



## **Estudo de Avarias em Compressores de Ar**

**JORGE OLIVEIRA AZEVEDO**

Outubro de 2015



**Instituto Superior de Engenharia do Porto**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

## **ESTUDO DE AVARIAS EM COMPRESSORES DE AR**

**Jorge Oliveira Azevedo**

**1091190**

*Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Doutor Francisco José Gomes da Silva, Professor Adjunto do Departamento de Engenharia Mecânica do ISEP.*









## **Júri**

<b>Presidente</b>	Doutor RUI PEDRO CARDOSO DA SILVA MARTINHO <i>Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto</i>
<b>Orientador</b>	Doutor FRANCISCO JOSÈ GOMES DA SILVA <i>Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto</i>
<b>Arguente</b>	Doutor LUÍS FILIPE MARTINS PINTO COELHO <i>Professor Adjunto da Escola Superior de Estudos Industriais e de Gestão</i>





## **Agradecimentos**

*Desejo expressar o meu agradecimento a todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização desta dissertação.*

*Ao Professor Doutor Francisco José Gomes da Silva por todo o apoio bibliográfico disponibilizado, assim como pela orientação ao longo da realização do trabalho e, pela excelente capacidade de transmitir conhecimentos nas aulas em que fui seu aluno.*

*Agradeço também a todos aqueles que foram meus professores no Instituto Superior de Engenharia do Porto, que ao longo dos anos contribuíram decisivamente para a minha formação.*

*À empresa Comingersoll onde fui colaborador durante catorze anos, pela recolha de dados das avarias nos compressores estudados, e pela oportunidade que me deram de realizar este trabalho.*

*Ao Idalino Nunes por conceder a realização deste trabalho na Comingersoll.*

*Ao Jorge Pinheiro e Eng. Mário Ribeiro, pelo apoio técnico e pelos ensinamentos ao longo dos anos.*

*Aos técnicos da indústria da Comingersoll, Manuel Barros e Carlos Miranda, pelos conhecimentos transmitidos na área de compressores elétricos ao longo de vários anos.*

*Aos técnicos da área da construção da Comingersoll, Almiro Nogueira, Álvaro Reis e Sérgio Costa pelos conhecimentos transmitidos em compressores portáteis.*

*Ao Eng. Carlos Cabral da SKF Portugal pelos esclarecimentos prestados.*

*Aos meus amigos que me apoiaram e motivaram nos momentos difíceis.*

*E em especial aos meus pais por toda a paciência e trabalho que tiveram comigo, assim como pela minha falta de disponibilidade que lhes causei ao longo desta jornada.*



## **Resumo**

*As instalações de ar comprimido são uma constante em quase todo o tipo de indústria, já que o ar comprimido assume cada vez mais importância como fonte de energia para a movimentação de dispositivos com cargas moderadas ou médias. O uso cada vez mais frequente da pneumática por via da automação de sistemas e processos de fabrico, é outro fator que tem incrementado fortemente o uso de instalações de ar comprimido.*

*A utilização de ar comprimido tem subjacente um ou mais compressores, responsáveis por captar o ar e criar as condições necessárias de pressão na rede que vai abastecer uma qualquer instalação industrial, ou mesmo comercial, como no caso dos serviços de reparação automóvel, entre outras. Desta forma, cria-se uma forte dependência em torno desta fonte de energia, sendo a avaria do compressor um fator extremamente limitativo do processo produtivo ou dos serviços a prestar.*

*As empresas fabricantes de compressores, cientes deste facto, têm primado pela fiabilidade. No entanto, os utilizadores nem sempre criam as condições ideais para o funcionamento desses compressores, conduzindo a problemas de funcionamento.*

*Neste trabalho pretendeu-se elaborar um estudo que permitisse identificar quais as causas que estão por detrás das avarias mais frequentes de alguns dos modelos mais vendidos pela Ingersoll-Rand no nosso país, através da Comingersoll, analisando as mesmas e tentando encontrar soluções que evitassem essas avarias.*

*O estudo permitiu dissecar as avarias registadas em cinco diferentes modelos nos últimos anos, identificar possíveis causas, perceber a frequência com que ocorrem e sugerir melhorias que pudessem minimizar a ocorrência dessas mesmas avarias.*

## **Palavras-chave**

***Instalações de ar comprimido, Compressores de ar, Manutenção, Avarias, Diagnóstico de Avarias.***





## **Abstract**

*Compressed air installations are a constant in almost every industry, since the compressed air takes on more and more importance as a source of energy for moving devices with moderate or medium loads. The increasingly frequent use of pneumatics through automation of manufacturing systems and processes, is another factor that has greatly increased the use of compressed air installations.*

*The use of compressed air has underlying one or more compressors, responsible for picking up the air and create the necessary conditions of pressure on the network that will supply any industrial installation, or even commercial, as in the case of the car repair services, among others. In this way, it creates a heavy dependence on this source of energy, being a compressor breakdown extremely limiting factor of the productive process or of the services to be provided.*

*The manufacturers of compressors, aware of this fact, have primacy for reliability. However, users do not always create the ideal conditions for the functioning of these compressors, leading to malfunctions.*

*In this work it was intended to carry out a study to identify the root causes behind the frequent breakdowns of some of the best-selling models by Ingersoll-Rand in our country, through the Comingersoll, analyzing them and trying to find solutions to avoid such damage.*

*The study made allowed to dissect the faults recorded in five different models in recent years, identify possible causes, see the frequency and suggest improvements that could minimize the damage occurrence.*

## **Keywords**

***Compressed air installations, Air Compressors, Maintenance, Breakdowns, Failure diagnosis.***



## Lista de Símbolos e Abreviaturas

EUA	Estados Unidos da América
PET	Tereftalato de Polietileno
MPa	Mega Pascal
PVC	Policloreto de Vinilo
µm	Micrómetro
EU	European Union
PED	<i>Pressure Equipment Directive</i>
RFL	Regulador filtro lubrificador
PS	<i>Polysep</i>
PSG	<i>Polysep gravity</i>
HOC	<i>Hot Operation Compression</i>
ABS	Acrilonitrilo Butadieno Estireno
COP	Coeficiente de desempenho
Pr	Pressão reduzida
Tr	Temperatura reduzida
BMC	<i>British Motors Company</i>
HPM	<i>Hibrid Permanent Magnet</i>
ISO	<i>International Standard Organization</i>
PTFE	Politetrafluoretileno





## Glossário de Termos

<i>Airend</i>	Elemento de compressor.
CDC	Equipamento de deteção de avarias da <i>Ingersol-Rand</i> .
IR30	Equipamento de medição de vibrações da <i>Ingersoll-Rand</i> .
<i>Heatless</i>	Secador de adsorção com auto regeneração.
PNEUROP	Comité europeu de fabricantes de compressores, bombas de vácuo e ferramentas pneumáticas.
<i>Booster</i>	Equipamento pneumático que produz um aumento da pressão.
<i>Chiller</i>	Equipamento indicado para arrefecer, filtrar, renovar o ar e ao mesmo tempo controla a humidade relativa em ambientes de grandes dimensões, utilizando para isso a água como meio de arrefecimento.

## Índice de Figuras

FIGURA 1 - ESCAVAÇÃO DO TÚNEL NOS ALPES (FONTE: <i>NEW MONTHLY MAGAZINE</i> , JULHO 1871) .....	3
FIGURA 2 - A) UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO NA PRODUÇÃO NA INDÚSTRIA AUTOMÓVEL E, B) INDÚSTRIA ALIMENTAR NO EMBALAMENTO DE QUEIJOS (FONTE: <i>SILVENT</i> ) .....	6
FIGURA 3 - UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO NA INDÚSTRIA FARMACÊUTICA, D) INDÚSTRIA PETROQUÍMICA (FONTE: GALP ENERGIA).....	7
FIGURA 4 - INDÚSTRIA TÊXTIL E, F) INDÚSTRIA METALOMECÂNICA (FONTE: <i>SILVENT</i> ) .....	7
FIGURA 5 - G) INDÚSTRIA DAS BEBIDAS E, H) CONSTRUÇÃO CIVIL (FONTE: <i>SILVANT</i> E <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	7
FIGURA 6 - CORROSÃO EM TUBAGENS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	9
FIGURA 7 - APLICAÇÕES DO AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	10
FIGURA 8 - CENTRAL DE AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	12
FIGURA 9 - EQUIPAMENTOS DE UMA CENTRAL DE AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>KAESER</i> ).....	13
FIGURA 10 - EQUIPAMENTOS DE UMA CENTRAL DE AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>KAESER</i> ).....	13
FIGURA 11 - ARREFECEDOR FINAL A AR (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	15
FIGURA 12 - PERMUTADOR AR/ÁGUA (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ).....	16
FIGURA 13 - RESERVATÓRIO VERTICAL CONSTRUÍDO EM AÇO AO CARBONO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	17
FIGURA 14 - VÁLVULA DE DRENAGEM ELETRÔNICA ENL SEM PERDAS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	18
FIGURA 15 - FILTRO DE LINHA DE AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	19
FIGURA 16 - CONSTITUIÇÃO DE UM FILTRO DE LINHA (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	20
FIGURA 17 - FILTRAGEM NA LINHA DE AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	21
FIGURA 18 - FILTRO REGULADOR E CONJUNTO RFL - REGULADOR, FILTRO E LUBRIFICADOR (FONTE: <i>ARO INGENSOLL-RAND</i> )	23
FIGURA 19 - SEPARADOR DE ÁGUA/ÓLEO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	24
FIGURA 20 - FUNCIONAMENTO DE UM SEPARADOR DE ÁGUA/ÓLEO PSG (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	24
FIGURA 21 - SEPARADOR DE ÁGUA/ÓLEO POLYSEP PS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	26
FIGURA 22 - FUNCIONAMENTO DE UM SEPARADOR DE ÁGUA/ÓLEO POLYSEP PS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	27
FIGURA 23 - SECADORES DE REFRIGERAÇÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	28
FIGURA 24 - COMPARAÇÃO DA HUMIDADE RELATIVA NO AR PARA DIFERENTES CLASSES (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	29
FIGURA 25 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM SECADOR DE REFRIGERAÇÃO (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	30
FIGURA 26 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM SECADOR DE REFRIGERAÇÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	31
FIGURA 27 - SECADORES CÍCLICOS DE ALTA EFICIÊNCIA (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	32
FIGURA 28 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE SECADOR CÍCLICO COM PERMUTADOR DE 3 CAMADAS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	33
FIGURA 29 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE SECADOR CÍCLICO COM PERMUTADOR DE 2 CAMADAS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	34
FIGURA 30 - FUNCIONAMENTO DE UM SECADOR DE MASSA TÉRMICA SEM PERMUTADOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	36
FIGURA 31 - ALUMINA ATIVADA (À ESQUERDA) E TAMIZ MOLECULAR (À DIREITA).....	38
FIGURA 32 - SECADOR DE ADSORÇÃO MODELO HOC (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	39
FIGURA 33 - PROCESSO DE REGENERAÇÃO DO SECADOR HOC (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	40
FIGURA 34 - PROCESSO DE ELIMINAÇÃO DA HUMIDADE DO AR DO SECADOR HOC (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	41
FIGURA 35 - PROCESSO DE SECAGEM E PRESSURIZAÇÃO DO SECADOR HOC (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	42
FIGURA 36 - FUNCIONAMENTO DE UM SECADOR DE ADSORÇÃO UTILIZANDO O CALOR DA COMPRESSÃO (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	42
FIGURA 37 - SECADOR DE ADSORÇÃO HEATLESS AND HEATED BLOWER (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	43
FIGURA 38 - SECADOR COM AUTORREGENERAÇÃO ( <i>HEATLESS</i> ) (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	44
FIGURA 39 - SECADOR DE ADSORÇÃO COM REGENERAÇÃO AQUECIDA POR VENTILADOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	45
FIGURA 40 - CONTROLADOR MICROPROCESSADOR DIGITAL (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	46
FIGURA 41 - DIAGRAMA DE PROCESSO DE UM SECADOR DE ADSORÇÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	47
FIGURA 42 - SECADORES MODULARES DE ADSORÇÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	48
FIGURA 43 - SECADOR MODULAR DE ADSORÇÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	49
FIGURA 44 - PROCESSO DE SECAGEM POR ABSORÇÃO .....	50
FIGURA 45 - SECADOR DE MEMBRANA COM PRÉ FILTRO MODELO KMM (FONTE: <i>KAESER</i> ).....	51
FIGURA 46 - SECADOR DE MEMBRANA (FONTE: <i>KAESER</i> ) .....	52

FIGURA 47 - FIBRA DE UM SECADOR DE MEMBRANA (FONTE: <i>KAESER</i> ) .....	53
FIGURA 48 - APLICAÇÕES DOS SECADORES DE MEMBRANA (FONTE: <i>KAESER</i> ) .....	53
FIGURA 49 - TUBOS DE AR COMPRIMIDO EM ALUMÍNIO .....	55
FIGURA 50 - UNIÃO DE 63 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	57
FIGURA 51 - CONECTOR (GRAMPO + CARTUCHO) PARA DIÂMETROS DE 76 A 100 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	57
FIGURA 52 - UNIÃO COM PURGA PARA DIÂMETROS DE 25 OU 40 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	58
FIGURA 53 - JOELHO A 90° PARA TUBOS DE 16,5 A 40 MM DE DIÂMETRO (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	58
FIGURA 54 - CURVA A 90° PARA DIÂMETROS DE 76 OU 100 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	58
FIGURA 55 - JOELHO A 45° (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	59
FIGURA 56 - TÊ PARA DIÂMETROS DE 16,5 A 40 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	59
FIGURA 57 - TÊ COM REDUÇÃO PARA TUBOS DE 63 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	59
FIGURA 58 - REDUÇÃO 25-16,5 MM OU 40-25 MM (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	60
FIGURA 59 - LIGAÇÃO SOLDADA E FLANGEADA .....	60
FIGURA 60 - LIGAÇÕES FLANGEADAS ENTRE TUBOS E VÁLVULAS .....	61
FIGURA 61 - CURVA EM FORMA DE “PESCOÇO DE CAVALO” .....	61
FIGURA 62 - DERIVAÇÃO HORIZONTAL OU VERTICAL (FONTE: <i>PARKER</i> ) .....	62
FIGURA 63 - INCLINAÇÃO DOS TUBOS PARA FACILITAR O ESCOAMENTO DOS CONDENSADOS .....	63
FIGURA 64 - DIFERENTES TIPOS DE REDE DE AR COMPRIMIDO (ANEL ABERTO E ANEL FECHADO) .....	64
FIGURA 65 - ÁBACO PARA DETERMINAR O FATOR DE CONSUMO (FONTE: JOSÉ NOVAIS) .....	66
FIGURA 66 - REDE EM ANEL FECHADO .....	71
FIGURA 67 - DIVISÃO DA REDE A MEIO .....	72
FIGURA 68 - REDE DE AR COMPRIMIDO .....	74
FIGURA 69 - DISPOSITIVOS QUE FUNCIONAM COM ESCOAMENTO EM REGIME PERMANENTE (FONTE: ÇENGEL, 2001) .....	78
FIGURA 70 - EXEMPLO DE REGIME UNIFORME (FONTE: ÇENGEL, 2001) .....	80
FIGURA 71 - VARIÇÃO DO FATOR DE COMPRESSIBILIDADE COM A PRESSÃO PARA GASES REAIS E IDEAIS .....	90
FIGURA 72 - ÁBACO DE COMPRESSIBILIDADE GENERALIZADA PARA PRESSÕES BAIXAS ( $0 < Pr < 1$ ) .....	91
FIGURA 73 - ÁBACO DE COMPRESSIBILIDADE GENERALIZADA PARA PRESSÕES INTERMÉDIAS ( $0 < Pr < 7$ ) .....	91
FIGURA 74 - ÁBACO DE COMPRESSIBILIDADE GENERALIZADA PARA PRESSÕES ALTAS ( $0 < Pr < 40$ ) .....	92
FIGURA 75 - CLASSIFICAÇÃO DE COMPRESSORES QUANTO ÀS SUAS CATEGORIAS. ....	93
FIGURA 76 - COMPRESSOR AXIAL DE TURBINA A JATO .....	94
FIGURA 77 - COMPRESSOR AXIAL (FONTE: COMPRESSOR HANBOOK, PAUL C. HANLON) .....	94
FIGURA 78 - VISTA EM CORTE DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO (FONTE: COMPRESSOR HANBOOK, PAUL C. HANLON) .....	95
FIGURA 79 - COMPRESSOR CENTRÍFUGO COM IMPULSOR DO TIPO SEMI ABERTO (FONTE: COMPRESSOR HANBOOK, PAUL C. HANLON) .....	96
FIGURA 80 - DIFERENTES FORMAS DO IMPULSOR (FONTE: MAINTENANCE AND OPERATION OF AIR COMPRESSOR PLANTS – NAVAL FACILITIES ENGINEERING COMMAND) .....	97
FIGURA 81 - VISTA EXPLODIDA DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO CENTAC C1000 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	98
FIGURA 82 - COMPRESSOR CENTRÍFUGO COM JUNTA DE SEPARAÇÃO DO CORPO NA HORIZONTAL (FONTE: COMPRESSOR HANBOOK, PAUL C. HANLON) .....	99
FIGURA 83 - COMPRESSOR DO TIPO “BARRIL” DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS E UM ESTÁGIO DE COMPRESSÃO (FONTE: COMPRESSOR HANBOOK, PAUL C. HANLON) .....	100
FIGURA 84 - COMPRESSOR ALTERNATIVO .....	101
FIGURA 85 - CILINDRO DE DUPLO EFEITO DE COMPRESSOR ALTERNATIVO .....	102
FIGURA 86 - COMPRESSOR ALTERNATIVO LUBRIFICADO COM CABEÇA EM LIGA DE ALUMÍNIO E FERRO FUNDIDO PARA PRESSÕES DE 8 A 10 BAR, E 190 A 912 L/MIN (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	103
FIGURA 87 - COMPRESSOR ALTERNATIVO DE 2 ESTÁGIOS, LUBRIFICADO, COM CABEÇA EM FERRO FUNDIDO, PARA PRESSÕES DE 11 A 14 BAR E 290 A 2932 L/MIN (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	104
FIGURA 88 - COMPRESSOR ALTERNATIVO ISENTO DE ÓLEO T30 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	105
FIGURA 89 - COMPRESSORES ALTERNATIVOS AUTO-LUBRIFICADOS ( <i>OILLESS</i> ) (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	106
FIGURA 90 - COMPRESSOR ALTERNATIVO T30 DE ALTA PRESSÃO, LUBRIFICADO DE 2 ESTÁGIOS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	107
FIGURA 91 - COMPRESSOR DE VÁCUO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	107
FIGURA 92 - VISTA EM CORTE DE COMPRESSOR DE DIAFRAGMA (FONTE: <i>PDC MACHINES</i> ) .....	108
FIGURA 93 - COMPRESSOR DE DIAFRAGMA .....	109
FIGURA 94 - COMPRESSOR DE DIAFRAGMA DE 2 ESTÁGIOS EM FORMA DE L (FONTE: <i>PDC MACHINES</i> ) .....	110
FIGURA 95 - ELEMENTO COMPRESSOR ROTATIVO (FONTE: ADRIANO SANTOS E ANTÓNIO SILVA, 2011) .....	111
FIGURA 96 - ESQUEMA DE COMPRESSOR DE ROOTS (FONTE: WWW.OMEGACUBLE.COM.BR) .....	112
FIGURA 97 - COMPRESSOR DE ROOTS (FONTE: ADRIANO SANTOS E ANTÓNIO SILVA, 2011) .....	113
FIGURA 98 - COMPRESSOR DE PALHETAS LUBRIFICADO (FONTE: <i>HYDROVANE, GARDNER DENVER</i> ) .....	114

FIGURA 99 - COMPRESSOR DE PALHETAS LUBRIFICADO (FONTE: <i>HYDROVANE, GARDNER DENVER</i> ) .....	115
FIGURA 100 - COMPRESSOR DE ANEL LÍQUIDO (FONTE: <i>NASH</i> ) .....	116
FIGURA 101 - ESTADOS NO FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR DE ANEL LÍQUIDO (FONTE: <i>NASH</i> ) .....	117
FIGURA 102 - COMPRESSOR DE ANEL LÍQUIDO (FONTE: <i>NASH</i> ) .....	118
FIGURA 103 - COMPRESSOR DE ESPIRAL (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	119
FIGURA 104 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE COMPRESSOR DE ESPIRAL .....	119
FIGURA 105 - FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR <i>SCROLL</i> (FONTE: <i>COMPRESSORS HANDBOOK, PAUL C. HANLON 2001</i> ) .....	120
FIGURA 106 - ROTORES DE ELEMENTOS DE COMPRESSOR DE PARAFUSO (FONTE: <i>KAESER</i> ) .....	121
FIGURA 107 - FUNCIONAMENTO DO ELEMENTO COMPRESSOR DE PARAFUSO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	122
FIGURA 108 - ELEMENTO DE COMPRESSOR DE PARAFUSO ISENTO DE ÓLEO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	123
FIGURA 109 - COMPRESSOR PORTÁTIL DE PARAFUSO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	123
FIGURA 110 - COMPRESSOR DE DENTES (FONTE: <i>ADRIANO SANTOS E ANTÓNIO SILVA, 2009</i> ) .....	124
FIGURA 111 - FUNCIONAMENTO DE COMPRESSOR DE DENTES.....	125
FIGURA 112 - COMPRESSOR DE ALTA PRESSÃO DE DOIS ESTÁGIOS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	126
FIGURA 113 - EFEITO DE MULTI-ESTÁGIOS NA COMPRESSÃO (FONTE: <i>PAUL C. HALON, 2001</i> ) .....	127
FIGURA 114 - COMPRESSOR ALTERNATIVO DE BAIXA PRESSÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	128
FIGURA 115 - ELEMENTOS DE COMPRESSOR DE 1 E 2 ESTÁGIOS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	131
FIGURA 116 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR DE PARAFUSO .....	132
FIGURA 117 - COMPRESSOR DE PARAFUSO ROTATIVO R45i (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	134
FIGURA 118 - FILTROS SEPARADORES AR/ÓLEO DE COMPRESSOR ROTATIVO.....	139
FIGURA 119 - JUNTA DE FILTRO SEPARADOR AR/ÓLEO COM AGRAFO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	139
FIGURA 120 - ROTOR E ESTATOR DE MOTOR HPM (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	141
FIGURA 121 - MOTOR HÍBRIDO DE VELOCIDADE VARIÁVEL HPM (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	141
FIGURA 122 - SISTEMA COM MOTOR, VARIADOR E <i>AIREND</i> DE COMPRESSOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	142
FIGURA 123 - MICROPROCESSADOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	145
FIGURA 124 - ROTORES, E CARRETOS DA <i>BULL GEAR BOX</i> COM O MOTOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	147
FIGURA 125 - <i>BULL GEAR BOX</i> DO COMPRESSOR DE PARAFUSO ISENTO DE ÓLEO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	147
FIGURA 126 - ROTORES ISENTOS DE ÓLEO COM REVESTIMENTO <i>ULTRACOAT</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	148
FIGURA 127 - ESQUEMA DE COMPRESSOR DE PARAFUSO ISENTO DE ÓLEO ARREFECIDO A AR (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	149
FIGURA 128 - VÁLVULA DE ADMISSÃO DE COMPRESSOR DE PARAFUSO ISENTO DE ÓLEO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	150
FIGURA 129 - COMPRESSOR <i>NIRVANA</i> ISENTO DE ÓLEO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	151
FIGURA 130 - COMPRESSOR DE PARAFUSO ISENTO DE ÓLEO ARREFECIDO POR ÁGUA (FONTE: <i>ATLAS COPCO</i> ) .....	152
FIGURA 131 - COMPRESSOR CENTRÍFUGO <i>CENTAC C1000</i> DE 3 ESTÁGIOS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	153
FIGURA 132 - VISTA EXPLODIDA DE SISTEMA DE ENGENHAGENS <i>BULL GEAR</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	154
FIGURA 133 - SISTEMA DE ACOPLAMENTO DO IMPULSOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	155
FIGURA 134 - VEDANTE E IMPULSOR DE COMPRESSOR CENTRIFUGO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	155
FIGURA 135 - LIMPEZA DOS PERMUTADORES DE TUBOS AR/ÁGUA (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	156
FIGURA 136 - VÁLVULA DE ADMISSÃO DE AJUSTE PROGRESSIVO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	157
FIGURA 137 - ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR CENTRÍFUGO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	158
FIGURA 138 - FUNCIONAMENTO DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	159
FIGURA 139 - AVARIAS MAIS FREQUENTES EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	160
FIGURA 140 - AVARIAS EM COMPRESSORES DE PARAFUSO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	162
FIGURA 141 - MEIOS DE DIAGNÓSTICO DE AVARIAS (FONTE: <i>FLUKE E INGENSOLL-RAND</i> ) .....	163
FIGURA 142 - MEDIDOR DE VIBRAÇÕES <i>IR30</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	164
FIGURA 143 - COMPRESSOR <i>IRN11-8</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	168
FIGURA 144 - COMPRESSOR <i>IRN75</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	169
FIGURA 145 - COMPRESSOR <i>IRN75-OF</i> ISENTO DE ÓLEO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	170
FIGURA 146 - COMPRESSOR <i>SSR M200-2S</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	171
FIGURA 147 - COMPRESSOR ALTERNATIVO <i>PB4-270-3</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	171
FIGURA 148 - ELEMENTO COMPRESSOR AVARIADO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	264
FIGURA 149 - ROTOR DE ELEMENTO COMPRESSOR COM SINAIS DE CONTACTO METAL-METAL (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .	265
FIGURA 150 - BLOCO COMPRESSOR COM SINAIS DE CONTACTO METAL-METAL DO ROTOR (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	265
FIGURA 151 - VARIADOR DE FREQUÊNCIA AVARIADO DE COMPRESSOR <i>IRN11-8</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	267
FIGURA 152 - MÓDULO DE POTÊNCIA AVARIADO DE COMPRESSOR <i>IRN75</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	268
FIGURA 153 - RADIADOR TOTALMENTE COLMATADO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	270

FIGURA 154 - À ESQUERDA VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE COMPRESSOR IRN75; À DIREITA ELEMENTO TERMOSTÁTICO DE COMPRESSOR IRN11-8 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	271
FIGURA 155 - ROLAMENTO DO MOTOR DO COMPRESSOR IRN11-8 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	272
FIGURA 156 - FUGAS DE ÓLEO NO COMPRESSOR IRN75 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	273
FIGURA 157 - FUGA DE ÓLEO PELA MANGUEIRA DE DESCARGA (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	274
FIGURA 158 - FUGA DE ÓLEO PELA MANGUEIRA DE <i>BLOWDOWN</i> (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	275
FIGURA 159 - RADIADOR DE AR E ÓLEO COM CORTES LATERAIS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	275
FIGURA 160 - FUGA DE ÓLEO PELA VÁLVULA ANTI-RETORNO DA DESCARGA DO AIREND (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	276
FIGURA 161 - FUGAS DE ÓLEO EM COMPRESSOR SSR M200-2S (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	277
FIGURA 162 - ESTADORES DE MOTORES HPM AVARIADOS (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ). .....	278
FIGURA 163 - ELECTROVÁLVULA PARA PURGA DE CONDENSADOS SEM PERDAS AVARIADA (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	281
FIGURA 164 - TUBO DE DESCARGA DO AR DE COMPRESSOR IRN75 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	282
FIGURA 165 - VÁLVULA DE PRESSÃO MÍNIMA DE COMPRESSOR IRN75 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ) .....	284
FIGURA 166 - PRATO DE VÁLVULAS DANIFICADO DE UM COMPRESSOR ALTERNATIVO DE BAIXA PRESSÃO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	286
FIGURA 167 - ROLAMENTO 6205-2Z/C4 (FONTE: SKF).....	288
FIGURA 168 - DIFERENTES TIPOS DE MASSAS LUBRIFICANTES PARA ROLAMENTOS (FONTE: SKF).....	293
FIGURA 169 - MEGGER PARA MEDIR ISOLAMENTO DOS ENROLAMENTOS DO MOTOR ELÉTRICO (FONTE: WWW.MEGGER.COM). .....	295
FIGURA 170 - REATORES DE LINHA (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	296
FIGURA 171 - MOTOR DE VELOCIDADE FIXA COM GRASSER PARA APLICAÇÃO DE MASSA LUBRIFICANTE (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> ).....	297

## Índice de Tabelas

TABELA 1 - LIMITES DE CONTAMINANTES PARA O AR MEDICINAL SEGUNDO AS LEIS EUROPEIAS [ <i>BIOMICRO</i> ]	8
TABELA 2 - QUALIDADE DO AR SEGUNDO A NORMA ISO 8573-1:2010 (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> )	11
TABELA 3 - SELEÇÃO DE RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO	18
TABELA 4 - ESPECIFICAÇÕES DOS FILTROS DA LINHA DE AR COMPRIMIDO (FONTE: <i>INGERSOLL-RAND</i> )	22
TABELA 5 - DETERMINAÇÃO DO FATOR DE UTILIZAÇÃO (FONTE: JOSÉ NOVAIS)	65
TABELA 6 - CONSUMO DE DIVERSAS FERRAMENTAS (FONTE: JOSÉ NOVAIS)	67
TABELA 7 - TABELA DE COMPRIMENTOS EQUIVALENTES DOS ACESSÓRIOS	70
TABELA 8 – FATOR MULTIPLICADOR PARA DIÂMETROS SUPERIORES A 150 MM	73
TABELA 9 - TABELA DAS PROPRIEDADES TÉRMICAS DO AR	84
TABELA 10 - IDENTIFICAÇÃO DAS PEÇAS CONSTITUINTES DO ELEMENTO COMPRESSOR CENTRÍFUGO	96
TABELA 11 - DESCRIÇÃO DAS AVARIAS MAIS FREQUENTES EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS RELATIVOS ÀS FIGURA 139	161
TABELA 12 - DESCRIÇÃO DAS AVARIAS EM COMPRESSORES DE PARAFUSO RELATIVAS À FIGURA 140	162
TABELA 13 - DESCRIÇÃO DOS MEIOS DE DIAGNÓSTICO DE AVARIAS RELATIVOS À FIGURA 141	164
TABELA 14 - CARACTERÍSTICAS DOS MODELOS DOS COMPRESSORES ANALISADOS	169
TABELA 15 - NÚMERO E PERÍODO DE TEMPO DOS COMPRESSORES ESTUDADOS	170
TABELA 16 - FREQUÊNCIA E CUSTO MÉDIO DO TIPO DE AVARIAS OCORRIDO NOS COMPRESSORES IRN11-8	176
TABELA 17 - DADOS ESTATÍSTICOS DO TIPO DE AVARIAS IRN11-8	177
TABELA 18 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA O HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN11-8	177
TABELA 19 - DADOS DO HISTOGRAMA DE FREQUÊNCIAS DO TIPO DE AVARIAS IRN11-8	178
TABELA 20 - CUSTO MÉDIO PARA CADA TIPO DE AVARIA DO COMPRESSOR IRN11-8	179
TABELA 21 - DADOS ESTATÍSTICOS DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS IRN11-8	179
TABELA 22 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR IRN11-8	179
TABELA 23 - DADOS DO HISTOGRAMA FREQUÊNCIA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS IRN11-8	180
TABELA 24 - INTERVALO DE DIAS ENTRE CADA AVARIA NOS COMPRESSORES IRN11-8	181
TABELA 25 - DADOS ESTATÍSTICOS DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS NO IRN11-8	182
TABELA 26 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA FREQUÊNCIA DE DIAS ENTRE AVARIAS NO IRN11-8	182
TABELA 27 - DADOS DO HISTOGRAMA FREQUÊNCIA DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS NO IRN11-8	182
TABELA 28 - REGISTO DE AVARIAS NO ROLAMENTO DA FRENTE DO MOTOR	184
TABELA 29 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS NO ROLAMENTO DO MOTOR NO IRN11-8	184
TABELA 30 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA HISTOGRAMA DE AVARIAS NO ROLAMENTO DO MOTOR NO IRN11-8	185
TABELA 31 - DADOS DO HISTOGRAMA DE FREQUÊNCIAS DA AVARIA NO ROLAMENTO DO MOTOR NO IRN11-8	185
TABELA 32 - REGISTO DE AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR IRN11-8	186
TABELA 33 - DADOS ESTATÍSTICOS DE AVARIAS ELÉTRICAS NO IRN11-8	187
TABELA 34 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA HISTOGRAMA DE AVARIAS ELÉTRICAS NO IRN11-8	187
TABELA 35 - DADOS DO HISTOGRAMA DE FREQUÊNCIAS DA AVARIAS ELÉTRICAS NO IRN11-8	187
TABELA 36 - DADOS DAS AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA NO IRN11-8	188
TABELA 37 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA NO IRN11-8	189
TABELA 38 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA HISTOGRAMA DE AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA NO IRN11-8	189
TABELA 39 - DADOS DO HISTOGRAMA DE FREQUÊNCIAS DA AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA NO IRN11-8	189
TABELA 40 - REGISTO DAS AVARIAS NO VARIADOR DE FREQUÊNCIA DO COMPRESSOR IRN11-8	191
TABELA 41 - DADOS ESTATÍSTICOS DA AVARIA NO VARIADOR DE FREQUÊNCIA DO COMPRESSOR IRN11-8	191
TABELA 42 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS NO VARIADOR DO COMPRESSOR IRN11-8	192
TABELA 43 - DADOS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS DO VARIADOR NO COMPRESSOR IRN11-8	192
TABELA 44 - DADOS PARA ELABORAÇÃO DO DIAGRAMA DE <i>PARETO</i>	193
TABELA 45 - REGISTO DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN11-8	194
TABELA 46 - FREQUÊNCIA E CUSTO MÉDIO DO TIPO DE AVARIAS OCORRIDO NOS COMPRESSORES IRN75	200
TABELA 47 - MANGUEIRAS ONDE SE VERIFICAM FUGAS DE ÓLEO E QUANTIDADES DAS FUGAS DETETADAS NO IRN75	200
TABELA 48 - DADOS ESTATÍSTICOS DO TIPO DE AVARIAS DO IRN75	201
TABELA 49 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA PARA O TIPO DE AVARIAS DO IRN75	201
TABELA 50 - DADOS DO HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO IRN75	201

TABELA 51 - CUSTO MÉDIO DOS TIPOS DE AVARIA NO COMPRESSOR IRN75.....	203
TABELA 52 - DADOS ESTATÍSTICOS DOS CUSTOS DAS AVARIAS DO IRN75. ....	203
TABELA 53 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA O HISTOGRAMA DOS CUSTOS DAS AVARIAS DO IRN75. ....	203
TABELA 54 - DADOS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO IRN75. ....	204
TABELA 55 - Nº DE DIAS PASSADOS ENTRE CADA AVARIA DO COMPRESSOR IRN75. ....	205
TABELA 56 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS DO IRN75.....	206
TABELA 57 - FRONTEIRAS DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA A FREQUÊNCIA DE DIAS ENTRE AVARIAS DO IRN75.....	206
TABELA 58 - DADOS DO HISTOGRAMA DA FREQUÊNCIA ENTRE AVARIAS DO IRN75. ....	207
TABELA 59 - REGISTO DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO NO COMPRESSOR IRN75. ....	208
TABELA 60 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS POR FUGAS DE ÓLEO DO IRN75. ....	209
TABELA 61 - FRONTEIRAS DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO IRN75.....	209
TABELA 62 - DADOS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO IRN75. ....	209
TABELA 63 - REGISTO DE AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA NO COMPRESSOR IRN75.....	211
TABELA 64 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO COMPRESSOR IRN75.....	211
TABELA 65 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO COMPRESSOR IRN75.....	212
TABELA 66 - DADOS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO COMPRESSOR IRN75.....	212
TABELA 67 - REGISTO DAS AVARIAS NO MÓDULO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR IRN75. ....	213
TABELA 68 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS NO MÓDULO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR IRN75.....	214
TABELA 69 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS NO MÓDULO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR IRN75. ....	214
TABELA 70 - DADOS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS NO MÓDULO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR IRN75.....	214
TABELA 71 - DADOS PARA DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75. ....	216
TABELA 72 - DADOS PARA O DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DOS CUSTOS DAS AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75. ....	217
TABELA 73 - NÚMERO E CUSTO MÉDIO DO TIPO DE AVARIAS OCORRIDO NOS COMPRESSORES IRN75-OF.....	219
TABELA 74 - DADOS ESTATÍSTICOS DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	220
TABELA 75 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA O HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	220
TABELA 76 - DADOS DO HISTOGRAMA DE FREQUÊNCIAS DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	220
TABELA 77 - CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	221
TABELA 78 - DADOS ESTATÍSTICOS DOS CUSTOS MÉDIOS DAS AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	222
TABELA 79 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	222
TABELA 80 - DADOS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	222
TABELA 81 - DIAS ENTRE CADA AVARIA NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	223
TABELA 82 - DADOS ESTATÍSTICOS DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	224
TABELA 83 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS PARA O INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	224
TABELA 84 - DADOS DO HISTOGRAMA DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	224
TABELA 85 - REGISTO DAS AVARIAS POR FUGA DE AR NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	225
TABELA 86 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS POR FUGA DE AR NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	226
TABELA 87 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS POR FUGA DE AR DO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	226
TABELA 88 - DADOS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS POR FUGA DE AR DO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	226
TABELA 89 - DADOS DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO NO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	227
TABELA 90 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	228
TABELA 91 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	228
TABELA 92 - DADOS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	228
TABELA 93 - DADOS DA AVARIA ELÉTRICA NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	229
TABELA 94 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	230
TABELA 95 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS ELÉTRICAS DO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	230
TABELA 96 - DADOS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS ELÉTRICAS DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	230
TABELA 97 - DADOS DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF PARA ELABORAR O DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> . ....	231
TABELA 98 - DADOS PARA EXECUÇÃO DO DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF. ....	232
TABELA 99 - FREQUÊNCIA E CUSTO MÉDIO DO TIPO DE AVARIAS OCORRIDO NOS COMPRESSORES SSR M200-2S.....	237
TABELA 100 - DADOS ESTATÍSTICOS DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	238
TABELA 101 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	238
TABELA 102 - DADOS DO HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	238
TABELA 103 - CUSTOS MÉDIOS DAS AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	239
TABELA 104 - DADOS ESTATÍSTICOS DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	240
TABELA 105 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	240
TABELA 106 - DADOS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	240

TABELA 107 - INTERVALO DE DIAS ENTRE CADA AVARIA NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	242
TABELA 108 - DADOS ESTATÍSTICOS DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	243
TABELA 109 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS DO SSR M200-2S. ....	243
TABELA 110 - DADOS DO HISTOGRAMA DO INTERVALO DE DIAS ENTRE AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	243
TABELA 111 - REGISTO DAS AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	245
TABELA 112 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	246
TABELA 113 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	246
TABELA 114 - DADOS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	246
TABELA 115 - REGISTO DAS AVARIAS DE BOBINAGEM DO MOTOR PRINCIPAL DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	247
TABELA 116 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS DE BOBINAGEM DO MOTOR DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	248
TABELA 117 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS DE BOBINAGEM DO MOTOR DO SSR M200-2S. ....	248
TABELA 118 - DADOS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS DE BOBINAGEM DO MOTOR DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	248
TABELA 119 - REGISTO DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	250
TABELA 120 - DADOS ESTATÍSTICOS DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	250
TABELA 121 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DE AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	251
TABELA 122 - DADOS DO HISTOGRAMA DAS AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	251
TABELA 123 - TIPOS DE AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	252
TABELA 124 - CUSTO MÉDIO DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	253
TABELA 125 - Nº E CUSTO MÉDIO DO TIPO AVARIAS OCORRIDO NOS COMPRESSORES PB4-270-3. ....	255
TABELA 126 - DADOS ESTATÍSTICOS DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	256
TABELA 127 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	256
TABELA 128 - DADOS DO HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	257
TABELA 129 - CUSTO MÉDIO DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	258
TABELA 130 - DADOS ESTATÍSTICOS DOS CUSTOS MÉDIOS DAS AVARIAS DO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	258
TABELA 131 - FRONTEIRA DAS CÉLULAS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS DO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	258
TABELA 132 - DADOS DO HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	259
TABELA 133 - REGISTO DAS AVARIAS POR GRIPAGEM DA CABEÇA COMPRESSORA NO PB4-270-3. ....	260
TABELA 134 - REGISTO DAS AVARIAS POR FUGA DE AR NO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	260
TABELA 135 - DADOS PARA O TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	261
TABELA 136 - DADOS DOS CUSTOS DAS AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3. ....	262
TABELA 137 - DESCRIÇÃO DE PEÇAS DO COMPRESSOR IRN75 (FONTE: INGERSOLL-RAND). ....	274
TABELA 138 - FUGAS DE ÓLEO EM COMPRESSOR SSR M200-2S. ....	277
TABELA 139 - AVARIAS EM MOTORES HPM (FONTE: INGERSOLL-RAND). ....	279
TABELA 140 - DADOS DO ROLAMENTO 6205-ZZ/C4 DO COMPRESSOR IRN11-8 (FONTE: SKF). ....	287

## Índice de Gráficos

GRÁFICO 1 - HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN11-8.....	178
GRÁFICO 2 - HISTOGRAMA DO CUSTO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN11-8.....	180
GRÁFICO 3 - HISTOGRAMA DA FREQUÊNCIA DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN11-8.....	183
GRÁFICO 4 - HISTOGRAMA DA AVARIA NO ROLAMENTO DO MOTOR DO COMPRESSOR IRN11-8.....	185
GRÁFICO 5 - HISTOGRAMA DE AVARIA ELÉTRICA DO COMPRESSOR IRN11-8.....	187
GRÁFICO 6 - HISTOGRAMA DA AVARIA POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO COMPRESSOR IRN11-8.....	190
GRÁFICO 7 - HISTOGRAMA DA AVARIA NO VARIADOR DO COMPRESSOR IRN11-8.....	192
GRÁFICO 8 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN11-8.....	193
GRÁFICO 9 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN11-8.....	194
GRÁFICO 10 - HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75.....	202
GRÁFICO 11 - HISTOGRAMA DO CUSTO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75.....	204
GRÁFICO 12 - HISTOGRAMA DA FREQUÊNCIA DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75.....	207
GRÁFICO 13 - HISTOGRAMA DA AVARIA POR FUGA DE ÓLEO DO COMPRESSOR IRN75.....	210
GRÁFICO 14 - HISTOGRAMA DA AVARIA POR EXCESSO DE TEMPERATURA DO COMPRESSOR IRN75.....	212
GRÁFICO 15 - HISTOGRAMA DA AVARIA NO MÓDULO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR IRN75.....	215
GRÁFICO 16 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75.....	216
GRÁFICO 17 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75.....	217
GRÁFICO 18 - HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS DO COMPRESSOR IRN75-OF.....	221
GRÁFICO 19 - HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR IRN-75-OF.....	223
GRÁFICO 20 - HISTOGRAMA DA FREQUÊNCIA DE AVARIAS NO COMPRESSOR IRN-75-OF.....	225
GRÁFICO 21 - HISTOGRAMA DAS AVARIAS POR FUGA DE AR NO COMPRESSOR IRN-75-OF.....	227
GRÁFICO 22 - HISTOGRAMA DE AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	229
GRÁFICO 23 - HISTOGRAMA DE AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	231
GRÁFICO 24 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	232
GRÁFICO 25 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR IRN75-OF.....	233
GRÁFICO 26 - HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	239
GRÁFICO 27 - HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	241
GRÁFICO 28 - HISTOGRAMA DA FREQUÊNCIA DAS AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	244
GRÁFICO 29 - HISTOGRAMA DAS AVARIAS ELÉTRICAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	247
GRÁFICO 30 - HISTOGRAMA DA AVARIA DE BOBINAGEM DO MOTOR PRINCIPAL NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	249
GRÁFICO 31 - HISTOGRAMA DE AVARIAS POR FUGA DE ÓLEO NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	251
GRÁFICO 32 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	252
GRÁFICO 33 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR SSR M200-2S.....	253
GRÁFICO 34 - HISTOGRAMA DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3.....	257
GRÁFICO 35 - HISTOGRAMA DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3.....	259
GRÁFICO 36 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO TIPO DE AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3.....	261
GRÁFICO 37 - DIAGRAMA DE <i>PARETO</i> DO CUSTO MÉDIO DAS AVARIAS NO COMPRESSOR PB4-270-3.....	262

# Índice

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1. ENQUADRAMENTO.....	1
1.2. OBJETIVOS .....	2
1.3. METODOLOGIA .....	2
1.4. ESTRUTURA .....	2
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>3</b>
2.1. AR COMPRIMIDO: BREVE INTRODUÇÃO.....	3
2.1.1. <i>Necessidade e aplicações do ar comprimido</i> .....	4
2.1.2. <i>Mercado relacionado com o ar comprimido</i> .....	5
2.1.3. <i>Áreas de aplicação principais</i> .....	6
2.1.4. <i>Qualidade do ar comprimido</i> .....	8
2.2. INSTALAÇÕES DE AR COMPRIMIDO.....	11
2.2.1. <i>Breves noções sobre as instalações de ar comprimido</i> .....	13
2.2.2.1. Arrefecedores finais a ar .....	14
2.2.2.2. Arrefecedores finais a água.....	15
2.2.2.3. Reservatórios de ar comprimido.....	16
2.2.2.4. Válvulas de purga .....	18
2.2.2.5. Filtro de linha .....	19
2.2.2.6. Filtro regulador de pressão e lubrificador.....	22
2.2.2.7. Separador de água/óleo.....	23
2.2.2.8. Secador de ar .....	28
2.2.2.8.1. Secador de refrigeração.....	28
2.2.2.8.2. Secador cíclico de alta eficiência .....	32
2.2.2.8.3. Secador de adsorção.....	37
2.2.2.8.4. Secadores de adsorção que utilizam o calor da compressão .....	38
2.2.2.8.5. Secador de adsorção de autorregeneração e ar insuflado do exterior .....	43
2.2.2.8.6. Secador modular de adsorção .....	48
2.2.2.8.7. Secador de absorção.....	49
2.2.2.8.8. Secador de membrana.....	51
2.2.2.9. Redes de distribuição de ar comprimido .....	54
2.2.2.9.1. Tubo de alumínio.....	54
2.2.2.9.2. Tubo em aço galvanizado .....	55
2.2.2.9.3. Tubo de cobre.....	56
2.2.2.9.4. Tubo em aço inoxidável.....	56
2.2.2.9.5. Tubo em polímero .....	56
2.2.2.9.6. Ligações entre tubos.....	57
2.2.2.9.7. Tipos de rede de ar comprimido.....	63
2.2.2.9.8. Estimativa do consumo de ar comprimido .....	64
2.2.2.9.9. Dimensionamento da rede de ar comprimido.....	68
2.3. COMPRESSORES .....	74
2.3.1. <i>Definição de compressor</i> .....	74
2.3.1.1. Compressão dinâmica .....	74
2.3.1.2. Compressão volumétrica .....	75
2.3.2.1. Primeira lei da termodinâmica.....	75
2.3.2.1.1. Regime permanente .....	78
2.3.2.1.2. Regime uniforme .....	79
2.3.2.2.1. Entropia .....	82
2.3.2.2.2. Entalpia.....	83
2.3.2.3. Gases perfeitos .....	83
2.3.2.3.1. Ar atmosférico .....	84
2.3.2.3.2. Equações dos gases perfeitos .....	85
2.3.2.3.3. Ciclos de compressão .....	87

2.3.2.3.3.1. Compressão isotérmica .....	88
2.3.2.3.3.2. Compressão adiabática ou isentrópica .....	88
2.3.2.3.3.3. Compressão politrópica .....	88
2.3.2.3.4. Expansibilidade dos gases .....	88
2.3.2.3.5.1. Fator de compressibilidade .....	89
2.3.3.1. Compressores dinâmicos .....	93
2.3.3.1.1. Compressor axial .....	93
2.3.3.1.2.1. Compressor centrífugo com junta de separação do corpo na horizontal .....	98
2.3.3.1.2.2. Compressor Centrífugo com Junta de Separação do Corpo na Vertical .....	100
2.3.3.2.1.1. Compressor alternativo de baixa pressão com lubrificação .....	103
2.3.3.2.1.2. Compressor alternativo de baixa pressão sem lubrificação .....	104
2.3.3.2.1.3. Compressor alternativo de alta pressão com lubrificação .....	106
2.3.3.2.1.4. Compressor alternativo de vácuo .....	107
2.3.3.2.2. Compressor de diafragma .....	108
2.3.3.2.3. Compressor rotativo .....	111
2.3.3.2.3.1. Compressor de lóbulos ou roots .....	112
2.3.3.2.3.2. Compressor de palhetas ou vanes .....	113
2.3.3.2.3.3. Compressor de anel líquido .....	116
2.3.3.2.3.4. Compressor de espiral ou scroll .....	118
2.3.3.2.3.5. Compressor de parafuso .....	121
2.3.3.2.3.6. Compressor de dentes .....	124
2.4. NOÇÕES SOBRE O FUNCIONAMENTO DE UM COMPRESSOR DE AR COMPRIMIDO .....	125
2.4.1. <i>Funcionamento de um compressor alternativo lubrificado</i> .....	125
2.4.2. <i>Funcionamento de um compressor alternativo isento de óleo</i> .....	130
2.4.3. <i>Funcionamento de um compressor de parafuso lubrificado</i> .....	130
2.4.3.1. Válvula de retenção .....	135
2.4.3.2. Válvula de pressão mínima .....	135
2.4.3.3. Radiador de ar .....	135
2.4.3.4. Permutador de calor a água .....	136
2.4.3.5. Separador de condensados .....	136
2.4.3.6. Válvula termostática .....	136
2.4.3.7. Radiador do óleo .....	137
2.4.3.8. Filtro de refrigerante/óleo .....	137
2.4.3.9. Sensor de pressão do filtro de óleo .....	138
2.4.3.10. Tubo recuperador de óleo .....	138
2.4.3.11. Filtro separador ar/óleo .....	138
2.4.3.12. Transdutor de pressão do tanque .....	140
2.4.3.13. Válvula de corte de óleo .....	140
2.4.3.14. Motor elétrico .....	140
2.4.3.15. Transmissão .....	142
2.4.3.16. Sensor de temperatura de descarga ar/óleo .....	142
2.4.3.17. Sensor do diferencial de controlo .....	143
2.4.3.18. Pressostato .....	143
2.4.3.19. Electroválvula de controlo carga/vazio .....	143
2.4.3.20. Electroválvula solenoide de blowdown .....	144
2.4.3.21. Electroválvula de purga .....	144
2.4.3.22. Microprocessador .....	144
2.4.3.23. Quadro elétrico .....	145
2.4.3.24. Manutenção .....	146
2.4.4. <i>Funcionamento de compressor de parafuso isento de óleo</i> .....	146
2.4.4.1. Manutenção .....	152
2.4.5. <i>Funcionamento de um compressor centrífugo</i> .....	153
2.5.1. <i>Avarias em compressores alternativos</i> .....	159
2.5.2. <i>Avarias em compressores de parafuso</i> .....	161
<b>3. DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>166</b>
3.1. OBJECTIVOS ESPECÍFICOS DESTE TRABALHO PRÁTICO .....	166
3.2. APRESENTAÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DA EMPRESA .....	166
3.2.1. <i>Comingersoll</i> .....	166
3.2.2. <i>Ingersoll-Rand</i> .....	167
3.4.1. <i>Avarias detetadas em compressores IRN11-8</i> .....	172
3.4.1.1. Análise do tipo de avarias no compressor IRN11-8 .....	176
3.4.1.2. Análise do custo médio das avarias do compressor IRN11-8 .....	178
3.4.1.3. Análise de frequência de dias entre avarias no compressor IRN11-8 .....	180

3.4.1.4. Análise da frequência de avaria no rolamento do motor do IRN11-8.....	183
3.4.1.5. Análise da frequência de avaria elétrica no compressor IRN11-8.....	186
3.4.1.6. Análise da avaria por excesso de temperatura no compressor IRN11-8.....	188
3.4.1.7. Análise da avaria no variador de frequência do IRN11-8.....	190
3.4.1.8. Análise Pareto (ABC) do IRN11-8.....	193
<b>3.4.2. Avarias em compressores nirvana IRN75.....</b>	<b>195</b>
3.4.2.1. Análise dos tipos de avaria no compressor IRN75.....	199
3.4.2.2. Análise do custo médio dos tipos de avaria no compressor IRN75.....	202
3.4.2.3. Análise de frequência de dias entre avarias no compressor IRN75.....	205
3.4.2.4. Análise da avaria por fuga de óleo do compressor IRN75.....	208
3.4.2.5. Análise das avarias por excesso de temperatura no compressor IRN75.....	210
3.4.2.6. Análise da avaria do módulo de potência do compressor IRN75.....	213
3.4.2.7. Análise Pareto (ABC) ao compressor IRN75.....	215
<b>3.4.3. Avarias em compressores isentos de óleo IRN75-OF.....</b>	<b>218</b>
3.4.3.1. Análise do tipo de avarias do compressor IRN75-OF.....	219
3.4.3.2. Análise do custo médio das avarias do compressor IRN75-OF.....	221
3.4.3.3. Análise da frequência de dias entre avarias no compressor IRN75-OF.....	223
3.4.3.4. Análise da avaria por fuga de ar no compressor IRN75-OF.....	225
3.4.3.5. Análise da avaria por fuga de óleo no compressor IRN75-OF.....	227
3.4.3.6. Análise da avaria elétrica do compressor IRN75-OF.....	229
3.4.3.7. Análise Pareto (ABC) ao compressor IRN75-OF.....	231
<b>3.4.4. Avarias em compressores SSR M200-2S.....</b>	<b>234</b>
3.4.4.1. Análise do tipo de avarias no compressor SSR M200-2S.....	237
3.4.4.2. Análise do custo médio das avarias no compressor SSR M200-2S.....	239
3.4.4.3. Análise da frequência de dias entre avarias no compressor SSR M200-2S.....	241
3.4.4.4. Análise da frequência das avarias elétricas no compressor SSR M200-2S.....	245
3.4.4.5. Análise da frequência da avaria de bobinagem do motor no SSR M200-2S.....	247
3.4.4.6. Análise da frequência da avaria por fuga de óleo no SSR M200-2S.....	249
3.4.4.7. Análise Pareto (ABC) no compressor SSR M200-2S.....	252
<b>3.4.5. Avarias em compressores PB4-270-3.....</b>	<b>254</b>
3.4.5.1. Análise do tipo de avarias do compressor PB4-270-3.....	255
3.4.5.2. Análise do custo médio das avarias no compressor PB4-270-3.....	257
3.4.5.3. Análise da frequência de avarias no compressor PB4-270-3.....	259
3.4.5.4. Análise da avaria por gripagem da cabeça compressora do PB4-270-3.....	260
3.4.5.5. Análise da avaria por fuga de ar no compressor PB4-270-3.....	260
3.4.5.6. Análise de Pareto (ABC) do compressor PB4-270-3.....	261
<b>3.5. ANÁLISE DAS PRINCIPAIS AVARIAS DETETADAS.....</b>	<b>263</b>
3.5.1. Avaria no elemento compressor.....	263
3.5.2. Avaria no variador de frequência ou no módulo de potência.....	266
3.5.3. Avaria por excesso de temperatura.....	268
3.5.4. Avaria no rolamento do motor.....	271
3.5.5. Avaria de fugas de óleo.....	273
3.5.6. Avaria no motor elétrico.....	277
3.5.7. Avaria elétrica.....	279
3.5.8. Avaria de passagem de água para a rede.....	280
3.5.9. Avaria por fugas de ar.....	281
3.5.10. Avaria por fuga de água.....	283
3.5.11. Avaria por falta de pressão.....	284
3.5.12. Avaria na cabeça compressora.....	285
3.5.13. Avaria por excesso de vibrações.....	286
<b>3.6. POSSÍVEIS SOLUÇÕES PARA OS PROBLEMAS ENCONTRADOS.....</b>	<b>287</b>
3.6.1. Rolamento do compressor IRN11-8.....	287
3.6.2. Avarias em motores elétricos.....	294
3.6.3. Avarias nos variadores e módulos de potência.....	298
3.6.4. Avaria por excesso de temperatura.....	298
3.6.5. Avarias elétricas.....	299
3.6.6. Avaria fuga de água para a rede.....	299
3.6.7. Avaria por fuga de óleo.....	299
3.6.8. Avaria no airend.....	300
3.6.9. Avaria passagem de óleo para a rede.....	300

3.6.10. Avaria por gripagem da cabeça compressora .....	301
3.6.11. Avaria por excesso de vibrações .....	301
3.7. ANÁLISE DOS POSSÍVEIS GANHOS OBTIDOS COM AS NOVAS SOLUÇÕES.....	301
3.7.1. Ganhos na avaria do rolamento do motor .....	301
3.7.2. Ganhos na avaria do variador de frequência .....	302
3.7.3. Ganhos na avaria no módulo de potência .....	302
3.7.4. Ganhos na avaria do motor elétrico .....	302
3.7.5. Ganhos nas avarias por excesso de temperatura.....	302
3.7.6. Ganhos nas avarias elétricas .....	303
3.7.7. Ganhos na avaria por fuga de óleo .....	303
3.7.8. Ganhos na avaria no elemento compressor .....	303
3.7.9. Ganhos na avaria de passagem de óleo para a rede.....	304
3.7.10. Ganhos na avaria de gripagem da cabeça Compressora .....	304
3.7.11. Ganhos na avaria por excesso de vibrações .....	304
3.8. SUMÁRIO DAS RECOMENDAÇÕES EFETUADAS .....	304
<b>4. CONCLUSÕES .....</b>	<b>306</b>



# **1. Introdução**

## **1.1. Enquadramento**

O ar comprimido é uma forma de energia que é utilizada desde à longos anos até aos dias de hoje, onde esta assume uma importância fulcral. Ao longo dos anos, toda a tecnologia que engloba a produção, tratamento e distribuição do ar comprimido foi evoluindo, de modo a contribuir para o desenvolvimento das indústrias que utilizam esta forma de energia.

Relativamente à produção de ar comprimido, os compressores foram-se desenvolvendo sendo hoje equipamentos muito sofisticados, económicos e fiáveis. Ao longo dos anos, foram-se produzindo diferentes tipos de compressores de modo a se adequarem a cada aplicação, sendo utilizados em quase todas as indústrias um pouco por todo o mundo.

No tratamento do ar comprimido enquadram-se os secadores de ar, filtros e separadores de hidrocarbonetos. Também estes se desenvolveram e são hoje equipamentos altamente evoluídos, contribuindo para o fornecimento de ar de alta qualidade.

Para que o ar comprimido chegue ao ponto de utilização, é necessário dimensionar corretamente toda a rede de distribuição, de modo a garantir o fornecimento de ar com a pressão e caudal requeridos, assim como, reduzir as perdas de carga. Também nesta área ocorreu uma notória evolução, com a aplicação de novos materiais na construção de tubagens de ar comprimido, nomeadamente na utilização de tubos de matriz polimérica.

Hoje em dia, além dos elevados padrões de qualidade do ar exigidos por muitas indústrias, há outro fator a ter em conta na hora de investir nesta forma de energia, que é os custos que estes equipamentos representam. Deste modo, é na produção de ar comprimido que se concentram as principais investimentos.

Nos dias de hoje, os compressores de ar são extremamente económicos mas, além dos custos energéticos, existem também os custos associados às manutenções e às avarias. Visto que é do interesse do cliente evitar paragens inesperadas do compressor, é importante perceber as causas das avarias e quais as formas de as evitar.

## **1.2. Objetivos**

A realização deste trabalho visou identificar as avarias mais frequentemente registadas em alguns tipos de compressores de ar da marca *Ingersoll-Rand*, dissecando a sua tipologia, as suas causas e frequência de ocorrência. Com base na tipologia e procedendo a um estudo das peças que estiveram na origem de algumas avarias, foram traçadas algumas sugestões de melhoria, com vista a tentar diminuir a sua ocorrência.

## **1.3. Metodologia**

A elaboração do presente trabalho seguiu a metodologia que seguidamente se descreve:

- Seleção dos modelos de compressores a estudar;
- Levantamento dos registos de avarias referentes a todos os compressores daqueles modelos nos últimos anos;
- Mapeamento do tipo de avarias;
- Análise da frequência com que os mesmos têm ocorrido;
- Mapeamento das causas que poderão ter estado na origem desses problemas;
- Elaboração de sugestões de melhoria que possam contribuir para a redução do número de ocorrências dessas avarias;
- Redação da presente dissertação.

## **1.4. Estrutura**

A estrutura deste trabalho está assente essencialmente em duas partes: uma Revisão Bibliográfica inicial, onde se pretende enquadrar o leitor com os temas envolvidos nesta dissertação, passando em revista os desenvolvimentos técnicos e científicos que foram publicados em livros e periódicos científicos dedicados à matéria, e o Desenvolvimento do Trabalho Prático propriamente dito, com referência pormenorizada à abordagem realizada aos problemas sentidos com cinco modelos diferentes de compressores da marca *Ingersoll-Rand*.

## 2. Revisão Bibliográfica

### 2.1. Ar comprimido: Breve introdução

O ar comprimido é uma das mais antigas formas de energia utilizada pelo homem. Pelo que se sabe, o primeiro homem a aplicar o ar comprimido foi *Ktesibios* durante a primeira metade do terceiro milénio antes de Cristo. Foi então inventado um canhão de compressão manual do ar, permitindo assim aumentar o alcance do projétil [www.pneumatica.com.sapo.pt].

Segundo se sabe, a primeira utilização de um equipamento para ar comprimido foi há cerca de 2000 anos, recorrendo à utilização de um cilindro de madeira dotado de um êmbolo [Wikipédia]. A primeira aplicação em grande escala do ar comprimido foi entre 1857 e 1870, na perfuração de um túnel com 120 km de extensão (conhecido como túnel do *Monte Cenis*) na montanha *Grand Vallon* nos Alpes, para a construção de uma estrada ligando França à Itália.

Com a utilização de ar comprimido, foi possível reduzir o tempo estimado de conclusão desta obra em vários anos. Contudo, a sua utilização já era prática na era de *Leonardo Da Vinci*, onde este usou e dominou o ar em algumas aplicações.

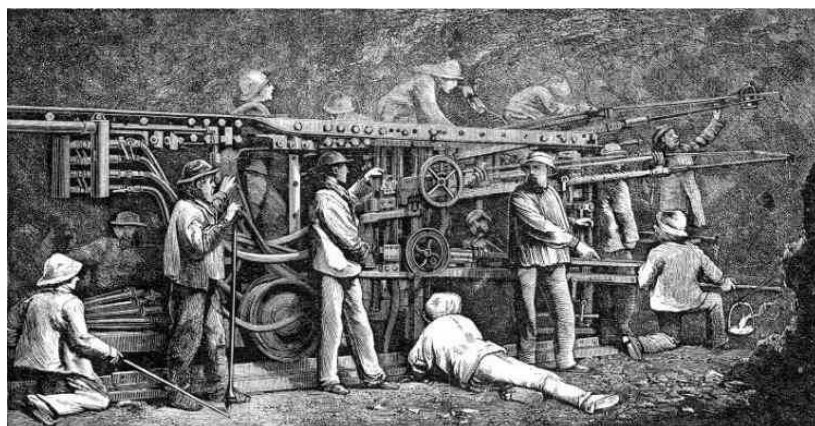


Figura 1 - Escavação do túnel nos Alpes (Fonte: *New Monthly Magazine*, Julho 1871).

O ar, ao ser comprimido, consegue armazenar grandes quantidades de energia de forma segura e confiável, sendo utilizado em larga escala em quase toda a indústria de transformação um pouco por todo o mundo, substituindo muitas vezes a energia elétrica. Esta fonte de energia tem várias vantagens pois é segura, limpa, fácil de armazenar e de transportar, e muito útil para grande parte das aplicações industriais.

Atualmente, a pneumática é utilizada em diversas áreas de atividade, como na indústria alimentar, farmacêutica, medicina, eletrônica, têxtil, na construção civil e em muitas outras áreas. As pressões mais usadas na indústria vão de 8 a 14 bar.

Com a utilização da pneumática, foi possível automatizar muitos processos que sem esta tecnologia não seria possível. O ar comprimido é um meio de transmissão de potência que pode ser utilizado para acionar atuadores lineares, máquinas de impacto, lixadoras, polidoras, parafusadoras, martelos picadores, demolidores ou perfuradores, motores de arranque pneumáticos, guinchos, diferenciais, pistolas de pintura, sistemas de injeção de ar, etc.

Uma das razões para a preferência na utilização das ferramentas pneumáticas face às ferramentas elétricas é o seu baixo peso, visto que não necessitam de motor, pois a energia utilizada advém do ar comprimido. Outras vantagens das ferramentas pneumáticas é o menor volume, maior robustez, maior capacidade de fornecer binário, baixo custo de manutenção e ausência de perigo de eletrocussão [José Novais, 2014]. Porém, um dos cuidados a ter com as ferramentas pneumáticas é a necessidade de lubrificação diária, devido à humidade que o ar pode conter.

### **2.1.1. Necessidade e aplicações do ar comprimido**

A importância do ar comprimido industrial é notória, pois esta fonte de energia é a segunda energia mais utilizada na indústria transformadora e a mais cara de todas, sendo aplicada pela grande maioria das empresas e de diferentes ramos de atividade [José Novais, 2014]. Grande parte das atividades realizadas nas empresas necessitam de ser automatizadas para aumentar a produtividade e o ar comprimido é muitas vezes a energia utilizada para o efeito. Visto que existem diferentes tipos de compressores para uma grande variedade de pressões e caudais, estas máquinas são aplicadas tanto em grandes indústrias, como em micro empresas.

Determinados tipos de processos necessitam de ar comprimido para otimizar o sistema produtivo, como por exemplo furar, aparafusar, lixar, polir, pintar e diferentes ações efetuadas por atuadores lineares pneumáticos. Outra utilização do ar comprimido de extrema importância é no fabrico de garrafas PET onde a injeção por sopro necessita de compressores de elevada pressão.

Também na indústria automóvel o ar comprimido é utilizado, como por exemplo, nas linhas de produção, durante a montagem de componentes e na utilização de robots para a pintura dos automóveis. Muitas outras indústrias necessitam de ar comprimido, sendo que, em determinadas áreas, o ar deve ser 100% isento de óleo. Apesar de um compressor lubrificado produzir ar de elevada qualidade a avaria no filtro separador pode provocar a passagem de óleo para a rede de ar. Por isso, algumas indústrias requerem ar comprimido totalmente isento de óleo.

O ar comprimido totalmente isento de óleo é utilizado por exemplo, na indústria farmacêutica na micronização de antibióticos, nos instrumentos de medida tridimensionais por controlo numérico aplicado em máquinas de medição dos blocos de compressor e nos rotores dos compressores de parafuso rotativo, com tolerâncias de  $0,1 \mu\text{m}$  [José Novais, 2014].

É também usado ar comprimido 100% isento de óleo, na indústria química na produção de Azoto, na indústria têxtil em teares de jato de ar, na indústria fotográfica no processamento de filmes, na indústria eletrónica no fabrico de *micro-ships*, na indústria das bebidas em produção e engarrafamento de vinho e águas minerais, e também em algumas situações na instrumentação pneumática.

### **2.1.2. Mercado relacionado com o ar comprimido**

Devido à utilização da tecnologia do ar comprimido e à manutenção que todo o tipo de equipamentos necessita, existem outras indústrias que laboram direta ou indiretamente no sentido de dar apoio e efetuar serviços para a manutenção de um sistema de ar comprimido industrial. Como exemplos, temos as empresas de bobinagem de motores elétricos, empresas de venda de gases fluorados para os secadores de refrigeração e fornecimento de material de frio industrial, assim como empresas de fabrico de dessecantes para secadores de adsorção.

Recentemente passou a ser obrigatória a certificação das empresas que executem atividades de instalação e manutenção de sistemas fixos de refrigeração, bombas de calor e ar

condicionado contendo gases fluorados com efeito de estufa, nos termos estabelecidos nos regulamentos (UE) nº 517/2014 e (CE) nº303/2008 e no decreto-lei nº 56/2011.

Também a indústria metalomecânica está relacionada com a manutenção, sempre que é necessário executar ou retificar peças danificadas. As indústrias eletrónica e eléctrica também desempenham um papel preponderante na produção e fornecimento de todo o tipo de material eléctrico que compõe um equipamento de ar comprimido. No que diz respeito às redes de ar comprimido, enquadram-se as empresas de fabrico de tubos de matriz metálica e não metálica, assim como dos diversos acessórios que compõe toda a rede.

### **2.1.3. Áreas de aplicação principais**

As aplicações de ar comprimido e gases sob pressão podem dividir-se em duas áreas: o ar comprimido industrial e o ar medicinal.

O ar comprimido industrial pode ser utilizado em diversas indústrias e o seu uso enquadra-se na norma ISO 8543-1:2010 para diferentes classes, de modo a garantir a qualidade para cada tipo de aplicação. Sendo o ar comprimido uma forma de energia utilizada em larga escala, esta pode ser aplicada em diferentes atividades como na indústria têxtil, química, metalomecânica, eletrónica, automóvel, alimentar, farmacêutica, construção civil e na medicina, entre outras.

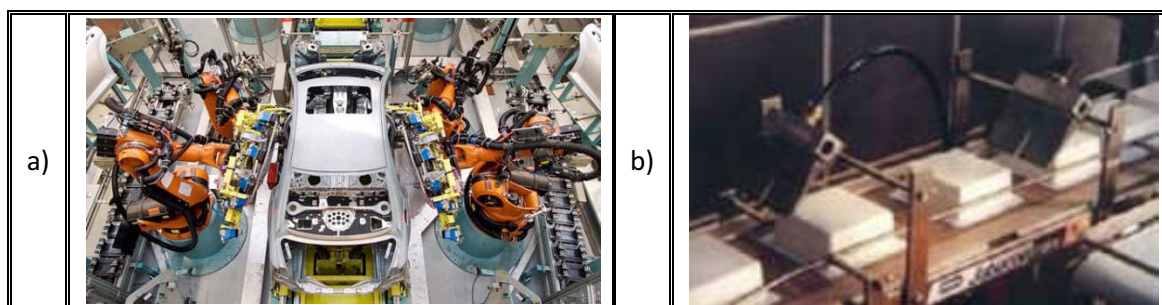


Figura 2 - a) Utilização de ar comprimido na produção na indústria automóvel e, b) indústria alimentar no embalamento de queijos (Fonte: *Silvent*).

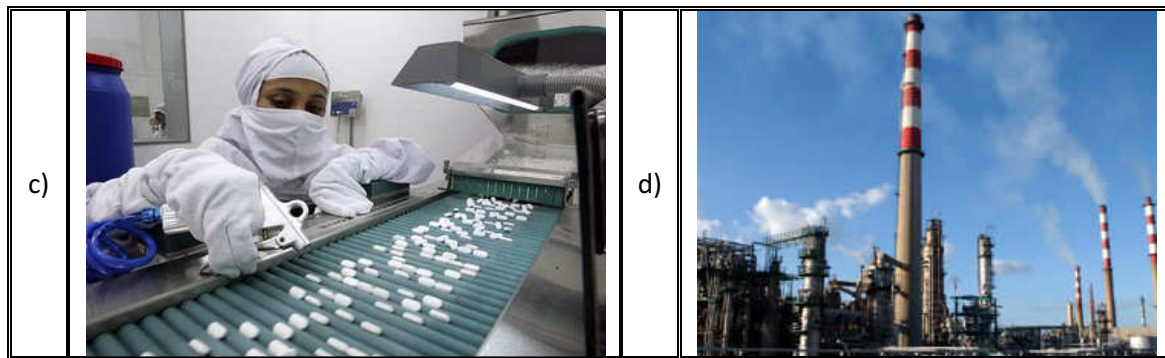


Figura 3 - Utilização de ar comprimido na indústria farmacêutica, d) indústria petroquímica (Fonte: Galp Energia).

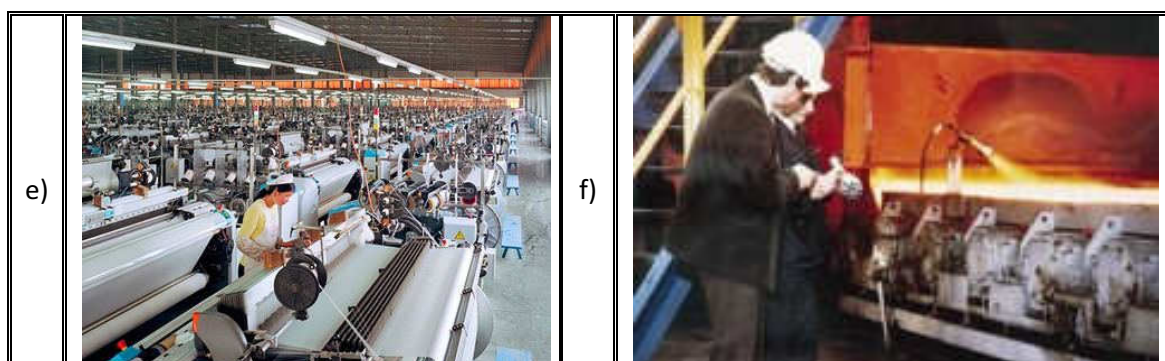


Figura 4 - Indústria têxtil e, f) indústria metalomecânica (Fonte: Silvent)



Figura 5 - g) Indústria das bebidas e, h) construção civil (Fonte: Silvant e Atlas Copco)

No entanto, o ar comprimido industrial não pode ser utilizado como ar respirável. De facto, no que toca a ar medicinal respirável, ar comprimido medicinal, e oxigénio medicinal, a área médica exige um grande rigor na utilização dos fluidos e, por este motivo, é obrigatório

cumprir todos os requisitos e normas internacionais. Assim, os fabricantes de equipamentos de produção de ar medicinal devem possuir obrigatoriamente a certificação segundo a norma ISO 13485, pois na Europa as unidades de produção de ar medicinal são considerados dispositivos médicos segundo a diretiva 93/42/EEC [Biomicro].

Tabela 1 - Limites de contaminantes para o ar medicinal segundo as leis europeias [Biomicro].

Oxigênio (O)	20,4 a 21,4%
Hidrocarbonetos (óleo)	0,1 mg/m <sup>3</sup>
Água (H <sub>2</sub> O)	67 ppm
Monóxido de carbono (CO)	5 ppm
Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	500 ppm
Óxido nítrico (NO)	2 ppm
Dióxido de azoto (NO <sub>2</sub> )	2 ppm
Dióxido de enxofre (SO <sub>2</sub> )	1 ppm



Figura 6 – Equipamentos de ar comprimido medicinal (Fonte: Biomicro).

#### 2.1.4. Qualidade do ar comprimido

O ar proveniente do processo de compressão está contaminado com partículas de óleo do compressor, micro organismos, vapor de água, vapor de óleo, hidrocarbonetos, monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxido de enxofre, óxido de nitrogênio, compostos de cloro, etc. Além disso, o ar, ao ser comprimido, faz aumentar a concentração dos contaminantes. Por exemplo, se o ar atmosférico for comprimido até 7 bar, vai provocar um aumento de 800% na concentração de contaminantes [Ingersoll-Rand].

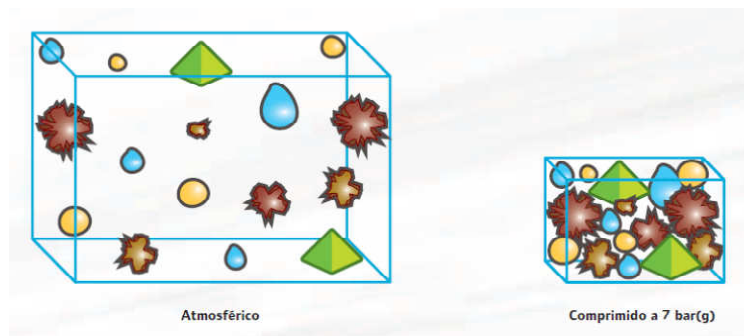


Figura 1 - Efeito da compressão do ar (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Se não forem devidamente filtrados, estes contaminantes podem provocar sérios danos na qualidade do produto final, avaria nas máquinas de consumo de ar, equipamentos instalados ao longo da linha e corrosão dos tubos da rede de ar comprimido.

Como o processo de arrefecimento do ar provoca condensação, a água formada no interior dos tubos é arrastada ao longo de toda a linha, levando consigo outros contaminantes por arrasto. Por isso, os condensados devem ser purgados de forma a serem eliminados da linha de ar comprimido.



Figura 6 - Corrosão em tubagens (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

De forma a melhorar a qualidade do ar produzido a ISO (*International Standards Organization*) estabeleceu classes de qualidade de ar que devem ser cumpridas pelos fabricantes. Estas classes estão referidas na norma ISO 8573-1.

Em 2001, foi estabelecida pela ISO uma nova classe na qualidade de ar para a indústria automóvel, com elevados índices de exigência, a classe 0, entretanto atualizada em 2010 (ISO 8573-1:2010). A classe zero é a classe mais exigente no que diz respeito à qualidade do ar, limitando ainda mais a presença de óleo, água, aerossóis e vapores na rede de ar comprimido.

A norma ISO 8573-1:2010 é de extrema importância, pois a qualidade do ar pode afetar gravemente a linha de produção de uma empresa. Por exemplo, na indústria automóvel é utilizado o ar comprimido seco para fazer a preparação da superfície antes da pintura dos veículos. Caso ocorra contaminação da superfície, a tinta não vai aderir e provocará corrosão prematura. A classe 0 obriga à produção de ar 100% isento de óleo, eliminando assim estes riscos.



Figura 7 - Aplicações do ar comprimido (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Também nas pistolas de pintura manuseadas por robôs é utilizado ar comprimido seco, garantindo assim as propriedades adesivas da tinta. Além disso, o ar comprimido é utilizado para agitar e misturar os banhos de tinta, de forma a impedir a coagulação. Também os robôs das linhas de produção utilizam ar comprimido, e como são muito sensíveis à qualidade do ar, o cumprimento da classe zero é fundamental.

Não só na indústria automóvel a qualidade é extremamente importante. Também na indústria farmacêutica, alimentar e na eletrónica, muitas vezes é exigida uma qualidade de ar 100% isento de óleo. No caso particular da indústria alimentar, poder-se-á utilizar produção de ar com compressores de contacto lubrificado, mas o óleo terá que ser compatível com a indústria alimentar, para o caso de se dar uma passagem de óleo para a linha.

Também nas restantes indústrias, o ar deve ser sempre filtrado na linha. Ao não proceder à filtragem do ar, os contaminantes podem provocar um desgaste prematuro e rápido das superfícies, oxidação e corrosão das ferramentas pneumáticas e das tubagens, formação de compostos voláteis e perigosos para a saúde, perdas de produtividade ou paragem total da produção, com consequentes prejuízos para a empresa.

Tabela 2 - Qualidade do ar segundo a norma ISO 8573-1:2010 (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Qualidade da Classe	Sólidos			Água		Óleo e Vapor de Óleo
	Nº máximo de partículas por m <sup>3</sup>			Temperatura Ponto Orvalho		mg/m <sup>3</sup>
	0,1-0,5 micron	0,5-1 micron	1-5 micron	°F	°C	
0	<b>Como especificado pelo utilizador ou fabricante, e mais exigente do que a classe 1</b>					
1	<= 20 000	<= 400	<=10	-100	-70	0,01
2	<= 400 000	<= 6 000	<= 100	-40	-40	0,1
3	Não Disponível	<= 90 000	<= 1 000	-4	-20	1
4	Não Disponível	Não Disponível	<= 10 000	37,4	3	5
5	Não Disponível	Não Disponível	<= 100 000	44,6	7	Não Disponível
6	Não Disponível	Não Disponível	Não Disponível	50	10	Não Disponível

As diferentes classes da norma ISO8573-1:2010 são aplicadas a diversas indústrias. Assim, a classe zero é aplicada, essencialmente, na industria farmacêutica. As classes 1 e 2 aplicam-se na indústria alimentar, bebidas, eletrónica, processo, instrumentação, química, petrolífera e gás. A classe 4 aplica-se à industria de produção em geral, utilização de ferramentas pneumáticas, estampagem, montagem, produção de matérias-primas, assim como alguns tipos de pintura e acabamentos. A classe 6 destina-se, essencialmente, para uso doméstico.

## 2.2. Instalações de ar comprimido

À semelhança da corrente elétrica, o ar comprimido necessita ser conduzido para os diferentes pontos de utilização, pois raramente é consumido no ponto onde é gerado. Para que uma empresa possa ter um sistema de produção de ar comprimido bem estruturado, é recomendado que os compressores, os arrefecedores finais, os secadores, assim como os reservatórios, se encontrem num compartimento designado de central de ar comprimido, isolada do restante equipamento produtivo.



Figura 8 - Central de ar comprimido (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Para isso, os diferentes equipamentos devem estar devidamente acomodados, de forma a garantir a segurança. Além disso, é muito importante que os compressores fiquem com cerca de um metro livre em redor, de modo a permitir uma boa ventilação e garantir boas condições de acessibilidade para executar as manutenções preventivas e curativas que serão sempre necessárias. A temperatura ambiente da central de ar comprimido não deve ser elevada, e o ar deve estar isento de poeiras e livre de produtos tóxicos.

Depois de sair da central, o ar comprimido deve ser conduzido para os pontos de utilização através de uma rede de distribuição. Esta rede deve ser cuidadosamente projetada e montada, no sentido de evitar elevadas perdas de carga, assim como eventuais fugas que são sempre de evitar.

Produzir ar comprimido consome energia e, por conseguinte, deve ser prestada uma atenção especial às fugas de ar comprimido pois, se não forem devidamente tratadas, estas contribuem para elevados prejuízos para uma empresa. Pequenas fugas de ar na rede de distribuição existem normalmente, mas devem ser minimizadas ao máximo, porque se forem desprezadas o consumo energético dos compressores vai subir e refletir-se-á nos resultados da empresa. Como uma rede de distribuição é constituída por tubos e diferentes acessórios que fazem a ligação desde a produção até ao ponto de consumo, é comum encontrar fugas em algumas ligações, válvulas, purgas de condensados, etc.

### 2.2.1. Breves noções sobre as instalações de ar comprimido

No que diz respeito à disposição dos equipamentos na central de ar comprimido, há uma diferença que salta à vista. Trata-se da disposição do reservatório de ar, que pode ser colocado antes ou depois do secador de refrigeração.

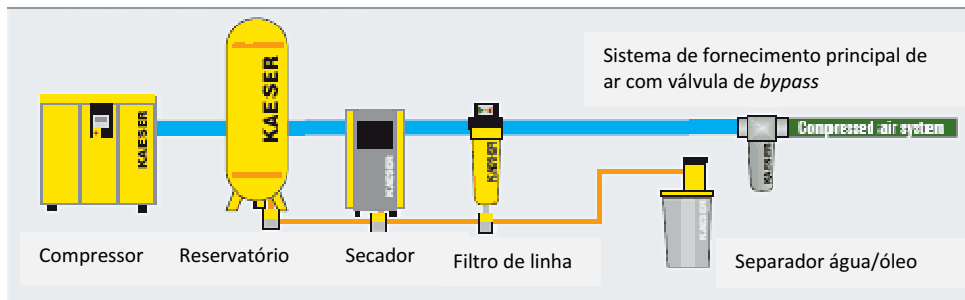


Figura 9 - Equipamentos de uma central de ar comprimido (Fonte: *Kaeser*)

Conforme se pode verificar na figura 9, o reservatório está posicionado antes do secador de ar e, na figura 10, o reservatório está colocado depois do secador de refrigeração. Em boa verdade, não se pode dizer que uma disposição esteja correta em detrimento da outra, todavia, a solução mais utilizada é a que se verifica no figura 9, com o reservatório posicionado antes do secador.

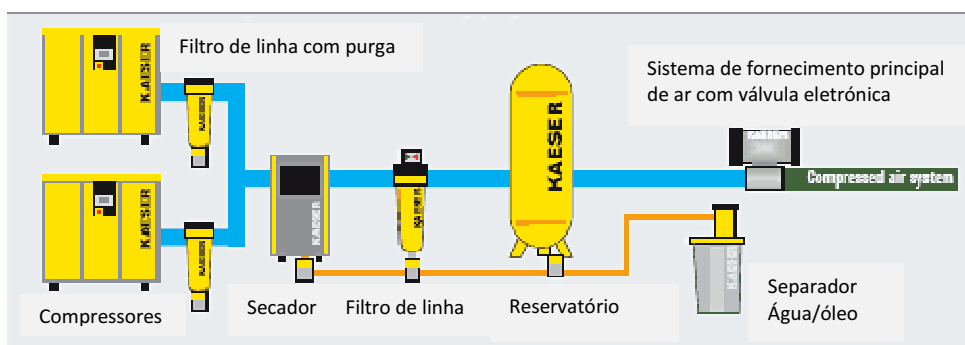


Figura 10 - Equipamentos de uma central de ar comprimido (Fonte: *Kaeser*)

Contudo, a disposição do reservatório deve ter em conta o consumo de ar. Isto é, se o consumo de ar for constante, o reservatório deve ser posicionado a montante do secador. Mas, se o consumo de ar sofrer muitas oscilações, então o reservatório deve ser colocado a jusante do secador de refrigeração [Fonte: *Kaeser*].

Ao optar pela disposição da figura 9 acontece que o ar chega ao secador a uma temperatura mais baixa, e também mais seco, porque é feita a remoção dos condensados no reservatório, e por isso a eficiência do secador aumenta [José Novais, 2014]. Em condições normais, a temperatura do ar à entrada do secador ronda os 35 °C mas existem secadores de refrigeração que permitem a admissão do ar a altas temperaturas, as quais podem chegar aos 93 °C, conseguindo arrefecer o ar até temperaturas aceitáveis.

Se a decisão recair sobre a disposição da figura 10 a condensação praticamente não ocorre no reservatório, e por isso este está mais protegido. Por este motivo, vai passar a ser obrigatória a proteção galvânica no interior dos reservatórios [José Novais, 2014]. Hoje em dia existem unidades compressoras compactas constituídas por compressor, reservatório e secador, que economizam espaço para os casos em que o utilizador não possua nas suas instalações área suficiente para instalar todos os equipamentos.

## **2.2.2. Componentes principais de uma instalação de ar comprimido**

Uma instalação de ar comprimido é composta por diversos componentes que, a funcionarem em conjunto, contribuem decisivamente para o fornecimento de ar de qualidade. Entre os diversos componentes encontram-se os arrefecedores finais a ar e a água, filtros de linha, reservatórios, válvulas de purga, secadores de ar, separadores de hidrocarbonetos, assim como a rede de distribuição.

### **2.2.2.1. Arrefecedores finais a ar**

À saída do compressor, o ar atinge temperaturas muito elevadas, na ordem dos 120 °C, havendo por isso a necessidade de o arrefecer antes de o disponibilizar para a rede de ar comprimido. Deste modo, sempre que existe a necessidade de receber ar a temperaturas baixas à saída do compressor, usa-se um arrefecedor de ar. Normalmente, usam-se os arrefecedores de ar quando são utilizados compressores de alta pressão.

Um arrefecedor de ar é constituído por um radiador em liga de alumínio, que faz o arrefecimento por convecção forçada com o auxílio de um moto ventilador. O radiador é constituído por um favo e um labirinto de tubos onde circula o ar. Devido ao arrefecimento

rápido do ar ocorre a formação de condensados de água e óleo, e por isso à saída do arrefecedor existe um purgador que faz o escoamento automático dos condensados.

Estes equipamentos requerem uma manutenção muito simples, passando por fazer uma limpeza dos favos e verificar o funcionamento do ventilador e purgador. Os arrefecedores de ar funcionam, normalmente, com caudais de ar compreendidos entre 8 e 650 l/s, e uma pressão máxima de 20 bar, podendo admitir ar a uma temperatura até 160 °C.



Figura 11 - Arrefecedor final a ar (Fonte: *Atlas Copco*)

#### **2.2.2.2. Arrefecedores finais a água**

Um arrefecedor final a água não é mais do que um permutador de calor a ar e água, que é concebido para baixar a temperatura e eliminar a humidade existente no ar, à saída do compressor. Constituído por um corpo cilíndrico, o arrefecedor a água contém no seu interior um favo, além de um feixe de tubos em aço inoxidável, onde circulam a água e o ar, em circuitos independentes e em direções opostas. Os tubos de refrigeração, apresentam boa condutividade térmica, e estão dispostos no interior de modo a criar turbulência, por forma a arrefecer mais rapidamente o ar comprimido.

Como resultado do arrefecimento do ar formam-se condensados. Por isso, à saída do permutador encontra-se um separador de condensados equipado com uma purga, que faz a drenagem que pode ser manual ou automática. A temperatura de entrada de água no permutador, assim como o caudal de água, devem ser monitorizados de modo a não diminuir o rendimento do arrefecedor, pois no caso de a água entrar a uma temperatura elevada ou em pequenas quantidades, o arrefecimento não ocorre na proporção desejada.

Os arrefecedores a água funcionam com caudais de ar compreendidos entre 8 e 1600 l/s e pressões entre 10,5 e 20 bar.



Figura 12 - Permutador ar/água (Fonte: Atlas Copco)

### **2.2.2.3. Reservatórios de ar comprimido**

Os reservatórios de ar comprimido têm como função armazenar o ar de modo a poderem abastecer a rede a uma pressão constante, sempre que seja necessário, sem forçar o compressor a fazer ciclos sucessivos de carga/vazio. Assim, os reservatórios de ar podem fornecer ar comprimido durante os tempos de paragem do compressor, economizando energia, e servem para abastecer a rede nos horários em que se registam picos de consumo.

Quando a pressão no interior do reservatório desce abaixo do mínimo estipulado, o compressor liga fazendo aumentar a pressão no interior do reservatório e, assim que atinge a pressão máxima, o compressor desliga-se, ficando o ar disponível para abastecer a rede.

Os reservatórios de ar comprimido podem ter uma configuração vertical ou horizontal. Tipicamente, para necessidades de armazenamento de grandes volumes de ar utilizam-se reservatórios verticais e para pequenos volumes de ar, aplicam-se reservatórios horizontais.

Em caso algum se deve submergir ou instalar os reservatórios em locais de difícil acesso e devem estar colocados à sombra, de modo a facilitar a formação de condensados e impedir o aumento excessivo da pressão interior devido a uma temperatura ambiente muito elevada. Normalmente, os reservatórios são construídos em aço inoxidável, aço galvanizado ou aço ao carbono, e quando necessário, têm uma proteção anticorrosiva. A ligação entre os copados e a virola é feita por soldadura e a segurança do reservatório deve ser verificada através de uma prova hidráulica.



Figura 13 - Reservatório vertical construído em aço ao carbono (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A título de exemplo, o reservatório da figura é fornecido com certificado de conformidade e certificação PED (*Pressure Equipment Directive*), de acordo com as diretivas europeias (CE 87/404 e CE 97/23) em conformidade com as principais normas internacionais (AD 2000 *Merkblatt*, *Australian Standard AS1210*).

Todos os reservatórios de ar comprimido são constituídos por uma entrada e saída de ar, uma válvula de segurança, um manómetro de pressão, e uma válvula de drenagem dos condensados. A válvula de segurança tem, obrigatoriamente, de ser certificada por uma entidade reconhecida no âmbito do sistema português da qualidade. O manómetro deve ser aferido e ser certificado por uma entidade reconhecida para o efeito. Na parte inferior do reservatório deve existir uma purga de condensados que, de preferência, deve ser automática.

Ao selecionar um reservatório para uma central de ar comprimido, pode dizer-se que este deve ter um volume de 20% do caudal total do sistema, em  $\text{m}^3/\text{min}$ , no caso de se tratar de um compressor de pistão. Se o sistema estiver equipado com um compressor de parafuso, o volume do reservatório deve ser 10% do caudal total, em  $\text{m}^3/\text{min}$ . Sempre que o produto da pressão do sistema, em bar, pelo volume do reservatório, em litros, for igual ou superior a 3000, é necessário proceder ao licenciamento da instalação.

Tabela 3 - Seleção de reservatório de ar comprimido

Compressor	Seleção de Reservatório para Central de Ar Comprimido
Pistão	20 % do caudal total do sistema em $\text{m}^3/\text{min}$
Parafuso	10 % do caudal total do sistema em $\text{m}^3/\text{min}$

#### 2.2.2.4. Válvulas de purga

As válvulas de drenagem eletrónica sem perdas funcionam a 220 V, são acopladas aos reservatórios e fazem a drenagem dos condensados sem perdas de ar comprimido, podendo operar até 50 bar.



Figura 14 - Válvula de drenagem eletrónica ENL sem perdas (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### 2.2.2.5. Filtro de linha

Os compressores de ar rotativos de contacto lubrificado contêm um filtro separador de ar/óleo, que faz a separação entre o ar e o óleo. Contudo, este processo de separação por si só não é suficiente na maioria dos casos. Por isso, dada a grande importância na qualidade do ar, é necessário proceder à filtragem dos contaminantes nos momentos indicados. Para isso, usam-se filtros de linha que são aplicados em diferentes pontos nas tubagens do ar comprimido, podendo existir até 4 tipos de filtros de linha com diferentes capacidades de filtragem. Estes filtros devem cumprir a norma ISO 12500-1.



Figura 15 - Filtro de linha de ar comprimido (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A filtragem efetuada por um filtro coalescente baseia-se em dois princípios: a filtragem por via mecânica e a coalescência. A filtragem mecânica, também conhecida como interceção direta, faz-se por obstrução das partículas sólidas que têm um tamanho superior à malha do elemento filtrante, ficando retidas, ao mesmo tempo que deixa passar o ar. A coalescência baseia-se em três efeitos distintos, denominados de interceção direta, interceção por inércia e difusão.

A interceção direta é feita pelo facto do tamanho das partículas serem superiores à malha filtrante, ao passo que a filtragem de interceção por inércia consiste na retenção devido à

inércia das partículas. E por fim, a filtragem por difusão consiste na retenção de pequenas partículas devido a variações de concentração.

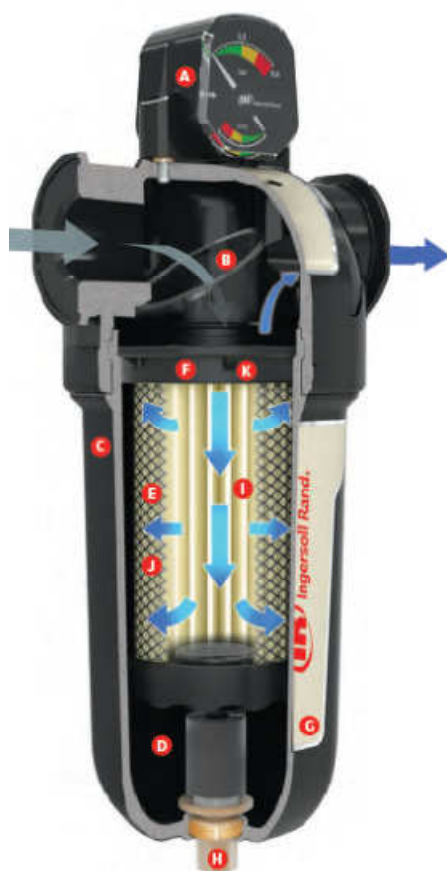


Figura 16 - Constituição de um filtro de linha (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Na figura 16 pode-se observar como é constituído um filtro de linha, o qual é composto por um manómetro que indica o diferencial da queda de pressão à entrada e à saída do filtro (A). No caso em particular, o filtro da figura apresenta um manómetro com indicador duplo mostrando também a eficiência da filtragem. O ar, ao entrar no filtro, passa por um furo que direciona o ar para dentro do elemento, minimizando a turbulência e as quedas de pressão (B). Depois, o ar passa do interior para o exterior do filtro, ao mesmo tempo que reduz a velocidade (I). De seguida, o ar é encaminhado para o canal de saída.

O corpo do filtro é construído em alumínio fundido, preparado para operar com temperaturas até 80 °C (C). O interior do copo do filtro tem um revestimento que serve para prevenir a corrosão e para proteger dos ambientes agressivos (D). Contém no interior um elemento filtrante que pode ser revestido com malha em aço inoxidável para resistir a elevadas quedas

de pressão (E), um ponto de fixação do elemento filtrante (F e K), uma etiqueta indicadora da necessidade de troca do elemento filtrante, no caso de ser em carvão ativado (G), e uma purga de condensados (H).

Os filtros de linha podem ter diferentes capacidades de filtragem. Os que se encontram a montante filtram partículas maiores e os que se situam a jusante filtram partículas menores. Dependendo do tipo de aplicação, poderá haver necessidade de aplicar mais do que um conjunto de filtros num ponto da linha de ar.

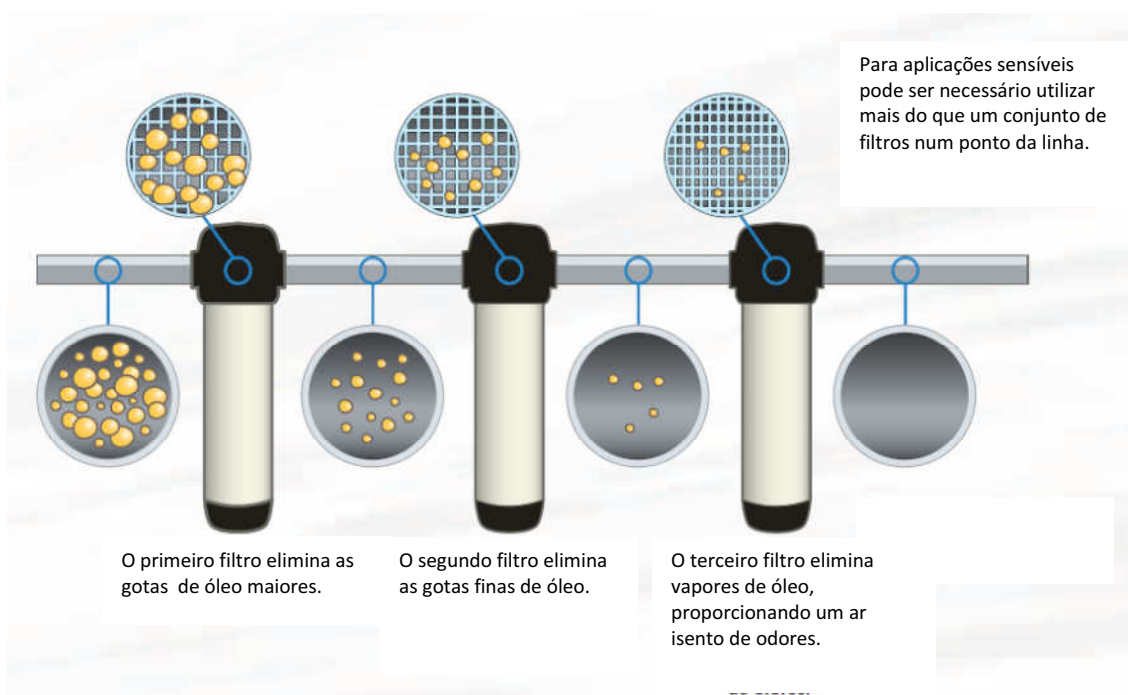


Figura 17 - Filtragem na linha de ar comprimido (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O pré-filtro é utilizado para uso geral, sendo aplicado na linha antes do secador de ar. Este filtro coalescente tem uma capacidade de filtragem de partículas até 1 micrón, incluindo água, óleo e previne a passagem de aerossóis até  $0,1 \text{ mg/m}^3$  para uma temperatura do ar a  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ . A filtragem do ar antes de entrar no secador é extremamente importante, pois o ar contaminado pode provocar avarias onerosas no secador.

Quando o ar sai do secador deve ser filtrado novamente, por isso o filtro de alta eficiência é colocado depois do secador de ar que remove partículas até  $0,01 \text{ micrón}$  de óleo ou água, e previne a passagem de aerossóis até  $0,01 \text{ mg/m}^3$  para um temperatura de  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

O filtro de poeiras, impede a passagem de partículas até 1 micron e tem por objetivo eliminar a humidade residual em cerca de 30 %. Por outro lado, o filtro de carvão ativado elimina os vapores de óleo e os odores dos hidrocarbonetos, permitindo uma passagem de óleo inferior a  $0.003 \text{ mg/m}^3$  para uma temperatura de  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Quando colmatados, os filtros de linha, devem ser substituídos por elementos novos, de modo a garantir a qualidade do ar. A durabilidade de um filtro de linha é de, aproximadamente, 6000 horas ou quando a perda de carga se situa entre 0,45 e 0,55 bar. Por outro lado, quando um filtro de linha está em boas condições, apresenta uma perda de carga na ordem dos 0,2 bar.

Tabela 4 - Especificações dos filtros da linha de ar comprimido (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Grade	Especificações/Aplicações	Remoção de partículas	Remoção de óleo
G	Filtro coalescente de uso geral	$1 \mu\text{m}$	$0,1 \text{ mg/m}^3$
D	Filtro de uso geral para filtragem de poeiras	$1 \mu\text{m}$	Não aplicável
H	Filtro coalescente de alta eficiência	$0,01 \mu\text{m}$	$0,01 \text{ mg/m}^3$
A	Filtro de carvão ativado para eliminação de odores e vapores de óleo	Não aplicável	$0.003 \text{ mg/m}^3$

#### **2.2.2.6. Filtro regulador de pressão e lubrificador**

Um filtro com regulador de pressão é utilizado para eliminar os contaminantes, partículas e emulsões que se encontram no ar comprimido, e é aplicado junto ao ponto de consumo de ar. Normalmente, um filtro regulador de pressão é utilizado quando não existe nenhum filtro ao longo de toda a linha, uma vez que a função é eliminar os contaminantes presentes no ar.



Figura 18 - Filtro regulador e conjunto RFL - regulador, filtro e lubrificador (Fonte: Aro Ingersoll-Rand)

Como o próprio nome indica, o filtro regulador contém um regulador manual de pressão cuja função é ajustar a pressão de saída, de modo a absorver eventuais variações de pressão que possam existir. Nos pontos de consumo onde se utilize máquinas de impacto, é conveniente usar óleo lubrificante e, para tal, usam-se lubrificadores junto aos pontos de consumo. É por isso comum encontrar conjuntos de filtros, reguladores e lubrificadores junto aos pontos de utilização. A este conjunto chama-se RFL, isto é, unidade de regulação, filtragem e lubrificação.

#### **2.2.2.7. Separador de água/óleo**

Os condensados provenientes dos filtros de linha, arrefecedores, secadores, compressores e reservatórios não podem ser diretamente drenados para o sistema de esgoto, pois constituem um risco para o meio ambiente, devido à presença de óleo e água ácida. Deste modo, é necessário proceder à separação do óleo, utilizando-se para tal um separador de água/óleo.

O separador de água/óleo não necessita de consumir energia para poder funcionar, basta para isso instalá-lo corretamente. O funcionamento tem por princípio o facto de o lubrificante ser insolúvel e, por isso, quando drenado para o separador, o óleo sobe até à superfície. Por outro lado, a água deslocada pela entrada do separador desce para o fundo, subindo de seguida para passar pelo módulo de adsorção. Depois de passar pelo módulo de adsorção, a água pode ser descarregada com segurança para o esgoto.



Figura 19 - Separador de água/óleo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O funcionamento do separador água/óleo é assegurado graças aos princípios já referidos e à força da gravidade. Por isso, é vivamente recomendado que o separador se encontre numa superfície plana horizontal, capaz de suportar todo o peso de funcionamento da instalação e próxima do local de recolha dos condensados.

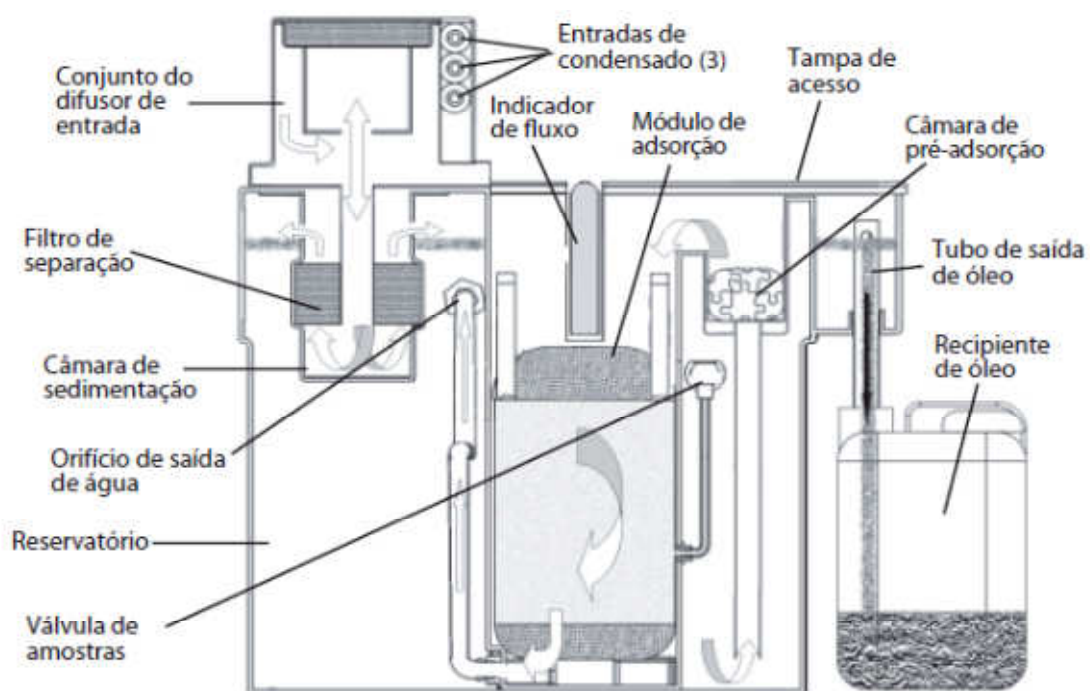


Figura 20 - Funcionamento de um separador de água/óleo PSG (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O separador de água/óleo faz, primeiramente, a despressurização. Primeiro, os condensados são conduzidos por meio de tubos até às entradas, depois é despressurizado à medida que entra no separador pelas entradas, situadas no conjunto do difusor de entrada. O ar proveniente dos condensados é expelido para a atmosfera através do filtro, localizado no topo do difusor. A força da gravidade arrasta o novo condensado para a câmara de sedimentação e empurra o sedimento mais antigo através do filtro de separação. O filtro de separação provoca a coalescência das gotículas finas de óleo, e faz acelerar o processo de separação. Este filtro também previne o escape de poeiras, ferrugem e incrustações da câmara de sedimentação.

De seguida, é feito o processamento da separação. Tanto o óleo como a água entram no reservatório pelos orifícios de saída da câmara de sedimentação. O óleo não emulsificado flutua até à superfície, e é em seguida removido pelo tubo de saída para o recipiente de óleo, enquanto a água desce, lentamente, para o fundo do reservatório. A água sobe por um tubo e entra na câmara de pré-adsorção, onde é limpa antes de descer pelo módulo de adsorção para uma limpeza final. A água sai então do separador pelo orifício de saída, convenientemente localizado na traseira do reservatório.

Por fim é feita a monitorização do sistema. Juntamente com o separador, é fornecido um recipiente de óleo translúcido, apenas para indicar a quantidade de óleo que foi recolhido para eliminação. São também fornecidos recipientes de amostra para recolher a água da válvula de amostragem. Com um simples teste de comparação, é possível confirmar quando é o momento indicado para mudar o módulo de adsorção. Depois de feita a separação do óleo e da água, esta pode ser drenada para o sistema de esgoto sem riscos para o meio ambiente, enquanto o óleo é conduzido para um recipiente.

A separação e o tratamento do óleo e da água são realizados por um ou mais módulos de adsorção em carvão ativado. O número de módulos de adsorção que um separador contém, depende do dimensionamento do separador de água/óleo. Ao substituir o módulo de adsorção, este deve ser mergulhado em água doce durante 24 horas, antes da aplicação, de modo a evitar a presença de ar aprisionado, e por isso evitar que o módulo flutue dentro do separador. Para um bom funcionamento, a temperatura ambiente deve situar-se entre 2 e 48 °C e a pressão máxima na admissão deve ser 17 bar.



Figura 21 - Separador de água/óleo PolySep PS (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Os separadores tradicionais que funcionam segundo o princípio da gravidade, conseguem obter um bom desempenho na separação do óleo. No entanto, alguns tipos de óleo para compressores não se separam completamente. Estes tipos de óleo, também conhecidos como emulsionantes, tendem a colmatar os filtros de carvão ativado, assim como o filtro de pré-adsorção e de coalescência, que são normalmente instalados antes dos filtros de carvão ativado.

O separador de água/óleo do tipo *PolySep PS* foi projetado para separar, efetivamente, o óleo do compressor emulsionado para níveis de pelo menos 15 ppm, sem que ocorra a saturação do módulo de condensados ou eventuais derrames. Para obter este desempenho, o separador *PolySep PS* usa duas características únicas. Em primeiro lugar, o sistema de entrega tem uma bomba pneumática, que é usada para alimentar o módulo de adsorção. A utilização de pressão assegura que o módulo de adsorção não fique colmatado. Em segundo lugar, o módulo de adsorção é constituído por um adsorvente de zeólito. O substrato é revestido com um composto hidrofóbico. Esta combinação oferece uma capacidade para armazenar até quatro vezes a quantidade de óleo que o carvão ativado standard pode conter.

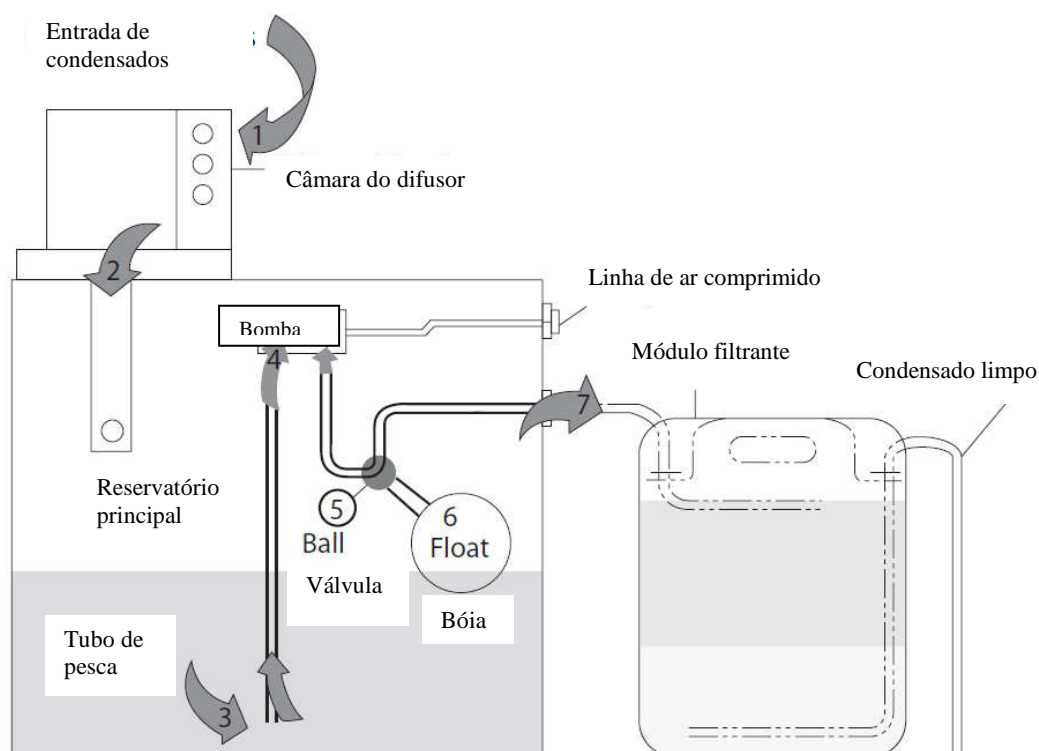


Figura 22 - Funcionamento de um separador de água/óleo PolySep PS (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O funcionamento deste tipo de separador é muito simples. Os condensados entram no difusor (1), onde ocorre a despressurização. À medida que os condensados se acumulam, uma boia (6) sobe juntamente com o nível dos condensados. A boia está ligada a uma válvula esférica (5) por uma alavanca. O aumento do nível de água de condensação faz com que a boia suba e abra a válvula esférica. À medida que a válvula se abre, a bomba pneumática (4) é acionada para expulsar os condensados para o módulo de adsorção (7).

Se o nível dos condensados continuar a subir, a boia também sobe, abrindo ainda mais a válvula esférica. Isto resulta num aumento do caudal de condensados a ser empurrado para o módulo de adsorção. Assim, o sistema consegue ajustar-se, automaticamente, à quantidade de condensados que entra no reservatório. Por fim, a água limpa é conduzida a partir do módulo de adsorção, podendo ser descarregada para o esgoto.

### **2.2.2.8. Secador de ar**

Os secadores de ar têm como função eliminar a humidade presente no ar e arrefecer o ar para temperaturas aceitáveis. Visto que os filtros de linha não são capazes de eliminar totalmente a humidade contida no ar, por este se encontrar na forma de gás, torna-se necessário utilizar um ou mais secadores na instalação de ar comprimido. Ao seleccionar um secador de ar comprimido, este pode ser classificado de diferentes formas, em função do princípio de funcionamento e da sua capacidade de secar e/ou arrefecer o ar.

#### **2.2.2.8.1. Secador de refrigeração**

Fornecer ar comprimido limpo e seco é muito importante em aplicações onde a humidade e a contaminação podem causar corrosão no sistema, danificar ferramentas pneumáticas e degradar os produtos ou processos que funcionam por ar comprimido. Por isso, um secador de refrigeração deve assegurar um ponto de orvalho constante em todos os níveis de carga e fornecer ar seco contínuo, de acordo com a norma ISO 7183.



Figura 23 - Secadores de refrigeração (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O secador de refrigeração utiliza um gás no seu circuito interno de forma a baixar a temperatura do ponto de orvalho muito próxima de 0 °C, dependendo da classe de qualidade do ar que se pretende obter. Para a classe 4 o ponto de orvalho máximo é de 3 °C, para a

classe 5 o ponto de orvalho máximo é de 7 °C e para a classe 6 o ponto de orvalho máximo é de 10 °C.

A norma ISO 8573-1 classifica o ponto de orvalho a pressão constante a uma temperatura ambiente de 25 °C. Como se pode observar na figura 24, quando o ponto de orvalho se mantém constante e a temperatura ambiente do ar varia, a humidade relativa vai aumentar ou descer. Por outro lado, quando a humidade relativa do ar se mantém constante, a eficiência do sistema de ar será mais consistente. Por isso, é possível verificar que os secadores de refrigeração são capazes de manter a humidade relativa do ar abaixo dos 50%.

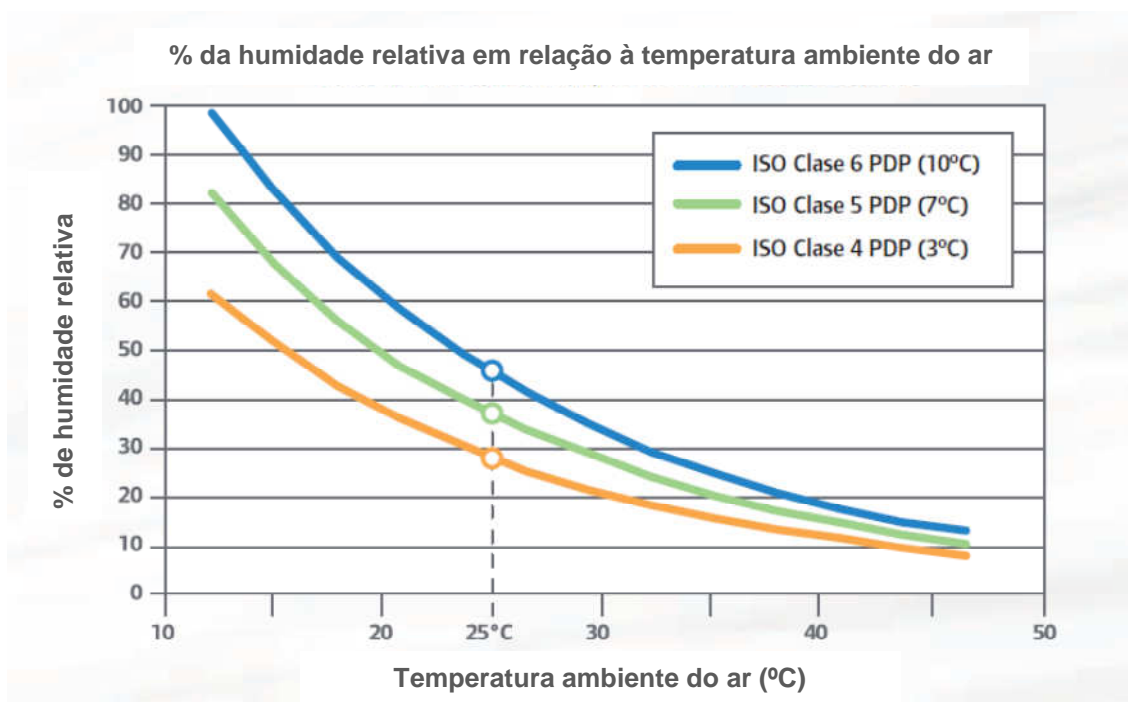


Figura 24 - Comparação da humidade relativa no ar para diferentes classes (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Analisando a norma ISO 8573-1:2010, verifica-se que os secadores de refrigeração permitem ser utilizados em aplicações que requerem uma qualidade de ar de acordo com as classes 4, 5 e 6. Se for requerida uma qualidade de ar correspondente às classes 0, 1, 2 e 3, terá que se recorrer a outro tipo de secador.

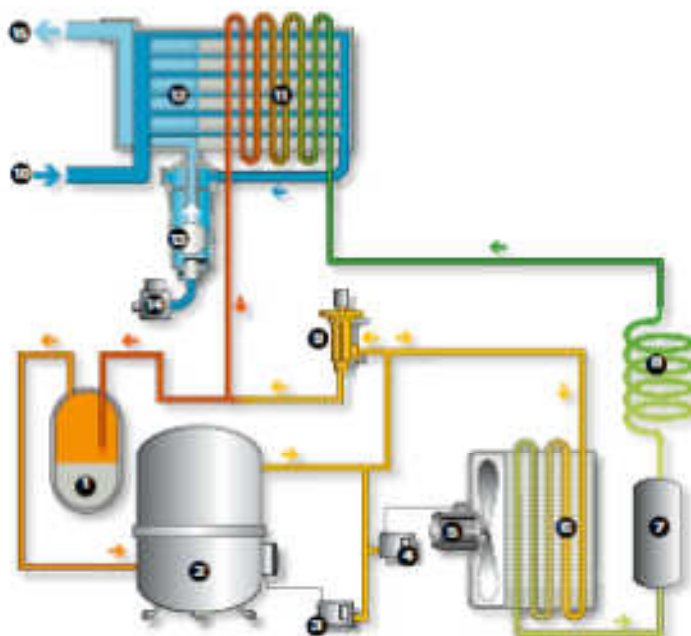


Figura 25 - Esquema de funcionamento de um secador de refrigeração (Fonte: *Atlas Copco*)

O funcionamento de um secador de refrigeração é em tudo semelhante a um frigorífico. No secador de ar existem dois circuitos independentes, o do ar e o circuito do gás. No circuito de alta temperatura, o compressor (2) comprime o gás fazendo aumentar a pressão e, conseqüentemente, a temperatura. Depois, o gás desloca-se para o condensador (6), sendo refrigerado por um ventilador (5) que é acionado graças a um pressostato (4). Existe ainda outro pressostato de acionamento do compressor (3).

Depois de o gás sair do condensador, dirige-se para o filtro de gás (7), passando depois por um tubo capilar (8). Ainda no circuito de alta pressão e temperatura, existe uma válvula de gás quente (3) de regulação da capacidade, de modo a fazer o *bypass* e ajustar a quantidade de gás que passa para o circuito de baixa pressão. Depois de o gás sair do tubo capilar, entra no evaporador (11) ou permutador de calor, fazendo a troca de calor com o ar que passa no evaporador mas num circuito independente. Depois, o gás passa por um separador (1) ou acumulador de gás, garantindo a quantidade de gás correta a entrar no compressor.

O ar vindo do compressor sai quente e húmido, entra no secador pela entrada (10), passa pelo evaporador (12) forçando a troca de calor com o gás, arrefecendo-o e, como conseqüência do arrefecimento, formam-se condensados. Estes condensados são purgados para o exterior pelo purgador com boia (13) e purga automática (14), saindo o ar seco pela saída (15).

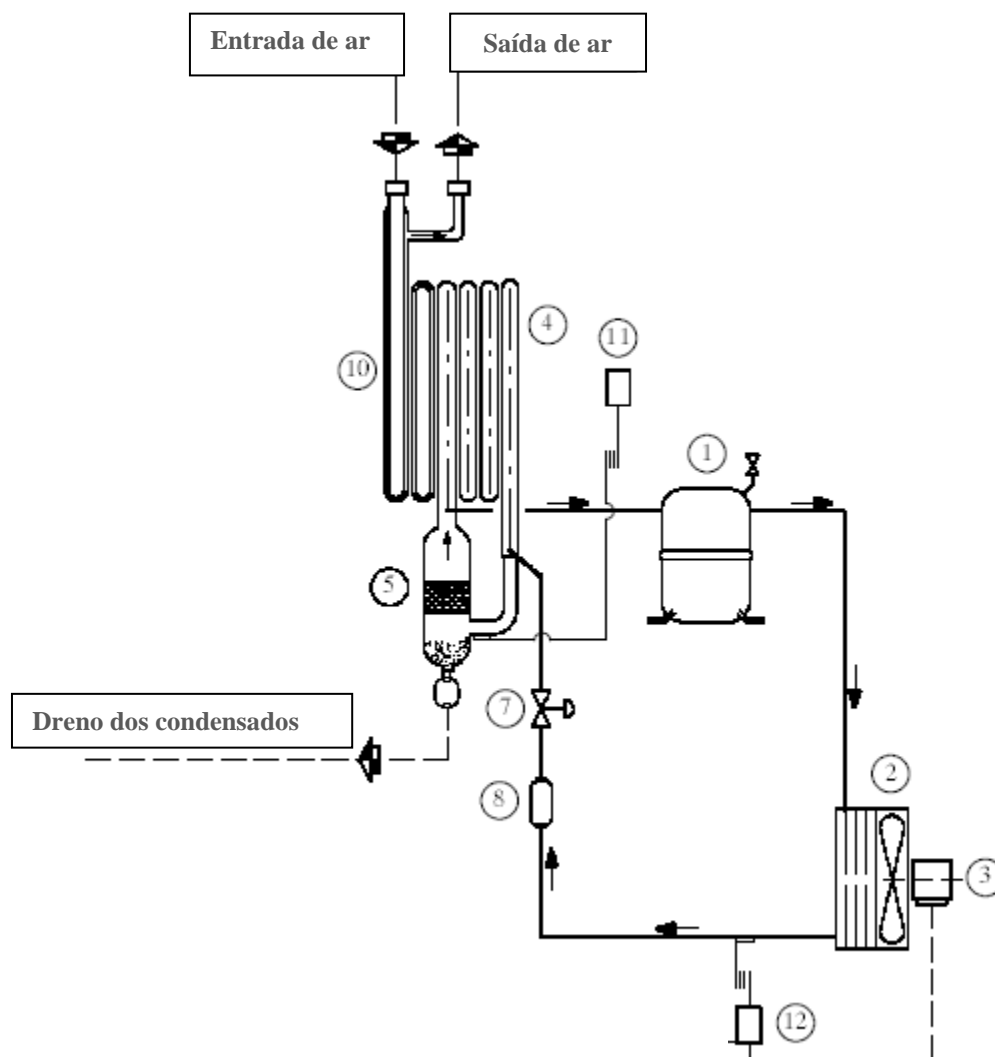


Figura 26 - Esquema de funcionamento de um secador de refrigeração (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Existem ainda outros modelos de secador de refrigeração que utilizam uma válvula de expansão (7), em detrimento da válvula de gás quente com regulação de capacidade. No circuito do gás, o compressor (1) faz aumentar a pressão, passa pelo condensador (2) onde é arrefecido com o auxílio de um ventilador (3), acionado por intermédio de um termostato de encosto (12). Depois o gás passa por um filtro (8) e, de seguida, pela válvula de expansão (7) com equalização externa, que tem como função provocar a expansão do gás e o conseqüente arrefecimento do mesmo. O gás entra no evaporador (4), trocando calor com o ar comprimido quente, saindo com uma temperatura mais alta e entrando novamente no compressor (1) para voltar a ser comprimido.

No circuito do ar, o funcionamento é o mesmo de outros modelos, isto é, o ar entra quente e húmido, no permutador de calor (10), ao arrefecer formam-se os condensados que são

purgados para o exterior pelo purgador (5), e o ar sai seco e frio. O painel de instrumentos apresenta um termómetro (11) que indica o ponto de orvalho do secador. Estes secadores de refrigeração podem ser arrefecidos a ar ou a água, e permitem a admissão de ar a uma temperatura máxima de 60 a 65 °C, funcionando numa temperatura ambiente máxima de 46 a 50 °C.

Os compressores de frio utilizados nos secadores de ar comprimido podem ser herméticos do tipo alternativo (mais frequentes), ou do tipo *scroll*, quando são necessários grandes volumes de ar. Por outro lado, os compressores *scroll* proporcionam um desempenho mais económico e durável, pois possuem menos partes móveis. Atualmente, os secadores de refrigeração utilizam gases fluorados amigos do ambiente como o R134a, R507, R407c, R404a, R410a ou o R417. Outrora, os secadores de refrigeração utilizavam gases como o R12 ou o R22, todavia, face à legislação atual, não é permitida a utilização destes fluidos por serem prejudiciais ao meio ambiente.

#### **2.2.2.8.2. Secador cíclico de alta eficiência**

A grande maioria das instalações operam com diferentes necessidades de ar comprimido, e para ir ao encontro desses requisitos, existem os secadores cíclicos de alta eficiência, que utilizam uma massa térmica, permitindo economizar energia e fornecer ar seco de alta qualidade.



Figura 27 - Secadores cíclicos de alta eficiência (Fonte: Ingersoll-Rand)

Os secadores cíclicos de alta eficiência diferenciam-se dos não cíclicos, essencialmente pela utilização de uma energia fria da massa térmica, permitindo assim alcançar um melhor rendimento, ao mesmo tempo que economizam energia em qualquer carga. Também conhecidos por secadores de massa térmica, estes equipamentos utilizam um permutador de calor patenteado de alta eficiência, de duas ou três camadas, em combinação com massa térmica de glicol e gás.

Além disso, os secadores de massa térmica, ao melhorarem o rendimento, permitem desativar automaticamente o compressor de frio, reduzindo o tempo de funcionamento, ao mesmo tempo que prolonga o tempo de vida útil. De facto, num secador de refrigeração não cíclico, o compressor funciona em modo contínuo, mesmo sem haver necessidade. Já no secador cíclico, o compressor desliga-se nos períodos de carga baixa.

Os secadores de massa térmica utilizam refrigerantes R134a e R407c amigos do ambiente e com baixo potencial de aquecimento atmosférico, para ajudar a reduzir as emissões de gases com efeito de estufa. Graças à massa térmica, é eliminada a necessidade de utilizar válvulas de expansão térmica e interruptores de controlo do ventilador.

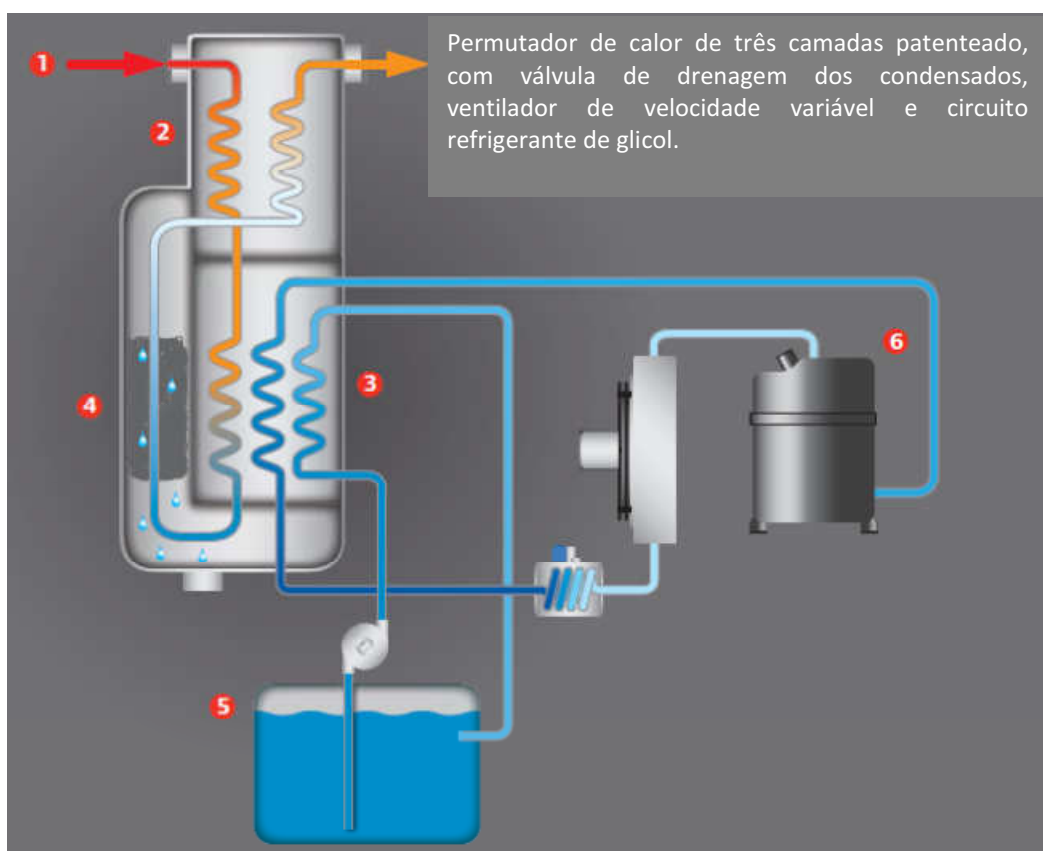


Figura 28 - Esquema de funcionamento de secador cíclico com permutador de 3 camadas (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Num secador cíclico de massa térmica, existem três circuitos independentes de diferentes fluidos: o gás, o glicol e o ar. No circuito do gás, o compressor (6) faz aumentar a pressão e temperatura do refrigerante e este passa pelo condensador onde é arrefecido com o auxílio de um ventilador de velocidade variável. Depois o gás passa por um tubo capilar, baixando a pressão e temperatura, dirige-se de seguida para o permutador de três camadas (3), e troca calor com o glicol e com o ar, regressando ao compressor.

O circuito de massa térmica existe o reservatório (5) que contém glicol, que é extraído pela bomba até ao permutador (3), onde troca calor com o gás e o ar, retornando novamente ao reservatório.

O ar quente e húmido entra pela entrada (1) através do permutador de calor (2), é arrefecido através do ar frio que sai do arrefecedor/reaquecedor, troca calor com o glicol e com o gás, e fruto do seu arrefecimento formam-se os condensados que são removidos por uma malha de aço inoxidável (4), os quais são drenados através de um purgador sem perdas ou por uma electroválvula solenoide temporizada.

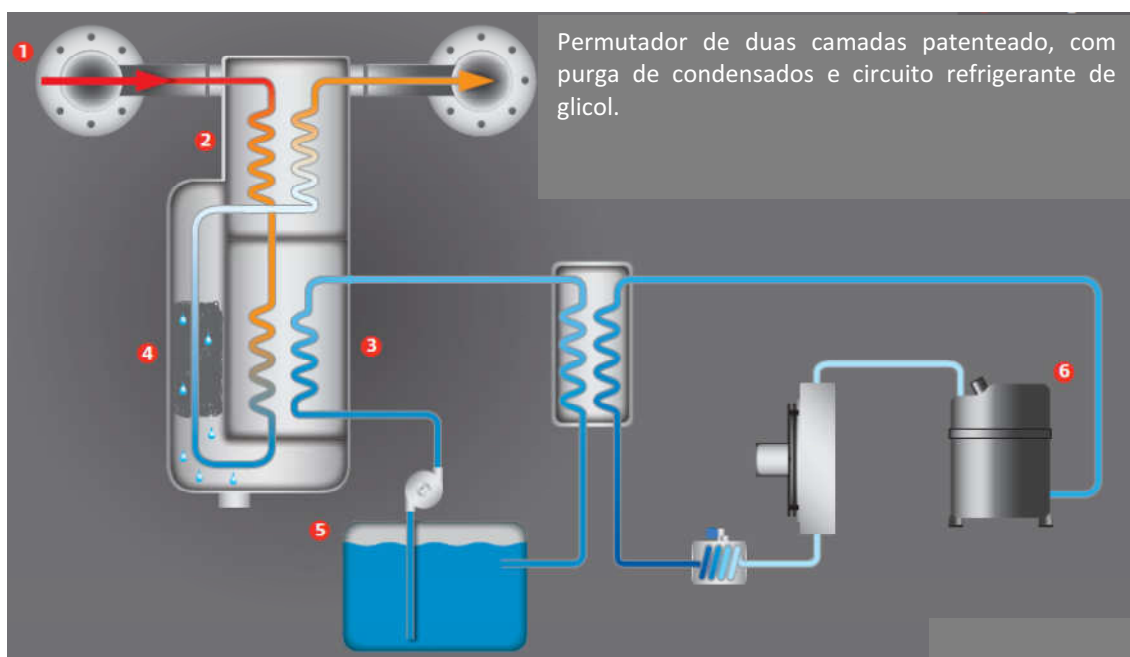


Figura 29 - Esquema de funcionamento de secador cíclico com permutador de 2 camadas (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Os secadores cíclicos com permutador de duas camadas, contêm um evaporador que faz a troca de calor entre o gás e o glicol, ao passo que no permutador a troca de calor é feita entre o ar e o glicol.

Para pequenos caudais de ar, entre 0,7 e 3 m<sup>3</sup>/min, estes secadores operam com compressores herméticos alternativos. Quando o caudal de ar se situa entre 4 e 8 m<sup>3</sup>/min utilizam-se compressores rotativos, e para caudais superiores os secadores funcionam com compressor em espiral/*scroll*. Além do equipamento especificado, são utilizados sistemas de monitorização do funcionamento do secador como sondas de controlo do glicol, do refrigerante, aspiração do gás, óleo do compressor, entrada de ar, e um interruptor térmico na linha de descarga.

Este tipo de secadores podem admitir ar até 60 °C, funcionam a uma temperatura ambiente compreendida entre 2 e 45 °C, e absorvem uma potência entre 0,04 e 10,27 kW nas diferentes cargas. Com a elevada qualidade do ar fornecida, o ponto de orvalho é sempre inferior a 7 °C, permitindo obter uma qualidade de ar ISO classe 4 com ponto de orvalho inferior a 3 °C.

Os secadores de massa térmica apresentam uma perda de carga muito baixa de apenas 0,2 bar, e são ideais para ligações a compressores de alta eficiência de velocidade variável, ou para setores críticos como hospitais e instalações farmacêuticas ou qualquer aplicação em que a exigência do ar comprimido não seja a tradicional.

Outros modelos de secadores apresentam um funcionamento ligeiramente diferente embora o princípio seja o mesmo, isto é, utilizam a massa térmica para facilitar a secagem do ar comprimido.

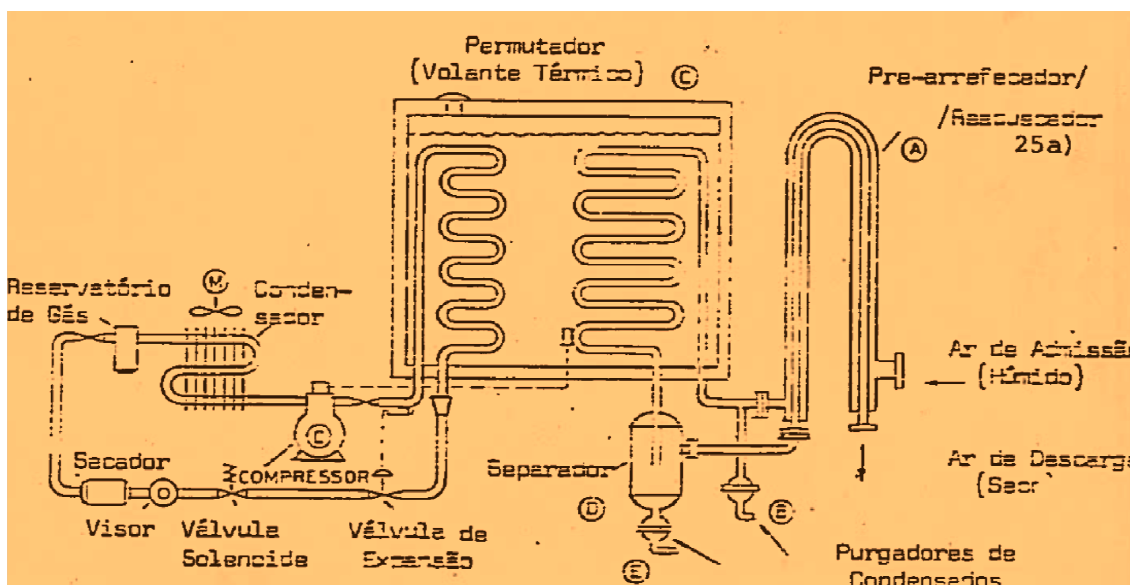


Figura 30 - Funcionamento de um secador de massa térmica sem permutador (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O princípio de funcionamento de outros tipos de secadores de massa térmica é o seguinte: no circuito do ar comprimido, o ar vindo do arrefecedor final do compressor entra no pré-arrefecedor/reaquecedor (A), pelo tubo de maior diâmetro, onde a temperatura do ar à entrada é reduzida em aproximadamente  $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ , pelo ar que sai frio e seco pelo tubo de menor diâmetro. Este arrefecimento inicial reduz substancialmente a carga calorífica na unidade de refrigeração e, por conseguinte, faz diminuir os custos de operação. Como resultado do pré-arrefecimento, formam-se condensados que são purgados pelo purgador (B).

O ar pré-arrefecido entra então na serpentina de condensação do permutador de massa térmica (C), onde estas serpentinas, juntamente com as serpentinas do refrigerante, estão mergulhadas numa mistura de 25% de glicol e água. Neste permutador, o ar é arrefecido ainda mais, passando a seguir através do separador (D), onde os condensados são eliminados através do purgador (E). Depois, o ar frio e seco passa finalmente na secção de reaquecimento do pré-arrefecedor, onde a temperatura é aumentada cerca de  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ . O ponto de orvalho vem regulado de fábrica para  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  mas pode ser ajustado para valores compreendidos entre 2 e  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  de acordo com as necessidades do cliente [Ingersoll-Rand].

No circuito do gás o compressor de refrigeração comprime e fornece o vapor do gás para o condensador arrefecido a ar, onde o refrigerante é condensado. O refrigerante líquido é então

armazenado no reservatório. Daqui passa pelo filtro do secador, onde é filtrado e seco. De seguida passa pelo visor onde pode ser inspecionado, visualmente, passando depois pela válvula solenoide e pela válvula termostática de expansão. Esta válvula regula o volume de refrigerante necessário para a obtenção da temperatura de ponto de orvalho.

O refrigerante líquido é conduzido através do distribuidor para o interior do permutador principal, pela serpentina do refrigerante, absorvendo o calor do permutador, vaporizando-se e voltando à admissão do compressor. Um sensor de temperatura de ponto de orvalho, localizado na linha de ar comprimido antes do separador, acciona um termostato que arranca e pára o compressor de acordo com as necessidades [Ingersoll-Rand].

### **2.2.2.8.3. Secador de adsorção**

Sempre que se pretende obter uma qualidade do ar comprimido que cumpra os requisitos das classes 0, 1, 2 e 3 da norma ISO 8573-1:2010, os secadores de refrigeração não são uma solução, e por isso temos que optar por outro tipo de método de secagem do ar. De facto, para uma qualidade do ar mais exigente do que a classe 4, obriga a que o ponto de orvalho se dê a temperaturas negativas sem ocorrer congelamento, pois como se sabe, ao baixar a temperatura até os 0 °C a água solidifica, e isso provocaria o bloqueamento da instalação. A temperatura à qual se pode dar o ponto de orvalho pode atingir os 70 °C negativos.

Os secadores de ar comprimido que funcionam por adsorção, têm por princípio não provocar a condensação da humidade presente no ar, mas antes retê-la para, posteriormente, a libertar para o exterior através de um processo de regeneração. Para isso, estes secadores utilizam um material dessecante, para eliminar a humidade presente no ar.

O processo de adsorção caracteriza-se pela adesão de moléculas de vapor de água (o adsorvato) à superfície sólida do material dessecante (o adsorvente), através de ligações químicas covalentes. As forças que atraem o adsorvato são de coesão molecular, conhecidas por forças de *Van Der Waals*, e as mesmas caracterizam-se por apresentar calor de adsorção muito pequeno. Na adsorção, as moléculas acomodam-se no adsorvente de forma a poder reter uma maior quantidade de vapor de água. O processo de adsorção é regenerativo, isto é, a substância adsorvente, após estar saturada de humidade, permite a libertação de água quando submetida a um aquecimento regenerativo. À adsorção é também chamado processo físico de secagem.

Os secadores de adsorção possuem duas torres: em ambas se faz a secagem do ar comprimido, mas o dessecante contido em ambas necessita de ser regenerado para eliminar a humidade e voltar a estar pronto para adsorver. Desta forma, enquanto o dessecante numa torre está a secar o ar, a outra faz a regeneração e depois, o ciclo de secagem e regeneração inverte-se, através da comutação das electroválvulas. Isto significa que temos sempre pelo menos uma torre a secar o ar. No entanto, para que a inversão aconteça, é necessário que ambas as torres estejam à mesma pressão de serviço [José Novais, 2014].

Os secadores de adsorção são altamente económicos, devido ao princípio de funcionamento, necessitando de muito pouca energia para operar.



Figura 31 - Alumina ativada (à esquerda) e tamiz molecular (à direita).

Os dessecantes são substâncias químicas capazes de absorver ou adsorver vapor de água. Os dessecantes comumente encontrados são sólidos, e utilizados para absorção ou adsorção da humidade no ar, e usados em secadores para aplicações onde há o risco de danos em produtos sensíveis à presença da humidade. Os materiais dessecantes são fornecidos na forma de granulado, são porosos e os mais utilizados nos secadores de ar comprimido são o carvão ativado, a alumina ativada, o tamiz molecular e a sílica gel, embora a sílica gel não seja muitas vezes utilizada porque, quando o ar comprimido arrasta consigo água no estado líquido, provoca a destruição do dessecante.

#### **2.2.2.8.4. Secadores de adsorção que utilizam o calor da compressão**

Existem secadores de adsorção que utilizam o calor do processo natural de compressão do ar. Estes secadores (HOC) são os mais eficientes em termos energéticos, pois fazem o aproveitamento da energia calorífica da compressão do ar para fazer o processo de secagem, e com isto consomem muito pouca energia.



Figura 32 - Secador de adsorção modelo HOC (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

O princípio de funcionamento de um secador de adsorção com aproveitamento de calor do processo de compressão é o seguinte: o ar vindo do compressor entra no secador pela torre da esquerda, é canalizado para a torre de regeneração através de válvulas de duas vias, onde o calor de compressão remove a humidade do dessecante. Aqui, o ar quente e seco, remove a maior parte da água do dessecante. Em seguida, o ar é conduzido para o pós-arrefecedor (*aftercooler*) onde é arrefecido, em seguida passa para o separador de condensados onde estes são extraídos por uma purga sem perdas de ar e, finalmente, para a torre de secagem onde o ar é seco.

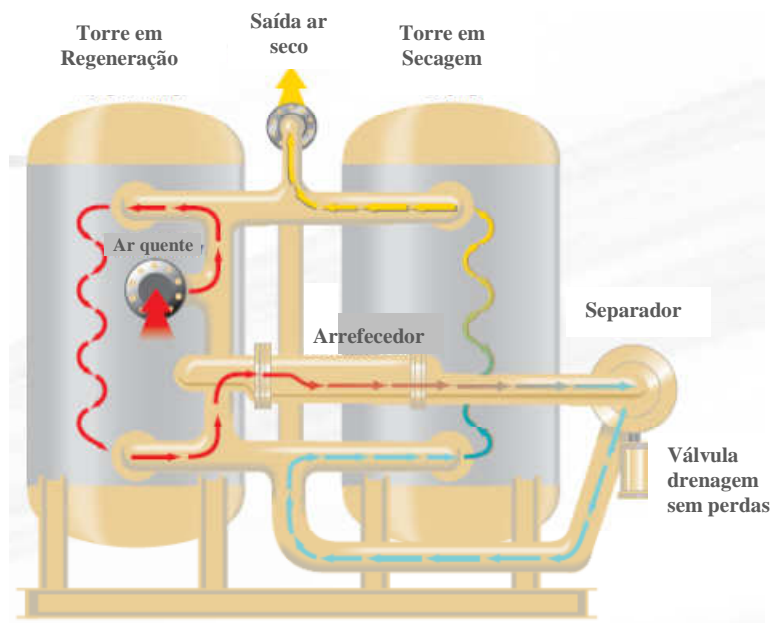


Figura 33 - Processo de regeneração do secador HOC (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Regeneração da torre da esquerda: A fase da regeneração ocorre após o aquecimento do fluxo de ar e, normalmente, dura 90 minutos [*Ingersoll-Rand*]. No início da regeneração, a torre da esquerda é despressurizada através de um silenciador de escape. Durante a extração, uma pequena quantidade de ar seco faz o *bypass* da torre de secagem para a torre de regeneração, o qual é usado para remover a humidade residual da torre da esquerda.

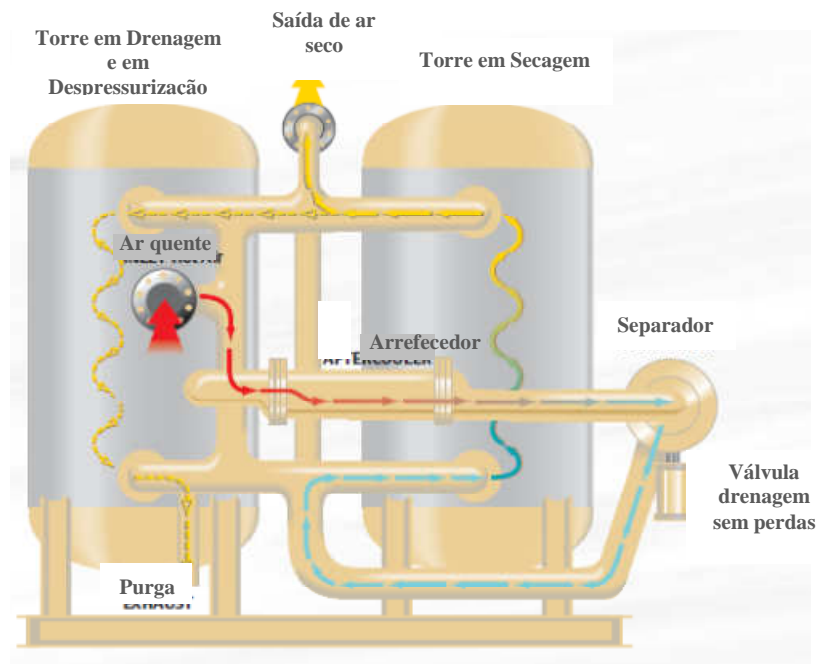


Figura 34 - Processo de eliminação da humidade do ar do secador HOC (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

No final da regeneração, a torre da esquerda volta a ser pressurizada e o processo de secagem começa. Durante a secagem, uma parte do ar seco dirige-se para a torre de regeneração para reduzir a temperatura do dessecante. Por outro lado, quando está a ser feita a secagem, não há perdas de ar. A secagem e a regeneração das torres alternam, isto é, quando uma torre está a regenerar a outra está a secar e vice-versa. Este processo combina-se de tal forma a proporcionar pontos de orvalho extremamente baixos e eliminar flutuações de temperatura durante a mudança no funcionamento das torres.

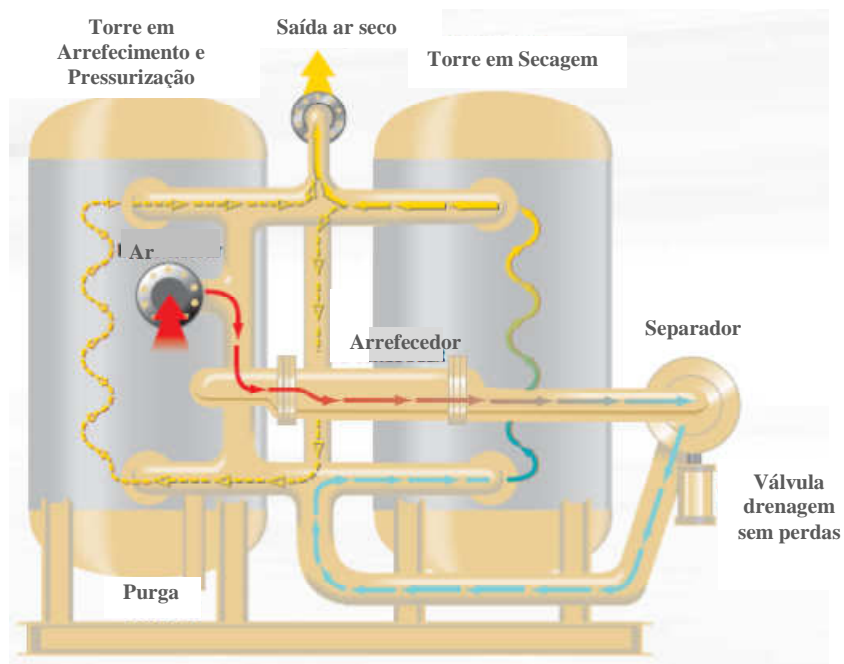


Figura 35 - Processo de secagem e pressurização do secador HOC (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

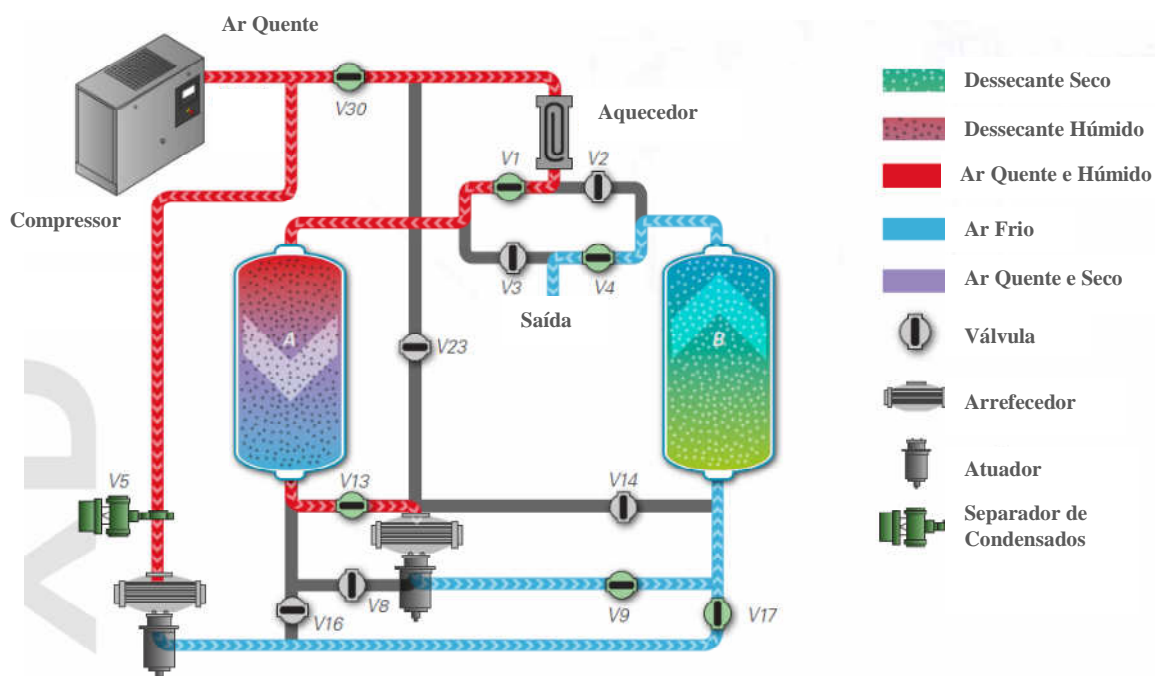


Figura 36 - Funcionamento de um secador de adsorção utilizando o calor da compressão (Fonte: *Atlas Copco*).

### 2.2.2.8.5. Secador de adsorção de autorregeneração e ar insuflado do exterior

Os secadores de adsorção com autorregeneração (*Heatless*) e com ar insuflado do exterior, apresentam uma elevada eficiência e uma longa vida útil. A diferença entre os dois tipos de tecnologia empregues nestes secadores tem a ver com o processo utilizado para adsorver a humidade do dessecante durante a regeneração.



Figura 37 - Secador de adsorção Heatless and Heated Blower (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

O secador de autorregeneração (*Heatless*) faz a regeneração à temperatura ambiente. Para isso este tipo de secador possui um *bypass* com válvula de estrangulamento que permite a passagem de 15% do caudal de ar seco da torre de secagem para a torre de regeneração. Este *bypass* permite a passagem do ar nos dois sentidos, sempre que o ciclo de secagem e regeneração se inverte. De salientar que a regeneração é feita praticamente à temperatura ambiente, garantindo assim o bom funcionamento das válvulas de retenção [Fonte: *Ingersoll-Rand*].

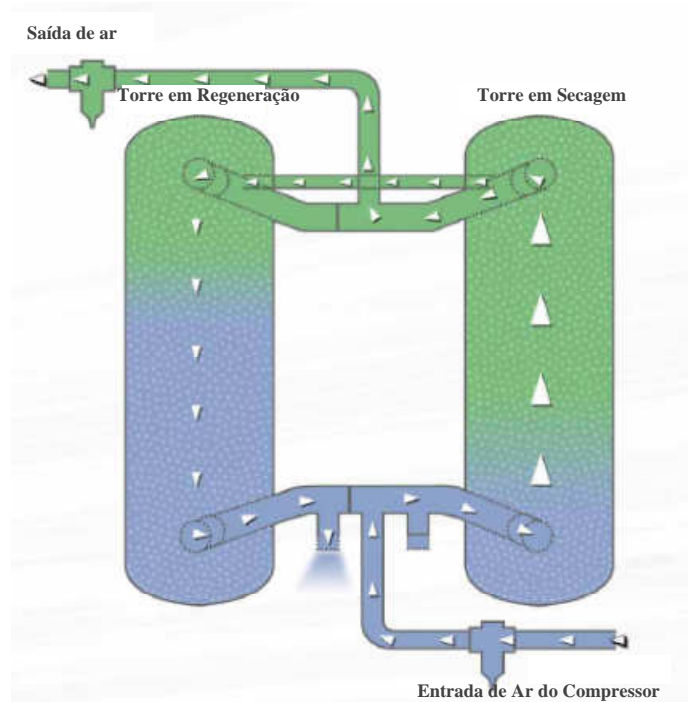


Figura 38 - Secador com autorregeneração (*Heatless*) (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Na torre de secagem, o ar entra na parte inferior do secador, vindo do compressor, através de um pré-filtro que remove os contaminantes de modo a proteger o dessecante. Depois, o ar é conduzido através da torre de secagem, onde o dessecante remove a humidade do ar através do processo de adsorção. Na saída para a linha, o ar seco passa através de um pós-filtro para remover todas as partículas provenientes da erosão do dessecante, antes de passar para a rede de distribuição de ar. Entretanto, uma pequena quantidade do ar comprimido (15% do caudal) é redirecionado para a torre de regeneração, para eliminar a humidade do ar.

Na torre de regeneração o ar seco entra na parte superior, passando pelo dessecante no sentido descendente através da torre, ao mesmo tempo que é removida a humidade aprisionada no dessecante. Na parte inferior da torre de regeneração, é feita a purga da humidade do ar através de um silenciador de escape, de modo a reduzir o ruído. Depois de feita a extração da humidade do ar, a válvula de saída da torre de regeneração fecha e inicia-se a pressurização da torre até atingir a pressão de serviço, invertendo-se o ciclo.

Por outro lado, o secador de adsorção com regeneração a quente com ar insuflado do exterior, possui um ventilador que alimenta o sistema com ar aquecido por resistências elétricas.

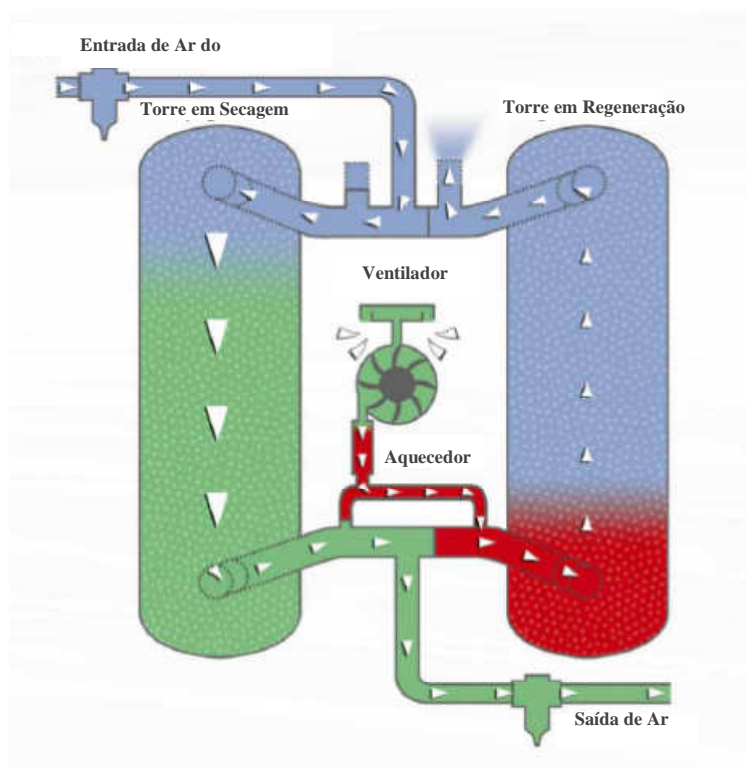


Figura 39 - Secador de adsorção com regeneração aquecida por ventilador (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Neste tipo de secador, o ar vindo do compressor entra pela parte superior da torre de secagem através de um pré-filtro que remove as partículas de contaminantes para proteger o dessecante. De seguida, o ar é conduzido para a torre de secagem enquanto o dessecante remove a humidade do ar através do processo de adsorção. No final da secagem, o ar seco passa através de um pós-filtro para remover quaisquer partículas contaminantes provocadas pela erosão do dessecante antes de entrar na rede de ar comprimido.

No processo de regeneração é utilizado um ventilador que admite o ar ambiente, o qual é aquecido por resistências elétricas controladas por sensores de temperatura, sendo o ar quente conduzido para a parte inferior da torre de regeneração. O ar quente que entra distribui-se por toda a torre de regeneração. Então, o ar quente sobe pela torre fazendo a regeneração, enquanto remove a humidade do dessecante. Por fim o ar húmido sai do secador através de um silenciador de escape localizado na parte superior.

Todos os secadores de adsorção apresentam um funcionamento muito sofisticado, utilizando para isso tecnologia de ponta, com uma permanente monitorização da temperatura, pressão, ponto de orvalho por sensores em ambas as torres, sendo esta informação controlada por um microprocessador de modo a regular e otimizar o funcionamento dos secadores.

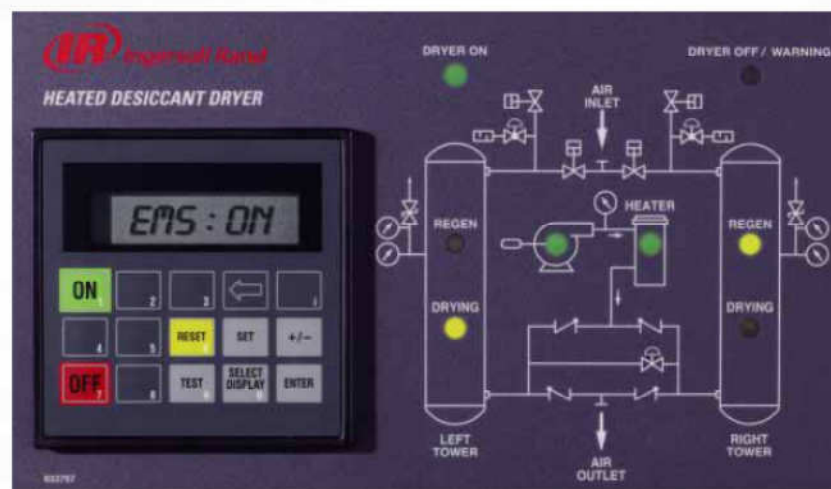


Figura 40 - Controlador microprocessador digital (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Além disso, este tipo de secadores possui electroválvulas de *bypass*, válvulas anti- retorno e válvulas de estrangulamento que garantem o bom funcionamento do equipamento. Por este facto, o princípio de funcionamento destes secadores foi descrito de uma forma simplificada, de modo a não tornar a leitura muito maçuda.

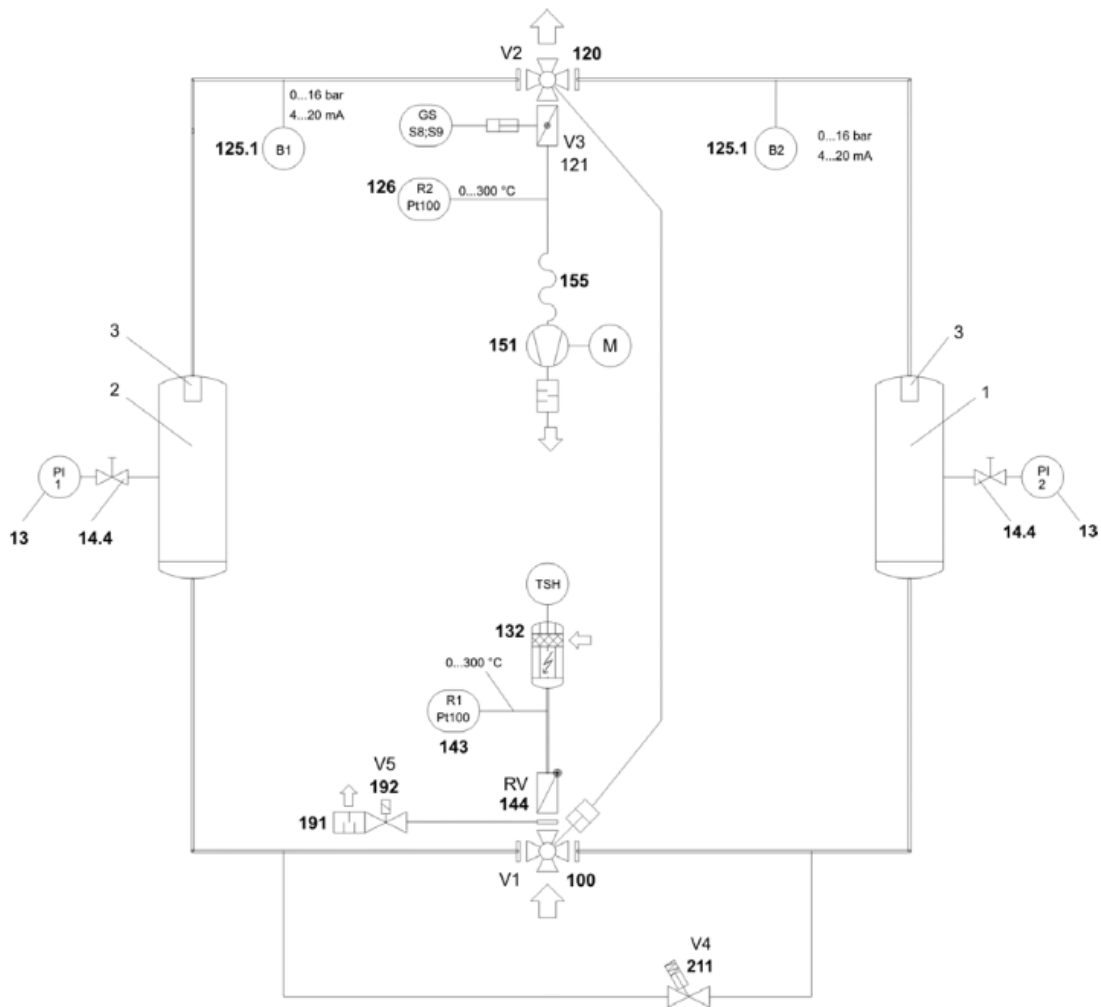


Figura 41 - Diagrama de processo de um secador de adsorção (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Existem ainda secadores de adsorção com regeneração a quente provocada por resistências elétricas no interior das torres, mas esta solução conduz a alguns inconvenientes no que diz respeito à manutenção. As resistências elétricas facilitam a regeneração provocando a evaporação da água no interior da torre, sendo este processo complementado por uma pequena porção de ar (cerca de 1% do caudal). Este sistema poderá ser indicado para aplicações que requerem grandes caudais, mas a seleção do tipo de secador mais adequado para cada caso deve ser feito com base num estudo energético [José Novais, 2014].

Com toda a tecnologia empregue, os secadores de adsorção são extremamente sofisticados, permitindo elevar a qualidade do ar em conformidade com os requisitos das indústrias mais exigentes, como é o caso das aplicações na indústria alimentar, química, eletrónica e ar medicinal.

### 2.2.2.8.6. Secador modular de adsorção

Os secadores de ar modulares são unidades compactas, que utilizam um dessecante para adsorver a humidade e permitem fornecer ar limpo e seco de alta qualidade nos pontos de utilização.



Figura 42 - Secadores modulares de adsorção (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Estes secadores apresentam um ponto de condensação constante de acordo com as exigências da norma ISO classe 1 e 2. Deste modo, é possível prevenir o aparecimento da corrosão e minimizar as interrupções na produção ou perdas provocadas pela humidade e contaminação.

O princípio de funcionamento é basicamente o mesmo dos outros secadores de adsorção já referidos, isto é, possuem duas torres compactas que são preenchidas por um dessecante que faz a adsorção da humidade do ar.



Figura 43 - Secador modular de adsorção (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.2.2.8.7. Secador de absorção**

À semelhança dos secadores de adsorção, estes equipamentos também eliminam a humidade presente no ar.

A absorção caracteriza-se pela infiltração do vapor de água no material que absorve, através de um conjunto de reações químicas, sendo a humidade absorvida pelo volume do dessecante. É, portanto, o método que utiliza uma substância sólida ou líquida, e que tem a capacidade de absorver outra substância líquida ou gasosa. A este método dá-se o nome de processo químico de secagem.

A principal diferença entre os dois tipos de processos é que no caso da adsorção a retenção da humidade é feita pela superfície do material dessecante, ao passo que na absorção a retenção da humidade é feita, não pela superfície, mas pelo volume do dessecante.

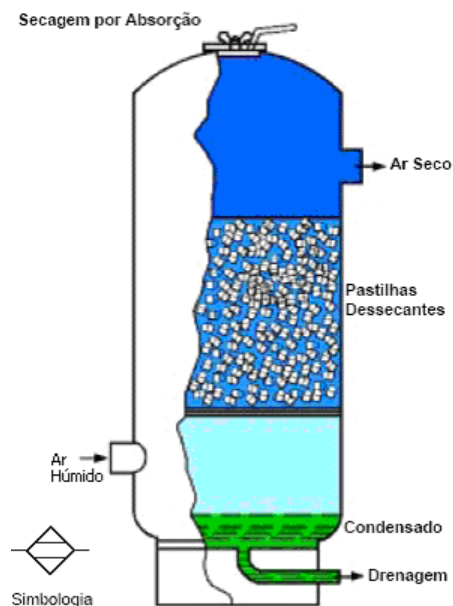


Figura 44 - Processo de secagem por absorção

Este processo é também chamado de processo químico de secagem, pois o ar é conduzido para o interior do dessecante que é constituído por uma massa altamente higroscópica, insolúvel ou deliquescente, que absorve a humidade do ar.

Uma substância higroscópica é classificada de insolúvel quando reage quimicamente com o vapor de água sem se liquefazer. E é deliquescente quando, ao absorver o vapor de água, reage quimicamente e se transforma na fase líquida.

As principais substâncias utilizadas são o cloreto de cálcio, o cloreto de lítio, e o *Dry-o-Lite*. Visto que ocorre diluição do dessecante, é necessário proceder à sua reposição. O vapor de água extraído do ar deposita-se no fundo da torre onde existe uma válvula para purgar os condensados para o exterior.

Porém, este tipo de processo de secagem de ar não é o mais apropriado para o ar comprimido, pois arrasta gases tóxicos e corrosivos para o exterior durante a regeneração. A formação de gases tóxicos deve-se à absorção do dessecante, que ao absorver o vapor de água contido no ar, provoca uma reação química com efeitos nocivos. Por este facto, este sistema não é recomendado para a secagem do ar comprimido [José Novais, 2014].

### 2.2.2.8.8. Secador de membrana

O secador de membrana não necessita de manutenção e permite obter pontos de orvalho entre +3 °C e -40 °C. Este secador, normalmente, é precedido de um ou dois filtros de linha que eliminam as partículas sólidas, água e óleo, para garantir a entrada de ar limpo no interior.



Figura 45 - Secador de membrana com pré filtro modelo KMM (Fonte: *Kaeser*)

Este secador contém um elemento de membrana constituído por um aglomerado de fibras orientadas em forma helicoidal, proporcionando uma secagem do ar eficiente e uma vida útil praticamente ilimitada, desde que o elemento não seja contaminado com óleo.

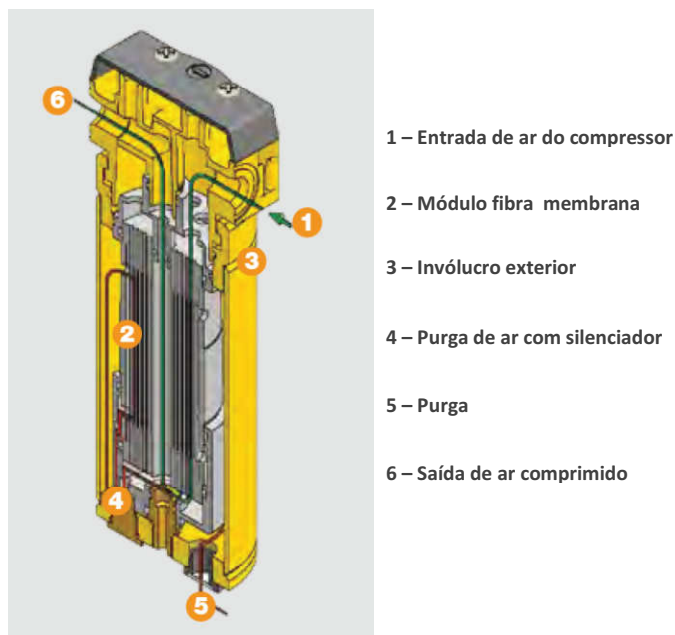


Figura 46 - Secador de membrana (Fonte: *Kaeser*)

O ar comprimido húmido é conduzido para dentro do invólucro do módulo, onde entra no interior das fibras. Uma pequena quantidade de ar seco é usado para fazer a purga dos condensados passando por fora das fibras e expandindo-se até à pressão atmosférica. Esta expansão resulta num incremento de volume que aumenta a capacidade de retenção de água no ar.

Devido às características do elemento, o vapor de água fica retido nas fibras enquanto o ar seco passa longitudinalmente pelo interior das fibras do secador. A água retida nas fibras é extraída por um pequeno fluxo de ar pelo exterior das mesmas, que circula em direção oposta ao ar seco. O ar seco sobe até à saída enquanto o ar de purga desce para o purgador. As saídas para o ar comprimido seco e o ar de purga são separadas [Fonte: *Kaeser*].

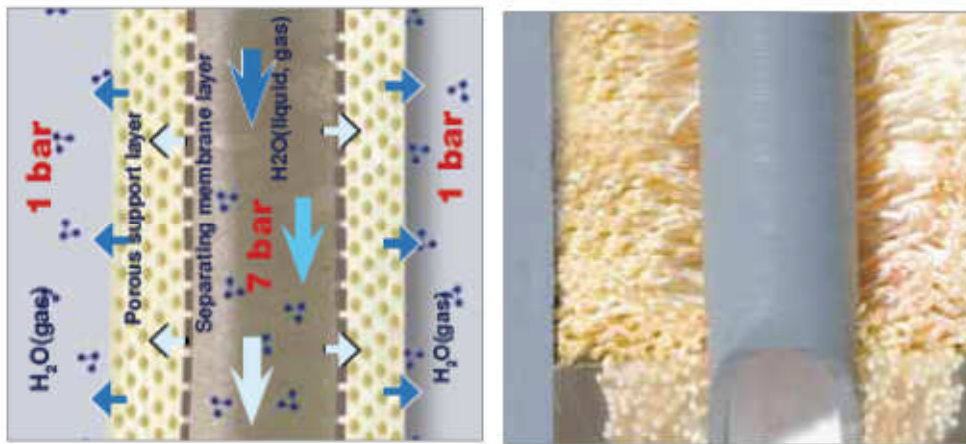


Figura 47 - Fibra de um secador de membrana (Fonte: *Kaeser*)

Cada fibra oca da membrana é constituída por uma camada altamente porosa e uma camada interna de membrana separadora que é permeável. Devido ao diferencial de pressão entre o ar de purga e o ar comprimido húmido, a humidade contida no ar comprimido evapora à medida que entra nas fibras e passa pela camada interna da membrana separadora. Isto significa que os poros da camada separadora estão sempre disponíveis para deixar passar o vapor de água através da membrana, mesmo que o vapor de água condense nas fibras.

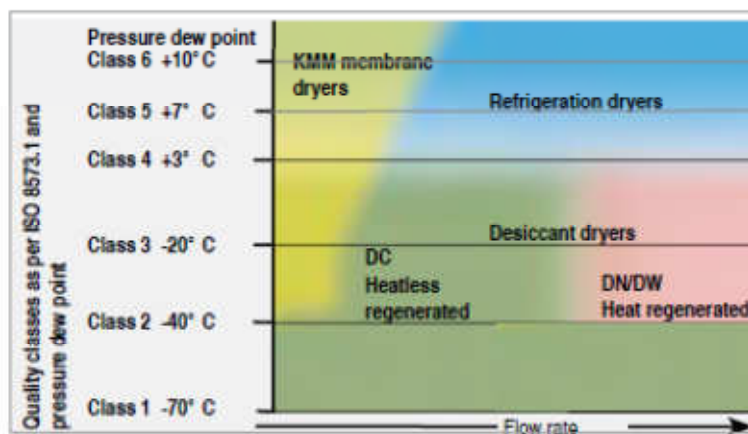


Figura 48 - Aplicações dos secadores de membrana (Fonte: *Kaeser*)

Este tipo de secadores podem ser utilizados em locais onde haja limitações de espaço, ou em aplicações que requerem ar seco de elevada qualidade. Nos casos em que seja necessário ocorrer condensação abaixo dos 3 °C ou em ambientes com temperaturas muito baixas, é uma

boa solução. Além disso, poderá ser utilizado em oficinas, estações de serviço ou para alimentação de máquinas de controlo numérico computadorizado (CNC).

### **2.2.2.9. Redes de distribuição de ar comprimido**

Os tubos da rede de distribuição devem ser selecionados em função de diferentes critérios, de modo a garantir o transporte em segurança e com uma qualidade que vá ao encontro das necessidades do cliente. Assim, a seleção do material para as tubagens deve ter em consideração os seguintes requisitos:

- Boa resistência à pressão;
- Boa resistência à temperatura;
- Segurança;
- Boa resistência mecânica;
- Boa resistência à oxidação e à corrosão;
- Baixo coeficiente de atrito;
- Leveza;
- Elevado tempo de vida útil;
- Baixo custo;

Como é natural, não é possível selecionar um material que satisfaça todos estes requisitos. No entanto, a seleção do material a utilizar nas tubagens deve estar de acordo com um compromisso que englobe o maior número de fatores, e os mais importantes de modo a garantir um bom funcionamento da rede de distribuição. Atualmente, entre os materiais mais utilizados nas redes de distribuição estão o alumínio, o aço galvanizado, o cobre, o aço inoxidável, e os tubos de matriz polimérica.

#### **2.2.2.9.1. Tubo de alumínio**

O tubo de alumínio é comumente utilizado em instalações de ar comprimido, pois apresenta algumas características que o tornam único. Este tubo possui algumas vantagens como, baixo peso, excelente resistência à corrosão, boa resistência a ambientes industriais, elevada resistência mecânica, boa resistência às temperaturas do ar comprimido e boa capacidade de dissipação térmica. Além disso, o tubo de alumínio, apresenta boa resistência aos raios UV,

tem um tempo de vida útil de, aproximadamente, 10 anos, boa compatibilidade com outros gases, é um material não inflamável, permite ser reutilizado e garante uma qualidade do ar constante ao longo do tempo.

A pressão de trabalho admissível para o tubo de alumínio é de 13 bar para temperaturas compreendidas entre -20 °C e 60 °C, ou 16 bar para aplicações específicas [Fonte: *Parker*]. Contudo, não deve ser soldado e para as uniões devem-se utilizar ligações rápidas.



Figura 49 - Tubos de ar comprimido em alumínio

#### **2.2.2.9.2. Tubo em aço galvanizado**

O tubo de aço galvanizado não necessita de ser pintado, devido ao tratamento de galvanização que o protege da corrosão. Para uma maior resistência à corrosão, poderá ser galvanizado com uma pintura adequada às condições de utilização, proporcionando assim uma proteção mais duradoura.

Este tratamento anti-corrosivo trata-se de um processo pelo qual se obtém revestimentos de zinco sobre o aço, mediante imersão num banho de zinco fundido, tornando-se numa solução mais barata. Devido ao tratamento térmico de galvanização, apresenta maior rugosidade, e como tal, uma maior perda de carga. Contudo, não permite ser soldado, pelo que as ligações terão de ser roscadas.

#### **2.2.2.9.3. Tubo de cobre**

Este tipo de tubo é utilizado na indústria com diâmetros inferiores a ¾” para controlo de válvulas automáticas [José Novais, 2014]. Na indústria hospitalar é utilizado nas redes de ar comprimido, além do latão e do tubo em polímero. Uma das vantagens da utilização do cobre é o facto de este material possuir uma boa soldabilidade, podendo também ser ligado por rosca. No entanto, o cobre é um material caro e, por isso, utilizado em pequena escala.

#### **2.2.2.9.4. Tubo em aço inoxidável**

O tubo de aço inoxidável não é dos mais utilizados, devido ao elevado preço. No entanto, pode ser utilizado em aplicações que requerem uma boa resistência a altas temperaturas, ou nos casos em que haja elevadas restrições no que diz respeito à contaminação do ar, como é o caso dos produtos alimentares e farmacêuticos.

Ao optar por este tipo de aço, deve-se escolher um aço inoxidável austenítico, em detrimento do ferrítico. A razão desta escolha deve-se ao facto de o aço inoxidável austenítico apresentar uma maior resistência à corrosão e boa resistência a elevadas temperaturas de utilização. Além disso, o aço inoxidável austenítico é mais fácil de soldar [José Novais, 2014].

#### **2.2.2.9.5. Tubo em polímero**

Hoje em dia, o recurso à utilização de tubos de matriz polimérica em pneumática tem vindo a aumentar, devido à evolução que se tem verificado ao longo dos anos. Estes tubos apresentam algumas vantagens como o baixo peso, baixo coeficiente de atrito e como consequência, baixa perda de carga, não apresentando problemas de corrosão nem necessitando de ser pintados.

No entanto, têm as suas desvantagens, por terem baixa resistência a altas temperaturas, elevado coeficiente de expansão térmica, poderem ser combustíveis e alimentarem a combustão, e apresentarem uma resistência mecânica mais baixa do que o aço ou o alumínio.

Um dos materiais poliméricos mais utilizados na pneumática é o ABS, pois tem elevada resistência ao choque, boa rigidez, é compatível com o transporte de ar de elevada qualidade,

permite uma montagem fácil, tem baixo peso, é resistente à corrosão, admite temperaturas compreendidas entre -20 a 70 °C, e tem um tempo de vida útil estimado em 20 anos.

### 2.2.2.9.6. Ligações entre tubos

Como uma rede de distribuição de ar comprimido não é constituída desde a central até aos pontos de utilização num trajeto linear, é por isso necessário utilizar acessórios para ligar os diferentes tubos. A ligação através de acessórios pode ser efetuada de diferentes formas, utilizando ligações roscadas, soldadas ou flangeadas.

As ligações entre os tubos podem ter diferentes configurações como uniões, tês de derivação, curvas a 90º, curvas a 180º, reduções, válvulas de gaveta ou de esfera, válvulas de assento, válvulas de diafragma, válvulas de retenção, etc. À semelhança dos tubos, também as ligações podem ser feitas em material de matriz polimérica ou em metal.

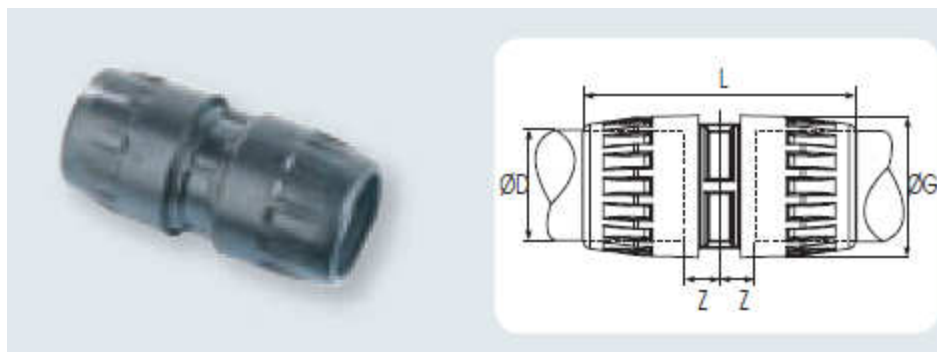


Figura 50 - União de 63 mm (Fonte: Parker)

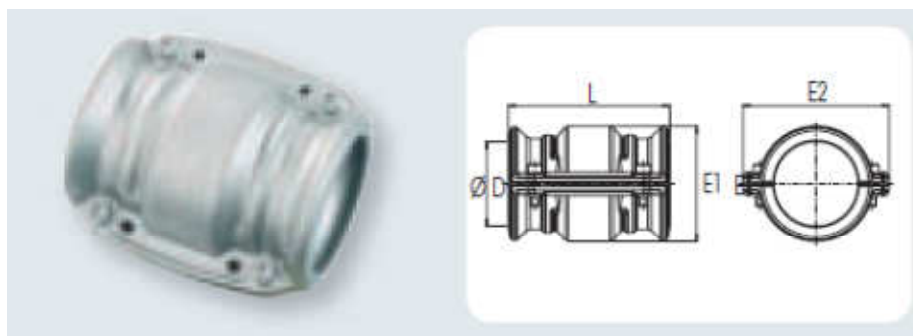


Figura 51 - Conector (Grampo + Cartucho) para diâmetros de 76 a 100 mm (Fonte: Parker)

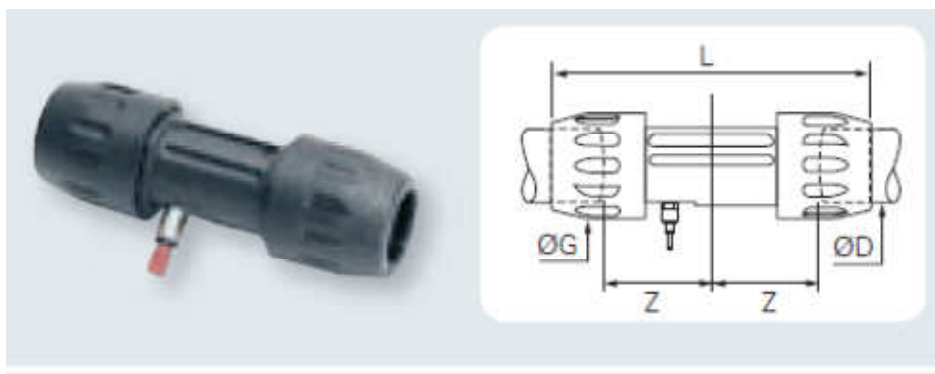


Figura 52 - União com purga para diâmetros de 25 ou 40 mm (Fonte: Parker)

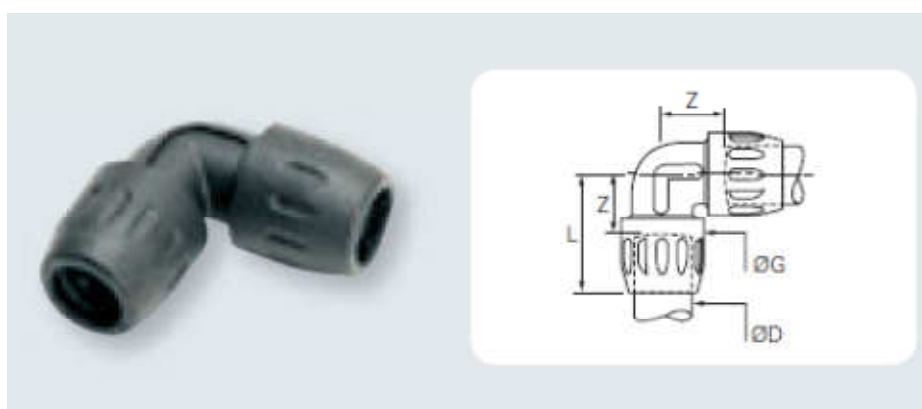


Figura 53 - Joelho a 90° para tubos de 16,5 a 40 mm de diâmetro (Fonte: Parker)

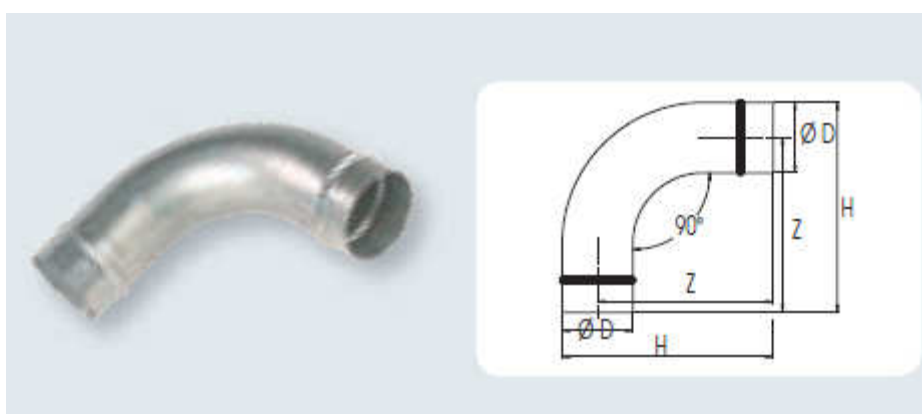


Figura 54 - Curva a 90° para diâmetros de 76 ou 100 mm (Fonte: Parker)



Figura 55 - Joelho a 45° (Fonte: Parker)



Figura 56 - Tê para diâmetros de 16,5 a 40 mm (Fonte: Parker)

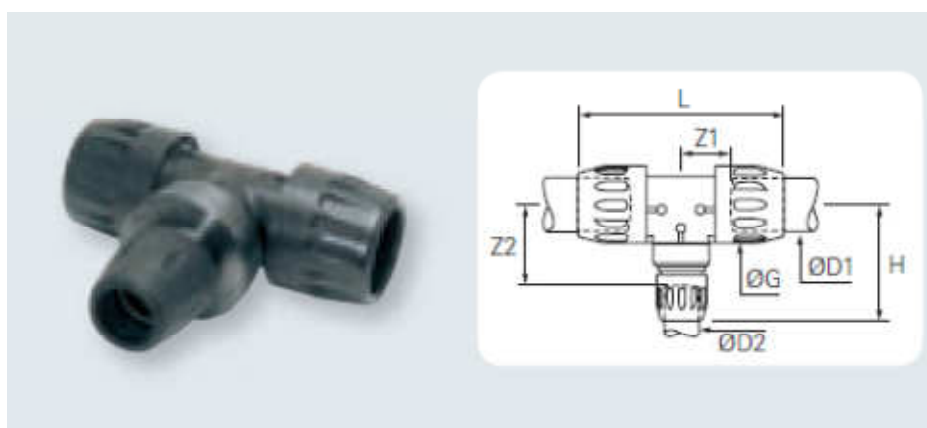


Figura 57 - Tê com redução para tubos de 63 mm (Fonte: Parker)



Figura 58 - Redução 25-16,5 mm ou 40-25 mm (Fonte: Parker)

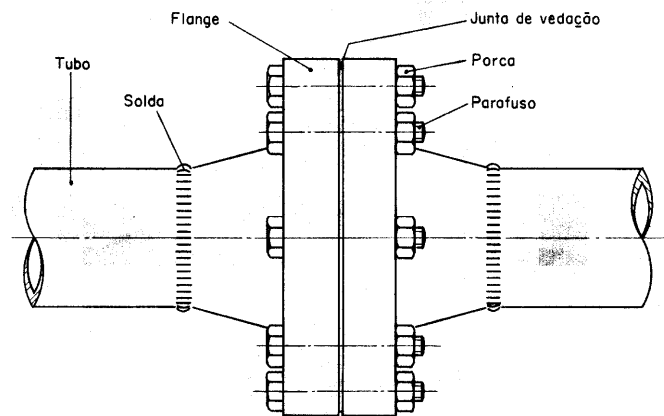


Figura 59 - Ligação soldada e flangeada



Figura 60 - Ligações flangeadas entre tubos e válvulas

Em cada ponto de picagem deve ser aplicado um Tê baixante ou um “pescoço de cavalo”, ou como também é conhecido, “pescoço de cisne”. Apesar da utilização de secadores de ar e filtros de linha com purgadores, ainda há quem utilize as curvas em forma de “pescoço de cavalo”, que têm como função impedir que os condensados saiam pelos pontos de utilização.



Figura 61 - Curva em forma de “pescoço de cavalo”

Com esta aplicação, o ar sai mais seco visto que os condensados, por gravidade, formam-se na base inferior do tubo e o ar, ao sair pela parte superior, impede que os condensados sejam

arrastados juntamente com a saída do ar. Apesar da grande utilidade desta solução, em boa verdade, introduz uma grande perda de carga porque, além da perda imposta pela derivação em Tê, também existe a curva a 180°.

Hoje em dia existem outras soluções que impedem a passagem dos condensados para os pontos de utilização. As soluções passam por utilizar Tês baixantes, ou derivações horizontais que impedem a condução dos condensados para o tramo seguinte.

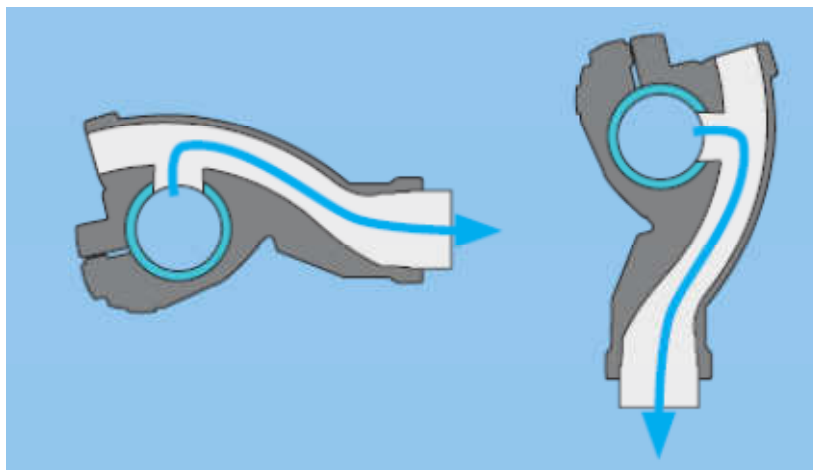


Figura 62 - Derivação horizontal ou vertical (Fonte: Parker)

Além das soluções existentes para evitar que os condensados passem para as linhas de alimentação, deve-se impor uma inclinação nos tubos de 0,5 a 2%, por forma a forçar os condensados e os óxidos gerados pela compressão do ar a escoar para os pontos mais baixos. No final, coloca-se uma picagem onde é feita a purga dos condensados.

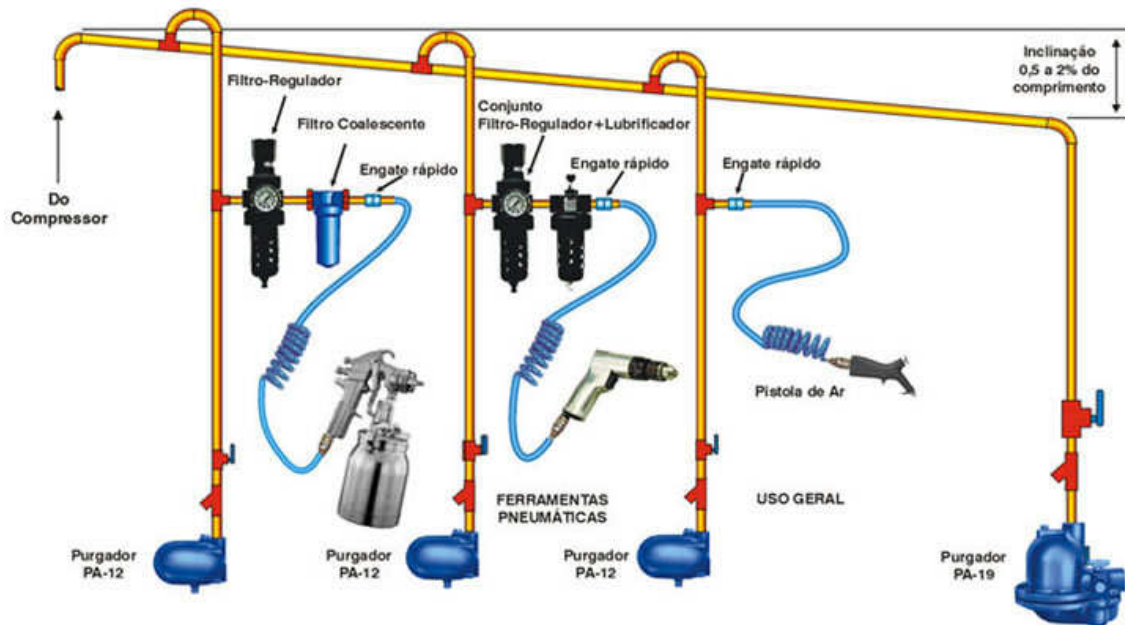


Figura 63 - Inclinação dos tubos para facilitar o escoamento dos condensados

Todas as derivações, válvulas, reduções e joelhos impõem perdas de carga, umas maiores e outras menores, que são inevitáveis. No entanto, sempre que possível, deve-se evitar introduzir um número excessivo de acessórios a menos que seja estritamente necessário. Além das referidas perdas localizadas, também existem as perdas lineares devido à rugosidade dos tubos, que faz aumentar o coeficiente de atrito. Embora não seja totalmente conhecido, prevê-se que, devido a todos os fatores que envolvem uma rede de ar comprimido, o fluxo no interior dos tubos seja um misto de escoamento laminar e turbulento.

#### **2.2.2.9.7. Tipos de rede de ar comprimido**

As redes de distribuição de ar comprimido podem ser de dois tipos: anel fechado ou anel aberto. Apesar disso, sempre que possível, o projetista deve optar por uma rede em anel fechado, porque promove um maior equilíbrio no fornecimento do ar sob pressão, além de permitir a utilização de tubos com diâmetro inferior, ainda que se trate do mesmo caudal, pressão e distância. Ao instalar uma rede em anel fechado, permite que o ar circule nas duas direções garantindo um abastecimento mais adequado, independentemente da existência de pontos de maior consumo.

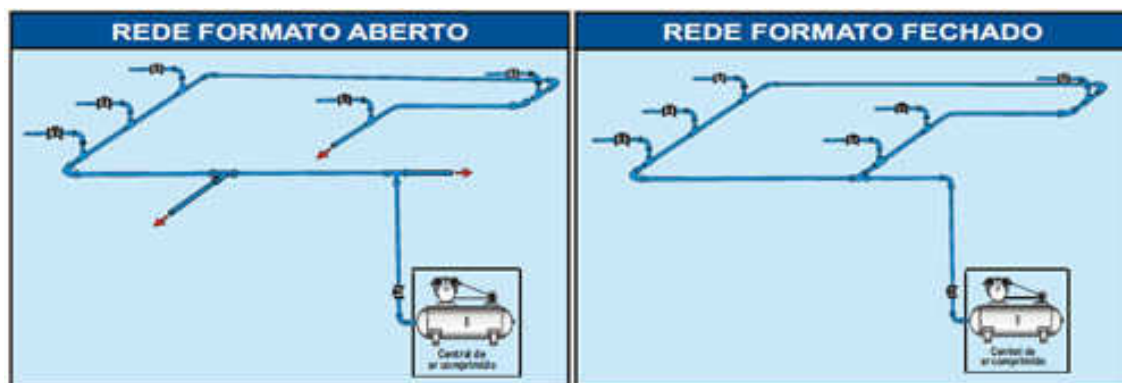


Figura 64 - Diferentes tipos de rede de ar comprimido (anel aberto e anel fechado)

### 2.2.2.9.8. Estimativa do consumo de ar comprimido

Para se fazer o dimensionamento de uma rede de ar comprimido, é necessário fazer uma estimativa do consumo de ar comprimido de modo a que as necessidades do sistema produtivo sejam satisfeitas.

O consumo de ar comprimido depende do tipo de equipamento e do fator de utilização que este tem na empresa. Se o equipamento for uma ferramenta, o que acontece é que normalmente o fabricante fornece informação sobre o consumo, mas fica a cargo do consumidor determinar o fator de utilização, pois é pouco expectável que um equipamento trabalhe a 100% durante o dia de trabalho. No caso de se tratar de um cilindro pneumático, o consumo de ar pode ser determinado em função das suas características.

Determinação do consumo de ar estimado de um cilindro de simples efeito:

$$Q = (s \cdot n \cdot q) \quad (1)$$

Determinação do consumo de ar estimado de um cilindro de duplo efeito:

$$Q = 2 (s \cdot n \cdot q) \quad (2)$$

em que:

Q – consumo de ar [l/min];

s – curso do cilindro [cm];

n – número de ciclos por minuto;

q – fator de utilização por cm de curso [l/cm];

Para determinar o fator de utilização de um atuador/cilindro pneumático linear, pode-se recorrer à tabela 5.

Tabela 5 - Determinação do fator de utilização (Fonte: José Novais)

Consumo de Ar Comprimido - Cilindros Pneumáticos															
Dia. mm	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
	Pressão de Trabalho em (bar)														
	Consumo (l/cm)														
6	0,0005	0,0008	0,0011	0,0014	0,0016	0,0019	0,0022	0,0025	0,0027	0,0030	0,0033	0,0036	0,0038	0,0041	0,0044
12	0,0020	0,0030	0,0040	0,0060	0,0070	0,0080	0,0090	0,0100	0,0110	0,0120	0,0130	0,0140	0,0150	0,0160	0,0180
16	0,0040	0,0060	0,0080	0,0100	0,0110	0,0140	0,0160	0,0180	0,0200	0,0220	0,0240	0,0260	0,0280	0,0290	0,0320
25	0,0100	0,0140	0,0190	0,0240	0,0290	0,0330	0,0380	0,0430	0,0480	0,0520	0,0570	0,0620	0,0670	0,0710	0,0760
35	0,0190	0,0280	0,0380	0,0470	0,0560	0,0660	0,0750	0,0840	0,0930	0,1030	0,1120	0,1210	0,1310	0,1400	0,1490
40	0,0250	0,0370	0,0490	0,0610	0,0730	0,0850	0,0970	0,1100	0,1220	0,1350	0,1460	0,1570	0,1710	0,1830	0,1950
50	0,0390	0,0580	0,0770	0,0960	0,1150	0,1340	0,1530	0,1720	0,1910	0,2100	0,2290	0,2480	0,2670	0,2860	0,3050
70	0,0760	0,1130	0,1500	0,1870	0,2250	0,2620	0,2990	0,3350	0,3740	0,4110	0,4480	0,4850	0,5230	0,5600	0,5970
100	0,1550	0,2310	0,3070	0,3830	0,4590	0,5350	0,6110	0,6870	0,7630	0,8390	0,9150	0,9910	1,0670	1,1430	1,2190
140	0,3030	0,4520	0,6010	0,7500	0,8990	1,0480	1,1970	1,3460	1,4950	1,6440	1,7930	1,9420	2,0910	2,2400	2,3890
200	0,6180	0,9230	1,2270	1,5310	1,8350	2,1390	2,4430	2,7470	3,0520	3,3560	3,6600	3,9640	4,2680	4,5720	4,8760
250	0,9660	1,4410	1,9160	2,3920	2,8670	3,3420	3,8170	4,2920	4,7680	5,2430	5,7180	6,1930	6,6680	7,1440	7,6190

Além de calcular o consumo estimado de ar comprimido de uma dada ferramenta, é necessário determinar o volume de ar contido na mangueira de alimentação. Estas mangueiras, tanto podem ser flexíveis em espiral, como rígidas, e o volume de ar nelas contido determina-se do seguinte modo:

$$Q_t = \eta \cdot l \quad (3)$$

em que:

$Q_t$  – Consumo de ar nas mangueiras de ligação em [litros];

$\eta$  – Fator de consumo de ar por metro [l/m];

$l$  – Comprimento da mangueira em [m];

Para determinar o fator de consumo de ar por metro, deve-se recorrer ao ábaco da figura 65.

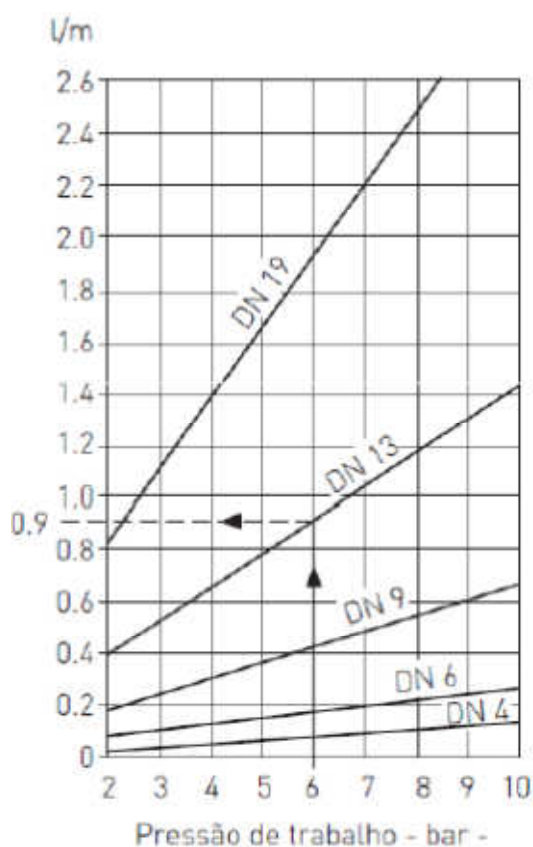


Figura 65 - Ábaco para determinar o fator de consumo (Fonte: José Novais)

Para saber o consumo de ar das ferramentas, os fabricantes fornecem normalmente este tipo de dados. Apesar disso, apresenta-se a tabela 6 para servir de orientação no consumo de ar de algumas ferramentas, assim como o fator de utilização estimado.

Tabela 6 - Consumo de diversas ferramentas (Fonte: José Novais).

	Qtd.	Consumo unitário m <sup>3</sup> /min	Consumo máximo m <sup>3</sup> /min	Fator de utilização	Consumo médio m <sup>3</sup> /min
<b>Berbequins</b>	30	0,42	12,6	0,30	3,78
<b>Parafusadoras</b>	20	0,46	9,2	0,25	2,3
<b>Chaves de impacto</b>	12	0,90	10,8	0,20	2,16
<b>Rebarbadoras</b>	10	1,45	14,5	0,20	2,9
<b>Máquinas c/ atuadores lineares</b>	20	0,18	3,6	0,45	1,62
<b>Diferenciais pneumáticos</b>	2	3,0	6	0,15	0,9
<b>Bicos de limpeza</b>	20	0,60	12	0,16	1,92

Depois de encontrado o consumo médio de uma ferramenta, e como medida de precaução, deve-se agravar o consumo em cerca de 30 a 40%.

$$Q(\text{corrigido}) = Q \cdot 1,30 \quad (4)$$

em que:

$Q_{(\text{corrigido})}$  – Caudal corrigido em [l/min];

$Q$  – Caudal determinado em [l/min];

Como já foi referido, existem fugas de ar que são inevitáveis e, como tal, estas devem ser consideradas no consumo. Por isso, deve-se incrementar com um fator de segurança entre 5 a 10%. Neste acréscimo está considerado também o desgaste das ferramentas que, com o passar do tempo vão ganhando folgas que fazem aumentar o consumo.

$$Q(\text{final}) = Q_{\text{corrigido}} \cdot 1,10 \quad (5)$$

em que:

$Q_{(\text{final})}$  – Caudal final [l/min];

$Q_{(\text{corrigido})}$  – Caudal corrigido [l/min];

### 2.2.2.9.9. Dimensionamento da rede de ar comprimido

Para proceder ao dimensionamento da rede de ar comprimido, a primeira preocupação é saber qual o caudal de ar necessário para todo o sistema produtivo. Além das necessidades atuais, deve-se ter a noção que no futuro pode haver a necessidade de expandir a produção e, por isso, o consumo de ar comprimido irá aumentar. Deste modo, este aspeto assume particular importância, pois é preferível dimensionar uma rede com perspectivas de crescimento, sob pena de um dia mais tarde ter que substituir toda a rede.

Por isso, nos cálculos, deve-se entrar com o caudal afetado de um coeficiente de segurança de 30 a 40%, e mais 5 a 10% para as fugas, como já foi referido anteriormente.

Determinação do caudal para a instalação atendendo a uma perspectiva de crescimento:

$$Q = C \cdot \Delta\% \quad (6)$$

em que:

Q – Caudal com perspectiva de crescimento [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];

C – Consumo [ $\text{m}^3/\text{h}$ ];

$\Delta\%$  - Percentagem de perspectiva para crescimento;

Como foi referido, todas as redes de ar comprimido devem ser projetadas em anel fechado pelas vantagens já mencionadas. Para efetuar o dimensionamento, é necessário saber qual o comprimento linear total dos tubos, e acrescentar o comprimento equivalente associado às perdas localizadas, impostas pelos diversos acessórios ou pontos de estrangulamento.

$$L_t = L_1 + L_2 \quad (7)$$

em que:

$L_t$  – Comprimento total da rede [m];












$L_1$  – Comprimento linear da rede [m];

$L_2$  – Comprimento equivalente dos acessórios [m];

De modo a que a rede de distribuição possa proporcionar um bom rendimento das ferramentas pneumáticas, é necessário estimar uma perda de carga máxima admissível devido à rugosidade interna dos tubos, acessórios e ao tipo de escoamento do fluido. Deste modo, a perda de carga admissível não deve exceder  $0,3 \text{ kgf/cm}^2$ , ou  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$  para grandes redes cujo comprimento seja superior a 500 metros.

Para determinar a perda de carga dos diversos estrangulamentos, encontra-se o comprimento equivalente através de tabelas fornecidas por fornecedores dos acessórios. A perda de carga é assim convertida para comprimento equivalente, que deve ser considerado para efeitos de cálculo no dimensionamento.

Tabela 7 - Tabela de comprimentos equivalentes dos acessórios.

Equivalent length in metres												
Component		Inner pipe diameter in mm (d)										
		25	40	50	80	100	125	200	250	250	300	400
Ball valve (full flow)		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
Diaphragm valve fully open		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
Angle valve fully open		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
Poppet valve		7.5	12	15	24	30	38	45	60	-	-	-
Flap check valve		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
Elbow R = 2d		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
Elbow R = d		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
90° angle		1.5	2.4	3.0	4.5	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Tee through-flow		0.3	0.4	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
Tee side-flow		1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
Reducing nipple		0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

Para o cálculo do diâmetro da tubagem de uma rede em anel fechado há, duas variáveis que podem ser reduzidas a metade, para simplificar. As variáveis são o caudal e o comprimento da rede. Depois de dividir por dois estas variáveis, escolhe-se a metade da rede que for mais desfavorável, isto é, a que tiver mais acessórios ou maior  $L_t$ . No exemplo da figura 66 escolhe-se a metade da esquerda por ter mais perdas de carga.

Numa primeira fase do cálculo, considera-se a rede principal sem pontos de estrangulamento, e depois de achar o diâmetro da rede sem os acessórios, adiciona-se os comprimentos equivalentes correspondentes às respetivas perdas de carga, determinando assim o  $L_t$ . No final, o comprimento  $L_t$  é adicionado à formula para determinar o diâmetro interno da tubagem da rede que se está a calcular.

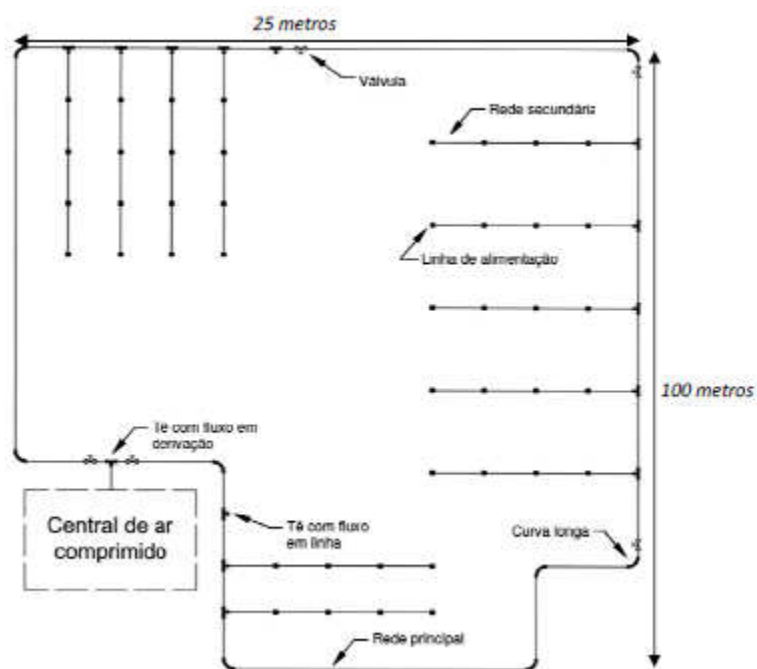


Figura 66 - Rede em anel fechado

Como é natural, ao adicionar as perdas de carga dos acessórios, o resultado do diâmetro irá ser maior. A determinação do diâmetro final dos tubos tem que incluir sempre o comprimento total  $L_t$  (linear e localizado) da rede que se está a calcular. Em primeiro lugar deve-se determinar o diâmetro da rede principal, depois da rede secundária e, por fim, o diâmetro das linhas de alimentação (picagens).

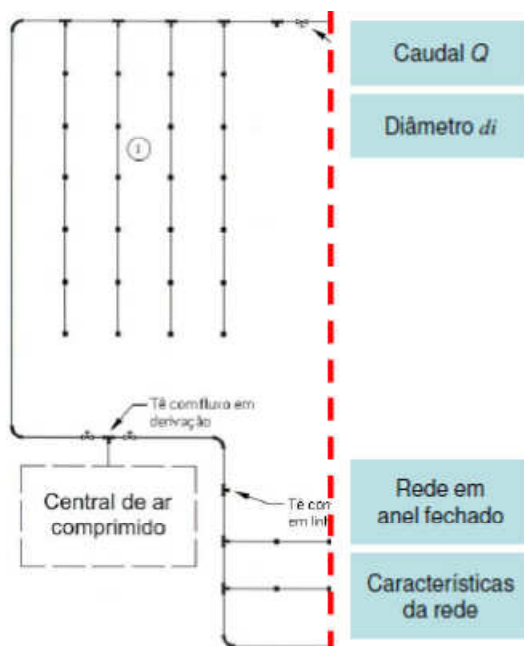


Figura 67 - Divisão da rede a meio

Cálculo do diâmetro da tubagem:

$$d_i = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1,85} \cdot L_t}{\Delta P \cdot P_t}} \quad (8)$$

em que:

$d_i$  – Diâmetro interno dos tubos em [mm];

$Q$  – Caudal majorado [ $m^3/h$ ];

$L_t$  – Comprimento dos tubos mais o comprimento equivalente [m];

$\Delta P$  – Queda de pressão admissível [ $kgf/cm^2$ ];

$P_t$  – Pressão de trabalho [bar];

Após obter o resultado do diâmetro dos tubos, é natural que o valor encontrado não seja o mesmo que se encontra nos catálogos dos fornecedores. No entanto, deve-se selecionar um tubo com diâmetro imediatamente acima do calculado.

Caso se pretenda determinar a perda de carga máxima admissível, pode-se recorrer à seguinte fórmula empírica, para os casos em que os diâmetros sejam inferiores a 150 mm:

$$\Delta p = \frac{8,2 \cdot 10^4 \cdot Q^{1,85} \cdot L}{d^5 \cdot p_1} \quad (9)$$

em que:

$\Delta p$  – Perda de carga admissível [bar];

Q – Caudal em [m<sup>3</sup>/min];

L – Distância ao ponto mais desfavorável [m];

d – Diâmetro interno [mm];

$p_1$  – Pressão de serviço absoluta [bar];

Para diâmetros superiores a 150 mm, deve-se utilizar fatores de correção da tabela 8.

Tabela 8 – Fator multiplicador para diâmetros superiores a 150 mm.

Diâmetro do tubo [mm]	Fator multiplicador
200	0,24
250	0,08
300	0,03



Figura 68 - Rede de ar comprimido

## **2.3. Compressores**

### **2.3.1. Definição de compressor**

Um compressor é uma máquina que tem como função aspirar o ar à pressão atmosférica e comprimi-lo até uma determinada pressão desejada. Por ação de uma força externa, que geralmente é realizada por um motor elétrico ou um motor de combustão interna, é transmitida potência de modo a fazer funcionar o compressor. Este, por sua vez, vai admitir ar atmosférico, fazendo aumentar a sua energia interna.

Dependendo do tipo, um compressor pode comprimir o ar atmosférico até uma pressão de 414 bar e fornecer um caudal até 1800 m<sup>3</sup>/min [Ingersoll-Rand].

#### **2.3.1.1. Compressão dinâmica**

A compressão dinâmica, ou o deslocamento dinâmico, define-se como sendo a transformação da energia cinética do ar em pressão. Os compressores dinâmicos aspiram o ar à pressão atmosférica que, ao passar no impulsor, elevam a velocidade do ar, passando depois por um

aumento progressivo de secção, diminuindo assim a velocidade ao mesmo tempo que vai aumentando a pressão [Adriano Santos e António Silva, 2009].

### **2.3.1.2. Compressão volumétrica**

A compressão volumétrica, ou deslocamento positivo, ou ainda fluxo intermitente, é definido como a diminuição do volume de ar contido no cilindro durante a compressão do ar. Os compressores que funcionam segundo este princípio são designados por alternativos, e possuem uma cabeça compressora em que no seu interior tem um sistema de biela manivela, sendo o ar comprimido pelo pistão ou êmbolo.

O movimento linear de subida e descida do pistão faz a admissão, compressão e descarga do ar, sendo a compressão feita durante a subida, com a diminuição do volume no cilindro. Também se incluem neste tipo de compressão os compressores rotativos, que podem ser de vários tipos.

### **2.3.2. Lei zero da termodinâmica**

A lei zero foi estabelecida pela primeira vez por *R. H. Fowler* em 1931, embora só tenha sido reconhecida mais de cinquenta anos depois de apresentadas a primeira e a segunda lei da termodinâmica. A lei zero determina que se dois corpos estão em equilíbrio térmico com um terceiro corpo, então estes dois corpos estão também em equilíbrio térmico entre si, mesmo não estando em contacto [Çengel, 2001].

#### **2.3.2.1. Primeira lei da termodinâmica**

A primeira lei da termodinâmica define o princípio da conservação de energia e estabelece que esta é uma propriedade termodinâmica [Çengel, 2001]. Esta lei determina que a energia não pode ser criada ou destruída durante um processo, apenas pode mudar de forma. Isto significa que se durante um processo uma dada energia desaparece, é porque esta mesma energia se transformou numa outra cuja quantidade é igual à que desapareceu.

Dito de outro modo, durante um processo a energia total transferida para um sistema é igual à variação da sua energia interna ( $\Delta U$ ). Desta forma, não existe degradação de energia e, por conseguinte, a entropia é nula [José Novais, 2014]. Apesar de a primeira lei não poder ser

provada matematicamente, não há nenhuma outra que a anule, sendo por si só, prova suficiente da sua validade.

O balanço energético segundo o princípio da conservação da energia, pode ser expresso da seguinte forma:

$$\begin{aligned} & (\text{Energia total que entra no sistema}) - (\text{Energia total que sai do sistema}) \quad (10) \\ & = (\text{Variação da energia total do sistema}) \end{aligned}$$

O princípio da conservação da energia pode ser aplicado a um sistema aberto ou fechado, dependendo se existe ou não troca de massa com o exterior. Esta transferência de energia pode ocorrer em forma de calor (Q), trabalho (W), ou através do escoamento de massa. Para um sistema fechado, a massa contida é constante, logo, a massa inicial é igual à massa final.

Se for o caso de um sistema fechado, então existe uma superfície de controlo, sendo esta a fronteira do sistema, e a energia necessária para deslocar a massa é designada por trabalho de escoamento.

Primeira lei aplicada a um sistema fechado:

$$m_i = m_f = \text{massa} = \text{constante} \quad (111)$$

onde:

$m_i$  – massa inicial [kg];

$m_f$  – massa final [kg];

$$Q + W = U_f - U_i \quad (112)$$

onde:

Q – calor [J];

W – trabalho [J];

$U_f$  – energia interna final [J];

$U_i$  – energia interna final [J];

$$Q + W = m(u_f - u_i) \quad (113)$$

onde:

$m$  – massa [kg];

$u_f$  – energia interna específica final [J/kg];

$u_i$  – energia interna específica inicial [J/kg];

Se, por outro lado, estivermos a tratar de um sistema aberto em que existe troca de massa com o exterior, o princípio de conservação de energia estabelece que:

$$Q + W = \sum E_{\text{sai}} - \sum E_{\text{entra}} + \Delta U_{\text{sistema}} + \Delta E_{c \text{ sistema}} + \Delta E_{p \text{ sistema}} \quad (114)$$

onde:

$E$  – energia [J];

$\Delta U$  – variação da energia interna [J];

$\Delta E_c$  – variação da energia cinética [J];

$\Delta E_p$  – variação da energia potencial [J];

Os processos termodinâmicos num sistema aberto podem ser de dois tipos: regime permanente, ou regime uniforme.

### 2.3.2.1.1. Regime permanente

O regime permanente, designa-se por um processo durante o qual um fluido escoar continuamente através de um volume de controlo. Neste regime, as propriedades não variam com o tempo, todavia, estas podem variar no interior do volume de controlo, enquanto as propriedades do fluido nas entradas e nas saídas permanecem as mesmas durante todo o processo, podendo, contudo, ser diferentes. Como exemplos de dispositivos que funcionam neste regime temos, o compressor, a turbina, a bomba, o bocal, o difusor, a válvula de expansão ou tubo capilar, o permutador de calor, a caldeira, a câmara de mistura, a válvula de estrangulamento, etc.

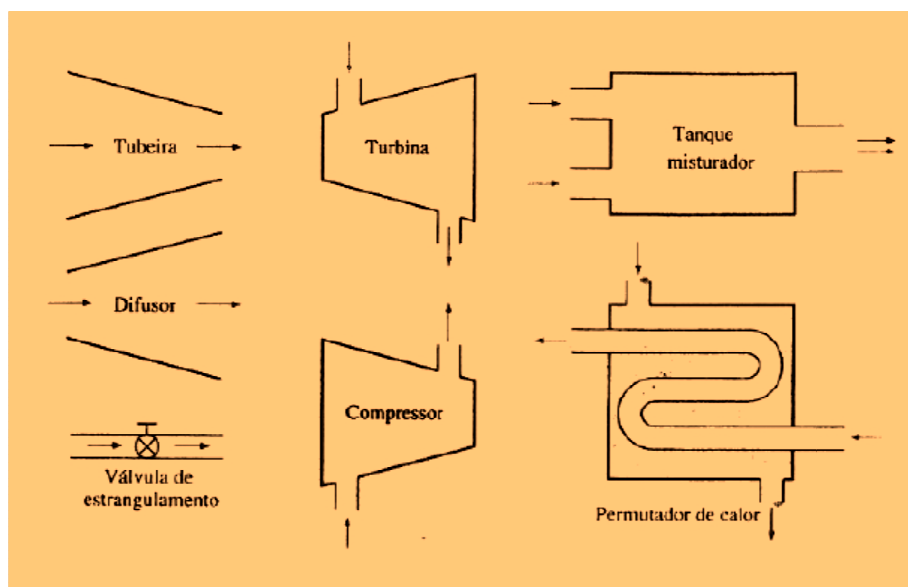


Figura 69 - Dispositivos que funcionam com escoamento em regime permanente

(Fonte: Çengel, 2001)

Primeira lei aplicada a um processo em regime permanente:

$$\sum \dot{m}_{\text{entra}} = \sum \dot{m}_{\text{sai}} \quad (15)$$

onde:

$\dot{m}$  – caudal mássico [kg/s];

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{sai}} \left( h_{\text{sai}} + \frac{C_s^2}{2} + g z_{\text{sai}} \right) - \sum \dot{m}_{\text{entra}} \left( h_e + \frac{C_e^2}{2} + g z_e \right) \quad (16)$$

onde:

$\dot{Q}$  - energia realizada pelo calor [J/s];

$\dot{W}$  - energia realizada pelo trabalho [J/s];

$h$  – entalpia específica [J/kg];

$C_s$  – velocidade de saída [m/s<sup>2</sup>];

$C_e$  – velocidade de entrada [m/s<sup>2</sup>];

$g$  – aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>];

$z$  – altura em relação ao plano de referência [m];

Desprezando a energia cinética, temos:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{\text{sai}} \cdot h_{\text{sai}} - \sum \dot{m}_{\text{entra}} \cdot h_{\text{entra}} \quad (117)$$

### **2.3.2.1.2. Regime uniforme**

Um processo uniforme é caracterizado pela existência de variações no interior do volume de controlo, ao longo do tempo. Neste processo, é necessário analisar a evolução da massa e energia contida no volume de controlo e, a interação da energia com a fronteira do sistema.

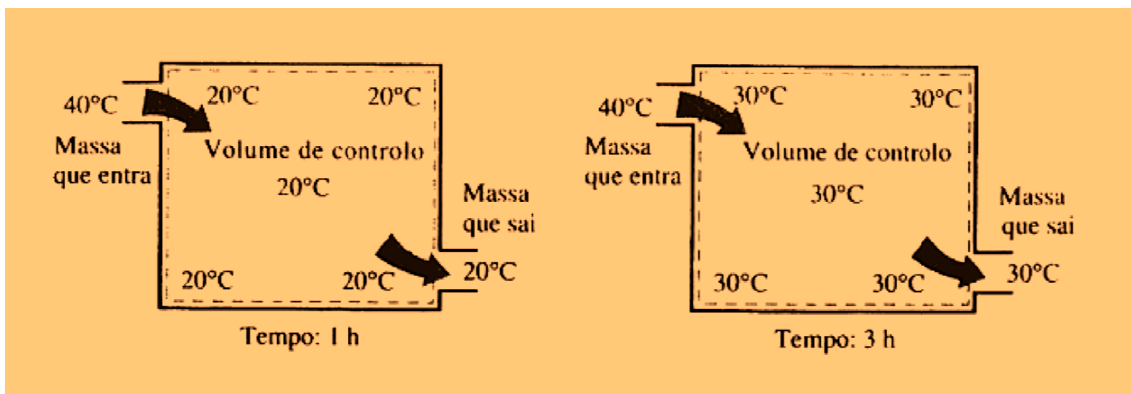


Figura 70 - Exemplo de regime uniforme (Fonte: Çengel, 2001)

Num processo em regime uniforme, o estado do volume de controlo pode variar com o tempo, mas esta variação ocorre de modo uniforme (Fig. 69). Por conseguinte, o estado da massa que sai é o mesmo do interior do volume de controlo, em cada instante. Além disso, este processo é caracterizado pelo facto de as propriedades do fluido poderem diferir de cada entrada e saída, mas o escoamento deve ser uniforme e permanente. Como exemplos de dispositivos que funcionam segundo o regime uniforme, temos o enchimento de reservatórios rígidos, descarga de um fluido contido num reservatório pressurizado, funcionamento de uma turbina por ar comprimido contido num reservatório, enchimento de pneus ou balões, ou mesmo o funcionamento de panela de pressão.

Primeira lei aplicada a um processo em regime uniforme:

$$Q + W = U_f - U_i + \sum H_s - \sum H_e \quad (118)$$

onde:

$U_f$  – energia interna final [J];

$U_i$  – energia interna inicial [J];

$H_s$  – entalpia que sai [J];

$H_e$  – entalpia que entra [J];

$$Q + W = m_f \cdot u_f - m_i \cdot u_i + \sum(m_s \cdot h_s) - \sum(m_e \cdot h_e) \quad (19)$$

onde:

$m_f$  – massa final [kg];

$u_f$  – energia interna específica final [J/kg];

$m_i$  – massa inicial [kg];

$u_i$  – energia interna específica inicial [J/kg];

$m_s$  – massa que sai [kg];

$h_s$  – entalpia que sai [J/kg];

$m_e$  – massa que entra [kg];

$h_e$  – entalpia que entra [J/kg];

Princípio de conservação da massa aplicado a um processo em regime uniforme:

$$\sum m_{\text{entra}} + m_i = m_f + \sum m_{\text{sai}} \quad (20)$$

### **2.3.2.2. Segunda lei da termodinâmica**

A segunda lei da termodinâmica estabelece que a energia tem qualidade e quantidade, e que os processos reais ocorrem na direção do decréscimo de qualidade da energia [Çengel, 2001]. Isto é, um corpo a uma temperatura elevada transfere calor para outro corpo, ou meio envolvente, cuja temperatura seja inferior. No entanto, esta transferência não ocorre no sentido contrário, ou seja, um corpo a uma temperatura mais baixa não transfere calor para outro cuja temperatura seja superior.

Com base na segunda lei da termodinâmica um processo ocorre, de uma forma natural, numa dada direção e não na outra, a menos que haja uma fonte externa que provoque a inversão do processo. Segundo a primeira lei, nenhuma direção é estabelecida no processo, mas isto por si só não garante a realização do processo, portanto, a segunda lei complementa a primeira.

Enquanto a primeira lei apenas se foca na quantidade de energia, a segunda tanto tem em conta a quantidade como a qualidade da mesma. Ou seja, a segunda lei tem em consideração a degradação da energia durante um processo. Portanto, a segunda lei da termodinâmica identifica a direção dos processos, analisa a qualidade e o grau de degradação da energia durante um processo e determina os limites teóricos do desempenho de vários sistemas energéticos.

### **2.3.2.2.1. Entropia**

A entropia ( $S$ ) é definida como sendo um determinado grau de desordem ou caos molecular que se verifica num dado sistema [José Novais, 2014]. Deste modo, sempre que ocorre degradação da energia num sistema, pode dizer-se que existe entropia.

A segunda lei da termodinâmica, por vezes, estabelece expressões que podem provocar desigualdades [Çengel, 2001]. Por exemplo, uma máquina frigorífica e uma bomba de calor reais, apresentam um coeficiente de desempenho (COP) menor do que um dispositivo reversível (ideal). O mesmo se aplica a outro tipo de máquinas térmicas, tendo estas desigualdades grandes implicações na termodinâmica.

Um físico alemão que foi um dos fundadores da termodinâmica, *R. J. E. Clausius* (1822-1888), estabeleceu uma equação que define a entropia conhecida como a *desigualdade de Clausius*:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (21)$$

Nesta expressão, o integral cíclico da derivada do calor sobre a temperatura absoluta da fronteira é sempre menor ou igual a zero.

Esta desigualdade é válida para todos os ciclos reversíveis ou irreversíveis, onde qualquer transferência de calor que entra ou sai do sistema consiste em quantidades diferenciais de transferência de calor.

#### **2.3.2.2. Entalpia**

A entalpia é definida como sendo a energia que está contida num corpo e que permite a realização de trabalho pelo mesmo, sem consumir calor [José Novais, 2014]. Esta energia está associada à energia interna do corpo que é constituída pela energia cinética das partículas que compõe o corpo, e a energia potencial dos campos de força formada pelas mesmas partículas.

A entalpia representa-se por  $H$  e é deduzida como sendo o somatório da energia interna e externa. É por isso, um função característica da termodinâmica e define-se pela seguinte expressão:

$$H = U + p \cdot V \quad (21)$$

Onde  $U$  representa a energia interna de um sistema, e  $pV$  representa a quantidade de energia associada ao conjunto sistema-vizinhança, devido à ocupação de um volume  $V$  quando submetido a uma pressão constante.

#### **2.3.2.3. Gases perfeitos**

Na natureza não existem gases perfeitos. Contudo, se um determinado gás obedecer às leis de *Boyle – Mariote, Charles e J. Gay-Lussac, Amonton, Dalton, Amagat e Avogadro*, é considerado um gás perfeito.

Apesar de o ar não ser um gás perfeito, como tem uma composição química uniforme, é considerado um gás perfeito. Todavia, a mistura de ar líquido com gasoso não é considerada uma substância pura, visto que ambos apresentam composições químicas diferentes, não sendo por isso uma mistura quimicamente homogénea [Çengel, 2001]. Tal facto deve-se aos componentes não terem temperaturas de condensação iguais a uma dada pressão.

### 2.3.2.3.1. Ar atmosférico

O ar atmosférico é constituído por vários gases. Em maior quantidade encontram-se o oxigénio e o azoto, entre outros gases raros, além de vapor de água. O oxigénio foi descoberto por um físico francês que foi um dos fundadores da química moderna, chamado *Lavoisier*, além de outros como *Scheele* na Suécia e *Priestley* na Inglaterra.

O oxigénio, cujo símbolo químico é O, tem um peso atómico de 16, é um gás inodoro, insípido, incolor, comburente, e representa cerca de 20% do volume da atmosfera terrestre. Consegue mudar para a fase líquida, e ferve a  $-183^{\circ}$  C. Na indústria, o oxigénio é utilizado para a soldadura e no corte de metais ferrosos por fusão, além de ser usado na medicina [José Novais, 2014].

O azoto foi descoberto em 1772 por *Rutherford*, cujo símbolo químico é N (Nitrogénio), é um gás incolor, inodoro, insípido, formando cerca de 78% do volume do ar atmosférico. Para mudar para a fase líquida, o azoto tem de ser arrefecido até  $-196^{\circ}$  C, à pressão atmosférica [José Novais, 2014].

Na natureza, o azoto é um dos principais elementos necessários à nutrição das plantas, e na indústria é utilizado para o enchimento dos pneus de automóveis, sistemas de suspensão hidropneumáticos, assim como em acumuladores de martelos hidráulicos entre outras aplicações.

Tabela 9 - Tabela das propriedades térmicas do ar

Gás	Massa molar	Massa volumica a $0^{\circ}$ C a 760 mmHg	Constante específica		A $0^{\circ}$ C		
	M	$\rho$	r		Calor específico		$\gamma=cp/cv$
	Kg/kmol	$\text{kg/m}^3$	Kgf m/kg K	J/kg K	cp		$\gamma$
				Kcal/kg K	kJ/kg K		
Ar	28,96	1,2928	29,27	287,041	0,2397	1,0036	1,40

### 2.3.2.3.2. Equações dos gases perfeitos

A equação de estado para um gás perfeito é a seguinte:

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T = n \cdot R \cdot T \quad (23)$$

onde:

$r$  – constante específica dos gases [J/kg.K];

$R$  – constante universal [kJ/kmol.K];

$$r = C_p - C_v \quad (24)$$

onde:

$c_p$  – calor específico a pressão constante [J/kgK];

$c_v$  – calor específico a volume constante [J/kgK];

$$\Delta u = C_v \cdot \Delta T \quad (25)$$

$$\Delta h = C_p \cdot \Delta T \quad (26)$$

$$\Delta S = m \cdot \left[ C_v \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) + r \cdot \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) \right] = m \cdot \left[ C_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - r \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \right] \quad (27)$$

onde:

$\Delta S$  – variação da entropia [J/K];

Para transformações a volume constante (isocórica):

$$\frac{p}{T} = \text{constante} \quad (28)$$

$$\frac{p_i}{T_i} = \frac{p_f}{T_f} \quad (29)$$

Para transformações a pressão constante (isobárica):

$$\frac{V}{T} = \text{constante} \quad (22)$$

$$\frac{V_i}{T_i} = \frac{V_f}{T_f} \quad (23)$$

Para transformações a temperatura constante (isotérmica):

$$p \cdot V = \text{constante} \quad (24)$$

$$p_i \cdot V_i = p_f \cdot V_f \quad (25)$$

Para transformações onde não há troca de calor com o exterior (adiabática):

$$T \cdot V^{\gamma-1} = \text{constante} \quad (34)$$

$$T_i \cdot V_i^{(\gamma-1)} = T_f \cdot V_f^{(\gamma-1)} \quad (35)$$

$$p \cdot V^{\gamma} = \text{constante} \quad (26)$$

$$p_i \cdot V_i^{\gamma} = p_f \cdot V_f^{\gamma} \quad (27)$$

$$p \cdot T^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = \text{constante} \quad (28)$$

$$p_i \cdot T_i^{\left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right)} = p_f \cdot T_f^{\left(\frac{\gamma}{1-\gamma}\right)} \quad (29)$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (30)$$

Para transformações politrópicas:

$$T \cdot V^{k-1} = \text{constante} \quad (31)$$

$$T_i \cdot V_i^{k-1} = T_f \cdot V_f^{k-1} \quad (32)$$

$$p \cdot V^k = \text{constante} \quad (33)$$

$$p_i \cdot V_i^k = p_f \cdot V_f^k \quad (34)$$

$$p \cdot T^{\frac{k}{1-k}} = \text{constante} \quad (35)$$

$$p_i \cdot T_i^{\frac{k}{1-k}} = p_f \cdot T_f^{\frac{k}{1-k}} \quad (36)$$

onde:

$k = \infty$  para isocórica;

$k = 0$  para isobárica;

$k = 1$  para isotérmica;

$k = \gamma$  para adiabática;

### **2.3.2.3.3. Ciclos de compressão**

Um dos principais problemas no ciclo de um compressor é o efeito da temperatura pois o aumento desta é proporcional ao aumento da pressão. Embora muitos compressores possuam *intercoolers* e *aftercoolers*, a temperatura de descarga é sempre superior à temperatura de admissão o que provoca uma quebra no rendimento de um compressor.

Existem diferentes ciclos de compressão em termodinâmica como a compressão isocórica, isobárica, isotérmica, adiabática e politrópica. Todavia, os ciclos de compressão que importam considerar para o estudo de compressores são a isotérmica, adiabática, e politrópica.

#### **2.3.2.3.3.1. Compressão isotérmica**

Este tipo de compressão que segue a lei de *Boyle – Mariote*, pressupõe que durante um processo em que ocorre um aumento da pressão a temperatura irá manter-se constante [José Novais, 2014]. Mas tal não acontece. É impossível manter uma temperatura constante num processo de compressão, por isso este tipo de compressão é tido como ideal.

#### **2.3.2.3.3.2. Compressão adiabática ou isentrópica**

Um processo de compressão adiabática diz-se que a entropia se mantém constante e por isso é também conhecido como compressão isentrópica [José Novais, 2014]. Esta compressão segue a lei de *Poisson* e considera que não existe troca de calor com o exterior. O que também não é possível pois a transferência de calor processa-se por condução, convecção e radiação para o exterior. Ao contrário da compressão isotérmica esta é a menos desejável, pois do ponto de vista económico desperdiça muita energia.

#### **2.3.2.3.3.3. Compressão politrópica**

A compressão politrópica é aquela que se considera ser o ciclo real de compressão de um compressor pois o expoente toma um valor obtido experimentalmente [José Novais, 2014]. Este tipo de compressão, normalmente, situa-se entre a isotérmica e a adiabática.

#### **2.3.2.3.4. Expansibilidade dos gases**

A expansibilidade de um gás define-se como sendo a capacidade que este tem de ocupar todo o espaço que lhe é oferecido. No caso particular da pneumática, quando um determinado gás se expande, realiza trabalho. Esta característica dos gases assume grande importância, uma vez que no ar comprimido a energia é um fator muito relevante.

### **2.3.2.3.5 Compressibilidade dos gases**

A compressibilidade de um gás define-se como sendo a capacidade que este tem de reduzir o volume ocupado num determinado espaço, devido a uma força externa sem reduzir a sua massa. Sendo o ar um fluido compressível, à temperatura de 0 °C e à pressão atmosférica, um cm<sup>3</sup> de ar possui 27 triliões de moléculas havendo ainda muito espaço entre elas que pode ser reduzido graças a uma força externa [José Novais, 2014].

Ao comprimir o ar por intermédio de uma determinada força aplicada, este diminui de volume, mas quando a força é retirada, o efeito de elasticidade do gás faz com que o ar volte a ocupar o espaço inicial.

#### **2.3.2.3.5.1. Fator de compressibilidade**

Como todos os gases reais se desviam dos gases perfeitos (ideais), isto é, a equação dos gases perfeitos ( $P.V=m.R.T$ ) sofre desvios, e em alguns casos esse desvio pode ser significativo. É por isso, necessário adotar um coeficiente de correção nomeadamente, quando um gás atinge a liquefação, ou quando se trata de aplicações onde estejam envolvidas grandes pressões e temperaturas, como é o caso de um compressor [José Novais, 2014].

$$P . V = Z . m . R . T \quad (37)$$

onde:

Z – fator de compressibilidade;

Como se percebe, facilmente, para os gases perfeitos a variável Z toma o valor 1 e para os gases reais terá de tomar um valor correspondente. Ao tomar Z como valor 1, está-se a admitir que as moléculas do gás não possuem volume e que não existem forças intermoleculares, embora se saiba que este pressuposto não corresponde à verdade.

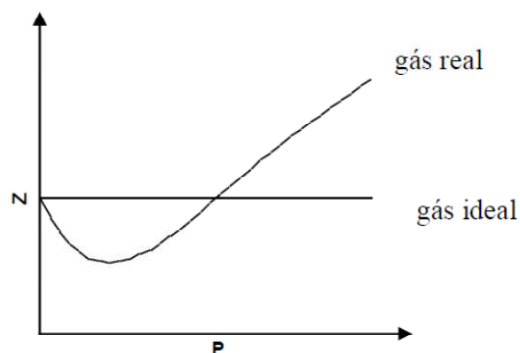


Figura 71 - Variação do fator de compressibilidade com a pressão para gases reais e ideais.

Da observação do gráfico conclui-se que para pressões reduzidas, o fator de compressibilidade é menor do que um ( $Z < 1$ ), e para pressões elevadas o fator de compressibilidade é maior do que um ( $Z > 1$ ).

Para determinar o fator de compressibilidade, pode-se recorrer a alguns ábacos, pois a maioria dos gases apresenta um comportamento semelhante. Há, no entanto, poucos gases que apresentam um comportamento muito específico, e como tal não devem ser considerados nestes ábacos para o cálculo do fator de compressibilidade.

Os ábacos apresentados são baseados em conceitos de pressão e temperatura reduzidas. Define-se pressão reduzida ( $P_r$ ) como sendo a razão entre a pressão num determinado momento e a pressão crítica do gás. Do mesmo modo, a temperatura reduzida ( $T_r$ ) é definida como sendo a razão entre a temperatura num dado momento e a temperatura crítica do mesmo gás [José Novais, 2014].

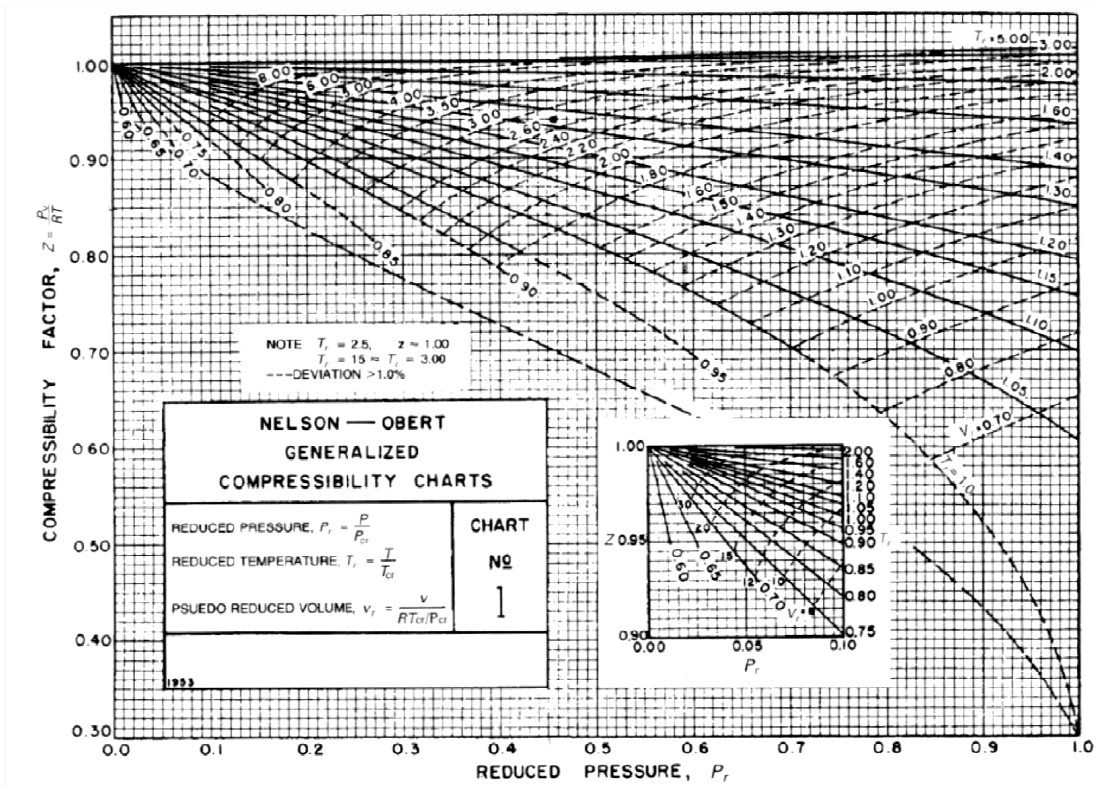


Figura 72 - Ábaco de compressibilidade generalizada para pressões baixas ( $0 < P_r < 1$ )

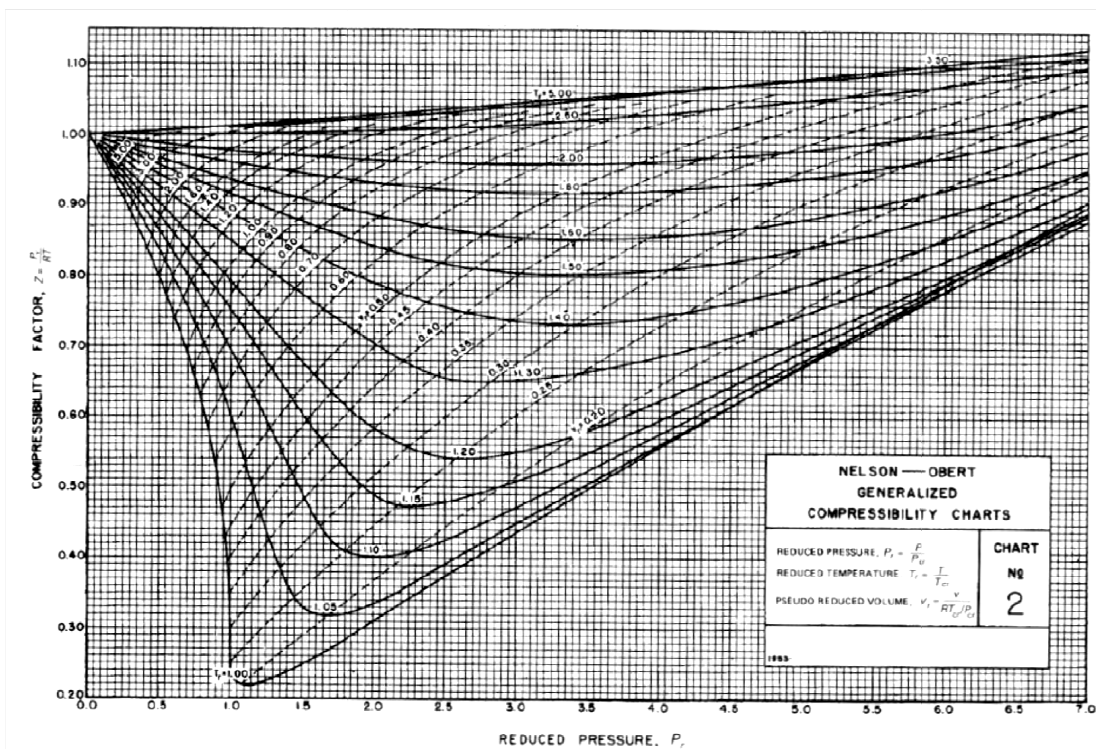


Figura 73 - Ábaco de compressibilidade generalizada para pressões intermédias ( $0 < P_r < 7$ )

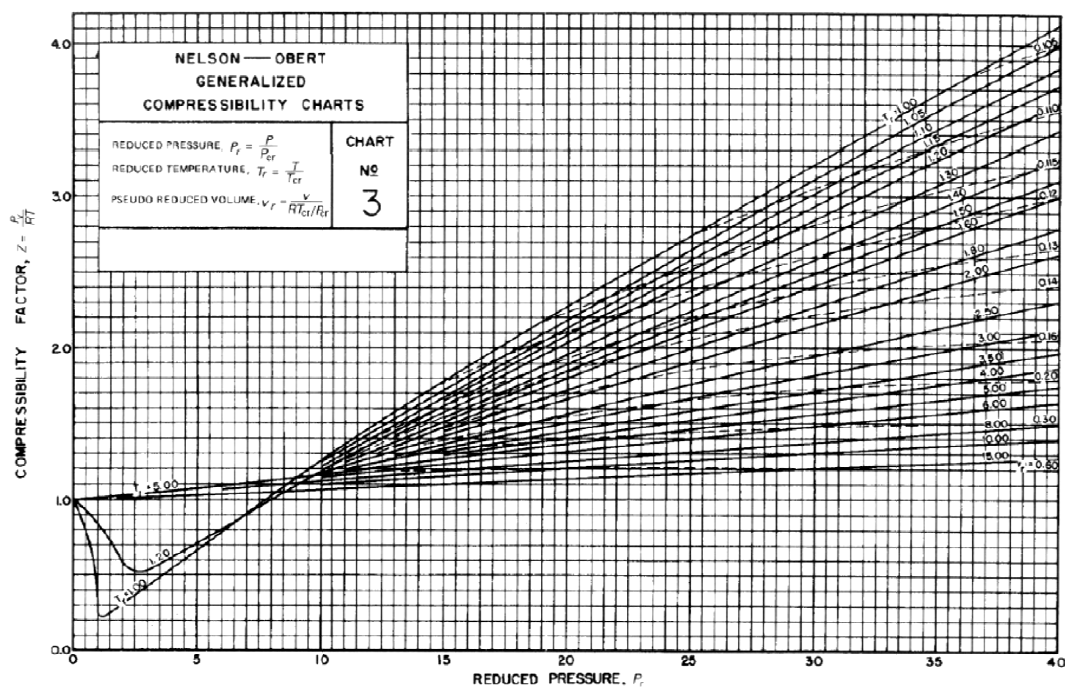


Figura 74 - Ábaco de compressibilidade generalizada para pressões altas ( $0 < P_r < 40$ )

Tendo em conta que um compressor tem o objetivo de admitir ar à pressão atmosférica e comprimi-lo até uma pressão superior, é muito importante abordar a compressão do ponto de vista termodinâmico, de modo a compreender os aspetos tecnológicos e económicos na produção de ar comprimido.

### 2.3.3. Tipos de compressores

Além da classificação dos compressores pelo modo como comprimem o ar, também podem ser classificados quanto ao modo de funcionamento. Quanto ao modo de funcionamento, um compressor pode ser centrífugo, axial, rotativo, alternativo, entre outros. Assim, para diferentes tipos os compressores, estes podem ter diferentes categorias.

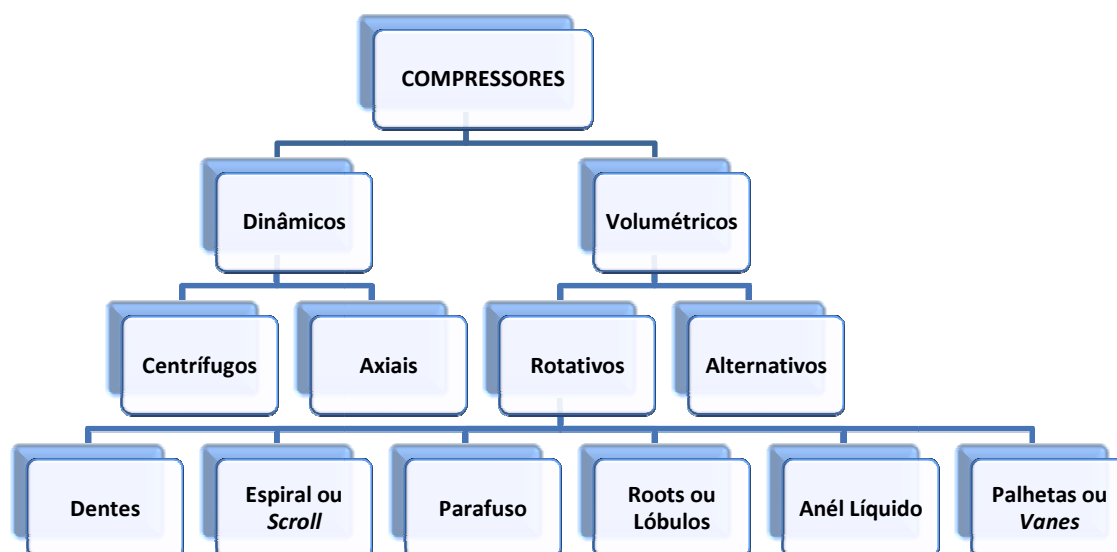


Figura 75 - Classificação de compressores quanto às suas categorias.

### **2.3.3.1. Compressores dinâmicos**

Os compressores que seguem o princípio da compressão dinâmica são denominados compressores centrífugos e axiais. Estes compressores funcionam normalmente com velocidades superiores aos compressores volumétricos. Um compressor centrífugo pode funcionar com velocidades de rotação de 50 000 a 100 000 rpm.

#### **2.3.3.1.1. Compressor axial**

Um bom exemplo de um compressor axial é uma turbina de avião a jato, onde o ar entra na direção axial, passa pelas pás do rotor principal, depois por diversos andares de rotores e estatores à medida que a secção diminui, aumentando assim a pressão do ar no interior do motor e saindo, por fim, na direção axial. Os rotores rodam em torno do seu eixo e imprimem velocidade ao caudal de ar, enquanto os estatores permanecem estacionários de forma a direcionar o fluxo de ar.

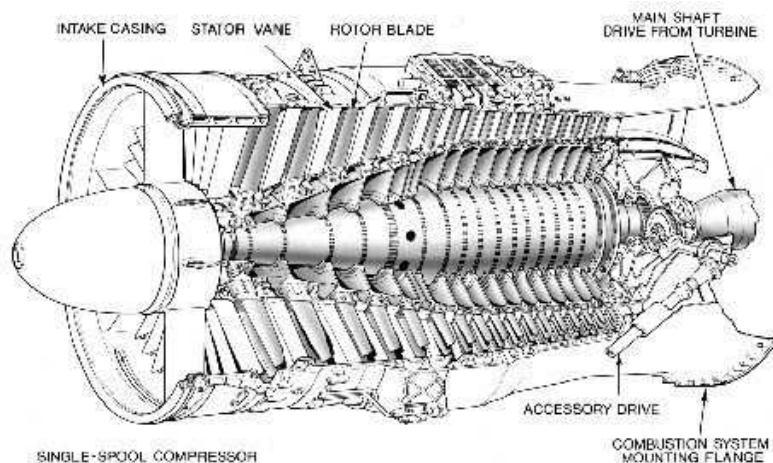


Figura 76 - Compressor axial de turbina a jato

Estes compressores funcionam com velocidades muito elevadas, cerca de 25% mais do que os centrífugos, e são utilizados em aplicações que requerem um caudal de ar constante. Normalmente, são utilizados para aplicações que requerem um caudal superior a  $65 \text{ m}^3/\text{s}$  e pressões até 14 bar.

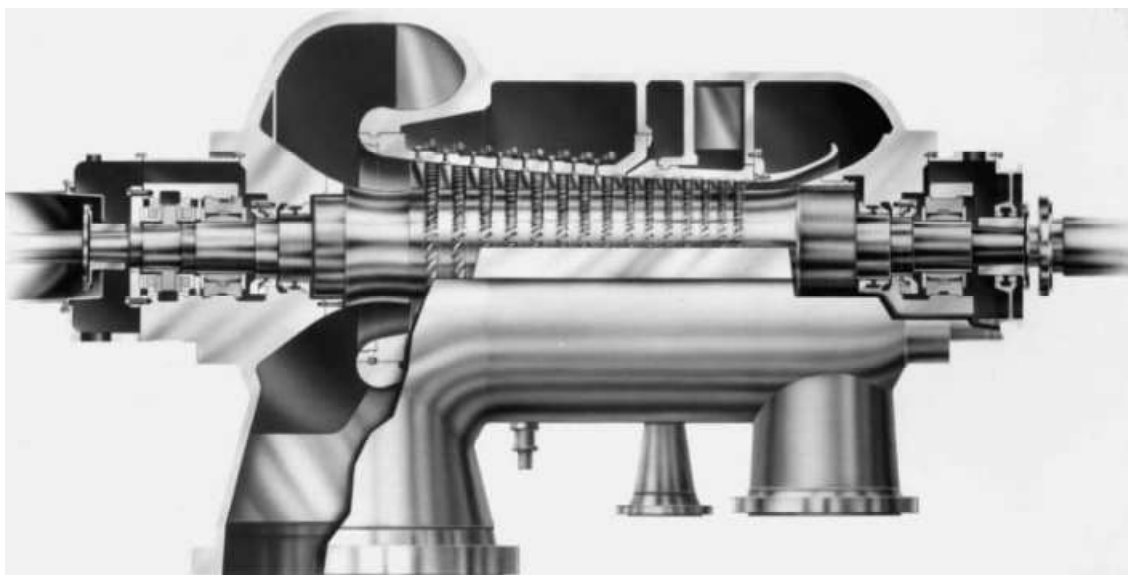


Figura 77 - Compressor axial (Fonte: Compressor Hanbook, Paul C. Hanlon)

### 2.3.3.1.2. Compressor centrífugo

O compressor centrífugo é um compressor dinâmico, fornecendo um caudal de ar contínuo através da rotação do impulsor. O impulsor, ao girar, transfere energia cinética para o ar que por sua vez se transforma em pressão, provocada pelo impulsor e pelo difusor. Relativamente aos compressores centrífugos, pode-se dizer que funcionam de forma inversa a uma turbina hidráulica, ou seja, uma turbina transforma a pressão imposta pela queda de água em velocidade, enquanto um compressor dinâmico transforma a velocidade do ar em pressão [Adriano Santos e António Silva, 2009].

O ar entra na direção axial e sai na direção radial do impulsor, sendo o ar acelerado desde o centro até à periferia do impulsor. Noutros modelos de compressor, o ar pode entrar numa conduta na direção radial, embora a entrada no impulsor seja sempre na direção axial.

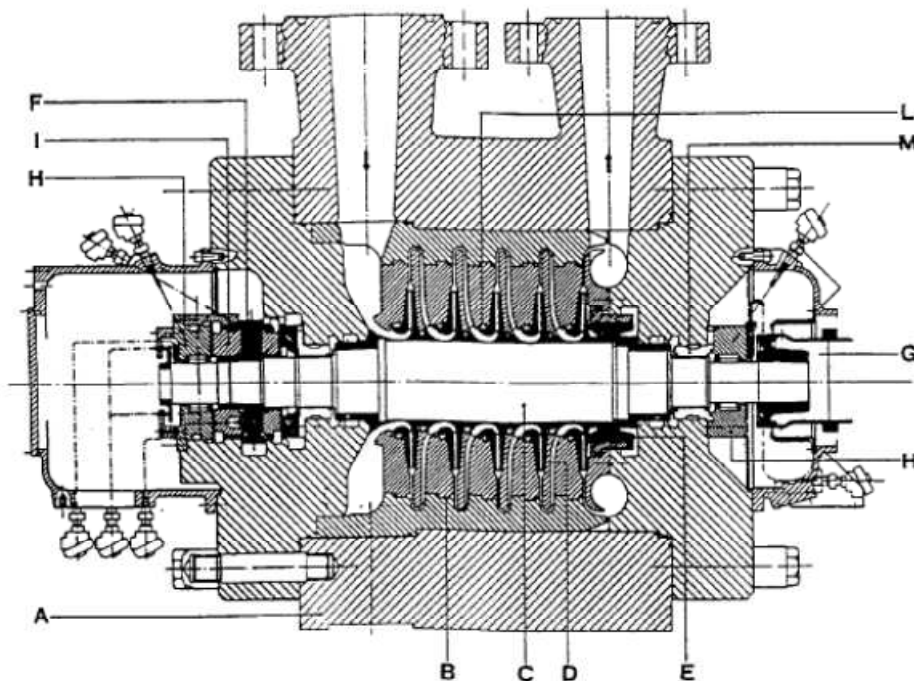


Figura 78 - Vista em corte de compressor centrífugo (Fonte: Compressor Handbook, Paul C. Hanlon)

Tabela 10 - Identificação das peças constituintes do elemento compressor centrífugo.

A	Corpo ou bloco do compressor	G	Acoplamento de transmissão
B	Conjunto de diafragmas	H	Chumaceira
C	Veio do rotor	I	Rolamento de impulso
D	Impulsores	L	Vedantes de labirinto
E	Equilibrador	M	Vedante em filme de óleo
F	Anel de impulso		

O rotor é acionado por meio de um acoplamento de transmissão (G) e é mantido em posição axial por um rolamento de impulso (I), enquanto gira em mancais (H). O rotor está equipado com vedantes de labirinto (L) e, com vedantes em filme de óleo (M). O ar é arrastado para o compressor através de um bocal de sucção, entrando numa voluta de admissão em direção ao impulsor. Depois de passar pelo impulsor, passa pela voluta de saída que aumenta de secção.

Existem compressores centrífugos que são constituídos por diversos andares ou estágios, e quando assim é, o ar que sai do impulsor passa por uma voluta até ser conduzido para o estágio seguinte, e assim sucessivamente. Este tipo de compressores podem operar durante longos períodos de tempo em indústrias que necessitem de um elevado caudal de ar isento de óleo, beneficiando dos baixos custos de manutenção.

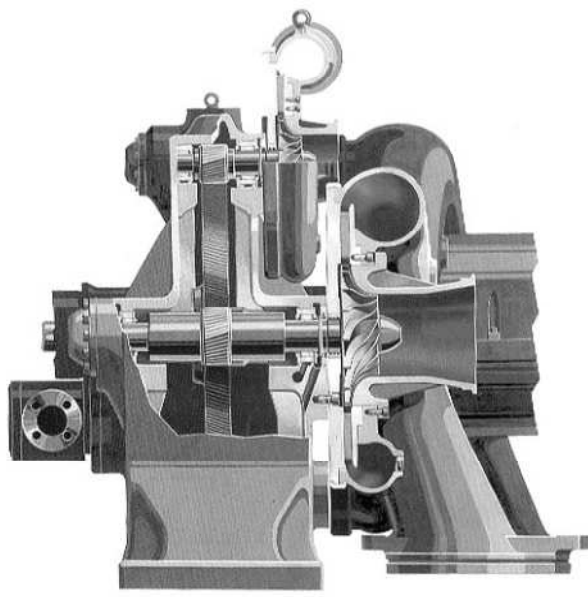


Figura 79 - Compressor centrífugo com impulsor do tipo semi aberto (Fonte: Compressor Handbook, Paul C. Hanlon).

Os compressores com impulsor do tipo semi aberto são adequados para aplicações com pressões relativamente baixas. Uma das características destes compressores é o facto de poderem ter mais do que um eixo com impulsores. Os impulsores são normalmente do tipo aberto, ou seja, o raio da secção da entrada do ar é menor do que o raio da secção posterior, de modo a alcançar elevadas velocidades com pressões bastante significativas por cada estágio [Paul C. Hanlon, 2001].

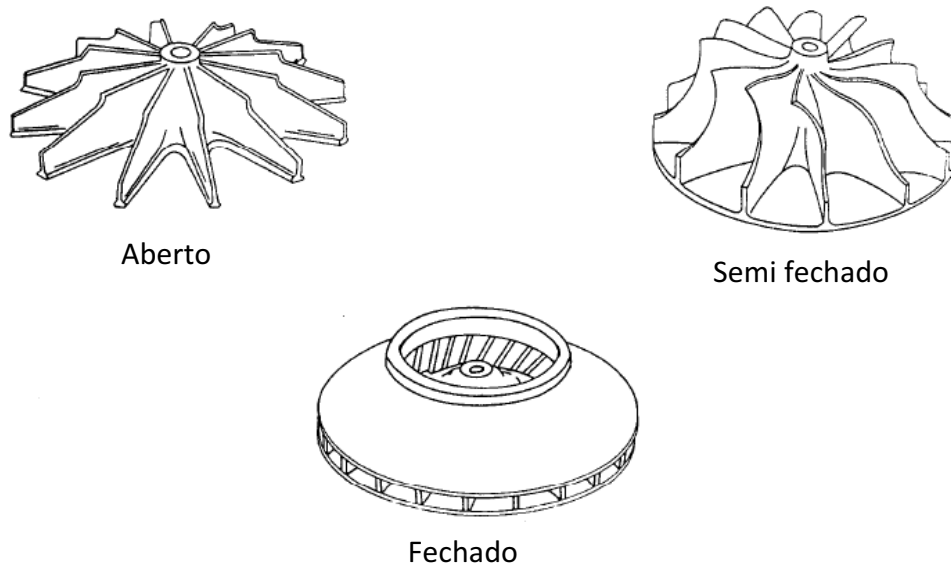


Figura 80 - Diferentes formas do impulsor (Fonte: Maintenance and Operation of Air Compressor Plants – Naval Facilities Engineering Command)

As pás apresentam inclinações e formas distintas, de modo a conduzirem o ar na direção pretendida e assim diminuir a turbulência do fluxo de ar. A velocidade de saída do ar através do impulsor tem uma componente tangencial e radial sendo conduzido para uma voluta em forma de difusor que promove um aumento da pressão. A entrada do fluido no rotor é axial, enquanto a saída é radial ou tangencial. Estes compressores são geralmente utilizados para compressão de ar, vapor, aplicações geotérmicas, etc.

Os compressores centrífugos podem debitar um caudal de  $1800 \text{ m}^3/\text{min}$  e atingir pressões de 25 bar. De notar que, com um só estágio, é possível obter um caudal superior mas a pressão é menor. Por outro lado, um compressor centrífugo com múltiplos estágios obtém um caudal mais baixo e uma pressão mais elevada.

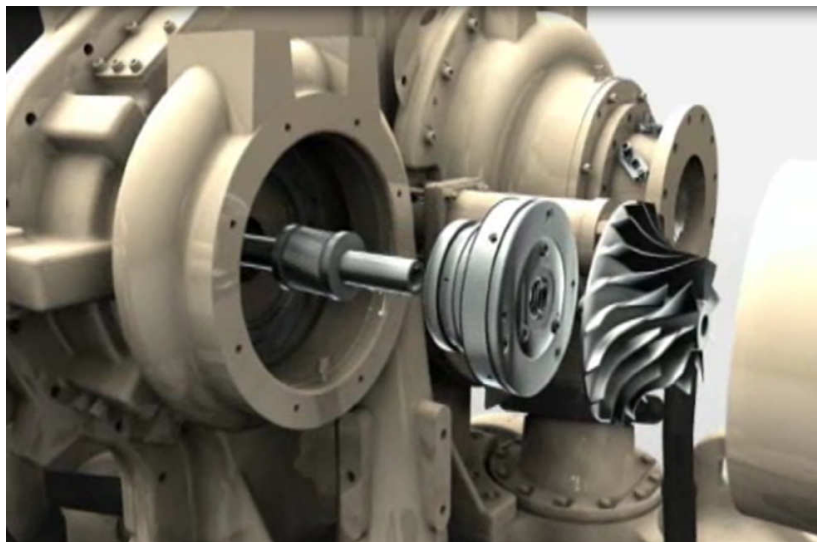


Figura 81 - Vista explodida de compressor centrífugo Centac C1000 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Os compressores centrífugos podem ter diferentes configurações, dependendo das condições de serviço e da pressão que se pretende obter.

#### ***2.3.3.1.2.1. Compressor centrífugo com junta de separação do corpo na horizontal***

Um compressor centrífugo com junta de separação do corpo na horizontal consiste num bloco de compressor que se separa em duas meias metades ao longo da sua linha de centro, sendo projetado para operar a pressões acima de 60 bar.

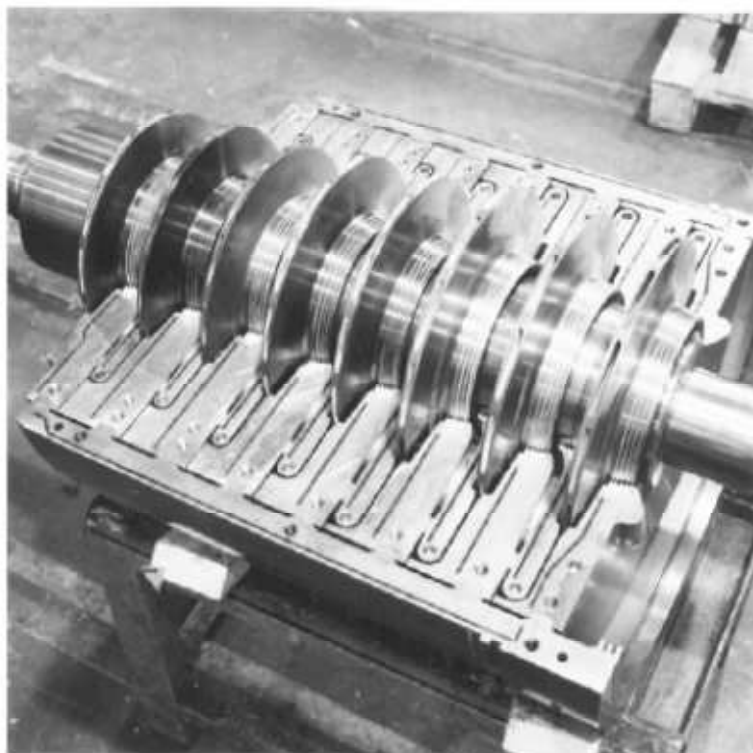


Figura 82 - Compressor centrífugo com junta de separação do corpo na horizontal  
(Fonte: Compressor Handbook, Paul C. Hanlon)

No caso da configuração com junta de separação do corpo na horizontal é necessário desmontar todo o bloco para ter acesso às condutas de ar, tubos de lubrificação e outros componentes que se encontram na parte inferior do bloco compressor.

Os compressores centrífugos com junta de corpo horizontal caracterizam-se por terem compressores de múltiplos estágios, mas apenas um estágio de compressão (ver fig. compressor com junta de separação de corpo na horizontal), ou compressores de múltiplos estágios e dois estágios de compressão.

No caso de terem dois estágios de compressão o ar ao sair do primeiro estágio de compressão passa por arrefecedores de ar, sendo depois o ar encaminhado para o segundo estágio de compressão. Também podem ter compressores de múltiplos estágios e mais do que dois estágios de compressão para diferentes caudais e pressões, fazendo a admissão e descarga durante a compressão. Por vezes os estágios de compressão estão dispostos em paralelo num único bloco, sendo o caudal criado por um impulsor central comum [Paul C. Hanlon, 2001].

### **2.3.3.1.2.2. Compressor Centrífugo com Junta de Separação do Corpo na Vertical**

Este tipo de compressores centrífugos são constituídos por um corpo em forma cilíndrica, fechada com duas tampas nas extremidades. Também denominados por compressores em forma de barril, estes compressores apresentam normalmente múltiplos estágios e são utilizados para elevadas pressões de serviço, que podem atingir 700 bar.

No interior do bloco compressor, a disposição dos impulsores e das condutas é basicamente a mesma encontrada nos compressores com junta de corpo horizontal. Este tipo de compressor permite reduzir os tempos de manutenção devido a uma maior facilidade de acesso ao interior pelas tampas laterais.

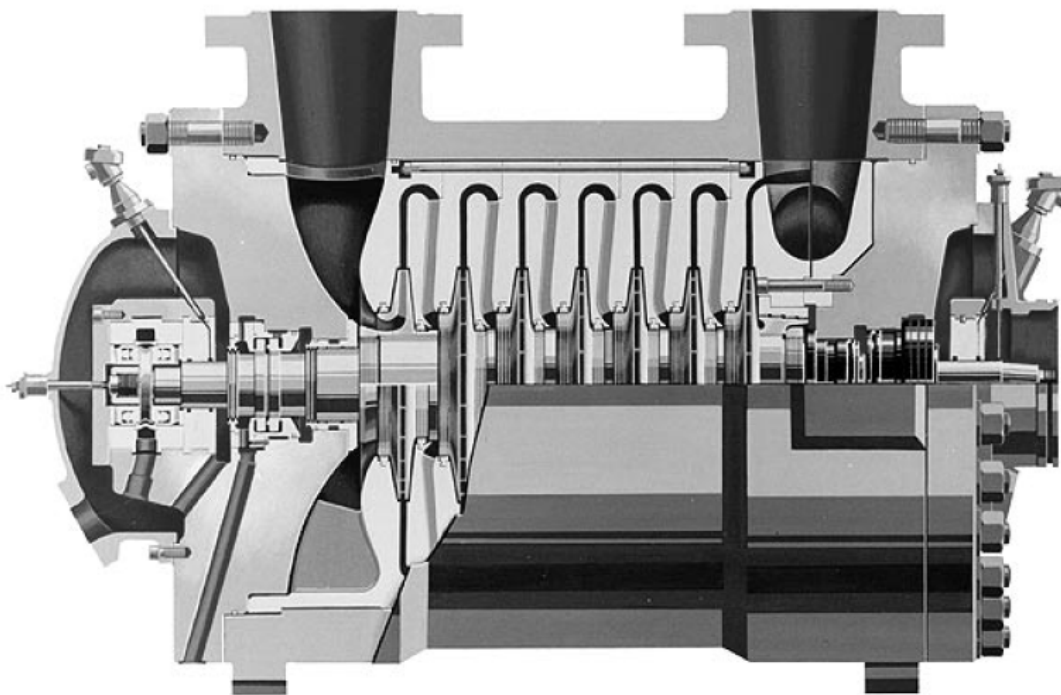


Figura 83 - Compressor do tipo “barril” de múltiplos estágios e um estágio de compressão (Fonte: Compressor Handbook, Paul C. Hanlon)

### 2.3.3.2. Compressores volumétricos

Os compressores volumétricos são classificados como rotativos ou alternativos. O seu funcionamento caracteriza-se pela diminuição do volume de ar contido num cilindro ou câmara de compressão, e com a diminuição do volume a pressão do ar aumenta.

#### 2.3.3.2.1. Compressor alternativo

O compressor alternativo é o tipo de compressor mais antigo e usual que se conhece. Ainda hoje este tipo de compressor é utilizado em pequenas indústrias, ou até mesmo por trabalhadores independentes onde não seja requerido grande caudal de ar. Estes compressores podem trabalhar com ou sem lubrificação, fornecendo ar com uma grande variedade de pressões.

O compressor alternativo é composto por uma cabeça que no seu interior contém um sistema constituído por pistão, biela, cambota, válvulas de admissão e de descarga. Com a descida do pistão, a válvula de admissão abre-se, aspirando ar para o interior do cilindro até ser atingido o ponto morto inferior. Durante a subida do pistão, inicia-se a compressão do ar até atingir o ponto morto superior, momento em que o ar no interior da câmara se encontra pressurizado, sendo depois efetuada a abertura da válvula de descarga.

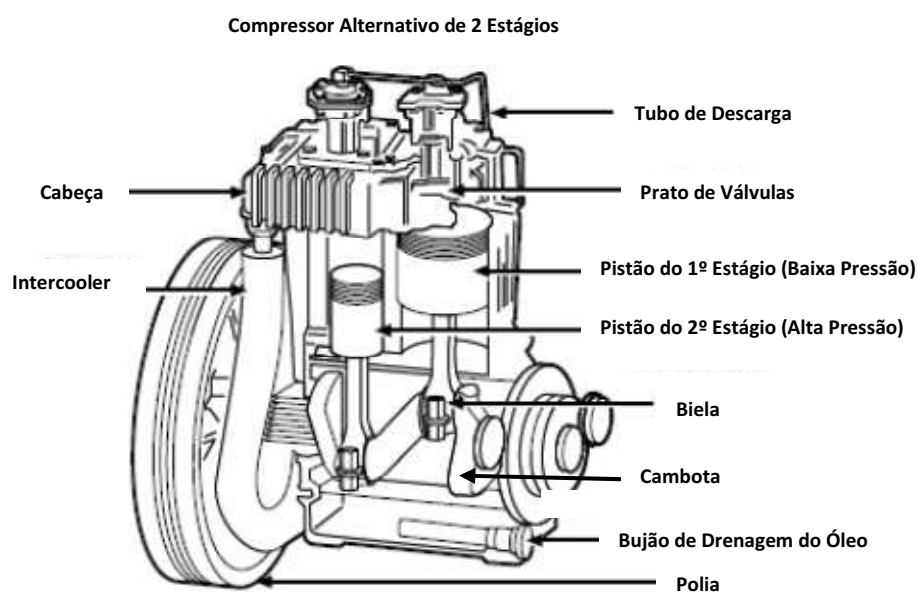


Figura 84 - Compressor Alternativo

Um compressor alternativo pode ter de um, dois ou até três estágios, dependendo do número de cilindros e pistões que contém. De referir que a secção do cilindro do segundo estágio é menor do que a do primeiro, e a do terceiro é menor do que a secção dos cilindros precedentes.

Os compressores de pistão podem ter cilindros de simples ou de duplo efeito. Se o cilindro for de simples efeito, significa que a descarga de ar só ocorre no final de cada ciclo, isto é, quando o pistão está a descer faz a admissão, e quando o pistão sobe até ao ponto morto, superior é feita a descarga do ar.

No caso do compressor possuir cilindro de duplo efeito, a compressão é realizada não só na subida, como também na descida do pistão. Neste caso, as válvulas de admissão e de descarga encontram-se em ambos os lados do cilindro, fazendo a admissão e a descarga a cada descida ou a cada subida do pistão.

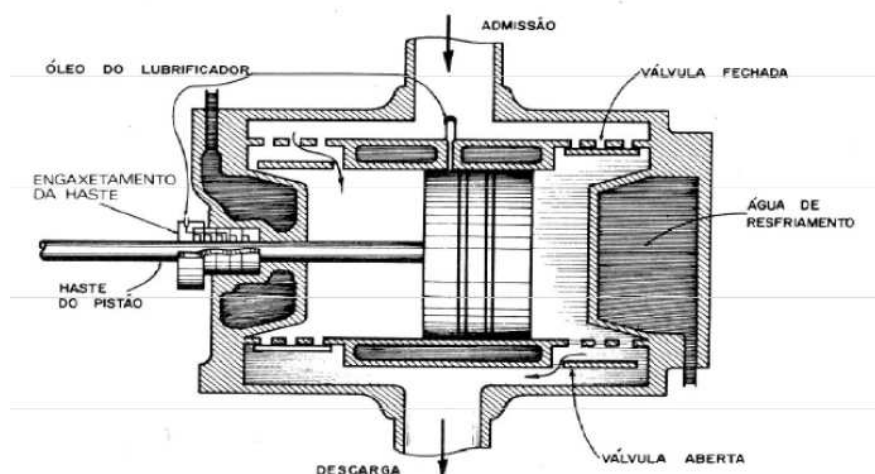


Figura 85 - Cilindro de duplo efeito de compressor alternativo

Além disso a disposição dos cilindros pode ter diferentes configurações. Entre as configurações mais usuais encontram-se cabeças compressoras na vertical, horizontal (cilindros opostos) e cabeças em forma de V, W, ou L. Estes compressores podem ser fornecidos montados em cima de um reservatório de ar, ou simplesmente em cima de uma base.

Os compressores alternativos podem funcionar com ou sem lubrificação. Quando são lubrificados, o princípio de funcionamento no que diz respeito à lubrificação é idêntico ao que

se passa no interior de um motor de combustão interna. Isto é, a cambota quando está em rotação, mergulha no óleo contido no cárter, fazendo assim a lubrificação por chapinagem. A lubrificação é efetuada no contacto da biela, nas capas da biela e na cambota assim como no cilindro, pistão e rolamentos da cambota.

#### **2.3.3.2.1.1. Compressor alternativo de baixa pressão com lubrificação**

Normalmente, um compressor alternativo de baixa pressão fornece ar a pressões entre 7 a 14 bar. O caudal de ar que estes compressores fornecem é mais baixo, comparativamente aos compressores rotativos e centrífugos.



Figura 86 - Compressor alternativo lubrificado com cabeça em liga de alumínio e ferro fundido para pressões de 8 a 10 bar, e 190 a 912 l/min (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Os compressores alternativos podem ser insonorizados, contendo para isso um conjunto de painéis revestidos no interior por uma espuma de poliuretano, a qual faz o isolamento acústico.



Figura 87 - Compressor alternativo de 2 estágios, lubrificado, com cabeça em ferro fundido, para pressões de 11 a 14 bar e 290 a 2932 l/min (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.3.3.2.1.2. Compressor alternativo de baixa pressão sem lubrificação**

Os compressores alternativos sem lubrificação conseguem fornecer ar totalmente isento de óleo. São, por isso, muito utilizados na indústria farmacêutica, eletrônica, têxtil e na indústria química, onde o fornecimento de ar isento de óleo é um requisito fundamental.

Estes compressores são especialmente concebidos com materiais específicos, de modo a dispensar a lubrificação a óleo. Este tipo de compressor, isento de óleo, é construído com válvulas em aço inoxidável isentas de manutenção e de longa duração. Os segmentos são produzidos em PTFE (Teflon®), um material auto-lubrificante, dispensando assim a necessidade de lubrificação. A cavilha do pé da biela funciona como um isolante térmico, prevenindo a transmissão do calor da compressão para o cavilhão. A biela é uma peça única, não necessitando de ajustes ou montagem de peças adicionais [Ingersoll-Rand].

A montagem da biela à árvore de manivelas é efetuada através de um rolamento auto-lubrificado e isolado, para manter a performance do sistema. A cabeça do compressor é construída em ferro fundido e os cilindros são revestidos a níquel, para promover maior segurança e durabilidade. A polia de transmissão de binário à cabeça compressora funciona como volante da cambota e como ventoinha de arrefecimento. As pás da polia têm uma inclinação propositada que, com o rodar da polia, impulsionam o ar contra a cabeça compressora, refrigerando-a.

A cambota é uma peça única, permitindo assim reduzir o ruído e a vibração. O ar comprimido passa por um arrefecedor a ar (*aftercooler*) sendo depois realizada a purga dos condensados por uma válvula de drenagem automática. Estes compressores isentos de óleo evitam a poluição ambiental devido à ausência de lubrificação e contribuem para a melhoria da qualidade do ar.

Contudo as pressões de funcionamento destes compressores limitam-se a valores entre os 6,9 e 8,6 bar de pressão e caudais entre 230 e 2000 l/min. Devido à ausência de óleo no funcionamento deste tipo de compressor, é possível reduzir os intervalos de manutenção, baixar os custos das revisões, ao mesmo tempo que se reduzem os tempos de paragem na produção.



Figura 88 - Compressor Alternativo Isento de Óleo T30 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Outro tipo de compressores alternativos de pistão podem ter uma configuração circular. O exemplo da figura 89 é um compressor alternativo de pistão, de 1 estágio de compressão e de 4 cilindros. Estes compressores são construídos com cabeça em liga de alumínio, de design compacto e de elevada durabilidade. As válvulas de admissão e de escape são em aço inoxidável, oferecendo boa resistência ao desgaste. A refrigeração é feita a ar, estando o ventilador montado entre o motor elétrico e os cilindros.

A construção em liga de alumínio permite uma rápida dissipação do calor gerado pela compressão, devido à elevada condutividade térmica deste material. O design da cabeça apresenta alhetas de modo a aumentar a superfície de contacto com o ar, e deste modo aumenta a velocidade de arrefecimento, estando preparado para operar numa temperatura ambiente até 45 °C. O acoplamento direto do motor à cabeça compressora evita perdas de energia na transmissão [Ingersoll-Rand].



Figura 89 - Compressores Alternativos Auto-lubrificados (*Oilless*) (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.3.3.2.1.3. Compressor alternativo de alta pressão com lubrificação**

Os compressores alternativos de alta pressão permitem fornecer ar até 345 bar, necessária, por exemplo, para equipamentos de mergulho [Ingersoll-Rand]. Este tipo de compressores fornece ar num modo pulsado, devido ao seu princípio de funcionamento, denominado de alternativo. Os compressores de elevadas pressões são também utilizados em estações de reabastecimento, fábricas de bebidas, centrais elétricas, e para fornecerem ar comprimido para o arranque de motores de combustão interna de grandes dimensões.



Figura 90 - Compressor alternativo T30 de alta pressão, lubrificado de 2 estágios  
(Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.3.3.2.1.4. Compressor alternativo de vácuo**

Os compressores de vácuo são especialmente projetados para aplicações de vácuo, como a embalagem de alimentos, e a indústria de impressão. Tipicamente, estes compressores permitem criar vácuo entre 737 e 754 mmHg a um caudal de 255 a 3600 l/min [*Ingersoll-Rand*].



Figura 91 - Compressor de vácuo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### 2.3.3.2.2. Compressor de diafragma

O compressor de diafragma é um equipamento destinado a comprimir o ar para o armazenar ou fornecer de imediato, utilizando para tal um sistema que faz deslocar um conjunto de diafragmas. Este compressor admite o ar à pressão atmosférica e pode comprimir o ar até uma pressão de 410 MPa. O compressor de diafragma é semelhante ao compressor de pistão, contudo as membranas ou diafragmas impedem que o ar entre em contacto com as restantes peças móveis do equipamento.

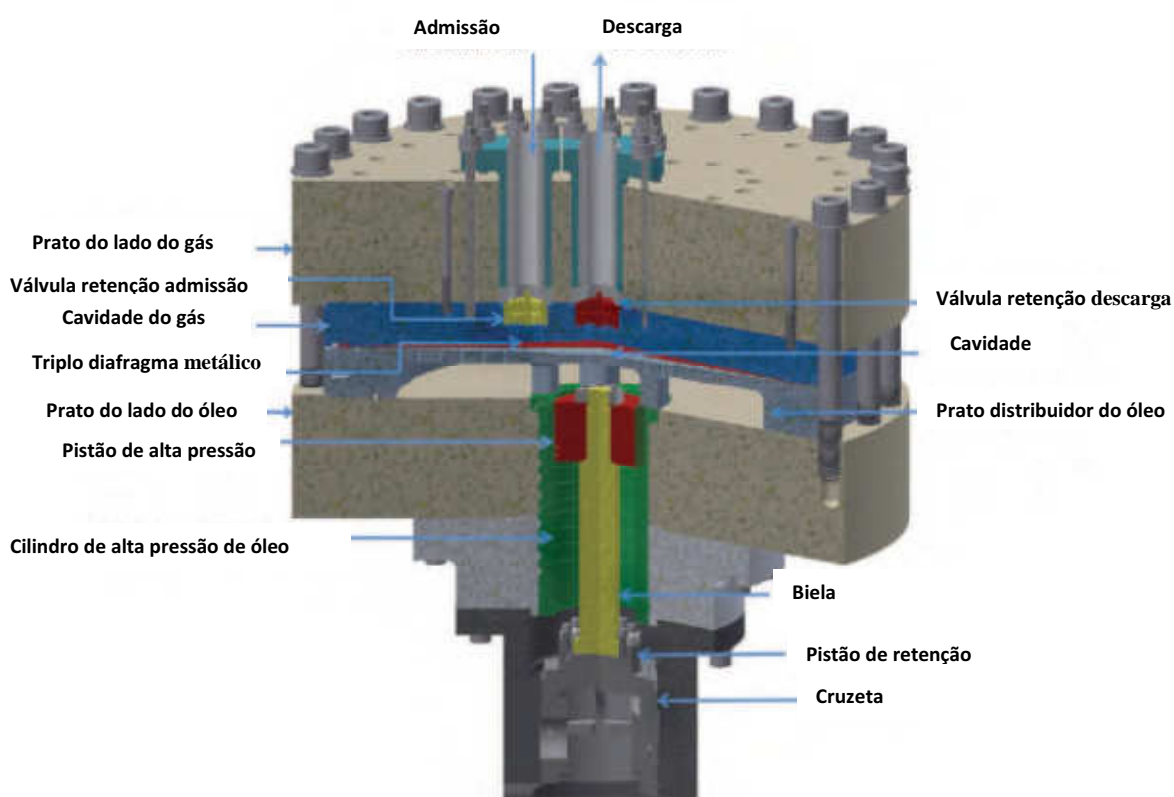


Figura 92 - Vista em corte de compressor de diafragma (Fonte: PDC Machines)

A compressão do ar é originada pela flexão das membranas, sendo estas constituídas por um material metálico, impedindo a contaminação do ar com os lubrificantes do compressor. Estes compressores recorrem a um conjunto de três diafragmas, sendo dois destes construídos em material compatível com os gases utilizados. Deste modo, os diafragmas do lado do ar e do óleo são construídos em aço inoxidável e *monel*. O diafragma intermédio é fabricado em

bronze, por forma a impedir o contacto metal-metal e funciona também como material auto-lubrificante [PDC *Machines*]. À semelhança do que acontece com os compressores de pistões, os compressores de diafragma são constituídos pela cambota, êmbolo, cilindro e válvulas de admissão e de descarga.

A grande diferença comparativamente aos compressores alternativos está no topo da cabeça compressora. O pistão inferior, ao subir, faz atuar o pistão hidráulico que, por sua vez, vai comprimir o óleo hidráulico que com o aumento da pressão faz atuar o diafragma. As válvulas de admissão e de descarga abrem e fecham automaticamente com a diferença de pressões. Dependendo do número de estágios, estes compressores podem ter mais do que um cilindro.

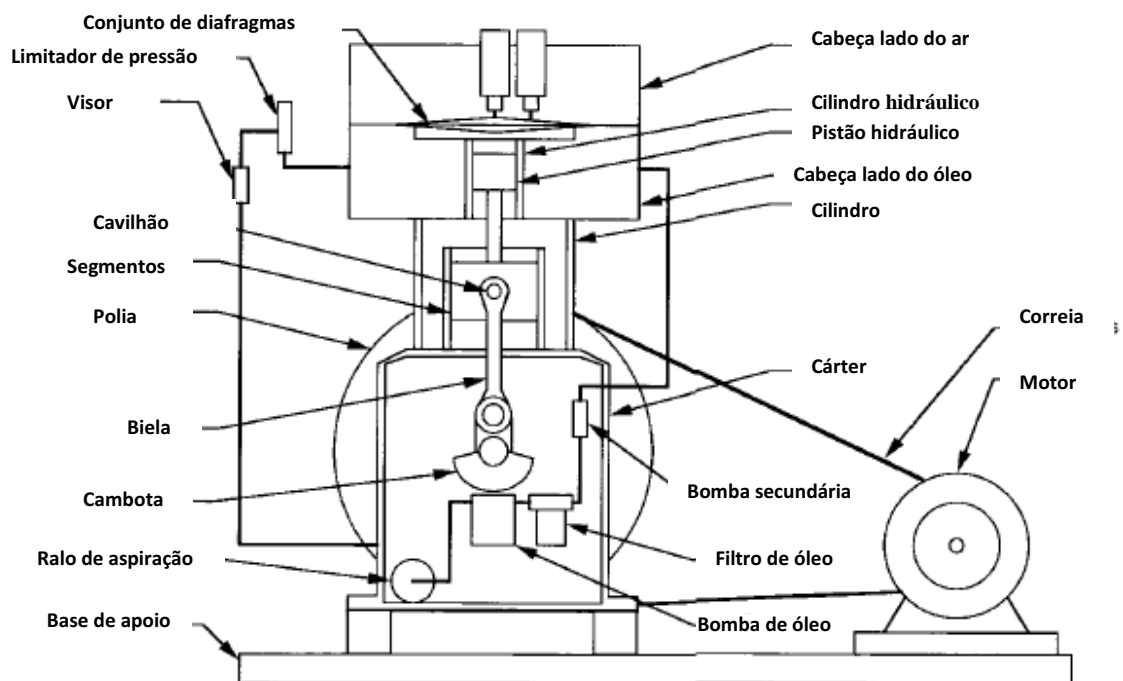


Figura 93 - Compressor de diafragma

De uma maneira geral, o princípio de funcionamento dos compressores de diafragma assemelham-se a uma seringa, onde com a saída do ar bloqueada o êmbolo vai-se deslocando lentamente, fazendo aumentar a pressão. Com o movimento de descida do pistão ocorre a admissão do ar para o interior do compressor e, com a subida do êmbolo inicia-se a compressão, até atingir o ponto morto superior. No compressor de diafragma, o pistão não comprime o ar. Em vez disso, o êmbolo comprime o óleo, que por sua vez ao ser comprimido vai fazer fletir um conjunto de diafragmas, e assim fazer a descarga de ar.

Os compressores de diafragma, devido às suas excelentes propriedades de estanquicidade, são ideais para aplicações que requerem elevadas pressões de todo o tipo de gases de elevada pureza, raros e perigosos como o árgon, hélio, néon, nitrogénio, oxigénio, silane e xenon, entre outros.

O compressor de diafragma é particularmente adequado para aplicações como no caso de pintura de automóveis e para a compressão de gases perigosos e corrosivos, devido ao facto do atrito entre os metais ser praticamente nulo.

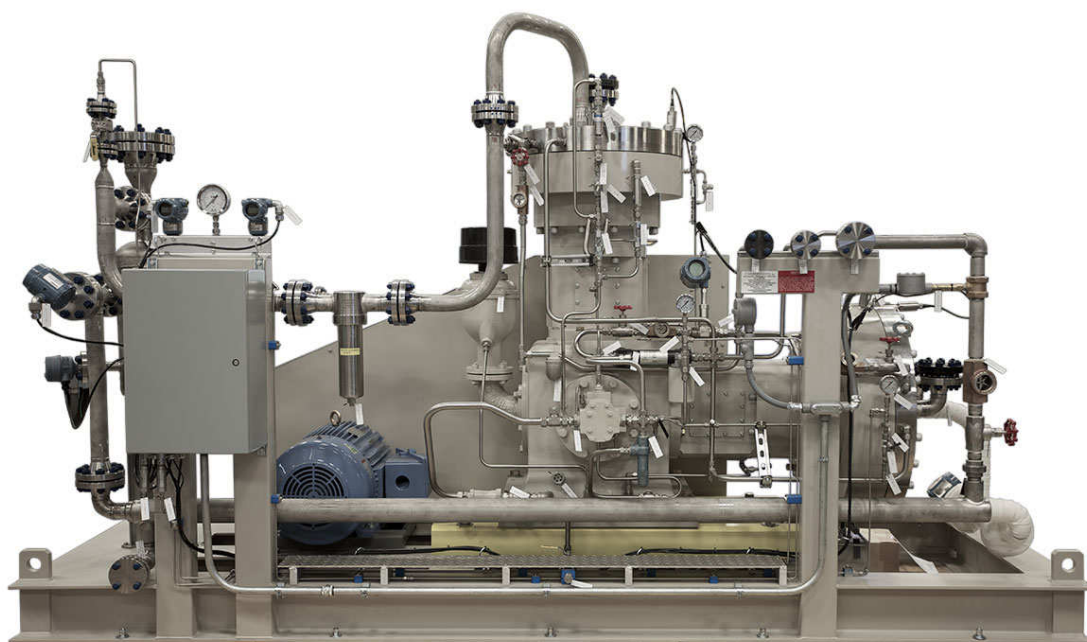


Figura 94 - Compressor de diafragma de 2 estágios em forma de L (Fonte: PDC  
*Machines*)

### 2.3.3.2.3. Compressor rotativo

Os compressores de ar rotativos são caracterizados pelo facto da compressão do ar se fazer através da diminuição de secção entre os rotores e a carcaça do elemento compressor. Um dos rotores é acoplado a um motor elétrico ou Diesel que transmite binário e faz funcionar o elemento compressor, fazendo os rotores rodar em sentidos opostos. Estes compressores podem funcionar com ou sem lubrificação, podendo fornecer ar totalmente isento de óleo. Habitualmente, a admissão do ar é feita por um dos lados na parte superior, enquanto a descarga é feita na outra extremidade, por qualquer um dos lados.

Quando se trata de um compressor lubrificado, o ar é admitido e mistura-se com o óleo, sendo ambos os fluidos comprimidos até à descarga. Em elementos de compressor lubrificados, existe contacto entre os rotores (separados por um filme de óleo), sendo o rotor mandante que faz girar o rotor mandado. Nos compressores isentos de óleo, circula apenas ar no compartimento dos rotores. No entanto, na caixa de engrenagens de sincronização dos rotores existe lubrificação.

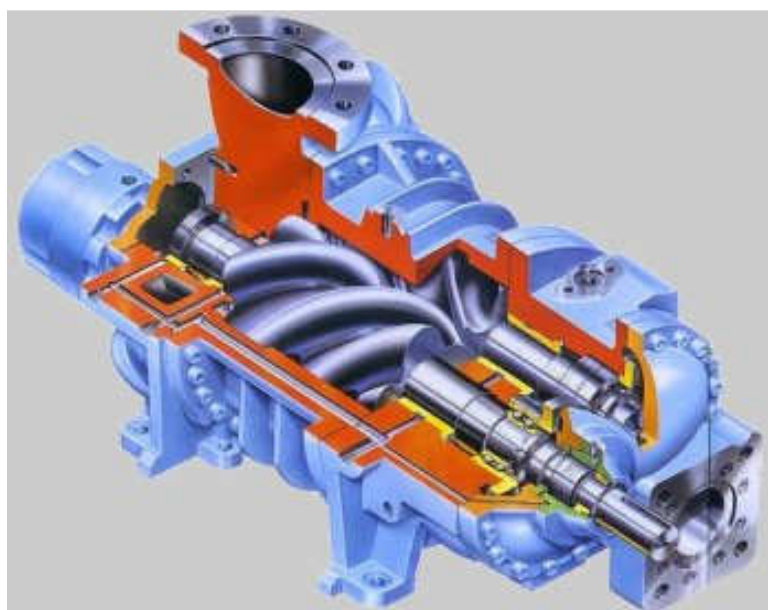


Figura 95 - Elemento compressor rotativo (Fonte: Adriano Santos e António Silva, 2011)

### 2.3.3.2.3.1. Compressor de lóbulos ou roots

Os elementos do compressor de lóbulos, ou de *roots*, são considerados como compressores volumétricos, mas na verdade o ar não é comprimido no interior do elemento compressor. O que acontece é que o ar é arrastado desde a admissão até à descarga, e quando a câmara de compressão fica em contacto com a saída, o ar é obrigado a passar para o circuito que se encontra pressurizado, fazendo aumentar assim a pressão do ar.



Figura 96 - Esquema de compressor de roots (Fonte: [www.omegacuble.com.br](http://www.omegacuble.com.br))

Estes compressores são constituídos por uma carcaça de geometria elíptica ou oval, e dois rotors iguais em forma de 8, com partes côncavas e convexas, e cujos lóbulos rodam em sentidos opostos. É transmitido binário ao rotor mandante, que por sua vez engrena no rotor mandado, através do contacto por engrenagens externas. A folga entre os lóbulos é mínima, impedindo o contacto metálico entre eles.

Os compressores de lóbulos não possuem válvulas, pelo que a contrapressão à saída da câmara de compressão baixa o seu rendimento. Tipicamente, o rendimento destes compressores ronda os 80%, embora o rendimento mecânico atinja os 95%, uma vez que o atrito existe apenas nas engrenagens [Adriano Santos e António Silva, 2011].

Os compressores do tipo *roots* ou de lóbulos são projetados para aplicações que requerem pressões compreendidas entre 0,1 a 0,8 kg/cm<sup>2</sup> e caudais na ordem de 600 m<sup>3</sup>/min. Conseguem ter uma relação peso/potência de, aproximadamente, 15 a 30 kg/CV [Adriano Santos e António Silva, 2011] e podem ser utilizados em aplicações de transporte pneumático ou em motores de combustão interna sobrealimentados de ciclo Diesel.

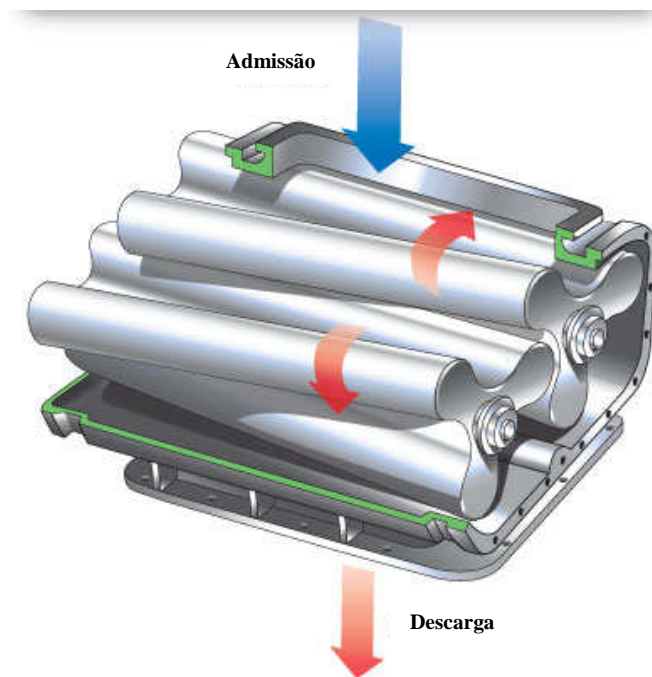


Figura 97 - Compressor de Roots (Fonte: Adriano Santos e António Silva, 2011)

#### **2.3.3.2.3.2. Compressor de palhetas ou vanes**

Ao contrário do compressor de lóbulos e de parafuso, este tipo de compressor só utiliza um único rotor. Os eixos de revolução do rotor e do estator são paralelos entre si, mas o rotor possui uma pequena excentricidade e a rotação deste provoca uma variação de pressões no interior do compressor.

O compressor representado na figura 98 possui oito palhetas que, durante o funcionamento estão em contacto permanente com as paredes internas do estator, devido à força centrífuga originada pela velocidade de rotação do rotor. No caso da figura 98 são criados 8 compartimentos de ar com pressões distintas. O ar entra pela admissão, é acumulado nas câmaras do compressor separadas pelas alhetas, aumenta a pressão à medida que o rotor vai girando e sai pela descarga.

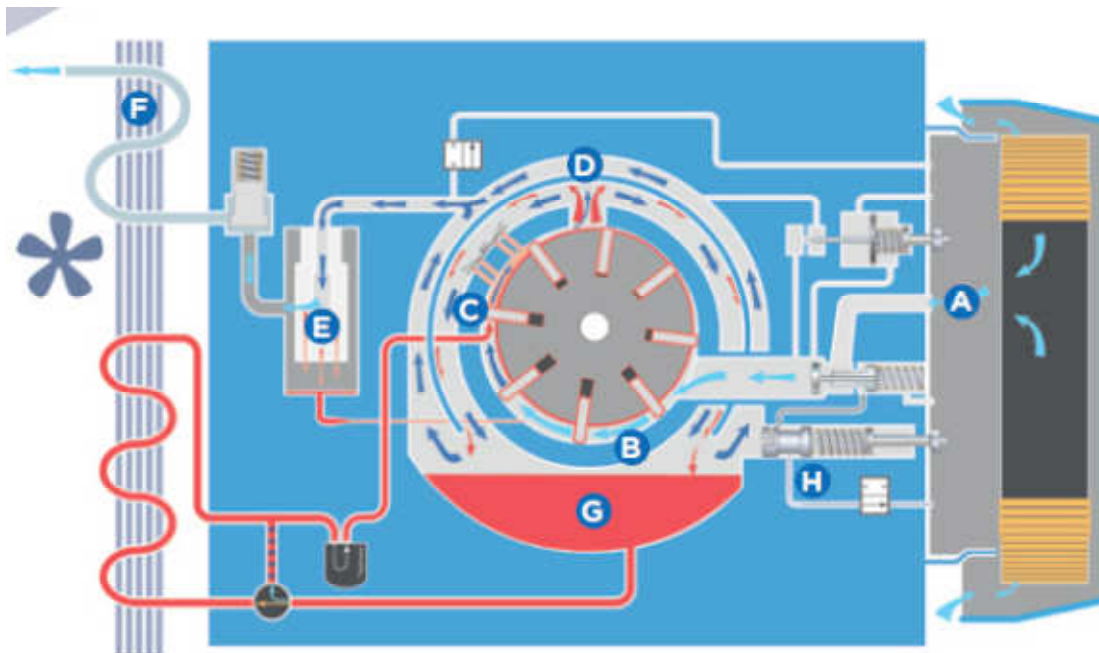


Figura 98 - Compressor de palhetas lubrificado (Fonte: *Hydrovane, Gardner Denver*)

O princípio de funcionamento é o seguinte: o ar é aspirado à pressão atmosférica, passa pelo filtro de ar (A), depois passa pela válvula de admissão e entra no compressor, ficando alojado num volume compreendido entre o estator e o rotor vedado pelas *vanes*/palhetas (B).

À medida que o rotor vai girando, ocorre uma diminuição do volume onde se encontra a mistura de ar e óleo, fazendo aumentar a pressão dos fluidos (C). O óleo presente no cárter (G) é bombeado para o radiador de óleo para ser refrigerado, depois passa por um filtro de óleo e é injetado novamente no compressor. Com o aumento da pressão, a temperatura do óleo aumenta, saindo depois pela janela superior do estator e retorna ao cárter repetindo o ciclo. Na saída do óleo do cárter para o radiador, é colocada uma sonda para controlar a temperatura. O óleo é utilizado para lubrificar, vedar e arrefecer o compressor, sendo comumente designado de refrigerante.

No orifício de descarga do estator sai uma mistura de ar e óleo e, como o óleo é mais denso, deposita-se no cárter. Por sua vez o ar, como tem menor densidade, sobe e posiciona-se na secção (D), saindo para o filtro separador (E) de modo a reter as partículas e vapores de óleo. Depois de sair do filtro separador, o ar passa pela válvula de pressão mínima e vai para o radiador de ar para ser arrefecido por convecção forçada.

O radiador de ar é também conhecido como *aftercooler*. Depois do ar sair pelo *aftercooler*, passa por um purgador de modo a eliminar os condensados, passando por filtros de linha e de seguida é armazenado no reservatório. O caudal de ar no interior do compressor é controlado por um sistema de válvulas (H) que fazem a modulação entre carga e vazio.



Figura 99 - Compressor de palhetas lubrificado (Fonte: *Hydrovane, Gardner Denver*)

Este tipo de compressores é utilizado em laboratórios, máquinas-ferramenta e robótica, entre outras. Devido ao princípio de funcionamento, estes compressores limitam-se a pressões até 10 bar.

### 2.3.3.2.3.3. Compressor de anel líquido

O compressor de anel líquido é um modelo de deslocamento positivo, isento de óleo, e com uma relação de compressão estabelecida. É constituído por um rotor com um determinado número de lâminas fixas, montadas num cilindro ou estator, dispostas de modo a que a folga entre as extremidades da lâmina e o cilindro varie ciclicamente durante cada revolução do rotor.

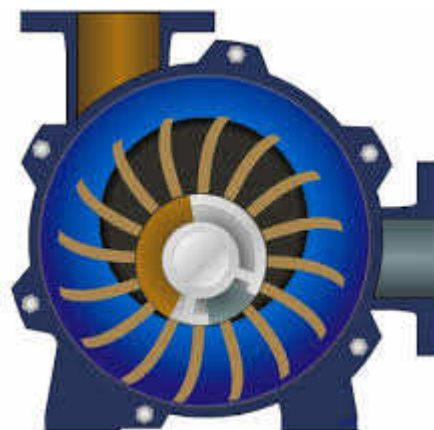


Figura 100 - Compressor de anel líquido (Fonte: Nash)

No funcionamento destes compressores, o líquido contido no interior do cilindro posiciona-se junto das paredes interiores pela ação das lâminas do rotor. Devido à ação da força centrífuga, o líquido forma um anel sólido, fazendo variar a sua distância em relação ao rotor. A variação da distância entre o líquido e o rotor deve-se à excentricidade que ocorre entre o rotor e o cilindro. Comparativamente aos compressores de palhetas ou *vanes*, também estes fazem variar o volume entre as lâminas devido à excentricidade.

O princípio de funcionamento é o seguinte: o ar é admitido (estado 1) pela janela de admissão e vai sendo armazenado entre as lâminas, onde a secção inicial é reduzida. Com a rotação do rotor, o volume de ar aumenta (estado 2), permitindo ao compressor armazenar maior quantidade de ar neste estado. Quando o ar chega à janela de descarga, a pressão atinge o máximo, devido à diminuição de secção e é efetuada a descarga (estado 3). Assim que o compressor entra em vazio, a admissão fecha e o ar contido no interior sai pela janela de descarga (estado 4).

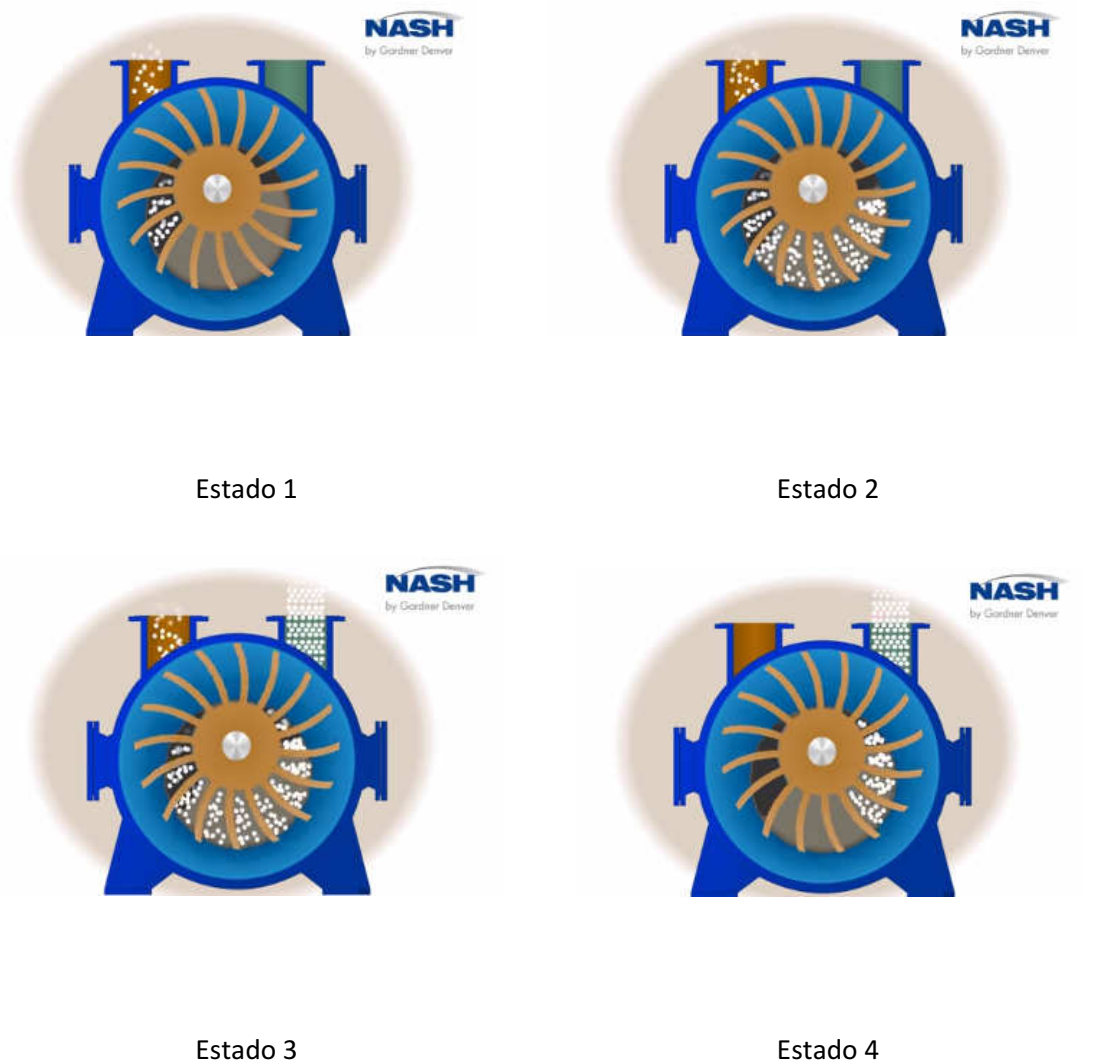


Figura 101 - Estados no funcionamento do compressor de anel líquido (Fonte: *Nash*)

As aplicações mais comuns deste tipo de compressores verificam-se na indústria do papel, alimentar, metalurgia, química e tratamento de águas. Estes compressores podem operar com pressões na ordem dos 3,75 a 15 bar e um caudal de 34 000 m<sup>3</sup>/h.

Por outro lado, também podem funcionar como bombas de vácuo. Ao funcionar como bomba de vácuo, admite ar a 33 mbar e atinge uma pressão de descarga na ordem de 2 bar, com um caudal de, aproximadamente, 1400 m<sup>3</sup>/h.



Figura 102 - Compressor de anel líquido (Fonte: *Nash*)

#### **2.3.3.2.3.4. Compressor de espiral ou scroll**

Este compressor tem um princípio de funcionamento muito simples. O compressor contém no seu interior duas espiras, uma fixa e uma rotativa, e a compressão do ar é feita devido à diferença de secções formadas entre as espirais durante o funcionamento. Devido a um excêntrico, a espiral rotativa vai conduzindo o ar para um compartimento cada vez menor, fazendo aumentar a pressão.

A espiral rotativa durante o funcionamento não roda em torno do seu eixo, isto é, não efetua o movimento de rotação de 360°, mas sim, um movimento de translação. Devido ao funcionamento excêntrico em forma de uma elipse, este tipo de compressor faz variar o volume das câmaras no seu interior, aumentando assim a pressão do ar.

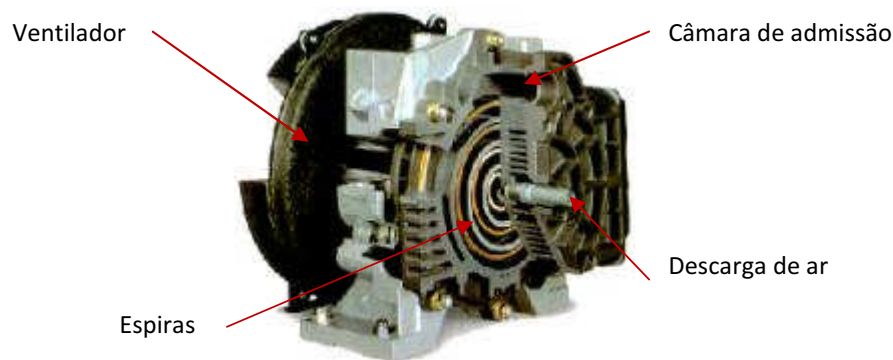


Figura 103 - Compressor de espiral (Fonte: *Atlas Copco*)

A admissão é feita pela periferia das espiras e depois o ar é conduzido até ao centro das mesmas, onde é feita a descarga. Como o próprio nome indica, a espira fixa não se move, ao passo que a espira móvel faz um movimento elíptico provocando a admissão, compressão e descarga do ar. Este tipo de compressores permitem fornecer ar isento de óleo e a refrigeração da cabeça compressora é efetuada por arrefecimento a ar. Na figura 104 pode-se verificar o princípio e as diferentes fases de funcionamento deste tipo de compressor.

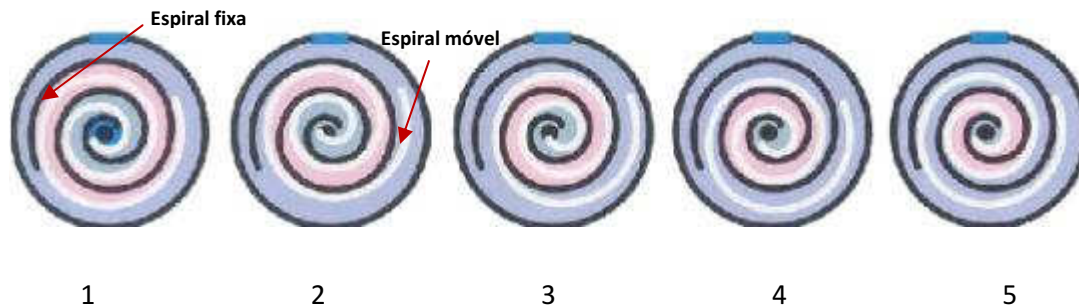


Figura 104 - Princípio de funcionamento de compressor de espiral

Na figura 104 verifica-se que na imagem 1 as espiras estão em posição onde o ar está contido no interior do compressor. As extremidades das espiras na periferia estão próximas e, devido ao movimento da espira móvel, o ar é impedido de sair para a periferia. Na imagem 2 a extremidade da espira móvel está afastada da espira fixa e, como tal, faz a admissão do ar. O ar contido no interior continua a ser conduzido em direção ao centro das espiras.

Na imagem 3 o ar continua a ser admitido e o volume entre as espiras vai aumentando, permitindo assim aumentar a quantidade de ar comprimido no interior do compressor. Na imagem 4 a extremidade exterior da espira móvel aproxima-se da espira fixa, parando a

admissão de ar sendo este conduzido para o centro das espiras. Na imagem 5 a extremidade exterior da espira móvel continua próxima à espira fixa, não permitindo a admissão do ar, e as extremidades no centro das espiras, não estando, próximas permitem fazer a descarga do ar.

Este tipo de compressores são utilizados para aplicações que requerem baixos caudais, entre 2,7 a 25 l/s, e pressões compreendidas entre 8 e 10 bar. As potências destes compressores estão compreendidas entre 1,5 e 15 kW. Dado não existir contacto metal-metal, estes compressores não necessitam ser lubrificados e, como tal, permitem fornecer ar totalmente isento de óleo. Por funcionarem a baixas velocidades, e por não existir contacto metal-metal, estes compressores conseguem atingir níveis de ruído muito baixos, na ordem dos 54 db(A).

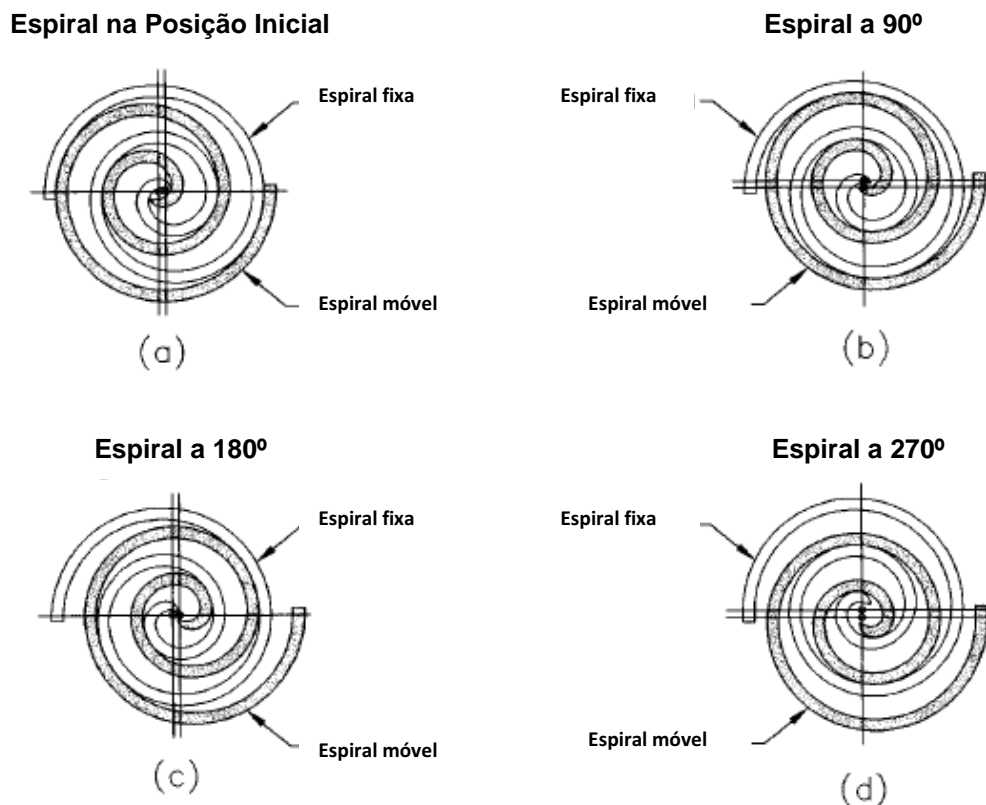


Figura 105 - Funcionamento de um compressor *scroll* (Fonte: Compressors Handbook, Paul C. Hanlon 2001)

Por se tratar de um compressor de conceção simples e com poucas peças móveis, consegue ser muito fiável, ao mesmo tempo que reduz os custos de manutenção. Devido à vantagem de

fornecer ar isento de óleo, estes compressores são utilizados em indústrias de elevada exigência na qualidade do ar, como é o caso da medicina dentária.

#### **2.3.3.2.3.5. Compressor de parafuso**

O compressor de parafuso, ou de engrenagens helicoidais, funciona com um ou dois pares de rotores, dependendo se o compressor é de um ou dois estágios. Os rotores estão apoiados por rolamentos no bloco compressor e rodam em sentidos contrários. A admissão do ar é feita por um lado e a descarga é feita por outro lado do bloco compressor.



Figura 106 - Rotores de elementos de compressor de parafuso (Fonte: *Kaeser*)

Os rotores destes compressores não são iguais. Ambos possuem uma forma semelhante a um parafuso, mas um deles tem uma forma idêntica a lóbulos e o outro tem uma forma de reentrância. Dito de outra forma, poder-se-á dizer que um tem a forma de macho e o outro tem a forma de fêmea.

Ao rotor acoplado ao motor chama-se rotor mandante, enquanto o outro se designa por rotor mandado. De um modo geral, a transmissão é imposta ao rotor mandante (macho). Como ocorre deslizamento no “contacto” entre os rotores, o rotor mandante roda a uma velocidade superior ao rotor mandado. Este tipo de compressores podem funcionar com ou sem lubrificação.

No caso de funcionarem com lubrificação, não existe contacto físico entre os rotores. Na verdade, existe um filme de óleo que impede o contacto entre os rotores. Caso contrário, ocorreria gripagem e, conseqüente, perda total do elemento compressor. O óleo utilizado é também designado de refrigerante, pois tem a função de lubrificar, refrigerar e suportar as elevadas pressões e temperaturas a que fica sujeito de modo a garantir o bom funcionamento do elemento compressor.

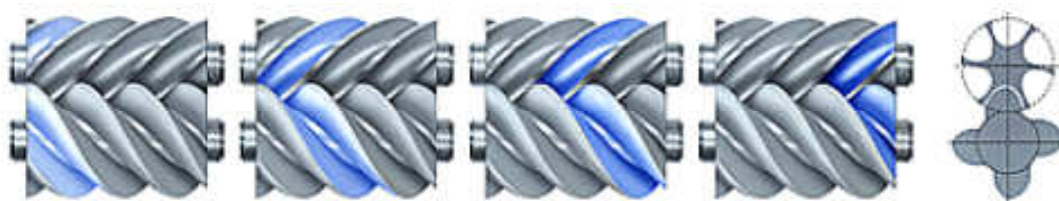


Figura 107 - Funcionamento do elemento compressor de parafuso (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

No caso de compressores lubrificados, o ar é admitido, passa pelo filtro de ar e é injetado num dos lados do elemento compressor, juntando-se assim ao óleo. A emulsão de ar-óleo é assim projetada contra as paredes internas do bloco compressor à medida que o volume vai diminuindo, fazendo aumentar a pressão. Quando a emulsão de ar e óleo atinge o orifício de descarga, a pressão no interior do elemento compressor atinge o máximo, sendo depois feita a descarga na extremidade oposta.

No caso dos compressores de parafuso isentos de óleo, no compartimento dos rotores circula unicamente ar. Apenas os rolamentos e a caixa de engrenagens é lubrificada, não havendo emulsão de ar-óleo. Nestes casos, diz-se que o compressor é isento de óleo, fornecendo ar 100% isento de óleo.

Os compressores de parafuso são utilizados nas mais variadas indústrias, desde a industria alimentar, farmacêutica, automóvel, têxtil ou eletrônica, entre outras. Por poderem funcionar com ou sem lubrificação nos rotores, são dos mais utilizados atualmente.

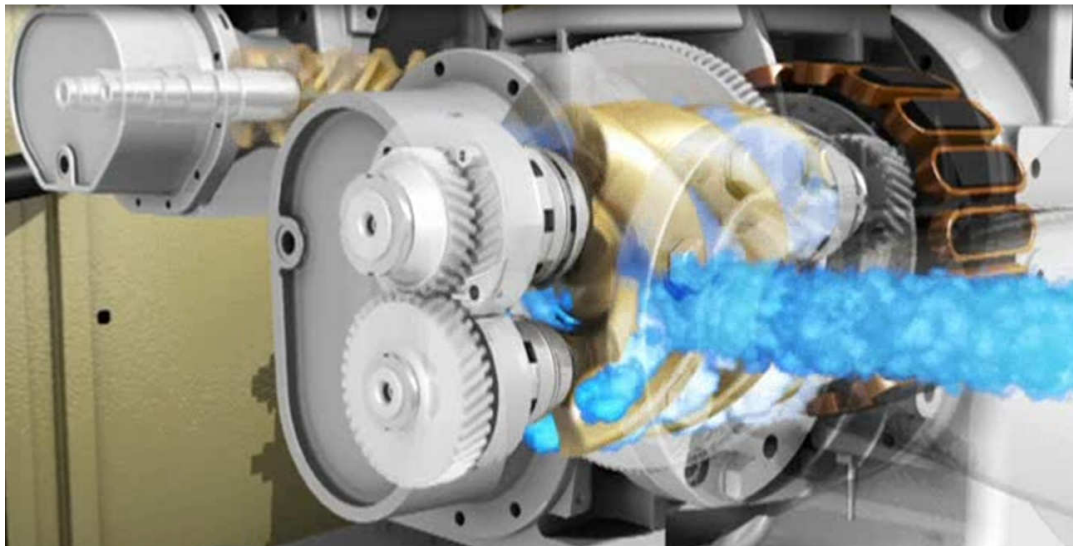


Figura 108 - Elemento de compressor de parafuso isento de óleo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Estes compressores são também muito utilizados na construção civil, onde a força motriz é transmitida por intermédio de um motor de ciclo Diesel. O conjunto motor e compressor é montado sobre um chassis destinado a reboque.



Figura 109 - Compressor portátil de parafuso (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### **2.3.3.2.3.6. Compressor de dentes**

Os compressores rotativos de dentes, contêm dois rotores, sendo um macho e o outro fêmea, os quais rodam em sentidos contrários. Os rotores, ao rodarem no interior do corpo do elemento compressor, fazem diminuir o volume de ar, aumentando assim a pressão.

Neste tipo de compressores, não existe contacto metal-metal entre os rotores. Em contrapartida, os rotores rodam com tolerâncias muito apertadas, através de um sistema de engrenagens exteriores que fazem a sincronização.

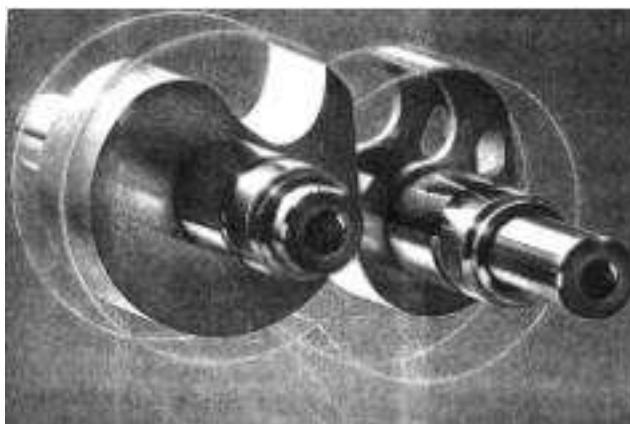


Figura 110 - Compressor de dentes (Fonte: Adriano Santos e António Silva, 2009)

O princípio de funcionamento destes compressores é o seguinte: os rotores rodam em sentidos opostos no interior de um compartimento em forma de 8. Com os rotores na posição 1, a admissão do ar é feita pela entrada A. Na posição 2, a posição do rotor fêmea faz o fecho da entrada de ar, terminando assim a fase da admissão.

A partir da posição 2, inicia-se a compressão até à posição 3 da figura, onde o ar atinge a pressão máxima. Na posição 4, os rotores empurram o ar para a janela de saída, na parte superior, fazendo assim a descarga do ar. Após a descarga, o ciclo repete-se.

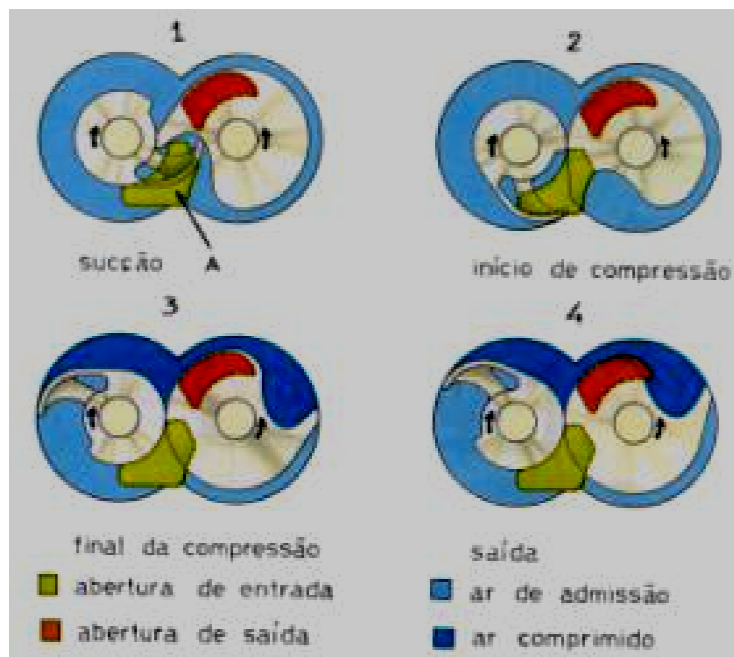


Figura 111 - Funcionamento de compressor de dentes.

## **2.4. Noções sobre o funcionamento de um compressor de ar comprimido**

### **2.4.1. Funcionamento de um compressor alternativo lubrificado**

Como já foi referido, os compressores alternativos funcionam graças a um sistema de biela manivela semelhante ao que se passa no interior de um motor de combustão interna. Também já foi dito que estes mesmos compressores podem funcionar com um, dois ou três estágios de compressão. No caso dos compressores de alta pressão, há um pormenor importante que importa referir no que diz respeito ao seu funcionamento: trata-se de uma válvula centrífuga.

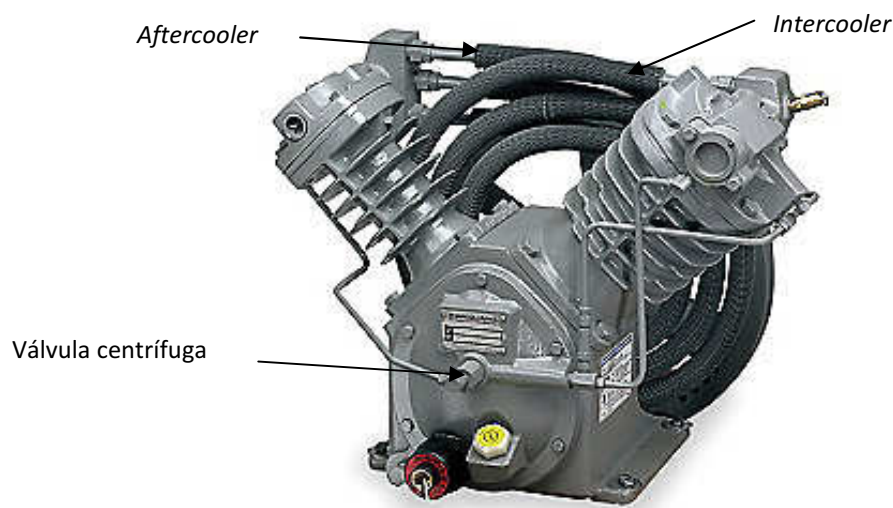


Figura 112 - Compressor de alta pressão de dois estágios (fonte: *Ingersoll-Rand*)

Naturalmente, quando o motor está parado e de seguida é dada ordem de arranque, a inércia e o atrito da cabeça compressora provoca um aumento da intensidade de corrente do motor elétrico. Além disso, mais esforço é transmitido ao motor quando o compressor é de 2 ou 3 estágios, porque a pressão é maior no segundo e terceiro estágios do que no primeiro. Nestes casos, o que se faz é utilizar uma válvula centrífuga no cárter.

O compressor da figura possui uma passagem de ar do 2º estágio para o veio da cambota do cárter que contém uma válvula centrífuga. Outro tubo liga o cárter à admissão do primeiro estágio. Quando o compressor está parado, a válvula está aberta e esta é acionada com o aumento da velocidade de rotação, fechando e impedindo a passagem de ar para o cárter. O objetivo é fazer um *bypass* do ar do 2º estágio para o cárter, sendo depois o ar conduzido para a aspiração do 1º estágio.

Deste modo, o compressor não trabalha em esforço durante o arranque. Assim que o compressor arranca em pleno, a passagem de ar para o cárter é interrompida por intermédio da válvula centrífuga, enquanto o compressor passa a trabalhar a uma velocidade constante e todo o ar que é comprimido no 2º estágio é conduzido para a descarga. Esta solução tem por objetivo evitar o sobreaquecimento do motor elétrico, devido ao efeito de Joule durante o arranque. No cárter, existe também um sensor do nível de óleo.

Depois de o ar ser comprimido no primeiro estágio passa por um *intercooler* até ser admitido no segundo estágio. Na descarga, do segundo estágio o ar passa por um *aftercooler* e, por fim passa por um purgador para eliminar os condensados. Com a utilização do *intercooler*, o ar é arrefecido antes de entrar no segundo estágio, diminuindo por isso o seu volume, ao mesmo tempo que aumenta a eficiência do compressor, permitindo aproximar o ciclo a uma compressão isotérmica [Halon, 2001].

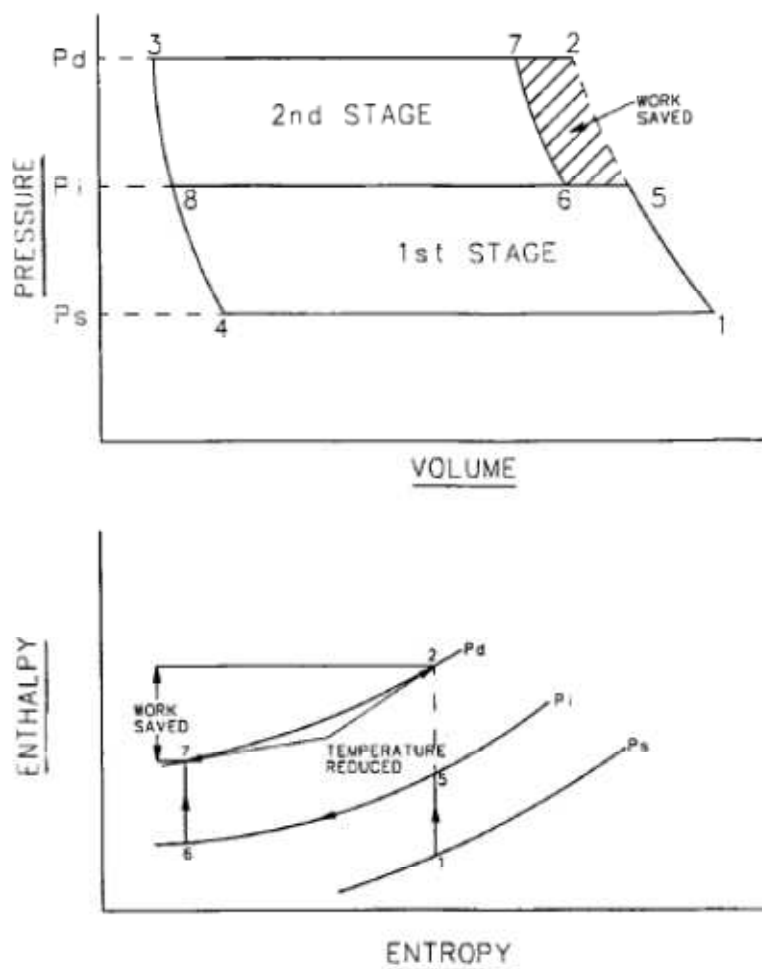


Figura 113 - Efeito de multi-estágios na compressão (Fonte: Paul C. Halon, 2001)

Se o compressor estiver montado num reservatório, o ar é conduzido da descarga para o reservatório por intermédio de um tubo. Na ligação entre o tubo e o tanque, existe uma válvula anti-retorno de duas vias, de modo a evitar que se forme uma contrapressão na cabeça compressora e evitar que a pressão do tanque se perca. Um outro tubo em Nylon faz a ligação entre a válvula de retenção e o pressostato. Por sua vez o pressostato está ligado por condutores elétricos ao motor.

Quando a pressão no interior do tanque atinge o valor máximo correspondente ao máximo do pressostato, é dada ordem ao motor para parar. Por outro lado, durante o consumo de ar a pressão no tanque vai diminuindo e, assim que atinge o mínimo que está regulado no pressostato, este dá ordem ao motor para arrancar.

O diferencial de pressão regulado no pressostato pode ser de 1 bar, mas em alguns casos atinge valores superiores, de modo a proteger o motor elétrico para que este não entre em arranques e paragens sucessivas [José Novais, 2014]. Junto ao pressostato encontra-se o manómetro de pressão, sendo que alguns compressores alternativos possuem uma válvula reguladora de pressão.

Em boa verdade, no instante do arranque, o consumo de corrente ultrapassa a intensidade nominal das bobinas do enrolamento, podendo provocar um sobreaquecimento e queimar o motor. Por isso, é recomendável ajustar um diferencial adequado para que o motor não esteja em sucessivos arranques e paragens. Por este motivo, e também pelo tipo de funcionamento da cabeça compressora, os compressores alternativos não foram projetados para funcionarem 24 horas por dia a 100% da carga.



Figura 114 - Compressor alternativo de baixa pressão (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O sistema de pára/arranca proporcionado pelo pressostato é utilizado para potências baixas, tipicamente até 11 KW (15 cv). Para motores a partir de 15 cv deve-se utilizar um sistema de

controlo carga/vazio. Desta forma, quando o compressor entra em vazio, o motor continua a trabalhar, consumindo naturalmente menos energia do que em plena carga [José Novais, 2014].

Os motores utilizados neste tipo de compressores tanto podem ser monofásicos como trifásicos. Para motores trifásicos com potências superiores a 7,5 cv, é aconselhável utilizar-se um arrancador estrela-triângulo de modo a baixar o consumo de corrente quando se inicia a marcha do motor. Com a ligação elétrica em triângulo, a tensão em cada fase do motor é 380 V mas, se for em estrela, a tensão em cada enrolamento do motor passa a ser  $380/\sqrt{3}$ . Deste modo, a intensidade absorvida no momento do arranque será menor do que seria se não houvesse o arrancador entre a rede e o estator do referido motor. O tempo de passagem de estrela para triângulo é de, aproximadamente, 6 a 8 segundos [José Novais, 2014].

O motor mais utilizado neste tipo de compressor é o motor assíncrono de rotor em curto-circuito. No entanto, pode também ser utilizado o motor com rotor em curto-circuito, mais conhecido por motor em gaiola de esquilo, ou ainda o motor assíncrono de rotor bobinado. O motor síncrono, normalmente só é utilizado em compressores de pistão com potências superiores a 300 kW [José Novais, 2014].

As manutenções preventivas destes compressores prendem-se com a substituição do óleo da cabeça compressora, filtro de ar e correia de transmissão. Para um compressor de baixa pressão, pode-se utilizar um lubrificante mineral SAE 15W40, mas para compressores com pressões elevadas, deve-se recorrer a um óleo totalmente sintético. O intervalo de troca do lubrificante é de 250 horas para o mineral e 500 horas para o óleo sintético. Além disso, o filtro de ar deve ser inspecionado com regularidade e deve ser substituído assim que necessário. As correias de transmissão de secção trapezoidal devem ser substituídas assim que comecem a ficar ressequidas.

Devido ao princípio de funcionamento, estes compressores apresentam grandes vibrações, pelo que é recomendável a inspeção periódica do aperto dos parafusos da cabeça compressora. A não inspeção dos referidos parafusos pode provocar folgas na tampa da cabeça e, conseqüentemente, folga no prato de válvulas e com isto irá danificar, irremediavelmente, as válvulas de admissão e de descarga.

### **2.4.2. Funcionamento de um compressor alternativo isento de óleo**

O funcionamento do compressor de pistão isento de óleo é o mesmo daquele que é lubrificado. No entanto, não existe lubrificante no cárter e, por isso, este compressor tem que usar materiais com características muito próprias.

Alguns destes compressores começaram por utilizar segmentos e vedantes de carbono como matéria básica de baixa fricção em substituição do lubrificante. Atualmente, o PTFE (Teflon<sup>®</sup>) ganhou destaque devido às suas propriedades únicas de elevada resistência ao desgaste e à corrosão, baixo coeficiente de atrito, excelente resistência química, incombustível, resistente a altas temperaturas, maleável, dielétrico, sendo igualmente um material elástico. Além do carbono e do PTFE, são também utilizados a grafite, fibra de vidro e o bronze [José Novais, 2014].

### **2.4.3. Funcionamento de um compressor de parafuso lubrificado**

O compressor de parafuso rotativo é aquele que assume maior importância na indústria transformadora, sendo utilizado em grande escala, e por este facto merecerá maior destaque. Um compressor de parafuso rotativo utiliza um elemento compressor de secção octal, em que no seu interior rodam dois rotores em sentidos opostos.

No caso do elemento compressor possuir dois estágios de compressão, este possui não dois, mas quatro rotores. Os referidos rotores têm a forma de lóbulos helicoidais e engrenam entre si. Normalmente, o rotor macho tem 4 lóbulos, ao passo que o rotor fêmea possui 6 lóbulos.



Figura 115 - Elementos de compressor de 1 e 2 estágios (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Apesar do elemento compressor (*airend*) ser o principal componente de um compressor rotativo, o princípio de funcionamento não se limita apenas a este elemento. Como seria de esperar, nem todos os fabricantes projetam compressores com os mesmos detalhes técnicos, todavia o princípio de funcionamento é comum em todas as unidades deste tipo.

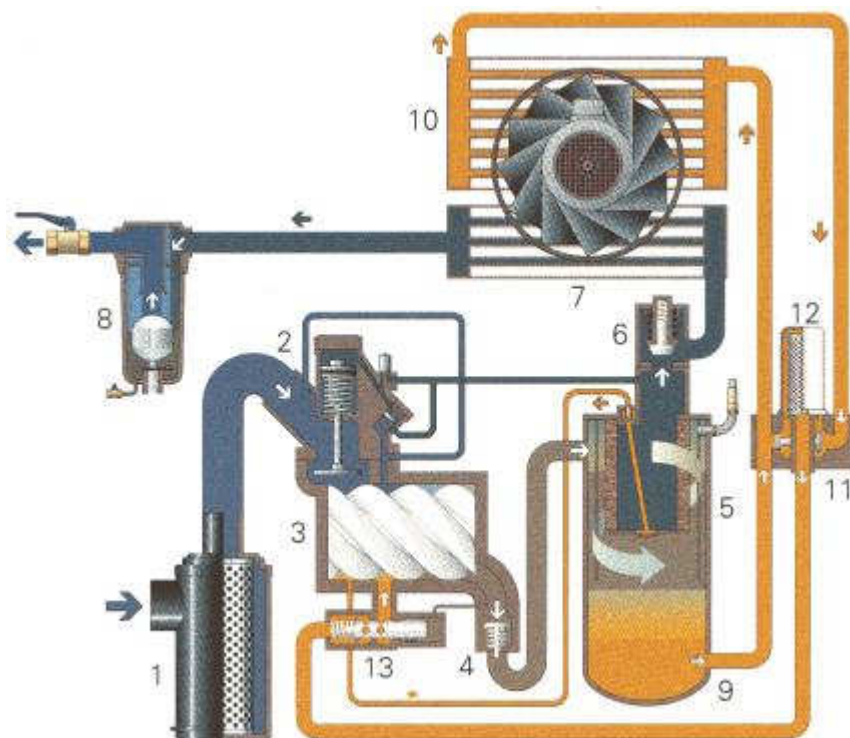


Figura 116 - Esquema de funcionamento de um compressor de parafuso

Antes de passar a explicar o princípio de funcionamento deste tipo de compressores, importa referir que o ciclo de compressão passa por diferentes processos, sendo eles o circuito de mistura ar/óleo, a separação dos fluidos, e o arrefecimento dos fluidos.

O princípio de funcionamento de um compressor de parafuso é o seguinte: Quando o compressor entra em carga, isto é, quando começa a comprimir o ar e a fornecê-lo à rede, o ar atmosférico é admitido pelo filtro de ar (1) que retém as poeiras, conduzindo-o até à válvula de admissão (2). Embora não esteja ilustrado na figura a caixa onde se encontra o filtro de ar, em alguns casos, pode conter um vacuostato. A função deste vacuostato é a de detetar uma perda de carga igual ou superior a 0,05 bar, indicando assim que o filtro de ar está colmatado [José Novais, 2014]. Deste modo, dá a indicação ao operador que está na hora de substituir o elemento filtrante.

Com o compressor em carga total ou parcial, a válvula de admissão está aberta, deixando passar o ar para o interior do elemento compressor (3). Acontece que, como estamos a falar de um compressor de contacto lubrificado, os rotores têm, obrigatoriamente, de ser envolvidos por uma camada de filme lubrificante, sob pena de ocorrer gripagem. E importa

referir que se ocorrer gripagem, isto é, se os rotores “agarrarem”, o elemento compressor fica irremediavelmente perdido, além de poder queimar o motor elétrico.

Por isso, o ar ao entrar no elemento compressor mistura-se com o óleo, sendo estes fluidos comprimidos até à descarga. Na descarga do elemento compressor encontra-se um válvula anti-retorno (4), que serve para impedir o retorno do óleo ao *airend* sempre que ocorrer uma paragem intempestiva. A não utilização desta válvula provocaria a expulsão do refrigerante pela admissão, devido à contrapressão vinda do tanque.

Depois, a mistura de ar/óleo é conduzida até ao reservatório ou tanque (5), onde é feita a separação. Note-se que na figura 116 a descarga no tanque não deve ser na parte superior, mas antes a meio ou na parte inferior deste, de modo a não encharcar o filtro separador que está no interior do tanque. Devido à força da gravidade e à diferença na densidade dos fluidos, no momento da descarga da emulsão de ar/óleo no tanque, o refrigerante deposita-se no fundo e o ar, como tem menor densidade, sobe até á parte superior do reservatório.

Depois, o ar passa pelo filtro separador ar/óleo onde este impede a passagem de partículas de óleo superior a  $3\text{-}5\text{ mg/m}^3$  [José Novais, 2014], enquanto o ar é conduzido para a parte superior do reservatório onde se encontra a válvula de pressão mínima (6). A válvula de pressão mínima abre e deixa passar o ar até ao arrefecedor de ar (7), depois o ar arrefecido sai do radiador e, de seguida, é eliminado o condensado pelo purgador (7) antes de sair para a rede.

No circuito do óleo, o que acontece é que este sai pela parte inferior do tanque e passa pela válvula termostática (11). Esta válvula está fechada enquanto o óleo está frio, e abre-se totalmente quando atinge a temperatura ideal de funcionamento. Quando a referida válvula está fechada, o óleo passa pelo respetivo filtro (12) e depois pela válvula de corte de óleo (13), sendo depois injetado no elemento compressor.

Como é sabido, o óleo funciona como lubrificante e refrigerante do elemento compressor e lubrifica melhor quando atinge a temperatura ideal de funcionamento. Por isso, quando atinge esta temperatura ideal, a válvula termostática abre e deixa passar o óleo para o radiador (10) onde o refrigerante é arrefecido, passando depois pelo filtro de óleo e por fim é injetado no elemento compressor. A temperatura da mistura de ar/óleo na descarga do elemento compressor ronda os 75 a 80 °C, quando arrefecido a temperatura do óleo é de, aproximadamente, 55 °C.

Na figura 115 observa-se um “tubo de pesca” ou tubo recuperador de óleo no interior do filtro separador. Este tubo faz a sucção do óleo que se deposita no fundo do filtro separador, encaminhando-o para a injeção no elemento compressor.

Quando o compressor entra em vazio, isto é, quando não está a fornecer ar à rede, o elemento compressor continua a funcionar, embora a baixas rotações. Neste caso, embora o compressor esteja a rodar, a válvula de admissão fecha, mas não totalmente. Como é lógico, se a válvula de admissão fechasse totalmente com os rotores a rodar formar-se-ia vácuo, o que não é desejável. Por isso, a válvula de admissão fica ligeiramente aberta sendo o ar comprimido até ao tanque.

Como a válvula de pressão mínima está fechada, o ar vê-se forçado a passar pela *válvula de blowdown* injetando o ar a montante e a jusante da admissão. Com isto, o compressor faz a descarga de ar para a atmosfera, passando pelo filtro de ar em sentido contrário, ao mesmo tempo que garante o funcionamento em vazio. Existem ainda compressores que possuem uma válvula de carga que faz o controlo carga/vazio.



Figura 117 - Compressor de parafuso rotativo R45i (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### **2.4.3.1. Válvula de retenção**

Também conhecida como válvula anti-retorno, como o próprio nome indica deixa passar o fluxo num só sentido. Esta válvula é colocada na descarga do elemento compressor e impede que o óleo retorne ao *airend* quando ocorre uma paragem intempestiva, que pode ser provocada por uma falha na alimentação do compressor ou uma paragem forçada quando o compressor está em plena carga.

A não utilização desta válvula provocaria um derrame abundante de óleo pela válvula de admissão do compressor e encharcamento do filtro de ar. Esta válvula de retenção também tem muita utilidade no caso de o motor elétrico estar a rodar no sentido inverso, pois provocaria a retorno do óleo. Neste caso, trocando duas fases, o motor elétrico volta a rodar no sentido correto.

### **2.4.3.2. Válvula de pressão mínima**

Esta válvula faz duas funções: garantir uma pressão mínima no reservatório e funciona também como válvula de retenção. A válvula de pressão mínima tem de garantir pelo menos uma pressão de 4 bar no interior do tanque, caso contrário a elevada velocidade com que o ar sairia do reservatório, arrastaria consigo partículas de óleo, o que é de todo indesejável, pois o que se pretende é obter ar de qualidade.

Tipicamente, esta válvula garante uma pressão mínima de 4 a 4,75 *bar* no tanque. A função de retenção atua quando o compressor pára. Neste caso, a pressão da rede é superior à pressão interna do compressor e a válvula impede que ocorra uma contra pressão no tanque.

### **2.4.3.3. Radiador de ar**

À saída da válvula de pressão mínima, o ar sai a uma temperatura elevada e por este motivo necessita ser arrefecido, passando pelo arrefecedor de ar. O radiador é constituído por um favo e por canais onde circula o ar. O arrefecimento é feito por condução do material (alumínio) e por convecção forçada por intermédio de um ventilador.

Como a massa de ar tem menos capacidade de transportar calor do que o óleo, verifica-se que o radiador de ar é menor do que o radiador de óleo. A propósito deste facto está o valor do

calor específico dos fluidos em jogo. O ar tem um calor específico de 1004 [J/kgK] e o óleo tem 1670 a 2140 [J/kgK] [José Novais, 2014].

#### **2.4.3.4. Permutador de calor a água**

O ar proveniente do processo de compressão, tanto pode ser arrefecido por ar como por água. Se o compressor tiver um sistema de arrefecimento por água, significa que está equipado com um ou mais permutadores de calor de tubos. No interior do permutador estão contidos dois labirintos de tubos, onde num circula ar e no outro circula água, e onde a troca de calor se faz por condução. Existem ainda compressores que utilizam permutadores de placas.

#### **2.4.3.5. Separador de condensados**

O arrefecimento do ar no radiador provoca condensação. Este condensados são arrastados para o purgador (ou separador de condensados), ficando nele depositados onde são posteriormente drenados através de uma electroválvula que pode ser temporizada e sem perdas de ar.

#### **2.4.3.6. Válvula termostática**

Depois de um longo período de paragem do compressor, o óleo arrefece, mas o que se pretende é que a unidade funcione com o refrigerante a uma temperatura constante, definida como temperatura ideal de funcionamento. Para isso, a válvula termostática tem a função de promover o aquecimento rápido do óleo até este atingir a temperatura ideal e depois faz o *bypass* para o radiador de óleo para que a temperatura deste se mantenha constante.

O óleo vindo do tanque passa pela válvula termostática devido à pressão interna do circuito e esta válvula começa a abrir gradualmente aos 55 °C, ficando totalmente aberta a uma temperatura na ordem dos 77 °C. A temperatura normal de funcionamento do óleo do compressor ronda os 80 °C.

Uma das preocupações é garantir o aquecimento rápido do óleo porque este lubrifica melhor a temperaturas mais altas e a outra é impedir que o óleo esteja um longo período de tempo a

temperaturas baixas. Quando um compressor trabalha pouco tempo, apresentando ciclos sucessivos de pára/arranca, o que acontece é que o óleo não tem tempo de atingir os 80 °C e, por vezes funciona a temperaturas em que ocorre condensação. Nestes casos, ocorre condensação durante o arrefecimento do óleo, ficando contaminado e, como consequência, vai perder as características de lubrificação que lhe são próprias.

#### **2.4.3.7. Radiador do óleo**

Visto que o óleo tem a capacidade de transportar uma maior quantidade de calor, o radiador de óleo é maior do que o radiador de ar. Tal como no caso do radiador de ar, a refrigeração do óleo é feita por convecção forçada em que, normalmente, é utilizado o mesmo ventilador.

Os construtores, por vezes, optam por soldar os dois radiadores formando um só, mas esta solução tem alguns inconvenientes e deve ser ponderada. Se por um lado o material utilizado é o mesmo (alumínio), as temperaturas de um e de outro radiador não são iguais, porque não se trata dos mesmos fluidos, provocando por isso dilatações e contrações térmicas desiguais. À saída do radiador o óleo desce a sua temperatura para, aproximadamente, 55 °C.

#### **2.4.3.8. Filtro de refrigerante/óleo**

O filtro de óleo tem como função filtrar as partículas existentes no óleo. Por um lado, o filtro de óleo retém as partículas que passam pelo filtro de ar e se misturam no óleo, sendo depois arrastadas pelo circuito do refrigerante.

Por outro lado, embora não ocorra contacto metal-metal no elemento compressor devido ao filme lubrificante que envolve os rotores, existe sempre desgaste normal que provoca a libertação de finas partículas de metal que se misturam no óleo. Importa referir que a filtragem do óleo, em qualquer compressor de parafuso, é sempre feita antes do refrigerante entrar no *airend* porque o que se pretende é proteger o órgão mais importante e sensível de um compressor rotativo: o elemento compressor.

Os filtros de óleo contêm no seu interior um *bypass* que atua sempre que este fica colmatado. Este *bypass* tem como objetivo evitar que o compressor páre de funcionar por colmatação deste filtro. Apesar de o filtro de óleo fazer o *bypass*, não é recomendável que o compressor funcione longos períodos nestas condições, porque quando isto ocorre o óleo passa a ser injetado no elemento compressor sem ser filtrado, o que é de todo inconveniente. É por isso

importante respeitar as manutenções preventivas de acordo com os intervalos especificados pelo fabricante.

#### **2.4.3.9. Sensor de pressão do filtro de óleo**

Os compressores de parafuso possuem um sensor de pressão constituído por uma mola que deteta uma perda de carga de 0,9 a 1,25 bar [José Novais, 2014]. Este sensor é posicionado no cabeçote à saída do filtro de óleo. Outros modelos de compressor utilizam dois transdutores posicionados à entrada e à saída, medindo o diferencial de pressão, e a perda de carga detetada é a mesma: 0,9 a 1,25 bar. Em bom funcionamento, um filtro de óleo impõe uma perda de carga de, aproximadamente 0,2 bar.

#### **2.4.3.10. Tubo recuperador de óleo**

O tubo recuperador de óleo, ou tubo de drenagem do filtro separador, ou mesmo “tubo de pesca” encontra-se no interior do filtro separador. Este tubo tem como objetivo fazer a sucção do óleo que se deposita no fundo do filtro separador, para depois o injetar no elemento compressor.

Na verdade, no interior do filtro separador deveria conter apenas ar comprimido, mas acontece que quando o compressor pára, provoca o arrefecimento do ar no tanque e a respetiva condensação do vapor de óleo que o ar contém. Assim, ao sugar a pequena quantidade de óleo do fundo do filtro separador, é garantido um ar de descarga mais limpo, visto que este óleo poderia passar para a rede caso não fosse drenado. Por este motivo, a forma côncava do fundo do filtro separador não é inocente, pois promove o depósito do óleo residual.

#### **2.4.3.11. Filtro separador ar/óleo**

Devido às altas pressões envolvidas, no tanque geram-se vórtices com o ar a passar através do filtro separador (de fora para dentro). A velocidade com que o ar passa pela lã cardada do filtro separador provoca o carregamento de eletricidade estática no filtro, pelo que este deve ter uma proteção contra a descarga eletroestática.



Figura 118 - Filtros separadores ar/óleo de compressor rotativo

Como o filtro separador tem duas juntas de vedação que podem ser de cartão, cortiça ou em elastómero, terá que haver um ponto de contacto metálico entre o corpo do filtro e o metal do tanque para evitar que haja carga eletrostática. E o elemento que faz a ligação para a descarga eletrostática entre o filtro e o tanque é um simples agrafo, colocado na junta do separador. Este agrafo impede a acumulação de eletricidade estática no filtro.

Este pormenor é de extrema importância pois se este agrafo for retirado, o que vai acontecer é que o filtro separador vai arder, podendo mesmo incendiar o compressor. Por isso, o agrafo que se encontra na junta do filtro separador nunca deve ser removido.

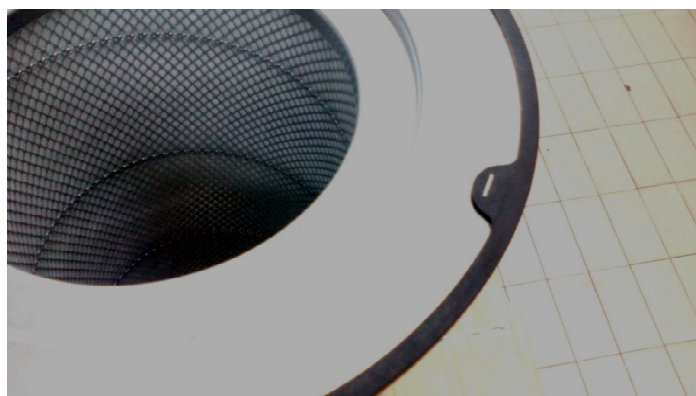


Figura 119 - Junta de filtro separador ar/óleo com agrafo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.4.3.12. Transdutor de pressão do tanque**

No reservatório do tanque separador existe um transdutor de pressão. Em condições normais de funcionamento, no filtro separador verifica-se uma perda de carga igual a 0,2, 0,3 ou 0,4 *bar*. Caso a perda de carga atinja os 0,9 *bar* o transdutor emite um sinal para microprocessador e, de seguida, é emitida uma mensagem avisadora da colmatação do filtro separador.

#### **2.4.3.13. Válvula de corte de óleo**

No circuito da injeção encontra-se a válvula de corte de óleo. Esta válvula, à semelhança da válvula de retenção, tem a função de impedir que o óleo seja expulso pela admissão. Quando o compressor pára, por qualquer razão, como a paragem do motor elétrico, falha de corrente elétrica, paragem provocada pelo operador ou mesmo em caso de avaria, a válvula de corte de óleo fecha, impedindo que a contrapressão vinda do tanque separador provoque o derrame de óleo pela admissão e, deste modo, garante também que o elemento compressor fica com a quantidade de óleo necessária para garantir um arrefecimento adequado.

#### **2.4.3.14. Motor elétrico**

Os motores elétricos deste tipo de compressores fazem a transmissão de binário ao *airend* e são trifásicos, assíncronos e de rotor em curto-circuito. Estes compressores rotativos tanto podem funcionar com motores de velocidade fixa como variável.

No caso de se tratar de um compressor com motor de velocidade variável híbrido, este é constituído por estator bobinado com *sensores de efeito hall* embutidos, que monitorizam em tempo real a rotação do motor. Este motor de velocidade variável, controlado por módulo de potência (IGBT), também conhecido como motor híbrido HPM (*Hybrid Permanent Magnet*®), tem o rotor em ímã permanente e estator bobinado, e ao contrário do motor de velocidade fixa, não possui rolamentos.

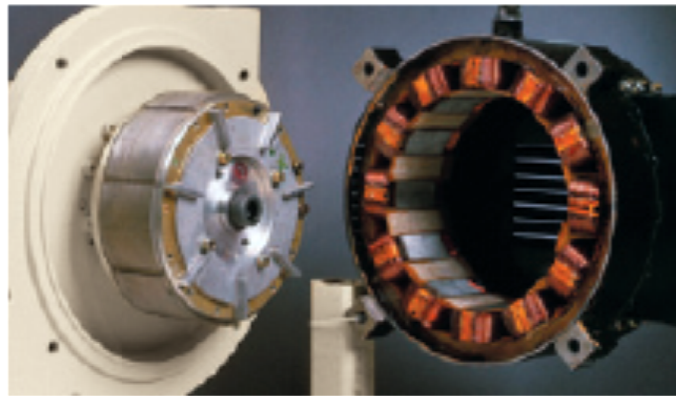


Figura 120 - Rotor e estator de motor HPM (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

No caso de não haver consumo de ar, o que acontece é que este motor híbrido HPM pára por completo. Sempre que se verificar a necessidade de consumo de ar, o motor inicia suavemente a sua marcha e não tem nenhuma limitação em número de paragens e arranques, sendo um motor extraordinariamente económico.



Figura 121 - Motor híbrido de velocidade variável HPM (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Existe ainda outro motor de velocidade variável controlado por variação de frequência que, apesar de economizar muita energia, não pára totalmente, reduzindo apenas a sua velocidade. Com a utilização do motor de velocidade variável, foi possível construir compressores de parafuso extremamente económicos.



Figura 122 - Sistema com motor, variador e *airend* de compressor (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.4.3.15. Transmissão**

A transmissão de binário ao elemento compressor tanto pode ser feita por correia síncrona, trapezoidal de pistas ou por engrenagens de carretos de dentado helicoidal. Para grandes potências, a solução mais viável é a utilização de engrenagens.

A transmissão por correia pode ser utilizada para potências até aos 37 kW. Caso o construtor opte pela transmissão por correia, a tensão da mesma pode ser feita graças ao efeito da gravidade, em que é o peso do próprio motor a esticar a correia, ou pode ainda optar por utilizar um tensor a gás automático.

#### **2.4.3.16. Sensor de temperatura de descarga ar/óleo**

Este sensor de temperatura está colocado na descarga do elemento compressor e sempre que a temperatura da mistura atinge 100 °C, é dada ordem de paragem do motor elétrico e o *display* do compressor apresenta uma mensagem de alarme [José Novais, 2014]. Esta sonda de temperatura tem uma importância muito particular, pois serve para proteger o *airend* quando o compressor está a funcionar a temperaturas demasiado altas.

Existem algumas causas que provocam o excesso de temperatura detetado por esta sonda. Entre as mais comuns estão a avaria da válvula termostática que impede a passagem do óleo para o radiador, a colmatção dos favos do radiador de óleo ou a avaria do motor do ventilador deixando, por isso, de fazer o arrefecimento do óleo por convecção forçada. Outra razão é também o baixo nível de refrigerante, que provoca o aumento da temperatura de descarga.

Outra razão não menos importante, é o facto de muitos compressores trabalharem a uma temperatura ambiente muito elevada. É bom lembrar que quanto mais baixa for a temperatura de admissão do ar, maior é o rendimento do compressor, e à medida que a temperatura de admissão aumenta, a eficiência da compressão baixa.

#### **2.4.3.17. Sensor do diferencial de controlo**

Este sensor é colocado na descarga de ar, medindo a pressão da rede de ar, isto é, mede a pressão à saída do compressor. Deste modo, esta sonda tem como função controlar o regime de funcionamento do compressor.

Sempre que este sensor deteta que a pressão máxima estipulada foi atingida, fornece informação ao controlador e o compressor entra em vazio. Assim que o sensor deteta a pressão mínima, o controlador dá ordem ao compressor para entrar em carga. Normalmente, o diferencial de pressão no compressor de parafuso é de 0,5 bar.

#### **2.4.3.18. Pressostato**

Alguns modelos de compressores de parafuso possuem um pressostato que mede a pressão interna do ar, dando ordem para o compressor entrar em regime de carga ou vazio.

#### **2.4.3.19. Electroválvula de controlo carga/vazio**

Esta válvula é caracterizada como sendo uma electroválvula de três vias, de dois estados, e retorno por mola com comando elétrico por bobine solenoide, e tem por função controlar o regime de carga vazio, estando instalada no circuito pneumático do compressor.

Quando o compressor se encontra em carga a válvula de admissão está aberta, a electroválvula de carga recebe tensão no solenoide e fica aberta, enquanto a electroválvula *solenoide de blowdown* está fechada. Quando deixa de haver consumo de ar comprimido, a válvula de carga fecha (retorno por mola), a válvula de admissão fecha (mas não totalmente), e a válvula de *blowdown* abre.

#### **2.4.3.20. Electroválvula solenoide de blowdown**

Esta electroválvula é constituída por duas vias e um solenoide, sendo responsável pela despressurização interna do compressor quando este se encontra em regime de vazio. Esta electroválvula solenoide abre sempre que o compressor entra em vazio, contudo possui um estrangulamento de modo a impedir que a despressurização ocorra de forma muito rápida, visto que é necessário garantir uma pressão interna mínima para fazer circular o óleo do circuito.

Esta pressão interna deve ser tanto menor quanto possível para diminuir o consumo do motor elétrico. Nos compressores mais antigos, a pressão interna ronda os 3 a 3,5 *bar* o que corresponde a uma potência em vazio de cerca 40% da potência em carga. Nos compressores mais modernos, a pressão interna em regime de vazio baixou para 1 *bar* correspondendo a uma potência em vazio de 20% relativamente à potência em plena carga [José Novais, 2014].

#### **2.4.3.21. Electroválvula de purga**

À saída do radiador de ar encontra-se uma electroválvula de purga dos condensados, que faz a drenagem dos condensados para o exterior. Esta electroválvula pode ser temporizada e sem perdas de ar. Em compressores mais antigos, trata-se de uma válvula de drenagem mecânica constituída por uma bóia funcionando por gravidade.

#### **2.4.3.22. Microprocessador**

O microprocessador é responsável pelo processamento dos sinais recebidos, quer pelos diferentes sensores, quer pelo operador, e fornece *outputs* para garantir o funcionamento do compressor nas melhores condições de operação, assim como fornecer informações

relevantes ao operador, emitindo sinais de alarme em caso de avaria ou necessidade de manutenção.



Figura 123 - Microprocessador (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

#### **2.4.3.23. Quadro elétrico**

O quadro elétrico de um compressor rotativo de parafuso possui, entre outros componentes, três contactores: o contactor de linha, o contactor de estrela e o contactor de triângulo que alimentam os diferentes componentes elétricos do compressor. No quadro elétrico encontra-se também o temporizador estrela triângulo, de modo a regular o tempo de passagem de um estado para o outro.

Além disso, possui o relé térmico de sobrecarga do motor. Este térmico tem como função proteger o motor de queimar em determinadas circunstâncias, mas não garante na totalidade que o motor não possa queimar. Como se sabe, quando o motor entra em sobrecarga, a intensidade de corrente ultrapassa a corrente nominal provocando o aumento da temperatura por efeito de Joule, e o objetivo do relé é evitar este sobre aquecimento.

A função do relé de sobrecarga do motor é desligar o motor antes que o limite de sobrecarga seja atingido. Este relé é constituído por dois metais com coeficientes de dilatação térmica distintos, unidos por um enrolamento ligado em série por onde passa a corrente que vai para o motor. Caso haja sobreaquecimento, os contactos do térmico abrem devido à deformação do par bimetálico e à diferença de dilatação dos metais, cortando a alimentação ao motor elétrico.

#### **2.4.3.24. Manutenção**

A manutenção aos compressores de parafuso deve ser efetuada a intervalos de 2000 horas ou um ano, o que ocorrer primeiro. Neste tipo de revisão, elementos como o filtro de ar, filtro de óleo, filtro de painel e filtro do variador de velocidade (para o caso de compressores de velocidade variável) devem ser substituídos. O filtro separador pode ter uma durabilidade de 4000 horas, 8000 horas ou até 2 anos, o que ocorrer primeiro. Contudo, o intervalo de substituição do filtro separador depende de cada fabricante e de cada modelo de compressor e, por isso, cada caso deve ser analisado de forma individual.

O refrigerante utilizado é totalmente sintético e tem uma durabilidade de 8000 horas ou dois anos, o que ocorrer primeiro. A beneficiação do elemento compressor está prevista a cada 24000 horas para compressores equipados com motor de velocidade fixa ou 40000 horas para compressores com motor de velocidade variável. A beneficiação do elemento compressor inclui a substituição dos rolamentos e retentores.

#### **2.4.4. Funcionamento de compressor de parafuso isento de óleo**

A característica principal deste tipo de compressor é que o movimento dos rotores do *airend* é proporcionado graças a um sistema de engrenagens, evitando assim o contacto metal-metal. Como se trata de um compressor isento de óleo, significa que no compartimento dos rotores só circula ar, assegurando o fornecimento de ar 100% isento de óleo com qualidade ISO Classe 0. O óleo utilizado nestes compressores serve apenas para lubrificar e arrefecer o sistema de engrenagens conhecido como "*bull gear box*", assim como as engrenagens de sincronismo e os rolamentos dos rotores.

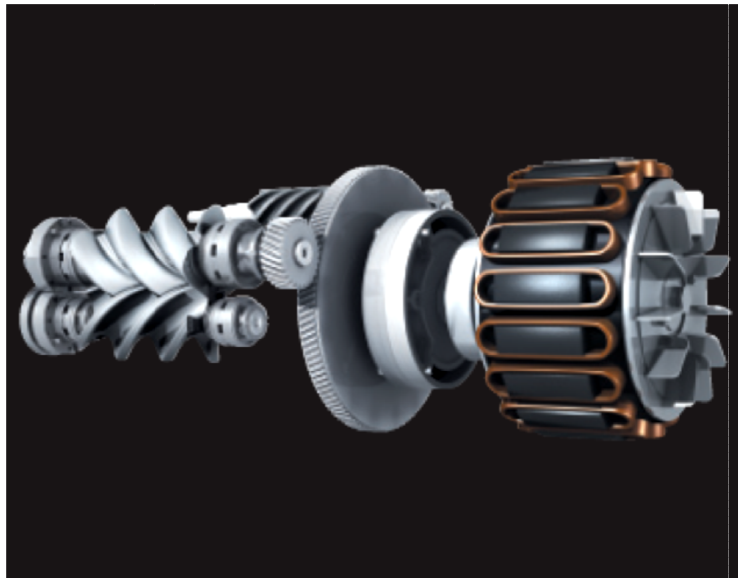


Figura 124 - Rotores, e carretos da bull gear box com o motor (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O sistema de transmissão é constituído por uma roda dentada motriz que transmite binário aos carretos de cada rotor mandante (macho), dos dois estágios de compressão. Na parte posterior dos rotores encontram-se outros conjuntos de carretos, que fazem o sincronismo do elemento compressor.

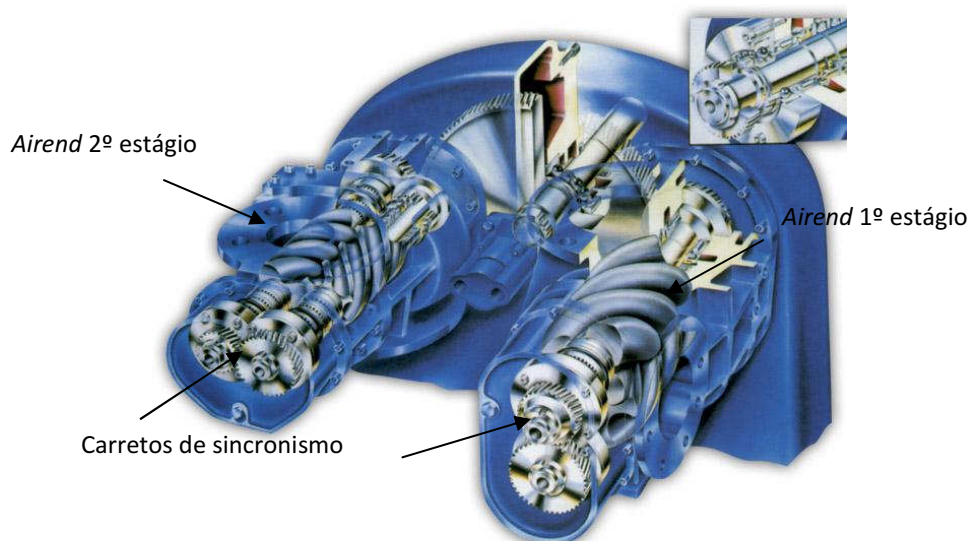


Figura 125 - *Bull gear box* do compressor de parafuso isento de óleo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

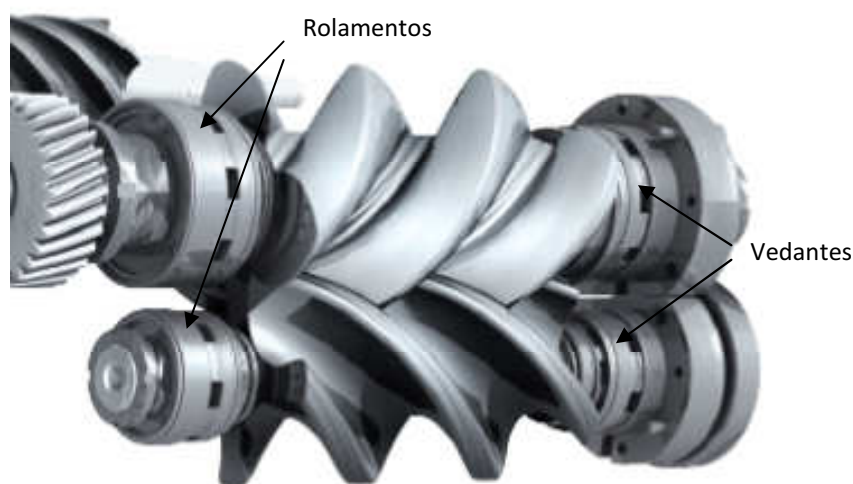


Figura 126 - Rotores isentos de óleo com revestimento *UltraCoat* (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Visto que não pode existir a presença de óleo no circuito de ar dos rotores, são aplicados retentores de elevada qualidade e durabilidade que garantem a produção de ar 100% isento de óleo de classe ISO Classe 0.

Os rotores da figura, construídos em aço inoxidável, são revestidos com um revestimento conhecido como *UltraCoat*. O processo de revestimento dos rotores recorre primeiro a uma preparação mecânica da superfície, aumentando a rugosidade para poder garantir uma boa aderência do tratamento. Depois, é feito um tratamento térmico por processo mecânico e químico que lhe confere propriedades únicas. Como resultado, obtêm-se rotores com uma performance melhorada, aumentando ainda mais a durabilidade do elemento compressor, além de diminuir os custos energéticos em cerca de 10%.

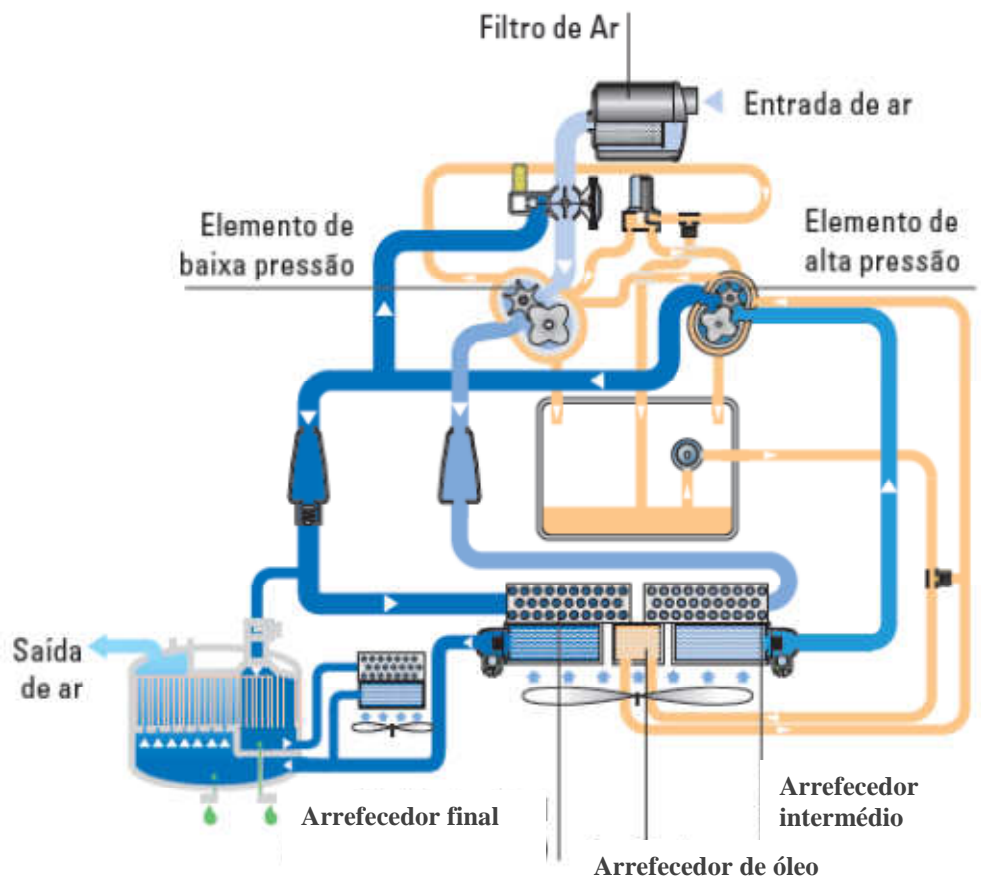


Figura 127 - Esquema de compressor de parafuso isento de óleo arrefecido a ar (Fonte: *Atlas Copco*)

O princípio de funcionamento no que respeita ao circuito do ar é o seguinte: o ar é admitido pela conduta, passa pelo filtro de ar onde este retém as partículas e é conduzido para o elemento compressor do 1º estágio (de baixa pressão) através da válvula de admissão.

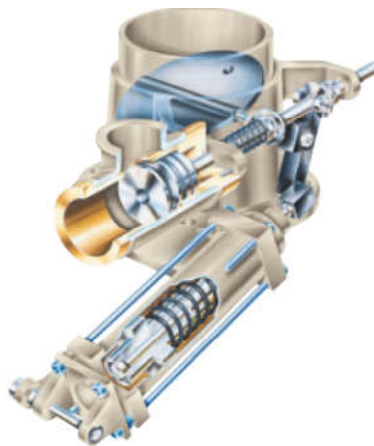


Figura 128 - Válvula de admissão de compressor de parafuso isento de óleo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A entrada no 1º estágio do *airend* é feita pela parte superior e a descarga ocorre numa secção lateral ao elemento compressor. Como resultado do processo de compressão, o ar aquece e é encaminhado para um *intercooler* de modo a arrefecer o ar. À saída do *intercooler*, é feita a purga dos condensados e, de seguida, o ar é direcionado para a admissão do 2º estágio (alta pressão) onde entra numa secção lateral ao elemento compressor. Depois a descarga do ar é feita pela parte superior do elemento compressor do 2º estágio, sendo conduzido até ao *aftercooler*, onde o ar é arrefecido mais uma vez e à saída, é feita novamente a purga dos condensados.

Antes de o ar passar pelo interior do radiador, o caudal de ar é dividido por três ou mais tubos, passando no plano paralelo ao radiador e só depois é que entra no arrefecedor. O objetivo deste tipo de construção é promover um pré-arrefecimento devido ao fluxo de ar proveniente do ventilador, aumento assim a eficiência do compressor.



Figura 129 - Compressor Nirvana isento de óleo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Neste compressor o óleo não se mistura com o ar. Na parte inferior do conjunto dos elementos de compressor e da *bull gear box* encontra-se o cárter onde o óleo fica depositado. No interior do cárter encontra-se a bomba de óleo que assegura a circulação do fluido pelo circuito.

Quando o óleo do compressor está frio, a válvula termostática está fechada e o óleo circula em circuito mais curto, passando pelas camisas dos *airends* e pelo filtro de óleo, antes de ser feita a injeção nos rolamentos e carretos dos elementos compressores, assim como na caixa de engrenagens (*bull gear box*). À medida que o óleo for aquecendo, a válvula termostática vai abrindo, deixando passar o óleo para o radiador para ser arrefecido por convecção forçada, onde de seguida, passa pelas camisas dos *airends*, pelo filtro de óleo e retorna novamente à *bull gear box* e aos carretos e rolamentos dos elementos compressores.

Este tipo de compressor possui diversas válvulas. Entre estas estão duas *válvulas de blowdown*, duas válvulas no circuito de baixa pressão, duas válvulas no circuito de alta pressão, duas electroválvulas solenoide de drenagem dos condensados, duas válvulas

mecânicas de retenção dos condensados, válvula de retenção do ar, válvula de *bypass* do óleo, válvula termostática e uma válvula de retenção do óleo.

Além dos compressores arrefecidos a ar, existem também compressores de parafuso isento de óleo onde o ar proveniente do processo de compressão é arrefecido por água.

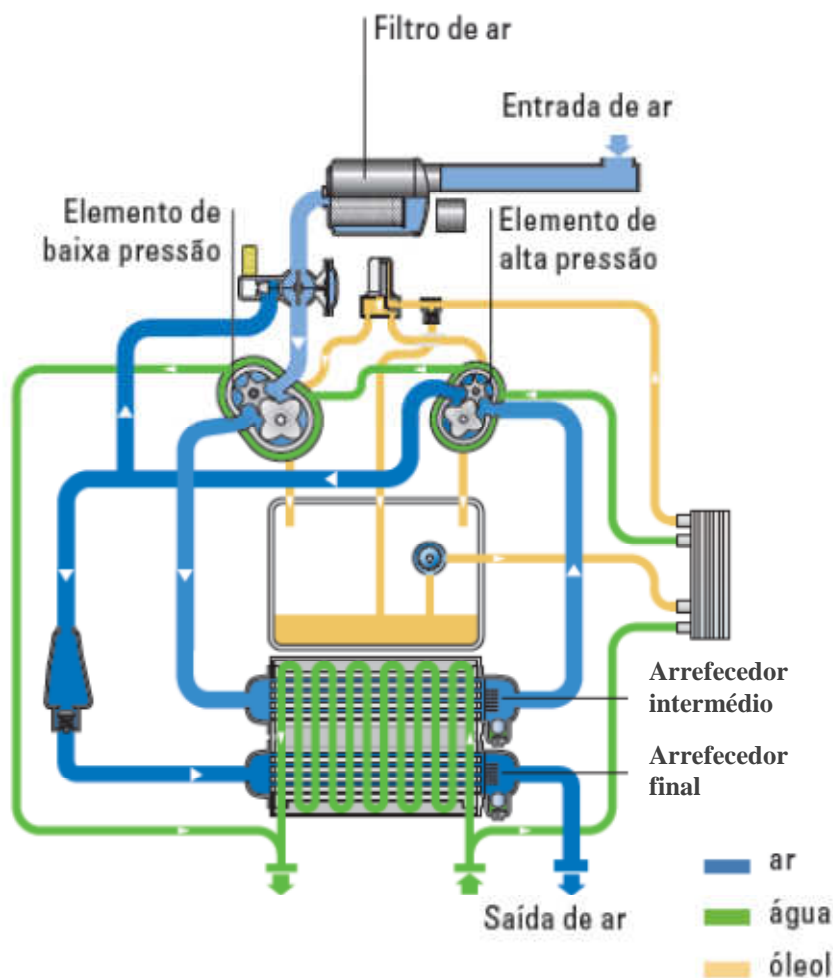


Figura 130 - Compressor de parafuso isento de óleo arrefecido por água (Fonte: *Atlas Copco*)

#### 2.4.4.1. Manutenção

A manutenção deste tipo de compressores deve ser efetuada a cada 2000 horas ou um ano, o que ocorrer primeiro. O refrigerante tem uma durabilidade de 8000 horas ou dois anos, o que ocorrer primeiro. Visto que este é um compressor que produz ar isento de óleo, é por demais evidente que não existe a presença do filtro separador de ar/óleo. Relativamente à

manutenção, verifica-se que estes compressores conseguem reduzir substancialmente os custos inerentes às manutenções preventivas.

#### **2.4.5. Funcionamento de um compressor centrífugo**

O compressor centrífugo é utilizado para aplicações que requerem grande caudal de ar e produz ar 100% isento de óleo de qualidade ISO Classe 0. Este tipo de compressor pode estar equipado com um ou vários andares ou estágios de compressão. Em função das necessidades, o compressor centrífugo pode satisfazer a maior gama de aplicações, podendo fornecer um caudal de 850 m<sup>3</sup>/min a uma pressão de 25 bar para múltiplos estágios, ou debitar um caudal de 1800 m<sup>3</sup>/min com uma pressão de 2,5 bar com um só estágio. Com a introdução de um *booster*, pode fornecer ar comprimido a uma pressão de 40 bar.



Figura 131 - Compressor Centrífugo *Centac C1000* de 3 estágios (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A transmissão do motor ao compressor propriamente dito é feita graças a um sistema de engrenagens (*bull gear*) equipado com uma roda motriz de denteado helicoidal, engrenada em carretos que transmitem aos impulsores o binário necessário.



Figura 132 - Vista explodida de sistema de engrenagens *bull gear* (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A vedação do óleo é assegurada graças à utilização de vedantes com anéis flutuantes de carvão de elevada qualidade, minimizando as perdas de ar, ao mesmo tempo que utiliza rolamentos autocentrantes que absorvem as elevadas cargas aplicadas e minimizam as vibrações.

O acoplamento do impulsor à chumaceira de apoio tem uma configuração em forma de polígono, aumentando assim a superfície de contacto, garantindo uma ligação eficiente por forma a promover uma distribuição aerodinâmica uniforme da carga, minimizando assim as tensões que ocorrem quando se utiliza acoplamento por chaveta, e por fim, promove uma fácil montagem e desmontagem.



Figura 133 - Sistema de acoplamento do impulsor (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O impulsor é fabricado em aço inoxidável de modo a garantir uma elevada resistência à corrosão e oxidação, pois este compressor é utilizado em aplicações de grande exigência na qualidade do ar. As pás do impulsor apresentam elevada resistência mecânica e a sua configuração promove o escoamento do fluido com o mínimo de turbulência. O pinhão apresenta um pequeno comprimento de modo a minimizar as cargas em balanço, garantindo grande estabilidade.



Figura 134 - Vedante e impulsor de compressor centrífugo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Com a estabilidade dos pinhões, é permitida a utilização de chumaceiras hidrodinâmicas com um sistema de lubrificação convencional de baixa pressão que garante o amortecimento do rotor com uma película de lubrificante. A chumaceira de impulso não tem partes móveis e permite uma dissipação efetiva das cargas axiais, aerodinâmicas, provocadas durante o funcionamento.

O fornecimento e a pressão do óleo é assegurada graças à utilização da bomba principal montada no veio, apoiada por uma bomba de pré e pós-lubrificação.

Os arrefecedores de tubos funcionam com a circulação de ar no interior dos tubos e água pelo exterior, garantindo uma maior eficiência no arrefecimento, menor diferencial de temperaturas, menores perdas de carga e menor ruído. Além disso, estes permutadores conseguem arrefecer o ar até 5 °C abaixo da temperatura da água de entrada, e podem ser fornecidos com um revestimento de resina fenólica. A limpeza dos arrefecedores pode ser feita retirando apenas as tampas laterais.

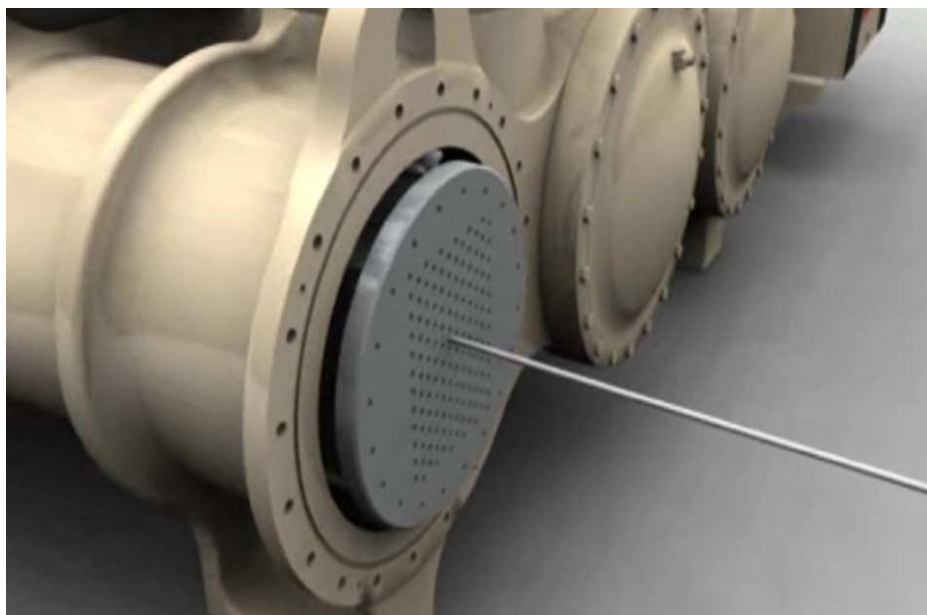


Figura 135 - Limpeza dos permutadores de tubos ar/água (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Cada andar de compressão está equipado com uma sonda que mede as vibrações de modo a permitir a monitorização do funcionamento do sistema de transmissão. Com a utilização da

carcaça de separação vertical, o acesso aos componentes é facilitado diminuindo os tempos de paragem nas manutenções.

Este tipo de compressor tem o seguinte princípio de funcionamento: o ar é admitido pelo filtro de ar onde este retém as partículas de poeiras existentes no ar, sendo depois o ar limpo conduzido até à válvula de admissão. Em função das necessidades de consumo de ar comprimido, a válvula de admissão pode abrir mais ou menos, isto é, faz a inclinação das pás de modo a fazer variar o caudal de ar na entrada do impulsor.

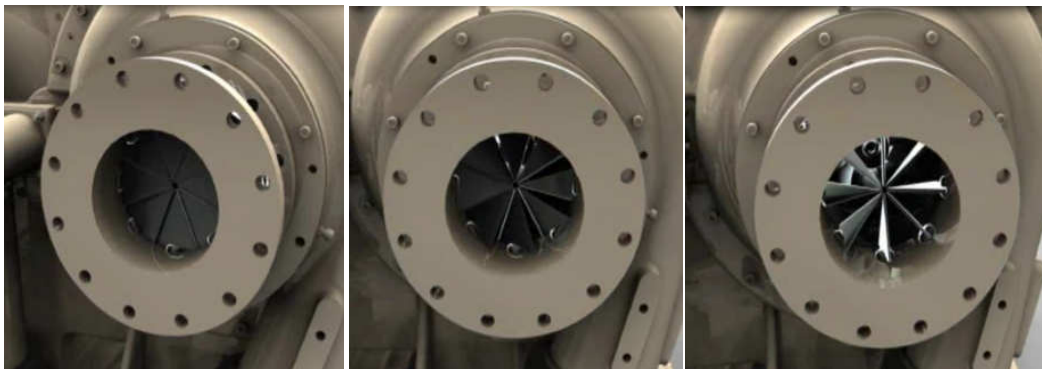


Figura 136 - Válvula de admissão de ajuste progressivo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Depois de o ar passar pela válvula de admissão, este é conduzido para o impulsor do primeiro andar que imprime energia cinética ao ar, passando depois pelo difusor que converte a energia cinética em energia de pressão, ao mesmo tempo que diminui de velocidade devido ao aumento da secção.

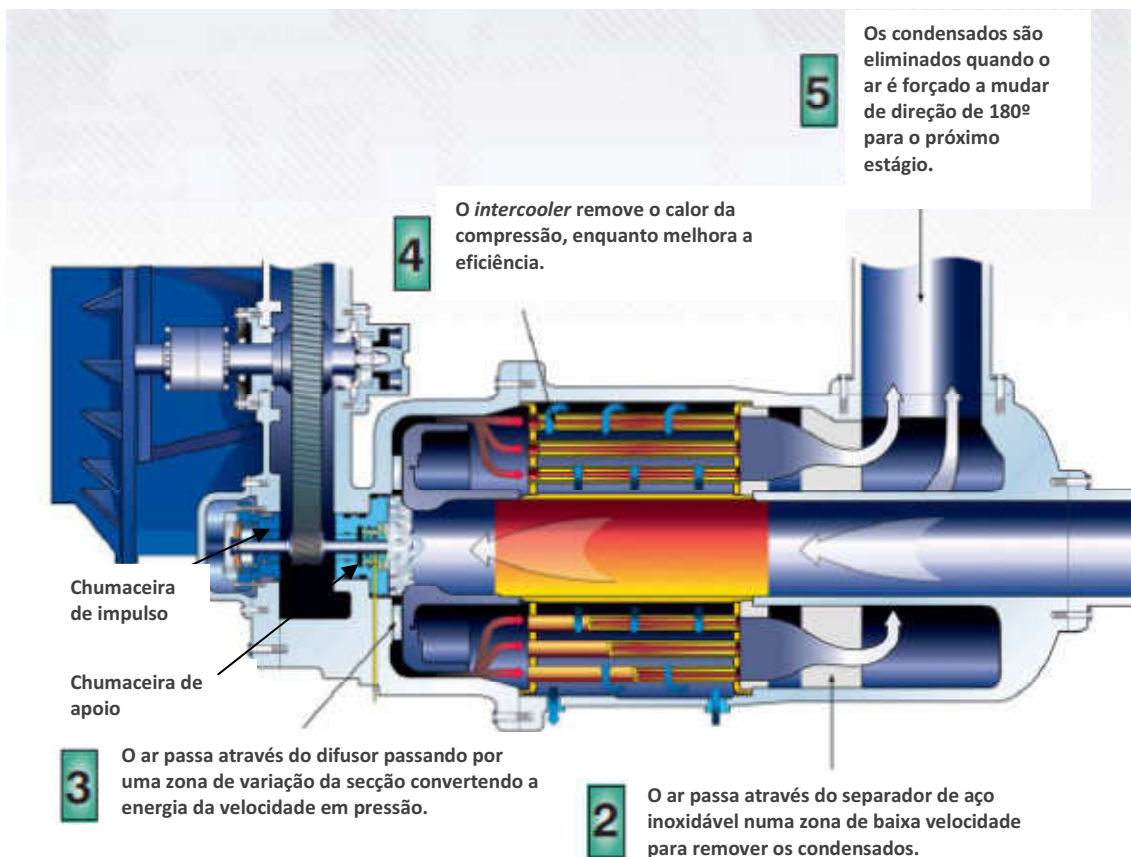


Figura 137 - Esquema de funcionamento de um compressor centrífugo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Depois de o ar sair do difusor, passa pelo permutador de calor arrefecido a água (*intercooler*) que elimina o calor resultante do processo de compressão, aumentando assim a eficiência. Como resultado do arrefecimento, a humidade presente no ar condensa, passando pelo separador de condensados em aço inoxidável, numa zona onde a velocidade do ar é baixa. A eliminação dos condensados é feita quando o ar é forçado a mudar de direção a 180° para entrar no andar seguinte.

Depois do ar sair do primeiro estágio, o processo repete-se para os seguintes andares de compressão, até à descarga para a rede.

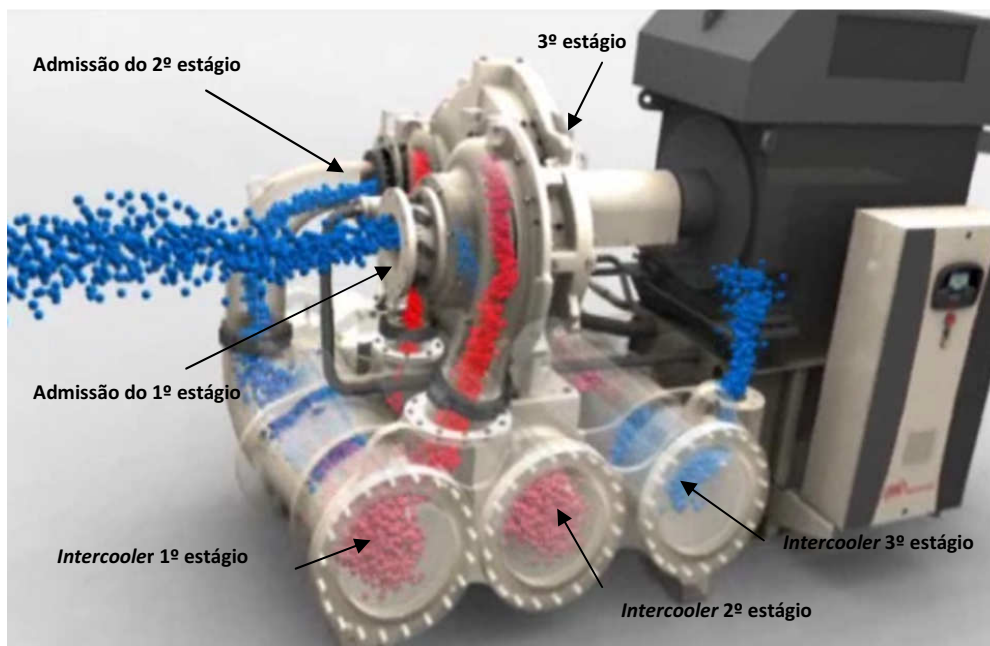


Figura 138 - Funcionamento de compressor centrífugo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

## 2.5. Avarias mais comuns em compressores

Um compressor de ar comprimido é um equipamento que possui um determinado número de peças móveis, ao mesmo tempo que comprime o ar para pressões que podem ser mais ou menos elevadas e, como consequência, o aumento da temperatura do fluido também ocorre. A conjugação de todos estes fatores contribui para o desgaste e fadiga de diversos elementos de um compressor. Deste modo, é natural que as avarias ocorram, sendo que os compressores que tenham um maior número de peças móveis e que funcionem a altas pressões, têm maior propensão a avarias, como é o caso dos compressores alternativos.

### 2.5.1. Avarias em compressores alternativos

Nos compressores alternativos, as avarias mais comuns ocorrem por gripagem, em que muitas vezes a razão está na falta de lubrificação ou devido a uma lubrificação insuficiente. Visto que estes compressores apresentam grandes vibrações a falta de reaperto dos parafusos da cabeça compressora, pode provocar gastos avultados caso não haja a preocupação de inspecionar periodicamente o bom funcionamento do compressor. Também as fugas de óleo e de ar devem ser tomadas em consideração para não provocar avarias que podem ser muito

dispendiosas. A seguir, apresentam-se alguns tipos de avarias mais frequentes em compressores alternativos.

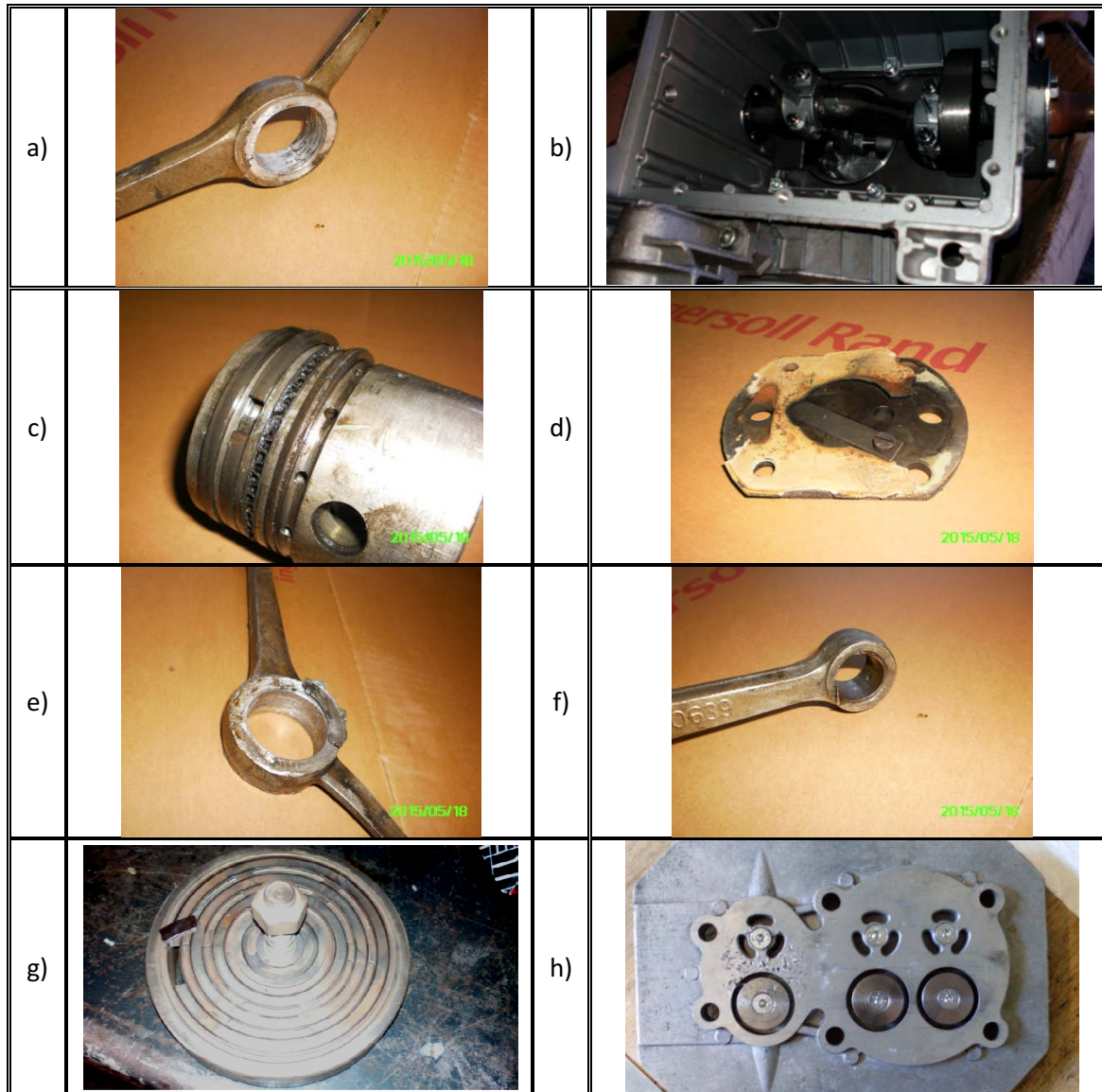


Tabela 11 - Descrição das avarias mais frequentes em compressores alternativos relativos à figura 139.

a)	Cabeça de biela gripada
b)	Cambota danificada
c)	Segmentos com desgaste
d)	Válvula danificada com vestígios de óleo
e)	Biela gripada por abrasão
f)	Pé de biela gripado
g)	Válvula de compressor de alta pressão partida
h)	Válvula danificada devido à entrada de objetos sólidos no 2º estágio.

### **2.5.2. Avarias em compressores de parafuso**

Os compressores de parafuso rotativo possuem menos peças móveis e, por este facto, o elemento compressor sofre menos desgaste do que uma cabeça compressora de um compressor alternativo. Por este motivo é que os compressores alternativos não devem funcionar em contínuo durante muito tempo. Além disso, os compressores de pistão têm, por norma, uma manutenção mais dispendiosa e obrigam a tempos de paragem mais longos durante a manutenção.

No entanto, a lubrificação dos elementos de compressor rotativos é um parâmetro de extrema importância, pois caso seja descuidada, pode provocar a gripagem do *airend*. No caso dos elementos de compressor isentos de óleo, a lubrificação é igualmente importante, neste caso, na caixa de engrenagens de sincronismo. Se a manutenção de um compressor de parafuso for cumprida de acordo com as recomendações do fabricante, o *airend* de um compressor rotativo com motor de velocidade fixa faz 24000 horas e um compressor de parafuso com motor de velocidade variável faz 40000 horas, sem necessidade de abrir o elemento compressor [Ingersoll-Rand].

Depois de o elemento compressor atingir as referidas horas, existe a necessidade de abrir e beneficiar o *airend*. Na beneficiação do elemento compressor é necessário substituir todos os rolamentos e retentores, com a execução do trabalho a ser feita num ambiente limpo, sendo que a montagem deve ser efetuada por técnicos especializados, pois os rotores funcionam com tolerâncias muito apertadas. Por norma, a gripagem do elemento compressor ocorre devido a uma lubrificação insuficiente, ou quando um ou mais rolamentos dos rotores ficam seriamente danificados.

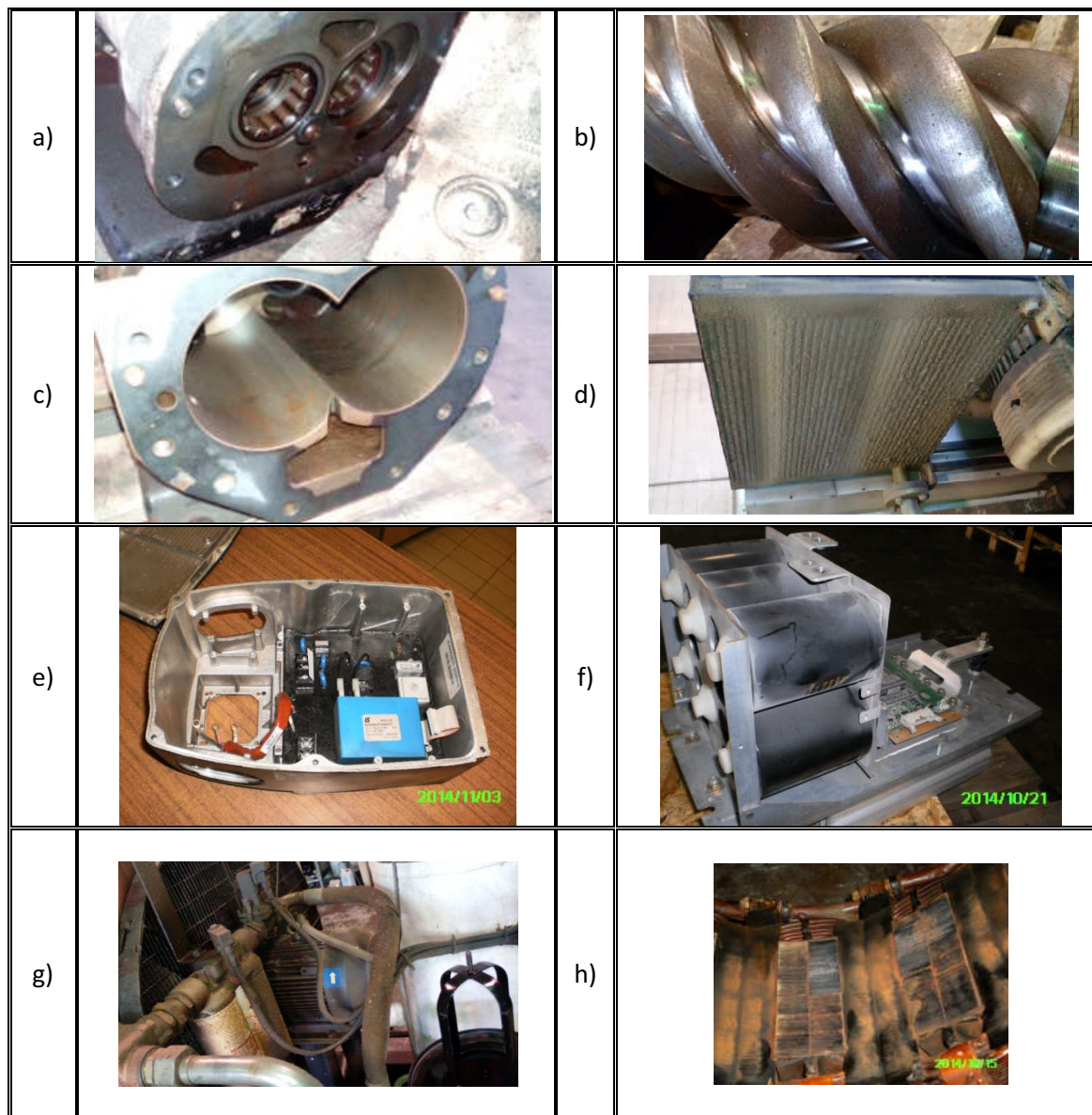


Figura 140 - Avarias em compressores de parafuso (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Tabela 12 - Descrição das avarias em compressores de parafuso relativas à figura 140.

a)	Rolamentos do <i>airend</i> danificados.
b)	Rotor macho com sinais de contacto metal-metal.
c)	Camisa do bloco compressor com marcas de contacto metal-metal.
d)	Radiador totalmente colmatado.
e)	Variador de frequência avariado.
f)	Módulo de potência avariado.
g)	Sensor de pressão e válvula stop de óleo com muito pó e gordura acumulados.
h)	Estator de motor HPM danificado devido a contacto com o rotor.

## 2.4. Técnicas usualmente aplicadas ao estudo de avarias

Para efetuar um correto diagnóstico de avarias em compressores, os técnicos devem ser especializados em ar comprimido e a experiência destes é também muito importante para detetar determinadas avarias.

Além disso, é também muito importante que os técnicos possuam meios complementares de diagnóstico, para executar as medições necessárias no sentido de verificarem se o funcionamento de um compressor está dentro dos parâmetros normais, ou se é necessário tomar medidas no sentido de evitar que ocorra uma avaria e uma possível paragem prolongada do compressor.

Como meios de diagnóstico existem algumas ferramentas como o multímetro, pinça amperimétrica, analisador de rede elétrica, medidor de vibrações, *intellisurvey*, etc.

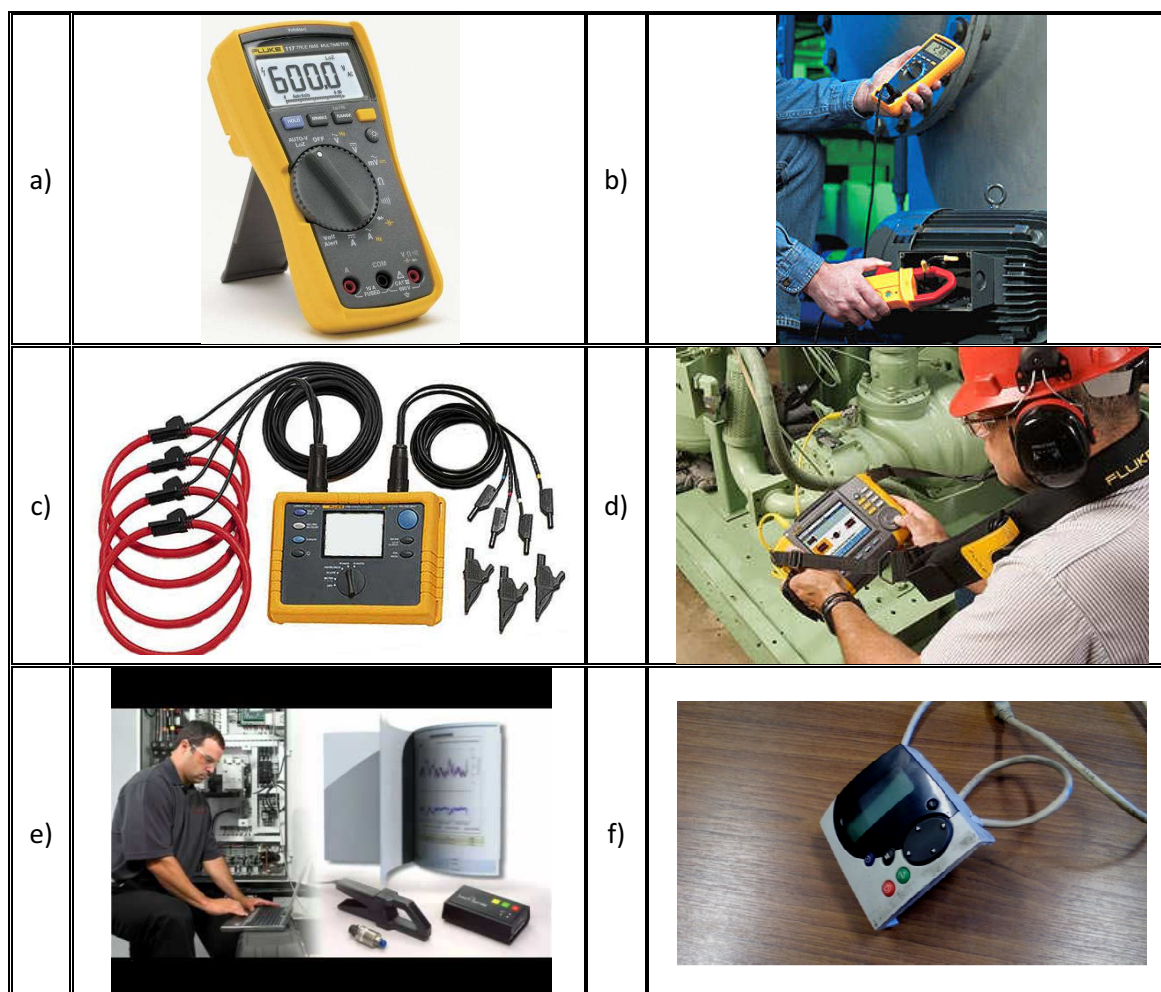


Figura 141 - Meios de diagnóstico de avarias (Fonte: Fluke e Ingersoll-Rand)

Tabela 13 - Descrição dos meios de diagnóstico de avarias relativos à figura 141.

a)	Multímetro digital <i>Fluke 117</i>
b)	Pinça amperimétrica <i>Fluke</i>
c)	Analizador de rede elétrica <i>Fluke 1735</i>
d)	Medidor de vibrações <i>Fluke 810</i>
e)	Aparelho de auditorias <i>Intellisurvey Ingersoll-Rand</i>
f)	Aparelho CDC da <i>Ingersoll-Rand</i>

O multímetro é uma ferramenta muito útil para medir grandezas elétricas. Entre outras funções, este serve por exemplo, para medir a resistência de um motor, podendo dar assim a informação de que é necessário proceder à sua beneficiação, ou quando está a ocorrer passagem à massa. Neste caso, deve-se efetuar a rebobinagem.

O analisador de rede elétrica permite medir as variações de tensão que ocorrem na rede de alimentação. Muitas vezes, os picos de tensão podem provocar avarias nos módulos de potência ou nos variadores de frequência. Esta ferramenta deve ficar instalada durante alguns dias na rede elétrica do cliente, pois numa medição instantânea é muito difícil de detetar os picos de tensão que, de um modo geral, ocorrem esporadicamente.

O medidor de vibrações é também um equipamento muito útil pois este serve para medir as vibrações dos rolamentos do elemento compressor. Deste modo, quando a vibração excede um determinado valor o técnico recebe informação de que é recomendável beneficiar o *airend*, antes que este possa gripar.

Figura 142 - Medidor de vibrações IR30 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A utilização da ferramenta de recolha de dados, conhecida como *intellisurvey* da Ingersoll-Rand, permite monitorizar o funcionamento de uma sistema de ar comprimido e ajudar a determinar as causas das avarias. Esta ferramenta faz a recolha de dados como o caudal, pressão, consumo de ar e os custos energéticos. Depois, é feito o processamento dos dados recolhidos e no final são emitidos relatórios e efetuadas recomendações no sentido de eliminar eventuais problemas detetados. O equipamento CDC da Ingersoll-Rand serve para detetar avarias nos variadores de frequência, através da ligação de um cabo de rede.

## **3. Desenvolvimento**

### **3.1. Objectivos específicos deste trabalho prático**

A realização do trabalho prático tem por objetivo fazer a recolha das avarias ocorridas, desde a aquisição até à atualidade, de cinco modelos de compressores diferentes. Depois de recolhidos os dados, faz-se um estudo das avarias mais frequentes nos modelos de compressores de ar comprimido selecionados e, por fim, propõe-se possíveis soluções para os problemas encontrados no sentido de minimizar as ocorrências. A recolha de dados dos compressores da *Ingersoll-Rand* é efetuada tendo como base a informação recolhida na empresa *Comingersoll*.

### **3.2. Apresentação e caracterização da empresa**

#### **3.2.1. Comingersoll**

A *Comingersoll* tem por missão apoiar o desenvolvimento da capacidade negocial dos seus clientes com a introdução no mercado de equipamentos tecnologicamente avançados. Defende valores fundamentais como a honestidade, a lealdade, a confiança, a eficácia e a competência. Nos anos de 2014 e 2015 a *Comingersoll* foi distinguida com a marca PME líder.

A *Comingersoll* iniciou a sua atividade em Maio de 1984 como resultado da transformação da sociedade por quotas *Ingersoll-Rand, Lda.* laborando nas áreas da indústria transformadora, construção civil e obras públicas, assim como na exploração dos recursos naturais. Em 2003 passou também a atuar na área dos transportes, com a representação da marca de veículos pesados de passageiros *BMC*.

Sendo uma empresa portuguesa, a *Comingersoll*, representa a marca *Ingersoll-Rand* e dedica-se à importação, comercialização e presta assistência técnica a todos os equipamentos que comercializa. Como exemplos dos equipamentos que comercializa temos, compressores de ar

comprimido alternativos, compressores de parafuso isentos de óleo ou lubrificados, compressores centrífugos, secadores de ar, separadores de água/óleo, filtros de linha, tubagens para redes de ar comprimido, ferramentas pneumáticas e elétricas, bombas de diafragma, motores pneumáticos, guinchos, diferenciais, etc. Além disso, representa a marca *Snorkel* na comercialização de plataformas elevatórias, e a marca *Green Power* na comercialização e aluguer de geradores.

No que diz respeito ao setor da construção, atualmente a empresa dedica-se ao aluguer e comercialização de marcas como a *Sany*, *Sunwård*, *Çukurova*, *Permon*, *EuroShatal* e *General Breaker*, desde motoniveladoras, máquinas giratórias, retroescavadoras, mini pás carregadoras, cilindros compactadores, martelos pneumáticos e hidráulicos, cortadoras de asfalto, etc.

### **3.2.2. Ingersoll-Rand**

A *Ingersoll-Rand* é uma empresa norte americana com sede na cidade suburbana de Davidson, Charlotte, na Carolina do Norte, EUA. Emprega cerca de 52000 pessoas (em 2011) e opera com várias unidades fabris um pouco por todo o mundo.

A formação da multinacional *Ingersoll-Rand* remonta ao século XIX quando em Nova Iorque, no ano de 1871, *Simon Ingersoll* inventou e patenteou a perfuradora de rocha a vapor, criando assim a *Ingersoll Rock Drill Company*. Um ano mais tarde, foi introduzido no mercado o primeiro compressor de ar *Rand* pelos irmãos *Addison Rand* e *Jasper Rand Jr*, formando assim a *Rand & Waring Drill & Compressor Company*.

Em 1888, é efetuada a fusão da *Ingersoll Rock Drill Company*, com a *Sergeant Drill Company*, formando-se a *Ingersoll-Sergeant Drill Company*. Em 1904 iniciam-se as obras no canal do Panamá com a utilização de perfuradoras da *Ingersoll-Sergeant Drill Company* e, em 1905 dá-se a fusão da *Ingersoll-Sergeant Drill Company* com a *Rand Drill Company* para formar a atual *Ingersoll-Rand Company* [*Ingersoll-Rand*].

Em 1912, a *Ingersoll-Rand* inventou o primeiro martelo pneumático demolidor e em 1934 foi introduzida a primeira máquina de impacto. Em 1954, o primeiro submarino nuclear do mundo foi equipado com compressores e bombas da *Ingersoll-Rand* para alimentação da caldeira. E em 1977, a *Ingersoll-Rand* fabrica a perfuradora de salvamento mais rápida do mundo para as minas da África do Sul.

No entanto, em Julho de 2004 a *Ingersoll-Rand* vendeu a representação dos equipamentos de exploração de minas à *Atlas Copco* e, em Fevereiro de 2007 vendeu o desenvolvimento dos equipamentos de pavimentação de estradas à *Volvo*. Por sua vez, em Julho de 2007, a *Ingersoll-Rand* vendeu à empresa sul coreana *Doosan* os compressores portáteis, deixando assim de estar representada na área da construção.

Embora a *Ingersoll-Rand* tenha tido origem na área da construção e minas, hoje em dia, opera num mercado mais diversificado, passando pela indústria do golfe, refrigeração industrial estacionária e em transportes, refrigeração doméstica, sendo especialista na produção de soluções de ar comprimido para a indústria, como compressores alternativos, compressores de parafuso lubrificado e isentos de óleo, compressores centrífugos, secadores, filtros de linha, ferramentas pneumáticas e elétricas, guinchos, diferenciais, bombas pneumáticas, entre outros.

### **3.3. Apresentação, parametrização e metodologia a adoptar no estudo a efectuar**

Para o estudo em compressores da *Ingersoll-Rand* foram seleccionados cinco modelos distintos, por forma a diversificar a análise das avarias mais frequentes. O estudo recaiu sobre os seguintes modelos: IRN11-8, IRN75, IRN75-OF (*oil free*), SSR M200-2S e PB4-270-3.



Figura 143 - Compressor IRN11-8 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Tabela 14 - Características dos modelos dos compressores analisados.

Modelo	Características
IRN11-8	Compressor de parafuso de contacto lubrificado, equipado com motor de 11 kW de velocidade variável controlada por variador de frequência, com um estágio de compressão a 8 bar.
Nirvana IRN75	Compressor de parafuso de contacto lubrificado equipado com motor de 75 kW de velocidade variável controlada por módulo de potência, com um estágio de compressão.
Nirvana IRN75-OF	Compressor isento de óleo (produz ar 100% isento de óleo) com motor de 75 kW de velocidade variável controlada por módulo de potência, com um estágio de compressão.
SSR M200-2S	Compressor de contacto lubrificado de dois estágios de compressão, equipado com motor de 200 kW de velocidade fixa.
PB4-270-3	Compressor alternativo de baixa pressão com dois cilindros e um estágio de compressão, equipado com motor de 3 kW (4 cv) trifásico e com reservatório de 270 litros.

Figura 144 - Compressor IRN75 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Deste modo, o estudo considera compressores de parafuso de contacto lubrificado e isentos de óleo com motores de velocidade variável controlada, tanto por variador de frequência como por módulo de potência, assim como um compressor de dois estágios de compressão de velocidade fixa e um compressor de pistão de baixa pressão com motor trifásico.



Figura 145 - Compressor IRN75-OF isento de óleo (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Tabela 15 - Número e período de tempo dos compressores estudados.

<b>Modelo</b>	<b>Número de Compressores Analisados</b>	<b>Período de Tempo</b>
IRN11-8	10	Até 5 a 11 anos
Nirvana IRN75	9	Até 5 a 11 anos
Nirvana IRN75-OF	2	Até 6 e 9 anos
SSR M200-2S	4	Até 7 a 10 anos
PB4-270-3	7	Até 4 a 5 anos



Figura 146 - Compressor SSR M200-2S (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

O método de recolha das avarias dos compressores selecionados, teve por base registar a data em que as avarias foram detetadas, o tipo de avaria ocorrido, a possível causa atribuída e o custo médio de cada reparação. Naturalmente, as avarias que eventualmente possam ter ocorrido, mas que não foram reportadas à empresa, não foram consideradas neste estudo.



Figura 147 - Compressor alternativo PB4-270-3 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### 3.4. Avarias detetadas: tipo e quantidade

#### 3.4.1. Avarias detetadas em compressores IRN11-8

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C1	IRN11-8	2009	6 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
16-02-2012	Ruído estranho durante o funcionamento do compressor. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste.	202,92 €
10-12-2012	Não produz ar. Não acelera. Potenciómetro avariado.	Causa natural.	200,00 €
12-02-2014	Fuga de óleo pelo elemento compressor.	Desgaste devido a ambiente nefasto (temperatura e pó).	468,66 €
19-06-2014	Motor com passagem à terra. Disparo do disjuntor. Rebobinagem do motor e substituir rolamento da frente do motor.	Sobrecarga do motor. Temperatura ambiente muito elevada e ambiente nefasto. Fraco isolamento das bobines.	616,41 €
19-06-2014	Compressor parou de funcionar. Fuga de óleo.	Sobrecarga do motor. Temperatura ambiente muito elevada e ambiente nefasto.	56,20 €
02-10-2014	O compressor não funciona. Acende Led indicador. Disparo do disjuntor. Variador avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	2783,50 €
02-10-2014	O compressor não funciona. Elemento compressor gripou.	Desrespeito pelo intervalo de manutenção. Óleo degradado.	2753,55 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C2	IRN11-8	2009	6 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
27-01-2010	Disparo por excesso de temperatura. Termostato e condensador do motor avariado.	Causa natural.	210,53 €
16-02-2012	Ruído estranho durante o funcionamento. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste.	202,92 €
19-07-2012	Ruído estranho durante o funcionamento. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste devido a ambiente nefasto.	319,17 €
12-12-2014	Excesso de vibrações nos rolamentos do motor. Beneficiar motor.	Desgaste devido a ambiente nefasto (excesso de temperatura e pó).	425,36 €
12-12-2014	Fuga de óleo pelo airend. Reparar <i>airend</i> .	Desgaste devido a ambiente nefasto (excesso de temperatura e pó).	292,92 €
27-01-2015	Disparo por excesso de temperatura. Termostato avariado.	Causa natural.	144,53 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C3	IRN11-8	2005	10 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
31-05-2007	Fusível queimado.	Causa natural.	57,19 €
16-05-2008	Disparo por excesso de temperatura. Radiador colmatado.	Ambiente com muito pó. Negligência.	95,00 €
19-09-2009	Motor com vibração excessiva. Beneficiar motor.	Ambiente nefasto. Desgaste.	311,48 €
19-09-2009	Avaria elétrica nos relés e fusível.	Desgaste.	492,13 €
09-10-2012	Ruído estranho. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste.	183,92 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C4	IRN11-8	2005	10 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
29-03-2011	Ruído estranho. Rolamento da frente do avariado.	Desgaste.	178,87 €
25-07-2014	Compressor não arranca. Avaria no variador	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	1609,34 €
25-07-2014	Ruído. Substituir rolamento da frente do motor.	Desgaste.	236,13 €
25-07-2014	Avaria elétrica. Botão.	Desgaste.	50,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C5	IRN11-8	2004	11 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
03-10-2009	Fuga de óleo pela mangueira de injeção.	Desgaste.	87,96 €
29-10-2012	Baixo isolamento do motor. Beneficiar motor.	Desgaste.	139,55 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C6	IRN11-8	2005	10 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
01-06-2007	Compressor não arranca. Variador avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	3448,48 €
18-12-2012	Fusível queimado.	Causa natural.	53,95 €
12-03-2013	Disparo por excesso de temperatura. Termostato avariado.	Causa natural.	78,30 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C7	IRN11-8	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
01-10-2010	Avaria elétrica. Relé avariado.	Causa natural.	287,06 €
12-04-2011	Ruído. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste.	224,62 €
12-09-2012	Compressor não arranca. Variador avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	1962,75 €
18-09-2012	Fuga de óleo pela mangueira descarga óleo do <i>airend</i> .	Ambiente nefasto. Elevada temperatura.	189,47 €
14-04-2014	Ruído. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste.	145,92 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C8	IRN11-8	2007	8 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
11-04-2011	Ruído. Rolamento da frente do motor avariado.	Ruído. Rolamento gripado.	202,82 €
24-12-2012	Ruído. Rolamento da frente do motor avariado.	Desgaste.	207,32 €
26-04-2013	Disparo por excesso de temperatura. Termostato avariado.	Causa natural.	118,67 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C9	IRN11-8	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
18-02-2011	O ventilador do radiador não funciona. Reaperto dos contactos eléctricos.	Mau contacto nos cabos de alimentação do motor do ventilador.	57,00 €
03-02-2014	Disparo por excesso de temperatura. Termostato avariado.	Causa natural.	112,33 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C10	IRN11-8	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
03-10-2011	Fuga de óleo por acessório.	Acessório desapertado.	38,00 €
13-06-2013	Erro de leitura da pressão. <i>Transducer</i> de pressão avariado.	Causa natural.	322,66 €
10-04-2014	Compressor não arranca. Variador avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	2794,00 €

### 3.4.1.1. Análise do tipo de avarias no compressor IRN11-8

Após a recolha dos dados pode-se verificar a quantidade do tipo de avarias que ocorreram no período de tempo estudado no compressor IRN11-8. Deste modo, também é possível fazer uma análise do custo médio de cada intervenção. De notar que, o custo médio de cada intervenção não contempla a deslocação.

Tabela 16 - Frequência e custo médio do tipo de avarias ocorrido nos compressores IRN11-8.

Tipos de Avarias	Nº Avarias	Custo Médio
Rolamento gripado	10	210,46 €
Avaria elétrica	8	190,00 €
Excesso de temperatura	6	126,56 €
Fugas de óleo	6	210,94 €
Avaria no variador	5	2.519,61 €
Beneficiação do motor	3	247,98 €
Bobinagem do motor	1	616,41 €
Avaria no <i>airend</i>	1	2.753,55 €
Total	40	

Com base nos dados recolhidos, efetua-se os seguintes cálculos para fazer a análise por histograma de frequências. Para a análise do tipo de avarias, o tamanho da amostra é de oito, conforme se pode verificar na tabela acima.

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 8 \quad (48)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 5 \quad (49)$$

$$\text{Desvio padrão: } S = 3,21 \quad (50)$$

$$\text{Máximo} = 10 \quad (51)$$

$$\text{Mínimo} = 1 \quad (52)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} \quad (53)$$

$$R = 9 \quad (54)$$

$$N^{\circ} \text{ de células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,8 \sim 3 \quad (55)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{N^{\circ} \text{ Células} - 1} = 4,5 \quad (56)$$

Os limites dos intervalos deverão ser fixados através de valores com um grau de precisão superior ao das observações.

$$\text{O valor da última célula será: } K = \text{Máx} + 0,5 \cdot \text{intervalo célula} + 0,5 \quad (57)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 12,75 \quad (58)$$

As fronteiras terão de ter o limite superior acima do máximo e o limite inferior abaixo do mínimo. Para isso, o limite superior toma o valor de K. Depois, os valores vão sendo subtraídos pelo intervalo de células (i.c.) até o valor ser inferior ao mínimo.

$$12,75 - 4,5 = 8,25 \quad (59)$$

$$8,25 - 4,5 = 3,75 \quad (60)$$

$$\text{Limite inferior} = 3,75 - 4,5 = -0,75 \text{ (inferior ao mínimo)} \quad (61)$$

Tabela 17 - Dados estatísticos do tipo de avarias IRN11-8.

Amostra n	8
Média	5
Desvio padrão	3,21
Máximo	10
Mínimo	1
Amplitude R	9
Nº de células	3
Intervalo de células	4,5
K	12,75

Tabela 18 - Fronteira das células para o histograma do tipo de avarias do compressor IRN11-8.

12,75
8,25
3,75
-0,75

Tabela 19 - Dados do histograma de frequências do tipo de avarias IRN11-8.

Nº de avarias	Frequência
-0,75	0
3,75	3
8,25	4
12,75	1
Mais	0

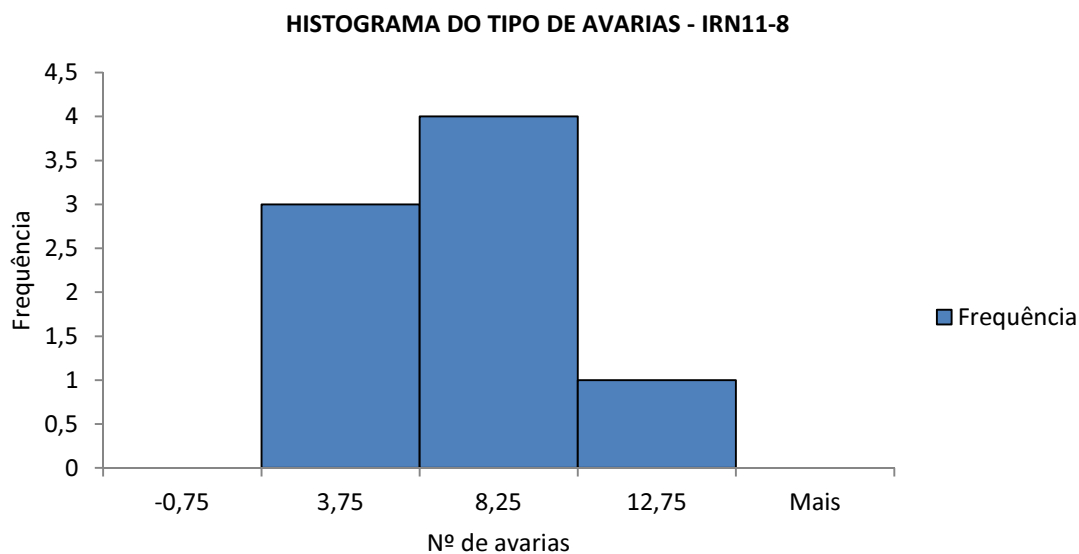


Gráfico 1 - Histograma do tipo de avarias do compressor IRN11-8.

Fazendo a análise do histograma para o tipo de avarias, verifica-se uma distribuição normal mas está desviada para a esquerda. Significa isto que, o maior número de ocorrências de avarias para cada tipo situa-se entre 4 e 8.

#### **3.4.1.2. Análise do custo médio das avarias do compressor IRN11-8**

Para efetuar o histograma de frequências para o custo médio das avarias efetua-se os seguintes cálculos de acordo com os dados da tabela e com as fórmulas já apresentadas.

Tabela 20 - Custo médio para cada tipo de avaria do compressor IRN11-8.

Tipos de Avarias	Custo Médio
Avaria <i>airend</i>	2.753,55 €
Avaria no variador	2.519,61 €
Bobinagem do motor	616,41 €
Beneficiação do motor	247,98 €
Fugas de óleo	210,94 €
Rolamento gripado	210,46 €
Avaria elétrica	190,00 €
Excesso de temperatura	126,56 €
Total	6.875,51 €

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 8 \quad (62)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 859,44 \text{ €} \quad (63)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 2626,99 \text{ €} \quad (64)$$

$$\text{Nº de células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,8 \sim 3 \quad (65)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 1313,50 \text{ €} \quad (66)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 3410,35 \text{ €} \quad (67)$$

Tabela 21 - Dados estatísticos do custo médio das avarias IRN11-8.

Amostra n	8
Média	859,44 €
Desvio padrão	1108,65 €
Máximo	2753,55 €
Mínimo	126,56 €
Amplitude R	2626,99 €
Nº de células	3
Intervalo de células	1313,50 €
K	3410,35 €

Tabela 22 - Fronteira das células para histograma do custo médio das avarias do compressor IRN11-8.

3.410,35 €
2.096,85 €
783,36 €
-530,14 €

Tabela 23 - Dados do histograma frequência do custo médio das avarias IRN11-8

Custo médio	Frequência
-530,14 €	0
783,36 €	6
2.096,85 €	0
3.410,35 €	2
Mais	0

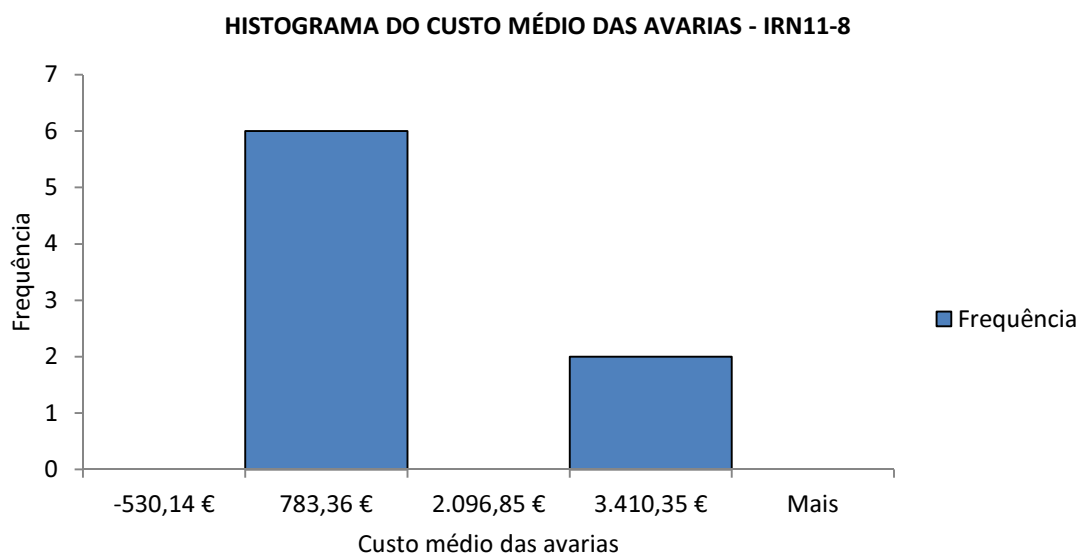


Gráfico 2 - Histograma do custo de avarias do compressor IRN11-8.

Na análise ao histograma do custo médio das avarias verifica-se que a distribuição não é normal uma vez que não apresenta valores a meio da amplitude. Significa que o custo médio das avarias ou é muito baixo ou é muito alto. Isto é, as reparações das avarias a este tipo de compressor são na maioria das vezes intervenções de baixo custo, mas, em algumas ocasiões, apresentam um custo muito elevado, não se observando a existência de valores intermédios.

### **3.4.1.3. Análise de frequência de dias entre avarias no compressor IRN11-8**

Para fazer uma análise da frequência de avarias no tempo, isto é, o tempo decorrido entre cada avaria é necessário contar os dias entre cada ocorrência para cada compressor. Depois

de registados estes dados é possível verificar a frequência com que o compressor IRN11-8 tende a avariar.

Tabela 24 - Intervalo de dias entre cada avaria nos compressores IRN11-8.

Compressores	Intervalo de dias entre cada avaria
C1	298
	429
	127
	105
C2	750
	154
	876
	46
C3	351
	491
	1116
C4	1214
C5	1122
C6	2027
	84
C7	193
	519
	6
	573
C8	623
	123
C9	1081
C10	619
	301

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 24 \quad (68)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 551,17 \quad (69)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 2021 \quad (70)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 4,9 \sim 5 \quad (71)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 505,25 \quad (72)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 2280,13 \quad (73)$$

Tabela 25 - Dados estatísticos do intervalo de dias entre avarias no IRN11-8.

Amostra n	24
Média	551,17
Desvio padrão	489,17
Máximo	2027
Mínimo	6
Amplitude R	2021
Nº de células	5
Intervalo de células	505,25
K	2280,13

Tabela 26 - Fronteira das células para frequência de dias entre avarias no IRN11-8.

	2280,1
	1774,9
	1269,6
	764,4
	259,1
	-246,1

Tabela 27 - Dados do histograma frequência do intervalo de dias entre avarias no IRN11-8.

Intervalo de dias entre avarias	Frequência
-246,1	0
259,1	8
764,4	10
1269,6	5
1774,9	0
2280,1	1
Mais	0

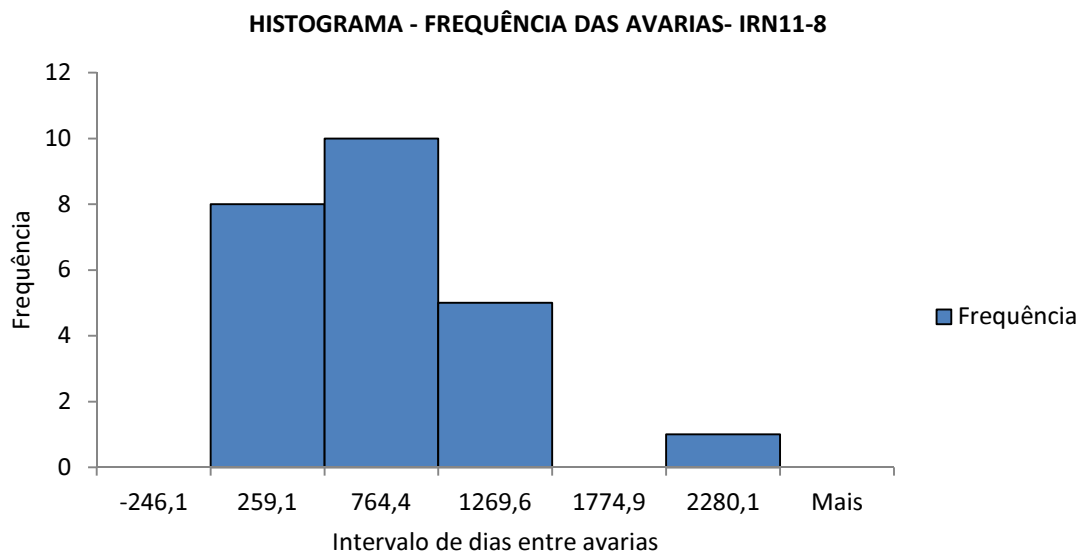


Gráfico 3 - Histograma da frequência de avarias do compressor IRN11-8.

Da análise do histograma é possível constatar que este não segue uma distribuição normal, verificando-se um desvio para a esquerda. Isto significa que os compressores IRN11-8 normalmente avariam num intervalo de tempo de 259 a 764 dias. Ou seja, avariam aproximadamente a intervalos de tempo de 1 a 2 anos.

#### **3.4.1.4. Análise da frequência de avaria no rolamento do motor do IRN11-8**

Visto que a avaria que ocorre com mais frequência no compressor IRN11-8 é a gripagem do rolamento da frente do motor, é importante analisar ao fim de quantos anos após aquisição, é que esta avaria ocorre.

Tabela 28 - Registo de avarias no rolamento da frente do motor.

Avaria por rolamento gripado - IRN11-8			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C1	16-02-2012	1	3
C2	16-02-2012	2	3
	19-07-2012		3
C3	09-10-2012	1	7
C4	29-03-2011	2	6
	25-07-2014		9
C5	não aplicável	0	não aplicável
C6	não aplicável	0	não aplicável
C7	12-04-2011	2	1
	14-04-2014		4
C8	11-04-2011	2	4
	24-12-2012		5
C9	não aplicável	0	não aplicável
C10	não aplicável	0	não aplicável
Total		10	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 10 \quad (74)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 4,5 \quad (75)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8 \quad (76)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 3,16 \sim 4 \quad (77)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2,67 \quad (78)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 10,83 \quad (79)$$

Tabela 29 - Dados estatísticos das avarias no rolamento do motor no IRN11-8.

Amostra n	10
Média	4,5
Desvio padrão	2,32
Máximo	2027
Mínimo	6
Amplitude R	2021
Nº de células	5
Intervalo de células	505,25
K	2280,13

Tabela 30 - Fronteira das células para histograma de avarias no rolamento do motor no IRN11-8.

	10,8
	8,2
	5,5
	2,8
	0,2

Tabela 31 - Dados do histograma de frequências da avaria no rolamento do motor no IRN11-8.

Anos após aquisição	Frequência
0,2	0
2,8	1
5,5	6
8,2	2
10,8	1
Mais	0

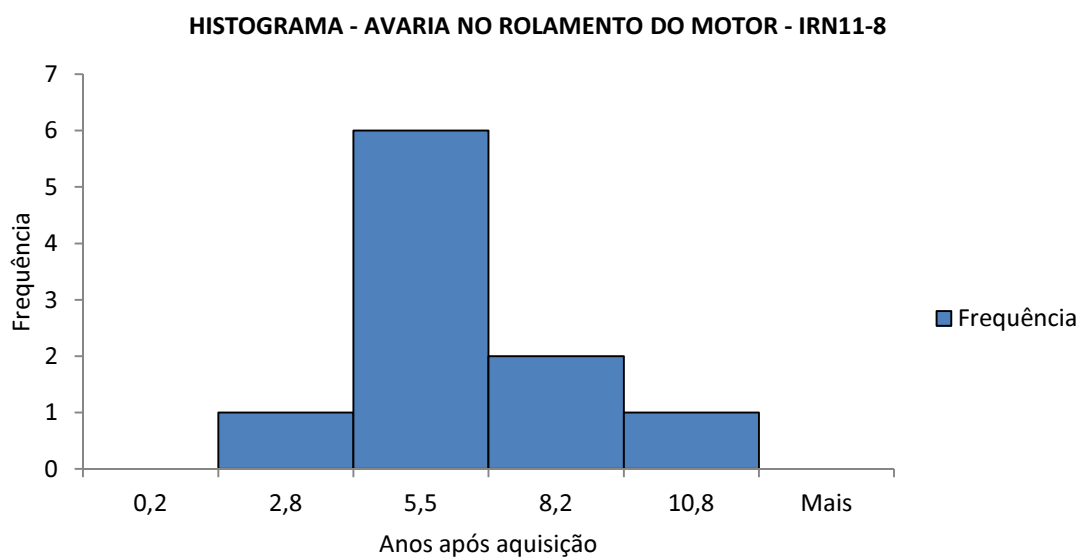


Gráfico 4 - Histograma da avaria no rolamento do motor do compressor IRN11-8.

Da análise do histograma de avarias no rolamento do motor é possível verificar que este segue uma distribuição normal, embora esteja desviado para a esquerda. Conclui-se que esta avaria ocorre, aproximadamente entre os três e os cinco anos e meio após a aquisição.

### 3.4.1.5. Análise da frequência de avaria elétrica no compressor IRN11-8

A avaria elétrica é o segundo problema verificado neste compressor e deste modo é conveniente analisar ao fim de quanto tempo é que esta avaria se manifesta.

Tabela 32 - Registo de avarias elétricas no compressor IRN11-8.

Avaria elétrica - IRN11-8			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C1	10-12-2012	1	3
C2	27-01-2015	1	6
C3	31-05-2007	2	2
	19-09-2009		4
C4	25-07-2014	1	9
C5	não aplicável	0	não aplicável
C6	18-12-2012	1	7
C7	01-10-2010	1	0,5
C8	não aplicável	0	não aplicável
C9	não aplicável	0	não aplicável
C10	13-06-2013	1	3
Total		8	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 8 \quad (80)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 4,31 \quad (81)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8,5 \quad (82)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,83 \sim 3 \quad (83)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 4,25 \quad (84)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 11,63 \quad (85)$$

Tabela 33 - Dados estatísticos de avarias elétricas no IRN11-8.

Amostra n	8
Média	4,31
Desvio padrão	2,81
Máximo	9
Mínimo	0,5
Amplitude R	8,5
Nº de células	3
Intervalo de células	4,25
K	11,63

Tabela 34 - Fronteira das células para histograma de avarias elétricas no IRN11-8.

11,6
7,4
3,1
-1,1

Tabela 35 - Dados do histograma de frequências da avarias elétricas no IRN11-8.

Anos após aquisição	Frequência
-1,1	0
3,1	4
7,4	3
11,6	1
Mais	0

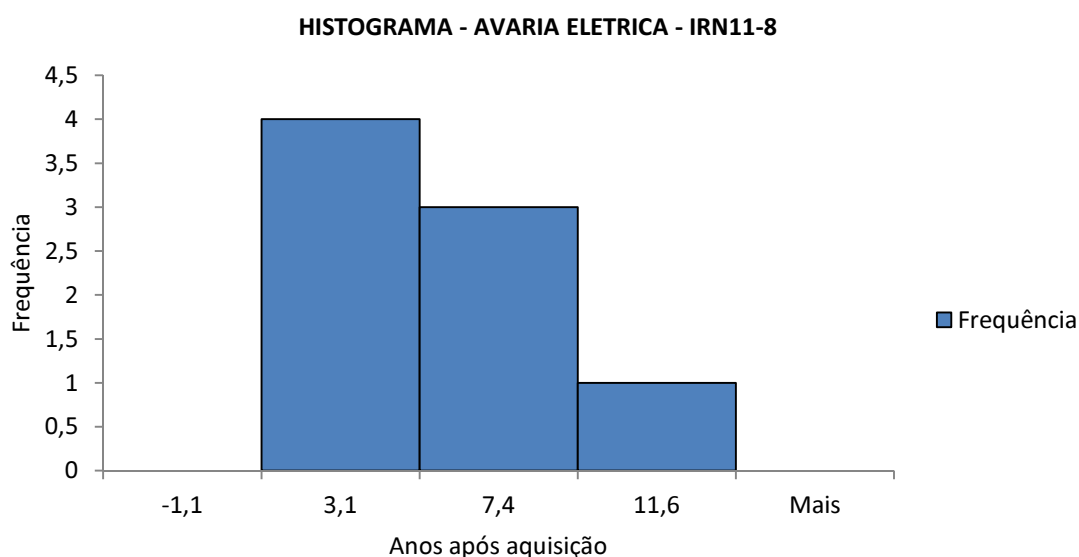


Gráfico 5 - Histograma de avaria elétrica do compressor IRN11-8.

Ao analisar o histograma da frequência de avarias elétricas verifica-se que este não segue uma distribuição normal. Em vez disso, apresenta uma distribuição exponencial à esquerda. Significa que as avarias elétricas têm tendência em ocorrer nos primeiros três anos de vida do compressor.

### 3.4.1.6. Análise da avaria por excesso de temperatura no compressor IRN11-8

Sendo esta a terceira avaria mais frequente no compressor é relevante analisar quando é que esta se manifesta com mais incidência.

Tabela 36 - Dados das avarias por excesso de temperatura no IRN11-8.

Avaria por excesso de temperatura - IRN11-8			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C1	não aplicável	0	não aplicável
C2	27-01-2010	2	1
	27-01-2015		6
C3	16-05-2008	1	3
C4	não aplicável	0	não aplicável
C5	não aplicável	0	não aplicável
C6	12-03-2013	1	8
C7	não aplicável	0	não aplicável
C8	26-04-2013	1	6
C9	03-02-2014	1	4
C10	não aplicável	0	não aplicável
Total		6	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 6 \quad (86)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 4,67 \quad (87)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 7 \quad (88)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,45 \sim 3 \quad (89)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 3,5 \quad (9038)$$

$$K = 10 + 0,5 X \text{ intervalo células} + 0,5 = 10,25 \quad (91)$$

Tabela 37 - Dados estatísticos das avarias por excesso de temperatura no IRN11-8.

Amostra n	6
Média	4,67
Desvio padrão	2,50
Máximo	8
Mínimo	1
Amplitude R	7
Nº de células	3
Intervalo de células	3,5
K	10,25

Tabela 38 - Fronteira das células para histograma de avarias por excesso de temperatura no IRN11-8.

	10,3
	6,8
	3,3
	-0,3

Tabela 39 - Dados do histograma de frequências da avarias por excesso de temperatura no IRN11-8.

Anos após aquisição	Frequência
-0,3	0
3,3	2
6,8	3
10,3	1
Mais	0

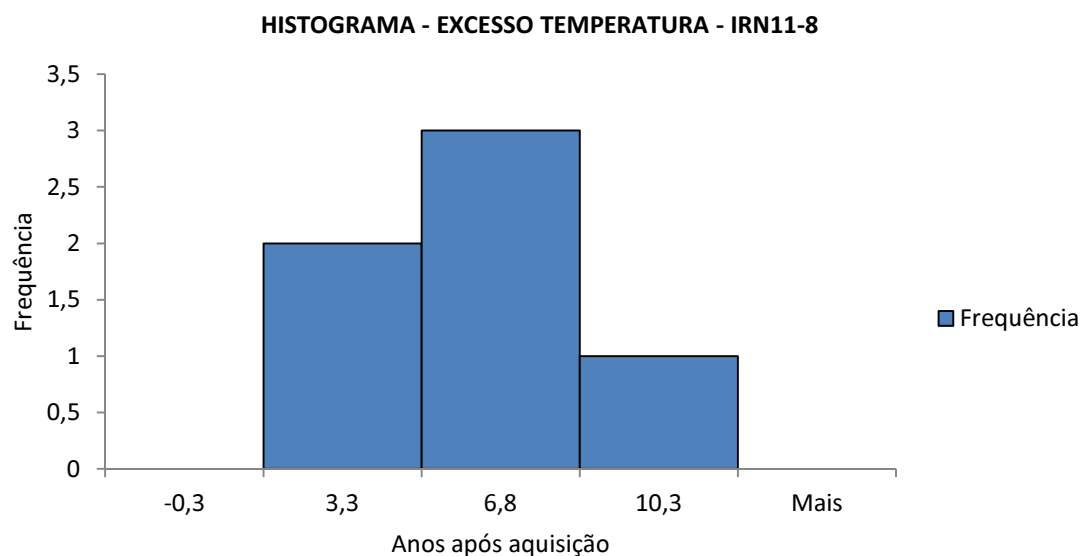


Gráfico 6 - Histograma da avaria por excesso de temperatura do compressor IRN11-8.

Pela análise do histograma da frequência de avarias por excesso de temperatura, verifica-se que este segue uma distribuição normal. Deste modo, significa que a avaria por excesso de temperatura ocorre com mais frequência entre quatro a seis anos e meio após o arranque do compressor.

#### **3.4.1.7. Análise da avaria no variador de frequência do IRN11-8**

Embora este tipo de avaria esteja classificado em quinto lugar os custos são dos mais elevados e por isso é muito relevante perceber ao fim de quanto tempo esta avaria tende a ocorrer.

Tabela 40 - Registo das avarias no variador de frequência do compressor IRN11-8.

Avaria no variador de frequência - IRN11-8			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C1	02-10-2014	1	5
C2	não aplicável	0	não aplicável
C3	não aplicável	0	não aplicável
C4	25-07-2014	1	10
C5	não aplicável	0	não aplicável
C6	01-06-2007	1	2
C7	12-09-2012	1	2
C8	não aplicável	0	não aplicável
C9	não aplicável	0	não aplicável
C10	10-04-2014	1	4
Total		5	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 5 \quad (92)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 4,6 \quad (93)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8 \quad (9439)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,24 \sim 3 \quad (95)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 4 \quad (96)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 12,5 \quad (97)$$

Tabela 41 - Dados estatísticos da avaria no variador de frequência do compressor IRN11-8.

Amostra n	5
Média	4,6
Desvio padrão	3,29
Máximo	10
Mínimo	2
Amplitude R	8
Nº de células	3
Intervalo de células	4
K	12,5

Tabela 42 - Fronteira das células do histograma de avarias no variador do compressor IRN11-8

	12,5
	8,5
	4,5
	0,5

Tabela 43 - Dados do histograma de avarias do variador no compressor IRN11-8.

Anos após aquisição	Frequência
0,5	0
4,5	3
8,5	1
12,5	1
Mais	0

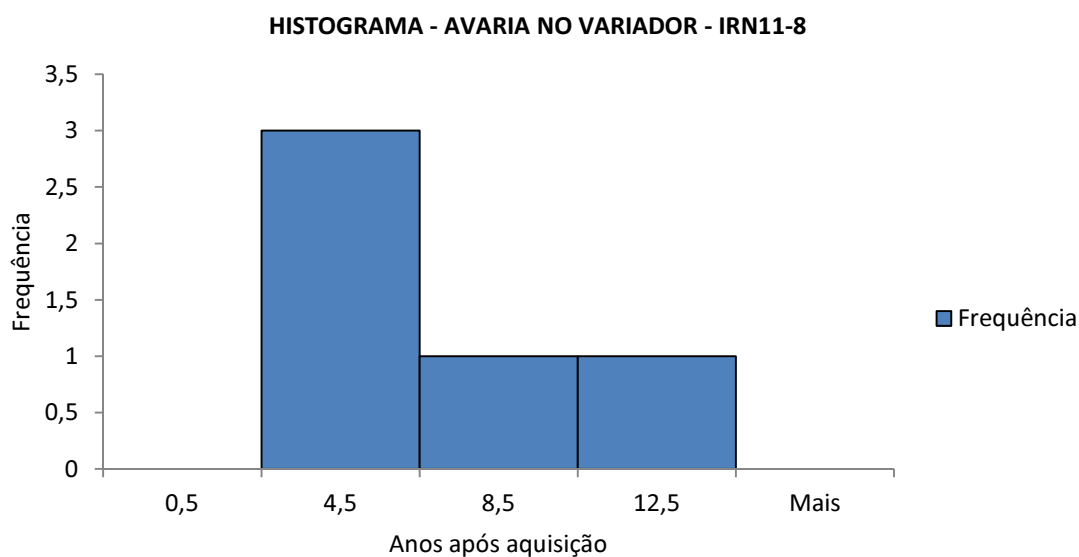


Gráfico 7 - Histograma da avaria no variador do compressor IRN11-8.

Analisando o histograma da frequência de avarias no variador observa-se que não segue uma distribuição normal. Pode-se constatar que este tipo de avaria ocorre, na maioria das vezes, nos primeiros quatro anos e meio de vida do compressor.

### 3.4.1.8. Análise Pareto (ABC) do IRN11-8

Depois de efetuar o tratamento de dados do tipo de avarias, verifica-se no gráfico de *Pareto* da figura que, cerca de 85% do tipo de avarias mais frequentes são as seguintes: rolamento gripado; avaria elétrica; excesso de temperatura; fugas de óleo e avaria no variador de frequência.

Tabela 44 - Dados para elaboração do diagrama de *Pareto*.

Tipos de Avarias	Nº Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Rolamento gripado	10	210,46 €	25%	25%
Avaria elétrica	8	190,00 €	20%	45%
Excesso de temperatura	6	126,56 €	15%	60%
Fugas de óleo	6	210,94 €	15%	75%
Avaria no variador	5	2.519,61 €	13%	88%
Beneficiação do motor	3	247,98 €	8%	95%
Bobinagem do motor	1	616,41 €	3%	98%
Avaria airend	1	2.753,55 €	3%	100%
Total	40		100%	

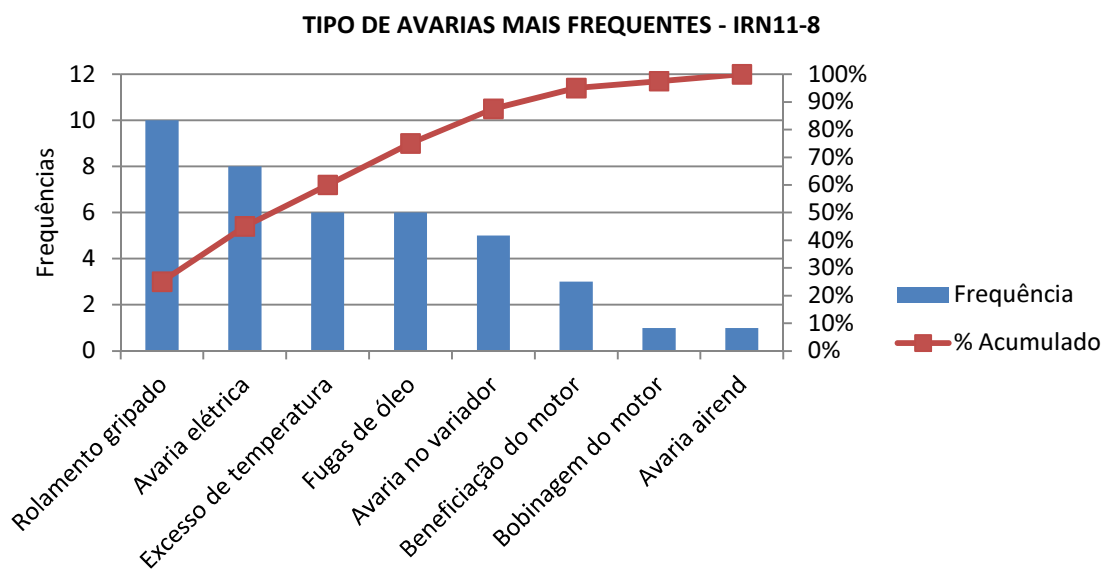


Gráfico 8 - Diagrama de *Pareto* das avarias no compressor IRN11-8.

Relativamente ao custo médio de cada tipo de avaria verifica-se, pela análise de *Pareto* que, cerca de 80% do custo das avarias corresponde ao tipo de avarias no *airend* e no variador de

frequência. Como a frequência da avaria no *airend* é baixa, significa que é pouco provável que uma avaria deste tipo venha a ocorrer, a menos que o utilizador desrespeite o intervalo de manutenções do compressor ou instale o compressor num ambiente adverso para o qual foi concebido.

Tabela 45 - Registo do custo médio das avarias no compressor IRN11-8.

Tipos de Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Avaria <i>airend</i>	2.753,55 €	40%	40%
Avaria no variador	2.519,61 €	37%	77%
Bobinagem do motor	616,41 €	9%	86%
Beneficiação do motor	247,98 €	4%	89%
Fugas de óleo	210,94 €	3%	92%
Rolamento gripado	210,46 €	3%	95%
Avaria elétrica	190,00 €	3%	98%
Excesso de temperatura	126,56 €	2%	100%
Total	6.875,51 €	100%	

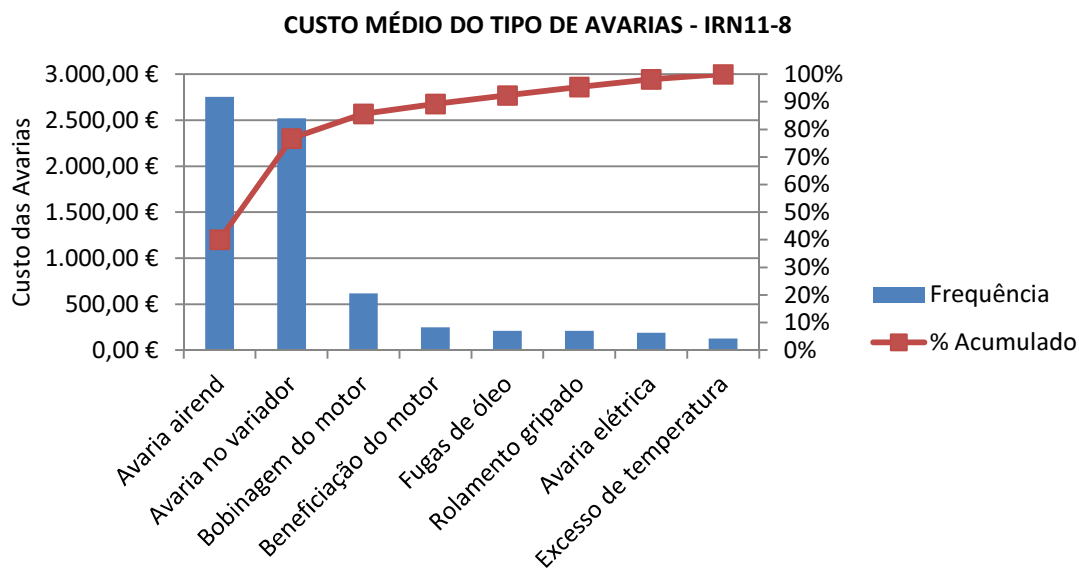


Gráfico 9 - Diagrama de *Pareto* do custo médio das avarias no compressor IRN11-8.

Quanto à avaria no variador, verifica-se que a frequência é a quinta mais elevada e os custos são os segundos mais elevados. Deste modo, é maior a probabilidade de ocorrer uma avaria no

variador de frequência, até porque, muitas vezes, as avarias no variador prendem-se com fatores externos como picos de tensão na rede elétrica, correntes parasitas, harmónicos, etc.

A bobinagem do motor apresenta-se em terceiro lugar nos custos médios das avarias, mas a frequência é muito baixa. As avarias por excesso de temperatura e fugas de óleo têm custos muito baixos, pelo que não representam custos significativos para o utilizador. As restantes avarias também não são significativas, dado os baixos custos.

### 3.4.2. Avarias em compressores nirvana IRN75

O segundo modelo de compressor a ser analisado foi o IRN75 num total de nove equipamentos e num intervalo de tempo entre cinco a onze anos. Os registos das avarias detetadas estão apresentados nas seguintes tabelas.

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C20	IRN75	2004	11 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
05-06-2005	Despressurização excessiva. Válvula <i>blowdown</i> avariada.	Causa natural.	347,32 €
06-10-2006	Passagem de água para a linha. Válvula de condensados avariada.	Causa natural.	461,34 €
13-08-2007	Disparo por excesso de temperatura. Válvula termostática avariada.	Causa natural.	357,00 €
23-08-2007	Baixa pressão interna. Válvula de pressão mínima ficou aberta. Limpar válvula.	Causa natural.	38,00 €
30-11-2007	Fuga de óleo pela mangueira de recuperação do separador.	Desgaste.	102,67 €
11-03-2010	Fuga de óleo pelas mangueiras de injeção.	Desgaste.	177,33 €
11-03-2010	Fuga de óleo pela mangueira de descarga de ar.	Desgaste.	527,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C21	IRN75	2007	8 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
08-07-2011	Passagem à massa. Rebobinar o motor e reparar <i>airend.</i>	Falta de isolamento das bobines do motor.	1643,43 €
08-07-2011	Fuga de óleo pela mangueira entrada de óleo no radiador e <i>airend.</i>	Ambiente nefasto (temperatura elevada).	906,60 €
15-03-2015	Motor queimou. Rebobinar o motor e aplicar sensores de efeito hall.	Ambiente nefasto (temperatura elevada).	2083,26 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C22	IRN75	2007	8 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
22-02-2013	Compressor não arranca. Módulo de potência avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	8942,30 €
22-02-2013	Válvula de condensados avariada.	Causa natural.	137,48 €
12-07-2013	Disparo por excesso de temperatura.	Desgaste.	217,54 €
12-07-2013	Fuga de óleo pelas mangueiras de entrada e saída de óleo do radiador e linha de <i>blowdown.</i>	Desgaste.	528,13 €
09-07-2014	Compressor desliga-se depois de trabalhar algum tempo. Ventilador do variador avariado.	Causa natural.	739,00 €

<b>Nº. do Compressor</b>	<b>Modelo</b>	<b>Ano de Aquisição</b>	<b>Período de Tempo</b>
C23	IRN75	2006	9 anos
<b>Data da Ocorrência</b>	<b>Tipo de Avaria</b>	<b>Possível Causa</b>	<b>Custo S/IVA</b>
28-11-2006	Avaria – sub velocidade do motor.	Mau contacto no cabo dos sensores do motor.	38,00 €
26-04-2012	Avaria no ventilador do módulo de potência.	Causa natural.	886,94 €
30-01-2013	Fuga de ar pela mangueira descarga de ar.	Desgaste. Temperatura elevada.	575,62 €
22-05-2013	Disparo por excesso de temperatura.	Desgaste.	331,00 €
03-01-2014	Disparo do diferencial de alimentação. O reator de linha tem uma bobine com passagem à massa. Reparar transformador do reator.	Causa natural.	245,00 €

<b>Nº. do Compressor</b>	<b>Modelo</b>	<b>Ano de Aquisição</b>	<b>Período de Tempo</b>
C24	IRN75	2006	9 anos
<b>Data da Ocorrência</b>	<b>Tipo de Avaria</b>	<b>Possível Causa</b>	<b>Custo S/IVA</b>
14-06-2007	Compressor não arranca. Módulo de potência avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	9751,00 €
11-11-2009	Compressor não arranca. Módulo de potência avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	9751,00 €
02-06-2010	Passagem de água para a rede. Válvula de condensados avariada.	Causa natural.	211,69 €
09-11-2012	Compressor não arranca. Módulo de potência.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	8971,00 €
13-08-2013	Passagem de água para a rede. Válvula de condensados avariada.	Causa natural.	193,81 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C25	IRN75	2004	11 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
18-02-2004	Compressor não arranca. Módulo de potência avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	10466,83 €
18-06-2004	Compressor não arranca. Módulo de potência avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	8971,00 €
22-10-2010	Avaria. Rotação do motor. Substituir sensores do motor.	Causa natural.	883,01 €
13-03-2013	Alarme de sobrecarga do motor do ventilador. Limpeza.	Ambiente com muito pó.	76,00 €
01-10-2013	Avaria. Excesso de temperatura no variador.	Causa natural.	802,65 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C26	IRN75	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
16-10-2010	Fuga de ar. Fuga de óleo. mangueira de injeção.	Causa natural.	68,70 €
16-10-2010	Substituir kit válvula condensados.	Causa natural.	76,25 €
16-10-2010	Avaria na válvula termostática.	Causa natural.	690,67 €
28-01-2014	Fuga de óleo pela mangueira de entrada de óleo no radiador.	Temperatura elevada.	321,60 €
05-11-2014	Passagem de água para a linha de ar. Válvula de condensados avariada.	Causa natural.	212,81 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C27	IRN75	2006	9 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
17-12-2007	Compressor não arranca. Módulo de potência avariado.	Picos de tensão na rede. Correntes parasitas, harmónicos, etc.	7239,00 €
01-10-2013	Temperatura elevada na descarga. Sensor de temperatura avariado.	Causa natural.	210,93 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C28	IRN75	2005	10 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
23-01-2006	Fuga de ar por joelho.	Causa natural.	70,05 €
30-01-2007	Fuga de óleo pela mangueira de saída de óleo do radiador.	Temperatura elevada.	121,96 €
29-04-2008	Fuga de óleo pela mangueira de entrada de óleo no radiador	Temperatura elevada.	163,40 €
27-08-2010	Fuga de óleo pela mangueira de entrada de óleo no radiador.	Temperatura elevada.	273,96 €
27-01-2013	Avaria no ventilador do radiador. Veio colado com pó húmido.	Ambiente com muito pó.	152,00 €
16-09-2013	Passagem de água para a rede. Válvula condensados avariada.	Causa natural.	234,74 €
31-03-2014	Fuga de óleo pela mangueira entrada óleo no radiador.	Causa natural.	242,60 €

#### **3.4.2.1. Análise dos tipos de avaria no compressor IRN75**

Dos nove compressores analisados do modelo IRN75 foram registadas as avarias constantes na tabela. Desta forma, procedeu-se à análise do tipo de avarias mais frequentes.

Tabela 46 - Frequência e custo médio do tipo de avarias ocorrido nos compressores IRN75.

Tipos de Avarias	Frequência	Custo Médio
Fuga de óleo	10	290,70 €
Excesso de temperatura	10	442,57 €
Avaria módulo potência	7	9.156,02 €
Passagem de água p/ rede	5	262,88 €
Fuga de ar	5	277,28 €
Avaria elétrica	4	310,50 €
Falta de Pressão	2	192,66 €
Bobinagem motor	2	1.863,35 €
Total	45	

As fugas de óleo ocorrem na grande maioria das vezes pelas mangueiras flexíveis pois estas estão sujeitas a elevadas temperaturas e pressões altas. Verifica-se que as mesmas fugas de óleo aparecem em maior número na mangueira de entrada de óleo no radiador. A razão deve-se à elevada temperatura do óleo, pois este entra no radiador a uma temperatura mais elevada do que quando sai.

Tabela 47 - Mangueiras onde se verificam fugas de óleo e quantidades das fugas detetadas no IRN75.

Fugas de óleo			
Mangueira de recuperação do separador	Mangueira de injeção	Mangueira de entrada de óleo no radiador	Mangueira de saída de óleo no radiador
1	2	6	2

Por outro lado, sempre que se retira o radiador para reparar, o técnico vê-se obrigado a mexer nas mangueiras e se estas estiverem ressequidas podem começar a verter óleo. De notar que numa avaria devido a fuga de óleo, esta pode ocorrer por mais do que uma mangueira, pois muitas vezes o cliente só pede assistência passado muito tempo de esta se iniciar.

Para elaborar o histograma do tipo de avarias no compressor IRN75 efetua-se os seguintes cálculos.

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 8 \quad (98)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 5,63 \quad (99)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8 \quad (100)$$

$$\text{N}^\circ \text{ células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,83 \sim 3 \quad (101)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{N}^\circ \text{ Células} - 1} = 4 \quad (102)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 12,5 \quad (103)$$

Tabela 48 - Dados estatísticos do tipo de avarias do IRN75.

Amostra n	8
Média	5,63
Desvio padrão	2,98
Máximo	10
Mínimo	2
Amplitude R	8
Nº de células	3
Intervalo de células	4
K	12,5

Tabela 49 - Fronteira das células do histograma para o tipo de avarias do IRN75.

12,5
8,5
4,5
0,5

Tabela 50 - Dados do histograma do tipo de avarias do IRN75.

Nº de avarias	Frequência
0,5	0
4,5	2
8,5	5
12,5	1
Mais	0

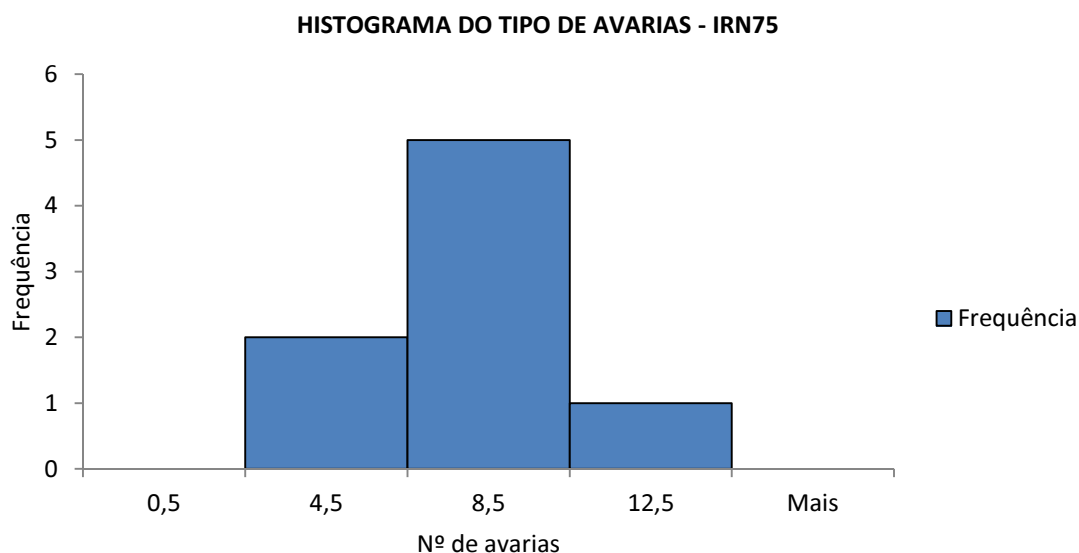


Gráfico 10 - Histograma do tipo de avarias do compressor IRN75.

Pela análise do histograma do tipo de avarias nos compressores IRN75, verifica-se uma distribuição normal, estando ligeiramente desviada para o lado esquerdo. Significa que dos oito tipos de avaria diferentes ocorridos, o valor médio encontra-se a meio da amplitude onde a frequência é mais elevada. Conclui-se, por isso, que a ocorrência de avarias apresenta uma frequência uniforme.

#### **3.4.2.2. Análise do custo médio dos tipos de avaria no compressor IRN75**

Com o registo do custo médio de cada tipo de avaria é útil analisar quais são os custos que ocorrem com mais frequência para cada tipo de avaria.

Tabela 51 - Custo médio dos tipos de avaria no compressor IRN75.

Tipos de Avarias	Custo Médio
Avaria módulo potência	9.156,02 €
Bobinagem motor	1.863,35 €
Excesso de temperatura	442,57 €
Fuga de óleo	355,96 €
Avaria elétrica	310,50 €
Fuga de ar	284,88 €
Passagem de água p/ rede	262,88 €
Falta de Pressão	192,66 €
Total	12.868,82 €

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 8 \quad (104)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 1608,60 \text{ €} \quad (105)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8963,36 \text{ €} \quad (106)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,83 \sim 3 \quad (107)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 4481,68 \text{ €} \quad (108)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 11396,91 \text{ €} \quad (109)$$

Tabela 52 - Dados estatísticos dos custos das avarias do IRN75.

Amostra n	8
Média	1608,60 €
Desvio padrão	3097,30 €
Máximo	9156,02 €
Mínimo	192,66 €
Amplitude R	8963,36 €
Nº de células	3
Intervalo de células	4481,68 €
K	11396,91 €

Tabela 53 - Fronteira das células para o histograma dos custos das avarias do IRN75.

11.396,91 €
6.915,23 €
2.433,55 €
-2.048,13 €

Tabela 54 - Dados do histograma do custo médio das avarias do IRN75.

Custo médio das avarias	Frequência
-2.048,13 €	0
2.433,55 €	7
6.915,23 €	0
11.396,91 €	1
Mais	0

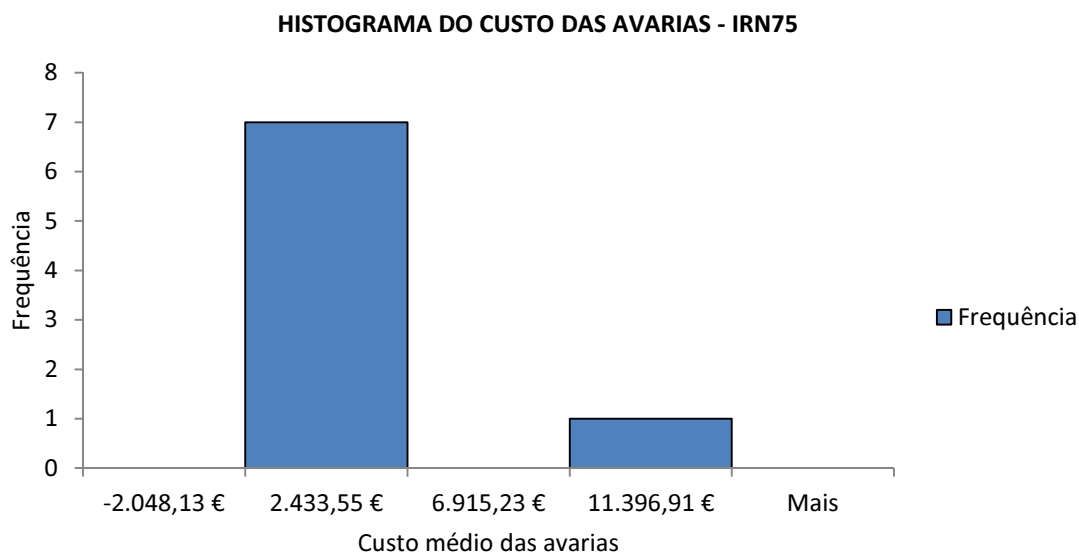


Gráfico 11 - Histograma do custo de avarias do compressor IRN75.

Analisando o histograma do custo de avarias dos compressores IRN75, verifica-se que não segue uma distribuição normal, estando desviado para a esquerda e o custo é maioritariamente baixo. Contudo, existem avarias que acarretam custos muito elevados, não se verificando valores intermédios.

### 3.4.2.3. Análise de frequência de dias entre avarias no compressor IRN75

Fazendo uma contagem dos dias passados entre cada avaria é possível fazer uma análise por histograma para determinar de quanto em quanto tempo este compressor tende a avariar.

Tabela 55 - Nº de dias passados entre cada avaria do compressor IRN75.

Compressores	Intervalo de dias entre avarias
C20	488
	311
	10
	99
	832
C21	1346
C22	140
	362
C23	1976
	279
	112
	226
C24	881
	203
	891
	277
C25	121
	454
	1863
	873
	202
C26	1200
	281
C27	2115
C28	372
	455
	850
	884
	232
	196

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 30 \quad (110)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 617,7 \quad (111)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 2105 \quad (112)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 5,48 \sim 6 \quad (113)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 421 \quad (114)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 2326 \quad (115)$$

Tabela 56 - Dados estatísticos das avarias do IRN75.

Amostra n	30
Média	617,70
Desvio padrão	578,79
Máximo	2115
Mínimo	10
Amplitude R	2105
Nº de células	6
Intervalo de células	421
K	2326

Tabela 57 - - Fronteiras das células do histograma a frequência de dias entre avarias do IRN75.

	2326
	1905
	1484
	1063
	642
	221
	-200

Tabela 58 - Dados do histograma da frequência entre avarias do IRN75.

Intervalo de dias	Frequência
-200	0
221	8
642	11
1063	6
1484	2
1905	1
2326	2
Mais	0

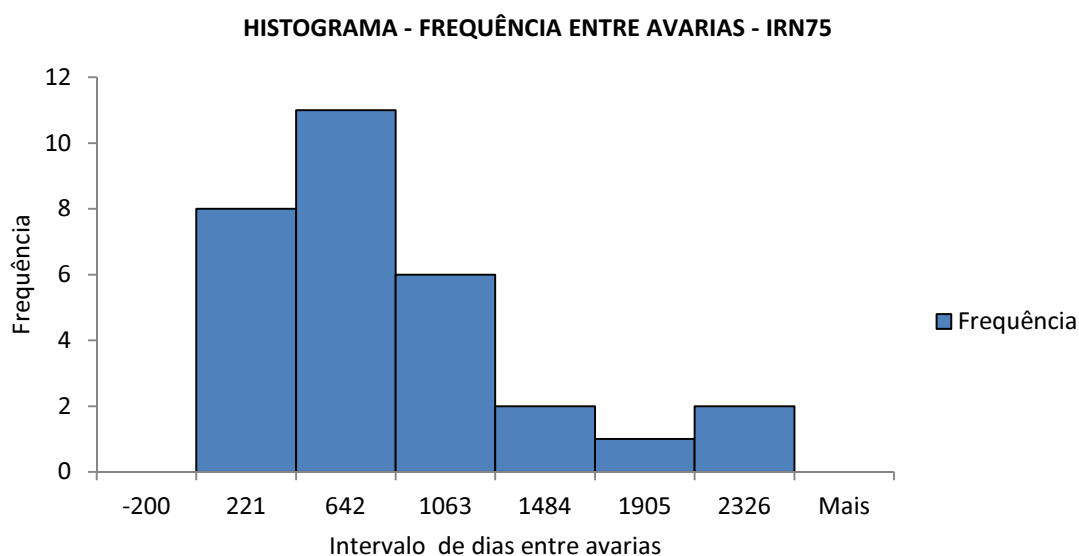


Gráfico 12 - Histograma da frequência de avarias do compressor IRN75.

Observando o histograma verifica-se que este não segue uma distribuição normal, devido ao facto de estar desviado para o lado esquerdo. Ao analisar o histograma de frequências entre avarias verifica-se também que as mesmas ocorrem, na sua maioria, a intervalos de 642 dias. Isto é, a frequência entre avarias é de dois anos. Os intervalos acima de 1484 dias ocorrem com muito pouca frequência.

### 3.4.2.4. Análise da avaria por fuga de óleo do compressor IRN75

Como foi referido anteriormente as fugas de óleo ocorrem na maioria das vezes pelas mangueiras flexíveis, devido ao facto de a borracha das mesmas se ir degradando ao longo do tempo e por estar sujeita a elevadas temperaturas. Todavia, as fugas podem ser de diferentes tipos como por exemplo, pelo elemento compressor, pela admissão, ou mesmo passagem de óleo para a rede.

Nos compressores analisados verificou-se apenas fuga de óleo pelas mangueiras flexíveis que representa as fugas mais comuns. Nesta análise será feito um estudo do total das fugas detetadas, caso contrário o tamanho da amostra seria muito pequeno e dificultaria a realização do histograma de frequências. Esta análise tem por objetivo verificar ao fim de quantos anos é que esta avaria se manifesta com mais frequência.

Tabela 59 - Registo das avarias por fuga de óleo no compressor IRN75.

Avaria por fugas de óleo - IRN75			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C20	30-11-2007	2	3
	11-03-2010		6
C21	08-07-2011	1	4
C22	12-07-2013	1	6
C23	não aplicável	0	não aplicável
C24	não aplicável	0	não aplicável
C25	não aplicável	0	não aplicável
C26	16-10-2010	2	0,5
	28-01-2014		4
C27	não aplicável	0	não aplicável
C28	30-01-2007	4	2
	29-04-2008		3
	27-08-2010		5
	31-03-2014		9
Total		10	

Tamanho da amostra:  $n = 10$

(116)

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 4,25 \quad (117)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8,5 \quad (118)$$

$$\text{N}^\circ \text{ células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 3,16 \sim 4 \quad (119)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{N}^\circ \text{ Células} - 1} = 2,83 \quad (120)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 10,92 \quad (121)$$

Tabela 60 - Dados estatísticos das avarias por fugas de óleo do IRN75.

Amostra n	10
Média	4,25
Desvio padrão	2,40
Máximo	9
Mínimo	0,5
Amplitude R	8,5
Nº de células	4
Intervalo de células	2,83
K	10,92

Tabela 61 - Fronteiras das células do histograma de avarias por excesso de temperatura do IRN75.

	10,9
	8,1
	5,3
	2,4
	-0,4

Tabela 62 - Dados do histograma de avarias por excesso de temperatura do IRN75.

Anos após aquisição	Frequência
-0,4	0
2,4	2
5,3	5
8,1	2
10,9	1
Mais	0

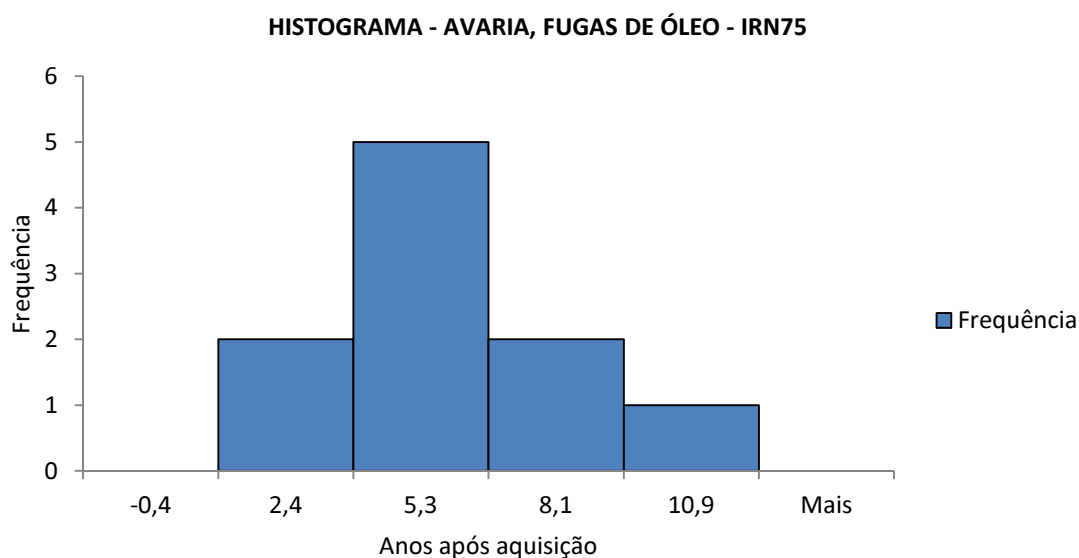


Gráfico 13 - Histograma da avaria por fuga de óleo do compressor IRN75.

Este histograma segue uma distribuição normal embora esteja desviado para a esquerda. Fazendo uma análise ao histograma de frequências das avarias por fugas de óleo ao compressor IRN75 verifica-se que, estas tendem a ocorrer entre os primeiros dois anos e meio e cinco anos, aproximadamente.

#### **3.4.2.5. Análise das avarias por excesso de temperatura no compressor IRN75**

A segunda avaria que se verifica com mais frequência é devido a excesso de temperatura. De seguida será feita uma análise por histograma de frequências para determinar ao fim de quantos anos é que esta ocorre.

Tabela 63 - Registo de avarias por excesso de temperatura no compressor IRN75

Avaria por excesso de temperatura - IRN75			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C20	13-08-2007	1	3
C21	não aplicável	0	não aplicável
C22	12-07-2013	2	6
	09-07-2014		7
C23	26-04-2012	2	6
	22-05-2013		7
C24	não aplicável	0	não aplicável
C25	15-09-2005	2	1
	01-10-2013		9
C26	16-10-2010	1	0,5
C27	01-10-2013	1	7
C28	27-01-2013	1	8
Total		10	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 10 \quad (122)$$

$$\text{Média da amostra: } \bar{X} = 4,25 \quad (123)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 8,5 \quad (124)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 3,16 \sim 4 \quad (125)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2,83 \quad (126)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 10,92 \quad (127)$$

Tabela 64 - Dados estatísticos das avarias por excesso de temperatura do compressor IRN75.

Amostra n	10
Média	5,45
Desvio padrão	2,93
Máximo	9
Mínimo	0,5
Amplitude R	8,5
Nº de células	4
Intervalo de células	2,83
K	10,92

Tabela 65 - Fronteira das células do histograma de avarias por excesso de temperatura do compressor IRN75

10,9
8,1
5,3
2,4
-0,4

Tabela 66 - Dados do histograma de avarias por excesso de temperatura do compressor IRN75.

Anos após aquisição	Frequência
-0,4	0
2,4	2
5,3	1
8,1	6
10,9	1
Mais	0

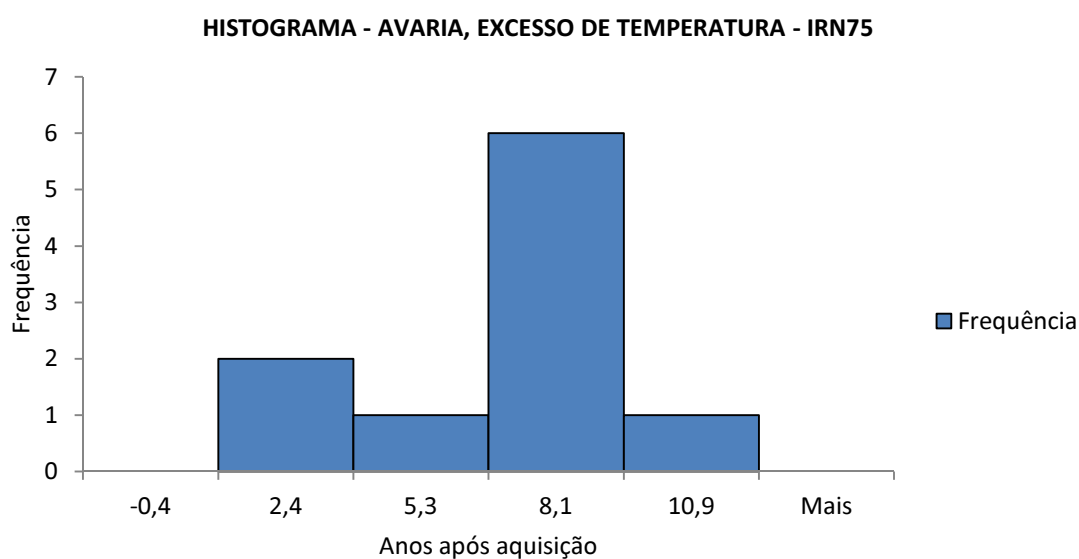


Gráfico 14 - Histograma da avaria por excesso de temperatura do compressor IRN75.

O histograma não segue a lei normal estando desviado para a direita. Verifica-se que a maioria das avarias devido ao excesso de temperatura ocorrem entre os primeiros cinco anos e meio e

oito anos, aproximadamente. Observa-se também uma frequência de duas ocorrências no primeiro ano de vida do compressor.

### 3.4.2.6. Análise da avaria do módulo de potência do compressor IRN75

As avarias no módulo de potência têm grande significado neste estudo pois além de se apresentarem em terceiro lugar quanto à frequência com que ocorrem, também acarretam custos muito elevados. Daí a necessidade de analisar quando é que esta avaria ocorre.

Tabela 67 - Registo das avarias no módulo de potência do compressor IRN75.

Avaria no módulo de potência - IRN75			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C20	não aplicável	0	não aplicável
C21	não aplicável	0	não aplicável
C22	22-02-2013	1	6
C23	não aplicável	0	não aplicável
C24	14-06-2007	3	1
	11-11-2009		3
	09-11-2012		6
C25	18-02-2004	2	0,1
	18-06-2004		0,5
C26	não aplicável	0	não aplicável
C27	17-12-2007	1	1
C28	não aplicável	0	não aplicável
Total		7	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 7 \quad (128)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 2,51 \quad (129)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 5,92 \quad (130)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,65 \sim 3 \quad (131)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2,96 \quad (132)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 7,98 \quad (133)$$

Tabela 68 - Dados estatísticos das avarias no módulo de potência do compressor IRN75.

Amostra n	7
Média	2,51
Desvio padrão	2,55
Máximo	6
Mínimo	0,08
Amplitude R	5,92
Nº de células	3
Intervalo de células	2,96
K	7,98

Tabela 69 - Fronteira das células do histograma de avarias no módulo de potência do compressor IRN75.

8,0
5,0
2,1
-0,9

Tabela 70 - Dados do histograma de avarias no módulo de potência do compressor IRN75.

Anos após aquisição	Frequência
-0,9	0
2,1	4
5,0	1
8,0	2
Mais	0

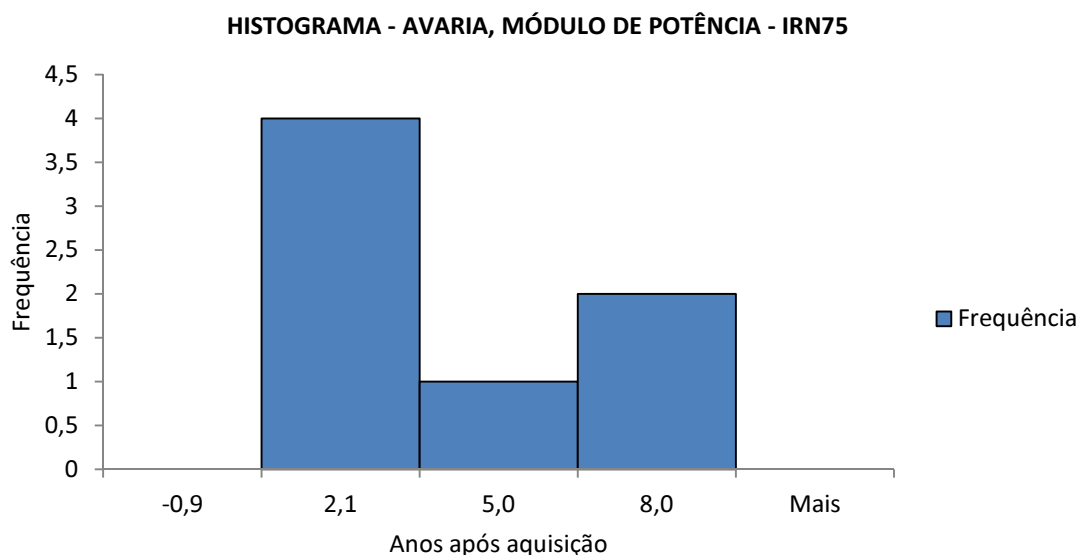


Gráfico 15 - Histograma da avaria no módulo de potência do compressor IRN75.

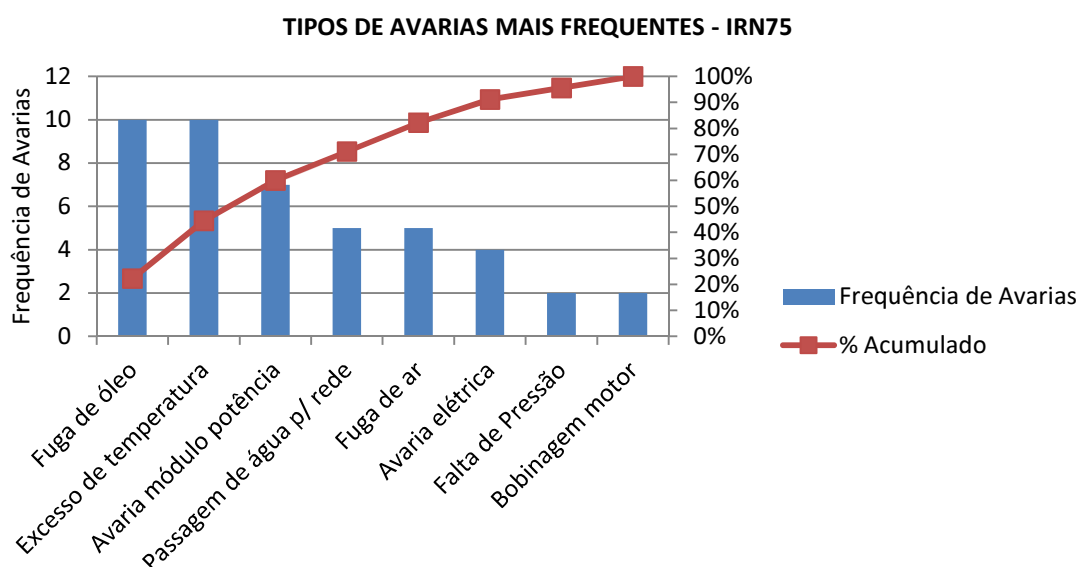
Analisando o histograma de frequências das avarias no módulo de potência verifica-se que este não segue uma distribuição normal. Pelo histograma, pode-se constatar que as avarias no módulo de potência ocorrem com mais frequência nos primeiros dois anos de vida do compressor.

#### **3.4.2.7. Análise Pareto (ABC) ao compressor IRN75**

Através da análise *Pareto* é possível verificar quais são as avarias que representam maiores custos para o cliente, e quais são as avarias que ocorrem com mais frequência. Deste modo, as avarias que representem um acumulado de 80% devem ser tidas em conta pois são as mais significativas.

Tabela 71 - Dados para diagrama de *Pareto* das avarias no compressor IRN75.

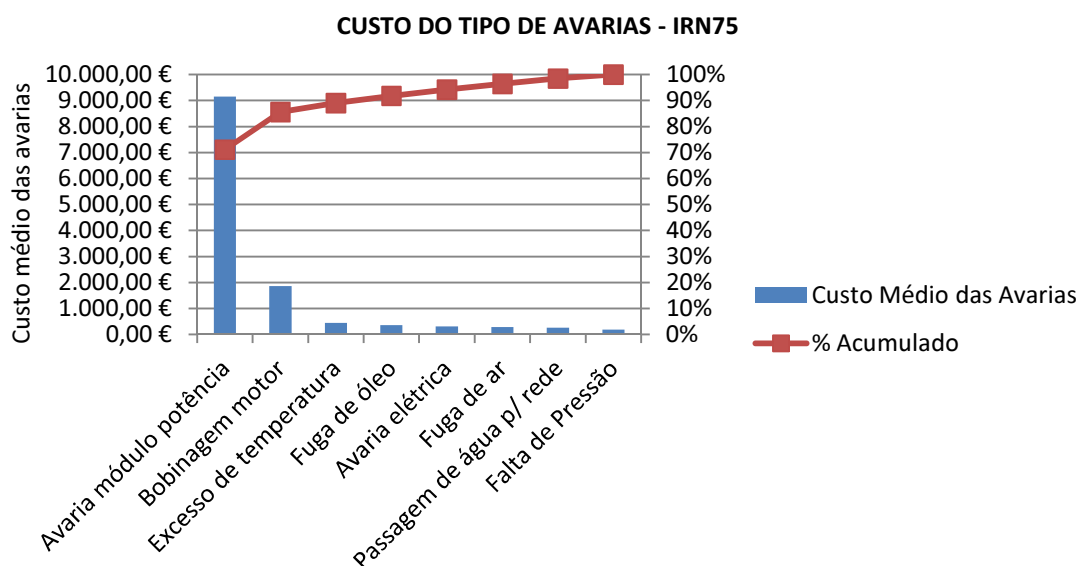
Tipos de Avarias	Nº Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Fuga de óleo	10	290,70 €	22%	22%
Excesso de temperatura	10	442,57 €	22%	44%
Avaria módulo potência	7	9.156,02 €	16%	60%
Passagem de água p/ rede	5	262,88 €	11%	71%
Fuga de ar	5	277,28 €	11%	82%
Avaria elétrica	4	310,50 €	9%	91%
Falta de Pressão	2	192,66 €	4%	96%
Bobinagem motor	2	1.863,35 €	4%	100%
Total	45		100%	

Gráfico 16 - Diagrama de *Pareto* do tipo de avarias do compressor IRN75.

Da análise ao gráfico de *Pareto* do tipo de avarias, é possível verificar que 80% das avarias ocorridas são dos tipos: fugas de óleo, excesso de temperatura, módulo de potência, passagem de água para a rede e fugas de ar. Destas, aquela que assume maior importância é a avaria no módulo de potência por apresentar os maiores custos.

Tabela 72 - Dados para o diagrama de Pareto dos custos das avarias do compressor IRN75.

Tipos de Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Avaria módulo potência	9.156,02 €	71%	71%
Bobinagem motor	1.863,35 €	14%	86%
Excesso de temperatura	442,57 €	3%	89%
Fuga de óleo	355,96 €	3%	92%
Avaria elétrica	310,50 €	2%	94%
Fuga de ar	284,88 €	2%	96%
Passagem de água p/ rede	262,88 €	2%	99%
Falta de Pressão	192,66 €	1%	100%
Total	12.868,82 €	100%	

Gráfico 17 - Diagrama de *Pareto* do custo médio das avarias no compressor IRN75.

Da análise efetuada ao gráfico *Pareto* do custo médio das avarias, verifica-se que 70% dos custos estão associados apenas ao módulo de potência, enquanto 86% dos referidos custos estão associados à avaria no módulo de potência e à bobinagem do motor. Sendo que a frequência da ocorrência de avaria do módulo de potência se encontra em terceiro lugar, significa que este tipo de avaria pode ocorrer com uma frequência significativa e com custos elevados.

Contudo, é bom lembrar que as possíveis causas da avaria do módulo de potência são devidas a fatores externos como os picos de tensão na rede elétrica, harmónicos, correntes parasitas,

etc. Deste modo, deve-se ter a preocupação de garantir uma alimentação elétrica estável ao compressor, instalando equipamentos de retificação e estabilização da rede elétrica.

Os custos associados ao motor HPM são consideravelmente mais baixos, até porque este tipo de motor tem um elevado tempo de vida útil. Como a frequência de avaria do motor está em último lugar, os custos de bobinagem do motor não são significativos.

Portanto, este motor híbrido, ao parar completamente quando não existe consumo de ar, e tendo uma frequência de avarias muito baixa, pode-se afirmar que é extremamente económico e fiável. As avarias do tipo fuga de óleo e excesso de temperatura apresentam uma frequência elevada mas os custos associados às mesmas são muito baixos.

### 3.4.3. Avarias em compressores isentos de óleo IRN75-OF

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C30	IRN75-OF	2006	9 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
17-04-2006	Avaria na válvula <i>blowdown</i> . Fuga de ar.	Causa natural.	349,35 €
26-11-2007	Excesso de temperatura no módulo de potência. Ventilador do módulo avariado.	Causa natural.	937,44 €
26-11-2007	Avaria. Fuga de ar.	Causa natural.	273,35 €
30-07-2008	Avaria na válvula <i>blowdown</i> . Fuga de ar.	Causa natural.	349,35 €
29-07-2011	Motor queimou. Estrutura do motor ficou danificada. Substituir estator e sensores de efeito hall.	Sobrecarga do motor. Excesso de temperatura.	5993,05 €
22-01-2013	Fuga de ar pelo <i>aftercooler</i> . Substituir <i>aftercooler</i> .	Causa natural. Temperatura elevada.	4633,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C31	IRN75-OF	2009	6 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
07-02-2011	Fuga de óleo pelo tubo de injeção do 2º estágio.	Causa natural.	123,25 €
12-12-2012	Fuga de óleo pelo respiro do cárter.	Causa natural.	81,00 €
26-09-2013	Fuga de óleo pelo tubo de injeção dos rolamentos.	Causa natural.	191,24 €
26-09-2013	Avaria no sensor de temperatura.	Causa natural.	202,80 €
23-09-2014	Avaria nos sensores de efeito hall.	Causa natural.	902,01 €

### 3.4.3.1. Análise do tipo de avarias do compressor IRN75-OF

Da recolha de dados a dois compressores IRN75-OF isentos de óleo, é efetuada a análise de dados para determinar qual o tipo de avarias que ocorrem com mais frequência e o custo médio de cada intervenção.

Tabela 73 - Número e custo médio do tipo de avarias ocorrido nos compressores IRN75-OF.

Tipos de Avarias	Nº Avarias	Custo Médio
Fuga de ar	4	1.401,26 €
Fuga de óleo	3	131,83 €
Avaria elétrica	2	552,41 €
Excesso de temperatura	1	937,44 €
Avaria no motor	1	5.993,05 €
Total	11	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 5 \quad (134)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 2,2 \quad (135)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 3 \quad (136)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,24 \sim 3 \quad (137)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{N^{\circ} \text{ Células} - 1} = 1,5 \quad (138)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 5,3 \quad (139)$$

Tabela 74 - Dados estatísticos do tipo de avarias no compressor IRN75-OF.

Amostra n	5
Média	2,2
Desvio padrão	1,3
Máximo	4
Mínimo	1
Amplitude R	3
Nº de células	3
Intervalo de células	1,5
K	5,3

Tabela 75 - Fronteira das células para o histograma do tipo de avarias no compressor IRN75-OF.

	5,3
	3,8
	2,3
	0,8

Tabela 76 - Dados do histograma de frequências do tipo de avarias no compressor IRN75-OF.

Nº de Avarias	Frequência
0,8	0
2,3	3
3,8	1
5,3	1
Mais	0

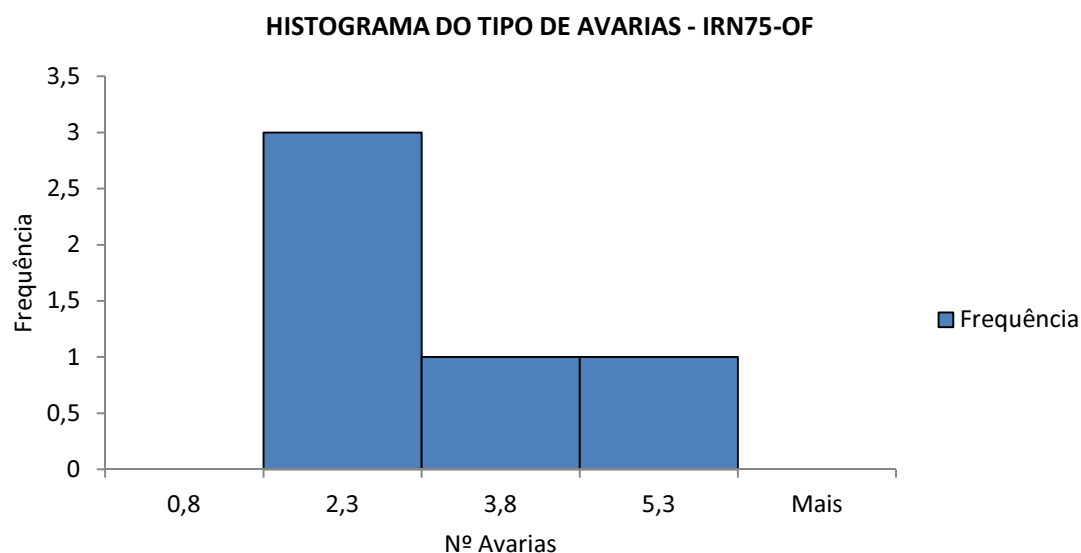


Gráfico 18 – Histograma do tipo de avarias do compressor IRN75-OF.

Fazendo uma análise do histograma do tipo de avarias verifica-se que este não segue uma distribuição normal, estando deslocado para a esquerda. Este histograma segue uma configuração do tipo exponencial à esquerda, verificando-se que a maior parte das avarias ocorrem com pouca frequência. Isto é, o número de avarias que ocorre do mesmo tipo, é baixo.

### 3.4.3.2. Análise do custo médio das avarias do compressor IRN75-OF

Para analisar os custos das avarias deste compressor são utilizados os dados da seguinte tabela.

Tabela 77 - Custo médio das avarias do compressor IRN75-OF.

Tipo de Avarias	Custo Médio
Avaria no motor	5.993,05 €
Fuga de ar	1.401,26 €
Excesso de temperatura	937,44 €
Avaria elétrica	552,41 €
Fuga de óleo	131,83 €
Total	9.015,99 €

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 5 \quad (140)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 1803,20 \text{ €} \quad (141)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 5861,22 \text{ €} \quad (142)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,24 \sim 3 \quad (143)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2930,61 \text{ €} \quad (144)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 7458,41 \text{ €} \quad (145)$$

Tabela 78 - Dados estatísticos dos custos médios das avarias do compressor IRN75-OF.

Amostra n	5
Média	1803,20 €
Desvio padrão	2388,72 €
Máximo	5993,05 €
Mínimo	131,83 €
Amplitude R	5861,22 €
Nº de células	3
Intervalo de células	2930,61 €
K	7458,41 €

Tabela 79 - Fronteira das células do histograma do custo médio das avarias do compressor IRN75-OF.

7.458,41 €
4.527,80 €
1.597,19 €
-1.333,43 €

Tabela 80 - Dados do histograma do custo médio das avarias no compressor IRN75-OF.

Custo Médio	Frequência
-1.333,43 €	0
1.597,19 €	4
4.527,80 €	0
7.458,41 €	1
Mais	0

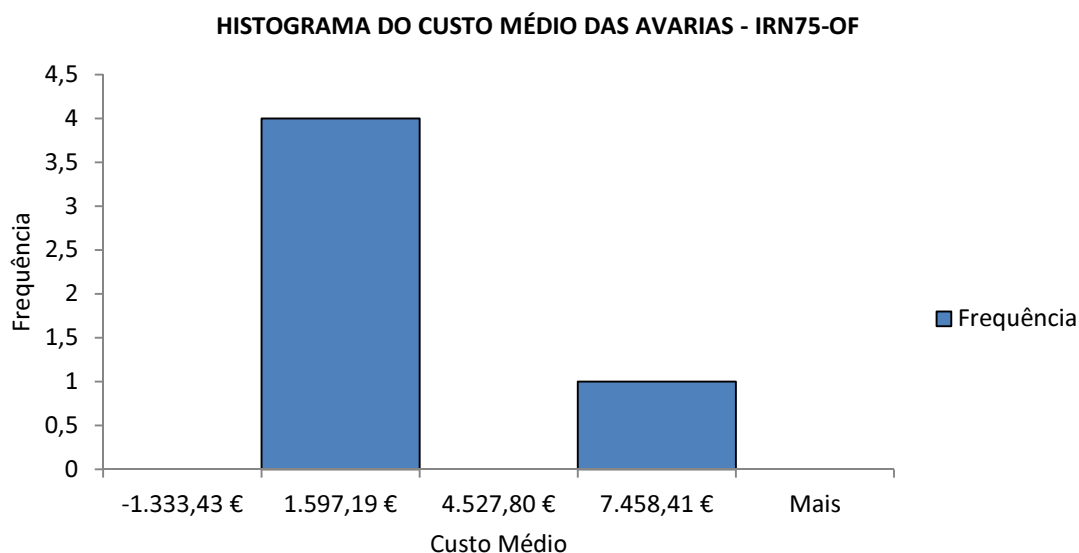


Gráfico 19 - Histograma do tipo de avarias no compressor IRN-75-OF.

Para o histograma do custo médio de avarias verifica-se que este não segue uma distribuição normal, estando deslocado para a esquerda. Verifica-se que grande parte dos custos associados às avarias deste modelo são baixos, mas existe uma pequena quantidade de custos de elevado valor, não se verificando custos intermédios.

### 3.4.3.3. Análise da frequência de dias entre avarias no compressor IRN75-OF

Analisando todas as ocorrências neste compressor, e contando o número de dias entre cada avaria, pode-se determinar a frequência com que este modelo de compressor avaria.

Tabela 81 - Dias entre cada avaria no compressor IRN75-OF.

Compressores	Intervalo de dias entre avarias
C30	588
	247
	1094
C31	674
	288
	362

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 6 \quad (146)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 542,17 \quad (147)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 847 \quad (148)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,45 \sim 3 \quad (149)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 423,5 \quad (150)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 1306,25 \quad (151)$$

Tabela 82 - Dados estatísticos do intervalo de dias entre avarias do compressor IRN75-OF.

Amostra n	6
Média	542,17
Desvio padrão	318,81
Máximo	1094
Mínimo	247
Amplitude R	847
Nº de células	2,45
Intervalo de células	423,5
K	1306,25

Tabela 83 - Fronteira das células para o intervalo de dias entre avarias do compressor IRN75-OF.

1306,3
882,8
459,3
35,8

Tabela 84 - Dados do histograma do intervalo de dias entre avarias do compressor IRN75-OF.

Intervalo dias entre avarias	Frequência
35,8	0
459,3	3
882,8	2
1306,3	1
Mais	0

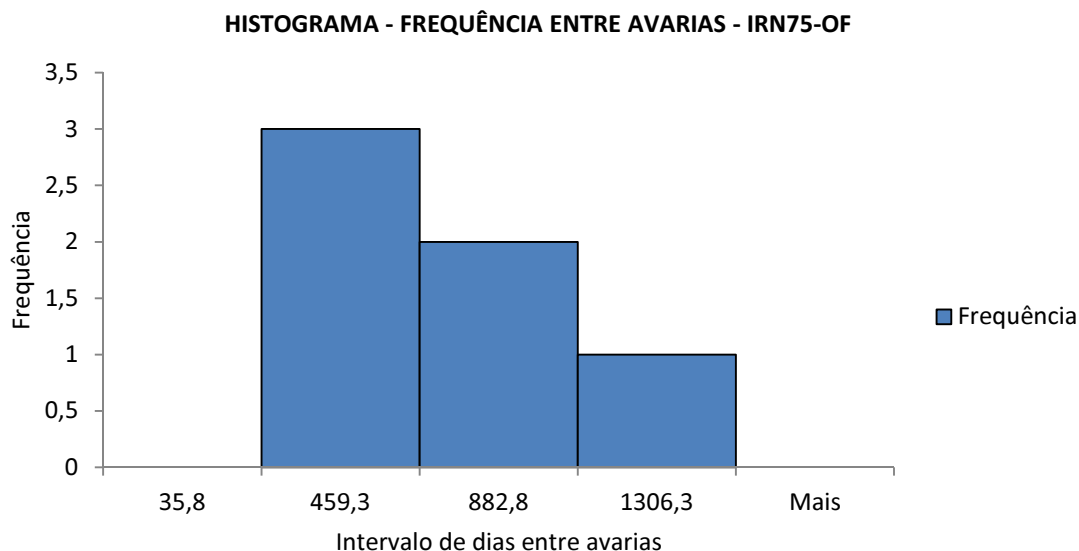


Gráfico 20 - Histograma da frequência de avarias no compressor IRN-75-OF.

Observando o histograma, pode-se afirmar que este não segue a distribuição normal, pois a sua configuração é do tipo exponencial à esquerda. Significa que a frequência com que este modelo de compressor avaria é de 450 dias, aproximadamente.

#### 3.4.3.4. Análise da avaria por fuga de ar no compressor IRN75-OF

As avarias devido a fuga de ar são as que mais se verificam neste modelo de compressor e, por isso, faz todo o sentido saber ao fim de quanto tempo é que esta anomalia se manifesta.

Tabela 85 - Registo das avarias por fuga de ar no compressor IRN75-OF.

Avaria fuga de ar - IRN75-OF			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C30	17-04-2006	4	0,3
	26-11-2007		1
	30-07-2008		2
	22-01-2013		7
C31	não aplicável	0	não aplicável
Total		4	

Tamanho da amostra:  $n = 4$

(152)

$$\text{Média da amostra: } n = 2,58 \quad (153)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 6,70 \quad (154)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2 \quad (155)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 6,70 \quad (156)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 10,85 \quad (157)$$

Tabela 86 - Dados estatísticos das avarias por fuga de ar no compressor IRN75-OF.

Amostra n	4
Média	2,58
Desvio padrão	3,03
Máximo	7
Mínimo	0,30
Amplitude R	6,70
Nº de células	2
Intervalo de células	6,70
K	10,85

Tabela 87 - Fronteira das células do histograma das avarias por fuga de ar do compressor IRN75-OF.

10,9
4,2
-2,6

Tabela 88 - Dados do histograma das avarias por fuga de ar do compressor IRN75-OF.

Anos após aquisição	Frequência
-2,6	0
4,2	3
10,9	1
Mais	0

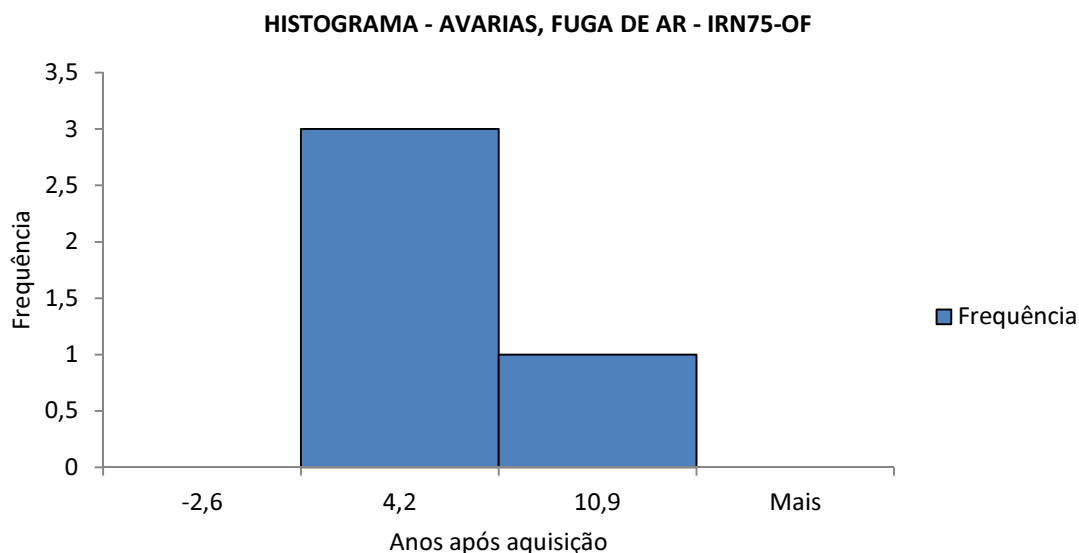


Gráfico 21 - Histograma das avarias por fuga de ar no compressor IRN-75-OF.

Analisando o histograma de frequências das avarias por fuga de ar, verifica-se que este não segue uma distribuição normal. Em vez disso, o histograma está desviado para a esquerda, significando que o compressor IRN75-OF tem tendência a avariar por fuga de ar ao fim de quatro anos.

#### 3.4.3.5. Análise da avaria por fuga de óleo no compressor IRN75-OF

As avarias por fuga de óleo neste compressor são a segunda causa de avaria, motivo pelo qual é relevante analisar ao fim de quantos anos é que esta avaria tende a ocorrer.

Tabela 89 - Dados das avarias por fuga de óleo no compressor IRN75-OF.

Avaria fuga de óleo - IRN75-OF			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C30	não aplicável	0	não aplicável
C31	07-02-2011	3	2
	12-12-2012		3
	26-09-2013		4
Total		3	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 3 \quad (158)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 3 \quad (159)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 2 \quad (160)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 1,73 \sim 2 \quad (161)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2 \quad (162)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 5,5 \quad (163)$$

Tabela 90 - Dados estatísticos das avarias por fuga de óleo no compressor IRN75-OF.

Amostra n	3
Média	3
Desvio padrão	1
Máximo	4
Mínimo	2
Amplitude R	2
Nº de células	2
Intervalo de células	2
K	5,5

Tabela 91 - Fronteira das células do histograma de avarias por fuga de óleo do compressor IRN75-OF

5,5
3,5
1,5

Tabela 92 - Dados do histograma das avarias por fuga de óleo do compressor IRN75-OF.

Anos após aquisição	Frequência
1,5	0
3,5	2
5,5	1
Mais	0

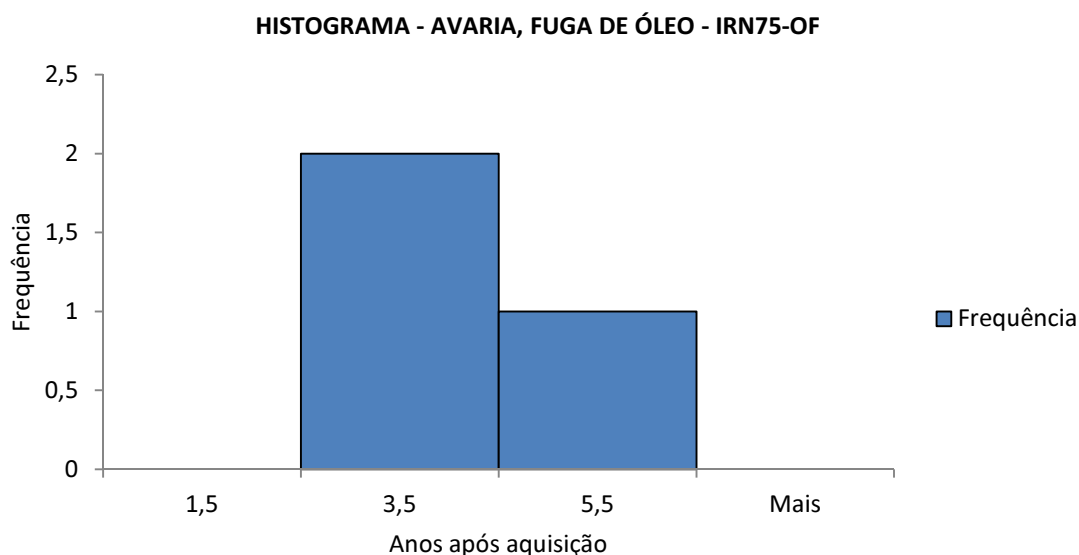


Gráfico 22 - Histograma de avarias por fuga de óleo no compressor IRN75-OF.

Ao analisar o histograma das avarias por fuga de óleo verifica-se que não segue a distribuição normal. O histograma está desviado para a esquerda, significando que a avaria por fuga de óleo tende a ocorrer ao fim de três anos e meio de vida do compressor. Todavia, para uma análise mais confiável, a amostra deveria ser maior.

#### **3.4.3.6. Análise da avaria elétrica do compressor IRN75-OF**

A avaria elétrica é aquela que se apresenta em terceiro lugar, e merece por isso ser analisada. No entanto, como o tamanho da amostra é baixo, não existe grande precisão nos resultados.

Tabela 93 - Dados da avaria elétrica no compressor IRN75-OF.

Avaria elétrica - IRN75-OF			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C30	não aplicável	0	não aplicável
C31	26-09-2013	2	4
	23-09-2014		5
Total		2	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 2 \quad (164)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 4,5 \quad (165)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 1 \quad (166)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 1,41 \sim 2 \quad (167)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 1 \quad (168)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 6 \quad (169)$$

Tabela 94 - Dados estatísticos das avarias elétricas no compressor IRN75-OF.

Amostra n	2
Média	4,5
Desvio padrão	0,7
Máximo	5
Mínimo	4
Amplitude R	1
Nº de células	2
Intervalo de células	1
K	6

Tabela 95 - Fronteira das células do histograma de avarias elétricas do compressor IRN75-OF.

6
5
4
3

Tabela 96 - Dados do histograma das avarias elétricas do compressor IRN75-OF.

Anos após aquisição	Frequência
3	0
4	1
5	1
6	0
Mais	0

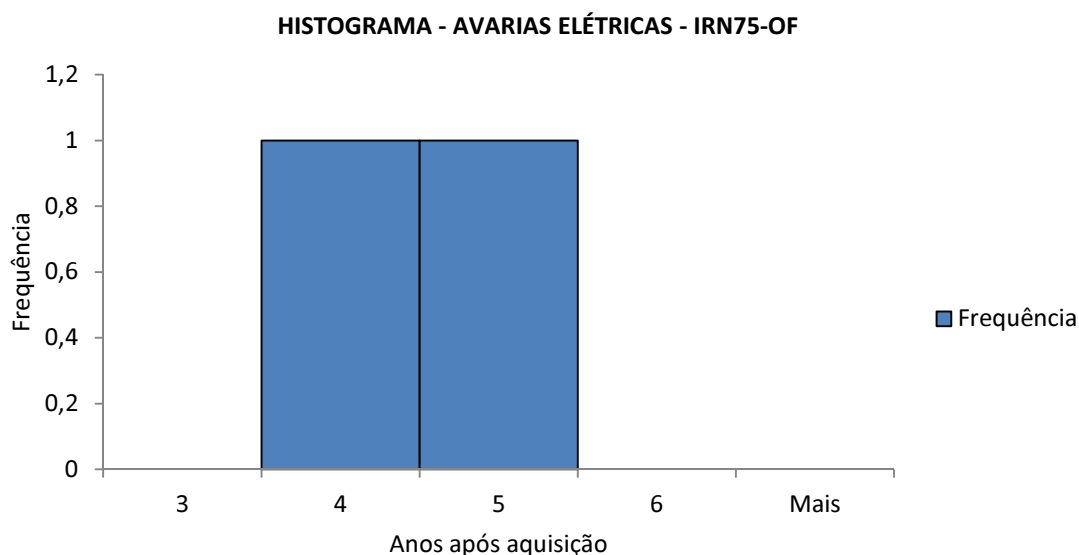


Gráfico 23 - Histograma de avarias elétricas no compressor IRN75-OF.

Da análise do histograma, constata-se que a frequência é a mesma, visto que a amostra é muito pequena. Verifica-se que as avarias elétricas ocorrem nos primeiros quatro ou cinco anos. Para obter resultados mais representativos, seria necessário analisar um maior número de compressores e, conseqüentemente, um maior número de avarias elétricas.

### 3.4.3.7. Análise Pareto (ABC) ao compressor IRN75-OF

A análise de *Pareto* permite saber quais são os tipos de avarias que representam 80% e sobre as quais deve ser prestada atenção.

Tabela 97 - Dados das avarias no compressor IRN75-OF para elaborar o diagrama de *Pareto*.

Tipos de Avarias	Nº Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Fuga de ar	4	1.401,26 €	36%	36%
Fuga de óleo	3	131,83 €	27%	64%
Avaria elétrica	2	552,41 €	18%	82%
Excesso de temperatura	1	937,44 €	9%	91%
Avaria no motor	1	5.993,05 €	9%	100%
Total	11		100%	

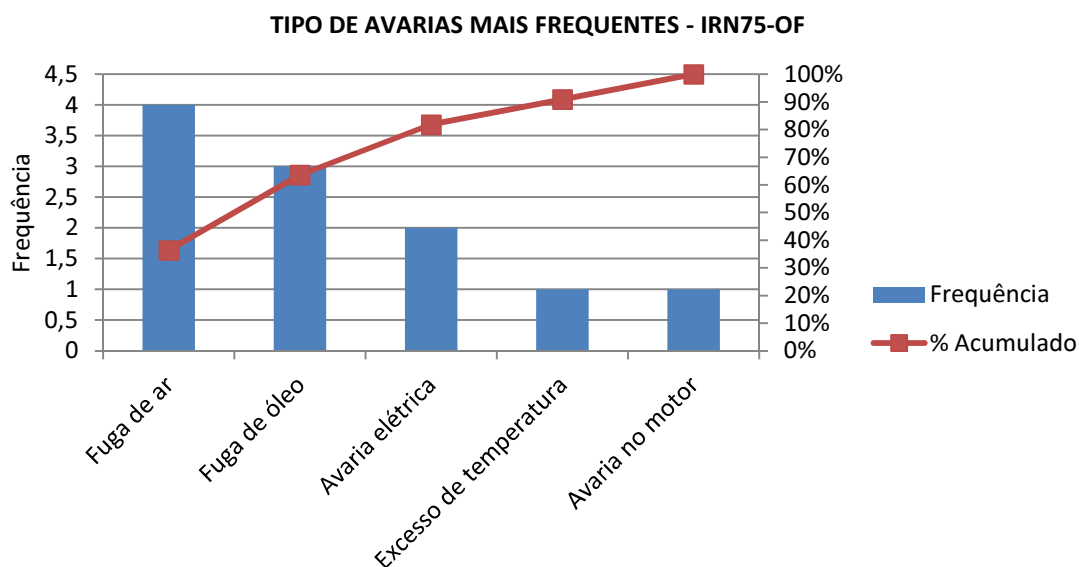


Gráfico 24 – Diagrama de *Pareto* do tipo de avarias no compressor IRN75-OF.

Analisando o gráfico de *Pareto* para o tipo de avarias relativas ao modelo IRN75-OFF, verifica-se que 80% das avarias ocorrem com fugas de ar, fugas de óleo e avarias elétricas.

Tabela 98 - - Dados para execução do diagrama de Pareto do custo médio das avarias do compressor IRN75-OF.

Custo do Tipo de Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Avaria no motor	5.993,05 €	66%	66%
Fuga de ar	1.401,26 €	16%	82%
Excesso de temperatura	937,44 €	10%	92%
Avaria elétrica	552,41 €	6%	99%
Fuga de óleo	131,83 €	1%	100%
Total	9.015,99 €	100%	

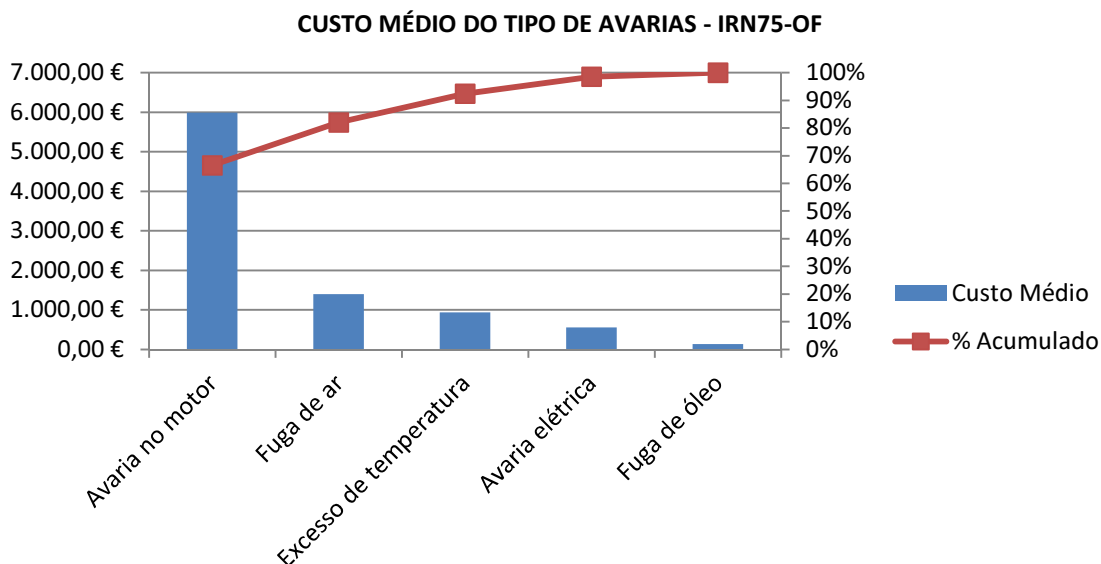


Gráfico 25 – Diagrama de *Pareto* do custo médio das avarias no compressor IRN75-OF.

Da análise ao gráfico de *Pareto* pode constatar-se que 80% do custo médio do tipo de avarias está associado ao motor e fugas de ar. Como a frequência das avarias no motor elétrico se apresentam em último lugar, significa que a probabilidade de ocorrer uma avaria no motor com elevados custos é baixa. Por isso, uma vez mais se pode concluir que o motor HPM é económico e fiável.

Neste tipo de compressor, as avarias relacionadas com fugas de ar são as que apresentam maior frequência de ocorrência, ao passo que os custos são os segundos mais elevados, embora sejam em média inferiores a 1500 €.

As fugas de óleo apresentam-se como a segunda ocorrência mais frequente de avarias, mas os custos associados às mesmas é o mais baixo. A avaria elétrica é o terceiro tipo mais frequente, mas não é significativo uma vez que os custos se situam em quarto lugar. Embora o número de compressores analisados tenha sido baixo, pode-se concluir que em termos de custos das avarias, estes compressores são muito económicos.

### 3.4.4. Avarias em compressores SSR M200-2S

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C40	SSR M200-2S	2006	9 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
28-05-2007	Fuga de óleo pela mangueira de descarga ar/óleo e mangueira entrada de óleo no radiador.	Elevada temperatura e ambiente nefasto provocam degradação das mangueiras.	474,82 €
22-08-2007	Fuga de óleo pela válvula de retenção da descarga.	Causa natural.	258,97 €
07-10-2011	Avaria na válvula de stop de óleo.	Causa natural.	920,08 €
06-12-2011	Fuga de óleo pelo radiador. Aplicação de favo novo.	Dilatações e contrações do alumínio devido a elevadas temperaturas.	2225,00 €
27-03-2013	Avaria no controlador. Substituir memória flash.	Causa natural.	666,97 €
23-07-2013	Fuga de água pelo permutador de tubos.	Temperatura elevada.	11454,25 €
21-08-2013	Passagem de óleo para a linha. Substituir tubo do dreno separador.	Causa natural.	158,74 €
21-08-2013	Avaria elétrica e contactor.	Temperatura elevada.	857,30 €
06-09-2013	Motor com passagem à massa. Rebobinar motor, substituir retentor, etc.	Causa natural.	5330,40 €
06-09-2013	Avaria elétrica. Substituir contactor.	Causa natural.	1620,60 €
14-11-2014	Motor queimou.	Sobrecarga do motor. Temperatura elevada.	3684,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C41	SSR M200-2S	2006	9 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
12-08-2008	Excesso de temperatura. Limpeza do radiador.	Ambiente com muito pó.	57,00 €
30-08-2010	Fuga de água. Substituir mangueira do permutador.	Causa natural.	708,47 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C42	SSR M200-2S	2008	7 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
13-09-2010	Avaria na válvula de <i>stop</i> óleo.	Causa natural.	796,00 €
16-09-2013	Vibração excessiva dos rolamentos do motor. Beneficiar motor.	Desgaste dos rolamentos do motor.	2832,87 €
28-02-2014	Avaria elétrica. Substituir contactores.	Causa natural.	1610,01 €
13-01-2015	Motor queimou. Rebobinar motor.	Sobrecarga do motor. Excesso de temperatura.	6873,03 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C43	SSR M200-2S	2005	10 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo S/IVA
04-12-2006	Alarme. Excesso de temperatura. Limpeza do radiador.	Ambiente com muito pó. Falta de limpeza.	38,00 €
07-04-2007	Vibração excessiva nos rolamentos do motor. Beneficiar motor.	Desgaste.	2279,31 €
04-06-2007	Avaria no quadro elétrico.	Causa natural.	533,00 €
24-10-2007	Avaria no quadro elétrico.	Causa natural.	1829,84 €
04-12-2007	Avaria no quadro elétrico.	Causa natural.	462,44 €
07-02-2008	Vibração excessiva dos rolamentos do motor. Baixa resistência dos enrolamentos do motor.	Desgaste. Temperatura ambiente elevada.	2601,76 €
24-11-2008	Motor principal queimou. Rebobinar motor e aplicar retentor.	Sobrecarga do motor. Temperatura ambiente elevada e com muito pó.	5976,48 €
11-05-2009	Avaria no controlador.	Causa natural.	4307,33€
11-05-2009	Avaria no motor do ventilador. Este está com passagem à massa.	Causa natural.	601,58 €
15-07-2010	Motor principal queimou. Rebobinar motor.	Sobrecarga do motor. Temperatura ambiente elevada e com muito pó.	4567,51 €
21-11-2013	Motor do ventilador queimou. Rebobinar motor.	Sobrecarga do motor. Temperatura ambiente elevada e com muito pó.	949,84 €
21-11-2013	Avaria elétrica em interruptor.	Causa natural.	56,79 €
17-04-2014	Gripagem do elemento compressor.	Desrespeito pelos intervalos de manutenção. Óleo degradado. Temperatura ambiente muito elevada. Admissão de contaminantes pelo <i>airend</i> .	21462,00 €

### 3.4.4.1. Análise do tipo de avarias no compressor SSR M200-2S

Após analisar quatro compressores SSR M200-2S pode-se verificar qual o tipo de avarias que ocorrem com mais frequência e quais as avarias que apresentam maiores custos.

Tabela 99 - Frequência e custo médio do tipo de avarias ocorrido nos compressores SSR M200-2S

Tipos de Avarias	Nº de Avarias	Custo Médio
Avaria elétrica	10	1.280,31 €
Bobinagem motor principal	5	5.286,28 €
Fuga de Óleo	4	779,38 €
Beneficiação motor principal	3	2.571,31 €
Fuga de água	2	6.081,36 €
Excesso de temperatura	2	47,50 €
Bobinagem motor ventilador	2	775,71 €
Passagem de óleo p/ rede	1	857,30 €
Gripagem do <i>airend</i>	1	21.462,00 €
Total	30	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 9 \quad (169)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 3,33 \quad (170)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 9 \quad (171)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 3 \quad (172)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 4,5 \quad (173)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 12,75 \quad (174)$$

Tabela 100 - Dados estatísticos do tipo de avarias do compressor SSR M200-2S.

Amostra n	9
Média	3,33
Desvio padrão	2,83
Máximo	10
Mínimo	1
Amplitude R	9
Nº de células	3
Intervalo de células	4,5
K	12,75

Tabela 101 - Fronteira das células do histograma do tipo de avarias do compressor SSR M200-2S.

12,75
8,25
3,75
-0,75

Tabela 102 - Dados do histograma do tipo de avarias do compressor SSR M200-2S.

Nº de Avarias	Frequência
-0,75	0
3,75	6
8,25	2
12,75	1
Mais	0

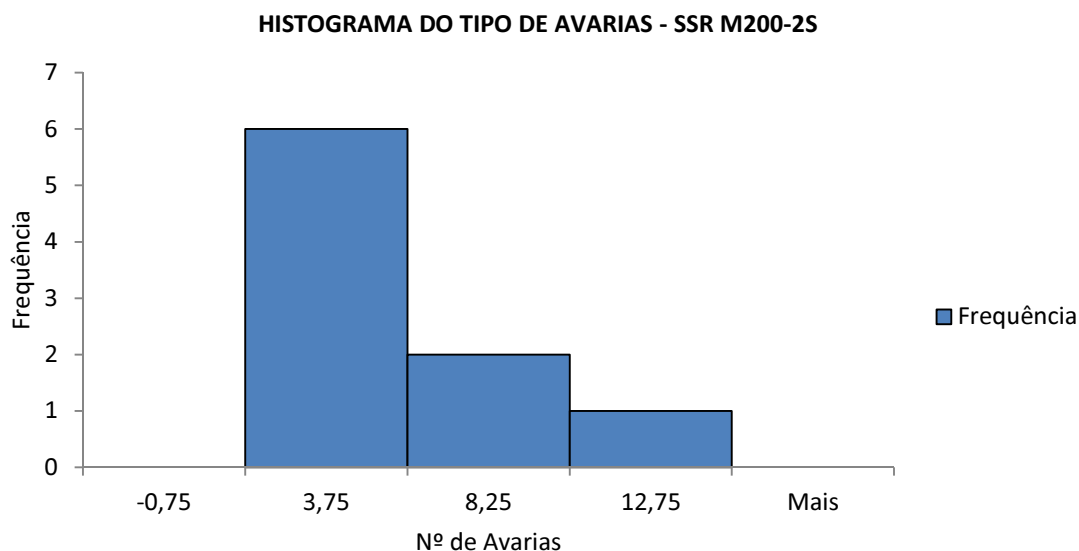


Gráfico 26 – Histograma do tipo de avarias no compressor SSR M200-2S.

Da análise ao histograma do tipo de avarias que ocorrem com mais frequência, verifica-se que este não segue uma distribuição normal, apresentando um desvio significativo para a esquerda. A disposição do histograma é do tipo exponencial à esquerda. Significa que a maior parte das avarias ocorrem com pouca frequência.

#### **3.4.4.2. Análise do custo médio das avarias no compressor SSR M200-2S**

Depois de recolher os dados do custo médio das avarias pode-se fazer uma análise para determinar quais são os custos mais frequentes para este modelo de compressor.

Tabela 103 - Custos médios das avarias no compressor SSR M200-2S.

Tipos de Avarias	Custo Médio
Gripagem do <i>airend</i>	21.462,00 €
Fuga de água	6.081,36 €
Bobinagem motor principal	5.286,28 €
Beneficiação motor principal	2.571,31 €
Avaria elétrica	1.280,31 €
Passagem de óleo p/ rede	857,30 €
Fuga de Óleo	779,38 €
Bobinagem motor ventilador	775,71 €
Excesso de temperatura	47,50 €
<b>Total</b>	<b>39.141,15 €</b>

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 9 \quad (175)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 4349,02 \text{ €} \quad (176)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 21414,50 \text{ €} \quad (177)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 3 \quad (178)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 10707,25 \text{ €} \quad (179)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 26815,68 \text{ €} \quad (180)$$

Tabela 104 - Dados estatísticos do custo médio das avarias do compressor SSR M200-2S.

Amostra n	9
Média	4349,02 €
Desvio padrão	6759,41 €
Máximo	21462,00 €
Mínimo	47,50 €
Amplitude R	21414,50 €
Nº de células	3
Intervalo de células	10707,25 €
K	26815,68 €

Tabela 105 - Fronteira das células do histograma do custo médio das avarias do compressor SSR M200-2S.

26.815,68 €
16.108,43 €
5.401,18 €
-5.306,08 €

Tabela 106 - Dados do histograma do custo médio das avarias no compressor SSR M200-2S.

Custo das Avarias	Frequência
-5.306,08 €	0
5.401,18 €	7
16.108,43 €	1
26.815,68 €	1
Mais	0

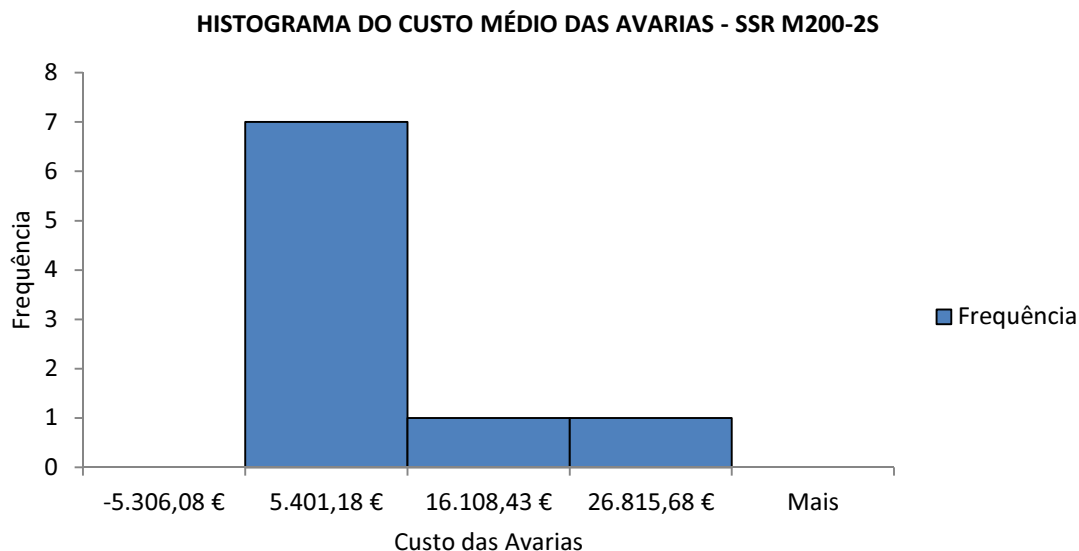


Gráfico 27 - Histograma do custo médio das avarias no compressor SSR M200-2S.

Analisando o histograma do custo médio do tipo de avarias mais frequentes, verifica-se que este não segue uma distribuição normal, apresentando um grande desvio para a esquerda, tendo uma configuração do tipo exponencial. Isto significa que o custo médio das avarias apresenta valores maioritariamente mais baixos. Verifica-se uma baixa frequência com custos intermédios e altos.

#### **3.4.4.3. Análise da frequência de dias entre avarias no compressor SSR M200-2S**

De seguida, efetua-se uma contagem dos dias passados entre cada avaria e determina-se a frequência com que este modelo de compressor tende a avariar.

Tabela 107 - Intervalo de dias entre cada avaria no compressor SSR M200-2S.

Compressores	Intervalo de dias entre avarias
C40	86
	1507
	60
	477
	118
	29
	16
	434
C41	748
C42	1099
	165
	319
C43	124
	58
	142
	41
	65
	291
	168
	430
	1225
	147

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 22 \quad (181)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 352,23 \quad (182)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 1491 \quad (183)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 4,69 \sim 5 \quad (18440)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 372,75 \quad (185)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 1510 \quad (186)$$

Tabela 108 - Dados estatísticos do intervalo de dias entre avarias do compressor SSR M200-2S.

Amostra n	22
Média	352,23
Desvio padrão	422,28
Máximo	1507
Mínimo	16
Amplitude R	1491
Nº de células	5
Intervalo de células	372,75
K	1510

Tabela 109 - Fronteira das células do histograma do intervalo de dias entre avarias do SSR M200-2S.

1510
1137
765
392
19
-354

Tabela 110 - Dados do histograma do intervalo de dias entre avarias do compressor SSR M200-2S.

Intervalo dias entre avarias	Frequência
-354	0
19	1
392	14
765	4
1137	1
1510	2
Mais	0

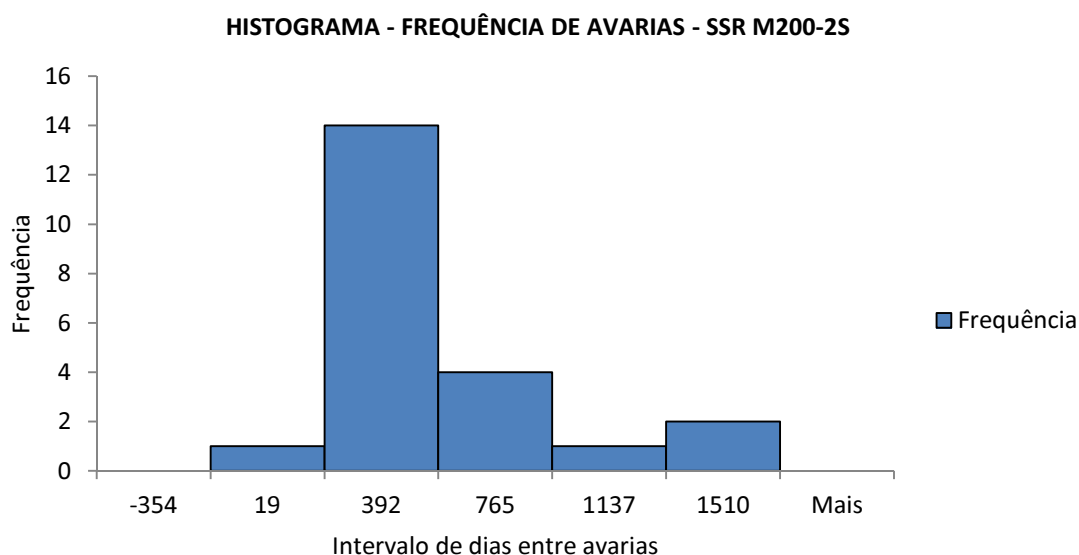


Gráfico 28 - Histograma da frequência das avarias no compressor SSR M200-2S.

Ao analisar o histograma de frequências entre avarias, verifica-se que este não segue uma distribuição normal e está desviado para a esquerda. Pode-se constatar que este modelo de compressor tende a avariar num intervalo de tempo de um ano, aproximadamente.

### 3.4.4.4. Análise da frequência das avarias elétricas no compressor SSR M200-2S

As avarias elétricas são aquelas que mais se verificam neste modelo de compressor, com dez ocorrências. Por isso, é importante verificar ao fim de quanto tempo após a aquisição é que esta avaria tem tendência a se manifestar.

Tabela 111 - Registo das avarias elétricas no compressor SSR M200-2S.

Avarias elétricas - SSR M200-2S			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C40	07-10-2011	4	5
	27-03-2013		7
	21-08-2013		7
	06-09-2013		7
C41	não aplicável	0	não aplicável
C42	13-09-2010	1	2
	28-02-2014		6
C43	04-06-2007	5	2
	24-10-2007		2
	04-12-2007		2
	11-05-2009		4
	21-11-2013		8
Total		10	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 11 \quad (187)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 4,73 \quad (188)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 6 \quad (18941)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 3,17 \sim 4 \quad (190)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2 \quad (191)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 9,5 \quad (192)$$

Tabela 112 - Dados estatísticos das avarias elétricas no compressor SSR M200-2S.

Amostra n	11
Média	4,73
Desvio padrão	2,41
Máximo	8
Mínimo	2
Amplitude R	6
Nº de células	4
Intervalo de células	2
K	9,5

Tabela 113 - Fronteira das células do histograma das avarias elétricas no compressor SSR M200-2S.

9,5
7,5
5,5
3,5
1,5

Tabela 114 - Dados do histograma das avarias no compressor SSR M200-2S.

Anos Após aquisição	Frequência
1,5	0
3,5	4
5,5	2
7,5	4
9,5	1
Mais	0

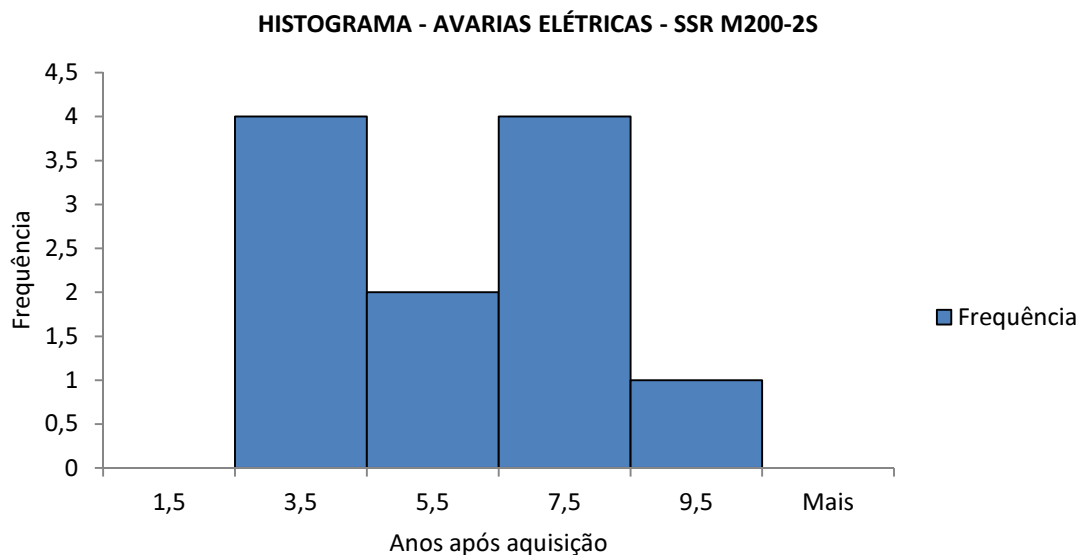


Gráfico 29 - Histograma das avarias elétricas no compressor SSR M200-2S.

Da análise ao histograma das avarias elétricas verifica-se que este não segue uma distribuição normal. As avarias elétricas no compressor SSR M200-2S tendem a ocorrer nos primeiros três anos e meio ou nos sete anos e meio iniciais.

#### **3.4.4.5. Análise da frequência da avaria de bobinagem do motor no SSR M200-2S**

As avarias que obrigam à bobinagem do motor principal apresentam-se em segundo lugar e, além disso, têm elevados custos para o utilizador. Por estas razões é relevante procurar saber ao fim de quanto tempo é que este compressor pode vir a manifestar esta avaria.

Tabela 115 - Registo das avarias de bobinagem do motor principal do compressor SSR M200-2S.

Avaria, bobinagem do motor principal - SSR M200-2S			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C40	06-09-2013	2	7
	14-11-2014		8
C41	não aplicável	0	não aplicável
C42	13-01-2015	1	7
C43	24-11-2008	2	3
	15-07-2010		5
Total		5	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 5 \quad (193)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 6 \quad (194)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 5 \quad (195)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2,24 \sim 3 \quad (196)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2,5 \quad (197)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 9,75 \quad (198)$$

Tabela 116 - Dados estatísticos das avarias de bobinagem do motor do compressor SSR M200-2S.

Amostra n	5
Média	6
Desvio padrão	2
Máximo	8
Mínimo	3
Amplitude R	5
Nº de células	3
Intervalo de células	2,5
K	9,75

Tabela 117 - Fronteira das células do histograma das avarias de bobinagem do motor do SSR M200-2S.

9,8
7,3
4,8
2,3

Tabela 118 - Dados do histograma das avarias de bobinagem do motor do compressor SSR M200-2S.

Anos após aquisição	Frequência
2,3	0
4,8	1
7,3	3
9,8	1
Mais	0

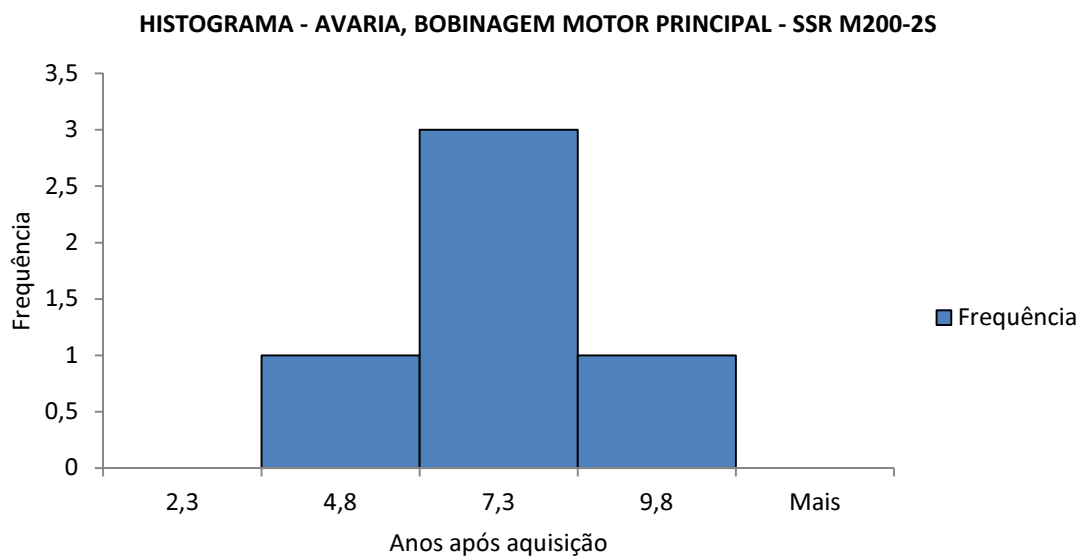


Gráfico 30 - Histograma da avaria de bobinagem do motor principal no compressor SSR M200-2S.

Analisando o histograma das avarias no motor que obrigam à bobinagem do motor principal, verifica-se que este segue uma distribuição normal. Da análise ao gráfico conclui-se que o motor principal deste compressor tende a avariar ao fim dos primeiros sete anos, aproximadamente.

#### **3.4.4.6. Análise da frequência da avaria por fuga de óleo no SSR M200-2S**

As avarias devido a fugas de óleo são aquelas que se apresentam em terceiro lugar, embora não apresentem custos muito significativos. Contudo, é importante analisar quando é que este tipo de avaria pode ocorrer.

Tabela 119 - Registo das avarias por fuga de óleo no compressor SSR M200-2S.

Avaria, fuga de óleo - SSR M200-2S			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C40	28-05-2007	4	1
	22-08-2007		1
	06-12-2011		5
	21-08-2013		7
C41	não aplicável	0	não aplicável
C42	não aplicável	0	não aplicável
C43	não aplicável	0	não aplicável
Total		4	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 4 \quad (199)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 3,5 \quad (200)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 6 \quad (201)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 2 \quad (202)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 6 \quad (203)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 10,5 \quad (204)$$

Tabela 120 - Dados estatísticos das avarias por fuga de óleo do compressor SSR M200-2S.

Amostra n	4
Média	3,5
Desvio padrão	3
Máximo	7
Mínimo	1
Amplitude R	6
Nº de células	2
Intervalo de células	6
K	10,5

Tabela 121 - Fronteira das células do histograma de avarias por fuga de óleo do compressor SSR M200-2S.

	10,5
	4,5
	-1,5

Tabela 122 - Dados do histograma das avarias por fuga de óleo do compressor SSR M200-2S.

Anos após aquisição	Frequência
-1,5	0
4,5	2
10,5	2
Mais	0

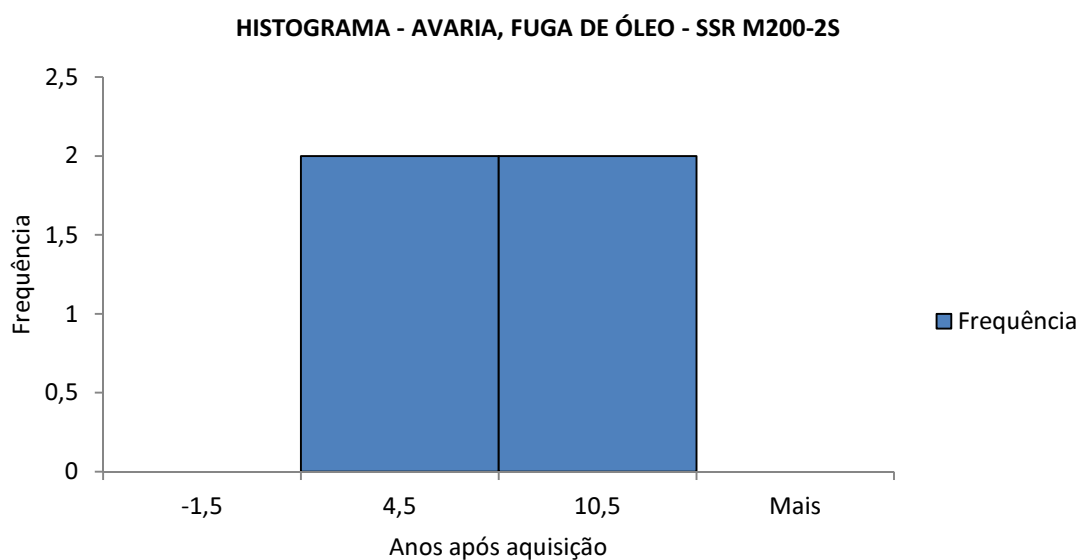


Gráfico 31 - Histograma de avarias por fuga de óleo no compressor SSR M200-2S.

Ao analisar o histograma de frequências das avarias por fuga de óleo, verifica-se que este não segue uma distribuição normal. Para se poder fazer uma análise mais consistente, seria necessário aumentar o número de compressores analisados e o número de avarias por fuga de óleo, ou seja, aumentar a amostra. Assim, pode-se dizer que o compressor SSR M200-2S tende a avariar ao fim de quatro a dez anos, aproximadamente.

### 3.4.4.7. Análise Pareto (ABC) no compressor SSR M200-2S

Com a análise de *Pareto*, consegue-se perceber quais são os tipos de avarias que representam 80% das ocorrências e sobre as quais deve ser tomada atenção.

Tabela 123 - Tipos de avarias no compressor SSR M200-2S.

Tipos de Avarias	Nº de Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Avaria elétrica	10	1.280,31 €	33%	33%
Bobinagem motor principal	5	5.286,28 €	17%	50%
Fuga de Óleo	4	779,38 €	13%	63%
Beneficiação motor principal	3	2.571,31 €	10%	73%
Fuga de água	2	6.081,36 €	7%	80%
Excesso de temperatura	2	47,50 €	7%	87%
Bobinagem motor ventilador	2	775,71 €	7%	93%
Passagem de óleo p/ rede	1	857,30 €	3%	97%
Gripagem do <i>airend</i>	1	21.462,00 €	3%	100%
Total	30		100%	

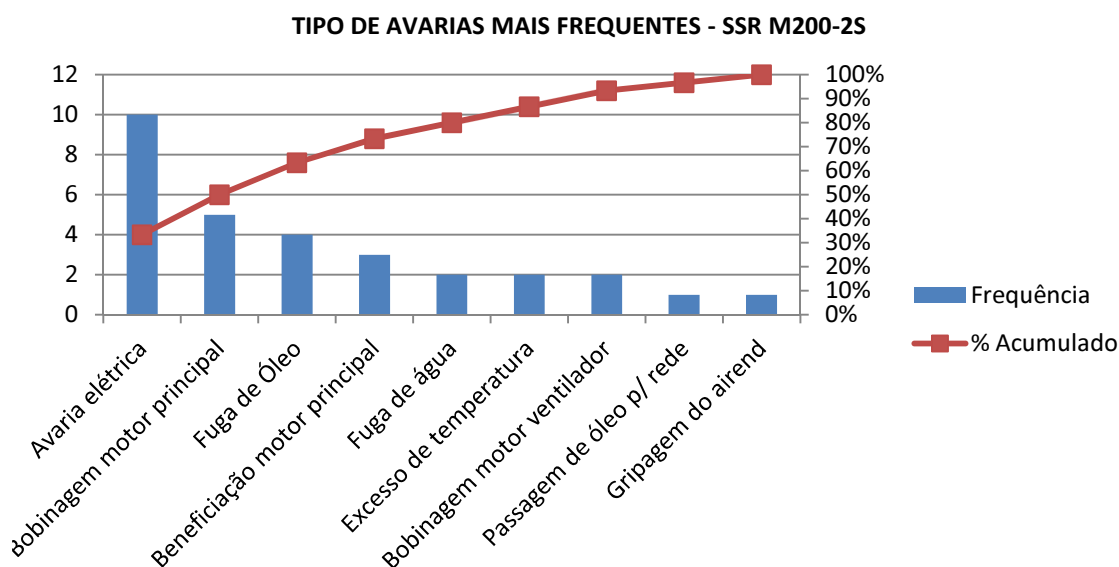


Gráfico 32 – Diagrama de *Pareto* do tipo de avarias no compressor SSR M200-2S.

Ao analisar o gráfico de *Pareto* para o tipo de avarias mais frequentes em compressores SSR M200-2S, verifica-se que 80% das ocorrências são avarias elétricas, bobinagem do motor, fugas de óleo, beneficiação do motor e fugas de água.

Tabela 124 - Custo médio do tipo de avarias do compressor SSR M200-2S.

Tipos de Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Gripagem do <i>airend</i>	21.462,00 €	55%	55%
Fuga de água	6.081,36 €	16%	70%
Bobinagem motor principal	5.286,28 €	14%	84%
Beneficiação motor principal	2.571,31 €	7%	90%
Avaria elétrica	1.280,31 €	3%	94%
Passagem de óleo p/ rede	857,30 €	2%	96%
Fuga de Óleo	779,38 €	2%	98%
Bobinagem motor ventilador	775,71 €	2%	100%
Excesso de temperatura	47,50 €	0%	100%
Total	39.141,15 €	100%	

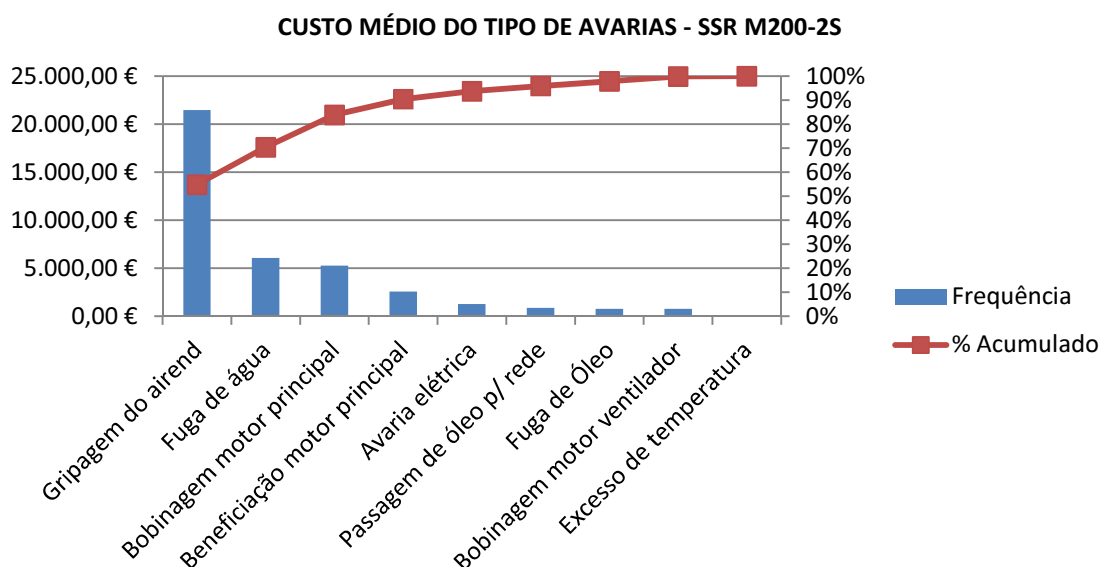


Gráfico 33 - Diagrama de *Pareto* do custo médio das avarias no compressor SSR M200-2S.

Da análise ao gráfico de *Pareto* do custo médio associado ao tipo de avarias mais frequentes, pode-se constatar que 82% das avarias estão relacionadas com gripagem do *airend*, fugas de água e bobinagem do motor principal.

Apesar do tipo de avaria do *airend* ser a que apresenta custos mais elevados, a frequência com que esta ocorre está em último lugar, por isso é pouco provável que uma avaria deste tipo possa ocorrer se os cuidados de manutenção forem respeitados. Os custos relacionados com as fugas de água apresentam-se em segundo lugar, mas a frequência desta avaria encontra-se em quinto lugar e por isso não é uma avaria que ocorra frequentemente.

A bobinagem do motor principal encontra-se em terceiro lugar no que diz respeito aos custos mais elevados com 5286,28 €, e a frequência da avaria perfila-se como a segunda em número de ocorrências. Devido ao facto de esta avaria ser a segunda mais frequente, com uma custo médio de 5286,28 €, pode-se concluir que este tipo de avaria acarreta custos significativos para este compressor.

A beneficiação do motor principal encontra-se em quarto lugar em relação aos custos, e também em quarto lugar relativamente à frequência, contribuindo com cerca de 72% do acumulado do tipo de avarias.

#### 3.4.5. Avarias em compressores PB4-270-3

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C50	PB4-270-3	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
06-01-2011	Gripagem da cabeça compressora.	Falta de lubrificação devido a nível de óleo incorreto, ou óleo degradado.	550,39 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C51	PB4-270-3	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
20-05-2010	Fuga de ar por acessório.	Causa natural.	32,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C52	PB4-270-3	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
07-09-2010	Fuga de ar pela junta da tampa de válvulas.	Negligência devido a falta de reaperto periódico dos parafusos da tampa da cabeça compressora.	91,14 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C53	PB4-270-3	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
19-11-2010	Vibração excessiva na tampa da cabeça compressora.	Negligência devido a falta de reaperto periódico dos parafusos da tampa da cabeça compressora.	32,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C54	PB4-270-3	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
23-07-2011	Cárter partido. Gripagem e biela partida.	Falta de lubrificação devido a nível de óleo incorreto, ou óleo degradado.	550,39 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C55	PB4-270-3	2010	5 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
15-07-2010	Fuga de ar pelo acessório do pressostato.	Causa natural.	32,00 €

Nº. do Compressor	Modelo	Ano de Aquisição	Período de Tempo
C56	PB4-270-3	2011	4 anos
Data da Ocorrência	Tipo de Avaria	Possível Causa	Custo
14-03-2012	Gripagem da cabeça compressora.	Falta de lubrificação devido a nível de óleo incorreto, ou óleo degradado.	596,00 €

### 3.4.5.1. Análise do tipo de avarias do compressor PB4-270-3

Feita a recolha de dados em relação às avarias ocorridas nos compressores alternativos PB4-270-3, efetua-se uma análise do tipo de avarias mais frequentes e os custos médios referentes às avarias detetadas.

Tabela 125 - Nº e custo médio do tipo avarias ocorrido nos compressores PB4-270-3.

Tipo de Avaria	Nº Avarias	Custo Médio
Gripagem da cabeça	3	565,59 €
Fuga de ar	3	51,71 €
Excesso de vibrações	1	32,00 €
Total	7	

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 3 \quad (205)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 2,33 \quad (20642)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 2 \quad (207)$$

$$\text{Nº células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 1,73 \sim 2 \quad (208)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{Nº Células} - 1} = 2 \quad (20943)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 4,5 \quad (210)$$

Tabela 126 - Dados estatísticos do tipo de avarias no compressor PB4-270-3.

Amostra n	3
Média	2,33
Desvio padrão	1,15
Máximo	3
Mínimo	1
Amplitude R	2
Nº de células	2
Intervalo de células	2
K	4,5

Os limites dos intervalos deverão ser fixados através de valores com um grau de precisão superior ao das observações.

As fronteiras terão de ter o limite superior acima do máximo e o limite inferior abaixo do mínimo. Para isso, o limite superior toma o valor de K. Depois, os valores vão sendo subtraídos pelo intervalo de células (i.c.) até o valor ser inferior ao mínimo. Seguindo este raciocínio os limites das células tomam os valores da tabela 127.

Tabela 127 - Fronteira das células do histograma do tipo de avarias do compressor PB4-270-3.

4,5
2,5
0,5
-1,5

Tabela 128 - Dados do histograma do tipo de avarias do compressor PB4-270-3.

Nº de Avarias	Frequência
-1,5	0
0,5	0
2,5	1
4,5	2
Mais	0

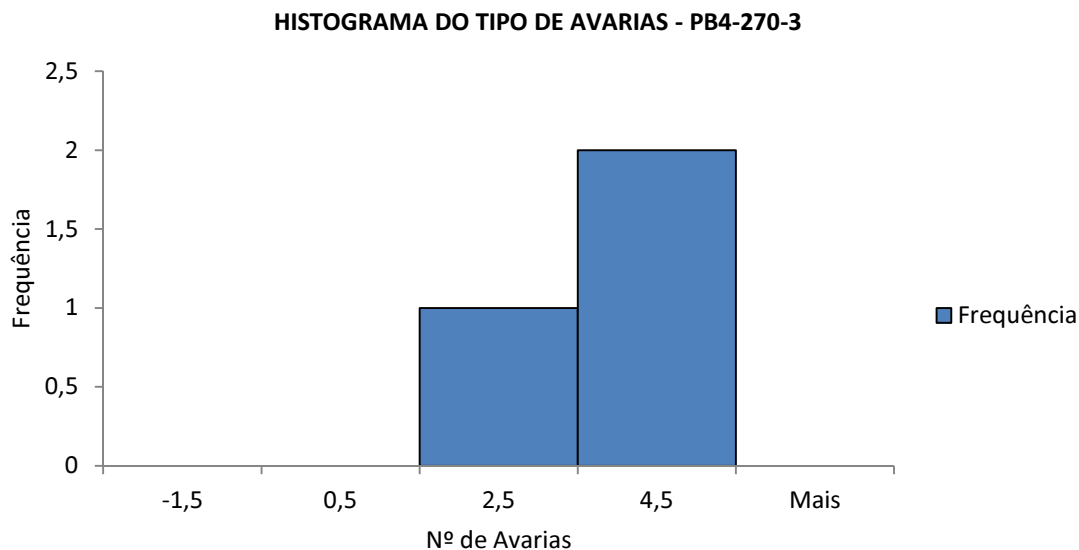


Gráfico 34 – Histograma do tipo de avarias no compressor PB4-270-3.

Analisando o histograma do tipo de avarias mais frequentes, verifica-se que este não segue uma distribuição normal, estando deslocado para a direita. A configuração do histograma toma uma forma do tipo exponencial à direita. Significa que a maioria das avarias ocorre com uma frequência mais elevada.

#### **3.4.5.2. Análise do custo médio das avarias no compressor PB4-270-3**

Os custos associados à avaria de um compressor são um fator importante, e como tal, devem ser analisados para saber quais são os que se verificam com mais frequência.

Tabela 129 - Custo médio do tipo de avarias no compressor PB4-270-3.

Tipo de Avaria	Custo Médio	%
Gripagem da cabeça	565,59 €	87%
Fuga de ar	51,71 €	8%
Excesso de vibrações	32,00 €	5%
Total	649,30 €	100%

$$\text{Tamanho da amostra: } n = 3 \quad (211)$$

$$\text{Média da amostra: } n = 216,43 \text{ €} \quad (212)$$

$$\text{Amplitude: } R = \text{Máximo} - \text{Mínimo} = 533,59 \text{ €} \quad (213)$$

$$\text{N}^\circ \text{ células arredondado à unidade por excesso} = \sqrt{n} = 1,73 \sim 2 \quad (214)$$

$$\text{Intervalo de células} = \frac{R}{\text{N}^\circ \text{ Células} - 1} = 533,59 \text{ €} \quad (215)$$

$$K = 10 + 0,5 \times \text{intervalo células} + 0,5 = 832,44 \text{ €} \quad (216)$$

Tabela 130 - Dados estatísticos dos custos médios das avarias do compressor PB4-270-3.

Amostra n	3
Média	216,43 €
Desvio padrão	302,54 €
Máximo	565,59 €
Mínimo	32,00 €
Amplitude R	533,59 €
Nº de células	2
Intervalo de células	533,59 €
K	832,44 €

Tabela 131 - Fronteira das células do histograma do custo médio das avarias do compressor PB4-270-3.

832,44 €
298,85 €
-234,75 €

Tabela 132 - Dados do histograma do custo médio das avarias no compressor PB4-270-3.

Custo Médio	Frequência
-234,75 €	0
298,85 €	2
832,44 €	1
Mais	0

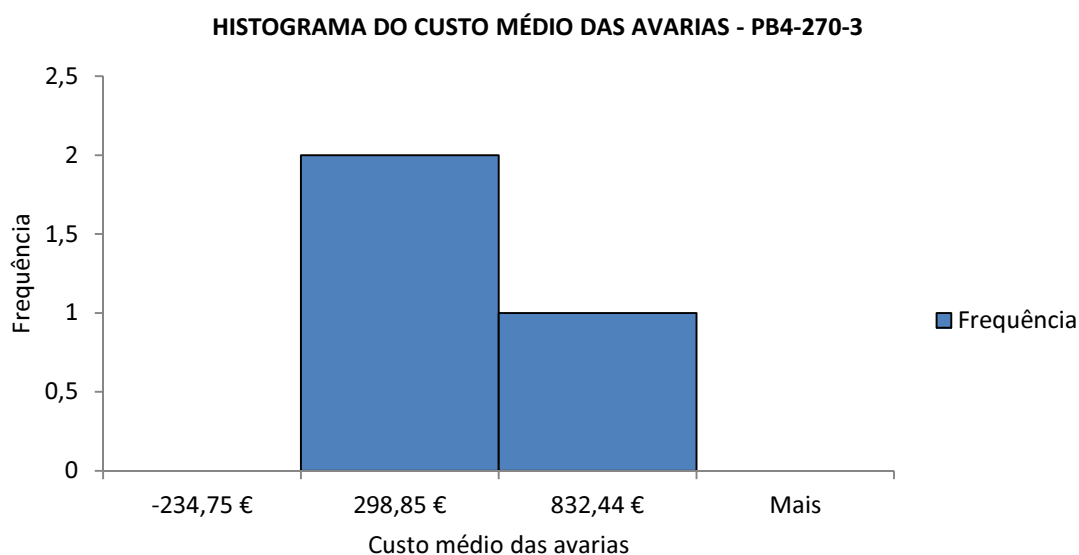


Gráfico 35 - Histograma do custo médio das avarias no compressor PB4-270-3.

Da análise efetuada ao histograma do custo médio associado ao tipo de avarias verifica-se que este não segue uma distribuição normal, apresentando um deslocamento para a esquerda. Verifica-se assim que a maioria dos custos associados às avarias é relativamente baixos, embora apareçam custos elevados com menos frequência.

#### **3.4.5.3. Análise da frequência de avarias no compressor PB4-270-3**

Como só existe uma avaria para cada compressor estudado, não é possível fazer uma análise da frequência de dias entre cada avaria. Acontece que, este tipo de compressor tende a avariar mais frequentemente devido ao seu princípio de funcionamento, mas não é menos verdade que, pela sua simplicidade, os utilizadores tendem a fazer eles próprios a reparação das avarias e, por esta razão, as mesmas não ficam registadas.

### 3.4.5.4. Análise da avaria por gripagem da cabeça compressora do PB4-270-3

Esta avaria é a que mais custos representa para o utilizador por este motivo deve ser analisada.

Tabela 133 - Registo das avarias por gripagem da cabeça compressora no PB4-270-3.

Avaria, gripagem da cabeça - PB4-270-3			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C50	06-01-2011	1	1
C51	não aplicável	0	não aplicável
C52	não aplicável	0	não aplicável
C53	não aplicável	0	não aplicável
C54	23-07-2011	1	1
C55	não aplicável	0	não aplicável
C56	14-03-2012	1	1
Total		3	

Ao analisar a tabela, facilmente se percebe sem recorrer a um histograma, que este tipo de avaria tende a ocorrer ao fim do primeiro ano.

### 3.4.5.5. Análise da avaria por fuga de ar no compressor PB4-270-3

Tendo esta avaria o mesmo número de ocorrências que a gripagem da cabeça, importa verificar quando é que esta tem tendência a se manifestar.

Tabela 134 - Registo das avarias por fuga de ar no compressor PB4-270-3.

Avaria, fuga de ar - PB4-270-3			
Compressores	Data da ocorrência	Nº ocorrências	Anos após aquisição
C50	não aplicável	0	não aplicável
C51	20-05-2010	1	0,5
C52	07-09-2010	1	0,5
C53	não aplicável	0	não aplicável
C54	não aplicável	0	não aplicável
C55	15-07-2010	1	0,5
C56	não aplicável	0	não aplicável
Total		3	

Observando a tabela, também se percebe facilmente que este tipo de avaria tende a ocorrer no primeiro meio ano de vida do compressor. Tal facto deve-se ao excesso de vibrações que este tipo de compressores apresenta, devido ao seu princípio de funcionamento.

### 3.4.5.6. Análise de Pareto (ABC) do compressor PB4-270-3

Ao elaborar um diagrama ABC, consegue-se perceber quais são os tipos de avaria e quais os custos que são mais representativos das ocorrências. As medidas a tomar devem recair nas ocorrências que representam 80% dos problemas.

Tabela 135 - Dados para o tipo de avarias no compressor PB4-270-3.

Tipo de Avaria	Nº Avarias	Custo Médio	%	% Acumulado
Gripagem da cabeça	3	565,59 €	43%	43%
Fuga de ar	3	51,71 €	43%	86%
Excesso de vibrações	1	32,00 €	14%	100%
Total	7		100%	

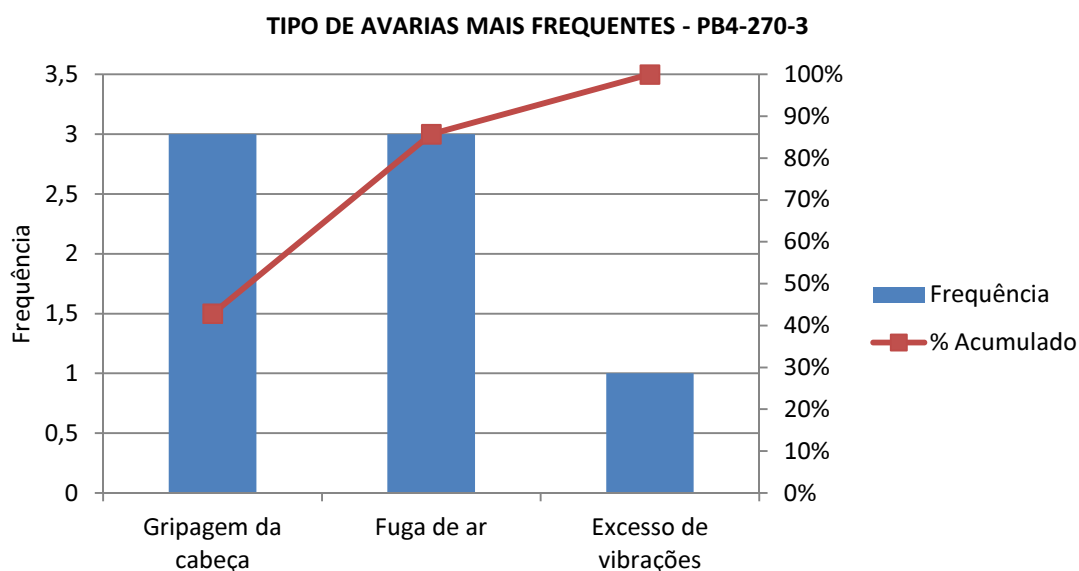


Gráfico 36 – Diagrama de Pareto do tipo de avarias no compressor PB4-270-3.

Analisando o gráfico de *Pareto* para o tipo de avarias mais frequente em compressores PB4-270-3, verifica-se que 86% das ocorrências se prendem com avarias de gripagem da cabeça compressora e fugas de ar.

Tabela 136 - Dados dos custos das avarias no compressor PB4-270-3.

Tipo de Avaria	Custo Médio	%	% Acumulado
Gripagem da cabeça	565,59 €	87%	87%
Fuga de ar	51,71 €	8%	95%
Excesso de vibrações	32,00 €	5%	100%
Total	649,30 €	100%	

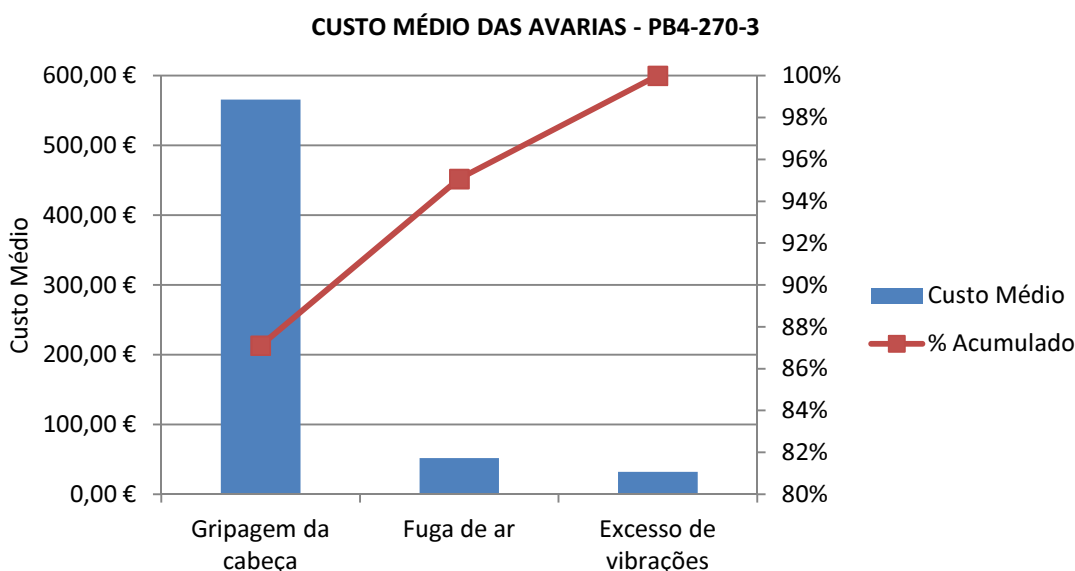


Gráfico 37 – Diagrama de *Pareto* do custo médio das avarias no compressor PB4-270-3.

Ao analisar o gráfico de *Pareto* para o custo médio do tipo de avarias, verifica-se que 87% do custo médio corresponde à gripagem da cabeça compressora, onde este tipo de avaria aparece em primeiro lugar na frequência de ocorrência. Deste modo, pode afirmar-se que a avaria da cabeça compressora é a avaria que mais custos apresenta neste tipo de compressores alternativos e, como tal, devem ser tomadas medidas de inspeção periódica de modo a evitar este tipo de avaria.

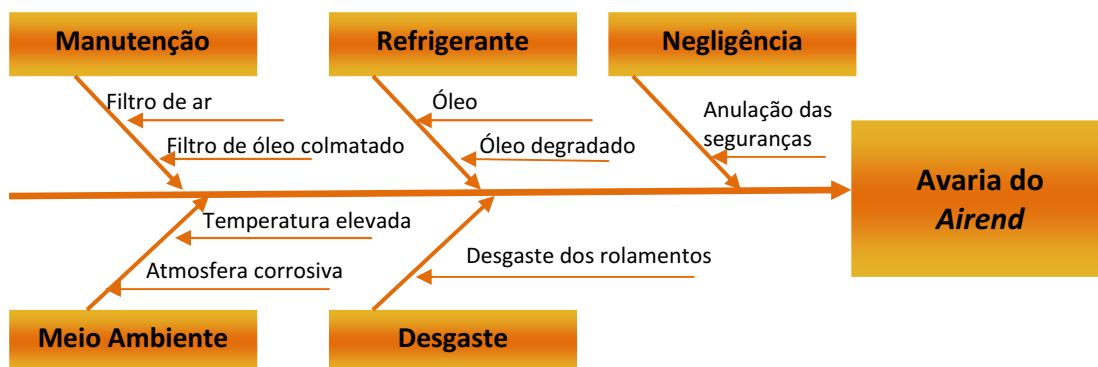
Visto que este tipo de compressores apresenta um elevado número de peças móveis e, não sendo efetuadas intervenções de rotina pelo operador no sentido de inspecionar as cabeças compressoras, os custos de avarias podem ser muito elevados. Relativamente às fugas de ar, apesar de serem também as mais frequentes, os custos são muito baixos, não sendo por isso significativos.

### 3.5. Análise das principais avarias detetadas

Cada avaria detetada pode ter uma ou mais causas que lhe estão associadas. Neste capítulo, pretende-se apresentar as possíveis causas e efeitos dessas avarias, de modo a poder preveni-las.

#### 3.5.1. Avaria no elemento compressor

A avaria no elemento compressor é muito dispendiosa e, como tal, o utilizador deve tomar especial cuidado na manutenção deste componente. Importa assim verificar o que pode por em causa o bom funcionamento do elemento compressor.



Num compressor de ar comprimido o tipo de avaria que tem um custo mais elevado é a gripagem do elemento compressor. Este tipo de avaria ocorre quando os rolamentos dos rotores ficam seriamente danificados o que faz com que os mesmos agarrem.

As razões que levam à gripagem de um *airend* podem ter diferentes origens. A manutenção a utilizar deve ser do tipo preventiva, e o utilizador deve seguir o plano de manutenção do fabricante, cumprindo sempre os intervalos de tempo recomendados. O elemento compressor

pode gripar se o utilizador não respeitar os intervalos de manutenção, pois o óleo/refrigerante tem uma durabilidade de 8000 horas ou dois anos, o que ocorrer primeiro.

Uma outra razão para provocar a gripagem do elemento compressor é a não substituição do filtro de óleo quando este está colmatado, pois além de ser emitido um alarme, o filtro faz um *bypass* de modo a que o compressor não pare de funcionar. Contudo, ao fazer o *bypass*, o óleo entra e sai do filtro sem ser filtrado. Para evitar que o filtro de óleo fique colmatado, este deve ser substituído a cada 2000 horas de serviço ou um ano, o que ocorrer primeiro.

O filtro de óleo tem como objetivo, por um lado, filtrar partículas inferiores a 5  $\mu\text{m}$  que passam pelo filtro de ar e que depois são arrastadas pelo óleo [José Novais, 2014]. Por outro lado, filtra poeiras metálicas provenientes do desgaste normal de funcionamento, por isso, a colocação do filtro no compressor é sempre a montante do *airend*, de modo a proteger este elemento. Por este motivo, a não substituição do filtro de óleo pode provocar um desgaste anormal no elemento compressor.

A substituição do filtro de ar é também muito importante, pois os rotores do elemento compressor funcionam com tolerâncias muito apertadas e, no caso do elemento do filtro de ar ficar colmatado, este pode deixar passar partículas para o interior do *airend*.

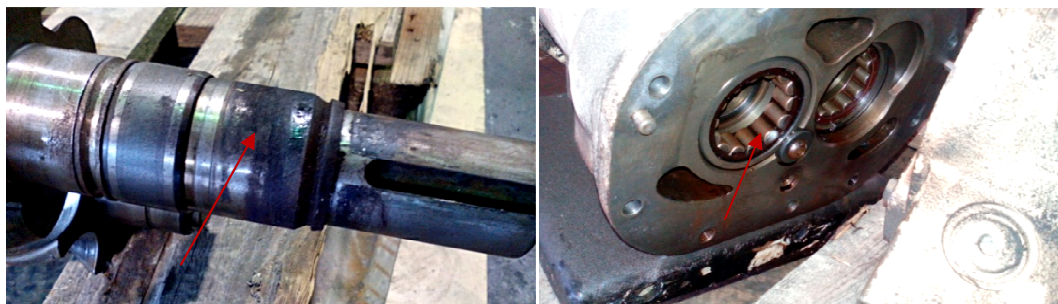


Figura 148 - Elemento compressor avariado (Fonte: *Ingersol-Rand*)

O refrigerante a utilizar é também muito importante para o bom funcionamento do elemento compressor. O óleo a utilizar no compressor deve ser totalmente sintético e deve-se aplicar aquele que o fabricante recomenda. Em alguns modelos de compressor, no caso de se alterar o óleo original por outro compatível com a indústria alimentar (*Food Grade*), deve ser instalado um filtro de óleo adicional, conhecido como filtro iónico.

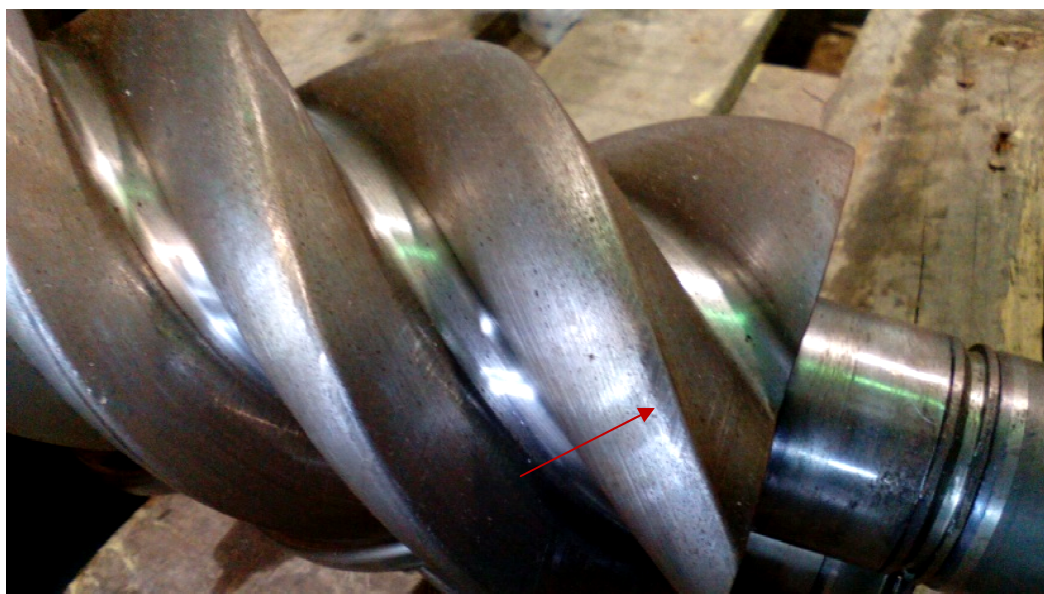


Figura 149 - Rotor de elemento compressor com sinais de contacto metal-metal  
(Fonte: *Ingersoll-Rand*)



Figura 150 - Bloco compressor com sinais de contacto metal-metal do rotor (Fonte:  
*Ingersoll-Rand*)

Outra causa possível para a gripegem do elemento compressor, é a anulação da sonda de temperatura de descarga. Esta sonda está posicionada na descarga ar/óleo à saída do *airend* e tem como função detetar o excesso de temperatura na descarga. Se for anulada, o compressor pode continuar a funcionar a uma temperatura demasiado elevada e, como consequência, pode gripar.

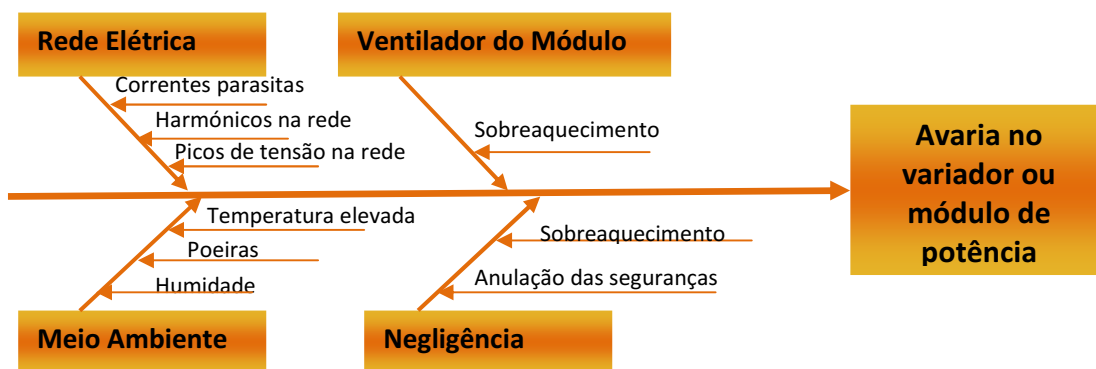
Dependendo de cada modelo, existem ainda outras sondas e transdutores de pressão que fazem parte das seguranças do compressor, que nunca devem ser desativadas, sob pena de colocar em risco o bom funcionamento do *airend*.

Se as manutenções preventivas forem cumpridas rigorosamente conforme recomendações do fabricante, os rolamentos do elemento compressor fazem 24 000 ou 40 000 horas de funcionamento, nos compressores com motor de velocidade fixa ou variável, respetivamente.

Porém, os rolamentos ao fim do referido período, tendem a apresentar fadiga e é recomendável que sejam substituídos. No caso do utilizador não cumprir as manutenções, o desgaste do rolamento vai-se acentuar de forma prematura e a fadiga irá ocorrer antes de atingir o limite de horas estabelecido.

### 3.5.2. Avaria no variador de frequência ou no módulo de potência

Este tipo de avaria é muito dispendioso e pode ocorrer com alguma frequência se não forem tomadas medidas de precaução. Por este motivo, é conveniente perceber quais são as causas associadas à avaria deste componente.



A causa de uma avaria no variador de frequência ou num módulo de potência é sempre difícil de provar, pois as avarias podem ocorrer num curto espaço de tempo, caso surjam problemas na rede elétrica de alimentação.

As causas podem ser de diferentes tipos como, por exemplo, picos de tensão na rede elétrica. Por vezes, em dias de intempérie ou em dias de trovoadas, a tensão da rede elétrica pode tornar-se instável. Nestes momentos, a tensão da rede pode atingir picos que danificam os

circuitos eletrônicos, pois estes componentes são muito sensíveis a tensões baixas e qualquer variação das mesmas pode provocar avaria nos variadores de frequência ou módulos de potência.



Figura 151 - Variador de frequência avariado de compressor IRN11-8 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Outro motivo para este tipo de avaria são as correntes parasitas, também conhecidas como correntes de *Foucault*. Chamam-se correntes de *Foucault* às correntes induzidas nos condutores, e também no interior das massas metálicas, quando sujeitas a um campo magnético variável. Estas correntes parasitas produzem um sobreaquecimento que é indesejável nas máquinas elétricas, principalmente em transformadores e motores elétricos [José Novais, 2014].

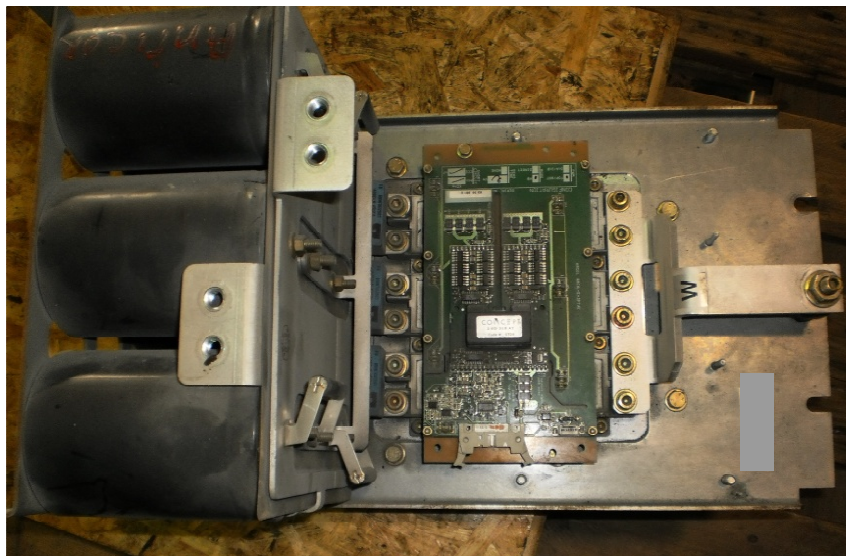


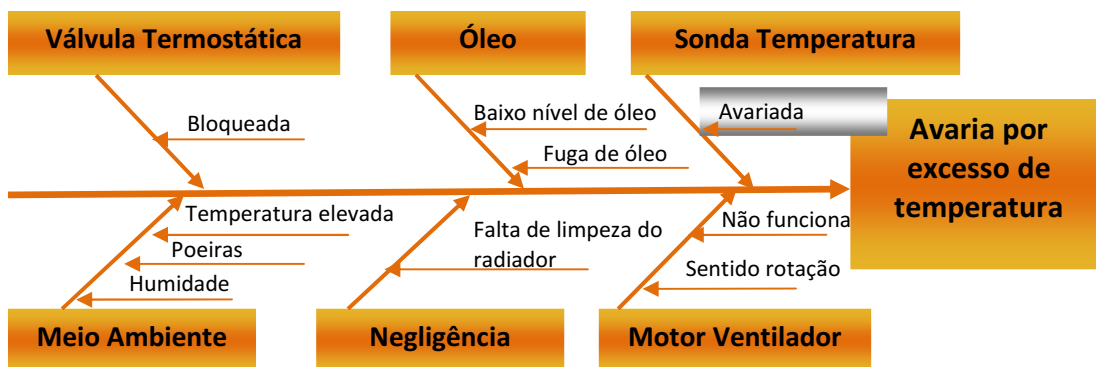
Figura 152 - Módulo de potência avariado de compressor IRN75 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Também o meio ambiente pode ser uma das causas para provocar a avaria num variador de frequência ou num módulo de potência. Se o compressor trabalhar num ambiente com uma temperatura muito elevada, muito pó, ou muita humidade, todos estes fatores individualmente ou em simultâneo, contribuem para uma avaria.

Se o ventilador do variador avariar e o compressor trabalhar muito tempo sem refrigerar o módulo de potência, este pode avariar. Todavia, o compressor possui seguranças que permitem desligar o mesmo automaticamente, em caso de sobreaquecimento. Se o utilizador desligar as seguranças do compressor, o módulo pode avariar, neste caso devido a negligência.

### **3.5.3. Avaria por excesso de temperatura**

As avarias por excesso de temperatura ocorrem com muita frequência, principalmente no Verão ou quando não são criadas condições ideais para o bom funcionamento do compressor. Muitas vezes, o utilizador pode prevenir o aparecimento desta avaria, se tiver em conta alguns cuidados diários com o funcionamento do compressor.



As avarias por excesso de temperatura podem ter diferentes razões. Em primeiro lugar, o utilizador ao adquirir um compressor, deve ter a preocupação de criar condições adequadas para o seu bom funcionamento. Tipicamente, um compressor de ar comprimido está dimensionado para operar numa temperatura ambiente até 46 °C [Ingersoll-Rand].

O compressor deve ter um espaço livre em toda a sua periferia (nas laterais e na parte superior), não só para permitir uma boa circulação de ar, como também para fornecer boas condições de acessibilidade nas intervenções técnicas. Se possível, deve ser instalada uma conduta à saída do radiador para o exterior das instalações fabris. Por vezes, o compressor entra em alarme de excesso de temperatura, mas na realidade este não está avariado. Simplesmente, não pode trabalhar nas condições ambientais em que está instalado.

Em muitas indústrias o ar da central de ar comprimido não é o mais adequado, contendo partículas de pó e humidade, que se depositam e aderem ao radiador de ar e de óleo, fazendo com que fiquem colmatados. Mesmo que todos os componentes do compressor estejam a funcionar corretamente, se o radiador estiver colmatado, o ar não consegue passar pelos favos do radiador e, por este motivo, a refrigeração do óleo e/ou do ar não é feita eficazmente.

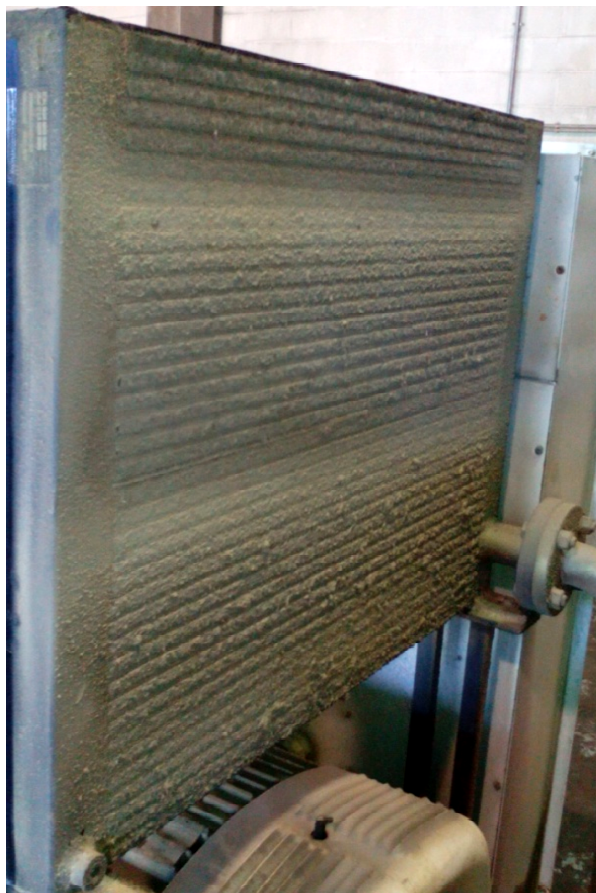


Figura 153 - Radiador totalmente colmatado (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Outra avaria por excesso de temperatura acontece quando o motor do ventilador de arrefecimento do radiador avaria, visto que a refrigeração é feita não só por condução, como também por convecção forçada. No caso do ventilador estar a rodar no sentido contrário, o arrefecimento não é feito eficazmente e, por isso, o compressor entra em alarme. Neste caso, deve-se trocar duas fases do motor do ventilador. Se as pás do ventilador estiverem partidas ou se a ventoinha for instalada ao contrário, o compressor pode disparar por excesso de temperatura.

Por outro lado, quando o compressor indica alarme por excesso de temperatura, pode ser também um indicativo de que a válvula termostática está avariada. Como já foi referido, a função da válvula termostática é fazer com que o óleo aqueça rapidamente enquanto está frio e, depois de aquecer, fazer o *bypass* do óleo para o radiador depois de este atingir a temperatura adequada para o bom funcionamento. Se a válvula avariar, fica na posição de bloqueio e o óleo pode atingir 110 °C. Por conseguinte, o compressor dispara por excesso de temperatura.



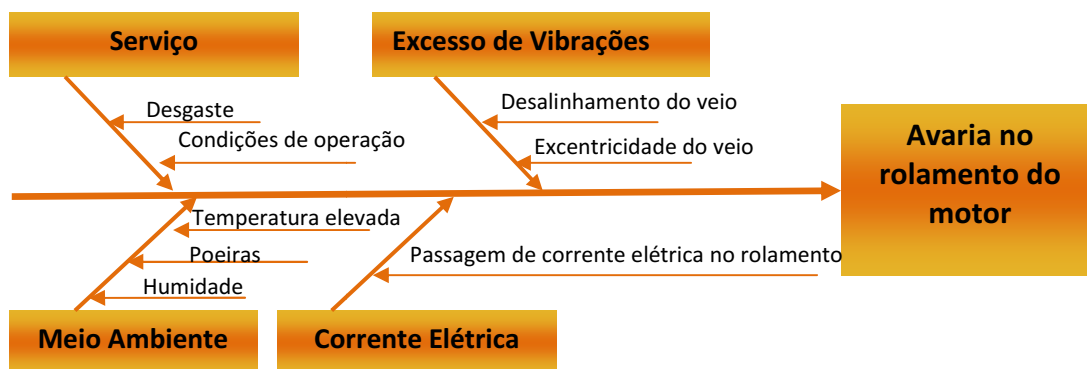
Figura 154 - À esquerda válvula termostática de compressor IRN75; à direita elemento termostático de compressor IRN11-8 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Outra razão para o compressor entrar em alarme de excesso de temperatura é quando o nível de óleo está muito baixo ou o filtro de óleo colmatado. O óleo, além de ter a função de lubrificar e vedar, também refrigera o elemento compressor. A avaria por excesso de temperatura pode também dever-se a negligência, quando o utilizador não se preocupa em proporcionar boas condições de operação e limpeza do compressor.

Existe ainda outra causa para esta avaria, que está relacionada com a avaria da sonda de temperatura. Alguns tipos de sonda de temperatura funcionam como um interruptor. Quando a temperatura sobe, mesmo que seja por um curto período de tempo, o contacto abre e depois, quando arrefece, volta a fechar. Esta sonda avaria sempre na posição de aberta, não voltando a fechar. Neste caso, a sonda vai transmitir a informação de que o compressor está em excesso de temperatura, quando não é verdade.

#### **3.5.4. Avaria no rolamento do motor**

Este tipo de avaria ocorre no compressor IRN11-8 e com muita frequência, por isso, é importante perceber quais são as causas associadas a esta ocorrência, de modo a que se possa evitar a paragem do compressor e da respetiva produção.



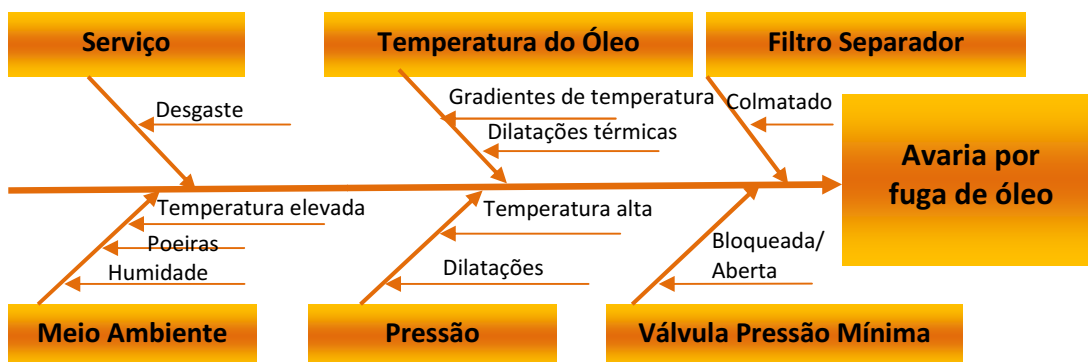
A avaria mais frequente no compressor IRN11-8 é devido ao rolamento do motor. Este rolamento sofre desgaste e, como tal, deve ser substituído a cada 8000 horas de serviço. As razões que levam à avaria estão relacionadas com o desgaste, temperatura elevada, ou excesso de vibrações, no caso de existir algum desalinhamento ou excentricidade do veio do motor. A avaria nos rolamentos pode também ocorrer devido à passagem de corrente elétrica, sobrecarga, contaminações com poeiras, humidade e outros detritos. No caso de o vedante se danificar, o rolamento fica mais exposto a possíveis contaminações.



Figura 155 - Rolamento do motor do compressor IRN11-8 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### 3.5.5. Avaria de fugas de óleo

As avarias por fuga de óleo representam problemas de derrames, sobreaquecimento do *airend* ou podem mesmo provocar a paragem de um compressor. Por isso, importa perceber quais as causas que estão na origem deste tipo de avaria.



A avaria do tipo “fugas de óleo” é a mais frequente em compressores IRN75, mas é comum em quase todos os compressores. Estas avarias, estão relacionadas com o desgaste e condições do ambiente onde o compressor está instalado. As referidas fugas de óleo podem ser pelo elemento compressor, por manguueiras flexíveis, pelo radiador de óleo, ou até mesmo na passagem de óleo para a linha de ar comprimido.

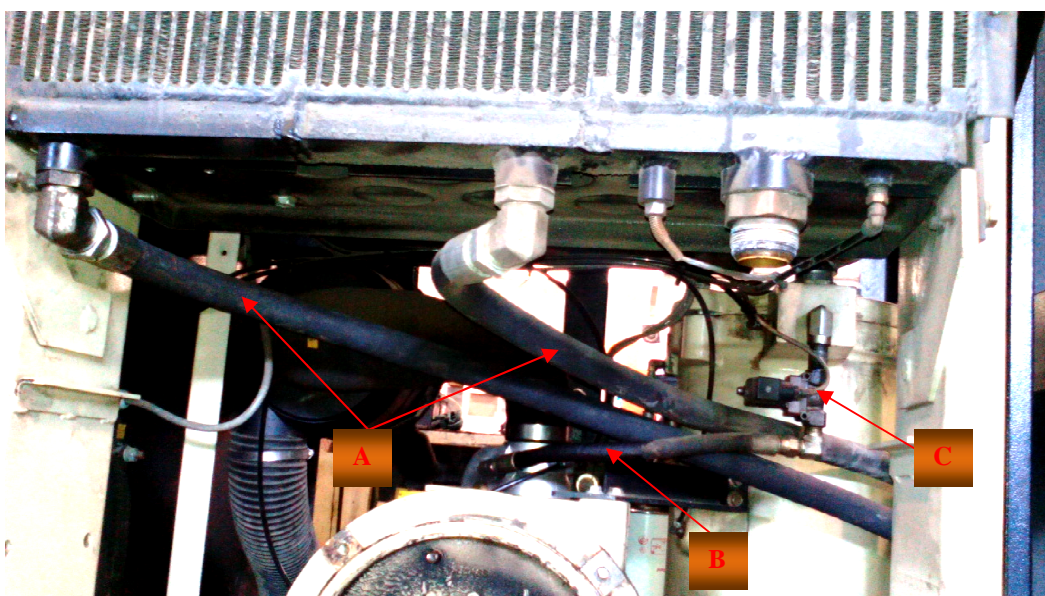


Figura 156 - Fugas de óleo no compressor IRN75 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Tabela 137 - Descrição de peças do compressor IRN75 (Fonte: Ingersoll-Rand).

A	Mangueiras do radiador babados com óleo.
B	Mangueira da linha de <i>blowdown</i> com fuga de óleo.
C	Válvula de <i>blowdown</i> .

As fugas pelo *airend* ocorrem pelos retentores ou *o-rings*. As causas devem-se ao desgaste, e muitas vezes, ao excesso de temperatura que provoca a deterioração dos lábios dos retentores. A maioria dos compressores utilizam mangueiras flexíveis para maior facilidade de aplicação, que são dimensionadas para resistir às pressões e temperaturas de serviço. Todavia, estes fatores contribuem para o desgaste natural destes componentes.



Figura 157 - Fuga de óleo pela mangueira de descarga (Fonte: Ingersoll-Rand)

Não raras vezes, os radiadores apresentam também fugas de óleo. Como o óleo é um fluido que conduz maior quantidade de calor do que o ar, o radiador de óleo sofre maiores dilatações e contrações térmicas do que o radiador de ar. Porém, acontece que em muitos casos os radiadores de ar e de óleo estão soldados entre si, formando um único radiador, como é o caso nos modelos IRN11-8, IRN75 e IRN75-OF.



Figura 158 - Fuga de óleo pela mangueira de *blowdown* (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Os diferentes gradientes de temperatura aliados à elevada condutividade térmica do alumínio provocam, por vezes, fugas nos radiadores. Visto que um radiador do tipo “*combi*” (2 em 1) apresenta diferentes gradientes de temperatura, o construtor opta por fazer cortes laterais para permitir as dilatações do material.



Figura 159 - Radiador de ar e óleo com cortes laterais (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

A passagem de óleo para a linha de ar comprimido pode acontecer se a válvula de pressão mínima ficar bloqueada, ou seja, aberta, no arranque do compressor. Visto que, neste caso, não se cria uma contra pressão interna no tanque, o ar passa para a rede com uma velocidade muito elevada, arrastando consigo algum óleo. Se o filtro separador estiver colmatado, também passa óleo para a rede de ar.



Figura 160 - Fuga de óleo pela válvula anti-retorno da descarga do airend (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Outro caso particular nas fugas de óleo é quando o óleo sai pela admissão. Deste modo, a avaria pode estar na válvula anti retorno na descarga de óleo do elemento compressor, ou na válvula de corte de óleo.

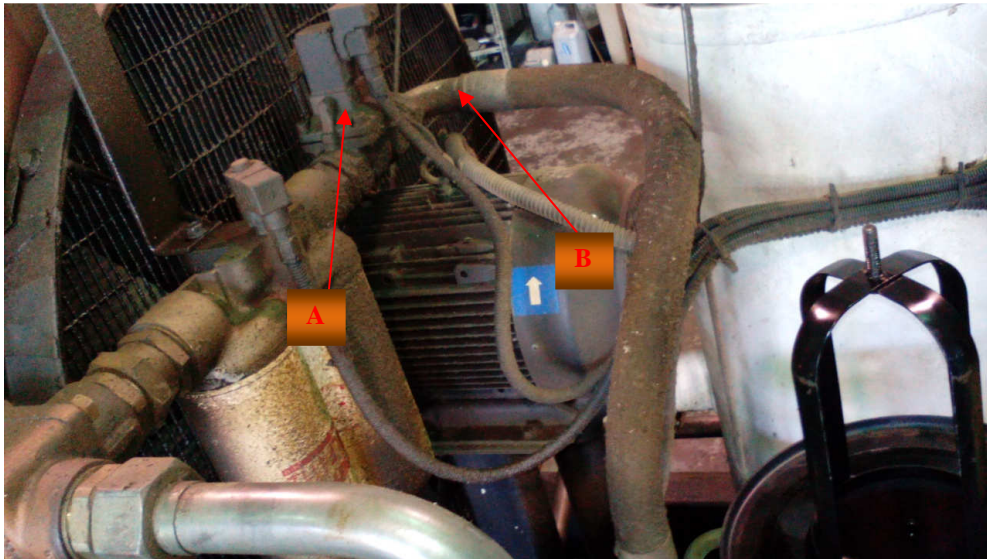


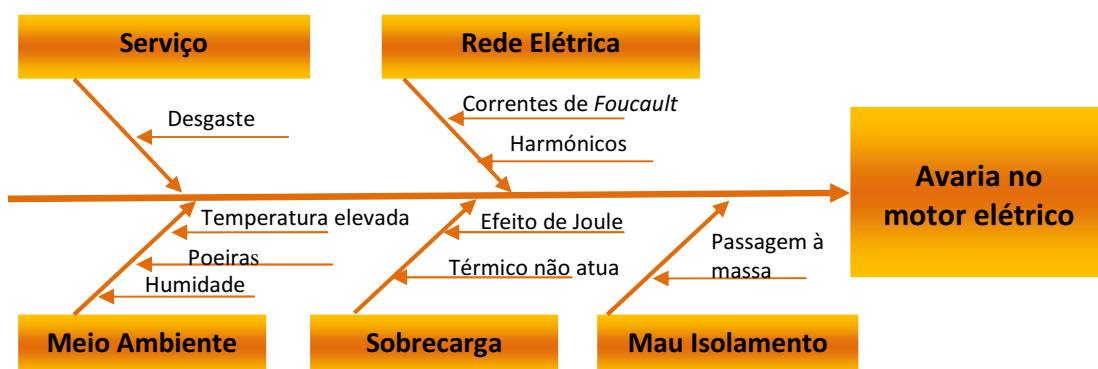
Figura 161 - Fugas de óleo em compressor SSR M200-2S (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Tabela 138 - Fugas de óleo em compressor SSR M200-2S

A	Válvula de corte de óleo
B	Mangueira de injeção

### 3.5.6. Avaria no motor elétrico

As avarias em motores elétricos são muito dispendiosas, principalmente se a solução passar pela bobinagem do motor, ou se for verificada a perda total do mesmo. Além disso, quando um motor elétrico avaria, o compressor terá que ficar parado até à resolução da avaria. Deste modo, é importante perceber quais são as causas que levam a esta avaria.



Verificou-se que a avaria no motor elétrico no compressor SSR M200-2S ocorreu com alguma frequência, sendo a segunda com mais ocorrências. Por outro lado, nos compressores IRN75 e IRN75-OF, a avaria no motor foi registada com menos ocorrência. Já era de esperar que o motor híbrido HPM tivesse menos avarias, porque é um motor que não possui rolamentos, é de velocidade variável e, por conseguinte, apresenta menos horas de serviço e pouco desgaste.

As causas que levam à avaria de um motor elétrico estão relacionadas com o meio ambiente, como a temperatura elevada, a humidade, o excesso de pó e a rede elétrica também tem um papel importante na ocorrência das avarias em motores elétricos. As correntes de *Foucault* são muito prejudiciais, visto que provocam uma grande perda de energia e um forte aquecimento que, por efeito de *Joule*, podem queimar as bobinas [José Novais, 2014].

Os harmónicos na rede elétrica que se apresentam como uma distorção da onda sinusoidal de uma forma semelhante à frequência fundamental, também têm um efeito negativo nos motores elétricos. Esta distorção periódica, é imposta por uma relação não linear entre tensão e corrente, que é característica de determinados componentes da rede elétrica.

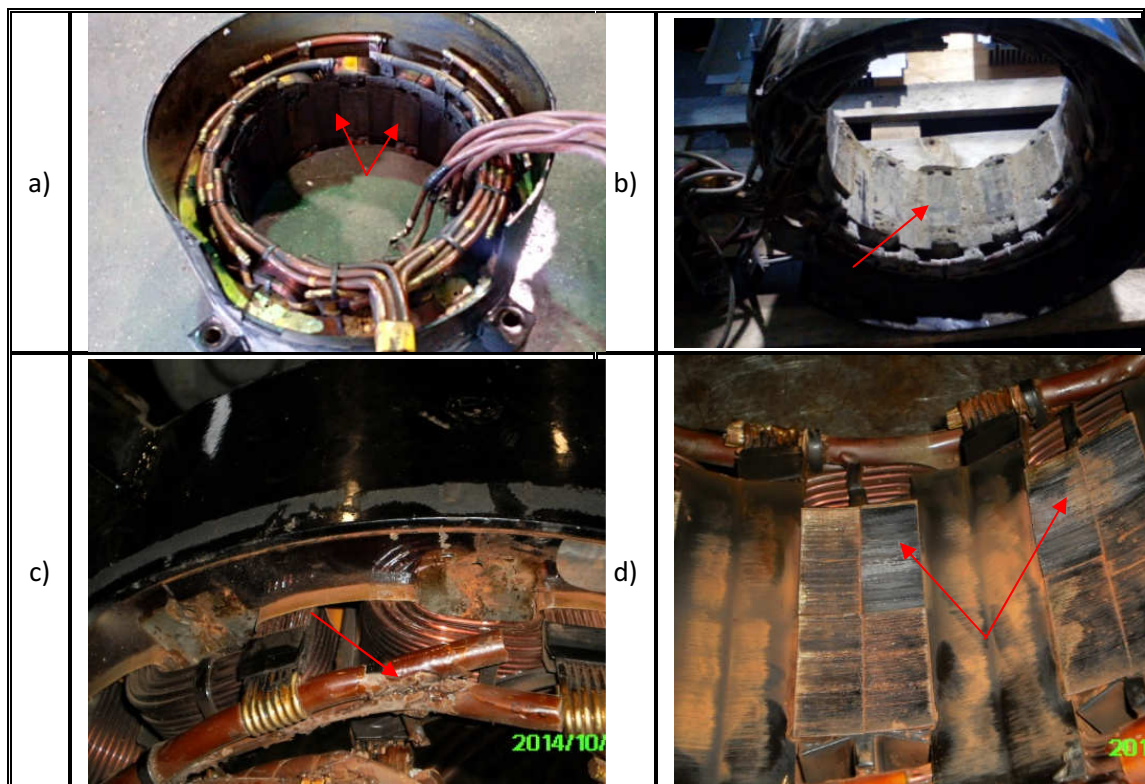


Figura 162 - Estatores de motores HPM avariados (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Tabela 139 - Avarias em motores HPM (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

a)	Vestígios de óleo nas bobines do estator.
b)	Bobines do estator queimadas e cheias de pó.
c)	Condutor de cobre fundido por efeito de <i>Joule</i> .
d)	Estator com marcas de contacto com o rotor.

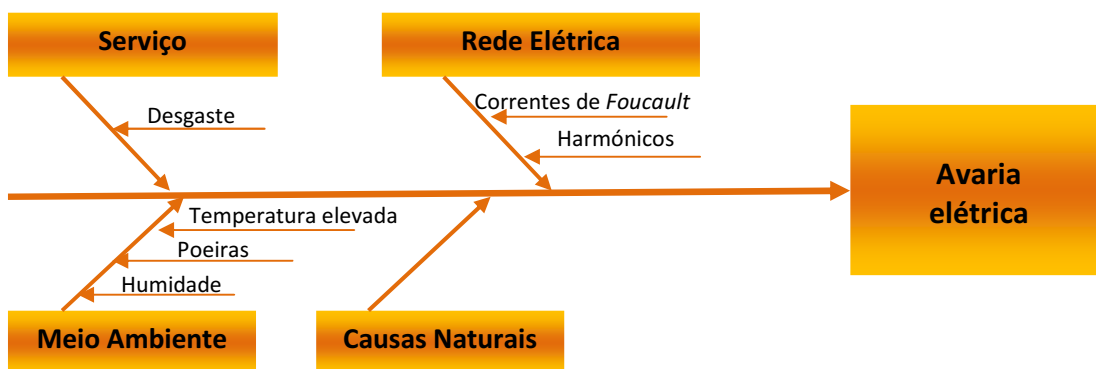
No caso de ocorrer uma sobrecarga no motor eléctrico, a temperatura pode subir em demasia devido ao efeito de *Joule*, e assim queimar o motor. Este facto pode ocorrer quando os rotores do elemento de compressor “agarram” e o térmico do motor não atua. No caso de existir mau isolamento do verniz dos enrolamentos das bobines, ocorre passagem à massa. Neste caso, o motor tem de ser novamente bobinado.

No caso particular do compressor SSR M200-2S, visto tratar-se de um compressor com dois estágios de compressão, a sobrecarga do motor é maior do que um compressor de um só andar de compressão. Todavia, estes motores estão preparados para operar com elementos de compressor com dois estágios. Verificou-se que as condições ambientais em que o compressor SSR M200-2S trabalhava não eram as mais apropriadas, pois apresentavam temperaturas elevadas e muito pó.

No caso de se verificar que a resistência das bobines está muito baixa, ou se os rolamentos do motor apresentarem vibrações acima de valores normais, o motor deve ser beneficiado.

### **3.5.7. Avaria eléctrica**

Com a evolução dos compressores, a electrónica e a electricidade foram sendo introduzidas, tornando estes equipamentos mais sofisticados e eficientes. Todavia, com a introdução de mais componentes eléctricos, as avarias deste tipo tendem a aumentar, e em muitos casos pode provocar a paragem do compressor e da produção que está dependente do ar comprimido. Assim sendo, é de todo o interesse perceber as causas desta avaria.



As avarias elétricas foram as que se verificaram com maior frequência no compressor SSR M200-2S e em segundo lugar no compressor IRN11-8. Estas avarias acontecem, em parte devido ao meio ambiente quando a temperatura de trabalho é muito elevada, existe fraca circulação e renovação do ar, poeiras e presença de humidade. À medida que o número de horas de serviço vai aumentando, a probabilidade de ocorrer uma avaria também aumenta.

As causas também podem estar relacionadas com problemas na rede elétrica, como por exemplo, devido às correntes parasitas que podem danificar os transformadores. Os contactores, relés térmicos, encravamentos mecânicos e contactos auxiliares, são outros componentes elétricos que avariam com alguma frequência, podendo avariar por causas naturais.

### 3.5.8. Avaria de passagem de água para a rede

Este tipo de avaria verifica-se com mais frequência nos compressores IRN75 devido à avaria da electroválvula de purga dos condensados sem perdas. Quando esta válvula avaria, os condensados que se formam durante o arrefecimento do ar no *aftercooler* não são purgados para o exterior, passando assim para a linha de ar comprimido. Por vezes, esta electroválvula, ao avariar, fica aberta e provoca fuga de ar. Por não existir argumentos para justificar os problemas nesta electroválvula, admite-se que a avaria se deve a causas naturais.

Existem casos em que a presença de água na rede de ar comprimido nada tem a ver com a válvula de purga de condensados. Em determinadas circunstâncias, o aparecimento de água na rede deve-se a avarias nos secadores de refrigeração, quando o ponto de orvalho se situa a temperaturas mais elevadas do que o pré-estabelecido.

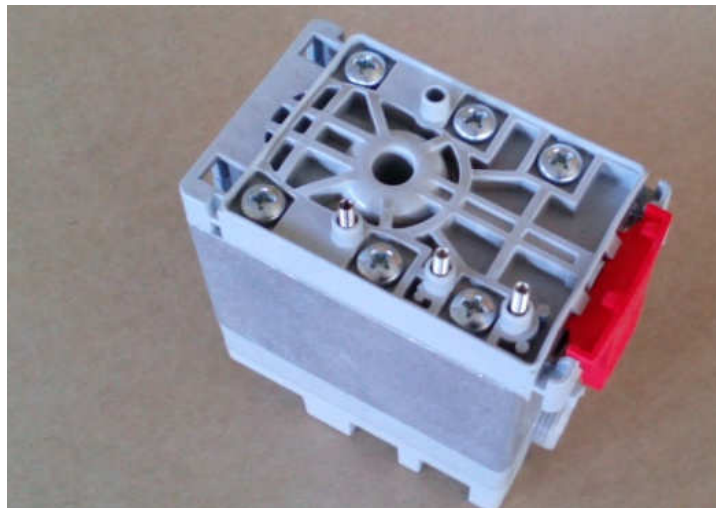
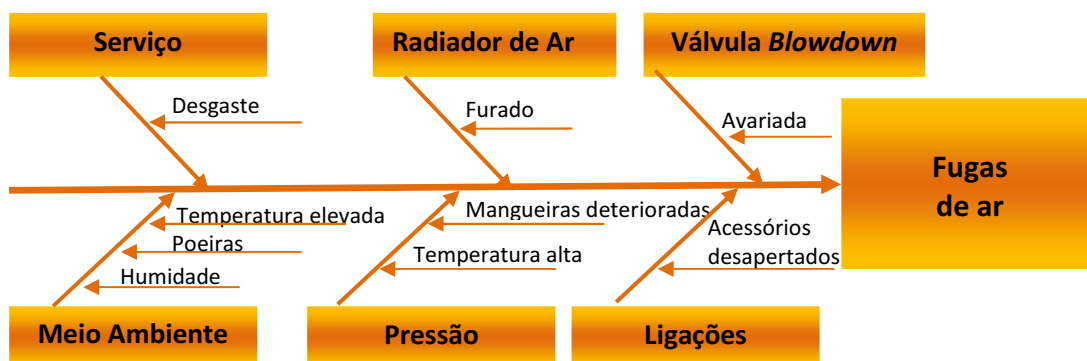


Figura 163 - Electroválvula para purga de condensados sem perdas avariada (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### 3.5.9. Avaria por fugas de ar

As fugas de ar são mais frequentes nos compressores isentos de óleo, devido ao facto de não existir óleo misturado com o ar para evitar algumas pequenas fugas. No entanto, estas fugas são transversais a todo o tipo de compressores e podem provocar perdas de pressão, caudal e gastos energéticos adicionais que devem ser evitados. Importa, por isso, perceber as causas que estão associadas a esta avaria.



Como seria de esperar, as fugas de ar são mais frequentes nos compressores isentos de óleo como é o caso do IRN75-OF. Neste tipo de compressor, o ar não se mistura com o óleo e, como tal, este lubrifica, arrefece mas não desempenha a função de vedar o ar.

As condições ambientais na envolvente do compressor são mais uma vez determinantes para a ocorrência deste tipo de avarias, assim como o número de horas de serviço. As fugas de ar verificam-se com mais frequência nas mangueiras flexíveis de descarga do ar, nos radiadores de ar, fugas pela admissão, ou em acessórios. Na mangueira de descarga do ar, as fugas devem-se às elevadas pressões e temperaturas na descarga que provocam a deterioração da borracha.



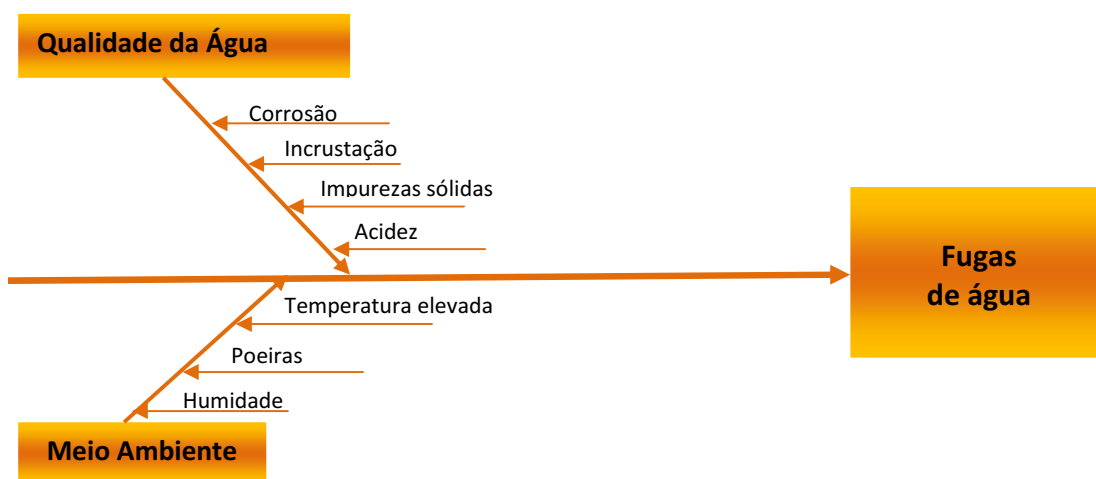
Figura 164 - Tubo de descarga do ar de compressor IRN75 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

No *aftercooler*, as avarias devem-se aos gradientes de temperatura e consequentes dilatações e contrações térmicas do alumínio. As fugas de ar também podem ocorrer por acessórios desapertados, ou que não estejam devidamente vedados com *teflon*<sup>®</sup> em fita ou no estado líquido. Por vezes, as fugas de ar dão-se pela admissão e, normalmente, a causa está na válvula de *blowdown* que, ao avariar, fica aberta e o ar despressuriza para a atmosfera, mesmo quando o compressor está em carga.

No compressor alternativo PB4-270-3, a avaria por fuga de ar também se regista com frequência, devido ao elevado número de peças móveis que se verifica neste tipo de equipamento. Normalmente, as fugas ocorrem pela junta da tampa de válvulas devido às vibrações, ou em acessórios do pressostato, assim como pela válvula anti-retorno.

### 3.5.10. Avaria por fuga de água

As avarias por fuga de água só ocorrem nos compressores que são refrigerados a água. Apesar disso, se a fuga de água for no permutador de tubos, os custos serão muito elevados, por isso, é conveniente perceber as causas desta avaria.

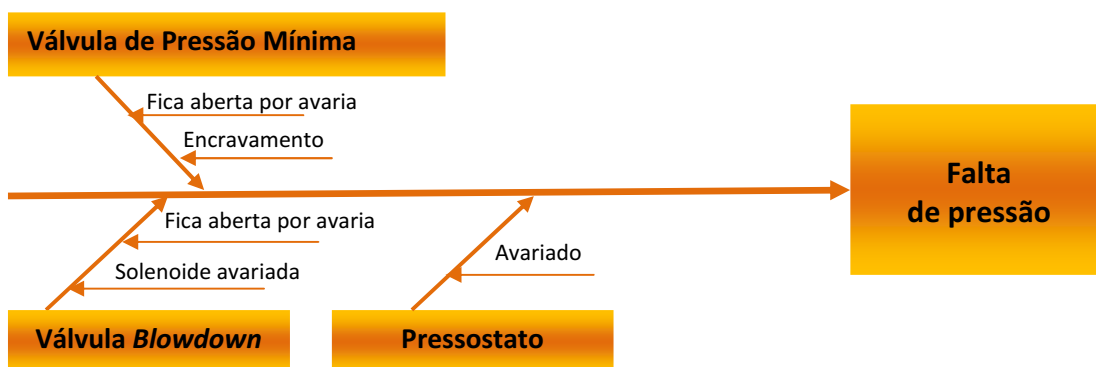


Esta avaria só se regista em compressores de grande potência que, normalmente, são refrigerados a água. A água quente que sai é depois arrefecida por uma torre de arrefecimento, ou por um *chiller*, antes de voltar a entrar no compressor. A água deve ser submetida a um tratamento químico no domínio incrustativo, corrosivo e biológico [José Novais, 2014].

As fugas de água verificam-se pelos permutadores de tubos, ou pelas mangueiras que fazem as ligações do fluido. As causas deste tipo de avaria prendem-se com os gradientes de temperatura no permutador, temperaturas elevadas e qualidade da água. Nas mangueiras, a temperatura da água, a sua qualidade e o meio envolvente com a humidade, poeiras e temperatura, podem condicionar a durabilidade da borracha e acelerar a deterioração da mesma.

### 3.5.11. Avaria por falta de pressão

A avaria por falta de pressão provoca perdas na produção, porque determinados equipamentos pneumáticos necessitam que seja garantida a pressão de trabalho para poderem funcionar corretamente. Desta forma, é importante compreender as razões deste tipo de avaria.



A avaria por falta de pressão registada no compressor de parafuso está ligada à avaria na válvula de pressão mínima ou na válvula de *blowdown*. Quando a válvula de pressão mínima fica bloqueada, a pressão interna não fica garantida e, por conseguinte, o sensor de pressão do tanque fornece a indicação de pressão interna baixa.

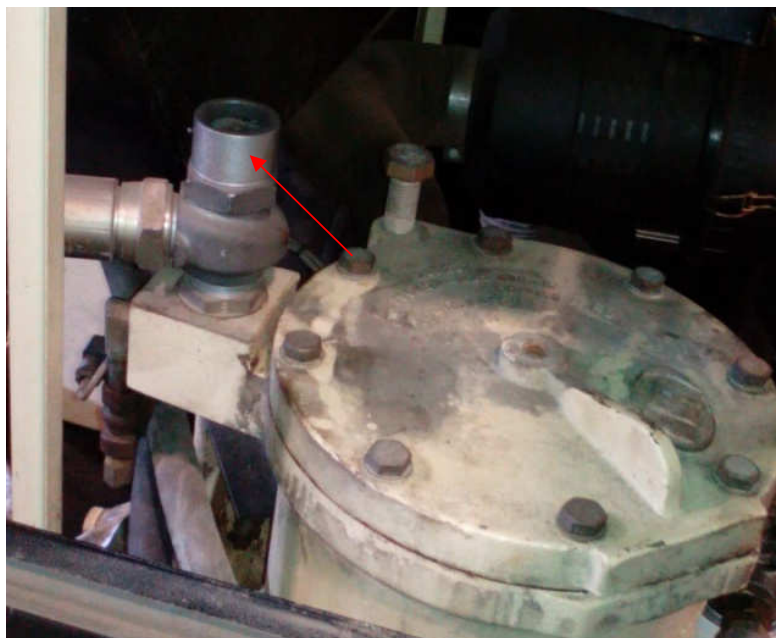
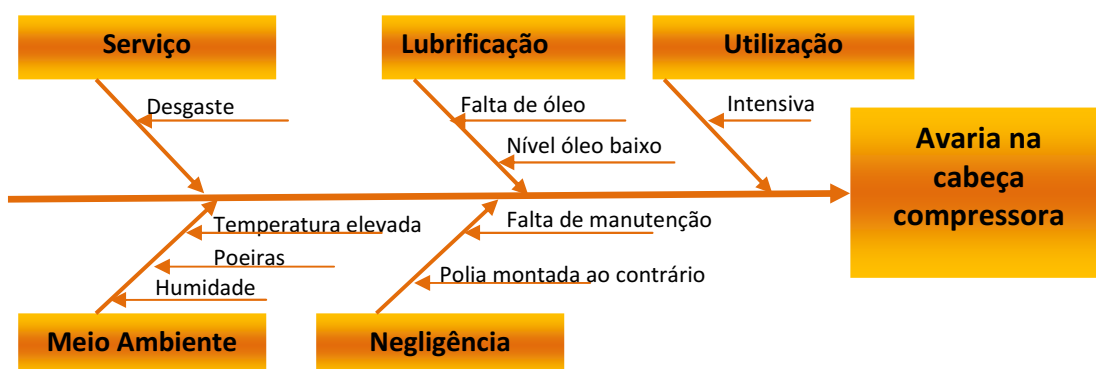


Figura 165 - Válvula de pressão mínima de compressor IRN75 (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

Por outro lado, ao avariar a válvula de *blowdown*, esta fica aberta e despressuriza mesmo quando o compressor está em carga. A despressurização provoca fuga de ar e em fases de grande consumo, pode dar indicação de falta de pressão. Em alguns modelos de compressor o problema poderá estar no pressostato.

### 3.5.12. Avaria na cabeça compressora

Este tipo de avaria ocorre nos compressores alternativos e os custos são muito elevados, comparativamente ao valor do compressor. Por isso, é importante saber quais são as causas desta avaria.



Este tipo de avaria é muito comum nos compressores de baixa pressão com corpo de alumínio, como é o caso do PB4-270-3, sendo na maioria das vezes devido a falta de lubrificação e negligência. O princípio de funcionamento destes compressores implica o movimento de muitas peças, provocando elevadas vibrações e um maior desgaste, comparativamente aos compressores de parafuso. Por este motivo, o utilizador deve ter a preocupação de reapertar os parafusos da cabeça compressora regularmente, para evitar o aparecimento de fugas de ar ou avarias mais dispendiosas.

Além disso, o nível de óleo deve ser verificado periodicamente e acrescentado sempre que necessário. O filtro de ar deve ser inspecionado periodicamente, para evitar a entrada de partículas que podem danificar gravemente o compressor. A elevada temperatura ambiente também contribui para as avarias na cabeça, pois este compressor é refrigerado a ar.

Se a polia da correia de transmissão da cabeça for montada ao contrário, o compressor pode gripar devido a excesso de temperatura, pois a polia funciona também como ventoinha. Por fim, uma utilização intensiva deste compressor põe em risco a cabeça, porque a refrigeração a

ar não é eficaz para trabalhar nestas condições e o desgaste acentuar-se-á muito rapidamente até à gripagem.

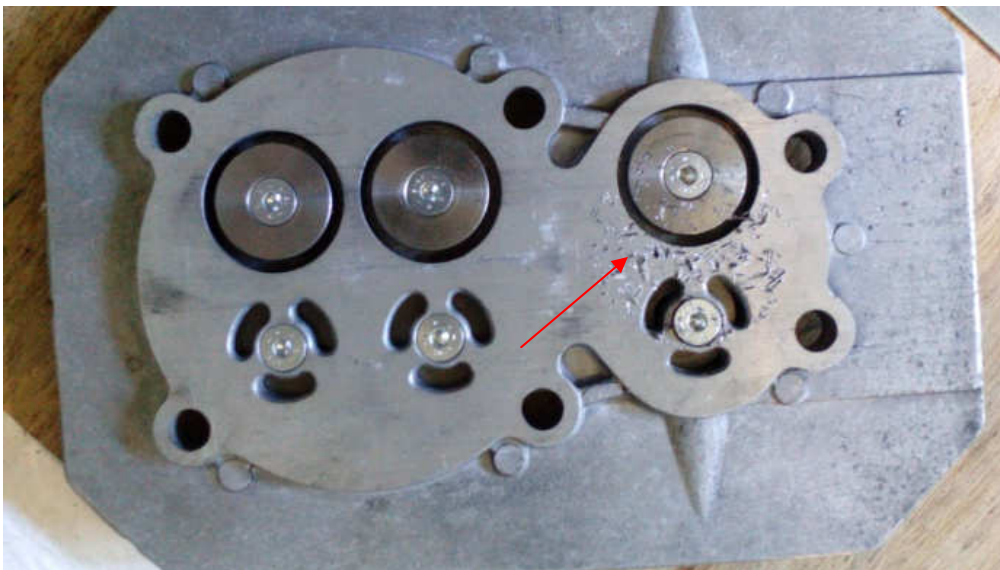
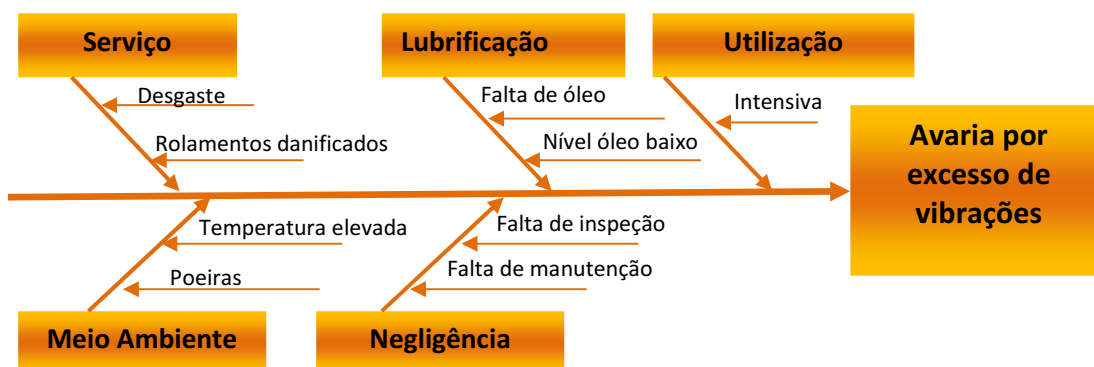


Figura 166 - Prato de válvulas danificado de um compressor alternativo de baixa pressão (Fonte: *Ingersoll-Rand*)

### 3.5.13. Avaria por excesso de vibrações

A avaria por excesso de vibrações ocorre nos compressores alternativos, embora possa também se verificar nos compressores de parafuso. Caso o compressor apresente vibrações excessivas e se estas não forem eliminadas, poderão surgir problemas mais graves em alguns componentes.



As avarias por excesso de vibrações ocorrem, essencialmente, em compressores alternativos. A razão deste tipo de avaria ocorrer mais em compressores de pistão, está relacionada com o princípio de funcionamento de subida e descida dos êmbolos. Quando se verifica excesso de vibrações num compressor de parafuso, deve-se a desgaste nos rolamentos do motor ou do elemento compressor. No entanto, este tipo de avaria é detetada normalmente com meios complementares de diagnóstico ou, numa fase mais adiantada da avaria, através de um ruído estranho.

No caso dos compressores alternativos de baixa pressão, a utilização intensiva provoca um desgaste prematuro no compressor, sendo também uma das razões para este tipo de avaria. Sendo a maioria dos rolamentos dos compressores lubrificados a óleo, a ausência de lubrificação contribui também para aumentar as vibrações.

### **3.6. Possíveis soluções para os problemas encontrados**

#### **3.6.1. Rolamento do compressor IRN11-8**

A avaria mais frequente encontrada no compressor IRN11-8 foi a gripagem do rolamento da frente do motor. Trata-se de um rolamento rígido de uma carreira esferas do tipo 6205-ZZ/C4 com guarda pó em ambos os lados, lubrificação a massa e anel de retenção.

Tabela 140 - Dados do rolamento 6205-ZZ/C4 do compressor IRN11-8 (Fonte: SKF).

Diâmetro Interior (mm)	Diâmetro Exterior (mm)	Largura (mm)	Carga Dinâmica (kN)	Carga Estática (kN)	Velocidade Limite (rpm)
25	52	15	14,8	7,8	14 000

Visto que o rolamento, mais cedo ou mais tarde, acabará por atingir a fadiga, recomenda-se a sua substituição a cada 8000 horas de serviço. O tempo de vida de um rolamento define-se como sendo o número máximo de rotações a velocidade constante ou o número máximo de horas de serviço que este pode efetuar antes de atingir a fadiga.

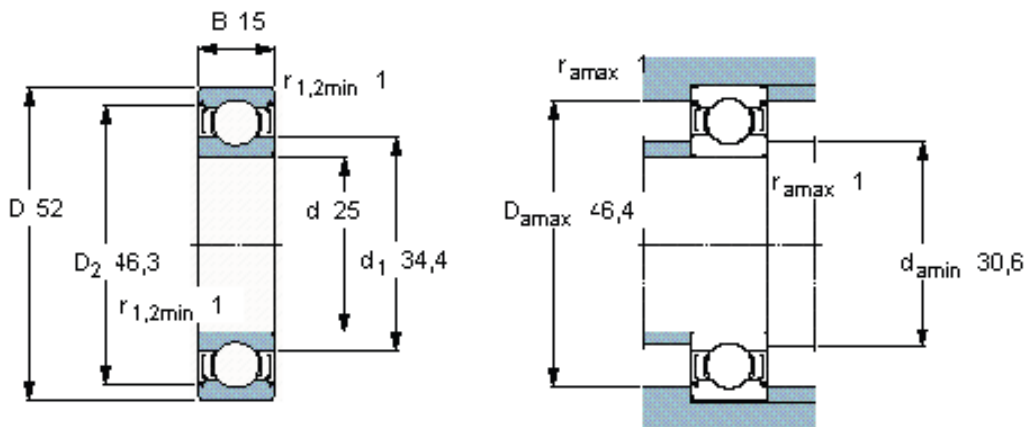


Figura 167 - Rolamento 6205-2Z/C4 (Fonte: SKF).

Acontece que existem vários fatores que podem acelerar a ocorrência da fadiga. Desde logo estão a temperatura ambiente que influencia fortemente a vida de um rolamento, as vibrações, pré carga, contaminações, sobrecarga, corrente elétrica, vedação danificada, má montagem ou mesmo negligência devido a maus tratos.

Visto que a seleção do rolamento para uma determinada aplicação deve ser feita de acordo com as recomendações do fabricante de rolamentos, foi efetuado uma simulação do tempo de vida para o rolamento em causa utilizando a ferramenta *Bearing Calculator* da SKF. Esta ferramenta da SKF faz o cálculo da vida nominal básica do rolamento de acordo com a norma ISO 281:2007, que entre outros cálculos considera as seguintes equações:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P [10^6 \text{rotações}] \quad (217)$$

Onde:

$L_{10}$  – vida nominal básica com 90% de confiabilidade [ $10^6$  rotações];

C - carga radial [kN];

P – carga dinâmica equivalente [kN];

P – expoente da equação de vida que é igual a 3 para rolamentos de esferas.

$$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a \quad (218)$$

Onde:

P – carga dinâmica equivalente [kN];

x - fator de carga radial para o rolamento;

y - fator de carga axial para o rolamento;

$F_r$  - carga radial real no rolamento [kN];

$F_a$  - carga axial real do rolamento [kN];

Para uma velocidade constante, normalmente utiliza-se a seguinte equação:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} \quad (219)$$

Onde:

$L_{10h}$  – vida nominal básica com 90% de confiabilidade [horas operacionais];

n – rotações por minuto;

A ferramenta de cálculo *Bearing Calculator* efetua também outro cálculo denominado de vida nominal SKF. Este fabricante utiliza um fator de modificação de vida que aplica o conceito de um limite de carga de fadiga ( $P_u$ ), conforme utilizado na norma ISO 281:2007. Os valores de  $P_u$  estão apresentados nas tabelas de rolamentos.

Tal como na norma ISO 281:2007, o fator de modificação de vida da SKF tem em consideração as condições de lubrificação, como o ratio de viscosidade e um fator  $\eta_c$  para o nível de contaminação para que se aproximem das condições reais de operação. Para tal é utilizada a seguinte equação:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^P \quad (220)$$

Onde:

$L_{nm}$  – vida nominal SKF (com  $100 - n^1$ ) % de confiabilidade) [ $10^6$  revoluções];

$a_1$  – fator de ajuste de vida para confiabilidade (tabela SKF, valores de acordo com a norma ISO 281:2007);

$a_{SKF}$  – fator de modificação de vida SKF (conforme diagramas da SKF);

$L_{10}$  - vida nominal básica com 90% de confiabilidade [ $10^6$  revoluções];

Para determinação da vida nominal SKF para uma velocidade constante utiliza-se a seguinte equação:

$$L_{umh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} \quad (221)$$

Onde:

$L_{umh}$  – vida nominal SKF (com  $100 - n^1$ ) % de confiabilidade) [horas operacionais];

$n$  – rotações por minuto [rpm];

$L_{nm}$  - vida nominal SKF (com  $100 - n^1$ ) % de confiabilidade) [milhões de revoluções];

O "n" não é mais que a percentagem da probabilidade de falha, que tem como função definir o grau de confiança do resultado obtido. Em termos muito simplistas, por exemplo, se nos referirmos a um "n" de 10% significa que teremos uma probabilidade de 90% de obter este resultado.

Para calcular a vida nominal do rolamento foi necessário introduzir alguns dados como a carga radial, carga axial, temperatura de operação, número de rotações por minuto do anel interior, tipo de massa lubrificante e viscosidade da mesma a 40 °C e a 100 °C. Para tal, foi necessário determinar a carga radial aplicada ao rolamento.

Para este cálculo considerou-se os seguintes dados:

- Potência do motor elétrico = 11 kW
- Rotação máxima = 3000 rpm

$$P = \frac{2\pi \cdot n \cdot M}{60 \cdot 1000} \quad (222)$$

Onde:

P – potência em [kW];

n – rotações por minuto;

M – Momento [Nm];

$$11 = \frac{2\pi \cdot 3000 \cdot M}{60 \cdot 1000} \quad (223)$$

$$M = 35,014 \text{ [Nm]} \quad (224)$$

Ou

$$P = M \cdot \omega \quad (225)$$

Onde:

P – potência em [W];

M – momento [Nm];

$\omega$  – velocidade angular [rad/s];

$$M = F \cdot r \quad (226)$$

Onde:

M – momento [Nm];

F – força [N];

r – raio do veio [m];

$$35,014 = F \cdot 0,0125 \quad (227)$$

$$F = 2801,1 \text{ [N]} \quad (228)$$

Admitindo um peso próprio do rotor de 200 N estima-se uma carga a rondar os 3 kN nos rolamentos. Portanto, cada rolamento estará sujeito a uma carga de 1,5 kN.

Foi simulada a vida do rolamento para uma temperatura ambiente de 25 e 46 °C, visto que esta última é a temperatura máxima de funcionamento para este compressor. A massa selecionada para o rolamento foi a LT adequada para um intervalo de temperatura entre 20 e 110 °C, aproximadamente, com sabão de lítio, com base de *diester* e com viscosidade a 40 °C de 15 mm<sup>2</sup>/s.

Grease	Temperature range <sup>1)</sup>						Thickener	Base oil type	NLGI consistency class	Base oil viscosity [mm <sup>2</sup> /s]		Grease performance factor (GPF)
	-50	0	50	100	150	200				250 °C	at 40 °C (105 °F)	
MT33							Lithium soap	Mineral	3	100	10	1
MT47							Lithium soap	Mineral	2	70	7,3	1
LT10							Lithium soap	Diester	2	12	3,3	2
LHT23							Lithium soap	Ester	2-3	27	5,1	2
LT							Lithium soap	Diester	2	15	3,7	1
WT							Polyurea soap	Ester	2-3	70	9,4	4
GJN							Polyurea soap	Mineral	2	115	12,2	2
HT							Polyurea soap	Mineral	2-3	98	10,5	2
VT378							Aluminium complex soap	PAO	2	150	15,5	-
GE2							Lithium soap	Synthetic	2	25	4,9	-

Figura 168 - Diferentes tipos de massas lubrificantes para rolamentos (Fonte: SKF).

Na simulação considerou-se também uma carga axial de 0,01 kN para eventuais desalinhamentos e uma velocidade de 3000 rpm. Para as duas temperaturas (25 e 46 °C) a vida nominal SKF do rolamento é muito elevada de 118400 horas e 20400 horas, respetivamente. Com os mesmos parâmetros mas utilizando os cálculos para vida nominal básica do rolamento, o limite fica-se pelas 5340 horas, para ambas as temperaturas de operação.

Na realidade, o que acontece é que a velocidade do motor pode variar constantemente, por vezes ocorrem variações bruscas de temperatura, vibrações, contaminações e outros fatores que em conjunto reduzem em muito a vida de um rolamento.

Segundo a simulação do *software* verifica-se que um incremento de temperatura de operação em 21 °C faz diminuir a vida nominal SKF do rolamento em 98000 horas. Porém, quando o rolamento está em funcionamento a temperatura deste é sempre superior à temperatura ambiente. Por isso, se admitirmos que o anel exterior do rolamento está a uma temperatura de 60 °C, a vida nominal SKF do rolamento limita-se às 7770 horas e com os cálculos para uma vida nominal básica o limite mantém-se nas 5340 horas.

Como alternativa poder-se-á utilizar um rolamento de rolos do tipo N205ECP, ou NUP205ECML, ou mesmo um NUP205ECP. Os rolamentos de rolos suportam cargas radiais

mais elevadas relativamente aos de esferas. Todavia, verifica-se que a carga não representa um grande problema para o rolamento utilizado no compressor. A ser utilizado um rolamento de rolos e depois de feita a simulação no software "*bearing calculator*" da SKF, este fica com um vida útil praticamente infinita.

### **3.6.2. Avarias em motores elétricos**

As avarias nos motores elétricos tanto podem ser mecânicas como elétricas. As avarias mecânicas prendem-se com rolamentos danificados, desalinhamentos ou má montagem, enquanto as avarias elétricas estão relacionadas com curto-circuito entre espiras, fases ou bobines, circuitos abertos e passagens à terra. Para prevenir a ocorrência de avarias nos motores elétricos existem alguns cuidados a ter em conta.

O meio ambiente é muitas vezes responsável pelas avarias em motores elétricos, circuitos de potência e dos dispositivos de comando dos compressores. Por isso, como medida de evitar problemas atribuídos ao meio ambiente, o compressor deve ficar instalado num espaço arejado e livre de poeiras, humidade e onde não ocorram variações bruscas de temperatura.

Nos casos em que o compressor esteja a funcionar em altitudes superiores a 2000 metros, é necessário tomar medidas adicionais de precaução no que diz respeito à ventilação da central de ar comprimido. Pois a esta altitude, a densidade do ar é menor do que ao nível do mar e o arrefecimento não é eficiente, além de diminuir o caudal do compressor [José Novais, 2014].

Para evitar avarias nos motores elétricos estes devem ser verificados por técnicos especializados em intervalos de tempo regulares. Assim, a limpeza do motor elétrico deve ser efetuada com ar comprimido limpo e seco de modo a soprar os enrolamentos para retirar toda a sujidade. Se necessário, pode-se utilizar um pincel para extrair a sujidade das bobines que seja mais difícil de remover. Posteriormente, deve-se passar um pincel ou um pano macio embebido num solvente dielétrico. Deve-se também inspecionar a fixação das bobines, bem como as gaiolas do rotor [José Novais, 2014].

Para evitar avarias no motor com passagens de corrente à massa, deve-se verificar a resistência do isolamento das bobines. Esta rotina tem como função verificar se o motor tem capacidade para suportar os campos elétricos a que é sujeito, em condições normais de funcionamento. Este procedimento consiste na aplicação de uma determinada tensão entre

um dos terminais do enrolamento, ligado aos restantes por um fio de cobre e a massa com o auxílio de um *Megger*.



Figura 169 - Megger para medir isolamento dos enrolamentos do motor eléctrico  
(Fonte: [www.megger.com](http://www.megger.com)).

Sempre que um motor eléctrico é bobinado este deve ser seco por ar quente numa estufa aquecida por lâmpadas de incandescência, resistências eléctricas ou infra vermelhos a uma temperatura na ordem dos 80 °C [José Novais, 2014]. A secagem, pode ainda ser efetuada por injeção de corrente no estator ou em autoclave. O tempo de secagem pode variar, mas normalmente estabelece-se entre um a dois dias.

A corrente absorvida pelo motor deve também ser medida regularmente e comparada com a corrente nominal da chapa de características. Se for verificada uma sobrecarga do motor, esta deve ser eliminada sob pena de o motor poder vir a queimar. Caso a pressão do compressor esteja muito alta deve-se ajustar a pressão de serviço para diminuir a sobrecarga. No caso de se observar um desequilíbrio entre fases, poderá existir ligações deficientes dos terminais, e como tal, o problema deve ser corrigido com o reaperto ou substituição dos contactos ou do contactor.

Adicionalmente, ao sistema de controlo do compressor, poderá instalar-se dispositivos de proteção térmica como forma de evitar o sobreaquecimento do motor. Entre estes

dispositivos estão os termostatos bimetálicos, termístores e resistências termométricas de resistência linear [José Novais, 2014].

Nas situações em que o motor esteja a ser submetido a sucessivos ciclos de paragem e arranque, deve-se ajustar o controlo eletrónico de comando (controlador) ou regular o pressostato de modo a aumentar o diferencial de carga/vazio, visto que é no arranque do motor que a corrente absorvida é mais elevada.

Visto que as flutuações de tensão podem danificar os motores e os circuitos de potência dos compressores torna-se essencial estabilizar a tensão à entrada do compressor. Para tal, deve ser instalado um reator de linha. Os reatores de linha são utilizados para aumentar a fiabilidade do compressor, funcionando como elemento estabilizador para os circuitos de potência e o motor elétrico. Deste modo, comportam-se como filtros de entrada e saída da energia elétrica para os variadores de velocidade e módulos de potência.



Figura 170 - Reatores de linha (Fonte: *Ingersoll-Rand*).

Os principais benefícios da utilização de um reator de linha são a atenuação dos harmónicos na corrente elétrica, redução da temperatura e ruído de funcionamento do motor, aperfeiçoamento da forma da onda sinusoidal, prevenção de disparos intempestivos do compressor devido à correção do fator de potência, aumento da vida útil dos transístores, aumento da vida do motor, filtragem de ruídos dos sistemas elétricos e diminuição dos tempos de paragem do compressor devido a avarias elétricas [*Ingersoll-Rand*].

As correntes parasitas (correntes de *Foucault*) são prejudiciais aos motores elétricos, onde as tensões alternadas são induzidas no núcleo de ferro, provocando assim correntes de indução.

Para reduzir estas correntes parasitas pode-se usar ferro de elevada resistividade e núcleo formado com chapas laminadas de 0,3 a 1 mm de espessura isoladas umas das outras [R. Gieck, 1996].

Os motores elétricos *standard* (de velocidade fixa) possuem rolamentos e estes requerem manutenção com massa lubrificante recomendada pelo fabricante. Este tipo de motor de rolamentos possui *grasseres* de modo a ser possível aplicar a massa lubrificante conforme se pode ver na figura. A lubrificação deve ser efetuada a cada 2000 horas ou um ano.

Nos casos, em que se verifique condições adversas o período de lubrificação deve ser encurtado. A aplicação da massa deve ser feita em duas fases. Em primeiro lugar, com o motor parado injeta-se uma determinada quantidade e depois de este iniciar o arranque, volta-se a introduzir mais massa nos rolamentos.



Figura 171 - Motor de velocidade fixa com *grasser* para aplicação de massa lubrificante  
(Fonte: *Ingersoll-Rand*).

De modo a evitar vibrações que provocam o desgaste prematuro dos rolamentos, devem ser medidas as vibrações com um equipamento adequado. Sempre que forem verificados desalinhamentos e/ou excentricidades estas anomalias devem ser retificadas para evitar danificar os rolamentos do motor elétrico.

Quando ocorre passagem de corrente elétrica para os rolamentos do motor, as pistas dos rolamentos ficam danificadas, provocando assim vibrações ou mesmo a gripagem dos rolamentos. Para prevenir este fenómeno deve-se isolar os suportes das chumaceiras e ligar o veio à terra [José Novais, 2014].

### **3.6.3. Avarias nos variadores e módulos de potência**

A utilização de um reator de linha previne algumas avarias nos circuitos de potência, por isso, é recomendado a utilização deste equipamento de modo a diminuir a probabilidade de avaria nos variadores de frequência e nos módulos de potência. Como já foi referido, a utilização deste equipamento apresenta vários benefícios.

### **3.6.4. Avaria por excesso de temperatura**

Uma forma de evitar as avarias por excesso de temperatura é, em primeira análise, proporcionar ao compressor boas condições de operação num ambiente livre de pó e em que haja uma boa recirculação do ar. Além disso, se o utilizador tiver a preocupação de limpar o radiador sempre que este se encontre com pó ou gordura poderão ser evitadas paragens intempestivas do compressor.

A limpeza do radiador deve ser efetuada com um líquido desengordurante, mas não se deve utilizar jato de água sob pena de danificar os favos. Para isso, deve-se utilizar um pincel para retirar a sujidade e o desengordurante deve ser projetado contra o radiador com um borrifador. No final deve-se passar por água limpa. Por vezes, os radiadores ganham detritos no seu interior e a passagem do fluido começa a ficar obstruída. Nestes casos, o radiador deve ser retirado do compressor e enviado para uma empresa especializada para proceder ao varejamento.

O nível do óleo também deve ser verificado regularmente e acertar o nível sempre que necessário. Por outro lado, o intervalo de substituição do filtro de óleo deve ser cumprido a cada 2000 horas ou um ano, o que ocorrer primeiro. Se for verificada alguma fuga de óleo, esta deve ser reparada rapidamente, pois se o nível de óleo baixar ao mínimo o compressor dispara por excesso de temperatura. De preferência, o utilizador deve ter algum óleo de reserva para acrescentar enquanto a fuga de óleo não é eliminada em definitivo.

Deve também ser inspecionado o ventilador do radiador e o sentido de rotação do motor. Se após a montagem, o motor do ventilador estiver a rodar no sentido contrário devem ser trocadas duas fases. O sentido correto está indicado com uma seta, e este deve ser verificado a quando do arranque do motor.

### **3.6.5. Avarias elétricas**

As peças elétricas podem avariar devido a causas naturais ou devido a instabilidade do fornecimento de energia da rede elétrica, devido a picos de tensão ou correntes parasitas. Deste modo, a utilização de um reator de linha oferece algumas vantagens para prevenir este tipo de avarias.

A temperatura é também uma das razões para a ocorrência destas avarias, por isso, uma forma de evitar este tipo de avarias é garantir um ambiente limpo, livre de poeiras, humidade e com boa recirculação de ar em redor do compressor. De referir que um compressor elétrico, não deve nunca, trabalhar à chuva por muito bom que seja o isolamento do mesmo.

### **3.6.6. Avaria fuga de água para a rede**

Este tipo de avaria tanto ocorre com utilização de electroválvulas como de válvulas mecânicas. Todavia, as electroválvulas são mais sensíveis a variações bruscas de temperatura, humidade e poeiras comparativamente às purgas mecânicas. Um modo de prevenir este tipo de avaria é garantir ao compressor boas condições de operação.

### **3.6.7. Avaria por fuga de óleo**

Este tipo de avaria ocorre essencialmente pelas mangueiras flexíveis do compressor. Os fatores que contribuem para a degradação das mangueiras são a temperatura, a humidade, as poeiras e a pressão. Uma solução alternativa seria utilizar tubos rígidos, em vez de mangueiras flexíveis. No entanto, os construtores preferem utilizar as mangueiras flexíveis pela sua maior facilidade de aplicação e versatilidade.

Em alguns modelos, em vez de mangueiras flexíveis utilizam-se ligações rígidas entre os componentes por intermédio de flanges. Esta solução encontra-se no compressor IRN75 onde a descarga do *airend* ao corpo do tanque é feita por uma ligação flangeada. Ao utilizar mangueiras flexíveis, estas devem ser substituídas a cada 16000 horas de operação, visto ser este o tempo de vida estimado pelo fabricante.

### **3.6.8. Avaria no airend**

A forma de evitar qualquer tipo de avaria no elemento compressor passa por proporcionar boas condições de refrigeração, substituir o filtro de ar periodicamente, verificar regularmente o nível de refrigerante e cumprir o plano de manutenção recomendado pelo fabricante. O óleo a utilizar deve ser totalmente sintético e deve-se utilizar, sempre, o óleo original. O intervalo de substituição do óleo é a cada 8000 horas de operação ou ao fim de dois anos, o que ocorrer primeiro.

Importa referir que, em caso algum, se deve misturar óleos diferentes mesmo que sejam pequenos atestos. Se o utilizador cumprir estes requisitos o elemento compressor faz naturalmente 24000 (para compressores equipados com motor de velocidade fixa) ou 40000 horas (para compressores equipados com motor de velocidade variável) de operação sem avarias. Findo este período, o elemento compressor deve ser aberto para substituição dos rolamentos e retentores.

Devem ser medidas periodicamente as vibrações dos rolamentos do elemento compressor em diversos pontos conforme recomendação do fabricante. Este tipo de rotina permite prever quando é que o elemento compressor deve ser beneficiado. Recomenda-se também efetuar análise ao refrigerante em todas as manutenções de modo a verificar se o óleo está em boas condições ou se está contaminado.

### **3.6.9. Avaria passagem de óleo para a rede**

Quando esta avaria se manifesta significa que o filtro separador está colmatado ou que o óleo no fundo do filtro não está a ser drenado. Para evitar a ocorrência desta avaria o filtro separador deve ser substituído a cada 4000 ou 8000 horas de operação, dependendo do modelo de compressor. Devem também ser verificados os tubos que fazem a drenagem do filtro separador.

Neste caso, deve-se substituir os tubos e acessórios danificados. Por outro lado, se a válvula de pressão mínima ficar bloqueada o ar passará com grande velocidade e arrastará consigo o óleo para a linha, devido à falta de pressão interna no interior do tanque. Nesta circunstância deve-se substituir a válvula de pressão mínima.

### **3.6.10. Avaria por gripagem da cabeça compressora**

Este tipo de avaria ocorre por falta de lubrificação ou quando a mesma é feita de forma desadequada. Quando o utilizador não tem disponibilidade para verificar regularmente o nível de óleo, deve-se instalar um sensor de nível de óleo no cárter. Este sensor deve dar ordem de paragem do motor elétrico, assim que o nível mínimo for atingido.

### **3.6.11. Avaria por excesso de vibrações**

Esta avaria ocorre nos compressores de pistão, pois estes apresentam grandes vibrações. A forma de evitar esta avaria, é o utilizador verificar regularmente os parafusos da tampa de válvulas e reapertar sempre que necessário. Na rosca dos parafusos deve ser colocado frenador de resistência de modo a evitar o desaperto dos mesmos.~

## **3.7. Análise dos possíveis ganhos obtidos com as novas soluções**

Com as alterações sugeridas é possível evidenciar alguns benefícios para o utilizador, diminuindo assim a frequência das avarias e reduzir custos associados às mesmas.

### **3.7.1. Ganhos na avaria do rolamento do motor**

Na avaria do rolamento do motor do compressor IRN11-8 verifica-se que ao utilizar um rolamento de rolos (N205ECP) esta avaria deixaria de ocorrer, pois a vida nominal básica passaria para as 157500 horas. O preço de tabela do rolamento de rolos para o compressor IRN11-8 ronda os 80 €, mas dado que esta avaria deixaria de ocorrer o utilizador teria um ganho significativo ao longo dos anos.

Verificou-se que a avaria no rolamento do motor do compressor IRN11-8 tende a ocorrer nos primeiros 5 anos de vida e tem um custo médio de 210,46 €. Se fosse utilizado um rolamento de rolos, em 10 anos, permitiria uma poupança de 420,92 €, aproximadamente.

### **3.7.2. Ganhos na avaria do variador de frequência**

Com a utilização de um reator de linha o utilizador pode diminuir muito a frequência de avarias em módulos de potência, variadores e motores elétricos. O custo médio da avaria do variador de frequência no compressor IRN11-8 é de 2519,61 € e esta avaria tende a ocorrer nos primeiros quatro anos e meio de vida do compressor. Com a utilização de um reator de linha o utilizador poderá evitar este tipo de avaria, tanto no variador como no motor elétrico e poupar cerca de 2519,61 € em quatro anos e meio.

### **3.7.3. Ganhos na avaria no módulo de potência**

No caso do compressor IRN75 o custo médio da avaria no módulo de potência é de 9156,02 € e a tendência para esta ocorrência é nos primeiros dois anos. Sabendo que um reator de linha tem um custo na ordem dos 3000 €, é de todo conveniente que o utilizador opte por instalar este tipo de equipamento para reduzir os custos de avarias no módulo de potência. Significa que, em dois anos, o utilizador poderá poupar 6156,02 €.

### **3.7.4. Ganhos na avaria do motor elétrico**

A avaria no motor elétrico principal do compressor SSR M200-2S ocorreu com alguma frequência situando-se em segundo lugar. Além de ser muito frequente, este tipo de avaria tem um custo médio elevado de 5286,28 €. Sabendo que esta avaria tende a ocorrer nos primeiros sete anos de vida, pode-se afirmar que com a utilização de um reator de linha o utilizador poderá economizar cerca de 2286,28 €.

### **3.7.5. Ganhos nas avarias por excesso de temperatura**

Este tipo de avaria foi a segunda mais frequente no compressor IRN75 e tem um custo médio de 442,57€. Além disso, a avaria por excesso de temperatura tende a ocorrer ao fim de sete a oito anos após a aquisição.

Se o utilizador seguir as recomendações de garantir uma boa recirculação de ar no interior da central de ar comprimido, evitar a entrada de poeiras no compressor, limpar regularmente o

radiador, verificar o nível de óleo e substituir atempadamente o filtro de óleo, pode evitar muitas avarias deste tipo. Deste modo, poupará 442,57 € nos primeiros sete ou oito anos.

### **3.7.6. Ganhos nas avarias elétricas**

A avaria elétrica é a mais frequente no compressor SSR M200-2S e a segunda mais frequente no compressor IRN11-8, e os custos médios desta avaria são de 1280,31 € e 190 €, respetivamente. Relativamente à frequência com que esta avaria se manifesta no compressor SSR M200-2S é nos primeiros três ou sete anos. No compressor IRN11-8 ocorre nos primeiros três anos.

Se o utilizador instalar um reator de linha e tomar os cuidados atrás referidos, poderá poupar 190 € em três anos no compressor IRN11-8. Por outro lado, no compressor SSR M200-2S o utilizador poderá economizar uma média de 1280,31 € em três anos, ou cerca de 2987,39 € em sete anos.

### **3.7.7. Ganhos na avaria por fuga de óleo**

A avaria por fuga de óleo foi a mais frequente no compressor IRN75, tende a ocorrer nos primeiros cinco anos e tem um custo médio de 290,70 €. Ao aplicar tubos rígidos em vez das mangueiras flexíveis nos compressores, as fugas de óleo poderão diminuir consideravelmente e assim serão reduzidos os custos das avarias por fugas de óleo. Deste modo, prevê-se que em cinco anos a poupança seria de 290,70 €.

### **3.7.8. Ganhos na avaria no elemento compressor**

A avaria no elemento compressor é pouco frequente, pois normalmente só ocorre quando o utilizador não respeita o plano de manutenção do fabricante. Se este plano for respeitado o utilizador poderá economizar 2753,55 € no compressor IRN11-8 e 21462,00 € no compressor SSR M200-2S. Esta é de resto a avaria mais dispendiosa que um compressor de parafuso pode ter, e por isso, deve-se ter os cuidados normais com este elemento durante a vida do compressor.

### **3.7.9. Ganhos na avaria de passagem de óleo para a rede**

Este tipo de avaria é pouco frequente e tem um custo médio de 857,30 € no compressor SSR M200-2S. Se o utilizador substituir o filtro separador atempadamente pode economizar o valor referido. Neste caso, o utilizador não precisa de fazer nenhum investimento inicial, pois tem apenas de se preocupar em respeitar o intervalo de manutenções e substituir o filtro separador atempadamente.

### **3.7.10. Ganhos na avaria de gripagem da cabeça Compressora**

Esta avaria é a mais frequente nos compressores alternativos PB3-270-3 e tem um custo médio de 565,59 €. Ao instalar um sensor de nível de óleo no cárter o utilizador pode poupar cerca de 565,96 € anualmente, visto que este tipo de avaria ocorre uma vez por ano.

### **3.7.11. Ganhos na avaria por excesso de vibrações**

Se o utilizador seguir as recomendações referidas anteriormente poderá evitar gastos com mão-de-obra no reaperto dos parafusos da cabeça compressora dos compressores de pistão. Os custos médios no reaperto dos parafusos são de 32 €.

## **3.8. Sumário das recomendações efetuadas**

Ao longo dos anos os construtores têm vindo a aperfeiçoar a conceção de determinados componentes, de modo a aumentar ainda mais a fiabilidade destes equipamentos, verificando-se que a maior parte das avarias deve-se a fatores externos, como as variações temperatura, humidade, poeiras, correntes parasitas, variações de tensão na rede elétrica, etc.

Para qualquer modelo de compressor, o utilizador deve ter o cuidado de colocar o compressor numa sala com uma boa recirculação do ar, isento de poeiras, com uma temperatura ambiente baixa, e se possível colocar uma conduta para extração do ar quente à saída do compressor.

Deve também ter o cuidado de verificar periodicamente, o estado do radiador e o nível de óleo de modo a evitar avarias por excesso de temperatura, ou outras mais graves que provocam a paragem do compressor e conseqüentemente de toda a produção.

A avaria mais grave que pode ocorrer num compressor de parafuso é a gripagem do *airend*, por isso, recomenda-se que o utilizador respeite o plano de manutenção aconselhado pelo fabricante. Desta forma, para grandes indústrias deve-se adotar uma manutenção preventiva sistemática e condicional em detrimento da corretiva ou curativa, pois esta última provoca tempos de paragem superiores e não permite planear atempadamente a produção.

Na manutenção preventiva condicional devem ser efetuadas medições de vibrações nos rolamentos do elemento compressor em diversos pontos, análise do refrigerante, análise dos parâmetros de funcionamento, e inspeção visual de todos os componentes.

A análise ao óleo tem por base a determinação de vários parâmetros físico químicos, dos quais fazem parte, a viscosidade a 40 °C, a cor, a aparência, o índice de acidez, a presença de aditivos como o magnésio, fósforo, enxofre, cálcio, boro e bário. Além disso, a análise deteta contaminantes como a presença de água, partículas superiores a 4 µm, sódio, potássio, silicone e lítio.

Na análise ao refrigerante é também verificada a existência de partículas metálicas de alumínio, chumbo, cobre, ferro, crómio, molibdénio, prata, níquel, manganês, titânio e zinco. No caso de serem detetadas anomalias no óleo, é recomendada a substituição total do mesmo e a tomada de medidas preventivas no sentido de impedir a contaminação do refrigerante, que quando contaminado pode provocar a gripagem do *airend*.

Outras avarias graves são as que ocorrem nos variadores e módulos de potência assim como nos motores elétricos. Para prevenir estas avarias, é de todo conveniente, instalar um reator de linha que apesar do seu forte investimento inicial consegue evitar algumas avarias que poderão ser muito mais dispendiosas.

Atualmente, a grande maioria dos compressores de parafuso utilizam ligações por mangueiras entre os diversos componentes, visto ser uma solução mais económica do ponto de vista da construção e também permite facilitar a sua substituição. No entanto, o número de mangueiras pode ser reduzido em alguns modelos de compressor compactos onde o *airend* fica instalado no tanque através de uma ligação flangeada.

Nos compressores alternativos as vibrações são uma constante, e como tal, o utilizador deve inspecionar o estado de aperto dos parafusos da cabeça, e reapertar caso haja necessidade. Visto que a gripagem da cabeça compressora ocorre com alguma frequência, recomenda-se a instalação de um sensor de nível de óleo que ao detetar um nível insuficiente de óleo determina a paragem do motor.

## 4. Conclusões

Os compressores de ar comprimido são equipamentos com uma longa história ao longo dos anos. Com a evolução destes equipamentos foi possível desenvolver a tecnologia do ar comprimido que é hoje em dia a segunda forma de energia mais utilizada em todo o mundo. Por de trás de um compressor existe uma grande número de equipamentos e tecnologia que em conjunto contribuem decisivamente para o fornecimento de ar comprimido de alta qualidade.

Cada compressor é projetado para um determinado fim, para garantir a pressão e caudal que é necessário para a aplicação a que se destina. Equipamentos como compressores centrífugos, axiais, rotativos de parafuso, de lóbulos, alternativos, de membrana, de anel líquido, alhetas, e espiral desempenham um papel preponderante em cada aplicação.

Alguns destes compressores podem ainda fornecer ar 100% isento de óleo para as indústrias mais exigentes do mercado. Para isso, além da tecnologia de ponta aplicada em cada compressor são necessários outros equipamentos como secadores de ar e filtros de alta eficiência. Na indústria do ar comprimido é comum encontrar torres de arrefecimento, *chillers*, secadores de refrigeração, secadores de massa térmica, secadores de adsorção ou mesmo de membrana. Cada um destes secadores foi desenvolvido para uma determinada aplicação em função da qualidade do que se pretende fornecer.

Para regulamentar a qualidade do ar existe a norma ISO 8573-1 que estabelece sete classes para limitar a presença de óleo, água, aerossóis e vapores contidos no ar. Além deste organismo, existe o comité europeu de fabricantes de compressores, bombas de vácuo e ferramentas pneumáticas (PNEUROP), que segue a mesma orientação da norma ISO no que respeita à qualidade do ar, baseando-se na investigação científica e no conhecimento empírico acumulado ao longo dos anos.

Apesar de o ar comprimido ser uma forma de energia utilizada em larga escala em todo o mundo, os custos associados à sua produção são muito elevados, sendo a mais cara, não só pela energia consumida para a sua geração como também pela energia perdida nas fugas de ar. Para colmatar este inconveniente foram projetados compressores de ar comprimido de

elevada eficiência, com recurso a motores de velocidade variável controlados por variador de frequência ou por módulo de potência.

Porém estes compressores, normalmente, requerem um maior investimento inicial comparativamente aos de velocidade fixa que consomem mais energia. No entanto, a médio ou longo prazo os compressores de velocidade variável são mais económicos e são os que mais se vendem atualmente.

Apesar disso, os custos do ar comprimido não se prendem só com o consumo de energia elétrica, fugas e custos de aquisição dos equipamentos. Uma parcela importante dos custos está associada às avarias e manutenções dos equipamentos. Para se reduzir os custos na manutenção é necessário tomar algumas medidas de prevenção, pois por vezes, poupar nas revisões significa gastar mais na reparação de avarias.

Os compressores de ar comprimido são equipamentos de extrema importância na indústria e apresentam uma elevada fiabilidade e durabilidade. Contudo, algumas avarias ocorrem naturalmente com o passar dos anos, mas é extremamente importante que exista uma consciência de que é necessário proporcionar boas condições para o bom funcionamento do compressor.

No caso de serem negligenciadas as boas condições de que o compressor necessita, as avarias ocorrem com mais frequência do que seria de desejar e, com isso, os custos para o cliente serão também mais elevados. Avarias no elemento compressor, variadores de frequência, módulos de potência e nos motores elétricos são das mais dispendiosas, e por este motivo, deve ser dada especial atenção a estes componentes.

Existem ainda outro tipo de avarias que, apesar de serem mais frequentes não inspiram grandes preocupações no que respeita aos custos de reparação, mas podem provocar a paragem do compressor e a conseqüente paragem de toda a produção, que certamente contribuirá para elevados prejuízos. Esta é mais uma razão para o utilizador tomar algumas medidas de forma a evitar algumas avarias. De facto, algumas avarias nos compressores podem ser evitadas se o cliente instalar o compressor num local adequado, livre de poeiras, arejado, com uma temperatura ambiente aceitável e com condução do ar quente para o exterior.

Diferentes tipos de avarias podem ter a mesma causa, e uma delas é o excesso de temperatura na central de ar comprimido. As variações de temperatura provocam o desgaste precoce de diversos componentes como os rolamentos, mangueiras flexíveis, peças e motores elétricos,

variadores, elemento compressor, entre outros. Também as poeiras, humidade, e gases corrosivos contribuem para grande parte das avarias.

Nalguns casos, entende-se que a causa de uma avaria se deve a negligência porque, por vezes, o utilizador ignora os fatores ambientais ou simplesmente não se preocupa em limpar o compressor quando este está coberto de pó e gordura. O desgaste é também uma das causas de algumas avarias, além das causas naturais que ocorrem ao fim de algum tempo.

Uma das causas na avaria nos motores elétricos, nos variadores de frequência e nos módulos de potência é devido às flutuações no abastecimento de energia elétrica. Problemas de picos de tensão, correntes parasitas e harmónicos são prejudiciais aos circuitos elétricos.

Da análise aos cinco compressores verificou-se que a avaria mais frequente no IRN11-8 é a gripagem do rolamento da frente do motor com um custo médio de 210,46 €, e ocorre nos primeiros cinco anos de vida. Para colmatar este tipo de avaria foi proposta uma solução de utilizar um rolamento de rolos aumentado assim a sua vida nominal.

O segundo tipo de avaria mais frequente no compressor IRN11-8 foi a avaria elétrica, mas esta avaria tem custos relativamente baixos, que rondam os 190 €. De seguida aparecem as avarias por excesso de temperatura e fugas de óleo com custos baixos.

Já a avaria no variador está classificada em quinto lugar, mas tem custos muito elevados que rondam os 2519,61 € devendo ser tomadas medidas de estabilização no fornecimento de energia elétrica. Verificou-se ainda que a periodicidade das avarias no compressor IRN11-8 é a cada 2 anos aproximadamente, considerando-se um período de tempo bastante aceitável.

Ao analisar o compressor IRN75 verificou-se que as avarias mais frequentes são por excesso de temperatura e por fuga de óleo com custos de 442,57 € e 290,70 € respetivamente. Por outro lado, a avaria no módulo de potência apresenta-se em segundo lugar com um custo médio elevado de 9156,02 €. Constatou-se que a frequência das avarias neste compressor é a cada 642 dias, sendo um período bastante aceitável.

Quanto ao compressor isento de óleo IRN75-OF a avaria que mais se verificou foi por fuga de ar e apresenta um custo de 1401,26 €. A segunda avaria mais frequente foi por fuga de óleo com um custo de 131,83 €, e em terceiro lugar surgem as avarias elétricas com um custo de apenas 552,41 €. A frequência com que as avarias ocorrem neste compressor é a cada 460 dias, aproximadamente. Conclui-se, por isso, que este compressor tem custos de manutenção muito baixos e apresenta grande fiabilidade.

Relativamente ao compressor SSR M200-2S a avaria mais frequente foi a elétrica, com um custo médio de 1280,31 €. Em segundo lugar surge a bobinagem do motor principal com um custo de 5286,28 €, e em terceiro classifica-se a avaria por fuga de óleo com um custo médio de 779,38 €. A frequência de avarias é a cada 392 dias, período este considerado aceitável. Visto que os custos das avarias são elevados é muito importante que sejam tomadas medidas para as prevenir. Medidas essas que foram sugeridas neste trabalho.

Em relação ao compressor PB3-270-3 a avaria mais frequente e aquela que representa maiores encargos é a gripagem da cabeça compressora com um custo de 565,59 €. Da análise efetuada, verificou-se que o compressor avaria ao fim do primeiro ano. Por este motivo, devem ser seguidas as recomendações atrás referidas.

Com a realização deste trabalho foi possível verificar quais são as avarias mais frequentes em cinco modelos de compressores da Ingersoll-Rand, e perceber qual a frequência com que estas ocorrem, assim como, registar os custos associados a cada tipo de avaria e em função de cada compressor. Após a análise das avarias foram sugeridas possíveis soluções para evitar alguns tipos de avarias, pois sendo o ar comprimido uma energia cara é de todo conveniente perceber de que forma poderemos minimizar os custos.

Com o estudo da tecnologia que envolve o ar comprimido foi possível constatar, a importância que este tipo de equipamentos tem nos dias de hoje, e que se aplica em praticamente todas as áreas de atividade, desde a indústria farmacêutica, passando pela metalomecânica, têxtil, eletrónica, industria automóvel, petroquímica, etc.

Sabendo que os compressores de ar comprimido são equipamentos tecnologicamente evoluídos, não se pode ignorar que estes necessitam de alguns cuidados. Para um compressor trabalhar sem causar elevados custos, é necessário tomar medidas de prevenção, desde logo, na instalação e ao longo de toda a vida útil, porque se assim for, um compressor pode proporcionar lucros significativos ao longo de muitos anos.

## 5. Bibliografia e Outras Fontes de Informação

[1] Adriano Manuel de Almeida Santos e António de Sousa Ferreira da Silva, Automação Pneumática – Produção Tratamento e Distribuição de Ar Comprimido, Técnicas de Comando de Circuitos Combinatórios e Sequenciais, 2ª Edição 2009, Publindústria.

[2] Novais, José Maria de Almeida, Ar Comprimido Industrial – Produção, Tratamento e Distribuição, 3ª Edição 2014, Fundação Calouste Gulbenkian.

[3] Çengel, Termodinâmica, Y.A. & Boles, M.A. (2001) 3ª edição, McGraw-Hill.

[4] Hanlon, Paul C., Compressor Handbook, (2001), McGraw-Hill.

[5] Maintenance and Operation of Air Compressor Plants, Naval Facilities Engineering Command, United States Navy, January 1989.

[6] Gieck, K. + R., Manual de Fórmulas Técnicas (*Thechnische Formelsammlung*), 4ª edição em língua portuguesa, 29ª edição em língua alemã, 1996, Hemus.

[7] Duarte, Marina, fórmulas dos gases perfeitos, 2011.

[8] Folhetos comerciais, *Ingersoll-Rand*.

[9] Manuais técnicos *Ingersoll-Rand*.

### Sítios da internet:

[10] [http://www.ingersollrandproducts.com/eu\\_en.aspx](http://www.ingersollrandproducts.com/eu_en.aspx), 28 Março 2015.

[11] <http://www.atlascopco.pt/ptpt/>, 07 Abril 2015.

[12] <http://www.kaeser.pt/>, 09 Maio 2015.

[13] <http://www.gardnerdenver.com/>, 16 Abril 2015.

[14] <http://www.todayinsci.com/Events/Tunnels/MontCenisTunnel-RockBoring.htm>, 28 Fevereiro 2015.

- [15] [https://pt.wikipedia.org/wiki/Ar\\_comprimido](https://pt.wikipedia.org/wiki/Ar_comprimido), 11 Março 2015.
- [16] <http://pneumatica.com.sapo.pt/>, 02 Março 2015.
- [17] [http://www.gdnash.com/liquid\\_ring\\_compressors/](http://www.gdnash.com/liquid_ring_compressors/), 22 Junho 2015.
- [18] [http://www.gdnash.com/liquid\\_ring\\_compressors/2bq\\_compressor/](http://www.gdnash.com/liquid_ring_compressors/2bq_compressor/), 22 Junho 2015.
- [19] <http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/3542-caracteristicas-do-compressor-de-diafragma/>, 30 Maio 2015.
- [20] <http://www.equipaindustria.com.br/produto-para-venda/compressor-de-diafragma-membrana-pdc-machines-para-compressao-em-alta-pressao-de-gases-especiais-de-elevada-pureza-raros-ou-perigosos/30929/visualizar>, 17 Maio 2015.
- [21] <http://www.pdcmachines.com/diaphragm-compressors/features/>, 16 Maio 2015.
- [22] <http://www.ebah.pt/content/ABAAABrLkAG/compressores?part=2>, 23 Junho 2015.
- [23] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Adsor%C3%A7%C3%A3o>, 04 Julho 2015.
- [24] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Sor%C3%A7%C3%A3o>, 04 Julho 2015.
- [25] [http://pt.wikipedia.org/wiki/Absor%C3%A7%C3%A3o\\_\(qu%C3%ADmica\)](http://pt.wikipedia.org/wiki/Absor%C3%A7%C3%A3o_(qu%C3%ADmica)), 05 Julho 2015.
- [26] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Dessecante>, 07 Julho 2015.
- [27] [http://www.vanairsystems.com/products\\_desiccants\\_dry-o-lite.html](http://www.vanairsystems.com/products_desiccants_dry-o-lite.html), 11 Junho 2015.
- [28] [http://www.legris.com/jahia/Jahia/lang/en\\_gb/filiale/portugal/op/edit/home/news/pid/16](http://www.legris.com/jahia/Jahia/lang/en_gb/filiale/portugal/op/edit/home/news/pid/16), 17 Junho 2015.
- [29] [http://www.iso.org/iso/catalogue\\_detail.htm?csnumber=46418](http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm?csnumber=46418), 21 Julho 2015.
- [30] [http://pt.wikipedia.org/wiki/Primeira\\_lei\\_da\\_termodin%C3%A2mica](http://pt.wikipedia.org/wiki/Primeira_lei_da_termodin%C3%A2mica), 24 Junho 2015.
- [31] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Entalpia>, 27 Junho 2015.
- [32] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Ar>, 12 Julho 2015.
- [33] <http://pt.wikipedia.org/wiki/Compressibilidade>, 09 Julho 2015.
- [34] [http://en.wikipedia.org/wiki/Compressibility\\_factor](http://en.wikipedia.org/wiki/Compressibility_factor), 09 Julho 2015.

- [35] [https://pt.wikipedia.org/wiki/ReI%C3%A9\\_t%C3%A9rmico](https://pt.wikipedia.org/wiki/ReI%C3%A9_t%C3%A9rmico), 14 Agosto 2015.
- [36] <http://www.biomicro.net/#!rea-mdica/c1p4y>, 02 Agosto 2015.
- [37] <http://www.silvent.com/pt-br/aplicacoes/>, 15 Agosto 2015.
- [38] [http://www.certif.pt/gases\\_fluorados.asp](http://www.certif.pt/gases_fluorados.asp), 4 Julho 2015.
- [39] <http://company.ingersollrand.com/ircorp/en/discover-us/our-company/company-history.html>, 03 Agosto 2015.
- [40] <http://www.megger.com/es/products/ProductDetails.php?ID=2178&Description=>, 13 Setembro 2015.
- [41] <https://www.ingersollrandproducts.com/eu-en/products/parts/compressed-air-parts-and-accessories/power-management/line-reactors>, 28 Setembro 2015.
- [42] <http://www.skf.com/pt/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/single-row-deep-groove-ball-bearings/single-row/index.html?prodid=1050070205&imperial=false>, 03 Outubro 2015.

# ***ANEXO I***

---

***Relatório SKF***



# SKF Bearing Calculator

---

Calculation summary report

Published on 2015-09-15 20:49:55 GMT

---



SKF General Conditions for technical assistance and advice (available at [www.skf.com](http://www.skf.com)) shall apply to this report. SKF accepts no variation of any of these conditions unless confirmed in writing by SKF.

© SKF is a registered trademark of the SKF Group.

© SKF Group 2013

The contents of this publication are the copyright of SKF and may not be reproduced, duplicated, copied, transferred, distributed, stored, modified, downloaded or otherwise exploited for any commercial use without the prior written approval of SKF.

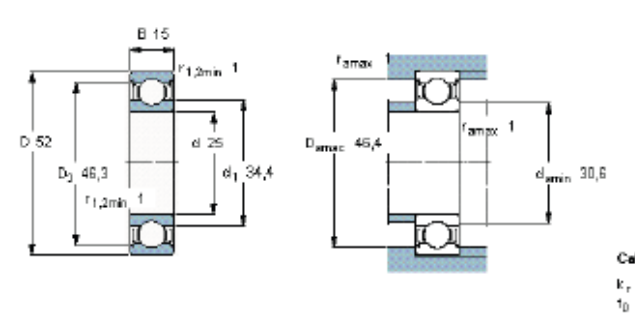


### Table of Contents

<b>1. Designation: 6205-2Z</b>
1.1 Bearing life
1.2 Minimum load
1.3 Frictional moment - power loss
1.4 Bearing frequencies
1.5 Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed
1.6 Grease life for capped deep groove ball bearings
1.7 Viscosity
1.8 Equivalent dynamic bearing load

1. Designation: 6205-2Z      Type: Deep groove ball bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	$C_0$
25.0 mm	52.0 mm	15 mm	14.8 kN	7.8 kN

Calculation factors  
 $K_r$  0,025  
 $f_0$  14

#### 1.1 Bearing life

##### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min



Operating temperature Bearing outer ring	60 °C
$\eta_c$ specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Grease used in the bearing	LHT23
Viscosity at 40 °C	27.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	5.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Warning

The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

#### Result

$L_{10mh}$ SKF rating life	25500 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	4.78
$\kappa$ Viscosity ratio	1.22
$P$ Equivalent dynamic bearing load	1.5 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.59
$\nu_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	11.1 mm <sup>2</sup> /s
$L_{10h}$ Basic rating life	5340 hour
$L_{10}$ Capped bearing grease life	58100 hour
$C/P$ Load ratio	9.9

#### 1.2 Minimum load



#### Input Parameters

$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	60 °C
Grease used in the bearing	LHT23
Viscosity at 40 °C	27.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	5.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Result

$F_{rm}$ Minimum radial load	0.05 kN
---------------------------------	---------

### 1.3 Frictional moment - power loss

#### Input Parameters

$\mu_{EHL}$ Coefficient of friction under full lubricant film conditions.	0.05
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	60 °C
Grease used in the bearing	LHT23
Viscosity at 40 °C	27.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	5.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Result

$M_{rr}$ Rolling frictional moment	15 Nmm
---------------------------------------	--------



$M_{sl}$ Sliding frictional moment	20.9 Nmm
$M_{seal}$ Frictional moment of the seals	0 Nmm
$M_{drag}$ Frictional moment of drag losses	0 Nmm
$M$ Total frictional moment	35.9 Nmm
$N_r$ Power loss	11 W
$\nu$ Lubricant viscosity at operating temperature	13.6 mm <sup>2</sup> /s
$M_{start}$ Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	56.1 Nmm
$K_{rs}$ Replenishment/starvation constant	6.0E-8

#### 1.4 Bearing frequencies

##### Input Parameters

$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
$n_e$ Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)	0 r/min

##### Result

$f_i$ Rotational frequency of the inner ring	50 Hz
$f_e$ Rotational frequency of the outer ring	0 Hz
$f_c$ Rotational frequency of the rolling element and cage assembly	19.9 Hz



$f_r$ Rotational frequency of a rolling element about its own axis	117.9 Hz
$f_{ip}$ Over-rolling frequency of one point on the inner ring	270.7 Hz
$f_{ep}$ Over-rolling frequency of one point on the outer ring	179.3 Hz
$f_{rp}$ Over-rolling frequency of one point on a rolling element	235.7 Hz

### 1.5 Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed

#### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
Viscosity at 40 °C	27 mm <sup>2</sup> /s
Lubrication	Grease

#### Warning

Adjusted reference speed is greater than Limiting speed of 14000 rpm.

#### Result

$f_p$ Adjustment factor for bearing load P	0.78
$f_v$ Adjustment factor for grease base oil viscosity	1.39
$f_{tot}$ $f_p \cdot f_v$ with grease lubrication	1.08
$n_{ar}$ Adjusted reference speed with grease lubrication	30300 r/min



### 1.6 Grease life for capped deep groove ball bearings

#### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	60 °C
Grease used in the bearing	LHT23
Viscosity at 40 °C	27.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	5.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Warning

The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

#### Result

$L_{10}$ Capped bearing grease life	58100 hour
--	------------

### 1.7 Viscosity

#### Input Parameters

$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	60 °C



Grease used in the bearing	LHT23
Viscosity at 40 °C	27.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	5.1 mm <sup>2</sup> /s

#### Result

$v$ Lubricant viscosity at operating temperature	13.6 mm <sup>2</sup> /s
$v_{\perp}$ Required viscosity at operating temperature for $\kappa=1$	11.1 mm <sup>2</sup> /s
$v_{ref}$ Required viscosity at 40 °C for $\kappa=1$	22.6 mm <sup>2</sup> /s
$\kappa$ Viscosity ratio	1.22

#### 1.8 Equivalent dynamic bearing load

##### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN

#### Result

$P$ Equivalent dynamic bearing load	1.5 kN
--	--------



### Table of Contents

<b>1. Designation: 6205-2Z</b>
1.1 Bearing life
1.2 Minimum load
1.3 Frictional moment - power loss
1.4 Bearing frequencies
1.5 Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed
1.6 Grease life for capped deep groove ball bearings
1.7 Viscosity
1.8 Equivalent dynamic bearing load

1. Designation: 6205-2Z      Type: Deep groove ball bearing

Bearing Data				
d	D	B	C	C <sub>0</sub>
25.0 mm	52.0 mm	15 mm	14.8 kN	7.8 kN

**Calculation factors**  
 $k_v$  0,025  
 $t_g$  14

#### 1.1 Bearing life

##### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min



Operating temperature Bearing outer ring	46 °C
$\eta_c$ specification method	Cleanliness classification(recommended)
Lubricant type and cleanliness	High cleanliness (sealed bearing)
Grease used in the bearing	LT
Viscosity at 40 °C	15.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	3.7 mm <sup>2</sup> /s

#### Warning

The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

#### Result

$L_{10mh}$ SKF rating life	20400 hour
$a_{SKF}$ SKF life modification factor $a_{SKF}$	3.82
$\kappa$ Viscosity ratio	1.12
$P$ Equivalent dynamic bearing load	1.5 kN
$\eta_c$ Factor for contamination level	0.55
$\nu_1$ Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	11.1 mm <sup>2</sup> /s
$L_{10h}$ Basic rating life	5340 hour
$L_{10}$ Capped bearing grease life	58100 hour
$C/P$ Load ratio	9.9

#### 1.2 Minimum load



#### Input Parameters

$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	46 °C
Grease used in the bearing	LT
Viscosity at 40 °C	15.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	3.7 mm <sup>2</sup> /s

#### Result

$F_{rm}$ Minimum radial load	0.04 kN
---------------------------------	---------

### 1.3 Frictional moment - power loss

#### Input Parameters

$\mu_{EHL}$ Coefficient of friction under full lubricant film conditions.	0.05
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	46 °C
Grease used in the bearing	LT
Viscosity at 40 °C	15.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	3.7 mm <sup>2</sup> /s

#### Result

$M_{rr}$ Rolling frictional moment	14.3 Nmm
---------------------------------------	----------



$M_{sl}$ Sliding frictional moment	21.7 Nmm
$M_{seal}$ Frictional moment of the seals	0 Nmm
$M_{drag}$ Frictional moment of drag losses	0 Nmm
$M$ Total frictional moment	36 Nmm
$N_r$ Power loss	11 W
$\nu$ Lubricant viscosity at operating temperature	12.5 mm <sup>2</sup> /s
$M_{start}$ Starting torque at 20-30°C ambient and zero speed.	56.1 Nmm
$K_{rs}$ Replenishment/starvation constant	6.0E-8

#### 1.4 Bearing frequencies

##### Input Parameters

$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
$n_e$ Rotational speed of the outer ring (only used to calculate the bearing frequencies)	0 r/min

##### Result

$f_i$ Rotational frequency of the inner ring	50 Hz
$f_e$ Rotational frequency of the outer ring	0 Hz
$f_c$ Rotational frequency of the rolling element and cage assembly	19.9 Hz



$f_r$ Rotational frequency of a rolling element about its own axis	117.9 Hz
$f_{ip}$ Over-rolling frequency of one point on the inner ring	270.7 Hz
$f_{ep}$ Over-rolling frequency of one point on the outer ring	179.3 Hz
$f_{rp}$ Over-rolling frequency of one point on a rolling element	235.7 Hz

### 1.5 Influence of load and lubricant viscosity on adjusted reference speed

#### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
Viscosity at 40 °C	15 mm <sup>2</sup> /s
Lubrication	Grease

#### Warning

Adjusted reference speed is greater than Limiting speed of 14000 rpm.

#### Result

$f_p$ Adjustment factor for bearing load P	0.78
$f_v$ Adjustment factor for grease base oil viscosity	1.56
$f_{tot}$ $f_p \cdot f_v$ with grease lubrication	1.22
$n_{ar}$ Adjusted reference speed with grease lubrication	34100 r/min



### 1.6 Grease life for capped deep groove ball bearings

#### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN
$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	46 °C
Grease used in the bearing	LT
Viscosity at 40 °C	15.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	3.7 mm <sup>2</sup> /s

#### Warning

The calculation is only valid for horizontal shaft, inner ring rotation and moderate vibrations. For deviating operating conditions, please contact the SKF application engineering service.

#### Result

$L_{10}$ Capped bearing grease life	58100 hour
--	------------

### 1.7 Viscosity

#### Input Parameters

$n_i$ Rotational speed of the inner ring	3000 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	46 °C



Grease used in the bearing	LT
Viscosity at 40 °C	15.0 mm <sup>2</sup> /s
Viscosity at 100 °C	3.7 mm <sup>2</sup> /s

#### Result

$v$ Lubricant viscosity at operating temperature	12.5 mm <sup>2</sup> /s
$v_1$ Required viscosity at operating temperature for $\kappa=1$	11.1 mm <sup>2</sup> /s
$v_{ref}$ Required viscosity at 40 °C for $\kappa=1$	13.7 mm <sup>2</sup> /s
$\kappa$ Viscosity ratio	1.12

#### 1.8 Equivalent dynamic bearing load

##### Input Parameters

Select bearing internal radial clearance	C4 radial internal clearance
$F_r$ Radial load	1.5 kN
$F_a$ Axial load	0.01 kN

#### Result

$p$ Equivalent dynamic bearing load	1.5 kN
--	--------

