



INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AMAZONAS

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E
TECNOLOGIA DO AMAZONAS

DEPARTAMENTO DE ENSINO SUPERIOR

GERLAN PEREIRA DE SOUZA

**DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO
PARA UMA EMPRESA DE PEQUENO PORTE**

MANAUS - AM

2016



INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AMAZONAS

GERLAN PEREIRA DE SOUZA

DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA EMPRESA DE PEQUENO PORTE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas, como requisito parcial, para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Prof. MSc Carlos Baptista Machado.

MANAUS - AM

2016



FICOGRÁFICA

Ficha Catalográfica
Layde Dayelle dos Santos Queiroz
CRB – 11/980

S719d Souza, Gerlan Pereira de.

Dimensionamento de uma rede de ar comprimido para uma empresa de pequeno porte. / Gerlan Pereira de Souza. – Manaus: IFAM, 2016.

52 f.: il. ; 30 cm.

Monografia (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas, 2016.

Orientador (a): Prof. MSc. Carlos Baptista Machado.

1. Engenharia mecânica 2. Rede de ar comprimido 3. Pneumática I. Machado, Carlos Baptista (Orient.) II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas III. Título.

CDD: 621



INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AMAZONAS



INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AMAZONAS



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO MÉDIA E TECNOLÓGICA
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA - AM
DEPARTAMENTO DE ENSINO SUPERIOR
ENGENHARIA MECÂNICA



Ata de Defesa de Trabalho Final de Graduação do (a) acadêmico (a)
GERLAN PEREIRA DE SOUZA sobre o tema:
"DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO
PARA UMA EMPRESA DE PEQUENO PORTE"

Aos sete dias do mês de dezembro de
Dois mil e dezesseis, às 20:40 na sala _____ do corredor da Sete de Setembro do Instituto Federal
de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas - IFAM, realizou-se a Defesa Pública do Trabalho de
Conclusão de Curso - TCC do formando: **GERLAN PEREIRA DE SOUZA**, intitulada:
"DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA EMPRESA DE
PEQUENO PORTE". A composição da Banca Examinadora contou com o Prof.^o MSc. Carlos José Batista
Machado, orientador e presidente da mesma, Prof.^o MSc Sidney Assis das Chagas, examinador e Prof.^o
MSc. Carlos José Batista Machado, examinador. A presidência da mesa deu início aos trabalhos, segundo
metodologia apropriada, após a apresentação, a Banca Examinadora se reuniu para análise, deliberação e
divulgação de nota atribuída ao Trabalho, solicitando inserção e remoção de dados. A sessão foi encerrada
às 21:15 horas. O Prof.^o Alberto de Castro Monteiro, coordenador do Curso de Engenharia Mecânica
do IFAM, lavrou a presente ata, que depois de lida e aprovada, foi assinada por mim, pelos membros da
Banca Examinadora e formando GERLAN PEREIRA DE SOUZA a quem foi conferido o mérito de
aprovado no Trabalho de Conclusão de Curso - TCC de Engenharia Mecânica. Manaus, sete de dezembro
de dois mil e dezesseis.

Orientador (a): _____

Examinador (a): _____

Examinador (a): Sidney Assis das Chagas

Formando (a): Gerlan Pereira de Souza

Secretário (a): _____

Nota: Atificada para
se examinar do e Prof. N.Sc. Alberto
de Castro Monteiro e 2º examinador
do Prof. Sidney Assis Chagas.

data: 09/12/16.

Alberto de Castro Monteiro



GERLAN PEREIRA DE SOUZA



INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
AMAZONAS

DIMENSIONAMENTO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA EMPRESA DE PEQUENO PORTE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas, como requisito parcial, para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Prof. MSc Carlos Baptista Machado.

Aprovado em

BANCA EXAMINADORA

Prof. MSc. Carlos Baptista Machado
Instituto Federal do Amazonas – IFAM

Prof. MSc.
Instituto Federal do Amazonas – IFAM

Prof. MSc. Andréa Regina Leite do Nascimento
Instituto Federal do Amazonas - IFAM

DEDICATÓRIA

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela minha existência, por tornar possível a realização das minhas conquistas ao longo de todos estes anos.

RESUMO

O presente trabalho se justifica por abordar uma temática de considerável importância para a realidade das organizações. Atualmente, o ar comprimido tornou-se uma das principais ferramentas para fabricação, aplicado em diversas áreas e etapas do processo produtivo, devido sua grande capacidade de diversificação. O trabalho em si, aborda as características, etapas e principais componentes para se obter um resultado significativo no funcionamento de uma rede de ar comprimido. Um bom planejamento para o dimensionamento nas instalações de ar comprimido, trazem resultados expressivos para os rendimentos dos equipamentos e para a empresa em geral. Aplicando este contexto, o foco do trabalho concentrou-se para o dimensionamento da distribuição da rede de ar comprimido da linha principal para disposição das máquinas, baseado no layout proposto pelos diretores de uma empresa de pequeno porte. O modelo de pesquisa para realização do trabalho foi baseado nas pesquisas bibliográficas, artigos, entre outros, como por observação em campo e coleta de dados realizada no âmbito da empresa estudada. Permitindo chegar a conclusão através do dimensionamento, do melhor diâmetro para a tubulação da empresa, de modo a consideramos uma possível expansão da empresa, sem perder desempenho e proporcionando uma maior vida útil dos equipamentos pneumáticos.

Palavras-chave: Ar comprimido, Dimensionamento, Equipamentos Pneumáticos.

ABSTRACT

The present work justifies itself once it takes in to consideration an important matter in the reality of many enterprises. Nowadays, the compressed air system has become one of the many tools for manufacturing, being applicated in several areas and stages of the manufacturing process, due to its great capacity of diversification. On this job, we intend to approach the characteristics, stages and main components in order to obtain an outstanding result from the air compressed system performance. A good planning during the installation dimensioning stage will bring positive result for the company as a whole. On this project we have focused on the main line of the air compressed system dimensioning, placing the machines according to the layout proposed by the board of directors of a small company. All the researches from this work were based on bibliography research, articles and so on and forth and also through field observation and data collect in the referred company. It allowed us to conclude through the dimensioning, the best diameter for the company ducts, without losing its performance and providing a higher working life of the pneumatic equipments.

Keyword: compressed air system, layout and diameter

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	16
OBJETIVO GERAL	16
OBJETIVO ESPECÍFICO	17
1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	18
1.1. Evolução do ar comprimido.	18
1.2. O que é ar comprimido?	18
1.3. Aplicação do ar comprimido	18
1.4. Produção do ar comprimido	19
1.5. Definição de compressores	20
<i>1.5.1.1. Compressores de deslocamento positivo.</i>	20
<i>1.5.1.2. Compressores de deslocamento positivo (rotativo Roots).</i>	20
<i>1.5.1.3. Compressores de deslocamento positivo (rotativo Palheta).</i>	21
<i>1.5.1.4. Compressores de deslocamento positivo (rotativo Parafuso).</i>	22
<i>1.5.1.5. Compressores de deslocamento positivo (Alternativo Pistão).</i>	23
<i>1.5.1.6. Compressores de deslocamento positivo (Alternativo Diafragma).</i>	24
<i>1.5.2. Compressores de deslocamento Dinâmicos.</i>	24
<i>1.5.2.1. Compressores de deslocamento Dinâmicos (Centrífugos)</i>	25
<i>1.5.2.2. Compressores de deslocamento Dinâmicos (Axial).</i>	25
1.6. Arrefecedor de ar.	26
<i>1.6.1 Refrigeração a água.</i>	26

	12
1.6.2 Refrigeração a ar.....	27
1.7. Reservatório de Ar Comprimido.....	28
1.8. Filtros de água e óleo	29
1.8.1. Filtragem de óleo, pré-filtro.....	29
1.8.2. Filtragem de partículas, pós- filtro.....	30
1.9. Secadores de ar	30
1.9.1. Secadores por refrigeração.....	31
1.9.2. Secadores por absorção (processo físico).....	31
1.9.3 Secadores por absorção (processo químico).....	32
1.9.4 Secadores por membrana.....	32
1.10. Distribuição do ar comprimido.....	33
1.10.1. Localização da central de produção.....	33
1.10.2. Layout da rede de distribuição	34
1.10.3. Perdas de carga	34
1.11. Dimensionamento da linha principal (tronco).....	35
1.11.1. Vazão	35
1.11.2. Comprimento total da linha principal.....	35
1.11.3. Queda de Pressão admissível	36
1.11.4. Pressão de regime	36
1.11.5. Pontos de estrangulamento.....	36
1.11.6. Equacionamento.....	36

2. METODOLOGIA.....	37
3. ESTUDO DE CASO.....	37
CONSIDERAÇÕES FINAIS	45
ANEXOS.....	46
REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de distribuição de ar comprimido	19
Figura 2- Tipos de Compressores.	20
Figura 3- Corte de um Compressor Roots.....	21
Figura 4- Compressor palheta.	22
Figura 5- Compressor Parafuso.	22
Figura 6- Estágios de compressão	23
Figura 7- Compressor de pistão.....	23
Figura 8- Compressor de diafragma.	24
Figura 9- Compressores centrífugos.	25
Figura 10- Compressores centrífugos.	26
Figura 11- Arrefecedor à água.....	27
Figura 12- Arrefecedor à água.....	27
Figura 13- Arrefecedor a ar.....	28
Figura 14- Reservatório de ar.....	29
Figura 15- Pré-filtro de ar comprimido.....	30
Figura 16- Pós- filtro de ar comprimido.	30
Figura 17- Secador por refrigeração.	31
Figura 18- Secador por absorção.	32
Figura 19- Secador por membrana.....	33
Figura 20- Central de produção de ar comprimido.....	34
Figura 21- Layout antigo da rede de distribuição principal	39
Figura 22- Novo Layout da linha de distribuição principal	40

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PMTA – Pressão Máxima de Trabalho Admissível

ISO– Organização Internacional para Padronização

LISTA DE SÍMBOLOS

Q - Vazão

C - Consumo

$\Delta\%$ - Percentagem para futura ampliação

L_T – Comprimento total da rede

L_1 – Comprimento retilíneo da rede

L_2 – Comprimento equivalente (pontos de estrangulamento)

d – Diâmetro interno

ΔP – Queda de pressão admissível

P – Pressão de trabalho

s – Comprimento de curso

n – Número de cursos por minuto

q – Consumo de ar por cm de curso

INTRODUÇÃO

Os registros históricos mostram que o uso da energia pneumática (ar comprimido), adquiriu importância industrial na segunda metade do século XIX. Porém, sua utilização é anterior a Da Vinci que utilizou em seus inventos. No velho testamento encontrasse referências com a fundação da escola de mecânicos no III século a.C., onde Ctesibios tornando-se o pioneiro na compressão do ar, em Alexandria. Sem muitos recursos e materiais adequados para aprimorar a técnica de compressão do ar, esta energia acabou sofrendo uma estagnação, voltando somente no século XVI e XVII, com os estudos feitos por Galileu, Otto, Von Guericke, Robert Boyle, Bacon e outras as leis de compressão e expansão dos gases. Nesse período temos a invenção do barômetro pelo cientista Evangelista Torricelli, contudo, somente em 1777, com a invenção da máquina de vapor, por Watts, houve o grande impulso para a utilização do ar comprimido, na máquina de vapor e nas mais sofisticadas máquinas e equipamentos pneumáticos que temos nos dias de hoje.

Na indústria o ar comprimido é de grande importância, aplicado em diversos tipos de processos, como por exemplo; em ferramentas pneumáticas, máquinas operatrizes, motores pneumático, sistema de comando, automatização de processos etc. Essa importante forma de energia não é só utilizada na indústria, mas pode ser aplicada em diversas áreas também, tais como hospitais, consultórios odontológicos, captação de água, tratamento de esgotos, construção civil, agricultura, aviação, navegação, siderurgia, limpeza, tratamento de superfícies, extração de petróleo, entre outras.

Desta forma, este trabalho abordará o dimensionamento de uma rede de ar comprimido para uma empresa de pequeno porte, localizada no Polo Industrial da cidade Manaus/AM. A empresa utiliza o ar comprimido em suas linhas de produção, por exemplo, dispositivos pneumáticos, pistola de impacto, parafusadeiras pneumáticas, entre outros equipamentos. Porém, para que as máquinas e dispositivos tenham um bom funcionamento o sistema de ar comprimido tem por obrigação garantir ar em quantidade (pressão e vazão) e qualidade (limpo e seco) em toda sua rede pneumática. Todavia, o sistema dimensionado deverá atender a demanda atual de ar comprimido e futuras ampliações dos pontos de consumo.

OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho é dimensionar uma rede de ar comprimido que atenda todas as etapas produtivas de uma empresa do Polo Industrial de Manaus.

OBJETIVO ESPECÍFICO

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Demonstrar a geração do ar comprimido a partir do compressor de ar.
- Identificar e estratificar todas as etapas do processo industrial do ar comprimido.
- Descrever as partes e principais componentes de um sistema de ar comprimido.
- Dimensionar a tubulação da linha principal de ar comprimido desde o compressor de ar até os ramais de consumo, de uma empresa de pequeno porte, situada no Polo Industrial da Cidade de Manaus.

1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1. Evolução do ar comprimido.

A história demonstra que há mais de 2000 anos os técnicos construía máquinas pneumáticas, produzindo energia pneumática por meio de um pistão. Como instrumento de trabalho utilizavam um cilindro de madeira dotado de êmbolo. Os antigos aproveitavam ainda a força gerada pela dilatação do ar aquecido e a força produzida pelo vento.

No século III d.C., um grego, Hero, escreveu um trabalho em dois volumes sobre as aplicações do ar comprimido e do vácuo. Contudo, a falta de recursos materiais adequados, e mesmo incentivos, contribuiu para que a maior parte destas primeiras aplicações não fosse prática ou não pudesse ser convenientemente desenvolvida. Como consequência, a maioria das informações perdeu-se por séculos. Durante um longo período, o desenvolvimento da energia pneumática sofreu paralisação, renascendo apenas nos séculos XVI e XVII, com as descobertas dos grandes pensadores e cientistas como Galileu, Otto Von Guericke, Robert Boyle, Bacon e outros, que passaram a observar as leis naturais sobre compressão e expansão dos gases. Encerrando esse período, encontra-se Evangelista Torricelli, o inventor do barômetro, um tubo de mercúrio para medir a pressão atmosférica, e com a invenção da máquina a vapor de Watts, tem início a era da máquina. No decorrer dos séculos, desenvolveram-se várias maneiras de aplicação do ar, com o aprimoramento da técnica e novas descobertas.

1.2. O que é ar comprimido?

Segundo Rocha (2005, p.17), “O ar comprimido é um produto dotado de alta energia, resultado de uma transformação termodinâmica sofrida pelo ar atmosférico por meio do consumo de trabalho mecânico de compressão realizado por uma máquina térmica, denominada compressor”.

O ar comprimido é produzido por máquinas denominadas compressores de ar.

1.3. Aplicação do ar comprimido

Nos dias atuais o ar comprimido é uma forma energética de enorme utilidade e inúmeras aplicações. Na indústria é empregado em diversos setores produtivos como, máquinas operatrizes, motores pneumáticos, sistema de comando, sistema de controle, sistema de regulagem, instrumentos de medição, na automatização de processos e entre outros, também é

encontrado em outros segmentos tais como, instalações de aeroportos, hospitais, na engenharia civil, posto de combustível e instalações centrais de climatização.

1.4. Produção do ar comprimido

Segundo Rocha et al. (2014, p. 14), a produção do ar comprimido é realizada num único sistema de produção e distribuição que fornece o ar comprimido para vários pontos de trabalhos através de uma rede de distribuição.

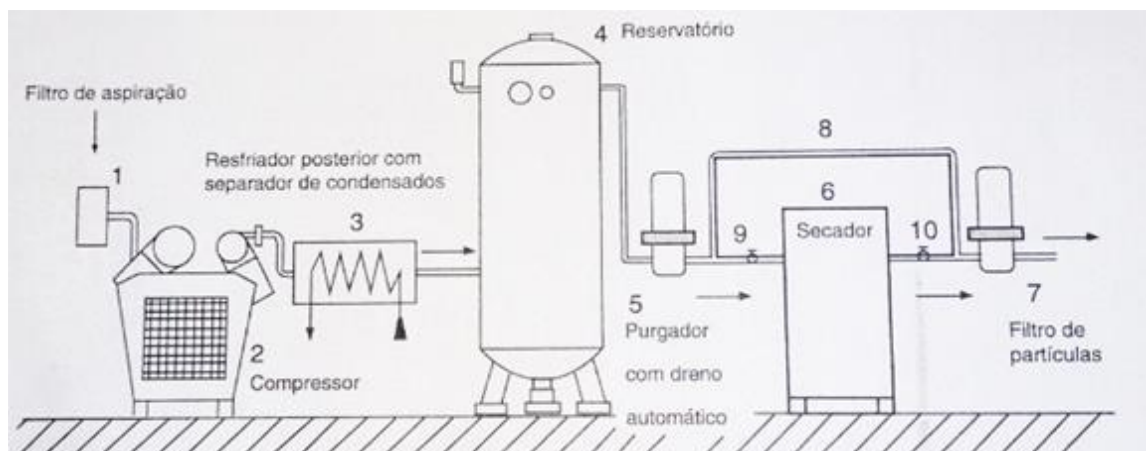


Figura 1 - Sistema de distribuição de ar comprimido. Automação Pneumática. Fonte: Prudente (2013)

Seguindo o fluxo da figura 1, o ar é aspirado do meio externo por meio de um filtro de aspiração (1) e entra no compressor (2), após a compressão temos um aumento da temperatura do ar. Necessita-se de um resfriador posterior (3) after cooler, que diminui a temperatura a um valor aceitável para o reservatório. A passagem do ar comprimido pelo o resfriador geralmente provoca a formação de gotas de à passagem do estado de gás a líquido. Essa água deverá ser separada do ar em um dispositivo, chamado separador de condensados, e sucessivamente eliminado pelo purgador. Um reservatório (4) serve para armazenar o ar comprimido, devido há contaminação de óleo na rede de distribuição, daí a necessidade de dispor de purgador com dreno automático (5) depois do reservatório. Necessário de um ulterior processo de secagem do ar a fim de eliminar completamente o resíduo de água após o resfriamento, pro meio do dispositivo chamado secador (6). O secador é guarnecido de válvulas de registro (9) e (10) na passagem do ar comprimido. Na válvula de restrição (8), temos a passagem do ar sem secador. Enfim, podemos ter um ulterior filtro de partículas (7) para a poeira muito fina, produzida pelo

sistema, que com esse filtro serão eliminadas. Estamos prontos agora para a utilização do ar comprimido em uma linha principal.

1.5. Definição de compressores

Segundo Parker (2006), compressores são máquinas utilizadas para elevar a pressão do ar atmosférico, aspirando e comprimindo, até uma determinada pressão desejada, exigida na execução dos trabalhos realizados pelo ar comprimido.

Existem variados tipos de compressores como ilustrado na Figura 2 a seguir.

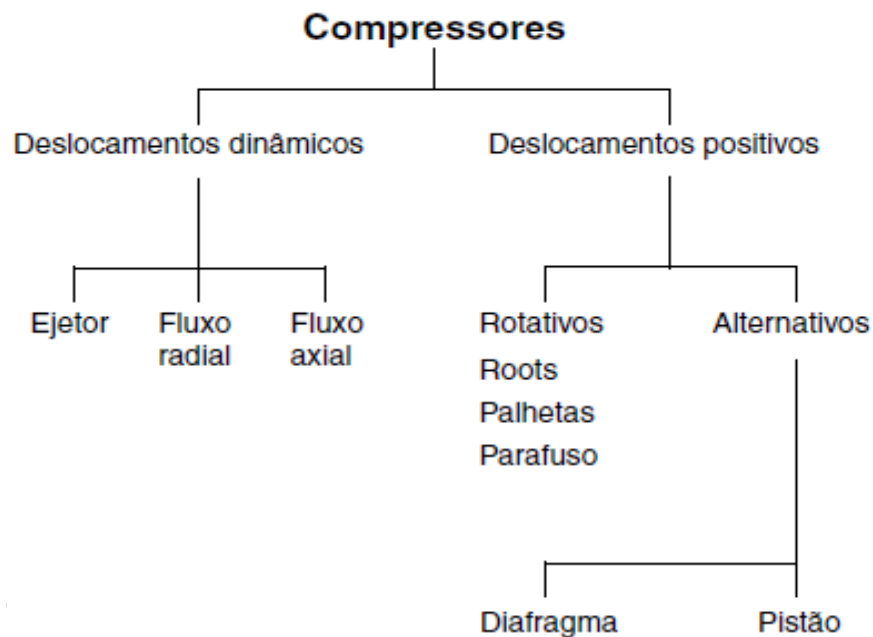


Figura 2- Tipos de Compressores. Fonte: PARKER (2006).

1.5.1.1. Compressores de deslocamento positivo.

O ar é admitido em uma câmara de compressão, que é isolada do meio exterior, onde seu volume útil da câmara é reduzido gradativamente sob a ação de uma peça especial, processando a compressão do ar. Quando a pressão da câmara atinge, as válvulas de descarga são abertas, e o ar é descarregado na tubulação, sob uma pressão aproximadamente constante para ser consumido.

1.5.1.2. Compressores de deslocamento positivo (rotativo Roots).

De acordo com Santos et al. (2014), os compressores rotativos Roots, possui dois rotores que giram em sentidos contrários, cujo os lóbulos engrenam um no outro, não tendo contato entre si ou com a carcaça, mas são projetados com precisão, a fim de que sejam

constantemente tangente entre si e com a carcaça. Este sincronismo é feito por engrenagens exteriores.

O ar penetra pela abertura de sucção e ocupa a câmara de compressão, sendo conduzidos pelos lóbulos, embora sendo classificado como volumétrico, não possui compressão interna. Os rotores apenas deslocam o gás de uma região de baixa pressão para uma região de alta pressão.

Esse compressor não trabalha com pressões elevadas, suas partes não necessitam de lubrificação e o ar comprimido pode ser fornecido isento de óleo, possuindo assim vida útil e um nível de ruído elevado, podendo trabalhar por muitos anos sem exigir maiores cuidados.



Figura 3- Corte de um Compressor Roots. Disponível em: <http://www.b2bmaquinas.com.br>. Acesso em Setembro de 2016.

1.5.1.3. Compressores de deslocamento positivo (rotativo Palheta).

Conforme Fialho (2004) são máquinas que possuem um rotor ou tambor central que gira excentricamente em relação à carcaça. Esse tambor possui rasgos radiais que se prolongam por todo o seu comprimento nos quais são inseridas as palhetas retangulares.

Quando o rotor gira a certa velocidade sob ação da força centrífuga, as palhetas tocam a parede interna da carcaça e, como o rotor está colocado excentricamente, deslizam para dentro e para fora. Desta forma, os espaços entre as palhetas vão sendo gradualmente deduzidos à medida que este gira no sentido horário, provocando assim a compressão progressiva do gás.

Este tipo de compressor é muito utilizado em laboratórios, máquinas ferramentas, robóticas e entre outras aplicações.



Figura 4- Compressor palheta. Fonte: SENAI (2014).

1.5.1.4. Compressores de deslocamento positivo (rotativo Parafuso).

Segundo Parker (2006), este tipo de compressor possui dois rotores em forma de parafusos que giram em sentido contrário. Um dos rotores possui lóbulos convexos e o outro uma depressão côncava (denominados rotores macho e rotores fêmea), mantendo entre si uma condição de engrenamento.

O ar admitido pela abertura de admissão e ocupa os intervalos entre os filetes dos rotores, onde é comprimido à medida que as porções engrenadas se deslocam para frente, reduzindo o espaço disponível para o ar e provocando a sua compressão.

Esses compressores geralmente possuem movimentos sincronizados através de engrenagens e não havendo contato entre os rotores, esse movimento não necessita de uso de lubrificante, fornecendo ar isento de óleo.



Figura 5- Compressor Parafuso. Disponível em: <http://refrimaiaservicos.com.br/compressoresparafuso.html>
Acesso em Setembro de 2016.

1.5.1.5. Compressores de deslocamento positivo (Alternativo Pistão).

Segundo Prudente (2013), este compressor conta com a presença de válvulas de admissão e descarga, pode ser de um estágio ou dois estágios. Os compressores de um estágio comprimem o ar admitido e em seguida descarrega. Os compressores de dois ou mais estágios possuem várias etapas, quando o primeiro pistão está admitindo o ar, o segundo está comprimindo. Um sistema clássico de biela-manivela, que converte o movimento rotativo em um movimento translacional de um pistão. O processo de compressão do ar ocorre inicialmente no primeiro cilindro e, depois de ser resfriado é comprimido novamente pelo segundo pistão. O resfriamento intermediário é absolutamente indispensável, pois com o aumento da pressão, temos o aumento da temperatura do ar.

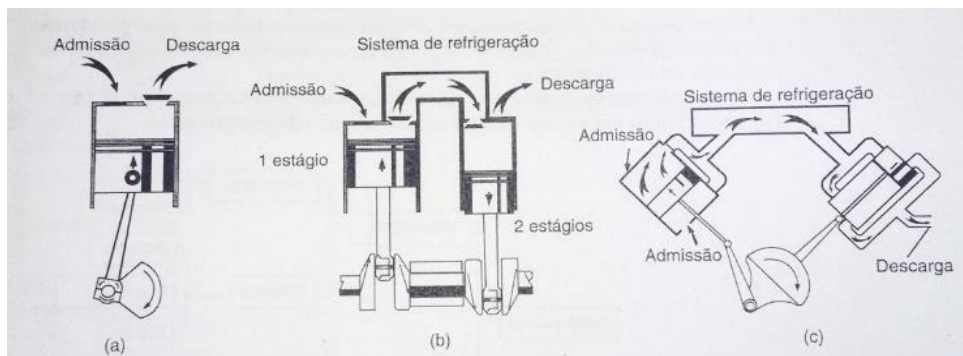


Figura 6- Estágios de compressão. Fonte: Prudente (2013)

Essa máquina é robusta e com um bom rendimento, dependendo da quantidade de estágios pode passar de 15 bar. Este equipamento possui como ponto negativo um elevado nível de ruído durante seu funcionamento.



Figura 7- Compressor de pistão. Disponível em: <http://www.policenter.com.br>. Acesso em: Setembro 2016.

1.5.1.6. Compressores de deslocamento positivo (Alternativo Diafragma).

De acordo com a Dinatec (2016):

“Seu princípio de funcionamento se baseia na compressão de óleo com os pistões alternativos. O óleo distribui a pressão uniformemente sobre a superfície do diafragma. Este por vez comprime o gás em uma câmara côncava. Os compressores diafragma podem comprimir qualquer tipo de gás: Oxigênio/Nitrogênio, gases inertes, gases corrosivos, gases tóxicos, etc. São totalmente resfriados a água. A manutenção é reduzida e realizada a cada 4000 horas. Podem ser fornecidos nas mais variadas vazões e pressões, podendo atingir pressões de até 1000 Bar.”



Figura 8- Compressor de diafragma. Disponível em: <https://www.dinatec.ind.br/>. Acesso em: Setembro de 2016.

1.5.2. Compressores de deslocamento Dinâmicos.

Os compressores dinâmicos podem ser classificados como centrífugo ou axial operando normalmente em velocidades superiores aos compressores volumétricos.

Segundo Ferraz (2010), os compressores dinâmicos possuem dois órgãos principais: impelidor e difusor. O impelidor é um órgão rotativo munido de pás, sua função é captar o ar atmosférico elevando sua velocidade ao longo da roda impulsora, o difusor tem como função transformar a energia cinética do gás em entalpia com consequente ganho de pressão. Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua e, portanto, corresponde exatamente ao que se denomina, em termodinâmica, um volume de controle.

1.5.2.1. Compressores de deslocamento Dinâmicos (Centrífugos)

Segundo Ferraz (2010):

“O ar é aspirado continuamente pela abertura central do impelidor e descarregado pela periferia do mesmo, num movimento provocado pela força centrífuga que surge devido à rotação. O fluído descarregado passa então a descrever uma trajetória em forma espiral através do espaço anular que envolve o impelidor e que recebe o nome de difusor radial ou difusor em anel. Esse movimento leva à desaceleração do fluído e conseqüente elevação de pressão. Prosseguindo em seu deslocamento, o gás é recolhido em uma caixa espiral denominada voluta e conduzindo à descarga do compressor. Antes de ser descarregado, o escoamento passa por um bocal divergente, o difusor de voluta, onde ocorre um suplementar processo de difusão. Operando em fluxo contínuo, os compressores centrífugos aspiram e descarregam o gás exatamente nas pressões externas, ou seja, há uma permanente coincidência entre a relação de compressão interna e a relação de compressão externa. Essa máquina é incapaz de proporcionar grandes elevações de pressão, de modo que os com pressões dessa espécie normalmente utilizados em processos industriais são de múltiplos estágios. ”

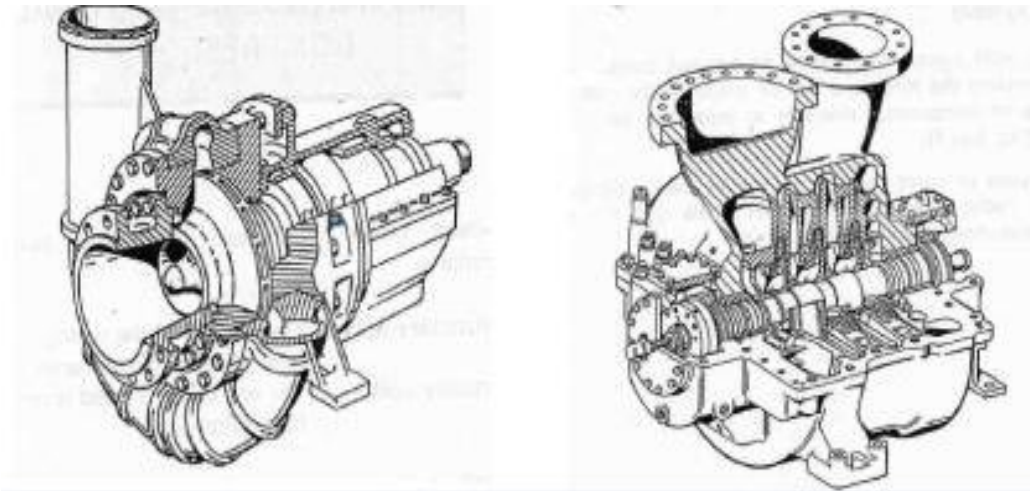


Figura 9- Compressores centrífugos. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAhDIMAG/compressores>. Acesso em Setembro de 2016.

1.5.2.2. Compressores de deslocamento Dinâmicos (Axial).

De acordo com Ferraz (2010):

“Esse é um tipo de turbocompressor de projeto, construção e operação das mais sofisticadas. Os compressores axiais são dotados de um tambor rotativo em cuja periferia são dispostas séries de palhetas em arranjos circulares igualmente espaçados, conforme mostra a foto abaixo. Quando o rotor é

posicionado na máquina, essas rodas de palhetas ficam intercaladas por arranjos semelhantes fixados circunferencialmente ao longo da carcaça. Cada par formado por um conjunto de palhetas móveis e outro de palhetas fixas se constitui num estágio de compressão. As palhetas móveis possuem uma conformação capaz de transmitir ao gás a energia proveniente do acionador, acarretando ganhos de velocidade e entalpia do escoamento. As palhetas fixas, por sua vez, são projetadas de modo a produzir uma deflexão no escoamento que forçará a ocorrência de um processo de difusão. Com a elevação de pressão obtida num estágio axial é bastante pequena, os compressores dessa espécie são sempre dotados de vários estágios. O escoamento se desenvolve através dos estágios segundo uma trajetória hélico-axial envolvendo o tambor. ”



Figura 10- Compressores centrífugos. Disponível em: <http://dacworldwide.com/product/detail/714/print>. Acesso em Setembro de 2016.

1.6. Arrefecedor de ar.

Os arrefecedores são trocadores de calor, instalados na saída do compressor para reduzir a temperatura do ar comprimido uma vez que ela pode chegar até 130°C, reduzindo para níveis próximos da temperatura ambiente. São classificados como arrefecedor de ar: refrigeração a água e refrigeração a ar.

1.6.1 Refrigeração a água.

Esses equipamentos são instalados imediatamente após o compressor e antes do reservatório de ar. Esse trocador de calor tem por finalidade refrigerar o ar comprimido, sendo possível a retirada de 75% a 90% vapor de água e óleo contido no ar.

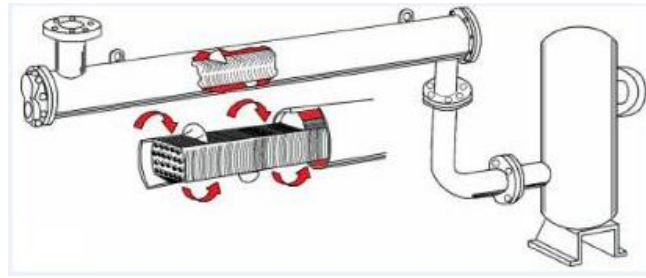


Figura 11- Arrefecedor à água. Fonte: Santos et al (2014)

A constituição deste equipamento assenta basicamente de um corpo cilíndrico contendo um feixe de tubos com boa condução de calor e um separador de condensados. O ar comprimido é obrigado a passar através dos tubos no sentido oposto da água de refrigeração dissipando calor ao longo da tubulação. O separador de condensados é instalado na saída do trocador de calor. A água condensada é enviada para uma câmara de retenção, onde é drenada manualmente ou automática (SANTOS et al, 2014).

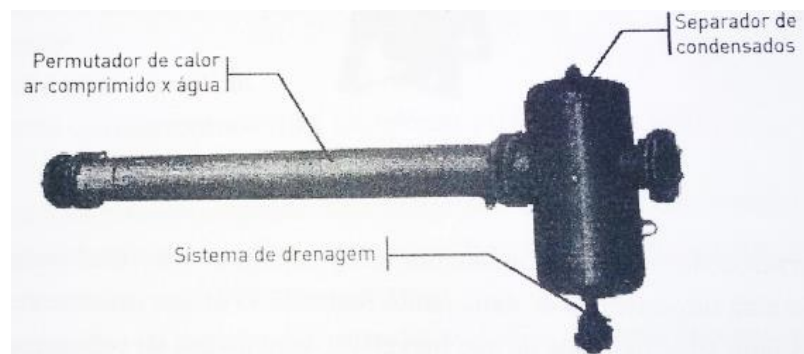


Figura 12- Arrefecedor à água. Fonte: Santos et al (2014)

1.6.2 Refrigeração a ar.

A refrigeração do ar comprimido é efetuada pela passagem num radiador que, por sua vez, realiza a troca de calor com ar, gerado por um ventilador elétrico que força a entrada do ar de refrigeração por entre as aletas do radiador. Este equipamento possui um separador de água com purga automática (SANTOS et al, 2014).



Figura 13- Arrefecedor a ar. Fonte: Santos et al (2014)

1.7. Reservatório de Ar Comprimido

De acordo com Santos et al (2014), os reservatórios de ar comprimido são utilizados como acumuladores de ar, com ele temos uma pressão constante e estabilizada na linha, permitindo que o compressor permaneça desligado ou funcione de modo contínuo, sem quedas bruscas de pressão. Reduz a oscilação do ar comprimido devido seu princípio de operação. Os reservatórios de pressão servem ainda de pulmão ao compressor fornecendo ar, a pressão constante a todo processo produtivo durante o tempo de parada do mesmo.

Os reservatórios de ar comprimido são absolutamente necessários no sistema em que os compressores têm funcionamento intermitente. Os mesmos devem atender ao PMTA (Pressão Máxima de Trabalho Admissível) do sistema, ser projetados, fabricado e testado conforme as normas nacionais e internacionais.

No cálculo da capacidade de um reservatório, deve-se considerar a vazão e o tipo do compressor.

- Para compressores de pistão:

Volume do reservatório = 20%, em litros do caudal total do sistema medido em m^3/min .

Exemplo:

Caudal total = $5 m^3/mim$

Volume total do reservatório = $20\% \times 5m^3/mim = 1.0 m^3/mim$

- Para compressores rotativos

Volume do reservatório = 10%, em litros, do caudal total do sistema em m^3/mim .

Exemplo:

Caudal total = $5\text{m}^3/\text{mim}$

Volume do reservatório = $10\% \times 5\text{m}^3/\text{mim} = 0,5\text{m}^3/\text{mim}$

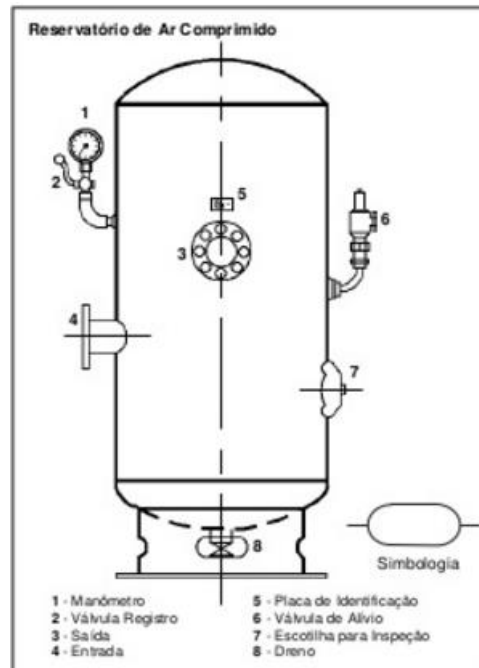


Figura 14- Reservatório de ar. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAABbLUAA/apostila-eletro-hidro-pneumatica>. Acesso em Setembro de 2016.

1.8. Filtros de água e óleo

Pela definição da Norma ISO-8573, filtro é um aparato para separar os contaminantes presentes em um fluido (ISO-8573/2.16).

Segundo Santos et al (2014), os filtros de ar comprimido servem para remover os contaminantes presentes ou gerados na fase compressão aparecendo, em 3 diferentes pontos de instalação: antes e depois do secador de ar comprimido, e na entrada do equipamento a ser utilizado.

1.8.1. Filtragem de óleo, pré-filtro

O pré-filtro é instalado antes do secador e tem como função remover cerca de 30% da contaminação sólida ou líquida. A pré-filtragem é essencial na remoção do óleo oriundo do processo da compressão do ar, prevenindo o secador da contaminação dessas impurezas. Esse processo de filtragem melhora a eficiência de secagem do ar comprimido, reduzindo também o

consumo de ar enérgico, com isso o secador irá receber ar isento de óleo, água e de partículas sólidas.



Figura 15- Pré-filtro de ar comprimido. Disponível em: <http://www.ljpneumaticos.com.br/products/FILTRO>. Acesso em: Outubro de 2016

1.8.2. Filtragem de partículas, pós-filtro

O pós- filtro é instalado após o secador (pós-filtro), tendo como função principal eliminar em torno de 30% da umidade residual, não removida pelo separador mecânico de condensados do secador por refrigeração, assim como separar e eliminar do sistema os sólidos não retidos no pré-filtro.



Figura 16- Pós- filtro de ar comprimido. Disponível em: <http://www.ljpneumaticos.com.br/products/FILTRO>. Acesso em: Outubro de 2016

1.9. Secadores de ar

Os secadores de ar comprimidos são equipamentos destinados a remover a umidade presente no fluxo de ar comprimido, tornando-o assim tecnicamente seco. Os filtros deixam

passar essa umidade, devido se encontrar em forma de gás. Assim, os secadores em conjunto com filtros, formam um eficiente sistema de tratamento, removendo todos os componentes indesejáveis tais como: partículas sólidas, óleo, água condensada, vapor d'água, e em casos especiais, odores, vírus e bactérias (FARGON, 2006).

São classificados como secadores de ar por: Refrigeração, absorção (processo físico), absorção (processo químico) e membrana.

1.9.1. Secadores por refrigeração.

Segundo Santos et al (2014), os secadores de ar comprimido por refrigeração têm como função desumidificar o ar comprimido, submetendo a uma temperatura próxima dos 0°C, temperatura do ponto de orvalho, a fim que a umidade seja retirada do sistema e garantido o funcionamento dos equipamentos. Os condensados são purgados para o exterior através de um purgador automático. O mesmo possui um sistema de reaquecimento, esse sistema reutiliza o calor de entrada para o reaquecimento do ar, que se encontram próximos dos 0°C.



Figura 17- Secador por refrigeração.

Disponível em: <http://www.nowak.com.br/blog/secador-de-ar-comprimido-titan-plus-70/>.

Acesso em: Outubro de 2016

1.9.2. Secadores por absorção (processo físico).

Segundo Santos et al (2014), a absorção é um processo físico que provoca a fixação de moléculas de um absorvato na superfície de um absorvente geralmente poroso e granulado, altamente higroscópico, que incorpora a massa de água sem se combinar. O secador tem um altíssimo poder de atração e retenção das moléculas de água sobre sua superfície, proporcionando um eficiente tratamento ao ar comprimido.

Este equipamento remove os vapores do ar comprimido sem condensá-los.

1.9.3 Secadores por absorção (processo químico).

De acordo com Parker (2006), este secador é também chamado de Processo químico de secagem, baseando-se na remoção de umidade pela passagem do ar comprimido através de uma massa higroscópica que reage quimicamente com o vapor d'água transformando em líquido, este é eliminado através de um dreno.

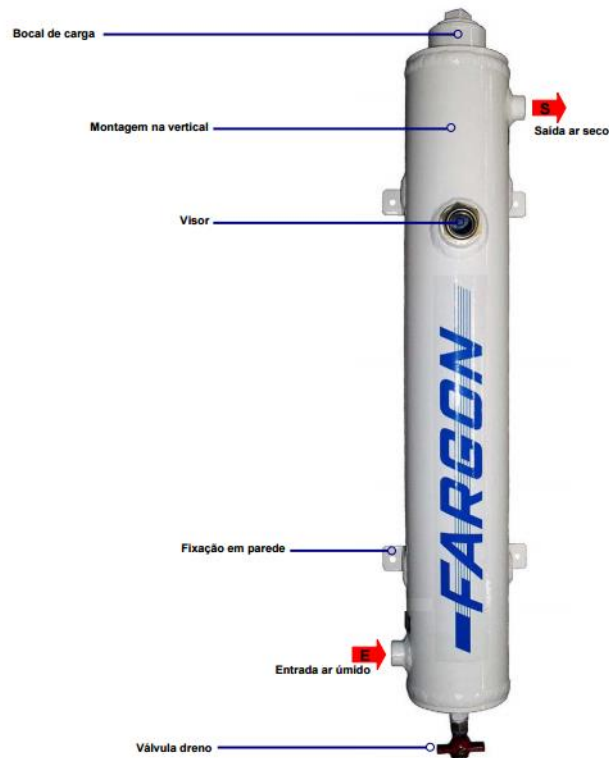


Figura 18- Secador por absorção. Disponível em: http://www.fargon.com.br/catalogos_tratamento_ar/catalogo_secador_deliquescente_ponto_de_uso.pdf. Acesso em: Outubro de 2016

1.9.4 Secadores por membrana

Segundo Santos et al (2014), este tipo de secador tem o ponto de orvalho de até -40°C , é constituído de dois sistemas. O primeiro é um conjunto de dois pré- filtros que asseguram máxima qualidade do ar. O segundo é o elemento filtrante de membrana, um aglomerado de tubos de fibras de membrana tratadas quimicamente. Depois de passar pelos filtros o ar passa longitudinalmente pelas milhares de fibras ocas do secador. Somente a umidade consegue passar lateralmente pela membrana, alojando-se na parte externa das mesmas. Na saída do ar

comprimido das membranas, é captada uma porcentagem de ar seco que retorna pelo lado externo das fibras, removendo as partículas líquidas das paredes da membrana, sendo então purgado para atmosfera. As membranas têm vida útil praticamente infinita, desde que não haja contaminação com óleo.



Figura 19- Secador por membrana. Disponível em: <http://www.eurotechniker.com.br/secadores-de-ar/sistema-de-membrana.html>. Acesso em: Outubro de 2016

1.10. Distribuição do ar comprimido.

A instalação de uma rede de distribuição de ar comprimido deve ser projetada procurando reduzir ao mínimo a queda de pressão nas tubulações e eliminando a condensação. Alguns cuidados devem ser tomados principalmente com a localização da central geradora, o sistema de arrefecimento, o dimensionamento da rede, o sistema de montagem e fixação da rede e tratamento do ar, caso contrário o rendimento fabril será afetado. Esses cuidados devem ser identificados conforme a norma ISO-8573-1.

1.10.1. Localização da central de produção

Segundo Fialho (2004), a casa de máquina deve estar localizada na parte externa da fábrica, devendo ser coberta, se possível isenta de poeira, com o fluxo de ar livre em temperatura ambiente entre 20 a 25°C. A central deve estar bem nivelada e com fácil acesso para manutenção, quando se fizer necessária. Dependendo da potência do compressor aconselha-se a implantação de sistema de ventilação apropriado, com ventiladores industriais, e ainda, se necessário, um sistema de refrigeração.



Figura 20- Central de produção de ar comprimido. Disponível em:
<http://www.worteccompressores.com.br/redes-de-ar-comprimido.php>. Acesso em: Outubro de 2016

1.10.2. Layout da rede de distribuição

Conforme Parker (2006), a definição do layout é importante. Este deve ser construído em desenho isométrico ou escala, permitindo a obtenção do comprimento das tubulações, suas ramificações e todos os pontos de consumo, incluindo futuras instalações, a posição de válvulas de fechamento, moduladoras, conexões, curvaturas, separadores de condensado, etc. Através do layout, pode-se então definir o menor percurso da tubulação. Seu formato pode ser circuito fechado ou circuito aberto.

O circuito fechado é o mais utilizado nas indústrias, pois se distribui por toda extensão da fábrica alimentando os pontos uniformemente, uma vez que o ar flui nos dois sentidos.

O circuito aberto é indicado para abastecer pontos isolados ou distantes. Nesse circuito o ar flui numa única direção, impossibilitando uma alimentação uniformemente dos pontos.

Segundo Fialho (2004), a instalação de válvulas de registro, é aconselhável para facilitar a manutenção, permitindo assim que a linha em manutenção seja isolada da rede, evitando deste modo seu desligamento geral.

As redes de distribuição pneumática normalmente são aéreas, sendo fixadas nas paredes, vigas ou forro por meio de ferragens apropriadas, como tirantes, pendurais, cantoneiras etc.

1.10.3. Perdas de carga

De acordo com Fialho (2004), a perda de carga ocorre em parte à viscosidade do fluido, ao atrito nas paredes da tubulação pneumática e à mudança de direção e os pontos de estrangulamento. A perda de cargas pode ser distribuída ou localizada.

- Perdas de cargas distribuídas: são aquelas que ocorrem ao longo da tubulação reta, de diâmetro constante e pouco variável, fazendo com que a pressão total vá diminuindo gradativamente.
- Perdas de cargas localizadas: são aquelas que ocorrem por causa da mudança rápida de direção do fluido ao longo da tubulação devido aos pontos de estrangulamento. (PRUDENTE, 2013)

1.11. Dimensionamento da linha principal (tronco).

Para dimensionar uma rede de distribuição principal devemos, em primeiro lugar, estimar com rigor a pressão e vazão necessárias para o funcionamento dos mais diversos postos de trabalho, o comprimento da linha principal, a queda de pressão admissível, os números de pontos de estrangulamento e o possível aumento de consumo ao longo dos anos.

1.11.1. Vazão

Vazão é a quantidade em m³ por hora de ar consumido na rede, supondo que todos os equipamentos estão em funcionamento ao mesmo tempo. (FIALHO, 2004)

Para efeito de dimensionamento seguro e recordando a possibilidade futura de ampliação de pontos de consumo, deve-se somar a esse volume o percentual estimulado para futura ampliação.

Considerando também, a fuga de ar comprimido, já que em todos os sistemas possuem fuga de ar comprimido. Válvulas, tubos, mangueiras e conexões mal vedadas, corroídos, furados e sem manutenção são responsáveis por vazamentos de enormes proporções num sistema pneumático, que pode chegar a até 40% de todo ar comprimido produzido. (Parker 2006).

$$Q = C \cdot \Delta\%$$

Em que:

Q - Vazão (m³/h)

C - Consumo (m³/h)

$\Delta\%$ - Percentagem para futura ampliação

1.11.2. Comprimento total da linha principal

É a soma do comprimento total da rede de distribuição de ar comprimido, e obtida em função do seu comprimento linear acrescido dos comprimentos equivalentes de todos os pontos de estrangulamento. Assim temos:

$$L_T = L_1 + L_2$$

Em que:

L_T – Comprimento total da rede (m)

L_1 – Comprimento retilíneo da rede (m)

L_2 – Comprimento equivalente (pontos de estrangulamento) (m)

1.11.3. Queda de Pressão admissível

Segundo Santos et al (2014), essa queda de pressão, ocorre ao longo da tubulação que está associada à rugosidade interna da mesma, aos elementos de estrangulamento e ao tipo de escoamento do fluido.

Nas instalações de ar comprimido o tipo de escoamento resulta de um misto de variados fatores, como sejam a rugosidade, a existência de curvas, tês, joelhos, válvulas, desalinhamento da linha etc.

Essa queda de pressão, também conhecida como perda de carga, para um desempenho satisfatório da rede, não deve exceder $0,3\text{kgf/cm}^2$. Em caso de grandes redes pode chegar ao máximo de $0,5\text{kgf/cm}^2$ (FIALHO, 2004).

1.11.4. Pressão de regime

É a pressão na qual o ar se encontra armazenada no reservatório (7 a 12kgf/cm^2). E na rede de distribuição uma pressão de 9kgf/cm^2 . Lembrando que a pressão de trabalho considerável econômica na indústria é de 6kgf/cm^2 .

1.11.5. Pontos de estrangulamento

Os pontos de estrangulamento são constituídos por todos os elementos de ligação da rede (curvas, tês, registros, etc) necessários para a distribuição de ar ao longo de toda instalação industrial. Este estrangulamento deve ser convertido em comprimento equivalente (L_2) através da tabela apresentada no Anexo A.

1.11.6. Equacionamento

O cálculo do diâmetro mínimo da rede de distribuição, necessário para atender à demanda, inclusive já prevendo expansão futura, pode ser obtido de duas maneiras, como por tabela nomograma (Anexo B) e como pela seguinte equação:

$$d = 10 \left[\sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1,85} \cdot L_t}{\Delta P \cdot P}} \right]$$

d – Diâmetro interno (mm)

ΔP – Queda de pressão admissível (kgf/cm²)

P – Pressão de trabalho (Kgf/cm²)

2. METODOLOGIA

Para a elaboração e compreensão deste trabalho, realizou-se uma revisão bibliográfica sobre o assunto, buscando pesquisar e interpretar conceitos sobre ar comprimido e sua grande importância dentro do cenário industrial, onde, um bom planejamento nessas instalações de ar comprimido, trazem resultados expressivos para uma empresa em termos de redução de custo, com menor consumo de energia, além de um melhor rendimento e aumento da vida útil dos equipamentos pneumáticos.

As informações levantadas a respeito deste do tema, possuem como base em pesquisas bibliográficas, a observação e coleta de dados em campo. A pesquisa bibliográfica se caracteriza pela necessidade de conhecimento no sistema pneumático e suas etapas de distribuição. A observação em campo com intuito compreender e analisar as oportunidades de melhoria do processo produtivo, voltada para a rede de ar comprimido. E a coleta de dados para utilização dos recursos dispostos na empresa.

O método aplicado foi através do cálculo com o uso das fórmulas, para se obter o diâmetro da tubulação.

3. ESTUDO DE CASO

Na empresa estudada, o fluxo produtivo da planta, que possuía uma área de 1.000M², era confuso e, por vezes inadequado, não havia espaço para as máquinas e equipamentos utilizados no processo produtivo, sem demarcação de corredores, prejudicando o fluxo, o controle visual e com uma rede de ar comprimido sem garantia de qualidade em todo o seu sistema pneumático.

A ideia de mudança da planta foi proposta pelos gestores da organização, tendo em vista a ampliação da capacidade produtiva e a implantação de novos produtos, passando a ter uma área de 2.500M². Porém a nova planta era antiga e possuía os mesmos problemas da planta anterior, havendo a necessidade de um dimensionamento da linha principal de ar comprimido que atendesse todas as etapas produtivas da empresa.

O estudo do dimensionamento da linha principal foi dividido em quatro etapas:

1º Etapa dados técnicos do equipamento

Levantamento dos dados técnicos do compressor de ar:

Modelo: SRP 4015

Fabricante: SCHULZ COMPRESSORES

Faixa de pressão nominal: 9 bar

Faixa de vazão nominal: 86,64 m³/h

Com secador integrado

Potência de 15Hp

Potência do motor 11Kw

Volume do reservatório 500L

2º Etapa do Estudo- Análise e Definição do Layout da Instalação Industrial

Conforme foi citado no item 1.10.2, este deve ser construído em desenho isométrico ou escala, permitindo a obtenção do comprimento das tubulações, suas ramificações e todos os pontos de consumo, incluindo futuras instalações. Através do layout, pode-se então definir o menor percurso da tubulação.

O antigo layout foi projetado de forma inadequada, não obedecendo ao fluxo do processo e possuindo muitos pontos de estrangulamento, tubos com diferentes diâmetros ao longo da rede, fazendo com que em alguns pontos na linha apresentasse uma queda de pressão elevada.

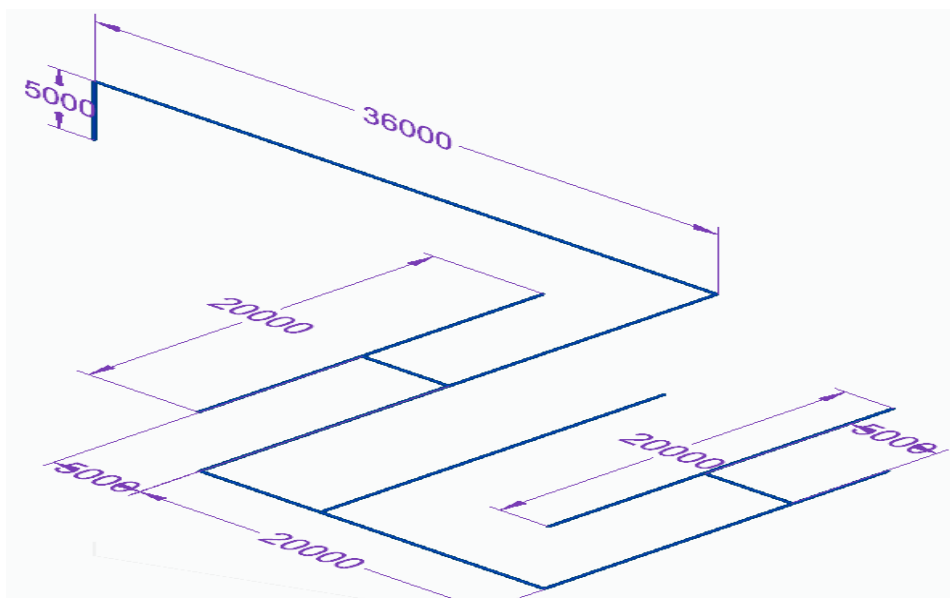


Figura 21- Layout antigo da rede de distribuição principal (escala em milímetros).

O novo layout da linha de distribuição foi elaborado com auxílio do software Solid Edge.

Para o novo layout, o circuito fechado foi o escolhido, por ser o mais utilizado nas maiorias das indústrias, pois distribui o ar por toda extensão da rede, facilitando futuras instalações de novos pontos de consumo ainda não previsto, instalações de válvulas para eventuais intervenções de manutenção permitindo assim, que a parte da rede seja isolada evitando o desligamento geral, possui uma pressão uniformemente por toda linha, uma vez que o ar flui nos dois sentidos.

Através da Figura 22 pode-se perceber o novo layout da linha de distribuição de ar comprimido com todas as suas dimensões.

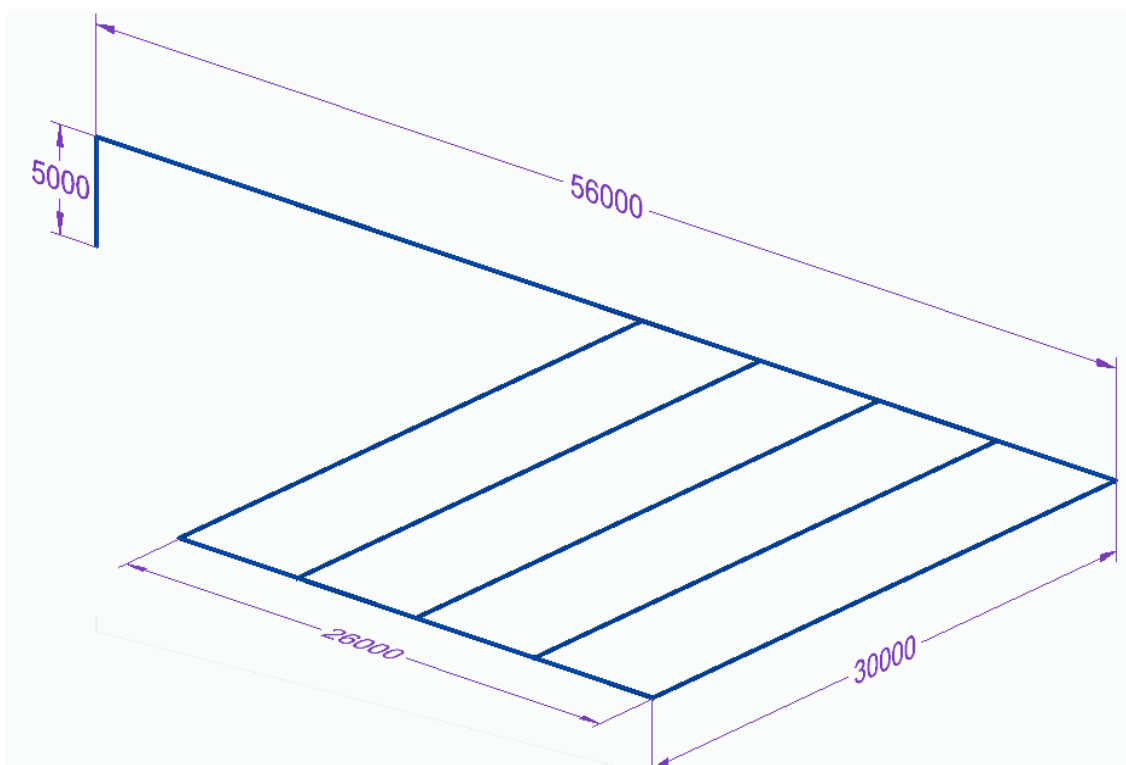


Figura 22- Novo Layout da linha de distribuição principal (escala em milímetros).

3º Etapa do Estudo- Equipamentos Pneumáticos (Vazão)

Para conhecermos a vazão de cada equipamento, foi realizado um levantamento dos equipamentos pneumáticos utilizados na linha de produção da empresa em estudo.

Esses equipamentos ou dispositivos auxiliam na montagem dos produtos, os mesmos são desenvolvidos para realizar movimentos mecânicos, utilizando atuadores pneumáticos.

1º Cálculo da Vazão dos atuadores pneumáticos da linha de produção:

Segundo Marins (2009):

- Fórmula para cálculo do consumo de ar para atuadores de dupla ação:

$$Q = 2(s.n.q) \text{ (l/min)}$$

Q – Vazão (l/min)

s – Comprimento de curso (cm)

n – Número de cursos por minuto (ciclos)

q – Consumo de ar por cm de curso

Quadro 1- Consumo de ar para Atuadores Pneumáticos

Dispositivo	Diâmetro do cilindro	Comprimento do curso (cm)	Número de ciclo (por min)	Consumo de ar (Anexo F)
1	Ø32 mm	10cm	25	0,055 l/cm
2	Ø40 mm	5cm	30	0,086 l/cm
3	Ø50 mm	10cm	25	0,134 l/cm
4	Ø80 mm	40cm	8	0,342 l/cm

- 1º Dispositivo:

$$Q = 2(s.n.q) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 2(10.25.0,055) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 27,5 \text{ (l/min)} \therefore$$

$$Q = 1,65 \text{ m}^3/\text{h}$$

- 2° Dispositivo:

$$Q = 2(s.n.q) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 2(5.30.0,086) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 25,8 \text{ (l/min)} \therefore$$

$$Q = 1,55 \text{ m}^3/\text{h}$$

- 3° Dispositivo:

$$Q = 2(s.n.q) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 2(10.25.0,134) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 67 \text{ (l/min)} \therefore$$

$$Q = 4,02 \text{ m}^3/\text{h}$$

- 4° Dispositivo:

$$Q = 2(s.n.q) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 2(40.8.0,342) \text{ (l/min)}$$

$$Q = 218,9 \text{ (l/min)} \therefore$$

$$Q = 13,13 \text{ m}^3/\text{h}$$

2° Quadro da Vazão por equipamentos pneumáticos:

De acordo com os cálculos acima e com os Anexos C, D e E, o quadro 1 resume a vazão, pressão e a quantidade dos equipamentos pneumático utilizados nas linhas de produção da empresa:

Quadro 2- Consumo de ar para Equipamentos Pneumáticos da Linha Secundária

Equipamento	Pressão	Vazão por Equipamento	Quantidade	Vazão
PARAFUSADEIRA UL-50SD	6,0 kgf/cm ²	0,35m ³ /h	6	2,1m ³ /h

PARAFUSADEIRA UX-500D	6,0 kgf/cm ²	0,25m ³ /h	10	2,5m ³ /h
PARAFUSADEIRA UX-700D	6,0 kgf/cm ²	0,35 ³ /h	6	2,1m ³ /h
PARAFUSADEIRA U-350SD	6,0 kgf/cm ²	0,15 ³ /h	15	2,25m ³ /h
PARAFUSADEIRA UX-500SD	6,0 kgf/cm ²	0,25m ³ /h	12	3m ³ /h
PARAFUSADEIRA UX-612SD	6,0 kgf/cm ²	0,32m ³ /h	8	2,56m ³ /h
Atuador de Ø32 mm	6,0 kgf/cm ²	1,65m ³ /h	8	13,2m ³ /h
Atuador de Ø40 mm	6,0 kgf/cm ²	1,55m ³ /h	4	6,2m ³ /h
Atuador de Ø50 mm	6,0 kgf/cm ²	4,02m ³ /h	4	16,08m ³ /h
Atuador de Ø80 mm	6,0 kgf/cm ²	13,13 m ³ /h	1	13,13m ³ /h
Vazão Total				60,87m ³ /h

4º Etapa do Estudo- Dimensionamento da Linha Principal

Para o dimensionamento da linha principal têm-se os seguintes dados, à pressão de trabalho (kgf/cm²), a vazão (M³/h) dos equipamentos pneumáticos, o comprimento da linha principal (m), a queda de pressão admissível (kgf/cm²), comprimento equivalente (pontos de estrangulamento) (m) e o aumento de consumo ao longo dos anos.

Considerando:

- 7,8 kgf/cm² para a pressão de trabalho na tubulação da rede principal;
- 60,87 m³/h para a vazão dos equipamentos pneumáticos + aumento de 30% de capacidade;
- 237m para o comprimento da tubulação, baseada no novo layout;
- 30% considerando perda de carga por atrito (curvas + acessórios) + perda por escapamento de ar (vazamento).

- 6,0 Kgf/cm² de pressão estabilizada nos pontos de consumo.

Para esta primeira etapa, considera-se o cálculo sem os comprimentos das singularidades, pois primeiramente é necessário conhecer o diâmetro da tubulação linear.

1° *Cálculo da vazão do ar + aumento de 30% de capacidade:*

$$Q = C \cdot \Delta\%$$

$$Q = 60,87 \cdot 1,3$$

$$Q = 79,13 \text{ m}^3/\text{h}$$

2° *Cálculo do diâmetro interno com o comprimento linear (L₁):*

Desta forma, consideram-se os valores abaixo:

Comprimento da tubulação linear (L₁).....237 m;

Queda de pressão admitida (ΔP)..... 0,3 kgf/cm²;

Pressão de regime (P)..... 6 kgf/cm²;

Volume de ar consumido (Q).....79,13 m³/h;

Assim temos, o cálculo do diâmetro interno:

$$d = 10 \left[\sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1,85} \cdot L_1}{\Delta P \cdot P}} \right]$$

$$d = 10 \left[\sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 79,13^{1,85} \cdot 237}{0,3 \cdot 6}} \right]$$

$$d = 37,19 \text{ mm}$$

O diâmetro obtido não foi utilizado como referência para o cálculo do comprimento equivalente, deve-se verificar o valor mais próximo superior, ou seja 38,1mm, que corresponde

ao tubo de diâmetro nominal 1 ½”polegadas. O mesmo deve ser utilizado para consulta das perdas por singularidades.

3° Cálculo do diâmetro interno com o comprimento linear e as singularidades ($L_1 + L_2$):

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

Tabela 1- Comprimento equivalente das singularidades. Fonte: PARKER (2006)

Baseando-se no Layout, temos as seguintes singularidades (L_2):

- 4 curvas de 90° raio longo
- 7 tês roscados com fluxo em linha
- 10 válvulas do tipo gaveta roscadas

Relacionando o diâmetro encontrado da tubulação com a Tabela 1 e suas respectivas singularidades. Temos o comprimento de cada singularidade, conforme abaixo:

- 4 curvas de 90° raio longo => 9m
- 7 tês roscados com fluxo em linha => 16,8m
- 10 válvulas do tipo gaveta roscadas => 3,7m

Então, a soma do comprimento total da rede de distribuição de ar comprimido foi obtida através da função:

$$L_T = L_1 + L_2$$

$$L_T = 237 + 29,5$$

$$L_T = 266,5m$$

Assim, temos:

$$d = 10 \left[\sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1,85} \cdot L_T}{\Delta P \cdot P}} \right]$$

$$d = 10 \left[\sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 79,13^{1,85} \cdot 266,5}{0,3 \cdot 6}} \right]$$

$$d = 38,07mm$$

Considerando as perdas de carga dos elementos de ligação no cálculo do diâmetro interno da tubulação, obtêm-se 38,07mm, o que corresponde a uma tubulação com diâmetro nominal comercial de 1 ½”, ou seja 38,1mm.

Com esta informação, pode-se fazer a escolha a tubulação da linha principal de ar comprimido, sendo este um fluido de baixa pressão foi escolhida a série leve (UNI 4148), de acordo com o Anexo G, onde a espessura da parede da tubulação será 3,25mm.

CONSIDERAÇÕES FINAIS

O dimensionamento de uma rede industrial de ar comprimido é essencial para uma empresa, caso contrário, afeta diretamente sua produtividade, como também gera um desperdício de energia elétrica, ocasionado pelos pontos de vazamento e estrangulamentos da tubulação.

O estudo bibliográfico abordou todo o processo de produção do ar comprimido, desde sua geração, preparação, principais componentes do sistema e distribuição, chegando ao diâmetro ideal da tubulação obtido pelo equacionamento.

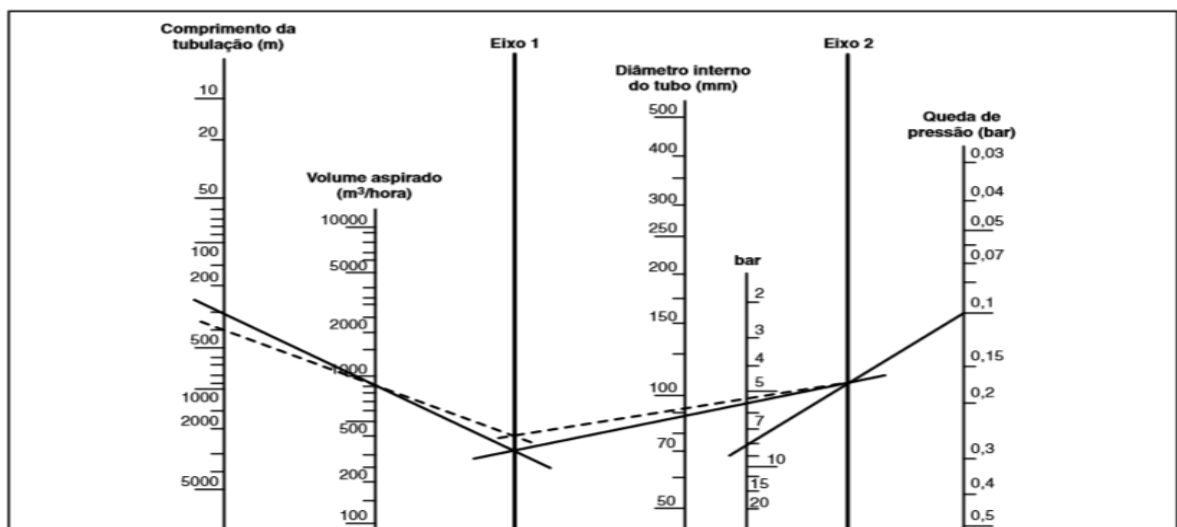
O objetivo proposto pelo trabalho foi alcançado, visto que o estudo trouxe uma contribuição significativa para a empresa, definindo o diâmetro ideal da tubulação a ser aplicada, uma vez que a antiga instalação da empresa possuía tubulações com diâmetros diferentes.

Com base nos resultados obtidos, este dimensionamento reduziu ao mínimo a queda de pressão, eliminando a condensação da linha principal, aumentando o rendimento e a vida útil dos equipamentos pneumáticos. Ficando proposto para trabalhos futuros, o dimensionamento das linhas secundárias.

ANEXOS

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

Anexo A- Comprimento Equivalente de Tubulação (m)



Anexo B – Nomograma para cálculo de diâmetro interno da tubulação

SPECIFICATIONS

Recommended Air Pressure : 0.6MPa (85psi)

Model	Capacity (Nominal Bolt Size)		Torque Range				Free Speed (Approx.) rpm		Overall Length (about)		Weight less Socket or Bit (about)		From Center to Outside (about)		Sq. Drive or Hex. Size		Average Air Consumption	
			0.5MPa		0.6MPa		0.5MPa	0.6MPa										
	mm	in	Nm	ft-lbs	Nm	ft-lbs	mm	in	kg	lb	mm	in	mm	in	m ³ /min	ft ³ /min		
U-350D	3-4	No.5-No.8	3.0-5.0	2.2-3.7	3.5-5.8	2.5-4.2	10000	10500	154	6 1/16	0.77	1.7	22.0	7/8	6.35	1/4	0.15	5.3
U-410	4-5	No.8-No.10	6.0-8.5	4.4-6.3	7-10	5.0-7.2	10000	10500	177	6 31/32	1.00	2.2	22.0	7/8	9.5	3/8	0.15	5.3
U-410D	4-5	No.8-No.10	6.0-8.5	4.4-6.3	7-10	5.0-7.2	10000	10500	188	7 13/32	1.00	2.2	22.0	7/8	6.35	1/4	0.15	5.3
UX-450	5	No.10	7.7-13	5.7-9.6	9-15	6.5-11	9000	9500	147	5 25/32	0.85	1.9	22.0	7/8	9.5	3/8	0.20	7.0
UX-450D	5	No.10	6.8-12	5.0-8.9	8-14	5.8-10	9000	9500	152	5 63/64	0.85	1.9	22.0	7/8	6.35	1/4	0.20	7.0
UX-500	5-6	No.10-1/4	13-21	9.6-15.5	15-25	11-19	9000	9300	147	5 25/32	0.87	1.9	22.0	7/8	9.5	3/8	0.25	8.8

Anexo C – Especificação Técnica das Parafusadeiras

SPECIFICATIONS

Recommended Air Pressure : 0.6MPa (85psi)

Model	Capacity (Nominal Bolt Size)		Torque Range				Free Speed (Approx.) rpm		Overall Length (about)		Weight less Socket or Bit (about)		From Center to Outside (about)		Sq. Drive or Hex. Size		Average Air Consumption	
			0.5MPa		0.6MPa													
	mm	in	Nm	ft-lbs	Nm	ft-lbs	0.5MPa	0.6MPa	mm	in	kg	lb	mm	in	mm	in	m ³ /min	ft ³ /min
U-310SD	3-4	No.5-No.8	2.1-2.6	1.6-1.9	2.5-3.1	1.8-2.2	10000	11000	222	8.47/64	0.62	1.5	18.0	47/64	6.35	1/4	0.15	5.3
U-350SD	3-4	No.5-No.8	3.0-5.0	2.2-3.7	3.5-5.8	2.5-4.2	10000	10500	238	9.3/8	0.71	1.5	22.0	47/64	6.35	1/4	0.15	5.3
U-410S	4-5	No.8-No.10	6.0-8.5	4.4-6.2	7-10	5.0-7.2	10000	10500	239	9.13/32	0.80	1.8	22.0	7/8	9.5	3/8	0.15	5.3
U-410SD	4-5	No.8-No.10	6.0-8.5	4.4-6.3	7-10	5.0-7.2	10000	10500	240	9.29/64	0.80	1.8	22.0	7/8	6.35	1/4	0.15	5.3
UX-450S	5	No.10	7.7-13	5.7-9.6	9-15	6.5-11	9000	9500	234	9.7/32	0.80	1.8	22.0	7/8	9.5	3/8	0.20	7.0
UX-450SD	5	No.10	6.8-12	5.0-8.8	8-14	5.8-10	9000	9500	239	9.13/32	0.80	1.8	22.0	7/8	6.35	1/4	0.20	7.0
UX-500S	5-6	No.10-1/4	13-21	9.6-15.5	15-25	11-19	9000	9300	239	9.13/32	0.92	2.0	22.0	7/8	9.5	3/8	0.25	8.8
UX-500SD	5-6	No.10-1/4	11-17	8.1-12.5	13-20	10-15	9000	9300	244	9.29/64	0.92	2.0	22.0	7/8	6.35	1/4	0.25	8.8
UX-612S	6-8	1/4-5/16	17-30	12.5-22	20-35	15-25	9000	9300	248	9.49/64	1.00	2.2	23.3	29/32	9.5	3/8	0.32	11.1
UX-612SD	6-8	1/4-5/16	13.5-24	10-17.7	16-28	12-20	9000	9300	253	9.61/64	1.00	2.2	23.3	29/32	6.35	1/4	0.32	11.1
UX-700S	8	5/16	21-38	15.5-28	25-45	20-35	8700	9000	244	9.29/64	1.27	2.8	26.5	1.3/64	9.5	3/8	0.35	12.3
UX-700SD	8	5/16	17-31	12.5-22.9	20-36	16-28	8700	9000	249	9.51/64	1.27	2.8	26.5	1.3/64	6.35	1/4	0.35	12.3
UX-800S	8-10	5/16-3/8	30-51	22-37.6	35-60	25-45	8500	9000	250	9.27/32	1.48	3.2	35.5	1	9.5	3/8	0.40	14.2
UX-900S	10	3/8	38-64	28-47.2	45-75	35-55	7300	7600	310	12.13/64	1.80	3.9	37.5	1.9/64	12.7	1/2	0.42	14.9

Anexo D – Especificação Técnica das Parafusadeiras

SPECIFICATIONS

Recommended Air Pressure : 0.5MPa (72psi) - 0.6MPa (85psi)

Model	Capacity (Nominal Bolt Size)		Torque Range				Free Speed (Approx.) rpm		Overall Length Less Socket or Bit (Approx.)		Weight less Socket or Bit (Approx.)		From Center to Outside (Approx.)		Sq. Drive or Hex. Size		Average Air Consumption	
			0.5MPa		0.6MPa		0.5MPa	0.6MPa	mm	in	kg	lb	mm	in	mm	in	m ³ /min	ft ³ /min
	mm	in	Nm	ft-lbs	Nm	ft-lbs	0.5MPa	0.6MPa	mm	in	kg	lb	mm	in	mm	in	m ³ /min	ft ³ /min
UL30	5	No.10	5.5-10.5	4.1-7.8	6-12	4.4-8.9	5400	5700	133	5 15/64	0.70	1.5	20.5	13/16	9.5	3/8	0.20	7.0
UL30D	5	No.10	5.5-10.5	4.1-7.8	6-12	4.4-8.9	5400	5700	137	5 25/64	0.70	1.5	20.5	13/16	6.35	1/4	0.20	7.0
UL40	5-6	No.10-1/4	11-20	8.1-14.8	13-22	9.6-16.3	5800	6100	133	5 15/64	0.70	1.5	20.5	13/16	9.5	3/8	0.20	7.0
UL40D	5-6	No.10-1/4	9-17	6.7-12.6	11-20	8.1-14.8	5800	6100	137	5 25/64	0.70	1.5	20.5	13/16	6.35	1/4	0.20	7.0
UL50	6-8	1/4-5/16	20-32	14.8-23.7	22-35	16.3-25.9	6100	6400	140	5 33/64	0.77	1.7	22.0	55/64	9.5	3/8	0.30	10.5
UL50D	6-8	1/4-5/16	16-25	11.8-18.5	18-28	13.3-20.7	6100	6400	146	5 3/4	0.77	1.7	22.0	55/64	6.35	1/4	0.30	10.5
UL60	8	5/16	30-45	22.2-33.3	32-50	23.7-37.0	6700	7000	140	5 33/64	0.82	1.8	22.0	55/64	9.5	3/8	0.40	14.0
UL60D	8	5/16	20-32	14.8-23.7	22-35	16.3-25.9	6700	7000	143	5 5/8	0.82	1.8	22.0	55/64	6.35	1/4	0.40	14.0
UL70	8-10	5/16-3/8	36-60	26.6-44.4	40-65	29.6-48.1	5400	5700	153	6 1/32	0.95	2.1	23.0	29/32	9.5	3/8	0.45	15.8
* UL80	10-12	3/8-1/2	40-55	29.6-40.7	45-70	33.3-50.0	5600	5900	162	6 3/8	1.15	2.5	26.0	1 1/32	9.5	3/8	0.48	16.8
UL90	10-12	3/8-1/2	55-90	40.7-66.6	60-100	44.4-74.0	5700	6000	170	6 11/16	1.30	2.9	27.0	1 1/16	12.7	1/2	0.53	18.6
UL100	12-14	1/2	72-120	53.3-88.8	80-130	59.2-96.2	5100	5400	177	6 31/32	1.66	3.7	29.5	1 5/32	12.7	1/2	0.58	20.3
UL130	14	9/16	90-145	66.6-107.3	100-160	74.0-118.4	4200	4400	197	7 3/4	2.30	5.1	32.0	1 17/64	12.7	1/2	0.65	22.7
UL150	16	5/8	135-210	99.6-154.7	150-230	109.9-169.6	3500	3800	213	8 25/64	3.00	6.6	36.0	1 27/64	19.0	3/4	0.70	24.7
UL30S	5	No.10	5.5-10.5	4.1-7.8	6-12	4.4-8.9	4700	5000	205	8 5/64	0.62	1.4	20.5	51/64	9.5	3/8	0.23	8.1
UL30SD	5	No.10	5.5-10.5	4.1-7.8	6-12	4.4-8.9	4700	5000	209	8 15/64	0.62	1.4	20.5	51/64	6.35	1/4	0.23	8.1
UL40S	5-6	No.10-1/4	11-20	8.1-14.8	11-22	8.1-16.3	4700	5000	205	8 5/64	0.62	1.4	20.5	51/64	9.5	3/8	0.23	8.1
UL40SD	5-6	No.10-1/4	9-17	6.7-12.6	9-20	6.7-14.8	4700	5000	209	8 15/64	0.62	1.4	20.5	51/64	6.35	1/4	0.23	8.1

Anexo E – Especificação Técnica das Parafusadeiras

Ø CIL. mm	PRESSÃO DE TRABALHO (BAR)										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
CONSUMO DE AR (l/cm)											
10	0,002	0,003	0,004	0,005	0,005	0,006	0,007	0,008	0,008	0,009	0,010
12	0,003	0,004	0,006	0,007	0,008	0,009	0,010	0,011	0,012	0,013	0,014
16	0,006	0,008	0,010	0,012	0,014	0,016	0,018	0,020	0,021	0,023	0,025
20	0,009	0,012	0,015	0,018	0,021	0,024	0,027	0,031	0,034	0,037	0,040
25	0,014	0,019	0,024	0,029	0,033	0,038	0,043	0,048	0,052	0,057	0,062
32	0,024	0,031	0,039	0,047	0,055	0,063	0,070	0,078	0,086	0,094	0,101
40	0,037	0,049	0,061	0,073	0,086	0,098	0,110	0,122	0,134	0,146	0,159
50	0,058	0,077	0,096	0,115	0,134	0,153	0,172	0,191	0,210	0,229	0,248
63	0,092	0,122	0,152	0,182	0,212	0,242	0,273	0,303	0,333	0,363	0,393
80	0,148	0,196	0,245	0,294	0,342	0,391	0,439	0,488	0,537	0,585	0,634
100	0,231	0,307	0,383	0,459	0,535	0,611	0,687	0,763	0,839	0,915	0,991
125	0,360	0,479	0,598	0,717	0,835	0,954	1,073	1,192	1,310	1,429	1,548
160	0,590	0,785	0,979	1,174	1,369	1,563	1,758	1,952	2,147	2,342	2,536
200	0,922	1,226	1,530	1,834	2,138	2,443	2,747	3,051	3,355	3,659	3,963



Anexo F – Tabela de Consumo de ar para cilindros

Polegadas	Diâmetro externo (mm)	Série normal (UNI 3824)		Série leve (UNI 4148)		Série pesada (UNI 4149)	
		Espessura (mm)	Massa (kg/m)	Espessura (mm)	Massa (kg/m)	Espessura (mm)	Massa (kg/m)
3/8	17,2	2	0,747	2,35	0,852	—	—
1/2	21,3	2,35	1,1	2,65	1,22	3,25	1,45
3/4	26,9	2,35	1,41	2,65	1,58	3,25	1,9
1	33,7	2,9	2,21	3,25	2,44	4,05	2,97
1 1/4	42,4	2,9	2,84	3,25	3,14	4,05	3,84
1 1/2	48,3	2,9	3,26	3,25	3,61	4,05	4,43
2	60,3	3,25	4,56	3,65	5,1	4,5	6,07
2 1/2	76,1	3,25	5,81	3,65	6,51	4,5	7,9
3	88,9	3,65	7,65	4,05	8,47	4,85	10,1
3 1/2	101,6	3,65	8,77	4,05	9,72	4,85	11,6
4	114,3	4,05	11	4,5	12,1	5,4	14,4
5	139,7	—	—	4,85	16,2	5,4	17,8

Anexo G – Tabela de dados técnicos de tubulação

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

DINATEC INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. **Pressurizador e Compressores a diafragma**. 2016. Disponível em: < <http://dinatec.ind.br/site/?produtos=pressurizador-e-compressores-a-diafragma>> Acessado em: 29 de setembro 2016.

FERRAZ, F. **Compressores**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Bahia. 2010. Disponível em: < <http://fagnerferraz.files.wordpress.com/2010/10/compressores.pdf>> Acessado em: 11 de setembro 2016.

FIALHO, A. B. **Automação Pneumática**: Projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 2º Ed. São Paulo: Editora Érica. 2004.

FARGON. **Manual de Tratamento de Ar Comprimido**. São Paulo, 2006

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO-8573-1**. Ar Comprimido para uso geral, Parte 1: Contaminantes e classes de qualidade. Genebra, Suíça. 1991.

MARINS, A. **Tecnologia Pneumática**: Circuitos Pneumáticos e Comandos Eletropneumáticos. Instituto Federal de Educação, Ciências e Tecnologia de São Paulo. São Paulo. 2009.

PARKER HANNIFIN IND. COM. LTDA. **Dimensionamento de Redes de Ar Comprimido**. 2006. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 26 de setembro 2016.

PRUDENTE, F. **Automação Industrial Pneumática**: Teoria e Aplicações. Istituto di Istruzione Superiore di Stato. Milano: Editora GEN. 2013.

ROCHA, C. R. et al. **Eficiência energética em sistema de ar comprimido**. Universidade Federal de Itajubá, Minas Gerais, 2014. Disponível em: <http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_18/2014/04/22/6281/ManualArComprimido.pdf>. Acessado em: 11/09/2016.

ROCHA, N. R. et al. **Eficiência Energética em Sistemas de Ar Comprimido**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

SANTOS, A. A. et al. **Automação Pneumática**: Produção, tratamento e distribuição de ar comprimido. 3º Ed. Porto. 2014.

