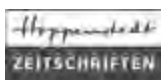


# **druckluft** kompendium



# druckluft kompendium



Hoppenstedt Bonnier Zeitschriften GmbH  
Havelstraße 9, D-64295 Darmstadt  
[www.hoppenstedt-zeitschriften.de](http://www.hoppenstedt-zeitschriften.de)

6., überarbeitete Auflage 2004

Das vorliegende Buch wurde sorgfältig erarbeitet. Dennoch übernehmen Autor und Verlag für die Richtigkeit von Angaben, Hinweisen und Ratschlägen sowie für evtl. Druckfehler keine Haftung.

Alle Rechte vorbehalten.

Nachdruck, auch auszugsweise, verboten.

Kein Teil dieses Werkes darf ohne schriftliche Einwilligung des Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren) auch nicht für Zwecke der Unterrichtsgestaltung reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

© 2004. Alle Rechte bei BOGE.

Herausgegeben von BOGE, Otto-Boge-Str. 1–7, 33739 Bielefeld

Verfasser der 1. bis 5. Auflage Ulrich Bierbaum (BOGE)

6. Auflage überarbeitet von Jürgen Hütter (BOGE)

Gedruckt auf 80gr holzfreiem Papier mit mineralölfreien Farben

Vertrieb: Hoppenstedt Bonnier Zeitschriften GmbH, 64295 Darmstadt

Druck: Druckhaus Darmstadt GmbH, 64295 Darmstadt

Printed in Germany.

ISBN: 3-935772-11-4

---

---

<b>Inhalt</b>	<b>Kapitel</b>	<b>Seite</b>
<b>Teil 1</b>		
<b>Grundlagen der Druckluft</b>	<b>1.1 Die Geschichte der Druckluft</b> .....	<b>1</b>
	1.1.1 Die Anfänge der Druckluft .....	1
	1.1.2 Erste Anwendungen der Druckluft .....	2
	<b>1.2 Einheiten und Formelzeichen</b> .....	<b>6</b>
	1.2.1 Basiseinheiten .....	6
	1.2.2 Einheiten der Drucklufttechnik .....	6
	<b>1.3 Was ist Druckluft?</b> .....	<b>7</b>
	1.3.1 Zusammensetzung der Luft .....	7
	1.3.2 Eigenschaften der Druckluft .....	7
	1.3.3 Wie verhält sich Druckluft? .....	7
	<b>1.4 Physikalische Grundlagen</b> .....	<b>8</b>
	1.4.1 Temperatur .....	9
	1.4.2 Volumen .....	9
	1.4.3 Druck .....	10
	1.4.4 Volumenstrom .....	11
	<b>1.5 Bewegte Druckluft</b> .....	<b>13</b>
	1.5.1 Strömungsverhalten .....	13
	1.5.2 Stömungsarten .....	13
<b>Teil 2</b>		
<b>Einsatzbereiche der Druckluft</b>	<b>2.1 Vorteile der Druckluft</b> .....	<b>14</b>
	<b>2.2 Druckbereiche</b> .....	<b>17</b>
	<b>2.3 Anwendungsmöglichkeiten der Druckluft</b> .....	<b>18</b>
	2.3.1 Spannen und Klemmen mit Druckluft .....	18
	2.3.2 Transport mit Druckluft .....	18
	2.3.3 Antrieb mit Druckluft .....	19
	2.3.4 Spritzen mit Druckluft .....	19
	2.3.5 Blasen mit Druckluft .....	19
	2.3.6 Prüfen und Kontrollieren mit Druckluft .....	20
	2.3.7 Steuern und Regeln mit Druckluft .....	20
	<b>2.4 Fachgebietsbezogene Anwendungsbeispiele</b> .....	<b>21</b>
<b>Teil 3</b>		
<b>Drucklufterzeuger</b>	<b>3.1 Kompressoren (Verdichter)</b> .....	<b>24</b>
	3.1.1 Dynamische Verdichter ( Turboverdichter ) .....	24
	3.1.2 Verdränger-Verdichter .....	24
	<b>3.2 Kompressorbauarten</b> .....	<b>25</b>
	3.2.1 Marktgerechte Kompressoren .....	26
	3.2.2 Hubkolbenkompressor .....	27
	3.2.3 Membrankompressor .....	29
	3.2.4 Freikolbenkompressor .....	30
	3.2.5 Vielzellenkompressor .....	31
	3.2.6 Flüssigkeitsringkompressor .....	32
	3.2.7 Schraubenkompressor .....	33
	3.2.8 Roots-Verdichter .....	34
	3.2.9 Axialverdichter .....	35
	3.2.10 Radialverdichter .....	36

Kapitel	Seite
<b>3.3 Kolbenkompressoren</b> .....	<b>37</b>
3.3.1 Allgemeines .....	37
3.3.2 Ansaugleistung - Liefermenge .....	38
3.3.3 Kühlung .....	39
3.3.4 Kühlmittel .....	40
3.3.5 Regelung von Hubkolbenkompressoren .....	40
3.3.6 Vorteile von Hubkolbenkompressoren .....	40
3.3.7 Baugruppen eines Kolbenkompressors .....	41
<b>3.4 Schraubenkompressoren</b> .....	<b>42</b>
3.4.1 Allgemeines .....	42
3.4.2 Verdichtungsvorgang .....	42
3.4.2 Funktionsweise .....	43
3.4.3 Ölkreislauf .....	44
3.4.4 Luftkreislauf .....	45
3.4.5 Wärmerückgewinnung .....	46
3.4.6 Ansaugregelung .....	46
3.4.7 Vorteile von Schraubenkompressoren .....	46
3.4.8 Baugruppen eines Schraubenkompressors .....	47
<b>3.5 Baugruppen</b> .....	<b>48</b>
3.5.1 Antriebsmotor .....	48
3.5.2 Keilriemen .....	48
3.5.3 Riemenspannvorrichtung .....	48
3.5.4 Saug- und Druckventile .....	49
3.5.5 Sicherheitsventile .....	49
3.5.6 Ansaugfilter .....	49
<b>3.6 Kompressorschmier- und kühlmittel</b> .....	<b>50</b>
<b>Teil 4</b>	
<b>Regelung von Kompressoren</b>	
<b>4.1 Druckdefinitionen</b> .....	<b>51</b>
<b>4.2 Betriebszustände</b> .....	<b>52</b>
4.2.1 Stillstand ( $L_0$ ) .....	52
4.2.2 Leerlauf ( $L_1$ ) .....	52
4.2.3 Teillast .....	53
4.2.4 Lastlauf ( $L_2$ ) .....	53
<b>4.3 Regelung einzelner Kompressoren</b> .....	<b>54</b>
4.3.1 Aussetz-Regelung .....	54
4.3.2 Leerlauf-Regelung .....	54
4.3.3 Verzögerte Aussetz-Regelung .....	55
4.3.4 Teillast-Regelung .....	56
4.3.4.1 Stufenlose Leistungsregelung .....	56
4.3.4.2 Frequenzregelung .....	57
<b>4.4. Das ARS-Steuerungskonzept</b> .....	<b>59</b>
4.4.1 Autotronic .....	60
4.4.2 Ratiotronic .....	60
4.4.3 Supertronic .....	61

Kapitel	Seite
<b>4.5</b>	<b>Regelung von mehreren Kompressoren ..... 62</b>
4.5.1	MCS 1 und MCS 2 ..... 62
4.5.2	MCS 3 ..... 63
4.5.3	MCS 4 ..... 64
4.5.4	MCS 5 ..... 65
4.5.5	MCS 6 ..... 66
4.5.6	MCS 7 ..... 67

**Teil 5  
Druckluftaufbereitung**

<b>5.1</b>	<b>Warum Druckluftaufbereitung? ..... 68</b>
5.1.2	Planungshinweise ..... 69
5.1.3	Folgen schlechter Aufbereitung ..... 70
5.1.4	Luftverunreinigungen ..... 71
<b>5.2</b>	<b>Wasser in der Druckluft ..... 72</b>
5.2.1	Luftfeuchtigkeit ..... 72
5.2.2	Taupunkte ..... 73
5.2.3	Wassergehalt der Luft ..... 73
5.2.4	Kondensatmenge bei Komprimierung ..... 74
5.2.5	Beispiel zur Kondensatmengenberechnung ..... 75
5.2.6	Kondensatmenge an einem schwülen Sommertag ..... 76
5.2.7	Drucktaupunktermittlung ..... 77
5.2.8	Drucktaupunkt nach der Entspannung ..... 78
<b>5.3</b>	<b>Druckluftqualität ..... 79</b>
5.3.1	Qualitätsklassen nach DIN ISO 8573-1 ..... 79
<b>5.4</b>	<b>Trocknungsmethoden ..... 80</b>
5.4.1	Betriebsbedingungen ..... 81
5.4.2	Kondensation durch Überverdichtung ..... 82
5.4.3	Kondensation durch Kältetrocknung ..... 83
5.4.4	Diffusion durch Membrantrocknung ..... 84
5.4.5	Sorption durch Adsorption ..... 85
5.4.6	Sorption durch Adsorption ..... 86
5.4.6.1	Kaltregeneration ..... 87
5.4.6.2	Interne Warmregeneration ..... 88
5.4.6.3	Externe Warmregeneration ..... 89
5.4.6.4	Vakuumregeneration ..... 90
5.4.7	Anordnung des Kälte-Drucklufttrockners ..... 91
5.4.7.1	Trockner vor dem Druckluftbehälter ..... 91
5.4.7.2	Trockner hinter dem Druckluftbehälter ..... 92
<b>5.5</b>	<b>Druckluftfilter ..... 93</b>
5.5.1	Grundbegriffe der Filtertechnik ..... 93
5.5.1.1	Filterabscheidegrad $\eta$ [ % ] ..... 93
5.5.1.2	Druckabfall $\Delta p$ ..... 94
5.5.1.3	Betriebsdruck ..... 94
5.5.2	Zyklonabscheider ..... 95
5.5.3	Vorfilter ..... 96
5.5.4	Microfilter ..... 97
5.5.5	Aktivkohlefilter ..... 99
5.5.6	Aktivkohle-Adsorber ..... 100
5.5.7	Sterilfilter ..... 101

	<b>Kapitel</b>	<b>Seite</b>
<b>Teil 6</b>		
<b>Kondensatentsorgung</b>	<b>6.1 Kondensat</b> .....	<b>102</b>
	<b>6.2 Kondensatableiter</b> .....	<b>103</b>
	6.2.1 Kondensatableiter mit handbetätigtem Ventil .....	104
	6.2.2 Kondensatableiter mit Schwimmersteuerung .....	104
	6.2.3 Kondensatableiter mit zeitabhängig öffnendem Magnetventil .....	105
	6.2.4 Kondensatableiter mit elektronischer Füllstandsmessung .....	106
	6.2.5 Kondensatableiter mit Niveauschwimmer zur Füllstandsmessung .....	107
	<b>6.3 Kondensataufbereitung</b> .....	<b>108</b>
	6.3.1 Statische Öl-Wasser-Trennung .....	109
<b>Teil 7</b>		
<b>Druckluftbedarf</b>	<b>7.1 Druckluftverbrauch von Pneumatikgeräten</b> .....	<b>110</b>
	7.1.1 Druckluftverbrauch von Düsen .....	110
	7.1.1.1 Druckluftverbrauch von zylindrischen Düsen .....	111
	7.1.1.2 Druckluftverbrauch von Farbspritzpistolen .....	112
	7.1.1.3 Druckluftverbrauch von Strahldüsen .....	113
	7.1.2 Druckluftverbrauch von Zylindern .....	114
	7.1.3 Druckluftverbrauch von Werkzeugen .....	115
	<b>7.2 Ermittlung des Druckluftbedarfs</b> .....	<b>117</b>
	7.2.1 Mittlere Einschaltdauer .....	117
	7.2.2 Gleichzeitigkeitsfaktor .....	118
	7.2.3 Festlegung des Druckluftbedarfs .....	119
	7.2.3.1 Automatische Druckluftverbraucher .....	119
	7.2.3.2 Allgemeine Druckluftverbraucher .....	120
	7.2.3.3 Gesamtdruckluftverbrauch .....	120
	7.2.4 Zuschläge für Verluste und Reserven .....	121
	7.2.5 Benötigte Liefermenge $L_B$ .....	121
	<b>7.3 Druckluftverluste</b> .....	<b>122</b>
	7.3.1 Kosten der Druckluftverluste .....	122
	7.3.2 Bestimmung der Leckagemenge .....	123
	7.3.2.1 Leckagebestimmung durch Behälterentleerung .....	123
	7.3.2.2 Leckagebestimmung durch Einschaltdauerermessung .....	124
	7.3.3 Grenzwerte für Leckagemengen .....	125
	7.3.4 Maßnahmen zur Minimierung der Druckluftverluste .....	125
	7.3.5 Sanierung eines Druckluftnetzes .....	126
<b>Teil 8</b>		
<b>Größenbestimmung der Kompressorstation</b>	<b>8.1 Die Kompressorbauart</b> .....	<b>127</b>
	8.1.1 Schraubenkompressoren .....	127
	8.1.2 Kolbenkompressoren .....	127
	<b>8.2 Höchstdruck <math>p_{max}</math></b> .....	<b>128</b>
	8.2.1 Einflußgrößen auf den Ausschaltdruck $p_{max}$ .....	128
	<b>8.3 Volumenbestimmung eines Druckluftbehälters</b> .....	<b>129</b>
	8.3.1 Empfehlungen für das Druckluftbehältervolumen .....	129
	8.3.2 Normreihe und Betriebsdrücke für Druckluftbehältergrößen .....	129
	8.3.3 Druckluftbehältervolumen für Kompressoren .....	130



Kapitel	Seite
<b>8.4 Schaltintervall des Kompressors</b> .....	<b>131</b>
8.4.1 Kompressorstillstandszeit .....	131
8.4.2 Kompressorlaufzeit .....	131
8.4.3 Ermittlung der Motorschaltspiele .....	132
<b>8.5 Beispiele zur Kompressorauslegung</b> .....	<b>133</b>
8.5.1 Rechenbeispiel für Kolbenkompressoren .....	133
8.5.1.1 Ermittlung des Höchstdruckes $p_{max}$ .....	133
8.5.1.2 Bestimmung der Kompressorgröße .....	134
8.5.1.3 Volumen des Druckluftbehälters .....	134
8.5.1.4 Schaltintervall des Kompressors .....	135
8.5.1.5 Motorschaltspiele des Kompressors .....	136
8.5.2 Rechenbeispiele für Schraubenkompressoren .....	137
8.5.2.1 Beispiel zu Ermittlung des Höchstdruckes $p_{max}$ .....	137
8.5.2.2 Bestimmung der Kompressorgröße .....	137
8.5.2.3 Dimensionierung des Druckluftbehälters .....	138
8.5.2.4 Schaltintervall des Kompressors .....	138
8.5.3 Resümee zur Kompressorauswahl .....	139
<b>8.6 Hinweise zur Kompressorauslegung</b> .....	<b>140</b>
8.6.1 Leistung und Arbeitsdruck .....	140
8.6.2 Variierender Arbeitsdruck der Verbraucher .....	141
8.6.3 Kompressorverbundsysteme .....	141
<b>Teil 9</b>	
<b>Das Druckluftnetz</b>	
<b>9.1 Der Druckluftbehälter</b> .....	<b>142</b>
9.1.1 Druckluftspeicherung .....	142
9.1.2 Pulsationsdämpfung .....	142
9.1.3 Kondensatabscheidung .....	143
9.1.4 Betrieb von Druckluftbehältern .....	143
9.1.5 Installation von Druckluftbehältern .....	143
9.1.6 Sicherheitsvorschriften für Druckluftbehälter .....	144
9.1.6.1 Anmelde- und Überwachungspflichten .....	144
9.1.6.2 ZÜS und befähigte Personen .....	144
9.1.6.3 Prüfung vor Inbetriebnahme .....	145
9.1.6.4 Anmeldepflichten .....	145
9.1.6.5 Wiederkehrende Prüfungen .....	145
9.1.7 Armaturen am Druckluftbehälter .....	147
9.1.7.1 Sicherheitsventil .....	148
<b>9.2 Das Rohrleitungsnetz</b> .....	<b>149</b>
9.2.1 Aufbau eines Rohrleitungsnetzes .....	149
9.2.1.1 Die Hauptleitung .....	149
9.2.1.2 Die Verteilerleitung - Ringleitung .....	150
9.2.1.3 Die Verteilerleitung - Sticheitung .....	151
9.2.1.4 Die Anschlußleitung .....	151
9.2.1.5 Anschluß an eine Sammelleitung bei Mehrfachanlagen ...	152
<b>9.3 Planungshinweise für Rohrleitungsnetze</b> .....	<b>153</b>
9.3.1 Allgemeine Planungshinweise .....	153
9.3.2 Rohrleitungsnetz ohne Drucklufttrockner .....	154
9.3.3 Druckluftnetz mit Drucklufttrockner .....	155

Kapitel	Seite
<b>9.4 Druckabfall <math>\Delta p</math></b> .....	<b>156</b>
9.4.1 Art der Strömung .....	156
9.4.2 Die Reynoldssche Zahl $Re$ .....	156
9.4.3 Druckabfall im Rohrleitungsnetz .....	157
<b>9.5 Dimensionierung von Rohrleitungen</b> .....	<b>158</b>
9.5.1 Maximaler Druckabfall $\Delta p$ .....	158
9.5.2 Nennweite von Rohrleitungen Gegenüberstellung [ DN – Zoll ] .....	159
9.5.3 Gleichwertige Rohrlänge .....	160
9.5.4 Rechnerische Ermittlung des Rohrinnehdurchmessers $d_i$ .....	161
9.5.5 Graphische Ermittlung des Rohrinnehdurchmessers $d_i$ .....	162
9.5.6 Ermittlung des Rohrinnehdurchmessers $d_i$ mit Hilfe eines Spaltendiagramms .....	163
<b>9.6 Werkstoffauswahl für Rohrleitungen</b> .....	<b>164</b>
9.6.1 Gewinderohre .....	164
9.6.2 Nahtlose Stahlrohre .....	165
9.6.3 Edelstahlrohre .....	165
9.6.4 Kupferrohre .....	166
9.6.5 Kunststoffrohre .....	167
<b>9.7 Kennzeichnung von Rohrleitungen</b> .....	<b>168</b>
<b>Teil 10</b>	
<b>Der Betriebsraum</b>	
<b>10.1 Kühlung des Kompressors</b> .....	<b>169</b>
<b>10.2 Kompressoraufrstellung</b> .....	<b>170</b>
10.2.1 Allgemeine Hinweise zum Betriebsraum .....	170
10.2.2 Zulässige Umgebungstemperatur .....	170
10.2.3 Brandschutzvorschriften für Betriebsräume .....	171
10.2.4 Entsorgung des anfallenden Kondensates .....	171
10.2.5 Aufstellungshinweise für den Kompressor .....	172
10.2.6 Platzbedarf eines Kompressors .....	172
10.2.7 Aufstellungsbedingungen von Druckluftbehältern .....	173
<b>10.3 Be- und Entlüftung einer Kompressorstation</b> .....	<b>174</b>
10.3.1 Einflußgrößen auf den Kühlluftstrom $\dot{V}_k$ eines Kompressors .....	174
10.3.2 Festlegung der Einflußgrößen auf den Kühlluftstrom $\dot{V}_k$ eines Kompressors .....	175
10.3.3 Allgemeine Hinweise für die Lüftung von Kompressorräumen .....	176
10.3.4 Natürliche Be- und Entlüftung .....	177
10.3.4.1 Erforderliche Abluftöffnung bei natürlicher Belüftung .....	177
10.3.5 Künstliche Be- und Entlüftung .....	178
10.3.5.1 Erforderliche Ventilatorleistung bei künstlicher Belüftung .....	178
10.3.5.2 Erforderliche Zuluftöffnung bei künstlicher Belüftung .....	179
10.3.5.3 Beispiel für die künstliche Belüftung einer Kompressorstation .....	180
10.3.6 Kühlluftführung mit Zu- und Abluftkanälen .....	181
10.3.6.1 Zuluftkanäle .....	181

Kapitel	Seite
10.3.6.2 Entlüftung durch einen Kühlluftkanal .....	182
10.3.6.3 Erforderlicher Kühlluftstrom $\dot{V}_k$ und Kanalquerschnitt $A_k$ mit Kühlluftkanal .....	182
10.3.6.4 Hinweise zur Kanalbelüftung .....	183
10.3.6.5 Dimensionierung der Zuluftöffnung bei Entlüftung durch einen Abluftkanal .....	184
10.3.6.6 Varianten der kanalisierten Entlüftung .....	185
<b>10.4 Beispiele für Aufstellungspläne .....</b>	<b>186</b>
10.4.1 Aufstellungsbeispiel für einen Schraubenkompressor .....	186
10.4.2 Aufstellungsbeispiel für einen Kolbenkompressor .....	187
<b>Teil 11</b>	
<b>Wärmerückgewinnung</b>	
11.1 <b>Wärmebilanz einer Kompressorstation .....</b>	<b>188</b>
11.2 <b>Raumheizung .....</b>	<b>189</b>
11.2.1 Raumheizung durch Kanäle .....	189
11.2.2 Funktion einer Raumheizung .....	190
11.2.3 Wirtschaftlichkeit einer Raumheizung .....	190
11.3 <b>Die Duotherm Wärmeaustauscher .....</b>	<b>191</b>
11.3.1 Duotherm BPT .....	191
11.3.2 Duotherm BSW .....	192
11.3.3 Wieviel Energie kann eingespart werden? .....	193
11.4 <b>Schlußbetrachtung zum Thema Wärmerückgewinnung .....</b>	<b>194</b>
<b>Teil 12</b>	
<b>Schall</b>	
12.1 <b>Das Wesen des Schalls .....</b>	<b>195</b>
12.1.1 Schallempfinden .....	195
12.2 <b>Wichtige Begriffe der Akustik .....</b>	<b>196</b>
12.2.1 Schalldruck .....	196
12.2.2 Der Schallpegel .....	196
12.2.3 Der Schalleistungspegel .....	196
12.3 <b>Das Schallempfinden des Menschen .....</b>	<b>197</b>
12.3.1 Der Lautstärkepegel .....	197
12.3.2 Bewertete Schallpegel dB ( A ) .....	197
12.3.3 Lautstärke im Vergleich .....	198
12.4 <b>Verhalten des Schalls .....</b>	<b>199</b>
12.4.1 Entfernung von der Schallquelle .....	199
12.4.2 Reflexion und Absorption .....	199
12.4.3 Dämpfung des Schalls .....	200
12.4.4 Schallausbreitung in Rohren und Kanälen .....	200
12.4.5 Schalldruckpegel mehrerer Schallquellen .....	201
12.4.5.1 Mehrere Schallquellen mit gleichem Pegel .....	201
12.4.5.2 Zwei Schallquellen mit unterschiedlichem Pegel .....	201
12.5 <b>Auswirkungen von Lärm .....</b>	<b>202</b>
12.6 <b>Geräuschemessung .....</b>	<b>203</b>
12.7 <b>Schalldämmung bei Kompressoren .....</b>	<b>203</b>

# Inhaltsverzeichnis

---

	<b>Kapitel</b>	<b>Seite</b>
<b>Teil 13</b>		
<b>Kosten der Druckluft</b>	<b>13.1 Zusammensetzung der Druckluftkosten .....</b>	<b>204</b>
	13.1.1 Anteile der Kostenfaktoren .....	204
	<b>13.2 Wirtschaftlichkeitsberechnung für Energiekosten .....</b>	<b>205</b>
<b>Teil 14</b>	<b>A.1 Symbole .....</b>	<b>206</b>
<b>Anhang</b>	A.1.1 Bildsymbole nach DIN 28004 .....	206
	A.1.2 Schaltzeichen nach ISO 1219.....	208
<b>Teil 15</b>	<b>16.1 Umrechnungstabelle .....</b>	<b>212</b>
<b>Umrechnungstabelle</b>		

## 1. Grundlagen der Druckluft

### 1.1 Die Geschichte der Druckluft

Druckluft ist heute, neben dem elektrischen Strom, der in Industrie und Handwerk am häufigsten genutzte Energieträger. Doch während man den Umgang mit dem elektrischen Strom schon von Kindesbeinen an lernt, sind Bedeutung, Möglichkeiten und Vorteile des Energieträgers Druckluft noch immer zu wenig bekannt.

Das Wissen über die Druckluft ist mit dem Kenntnisstand des Menschen in den anderen technischen Anwendungen gewachsen. Ihre Fortentwicklung im Ablauf der Geschichte fand nur dort statt, wo sie Einsatzvorteile gegenüber anderen Technologien bot. Zu jeder Zeit fand die Druckluft ihre Anwendungen, so daß immer wieder kluge Leute über ihre Weiterentwicklung nachdachten.

#### 1.1.1 Die Anfänge der Druckluft

##### Der erste Kompressor - die Lunge

Viele technische Anwendungsbereiche lassen sich aus der Frühzeit der Menschheit herleiten. Der erste Einsatz von Druckluft war das Blasen auf Zunder, um Feuer zu entfachen. Die zum Blasen verwendete Luft wurde in der Lunge komprimiert. Man könnte die Lunge als eine Art **natürlichen Kompressor** bezeichnen. Kapazität und Leistung dieses Kompressors sind äußerst beeindruckend. Die menschliche Lunge kann 100 l/min oder 6 m<sup>3</sup> Luft pro Stunde verarbeiten. Dabei erzeugt sie einen Druck von 0,02 - 0,08 bar. Im gesunden Zustand ist der menschliche Kompressor in Bezug auf seine Zuverlässigkeit unübertroffen und seine Wartungskosten sind gleich Null.

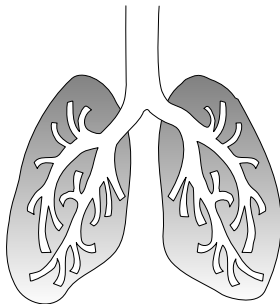


Bild 1.1:  
Der erste Kompressor - die Lunge

##### Die Weiterentwicklung der „Lunge“

Als gänzlich unzureichend erwies sich die Lunge jedoch, als vor mehr als 5000 Jahren die Menschheit anfang, reine Metalle, wie Gold, Kupfer, Zinn und Blei zu schmelzen. Als es später galt, hochwertige Metalle, wie Eisen, aus Erz herzustellen, war die Weiterentwicklung der Drucklufttechnologie unumgänglich. Um Temperaturen von über 1000°C zu erzeugen, waren leistungsfähigere Hilfsmittel als die Lunge vonnöten. Zunächst nutzte man den Aufwind an Hügeln und Bergrücken. Später benutzten ägyptische und sumerische Goldschmiede ein Blasrohr. Sie brachten die Luft direkt in die Glut und konnten somit die Temperatur entscheidend erhöhen. Noch heute nutzen die Goldschmiede in aller Welt ein ähnliches Gerät. Es eignet sich allerdings nur zum Einschmelzen kleiner Metallmengen.



Bild 1.2:  
Darstellung der Nutzung fußbetriebener Blasebälge  
im antiken Ägypten

## Der erste mechanische Kompressor - der Blasebalg

Der erste mechanische Kompressor, der handbetriebene Blasebalg, wurde Mitte des dritten Jahrtausends v.Chr. entwickelt. Die sehr viel leistungsfähigeren fußbetriebenen Blasebälge gab es um 1500 v.Chr. Die Entwicklung wurde notwendig, als sich das Legieren von Kupfer und Zinn zur Herstellung von Bronze zu einem stabilen Herstellungsverfahren entwickelt hatte. Zu sehen ist die Erfindung auf einer Wandmalerei in einem alt-ägyptischen Grabmal. Das war die Geburt der Druckluft im heutigen Sinn.

### 1.1.2 Erste Anwendungen der Druckluft Erkennen der Drucklufteigenschaften

#### Wasserorgel Beworratung und Pulsationsdämpfung

Die erste bewußte Ausnutzung der Kraft in der Luft ist uns von dem Griechen Ktesibios ( ca. 285 bis 222 v.Chr. ) überliefert. Er baute eine Wasserorgel und nutzte die Druckluft zur **Beworratung** und zur **Verringerung von Schwankungen**.

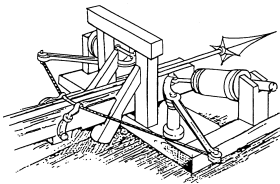


Bild 1.3:  
Das Katapult des Ktesibios

#### Katapult Speicherung von Energie

Eine weitere Eigenschaft der Druckluft, die **Speicherung von Energie**, nutzte Ktesibios für sein Katapult. Das Katapult des Griechen erzeugte mit Hilfe der in einem Zylinder zusammengepreßten Luft eine Spannung, die Geschosse fortschleuderte.

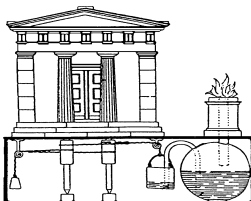


Bild 1.4:  
Die Tempeltüren des Heron

#### Tempeltüren Ausdehnung und Verrichtung von Arbeit

Der im ersten Jahrhundert n.Chr. in Alexandria lebende Mechaniker Heron verstand es, die Türen eines Tempels automatisch zu öffnen, solange das Feuer auf dem Altar im Inneren des Gebäudes brannte. Das Geheimnis bestand in der **Ausdehnung** von Heißluft zur Verdrängung von Wasser aus einem Behälter in einen anderen. Die Möglichkeit zur **Verrichtung von Arbeit** durch Änderung des Luftzustandes wurde von Heron zumindest unbewußt erkannt.

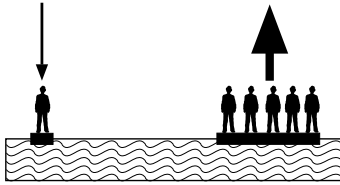


Bild 1.5 :  
Druckluft als Kraftverstärker



Bild 1.6 :  
Druckluft als Transportmittel

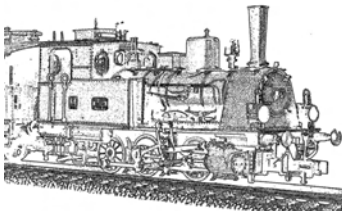


Bild 1.7 :  
Pneumatische Bremsen in  
einer Eisenbahn um 1870

## Das Blaise Pascalsche Gesetz

### Kraftverstärkung

Erst im 17. Jahrhundert beschäftigten sich eine Reihe von Gelehrten mit den Gesetzmäßigkeiten der Druckluftanwendung. 1663 veröffentlichte Blaise Pascal seine Erkenntnis der **Kraftverstärkung** durch Flüssigkeiten (Hydraulik), die sich auch auf die Drucklufttechnologie anwenden ließ. Er stellte fest, daß die an einer Öffnung eines geschlossenen Wasserbehälters aufgegebene Kraft eines Mannes an einer anderen Öffnung mit hundertfacher Größe die Kraft von 100 Männern erzeugte.

## Transport von Körpern durch Rohre

### Pneumatisches Fördern

Anknüpfend an Heron beschrieb der französische Physiker Denis Papin im Jahre 1667 die Möglichkeit, Körper durch Rohre zu transportieren. Er nutzte die geringe Druckdifferenz in einem Rohr aus. Dabei stellte er fest, daß an einem in diesem Rohr befindlichen Körper Kräfte erzeugt wurden. Hierdurch war der Einsatzvorteil hoher Arbeitsgeschwindigkeiten durch Luft erkannt. Papin legte hiermit den Grundstein zur **pneumatischen Fördertechnik**.

## Pneumatische Bremsen

### Kraftübertragung

Mit Druckluft wurden bereits um 1810 Eisenbahnen angetrieben. 1869 stellte Westinghouse seine pneumatische Überdruckbremse vor. Drei Jahre später folgte sein Bremslüfter. Bei diesem System wurden die Bremsen **durch Überdruck** gelöst. D.h., daß bei Ausfall des Drucks, z.B. durch Platzen eines Schlauches, die volle Bremswirkung erzielt wird.

Die Möglichkeit des Fail-Safe-Verhaltens wurde hier erstmals ausgenutzt. Ein Bremssystem auf dieser Grundlage wird auch heute noch als LKW-Bremse verwendet.

## Rohrpost

*Fördern mit Druckluft*

Die Idee der mit Druckluft angetriebenen Eisenbahnen wurde nicht vergessen. 1863 richtete Latimer Clark zusammen mit dem Ingenieur Rammel eine kleine pneumatische Eisenbahn in London ein. Die kleinen Wagen fuhren komplett in einer Treibröhre. Sie waren zur Beförderung von Postbeuteln und Paketen bestimmt. Diese Bahn war wesentlich wendiger als die schweren atmosphärischen Eisenbahnen von 1810. Das führte schließlich zur Entstehung der Rohrpost.

In der Folge entstanden Rohrpostnetze in Berlin, New York und Paris. Das Pariser Netz erreichte 1934 mit 437 km seine größte Ausdehnung. Auch heute findet man noch die Rohrpost in größeren Industriebetrieben.

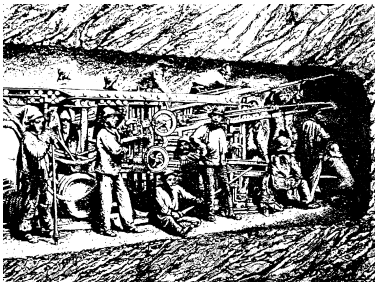


Bild 1.8 :  
Druckluftbohrer beim Tunnelbau

## Druckluftwerkzeuge

*Transportieren von Energie*

Beim Tunnelbau durch den Mont Cenis im Jahre 1857 nutzte man die neue Technik eines druckgetriebenen Bohrhammers für die Bearbeitung des Gesteins. Ab 1861 setzte man Stoßbohrmaschinen mit pneumatischem Antrieb beim Vortrieb des Tunnels ein, die von Kompressoren an den beiden Tunnelenden mit Druckluft versorgt wurden. In beiden Fällen wurde die Druckluft über weite Strecken transportiert.

Als 1871 der Tunneldurchbruch erfolgte, lagen von beiden Seiten über 7 000 m Rohrleitungen. Somit wurde zum ersten Mal die **Transportierbarkeit von Energie** als Einsatzvorteil der Druckluft einer breiten Öffentlichkeit nachgewiesen und bekannt gemacht. Hieraus entstanden immer leistungsfähigere und vielseitiger einsetzbare Druckluftwerkzeuge.

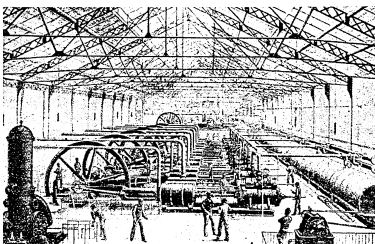


Bild 1.9 :  
Druckluftstation in Paris 1888

## Druckluftnetze

*Zentrale Druckluftherzeugung und Signalübertragung*

Die Erfahrung bei der Handhabung von Druckluft-Leitungsnetzen und die Entwicklung leistungsfähigerer Kompressoren führte dazu, daß Paris ein Druckluftnetz in den Abwasserkanälen erhielt. 1888 wurde es mit einer **zentralen Kompressorleistung** von 1 500 kW in Betrieb genommen. Im Jahr 1891 betrug die installierte Leistung bereits 18 000 kW.

Der umfangreiche Erfolg des Druckluftnetzes begründete sich unter anderem in der Erfindung einer Uhr, welche jede Minute durch einen Impuls aus der Kompressorstation gestellt wurde. Man erkannte damals nicht nur die Möglichkeit der Transportierbarkeit von Energie, sondern auch von **Signalen über große Entfernungen eines Druckluftnetzes**.

Das Pariser Druckluftnetz ist bis heute einzigartig und noch immer in Betrieb.



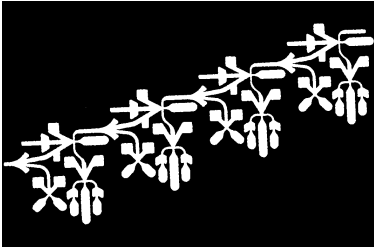


Bild 1.10 :  
Vierstufiges Addierwerk mit Wandstrahlelementen

## Signalverarbeitung

*Druckluft zur Signalübertragung und Verarbeitung*

In den 50er Jahren unseres Jahrhunderts entdeckte man in den USA die hohe Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft für die Signalverarbeitung und die Signalübertragung. **Die Niederdruckpneumatik**, auch **Fluidik oder Pneumatik ( Pneumatische Logik )** genannt, erlaubt mit Drücken von 1,001 bis 1,1 bar die Integration von logischen Schaltfunktionen in Form von strömungsmechanischen Elementen auf kleinstem Raum.

Die hohe Betriebssicherheit der fluidischen Logikelemente unter extremen Umweltbedingungen, erlaubte ihren Einsatz in der Raumfahrt- und Wehrtechnik der USA und der UdSSR. Speziell ihre Immunität gegenüber der elektromagnetischen Strahlung explodierender Atombomben verschafft der Fluidik Einsatzvorteile in einigen sensiblen Bereichen.

Dennoch wurde die Fluidik in den Bereichen der Signal und Informationsverarbeitung im Laufe der Zeit weitgehend von der Elektrotechnik und Mikroelektronik verdrängt.

# Grundlagen der Druckluft

## 1.2 Einheiten und Formelzeichen

Die **SI-Einheiten** (Système International d'Unités) wurden auf der 14. Generalkonferenz für Maße und Gewichte vereinbart. Sie sind seit dem 16.10.1971 verbindlich anzuwenden.

### 1.2.1 Basiseinheiten

Die **Basiseinheiten** sind definierte Einheiten der voneinander unabhängigen Basisgrößen als Grundlage des **SI-Systems**.

Basiseinheit	Formelzeichen	Zeichen	Name
Länge	l	[ m ]	Meter
Masse	m	[ kg ]	Kilogramm
Zeit	t	[ s ]	Sekunde
Stromstärke	I	[ A ]	Ampere
Temperatur	T	[ K ]	Kelvin
Lichtstärke	I	[ cd ]	Candela
Stoffmenge	n	[ mol ]	Mol

### 1.2.2 Einheiten der Drucklufttechnik

In der Technik werden von den Basiseinheiten abgeleitete Größen verwendet. In der folgenden Aufstellung sind die in der **Drucklufttechnik** am häufigsten verwendeten Einheiten aufgeführt.

Einheit	Formelzeichen	Zeichen	Name
Kraft	F	[ N ]	Newton
Druck	p	[ Pa ] [ bar ]	Pascal Bar <b>1 bar = 100 000 Pa</b>
Fläche	A	[ m <sup>2</sup> ]	Quadratmeter
Volumen	V	[ m <sup>3</sup> ] [ l ]	Kubikmeter Liter <b>1 m<sup>3</sup> = 1000 l</b>
Geschwindigkeit	v	[ m / s ]	Meter pro Sekunde
Masse	m	[ kg ] [ t ]	Kilogramm Tonne <b>1 t = 1000 kg</b>
Dichte	ρ	[ kg / m <sup>3</sup> ]	Kilogramm pro Kubikmeter
Temperatur	T	[ °C ]	Grad Celsius
Arbeit	W	[ J ]	Joule
Leistung	P	[ W ]	Watt
Spannung	U	[ V ]	Volt
Frequenz	f	[ Hz ]	Hertz

## 1.3 Was ist Druckluft ?

### 1.3.1 Zusammensetzung der Luft

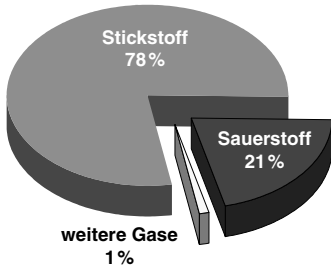


Bild 1.11:  
Zusammensetzung der Luft

Die Luft in unserer Umgebung, der Atmosphäre, besteht aus:

- 78 % Stickstoff
- 21 % Sauerstoff
- 1 % weitere Gase  
( z.B. Kohlendioxyd und Argon )

### 1.3.2 Eigenschaften der Druckluft

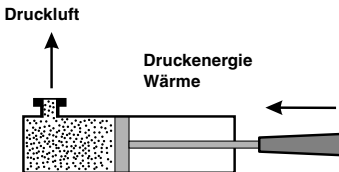


Bild 1.12:  
Verdichten von Luft

Druckluft ist verdichtete atmosphärische Luft.

Druckluft ist ein Träger von Wärmeenergie.

Druckluft kann bestimmte Entfernungen überbrücken ( Rohrleitungen ), gespeichert werden ( Druckluftbehälter ) und Arbeit leisten ( Entspannung ).

### 1.3.3 Wie verhält sich Druckluft ?

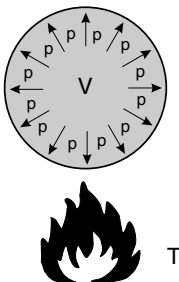


Bild 1.13:  
Luft in einem geschlossenen Behälter

Wie alle Gase besteht die Luft aus Molekülen. Die Moleküle sind durch Molekularkräfte aneinander gebunden. Wird die Luft in einen Behälter eingeschlossen ( konstantes Volumen ), dann prallen diese Moleküle auf die Behälterwände und erzeugen den **Druck p**.

Je höher die **Temperatur**, umso größer ist die Bewegung der Luftmoleküle und umso höher ist der erzeugte **Druck**.

- Volumen (  $V$  ) = konstant
- Temperatur (  $T$  ) = wird erhöht
- Druck (  $p$  ) = steigt

Boyle und Mariotte führten unabhängig voneinander Versuche mit eingeschlossenem Gasvolumen durch und erkannten folgenden Zusammenhang:

**Das Gasvolumen ist dem Druck umgekehrt proportional.**  
( Boyle-Mariottesches Gesetz )

# Grundlagen der Druckluft

## 1.4 Physikalische Grundlagen

Der Zustand der Druckluft wird durch die 3 thermischen Zustandsgrößen bestimmt:

**T** = Temperatur

**V** = Volumen

**p** = Druck

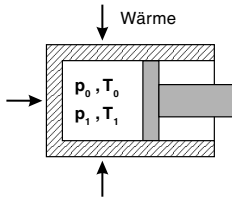
$$\frac{p \times V}{T} = \text{konstant}$$

Das bedeutet:

**Volumen konstant ( isochor )**

**Druck und Temperatur variabel**

Erhöht man die Temperatur bei konstantem Volumen, so steigt der Druck.



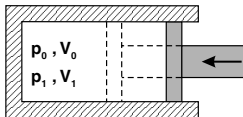
konstantes Volumen  
isochore Verdichtung

$$\frac{p_0}{p_1} = \frac{T_0}{T_1}$$

**Temperatur konstant ( isotherm )**

**Druck und Volumen variabel**

Verkleinert man das Volumen bei konstanter Temperatur, so steigt der Druck.



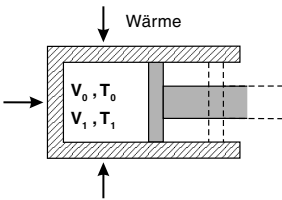
konstante Temperatur  
isotherme Verdichtung

$$p_0 \times V_0 = p_1 \times V_1 = \text{konstant}$$

**Druck konstant ( isobar )**

**Volumen und Temperatur variabel**

Erhöht man die Temperatur bei konstantem Druck, so steigt das Volumen.



konstanter Druck  
isobare Verdichtung

$$\frac{V_0}{V_1} = \frac{T_0}{T_1}$$

## 1.4.1 Temperatur

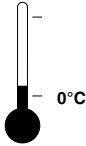
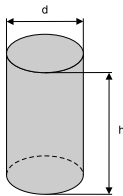


Bild 1.14:  
Anzeige der Temperatur

Die Temperatur gibt den Wärmezustand eines Körpers an und wird in °C an Thermometern abgelesen oder in Kelvin (K) umgerechnet.

$$T \text{ [K]} = t \text{ [°C]} + 273,15$$

## 1.4.2 Volumen



Volumen (V)

### Volumen V [ l, m³ ]

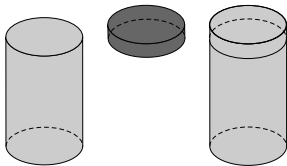
Druckluft im entspannten Zustand, freie Luft

Das Volumen ergibt sich z.B. aus den Abmessungen eines Zylinders. Es wird in l oder m³ gemessen und auf 20°C und 1 bar bezogen.

Die Angaben in unseren Unterlagen beziehen sich immer auf den entspannten Zustand der Druckluft.

$$V_{\text{Zyl}} = \frac{d^2 \times \pi}{4} \times h$$

$V_{\text{Zyl}}$  = Volumen [m³]  
 $d$  = Durchmesser [m]  
 $h$  = Höhe [m]



Normvolumen 0°C + 8% = Volumen 20°C

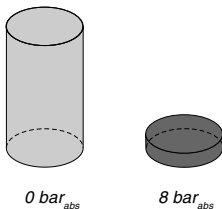
### Normvolumen V<sub>Norm</sub> [ NI, Nm³ ]

Druckluft im entspannten Zustand bei Normbedingungen

Das Normvolumen ist auf den physikalischen Normzustand nach DIN 1343 bezogen. Es ist 8% kleiner als das Volumen bei 20°C.

$$760 \text{ Torr} = 1,01325 \text{ bar}_{\text{abs}} = 101\,325 \text{ Pa}$$

$$273,15 \text{ K} = 0^\circ\text{C}$$



0 bar<sub>abs</sub>      8 bar<sub>abs</sub>

### Betriebsvolumen V<sub>Betrieb</sub> [ BI, Bm³ ]

Druckluft im verdichteten Zustand

Das Volumen im Betriebszustand ist auf den tatsächlichen Zustand bezogen. Temperatur, Luftdruck und Luftfeuchtigkeit müssen als Bezugspunkte berücksichtigt werden.

Bei Nennung des Betriebsvolumens ist immer der Druck anzugeben, z.B. 1 m³ bei 7 barü bedeutet, daß 1 m³ entspannte Luft auf 7 barü = 8 bar abs. verdichtet ist und nur noch 1/8 des ursprünglichen Volumens einnimmt.

# Grundlagen der Druckluft

## 1.4.3 Druck

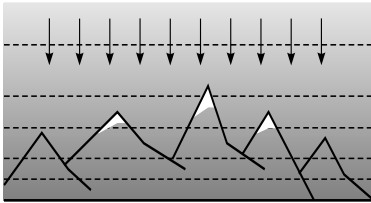
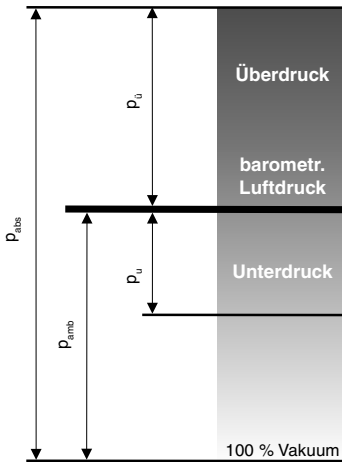


Bild 1.15:  
Atmosphärischer Druck



- $p_{amb}$  = Atmosphärischer Luftdruck
- $p_u$  = Überdruck
- $p_u$  = Unterdruck
- $p_{abs}$  = Absoluter Druck

Bild 1.16:  
Darstellung der unterschiedlichen Drücke

### Atmosphärischer Druck $p_{amb}$ [ bar ]

Der atmosphärische Druck wird erzeugt durch das Gewicht der Lufthülle, die auf uns ruht. Er ist abhängig von der Dichte und der Höhe der Lufthülle.

$$\begin{aligned} \text{In Meereshöhe gelten } 1\,013\text{ mbar} &= 1,01325\text{ bar} \\ &= 760\text{ mm/Hg [ Torr ]} \\ &= 101\,325\text{ Pa} \end{aligned}$$

Bei konstanten Bedingungen nimmt der atmosphärische Druck mit zunehmender Höhe des Meßortes ab.

### Überdruck $p_u$ [ bar<sub>ü</sub> ]

Der Überdruck ist der Druck über dem atmosphärischen Druck. In der Drucklufttechnik wird der Druck meist als Überdruck angegeben, und zwar in bar ohne den Index „ü“.

### Absolutdruck $p_{abs}$ [ bar ]

Der absolute Druck  $p_{abs}$  ist die Summe aus dem atmosphärischen Druck  $p_{amb}$  und dem Überdruck  $p_u$ .

$$p_{abs} = p_{amb} + p_u$$

Der Druck wird nach dem **SI-System** in Pascal [ Pa ] angegeben. In der Praxis ist z.Zt. noch die Bezeichnung „bar“ üblich. Die alte Bezeichnung atü ( 1 atü = 0,981 barü ) gibt es nicht mehr.

$$\text{Druck} = \frac{\text{Kraft}}{\text{Fläche}} \quad p = \frac{F}{A}$$

$$1\text{ Pascal} = \frac{1\text{ Newton}}{1\text{ m}^2} \quad 1\text{ Pa} = \frac{1\text{ N}}{1\text{ m}^2}$$

$$1\text{ bar} = 10195\text{ mmWS [ mmWassersäule ]}$$

## 1.4.4 Volumenstrom

### Hubvolumenstrom

Ansaugleistung

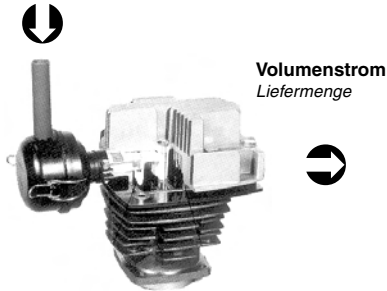


Bild 1.17:  
Hubvolumenstrom und Volumenstrom

### Volumenstrom $\dot{V}$ [ l/min, m<sup>3</sup>/min, m<sup>3</sup>/h ]

Als Volumenstrom wird das Volumen ( l oder m<sup>3</sup> ) pro Zeiteinheit ( Minuten oder Stunden ) bezeichnet.

Man unterscheidet zwischen Hubvolumenstrom ( Ansaugleistung ) und Volumenstrom ( Liefermenge ) eines Kompressors.

### Hubvolumenstrom $\dot{V}_{Hub}$ [ l/min, m<sup>3</sup>/min, m<sup>3</sup>/h ]

Ansaugleistung

Der Hubvolumenstrom ist eine rechnerische Größe bei Kolbenkompressoren. Er ergibt sich aus dem Produkt von Zylinderinhalt ( Hubraum ), Kompressordrehzahl ( Anzahl der Hübe ) und Anzahl der ansaugenden Zylinder. Der Hubvolumenstrom wird angegeben in l/min, m<sup>3</sup>/min bzw. m<sup>3</sup>/h.

$$\dot{V}_{Hub} = A \times h \times n \times z$$

$\dot{V}_{Hub}$	= Hubvolumenstrom	[l/min]
A	= Zylinderfläche	[dm <sup>2</sup> ]
h	= Hub	[dm]
n	= Anzahl der Hübe (Kompressordrehzahl)	[1/min]
z	= Anzahl der ansaugenden Zylinder	

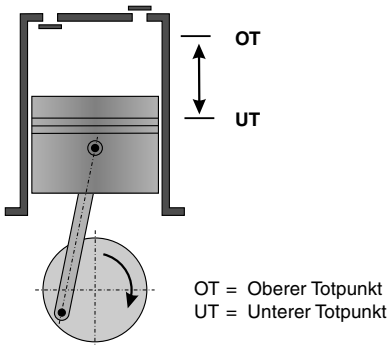


Bild 1.18:  
Bewegung des Kolbens

### Volumenstrom $\dot{V}$ [ l/min, m<sup>3</sup>/min, m<sup>3</sup>/h ]

Liefermenge

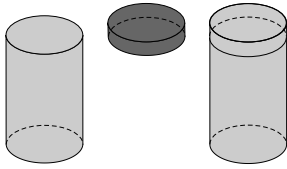
Üblicherweise wird die Fördermenge eines Kompressors als Volumenstrom deklariert.

Im Gegensatz zum Hubvolumenstrom ist der Volumenstrom kein errechneter, sondern ein am Druckstutzen des Kompressors **gemessener** und auf den Ansaugzustand zurückgerechneter Wert. Der Volumenstrom ist abhängig vom Enddruck, bezogen auf die Ansaugbedingungen Druck, Temperatur und relative Luftfeuchte. Deshalb muß bei der Umrechnung auf den Ansaugzustand der gemessene Volumenstrom auf den Ansaugdruck „entspannt“, auf die Ansaugtemperatur „zurückgekühlt“ und auf eine relative Luftfeuchte von 0°C „getrocknet“ werden.

Der Volumenstrom wird gemessen nach VDMA 4362, DIN 1945, ISO 1217 oder PN2 CPTC2 und angegeben in l/min, m<sup>3</sup>/min bzw. m<sup>3</sup>/h. Der effektive Volumenstrom, also die tatsächlich nutzbare Liefermenge ist eine wesentliche Größe für die Auslegung eines Kompressors. Untereinander vergleichbar sind Volumenströme nur dann, wenn sie unter gleichen Bedingungen gemessen wurden. Es müssen also Ansaugtemperatur, Ansaugdruck, relative Luftfeuchte und Meßdruck übereinstimmen.

# Grundlagen der Druckluft

---



Normvolumenstrom  $0^{\circ}\text{C}$  + 8% = Volumenstrom  $20^{\circ}\text{C}$

Bild 1.19:  
Norm-Volumenstrom

## Norm-Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Norm}}$ [ NI/min, Nm<sup>3</sup>/min, Nm<sup>3</sup>/h ]

Genau wie der Volumenstrom wird auch der Norm-Volumenstrom **gemessen**.

Er bezieht sich aber nicht auf den Ansaugzustand, sondern auf einen theoretischen Vergleichswert. Beim physikalischen Norm-Zustand sind die theoretischen Werte:

- Temperatur = 273,15 K ( 0°C )
- Druck = 1,01325 bar ( 760 mm HG )
- Luftdichte = 1,294 kg/m<sup>3</sup> ( trockene Luft )
- rel. Luftfeucht = 0 %

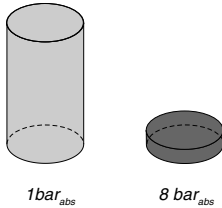


Bild 1.20:  
Betriebs-Volumenstrom

## Betriebs-Volumenstrom $\dot{V}_{\text{Betrieb}}$ [ BI/min, Bm<sup>3</sup>/min, Bm<sup>3</sup>/h ]

Der Betriebs-Volumenstrom gibt den effektiven Volumenstrom der verdichteten Luft an.

Um den Betriebs-Volumenstrom mit anderen Volumenströmen vergleichen zu können, muß neben der Dimension BI/min, Bm<sup>3</sup>/min bzw. Bm<sup>3</sup>/h immer der Druck der verdichteten Luft angegeben werden.



## 1.5 Bewegte Druckluft

Bei bewegter Druckluft ergeben sich andere Gesetzmäßigkeiten als bei der stationären Druckluft.

### 1.5.1 Strömungsverhalten

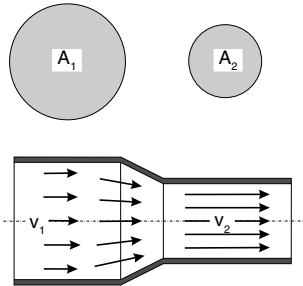


Bild 1.21:  
Strömungsverhalten

Der Volumenstrom wird berechnet aus der Fläche und der Geschwindigkeit.

$$\dot{V} = A_1 \times v_1 = A_2 \times v_2$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{v_2}{v_1}$$

$\dot{V}$  = Volumenstrom  
 $A_1, A_2$  = Querschnitt  
 $v_1, v_2$  = Geschwindigkeit

Aus der Formel ergibt sich:

**Die Strömungsgeschwindigkeit ist umgekehrt proportional zum Querschnitt.**

### 1.5.2 Strömungsarten

Strömungen können laminar bzw. gleichgerichtet (Ideal) oder turbulent (Rückströmungen und Verwirbelungen) sein.

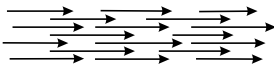


Bild 1.22:  
Laminare Strömung

#### Laminare Strömung ( gleichmäßige Strömung )

geringer Druckabfall  
geringer Wärmeübergang



Bild 1.23:  
Turbulente Strömung

#### Turbulente Strömung ( wirblige Strömung )

hoher Druckabfall  
großer Wärmeübergang

## 2. Einsatzbereiche der Druckluft

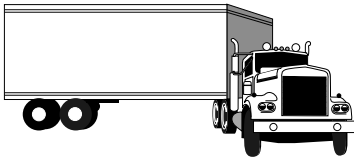
### 2.1 Vorteile der Druckluft

Die Pneumatik tritt auf allen Einsatzgebieten immer mehr in Konkurrenz mit entsprechenden Geräten aus der Mechanik, der Hydraulik und der Elektrik. Aber die pneumatischen Geräte haben gegenüber den anderen Technologien grundlegende Vorteile:

#### Leicht transportabel

Luft steht überall in beliebiger Menge zu Verfügung. Da die Abluft ins Freie entweicht, sind Rückleitungen nicht notwendig. Elektrische und hydraulische Systeme erfordern eine Rückführung zur Quelle.

Druckluft läßt sich in Rohrleitungen über große Entfernungen transportieren. Das ermöglicht die Einrichtung von zentralen Erzeugerstationen, die über Ringleitungen die Verbrauchsstellen mit konstantem Arbeitsdruck versorgen. Die in der Druckluft gespeicherte Energie ist auf diese Weise weit verteilbar.



#### Gut speicherbar

Eine Speicherung der Druckluft in dafür vorgesehenen Behältern ist problemlos möglich. Steht in einem Druckluftnetz ein Speicherbehälter zur Verfügung, arbeitet der Kompressor nur, wenn der Druck unter einen kritischen Wert sinkt. Darüberhinaus ermöglicht das vorhandene Druckpolster die Beendigung eines begonnenen Arbeitsvorgangs, auch wenn das Energienetz ausfällt.

Transportable Druckluftflaschen machen auch den Einsatz an Orten ohne Rohrleitungssystem (z.B. unter Wasser) möglich.



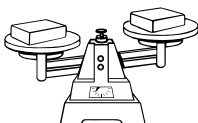
#### Sauber und trocken

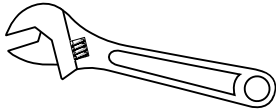
Druckluft hinterläßt bei Leitungsdefekten keine Verunreinigungen und Ölpfützen. Saubere Montage- und Bedienungsmöglichkeiten sind z.B. in den Bereichen der Lebensmittel-, Leder-, Textil- und der Verpackungsindustrie von äußerster Wichtigkeit.



#### Leicht

Pneumatische Geräte sind im Regelfall wesentlich leichter als vergleichbare Maschinen und Bauelemente mit elektrischem Antrieb. Das macht sich besonders bei Hand- und Schlagwerkzeugen (Druckluftschrauber und Druckluftpöschel) positiv bemerkbar.





### Betriebssicher

Aufbereitete Druckluft arbeitet auch bei großen Temperaturschwankungen und extremen Temperaturen einwandfrei. Sie ist auch bei sehr hohen Temperaturen, wie z.B. bei der Betätigung von Schmiedepressen und Schmelzofentüren einsetzbar.

Undichte Druckluftgeräte und Leitungen beeinträchtigen die Sicherheit und Funktionsfähigkeit der Anlage nicht.

Druckluftanlagen und Bauteile zeigen im allgemeinen einen sehr geringen Verschleiß. Daraus folgt eine hohe Lebensdauer und eine geringe Ausfallwahrscheinlichkeit.



### Unfallsicher

Druckluftelemente sind in Bezug auf Brand-, Explosions- und Elektrogefahrenmomente sehr sicher. Auch in feuer-, explosions- und schlagwettergefährdeten Bereichen können pneumatische Bauelemente ohne teure und voluminöse Schutzeinrichtungen betrieben werden. In feuchten Räumen oder im Freien ist der Einsatz von pneumatischen Geräten ebenfalls gefahrlos möglich.

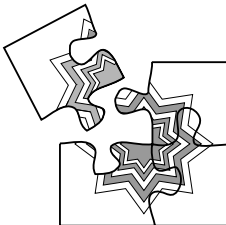


### Rationell und wirtschaftlich

Pneumatik ist 40 - 50 mal wirtschaftlicher als Muskelkraft. Das ist besonders bei der Mechanisierung und der Automatisierung ein wesentlicher Punkt.

Pneumatische Bauelemente sind preiswerter, als die entsprechenden hydraulischen Bauteile.

Es ist kein regelmäßiger Medienwechsel, wie z.B. bei der Hydraulik erforderlich. Das verringert die Kosten und den Wartungsaufwand und erhöht die Laufzeiten.



### Einfach

Aufbau und Funktion der Druckluftgeräte sind sehr einfach. Aus diesem Grund sind sie sehr robust und nicht stör anfällig.

Die pneumatischen Bauelemente sind einfach zu montieren und können nach Gebrauch problemlos wiederverwendet werden. Durch den einfachen Aufbau ergeben sich niedrige Montagezeiten. Die Monteure brauchen keine aufwendige Spezialausbildung.

Geradlinige Bewegungen können ohne aufwendige mechanische Bauteile wie Hebel, Exzenter, Kurvenscheiben, Schraubenspindeln u.ä. erzeugt werden.

## Überlastsicher

Druckluftgeräte und pneumatische Arbeitselemente können ohne Schaden zu nehmen bis zum Stillstand belastet werden. Aus diesem Grund gelten sie als überlastsicher.

Ein Druckluftnetz kann, im Gegensatz zu einem Stromnetz, bedenkenlos durch Entnahme überlastet werden. Fällt der Druck zu stark, kann die verlangte Arbeit nicht mehr ausgeführt werden. Es treten aber keine Schäden am Netz und an den Arbeitselementen auf.

## Schnelles Arbeitsmedium

Die sehr hohen Strömungsgeschwindigkeiten ermöglichen einen schnellen Funktionsablauf der Arbeitsvorgänge. Daraus folgen kurze Ansprechzeiten und schnelle Umwandlungen der Energie in Arbeit.

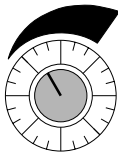
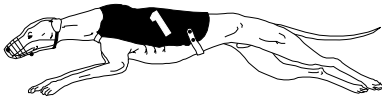
Die Druckluft erreicht Strömungsgeschwindigkeiten über 20 m/s. Die Hydraulik hingegen läßt nur 5 m/s zu.

Die pneumatischen Zylinder erreichen lineare Kolbengeschwindigkeiten von 15 m/s.

Maximale Steuergeschwindigkeiten in der Signalverarbeitung liegen zwischen 30 und 70 m/s bei Betriebsdrücken zwischen 6 und 8 bar. Bei Drücken unter 1 bar lassen sich sogar Signalggeschwindigkeiten von 200 bis 300 m/s erreichen.

## Stufenlos regelbar

Verfahrgeschwindigkeiten und ausgeübte Kräfte sind mit einfachen Mitteln stufenlos regelbar. Sowohl bei linearen als auch bei rotierenden Bewegungen ist die stufenlose Regelung der Kräfte, Drehmomente und Geschwindigkeiten problemlos durch verstellbare Drosseln realisierbar.



## 2.2 Druckbereiche

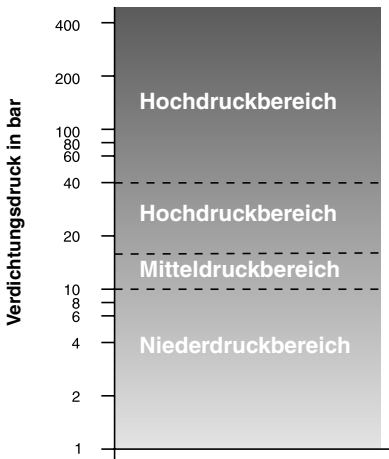


Bild 2.1 :  
Druckbereiche

### Niederdruckbereich bis 10 bar

Die meisten Anwendungsbereiche der Druckluft in Industrie und Handwerk liegen im Druckbereich bis maximal 10 bar.

Verwendete Kompressoren :

- ein- und zweistufige Kolbenkompressoren
- einstufige Schraubenkompressoren öleinspritzgekühlt
- zweistufige Schraubenkompressoren
- Rotationsverdichter

### Mitteldruckbereich bis 15 bar

LKW- und andere Schwerfahrzeugreifen werden mit Druckluft aus 15 bar Kompressoren gefüllt. Darüberhinaus gibt es einige Spezialmaschinen die mit solchen Drücken arbeiten.

Verwendete Kompressoren :

- zweistufige Kolbenkompressoren
- einstufige Schraubenkompressoren ( bis 14 bar )  
öleinspritzgekühlt

### Hochdruckbereich bis 40 bar

Die in diesem Druckbereich verwendeten Kompressoren dienen im allgemeinen zum Anlassen von großen Dieselmotoren, zum Abdrücken von Rohrleitungen und zum Blasen von Kunststoffbehältern.

Verwendete Kompressoren :

- zwei- und dreistufige Kolbenkompressoren
- mehrstufige Schraubenkompressoren

### Hochdruckbereich bis 400 bar

Ein Beispiel für den Drucklufteinsatz im Hochdruckbereich ist die Speicherung von Atemluft in Taucherflaschen. Hochdruckkompressoren werden in Kraft-, Walz- und Hüttenwerken und bei Dichtigkeitsprüfungen eingesetzt. Derartige Kompressoren finden auch bei der Verdichtung von Nutzgasen, wie z.B. Sauerstoff, Anwendung.

Verwendete Kompressoren :

- drei- und vierstufige Kolbenkompressoren



### 2.3.3 Antrieb mit Druckluft

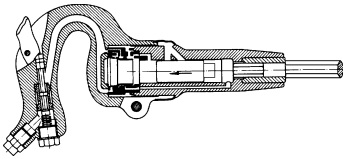


Bild 2.4:  
Ventillosen Pneumatikhammer

**Pneumatische Antriebe** findet man in allen Bereichen von Industrie und Handwerk. Sie führen sowohl rotierende als auch lineare Bewegungen aus. Besonders die lineare Bewegung mit Hilfe von Zylindern ist als besonders wirtschaftlich und rationell anzusehen. Die Nutzarbeit wird durch Druckabfall und Volumenänderung der Druckluft verrichtet.

Sehr wichtig im Bereich der pneumatischen Antriebe sind die schlagenden Druckluftmaschinen und -werkzeuge (z.B. der Drucklufthammer). Die Energie der Druckluft wird in kinetische Energie eines freifliegenden Kolbens umgesetzt. Auch Vibratoren und Rüttler gehören in diesen Bereich.

Darüber hinaus werden eine Vielzahl von Ventilen und Schiebern, Werkzeugen, Verstellungen, Vorschüben und Fahrzeugen pneumatisch angetrieben.

### 2.3.4 Spritzen mit Druckluft

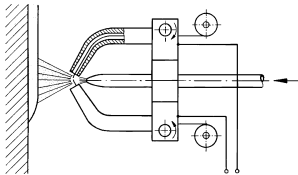


Bild 2.5:  
Lichtbogen-Metall-Spritzanlage

Beim **Spritzen** wird die Energie der expandierenden Druckluft zum Mitreißen von Materialien oder Flüssigkeiten durch eine Strahldüse genutzt. Dieses Verfahren dient zum Auftragen oder Zerstäuben verschiedener Stoffe.

Oberflächenbehandlungsverfahren, wie Sand-, Kies- oder Kugelstrahlen und das Lackieren mit Sprühpistolen gehören in diesen Bereich. Spritzbeton und Mörtel werden ebenfalls auf diese Weise aufgetragen.

Unter zusätzlicher Einwirkung großer Hitze kann die Druckluft auch zum Auftragen von flüssigen Metallen verwendet werden. Hier ist z.B. das Lichtbogenspritzen erwähnenswert.

Ein weiterer Bereich ist das Vernebeln von Flüssigkeiten durch Spritzdüsen, z.B. das Versprühen von Unkrautvertilgungsmitteln und Insektiziden.

### 2.3.5 Blasen mit Druckluft

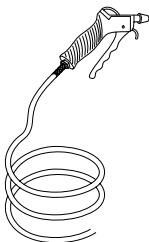


Bild 2.6:  
Ausblaspistole mit einem PA-Spiralschlauch

Beim **Blasen** dient die Druckluft selber als Arbeitsmedium, bzw. Werkzeug. Die vom Druckabfall erzeugte Strömungsgeschwindigkeit und/oder die Volumenausdehnung verrichten die Nutzarbeit.

Anzuführen ist hier z.B. das Blasen von Glas- und Kunststoffflaschen, das Ausblasen und Reinigen von Werkzeugen und Formen, das Fixieren von leichten Werkstücken zur Bearbeitung oder zum Transport und das Wegblasen von Bearbeitungsresten. Außerdem wird Druckluft in dieser Form zum Abführen von Wärme eingesetzt.

# Einsatzbereiche der Druckluft

## 2.3.6 Prüfen und Kontrollieren mit Druckluft

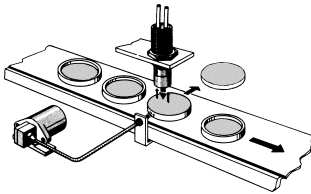


Bild 2.7:  
Reflexdüse mit Impulsauswerfer

Beim **pneumatischen Prüf- und Kontrollverfahren** benutzt man die auftretenden Druckveränderungen an der Meßstelle zur Feststellung von Abständen, Gewichten und Formveränderungen. Auf diese Weise kann man durchlaufende Gegenstände zählen, richtige Positionierung prüfen und das Vorhandensein von Werkstücken feststellen.

Diese Verfahren sind Bestandteil vieler Sortier-, Positionier- und Bearbeitungssysteme.

## 2.3.7 Steuern und Regeln mit Druckluft

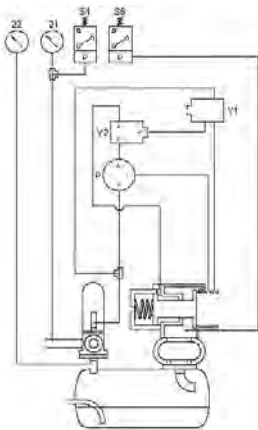


Bild 2.8:  
Schema eines BOGE Schraubenkompressors,  
luftgekühlte Ausführung, mit stufenloser Leistungs-  
regelung

Jede Art von pneumatischer Anwendung muß auf irgendeine Art und Weise gesteuert oder geregelt werden. Sie muß ihre Einsatzbefehle erhalten.

Im allgemeinen geschieht dies durch Druckschalter, Wegeventile u.ä. Diese Steuermechanismen werden wiederum auf vielfältige Arten betätigt, z.B. durch mechanische Schalter, über Nocken, Kurven oder von Hand. Elektrische und magnetische Schalter sind ebenfalls weit verbreitet. Die von pneumatischen Prüf- und Kontrollverfahren ermittelten Ergebnisse können direkt über Wegeventile oder Druckschalter weiterverarbeitet werden.

Von großer Bedeutung ist die Pneumatik bei der Kontrolle von Fließprozessen von Flüssigkeiten und Gasen. Dabei werden ferngesteuerte Ventile, Schieber und Klappen der industriellen Großanlagen gesteuert.

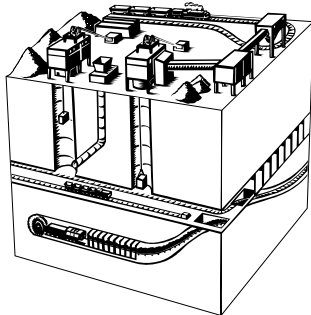
Auch in den Bereichen der Informationsverarbeitung und der Logischen Schaltungen ist die Pneumatik ( Fluidik ) im Einsatz. Diese Logikpläne sind mit den integrierten Schaltkreisen der Elektronik zu vergleichen. Sie benötigen erheblich mehr Platz, zeichnen sich aber durch eine höhere Betriebssicherheit in bestimmten Einsatzgebieten aus. Wenn die Anforderungen an die Logikelemente nicht zu hoch sind, ist die Fluidik eine Alternative.



## 2.4 Fachgebietsbezogene Anwendungsbeispiele

Anhand einer Aufzählung soll hier die Vielzahl der Anwendungsgebiete in Industrie, Handwerk und täglichem Leben aufgezeigt werden. Eine Aufzählung aller Möglichkeiten der Pneumatik ist zwangsläufig unvollständig, da sich durch die Entwicklung und Wandlung ständig neue Einsatzgebiete ergeben und alte verschwinden. Darum ist hier nur eine unvollständige Zusammenfassung der typischen Anwendungen in den verschiedenen Industriezweigen zu finden.

Auf eine Aufzählung des allgemeinen Maschinenbaus wurde verzichtet, da die Anwendungen dort alle Bereiche berühren, und eine Aufzählung der Typischen Anwendungen den Rahmen sprengt.



### Baugewerbe

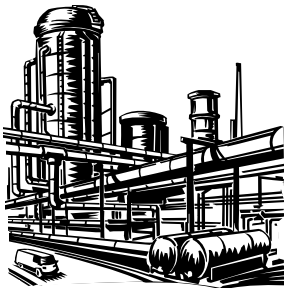
- Bohr- und Abbruchhämmer ( Handrammen )
- Betonverdichter
- Transporteinrichtungen für Ziegeleien und Kunststeinfabriken
- Förderanlagen für Beton und Mörtel

### Bergbau

- Gesteinsbohrhämmer und Vorschubeinrichtungen
- Lademaschinen, Pendel- und Sprengwagen
- Preßluftschlämmer und pneumatische Meißel
- Bewetterungsanlagen

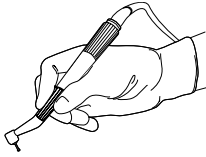
### Chemische Industrie

- Rohstoff für Oxidationsvorgänge
- Prozeßanlagenregelung
- Ferngesteuerte Ventile und Schieber in den Verfahrenskreisläufen



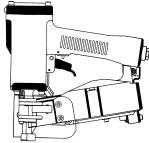
### Energiewirtschaft

- Ein- und Ausfahren von Reaktorbrennstäben
- Ferngesteuerte Ventile und Schieber in Dampf- und Kühlwasserkreisläufen
- Belüftungsanlagen für Kesselhäuser



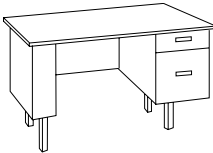
## Gesundheitswesen

- Antriebe für Zahnarztbohrer
- Atemluft in der Medizintechnik
- Narkosegasabsaugung



## Handwerksbetriebe

- Klammergeräte und Nagler
- Farbenspritzpistole
- Bohrmaschinen und Schrauber
- Winkelschleifer



## Holzverarbeitende Industrie

- Walzenverstellung für Gattersägen
- Bohrvorschubeinrichtungen
- Rahmen-, Leim- und Furnierpressen
- Anschlag- und Transportsteuerung von Holzplatten
- Entfernen von Holzresten aus dem Arbeitsbereich
- Automatische Palettenagler

## Hüttenwesen und Gießereien

- Kohlenstoffreduktion in der Stahlerzeugung
- Rüttelformmaschinen
- Bündleinrichtungen für Halbzeuge
- Kühlmittel für heiße Werkzeuge und Anlagen

## Kunststoffindustrie

- Granulatlagerung in Transportröhren
- Schneid- und Schweißvorrichtungen
- Ausblasen von Werkstücken aus Fertigungsformen
- Verschlußmechanismen für Gußformen
- Form- und Klebevorrichtungen



## Land- und Forstwirtschaft

- Pflanzenschutz und Unkrautbekämpfung
- Futtermittel und Korntransport in und aus Silos
- Dosiereinrichtungen
- Belüftungsanlagen von Gewächshäusern





### Nahrungs- und Genußmittelindustrie

- Abfüllvorrichtungen für Getränke
- Verschuß- und Prüfvorrichtungen
- Sammelpacker und Palletieranlagen
- Etikettiermaschinen
- Wiegeeinrichtungen



### Papierverarbeitende Industrie

- Walzenverstell- und Andrückeinrichtungen
- Schneide-, Präge- und Presseinrichtungen
- Papierbahnenüberwachung

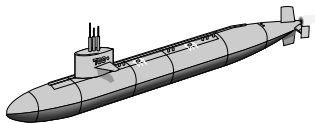


### Textilindustrie

- Fadenwächter
- Klemm- und Fixiereinrichtungen an Nähmaschinen
- Nähadel- und Systemkühlung
- Abstapeleinrichtungen
- Ausblasen von Stoffresten und Nähstaub

### Umweltechnik

- Bilden von Ölbarrieren im Wasser
- Anreichern von Gewässern mit Sauerstoff
- Eisfreihalten von Schleusen
- Schieberbetätigung in Kläranlagen
- Druckerhöhung in der Trinkwasserversorgung
- Mammutpumpe in der Unterwasserförderung



### Verkehrswesen

- Druckluftbremsen in LKW's und Schienenfahrzeugen
- Stellen von Signalen, Weichen und Schranken
- Fahrbahnmarkierungsgeräte
- Starthilfe für große Dieselmotoren
- Ausblasen von Tauchtanks in U-Booten

## 3. Drucklufterzeuger

### Kompressoren ( Verdichter )

sind Arbeitsmaschinen, die zur Förderung bzw. zur Verdichtung von Gasen bis zu beliebig hohen Drücken eingesetzt werden.

### Ventilatoren

sind Strömungsmaschinen, die nahezu atmosphärische Luft fördern.

Beim Ventilator treten nur geringe Dichte- und Temperaturänderungen auf.

### Vakuumpumpen

sind Maschinen, die Gase und Dämpfe ansaugen, um ein Vakuum zu erzeugen.

## 3.1 Kompressoren (Verdichter)

### 3.1.1 Dynamische Verdichter ( Turboverdichter )

Dynamische Verdichter sind z.B. Turboverdichter, bei denen mit Schaufeln versehene Laufräder das zu verdichtende Gas beschleunigen. Feststehende Leitapparate an den Schaufeln wandeln Geschwindigkeitsenergie in Druckenergie um.

Dynamische Verdichter sind bei **großen Fördermengen** und **kleinen Förderdrücken** zu bevorzugen.

### 3.1.2 Verdränger-Verdichter

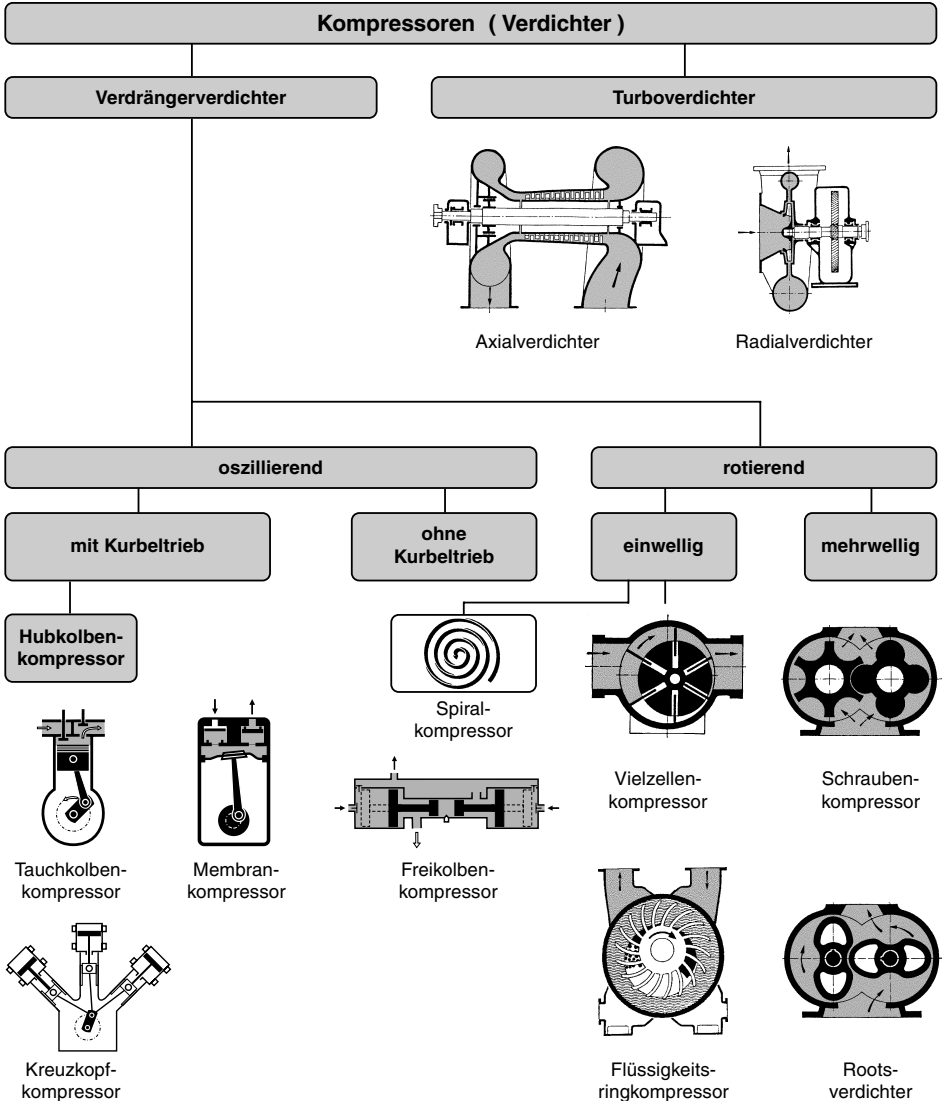
Bei Verdichtern der Verdränger-Bauart schließt der Verdichtungsraum nach dem Ansaugen der Luft vollständig. Unter Kraftereinwirkung wird das Volumen verkleinert und die Luft verdichtet.

Verdichter der Verdränger-Bauart sind bei **kleinen Fördermengen** und **großen Förderdrücken** zu bevorzugen.

3.2 Kompressorbauarten

In der Übersicht sind die Kompressoren entsprechend ihrem Arbeitsprinzip aufgeteilt.



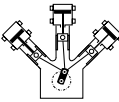


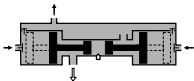

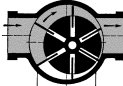



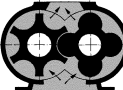



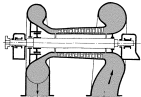

Bei allen Kompressoren unterscheidet man zwischen ölfrei verdichtenden und ölgeschmierten Kompressoren.



# Drucklufterzeuger

## 3.2.1 Marktgerechte Kompressoren

In der Tabelle sind die typischen Arbeitsbereiche für verschiedene marktgerechte Kompressorbauarten aufgeführt.

Typ	Symbol	Funktionsbild	Druckbereich [ bar ]	Volumenstrom [ m <sup>3</sup> / h ]
Tauchkolbenkompressor			10 ( 1-stufig ) 35 ( 2-stufig )	120 600
Kreuzkopfkompressor			10 ( 1-stufig ) 35 ( 2-stufig )	120 600
Membrankompressor			gering	klein
Freikolbenkompressor			begrenzter Einsatz als Gasgenerator	
Vielzellenkompressor			16	4500
Flüssigkeitsringkompressor			10	
Schraubenkompressor			22	3000
Rootsverdichter			1,6	1200
Axialverdichter			10	200000
Radialverdichter			10	200000

## 3.2.2 Hubkolbenkompressor

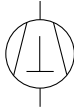


Bild 3.1:  
Symbol Hubkolben-Kompressor

Hubkolbenkompressoren saugen die Luft durch auf- und abgleitende Kolben an, verdichten sie und stoßen sie wieder aus. Die Vorgänge steuern Saug- und Druckventile.

Durch Hintereinanderschalten mehrerer Verdichtungsstufen können **verschiedene Drücke** und durch Anordnung mehrerer Zylinder können **unterschiedliche Luftmengen** erzeugt werden.

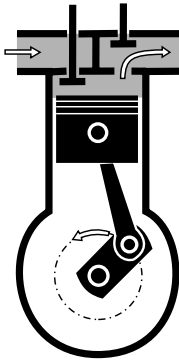


Bild 3.2:  
Funktionsbild Tauchkolbenkompressor

## Tauchkolbenkompressor

Beim Tauchkolbenkompressor ist der Kolben über die Pleuelstange direkt mit der Kurbelwelle verbunden.

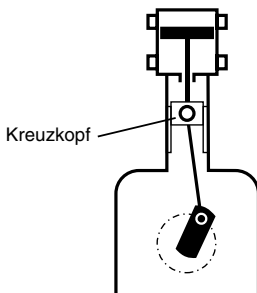


Bild 3.3:  
Funktionsbild Kreuzkopfkompressor

## Kreuzkopfkompressor

Der Kolben wird durch eine Pleuelstange und diese über den Kreuzkopf angetrieben.

## Eigenschaften der Hubkolbenkompressoren:

- Hoher Wirkungsgrad.
- Hohe Drücke.

# Druckluftherzeuger

---

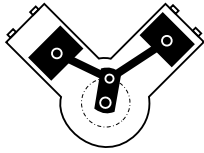


Bild 3.4:  
Tauchkolbenkompressor V-Bauart

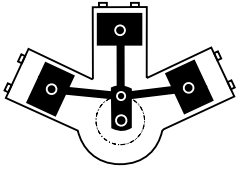


Bild 3.5:  
Tauchkolbenkompressor W-Bauart

Die Hubkolbenkompressoren werden unterschieden nach der **Zylinderanordnung** in :

- Stehende Zylinder (vertikale Bauart).  
Keine Belastung des Kolbens bzw. der Pleuellagerung durch das Pleuengewicht.  
Geringe Grundfläche.
- Liegende Zylinder (horizontale Bauart).  
Nur als Mehrzylinderkompressor in Boxer-Bauart.  
Geringe Massenkräfte. Dieser Vorteil macht sich erst bei größeren Leistungen bemerkbar.
- Kompressoren in V-, W- oder L-Bauart.  
Guter Massenausgleich.  
Geringer Platzbedarf.

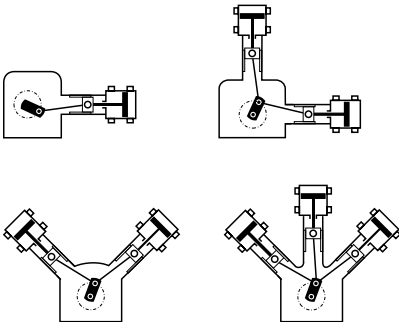


Bild 3.6:  
Kreuzkopfkompressoren  
Liegend, L-Bauart, V-Bauart, W-Bauart



## 3.2.3 Membrankompressor

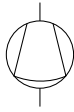


Bild 3.7:  
Symbol Membrankompressor

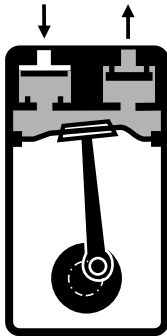


Bild 3.8:  
Funktionsbild Membrankompressor

Der Membrankompressor gehört zu den Verdrängerverdichtern.

Eine elastische Membrane erzeugt die Verdichtung. Anstelle des Kolbens, der sich linear zwischen zwei Endlagen bewegt, wird die Membrane in nicht lineare Schwingungen versetzt. Die Membrane ist an ihrem Rand befestigt. Eine Pleuelstange bewegt sie. Der Hub der Pleuelstange ist abhängig von der Verformbarkeit der Membrane.

### Eigenschaften:

- Großer Zylinderdurchmesser.
- Kleiner Hub.
- Wirtschaftlich bei kleinen Liefermengen, niedrigen Drücken und beim Erzeugen von Vakuum.

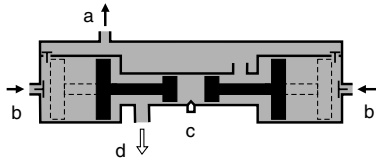
## Drucklufterzeuger

### 3.2.4 Freikolbenkompressor

Der Freikolbenkompressor gehört zu den Verdrängerverdichtern.

Es handelt sich um einen mit einem Zweitaktdieselmotor zusammengebauten Verdichter.

Druckluft wirkt auf die in Außenstellung gebrachten Kolben, schleudert diese nach innen und läßt dadurch den Verdichter anlaufen. Die dadurch im Motorzylinder komprimierte Verbrennungsluft treibt bei Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffes die Kolben wieder auseinander. Die eingeschlossene Luft verdichtet. Nach Abzug der erforderlichen Spülluft wird die verdichtete Luft zum größten Teil durch ein Druckhaltungsventil ausgeschoben. Der verbliebene Rest schleudert die Kolben zum neuen Arbeitsspiel wieder nach innen. Die Saugventile saugen wieder neue Luft an.



- a = Druckluftauslaßöffnung
- b = Einlaßöffnung
- c = Kraftstoffeinspritzdüse
- d = Abluftöffnung

Bild 3.9:

Funktionsbild Freikolbenkompressor

#### Eigenschaften:

- Hoher Wirkungsgrad.
- Erschütterungsfreier Lauf.
- Einfaches Prinzip, aber selten verwendet. In der Praxis sind die Kolbenbewegungen zu synchronisieren und umfangreiche Steuerungen vorzusehen.

## 3.2.5 Vielzellenkompressor

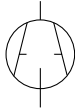


Bild 3.10:  
Symbol Vielzellenkompressor

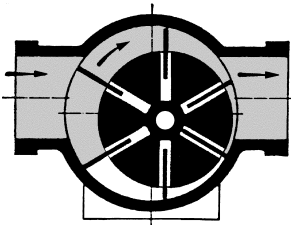


Bild 3.11:  
Funktionsbild Vielzellenkompressor

Der Vielzellenkompressor (Lamellen- bzw. Drehschieberkompressor) gehört zu den rotierend arbeitenden Verdrängerverdichtern.

Das Fördergehäuse und sich darin bewegende Drehkolben bilden den zum Ansaugen und Verdichten des Fördermittels dienenden Raum.

In einem geschlossenen Gehäuse dreht sich ein zylindrischer Rotor, der exzentrisch gelagert ist. Der Rotor (Läufer, Trommel) ist über die gesamte Länge mit radialen Längsschlitzfen versehen. In den Schlitzfen bewegen sich Schieber in radialer Richtung.

Ab einer bestimmten Drehzahl des Läufers werden die Arbeitsschieber durch die Zentrifugalkraft nach außen gegen die Innenwand des umgebenden Gehäuses gedrückt. Der zwischen Rotor und Gehäuse liegende Verdichtungsraum unterteilt sich durch die Schieber in einzelne Zellen (Arbeitsräume).

Durch die exzentrische Anordnung des Rotors vergrößert bzw. verkleinert sich das Volumen während einer Umdrehung.

Die Druckräume werden durch Verlustschmierung oder Öleinspritzung geschmiert.

Durch das Einspritzen großer Ölmengen in den Verdichtungsraum erreicht man neben der Schmierung auch eine Kühlung und eine Abdichtung der Schieber gegen die Gehäuseinnenwand. Das eingespritzte Öl kann man nach der Verdichtung aus dem Luft-/Ölgemisch wieder separieren und in den Ölkreislauf zurückführen.

### Eigenschaften:

- Sehr ruhiger Lauf.
- Stoßfreie und gleichmäßige Förderung der Luft.
- Geringer Platzbedarf und einfache Wartung.
- Geringer Wirkungsgrad.
- Hohe Instandhaltungskosten durch Verschleiß der Schieber.

# Druckluftherzeuger

## 3.2.6 Flüssigkeitsringkompressor

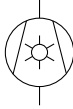


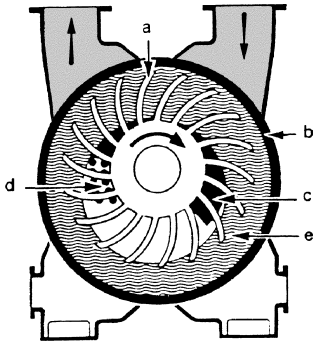
Bild 3.12:  
Symbol Flüssigkeitsringkompressor

Der Flüssigkeitsringkompressor gehört zu den rotierend arbeitenden Verdrängerverdichtern.

Die exzentrisch im Gehäuse gelagerte Welle mit festen radialen Schaufeln versetzt die Sperrflüssigkeit in Drehung. Es bildet sich der Flüssigkeitsring, der die zwischen den Schaufeln liegenden Räume gegen das Gehäuse abdichtet.

Der Rauminhalt ändert sich mit der Wellendrehung, dadurch wird Luft angesaugt, verdichtet und gefördert.

Als Flüssigkeit setzt man im allgemeinen Wasser ein.



- a = Schaufelrad
- b = Gehäuse
- c = Einlaßöffnung
- d = Auslaßöffnung
- e = Flüssigkeit

Bild 3.13:  
Funktionsbild Flüssigkeitsringkompressor

### Eigenschaften:

- Ölfreie Luft (durch ölfreies Fördermittel).
- Geringe Empfindlichkeit gegen Verschmutzungen und chemische Angriffe.
- Flüssigkeitsabscheider erforderlich, weil die Hilfsflüssigkeit kontinuierlich in den Druckraum gefördert wird.
- Niedriger Wirkungsgrad.

## 3.2.7 Schraubenkompressor



Bild 3.14:  
Symbol Schraubenkompressor

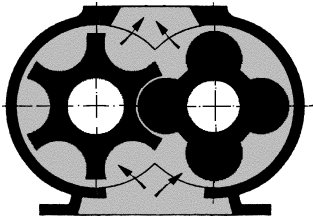


Bild 3.15:  
Funktionsbild Schraubenkompressorstufe

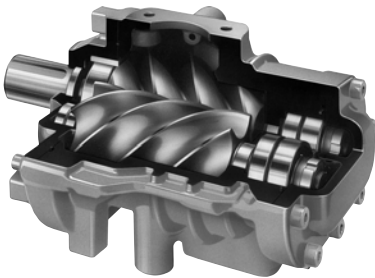


Bild 3.16:  
Schnittbild Schraubenkompressorstufe

Der Schraubenkompressor gehört zu den rotierend arbeitenden Verdrängerverdichtern.

Zwei parallele, mit unterschiedlichem Profil versehene Drehkolben, arbeiten gegenläufig in einem Gehäuse.

Die von dem Herz eines Schraubenkompressors, der Kompressorstufe, angesaugte Luft wird während des Transportes zum Druckstutzen in sich stetig verkleinernde Kammern bis auf den Enddruck verdichtet und anschließend in den Druckstutzen ausgeschoben. Die Kammern bilden die Gehäusewandungen und die ineinandergreifenden Gänge der beiden Rotoren.

### Schraubenkompressoren ölfrei

Bei ölfrei verdichtenden Schraubenkompressoren, bei denen die zu verdichtende Luft im Druckraum nicht mit Öl in Berührung kommt, sind die beiden Rotoren durch ein Gleichlaufgetriebe verbunden, so daß sich die Profilloberflächen nicht berühren.

### Schraubenkompressoren mit Ölspritzkühlung

Bei Schraubenkompressoren mit Ölspritzkühlung wird nur der Hauptläufer angetrieben. Der Nebelläufer dreht sich berührungsfrei mit.

### Eigenschaften:

- Geringe Baugröße.
- Kontinuierliche Luftförderung.
- Niedrige Verdichtungsendtemperatur.  
(bei Ölspritzkühlung)

## 3.2.8 Roots-Verdichter

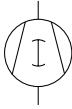


Bild 3.17:  
Symbol Roots-Verdichter

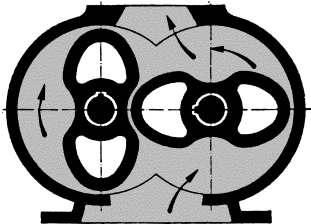


Bild 3.18:  
Funktionsbild Roots-Verdichter

Der Roots-Verdichter gehört zu den Verdrängerverdichtern.

In einem zylindrischen Raum rotieren gegenläufig 2 symmetrisch geformte Drehkolben. Sie sind über ein Gleichlaufgetriebe verbunden und arbeiten berührungsfrei.

Die zu verdichtende Luft wird von der Saugseite in das Verdichtergehäuse geführt. Sie ist in der Kammer zwischen Flügel und Gehäuse eingeschlossen. In dem Augenblick, in dem der Kolben die Kante zur Druckseite hin freigibt, strömt das Gas in den Druckstutzen und füllt die Druckkammer auf. Beim Weiterdrehen des Flügels wird der Inhalt der Förderkammer gegen den vollen Gegendruck ausgeschoben. Es erfolgt keine ständige Verdichtung. Der Verdichter muß immer gegen den vollen Staudruck arbeiten.

### Eigenschaften:

- Kein Verschleiß der Drehkolben und deshalb keine Schmierung erforderlich.
- Ölfreie Luft.
- Empfindlich gegen Staub und Sand.

## 3.2.9 Axialverdichter

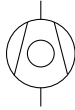


Bild 3.19:  
Symbol Turboverdichter

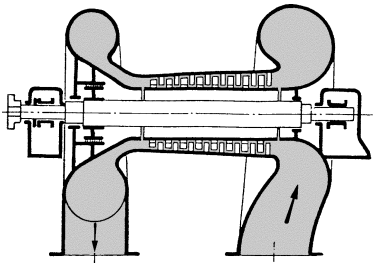


Bild 3.20:  
Funktionsbild Axialverdichter

Axialverdichter sind Strömungsmaschinen, bei denen die Luft in axialer Richtung abwechselnd durch eine Reihe rotierender und stationärer Schaufeln strömt.

Die Luft wird zunächst beschleunigt und dann verdichtet. Die Schaufelkanäle bilden diffusorartig erweiterte Kanäle, in denen die durch den Umlauf erzeugte kinetische Energie der Luft verzögert und in Druckenergie umgesetzt wird.

### Eigenschaften:

- Gleichmäßige Förderung.
- Ölfreie Luft.
- Empfindlich bei Belastungsänderungen.
- Mindestfördermengen erforderlich.

# Drucklifterzeuger

---

## 3.2.10 Radialverdichter



Bild 3.21:  
Symbol Turboverdichter

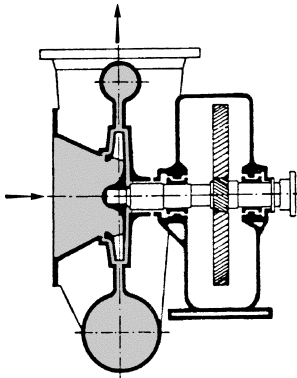


Bild 3.22:  
Funktionsbild Radialverdichter

Radialverdichter sind Strömungsmaschinen, bei denen die Luft dem Zentrum des rotierenden Laufrades zugeführt wird.

Die Luft schleudert aufgrund der Fliehkraft gegen die Peripherie. Der Druckanstieg wird dadurch bewirkt, daß man die beschleunigte Luft vor Erreichen des nächsten Laufrades durch einen Diffusor leitet. Die kinetische Energie (Geschwindigkeitsenergie) wandelt sich dabei in statischen Druck um.

### Eigenschaften:

- Gleichmäßige Förderung.
- Ölfreie Luft.
- Empfindlich bei Belastungsänderungen.
- Mindestfördermengen erforderlich.



## 3.3 Kolbenkompressoren

### 3.3.1 Allgemeines



Bild 3.23:  
BOGE-Kolbenkompressoranlage

Hubkolbenkompressoren arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Der Kolben **saugt** während des Abwärtshubes Luft über das Saugventil an. Es schließt bei Beginn des Aufwärtshubes. Die Luft wird **verdichtet** und über das Druckventil ausgestoßen. Der Antrieb der Kolben erfolgt über einen Kurbeltrieb mit Kurbelwelle und Pleuelstangen.

Kolbenkompressoren gibt es in ein- und mehrzylindrigen, sowie in ein- und mehrstufigen Ausführungen.

Mehrzylindrige Kompressoren verwendet man bei höheren Liefermengen, mehrstufige Kompressoren bei höheren Drücken.

#### Einstufige Verdichtung

Verdichtung bis zum Enddruck mit einem Kolbenhub.

#### Zweistufige Verdichtung

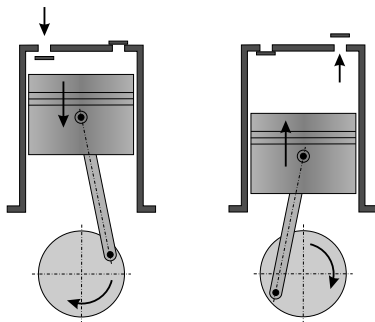
Die im Zylinder der ersten Stufe ( Niederdruckstufe ) verdichtete Luft wird im Zwischenkühler abgekühlt und dann in der zweiten Stufe ( Hochdruckzylinder ) auf den Enddruck verdichtet.

#### Einfachwirkende Verdichter

Ein Verdichtungs Vorgang bei einer Umdrehung der Kurbelwelle.

#### Doppelt wirkende Verdichter

Zwei Verdichtungs Vorgänge bei einer Umdrehung der Kurbelwelle.



Ansaugen

Verdichten

Bild 3.24:  
Prinzipbild

#### Kolbengeschwindigkeiten

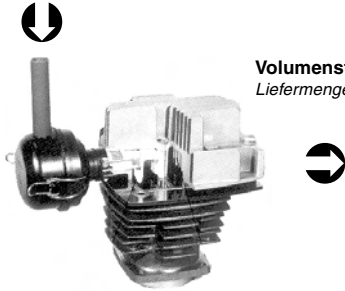
Bei Kompressoren ist die Kompressordrehzahl oder auch die Motordrehzahl nur von sekundärer Bedeutung. Entscheidend bei der Beurteilung des Verschleißes ist die Kolbengeschwindigkeit. So kann ein Kompressor mit geringer Drehzahl und großem Hub eine hohe Kolbengeschwindigkeit haben. Im Gegensatz dazu können Kompressoren mit hohen Drehzahlen und kleinem Hub geringe Kolbengeschwindigkeiten haben. Die Kolbengeschwindigkeit, gemessen in m/s, liegt bei BOGE-Kolbenkompressoren extrem niedrig. Das bedeutet minimalen Verschleiß.

# Drucklufterzeuger

## 3.3.2 Ansaugleistung - Liefermenge

### Hubvolumenstrom

Ansaugleistung



Volumenstrom  
Liefermenge

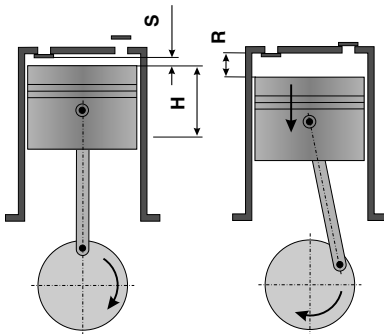
### Ansaugleistung - Liefermenge Hubvolumenstrom - Volumenstrom

Die Ansaugleistung (Hubvolumenstrom) ist eine rechnerische Größe bei Kolbenkompressoren. Sie ergibt sich aus dem Produkt von Zylinderinhalt (Hubraum), Kompressordrehzahl (Anzahl der Hübe) und Anzahl der ansaugenden Zylinder. Der Hubvolumenstrom wird angegeben in l/min, m<sup>3</sup>/min bzw. m<sup>3</sup>/h.

Die Liefermenge (Volumenstrom) wird gemessen nach dem VDMA Einheitsblatt 4362, DIN 1945, ISO 1217 oder nach PN2 CPTC2.

Das Verhältnis von Liefermenge zu Ansaugleistung ist der volumetrische Wirkungsgrad.

Bild 3.25:  
Hubvolumenstrom und Volumenstrom



S = Schädlicher Raum  
H = Hub  
R = Rückexpansion

### Schädlicher Raum

Der schädliche Raum ist eine konstruktive Größe. Er befindet sich zwischen dem oberen Totpunkt des Kolbens und der Unterkante des Ventils.

Der schädliche Raum ergibt sich aus:

- Fertigungstoleranzen
- Freie Räume in den Ventilen und Ventiltaschen
- Konstruktiven Eigenarten

Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens expandiert die Luft im schädlichen Raum (Rückexpansion) bis auf den atmosphärischen Druck. Erst dann wird bei der weiteren Abwärtsbewegung des Kolbens Luft von außerhalb angesaugt.

Bild 3.26:  
Schädlicher Raum

Der Unterschied zwischen Ansaugleistung und Liefermenge liegt darin begründet, daß beim Ansaugen im Ansaugfilter der Druck der Ansaugluft bereits abfällt, außerdem treten Leckverluste auf, die Ansaugluft erwärmt sich und durch den schädlichen Raum tritt außerdem noch eine Rückexpansion auf.

## 3.3.3 Kühlung

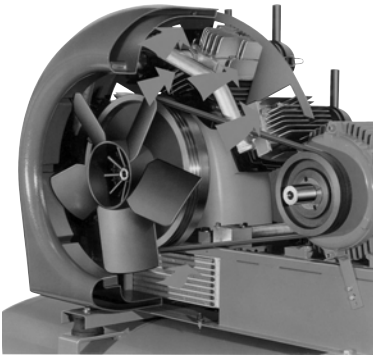


Bild 3.27:  
Kühlluftführung beim Kolbenkompressor

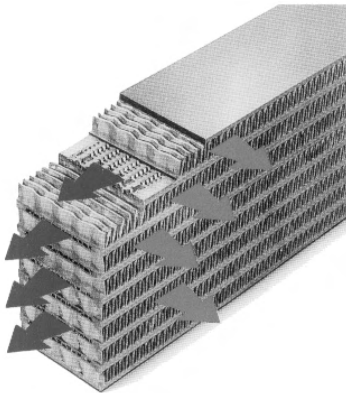


Bild 3.28:  
Nachkühler als Turbulenz-Lamellen-Kühler

Bei allen Verdichtungsvorgängen entsteht Wärme. Der Grad der Erwärmung ist abhängig vom Enddruck des Kompressors. Je höher der Enddruck ist, desto höher ist auch die Verdichtungstemperatur.

Laut Unfallverhütungsvorschrift darf die Verdichtungsendtemperatur bei Kompressoren mit ölgeschmierten Druckräumen und einstufiger Verdichtung sowie maximal 20 kW Motorleistung und maximal 10 bar bis zu 220°C betragen.

Bei größeren Drücken und höheren Motorleistungen ist eine maximale Temperatur von 200°C zugelassen. Bei mehrstufiger Verdichtung und Drücken von mehr als 10 bar beträgt die maximale Verdichtungsendtemperatur 160°C.

Der größte Teil der Verdichtungswärme muß somit abgeführt werden. Zu hohe Drucklufttemperaturen bedeuten eine Gefahr, denn ein geringer Teil des zur Schmierung eingesetzten Öles gelangt als Restöl während der Verdichtung in die Druckluft. Es kann sich entzünden. Ein Leitungs- bzw. Kompressorbrand wäre noch das geringste Übel. Von bestimmten Temperaturen an ist gerade bei der Druckluft die Explosionsgefahr besonders groß, denn auf das Volumen bezogen enthält sie weit mehr Sauerstoff als die Umgebungsluft.

Damit möglichst kalte Druckluft erzeugt wird, ist jeder Kompressorstufe ein Zwischen- und Nachkühler nachgeschaltet.

Die durch Kühlung abzuführende Wärmemenge ist abhängig vom Volumenstrom und vom Druck. Verdichter mit größeren Leistungen erhalten zwei, drei oder mehr Zylinder. Die Zylinder sind so angeordnet, daß sie möglichst günstig im Luftstrom des Kühlluftventilators liegen. Um die Wärmeabfuhr zu intensivieren, werden die Oberflächen der Zylinder und Zylinderköpfe durch eine großzügige Verrippung vergrößert. Für eine möglichst niedrige Drucklufttemperatur reicht aber die intensive Kühlung und große Verrippung des Kompressors nicht aus. Zusätzlich muß die Druckluft im Zwischenkühler zwischen der ersten und zweiten Stufe bzw. im Nachkühler hinter der zweiten Stufe gekühlt werden. Reicht die Kühlung immer noch nicht aus, so ist eine mehrstufige Verdichtung notwendig.

Bei ölgeschmierten Kolbenkompressoren muß die Abkühlung nach der letzten Stufe gemäß Unfallverhütungsvorschrift VBG 16 § 9 auf mindestens 60°C bzw. 80°C erfolgen. Eine möglichst niedrige Druckluftaustrittstemperatur hat außerdem für den Verbraucher den Vorteil, daß die Druckluft nur noch einen geringen Anteil an Feuchtigkeit hat. Außerdem können die dem Kompressor nachgeschalteten Komponenten, wie Druckluftbehälter oder Druckluftaufbereitungsgeräte nur für die geringe Drucklufttemperatur ausgelegt und somit kostengünstiger beschafft werden. Die Druckluftaustrittstemperatur liegt bei luftgekühlten Kolbenkompressoren je nach Qualität des Kompressors bei ca. 10 - 15°C über Umgebungstemperatur.

### 3.3.4 Kühlmittel

Die **Kolbenkompressoren** werden vorwiegend in **luftgekühlter Ausführung** geliefert. Die Kühlluft hat den Vorteil, daß sie fast überall in jeder beliebigen Menge kostenlos zur Verfügung steht.

Die Kühlluft wird von einem Ventilator erzeugt. Der Ventilator drückt die Kühlluft über den Zwischen- bzw. Nachkühler und über den Kompressor.

Beim Verdichten bzw. Abkühlen der Druckluft fällt innerhalb des Kühlers Kondensat aus. Das Kondensat wird aufgrund der Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft aus dem Nachkühler in das Leitungsnetz bzw. den nachgeschalteten Druckluftbehälter mitgerissen.

### 3.3.5 Regelung von Hubkolbenkompressoren

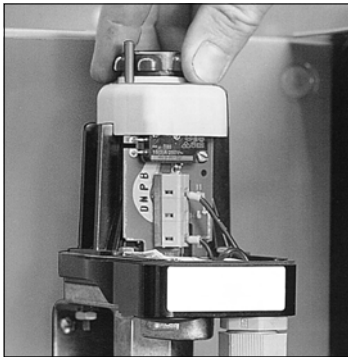


Abb. 3.29:  
Druckschalter

Kolbenkompressoren werden normalerweise über Druckschalter geregelt. Die Druckschalter müssen an einer Stelle angeordnet sein, wo die Druckluft beruhigt ist. Das ist zum Beispiel der Druckbehälter und nicht die Rohrleitung zwischen Kompressor und Behälter.

Der Druckschalter schaltet den Kompressor bei Höchstdruck aus und bei 20 % unter Höchstdruck wieder ein. Die Schaltung ist also 8 : 10 bar bzw. 12 : 15 bar.

Eine kleine Schaltdifferenz ist nicht zu empfehlen, da der Kompressor dann zu häufig schaltet und der Verschleiß von Kompressor und Motor zunimmt. Der Einschaltdruck kann bei gleichbleibendem Ausschaltdruck gesenkt werden. Das hat den Vorteil, daß der Kompressor längere Laufzeiten, aber auch gleichzeitig längere Stillstandzeiten hat. Der eingestellte Einschaltdruck darf den Mindestdruck des Druckluftnetzes nicht unterschreiten.

Kolbenkompressoren laufen nicht nach, sondern schalten sofort nach Erreichen des Höchstdruckes aus (Aussetzbetrieb).

Kolbenkompressoren eignen sich dadurch besonders als Spitzenlastmaschinen. Der Kompressor schaltet nur bei erhöhten Luftbedarf ein und bei Erreichen des Höchstdruckes ohne Nachlaufzeit, also ohne ca. 30 % Energiebedarf im Leerlauf, aus.

### 3.3.6 Vorteile von Hubkolbenkompressoren

- Verdichtung fast aller technischen Gase möglich
- wirtschaftliche Verdichtung bis zu Drücken von 40 bar
- einsetzbar als Nachverdichter
- einfache Steuerung
- wirtschaftlicher Start-Stop-Betrieb ( keine Leerlaufzeit )

3.3.7 Baugruppen eines  
Kolbenkompressors

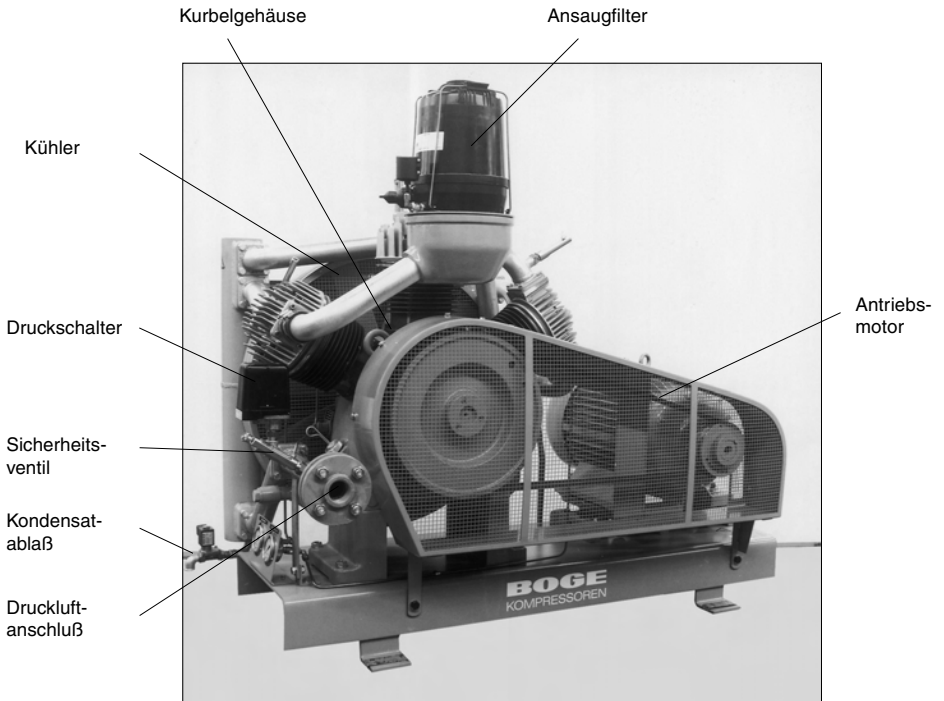


Bild 3.30:  
Baugruppen eines Kolbenkompressors

## 3.4 Schraubenkompressoren

### 3.4.1 Allgemeines

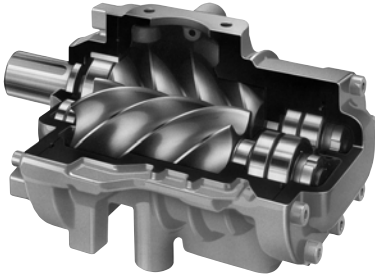


Bild 3.31:  
Schnittbild Schraubenkompressor

Im Gegensatz zum Kolbenkompressor ist der Schraubenkompressor eine relativ junge Verdichter-Bauart. Obwohl das Prinzip schon 1878 von Heinrich Kriger in Hannover entwickelt wurde, reifte die Konstruktion aber erst nach dem zweiten Weltkrieg aus. Die schwedische Firma "Svenska Rotor Maskiner" (SRM) entwickelte den Schraubenkompressor technisch zur Serienreife.

Schraubenkompressoren arbeiten nach dem Verdrängungsprinzip. Zwei parallele, mit unterschiedlichem Profil versehene Drehkolben, arbeiten gegenläufig in einem Gehäuse.

### 3.4.2 Verdichtungsvorgang

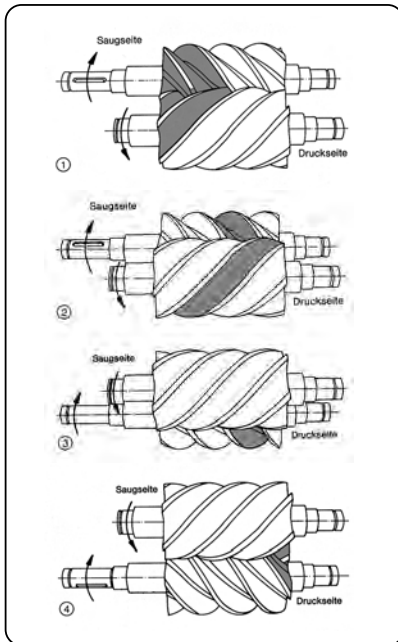


Bild 3.32:  
Verdichtungsprozess beim Schraubenkompressor

Die angesaugte Luft wird in Kammern, die sich durch die Rotation der Schraubenkörper ständig verkleinern, bis auf den Enddruck verdichtet. Anschließend gelangt die Luft in den Druckstutzen. Die Gehäusewandungen und die ineinandergreifenden Gänge der Rotoren bilden die Kammern.

#### Ansaugen ( 1 )

Die Luft tritt durch die Einlaßöffnung in die saugseitig offenen Schraubengänge der Rotoren.

#### Verdichten ( 2 ) + ( 3 )

Durch fortschreitende Drehung der Rotoren wird die Luft einlaßöffnung verschlossen, das Volumen verkleinert und der Druck erhöht.

Während dieses Vorgangs wird Öl eingespritzt.

#### Ausströmen ( 4 )

Die Verdichtung ist beendet. Der Enddruck ist erreicht und das Ausströmen beginnt.

## 3.4.2 Funktionsweise

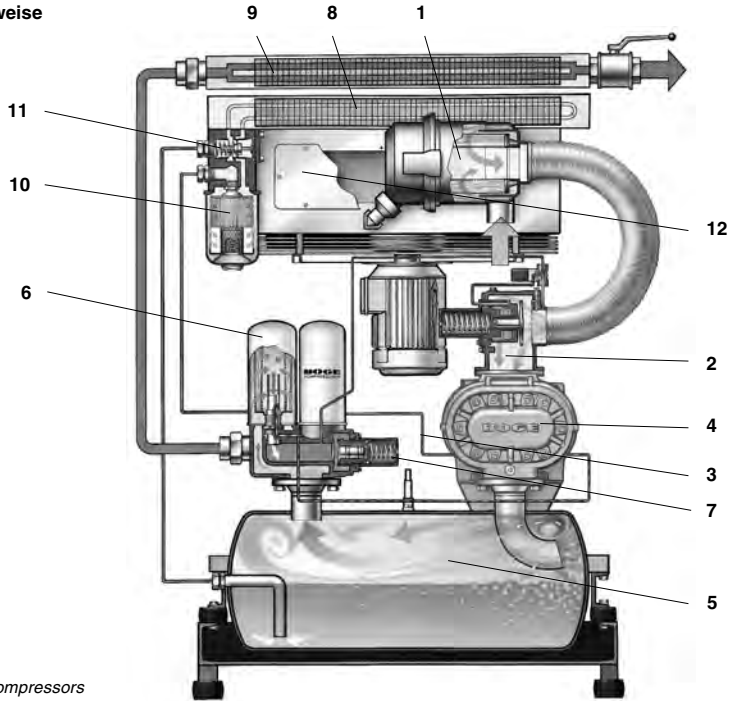


Bild 3.33:  
Funktionsbild eines  
BOGE-Schraubencompressors

- 1 = Ansaugfilter mit Papier-Microfiltereinsatz
- 2 = Multifunktions-Ansaugregler
- 3 = Öleinspritzung
- 4 = Verdichterstufe
- 5 = Ölabscheidebehälter
- 6 = Ölabscheidepatrone
- 7 = Mindestdruck-Rückschlagventil
- 8 = Ölkühler
- 9 = Nachkühler parallel zum Kühlluftstrom
- 10 = Microfilter
- 11 = Thermostatventil
- 12 = Reinigungsöffnung

**BOGE-Schraubencompressoren** saugen Luft über den Ansaugfilter **1** mit Microfiltereinsatz, Staubzyklon und Verschmutzungsanzeige an. Nach Passieren des Ansaugreglers **2** strömt die Luft zum Verdichten in die Verdichterstufe **4**. In den Verdichtungsraum wird kontinuierlich gekühltes Öl **3** mit ca. 55 °C dosiert eingespritzt. Das Öl nimmt die beim Verdichtungsprozess entstehende Wärme auf und erwärmt sich auf ca. 85 °C. Die maximale Verdichtungsendtemperatur darf nach EG-Maschinenrichtlinie 110 °C betragen. Im kombinierten Druckluft-/Ölabscheide-Behälter **5** wird das Öl aus der Druckluft weitestgehend abgeschieden. Der Ölfeinabscheider **6** übernimmt die Restabscheidung so sorgfältig, daß der Restölgehalt in der Druckluft danach nur noch ca. 1-3 mg/m<sup>3</sup> beträgt.

Die Druckluft gelangt dann über ein Mindestdruck-Rückschlagventil **7** in den Druckluftnachkühler **9** und wird hier auf die günstige Temperatur von nur ca. 8 °C über Ansaugtemperatur abgekühlt und danach über das bei **BOGE** serienmäßige Absperrventil ins Betriebs-Druckluftnetz geleitet.

Das im Ölabscheider separierte Öl wird in einem reichlich dimensionierten Ölkühler **8** von 85 °C auf 55 °C zurückgekühlt. Es passiert einen Ölfilter mit Austauschpatrone **10**. Im Ölkreislauf ist zusätzlich ein Thermostatventil **11** angeordnet, das kaltes Öl am Ölkühler vorbei direkt wieder zur Stufe **4** führt.

## 3.4.3 Ölkreislauf

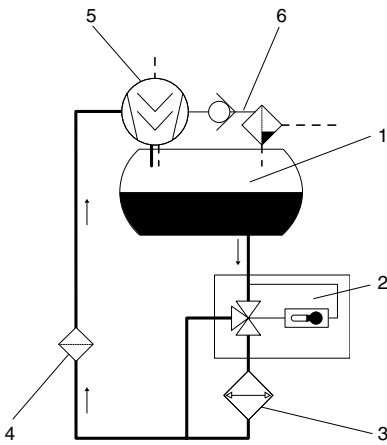


Bild 3.34:  
Bauteile des Ölkreislaufes

Das in die Kompressorstufe eingespritzte Öl hat folgende Aufgaben:

- Abführen der Kompressionswärme (Kühlung)
- Abdichtung der Spalte zwischen den Läufern, sowie zwischen Läufern und Gehäuse
- Schmierung der Lager

### 1 = Druckluft-Öl-Behälter

Im Druckluft-Öl-Behälter sammelt sich das aus der Druckluft durch Schwerkraft abgeschiedene Öl. Der Systemdruck drückt dieses aus dem Behälter in die Kompressorstufe.

### 2 = Thermostatisches Ölregelventil

Das thermostatische Ölregelventil lenkt das Öl abhängig von dessen Temperatur entweder durch den Ölkühler oder durch einen Bypass (z.B. in der Anlaufphase) am Ölkühler vorbei. Das Öl hält so stets seine optimale Betriebstemperatur.

### 3 = Ölkühler (luft- oder wassergekühlt)

Der Ölkühler kühlt das heiße Öl auf Betriebstemperatur ab.

### 4 = Ölfilter

Der Ölfilter hält Verunreinigungen im Öl zurück.

### 5 = Kompressorstufe

Das eingespritzte Öl gelangt mit der Druckluft zurück in den Druckluft-Öl-Behälter. Dort wird es durch Schwerkraft abgeschieden.

### 6 = Drainageleitung

Über die Drainageleitung saugt die Kompressorstufe das Restöl, das sich im Ölabscheider angesammelt hat, zurück in den Ölkreislauf.



## 3.4.4 Luftkreislauf

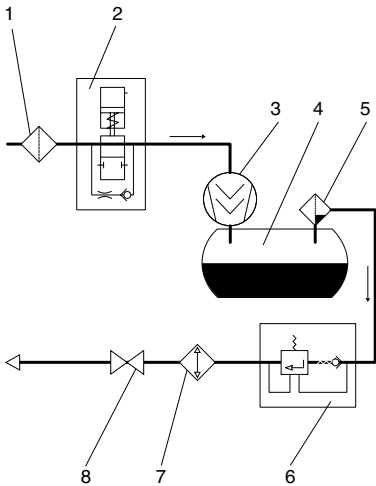


Bild 3.35:  
Bauteile des Luftkreislaufes

Durch die Rotoren wird die angesaugte Luft in den Kammern der Kompressorstufe bis auf den Enddruck verdichtet.

### 1 = Ansaugfilter

Der Ansaugfilter reinigt die von der Kompressorstufe angesaugte Luft.

### 2 = Ansaugregler

Der Ansaugregler öffnet (Lastlauf) oder schließt (Leerlauf und Stillstand) die Saugleitung abhängig vom Betriebszustand des Kompressors.

### 3 = Kompressorstufe

Die Kompressorstufe verdichtet die angesaugte Luft.

### 4 = Druckluft-Öl-Behälter

Im Druckluft-Öl-Behälter trennen sich Druckluft und Öl durch Schwerkraft voneinander.

### 5 = Ölabscheider

Der Ölabscheider scheidet das in der Druckluft enthaltene Restöl ab.

### 6 = Mindestdruck-Rückschlagventil

Das Mindestdruck-Rückschlagventil öffnet erst, wenn der Systemdruck auf 3,5 bar angestiegen ist. Dies bewirkt einen schnellen Aufbau des Systemdrucks und stellt die Schmierung in der Anlauf- und Netzdruckaufbauphase sicher. Nach dem Ausschalten des Kompressors verhindert das Rückschlagventil, daß die Druckluft aus dem Netz zurückströmt.

### 7 = Druckluft-Nachkühler (luftgekühlt)

Im Druckluft-Nachkühler wird die verdichtete Luft abgekühlt. Dabei kondensiert ein Großteil des in der Luft enthaltenen Wassers aus.

### 8 = Absperrventil

Über das Absperrventil kann der Schraubenkompressor vom Netz getrennt werden.

# Drucklufterzeuger

## 3.4.5 Wärmerückgewinnung

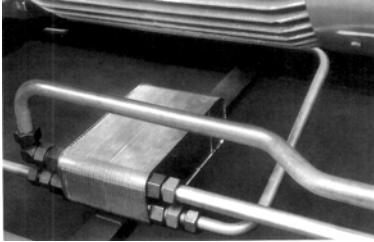


Bild 3.36:  
Wärmeaustauscher BOGE-DUOTHERM

Bei Schraubenkompressoren mit Öleinspritzkühlung nimmt das Öl ca. 85% der Wärme auf. Über Wärmeaustauscher kann dem Öl die Wärme entzogen und Brauch- oder Heizungswasser erwärmt werden.

Das im Gegenstrom durch den Wärmeaustauscher strömende Wasser wird auf bis zu +70°C erwärmt. Die erhitzte Wassermenge ist dabei von der Temperaturdifferenz abhängig.

## 3.4.6 Ansaugregelung

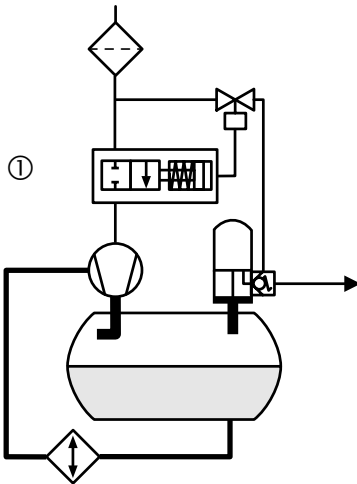


Bild 3.37:  
Ansaugregelung mit Entlüftungs-/ Steuerventil

Der Ansaugregler steuert die Saugleitung des Schraubenkompressors.

- Voll entlasteter Anlauf durch geschlossenen Regler.
- Schließt hermetisch bei Leerlauf, Stillstand und Not-Aus.

## 3.4.7 Vorteile von Schraubenkompressoren

- wenn kontinuierlich Druckluft benötigt wird
- ideal als Grundlastmaschine
- wirtschaftlich bei 100 % Einschaltdauer
- stufenlose Leistungsregelung möglich
- ideal für Frequenzregelung

3.4.8 Baugruppen  
eines Schraubenkompressors

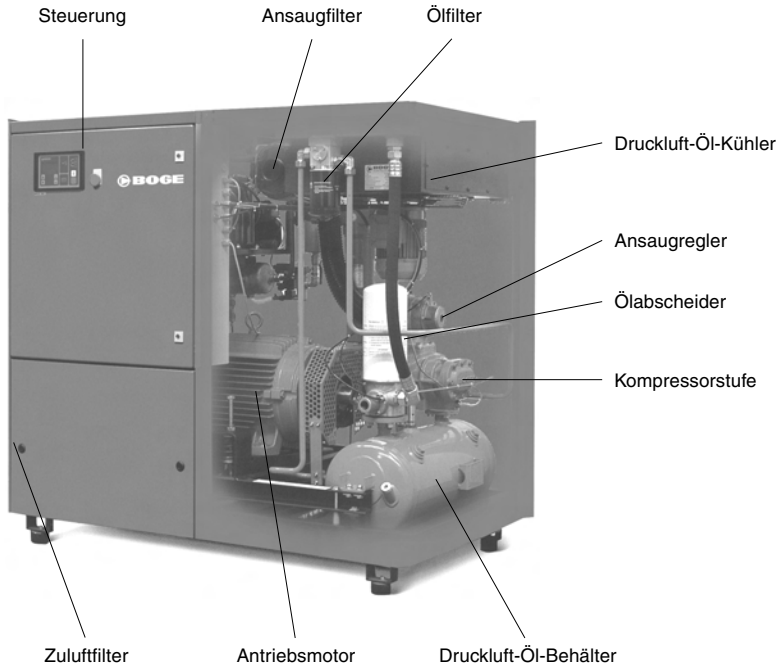


Bild 3.38:  
Baugruppen eines Schraubenkompressors

## 3.5 Baugruppen

### 3.5.1 Antriebsmotor

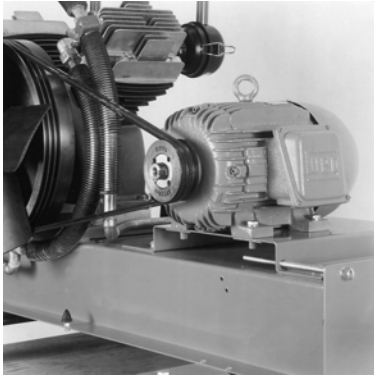


Bild 3.39:  
Antriebsmotor mit Keilriemen und Riemen-  
spannvorrichtung

Die Antriebsmotoren, vorwiegend Drehstrommotoren, arbeiten meist mit einer Drehzahl von  $3.000 \text{ min}^{-1}$ . Die entsprechende Kompressor Drehzahl wird durch die Keilriemenübersetzung erreicht.

Stand der Technik sind Drehstrommotoren der Schutzart IP 55 und der Isolierstoffklasse F.

### 3.5.2 Keilriemen

Der Antrieb des Kompressors erfolgt über Keilriemen.

Durch das patentierte GM-Antriebssystem bei Schraubenkompressoren arbeiten die Keilriemen praktisch wartungsfrei mit rechnerischen Standzeiten bis 25.000 Betriebsstunden.

### 3.5.3 Riemenspannvorrichtung

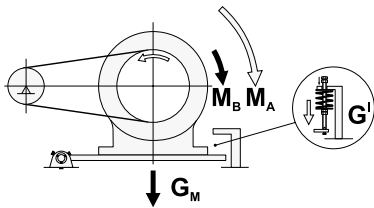


Bild 3.40:  
BOGE-GM-Antriebssystem

Bei Kolbenkompressoren sitzt der Motor auf einer Riemen-spannvorrichtung. Zum Nachspannen der Riemen wird der Motor über eine zentrale Gewindespindel bewegt und gleichzeitig parallel geführt. Der Keilriemen kann einwandfrei laufen.

Die BOGE-Schraubenkompressoren sind mit dem patentierten **BOGE-GM-Antriebssystem** ausgerüstet. Durch dieses System entfällt das Nachspannen und das Ausrichten beim Riemenwechsel. Während des Betriebes wird die Riemen-spannung in jeder Betriebsphase optimal angepaßt.

## 3.5.4 Saug- und Druckventile

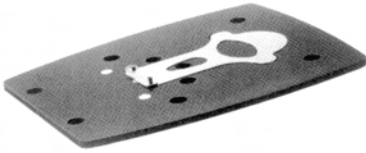


Bild 3.41:  
BOGE-ferax®-Zugventil

Das Zungenventil steuert den Lufteintritt und den Luftaustritt in den Zylinderraum des **Kolbenkompressors**.

BOGE-ferax®-Zugventile haben weniger Bauteile als herkömmliche Ventile. Sie arbeiten reibungsfrei, haben nur kleine schädliche Räume und geringe Strömungswiderstände. Das bedeutet eine höhere Liefermenge, lange Ventilstandzeiten und praktisch keine Ölkohleablagerungen. Ölkohleablagerungen sind Verschmutzungen, die durch hohe Verdichtungs-temperaturen entstehen und sich an den Ventilen ablagern.

## 3.5.5 Sicherheitsventile



Bild 3.42:  
Sicherheitsventil am Schraubenkompressor

Das Sicherheitsventil muß beim 1,1fachen Nenndruck des Druckluftbehälters die volle Liefermenge des Kompressors abblasen.

## 3.5.6 Ansaugfilter

Staubzyklon      Papierfiltereinsatz



Automatischer Staubaustrag

Bild 3.43:  
Ansaugfilter mit Papiereinsatz

Die zu verdichtende Luft wird über den Ansaugfilter aus dem Kompressorraum angesaugt. Der Ansaugfilter scheidet feste Verunreinigungen (Staubteilchen) aus der angesaugten Luft aus. Damit wird der Verschleiß des Kompressors minimiert und dem Kunden saubere Druckluft zur Verfügung gestellt.

Bei staubhaltiger Umgebungsluft (z.B. in Zementbetrieben) werden Papieransaugfilter eingesetzt, die einen höheren Abscheidegrad als übliche Naßluftfilter bzw. Filter mit Schaumstoffeinsatz haben.

Die Filtereinsätze lassen sich bei größeren Kompressoren reinigen. Es besteht die Möglichkeit, die Ansaugfilter auf Differenzdruck zu überwachen. Die Verschmutzung des Filters kann hierdurch frühzeitig erkannt werden.

## 3.6 Kompressorschmier- und kühlmittel

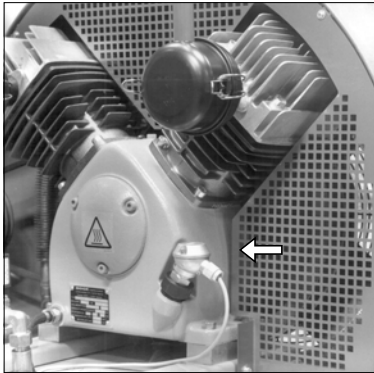


Bild 3.44:  
Ölstandsüberwachung mit Niveausonde

Kompressoröle sind genormt nach DIN 51506. Es dürfen keine HD-Öle zum Schmieren des Kompressors eingesetzt werden. HD-Öle neigen zum Emulgieren und verlieren so schnell ihre Schmierfähigkeit.

Zugelassen sind Mineral- und Synthetische Öle. Mineralöle haben unter normalen Betriebsbedingungen eine Standzeit von ca. 2.000 Betriebsstunden. Synthetische Öle können in längeren Intervallen gewechselt werden.

Der Ölstand des Kompressors ist in regelmäßigen Abständen zu prüfen.

Der erste Ölwechsel ist nach der Einlaufzeit (ca. 300 bis 500 Betriebsstunden) durchzuführen.

Kompressoren dürfen nicht mit zu geringer Ölmenge betrieben werden. Auch ein kurzzeitiger Probelauf ohne Öl (z.B. zur Feststellung der richtigen Drehrichtung) kann zu Schäden führen.

Bei jedem Ölwechsel müssen die Ölfilter gereinigt bzw. ausgetauscht werden.

Kompressoröle und das Kondensat ölgeschmierter Kompressoren dürfen nicht ins Abwasser gelangen. Sie müssen als Altöl entsorgt werden.

Ölhaltiges Kondensat kann über geeignete Geräte aufbereitet werden, um Entsorgungskosten zu sparen.

### Kolbenkompressor

Öle auf synthetischer Basis lassen Kompressorlaufzeiten bis zu 8.000 Betriebsstunden zu.

### Schraubenkompressor

Die Standzeiten von mineralischen Kompressorölen liegen typischerweise bei ca. 3000 Betriebsstunden, von synthetischen Ölen teilweise sogar bei bis zu 9000 Betriebsstunden.

Synthetische Öle haben eine höhere Oxidationsstabilität als mineralische Öle und somit eine weitaus bessere Alterungsbeständigkeit. Daraus ergibt sich die vielfache Laufleistung. Durch die Oxidationsstabilität werden auch schädliche Ablagerungen im Ölkreislauf vermieden.

Als weitere Vorteile von synthetischen Ölen sind die geringere Verdampfungsneigung zu nennen, die, insbesondere bei hohen Betriebstemperaturen, den Ölverbrauch und den Öldampfgehalt in der Druckluft senken kann und das bessere Viskositäts-Temperatur-Verhalten, das zu einer stabileren und gleichmäßigeren Schmierung über einen weiten Temperaturbereich verhilft.

Wenn Druckluft mit Lebensmitteln in Berührung kommt, sind USDA-H1 Öle einzusetzen, die den strengen Anforderungen der Pharma- und Lebensmittelindustrie gerecht werden.

## 4. Regelung von Kompressoren

Das Ziel der Regelung ist die Minimierung von Energieverbrauch und Verschleiß und die Maximierung der Verfügbarkeit.

Es gibt verschiedene Regelgrößen, abhängig von Bauart, Größe und Einsatzbereich:

- der Verdichtungs-Enddruck (Netzdruck).
- der Saugdruck.
- der geförderte Volumenstrom.
- die aufgenommene elektrische Leistung des Verdichtermotors.
- die Luftfeuchtigkeit hinter dem Verdichter.

Die Regelung des Verdichter-Enddruckes hat gegenüber allen anderen Regelgrößen die größte Bedeutung.

### 4.1 Druckdefinitionen

#### Netzdruck $p_N$ [ bar<sub>ü</sub> ]

Der Netzdruck  $p_N$  ist der Druck am Kompressorausgang hinter dem Rückschlagventil. Dabei handelt es sich um den Druck im Leitungsnetz.

#### Der Netzdruck-Sollwert $p_{Ns}$ [ bar<sub>ü</sub> ]

Der Netzdruck-Sollwert  $p_{Ns}$  ist der Druck der im Leitungsnetz mindestens vorhanden sein muß.

#### Systemdruck $p_s$ [ bar<sub>ü</sub> ]

Der Systemdruck  $p_s$  ist der Druck im Innern eines Schraubenkompressors bis zum Mindestdruck-Rückschlagventil.

#### Einschaltdruck $p_{min}$ [ bar<sub>ü</sub> ]

Der Einschaltdruck  $p_{min}$  ist der Druck, bei dessen Unterschreiten der Kompressor einschaltet.

Der Einschaltdruck  $p_{min}$  sollte mindestens 0,5 bar über dem Sollwert des Netzdrucks  $p_N$  liegen.

#### Ausschaltdruck $p_{max}$ [ bar<sub>ü</sub> ]

Der Ausschaltdruck  $p_{max}$  ist der Druck, bei dessen Überschreiten der Kompressor abschaltet.

Der Ausschaltdruck  $p_{max}$  sollte bei Kolbenkompressoren ca. 20% über dem Einschaltdruck liegen ( z.B. Einschaltdruck 8 bar, Ausschaltdruck 10 bar ).

Bei Schraubenkompressoren sollte der Ausschaltdruck  $p_{max}$  0,5 bis 1 bar über dem Einschaltdruck liegen ( z.B. Einschaltdruck 9 bar, Ausschaltdruck 10 bar ).

## 4.2 Betriebszustände

Der Betriebszustand ist die aktuelle Situation in der sich ein Kompressor befindet. Die Betriebszustände sind die Grundlage für die Kompressorregelungen.

### 4.2.1 Stillstand ( $L_0$ )

Der Kompressor steht still, ist aber betriebsbereit. Bei Druckluftbedarf schaltet er automatisch in den Lastlauf.

### 4.2.2 Leerlauf ( $L_1$ )

Der Antrieb des Kompressor läuft, es wird keine Luft verdichtet. Der Kompressor spart die zur Verdichtung notwendige Energie teilweise ein. Bei Druckluftbedarf schaltet er ohne Verzögerung in den Lastlauf.

Der Leerlaufbetrieb reduziert die Motorschaltspiele und vermindert damit den Verschleiß.

Zur Verwirklichung der Leerlaufregelung werden verschiedene Techniken angewendet:

#### **Umlaufschaltung**

Die Saugleitung wird direkt mit der Druckleitung verbunden. Es treten hohe Druckverluste auf und der Einbau eines Rückschlagventils ist unbedingt erforderlich.

#### **Rückströmschaltung**

Die Saugventile des Kompressors werden während des Verdichtungsvorgangs nicht geschlossen. Die Luft komprimiert nicht, sie strömt zur Ansaugseite zurück.

Die Rückströmschaltung ist auch zur Anlauf-Entlastung geeignet, da schon der erste Arbeitshub voll entlastet ist.

#### **Saugleitungsverschluß**

Ein Ventil verschließt die Saugleitung des Kompressors. Der Ansaugvolumenstrom wird auf Null reduziert und es steht keine Luft für die Verdichtung zur Verfügung. Die Druckverluste sind nur gering.

#### **Druckleitungsverschluß**

Ein Ventil verschließt die Druckleitung des Kompressors. Das Ausschleiben der komprimierten Druckluft wird verhindert. Es kann kein Volumenstrom entstehen.



## 4.2.3 Teillast

Die Liefermenge des Verdichters wird dem jeweiligen Bedarf an Druckluft angepaßt. Der Energiebedarf geht bei verringerter Liefermenge zurück. Der Netzdruck  $p_n$  ist konstant.

Es gibt verschiedene Methoden den Volumenstrom zu variieren. Gegebenenfalls können diese auch miteinander kombiniert werden:

### **Drehzahl-Regelung**

Eine Veränderung der Motordrehzahl variiert die Liefermenge des Kompressors. Bei elektrisch angetriebenen Kompressoren wird die Drehzahl-Regelung meist mit Hilfe eines Frequenzumrichters realisiert.

Die Liefermenge wird wirtschaftlich stufenlos von 25-100% geregelt.

### **Zuschaltraum-Regelung** ( nur Kolbenkompressoren )

Durch Vergrößerung des schädlichen Raums kommt es zu einer stärkeren Rückexpansion der verdichteten Luft. Öffnet man mehrere Zuschalträume nacheinander, läßt sich die Liefermenge stufenförmig senken. Es gibt auch Varianten, bei denen ein Zuschaltraum stufenlos erweitert werden kann.

### **Rückström-Regelung** ( nur Kolbenkompressoren )

Die Liefermenge des Kompressors wird durch Öffnen der Saugventile während des Verdichtungshubes reduziert. Die Öffnungszeit der Saugventile bestimmt die Verminderung des verdichteten Volumenstromes.

Es ist eine Teillastregelung von ca. 25 - 100% der Liefermenge möglich. Bleibt das Saugventil während des gesamten Verdichtungshubes geöffnet, geht die Liefermenge auf Null zurück.

### **Saugdrossel-Regelung**

Eine verstellbare Drossel in der Ansaugleitung reduziert das Ansaugvolumen. Nimmt der Netzdruck ab, so öffnet sich das Drosselventil entsprechend und der Kompressor saugt mehr Luft an, die Liefermenge steigt. Sobald der Netzdruck stabil bleibt schließt das Drosselventil und der Kompressor arbeitet im Leerlauf.

Die Liefermenge variiert stufenlos von 0 - 100%. Dabei sinkt der elektrische Leistungsbedarf nicht unter 70%.

## 4.2.4 Lastlauf ( $L_2$ )

Der Kompressor liefert seine maximale Liefermenge. Er verbraucht dabei die maximale Energie.

# Regelung von Kompressoren

## 4.3 Regelung einzelner Kompressoren

Die Regelung von Kompressoren verfolgt zwei Ziele: Energieersparnis und Verschleißminimierung.

Um diese Ziele zu erreichen, werden die 4 Betriebszustände der Kompressoren in den verschiedenen Regelungsarten miteinander kombiniert. Welche Regelung zum Einsatz kommt, hängt von den Randbedingungen ab.

### 4.3.1 Aussetz-Regelung

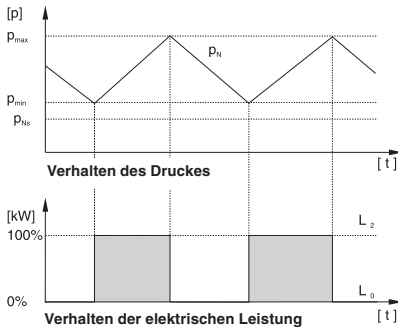


Bild 4.1 : Funktionsdiagramm der Ausschalt-Regelung

Bei der Aussetzregelung schaltet ein Druckschalter, ein Drucksensor oder ein Kontaktmanometer den Kompressor netzdruckabhängig.

Der Verdichter hat zwei Betriebszustände, **Lastlauf ( L<sub>2</sub> )** und **Stillstand ( L<sub>0</sub> )**.

Diese Regelung hat die günstigste Energiebilanz aller Regelungsarten. Sie empfiehlt sich, wenn ein großer Druckluftbehälter zur Verfügung steht. Ein großes Speichervolumen reduziert außerdem die Zahl der Motorschaltspiele.

- Der Netzdruck  $p_N$  steigt bis zum Ausschaltdruck  $p_{max}$ . Der Kompressor schaltet in den **Stillstand ( L<sub>0</sub> )**.
- Der Netzdruck  $p_N$  fällt auf den Einschaltdruck  $p_{min}$ . Der Kompressor schaltet in den **Lastlauf ( L<sub>2</sub> )**.

Die Aussetzregelung ist die typische Regelung von Kolbenkompressoren.

### 4.3.2 Leerlauf-Regelung

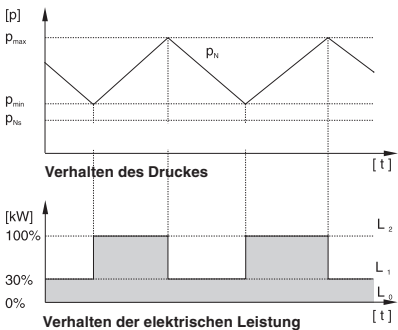


Bild 4.2 : Funktionsdiagramm der Leerlauf-Regelung

Ein Druckschalter oder ein Kontaktmanometer schaltet den Kompressor netzdruckabhängig in Last- oder Leerlauf.

Im **Leerlauf ( L<sub>1</sub> )** läuft der Antriebsmotor ununterbrochen weiter, ohne daß der Kompressor Druckluft fördert. Der elektrische Leistungsbedarf sinkt auf ca. 30% des Lastlaufbedarfs.

Der kontinuierliche Lauf des Antriebs minimiert die Motorschaltspiele, die besonders bei großen Motoren erhöhten Verschleiß verursachen.

Der Leerlaufbetrieb wird bei Druckluftnetzen mit relativ kleinem Speichervolumen eingesetzt um die zulässige Schalthäufigkeit des Antriebsmotors nicht zu überschreiten.

- Der Netzdruck  $p_N$  steigt bis zum Ausschaltdruck  $p_{max}$ . Der Kompressor schaltet in den **Leerlauf ( L<sub>1</sub> )**.
- Der Netzdruck  $p_N$  fällt auf Einschaltdruck  $p_{min}$ . Der Kompressor schaltet in den **Lastlauf ( L<sub>2</sub> )**.

## 4.3.3 Verzögerte Aussetz-Regelung

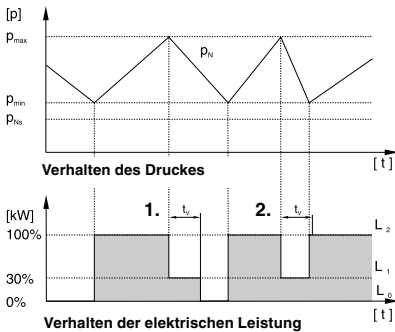


Bild 4.3  
Funktionsdiagramm der verzögerten  
Ausschalt-Regelung

Ein Druckschalter, ein Drucksensor oder ein Kontaktmanometer arbeitet mit einem Zeitelement zusammen und steuert den Kompressor netzdruckabhängig.

Der Kompressor durchläuft die Betriebszustände **Lastlauf ( $L_2$ )**, **Leerlauf ( $L_1$ )** und **Stillstand ( $L_0$ )**. Die Betriebszustände werden über das Zeitelement  $t_v$  miteinander verknüpft. Die verzögerte Aussetzregelung verbindet die Vorteile der Aussetzregelung und der Leerlaufregelung miteinander. Sie ist ein Mittelweg mit günstigerem Energieverbrauch als die Leerlaufregelung.

Die verzögerte Aussetz-Regelung arbeitet mit zwei Schaltvarianten :

### 1. Variante

- Der Netzdruck  $p_N$  steigt bis zum Ausschaltdruck  $p_{max}$ . Der Kompressor schaltet in den **Leerlauf ( $L_1$ )**.
- Der Netzdruck  $p_N$  hat den Einschaltdruck  $p_{min}$  nach Ablauf der Zeit  $t_v$  nicht erreicht. Der Kompressor schaltet in den **Stillstand ( $L_0$ )**.
- Der Netzdruck  $p_N$  fällt unter den Einschaltdruck  $p_{min}$ . Der Kompressor schaltet in den **Lastlauf ( $L_2$ )**.

### 2. Variante

- Der Netzdruck  $p_N$  steigt bis zum Ausschaltdruck  $p_{max}$ . Der Kompressor schaltet in den **Leerlauf ( $L_1$ )**.
- Der Netzdruck  $p_N$  erreicht den Einschaltdruck  $p_{min}$  vor Ablauf der Zeit  $t_v$ . Der Kompressor schaltet in den **Lastlauf ( $L_2$ )**.

Es gibt 2 Möglichkeiten der Aktivierung des Zeitelements  $t_v$  :

1. Beim Einschalten des Kompressors ( $p_{min}$ ) startet das Zeitelement  $t_v$  (Mindest-Motor-Laufzeit MML). Hier ergeben sich geringere Leerlaufzeiten und somit geringere Energiekosten als bei 2.
2. Beim Erreichen des Ausschalt drucks ( $p_{max}$ ) startet das Zeitelement  $t_v$  (Feste Nachlaufzeit NLZ).

# Regelung von Kompressoren

## 4.3.4 Teillast-Regelung

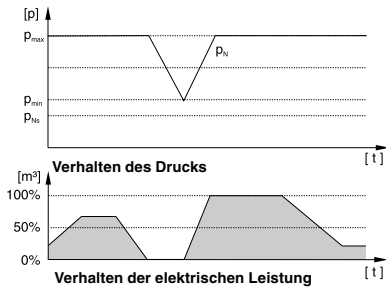


Bild 4.4  
Funktionsdiagramm der Teillast-Regelung

Der Volumenstrom des Verdichters wird dem jeweiligen Bedarf an Druckluft angepaßt.

Der Netzdruck  $p_N$  ist auf Grund der variablen Leistungsregelung weitgehend konstant. Die Schwankungen von  $p_N$  sind, je nach Methode der Teillast-Regelung, unterschiedlich.

Die Teillast-Regelung wird bei Systemen mit kleinem Speichervolumen und/oder starken Verbrauchsschwankungen eingesetzt. Die Anzahl der Schaltspiele sinkt.

### 4.3.4.1 Stufenlose Leistungsregelung

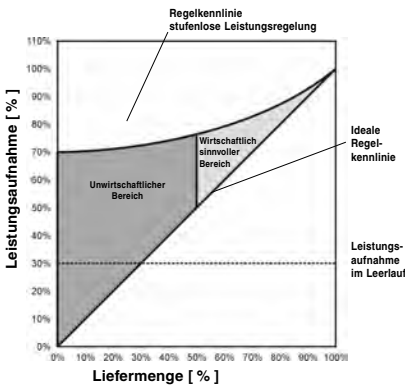


Bild 4.5a:  
Zusammenhang zwischen Liefermenge und Leistungsbedarf beim Einsatz der stufenlosen Leistungsregelung.

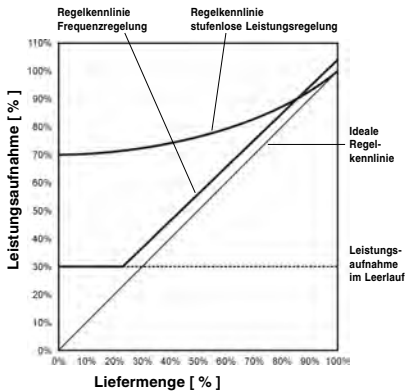
Unabhängig von der ARS-Steuerung bietet BOGE optional eine **stufenlose Leistungsregelung** für Schraubenkompressoren mit Öleinspritzkühlung an. Diese Regelung greift in die Vorgänge des Ansaugreglers ein und arbeitet nach dem Saugdrosselprinzip. Sie paßt die tatsächliche Liefermenge an den aktuellen Druckluftbedarf an.

Die **stufenlose Leistungsregelung** von BOGE ist werkseitig auf eine Fördermenge zwischen 50 und 100% der Liefermenge eingestellt. Sinkt die Liefermenge unter 50% arbeitet der Kompressor unwirtschaftlich. Je nach Schaltzyklus schaltet der Kompressor aus oder arbeitet im Leerlaufbetrieb weiter. Generell werden durch die Liefermengenanpassung Schaltvorgänge und Leerlaufverluste minimiert und dadurch zusätzlich Energie eingespart.

Durch die stufenlose Anpassung der Liefermenge an den tatsächlichen Verbrauch erhält man einen konstanten Netzdruck, da immer nur so viel gefördert wird, wie verbraucht wird. Der Netzdruck kann so auf den tatsächlich benötigten Druck reduziert und energieaufwendige Höherverdichtung vermieden werden. Diese Art der Liefermengenregulierung ist im Vergleich zur meist üblichen Frequenzregelung preiswerter in der Anschaffung und ideal einzusetzen in einem Spitzenlastkompressor, bei kleinem Druckluftbehälter und bei schwankendem Druckluftbedarf.

Im alltäglichen Betrieb lassen sich bei durch den Einsatz einer stufenlosen Leistungsregelung teilweise erhebliche Einsparpotentiale realisieren.

## 4.3.4.2 Frequenzregelung



**Bild 4.5b:**  
Gegenüberstellung Zusammenhang Liefermenge und Leistungsbedarf bei stufenloser Leistungsregelung und Frequenzregelung

Die Frequenzregelung ermöglicht eine sehr breite Liefermengenregelung von 25% bis 100%. Die Anpassung an den Druckluftbedarf erfolgt durch stufenlose Drehzahländerung des Antriebsmotors, der durch einen Frequenzumrichter angesteuert wird. Gleichzeitig wird dadurch die Drehzahl der Verdichterstufe verändert.

Der Frequenzumrichter ermöglicht weiche Starts und Stopps des Antriebsmotors. Die Anlaufströme liegen ohne Stromspitzen beim Einschalten im Bereich der Nennströme. Gerade bei größeren Antriebsleistungen ist dies ein Vorteil in der Energiebereitstellung.

Sinkt die Liefermenge unter 25% arbeitet der Kompressor unwirtschaftlich. Je nach Schaltzyklus schaltet der Kompressor aus oder arbeitet im Leerlaufbetrieb weiter. Durch die variable Anpassung der Liefermenge werden Schaltvorgänge und Leerlaufbetrieb aber weitgehend vermieden, so daß der Schraubenkompressor tatsächlich in dem für ihn günstigsten Durchlaufbetrieb arbeiten kann.

Die Leistungsaufnahme eines frequenzgeregelten Kompressors ist, bedingt durch die Verluste des Frequenzumrichters, bei Vollast ca. 3 bis 5% höher als die eines unregulierten Kompressors. Demgegenüber hat die Frequenzregelung den Vorteil, daß bei einer Regelung der Liefermenge durch die Drehzahl des Motors, und damit der Drehzahl der Verdichterstufe, die Leistungsaufnahme gleichzeitig nahezu proportional abnimmt. Die Vorteile der Frequenzregelung liegen daher bei der Regelung in kleineren Liefermengenbereichen, wo die stufenlose Leistungsregelung über den Ansaugregler unwirtschaftlich arbeitet. Anhand des Vergleichs der beiden Regelkennlinien erkennt man, daß bei durchschnittlichen Liefermengen von 100% bis ca. 85% die stufenlose Leistungsregelung über den Ansaugregler Vorteile hat und darunter die Frequenzregelung weit wirtschaftlicher arbeitet. Daraus ergibt sich der ideale Einsatzbereich für die Frequenzregelung bei stark schwankendem Druckluftbedarf bis in kleine Liefermengenbereiche.

Durch den sehr breiten Regelbereich bei der Frequenzregelung ist es auch bei kleinem Druckluftbedarf möglich, die Liefermenge dem Luftbedarf anzupassen. Kompressorschaltspiele und Leerlaufzeiten werden so fast gänzlich vermieden.

Durch die Liefermengenanpassung kann der Netzdruck im Idealfall bis auf 0,1 bar konstant auf den benötigten Netzdruck gehalten werden. Die bei unregulierten Kompressoren durch die Differenz zwischen Ein- und Ausschalldruck vorgegebene Überverdichtung wird vermieden, und pro bar Höherverdichtung ca. 6% bis 10% Energie eingespart.

Durch die sehr breite, kontinuierliche Volumenstromregelung ist die Frequenzregelung sehr gut geeignet für stark schwankende Druckluftverbräuche. Und zwar gleichermaßen als einzelner Kompressor wie auch als Spitzenlastkompressor in einem Kompressorenverbund.

Die Energieeinsparungen, die sich durch Nutzung einer Frequenzregelung ergeben können sind, je nach Ausgangssituation, immens. Einsparpotentiale ergeben sich durch Einsparung der Höherverdichtung, Minimierung der Leerlaufzeiten und Verluste durch Schaltspiele des Kompressors und Anpassung der Leistungsaufnahme an die tatsächlich benötigte und gelieferte Druckluftmenge.

In dem für die stufenlose Leistungsregelung am Ansaugregler angesprochene kleinere Liefermengenschwankung gelten diese Einsparpotentiale in ähnlicher Weise.

## 4.4 Das ARS-Steuerungskonzept

BOGE-Schraubenkompressoren und superschallgedämmte Kolbenkompressoren sind mit dem modernen **ARS**-Steuerungskonzept ( **A**utotronic, **R**atiotronic, **S**upertronic ) ausgestattet.

Die **ARS**-Steuerung unterscheidet sich in der Ausstattung und den Überwachungsfunktionen.

**ARS** ist ein integriertes Steuerungs- und Überwachungskonzept, das zwei Ziele anstrebt:

- Energieeinsparung und damit Reduzierung der laufenden Kosten.
- Verlängerung der Lebensdauer des Kompressors durch möglichst geringen Verschleiß.

Die ARS-Steuerung strebt bei Schraubenkompressoren über einen Microcontroller den kostengünstigen Aussetzbetrieb unter Berücksichtigung der max. zulässigen Motorschaltspiele an. Kolbenkompressoren arbeiten nur im wirtschaftlichen Aussetzbetrieb.

Alle programmierten Daten werden in einem Speicherbaustein ( EEPROM ) gespeichert, der elektrisch beschrieben und wieder gelöscht werden kann. Die gespeicherten Informationen sind dadurch auch nach einem Spannungsausfall wieder verfügbar.

### **Modularer Aufbau**

Die ARS-Steuerung setzt sich aus einzeln erhältlichen Standardkomponenten zusammen. Die einzelnen Bauteile können auch nachträglich leicht ergänzt werden. Die Steuerungen lassen sich auf diese Weise optimal den individuellen Ausstattungswünschen des Kunden anpassen. Die schnelle Austauschbarkeit der Steuerungen bei Ausfällen erhöht die Verfügbarkeit des Kompressors. Die zeit- und kostenaufwendige Fehlersuche durch Spezialisten entfällt.

# Regelung von Kompressoren

---

## 4.4.1 Autotronic



Bild 4.6 :  
Die BOGE Autotronic

Die **Autotronic** ist eine intelligente Steuerungs- und Überwachungseinheit für Schrauben- und Kolbenkompressoren. Sie bietet:

- Komfortables und übersichtliches LC-Display mit 7-Segment Anzeige und internationaler Symbolik, alle Daten werden direkt und präzise angezeigt.
- automatische Wahl der günstigsten Betriebsart.
- Betriebsstundenanzeige.
- programmierbare Steuerung.
- Schutz der wichtigen Programm-Parameter durch Code-abfrage.
- Drucksensortechnik statt Druckschalter.
- Permanente Ist-Verdichtungstemperatur- und Ist-Druck-anzeige.
- Digitale Druck- und Temperaturanzeige.
- Automatischer Frostschutzbetrieb.
- Leerlaufregelung bei extremen Kurzzeitbetrieb.
- Anzeige von Stör- und Wartungsmeldungen, Überwachungsmöglichkeiten, Autorestart.
- Softwareupdate vor Ort möglich.
- RS 485 Schnittstelle

## 4.4.2 Ratitronic



Bild 4.7 :  
Die BOGE Ratitronic

Die **Ratitronic** ist eine Erweiterung der Autotronic für Schrauben- oder Kolbenkompressoren. Sie bietet folgende zusätzliche Möglichkeiten:

- Anbindung an diverse Bus-Systeme.
- Fern Ein-Aus (z.B. durch Leitwarte).
- Überwachung einer Druckluft-Aufbereitungskomponente.
- Zusätzlicher Systemdrucksensor.
- Ringspeicher der 30 letzten Fehler.
- Potentialfreie Kontakte für Stör- und Wartungsmeldungen und Betriebszustand.



### 4.4.3 Supertronic

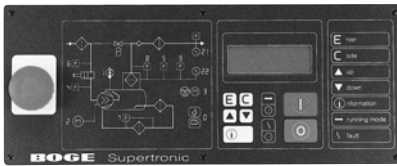


Bild 4.8 :  
Die BOGE Supertronic für Schraubenkompressoren

Die **Supertronic** ist eine komplexe Bedien- und Überwachungseinheit für Schraubenkompressoren. Im Vergleich zu den anderen Steuerungen hat sie umfangreiche zusätzliche Funktionen:

- Übersichtliche LCD-Anzeige mit 4 x 20 Zeichen mit Klartextausgabe.
- Einstellung des Netzdruckes über Tastatur.
- Umfangreiche Anzeige und Überwachung der wichtigen Betriebsdaten.
- Umfassende Überwachung des Kompressors  
Anzeige der Störungs- und Warnmeldungen in der LCD-Anzeige.
- Integrierte, elektronische Echtzeituhr für Ein- / Ausschaltung. Die Bedienung erfolgt über Tastatur.
- Einstellbarkeit aller Betriebsparameter über die Tastatur.
- Zugriffsmöglichkeit auf alle Funktionen mit wenigen zusätzlichen Tasten.

## 4.5 Regelung von mehreren Kompressoren

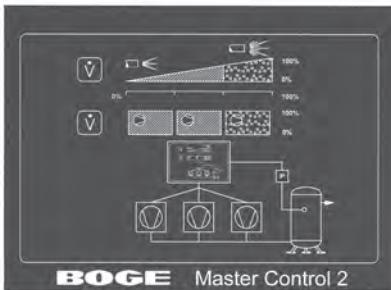
Für Druckluftanwender mit hohem, stark schwankendem Verbrauch ist es ungünstig, einen einzelnen Großkompressor zu installieren. In diesen Fällen ist ein Kompressorverbundsystem, das aus mehreren Kompressoren besteht, die Alternative. Dafür spricht eine größere Betriebssicherheit und die höhere Wirtschaftlichkeit.

Betriebe, die stark von Druckluft abhängig sind, können durch ein Kompressorverbundsystem ihre Versorgung zu jeder Zeit sicherstellen. Fällt ein Kompressor aus, oder sind Wartungsarbeiten nötig, übernehmen die anderen Kompressoren die Versorgung.

Mehrere unterschiedlich große Kompressoren können leichter dem Druckluftverbrauch angepaßt werden als ein großer Kompressor. Darüber hinaus sind die Leerlaufkosten eines großen Kompressors höher als die des kleinen Bereitschaftskompressors eines Verbundsystems. Aus diesen Tatsachen ergibt sich die höhere Wirtschaftlichkeit.

Ein Kompressorverbundsystem wird mit Hilfe einer übergeordneten Regelung wirtschaftlich und verschleißarm gesteuert.

### 4.5.1 MCS 1 und MCS 2



**MCS 1** steuert 2 Kompressoren gleicher Größe als Grundlast und Spitzenlast. Die Kompressoren werden zyklisch getauscht und über eigene Druckschalter ein- und ausgeschaltet. Die Steuerung bietet:

- Zyklisches Vertauschen über eine Schaltuhr.
- Zeitversetztes Zu- bzw. Abschalten der Kompressoren bei Anforderung der Steuerung durch eine Druckstufelung.
- Gleichmäßige Auslastung der Kompressoren.
- Konstanten Druck im Druckbandbereich.
- Minimale Schaltdifferenz  $\Delta p = 0,8 \text{ bar}$

Bild 4.9 :  
Das BOGE Master Control System 2

**MCS 2** steuert bis zu 3 Kompressoren gleicher Größe als Grundlast, Mittellast und Spitzenlast. Die Kompressoren werden zyklisch getauscht und über eigene Druckschalter ein- und ausgeschaltet. Die Erweiterung auf 3 Kompressoren ist neben der größeren Schaltdifferenz der einzige Unterschied zur MCS 1. Ansonsten bietet sie dieselbe Ausstattung.

- Minimale Schaltdifferenz  $\Delta p = 1,1 \text{ bar}$

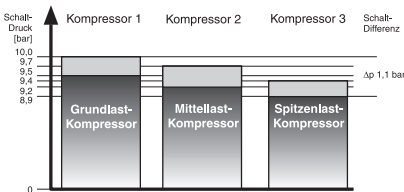


Bild 4.10 :  
Das Schaltdiagramm der BOGE MCS 2

## 4.5.2 MCS 3



Bild 4.11 :  
Das BOGE Master Control System 3

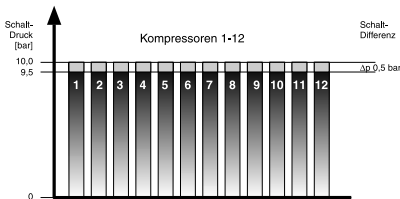


Bild 4.12 :  
Das Schaltdiagramm der BOGE MCS 3

**MCS 3** steuert maximal 4, 8, oder 12 Kompressoren gleicher und/oder unterschiedlicher Größe und Bauart in einem Kompressorverbundsystem. Alle Kompressoren werden dabei über einen gemeinsamen Drucksensor am Druckluftbehälter geregelt.

Die **MCS 3** hat mit 0,5 bar eine sehr kleine Schaltdifferenz. Den einzelnen Kompressoren sind keine festen Ein- und Ausschaltdrücke zugewiesen. Alle Kompressoren arbeiten im gleichen Druckbandbereich ( $\Delta p = 0,5 \text{ bar}$ ). Die Kompressoren schalten dynamisch-bedarfsabhängig über eingestellte Zwischendruckwerte zu- und ab. Es wird die Druckabfall- bzw. Druckanstiegsgeschwindigkeit gemessen. Die Kompressoren schalten entsprechend dynamisch zu- bzw. ab.

Die Steuerung bietet:

- Dynamische Druckregelung durch Microcontroller in Verbindung mit dem elektronischen Druckregler für eine minimale Schaltdifferenz von 0,5 bar.  
( keine Überverdichtung → Energieersparnis )
- Zeitabhängige Einteilung der Kompressoren in Rangstufen für Schichtbetrieb mit unterschiedlichem Druckluftbedarf.
- Individuelle Zuordnung der einzelnen Kompressoren in die Lastbereichsgruppen mit gleichmäßiger Auslastung der Kompressoren.
- Einstellbarer Grundlast-Wechselzyklus.
- Unabhängige Rotation der Kompressoren in den Lastbereichsgruppen.
- Zeitversetztes Zu- bzw. Abschalten der Kompressoren bei Anforderung durch die Steuerung.
- Übersichtliche LCD-Anzeige mit 4 x 20 Zeichen und Klartextausgabe.
- Überprüfungsmöglichkeit aller Ein- / Ausgänge über ein Testmenü.
- Automatische Umschaltung auf die Druckschalter bzw. -sensoren der Einzelkompressoren bei Spannungsausfall.
- Die einzelnen Kompressoren arbeiten ohne die **MCS 3** selbstständig. Sie werden dann von ihren eigenen Druckschaltern gesteuert.

# Regelung von Kompressoren

## 4.5.3 MCS 4



Bild 4.13 :  
Das BOGE Master Control System 4

**MCS 4** steuert maximal 4 oder 8 Kompressoren gleicher und/oder unterschiedlicher Größe und Bauart in einem Kompressorverbundsystem. Alle Kompressoren werden dabei über einen gemeinsamen Drucksensor am Druckbehälter geregelt.

Die Grundlast deckt bei dieser Steuerung üblicherweise der größte Kompressor oder die größte Kompressorkombination. Der kleinste Kompressor bestreitet die Spitzenlast. Kompressoren gleicher Größe wechseln in der Grundlast.

Aus den programmierten Kompressorleistungen und den Informationen des Drucksensors errechnet die **MCS 4** ständig den Druckluftverbrauch. Sie wählt den Kompressor aus, der dem Bedarf am nächsten liegt.

Die Steuerung bietet :

- Bedarfsorientierten Einsatz der verschiedenen Kompressoren und Kompressorkombinationen.
- Optimale Ausnutzung der Vorteile der Schrauben- und Kolbenkompressoren.
- Minimale Schaltdifferenz von 0,5 bar.  
( keine Überverdichtung → Energieersparnis )
- Drei unterschiedliche Druckprofile pro Tag durch ein Schaltuhrprogramm zur Anpassung der Steuerung an unterschiedlichen Druckluftbedarf.
- Zeitversetztes Zu- bzw. Abschalten der Kompressoren bei Anforderung durch die Steuerung.
- Übersichtliche LCD-Anzeige mit 2 x 20 Zeichen und Klartextausgabe.
- Überprüfungsmöglichkeit aller Ein- / Ausgänge über ein Testmenü.
- Automatische Umschaltung auf die Druckschalter bzw. -sensoren der Einzelkompressoren bei Spannungsausfall.
- Die einzelnen Kompressoren arbeiten ohne die **MCS 4** selbstständig. Sie werden dann von ihren eigenen Druckschaltern / Drucksensoren gesteuert.
- Mehrere potentialfreie Kontakte für die Ansteuerung von Zusatzkomponenten.

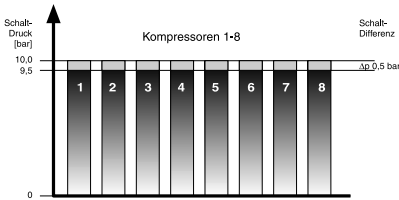


Bild 4.14 :  
Das Schaltdiagramm der BOGE MCS 4

## 4.5.4 MCS 5

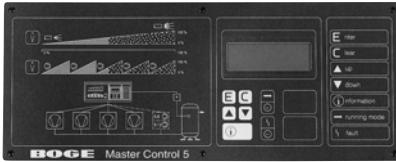


Bild 4.15 :  
Das BOGE Master Control System 5

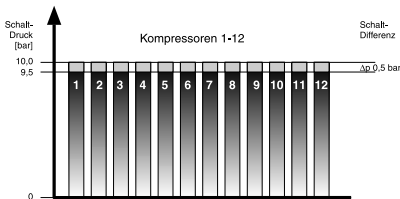


Bild 4.16 :  
Das Schaltdiagramm der BOGE MCS 5

**MCS 5** steuert maximal 4, 8, oder 12 Kompressoren mit stufenloser Leistungsregelung gleicher und/oder unterschiedlicher Größe und Bauart in einem Kompressorverbundsystem. Alle Kompressoren werden dabei über einen gemeinsamen Drucksensor am Druckluftbehälter geregelt. Der Spitzenlastkompressor regelt entsprechend dem Druckluftbedarf über seine stufenlose Leistungsregelung.

Bei sinkendem Druckluftbedarf schaltet dieser Kompressor aus und der Mittellastkompressor übernimmt nun die Regelung über seine stufenlose Leistungsregelung je nach Rangstufe.

Bis auf die Nutzung der stufenlosen Leistungsregelung ähneln sich die **MCS 3** und die **MCS 5**.

Die Steuerung bietet :

- Anpassung der Liefermenge an den Druckluftbedarf durch Stufenlose Leistungsregelung des Spitzenlastkompressors.
- Minimale Druckschwankungen im Druckluftnetz.
- Dynamische Druckregelung durch Microcontroller in Verbindung mit dem elektronischen Druckregler für eine minimale Schaltdifferenz von 0,5 bar.  
( keine Überverdichtung → Energieersparnis )
- Zeitabhängige Einteilung der Kompressoren in Rangstufen für Schichtbetrieb mit unterschiedlichem Druckluftbedarf.
- Individuelle Zuordnung der einzelnen Kompressoren in die Lastbereichsgruppen mit gleichmäßiger Auslastung der Kompressoren.
- Einstellbarer Grundlast-Wechselzyklus.
- Unabhängige Rotation der Kompressoren in den Lastbereichsgruppen.
- Zeitversetztes Zu- bzw. Abschalten der Kompressoren bei Anforderung durch die Steuerung.
- Übersichtliche LCD-Anzeige mit 4 x 20 Zeichen und Klartextausgabe.
- Überprüfungsmöglichkeit aller Ein- / Ausgänge über ein Testmenü.
- Automatische Umschaltung auf die Druckschalter / Drucksensoren der Einzelkompressoren bei Spannungsausfall.
- Die einzelnen Kompressoren arbeiten ohne die **MCS 5** selbstständig. Sie werden dann von ihren eigenen Druckschaltern bzw. Drucksensoren gesteuert.

# Regelung von Kompressoren

## 4.5.5 MCS 6

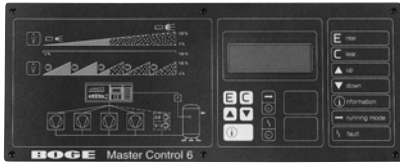


Bild 4.17 :  
Das BOGE Master Control System 6

**MCS 6** steuert maximal 4, 8 oder 12 Kompressoren mit Drehzahl-Frequenzregelung gleicher und/oder unterschiedlicher Größe und Bauart in einem Kompressorverbundsystem. Alle Kompressoren werden dabei über einen gemeinsamen Drucksensor am Druckluftbehälter geregelt. Der Spitzenlastkompressor regelt entsprechend dem Druckluftbedarf über seine Drehzahl-Frequenzregelung.

Bei sinkendem Druckluftbedarf schaltet dieser Kompressor aus und der Mittellastkompressor übernimmt nun die Regelung über seine Drehzahl-Frequenzregelung.

Bis auf die Nutzung der Drehzahl-Frequenzregelung ähneln sich die **MCS 3** und die **MCS 6** Steuerungen.

Die Steuerung bietet :

- Anpassung der Liefermenge an den Druckluftbedarf durch Drehzahl-Frequenzregelung des Spitzenlastkompressors.
- Minimale Druckschwankungen im Druckluftnetz.
- Dynamische Druckregelung durch Microcontroller in Verbindung mit dem elektronischen Druckregler für eine minimale Schaltdifferenz von 0,5 bar.  
( keine Überverdichtung → Energieersparnis )
- Zeitabhängige Einteilung der Kompressoren in Rangstufen für Schichtbetrieb mit unterschiedlichem Druckluftbedarf.
- Individuelle Zuordnung der einzelnen Kompressoren in die Lastbereichsgruppen mit gleichmäßiger Auslastung der Kompressoren.
- Einstellbarer Grundlast-Wechselzyklus.
- Unabhängige Rotation der Kompressoren in den Lastbereichsgruppen.
- Zeitversetztes Zu- bzw. Abschalten der Kompressoren bei Anforderung durch die Steuerung.
- Übersichtliche LCD-Anzeige mit 4 x 20 Zeichen und Klartextausgabe.
- Überprüfungsmöglichkeit aller Ein- / Ausgänge über ein Testmenü.
- Automatische Umschaltung auf die Druckschalter bzw. -sensoren der Einzelkompressoren bei Spannungsausfall.
- Die einzelnen Kompressoren arbeiten ohne die **MCS 6** selbstständig. Sie werden dann von ihren eigenen Druckschaltern / Drucksensoren gesteuert.

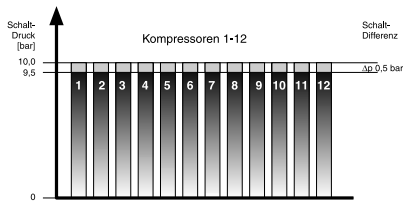


Bild 4.18 :  
Das Schalttdiagramm der BOGE MCS 6

## 4.5.6 MCS 7

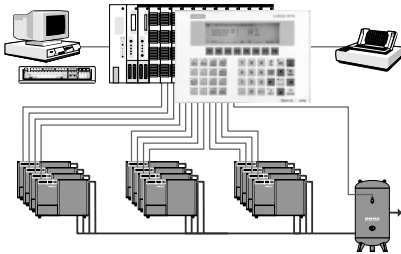


Bild 4.19 :  
Das BOGE Master Control System 7

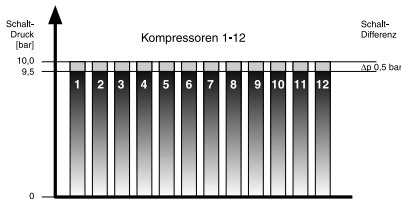


Bild 4.20 :  
Das Schaltdiagramm der BOGE MCS 7

**MCS 7** steuert, regelt und überwacht eine komplette Druckluftstation mit der Siemens-Steuerung **S 5 (S7)** und dem Bedienerterminal **OP 15**.

Zur Grundausstattung gehören :

- 8 Kompressoren.
- 2 Kälte-Drucklufttrockner.
- 2 Adsorptionstrockner.
- 10 Bekomaten.
- 2 potentialfreie Schaltkanäle für die Ansteuerung von Zusatzgeräten.

Die **MCS 7** ist in drei Ausführungsvarianten lieferbar :

### Ausführung 1

Die Ausführung 1 bietet ein erweitertes Software-Programm der **MCS 3**. Sie realisiert eine druckabhängige Regelung bis 8 oder 12 Kompressoren gleicher und / oder unterschiedlicher Größe durch Rangstufen und Schaltuhrprogramme.

### Ausführung 2

Die Ausführung 2 bietet ein erweitertes Software-Programm der **MCS 5**. Sie realisiert eine druckabhängige Regelung bis 8 oder 12 Kompressoren gleicher und / oder unterschiedlicher Größe mit stufenloser Leistungsregelung.

### Ausführung 3

Die Ausführung 3 bietet ein erweitertes Software-Programm der **MCS 6**. Sie realisiert eine druckabhängige Regelung bis 8 oder 12 Kompressoren gleicher und / oder unterschiedlicher Größe mit Drehzahl-Frequenzregelung.

Die Steuerung bietet zusätzlich zu den Funktionen der jeweiligen Basissoftware :

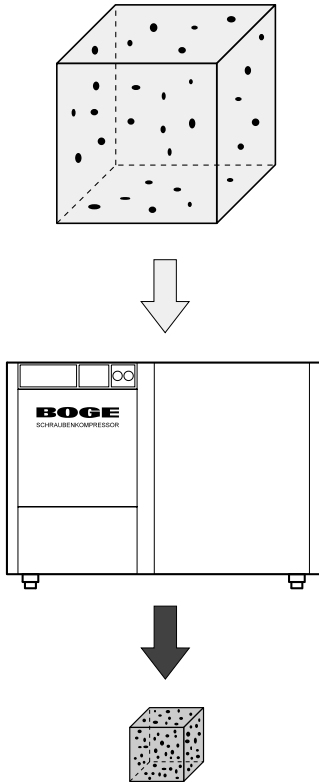
- Betriebszustandserfassung für die Kompressoren und die weiteren Komponenten der Kompressorstation.
- Speicherung der Betriebs-, Warnungs- und Störmeldungen. Die Wartung und die Reparatur der Kompressoranlage wird erheblich vereinfacht.
- Steuerung und Überwachung von Komponenten der Druckluftaufbereitung und des Druckluftnetzes.
- BUS-Kopplung über Profibus ( Option )  
Dadurch wird eine Anbindung an eine zentrale Leittechnik ermöglicht.
- Anlagenvisualisierung in übergeordnete Leittechnik ( Option )  
Es können umfangreiche Informationen über die gesamte Druckluftversorgung abgerufen werden.

## 5. Druckluftaufbereitung

### 5.1 Warum Druckluftaufbereitung ?

Moderne Produktionstechnik braucht Druckluft. Die Vielfalt der Anwendungen reicht von der nicht aufbereiteten Blasluft bis zur absolut trockenen, ölfreien und sterilen Druckluft.

Die in unserer Umgebungsluft vorhandenen Verunreinigungen sind mit dem bloßen Auge meist nicht sichtbar. Trotzdem können sie die zuverlässigen Funktionen des Druckluftnetzes und der Verbraucher beeinträchtigen und die Qualität der Produkte mindern.



1 m<sup>3</sup> Umgebungsluft enthält eine Vielzahl von Verunreinigungen wie z.B. :

- Bis zu 180 Millionen Schmutzpartikel.  
Größe zwischen 0,01 und 100 µm.
- 5 – 40 g/m<sup>3</sup> Wasser in Form von Luftfeuchtigkeit.
- 0,01 bis 0,03 mg/m<sup>3</sup> Öl in Form von Mineralölaerosolen und unverbrannten Kohlenwasserstoffen.
- Spuren von Schwermetallen wie Blei, Cadmium, Quecksilber, Eisen.

Kompressoren saugen die Umgebungsluft und damit die Luftverunreinigungen an und konzentrieren sie auf ein Vielfaches. Bei einer Verdichtung auf 10 bar<sub>ü</sub> ( 10 bar Überdruck = 11 bar absolut ) erhöht sich die Konzentration der Schmutzpartikel auf das 11fache. In 1 m<sup>3</sup> Druckluft befinden sich dann bis zu 2 Milliarden Schmutzpartikel. Dabei gelangen noch zusätzlich Schmieröl und Abriebteilchen aus dem Kompressor in die Druckluft.

#### Richtige Druckluftaufbereitung hat Vorteile :




































- Erhöhte Lebensdauer der nachgeschalteten Druckluft-Verbraucher.
- Verbesserte, konstante Qualität der Erzeugnisse.
- Kondensat- und rostfreie Druckluftleitungen.
- Weniger Betriebsstörungen.
- Rohrleitungen ohne Kondensatsammler.
- Geringer Wartungsaufwand.
- Geringere Druckverluste durch Leckage und Strömungswiderstände.
- Weniger Energieverbrauch durch geringere Druckverluste.

Bild 5.1 :  
Konzentration von Luftverunreinigungen  
bei der Verdichtung



## 5.1.2 Planungshinweise

BOGE empfiehlt für die verschiedenen Anwendungsbereiche der Druckluft die Aufbereitung entsprechend der Auflistung auf dieser Seite.

Anwendungsgebiet der Druckluft	Qualitätsklassen DIN ISO 8573-1**)			Druckluftzeuger	Zyklonabscheider *)	Vorfilter	Kältetrockner	Microfilter	Membrantrockner	Adsorptions-trockner	Vorfilter	Aktivkohlefilter	Aktivkohle-absorber	Sterilfilter
	Öl	Partikel	Wasser											
allgemeine Brauchluft Blasluft	—	—	—											
Sandstrahlen Einfache Lackierarbeiten	—	3	—											
Allgemeine Werksluft Förderluft Einfaches Farbspritzen Sandstrahlen mit erhöhten Qualitätsanforderungen	5	3	4											
Druckluftwerkzeuge Steuerluft Meß- und Regeltechnik Farbspritzen Konditionierung Fluidicelemente	1	1	4											
Dentallabor Fotolabor	1	1	4											
Atemluft Instrumentenluft Pneumatik Farbspritzen mit erhöhten Qualitätsanforderungen Oberflächentechnik	1	1	1-3											
Medizintechnik Förderluft mit erhöhten Qualitätsanforderungen Nahrungs- und Genußmittelindustrie	1	1	3-4											
Brauereien Molkereien Pharmazeutische Industrie	1	1	1-3											

\*) Der Zyklonabscheider kann unter bestimmten Voraussetzungen entfallen.

\*\*) DIN ISO 8573-1; 1991

### 5.1.3 Folgen schlechter Aufbereitung

Bleiben die Verunreinigungen und das Wasser aus der Umgebungsluft in der Druckluft, kann das unangenehme Folgen haben. Das betrifft sowohl das Leitungsnetz, als auch die Verbraucher. Teilweise leiden auch die Produkte unter schlechter Druckluftqualität. In manchen Einsatzbereichen ist der Einsatz von Druckluft ohne entsprechende Aufbereitung gefährlich und gesundheitsschädlich.

#### Festkörperpartikel in der Druckluft

- Verschleißwirkung in Pneumatikanlagen.  
Staub und andere Partikel führen zu Abrieb. Wenn Partikel mit Schmieröl- oder Fett eine Schleifpaste bilden, wird diese Wirkung noch verstärkt.
- Gesundheitsschädliche Partikel.
- chemisch aggressive Partikel.

#### Öl in der Druckluft


- Alt- und Fremdöl in der Pneumatikanlage.  
Verhartetes Öl kann zu Durchmesserreduzierung und Blockaden in Rohrleitungen führen. Das hat erhöhten Strömungswiderstand zur Folge.
- Ölfreie Druckluft.  
In der pneumatischen Förderung kann Öl das Fördergut verkleben und so zu Verstopfungen führen.  
In der Nahrungs- und Genußmittelindustrie, sowie in der Pharmazeutischen Industrie **muß** die Druckluft aus gesundheitlichen Gründen ölfrei sein.

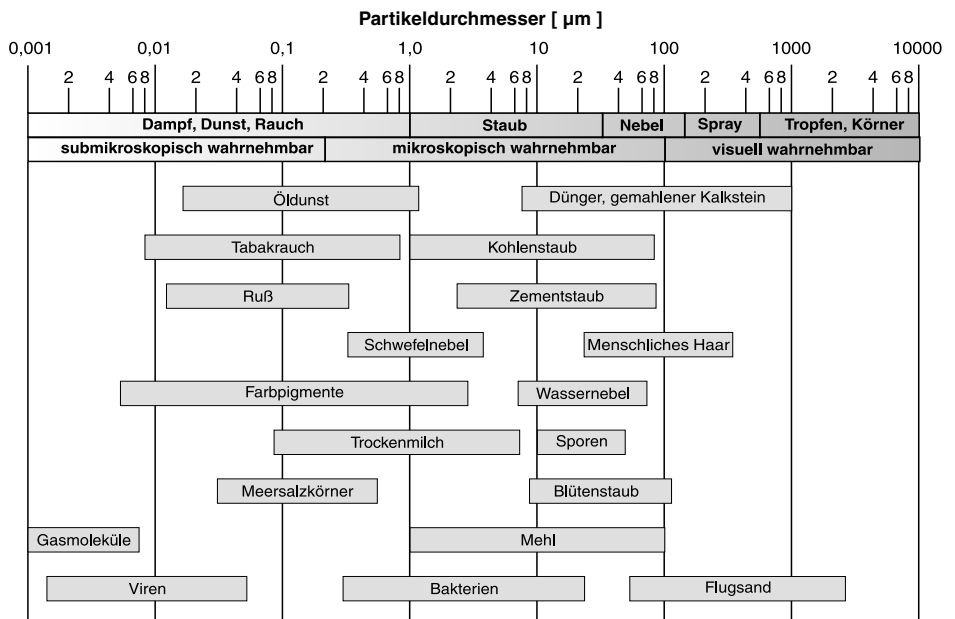
#### Wasser in der Druckluft

- Korrosion in der Pneumatikanlage.  
Rost entsteht in den Leitungen und Funktionselementen und führt zu Leckagen.
- Unterbrechen von Schmierfilmen.  
Unterbrochene Schmierfilme führen zu mechanischen Defekten.
- Bildung von elektrischen Elementen.  
Wenn verschiedene Metalle mit Wasser in Berührung kommen, können elektrische Elemente entstehen.
- Eisbildung im Druckluftnetz.  
Bei niedrigen Temperaturen kann das Wasser im Druckluftnetz gefrieren und dort Frostschäden, Durchmesserreduzierung und Blockaden verursachen.

## 5.1.4 Luftverunreinigungen

In unserer Umgebungsluft sind Schmutzpartikel vorhanden, die mit bloßem Auge nicht zu sehen sind. Einen allgemeinen Überblick über die Art, Größe und Konzentration dieser Schmutzpartikel enthält dieses Kapitel.

Konzentration von Partikeln in der Umgebungsluft	Grenzwerte [ mg/m <sup>3</sup> ]	Durchschnittswert [ mg/m <sup>3</sup> ]
 Auf dem Land	5 - 50	15
 In der Stadt	10 - 100	30
 Im Industriegebiet	20 - 500	100
 In großen Fabrikanlagen	50 - 900	200



## 5.2 Wasser in der Druckluft

### 5.2.1 Luftfeuchtigkeit

In der atmosphärischen Luft befinden sich immer gewisse Mengen Wasserdampf. Der Gehalt schwankt zeitlich und örtlich und wird als Luftfeuchtigkeit ( Feuchte ) bezeichnet. Bei jeder Temperatur kann ein bestimmtes Luftvolumen nur eine Höchstmenge Wasserdampf enthalten. Meist enthält die Umgebungsluft jedoch nicht die maximale Menge Wasserdampf.

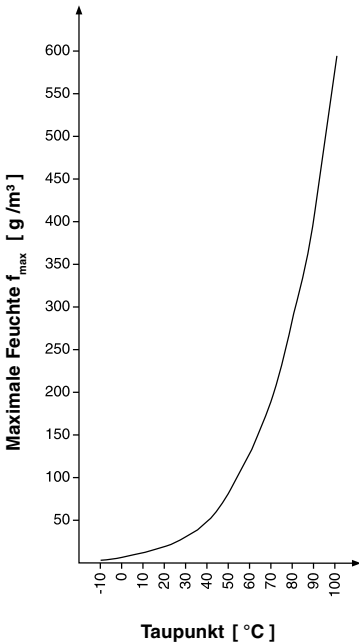


Bild 5.2 :  
Maximale Feuchte  
in Abhängigkeit vom Taupunkt

#### Maximale Feuchte $f_{\max}$ [ g/m³ ]

Unter der maximalen Feuchte  $f_{\max}$  ( Sättigungsmenge ) versteht man die maximale Menge Wasserdampf, die 1 m³ Luft bei einer bestimmten Temperatur enthalten kann. Die maximale Feuchte ist druckunabhängig.

#### Absolute Feuchte $f$ [ g/m³ ]

Unter der absoluten Feuchte  $f$  versteht man die in 1 m³ Luft tatsächlich enthaltene Menge Wasserdampf.

#### Relative Feuchte $\varphi$ [ % ]

Unter der relativen Feuchte  $\varphi$  versteht man das Verhältnis der absoluten zur maximalen Feuchte.

$$\varphi = \frac{f}{f_{\max}} \times 100 \%$$

- $\varphi$  = relative Feuchte [ % ]
- $f$  = absolute Feuchte [ g/m³ ]
- $f_{\max}$  = maximale Feuchte [ g/m³ ]

Da die maximale Feuchte  $f_{\max}$  temperaturabhängig ist, ändert sich mit der Temperatur die relative Feuchte, auch wenn die absolute Feuchte konstant bleibt. Bei einer Abkühlung bis zum Taupunkt steigt die relative Feuchte auf 100 %.

## 5.2.2 Taupunkte

### Atmosphärischer Taupunkt [ °C ]

Unter atmosphärischem Taupunkt versteht man die Temperatur, auf die **atmosphärische** Luft ( 1 bar<sub>abs</sub> ) abgekühlt werden kann, ohne daß Wasser ausfällt.

Der atmosphärische Taupunkt ist für Druckluftsysteme von untergeordneter Bedeutung.

### Drucktaupunkt [ °C ]

Unter dem Drucktaupunkt versteht man die Temperatur, auf die **verdichtete** Luft abgekühlt werden kann, ohne daß Kondensat ausfällt. Der Drucktaupunkt ist abhängig vom Verdichtungs-Enddruck. Bei sinkendem Druck sinkt auch der Drucktaupunkt.

## 5.2.3 Wassergehalt der Luft

Die folgende Tabelle gibt die maximale Feuchte der Luft bei einem bestimmten Taupunkt an :

Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]	Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]	Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]	Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]	Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]	Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]	Taupunkt [ °C ]	max. Feuchte [ g/m³ ]
+100°	588,208	+76°	248,840	+52°	90,247	+28°	26,970	+4°	6,359	-19°	0,960	-43°	0,083
+99°	569,071	+75°	239,351	+51°	86,173	+27°	25,524	+3°	5,953	-20°	0,880	-44°	0,075
+98°	550,375	+74°	230,142	+50°	82,257	+26°	24,143	+2°	5,570	-21°	0,800	-45°	0,067
+97°	532,125	+73°	221,212	+49°	78,491	+25°	22,830	+1°	5,209	-22°	0,730	-46°	0,060
+96°	514,401	+72°	212,648	+48°	74,871	+24°	21,578	0°	4,868	-23°	0,660	-47°	0,054
+95°	497,209	+71°	204,286	+47°	71,395	+23°	20,386	-1°	4,487	-24°	0,600	-48°	0,048
+94°	480,394	+70°	196,213	+46°	68,056	+22°	19,252	-2°	4,135	-25°	0,550	-49°	0,043
+93°	464,119	+69°	188,429	+45°	64,848	+21°	18,191	-3°	3,889	-26°	0,510	-50°	0,038
+92°	448,308	+68°	180,855	+44°	61,772	+20°	17,148	-4°	3,513	-27°	0,460	-51°	0,034
+91°	432,885	+67°	173,575	+43°	58,820	+19°	16,172	-5°	3,238	-28°	0,410	-52°	0,030
+90°	417,935	+66°	166,507	+42°	55,989	+18°	15,246	-6°	2,984	-29°	0,370	-53°	0,027
+89°	403,380	+65°	159,654	+41°	53,274	+17°	14,367	-7°	2,751	-30°	0,330	-54°	0,024
+88°	389,225	+64°	153,103	+40°	50,672	+16°	13,531	-8°	2,537	-31°	0,301	-55°	0,021
+87°	375,471	+63°	146,771	+39°	48,181	+15°	12,739	-9°	2,339	-32°	0,271	-56°	0,019
+86°	362,124	+62°	140,659	+38°	45,593	+14°	11,987	-10°	2,156	-33°	0,244	-57°	0,017
+85°	340,186	+61°	134,684	+37°	43,508	+13°	11,276	-11°	1,960	-34°	0,220	-58°	0,015
+84°	336,660	+60°	129,020	+36°	41,322	+12°	10,600	-12°	1,800	-35°	0,198	-59°	0,013
+83°	324,469	+59°	123,495	+35°	39,286	+11°	9,961	-13°	1,650	-36°	0,178	-60°	0,010
+82°	311,616	+58°	118,199	+34°	37,229	+10°	9,356	-14°	1,510	-37°	0,160	-65°	0,00640
+81°	301,186	+57°	113,130	+33°	35,317	+9°	8,784	-15°	1,380	-38°	0,144	-70°	0,00330
+80°	290,017	+56°	108,200	+32°	33,490	+8°	8,234	-16°	1,270	-39°	0,130	-75°	0,00130
+79°	279,278	+55°	103,453	+31°	31,744	+7°	7,732	-17°	1,150	-40°	0,117	-80°	0,00060
+78°	268,806	+54°	98,883	+30°	30,078	+6°	7,246	-18°	1,150	-41°	0,104	-85°	0,00025
+77°	258,827	+53°	94,483	+29°	28,488	+5°	6,790	-18°	1,050	-42°	0,093	-90°	0,00010

# Druckluftaufbereitung

## 5.2.4 Kondensatmenge bei Komprimierung

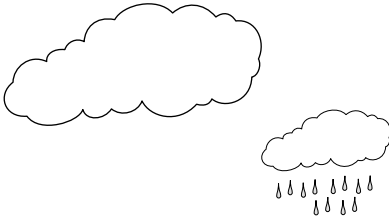
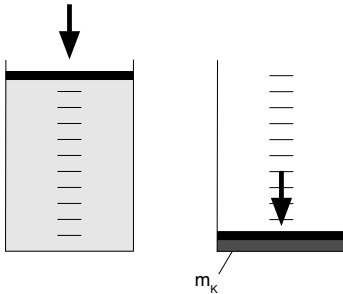


Bild 5.3 :  
Ein nasser Schwamm wird zusammengedrückt



- $V_1 = 6,5 \text{ m}^3$
- $V_2 = 0,59 \text{ m}^3$
- $p_1 = 0 \text{ bar}_0 = 1 \text{ bar}_{\text{abs}}$
- $p_2 = 10 \text{ bar}_0 = 11 \text{ bar}_{\text{abs}}$
- $T = 35^\circ \text{ C}$
- $T = 35^\circ \text{ C}$
- $\varphi_1 = 80 \%$
- $\varphi_2 = 100 \%$
- $f_{\text{max}} = 39,286 \text{ g/m}^3$

Bild 5.4 :  
Kondensatausfall bei Verdichtung

Luft enthält immer Wasser in Form von Dampf. Da Luft im Gegensatz zu Wasser komprimierbar ist, fällt bei der Verdichtung das Wasser in Form von Kondensat aus. Die maximale Feuchte der Luft ist temperatur- und volumenabhängig. Sie ist nicht mengenabhängig.

Die Umgebungsluft kann man sich als feuchten Schwamm vorstellen. Er kann im entspannten Zustand eine bestimmte Menge Wasser aufnehmen. Drückt man diesen Schwamm zusammen, läuft ein Teil des Wassers heraus. Ein Rest Wasser wird auch bei starkem Druck im Schwamm zurückbleiben. Ähnlich verhält es sich mit komprimierter Luft.

Das folgende Beispiel verdeutlicht, mit welcher Kondensatmenge  $m_k$  bei der Komprimierung von Luft zu rechnen ist. Ausgangslage ist ein schwüler Sommertag mit  $35^\circ \text{ C}$  und  $80 \%$  Luftfeuchtigkeit.

$$m_k = \frac{V_1 \times f_{\text{max}1} \times \varphi_1}{100} - \frac{V_2 \times f_{\text{max}1} \times \varphi_2}{100}$$

$$m_k = \frac{6,5 \times 39,286 \times 80}{100} - \frac{0,59 \times 39,286 \times 100}{100}$$

$$m_k = \frac{\text{m}^3 \times \text{g/m}^3 \times \%}{\%} - \frac{\text{m}^3 \times \text{g/m}^3 \times \%}{\%}$$

$$m_k = 181,108 \text{ g}$$

- $m_k$  = Ausgefallenes Kondensat [ g ]
- $V_1$  = Volumen bei  $0 \text{ bar}_0$  [  $\text{m}^3$  ]
- $V_2$  = Volumen bei  $10 \text{ bar}_0$  [  $\text{m}^3$  ]
- $f_{\text{max}1}$  = maximale Feuchte bei  $35^\circ \text{ C}$  [  $\text{g/m}^3$  ]
- $\varphi_1$  = relative Feuchte von  $V_1$  [ % ]
- $\varphi_2$  = relative Feuchte von  $V_2$  [ % ]

Da aus der komprimierten Luft nur das Wasser ausfällt, das nicht gespeichert werden kann, steigt die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi$  der verdichteten Luft auf  $100 \%$ .

**Bei der Komprimierung von  $6,5 \text{ m}^3$  Luft auf  $10 \text{ bar}$  Überdruck fallen bei konstanter Temperatur  $181,108 \text{ g}$  Wasser als Kondensat aus.**

## 5.2.5 Beispiel zur Kondensatmengenberechnung

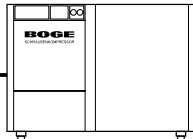
### Umgebungsluft

$$\begin{aligned} p_1 &= 1 \quad \text{bar}_{\text{abs}} \\ T_1 &= 33^\circ \quad \text{C} \\ \varphi_1 &= 80 \quad \% \\ f_{\text{max } 1} &= 35,317 \quad \text{g/m}^3 \end{aligned}$$

$$\dot{V}_1 = 2720 \text{ m}^3/\text{h}$$

### Kompressor

$$\begin{aligned} p_2 &= 11,5 \quad \text{bar}_{\text{abs}} \\ T_2 &= 40^\circ \quad \text{C} \\ \varphi_2 &= 100 \quad \% \\ f_{\text{max } 2} &= 50,672 \quad \text{g/m}^3 \end{aligned}$$

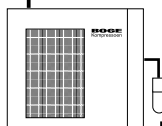


$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{V}_1}{P_2} = 236,5 \text{ Bm}^3/\text{h}$$

$$\dot{V} = 236,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

### Kälte-Drucklufttrockner

$$\begin{aligned} p_3 &= 11,5 \quad \text{bar}_{\text{abs}} \\ T_3 &= 3^\circ \quad \text{C} \\ \varphi_3 &= 100 \quad \% \\ f_{\text{max } 3} &= 5,953 \quad \text{g/m}^3 \end{aligned}$$



$$\dot{V}_2 = 236,5 \text{ Bm}^3/\text{h}$$

Ein Beispiel zeigt die Kondensatmenge  $m_{K1}$ , die tatsächlich bei der Verdichtung von Luft anfällt. Dabei fällt das Kondensat an mehreren Stellen der Kompressorstation zu unterschiedlichen Zeitpunkten aus.

Der Kondensatanfall eines Schraubenkompressors mit einer Liefermenge  $\dot{V} = 2720 \text{ m}^3/\text{h}$  bei einem Verdichtungsdruck von  $p_u = 10,5 \text{ bar}$  wird hier ermittelt. Dem Verdichter nachgeschaltet sind ein Druckluftbehälter und ein Kälte-Drucklufttrockner.

Die Umgebungsluft enthält bei diesen Bedingungen eine bestimmte Menge Wasser :

$$\begin{aligned} m_w &= \dot{V}_1 \times f_{\text{max } 1} \times \varphi_1 / 100 \\ \text{g/h} &= \text{m}^3/\text{h} \times \text{g/m}^3 \times \% / \% \\ m_w &= 2720 \times 35,317 \times 80 / 100 \\ m_w &= 76849,79 \text{ g/h} \hat{=} 76,85 \text{ l/h} \end{aligned}$$

Bei der **Verdichtung** selbst steigt die Temperatur über den Drucktaupunkt der verdichteten Luft. Es fällt also noch keine Feuchtigkeit aus. Im Nachkühler des Kompressors wird die verdichtete Luft auf  $T_2 = 40^\circ\text{C}$  abgekühlt. Das erste Kondensat fällt aus und wird in den Druckluftbehälter mitgerissen. Dort beruhigt sich der Volumenstrom und die Wassertröpfchen setzen sich ab. Hier sammelt sich eine beträchtliche Menge Kondensat :

$$\begin{aligned} m_{K1} &= m_w - (\dot{V}_2 \times f_{\text{max } 2} \times \varphi_2 / 100) \\ m_{K1} &= 76849,79 - (236,5 \times 50,672 \times 100 / 100) \\ m_{K1} &= 64865,86 \text{ g/h} \hat{=} 64,87 \text{ l/h} \end{aligned}$$

Anschließend wird die Druckluft im **Kälte-Drucklufttrockner** auf eine Temperatur abgekühlt, die einem Drucktaupunkt von  $3^\circ\text{C}$  entspricht. Das Kondensat fällt im Trockner an und wird abgeleitet.

$$\begin{aligned} m_{K2} &= (\dot{V}_2 \times f_{\text{max } 2}) - (\dot{V}_2 \times f_{\text{max } 3}) \\ m_{K2} &= (236,5 \times 50,672) - (236,5 \times 5,953) \\ m_{K2} &= 10576,04 \text{ g/h} \hat{=} 10,58 \text{ l/h} \end{aligned}$$

Bild 5.5 : Kondensatanfall bei der Verdichtung mit Trockner

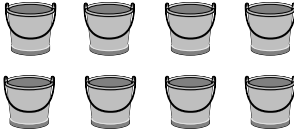


Bild 5.6 :  
In einer Stunde fallen ca. acht 10 l Eimer  
Kondensat an.

## 5.2.6 Kondensatmenge an einem schwülen Sommertag

Aus der Addition der einzelnen Kondensatströme ergibt sich die Kondensatmenge, die von der Kondensataufbereitung bewältigt werden muß.

$$\text{Kondensatmenge } m_k = m_{k1} + m_{k2}$$

$$\begin{aligned} \text{Kondensatmenge } m_k &= 75441,9 \quad \text{g/h} \\ &= 75,4 \quad \text{l/h} \end{aligned}$$

Bei Dreischichtbetrieb mit einer Auslastung von 100 % läuft der Kompressor 24 Std. täglich. Das bedeutet bei unveränderten Grundvoraussetzungen:

$$\begin{aligned} \text{Kondensatmenge } m_{kT} &= 1810605,6 \quad \text{g/T} \\ &= 1810,6 \quad \text{l/T} \end{aligned}$$

In einem Jahr fällt dann folgende Menge an Kondensat an:

$$\begin{aligned} \text{Kondensatmenge } m_{kJ} &= 659\,060\,438 \quad \text{g/J} \\ &= 659\,060 \quad \text{l/J} \end{aligned}$$

Die Druckluftqualität muß bei **veränderten Umgebungsbedingungen** immer gleich bleiben. D.h., daß der Drucktaupunkt der verdichteten Druckluft auch an einem schwülen Sommertag mit 40°C Lufttemperatur und 90 % Luftfeuchtigkeit bei 3°C liegen muß.

$$\begin{aligned} \text{Liefermenge } \dot{V}_1 &= 2\,720 \text{ m}^3/\text{h} \\ \text{Ansaugdruck } p_1 &= 1 \text{ bar}_{\text{abs}} \\ \text{Ansaugtemperatur } T_1 &= 40^\circ \text{ C} \\ \text{Relative Feuchte } \varphi_1 &= 90 \% \\ \text{Drucktaupunkt } T_3 &= 2^\circ \text{ C} \end{aligned}$$

Unter diesen Bedingungen fällt bei gleicher Druckluftqualität eine sehr viel größere Menge Kondensat an.

$$\text{Kondensatmenge } m_k = 122,6 \quad \text{l/h}$$

Bei Dreischichtbetrieb mit einer Auslastung von 100 % läuft der Kompressor 24 Std. täglich. Das bedeutet bei unveränderten Grundvoraussetzungen:

$$\text{Kondensatmenge } m_{kT} = 2\,943,3 \quad \text{l/T}$$

In einem Jahr fällt dann folgende Menge an Kondensat an:

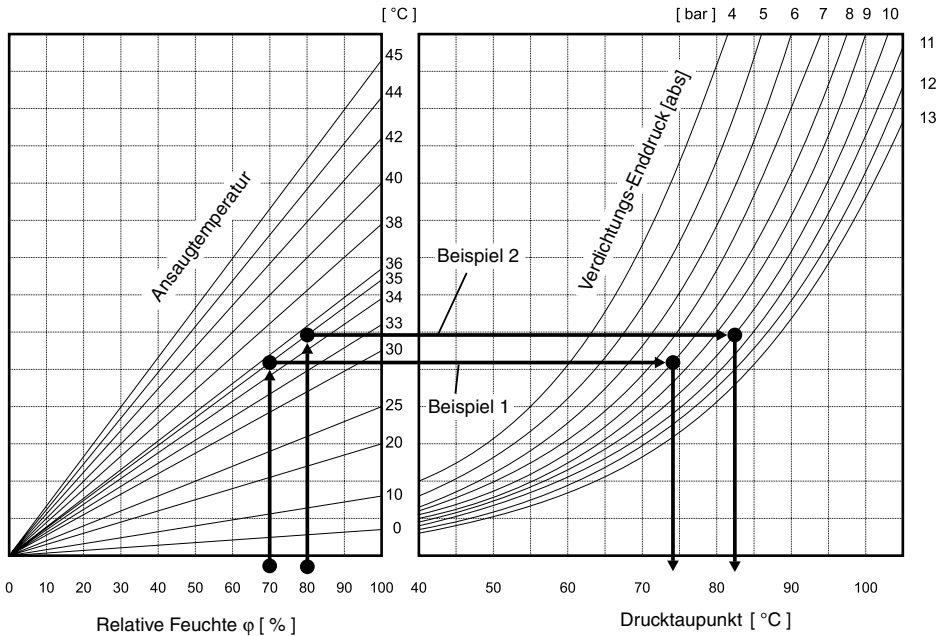
$$\text{Kondensatmenge } m_{kJ} = 1\,071\,358 \quad \text{l/J}$$



## 5.2.7 Drucktaupunktermittlung

Unter dem Drucktaupunkt versteht man die Temperatur, auf die **verdichtete** Luft abgekühlt werden kann, ohne daß Kondensat ausfällt. Der Drucktaupunkt ist abhängig vom Verdichtungs-Enddruck. Bei sinkendem Druck fällt auch der Drucktaupunkt.

Zur Ermittlung des Drucktaupunktes der Druckluft nach der Verdichtung werden folgende Diagramme herangezogen:



### Beispiel 1

Angesaugte Luft

- relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi = 70\%$
- Ansaugtemperatur  $T = 35^\circ\text{C}$

Verdichtete Luft

- Verdichtungs-Enddruck  $p_{\text{abs}} = 8 \text{ bar}$

⇒ Der Drucktaupunkt liegt bei ca.  $73^\circ\text{C}$

### Beispiel 2

Angesaugte Luft

- relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi = 80\%$
- Ansaugtemperatur  $T = 35^\circ\text{C}$

Verdichtete Luft

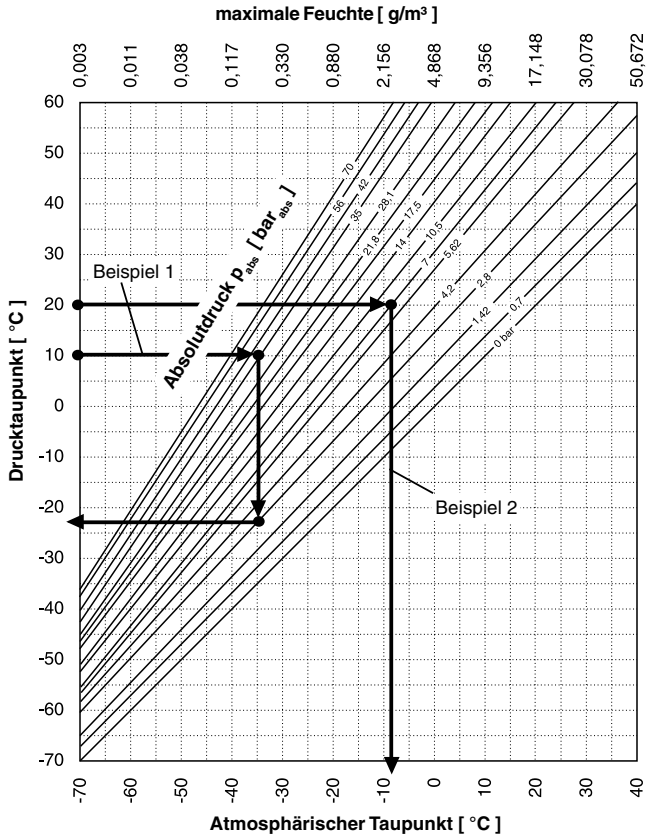
- Verdichtungs-Enddruck  $p_{\text{abs}} = 10 \text{ bar}$

⇒ Der Drucktaupunkt liegt bei ca.  $82^\circ\text{C}$

# Druckluftaufbereitung

## 5.2.8 Drucktaupunkt nach der Entspannung

Wenn Druckluft entspannt, sinkt der Drucktaupunkt. Zur Ermittlung des neuen Drucktaupunktes, bzw. des atmosphärischen Taupunktes nach der Entspannung wird folgendes Diagramm benutzt:



### Beispiel 1

Druckluft

- $p_{abs} = 35$  bar Luftdruck
- Drucktaupunkt  $10^{\circ}\text{C}$

entspannte Druckluft

- $p_{abs} = 2,8$  bar Luftdruck

⇒ Der neue Drucktaupunkt liegt bei ca.  $-22^{\circ}\text{C}$

### Beispiel 2

Druckluft

- $p_{abs} = 7$  bar Luftdruck
- Drucktaupunkt  $20^{\circ}\text{C}$

entspannte Druckluft

- atmosphärischer Luftdruck  $p_{abs} = 1$  bar

⇒ Der atmosphärische Taupunkt liegt bei ca.  $-8^{\circ}\text{C}$

5.3 Druckluftqualität

5.3.1 Qualitätsklassen nach DIN ISO 8573-1

Die Druckluft-Qualitätsklassen nach DIN ISO 8573-1 erleichtern dem Anwender die Definition seiner Anforderungen und die Auswahl der Aufbereitungskomponenten. Die Norm basiert auf den Herstellerangaben, die erlaubte Grenzwerte bezüglich der Druckluftreinheit für ihre Anlagen und Maschinen ermittelt haben.

Die Norm DIN ISO 8573-1 definiert die Qualitätsklassen der Druckluft bezüglich:

**Ölgehalt**

Festlegung der Restmenge an Aerosolen und Kohlenwasserstoffen, die in der Druckluft enthalten sein dürfen.

**Partikelgröße und Dichte**

Festlegung von Größe und Konzentration der Feststoffteilchen, die noch in der Druckluft enthalten sein dürfen.

**Drucktaupunkt**

Festlegung der Temperatur, auf die man die **verdichtete** Luft abkühlen kann, ohne daß der in ihr enthaltene Wasserdampf kondensiert. Der Drucktaupunkt verändert sich mit dem Luftdruck.

Verunreinigungen und Qualitätsklassen nach DIN ISO 8573-1; 2001

Klasse	Feststoffverunreinigungen				Feuchtigkeit Max. Drucktaupunkt	Max. Ölgehalt mg/m <sup>3</sup>
	Max. Teilchenzahl pro m <sup>3</sup>					
	Max. Partikelgröße in µm					
	< = 0,1	0,1 < d < = 0,5	0,5 < d < = 1,0	1,0 < d < = 5,0		
0	Nach Betreibervorgabe					
1	n.A.	100	1	0	< = -70°C	< = 0,01 mg/m <sup>3</sup>
2	n.A.	100.000	1.000	10	< = -40°C	< = 0,1 mg/m <sup>3</sup>
3	n.A.	n.A.	10.000	500	< = -20°C	< = 1 mg/m <sup>3</sup>
4	n.A.	n.A.	n.A.	1.000	< = + 3°C	< = 5 mg/m <sup>3</sup>
5	n.A.	n.A.	n.A.	20.000	< = + 7°C	-
6	-				< = +10°C	-
	Klassen 6 und 7 werden nach maximaler Teilchengröße und maximaler Teilchendichte definiert. Klasse 6: d < = 5 µm und Dichte < = 5 mg/m <sup>3</sup> Klasse 7: d < = 40 µm und Dichte < = 10 mg/m <sup>3</sup>				Klassen 7 bis 9 werden nach ihrem Gehalt an flüssigem Wasser definiert. Klasse 7: C <sub>v</sub> < = 5 mg/m <sup>3</sup> Klasse 8: 0,5 g/m <sup>3</sup> < C <sub>v</sub> < = 5 mg/m <sup>3</sup> Klasse 9: 5 g/m <sup>3</sup> < C <sub>v</sub> < = 10 mg/m <sup>3</sup>	

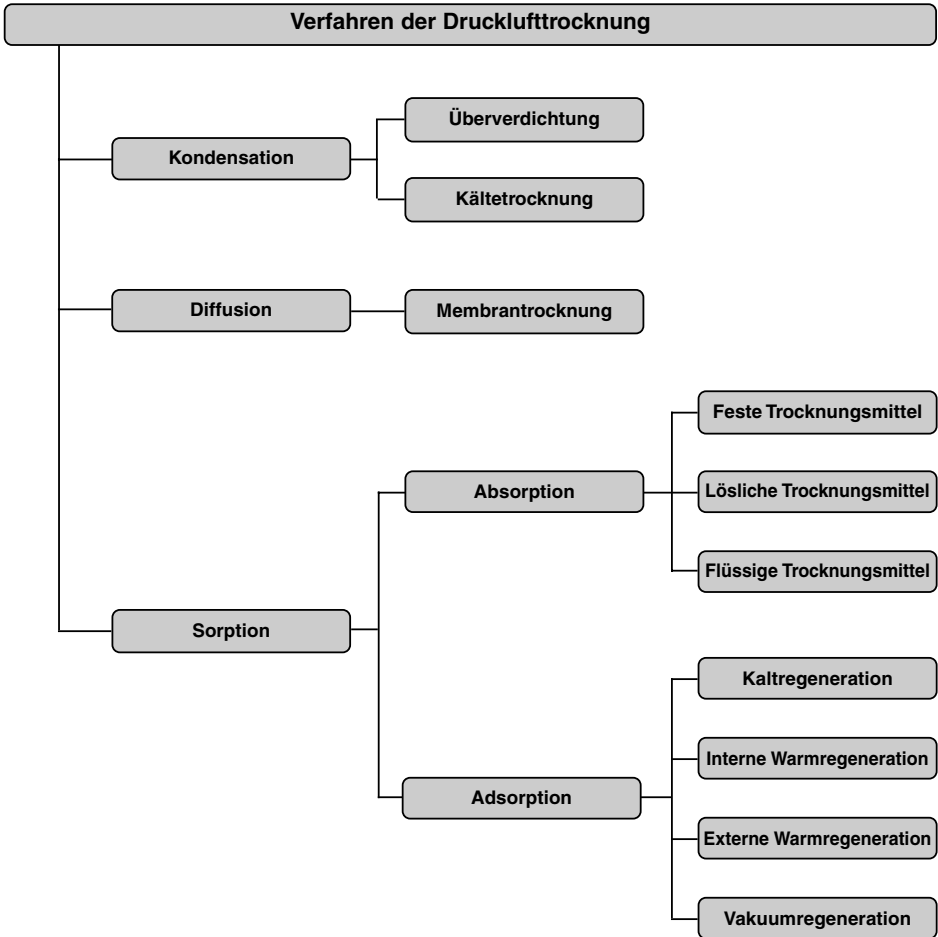
## 5.4 Trocknungsmethoden

In der Übersicht sind die Trocknungsmethoden für Druckluft entsprechend ihrem Arbeitsprinzip aufgeteilt. Grundsätzlich wird zwischen der Kondensation, der Sorption und der Diffusion unterschieden.

**Kondensation** ist die Wasserabscheidung durch die Unterschreitung des Taupunkts.

**Sorption** ist die Trocknung durch Feuchtigkeitsentzug.

**Diffusion** ist die Trocknung durch Molekültransfer.



## 5.4.1 Betriebsbedingungen

Die Durchflußleistung eines Trockner bezieht sich auf den Ansaugzustand der Luft bei der Verdichtung durch einen Kompressor nach PN2 CPTC2, ISO 1217 ( DIN 1945 Teil 1 ).

- Ansaugdruck  $p = 0 \text{ bar}_i \triangleq 1 \text{ bar}_{\text{abs}}$
- Ansaugtemperatur  $T_0 = 293 \text{ K} \triangleq 20^\circ\text{C}$

Trockner werden nach DIN ISO 7183 auf bestimmte Betriebsbedingungen ausgelegt. Die für den Trockner angegebenen Leistungsdaten sind nur unter diesen Bedingungen richtig :

- Betriebsdruck  $p = 7 \text{ bar}_i \triangleq 8 \text{ bar}_{\text{abs}}$
- Umgebungstemperatur  $t_U = 298 \text{ K} \triangleq 25^\circ\text{C}$
- Eintrittstemperatur  $t_{\text{Ein}} = 308 \text{ K} \triangleq 35^\circ\text{C}$

Soll ein Trockner unter anderen Betriebsbedingungen genutzt werden, sind entsprechende Umrechnungsfaktoren zu berücksichtigen. Diese Faktoren unterscheiden sich bei den verschiedenen Trocknungsverfahren.

### Beispiel für die Auslegung eines Kälte-Drucklufttrockners

Umrechnungsfaktoren für Betriebsdruck und Umgebungstemperatur :

Betriebsdruck $p$ [ bar <sub>i</sub> ]	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14	16
Faktor $f$	0,62	0,72	0,81	0,89	0,94	1	1,04	1,06	1,09	1,1	1,12	1,15	1,17

Umgebungstemperatur $t_U$ [ °C ]	25	30	35	40	43
Faktor $t$	1,00	0,92	0,85	0,79	0,75

Ein BOGE-Kälte-Drucklufttrockner Modell D8 hat eine Durchflußleistung  $L$  von 45 m<sup>3</sup>/h. Er soll bei einer durchschnittlichen Umgebungstemperatur von  $t_U = 40^\circ\text{C}$  und einem Betriebsdruck von  $p = 10 \text{ bar}_i$  betrieben werden.

$$L = 45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p = 10 \text{ bar}_i \Rightarrow f = 1,09$$

$$t_U = 40^\circ\text{C} \Rightarrow t = 0,79$$

$$L_A = L \times f \times t$$

$$L_A = 45 \text{ m}^3/\text{h} \times 1,09 \times 0,79$$

$$L_A = 38,75 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$L_A = \text{Angepaßte Durchflußleistung [ m}^3/\text{h ]}$$

$$L = \text{Durchflußleistung [ m}^3/\text{h ]}$$

$$f = \text{Umrechnungsfaktor für } p = 10 \text{ bar}_i$$

$$t = \text{Umrechnungsfaktor für } t_U = 40^\circ\text{C}$$

Der Kälte-Drucklufttrockner hat bei geänderten Betriebsbedingungen eine Durchflußleistung von 38,75 m<sup>3</sup>/h.

# Druckluftaufbereitung

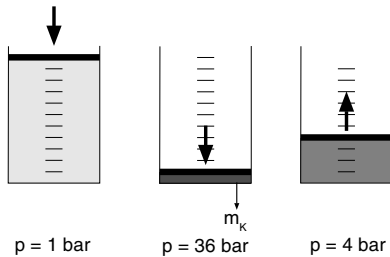
## 5.4.2 Kondensation durch Überverdichtung

Bei der Überverdichtung wird die Luft weit über den benötigten Druck hinaus komprimiert, anschließend abgekühlt und auf den Betriebsdruck entspannt.

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>i</sub> ]	Volumenstrom [ m <sup>3</sup> /h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
ca. -70°C	Kompressor abhängig	Kompressor abhängig	-

### Funktionsprinzip

Die Luft kann mit zunehmendem Druck und damit abnehmendem Volumen immer weniger Wasser speichern. Bei der Verdichtung auf einen hohen Druck scheidet viel Kondensat aus. Dieses Kondensat wird abgeleitet. Die absolute Feuchte der Luft nimmt ab. Wird die Druckluft nun entspannt, sinkt die relative Feuchte und damit der Drucktaupunkt.



### Beispiel :

Druckluft wird auf 36 bar vorverdichtet. Dabei beträgt der Drucktaupunkt 10°C. Das Kondensat scheidet aus. Nach der Entspannung auf 4 bar hat die Druckluft einen neuen Drucktaupunkt von ca. -18°C.

### Eigenschaften

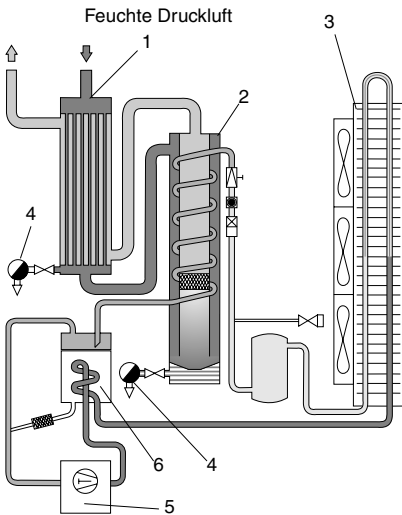
- Einfaches Verfahren mit kontinuierlichem Volumenstrom.
- Keine aufwendige Kühl- und Trocknungsanlagen.
- Wirtschaftlich nur für kleine Liefermengen.
- Sehr hoher Energieverbrauch.

Bild 5.7 : Überverdichtung mit anschließender Entspannung

## 5.4.3 Kondensation durch Kältetrocknung

Drucktaupunkt [°C]	Betriebsdruck [bar <sub>g</sub> ]	Durchflußleistung [m³/h]	Eintrittstemperatur [°C]
bis +2°C	bis 210	11-35000	bis +60°C

Trockene Druckluft



- 1 = Luft/Luft Wärmeaustauscher
- 2 = Luft/Kältemittel Wärmeaustauscher
- 3 = Kältemittel/Luft Wärmeaustauscher
- 4 = Kondensatableiter
- 5 = Kältekompressor
- 6 = Ausdampfer

Bild 5.8 :  
Funktionsschema eines Kälte-Drucklufttrockners

Bei sinkenden Temperaturen verringert sich die Fähigkeit der Luft, Wasser mit sich zu führen. Um den Feuchtegehalt zu verringern, kann Druckluft in einem Kältetrockner abgekühlt werden.

Die Kältetrocknung ist ein Vorgang, bei dem die Druckluft durch ein Kältemittel in einem Wärmeaustauscher gekühlt wird. Dabei scheidet der in der Druckluft enthaltene Wasserdampf in Form von Kondensat aus. Die ausfallende Kondensatmenge steigt mit der Differenz zwischen der Drucklufteintritts- und Austrittstemperatur.

### Funktionsprinzip

Die Kältetrocknung läuft in zwei Phasen ab. Das geschieht zur Verbesserung des Wirkungsgrades und zur optimalen Nutzung der zugeführten Kälte.

#### 1. Phase

In einem Luft / Luft- Wärmeaustauscher kühlt die bereits durch den Kältetrockner geströmte Druckluft die neu einströmende Luft. Hier fallen 70 % des enthaltenen Wasserdampfes als Kondensat aus.

#### 2. Phase

Die Druckluft durchströmt einen Kältemittel / Luft- Wärmeaustauscher und kühlt fast bis zum Gefrierpunkt ab. Das ausgefallene Kondensat wird vor der Wiedererwärmung in der ersten Kühlphase abgeleitet.

### Eigenschaften

- Hohe Wirtschaftlichkeit.  
Für ca. 90 % aller Anwendungsfälle für Trockner ist die Kältetrocknung das wirtschaftlichste Verfahren.
- Abscheidung von Fremdstoffen.  
Nahezu 100 % aller Feststoffpartikel und Wassertröpfchen, die größer als 3 µm sind, werden abgeschieden.
- Geringer Druckverlust im Trockner.  
Der Druckabfall  $\Delta p$  durch den Trockner liegt bei ca. 0,2 bar.

# Druckluftaufbereitung

## 5.4.4 Diffusion durch Membrantrocknung

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Durchflußleistung [ m³/h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
0 bis -20°C	5 -12,5	11 - 130	2° bis 60°C

Das Prinzip des Membrantrockners beruht auf der Tatsache, daß Wasser eine speziell beschichtete Hohlfaser über 20 000 mal schneller durchdringt als Luft.

Der Membrantrockner besteht aus einem Bündel von tausenden beschichteter Hohlfasermembranen. Diese Hohlfasern sind aus einem festen, temperatur- und druckbeständigen Kunststoff hergestellt. Ihre Innenoberfläche ist mit einer ultradünnen (weniger als eine Lichtwellenlänge) Schicht eines zweiten Kunststoffes beschichtet. Die Hohlfasern ( Membranen ) sind in ein Rohr eingearbeitet, wobei der Innenkanal der Fasern am Ende offen ist.

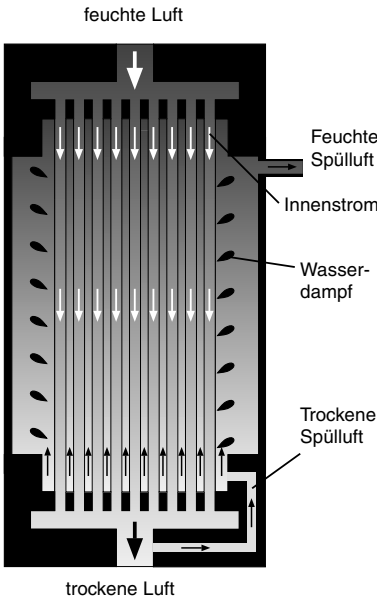


Bild 5.9 : Prinzipdarstellung eines Membrantrockners

### Funktionsprinzip

Die feuchte Druckluft durchströmt das Innere der Hohlfasern ( Innenstrom ). Der in der Druckluft enthaltene Wasserdampf dringt dabei durch den beschichteten Mantel der Hohlfasern nach außen. Dazu ist ein Konzentrationsgefälle des Wasserdampfes zwischen dem Inneren und dem Äußeren der Hohlfaser nötig.

Vom getrockneten Hauptvolumenstrom des Kompressors wird ein Spülluftstrom abgezweigt und entspannt. Da die maximale Luftfeuchtigkeit volumenabhängig ist, sinkt die relative Luftfeuchtigkeit. Die Spülluft wird sehr trocken. Der trockene Spülluftstrom umfließt die Hohlfasern und sorgt für das nötige Konzentrationsgefälle des Wasserdampfes. Der Spülluftstrom kann ungefiltert ins Freie entweichen. Bei dieser Trocknungsfläche fällt kein flüssiges Kondensat an. Die Feuchtigkeit wird mit der Spülluft in Form von Wasserdampf abgeführt.

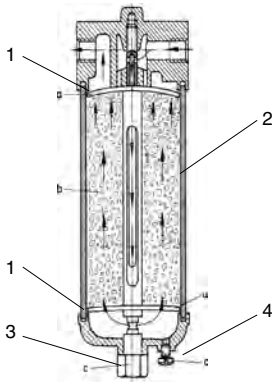
### Eigenschaften

- Geringe Partikelbelastung der Luft.  
Dem Membrantrockner muß immer ein Filter vorgeschaltet werden, der Partikel bis zu einer Größe von 0,01 µm ausfiltert. Bei einer Installation direkt hinter dem Kompressor ist dem Filter ein Zyklonabscheider vorzuschalten.
- Geringer Druckverlust im Trockner.  
Der Druckabfall  $\Delta p$  durch den Trockner liegt bei max. 0,2 bar.
- Kompakte Bauweise.  
Der Trockner kann als Teilstück der Rohrleitung installiert werden.
- Kein Wartungsaufwand.  
Im Trockner gibt es keine beweglichen Teile.
- Kein Kondensatausfall bei der Trocknung
- Keine zusätzlichen Energiekosten.
- Geräuschfrei.
- Kein FCKW.
- Keine beweglichen Teile.
- Kein Motor.



## 5.4.5 Sorption durch Absorption

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>g</sub> ]	Durchflußleistung [ m³/h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
Eintrittstemperatur abhängig	–	–	bis 30°C



- 1 = Sieb
- 2 = Festes Trocknungsmittel
- 3 = Deckel
- 4 = Kondensatablaß

Bild 5.10 :  
Absorptionstrockner mit festem Trocknungsmittel

Bei der Absorptionstrocknung wird der Wasserdampf durch eine chemische Reaktion mit einem hygroskopischen Trocknungsmittel ausgeschieden. Da die Absorptionsfähigkeit des Trocknungsmittels mit der Zeit nachläßt, ist eine periodische Erneuerung notwendig.

Zu unterscheiden sind dabei 3 unterschiedliche Trocknungsmitteltypen. Die löslichen Trocknungsmittel verflüssigen sich mit fortschreitender Absorption. Die festen und flüssigen Trocknungsmittel reagieren mit dem Wasserdampf, ohne ihren Aggregatzustand zu verändern.

Trocknungsmittel		
Fest	Löslich	Flüssig
dehydrierte Kreide	Lithiumchlorid	Schwefelsäure
übersaures Magnesiumsalz	Kalziumchlorid	Phosphorsäure
		Glyzerin
		Triäthylenglykol

### Funktionsprinzip

Bei der Absorption durchströmt die Druckluft von unten nach oben ein Trocknungsmittelbett. Dabei gibt sie einen Teil des Wasserdampfes an das Trocknungsmittel ab. Ein Ableiter führt das anfallende Kondensat aus einem Bodenbehälter ab. Der Drucktaupunkt wird um 8 – 12 % gesenkt.

### Beispiel

Druckluft gelangt mit einer Eintrittstemperatur von +30°C in einen Trockner, der mit Kalziumchlorid arbeitet. Hier erreicht man einen Drucktaupunkt zwischen 18 und 22°C.

### Eigenschaften

- niedrige Eintrittstemperatur.  
Hohe Temperaturen weichen das Trocknungsmittel auf und backen es zusammen.
- Stark korrosive Wirkung der Trocknungsmittel.  
Die getrocknete Druckluft kann Trocknungsmittel ins Druckluftnetz mitreißen. Dort verursacht es erhebliche Schäden.
- Keine Zufuhr von Fremdenergie.

Aufgrund ihrer Eigenschaften konnte sich die Absorptionstrocknung nur in Randbereichen der Drucklufttechnik etablieren. Zu nennen wäre z.B. die Druckluftaufbereitung in Laboratorien.

# Druckluftaufbereitung

## 5.4.6 Sorption durch Adsorption

Die Trocknung der Druckluft durch Adsorption ist ein rein physikalischer Vorgang. Die Luftfeuchtigkeit wird durch Adhäsionskräfte ( unausgeglichene molekulare Anziehungskräfte ) an das Trocknungsmittel gebunden. An der inneren und äußeren Oberfläche des Adsorptionsmittels lagert sich der Wasserdampf an, ohne daß eine chemische Verbindung stattfindet.

Das Adsorptionsmittel hat eine offene Porenstruktur und eine große innere Oberfläche. Die gebräuchlichsten Adsorptionsmittel sind Aluminiumoxid, Silicagel, Aktivkohle und Molekularsiebe. Für die verschiedenen Regenerationsverfahren werden unterschiedliche Adsorptionsmittel eingesetzt.

Adsorptionsmittel	Eigenschaften der Adsorptionsmittel *)			
	erreichbarer Drucktaupunkt [ °C ]	Eintritts-temperatur [ °C ]	Regenerations-temperatur [ °C ]	Oberfläche [ m²/g ]
Silicagel ( SiO <sub>2</sub> ), roh	- 50	+ 50	120 - 180	500 - 800
Silicagel ( SiO <sub>2</sub> ), kugelförmig	- 50	+ 50	120 - 180	200 - 300
Aktiviertes Aluminiumoxyd ( Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	- 60	+ 40	175 - 315	230 - 380
Molekularsiebe ( Na, AlO <sub>2</sub> , SiO <sub>2</sub> )	- 90	+ 140	200 - 350	750 - 800

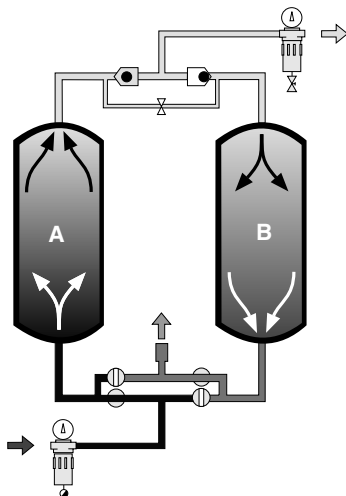
\*) Die Eigenschaften der Adsorptionsmittel ändern sich mit dem Druck und der Temperatur des zu trocknenden Gases

### Funktionsprinzip

Während des Trocknungsvorganges strömt die feuchte Druckluft durch den Adsorptionsmittelbehälter. Der Wasserdampf wird gebunden und die Druckluft dadurch getrocknet. Dieser Prozeß erzeugt Wärme. Wenn die Adhäsionskräfte durch Wasseranlagerungen ausgeglichen sind, muß das Adsorptionsmittel regeneriert werden. D.h., Wasser muß dem Adsorptionsmittel wieder entzogen werden. Aus diesem Grund müssen bei kontinuierlichem Betrieb zwei parallel geschaltete Trocknungsbehälter vorhanden sein. Der aktive Behälter **A** trocknet die Druckluft, während sie der inaktive Behälter **B** drucklos regeneriert.

Zur Regenerierung des Adsorptionsmittels werden im wesentlichen folgende Verfahren genutzt :

- die Kaltregeneration
- die interne Warmregeneration
- die externen Warmregeneration
- die Vakuumregeneration

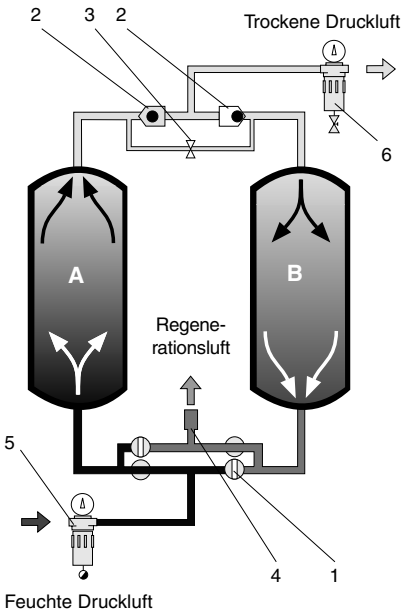


## 5.4.6.1 Kaltregeneration

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Durchflußleistung [ m <sup>3</sup> /h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
bis -70°C	4 - 16	4 - 5600	bis +60°C



Bild 5.11 :  
Adsorptionsmittel nach 5 min Trocknungszeit



- 1 = Ventilblock
- 2 = Rückschlagventil
- 3 = Lochblende
- 4 = Austrittsventil
- 5 = Vorfilter
- 6 = Nachfilter

Bild 5.12 :  
Funktionsschema eines Adsorptionstrockners,  
kaltregenerierend

Bei der Kaltregeneration liegen die Trocknungs- und Regenerationszeiten bei ca. 5 min. Aus diesem Grund lagert sich die Feuchte nur an die äußere Oberfläche des Trocknungsmittels an.

Kaltregenerierende Adsorptionstrockner arbeiten nach dem Prinzip des Druckwechselverfahrens. Bei ihnen erfolgt die Desorption ( Regenerierung ) ohne zusätzliche Wärmezufuhr. Es wird ein Teil des getrockneten Volumenstromes abgezweigt. Dieser Teilstrom entspannt auf einen Druck kurz über 1 bar und ist dadurch extrem trocken. Diese trockene Luft strömt anschließend durch den zu regenerierenden Trocknungsbehälter B. Dabei nimmt sie die im Trocknungsmittel gespeicherte Feuchtigkeit auf und führt sie über ein Austrittsventil ins Freie.

### Eigenschaften

- **Wirtschaftlicher Einsatz bei kleineren Anlagen mit geringen Volumenströmen.**
- Einfacher Aufbau des Trockners.
- Einsetzbar bei hohen Umgebungstemperaturen.
- Geringes Trocknungsmittelvolumen. Trocknungs- und Regenerationszeiten ca. 5 Minuten.
- Hohe Betriebskosten. Die Regenerationsluft wird dem Druckluftsystem entnommen und kann nicht weiter genutzt werden.
- Regeneration ohne Zufuhr von Fremdenergie.
- Der prozentuale Anteil der Regenerationsluft an der Liefermenge des Kompressors sinkt bei höherem Verdichtungsdruck.

Verdichtungsdruck [ bar <sub>abs</sub> ]	Regenerationsluftanteil [ % ]	
	Drucktaupunkt -25° bis -40°C	Drucktaupunkt -40° bis -100°C
5	25,83	27,14
7	17,22	18,1
10	11,49	12,07
15	7,39	7,77
20	5,46	5,47

Diese Werte sind physikalisch festgelegt und können nicht unterschritten werden. Sie ergeben sich aus dem Zusammenhang zwischen der Luftfeuchte und der Druckluftentspannung.

- Vorfiltrierung der Eintrittsluft. Ein Vorfilter befreit die Druckluft weitgehend von Ölteilen, Wassertropfen und Schmutzpartikeln.
- Nachfiltrierung der getrockneten Druckluft. Aus dem Trocknungsbehälter mitgerissenes Trocknungsmittel muß wieder aus der Druckluft ausgefiltert werden.

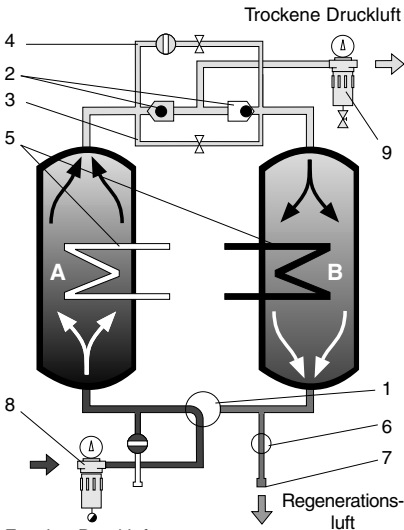
# Druckluftaufbereitung

## 5.4.6.2 Interne Warmregeneration

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Durchflußleistung [ m <sup>3</sup> /h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
bis -40°C	2 - 16	200 - 5600	bis +50°C



Bild 5.13 : Adsorptionsmittel nach 6 - 8 Std. Trocknungszeit



- 1 = Ventilblock
- 2 = Rückschlagventil
- 3 = Umgehungsleitung mit Lochblende 1. Phase
- 4 = Umgehungsleitung mit Lochblende 2. Phase
- 5 = Heizung
- 6 = Absperrventil
- 7 = Austrittsventil
- 8 = Vorfilter
- 9 = Nachfilter

Bild 5.14 : Funktionsschema eines Adsorptionstrockners, intern warmregenerierend

Bei der Warmregeneration liegen die Trocknungs- und Regenerierungszeiten bei 6 – 8 Std. Während der langen Trocknungsperiode lagert sich die Feuchte an den inneren und äußeren Oberflächen des Adsorptionsmittels an. Um diesen Prozeß umzukehren, muß von außen Wärme zugeführt werden. Bei Überschreiten der Regenerationstemperatur des Trocknungsmittels durch Wärmezufuhr, überwinden die auftretenden Oberflächenenergien die Adhäsionskräfte des Trocknungsmittels und das Wasser verdampft. Ein geringer Regenerationsluftstrom führt die Feuchtigkeit ab.

Die Regenerationstemperatur ist vom Drucktaupunkt der Regenerationsluft abhängig. Je tiefer er liegt, desto niedriger ist die Regenerationstemperatur des Trockners.

Bei der **internen Regeneration** wird die Wärme direkt von einer Heizung im Trocknungsbehälter auf das Adsorptionsmittel übertragen. Sie läuft in zwei Phasen ab:

### 1. Phase

Der Trocknungsbehälter **B** wird langsam durch die interne Heizung auf die notwendige Regenerationstemperatur erwärmt. Ist die Regenerationstemperatur überschritten, löst sich die Feuchtigkeit vom Adsorptionsmittel. Durch eine Umgehungsleitung werden ca. 2 – 3 % des getrockneten Druckluftstroms aus dem Kompressor entspannt und mit leichtem Überdruck durch den Trocknungsbehälter **B** geleitet. Dieser Regenerationsluftstrom nimmt den Wasserdampf auf und transportiert ihn über ein Austrittsventil ins Freie.

### 2. Phase

In einer Kühlphase sinkt die Betriebstemperatur wieder auf die Temperatur des Trocknungsbettes. Zu diesem Zweck öffnet eine zweite Umgehungsleitung. Dann werden ca. 5 % der Liefermenge des Kompressors durch den Trocknungsbehälter **B** geleitet. Die interne Heizung arbeitet zu diesem Zeitpunkt nicht mehr.

### Eigenschaften

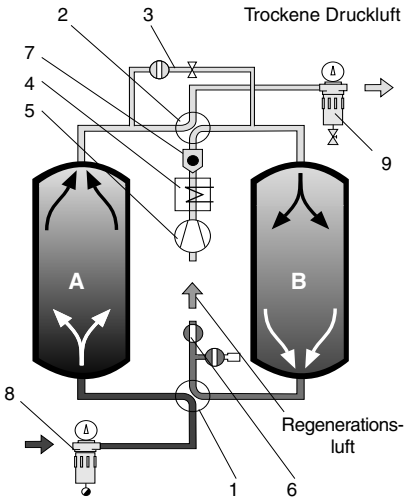
- **Wirtschaftlicher Einsatz bei hohen Volumenströmen.**
- Einfacher Aufbau des Trockners.
- Es wird wenig getrocknete Druckluft benötigt um den Trockner zu regenerieren.
- Vorfiltrierung der Eintrittsluft. Ein Vorfilter befreit die Druckluft weitgehend von Ölteilen, Wassertropfen und Schmutzpartikeln.
- Nachfiltrierung der getrockneten Druckluft. Aus dem Trocknungsbehälter mitgerissenes Trocknungsmittel muß wieder aus der Druckluft ausgefiltert werden.

## 5.4.6.3 Externe Warmregeneration

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Durchflußleistung [ m <sup>3</sup> /h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
bis -40°C	2 - 16	500 - 15000	bis +50°C



Bild 5.15 :  
Adsorptionsmittel nach 6 - 8 Std. Trocknungszeit



Feuchte Druckluft

- 1 = Unterer Ventilblock
- 2 = Oberer Ventilblock
- 3 = Umgehungsleitung mit Lochblende **3. Phase**
- 4 = Heizregister
- 5 = Gebläse
- 6 = Absperrventil
- 7 = Rückschlagventil
- 8 = Vorfilter
- 9 = Nachfilter

Bild 5.16 :  
Funktionsschema eines Adsorptionstrockners,  
extern warmregenerierend

Bei der Warmregeneration liegen die Trocknungs- und Regenerierungszeiten bei 6 - 8 Std. Während der langen Trocknungsperiode lagert sich die Feuchte an den inneren und äußeren Oberflächen des Adsorptionsmittels an. Um diesen Prozeß umzukehren muß, von außen Wärme zugeführt werden. Bei Überschreiten der Regenerationstemperatur des Trocknungsmittels durch Wärmezufuhr, überwinden die auftretenden Oberflächenenergien die Adhäsionskräfte des Trocknungsmittels und das Wasser verdampft. Ein Regenerationsluftstrom führt die Feuchtigkeit ab.

Die Regenerationstemperatur ist vom Drucktaupunkt der Regenerationsluft abhängig. Je tiefer er liegt, desto niedriger ist die Regenerationstemperatur des Trockners.

Bei der **externen Regeneration** wird Umgebungsluft durch ein Gebläse angesaugt und in einem Heizregister erhitzt. Sie findet in drei Phasen statt:

### 1. Phase

Der Trocknungsbehälter **B** wird langsam durch den heißen Luftstrom auf die notwendige Regenerationstemperatur erwärmt. Ist die Regenerationstemperatur erreicht, löst sich das Wasser vom Adsorptionsmittel. Das Gebläse pumpt weiter heiße Regenerationsluft durch den Trocknerbehälter **B**. Dieser Regenerationsluftstrom nimmt den Wasserdampf auf und transportiert ihn über ein Austrittsventil ins Freie.

### 2. Phase

In einer Kühlphase sinkt die Betriebstemperatur wieder auf die Temperatur des Trocknungsbehälters **B**. Zu diesem Zweck wird das Heizregister des Gebläses abgeschaltet und kalte Umgebungsluft durch den Trocknerbehälter geleitet.

### 3. Phase

Am Ende der Kühlung fließt trockene, entspannte Druckluft aus dem Kompressor durch den Trocknungsbehälter, damit die Umgebungsluft den Trockner nicht wieder mit Feuchtigkeit belastet.

### Eigenschaften

- **Wirtschaftlicher Einsatz bei hohen Volumenströmen**
- Höhere Regenerierungstemperaturen ermöglichen einen niedrigeren Drucktaupunkt.
- Geringer zusätzlicher Druckluftverbrauch. Die Regenerationsluft wird nur zu einem kleinen Teil aus dem Druckluftsystem entnommen.
- Vorfiltrierung der Eintrittsluft. Ein Vorfilter befreit die Druckluft weitgehend von Ölanteilen, Wassertropfen und Schmutzpartikeln.
- Nachfiltrierung der getrockneten Druckluft. Aus dem Trocknungsbehälter mitgerissenes Trocknungsmittel muß wieder aus der Druckluft ausgefiltert werden.

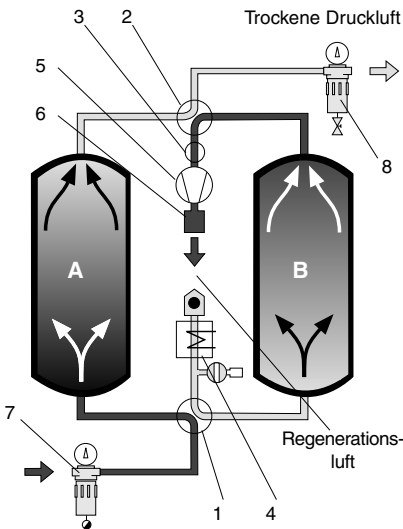
# Druckluftaufbereitung

## 5.4.6.4 Vakuumregeneration

Drucktaupunkt [ °C ]	Betriebsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Durchflußleistung [ m <sup>3</sup> /h ]	Eintrittstemperatur [ °C ]
bis - 80°C	4 - 16 bar	400 - 7400	bis + 40°C



Bild 5.17 : Adsorptionsmittel nach 6 - 8 Std. Trocknungszeit



Feuchte Druckluft

- 1 = Unterer Ventilblock
- 2 = Oberer Ventilblock
- 3 = Absperrventil
- 4 = Heizregister
- 5 = Gebläse
- 6 = Schalldämpfer
- 7 = Vorfilter
- 8 = Nachfilter

Bild 5.18 : Funktionsschema eines Adsorptionstrockners, Vakuumregenerierend

Die Vakuumregeneration ist eine Variante der externen Warmregeneration. Wie bei der Warmregeneration liegen die Trocknungs- und Regenerierungszeiten bei 6 - 8 Std. Während der langen Trocknungsperiode lagert sich die Feuchte an den inneren und äußeren Oberflächen des Adsorptionsmittels an. Um diesen Prozeß umzukehren, muß von außen Wärme zugeführt werden. Bei Überschreiten der Regenerationstemperatur des Trocknungsmittels durch Wärmezufuhr, überwinden die auftretenden Oberflächenenergien die Adhäsionskräfte des Trocknungsmittels und das Wasser verdampft. Ein Regenerationsluftstrom führt die Feuchtigkeit ab.

Die Regenerationstemperatur ist vom Drucktaupunkt der Regenerationsluft abhängig. Je tiefer er liegt, desto niedriger ist die Regenerationstemperatur des Trockners.

Bei der **Vakuumregeneration** wird Umgebungsluft mit Unterdruck durch den Trocknungsbehälter gesaugt. Dieser Luftstrom erhitzt extern. Die Vakuumregeneration läuft in zwei Phasen ab.

### 1. Phase

Eine Vakuumpumpe saugt Umgebungsluft an. In einem Heizregister wird dieser Luftstrom erhitzt und durch den Trocknungsbehälter gesaugt. Ist die Regenerationstemperatur erreicht, löst sich das Wasser vom Adsorptionsmittel. Der Regenerationsluftstrom nimmt den Wasserdampf auf. Anschließend wird er ins Freie abgeführt.

### 2. Phase

In einer Kühlphase sinkt die Betriebstemperatur wieder auf die Temperatur des Trocknungsbehälters. Zu diesem Zweck wird das Heizregister abgeschaltet und die kalte Umgebungsluft durch den Trocknungsbehälter gesaugt.

### Eigenschaften

- **Wirtschaftlicher Einsatz bei hohen Volumenströmen**
- Kein zusätzlicher Druckluftverbrauch. Es wird keine Druckluft zur Regeneration aus dem System entnommen.
- Hohe Standzeiten des Trockenmittels. Die thermische Belastung des Trockenmittels ist gering.
- Energiekosteneinsparung durch niedrigere Regenerationstemperatur.
- Vorfiltrierung der Eintrittsluft. Ein Vorfilter befreit die Druckluft weitgehend von Ölteilen, Wassertropfen und Schmutzpartikeln.
- Nachfiltrierung der getrockneten Druckluft. Aus dem Trocknungsbehälter mitgerissenes Trocknungsmittel muß wieder aus der Druckluft ausgefiltert werden.

## 5.4.7 Anordnung des Kälte-Drucklufttrockners

Für die Anordnung eines Kälte-Drucklufttrockners in einer Kompressorstation gibt es zwei grundsätzliche Möglichkeiten. Die Installation des Trockners **vor** oder **hinter** dem Druckluftbehälter. Eine generelle Festlegung kann man nicht treffen, da beide Varianten Vor- und Nachteile bei bestimmten Anwendungskonstellationen haben.

### 5.4.7.1 Trockner vor dem Druckluftbehälter

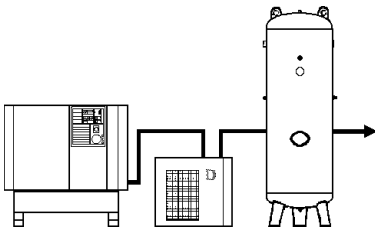


Bild 5.19 :  
Trockner vor dem Druckluftbehälter

#### Vorteile :

- Getrocknete Luft im Druckluftbehälter.
- Es gibt keinen Kondensatausfall im Druckluftbehälter.
- Gleichbleibende Druckluftqualität.  
Auch bei schlagartiger, hoher Druckluftentnahme bleibt der Drucktaupunkt der Druckluft unverändert.

#### Nachteile :

- Große Dimensionierung des Trockners.  
Der Trockner muß nach der effektiven Gesamtliefermenge des vorgeschalteten Kompressors ausgelegt werden. Bei niedrigem Verbrauch ist der Trockner oft überdimensioniert.
- Trocknung pulsierender Druckluft.  
Besonders Kolbenkompressoren liefern bauartbedingt einen pulsierenden Luftstrom. Das belastet den Trockner.
- Hohe Druckluft-Eintrittstemperatur.  
Die Druckluft kommt direkt vom Nachkühler des Kompressors.
- Trocknung eines Teilluftstroms ist nicht möglich.
- Große Kondensatmenge.
- Die gesamte Kondensatmenge beaufschlagt den Trockner.
- Bei Kompressor-Mehrfachanlagen muß jeden Kompressor ein Trockner nachgeschaltet werden.

#### Fazit

Die Anordnung des Trockners vor dem Druckbehälter ist dann zu empfehlen, wenn oft mit plötzlichen Bedarfsspitzen zu rechnen ist und die Druckluftqualität nicht leiden darf.

## 5.4.7.2 Trockner hinter dem Druckluftbehälter

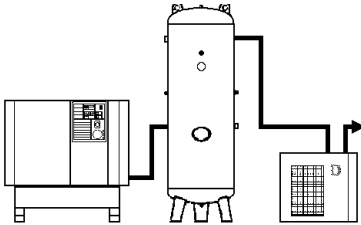


Bild 5.20 :  
Trockner hinter dem Druckluftbehälter

### Vorteile :

- Günstige Dimensionierung des Trockners.  
Der Trockner kann nach dem tatsächlichen Druckluftverbrauch, oder einem zu trocknenden Teilstrom der Druckluft dimensioniert werden.
- Trocknung eines beruhigten Volumenstromes.
- Niedrige Druckluft-Eintrittstemperatur.  
Die Druckluft hat Gelegenheit, sich im Druckluftbehälter weiter abzukühlen.
- Kleine Kondensatmengen.  
Die ausgefallenen Kondensattröpfchen sammeln sich im Druckluftbehälter und belasten den Rest des Systems nicht.

### Nachteile :

- Kondensat im Druckluftbehälter.  
Feuchtigkeit im Druckluftbehälter führt zu Korrosion.
- Überlastung des Trockners.  
Bei schlagartiger, hoher Druckluftentnahme wird der Trockner überlastet. Der Drucktaupunkt der Druckluft steigt.

### **Fazit**

Für die Installation des Trockners hinter dem Druckluftbehälter sprechen besonders wirtschaftliche Gründe. Es kann üblicherweise ein kleinerer Trockner gewählt werden. Er ist besser ausgelastet.



## 5.5 Druckluftfilter

### 5.5.1 Grundbegriffe der Filtertechnik

Für die Beurteilung und das Betreiben von Filtern ist es notwendig, bestimmte Größen und Faktoren zu definieren und zu erklären.

#### 5.5.1.1 Filterabscheidegrad $\eta$ [%]

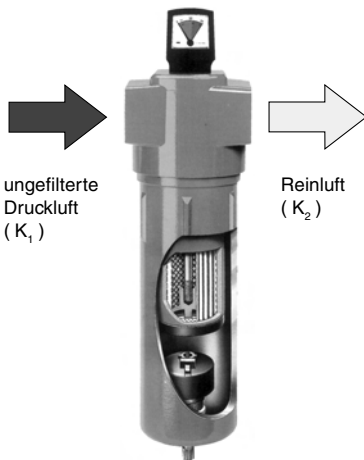


Bild 5.21 :  
BOGE Vorfilter, Baureihe V  
 $\eta = 99,99\%$  bezogen auf  $3\ \mu\text{m}$

Der Filterabscheidegrad  $\eta$  gibt den Konzentrationsunterschied der Schmutzpartikel **vor** und **nach** dem Filter an. Er wird vielfach auch als Wirkungsgrad bezeichnet. Der Filterabscheidegrad  $\eta$  ist ein Maß für die Wirksamkeit des Filters. Dabei muß immer die minimale Korngröße [ $\mu\text{m}$ ] angegeben werden, die der Filter noch ausfiltern kann.

$$\eta = 100 - \left[ \frac{K_2}{K_1} \times 100 \right]$$

$K_1$  = Konzentration der Schmutzpartikel **vor** dem Filter.

$K_2$  = Konzentration der Schmutzpartikel **nach** dem Filter.

$\eta$  = Filterabscheidegrad [%]

Die Konzentration wird meist in Gewichtsanteilen pro Volumeneinheit [ $\text{g}/\text{m}^3$ ] der Druckluft gemessen. Bei schwächeren Konzentrationen bestimmt man die Konzentration meist durch Auszählen der Teilchen pro Volumeneinheit [ $\text{Z}/\text{cm}^3$ ]. Besonders bei der Bestimmung des Abscheidegrades von Hochleistungsfiltern werden fast immer die Teilchen pro Volumeneinheit ermittelt. Um die Gewichtsanteile pro Volumeneinheit in ausreichender Genauigkeit zu ermitteln, wäre der Meßaufwand unverhältnismäßig hoch.

#### Beispiel

Druckluft ist vor der Filterung mit einer Partikelkonzentration von  $K_1 = 30\ \text{mg}/\text{m}^3$  belastet. Die Reinluft nach dem Filter hat noch eine Partikelkonzentration von  $K_2 = 0,003\ \text{mg}/\text{m}^3$  bei Partikelgrößen über  $3\ \mu\text{m}$ .

$$\eta = 100 - \left[ \frac{0,003}{30} \times 100 \right]$$

$$\eta = 99,99\%$$

Der Filter hat einen prozentualen Abscheidegrad von 99,99 % bezogen auf  $3\ \mu\text{m}$ .

# Druckluftaufbereitung

## 5.5.1.2 Druckabfall $\Delta p$

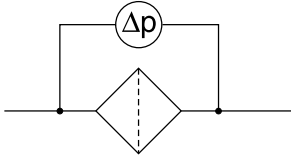


Bild 5.22 :  
Allgemeiner Filter mit  $\Delta p$  Meßgerät

Der Druckabfall  $\Delta p$  ist der strömungstechnisch bedingte Druckunterschied **vor** und **nach** dem Filter. Der Druckabfall  $\Delta p$  im Filter wächst durch Anlagern von Staub- und Schmutzpartikeln im Filterelement mit der Zeit an.

- $\Delta p_0$  ist der Druckabfall für neue Filterelemente. Er liegt je nach Filterart zwischen 0,02 und 0,2 bar.
- Der wirtschaftlich vertretbare Grenzwert für den Druckabfall  $\Delta p$  liegt bei ca. 0,6 bar.

Um den Druckabfall im Filter festzustellen wird in die meisten Filter ein Druck-Differenzmeßgerät eingebaut.

Überschreitet der Druckabfall  $\Delta p$  den Grenzwert ist eine Reinigung des Filters oder ein Austausch des Filterelements notwendig.

## 5.5.1.3 Betriebsdruck

Der maximale Volumenstrom eines Filters bezieht sich immer auf den Normdruck  $p_0 = 7$  bar. Bei verändertem Druck ändert sich die maximale Durchflußmenge des Filters. Die Änderung der Durchflußmenge läßt sich mit Hilfe der entsprechenden Umrechnungsfaktoren **f** leicht ermitteln.

Druck [ bar <sub>0</sub> ]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Faktor f	0,25	0,38	0,5	0,65	0,75	0,88	1	1,13	1,25	1,38	1,5	1,63	1,75	1,88	2

### Beispiel

Ein BOGE-Vorfilter V50 mit einer nominalen Leistung von 300 m<sup>3</sup>/h beim Normdruck  $p_0 = 7$  bar soll bei  $p_0 = 10$  bar betrieben werden.

$$L_7 = 300 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p_0 = 10 \text{ bar} \quad \Rightarrow \quad f = 1,38$$

$$L_{10} = L_7 \times f$$

$$L_{10} = 300 \text{ m}^3/\text{h} \times 1,38$$

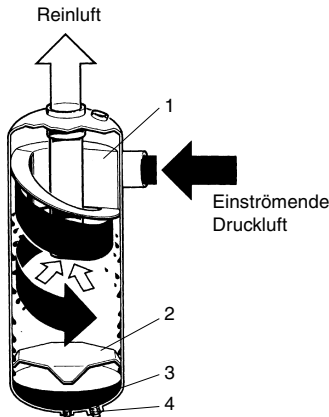
$$L_{10} = 414 \text{ m}^3/\text{h}$$

- $L_{10}$  = effektive Leistung bei  $p_0 = 10$  bar [ m<sup>3</sup>/h ]
- $L_7$  = effektive Leistung bei  $p_0 = 7$  bar [ m<sup>3</sup>/h ]
- f = Umrechnungsfaktor für  $p_0 = 10$  bar

Der Filter hat bei einem Druck von  $p_0 = 10$  bar eine effektive Leistung von nominal 414 m<sup>3</sup>/h.

## 5.5.2 Zyklonabscheider

Druckdifferenz $\Delta p$ [ bar ]	Abscheidegrad [ % ]	Partikelgröße [ $\mu\text{m}$ ]	Restölgehalt [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]
> 0,05 bar	95 %	> 50 $\mu\text{m}$	unbeeinflusst



- 1 = Wirbeleinsatz
- 2 = Prallscheibe
- 3 = Sammelraum
- 4 = Kondensatablaß

Bild 5.23 :  
Zyklonabscheider

Die Druckluft enthält nach dem Austritt aus dem Kompressor neben dem Wasser in Form von Wasserdampf auch Wasserkondensattröpfchen. Diese Wassertröpfchen entstehen während des Verdichtungsvorganges durch das Absinken der Speicherefähigkeit der Luft bei Volumenverkleinerung.

Dieses Wasser setzt sich normalerweise im Druckluftbehälter ab. Von dort wird das Kondensat abgeleitet.

### Funktionsprinzip

Der Zyklonabscheider arbeitet nach dem Massenträgheitsprinzip. Er besteht aus einem Wirbeleinsatz und einem Auffangbehälter. Der Wirbeleinsatz ist so gestaltet, daß er die Druckluft in eine Drehbewegung versetzt. Feste und flüssige Bestandteile der Luft werden durch ihre eigene Massenträgheit nach außen gegen die Behälterinnenwand geschleudert. Dadurch scheiden schwere Schmutzteilchen und Wassertröpfchen aus. Die ausgeschiedenen Fremdstoffe fließen an einer Prallscheibe vorbei in den Sammelbehälter. Die Prallscheibe verhindert, daß der Luftstrom die abgeschiedene Flüssigkeit wieder mitreißt.

Aus dem Sammelraum kann das Kondensat automatisch oder von Hand abgelassen und fachgerecht entsorgt oder wiederaufbereitet werden.

### Eigenschaften

- Nahezu vollständiges Abscheiden von Wassertröpfchen.
- Ausfiltern von schweren Staub- und Schmutzpartikeln.
- Das Abscheidevermögen der Zyklonabscheider hängt von der Strömungsgeschwindigkeit der Luft ab. Je höher die Strömungsgeschwindigkeit ist, desto höher der Abscheidegrad. Allerdings steigt mit der Strömungsgeschwindigkeit auch der Druckverlust im Abscheider.

### Anwendungsgebiete

- Kein Druckluftbehälter im Rohrleitungsnetz.
- Große Entfernungen zwischen Kompressor und Behälter. Wenn der Druckluftbehälter weit vom Kompressor entfernt ist, dann ist die Installation eines Zyklonabscheiders direkt hinter dem Kompressor sinnvoll. Er verhindert einen unnötigen „Wassertransport“ in der Rohrleitung.
- Steigleitungen zwischen Druckluftbehälter und Kompressor. Die Leitung zwischen Kompressor und Druckluftbehälter geht senkrecht nach oben. Bei Kompressorstillstand fließt Kondenswasser zurück in den Kompressor. In diesem Fall ist die Installation eines Zyklonabscheiders direkt nach dem Kompressor sinnvoll.

# Druckluftaufbereitung

## 5.5.3 Vorfilter

Druckdifferenz $\Delta p$ [ bar ]	Abscheidungsgrad [ % ]	Partikelgröße [ $\mu m$ ]	Restölgehalt [ $mg/m^3$ ]
> 0,03 bar	99,99 %	> 3 $\mu m$	unbeeinflusst

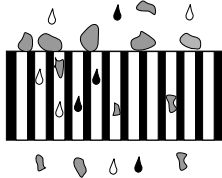


Bild 5.24 :  
Filtrationsmechanismus der Oberflächenfilter



Bild 5.25 :  
BOGE Vorfilter, Baureihe V

Vorfilter filtern feste Verunreinigungen bis zu einer Partikelgröße von ca. 3  $\mu m$  aus der Druckluft während sie Öl und Feuchte nur in sehr geringem Maß ausfiltern. Vorfilter entlasten bei sehr staubhaltiger Luft Hochleistungsfilter und Trockner. Sind die Anforderungen an die Qualität der Druckluft gering, kann auf feinere Filter verzichtet werden.

### Funktionsprinzip

Vorfilter arbeiten nach dem Prinzip der Oberflächenfiltration. Sie haben eine reine Siebwirkung. Die Porengröße gibt dabei die Partikelgröße an, die gerade noch ausgefiltert werden kann. Die Verunreinigungen bleiben nur an der äußeren Oberfläche der Filterelemente zurück. Gebräuchliche Materialien für Filterelemente sind:

- Sinterbronze.
- Hochmolekulares Polyäthylen.
- Sinterkeramik.
- Bronze oder Messingdraht ( grobe Filterung ).
- gefaltete Zellulose-Papierensätze.

Das Filterelement wird von **außen** nach **innen** durchströmt. Eine umgekehrte Strömungsrichtung würde die abgeschiedenen Partikel im Inneren des Filterelements aufbauen. Die ansteigende Feststoffansammlung würde die wirksame Filterfläche zusetzen.

### Eigenschaften

- Regenerierbar.  
Da die Partikelabscheidung der Vorfilter nur auf der Oberfläche des Filterelements stattfindet, ist das Reinigen der Filterelemente möglich.

## 5.5.4 Microfilter

Druckdifferenz $\Delta p$ [ bar ]	Abscheidegrad [ % ]	Partikelgröße [ $\mu\text{m}$ ]	Restölgehalt [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]
> 0,1 bar	99,9999 %	> 0,01 $\mu\text{m}$	> 0,01

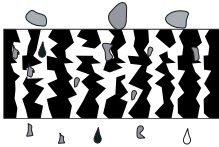


Bild 5.26 :  
Filtrationsmechanismus der Tiefenfilter

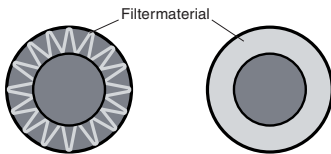


Bild 5.27 :  
Plissiertes und gewickeltes Filtermaterial



Bild 5.28 :  
BOGE-Microfilter, Baureihe F

Microfilter kommen zum Einsatz, wenn hohe Ansprüche an die Qualität der Druckluft gestellt werden. Sie liefern technisch ölfreie Druckluft. Microfilter reduzieren den Restöl-Gehalt der Druckluft auf 0,01  $\text{mg}/\text{m}^3$ . Sie filtern Schmutzpartikel mit einem Abscheidegrad von 99,9999 % bezogen auf 0,01  $\mu\text{m}$  aus.

### Funktionsprinzip

Microfilter, auch Koaleszenz- oder Hochleistungsfilter genannt, sind Tiefenfilter. Sie filtern die Wasser- und Öl-Kondensatphase in Form von feinen und feinsten Tröpfchen aus der Druckluft.

Der Tiefenfilter ist ein Faservlies, das aus einem Gewirr von feinsten Einzelfasern besteht. Die Fasern sind zufällig miteinander verschlungen und bilden so eine poröse Struktur. Zwischen den Fasern bildet sich ein labyrinthartiges System aus Gängen und Öffnungen. Dieses System weist Strömungskanäle auf, die teilweise weitaus größer sind als die auszuscheidenden Partikel. Die Partikelabscheidung erfolgt während des gesamten Weges, den die Druckluft durch das Filterelement zurücklegt.

Die Microfilter arbeiten mit plissiertem Filtermaterial. Dadurch vergrößert sich die effektive Filterfläche im Vergleich zu gewickelten Filtern um ca.  $\frac{1}{3}$ . Der Druckabfall  $\Delta p$  wird ebenfalls erheblich reduziert. Daraus entstehen Vorteile :

- Erhöhte Durchflußleistung.
- Geringerer Energieverlust.
- Längere Standzeiten.

Ein Tiefenfilter wird von **innen** nach **außen** durchströmt. Die Flüssigkeitsphase aus Öl und Wasser lagert sich beim Durchströmen des Filters am Faservlies an. Die Luftströmung treibt dann das Kondensat und die größer werdenden Tropfen weiter durch den Filter nach außen. Ein Teil des Kondensat verläßt durch diesen Effekt das Filterelement wieder. Der Schwerkraft folgend sammelt sich das Kondensat im Sammelraum des Filters.

Die Standzeiten des Filtern nehmen zu, denn das ausgefilterte Kondensat belastet das Element bei dieser Strömungsrichtung nicht mehr.

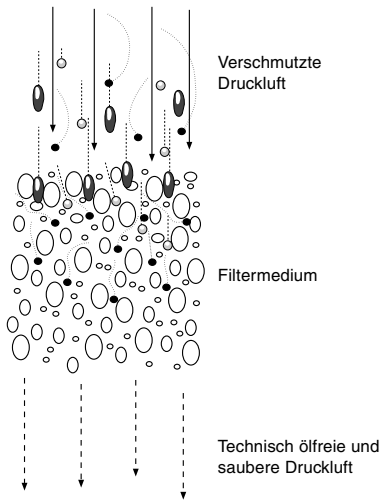


Bild 5.29  
Mechanismen der Tiefenfiltration

## Filtermechanismen

Um das Abscheiden feinsten Teilchen zu erreichen, wirken drei entscheidende Mechanismen zusammen.

- Direkte Berührung.  
Größere Teilchen und Tropfen treffen direkt auf Fasern des Filtermaterials und werden gebunden.
- Aufprall.  
Teilchen und Tropfen treffen auf die willkürlich gelagerten Fasern des Filtermaterials. Dort prallen sie ab, werden aus der Strömungsbahn geleitet und von der nächsten Faser absorbiert.
- Diffusion.  
Kleine und kleinste Partikel koalieren im Strömungsfeld und schließen sich aufgrund der Brown'schen Molekularbewegung zu immer größer werdenden Partikeln zusammen. Diese Partikel scheiden dann aus.

Am weitesten verbreitet in der Hochleistungsfiltertechnik ist Borsilikatfasermaterial in Form von Glasfaserschichten. Es dient als Material für den Tiefenfilter. Darüber hinaus findet man :

- Metallfasern.
- Kunststofffasern.

## Eigenschaften

- Abscheidung von Öl in der Flüssigphase.  
Man findet Kohlenwasserstoffe in zwei Aggregatzuständen in der Druckluft: - gasförmig als Öldampf.  
- flüssig in Form von Tropfen.  
Die Öltropfen filtert ein Hochleistungsfilter zu nahezu 100 % aus. Der Öldampf kann nicht ausgefiltert werden.
- Niedrige Betriebstemperaturen.  
Der Abscheidegrad des Filters sinkt mit steigender Betriebstemperatur. Ein Teil der Öltropfen verdampft und durchdringt den Filter. Bei einem Temperaturanstieg von +20° auf +30°C strömt bereits die 5fache Ölmenge durch den Filter.
- Recyclbar.  
Die zum Einsatz kommenden Materialien sind nach umweltpolitischen Gesichtspunkten ausgewählt.

## 5.5.5 Aktivkohlefilter

Druckdifferenz $\Delta p$ [ bar ]	Abscheidegrad [ % ]	Partikelgröße [ $\mu\text{m}$ ]	Restölgehalt [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]
> 0,02 bar	99,9999	0,01	> 0,005



Bild 5.30 :  
BOGE-Filterkombination, Baureihe AF  
Ein Aktivkohlefilter mit vorgeschaltetem Microfilter

Nach dem Einsatz von Hochleistungsfiltern und Trocknern enthält die technisch ölfreie Druckluft immer noch Kohlenwasserstoffe, sowie diverse Geruchs- und Geschmacksstoffe.

Es gibt zahlreiche Druckluftanwendungen, bei denen diese Rückstände zu Produktionsstörungen, Qualitätsbeeinträchtigungen und Geruchsbelästigungen führen würden.

Ein Aktivkohlefilter entfernt die Kohlenwasserstoffdämpfe aus der Druckluft. Der Restöl-Gehalt kann bis auf  $0,005 \text{ mg}/\text{m}^3$  reduziert werden. Die Druckluftqualität ist besser als für Atemluft gefordert. Die auskondensierten Öltröpfchen scheidet bereits der vorgeschaltete Filter ( BOGE-Microfilter Baureihe F ) aus.

### Funktionsprinzip

Die Filterung der Druckluft durch Adsorption ist ein rein physikalischer Vorgang. Die Kohlenwasserstoffe werden durch Adhäsionskräfte ( unausgeglichene molekulare Anziehungskräfte ) an die Aktivkohle gebunden. Dabei kommt es zu keiner chemischen Verbindung.

Die getrocknete und vorgefilterte Druckluft wird durch ein plisierendes Aktivkohle-Filterelement geleitet. Das Erscheinungsbild dieses Filterelements gleicht dem des Microfilters. Wie dort wird die Druckluft von innen nach außen durch das Filterelement geleitet.

### Eigenschaften

- Vorfilterung.  
Einem Aktivkohle-Filter muß immer ein Hochleistungsfilter und ein Trockner vorgeschaltet sein. Verunreinigte Druckluft zerstört das Adsorbat und reduziert die Filterwirkung.
- Keine Regenerierung.  
Die Aktivkohlefüllung läßt sich nicht regenerieren. Je nach Sättigungsgrad muß sie ausgetauscht werden.
- Standzeiten.  
Das Filterelement eines Aktivkohlefilteres muß nach ca. 300 - 400 Betriebsstunden ersetzt werden.

### Anwendungsgebiete

- Nahrungsmittel- und Genußmittelindustrie.
- Pharmazeutische Industrie.
- Chemischen Industrie.
- Oberflächenbearbeitung.
- Medizintechnik.

# Druckluftaufbereitung

## 5.5.6 Aktivkohle-Adsorber

Druck-differenz $\Delta p$ [ bar ]	Abscheide-grad [ % ]	Partikel-größe [ $\mu m$ ]	Restöl-gehalt [ $mg/m^3$ ]
> 0,1 bar	–	–	> 0,003

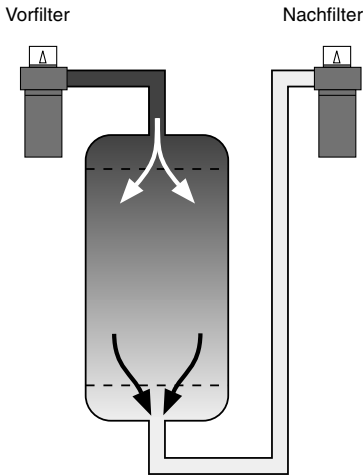


Bild 5.31 :  
Funktionsschema eines  
BOGE-Aktivkohle-Adsorbers Typ DC

Nach dem Einsatz von Hochleistungsfiltern und Trocknern enthält die technisch ölfreie Druckluft immer noch Kohlenwasserstoffe, sowie diverse Geruchs- und Geschmacksstoffe. Es gibt zahlreiche Druckluftanwendungen, bei denen diese Rückstände zu Produktionsstörungen, Qualitätsbeeinträchtigungen und Geruchsbelästigungen führen würden.

Ein Aktivkohle-Adsorber entfernt die Kohlenwasserstoffdämpfe aus der Druckluft. Der Restöl-Gehalt kann bis auf 0,003  $mg/m^3$  reduziert werden. Die Druckluftqualität ist besser als für Atemluft gefordert. Die auskondensierten Öltröpfchen scheidet bereits der vorgeschaltete Filter (BOGE-Microfilter Baureihe F) aus.

### Funktionsprinzip

Die Filterung der Druckluft durch Adsorption ist ein rein physikalischer Vorgang. Die Kohlenwasserstoffe werden durch Adhäsionskräfte ( unausgeglichene molekulare Anziehungskräfte ) an die Aktivkohle gebunden. Dabei kommt es zu keiner chemischen Verbindung.

Die getrocknete und gefilterte Druckluft wird durch einen Diffusor ins lose aufgeschüttete Aktivkohlebett geleitet. Der Diffusor verteilt die Druckluft gleichmäßig über das gesamte Aktivkohlebett. Das ermöglicht lange Kontaktzeiten und eine optimale Ausnutzung des Adsorptionsmittel. Nach dem Adsorberbett passiert die Druckluft einen Austrittskollektor und verläßt den Aktivkohle -Adsorber.

### Eigenschaften

- Vorfilterung.  
Einem Aktivkohle-Adsorber muß immer ein Hochleistungsfilter und ein Trockner vorgeschaltet sein. Verunreinigte Druckluft zerstört das Adsorbat und reduziert die Filterwirkung.
- Nachfilterung.  
Aus Sicherheitsgründen sollte dem Adsorber ein Hochleistungsfilter nachgeschaltet werden. Die Druckluft reißt feinste Kohlenstaubteilchen ( kleiner 1  $\mu m$  ) aus dem Aktivkohlebett mit.
- Keine Regenerierung.  
Die Aktivkohlefüllung läßt sich nicht regenerieren. Bei Sättigung muß die Aktivkohle ausgetauscht werden.
- Hohe Standzeiten.  
Die Aktivkohlefüllung muß erst nach 8000 - 10000 Betriebsstunden ersetzt werden.

### Anwendungsgebiete

- Wie Aktivkohlefilter.



## 5.5.7 Sterilfilter

Druckdifferenz $\Delta p$ [ bar ]	Abscheidegrad [ % ]	Partikelgröße [ $\mu\text{m}$ ]	Restölgehalt [ $\text{mg}/\text{m}^3$ ]
> 0,09 bar	99,9999	0,01	–



Bild 5.32 :  
BOGE-Sterilfilter, Baureihe ST

Lebende Organismen wie Bakterien, Bakteriophagen und Viren stellen in vielen Bereichen ein großes gesundheitliches Problem dar. Sterilfilter erzeugen 100 % sterile und keimfreie Druckluft.

### Funktionsprinzip

Der vorgereinigte Luftstrom wird von außen nach innen durch das Filterelement geleitet. Das Filterelement setzt sich aus zwei Filterstufen zusammen. Im Vorfilter werden Mikroorganismen bis zu einer Größe von 1  $\mu\text{m}$  festgehalten. Die zweite Filterstufe besteht aus einem chemisch und biologisch neutralen, dreidimensionalen Mikrofaserweb aus Borsilikat. Hier werden die restlichen Organismen ausgefiltert. Ein Edelstahlkäfig fixiert die Filterelemente.

Die Filter sind bis zu 100 mal zu reinigen und zu sterilisieren. Zu diesem Zweck werden sie gedämpft. Dabei strömt bis zu +200°C heißer Dampf durch den Filter. Der Dampf kann von beiden Seiten durch den Filter geschickt werden. Eine Sterilisation durch andere Medien ist ebenfalls denkbar.

- Heißwasser
- Heiße Luft
- Gas ( ethylene Oxide, Formaldehyd )
- $\text{H}_2\text{O}_2$

### Eigenschaften

- Edelmateriale.  
Alle Metallbestandteile des Filters sind aus hochlegiertem Edelstahl. Edelstahl bietet Mikroorganismen keinen Nährboden und kann weder korrodieren noch verrotten.
- Resistent.  
Das Filtermedium ist inaktiv und beständig gegen Chemikalien und hohe Temperaturen. Bakterien können nicht an- oder durchwachsen.
- Kurze sterile Kontaktentfernungen.  
Ein Sterilfilter sollte direkt am Endverbraucher installiert werden.

### Anwendungsgebiete

- Nahrungsmittel- und Genußmittelindustrie.
- Pharmazeutische Industrie.
- Chemische Industrie.
- Verpackungsindustrie.
- Medizintechnik.

## 6. Kondensatentsorgung

### 6.1 Kondensat

Kondensat besteht in erster Linie aus dem Wasser, das die Ansaugluft des Kompressors mit sich führt, und das bei der Verdichtung ausfällt. Das **Kondensat** enthält zudem viele **Verunreinigungen**.

- Mineralölaerosole und unverbrannte Kohlenwasserstoffe aus der Ansaugluft.
- Staub und Schmutzpartikel in den unterschiedlichsten Formen aus der Ansaugluft.
- Kühl- und Schmieröl aus dem Kompressor.
- Rost, Abrieb, Dichtungsmittelreste und Schweißperlen aus den Leitungsnetz.

Kondensat ist aufgrund der hohen Schadstoffbelastung äußerst umweltschädlich und muß aus diesem Grund fachgerecht entsorgt werden. Die im Kondensat enthaltenen Mineralöle sind biologisch schwer abbaubar und beeinträchtigen Sauerstoffeintrag und Schlammverfäulung in den Kläranlagen. Dadurch wird die gesamte Wasseraufbereitung in ihrer Wirksamkeit reduziert. Die Folgen sind eine Gefährdung des Naturhaushaltes und der menschlichen Gesundheit.

Das Kondensat verschiedener Druckluftsysteme muß differenziert betrachtet werden. Je nach Umweltbedingungen und Verdichter hat das Kondensat andere Eigenschaften. Zum Beispiel :

- Ölgeschmierte Verdichtersysteme.  
Bei Kompressoren dieser Art wäscht das Öl im Verdichtungsraum einen Teil der Aggressiv- und Feststoffe aus der Druckluft aus. Das führt dazu, daß ölgeschmierte Systeme üblicherweise Kondensate mit einem pH-Wert im neutralen Bereich erzeugen.
- Ölfreie Verdichtersysteme.  
Die meisten Schadstoffe werden bei ölfreien Systemen mit dem Kondensat abgeführt. Aus diesem Grund liegen die pH-Werte des Kondensats im sauren Bereich. pH-Werte zwischen 4 und 5 sind dabei keine Seltenheit.

Auch die Konsistenz der Kondensate ändert sich mit den Randbedingungen. Die meisten Kondensate sind flüssig wie Wasser. In Ausnahmefällen können aber auch pastöse Kondensate vorkommen.

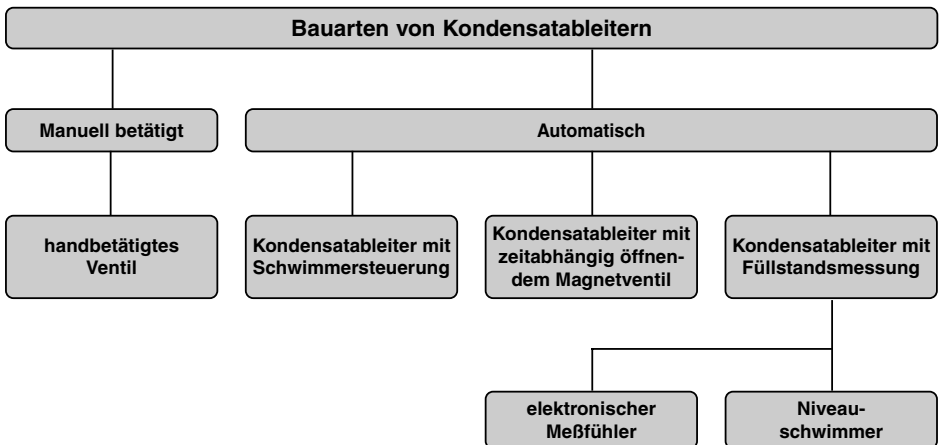
## 6.2 Kondensatableiter

Überall dort im Druckluftsystem, wo Kondensat anfällt, muß es auch abgeleitet werden. Geschieht dies nicht, reißt es der Luftstrom wieder mit und es gelangt ins Leitungsnetz.

Die Tatsache, daß die Kondensatsammelbehälter unter Druck stehen, macht aufwendige Kondensatableiter nötig. Das Ableiten des Kondensats muß kontrolliert erfolgen, will man unnötige Druckluftverluste vermeiden.

Zusätzlich sollte berücksichtigt werden, daß Kondensat nicht kontinuierlich anfällt. Die Kondensatmenge ändert sich mit der Temperatur und der Feuchte der Ansaugluft des Kompressors.

In der Übersicht sind die verschiedenen Bauarten entsprechend ihrer Arbeitsweise aufgeführt.



Bei der Auswahl von Kondensatableitern müssen, unabhängig von der Bauart, immer das Kondensat und weitere Randbedingungen berücksichtigt werden. Spezielle Einsatzbereiche verlangen Sonderformen bei Kondensatableitern :

- sehr aggressive Kondensate.
- pastöse Kondensate.
- explosionsgefährdete Einsatzbereiche.
- Nieder- und Unterdrucknetze.
- Hoch- und Höchstdrucknetze.

Kondensatableiter können nicht ohne Heizung bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt eingesetzt werden. In diesem Fall gefriert der Wasseranteil des Kondensats.

# Kondensatentsorgung

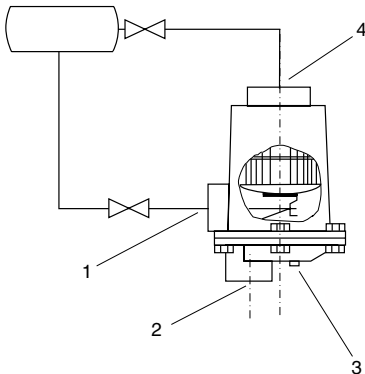
## 6.2.1 Kondensatableiter mit handbetätigtem Ventil

Das anfallende Kondensat sammelt sich in einem entsprechenden Behälter. Das Wartungs- oder Bedienungspersonal muß regelmäßig den Füllstand des Sammelbehälters prüfen. Gegebenenfalls muß das Kondensat mit Hilfe eines am Boden des Sammelbehälters angebrachten Ventiles abgelassen werden.

### Eigenschaften

- Einfache, preiswerte Konstruktion.
- Kein Stromanschluß erforderlich.
- Keine Alarmfunktion.
- Regelmäßige Kontrolle erforderlich.  
Das Kondensat muß regelmäßig abgelassen werden.

## 6.2.2 Kondensatableiter mit Schwimmersteuerung



- 1 = Eintrittsleitung
- 2 = Austrittsleitung
- 3 = Entleerungsstoppfen
- 4 = Entlüftung

Bild 6.1 :  
Kondensatableiter mit Schwimmersteuerung

Im Kondensatsammelbehälter befindet sich ein Schwimmer. Über einen Hebel steuert dieser Schwimmer ein Auslaßventil am Boden des Sammelbehälters an. Steigt das Füllniveau des Sammelbehälters über eine bestimmte Marke, wird das Auslaßventil geöffnet. Überdruck im System drückt das Kondensat nach außen. Ist das Füllniveau im Sammelbehälter unter die Mindestmarke gefallen, schließt das Auslaßventil selbständig bevor Druckluft austritt.

Das Kondensat ist jetzt von der Druckluft getrennt und kann über Rohrleitungen der Aufbereitung zugeführt werden.

### Eigenschaften

- Einfache, preiswerte Konstruktion.
- Kein Stromanschluß erforderlich.  
Ideal für den Einsatz im explosionsgefährdeten Bereich.
- Kein Abblasen von Druckluft.
- Störanfällig.  
Die beweglichen Teile des Systems können durch den direkten Kontakt mit dem Kondensat verharzen, verkleben oder korrodieren.
- Regelmäßige Wartung erforderlich.  
Bedingt durch die Störanfälligkeit ist eine regelmäßige Wartung erforderlich.
- Keine externe Störmeldung.
- Unflexibel.  
Schwimmerventile müssen speziell auf die Bedürfnisse des Kondensats abgestimmt werden.

### 6.2.3 Kondensatableiter mit zeitabhängig öffnendem Magnetventil



Bild 6.2 :  
Elektromagnetisches Entwässerungsventil

Das angefallene Kondensat wird in einem entsprechenden Behälter gesammelt. In festgelegten, gleichmäßigen Zeitintervallen ( 1,5 bis 30 min ) öffnet ein Magnetventil mit Taktgeber die Auslaßöffnung am Boden des Sammelbehälters. Nach einer Öffnungszeit von 0,4 bis 10 s schließt das Magnetventil wieder. Das Kondensat wird durch den Systemdruck aus dem Ableiter gedrückt,

Das Auslaßventil ist über Rohrleitungen mit der Kondensatentsorgung verbunden.

#### Hinweis

Will man Kondensat im Leitungssystem vermeiden, muß die gesamte Kondensatmenge abgeleitet werden. Individuell einstellbare Öffnungszeiten des Magnetventils garantieren die einwandfreie Kondensatableitung.

Die Menge des anfallenden Kondensats ist im Sommer wegen der hohen Luftfeuchtigkeit sehr viel größer als im Winter. Sind die Öffnungszeiten und Intervalle auf den Kondensatanfall im Sommer eingestellt, bedingt das bei niedrigen Temperaturen hohe Druckluftverluste durch zu lange Öffnungszeiten des Magnetventiles. Neben dem Kondensat werden dann nicht unerhebliche Mengen Druckluft abgeblasen.

Um die Druckluftverluste zu minimieren müssen die Schaltzeiten des Magnetventils ständig den veränderten Umweltbedingungen entsprechen.

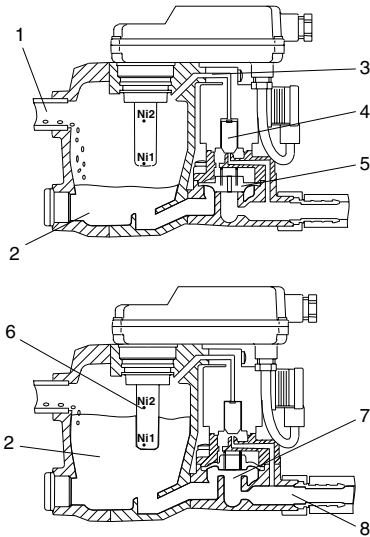
Wegen der Unbeständigkeit der Wetterlage ist es jedoch nicht möglich, die Zeitintervalle und Öffnungszeiten so zu optimieren, daß keine Druckluftverluste auftreten. Entweder verbleibt ein Teil des Kondensates im Drucksystem, oder es wird Druckluft abgeblasen.

#### Eigenschaften

- Hohe Funktionssicherheit.  
Das System arbeitet auch bei problematischen Kondensaten zuverlässig.
- Stromanschluß erforderlich.
- Keine externe Störmeldung.
- Keine Alarmfunktion.
- Das Magnetventil arbeitet bei eingeschalteter Druckluftstation auch dann, wenn keine Druckluft benötigt wird ( z.B. an Wochenenden ).

# Kondensatentsorgung

## 6.2.4 Kondensatableiter mit elektronischer Füllstandsmessung



- 1 = Eintrittsleitung
- 2 = Sammelbehälter
- 3 = Vorsteuerleitung
- 4 = Magnetventil
- 5 = Ventilmembrane
- 6 = Niveausensor
- 7 = Ventilsitz
- 8 = Auslaufleitung

### Funktion

Das anfallende Kondensat wird in einem entsprechenden Behälter gesammelt. Sobald der kapazitive Niveausensor **Ni2** die maximale Füllmenge meldet, öffnet ein Magnetventil eine Vorsteuerleitung. Die Ventilmembrane wird druckentlastet und öffnet die Auslaufleitung. Der Überdruck im Gehäuse preßt das Kondensat durch die Auslaufleitung zur Aufbereitung.

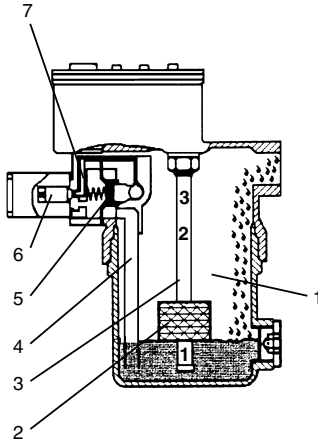
Sobald der Füllstand den kapazitiven Niveausensor **Ni1** erreicht, verschließt die Elektronik das Magnetventil. Die Ventilmembrane wird geschlossen, bevor Druckluft austritt.

### Eigenschaften

- Hohe Funktionssicherheit.  
Das System arbeitet auch bei problematischen Kondensaten sehr zuverlässig.
- Großer Querschnitt.  
Auch grobe Verschmutzungen und Gerinnsel werden problemlos abgeführt.
- Keine Druckluftverluste.
- Stromanschluß erforderlich.
- Flexible Einsatzbereiche.  
Das System paßt sich veränderten Betriebsbedingungen ( z.B. wechselnde Viskosität des Kondensates und Druckschwankungen ) selbständig an.
- Alarmfunktion.  
Ist der Kondensatabfluß gestört, wird nach 60 s der Alarmmodus ausgelöst. Das Magnetventil öffnet dann die Ventilmembrane in bestimmten Intervallen.
- Externe Störmeldung.  
Eine rote Leuchtdiode blinkt und ein potentialfreies Signal steht bereit.
- Große Leistungsbreite.

Bild 6.3 :  
Kondensatableiter mit elektronischer Füllstandsmessung

## 6.2.5 Kondensatableiter mit Niveauschwimmer zur Füllstandsmessung



- 1 = Sammelbehälter
- 2 = Niveauschwimmer
- 3 = Führung
- 4 = Steigrohr
- 5 = Ventilmembrane
- 6 = Magnetventil
- 7 = Steuerleitung

Bild 6.4 :  
Kondensatableiter mit Niveauschwimmer  
zur Füllstandsmessung

Das angefallene Kondensat wird in den Sammelraum des Kondensatableiters geleitet. Ein Schwimmer bewegt sich auf einer Führung mit dem Füllstand des Kondensats im Sammelraum des Ableiters. Auf dieser Führung befinden sich drei Kontakte, die den Füllstand des Sammelraums elektronisch erfassen. Sobald der Schwimmer den **Kontakt 2** erreicht, öffnet die elektrische Steuerung ein Magnetventil. Über eine Vorsteuerleitung wird eine Ventilmembrane druckentlastet und der Abfluß geöffnet. Der Systemdruck preßt das Kondensat über ein Steigrohr aus dem Kondensatableiter.

Der Kondensatspiegel im Sammelbehälter sinkt und nach einer voreingestellten Zeit  $t$  schließt die Steuerung den Abfluß, bevor Druckluft austritt. Erreicht der Kondensatspiegel innerhalb der Zeit  $t$  nicht den **Kontakt 1**, wird der Abfluß in festen Zeitintervallen geöffnet und nach einer definierten Öffnungszeit wieder geschlossen. Dadurch ist die komplette Entleerung des Kondensatsammelraums sichergestellt.

Erreicht der Kondensatspiegel **Kontakt 3**, löst die Steuerung Hauptalarm aus. Die Schaltintervalle und Öffnungszeiten bleiben unverändert

### Eigenschaften

- Zeitabhängige Reinigungszyklen.  
Auch bei langen Stillstandszeiten gibt es kein eingetrocknetes Kondensat.
- Keine Druckluftverluste.
- Stromanschluß erforderlich.

### 6.3 Kondensataufbereitung

Kondensat aus ölgeschmierten Kompressoren enthält, je nach Jahreszeit, Ölanteile zwischen 200 und 1000 mg/l. D.h., daß Kondensat zu ca. 99 % aus Wasser und nur zu ca. 1 % aus Öl besteht. Trotzdem ist dieses Kondensat laut Gesetz als mineral-ölhaltiges Abwasser zu betrachten. Als solches darf es nicht in die öffentliche Kanalisation gelangen. Maßgeblich für die Anforderungen an die Sauberkeit des Abwasser ist der § 7a des Wasserhaushaltsgesetzes ( WHG ). Dieses schreibt vor, daß die Schadstofffracht im Abwasser so gering gehalten wird, wie dies nach den „allgemein anerkannten Regeln der Technik“ möglich ist. Diese Regeln werden von der Bundesregierung durch allgemeine Verwaltungsvorschriften festgelegt.

Nach ATV ( Abwassertechnische Vereinigung e.V. ) Arbeitsblatt A 115 liegt der Grenzwert für den Restöl-Gehalt im Abwasser zur Zeit bei 20 mg/l. Maßgeblich ist jedoch die jeweilige Entwässerungssatzung der zuständigen Gemeinde. Teilweise liegen die Grenzwerte deutlich unter 20 mg/l Restöl-Gehalt.

Das heißt, Kondensat ölgeschmierter Kompressoren ist fachgerecht zu entsorgen oder aufzubereiten. Eine Ausnahme bildet die Nutzung von biologisch abbaubaren Kompressorölen. Hier kann das Kondensat nach entsprechender Genehmigung direkt in das Abwassernetz eingeleitet werden. Kondensat von ölfrei verdichtenden Kompressoren können die Einzelgrenzwerte für die Einleitung in das öffentliche Abwassernetz unterschreiten.

#### Entsorgung

Die Entsorgung über eine Fachfirma ist zwar sicher, aber aufwendig und sehr teuer. Entsorgungskosten von ca. 250 € pro m<sup>3</sup> Kondensat sind die Regel. Zusätzlich fallen Kosten für zugelassene Sammel tanks und Zuleitungen an.

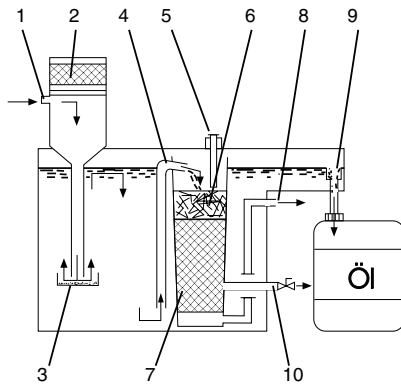
#### Aufbereitung vor Ort

Aufgrund des hohen Wasseranteils lohnt sich eine Aufbereitung des ölhaltigen Kondensates vor Ort immer. Entsprechend aufbereitetes Wasser kann der Kanalisation zugeführt werden. Das abgetrennte Öl ist mit dem Altöl zu entsorgen.

Mit normalen Leichtflüssigkeitsabscheidern nach DIN 1999 und einfachen Schwerkraftabscheidern sind die gesetzlichen Grenzwerte nicht zu erreichen. Zur gesetzeskonformen Aufbereitung eignen sich handelsübliche Öl-Wasser-Trenner hervorragend.



## 6.3.1 Statische Öl-Wasser-Trennung



- 1 = Kondensateintritt
- 2 = Druckentlastungskammer
- 3 = Schmutzauffangbehälter
- 4 = Überlaufrohr
- 5 = Niveaumelder
- 6 = Vorfilter
- 7 = Adsorptionsfilter
- 8 = Wasserauslauf
- 9 = Ölüberlauf, höhenverstellbar
- 10 = Probeentnahmeventil

Bild 6.5:  
Funktionsschema eines Öl-Wasser-Trenners

Der Öl-Wasser-Trenner eignet sich zur Aufbereitung von Kondensaten, die bei der Verdichtung durch Schraubenkompressoren mit Öleinspritzkühlung, sowie 1- und 2-stufigen Kolbenkompressoren anfallen.

Der Öl-Wasser-Trenner trennt Kondensat aus Kolben- und Schraubenkompressoren problemlos, solange Öle verwendet werden, die nicht emulgieren.

### Funktion

Das ölhaltige Kondensat wird in die Druckentlastungskammer des Öl-Wasser-Trenners geleitet. Dort baut sich der Überdruck ab, ohne daß es zu Verwirbelungen im Trennbehälter kommt. Im herausnehmbaren Schmutzauffangbehälter sammeln sich die vom Kondensat mitgeführten Verunreinigungen.

Im Trennbehälter setzt sich das Öl aufgrund seiner geringeren spezifischen Dichte an der Oberfläche ab. Über einen höhenverstellbaren Ölüberlauf wird das Öl in den Öl auffangbehälter geleitet und steht zur Altölentsorgung bereit.

Das vorgereinigte Kondensat fließt durch einen Vorfilter, der die verbliebenen Öltröpfchen ausfiltert. Anschließend bindet eine Adsorptionsfilterstufe die letzten Ölteile.

### Hinweis

Alle Öl-Wasser-Trennsysteme sind Wasseraufbereitungsanlagen und laut Gesetz genehmigungspflichtig. Der Öl-Wasser-Trenner sollte ein Baumusterprüfzeichen haben. Dadurch entfällt das zeit- und kostenaufwendige Genehmigungsverfahren. Eine einfache Anmeldung bei der zuständigen Wasserbehörde ist völlig ausreichend.

### Eigenschaften

- Wöchentlicher Filtertest.  
Eine Kondensatprobe wird mit einer Referenzflüssigkeit verglichen. Nach Erreichen der zulässigen Trübung ist ein Filterwechsel erforderlich.
- Keine Trennung von Öl-Wasser Emulsionen.  
Für diese stabilen Emulsionen ist eine besondere Aufbereitung mit Emulsionsspaltanlagen notwendig.

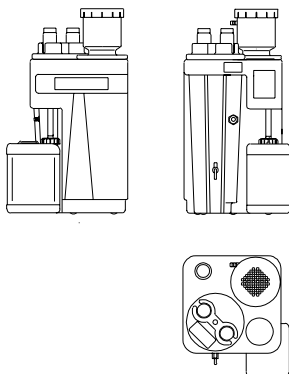


Bild 6.6 :  
Öl-Wasser-Trenner

## 7. Druckluftbedarf

Der erste Schritt zur Auslegung einer Kompressorstation und des dazugehörigen Druckluftnetzes ist die Ermittlung des Druckluftverbrauchs und daraus folgend die benötigte Liefermenge des Kompressors.

Für die Dimensionierung einer Kompressorstation ist zuerst der erwartete Gesamtverbrauch zu ermitteln. Der Druckluftverbrauch der Einzelverbraucher wird addiert und mit Hilfe einiger Multiplikatoren den Betriebsbedingungen angepaßt. Der Kompressor kann dann entsprechend der ermittelten Liefermenge ausgewählt werden.

Bei der Dimensionierung von Rohrleitungen verfährt man ähnlich. Zuerst erfolgt die Festlegung von Art und Anzahl der Druckluftverbraucher an einem bestimmten Leitungsstrang. Der Druckluftverbrauch der einzelnen Geräte wird addiert und mit den entsprechenden Multiplikatoren korrigiert. Auf der Grundlage dieses Ergebnisses kann der Durchmesser des entsprechenden Leitungsstrangs dimensioniert werden.

Auch die Leckverluste sind beim Ermitteln des zu erwartenden Druckluftverbrauchs zu berücksichtigen.

### 7.1 Druckluftverbrauch von Pneumatikgeräten

Die Ermittlung des Gesamtdruckluftverbrauchs ist aufgrund fehlender Angaben für die einzelnen Geräte oft schwierig. Richtwerte für den Druckluftbedarf einzelner Komponenten werden in diesem Kapitel gegeben.

Bei den hier gemachten Angaben zum Druckluftverbrauch der einzelnen Geräte handelt es sich um Durchschnittswerte. Für genaue Berechnungen benutzen sie bitte die Verbrauchsangaben der einzelnen Hersteller.

#### 7.1.1 Druckluftverbrauch von Düsen

Der Druckluftverbrauch von Düsen verschiedener Bauformen und Nutzungen ist sehr unterschiedlich. Er hängt von verschiedenen Faktoren ab :

- Durchmesser der Düse.  
Je größer die Düse ist, desto größer ist der Druckluftverbrauch.
- Arbeitsdruck der Düse.  
Je höher der Arbeitsdruck, desto größer der Druckluftverbrauch.
- Form der Düse.  
Ein einfaches, zylindrisches Durchgangsloch hat einen wesentlich kleineren Druckluftverbrauch als eine konische oder Laval-Düse ( Expansionsdüse ).
- Oberflächenqualität der Austrittsöffnung.  
Wenn die Oberflächenqualität sehr hoch ist ( die Oberfläche ist sehr glatt, ohne Riefen und Unebenheiten ), kann mehr Druckluft durch die Austrittsöffnung strömen.
- Spritzen oder Blasen.  
Wird die Luft als Transportmedium für Farbe, Sand u.ä. benutzt, steigt der Druckluftverbrauch an.

## 7.1.1.1 Druckluftverbrauch von zylindrischen Düsen

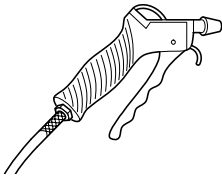


Bild 7.1 :  
Ausblaspistole

Düsen mit einfacher, zylindrischer Bohrung ( z.B. Ausblaspistole ) erzeugen bei der ausströmenden Druckluft starke Verwirbelungen und Turbulenzen. Die Ausströmgeschwindigkeit der Druckluft wird dadurch verringert. Der Druckluftverbrauch ist vergleichsweise niedrig.

Die folgende Tabelle gibt Anhaltswerte für den Druckluftverbrauch von zylindrischen Düsen in Abhängigkeit von Arbeitsdruck und Düsendurchmesser an :

Düsen- Ø [ mm ]	Arbeitsdruck [ bar <sub>a</sub> ]						
	2	3	4	5	6	7	8
0,5	8	10	12	15	18	22	28
1,0	25	35	45	55	65	75	85
1,5	60	75	95	110	130	150	170
2,0	105	145	180	220	250	290	330
2,5	175	225	280	325	380	430	480
3,0	230	370	400	465	540	710	790

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in *l/min* angegeben.

# Druckluftbedarf

## 7.1.1.2 Druckluftverbrauch von Farbspritzpistolen



Bild 7.2 : Farbspritzpistole mit Farbbehälter

Der Farbauftrag einer Spritzpistole muß gleichmäßig und tropfenfrei sein. Aus diesem Grund sind die Düsen von Farbspritzpistolen für einen expandierenden, turbulenzfreien Volumenstrom mit hoher Austrittsgeschwindigkeit konzipiert. Die Folge ist ein Druckluftverbrauch, der deutlich über dem der zylindrischen Düsen liegt.

Die Konsistenz und die gewünschte Auftragsmenge der verwendeten Farbe bestimmt den Arbeitsdruck und Düsendurchmesser der Farbspritzpistole. Diese beide Werte beeinflussen den Druckluftverbrauch maßgeblich.

Man unterscheidet bei Farbspritzpistolen zwischen Flach-, Breit- und Rundstrahldüsen. Durch die verschiedenen Strahlformen wird der Farbauftrag beeinflusst. Sie unterscheiden sich in ihrem Druckluftverbrauch. Vielfach sind die Spritzpistolen zwischen den Strahlformen umstellbar.

Die folgenden Tabellen geben Anhaltswerte für den Druckluftverbrauch von Farbspritzpistolen in Abhängigkeit von Arbeitsdruck, Düsendurchmesser und Strahlform an :

Düsen- Ø [ mm ]	Arbeitsdruck [ bar <sub>g</sub> ] Flach- und Breitstrahl							
	2	3	4	5	6	7	8	
0,5	100	115	135	160	185	-	-	
0,8	110	130	155	180	225	-	-	
1,0	125	150	175	200	240	-	-	
1,2	140	165	185	210	250	-	-	
1,5	160	180	200	225	260	-	-	
1,8	175	200	220	250	280	-	-	
2,0	185	210	235	265	295	-	-	
2,5	210	230	260	300	340	-	-	
3,0	230	250	290	330	375	-	-	

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in *l/min* angegeben.

Düsen- Ø [ mm ]	Arbeitsdruck [ bar <sub>g</sub> ] Rundstrahl							
	2	3	4	5	6	7	8	
0,5	75	90	105	-	-	-	-	
0,8	85	100	120	-	-	-	-	
1,0	95	115	135	-	-	-	-	
1,2	110	125	150	-	-	-	-	
1,5	120	140	155	-	-	-	-	

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in *l/min* angegeben.

## 7.1.1.3 Druckluftverbrauch von Strahldüsen

Beim Strahlen muß das Arbeitsmedium mit großer kinetischer Energie, d.h. mit hoher Geschwindigkeit, auf das Werkstück auftreffen. Das ist die Voraussetzung, um die gewünschte Wirkung des Arbeitsvorganges zu erzielen.

Aus diesem Grund werden die Düsen beim Strahlen für eine extrem hohe Austrittsgeschwindigkeit der Druckluft ausgelegt. Das führt zu einem vergleichsweise hohen Druckluftverbrauch.

Die folgenden Tabellen geben Anhaltswerte für den Druckluftverbrauch von Strahldüsen in Abhängigkeit von Arbeitsdruck und Düsendurchmesser an :

Düsen- Ø [ mm ]	Arbeitsdruck [ bar <sub>ü</sub> ]						
	2	3	4	5	6	7	8
3,0	300	380	470	570	700	–	–
4,0	450	570	700	840	1000	–	–
5,0	640	840	1050	1270	1500	–	–
6,0	920	1250	1600	1950	2200	–	–
8,0	1800	2250	2800	3350	4000	–	–
10,0	2500	3200	4000	4800	6000	–	–

Die Luftverbrauchswerte in der Tabelle sind in *l/min* angegeben.

# Druckluftbedarf

## 7.1.2 Druckluftverbrauch von Zylindern

Druckluftzylinder werden besonders im Bereich der Automation eingesetzt. Für die Ermittlung des Druckluftverbrauchs von Zylindern unterscheidet man zwei Typen:

- Die einfachwirkenden Zylinder erzeugen nur die Bewegung des Arbeitshubes mit Druckluft. Die Zurückstellung erfolgt durch äußere oder Federkraft.
- Die doppeltwirkenden Zylinder erzeugen die Bewegung in beiden Hubrichtungen durch die Druckluft. Bei beiden Hübten wird Kraft ausgeübt. Der Druckluftverbrauch ist entsprechend doppelt so hoch.

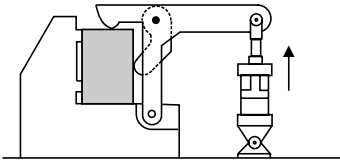


Bild 7.3 :  
Klemmvorrichtung mit Pneumatikzylinder

Der Druckluftverbrauch  $q$  für Druckluftzylinder wird mit folgender Formel ermittelt :

$$q = \frac{d^2 \times \pi}{4} \times H \times p \times a \times b$$

$q$  = Druckluftverbrauch ( 1 bar<sub>abs</sub> und 20°C ) [ l/min ]

$d$  = Kolbdurchmesser [ dm ]

$H$  = Länge des Kolbenweges ( Hub ) [ dm ]

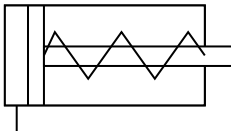
$p$  = Betriebsdruck [ bar<sub>abs</sub> ]

$a$  = Arbeitstakte pro Minute [ 1/min ]

$b$  = **1** bei einfach wirkenden Zylindern  
**2** bei doppelt wirkenden Zylindern

### Beispiel

Ein einfach wirkender Zylinder mit einem Kolbdurchmesser von 100 mm soll bei einem Betriebsdruck von 7 bar<sub>abs</sub> betrieben werden. Sein Arbeitshub beträgt 120 mm bei 47 Arbeitstakten pro Minute.



$d = 100 \text{ mm} \quad \hat{=} \quad 1 \text{ dm}$

$H = 120 \text{ mm} \quad \hat{=} \quad 1,2 \text{ dm}$

$p = 7 \text{ bar}_{abs}$

$a = 47$

$b = 1$

$$q = \frac{1^2 \times \pi}{4} \times 1,2 \times 7 \times 47 \times 1$$

$$q = \text{ca. } 336 \text{ l/min}$$

Dieser Druckluftzylinder verbraucht **ca. 336 Liter** Druckluft pro Minute.

## 7.1.3 Druckluftverbrauch von Werkzeugen

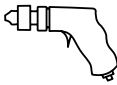

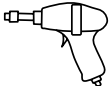
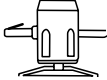

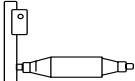
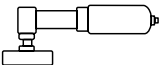



Bild 7.4 : Schlagschrauber mit Druckluftantrieb


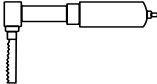
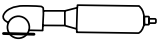
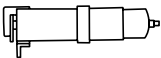
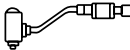

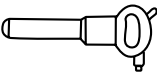
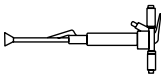
Druckluftwerkzeuge gehören in Industrie und Handwerk zu den häufigsten Druckluftverbrauchern. Sie sind fast überall in großer Zahl zu finden.

Im allgemeinen benötigen sie einen Arbeitsdruck von 6 bar<sub>a</sub>. Je nach Einsatzgebiet und Leistung kommen aber auch Ausführungen mit andere Arbeitsdrücken vor. In diesen Fällen weicht auch der Druckluftverbrauch von den Werten in der Tabelle ab.

Die folgende Tabelle gibt Richtwerte für den Druckluftverbrauch einer Auswahl von Druckluftwerkzeugen an. Sie können von den Angaben der jeweiligen Hersteller abweichen, da es sich um Durchschnittswerte handelt.

Gerät	Arbeitsdruck 6 bar <sub>a</sub>		Luftverbrauch [ l/min ]
	Bohrmaschine	Bohrer bis 4 mm Ø 4 – 10 mm Ø 10 – 32 mm Ø	200 200 – 450 450 – 1750
	Schrauber	M3 M4 – M5 M6 – M8	180 250 420
	Schlagschrauber	M10 – M24	200 – 1000
	Winkelschleifer		300 – 700
	Vibrationsschleifer	1/4 Blatt 1/3 Blatt 1/2 Blatt	250 300 400
	Bandschleifer		300 – 400
	Handschleifer	Spannzangen 6 – 8 mm Ø 8 – 20 mm Ø	300 – 1000 1500 – 3000
	Hefter, Heftzange		10 – 60

## Druckluftbedarf

Gerät Arbeitsdruck 6 bar <sub>ü</sub>		Luftverbrauch [ l/min ]
	Nagler	50 – 300
	Stichsäge ( Holz )	300
	Kunststoff- und Textilschere	250 – 350
	Blechscheren Kantenfräse ( Holz und Kunststoff ) Kantenhobel ( Phasen für Schweißnähte )	400 – 900 250 – 400 2500 – 3000
	Rost-Abklopfer	250 – 350
	Nadelentroster	100 – 250
	leichter Universalhammer Niet-, Meißel- und Stemmhammer leichte Abbau- und Aufbruchhammer schwere Abbau- und Aufbruchhammer Spatenhammer Bohrhammer	150 – 380 200 – 700 650 – 1500 – 3000 900 – 1500 500 – 3000
	Stampfer ( Gießereien ) Stampfer ( Beton und Erde ) Rüttler ( Innen- Außen )	400 – 1200 750 – 1100 500 – 2500



**7.2 Ermittlung des Druckluftbedarfs**

**7.2.1 Mittlere Einschaltdauer**

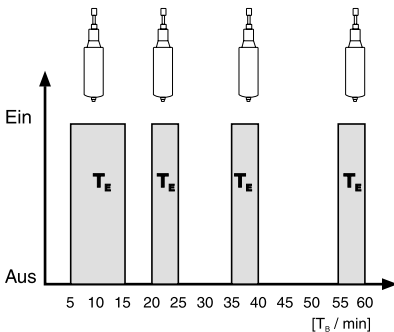
Um den Druckluftbedarf eines Druckluftnetzes zu ermitteln, ist nicht nur der Druckluftverbrauch der einzelnen Geräte zu addieren. Es sind einige Faktoren zu berücksichtigen, die den Druckluftverbrauch beeinflussen.

Die meisten Druckluftgeräte, wie z.B. Werkzeuge, Farbspritzpistolen und Ausblaspistolen, sind nicht durchgehend im Einsatz. Sie werden je nach Bedarf ein- und wieder ausgeschaltet. Für eine repräsentative Bedarfsermittlung ist es daher wichtig die mittlere Einschaltdauer **ED** zu ermitteln.

Zur Ermittlung der mittleren Einschaltdauer **ED** dient folgende Formel :

$$ED = \frac{T_E}{T_B} \times 100\%$$

ED = mittlere Einschaltdauer [ % ]  
 T<sub>E</sub> = Einsatzzeit [ min ]  
 T<sub>B</sub> = Bezugszeit [ min ]



T<sub>E</sub> = 25 min  
 T<sub>B</sub> = 60 min

Bild 7.5 :  
 Mittlere Einschaltdauer

**Beispiel**

Ein halbautomatischer Schrauber ist im Laufe einer Stunde 25 min in Betrieb.

$$ED = \frac{25}{60} \times 100\%$$

$$ED = 41,6\%$$

Die Einschaltdauer **ED** des Schraubers beträgt 41,6 %.

Die mittlere Einschaltdauer **ED** einiger verbreiteter Druckluftverbraucher ist in der folgenden Tabelle angegeben. Die Werte basieren auf allgemeinen Erfahrungswerten und können in speziellen Fällen stark abweichen.

Druckluftverbraucher	mittlere Einschaltdauer
Bohrmaschine	30 %
Schleifmaschine	40 %
Meißelhammer	30 %
Stampfer	15 %
Formmaschine	20 %
Ausblaspistole	10 %
Bestückungsmaschine	75 %

## 7.2.2 Gleichzeitigkeitsfaktor

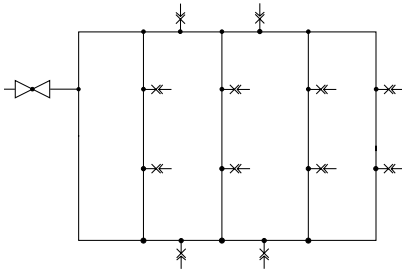


Bild 7.6 :  
Versorgung mehrerer Verbraucher  
über ein Druckluftnetz

Der Gleichzeitigkeitsfaktor  $f$  ist ein empirischer Wert. Ihm liegt die Erfahrung von Druckluftverbrauchern zugrunde, die nicht gleichzeitig im Einsatz sind. Der Gleichzeitigkeitsfaktor  $f$  ist ein Multiplikator, der den theoretischen Gesamtverbrauch einer Anzahl Verbraucher den realen Gegebenheiten anpaßt.

Die folgende Tabelle zeigt die allgemein anerkannten Werte für den Gleichzeitigkeitsfaktor  $f$  :

Anzahl der Verbraucher	Gleichzeitigkeitsfaktor $f$
1	1,00
2	0,94
3	0,89
4	0,86
5	0,83
6	0,80
7	0,77
8	0,75
9	0,73
10	0,71
11	0,69
12	0,68
13	0,67
14	0,66
15	0,64
16	0,63

Der Gleichzeitigkeitsfaktor kommt bei folgenden Druckluftverbrauchern zum tragen :

- Nicht automatische Düsen nach **Kapitel 7.1.2.**
- Nicht automatisch betriebene Druckluftwerkzeuge nach **Kapitel 7.1.3.**
- Werkzeugmaschinen, Produktionsautomaten u.ä., wenn nichts anderes verlangt wird.

## 7.2.3 Festlegung des Druckluftbedarfs

Zur Festlegung des gesamten Druckluftbedarfs eines Druckluftnetzes sind die Verbraucher in zwei Gruppen aufgeteilt:

- Automatische Druckluftverbraucher.
- Allgemeine Druckluftverbraucher.

### 7.2.3.1 Automatische Druckluftverbraucher

Die Verbrauchergruppe beinhaltet automatische Pneumatikzylinder, kontinuierlich laufende Maschinen und länger andauernde Arbeitsvorgänge, die Druckluft verbrauchen. Sie müssen mit ihrem vollen Einzelverbrauch  $q$  in der Bedarfsberechnung berücksichtigt werden.

Automatische Druckluftverbraucher	Arbeitsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Anzahl A [ St ]	Einzelverbrauch q [ l/min ]	A × q [ l/min ]
Automatische Druckluftzylinder	6	2	336	672
Arbeitsmaschine	5	1	310	310
Summe Q <sub>A</sub> des Druckluftverbrauches aller automatischen Verbraucher			[ l/min ]	Σ 982 l/min

# Druckluftbedarf

## 7.2.3.2 Allgemeine Druckluftverbraucher

Die meisten Arbeitsvorgänge laufen nur zeitweise ab. Für diese Vorgänge kann eine mittlere Einschaltdauer **ED** ermittelt werden. Zudem sind diese Verbraucher im allgemeinen nur zeitversetzt im Einsatz.

Die mittlere Einschaltdauer **ED** und der Gleichzeitigkeitsfaktor **f** werden bei den allgemeinen Verbrauchern als bedarfsminimierende Multiplikatoren in die Berechnung mit einbezogen.

Allgemeine Druckluftverbraucher	Arbeitsdruck [ bar <sub>0</sub> ]	Einschalt-dauer ED [ % ]	Anzahl A [ St ]	Einzel-verbrauch q [ l/min ]	A × q × ED / 100 [ l/min ]
Farbspritzpistole Ø 1,5 mm	3	40	1	180	72
Ausblaspistolen Ø 1,0 mm	6	10	3	65	19,5
Schlagschrauber M10	6	20	3	200	120
Bohrmaschine bis Ø 20 mm	6	30	1	700	210
Winkelschleifer	6	40	2	500	400
<b>Summe Q des Druckluftverbrauches der allgemeinen Verbraucher [ l/min ]</b>					<b>Σ 821,5</b>
<b>Gleichzeitigkeitsfaktor f</b>					<b>0,71</b>
<b>Druckluftverbrauch Q, der allgemeinen Verbraucher</b>				<b>Q<sub>i</sub> = f × Q [ l/min ]</b>	<b>583,3</b>

## 7.2.3.3 Gesamtdruckluftverbrauch

Der theoretische Gesamtdruckluftverbrauch  $\dot{Q}$  ist die Summe aus dem Druckluftverbrauch der automatischen Verbraucher und der allgemeinen Verbraucher.

$$\dot{Q} = Q_A + Q_i$$

$$\dot{Q} = 982 + 583,3$$

$$\dot{Q} = 1565,3 \text{ l/min} = 1,57 \text{ m}^3/\text{min}$$

Zur Dimensionierung des Kompressors und der Rohrleitungen ist der Gesamtdruckluftverbrauch jedoch noch nicht geeignet. Dafür müssen noch einige Zuschläge berücksichtigt werden.

**7.2.4 Zuschläge für Verluste und Reserven**

Zuschläge	[ % ]
Verluste	5 - 25
Reserven	10 - 100
Fehler	5 - 15

Um von dem Gesamtverbrauch einer Anzahl von Verbrauchern auf die tatsächlich benötigte Liefermenge eines Kompressors zu kommen müssen verschiedene Zuschläge berücksichtigt werden :

**Verluste v [ % ]**

Verluste **v** durch Leakage und Reibung treten in allen Teilen des Druckluftsystems auf. Bei neuen Druckluftsystemen muß man ca. 5 % der Gesamtliefermenge als Verluste veranschlagen. Da mit zunehmendem Alter die Leckagen und Reibungsverluste in Druckluftsystemen erfahrungsgemäß zunehmen, sollten bei älteren Netzen Verluste bis zu 25 % angenommen werden.

**Reserven r [ % ]**

Die Dimensionierung eines Druckluftsystems erfolgt aufgrund der aktuellen Einschätzung des Druckluftverbrauchs. Erfahrungsgemäß steigt der Verbrauch in der Zukunft an. Es ist ratsam, kurz- und mittelfristige Erweiterungen des Netzes bei der Dimensionierung des Kompressors und der Hauptleitungen zu berücksichtigen. Geschieht dies nicht, kann die spätere Erweiterung unnötige Kosten mit sich bringen. Je nach Perspektiven können bis zu 100 % für die Reserve **r** veranschlagt werden.

**Fehleinschätzungen f [ % ]**

Der zu erwartende Druckluftverbrauch ist trotz sorgfältiger Bestimmung meist noch mit Fehlern behaftet. Einen exakten Wert kann man aufgrund der meist unklaren Randbedingungen selten bestimmen. Da ein zu klein ausgelegtes Druckluftsystem später ausgebaut werden muß, und damit Kosten ( Stillstandszeiten ) verursacht, ist ein Zuschlag **f** von 5 – 15 % für Fehleinschätzungen ratsam.

**7.2.5 Benötigte Liefermenge  $L_b$**

Zur Berechnung der benötigten Liefermenge  $L_b$  werden zum ermittelten Gesamtverbrauch  $\dot{Q}$  5 % für Verluste, 10 % für Reserven und 15 % für Fehleinschätzungen zugeschlagen.

- $\dot{Q} = 1826 \text{ l/min}$
- $v = 5 \text{ \%}$
- $r = 10 \text{ \%}$
- $e = 15 \text{ \%}$

$$L_b = \frac{\dot{Q} \times (100 + v + r + e)}{100}$$

$$L_b = \frac{1565 \times (100 + 5 + 10 + 15)}{100}$$

$$L_b = 2035 \text{ l/min} = 2,04 \text{ m}^3/\text{min}$$

Die Liefermenge  $L_b$ , die benötigt wird um die Verbraucher ausreichend mit Druckluft zu versorgen, liegt bei ca. 2035 l/min. Dieser Wert liegt der Dimensionierung des Kompressors und der Hauptleitung zu Grunde.

## 7.3 Druckluftverluste

Der Druckluftverlust ist der Verbrauch von Druckluft ( Leckage ) im Rohrleitungsnetz ohne geleistete Arbeit. Die Summe dieser Verluste kann in ungünstigen Fällen bis zu 25 % der gesamten Liefermenge des Kompressors erreichen.

Die Ursachen sind vielfältig :

- Undichte Ventile.
- Undichte Schraub- und Flanschverbindungen.
- Undichte Schweißnähte oder Lötstellen.
- Defekte Schläuche und Schlauchkupplungen.
- Defekte Magnetventile.
- Festsitzende Schwimmerableiter.
- Falsch installierte Trockner, Filter und Wartungseinrichtungen.
- Korrodierte Leitungen.

### 7.3.1 Kosten der Druckluftverluste

Leckstellen in einem Leitungsnetz wirken wie Düsen, aus denen die Druckluft mit hoher Strömungsgeschwindigkeit austritt. Diese Leckstellen sind Dauerverbraucher. 24 Stunden pro Tag strömt die Druckluft aus. Der Energieaufwand zum Ausgleich der dadurch entstehenden Druckluftverluste ist beträchtlich. Zwar kommt niemand zu Schaden, aber die entstehenden Folgekosten beeinträchtigen die Wirtschaftlichkeit des Druckluftsystems erheblich.

#### Ein Beispiel verdeutlicht die Größenordnung der Zusatzkosten :

Bei einem Netzdruck von 8 bar<sub>0</sub> entweichen ca. 75 l/min = 4,5 m<sup>3</sup>/h aus einem Leck von 1 mm Durchmesser. Für diesen Volumenstrom muß eine Motorleistung von 0,6 kW aufgebracht werden. Bei einem Arbeitspreis von 0,10 €/kWh ergeben sich je nach Wirkungsgrad des Motors bei 8000 Betriebsstunden Mehrkosten von ca. € 480,- pro Jahr.

Undichtigkeit Loch - Ø		ausströmende Luftmenge bei 8 bar <sub>0</sub> [ l/min ]	Verluste	
[ mm ]	Größe		Energie [ kW ]	Geld [ €/J ]
1	•	75	0,6	480
1,5	◦	150	1,3	1040
2	◌	260	2,0	1600
3	◯	600	4,4	3520
4	◯	1100	8,8	7040
5	◯	1700	13,2	10580

## 7.3.2 Bestimmung der Leckagemenge

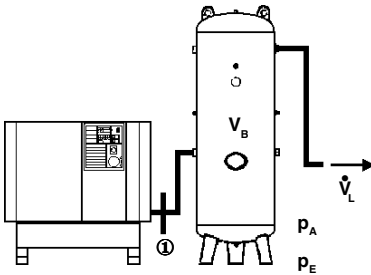
Der erste Schritt zur Minimierung der Druckluftverluste ist die Bestimmung der Leckagemenge  $\dot{V}_L$ . Dabei kommen zwei Verfahren in Frage :

### 7.3.2.1 Leckagebestimmung durch Behälterentleerung

Der einfachste Weg zur Bestimmung der Leckagemenge  $\dot{V}_L$  ist der über die Entleerung des Druckluftbehälters.

Die Zuleitung zum Druckluftbehälter wird gesperrt ①. Alle Druckluftverbraucher am Netz müssen außer Funktion sein. Der Behälterdruck  $p_A$  sinkt durch die Leckage auf den Druck  $p_E$ . Die Zeit  $t$  wird gemessen.

Mit der folgenden Formel ist die Leckagemenge  $\dot{V}_L$  näherungsweise zu bestimmen:



$V_B = 1000 \text{ l}$   
 $p_A = 8 \text{ bar}$   
 $p_E = 7 \text{ bar}$   
 $t = 2 \text{ min}$

$$\dot{V}_L = \frac{V_B \times (p_A - p_E)}{t}$$

$\dot{V}_L$  = Leckagemenge [ l/min ]  
 $V_B$  = Druckbehältervolumen [ l ]  
 $p_A$  = Druckbehälteranfangsdruck [ bar<sub>ü</sub> ]  
 $p_E$  = Druckbehälterenddruck [ bar<sub>ü</sub> ]  
 $t$  = Meßzeit [ min ]

#### Beispiel

Ein Druckluftbehälter mit einem großen Leitungsnetz hat ein Volumen von 1000 l. Innerhalb von 2 min sinkt der Behälterdruck von 8 auf 7 bar<sub>ü</sub>.

$$\dot{V}_L = \frac{1000 \times (8 - 7)}{2}$$

$$\dot{V}_L = 500 \text{ l/min}$$

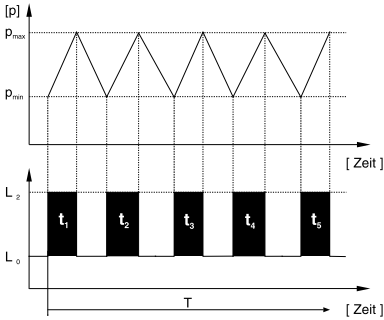
Die Leckagemenge des Druckluftsystems beträgt **ca. 500 l/min**.

#### Hinweis

Diese Meßmethode eignet sich nur für Druckluftsysteme, bei denen das Rohrleitungsnetz weniger als 10 % des Behältervolumen beträgt. Anderenfalls ist die Meßungenauigkeit zu groß.

# Druckluftbedarf

## 7.3.2.2 Leckagebestimmung durch Einschaltdauermessung



$$\dot{V} = 1,65 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\Sigma t = 30 \text{ s}$$

$$T = 180 \text{ s}$$

Die zweite Methode zur Bestimmung der Leckagemenge  $\dot{V}_L$  ist die über die Einschaltdauermessung des Kompressors. Diese Methode ist nur bei Kompressoren mit Aussetz- und Leerlaufbetrieb anwendbar.

Die Verbraucher am Netz sind abgeschaltet. Durch die Leckage im System wird Druckluft verbraucht und der Netzdruck sinkt. Der Kompressor muß diese Leckagemenge ersetzen.

Über eine Meßzeit  $T$  wird die Gesamtlaufzeit  $\Sigma t$  des Kompressors gemessen. Um ein aussagekräftiges Ergebnis zu erhalten, sollte die Meßzeit  $T$  wenigstens 5 Schaltintervalle des Kompressors umfassen.

Mit der folgenden Formel ist die Leckagemenge  $\dot{V}_L$  näherungsweise zu bestimmen:

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{V} \times \Sigma t \times 1000}{T}$$

$$l/\text{min} = \frac{\text{m}^3/\text{min} \times \text{s} \times 1000 \text{ l}}{\text{s} \times \text{m}^3}$$

$$\dot{V}_L = \text{Leckagemenge} \quad [ \text{l/min} ]$$

$$\dot{V} = \text{Liefermenge des Kompressors} [ \text{m}^3/\text{min} ]$$

$$\Sigma t = \text{Gesamtlaufzeit des Kompressors} \quad [ \text{s} ]$$

$$\Sigma t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$$

$$T = \text{Meßzeit} \quad [ \text{s} ]$$

### Beispiel

Ein Kompressor mit einer effektiven Liefermenge  $\dot{V}$  von 1,65 m<sup>3</sup>/min hat während einer Meßzeit  $T = 180$  s fünf Schaltspiele. Seine Gesamtlaufzeit  $\Sigma t$  liegt während der Meßzeit  $T$  bei 30 s.

$$\dot{V}_L = \frac{1,65 \times 30 \times 1000}{180}$$

$$\dot{V}_L = 275 \text{ l/min}$$

Die Leckagemenge des Druckluftsystems beträgt **ca. 275 l/min**.



### 7.3.3 Grenzwerte für Leckagemengen

Druckluftverluste durch Leckage sind in den üblichen Druckluftsystemen leider unvermeidlich. Die Zusatzkosten durch die Leckage mindern die Wirtschaftlichkeit des Druckluftsystems erheblich. Zur Reduzierung dieser Verluste können Maßnahmen ergriffen werden, die ihrerseits natürlich Kosten verursachen. Diese Kosten übersteigen allerdings irgendwann die Einsparungen durch die Minderung der Druckluftverluste. Das Ziel muß es also sein, die Druckluftverluste bei akzeptablem Aufwand zu minimieren.

Daraus ergeben sich Leckagemengen, die aus wirtschaftlichen Gründen toleriert werden sollten :

- max. 5 % bei kleineren Netzen.
- max. 7 % bei mittleren Netzen.
- max. 10 % bei größeren Netzen.
- max. 13 – 15 % bei sehr großen Netzen.  
z.B. Gießereien, Stahlwerke, Werften u.ä.

### 7.3.4 Maßnahmen zur Minimierung der Druckluftverluste

Die Mitarbeiter sollten dazu angehalten werden, Leckstellen und Schäden am Netz bei den verantwortlichen Stellen zu melden. Diese Schäden sind umgehend zu beheben. Bei kontinuierlicher Pflege ist eine kostenintensive Sanierung des Druckluftnetzes normalerweise überflüssig. Die Druckluftverluste bleiben im akzeptablen Rahmen.

#### Leckstellen

Die Ermittlung von Leckstellen ist in den meisten Fällen relativ einfach. Große Undichtigkeiten machen sich durch Zischen bemerkbar.

Kleine und sehr kleine Lecks sind schwieriger zu finden. Sie sind durch Abhören meist nicht zu lokalisieren. In diesen Fällen werden die Verbindungselemente, Abzweigungen, Ventile usw. mit einem Dichtheitsprüfmittel oder mit Seifenwasser abgepinselt. An undichten Stellen bilden sich sofort Blasen.

### 7.3.5 Sanierung eines Druckluftnetzes

Liegen ermittelte Leckagemengen eines Druckluftnetzes deutlich über den in **Kapitel 7.3.3** genannten Werten, sollte eine Sanierung des Netzes in Erwägung gezogen werden.

Bei der Sanierung eines Druckluftnetzes sind folgende Maßnahmen zu ergreifen, um die Druckluftverluste zu reduzieren:

- Undichte Verbindungselemente nachziehen oder neu abdichten.
- Undichte Ventile und Schieber ersetzen.
- Undichte Schläuche und Schlauchkupplungen austauschen.
- Leckstellen an Rohrleitungen verschweißen.
- Kondensatableiter modernisieren.  
Mechanische Schwimmerableiter und zeitgesteuerte Magnetventile durch niveaugeregelte Kondensatableiter ersetzen.
- Druckluftaufbereitung modernisieren.  
Schädliche Verunreinigungen wie Wasser, Öl und Staub aus der Druckluft entfernen.
- Magnetventile überprüfen.  
Falls möglich, stromlos geschlossene Ventile installieren.
- Alte Rohrleitungen spülen oder ersetzen.  
Der Innendurchmesser von alten Rohren ist häufig durch Ablagerungen reduziert. Das führt zu Druckabfall.
- Kupplungen und Rohranschlüsse überprüfen.  
Querschnittsverengungen führen zu Druckabfall.
- Zeitweise Verkleinerung des Netzes.  
Teilbereiche großer Netze bei Betriebsruhe durch Absperrschieber abtrennen.

## 8. Größenbestimmung der Kompressorstation

### 8.1 Die Kompressorbauart

Die grundsätzliche Entscheidung bei der Einrichtung einer Kompressorstation ist die Festlegung der Kompressorbauart. Für fast alle Einsatzbereiche sind Schrauben- oder Kolbenkompressoren die richtige Wahl.

#### 8.1.1 Schraubenkompressoren



Bild 8.1  
BOGE - Schraubenkompressor Baureihe S

Schraubenkompressoren sind für bestimmte Einsatzbereiche besonders geeignet.

- Hohe Einschaltdauer **ED**.  
Schraubenkompressoren sind besonders zum Einsatz bei kontinuierlichem Druckluftverbrauch ohne große Lastspitzen ( ED = 100 % ) vorzusehen. Sie eignen sich hervorragend als Grundlast-Maschinen in Kompressorverbundsystemen.
- Große Liefermengen.  
Bei großen Liefermengen ist der Schraubenkompressor die wirtschaftlichste Variante.
- Pulsationsfreier Volumenstrom.  
Durch die gleichmäßige Verdichtung kann der Schraubenkompressor auch für sehr sensible Druckluftverbraucher verwendet werden.
- Schraubenkompressoren arbeiten bei Verdichtungsendrücken zwischen 5 und 14 bar wirtschaftlich.  
Die üblichen Stufungen der Höchstdrücke  $p_{max}$  bei Schraubenkompressoren sind 8 bar, 10 bar und 13 bar.

#### 8.1.2 Kolbenkompressoren

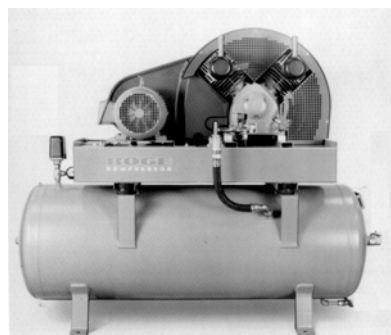


Bild 8.2 :  
BOGE - Kolbenkompressoranlage  
mit liegendem Druckluftbehälter

Kolbenkompressoren haben ebenfalls ihre speziellen Einsatzbereiche. Sie ergänzen sich hervorragend mit denen der Schraubenkompressoren.

- Intermittierender Bedarf.  
Kolbenkompressoren eignen sich für schwankenden Druckluftverbrauch mit Lastspitzen. Sie können als Spitzenlast-Maschinen in einem Kompressorverbundsystem eingesetzt werden. Bei häufigen Lastwechseln sind Kolbenkompressoren die beste Wahl.
- Kleine Liefermengen.  
Bei kleinen Liefermengen arbeitet der Kolbenkompressor wirtschaftlicher als der Schraubenkompressor.
- Kolbenkompressoren können auf hohe Enddrücke verdichten.  
Die üblichen Stufungen der Höchstdrücke  $p_{max}$  bei Kolbenkompressoren sind 8 bar, 10 bar, 15 bar, 30 bar und 35 bar.

# Größenbestimmung der Kompressorstation

## 8.2 Höchstdruck $p_{\max}$

Der nächste Schritt zur Größenbestimmung eines Kompressors mit Druckluftbehälter und Druckluftaufbereitung ist die Festlegung des Kompressorhöchstdruckes  $p_{\max}$ .

Grundlage für den Höchstdruck ( Ausschaltdruck  $p_{\max}$  ) ist die Schaltdifferenz (  $p_{\max} - p_{\min}$  ) der Kompressorsteuerung, der höchste Arbeitsdruck der Druckluftverbraucher und die Summe der Druckverluste im Netz.

### 8.2.1 Einflußgrößen auf den Ausschaltdruck $p_{\max}$

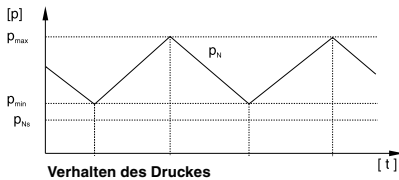


Bild 8.3 : Verhalten des Druckes im Druckluftbehälter

Der Behälterdruck der zwischen  $p_{\min}$  und  $p_{\max}$  schwankt, muß immer deutlich über den Arbeitsdrücken der Verbraucher im Netz liegen. In Druckluftsystemen kommt es immer zu Druckverlusten. Aus diesem Grund muß man die Druckverluste, die durch die verschiedenen Komponenten eines Druckluftsystems verursacht werden, berücksichtigen.

Folgende Werte sind bei der Festlegung des Ausschaltdruckes  $p_{\max}$  zu berücksichtigen:

- Normale Druckluftnetze  $\leq 0,1 \text{ bar}$   
Das Druckluftnetz sollte so ausgelegt sein, daß die Summe der Druckverluste  $\Delta p$  des gesamten Rohrleitungsnetzes 0,1 bar nicht überschreitet.
- Große Druckluftnetze  $\leq 0,5 \text{ bar}$   
Bei weit verzweigten Druckluftnetzen, z.B. in Bergwerken, Steinbrüchen oder auf Großbaustellen, kann man einen Druckabfall  $\Delta p$  bis 0,5 bar zulassen.
- Druckluftaufbereitung durch Trockner.
  - Membran-Drucklufttrockner mit Filter  $\leq 0,6 \text{ bar}$
  - Kälte-Drucklufttrockner  $\leq 0,2 \text{ bar}$
  - Adsorptions-Drucklufttrockner mit Filter  $\leq 0,8 \text{ bar}$
- Druckluftaufbereitung durch Filter und Abscheider.
  - Zyklonabscheider  $\leq 0,05 \text{ bar}$
  - Filter allgemein  $\leq 0,6 \text{ bar}$
 Der Druckabfall  $\Delta p$  durch Filter steigt während des Einsatzes durch Verschmutzung. Angegeben ist der Grenzwert, bei dem das Filterelement spätestens ausgetauscht werden muß.
- Die Schaltdifferenz des Kompressors.
  - Schraubenkompressoren  $0,5 - 1 \text{ bar}$
  - Kolbenkompressoren  $p_{\max} - 20 \%$
- Reserven.  
Während des Betriebes kommt es im Druckluftsystem immer wieder zu unvorhergesehenen Druckverlusten. Aus diesem Grund sollte immer eine ausreichende Druckreserve eingeplant werden um Leistungsverluste zu vermeiden.

## 8.3 Volumenbestimmung eines Druckluftbehälters

Druckluftbehälter dienen zur Druckluftspeicherung, Pulsationsdämpfung und Kondensatabscheidung im Druckluftsystem. Um besonders die Aufgabe der Druckluftspeicherung optimal erfüllen zu können, muß der Druckluftbehälter richtig dimensioniert werden.

### 8.3.1 Empfehlungen für das Druckluftbehältervolumen

Die Bestimmung des Druckluftbehältervolumens  $V_B$  erfolgt in erster Linie durch vielfach bestätigte Erfahrungswerte. BOGE empfiehlt folgende Verhältnisse der Kompressorliefermenge  $\dot{V}$  [ l/min ] zum Behältervolumen  $V_B$  [ l ] :

- Kolbenkompressoren.  $V_B = \dot{V}$   
Aufgrund der Kompressoreigenschaften wird ein intermittierender Lauf angestrebt.
- Schraubenkompressoren  $V_B = \dot{V}_s$   
Aufgrund der Kompressoreigenschaften wird ein gleichmäßiger Lauf angestrebt.

Nach der Festlegung des Druckluftbehältervolumens muß bei Kolbenkompressoren das Schaltintervall des Kompressors, bestehend aus der Kompressorlaufzeit und der Kompressorstillstandszeit, ermittelt werden. Daraus ergibt sich die Anzahl der Schaltspiele des Kompressors.

### 8.3.2 Normreihe und Betriebsdrücke für Druckluftbehältergrößen

Druckluftbehälter sind in sinnvollen Volumenstufungen festgelegt. Um keine unnötigen Kosten für Einzelanfertigungen zu verursachen, sollten immer Behälter aus der Normreihe gewählt werden.

Der maximale Druck, für den ein Behälter ausgelegt ist, liegt aus Sicherheitsgründen immer mindestens 1 bar über dem maximalen Kompressorhöchstdruck. 10 bar Kompressoren haben z.B. einen auf 11 bar ausgelegten Druckluftbehälter. Das Sicherheitsventil wird ebenfalls auf 11 bar eingestellt.

Die folgende Tabelle zeigt die bei verschiedenen Betriebsdrücken zu Verfügung stehenden Druckluftbehältergrößen :

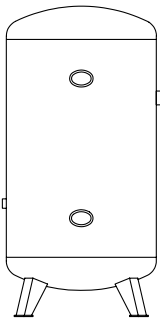


Bild 8.4 :  
Druckluftbehälter, stehend

Druckluftbehälter- volumen [ l ]	Betriebsdruck bis		
	11 [ bar ]	16 [ bar ]	36 [ bar ]
18	•		
30	•		
50	•	•	
80	•		
150	•	•	•
250	•	•	•
350	•	•	•
500	•	•	•
750	•	•	•
1000	•	•	•
1500	•	•	•
2000	•	•	•
3000	•	•	•
5000	•	•	•

# Größenbestimmung der Kompressorstation

## 8.3.3 Druckluftbehältervolumen für Kompressoren

Das optimale Speichervolumen eines Druckluftbehälters für einen Kompressor läßt sich mit Hilfe einer Formel genauer definieren.

Die Formel ist ideal, wenn im Aussetzbetrieb möglichst lange Stillstandszeiten geplant sind. Das Volumen des Druckluftnetzes kann als Teil des Behältervolumens mit berücksichtigt werden.

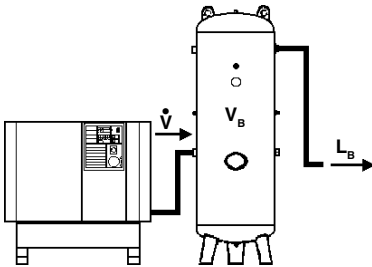


Bild 8.5 : Kompressor und Druckluftbehälter

$$V_B = \frac{\dot{V} \times 60 \times [L_B/\dot{V} - (L_B/\dot{V})^2]}{z \times (p_{max} - p_{min})}$$

- $V_B$  = Volumen des Druckluftbehälters [ m³ ]
- $\dot{V}$  = Liefermenge des Kompressors [ m³/min ]
- $L_B$  = Benötigte Liefermenge [ m³/min ]
- $z$  = Zulässige Motorschaltspiele/h [ 1/h ]  
( siehe Kapitel 8.4.3 )
- $p_{max}$  = Ausschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>0</sub> ]
- $p_{min}$  = Einschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>0</sub> ]

Trotz der Berücksichtigung aller Einflußgrößen ist es ratsam, die ermittelte Druckluftbehältergröße anhand der zulässigen Motorschaltspiele des Kompressors zu überprüfen.

Es ist einleuchtend, daß bei kleinerem Behältervolumen  $V_B$  ein Kompressor häufiger ein- und ausschaltet. Der Motor wird dadurch belastet. Im Gegensatz dazu schaltet bei einem großen Behältervolumen  $V_B$  und gleichbleibender Liefermenge der Motor eines Kompressors seltener. Er wird geschont.

### Einfache Faustformeln zur Ermittlung des Druckluftbehältervolumens

Kolbenkompressor	Schraubenkompressor
$V_B = \frac{Q \times 15}{z \times \Delta p}$	$V_B = \frac{Q \times 5}{z \times \Delta p}$

- $V_B$  = Volumen des Druckluftbehälters [ m³ ]
- $Q$  = Liefermenge des Kompressors [ m³/min ]
- 15 bzw. 5 = Konstanter Faktor
- $z$  = Zulässige Motorschaltspiele/h [ 1/h ]  
( siehe Kapitel 8.4.3 )
- $\Delta p$  = Druckdifferenz EIN/AUS

## 8.4 Schaltintervall des Kompressors

Das Schaltintervall ist eine wichtige Größe in einem Druckluftsystem. Um die richtige Dimensionierung des Druckluftbehälters bezüglich der Liefermenge und des Druckluftverbrauchs zu überprüfen, muß das Schaltintervall ermittelt werden. Dies geschieht durch die Berechnung der Kompressorlaufzeit  $t_L$  und der Kompressorstillstandszeit  $t_S$ , deren Summe das Schaltintervall ergibt.

### 8.4.1 Kompressorstillstandszeit

Während der Kompressor-Stillstandszeit  $t_S$  wird der Druckluftbedarf aus dem Speichervolumen des Druckluftbehälters gedeckt. Dadurch sinkt der Druck im Druckluftbehälter vom Ausschaltdruck  $p_{max}$  bis zum Einschaltdruck  $p_{min}$ . Der Kompressor liefert in dieser Zeit keine Druckluft.

Zur Ermittlung der Kompressorstillstandszeit  $t_S$  dient folgende Formel :

$$t_S = \frac{V_B \times (p_{max} - p_{min})}{L_B}$$

- $t_S$  = Stillstandszeit des Kompressors [ min ]  
 $V_B$  = Volumen des Druckluftbehälters [ l ]  
 $L_B$  = Benötigte Liefermenge [ l/min ]  
 $p_{max}$  = Ausschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>ü</sub> ]  
 $p_{min}$  = Einschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>ü</sub> ]

### 8.4.2 Kompressorlaufzeit

Während der Kompressorlaufzeit gleicht der Kompressor den Druckabfall im Druckluftbehälter wieder aus. Gleichzeitig wird weiterhin der aktuelle Druckluftbedarf gedeckt. Die Liefermenge  $\dot{V}$  ist höher als der Druckluftverbrauch  $L_B$ . Der Druck im Druckluftbehälter steigt wieder bis auf  $p_{max}$  an.

Zur Ermittlung der Kompressorlaufzeit  $t_L$  dient folgende Formel :

$$t_L = \frac{V_B \times (p_{max} - p_{min})}{(\dot{V} - L_B)}$$

- $t_L$  = Laufzeit des Kompressors [ min ]  
 $V_B$  = Volumen des Druckluftbehälters [ l ]  
 $L_B$  = Benötigte Liefermenge [ l/min ]  
 $\dot{V}$  = Liefermenge des Kompressors [ l/min ]  
 $p_{max}$  = Ausschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>ü</sub> ]  
 $p_{min}$  = Einschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>ü</sub> ]

# Größenbestimmung der Kompressorstation

## 8.4.3 Ermittlung der Motorschaltspiele

Die maximal zulässigen Motorschaltspiele sind von der Größe des Antriebsmotors abhängig. Wird die Anzahl der zulässigen Motorschaltspiele überschritten, kann es zu Schäden am Antriebsmotor kommen.

Zur Ermittlung der erwarteten Motorschaltspiele **S** des Kompressors werden die Kompressorlaufzeit  $t_L$  und die Kompressorstillstandszeit  $t_s$  addiert, und die Bezugszeit (üblicherweise 60 min) durch das Ergebnis dividiert.

Liegt das Ergebnis über der Zahl der zulässigen Motorschaltspiele **z**, ist der Druckluftbehälter größer zu dimensionieren.

Eine zweite Möglichkeit wäre eine Vergrößerung der Schaltdifferenz ( $p_{max} - p_{min}$ ).

$$S = \frac{60}{t_s + t_L}$$

S = Schaltspiele [ 1/h ]

$t_L$  = Laufzeit des Kompressors [ min ]

$t_s$  = Stillstandszeit des Kompressors [ min ]

Die folgende Tabelle gibt die zulässigen Motorschaltspiele eines Elektromotors pro Stunde in Abhängigkeit von der Motorleistung an.

Motorleistung [ kW ]	zul. Motorschaltspiele/h z [ 1/h ]
4 – 7,5	30
11 – 22	25
30 – 55	20
65 – 90	15
110 – 160	10
200 – 250	5



## 8.5 Beispiele zur Kompressorauslegung

### 8.5.1 Rechenbeispiel für Kolbenkompressoren

In Kapitel 7.2.5 wurde für eine Anzahl Verbraucher die benötigte Liefermenge von  $L_{0,3} = 2035 \text{ l/min}$  ermittelt. Der höchste benötigte Arbeitsdruck liegt in diesem Beispiel bei  $6 \text{ bar}_0$ . Hier wird für diesen Anwendungsfall ein Kolbenkompressor dimensioniert.

#### 8.5.1.1 Ermittlung des Höchstdruckes $p_{\max}$

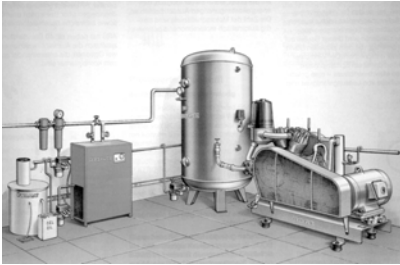


Bild 8.6 :  
Kompressorstation mit Kolbenkompressor,  
Druckluftbehälter, Kälte-Drucklufttrockner und  
Filtersystem

Der Kompressor-Höchstdruck  $p_{\max}$  des Druckluftsystems ist zu ermitteln. Ausgehend vom Arbeitsdruck der Verbraucher sind alle Komponenten im Druckluftsystem zu berücksichtigen :

– Höchster Arbeitsdruck im System		$6 \text{ bar}_0$
– Druckluftnetz	Druckverluste	$0,1 \text{ bar}$
– Filter	Druckverluste	$0,6 \text{ bar}$
– Kälte-Drucklufttrockner	Druckverluste	$0,2 \text{ bar}$
<b>Mindestdruck im Behälter</b>		<b><math>6,9 \text{ bar}_0</math></b>

Der Einschaltdruck  $p_{\min}$  muß immer über diesem Druck liegen.

– Schaltdifferenz des Kolbenkompressors		ca. $2 \text{ bar}$
---	--	---------------------

Der Ausschaltdruck  $p_{\max}$  liegt mindestens bei  **$8,9 \text{ bar}_0$**

**Gewählter Kompressor-Höchstdruck ( Ausschaltdruck des Kompressors )  $10 \text{ bar}_0$**

# Größenbestimmung der Kompressorstation

## 8.5.1.2 Bestimmung der Kompressorgröße

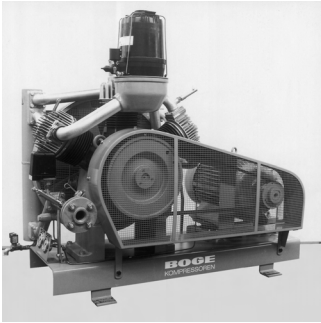


Bild 8.7 :  
BOGE - Kolbenkompressor Typ RM 3650-213

Kolbenkompressoren werden mit Reserven ausgelegt, die in der Größenordnung von ca. 40 % liegen. Reserven werden erfahrungsgemäß angesetzt, um eventuelle Betriebserweiterungen zu berücksichtigen und um den Kompressor intermittierend, d.h. im Aussetzbetrieb zu fahren. Intermittierender Betrieb bedeutet weniger Verschleiß.

Die optimale Einschaltdauer ED eines Kolbenkompressors liegt bei 60 %. BOGE-Kolbenkompressoren sind für 100 % ED = Dauerlauf ausgelegt. Für die Berechnung der Kompressorgröße bedeutet das: die benötigte Liefermenge  $L_B$  ist durch 0,6 zu dividieren, um die minimale Liefermenge  $\dot{V}_{min}$  des Kolbenkompressors zu erhalten.

$$\begin{aligned} \dot{V}_{min} &= L_B / 0,6 \\ \dot{V}_{min} &= 2035 / 0,6 \\ \dot{V}_{min} &= 3392 \text{ l/min} \end{aligned}$$

Gewählt wird :

### Kolbenkompressor Typ RM 4150-213

Höchstdruck  $p_{max}$  : 10 bar

Liefermenge  $\dot{V}$  : 3350 l/min

Motorleistung : 30 kW  $\Rightarrow z = 20$

## 8.5.1.3 Volumen des Druckluftbehälters

Das Volumen des Druckluftbehälters ist entsprechend der BOGE-Empfehlung, Kompressorliefermenge  $\dot{V}$  = Druckluftbehältervolumen  $V_B$ , festzulegen. Dabei muß die Stufung der Druckluftbehältergrößen berücksichtigt werden.

$$\dot{V} = 3350 \text{ l/min} \Rightarrow V_B = 3000 \text{ l}$$

## 8.5.1.4 Schaltintervall des Kompressors

Nach der Festlegung des Druckluftbehältervolumens folgt die notwendige Ermittlung der Kompressorlauf- und Stillstandszeiten um die Motorschaltspiele **S** zu überprüfen.

Zur Ermittlung der Kompressorstillstandszeit  $t_s$  dient folgende Formel :

$$\begin{aligned} V_B &= 3000 \text{ l} \\ p_{\max} &= 10 \text{ bar}_0 \\ p_{\min} &= 8 \text{ bar}_0 \\ L_B &= 2035 \text{ l/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_s &= \frac{V_B \times (p_{\max} - p_{\min})}{L_B} \\ t_s &= \frac{3000 \times (10 - 8)}{2035} \\ t_s &= 2,95 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_s &= \text{Stillstandszeit des Kompressors} & [ \text{min} ] \\ V_B &= \text{Volumen des Druckluftbehälters} & [ \text{l} ] \\ L_B &= \text{Benötigte Liefermenge} & [ \text{l/min} ] \\ p_{\max} &= \text{Ausschaltdruck des Kompressors} & [ \text{bar}_0 ] \\ p_{\min} &= \text{Einschaltdruck des Kompressors} & [ \text{bar}_0 ] \end{aligned}$$

Zur Ermittlung der Kompressorlaufzeit  $t_L$  dient folgende Formel :

$$\begin{aligned} V_B &= 3000 \text{ l} \\ p_{\max} &= 10 \text{ bar}_0 \\ p_{\min} &= 8 \text{ bar}_0 \\ \dot{V} &= 3650 \text{ l/min} \\ L_B &= 2035 \text{ l/min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_L &= \frac{V_B \times (p_{\max} - p_{\min})}{(\dot{V} - L_B)} \\ t_L &= \frac{3000 \times (10 - 8)}{(3650 - 2035)} \\ t_L &= 4,56 \text{ min} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_L &= \text{Laufzeit des Kompressors} & [ \text{min} ] \\ V_B &= \text{Volumen des Druckluftbehälters} & [ \text{l} ] \\ L_B &= \text{Benötigte Liefermenge} & [ \text{l/min} ] \\ \dot{V} &= \text{Liefermenge des Kompressors} & [ \text{l/min} ] \\ p_{\max} &= \text{Ausschaltdruck des Kompressors} & [ \text{bar}_0 ] \\ p_{\min} &= \text{Einschaltdruck des Kompressors} & [ \text{bar}_0 ] \end{aligned}$$

## Größenbestimmung der Kompressorstation

---

### 8.5.1.5 Motorschaltspiele des Kompressors

$$t_s = 2,95 \text{ min}$$

$$t_L = 4,56 \text{ min}$$

$$\text{Motorleistung } 22 \text{ kW} \Rightarrow z = 25$$

Aus der Kompressorlaufzeit und der Kompressorstillstandszeit wird die Anzahl der Motorschaltspiele berechnet und mit den zulässigen Motorschaltspielen  $z$  verglichen.

$$S = \frac{60}{t_s + t_L}$$
$$S = \frac{60}{2,95 + 4,56}$$
$$S = 8$$

$$S = \text{Schaltspiele} \quad [1/h]$$

$$t_L = \text{Laufzeit des Kompressors} \quad [\text{min}]$$

$$t_s = \text{Stillstandszeit des Kompressors} \quad [\text{min}]$$

Ca. 8 Motorschaltspiele pro Stunde liegen weit unter dem zulässigen Wert des 30 kW Motors ( $z = 20$ ). Das Volumen des Druckluftbehälters ist gut dimensioniert. Aufgrund der hohen Schaltspielreserve könnte der Druckluftbehälter sogar etwas kleiner sein.

#### Hinweis

Wenn der genaue Druckluftverbrauch nicht festliegt, können bei der Ermittlung der Schaltspiele des Motors 50 % der Liefermenge des Kompressors als Verbrauch angenommen werden. In diesem Fall sind die Stillstand- und Laufzeiten des Kompressors gleich. Dadurch ergibt sich die höchste Anzahl an Motorschaltspielen.

## 8.5.2 Rechenbeispiele für Schraubenkompressoren

In Kapitel 7.2.5 wurde für eine Anzahl Verbraucher die benötigte Liefermenge  $L_B = 2,04 \text{ m}^3/\text{min}$  ermittelt. Der höchste benötigte Arbeitsdruck liegt in diesem Beispiel bei 6 bar<sub>g</sub>. Hier wird für diesen Anwendungsfall ein Schraubenkompressor dimensioniert.

### 8.5.2.1 Beispiel zur Ermittlung des Höchstdruckes $p_{\max}$



Bild 8.8 : Kompressorstation mit Schraubenkompressor, Kälte-Drucklufttrockner, Druckluftbehälter und Filtersystem

Der Kompressor-Höchstdruck  $p_{\max}$  des Druckluftsystems soll ermittelt werden. Ausgehend vom Arbeitsdruck der Verbraucher sind alle Komponenten im Druckluftsystem zu berücksichtigen :

– Höchster Arbeitsdruck im System		6 bar <sub>g</sub>
– Druckluftnetz	Druckverlust	0,1 bar
– Filter	Druckverlust	0,6 bar
– Kälte-Drucklufttrockner	Druckverlust	0,2 bar

**Mindestdruck im Behälter** **6,9 bar<sub>g</sub>**

Der Einschaltdruck  $p_{\min}$  muß immer über diesem Druck liegen.

– Schaltdifferenz des Schraubenkompressors		1 bar
--	--	-------

Der Ausschaltdruck  $p_{\max}$  liegt mindestens bei **7,9 bar<sub>g</sub>**

**Gewählter Kompressor-Höchstdruck ( Ausschaltdruck des Kompressors )** **8 bar<sub>g</sub>**

### 8.5.2.2 Bestimmung der Kompressorgröße

Die optimale Einschaltdauer **ED** eines Schraubenkompressors liegt bei 100 %. Das heißt, die benötigte Liefermenge  $L_B$  wird mit der minimalen Liefermenge  $\dot{V}_{\min}$  des Kompressors gleichgesetzt.

$$L_B = 2,04 \text{ m}^3/\text{min} = \dot{V}_{\min} = \text{ca. } 2 \text{ m}^3/\text{min}$$

Gewählt wird :

#### Schraubenkompressor Typ S 21

Höchstdruck $p_{\max}$ :	8	bar
Liefermenge $\dot{V}$ :	2,42	m <sup>3</sup> /min
Motorleistung :	15	kW ⇒ z = 25



Bild 8.9 : BOGE-Schraubenkompressor

# Größenbestimmung der Kompressorstation

## 8.5.2.3 Dimensionierung des Druckluftbehälters

- $\dot{V} = 2,42 \text{ m}^3/\text{min}$
- $L_b = 2,04 \text{ m}^3/\text{min}$
- $L^B/\dot{V} = 0,843$
- $z = 25 \text{ 1/h}$
- $p_{\max} = 9 \text{ bar}_u$
- $p_{\min} = 8 \text{ bar}_u$

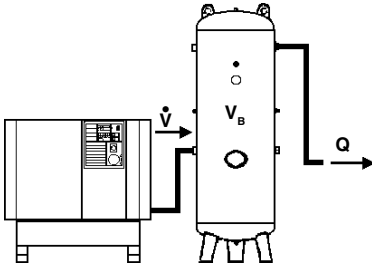


Bild 8.10 : Kompressor und Druckluftbehälter

Das Volumen des Druckluftbehälters wird bei Schraubenkompressoren mit Hilfe der folgenden Berechnung ermittelt. Bei der Auswahl ist die übliche Stufung der Druckluftbehältergrößen zu berücksichtigen.

$$V_B = \frac{\dot{V} \times 60 \times [L^B/\dot{V} - (L^B/\dot{V})^2]}{z \times (p_{\max} - p_{\min})}$$

$$V_B = \frac{2,42 \times 60 \times [0,843 - 0,843^2]}{25 \times (9 - 8)}$$

$$V_B = 0,77 \text{ m}^3$$

**Gewähltes Druckluftbehältervolumen :**

$$V_B = 0,75 \text{ m}^3 = 750 \text{ l}$$

- $V_B =$  Volumen des Druckluftbehälters [ m<sup>3</sup> ]
- $\dot{V} =$  Liefermenge aller Kompressoren [ m<sup>3</sup>/min ]
- $L_b =$  Benötigte Liefermenge [ m<sup>3</sup>/min ]
- $z =$  Zulässige Motorschaltspiele [ 1/h ]
- $p_{\max} =$  Ausschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>u</sub> ]
- $p_{\min} =$  Einschaltdruck des Kompressors [ bar<sub>u</sub> ]

Das Volumen des Druckluftbehälters kann auch entsprechend der BOGE-Empfehlung, Kompressorliefermenge zu Druckluftbehältervolumen  $V_B = \dot{V}/s$ , festgelegt werden.

$$\dot{V} = 2,46 \text{ m}^3/\text{min} \Rightarrow V_B = 0,82 \text{ m}^3$$

## 8.5.2.4 Schaltintervall des Kompressors

Die Schaltintervalle und die maximal zulässigen Schaltspiele des Motors müssen bei BOGE-Schraubenkompressoren nicht überprüft werden, da die BOGE ARS-Steuerung über ihren Microcontroller ein Überschreiten der zulässigen Motorschaltspiele nicht zulässt.

### 8.5.3 Resümee zur Kompressorwahl

Wenn ein Betrieb mit schwankendem Druckluftverbrauch rechnet und spätere Erweiterungen plant, wird er einen Kompressor benötigen, der für stark intermittierenden Betrieb ausgelegt ist. Hier bietet sich ein Kolbenkompressor an. Kann die Liefermenge des Kompressors den konstanten Druckluftbedarf decken, sollte ein Schraubenkompressor eingesetzt werden.

Beide Verdichtersysteme sind komplett schallgedämmt lieferbar. Beide sind anschlussfertig.

Die Wahl des richtigen Systems sollte nicht vom Kaufpreis abhängig sein, denn dieser amortisiert sich schnell, wenn laufende Betriebskosten gespart werden. Laufende Betriebskosten sind nicht nur die Energiekosten für die Druckluftzeugung, sondern auch die Leerlaufkosten.

Kolbenkompressoren arbeiten im Aussetzbetrieb. Sie haben keinen Leerlauf. Schraubenkompressoren müssen durch ihre geringe Schaltdifferenz und den relativ kleinen Druckluftbehälter automatisch im Leerlaufbetrieb fahren, um viele Motorschaltspiele zu vermeiden.

Durch die ARS-Steuerung wird der Aussetzbetrieb mit minimaler Leerlaufzeit angestrebt.

## 8.6 Hinweise zur Kompressorauslegung

### 8.6.1 Leistung und Arbeitsdruck



Bild 8.11 : Schlagschrauber mit Druckluftantrieb

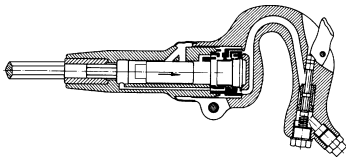


Bild 8.12 : Ventilloser Drucklufthammer

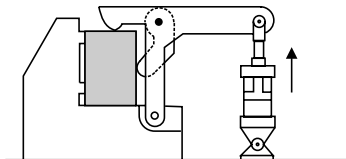


Bild 8.13 : Pneumatische Klemmvorrichtung

Der Arbeitsdruck von Druckluftverbrauchern sollte immer eingehalten werden. Die Leistung eines Druckluftverbrauchers nimmt überproportional ab, wenn der Netzdruck  $p_N$  unter seinen Arbeitsdruck sinkt.

Die folgende Tabelle zeigt die Abhängigkeit der Leistung vom Arbeitsdruck am Beispiel von durchschnittlichen Druckluftwerkzeugen und Bohrhämmern :

Effektiver Druck [ bar ] am Anschluß	Relative Leistung [ % ]		Relativer Luftverbrauch [ % ]	
	Werk- zeug	Bohr- hammer	Werk- zeug	Bohr- hammer
7	120	130	115	120
6	100	100	100	100
5	77	77	83	77
4	55	53	64	56

### Beispiel

Am Beispiel eines Pneumatikzylinders können die Folgen zu geringen Netzdruckes gut demonstriert werden.

Der Pneumatikzylinder einer Klemmvorrichtung wird nicht mehr mit dem erforderlichen Arbeitsdruck versorgt. Die Klemmkraft des Zylinders nimmt ab und das Werkstück wird nicht mehr mit der notwendigen Haltekraft fixiert.

Während der Bearbeitung durch eine Werkzeugmaschine löst sich das Werkstück aus der Klemmvorrichtung. Die Folgen können von der Zerstörung des Werkzeuges bis zur Verletzung des Maschinenführers reichen.



## 8.6.2 Variierender Arbeitsdruck der Verbraucher

Wenn der Arbeitsdruck der verschiedenen Verbraucher stark variiert, sollte dies einer näheren Untersuchung unterzogen werden.

Einige Verbraucher mit geringem Druckluftbedarf, benötigen einen deutlich höheren Arbeitsdruck als der Rest. In diesem Fall sollte man eine zweite, kleine Kompressorstation mit einem separaten Druckluftnetz und entsprechend höherem Ausschaltdruck  $p_{\max}$  einrichten.

Die unnötige Überverdichtung des Hauptvolumenstroms des Druckluftsystems verursacht erhebliche Kosten. Diese zusätzlichen Kosten rechtfertigen in den meisten Fällen die Installation eines zweiten Druckluftnetzes.

Das separate Netz amortisiert sich durch die Reduzierung der Betriebskosten normalerweise schnell.

## 8.6.3 Kompressorverbundsysteme

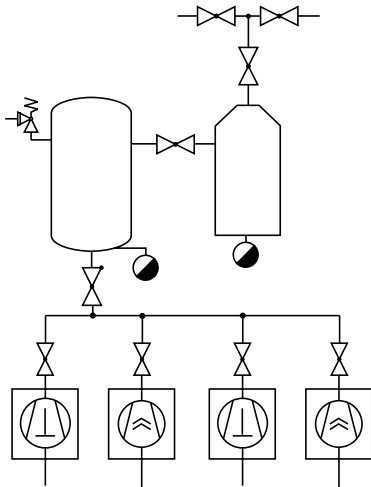


Bild 8.14 :  
Schema eines Kompressorverbundsystems

Für Druckluftanwender mit hohem, stark schwankendem Verbrauch ist es ungünstig, einen einzelnen Großkompressor zu installieren. In diesen Fällen ist die Alternative ein Kompressorverbundsystem, das aus mehreren Kompressoren besteht. Dafür spricht eine größere Betriebssicherheit und die höhere Wirtschaftlichkeit.

Ein oder mehrere Kompressoren decken den kontinuierlichen Grundbedarf an Druckluft (Grundlast). Steigt der Bedarf, werden nacheinander weitere Kompressoren zugeschaltet (Mittelast und Spitzenlast), bis die Liefermenge den Bedarf wieder deckt. Sinkt der Bedarf, werden die Kompressoren nacheinander wieder abgeschaltet.

Die Zusammenstellung der einzelnen Kompressoren (Liefermenge) eines Kompressorverbundsystems ist individuell so verschieden, daß darüber keine allgemeingültige Aussage gemacht werden kann. Sie hängt vom Druckluftverhalten aller Verbraucher ab, die am Netz angeschlossen sind.

### Vorteile

- Betriebssicherheit.  
Betriebe, die stark von Druckluft abhängig sind, können durch ein Kompressorverbundsystem ihre Versorgung zu jeder Zeit sicherstellen. Fällt ein Kompressor aus, oder sind Wartungsarbeiten nötig, übernehmen die anderen Kompressoren die Versorgung.
- Wirtschaftlichkeit.  
Mehrere kleine Kompressoren können leichter dem Druckluftverbrauch angepaßt werden als ein großer Kompressor. Aus dieser Tatsache ergibt sich die höhere Wirtschaftlichkeit. Wird nur im Teillastbetrieb gearbeitet, fallen nicht die hohen Leerlaufkosten eines großen Kompressors an, sondern niedrige Leerlaufkosten des kleinen Bereitschaftskompressors des Verbundsystems.

## 9. Das Druckluftnetz

### 9.1 Der Druckluftbehälter

Druckluftbehälter werden entsprechend der Liefermenge des Verdichters, dem Regelsystem und dem Druckluftverbrauch dimensioniert. Druckluftbehälter im Druckluftnetz haben verschiedene, wichtige Aufgaben zu erfüllen.

#### 9.1.1 Druckluftspeicherung

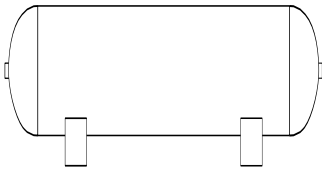


Bild 9.1 :  
Druckluftbehälter, liegend

Der Kompressor baut im Druckluftbehälter ein Speichervolumen auf. Der Druckluftverbrauch kann zeitweise aus diesem Speichervolumen gedeckt werden. Der Kompressor liefert in dieser Zeit keine Druckluft. Er steht in Bereitschaft und verbraucht keinen Strom. Darüber hinaus wird schwankende Druckluftentnahme im Netz ausgeglichen und Spitzenbedarf abgedeckt. Der Motor schaltet seltener und der Motorverschleiß wird reduziert.

Unter Umständen werden auch mehrere Druckluftbehälter benötigt, um ein ausreichendes Speichervolumen aufzubauen. Sehr große Druckluftnetze verfügen meist über ein ausreichendes Speichervolumen. In diesem Fall können entsprechend kleinere Druckluftbehälter gewählt werden.

#### 9.1.2 Pulsationsdämpfung

Kolbenkompressoren erzeugen, aufgrund ihrer speziellen Funktionsweise, einen pulsierenden Volumenstrom. Diese Druckschwankungen beeinträchtigen die Funktion verschiedener Verbraucher. Besonders Regelschaltungen und Meßeinrichtungen reagieren mit Fehlern auf einen pulsierenden Volumenstrom. Der Druckluftspeicher wird zum Glätten dieser Druckschwankungen eingesetzt.

Bei Schraubenkompressoren entfällt diese Aufgabe weitestgehend, da sie einen fast gleichmäßigen Volumenstrom erzeugen.

## 9.1.3 Kondensatabscheidung

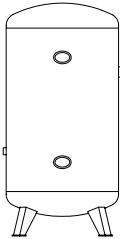


Bild 9.2 :  
Druckluftbehälter, stehend

Durch die Verdichtung fällt die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit in Form von Wassertröpfchen ( Kondensat ) aus. Meist wird dieses Wasser mit dem Volumenstrom in den Druckluftbehälter mitgerissen. Dort verweilt die Druckluft. Über die große Oberfläche des Druckluftbehälters wird Wärme an die kühlere Umgebung abgegeben, die Druckluft kühlt ab. Dadurch schlägt sich der größte Teil des Kondensates an den Behälterwänden nieder. Das Kondensat sammelt sich am Boden des Druckluftbehälters und wird durch einen geeigneten Kondensatabscheider abgeführt.

Druckluftbehälter, die nur unregelmäßig entleert werden, können durch das Kondensat korrodieren. Ein Schutz gegen Korrosion ist das Vollbadverzinken des Druckluftbehälters. Bei regelmäßigem Kondensatablaß ist ein Verzinken des Behälters nicht unbedingt notwendig. Das Verzinken bietet sich auch dann an, wenn das Kondensat eine hohe Konzentration aggressiver Bestandteile enthält.

## 9.1.4 Betrieb von Druckluftbehältern

Druckluftbehälter dürfen nur für Kompressoren mit Ein- und Ausschaltbetrieb dauerhaft verwendet werden. Der Bereich der Druckschwankungen  $\Delta p$  darf 20 % des maximalen Betriebsdruckes nicht überschreiten ( Kompressorhöchstdruck 10 bar,  $\Delta p = 2$  bar ). Bei größeren Druckschwankungen kann es mit der Zeit zu Ermüdungsbrüchen in den Schweißnähten kommen. Der Druckluftbehälter muß dann speziell für schwelende Belastung ausgelegt werden.

## 9.1.5 Installation von Druckluftbehältern

Der Druckluftbehälter sollte an einem möglichst kühlen Platz aufgestellt werden. Dadurch fällt mehr Kondensat im Druckluftbehälter aus und gelangt nicht ins Druckluftnetz und somit in die Druckluftaufbereitung.

Druckbehälter sind so aufzustellen, daß sie für die wiederkehrenden Prüfungen zugänglich sind oder gemacht werden können und daß das Fabrikschild gut erkennbar ist.

Der Druckluftbehälter sollte auf einer geeigneten Fundamentplatte mit ausreichendem Raum für Inspektionen installiert werden. Dabei ist zu berücksichtigen, daß sich die Fundamentbelastung während der Druckprüfungen durch die Wasserfüllung des Druckluftbehälters erhöht.

Druckluftbehälter müssen so aufgestellt sein, daß Beschäftigte oder Dritte nicht gefährdet werden. Erforderliche Schutzbereiche und -abstände sind einzuhalten.

Die Druckbehälter und ihre Ausrüstung sind soweit gegen mechanische Einwirkungen ( z.B. Fahrzeuge ) von außen zu schützen, daß Beschädigungen mit gefährlichen Auswirkungen auf Beschäftigte oder Dritte nicht zu erwarten sind.

## 9.1.6 Sicherheitsvorschriften für Druckluftbehälter

Für Druckbehälter gelten, je nach Behältergröße und Druck, verschiedene Richtlinien. Die wichtigsten für die Herstellung von Druckbehältern sind die Druckgeräterichtlinie 97/23/EG für Druckbehälter mit einem Druckinhaltsprodukt ab 10.000 bar\*l und die Richtlinie 87/404/EWG für einfache Druckbehälter mit einem Druckinhaltsprodukt bis 10.000 bar\*l. Des Weiteren sind für den Betrieb vom Betreiber einer Anlage nationale Vorschriften einzuhalten. Dies betrifft für Deutschland hauptsächlich die Betriebssicherheitsverordnung (BetrSichV).

Kompressoren sind in ihrer Gesamtheit Maschinen, die der EG-Maschinenrichtlinie 98/37/EG unterliegen.

### 9.1.6.1 Anmelde- und Überwachungspflichten

Druckluftanlagen unterliegen verschiedenen Anmelde- und Überwachungspflichten. In Richtlinie 97/23/EG erfolgt, abhängig vom Druckinhaltsprodukt [bar\*l] des Druckgerätes und des transportierten Mediums eine Einstufung der Druckgeräte in verschiedene Klassen. Je nach eingestufte Klasse werden andere Anforderungen an Prüfung und Überwachung gestellt, insbesondere unterscheiden sich die Fristen für wiederkehrende Prüfungen.

Maximale Werte für den Abstand von wiederkehrenden Prüfungen sind 5 Jahre für die innere Prüfung und 10 Jahre für die Festigkeitsprüfung. Je nach Anforderungen können diese Fristen von den zuständigen zugelassenen Überwachungsstellen verkürzt werden. Nicht alle Pflichten müssen von zugelassenen Überwachungsstellen ausgeführt werden. Unter bestimmten Bedingungen können auch befähigte Personen aus dem Betrieb Prüfungen durchführen.

### 9.1.6.2 ZÜS und befähigte Personen

Die Definition von zugelassenen Überwachungsstellen erfolgt in § 14 Gerätesicherheitsgesetz. Diese Stellen müssen benannt und akkreditiert sein. Die Aufgaben wurden klassischerweise von Sachverständigen wahrgenommen. Nach einer Übergangsfrist bis Ende 2007 wird sich die Terminologie ändern und die Aufgaben werden von benannten Stellen übernommen.

Eine befähigte Person im Sinne der Betriebssicherheitsverordnung ist eine Person, die durch ihre Berufsausbildung, ihre Berufserfahrung und ihre zeitnahe berufliche Tätigkeit über die erforderlichen Fachkenntnisse zur Prüfung der Arbeitsmittel verfügt. (§2 Abs. 7) Dies entspricht im weitesten Sinne dem früheren Sachkundigen.

## 9.1.6.3 Prüfung vor Inbetriebnahme

Eine überwachungsbedürftige Anlage (Dies sind Druckgeräte im Sinne der Richtlinien 97/23/EG und 87/404/EWG) darf erstmalig und nach einer wesentlichen Veränderung nur in Betrieb genommen werden, wenn die Anlage unter Berücksichtigung der vorgesehenen Betriebsweise durch eine zugelassene Überwachungsstelle auf ihren ordnungsgemäßen Zustand hinsichtlich der Montage, der Installation, den Aufstellungsbedingungen und der sicheren Funktion geprüft worden ist.

Bei kleineren Anlagen im Sinne der Richtlinie 87/404/EWG mit einem Druckinhaltsprodukt von nicht mehr als 200 bar\*l muß die Überprüfung nicht durch eine zugelassene Überwachungsstelle erfolgen, sondern kann durch eine befähigte Person durchgeführt werden.

## 9.1.6.4 Anmeldepflichten

Der Betreiber hat die Prüffristen der Gesamtanlage und der Anlagenteile auf der Grundlage einer sicherheitstechnischen Bewertung zu ermitteln. Dies geschieht bei der Prüfung vor Inbetriebnahme der Anlage. Dabei dürfen die Höchstfristen von 5 Jahren für die innere Prüfung und 10 Jahre für die Festigkeitsprüfung nicht überschritten werden.

Die Prüffristen der Anlagenteile und der Gesamtanlage sind der zuständigen Behörde innerhalb von sechs Monaten nach Inbetriebnahme der Anlage unter Beifügung anlagenspezifischer Daten mitzuteilen.

## 9.1.6.5 Wiederkehrende Prüfungen

Eine überwachungsbedürftige Anlage und ihre Anlagenteile sind in bestimmten Fristen wiederkehrend auf ihren ordnungsgemäßen Zustand hinsichtlich des Betriebs durch eine zugelassene Überwachungsstelle zu prüfen. Diese Prüfungen bestehen aus einer technischen Prüfung, die an der Anlage selbst unter Anwendung der Prüfregeln vorgenommen wird und einer Ordnungsprüfung.

Diese Prüfungen müssen bei Druckbehältern, die ein Druckinhaltsprodukt größer als 1.000 bar\*l haben, spätestens nach 5 Jahren für die innere Prüfung und spätestens nach 10 Jahren für die Festigkeitsprüfung durchgeführt werden.

Bei Behältern mit einem Druckinhaltsprodukt von nicht mehr als 1.000 bar\*l können die Prüfungen durch eine befähigte Person durchgeführt werden.

Der Umfang der wiederkehrenden Prüfungen umfaßt folgende Arbeiten:

### **Innere Prüfung** (max. 5-jährig)

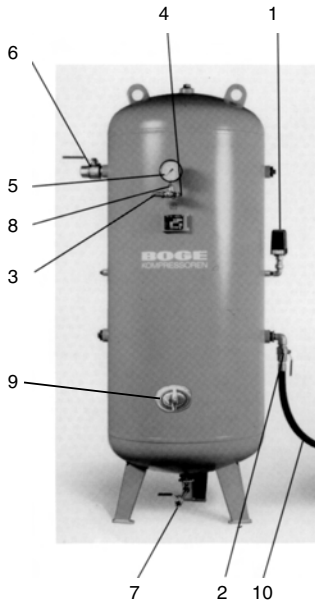
Der Druckluftbehälter wird vom Netz abgeklemmt und drucklos gemacht. Die Besichtigungsöffnung wird geöffnet und der Behälter von innen gründlich gesäubert. Die Wandungen müssen metallisch sauber sein. Der Prüfer hat den inneren Zustand des Behälters zu überprüfen und den ordnungsgemäßen Zustand zu quittieren.

### **Druckprüfung** (max. 10-jährig)

Der Druckluftbehälter wird vom Netz abgeklemmt und drucklos gemacht. Die Armaturen müssen abgeschraubt und die Anschlußöffnungen mit Stopfen verschlossen werden. Der Druckluftbehälter wird vollständig mit Wasser gefüllt und die Handpumpe für die Druckprüfung angeschlossen. Anschließend wird der Druckluftbehälter mit Hilfe der Handpumpe auf den 1,43- oder 1,5-fachen Betriebsdruck gebracht (je nach Behälterart und Druckinhaltsprodukt) und durch den Prüfer auf seine Dichtigkeit überprüft.

Bei äußeren und inneren Prüfungen können Besichtigungen durch andere geeignete gleichwertige Verfahren und bei Festigkeitsprüfung die statische Druckproben durch gleichwertige zerstörungsfreie Verfahren ersetzt werden, wenn ihre Durchführung aus Gründen der Bauart des Druckgeräts nicht möglich oder aus Gründen der Betriebsweise nicht zweckdienlich ist.

## 9.1.7 Armaturen am Druckluftbehälter



- 1 = Druckschalter
- 2 = Rückschlagventil oder Kugelabsperrhahn
- 3 = Sicherheitsventil
- 4 = Kontrollflansch
- 5 = Manometer
- 6 = Kugelabsperrhahn
- 7 = Kondensatablaß
- 8 = Armaturenräger
- 9 = Besichtigungsöffnung
- 10 = Hochdruckschlauch

Bild 9.3 :  
Druckluftbehälter mit Armaturen

Der Druckluftbehälter besteht nicht nur aus dem nackten Stahlbehälter. Es sind eine Reihe von Armaturen notwendig, um seine Funktion zu gewährleisten und für die vorgeschriebene Sicherheit zu sorgen.

- Druckschalter.  
Der Druckschalter dient zur Steuerung des Kompressors.
- Rückschlagventil.  
In der Zuleitung vom Kompressor zum Druckluftbehälter muß immer ein Rückschlagventil installiert werden. Es verhindert bei Kolbenkompressoren das Zurückströmen der verdichteten Luft in den Kompressor während der Förderpausen. Bei Schraubenkompressoren ist das Rückschlagventil im System enthalten.
- Sicherheitsventil.  
Die Installation eines Sicherheitsventil am Druckluftbehälter ist gesetzlich vorgeschrieben. Wenn der Behälterinnen-  
druck  $p_N$  ( Netzdruck ) 10 % über den Nenndruck steigt, öffnet das Sicherheitsventil und bläst den Überdruck ab.
- Kontrollflansch.  
An den Kontrollflansch mit Düsenbohrung schließt der TÜV bei der Druckprüfung ein geeichtes Manometer an.
- Manometer.  
Das Manometer zeigt den Behälterinnendruck an.
- Kugelabsperrhahn.  
Der Kugelabsperrhahn sperrt den Druckluftbehälter vom Druckluftnetz oder vom Kompressor ab.
- Kondensatablaß.  
Im Druckluftbehälter fällt Kondensat aus, deshalb muß ein entsprechender Anschluß für den Kondensatableiter vorhanden sein.
- Besichtigungsöffnung.  
Die Besichtigungsöffnung kann als Muffe oder als Mann- bzw. Handlochflansch ausgebildet sein. Sie dient zur Kontrolle und Säuberung des Behälterinnenraums. Die Mindestgröße der Besichtigungsöffnung ist gesetzlich vorgeschrieben.
- Hochdruckschlauch.  
Der Hochdruckschlauch verbindet den Druckluftbehälter mit dem Kompressor. Er wird anstelle eines Rohres verwendet, um eventuelle Vibrationen des Kompressors nicht auf das Druckluftnetz zu übertragen bzw. um bei dem Anschluß an das Druckluftnetz Maßabweichungen auszugleichen.

Druckschalter, Hochdruckschlauch und Rückschlagventil sind keine typischen Druckluftbehälterarmaturen. Sie werden aber sinnvollerweise am Behälter angebracht.

# Das Druckluftnetz

## 9.1.7.1 Sicherheitsventil



Bild 9.4 :  
Sicherheitsventil am kombinierten Druckluft-  
Öl-Behälters eines öleinspritzgekühlten  
Schraubenkompressors

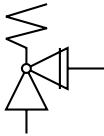


Bild 9.5 :  
Schaltsymbol für ein Sicherheitsventil

Die Installation eines Sicherheitsventiles am Druckluftbehälter ist gesetzlich vorgeschrieben.

Wenn der Behälterinnendruck  $p_N$  ( Netzdruck ) auf den maximalen Betriebsdruck des Druckluftbehälters ( z.B. Kompressorhöchstdruck 10 bar, Behälterbetriebsdruck 11 bar ) steigt, muß das Sicherheitsventil langsam öffnen.

Wenn der Netzdruck auf das 1,1fache des Nenndruckes ( z.B. Behälterdruck 11 bar, Sicherheitsventil 12,1 bar ) steigt, muß das Sicherheitsventil komplett öffnen und den Überdruck abblasen. Dabei ist darauf zu achten, daß der Querschnitt der Abblasöffnung des Sicherheitsventil so dimensioniert ist, daß die komplette Liefermenge aller angeschlossenen Kompressoren abgeblasen werden kann, ohne daß der Druck im Behälter weiter steigt.

Bei nachträglicher Erweiterung eines bestehenden Druckluftnetzes erhöht sich die Anzahl der Kompressoren. Dabei kann die entsprechende Vergrößerung des Sicherheitsventils leicht übersehen werden. Wenn das Sicherheitsventil nicht mehr die gesamte Liefermenge der Kompressoren abblasen kann, steigt der Betriebsdruck im Druckluftbehälter. Im Extremfall führt das zur Explosion des Druckluftbehälters.

### Sicherheitsüberprüfung

Um eine Unterdimensionierung des Sicherheitsventiles zu vermeiden, ist bei jeder Erweiterung einer Kompressorstation das Sicherheitsventil zu überprüfen.

Der Netzanschluß des Druckluftbehälters ist abgesperrt. Die Druckschalter werden überbrückt, so daß die Kompressoren nicht mehr automatisch abschalten.

Der Behälterdruck steigt, bis das Sicherheitsventil anspricht. Der Behälterdruck darf das 1,1fache des Grenzwertes ( z.B. Behälterdruck 11 bar, Sicherheitsventil 12,1 bar ) nicht überschreiten. Geschieht dies doch, ist das Sicherheitsventil unterdimensioniert und muß ausgetauscht werden.



## 9.2 Das Rohrleitungsnetz

Eine zentrale Druckluftversorgung macht ein Rohrleitungsnetz notwendig, das die einzelnen Verbraucher mit Druckluft versorgt. Um den zuverlässigen und kostengünstigen Betrieb der einzelnen Verbraucher zu gewährleisten, muß das Rohrleitungsnetz verschiedene Bedingungen erfüllen :

- Ausreichender Volumenstrom.  
Jeder Verbraucher des Rohrleitungsnetzes muß zu jeder Zeit mit dem benötigten Volumenstrom versorgt werden.
- Notwendiger Arbeitsdruck.  
Bei jedem Verbraucher des Rohrleitungsnetzes muß zu jeder Zeit der notwendige Arbeitsdruck anliegen.
- Druckluftqualität.  
Jeder Verbraucher des Rohrleitungsnetzes muß zu jeder Zeit mit Druckluft der entsprechenden Qualität versorgt werden.
- Geringer Druckabfall.  
Der Druckabfall im Rohrleitungsnetz muß aus wirtschaftlichen Gründen so gering wie möglich sein.
- Betriebssicherheit.  
Die Druckluftversorgung sollte mit der höchstmöglichen Sicherheit gewährleistet sein. Bei Leitungsschäden, Reparaturen und Wartungen darf nicht das gesamte Netz ausfallen.
- Sicherheitsvorschriften.  
Um Unfälle und daraus folgend Regreßansprüche zu vermeiden, müssen alle einschlägigen Sicherheitsvorschriften beachtet werden.

### 9.2.1 Aufbau eines Rohrleitungsnetzes

Ein Rohrleitungsnetz besteht aus einzelnen Abschnitten. Dadurch kann die Verbindung zwischen dem Kompressor und den Verbrauchern optimal aufgebaut werden.

#### 9.2.1.1 Die Hauptleitung

Die Hauptleitung verbindet die Kompressorstation mit der Druckluftaufbereitung und dem Druckluftbehälter. An die Hauptleitung werden die Verteilerleitungen angeschlossen. Sie ist so zu dimensionieren, daß sie die gesamte Liefermenge der Kompressorstation jetzt und in naher Zukunft bei minimalem Druckabfall weiterleiten kann.

Der Druckabfall  $\Delta p$  in der Hauptleitung sollte 0,04 bar nicht überschreiten.

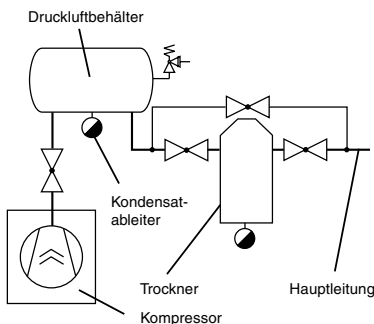


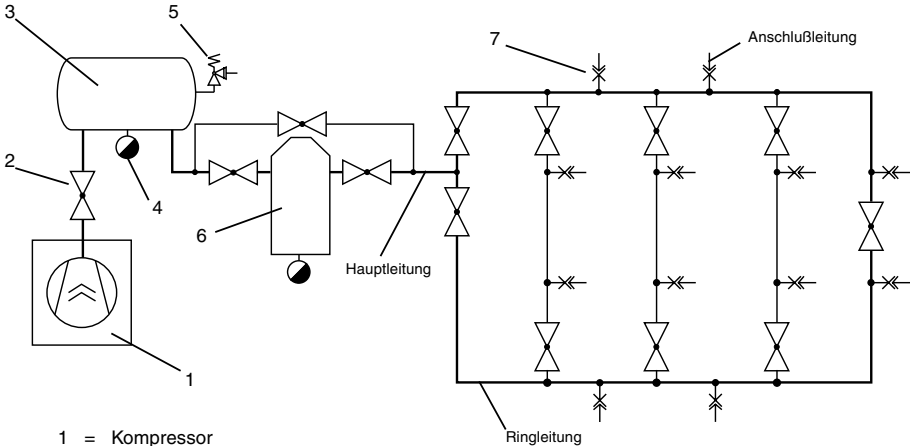
Bild 9.6 :  
Hauptleitung eines Druckluftnetzes

# Das Druckluftnetz

## 9.2.1.2 Die Verteilerleitung - Ringleitung

Die Verteilerleitungen werden durch den gesamten Betrieb verlegt und bringen die Druckluft in die Nähe der Verbraucher. Sie sollten nach Möglichkeit immer eine Ringleitung sein. Dadurch wird die Wirtschaftlichkeit und die Betriebssicherheit des Rohrleitungsnetzes erhöht.

Der Druckabfall  $\Delta p$  in den Verteilerleitungen sollte 0,03 bar nicht überschreiten.



- 1 = Kompressor
- 2 = Absperrventil
- 3 = Druckluftbehälter
- 4 = Kondensatableiter
- 5 = Sicherheitsventil
- 6 = Drucklufttrockner
- 7 = Druckluftanschlüsse

Bild 9.7 :  
Druckluftversorgung mit Ringleitung

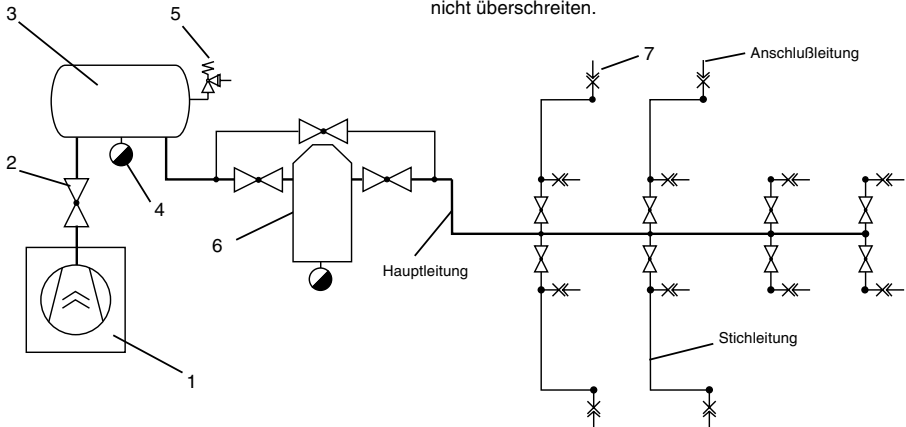
Eine Ringleitung bildet einen geschlossenen Verteilungsring. Es ist möglich, einzelne Abschnitte des Rohrleitungsnetzes abzusperrern, ohne dabei die Druckluftversorgung anderer Bereiche zu unterbrechen. Dadurch ist die Druckluftversorgung der meisten Verbraucher, auch bei Wartungs-, Reparatur- und Erweiterungsarbeiten, immer gewährleistet.

**Vorteil:** Bei der Druckluftversorgung durch einen Verteilungsring muß die Druckluft einen kürzeren Weg zurücklegen als bei Stichleitungen. Das bedingt einen geringeren Druckabfall  $\Delta p$ . Bei der Dimensionierung der Ringleitung kann mit der halben strömungstechnischen Rohrlänge und dem halben Volumenstrom gerechnet werden, was wiederum einen kleineren Leitungsdurchmesser möglich macht.

## 9.2.1.3 Die Verteilerleitung - Stichleitung

Die Verteilerleitungen werden durch den gesamten Betrieb verlegt und bringen die Druckluft in die Nähe der Verbraucher. Sie können auch eine Stichleitung sein.

Der Druckabfall  $\Delta p$  in den Verteilerleitungen sollte 0,03 bar nicht überschreiten.



- 1 = Schraubenkompressor
- 2 = Absperrventil
- 3 = Druckluftbehälter
- 4 = Kondensatableiter
- 5 = Sicherheitsventil
- 6 = Drucklufttrockner
- 7 = Druckluftanschlüsse

Bild 9.8 :  
Druckluftversorgung mit Stichleitung

Stichleitungen zweigen von größeren Verteilerleitungen oder der Hauptleitung ab und enden am Verbraucher. Durch Stichleitungen können abseits stehende Verbraucher versorgt werden. Es ist aber auch möglich, die gesamte Druckluftversorgung über Stichleitungen zu realisieren. Sie haben den Vorteil, daß sie weniger Material benötigen als Ringleitungen. Sie haben aber auch den Nachteil, daß sie größer als Ringleitungen dimensioniert werden müssen und häufig hohe Druckverluste verursachen.

Stichleitungen sollten grundsätzlich durch ein Absperrventil vom Netz abtrennbar sein. Dadurch werden Reparaturen, Wartungen u.ä. erleichtert.

## 9.2.1.4 Die Anschlußleitung

Die Anschlußleitungen gehen von den Verteilerleitungen ab. Sie versorgen die Druckluftverbraucher mit Druckluft. Da die Verbraucher mit unterschiedlichen Drücken betrieben werden, ist im Normalfall eine Wartungseinheit mit Druckregler vor dem Verbraucher zu installieren. Mit Hilfe des Druckreglers wird der Netzdruck auf den Arbeitsdruck des Verbrauchers reduziert. Wartungseinheiten, bestehend aus Filter, Abscheider, Regler und Ölter können bei aufbereiteter Druckluft entfallen.

Der Druckabfall  $\Delta p$  in den Anschlußleitungen sollte 0,03 bar nicht überschreiten.

### Hinweis

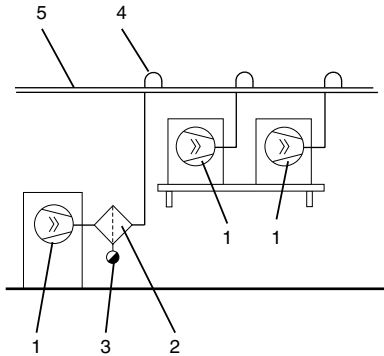
Im industriellen Bereich wird für Anschlußleitungen die Rohrgröße DN 25 ( 1" ) empfohlen. Diese Rohrgröße hat gegenüber kleineren Abmessungen kaum Kostennachteile und gewährleistet fast immer eine sichere Druckluftversorgung. Verbraucher mit einem Druckluftbedarf bis zu 1800 l/min können, bei einer Leitungslänge bis 10 m, ohne nennenswerte Druckverluste versorgt werden.

# Das Druckluftnetz

## 9.2.1.5 Anschluß an eine Sammelleitung bei Mehrfachanlagen

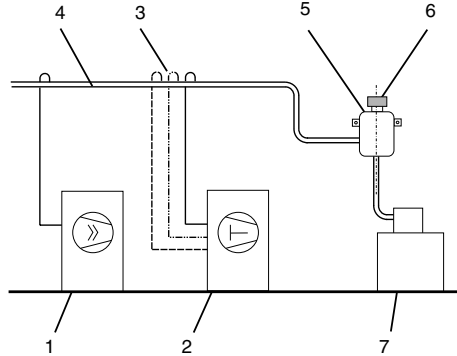
Beim Anschluß mehrerer Kompressoren an eine gemeinsame Sammelleitung sind die aufgeführten Punkte zu beachten.

**Druckluft**



- 1 = Schraubenkompressor
- 2 = Wasserabscheider
- 3 = Kondensatableiter
- 4 = Anschlußleitung
- 5 = Sammelleitung

**Kondensat**



- 1 = Schraubenkompressor
- 2 = Kolbenkompressor
- 3 = Anschlußleitung
- 4 = Sammelleitung
- 5 = Expansionsgefäß
- 6 = Entlüftungsschalldämpfer
- 7 = Öl-Wasser-Trenner

Bild 9.9 :  
Sammelleitungen

### Druckluft- und Kondensatsammelleitungen

1. Sammelleitung mit Gefälle.  
Die Sammelleitung muß mit ca. 1,5 – 2 ‰ Gefälle in Strömungsrichtung verlegt werden.
2. Anschlußleitung von oben.  
Die Anschlußleitung muß von oben an die Sammelleitung angeschlossen werden.

### Druckluft sammelleitungen

3. Wasserabscheider bei längeren Steigleitungen.  
Bei längeren Steigleitungen zur Sammelleitung ist ein Wasserabscheider mit automatischer Entwässerung dem Kompressor nachzuschalten, um das zurücklaufende Kondensat aufzufangen.

### Entlüftungssammelleitungen

Wenn Entlüftungsleitungen in Sammelleitungen zusammengefaßt werden, gilt auch hierfür Pkt 1. und 2.  
Bei Entlüftungssammelleitungen ist zusätzlich ein Expansionsgefäß mit Entlüftungsschalldämpfer vorzusehen.

### 9.3 Planungshinweise für Rohrleitungsnetze

#### 9.3.1 Allgemeine Planungshinweise

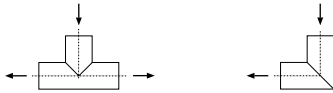


Bild 9.10 :  
Strömungstechnisch ungünstig, T- und Knie-Stück

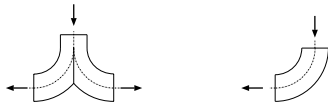


Bild 9.11 :  
Strömungstechnisch günstig, Hosenstück und Bogen

Druckluftleitungen sind möglichst gradlinig zu verlegen. Bei nicht zu vermeidenden Ecken sollten **keine** Knie- und T-Stücke eingebaut werden. Lange Bögen und Hosenstücke sind strömungstechnisch günstiger und verursachen dadurch einen geringeren Druckabfall  $\Delta p$ . Auch abrupte Querschnittsveränderungen sind aufgrund des hohen Druckabfalls zu vermeiden.

Große Rohrleitungsnetze sind in mehrere Abschnitte zu unterteilen, von denen jeder mit einem Absperrventil ausgerüstet wird. Die Möglichkeit, Teile des Netzes stillzulegen, ist besonders für Inspektionen, Reparaturen und Umbauten wichtig.

Unter Umständen ist bei großen Netzen auch eine zweite Kompressorstation vorteilhaft, die das Rohrleitungsnetz von einer anderen Stelle aus versorgt. Dadurch legt die Druckluft kurze Wege zurück. Der Druckabfall  $\Delta p$  ist kleiner.

Hauptleitungen und große Verteilerleitungen sind mit V-Nähten zu verschweißen. Dadurch werden scharfe Kanten und Schweißperlen im Inneren der Rohre vermieden. Das setzt den Strömungswiderstand der Rohre herab und verhindert die überflüssige Belastung der Filter und Werkzeuge durch die Schweißreste.

# Das Druckluftnetz

## 9.3.2 Rohrleitungsnetz ohne Drucklufttrockner

Durch die Verdichtung fällt die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit in Form von Wassertröpfchen ( Kondensat ) aus. Wird auf eine Aufbereitung der Druckluft durch einen Drucklufttrockner verzichtet, muß mit Wasser im gesamten Rohrleitungsnetz gerechnet werden.

In diesem Fall sind bei der Installation des Netzes verschiedene Richtlinien zu beachten, um Schäden an den Druckluftverbrauchern zu vermeiden.

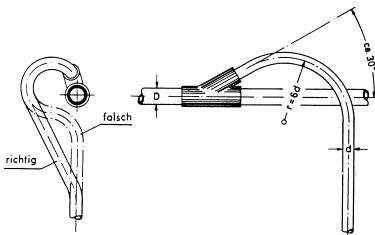
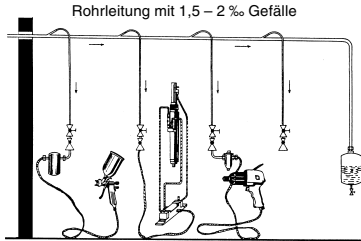


Bild 9.12 :  
Beispiele für die richtige Verlegung  
eines Rohrleitungsnetzes

- Temperaturgefälle.  
Die Druckluftleitungen sind nach Möglichkeit so zu verlegen, daß im Verlauf der Strömung keine Abkühlung erfolgt. Die Druckluft sollte allmählich erwärmt werden. Bei gleichbleibender absoluter Feuchte erniedrigt sich dann die relative Feuchte. Es kann kein Kondensat mehr ausfallen.
- Rohrleitungen mit Gefälle.  
Die Rohrleitungen müssen mit ca. 1,5 – 2 ‰ Gefälle in Strömungsrichtung verlegt werden. Das auskondensierte Wasser in den Rohrleitungen sammelt sich dann an den tiefsten Punkten des Netzes.
- Senkrechte Hauptleitung.  
Die Hauptleitung direkt hinter dem Druckluftbehälter sollte senkrecht ansteigen. Das bei Abkühlung anfallende Kondensat kann dann in den Druckluftbehälter zurückfließen.
- Kondensatableiter.  
An den tiefsten Punkten des Druckluftnetzes müssen Kondensatableiter installiert werden, um das Kondensat abzuführen.
- Anschlußleitungen.  
Die Anschlußleitungen müssen nach oben, in Strömungsrichtung abzweigen. Dabei sollte die Rohrführung möglichst gradlinig sein, um unnötige Strömungsverluste zu vermeiden.
- Armaturen.  
Es sollte immer eine Wartungseinheit mit Filter, Wasserabscheider und Druckminderer installiert werden. Je nach Anwendungsfall ist noch ein Druckluftöler vorhanden.

### 9.3.3 Druckluftnetz mit Drucklufttrockner

Bei einem Drucklufttrockner mit entsprechendem Filtersystem im Druckluftnetz, kann auf einen Großteil der Maßnahmen verzichtet werden, die das Kondensat im Druckluftnetz betreffen.

- Rohrleitungen.  
Da sich fast kein Wasser mehr im Druckluftnetz sammelt, können die Leitungen waagrecht verlegt werden. Auch die anderen Maßnahmen bezüglich der Verlegung der Rohrleitungen sind überflüssig.
- Kondensatableiter.  
Kondensatableiter sind nur noch an den Filtern, dem Druckluftbehälter und dem Drucklufttrockner vorhanden.
- Anschlußleitungen.  
Die Anschlußleitungen können mit T-Stücken senkrecht nach unten angeschlossen werden.
- Armaturen.  
An den Verbrauchern müssen nur noch Druckminderer installiert werden. Je nach Anwendung ist eventuell noch ein Druckluftöler vorzusehen.

Die Installation des Rohrleitungsnetzes wird dadurch erheblich preiswerter. Teilweise rechtfertigen schon die hier eingesparten Kosten die Anschaffung eines Drucklufttrockners.

## 9.4 Druckabfall $\Delta p$

Für strömende Druckluft ist jede luftführende Rohrleitung ein Widerstand. Dieser Widerstand ist innere Reibung, die bei der Strömung aller flüssigen und gasförmigen Medien auftritt. Sie ist eine Folge der Kraftwirkung zwischen den Molekülen (Viskosität) des strömenden Mediums untereinander und der Wand der Rohrleitung. Darin liegt der Grund für den Druckabfall in Rohrleitungen.

### 9.4.1 Art der Strömung

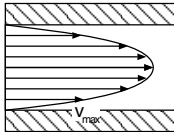


Bild 9.13 :  
Strömungs- und Geschwindigkeitsverlauf  
bei laminarer Strömung

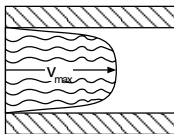


Bild 9.14 :  
Strömungs- und Geschwindigkeitsbild  
bei turbulenter Strömung

Unabhängig von der inneren Reibung, beeinflusst die Art der Strömung den Druckabfall in Rohrleitungen. Die Bewegung der Luft kann auf zwei völlig verschiedene Arten erfolgen.

#### Laminare Strömung

Die laminare Strömung ist eine gleichmäßige Schichtenströmung. Die einzelnen Moleküle der Druckluft bewegen sich in parallelen, nebeneinander hergleitenden Schichten. Diese Strömungsart hat zwei herausragende Eigenschaften :

- geringer Druckabfall.
- geringer Wärmeübergang.

#### Turbulente Strömung

Die turbulente Strömung ist eine wirbelige ungleichmäßige Strömung. Der axial gerichteten Strömungsbewegung überlagern sich an allen Stellen ständig wechselnde Zusatzbewegungen. Die Strombahnen beeinflussen sich gegenseitig und bilden kleine Wirbel. Diese Strömungsart hat zwei herausragende Eigenschaften :

- Hoher Druckabfall.
- Großer Wärmeübergang.

### 9.4.2 Die Reynoldssche Zahl $Re$

Anhand der Größe der Reynoldsschen Zahl  $Re$  kann man die Art der Strömung bestimmen. Sie gibt das Kriterium für laminare und turbulente Strömung an. Die Reynoldssche Zahl  $Re$  wird von verschiedenen Faktoren beeinflusst :

- Der kinematischen Viskosität der Druckluft.
- Der mittleren Geschwindigkeit der Druckluft.
- Dem Rohrdurchmesser.

Die Strömung in einer Rohrleitung ist solange laminar, bis die sogenannte kritische Reynoldssche Zahl  $Re_{krit}$  überschritten wird. Dann geht die Strömung in den ungleichmäßigen, turbulenten Zustand über.

#### Hinweis

Normalerweise treten in Druckluftnetzen die hohen Strömungsgeschwindigkeiten, die in erster Linie zum Überschreiten von  $Re_{krit}$  führen, nicht auf. Die vorherrschende Strömung in Druckluftnetzen ist laminar. Nur an Stellen mit massiven Strömungsstörungen tritt turbulente Strömung auf.

Die Strömungsgeschwindigkeit der Druckluft in Rohrleitungen ist üblicherweise 2 bis 3m/sec und darf 20 m/s nicht überschreiten, da sonst Strömungsgeräusche und turbulente Strömung auftreten.



## 9.4.3 Druckabfall im Rohrleitungsnetz

Jede Veränderung der Leitungsführung behindert die Strömung der Druckluft innerhalb der Rohrleitungen. Es kommt zu Störungen der laminaren Strömung und höherem Druckabfall.

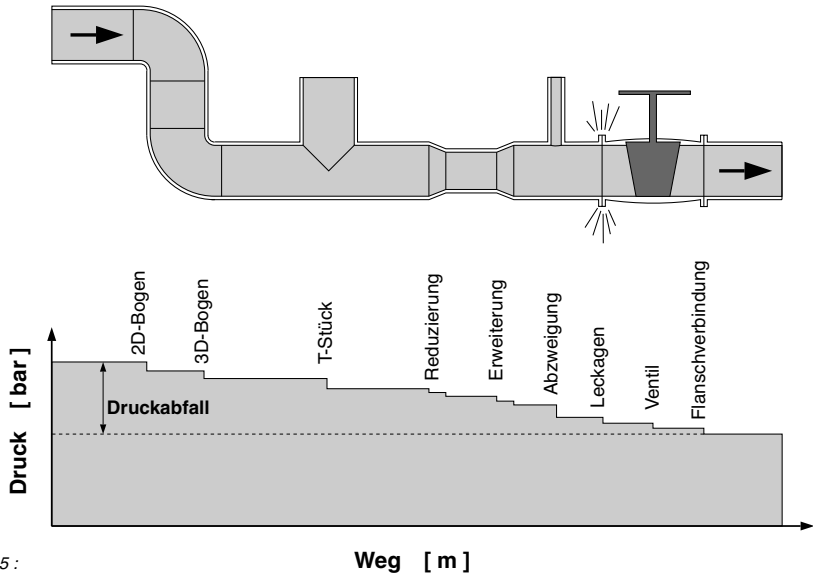


Bild 9.15 :  
Druckabfall in einer Rohrleitung

Die Höhe des Druckabfalls wird durch verschiedene Komponenten und Gegebenheiten des Rohrleitungsnetzes beeinflusst :

- Rohrlänge.
- Lichte Weite des Rohres ( Rohrinnendurchmesser ).
- Druck im Rohrleitungsnetz.
- Abzweige und Rohrkrümmer.
- Verengungen und Erweiterungen.
- Ventile.
- Armaturen und Anschlüsse
- Filter und Trockner.
- Leckagestellen.
- Oberflächenqualität der Rohrleitungen.

Bei der Planung von Rohrleitungsnetzen müssen diese Faktoren berücksichtigt werden, da sonst ein erhöhter Druckabfall auftritt.

## 9.5 Dimensionierung von Rohrleitungen

Der richtigen Dimensionierung der Rohrleitungen eines Netzes ist in wirtschaftlichem Interesse große Bedeutung beizumessen. Zu kleine Rohrleitungsquerschnitte verursachen hohe Druckverluste. Diese Druckverluste müssen durch Höherverdichtung wieder ausgeglichen werden, um die Leistung der Verbraucher zu gewährleisten.

Die Haupteinflußgrößen auf den optimalen Rohrrinnendurchmesser  $d_i$  sind folgende :

- Volumenstrom  $\dot{V}$ .  
Bei der Ermittlung von  $d_i$  ist vom höchstmöglichen Luftdurchgang auszugehen. Bei maximalem Druckluftbedarf wirkt sich erhöhter Druckverlust besonders stark aus.
- Strömungstechnische Rohrleitungslänge.  
Die Länge der Rohrleitung ist möglichst genau zu ermitteln. Armaturen und Rohrkrümmer sind in Rohrleitungsnetzen unvermeidlich. Sie müssen, entsprechend ihrer gleichwertigen Rohrlänge, bei der Ermittlung der strömungstechnischen Gesamtlänge der Rohrleitung berücksichtigt werden.
- Betriebsdruck.  
Bei der Ermittlung von  $d_i$  ist vom Kompressorausschalt-  
druck  $p_{max}$  auszugehen. Beim höchsten Druck ist auch der Druckabfall  $\Delta p$  maximal.

### 9.5.1 Maximaler Druckabfall $\Delta p$

Der Druckabfall  $\Delta p$  in einer Rohrleitung mit einem Höchst-  
druck  $p_{max}$  von 8 bar<sub>0</sub> und mehr, sollte einen bestimmten  
Gesamtdruckverlust bis zum Verbraucher nicht überschreiten :

- Rohrleitungsnetz  **$\Delta p \leq 0,1$  bar**

Für die einzelnen Abschnitte des Rohrleitungsnetzes werden  
folgende Werte empfohlen :

- Hauptleitung  **$\Delta p \leq 0,04$  bar**
- Verteilerleitung  **$\Delta p \leq 0,04$  bar**
- Anschlußleitung  **$\Delta p \leq 0,03$  bar**

Für Rohrleitungsnetze mit niedrigeren Höchstdrücken ( z.B.  
3 bar<sub>0</sub> ) bedeutet ein Druckverlust von 0,1 bar einen relativ  
höheren Leistungsverlust als in einem 8 bar<sub>0</sub>-Rohrleitungsnetz.  
Hier wird ein anderer Wert für das gesamte Rohrleitungsnetz  
empfohlen :

- Rohrleitungsnetz  **$\Delta p \leq 1,5 \% p_{max}$**

## 9.5.2 Nennweite von Rohrleitungen Gegenüberstellung [ DN – Zoll ]

Mittelschwere Gewinderohre aus allgemeinem Baustahl ( DIN 17100 ), wie sie oft für Rohrleitungsnetze verwendet werden, sind nach DIN 2440 genormt. Diese Norm schreibt bestimmte Stufungen der Nennweite ( Innendurchmessers  $d_i$  ) und bestimmte Bezeichnungen vor. Armaturen und Rohre stehen aus diesem Grund nur in den entsprechenden Durchmessern zu Verfügung.

Die Stufungen der Nenndurchmesser gelten auch für andere Rohrwerkstoffe und Rohrnormungen.

Bei der Dimensionierung der Rohrleitungen sind die genormten Nennweiten unbedingt einzuhalten. Andere Nennweiten sind nur als Sonderanfertigung erhältlich und somit unverhältnismäßig teuer.

Die folgende Tabelle enthält die genormten Nennweitenstufungen in DN ( Diameter Nominal ) mm und Zoll, sowie die wichtigsten Eckdaten der Rohre nach DIN 2440 :

Rohrnenweite nach DIN 2440		Außen-durchmesser [ mm ]	Innen-durchmesser [ mm ]	Innen-querschnitt [ cm <sup>2</sup> ]	Wandstärke [ mm ]
[ Zoll ]	[ DN ]				
1/8"	6	10,2	6,2	0,30	2,00
1/4"	8	13,5	8,8	0,61	2,35
3/8"	10	17,2	12,5	1,22	2,35
1/2"	15	21,3	16,0	2,00	2,65
3/4"	20	26,9	21,6	3,67	2,65
1"	25	33,7	27,2	5,82	3,25
1 1/4"	32	42,4	35,9	10,15	3,25
1 1/2"	40	48,3	41,8	13,80	3,25
2"	50	60,3	53,0	22,10	3,65
2 1/2"	65	76,1	68,8	37,20	3,65
3"	80	88,9	80,8	50,70	4,05
4"	100	114,3	105,3	87,00	4,50
5"	125	139,7	130,0	133,50	4,85
6"	150	165,1	155,4	190,00	4,85









# Das Druckluftnetz

## 9.5.3 Gleichwertige Rohrlänge

Ein wesentlicher Faktor für die Dimensionierung des Rohrleitungsinneendurchmessers  $d_i$  ist die Rohrlänge. Rohrleitungen bestehen nicht nur aus geraden Rohrstücken, deren Strömungswiderstand schnell ermittelt werden kann. Eingebaute Rohrkrümmer, Ventile und andere Armaturen erhöhen den Strömungswiderstand in den Rohrleitungen erheblich. Aus diesem Grund ist unter Berücksichtigung der Armaturen und Rohrkrümmer die strömungstechnische Rohrlänge  $L$  zu ermitteln.

Zur Vereinfachung werden die Strömungswiderstände der verschiedenen Armaturen und Rohrkrümmer in die gleichwertige Rohrlängen umgerechnet.

In der nachfolgenden Tabelle ist die gleichwertige Rohrlänge in Abhängigkeit von Rohrnenweite und der Armatur aufgeführt :

Armaturen		Gleichwertige Rohrlänge [ m ]						
		Rohr- und Armaturenweite [ DN ]						
		DN 25	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100	DN 125	DN 150
Absperrventil		8	10	15	25	30	50	60
Membranventil		1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Absperrschieber		0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Kniebogen 90°		1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Bogen 90° R = d		0,3	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5
Bogen 90° R = 2d		0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1,0	1,5
T-Stück		2	3	4	7	10	15	20
Reduzierstück D = 2d		0,5	0,7	1,0	2,0	2,5	3,5	4,0

Diese Werte müssen der realen Rohrlänge zugeschlagen werden, um die strömungstechnische Rohrleitungslänge  $L$  zu erhalten.

### Hinweis

In der Regel liegen bei Planungsbeginn eines Rohrleitungsnetzes noch keine kompletten Angaben über Armaturen und Rohrkrümmer vor. Aus diesem Grund berechnet man die strömungstechnische Rohrlänge  $L$ , durch Multiplizieren der geraden Rohrlänge mit 1,6.

## 9.5.4 Rechnerische Ermittlung des Rohrlinnendurchmessers $d_i$

Die Dimensionierung des Rohrlinnendurchmessers kann mit Hilfe der folgenden Näherungsformel erfolgen. Dabei wird der maximale Betriebsdruck  $p_{\max}$  (Kompressorausschalt- druck), der höchste Volumenstrom  $\dot{V}$  (benötigte Liefermen- ge  $L_B$ ) und die strömungstechnische Rohrlänge  $L$  zugrun- de gelegt.  $\Delta p$  ist der angestrebte Druckverlust.

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{1,6 \times 10^3 \times \dot{V}^{1,85} \times L}{10^{10} \times \Delta p \times p_{\max}}}$$

$d_i$  = Innendurchmesser der Rohrleitung [ m ]

$\dot{V}$  = Gesamtvolumenstrom [ m<sup>3</sup>/s ]

$L$  = Strömungstechnische Rohrlänge [ m ]

$\Delta p$  = angestrebter Druckabfall [ bar ]

$p_{\max}$  = Kompressorausschalt- druck [ bar<sub>abs</sub> ]

### Beispiel

Der Rohrlinnendurchmesser  $d_i$  einer Druckluftverbindungs- leitung mit einem angestrebten Druckabfall  $\Delta p$  von 0,1 bar soll mittels der Näherungsformel bestimmt werden. Der maximale Betriebsdruck  $p_{\max}$  (Kompressorausschalt- druck) liegt bei 8 bar<sub>abs</sub>. Durch eine ca. 200 m lange Rohrleitung fließt ein Volumenstrom  $\dot{V}$  von 2 m<sup>3</sup>/min.

$$\dot{V} = 2 \text{ m}^3/\text{min} = 0,033 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$L = 200 \text{ m}$$

$$\Delta p = 0,1 \text{ bar}$$

$$p_{\max} = 8 \text{ bar}_{\text{abs}}$$

$$d_i = \sqrt[5]{\frac{1,6 \times 10^3 \times 0,033^{1,85} \times 200}{10^{10} \times 0,1 \times 8}}$$

$$d_i = 0,037 \text{ m} = 37 \text{ mm}$$

**Gewählte Nennweite : DN 40**

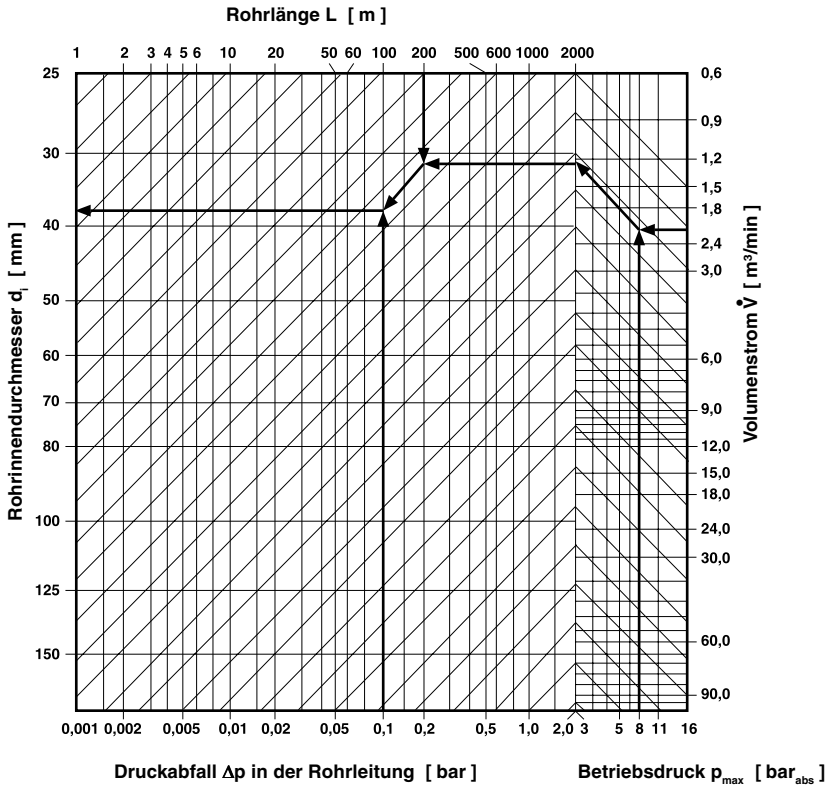
Die Innendurchmesser der Rohre sind in bestimmten Stufen- gen normt. Man findet selten eine genormte Nennweite, die mit dem errechneten Innendurchmesser genau übereinstimmt. In diesen Fällen wird die nächstgrößere, genormte Nennweite ausgewählt.

# Das Druckluftnetz

## 9.5.5 Graphische Ermittlung des Rohrinneendurchmessers $d_i$

Einfacher und schneller als mit der rechnerischen Methode kann man den Rohrinneendurchmesser  $d_i$  graphisch mit Hilfe eines Nomogramms ermitteln. Die wesentlichen Einflußgrößen sind bei der rechnerischen und graphischen Methode gleich.

Beim Ablesen wird am Schnittpunkt von Volumenstrom  $\dot{V}$  und Betriebsdruck  $p_{max}$  begonnen. Das weitere Vorgehen ergibt sich, wenn man den fetten Linien des Beispiels in Pfeilrichtung folgt.



### Beispiel

- Volumenstrom  $\dot{V} = 2 \text{ m}^3/\text{min}$
- Strömungstechnische Rohrlänge  $L = 200 \text{ m}$
- Druckabfall  $\Delta p = 0,1 \text{ bar}$
- Betriebsdruck  $p_{max} = 8 \text{ bar}_{abs}$

**Rohrinneendurchmesser  $d_i = \text{ca.} 38 \text{ mm}$**

**Die gewählte Nennweite der Rohrleitung ist DN 40**

## 9.5.6 Ermittlung des Rohrinnehdurchmessers $d_i$ mit Hilfe eines Spaltendiagramms

Die dritte und einfachste Methode der Ermittlung des Rohrinnehdurchmessers  $d_i$  ist das Spaltendiagramm. Diese Methode ist allerdings in ihren Möglichkeiten sehr beschränkt. Es müssen zwei Bedingungen erfüllt sein, damit das Spaltendiagramm benutzt werden kann :

- Höchstdruck  $p_{max}$  im Netz von 8 bar<sub>0</sub>.
- Angestrebter Druckabfall  $\Delta p$  von 0,1 bar.

Die Benutzung des Spaltendiagramms ist denkbar einfach :

Mit dem ermittelten maximalen Volumenstrom  $\dot{V}$  und der strömungstechnischen Rohrlänge geht man in die entsprechende Zeile bzw. Spalte des Diagramms. Der sich daraus ergebende Schnittpunkt ist der entsprechenden Rohrnennweite zugeordnet, die den Anforderungen gerecht wird.

Volumenstrom $\dot{V}$ [ l/min ]	Strömungstechnische Länge der Rohrleitung [ m ]														
	10	20	30	40	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500
100	DN 8		DN 10												
200	DN 10		DN 15												
300															
400						DN 20									
500															
750															
1000															
1500															
2000						DN 32									
2500															
3000															
3500															
4000															
4500															
5000															
6000															
7000															
8000															
<b>Druckabfall <math>\Delta p</math> ca. 0,1 bar bei einem Höchstdruck <math>p_{max} = 8 \text{ bar}_0</math></b>															

### Beispiel

Druckabfall	$\Delta p = 0,1 \text{ bar}$
Betriebsdruck	$p_{max} = 8 \text{ bar}_0$
Strömungstechnische Rohrlänge	$L = 200 \text{ m}$
Volumenstrom	$\dot{V} = 2000 \text{ l/min}$

**Die ermittelte Nennweite der Rohrleitung ist DN 40**

## 9.6 Werkstoffauswahl für Rohrleitungen

Die Rohrleitungen eines Rohrleitungsnetzes werden normalerweise aus Stahl, NE-Metall oder Kunststoff hergestellt. Sie müssen verschiedene Kriterien erfüllen, die die Werkstoffauswahl für verschiedene Bereiche einschränken :

- Korrosionsschutz.  
Solange die Druckluft nicht durch eine Aufbereitungsanlage getrocknet wird, steht die Frage der Korrosionsbeständigkeit im Vordergrund. Die Rohre dürfen im Laufe der Zeit nicht durchrosten.
- Maximale Betriebstemperatur.  
Verschiedene Materialien verlieren bei hohen Temperaturen ihre Festigkeit und werden bei niedrigen Temperaturen spröde.
- Maximaler Betriebsdruck.  
Der maximale Betriebsdruck sinkt mit zunehmender thermischer Belastung.
- Niedriger Druckabfall.  
Durch eine hohe Oberflächenqualität im Inneren der Rohre wird ein niedriger Druckverlust erzielt.
- Kostengünstige Montage.  
Durch eine Vielzahl von Formteilen, schnelle und einfache Montage und billiges Material können die Montagepreise gesenkt werden.

### 9.6.1 Gewinderohre

Die Gewinderohre nach DIN 2440, DIN 2441 und DIN 2442 ( mittelschwere u. schwere Ausführung ) aus Stahl, sind als Leitungswerkstoff für Druckluftleitungsnetze sehr weit verbreitet. Sie werden besonders bei kleinen und mittleren Verteilungs- und Anschlußleitungen eingesetzt. Überall dort, wo die Anforderungen an die Druckluftqualität nicht hoch sind, finden Gewinderohre Anwendung. Sie sind sowohl schwarz als auch verzinkt erhältlich.

- Abmessungen DN 6 - DN 150
- Zulässiger Betriebsdruck max. 10 - 80 bar<sub>0</sub>
- Maximale Betriebstemperatur 120°C

#### Vorteile

Die Gewinderohre zeichnen sich durch eine kostengünstige, schnelle Montage aus. Es stehen viele verschiedene und günstige Formteile und Armaturen zur Verfügung. Die Verbindungen sind wieder lösbar und die Einzelteile können wiederverwendet werden.

#### Nachteile

Die Gewinderohre haben einen hohen Strömungswiderstand und die Verbindungen neigen mit der Zeit zum Lecken. Das Verlegen erfordert einen erfahrenen Installateur. Unverzinkte Gewinderohre sollten bei Druckluftnetzen ohne Drucklufttrocknung nicht eingesetzt werden, da sie korrodieren.



## 9.6.2 Nahtlose Stahlrohre

Nahtlose Flußstahlrohre nach DIN 2448 werden in erster Linie bei Haupt- und Verteilungsleitungen mit mittleren und großen Rohrdurchmessern eingesetzt. Sie sind sowohl schwarz als auch verzinkt erhältlich.

- Abmessungen 10,2 - 558,8 mm
- Zulässiger Betriebsdruck max. 12,5 - 25 bar<sub>g</sub>
- Maximale Betriebstemperatur 120°C

### Vorteile

Die nahtlosen Flußstahlrohre sind in Größen bis 558,8 mm erhältlich. Wenn sie fachgerecht verlegt werden, sind sie absolut luftdicht. Dadurch ist Leckage nahezu ausgeschlossen. Die Rohre sind preisgünstig und es sind relativ viele Formteile erhältlich.

### Nachteile

Das Verlegen der nahtlosen Flußstahlrohre erfordert einen erfahrenen Installateur, da die Rohre verschweißt bzw. geflanscht werden müssen. Unverzinkte Flußstahlrohre sollten bei Druckluftnetzen ohne Drucklufttrocknung nicht eingesetzt werden, da sie korrodieren.

## 9.6.3 Edelstahlrohre

Edelstahlrohre nach DIN 2462 und DIN 2463 werden nur bei Druckluftnetzen mit höchsten Qualitätsanforderungen eingesetzt. Sie werden vielfach auch in den „nassen“ Abschnitten eines konventionellen Netzes zwischen dem Kompressor und dem Trockner verwendet.

- Abmessungen 6 - 273 mm
- Zulässiger Betriebsdruck max. 80 bar<sub>g</sub>, z.T. höher
- Maximale Betriebstemperatur 120°C

### Vorteile

Die Edelstahlrohre sind absolut korrosionsbeständig und haben nur einen geringen Strömungswiderstand ( geringer Druckabfall ). Wenn sie fachgerecht verlegt werden, sind sie absolut luftdicht. Dadurch ist Leckage nahezu ausgeschlossen.

### Nachteile

Das Verlegen der Edelstahlrohre erfordert einen erfahrenen Installateur, da die Rohre verschweißt bzw. geflanscht werden müssen. Die Rohre sind sehr teuer und das Formteilangebot ist nur begrenzt.

## 9.6.4 Kupferrohre

Kupferrohre nach DIN 1786 und DIN 1754 werden für kleine und mittlere Rohre als Steuer- und Regelungsleitungen verwendet. Die nahtlosen Rohre sind in harter, halbharter und weicher Ausführung erhältlich.

- Abmessungen weich 6 - 22 mm  
halbhart 6 - 54 mm  
hart 54 - 131 mm
- Zulässiger Betriebsdruck max. 16 - 140 bar<sub>0</sub>
- Maximale Betriebstemperatur 100°C

### Vorteile

Kupferrohre werden in großen Längen geliefert und sind bei kleinen Durchmessern biegsam und leicht zu bearbeiten. Daraus ergibt sich die Möglichkeit, längere Abschnitte des Netzes in einem Stück zu verlegen. Die Zahl der Verbindungen wird reduziert. Dadurch nimmt auch die Leckage ab.

Kupferrohre sind korrosionsbeständig und haben infolge ihrer glatten Innenwände einen geringen Druckabfall.

### Nachteile

Das Verlegen der Kupferrohre erfordert einen erfahrenen Installateur, da die Rohre in der Regel mit Fittings verlötet werden. Die Verbindungen sind nicht mehr lösbar.

Das Material ist teuer, allerdings stehen viele Formteile zu Verfügung, da Kupferrohre auch im Sanitärleitungsbau verwendet werden.

Bei größeren Leitungslängen muß die Wärmeausdehnung des Kupfers berücksichtigt werden. Der Längenausdehnungskoeffizient von Kupfer ist größer als bei Stahl.

Bei feuchter Druckluft können sich durch gelöstes Kupfer in nachfolgenden Stahlrohren örtlich galvanische Elemente bilden, die zum Lochfraß führen. Darüber hinaus kann Kupfervitriol entstehen.

## 9.6.5 Kunststoffrohre

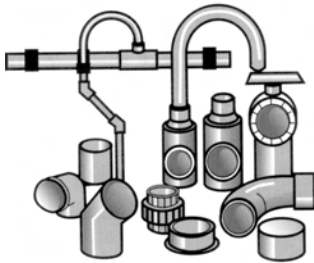


Bild 9.16 :  
Sortiment von Kunststoffarmaturen und Armaturen

Kunststoffrohre gibt es als Rohrsystem von verschiedenen Herstellern aus verschiedenen Materialien. Darüber hinaus gibt es Rohre aus Polyamid für große Drücke und Rohre aus Polyäthylen für große Querschnitte. Das heißt, für fast jeden Anwendungsbereich werden inzwischen passende Kunststoffrohre mit den entsprechenden Eigenschaften angeboten. Aus diesem Grund ist es schwierig allgemein gültige Angaben über Abmessungen, Betriebsdruck und Betriebstemperatur zu machen.

### Vorteile

Da Kunststoffrohre nicht korrodieren, können alle Arten von Schutzüberzügen entfallen. Sie sind bis zu 80 % leichter als Stahl. Dadurch wird die Montage vereinfacht und die Rohrhalter müssen nicht so aufwendig sein.

Die innere Oberfläche ist sehr glatt. Der Strömungswiderstand ist gering (niedriger Druckabfall) und Ablagerungen wie Kalk, Rost und Ölkohle haben kaum eine Chance sich festzusetzen. Kunststoffrohre sind in der Regel toxikologisch und hygienisch unbedenklich.

Kunststoffrohrsysteme aus PVC u.ä. zeichnen sich durch eine Vielzahl von Formteilen und Armaturen aus. Die Montage ist sehr einfach. Die Rohrelemente werden zusammengesteckt und durch einen Spezialkleber luftdicht verbunden. Ausgesprochene Fachkenntnis ist für die Montage nicht notwendig. Der Druckverlust und die Leckage in Kunststoffleitungen ist im allgemeinen sehr gering.

### Nachteile

Die preisgünstigen Kunststoffrohrsysteme aus PVC haben nur einen maximalen Betriebsdruck von 12,5 bar bei 25°C. Zusätzlich ist besonders darauf zu achten, daß der maximale Betriebsdruck dieser Kunststoffrohre bei steigender Temperatur stark abnimmt. Aus diesem Grund dürfen Kunststoffrohre nicht in heißen Bereichen einer Kompressorstation verlegt werden und sind vor Sonneneinstrahlung zu schützen.

Kunststoffrohre haben einen großen Längenausdehnungskoeffizienten und die mechanische Stabilität ist nicht besonders hoch.

Die Resistenz gegenüber bestimmten Kondensaten und Ölsorten ist bei einigen Kunststoffen nicht gewährleistet. Aus diesem Grund muß die Zusammensetzung der Kondensate im Druckluftnetz vorher überprüft werden.

Kunststoffrohre für hohe Drücke oder große Durchmesser werden nicht in großer Stückzahl produziert. Sie sind aus diesem Grund teuer und die Anzahl der Formteile ist begrenzt. Für die Montage dieser Rohre ist ein erfahrener Kunststoffschweißer notwendig.

## 9.7 Kennzeichnung von Rohrleitungen

Rohrleitungen müssen nach VBG 1 § 49 und der DIN 2403 entsprechend des Durchflußmediums deutlich gekennzeichnet werden. Eine eindeutige Kennzeichnung erleichtert auch die sachgerechte Instandhaltung, die Planung von Erweiterungen und die Brandbekämpfung.

Die Kennzeichnung soll auf Gefahren hinweisen, um Unfälle und gesundheitliche Schäden zu vermeiden. Darüber hinaus erleichtert eine entsprechende Kennzeichnung das Verfolgen der Rohrleitungen bei unübersichtlicher Leitungsführung. Aus diesem Grund sollte außerdem immer die Durchflußrichtung des Mediums angezeigt werden.

Die Kennzeichnung erfolgt durch Kennzahlen ( Gruppen ) und Farben, die in der DIN 2403 festgelegt sind.

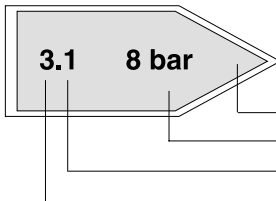
Medium	Gruppe Kennzahl	Farbe	Farbnummer
Luft	3	grau	RAL 7001
Wasser	1	grün	RAL 6018
brennbare Flüssigkeiten	8	braun	RAL 8001
Gas	4/5	gelb	RAL 1013
Wasserdampf	2	rot	RAL 3003
Säure	6	orange	RAL 2000
Lauge	7	violett	RAL 4001
Sauerstoff	0	blau	RAL 5015



Bild 9.17 : Kennzeichnungsschilder mit Klartext

Die farbliche Kennzeichnung und die Kennzeichnung durch Beschriftungen hat an bestimmten Stellen zu erfolgen :

- Am Anfang der Rohrleitung durch Beschriftung.
- Am Ende der Rohrleitung durch Beschriftung.
- An Abzweigungen durch Beschriftung.
- An Wanddurchführungen durch Beschriftung.
- An Armaturen und Verteilern durch Beschriftung.
- Farbliche Kennzeichnung an der gesamten Leitungslänge durch Farbringe oder durchgehende Lackierung.



### Kennzeichnungsschilder

- Durchflußrichtung.
- Farbe entsprechend dem Farbschlüssel des Mediums.
- Untergruppennummer ( verschiedene Leitungsnetze ).
- Gruppennummer des Mediums.

Bild 9.18 : Kennzeichnungsschilder mit Kennzahlen

## 10. Der Betriebsraum

Der Betriebsraum eines Kompressors muß eine Reihe von Bedingungen erfüllen, die den ordnungsgemäßen Betrieb sicherstellen. Um die Wichtigkeit eines gut geplanten und ausgeführten Betriebsraumes einschätzen zu können, muß man wissen, daß ca. 2/3 aller Kompressorstörungen auf falsche Aufstellung, ungenügende Belüftung und mangelnde Wartung zurückzuführen sind.

Darüber hinaus müssen die allgemeinen Vorschriften zur Unfallverhütung und zum Umweltschutz eingehalten werden.

### 10.1 Kühlung des Kompressors

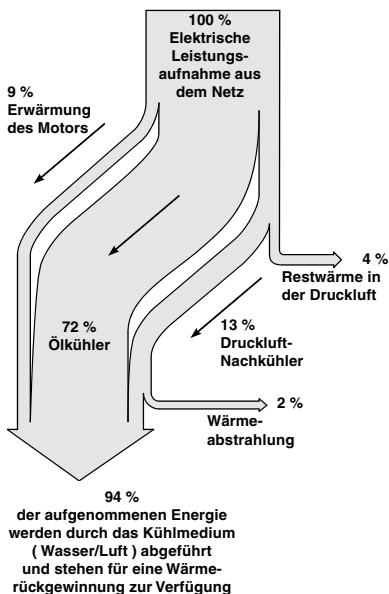


Bild 10.1 :  
Wärmeverteilung in einem Schraubenkompressor mit Ölspritzkühlung.

Bei der Konzeptionierung einer Kompressorstation ist zu beachten, daß beim Verdichtungsprozess der Kompressoren sehr viel Abwärme erzeugt wird. Es gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik, der besagt, daß die gesamte aufgenommene elektrische Leistung des Kompressors in Wärme umgewandelt wird.

Die Abwärme ist zuverlässig abzuführen, da es sonst zu einem Wärmestau im Kompressor kommt. Ist die Temperatur im Kompressor längerfristig zu hoch, führt das zu mechanischen Schäden in der Kompressorstufe und im Antriebsmotor.

Der Kühlluft- bzw. Kühlwasserbedarf kann auf zwei Arten realisiert werden :

- Kühlung durch Kühlluft.  
Die Kühlung durch Kühlluft ist bei allen Kompressorbauarten am weitesten verbreitet. In diesem Fall ist die Be- und Entlüftung des Betriebsraumes besonders wichtig. Sie muß gut geplant und ausgeführt werden. Geschieht dies nicht, sind thermische Probleme mit dem Kompressor vorprogrammiert.
- Kühlung durch Kühlwasser.  
Die Kühlung durch Kühlwasser kann bei größeren Kompressoren dann notwendig sein, wenn die Wärme durch Luftkühlung nicht einwandfrei abzuführen ist. Wasserkühlung stellt weniger Anforderungen an die Belüftung des Betriebsraums.

In diesem Kapitel werden in erster Linie die Anforderungen und Vorschriften behandelt, die für die Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren gelten. Bis auf die Hinweise bezüglich der Belüftung sind alle Themen auch auf wassergekühlte Kompressoren anwendbar.

## 10.2 Kompressoraufstellung

Bei der Aufstellung von Kompressoren und den anderen Komponenten einer Kompressorstation sind bestimmte Bedingungen zu beachten, die bei Nichteinhaltung zu Funktionsstörungen führen können. Darüber hinaus sind bestimmte Unfallverhütungs- und Umweltschutzvorschriften zu beachten.

### 10.2.1 Allgemeine Hinweise zum Betriebsraum

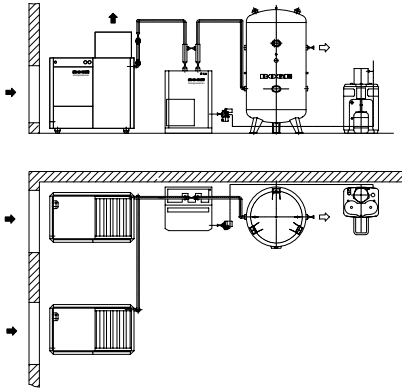


Bild 10.2 :  
Kompressorstation mit 2 Schraubenkompressoren,  
Kälte-Drucklufttrockner, Druckluftbehälter und  
Öl-/ Wasserrenner.

Der Betriebsraum soll sauber, staubfrei, trocken und kühl sein. Starke Sonneneinstrahlung ist zu verhindern. Für den Betriebsraum ist nach Möglichkeit die Nordseite eines Gebäudes oder ein ausreichend belüfteter Keller zu wählen.

Im Betriebsraum eines Kompressors sollten sich keine wärmeabstrahlenden Leitungen oder Aggregate befinden. Ist die Installation unvermeidlich, müssen die Aggregate und Leitungen gut isoliert werden.

Zur Durchführung der Wartung und der üblichen wiederkehrenden Überprüfungen der Druckluftbehälter durch die Technischen Überwachungsorgane ist für eine gute Zugänglichkeit und Beleuchtung zu sorgen.

Ein Kompressorbetriebsraum muß immer ausreichend belüftet werden, um das Überschreiten der zulässigen Umgebungstemperatur zu vermeiden.

### 10.2.2 Zulässige Umgebungstemperatur

Kompressoren arbeiten bei einer Umgebungstemperatur von +20° bis +25°C optimal. Für Kolben- und Schraubenkompressoren gelten die folgenden Umgebungstemperaturen :

- Mindestens +5°C.  
Wenn die Umgebungstemperatur unter +5°C fällt, können Leitungen und Ventile vereisen. Das kann zu Funktionsstörungen des Kompressors führen. Schraubenkompressoren schalten bei Unterschreiten der zulässigen Verdichtungsendtemperatur selbsttätig ab.  
Eine zusätzliche Frostschutzeinrichtung ermöglicht Umgebungstemperaturen bis -10°C.
- Höchstens +40°C.  
Höchstens +35°C bei schallgedämmten Kolbenkompressoren.  
Wenn die Umgebungstemperatur über den Maximalwert steigt, kann die Druckluft-Austrittstemperatur die gesetzlich vorgeschriebenen Höchstwerte überschreiten. Die Qualität der Druckluft verschlechtert sich, die Bauteile des Kompressors werden höher beansprucht und die Wartungsintervalle verkürzen sich. Schraubenkompressoren schalten bei Überschreiten der zulässigen Verdichtungsendtemperatur selbsttätig ab.

### 10.2.3 Brandschutzvorschriften für Betriebsräume

Für Räume, in denen Kompressoren mit Öleinspritzkühlung aufgestellt werden sollen, gelten folgende Vorschriften:

- Bei Kompressoren mit Motorleistungen **über 40 kW** muß der Betriebsraum besonders brandgeschützt sein.
- Kompressoren mit Motorleistungen **über 100 kW** müssen in einem separaten, brandgeschützten Raum aufgestellt werden.

#### Anforderungen an brandgeschützte Betriebsräume:

- Wände, Decken, Fußböden und Türen müssen mindestens in der **Feuerschutzklasse F30** ausgeführt sein.
- Im Betriebsraum dürfen keine brennbaren Flüssigkeiten gelagert werden.
- Der Fußboden um den Kompressor herum muß aus nicht brennbarem Material bestehen.
- Auslaufendes Öl darf sich auf dem Fußboden nicht ausbreiten.
- Im Umkreis von mindestens drei Metern um den Kompressor dürfen sich keine entzündlichen Stoffe befinden.
- Über dem Kompressor dürfen keine brennbaren Anlagenteile wie Kabeltrassen verlaufen.

### 10.2.4 Entsorgung des anfallenden Kondensates

Die angesaugte Luft enthält Wasser in Form von Dampf, der bei der Verdichtung als Kondensat ausfällt. Dieses anfallende Kondensat ist bei ölgeschmierter Verdichtung ölhaltig. Es darf ohne Aufbereitung nicht in das öffentliche Kanalnetz eingeleitet werden.

Die Entwässerungsvorschriften der zuständigen Gemeinde sind unbedingt zu beachten.

BOGE empfiehlt einen Öl-Wasser-Trenner zur Aufbereitung des Kondensates. Das gereinigte Wasser kann in das öffentliche Abwassernetz eingeleitet werden. Das Öl wird in einem eigenen Behälter aufgefangen und ist durch entsprechende Altölsammelstellen umweltgerecht zu entsorgen.

# Der Betriebsraum

## 10.2.5 Aufstellungshinweise für den Kompressor

Bei der Aufstellung von Kompressoren sind einige allgemeine Aufstellungshinweise unabhängig von der Belüftung zu beachten :

- Zur Aufstellung eines Kompressors oder eines Druckluftbehälter genügt ein ebener Industriefußboden ohne Fundament. Spezielle Befestigungselemente sind im allgemeinen nicht erforderlich.
- Kompressoren sollten in jedem Fall elastisch gelagert werden. Dadurch treten keine Schwingungsübertragungen an das Fundament auf und keine Fortpflanzung des Kompressorlärms in andere Gebäudeteile.
- Der Anschluß der Kompressoranlage an das feste Leitungsnetz sollte durch einen BOGE-Hochdruckschlauch von ca. 0,5 m Länge erfolgen. Dadurch wird die Übertragung der Schwingungen des Kompressors auf das Druckluftnetz vermieden und ungenaue Leitungsverlegung kompensiert.
- Wenn der Aufstellungsort stark mit Stäuben belastet ist, muß der Kompressor mit Papier-Ansaugfiltern ausgestattet sein. Dadurch wird der Verschleiß des Kompressors minimiert.
- Kompressoranlagen dürfen auf keinen Fall durch Hauben oder Kästen umschlossen werden. Derartige Maßnahmen führen immer zu thermischen Problemen. Eine Ausnahme bildet die Original BOGE-Schalldämmhaube, die für jeden einzelnen Kompressor speziell ausgelegt wird.

## 10.2.6 Platzbedarf eines Kompressors

Ein Kompressor hat einen gewissen Raumbedarf, der von der Bauart und vom Typ des Kompressors abhängig ist. Daraus ergeben sich kompressorspezifische Mindestabstände in alle Richtungen.

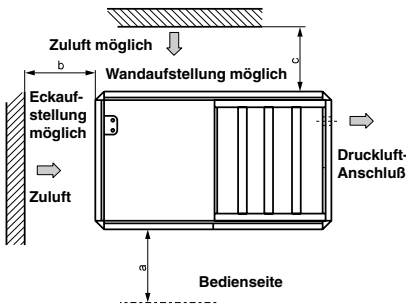


Bild 10.3 :  
Schema des Raumbedarf eines schalldämmten  
Schraubenkompressor Typ S 21 - S 30

- Der Kompressor muß so aufgestellt werden, daß er für Bedienung und Wartung frei zugänglich ist.
- Um die Kühlung eines Kompressors zu gewährleisten, muß ein gewisser Mindestabstand zwischen Ventilator bzw. Kühler und der benachbarten Wand oder anderen Aggregaten eingehalten werden. Geschieht dies nicht, ist die Wirkung des Ventilators bzw. Kühlers stark beeinträchtigt und eine wirkungsvolle Kühlung ist nicht mehr gewährleistet.
- Bei der Aufstellung von mehreren Kompressoren nebeneinander darf die erwärmte Kühlluft eines Kompressors nicht als Kühlluft eines anderen Kompressors angesaugt werden.

Die Mindestabstände zu den Wänden und den benachbarten Geräten und Aggregaten unterscheiden sich bei den einzelnen Kompressortypen und Ausführungen zum Teil erheblich. Sie sind den jeweiligen Betriebsanleitungen zu entnehmen.



### 10.2.7 Aufstellungsbedingungen von Druckluftbehältern

Bei der Aufstellung eines Druckluftbehälters sind bestimmte Unfallverhütungsvorschriften einzuhalten.

- Druckluftbehälter müssen vor Beschädigungen durch mechanische Einwirkungen ( z.B. herabfallende Gegenstände ) geschützt sein.
- Der Druckluftbehälter und seine Ausrüstung müssen von einem sicheren Stand aus zu bedienen sein.
- Schutzbereiche und Schutzabstände sind einzuhalten.
- Der Druckluftbehälter muß sicher stehen. Er darf sich auch durch äußere Kräfte nicht verlagern oder neigen. Das schließt auch das zusätzliche Gewicht bei der Druckprüfung ein! Bei großen Druckluftbehältern ist unter Umständen ein verstärktes Fundament notwendig.
- Das Fabrikschild muß gut erkennbar sein.
- Druckluftbehälter müssen angemessen gegen Korrosion geschützt sein.
- Stehende Behälter werden liegend in die Kompressorräume gebracht und anschließend über zwei Füße aufgerichtet. Bei der Bemessung der Behälterhöhe ist somit die Diagonale des Behälters ( Aufrichthöhe ) zu berücksichtigen. Ist sie größer als die Raumhöhe kann der Behälter nicht aufgerichtet werden.

### 10.3 Be- und Entlüftung einer Kompressorstation

Die wichtigste Bedingung für den Betrieb luftgekühlter Kompressoren ist ein ausreichender Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$ . Die durch den Kompressor erzeugte Abwärme muß zu jeder Zeit zuverlässig abzuführen sein. Je nach räumlichen Gegebenheiten, Kompressorbauart und Typ gibt es drei verschiedene Möglichkeiten der Be- und Entlüftung :

- Natürliche Belüftung.  
Be- und Entlüftung durch Zu- und Abluftöffnung in den Seitenwänden oder der Decke, und zwar natürlich, ohne Unterstützung eines Ventilators.
- Künstliche Belüftung.  
Be- und Entlüftung über Zu- und Abluftöffnung in den Seitenwänden oder der Decke mit Unterstützung durch einen Abluftventilator.
- Zu- und Abluftkanäle.  
Be- und Entlüftung über entsprechende Kanäle, meist mit Unterstützung durch einen Abluftventilator.
- Bei wassergekühlten Kompressoren wird die Hauptwärme durch das Kühlwasser abgeführt. Die Restwärme ( Motorabstrahlung ) ist durch Kühlluft abzuführen.

#### 10.3.1 Einflußgrößen auf den Kühlluftstrom $\dot{V}_k$ eines Kompressors

Ein Kompressor erzeugt je nach Antriebsleistung eine bestimmte Menge Abwärme. Diese Abwärme muß bei luftgekühlten Kompressoren durch einen Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  abgeführt werden.

Die Größe des Kühlluftstroms  $\dot{V}_k$  wird, neben der Antriebsleistung des Kompressors, von mehreren anderen Faktoren beeinflusst :

- Transmissionswärme  
Durch die Umfassungswände des Betriebsraumes ( einschließlich Fenster und Türen ) wird ein Teil der erzeugten Wärme als Transmissionswärme abgegeben. Die Beschaffenheit der Wände, der Decke, des Bodens sowie Türen und Fenster beeinflussen den Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  beträchtlich.
- Raumtemperatur.  
Je höher die Temperatur des Betriebsraumes ist, desto größer ist auch der Kühlluftbedarf.
- Temperaturgefälle.  
Je größer die Temperaturdifferenz  $\Delta t$  zwischen der Außen- und der Innentemperatur ist, desto geringer wird der benötigte Kühlluftstrom.
- Raumhöhe und Raumgröße.  
Mit zunehmender Raumhöhe und Raumgröße verteilt sich die erzeugte Wärme besser und der benötigte Kühlluftstrom wird geringer.

### 10.3.2 Festlegung der Einflußgrößen auf den Kühlluftstrom $\dot{V}_k$ eines Kompressors

Um allgemeingültige Werte für den Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  zu erhalten, werden folgende Randbedingungen festgelegt, die die Größe des erforderlichen Kühlluftstroms  $\dot{V}_k$  beeinflussen.

- Raumtemperatur  $35^\circ\text{C} = 308\text{ K}$
- Temperaturgefälle  $\Delta t$   $10\text{ K}$
- Mauerdicke  $25\text{ cm}$   
Die Umfassungswände werden als homogene Ziegelwände ohne Fenster und Türen betrachtet.
- Raumhöhe und Raumgröße.  
Die Raumhöhe ist auf unter 3 m und die Raumgröße ist auf unter 50 m<sup>2</sup> festgelegt.

Die festgelegten Randbedingungen gehen von den ungünstigsten zulässigen Umgebungsbedingungen für den Kompressor aus. Da die Bedingungen in realen Betriebsräumen meist günstiger sind, haben die so ermittelten Werte für den Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  allgemeine Gültigkeit.

Wird der empfohlene Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  für einen Kompressor gewährleistet, kommt es nicht zu thermischen Problemen.

# Der Betriebsraum

## 10.3.3 Allgemeine Hinweise für die Lüftung von Kompressorräumen

Die wichtigsten Bedingungen, die der Betriebsraum eines oder mehrerer luftgekühlter Kompressoren bezüglich der Be- und Entlüftung erfüllen muß, sind in diesem Kapitel aufgeführt. Sie basieren auf den Anforderungen, die im VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Verdichter“ niedergelegt sind.

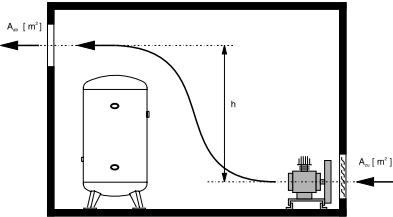


Bild 10.4 : Anordnung von Zu- und Abluftöffnung

- Die Warmluft steigt stets nach oben. Um einen effektiven Wärmeaustausch zu ermöglichen, müssen die Öffnungen für die Kühlluftzuführung in Bodennähe und die Abluftöffnungen in der Decke oder **oben** in einer Seitenwand angeordnet werden.
- Der Kompressor ist nahe der Zuluftöffnung  $A_{zu}$  so aufzustellen, daß er die Frischluft für die Verdichtung und die Kühlluft für die Belüftung unmittelbar aus der Zuluftöffnung  $A_{zu}$  ansaugt.
- Der Kompressor ist so aufzustellen, daß er die erwärmte Abluft nicht wieder ansaugen kann.
- Die Ansaugöffnungen oder -kanäle des Kompressors sind so anzuordnen, daß gefährliche Beimengungen ( z.B. explosionsfähige oder chemisch instabile Stoffe ) nicht angesaugt werden können.
- Der Abluftstrom sollte vom Kompressor über den Druckluftbehälter ( wenn vorhanden ) zur Abluftöffnung  $A_{ab}$  strömen. Die Aggregate im Betriebsraum sind dementsprechend anzuordnen.
- In den Zuluftöffnungen  $A_{zu}$  sind verstellbare Jalousien zu installieren. Dadurch kann der kalte Luftstrom von außen reduziert werden und die Minimaltemperatur wird auch im Winter nicht unterschritten. Wenn das nicht ausreicht, ist der Kompressor mit einer eigenen Heizung auszustatten. Das notwendige Zubehör ist bei BOGE erhältlich.
- Bei der Aufstellung mehrerer Kompressoren in einem Raum ist darauf zu achten, daß diese sich nicht thermisch beeinflussen. Saugt ein Kompressor die Abluft eines anderen Kompressors an, führt das zur Überhitzung des Aggregates. Die Belüftung muß auf den gesamten Kühlluftbedarf aller Kompressoren ausgelegt werden. Idealerweise sollte für jeden Kompressor eine eigene Zuluftöffnung entsprechender Größe vorhanden sein.

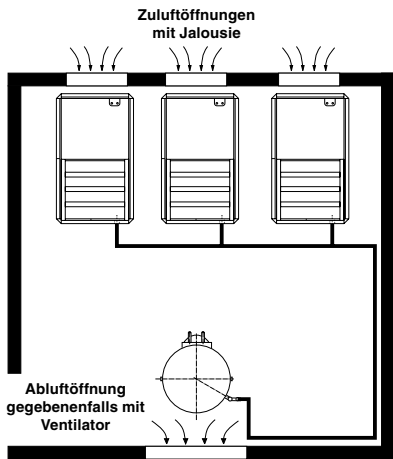


Bild 10.5 : Betriebsraum mit drei schallgedämmten Kompressoren

10.3.4 Natürliche Be- und Entlüftung

Bei der natürlichen Belüftung ist die Umwälzung der Luft durch eine Zuluft- $A_{zu}$  und eine Abluftöffnung  $A_{ab}$  in den Seitenwänden des Betriebsraumes gesteuert. Der Wärmeaustausch erfolgt nur durch das natürliche Zirkulieren der Luft, denn warme Luft steigt nach oben. Um eine ausreichende Belüftung zu ermöglichen, muß die Zuluftöffnung so weit wie möglich unterhalb der Abluftöffnung liegen.

Diese Art von Be- und Entlüftung eignet sich erfahrungsgemäß nur für Kompressoren bis 22 kW Leistung. Je nach den Umgebungsbedingungen im Betriebsraum, kann es auch schon bei kleineren Kompressoren zu Belüftungsproblemen kommen.

10.3.4.1 Erforderliche Abluftöffnung bei natürlicher Belüftung

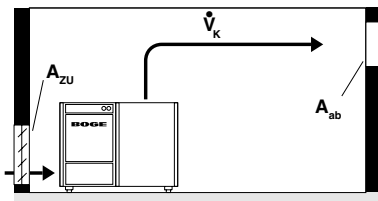


Bild 10.6 :  
Natürliche Be- und Entlüftung eines Kompressorraumes mit schallgedämmtem BOGE-Schraubenkompressor

Ein ausreichender Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  kommt bei natürlicher Belüftung nur zustande, wenn die Ab- und Zuluftöffnungen eine entsprechende Größe haben.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte basieren auf dem VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren“.

Antriebsleistung P [ kW ]	erforderlicher Kühlluftstrom $\dot{V}_k$ [ m³/h ]	erforderliche Lüftungsöffnungen $A_{ab}$ und $A_{zu}$ [ m² ]
3,0	1350	0,20
4,0	1800	0,25
5,5	2270	0,30
7,5	3025	0,40
11,0	3700	0,50
15,0	4900	0,65
18,5	6000	0,75
22,0	7000	0,90

Die Zuluft- $A_{zu}$  und die Abluftöffnung  $A_{ab}$  sollten prinzipiell gleich groß sein. Der Kühlluftstrom muß durch beide Öffnungen. Mit Rücksicht auf den Einbau von Jalousien, Gittern u.ä. in der Zuluftöffnung sollte diese allerdings um ca. 20 % größer sein als die Abluftöffnung  $A_{ab}$ . Geschieht dies nicht, kann es zu einem Überschreiten der zulässigen Umgebungstemperatur kommen.

Hinweis

Bei der Festlegung des Kühlluftstromes  $\dot{V}_k$  einer Kompressorstation muß der Kühlluftbedarf eines Kälte-Drucklufttrockners oder warmregenerierenden Adsorptionstrockners mit berücksichtigt werden.

# Der Betriebsraum

## 10.3.5 Künstliche Be- und Entlüftung

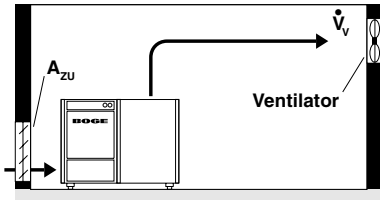


Bild 10.7 :  
Künstliche Be- und Entlüftung eines Kompressorraumes mit schallgedämmtem BOGE-Schraubenkompressors

In vielen Fällen reicht die natürliche Be- und Entlüftung des Betriebsraumes nicht mehr aus. Aufgrund von baulichen Gegebenheiten und/oder aufgrund der hohen installierten Kompressorleistung kommt kein ausreichender Kühlluftstrom mehr zu Stande. In diesen Fällen muß die Warmluft mit Hilfe eines Ventilators abgeführt werden.

Eine künstliche Belüftung erhöht die Strömungsgeschwindigkeit der Kühlluft im Betriebsraum und garantiert den erforderlichen Kühlluftstrom durch die Zwangsbelüftung. Es sind größere Reserven bei hohen Außentemperaturen gegeben. Die Zuluftöffnung muß der Ventilatorleistung angepaßt werden.

Der oder die Ventilatoren sollten aus wirtschaftlichen Gründen über einen Thermostaten in mehreren Stufen gesteuert werden. Die Steuerung erfolgt entsprechend der Temperatur im Betriebsraum. Je höher die Temperatur steigt, desto größer wird die Förderleistung des Ventilators.

### 10.3.5.1 Erforderliche Ventilatorleistung bei künstlicher Belüftung

Der erforderliche Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$  ergibt sich, wie bei der natürlichen Belüftung, aus der installierten Kompressorleistung. Die durch den Kompressor erzeugte Abwärme muß zuverlässig abführt werden. Die Ventilatorleistung  $\dot{V}_v$  ist ca. 15 % größer bemessen als der benötigte Kühlluftstrom  $\dot{V}_k$ . So ist auch im Hochsommer eine einwandfreie Kühlung gewährleistet.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte basieren auf dem VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren“.

Antriebsleistung P [ kW ]	erforderliche Ventilatorleistung $\dot{V}_v$ [ m³/h ]
4,0	1800
5,5	2270
7,5	3025
11,0	3700
15,0	4900
18,5	6000
22,0	7000
30,0	9500
37,0	11000
45,0	14000
55,0	17000
65,0	20000
75,0	23000
90,0	28000
110,0	34000
132,0	40000
160,0	50000
200,0	62000
250,0	70000

## 10.3.5.2 Erforderliche Zuluftöffnung bei künstlicher Belüftung

Bei der künstlichen Belüftung bestimmt der Abluftventilator die Größe der Abluftöffnung.

Die erforderliche Öffnung für einen Abluftventilator ist üblicherweise erheblich kleiner als die Abluftöffnung bei natürlicher Belüftung.

Die Größe der Zuluftöffnung  $A_{zu}$  ist von der Ventilatorleistung  $\dot{V}_v$  und der maximalen Strömungsgeschwindigkeit  $v_s$  in der Zuluftöffnung abhängig.

Vorzugsweise sollte mit einer Strömungsgeschwindigkeit  $v_s = 3 \text{ m/s}$  gerechnet werden. Ergeben sich jedoch baulich nicht realisierbare Zuluftöffnungen ist auch eine Strömungsgeschwindigkeit  $v_s = 5 \text{ m/s}$  zulässig.

Mit Hilfe der folgenden Formel wird die minimale Größe der Zuluftöffnung berechnet :

$$A_{zu} = \frac{\dot{V}_v}{3600 \times v_s}$$

$$m^2 = \frac{m^3/h}{3600 \text{ s/h} \times m/s}$$

$A_{zu}$  = minimale Fläche der Zuluftöffnung [ m<sup>2</sup> ]

$\dot{V}_v$  = Ventilatorleistung [ m<sup>3</sup>/h ]

$v_s$  = maximale Strömungsgeschwindigkeit [ m/s ]

### Hinweis

Bei der Auswahl von Abluftventilatoren ist zu beachten, daß der Kühlluftstrom den selben physikalischen Gesetzen unterworfen ist, wie die Druckluft. Auch bei strömender Kühlluft in Kanälen und Öffnungen kommt es bei zunehmender Strömungsgeschwindigkeit zu erhöhtem Staudruck  $\Delta p$  ( Druckverlust ). Ein Ventilator kann nur einen Staudruck überwinden, der unterhalb seiner definierten Flächenpressung liegt. Ist der Staudruck höher als die Flächenpressung des Ventilators, kommt kein Volumenstrom mehr zustande.

Der maximale Staudruck wird aus der Form und der Größe der Zu- und Abluftöffnung mit den dazugehörigen Kanälen ( wenn vorhanden ) bestimmt. Auch die Strömungsgeschwindigkeit muß berücksichtigt werden.

Bei einfachen Öffnungen ohne ungünstige Umleitung ( Kanalführung ) kann ein  $\Delta p = 100 \text{ Pa}$  ( 10 mm WS ) angenommen werden.

# Der Betriebsraum

## 10.3.5.3 Beispiel für die künstliche Belüftung einer Kompressorstation

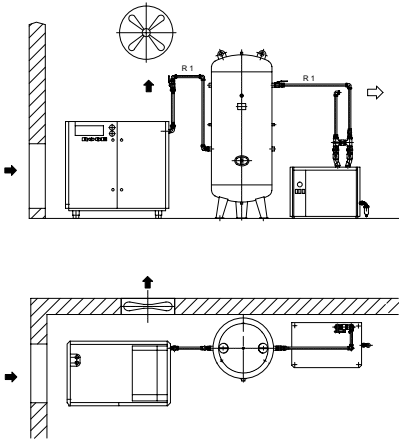


Bild 10.8 : Kompressorstation mit Schraubenkompressor, Kälte-Drucklufttrockner, Druckluftbehälter

Ein Schraubenkompressor Typ S 21 soll zusammen mit einem Kälte-Drucklufttrockner D 27 in einem kleinen Betriebsraum betrieben werden. Die baulichen Gegebenheiten verhindern eine natürliche Belüftung. Eine künstliche Belüftung mit einem Ventilator ist erforderlich.

### BOGE-Schraubenkompressor Typ S 21

- Liefermenge  $\dot{V}$  : 2,42 m<sup>3</sup>/min
- Motorleistung : 15 kW
- Kühlluftbedarf  $\dot{V}_{V1}$  : 4900 m<sup>3</sup>/h

### Kälte-Drucklufttrockner Typ D 27

- Durchflußleistung  $\dot{V}$  : 2,66 m<sup>3</sup>/min
- Kühlluftbedarf  $\dot{V}_{V2}$  : 770 m<sup>3</sup>/min (siehe Datenblatt)

Die beiden Kühlluftströme sind zu addieren. Daraus ergibt sich die benötigte Ventilatorleistung, die im Betriebsraum installiert werden muß.

Ventilatorleistung  $\dot{V}_{Vges}$  : 5670 m<sup>3</sup>/h

Die erforderliche Zuluftöffnung wird aus der Ventilatorleistung  $\dot{V}_{Vges}$  und der maximalen Strömungsgeschwindigkeit  $v_s = 3 \text{ m/s}$  berechnet :

$$A_{zu} = \frac{\dot{V}_{Vges}}{3600 \times v_s}$$

$$A_{zu} = \frac{5670}{3600 \times 3}$$

$$A_{zu} = 0,525 \text{ m}^2$$

- $A_{zu}$  = minimale Fläche der Zuluftöffnung [ m<sup>2</sup> ]
- $\dot{V}_{Vges}$  = Ventilatorleistung [ m<sup>3</sup>/h ]
- $v_s$  = maximale Strömungsgeschwindigkeit [ m/s ]

In den Betriebsraum des Kompressors muß ein Ventilator mit einer Leistung von 5670 m<sup>3</sup>/h eingebaut werden ( Der Staudruck der Öffnungen ist bei der Auswahl des Ventilators zu beachten ). Die Zuluftöffnung  $A_{zu}$  sollte mindestens 0,525 m<sup>2</sup> groß sein.



### 10.3.6 Kühlluftführung mit Zu- und Abluftkanälen

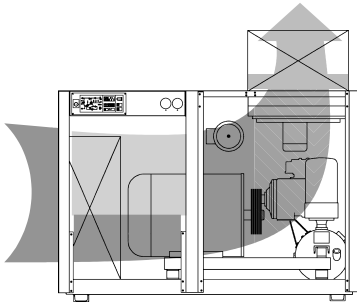


Bild 10.9 :  
Kühlluftführung in einem BOGE-Schraubenkompressor Baureihe S 21 - S 150

Die Kühlluftführung durch Zu- und Abluftkanäle ist eine elegante Lösung bei thermischen Problemen in einem Kompressorbetriebsraum.

Kanalisierte Be- und Entlüftung ist bei schallgedämmten Kompressoren möglich. Die Kühlluft wird gezieht über den Kompressor geleitet und gebündelt zur Abführung bereitgestellt. BOGE-Schraubenkompressoren sind mit einem Kühlluftventilator ausgestattet, der eine freie Flächenpressung von ca. 60 Pa ( ca. 6 mm WS ) erzeugt. Das bedeutet, daß er die Abluft durch einen ca. 5 m langen, geraden Abluftkanal mit dem empfohlenen Kanalquerschnitt drücken kann.

Die Kanäle können problemlos an die Öffnungen der Schalldämmhaube angeschlossen werden. Ein zusätzlicher Abluftventilator im Kanal ist in der Regel nicht notwendig.

Die Kühlluftkanäle führen die Kühlluft ins Freie. Sie können aber auch durch entsprechende Klappensteuerung die warme Kühlluft im Winter zur Räumheizung nutzen. Bei ungeheizten Kompressorräumen empfiehlt sich im Winter eine Umluftführung mit Ableiten eines Teils der warmen Kühlluft in den Kompressorraum.

#### 10.3.6.1 Zuluftkanäle

Grundsätzlich ist es auch möglich, den Zuluftstrom für Kompressoren zu kanalisieren. Ein Zuluftkanal reduziert jedoch den Ansaugvolumenstrom ( Staudruck ) und wirkt sich somit negativ auf die Leistung des Kompressors aus. Aus diesem Grund sollte die Zuluft nur in folgenden Fällen kanalisiert werden :

- Unsaubere Umgebung.  
Die Ansaugluft am Kompressorstandort enthält viel Schmutz, Staub, chemische Verunreinigungen oder hat eine sehr hohe Luftfeuchtigkeit. Bei diesen Bedingungen sollte die Ansaugluft direkt von außen oder aus einem saubereren Teil des Gebäudes angesaugt werden.
- Hohe Umgebungstemperatur.  
Die Temperatur am Aufstellungsort des Kompressors ist deutlich höher als in den benachbarten Räumen oder außerhalb des Gebäudes. Das ist bei starker Wärmeabgabe durch Anlagen und Maschinen im Kompressorraum möglich.

# Der Betriebsraum

## 10.3.6.2 Entlüftung durch einen Kühlluftkanal

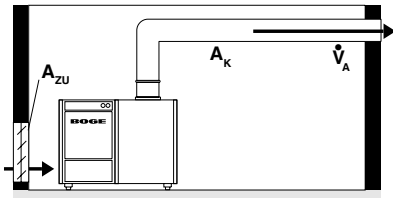


Bild 10.10 :  
Entlüftung eines Kompressorraumes mit einem BOGE-Schraubenkompressors durch einen Kühlluftkanal ins Freie

## 10.3.6.3 Erforderlicher Kühlluftstrom $\dot{V}_A$ und Kanalquerschnitt $A_K$ mit Kühlluftkanal

Kompressorräume von Einzelanlagen können meist durch einen entsprechend ausgelegten Abluftventilator oder durch natürliche Belüftung gekühlt werden. Bei der Installation von mehreren Kompressoren in einem Betriebsraum ist die Nutzung von Kühlluftkanälen immer empfehlenswert.

Durch den Einbau von Kanälen wird der Betriebsraum nicht mehr so stark durch die Abwärme des Kompressors aufgeheizt.

Die Temperaturdifferenz  $\Delta t$  zwischen der Zu- und Abluft beträgt ca. 20 K. Die Strömungsgeschwindigkeit in den Abluftkanälen sollte 6 m/s nicht überschreiten. Daraus ergibt sich, daß der benötigte Kanalquerschnitt erheblich kleiner ist als die Wandöffnung bei natürlicher oder künstlicher Belüftung.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte für den erforderlichen Kühlluftstrom  $\dot{V}_A$  mit Kanal basieren auf dem VDMA-Einheitsblatt 4363 „Lüftung der Betriebsräume luftgekühlter Kompressoren“. Dabei wurde eine Temperaturerhöhung der Kühlluft von  $\Delta t = 20 \text{ K}$  vorausgesetzt.

Bei der Ermittlung des erforderlichen freien Kanalquerschnittes  $A_K$  wurde ein maximaler Staudruck im Kanals von 50 Pa ( 5 mm WS ) zugrundegelegt. Das entspricht ca. 5 m geradem Abluftkanal ohne Richtungsänderungen, Reduzierungen und Einbauten bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 4 – 6 m/s.

Antriebsleistung P [ kW ]	erforderlicher Kühlluftstrom mit Abluftkanal $\dot{V}_A$ [ m³/h ]	erforderlicher freier Kanalquerschnitt $A_K$ [ m² ]
4,0	800	0,08
5,5	1000	0,10
7,5	1300	0,13
11,0	1700	0,13
15,0	2900	0,15
18,5	4500	0,23
22,0	4500	0,26
30,0	4500	0,33
37,0	6500	0,41
45,0	6500	0,48
55,0	8000	0,59
65,0	8600	0,64
75,0	9200	0,68
90,0	16000	0,85
110,0	16000	1,11
132,0	24400	1,24
160,0	24400	1,61
200,0	27800	2,06
250,0	33600	2,49

### 10.3.6.4 Hinweise zur Kanalbelüftung

In Kanälen verursachen alle Einbauten wie z.B. Umlenkungen, Filter, Jalousienklappen, Bögen, T-Stücke und Schalldämpfer eine Erhöhung des Strömungswiderstands und damit eine Behinderung des Luftstroms. Wenn der Kanal viele Einbauten enthält und sehr lang ist, muß die Dimensionierung des empfohlenen freien Kanalquerschnittes durch einen Fachmann überprüft werden.

Um die Ausbreitung von Bränden durch die Lüftungskanäle zu verhindern, sind entsprechende Brandschutzmaßnahmen vorgeschrieben. Die DIN 4102, Teil 6 verlangt den Einbau von selbstschließenden Feuerschutzklappen, wenn Lüftungskanäle eine Mauer durchstoßen.

Bei ungünstiger oder langer Kanalführung kann der Staudruck über 50 Pa ( 5 mm WS ) liegen. In diesem Fall besteht die Gefahr, daß der Kühlluftventilators eines Schraubenkompressors den Staudruck des Kanals nicht mehr überwinden kann. Das bedeutet, daß der Kühlluftstrom zum Erliegen kommt und damit die gesamte Kühlung des Kompressors zusammenbricht. In diesem Fall muß ein zusätzlicher Stützventilator eingebaut werden.

Die Zuluft- und Abluftklappen, sowie die Ventilatoren sollten aus wirtschaftlichen Gründen über einen Thermostaten im Betriebsraum gesteuert werden.

Die Kühlluftkanäle dürfen niemals direkt auf dem Kompressorgehäuse angebracht werden. Es sind immer Kompensatoren zu verwenden, die Verspannungen und die Übertragung von Schwingungen vermeiden.

Ein Kühlluftkanal, der mit Schalldämmmaterial ausgekleidet ist, strahlt weniger Wärme an die Umgebung ab und dämmt zusätzlich Geräusche, die mit der Kühlluft aus dem Kompressor geleitet werden.

Generell empfiehlt BOGE mit der Auslegung der Kanäle und der Ausführung der Bauarbeiten eine entsprechende Fachfirma zu beauftragen.

Bei Mehrfachanlagen muß jeder Kompressor einen eigenen Zu- und Abluftkanal haben.

Bei einem Sammelkanal für Mehrfachanlagen muß durch selbsttätig arbeitende Rückschlagklappen verhindert werden, daß erwärmte Kühlluft über einen ausgeschalteten Kompressor in den Aufstellungsraum strömt und die Zuluft wieder aufheizt.

### 10.3.6.5 Dimensionierung der Zuluftöffnung bei Entlüftung durch einen Abluftkanal

Die Größe der Zuluftöffnung  $A_{zu}$  ist vom Kühlluftstrom  $\dot{V}_A$  und der maximalen Strömungsgeschwindigkeit  $v_s$  in der Zuluftöffnung abhängig.

Vorzugsweise sollte mit einer Strömungsgeschwindigkeit  $v_s = 3 \text{ m/s}$  gerechnet werden. Ergeben sich jedoch baulich nicht realisierbarer Zuluftöffnungen ist auch eine Strömungsgeschwindigkeit  $v_s = 5 \text{ m/s}$  zulässig.

Mit Hilfe der folgenden Formel wird die minimale Zuluftöffnung berechnet :

$$A_{zu} = \frac{\dot{V}_A}{3600 \times v_s}$$
$$\text{m}^2 = \frac{\text{m}^3/\text{h}}{3600 \text{ s/h} \times \text{m/s}}$$

$A_{zu}$  = minimale Fläche der Abluftöffnung [ m<sup>2</sup> ]

$\dot{V}_A$  = Kühlluftstrom im Abluftkanal [ m<sup>3</sup>/h ]

$v_s$  = maximale Strömungsgeschwindigkeit [ m/s ]

## 10.3.6.6 Varianten der kanalisiertierten Entlüftung

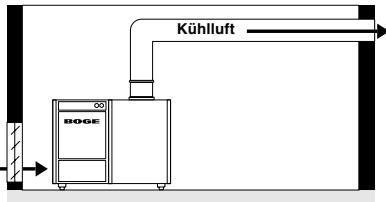


Bild 10.11 :  
Entlüftung mit einem Abluftkanal ins Freie

Der Kanal leitet die warme Abluft direkt ins Freie. Diese Möglichkeit empfiehlt sich bei hohen Temperaturen im Kompressorraum.

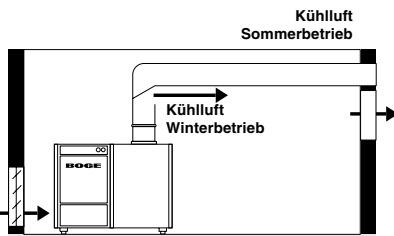


Bild 10.12 :  
Abluftkanal mit einer Umluftklappe

Der Abluftkanal leitet die warme Kühlluft direkt ins Freie. Bei niedrigen Temperaturen im Betriebsraum wird der kalten Umgebungsluft über eine Umluftklappe warme Abluft beigemischt. Die Umluftbelüftung verhindert ein Einfrieren der Anlage bei Außentemperaturen unter dem Gefrierpunkt. Als Ergänzung empfiehlt sich eine Stillstandheizung, um auch ein Einfrieren des Kompressors in der Anlaufphase bei kaltem Kompressor zu verhindern.

Bei diesem Verfahren muß neben dem Abluftkanal noch zusätzliche eine entsprechend dem Kühlluftstrom dimensionierte Abluftöffnung geschaffen werden.

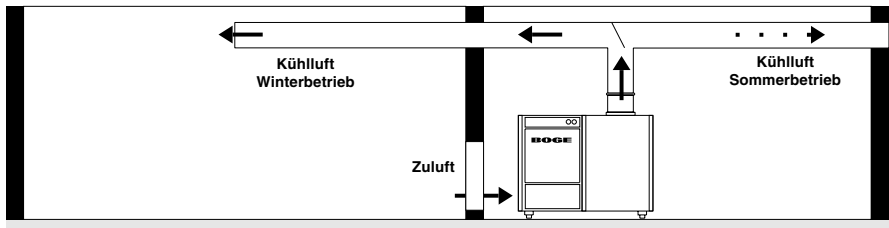


Bild 10.13 :  
Nutzung der warmen Kühlluft zum Heizen

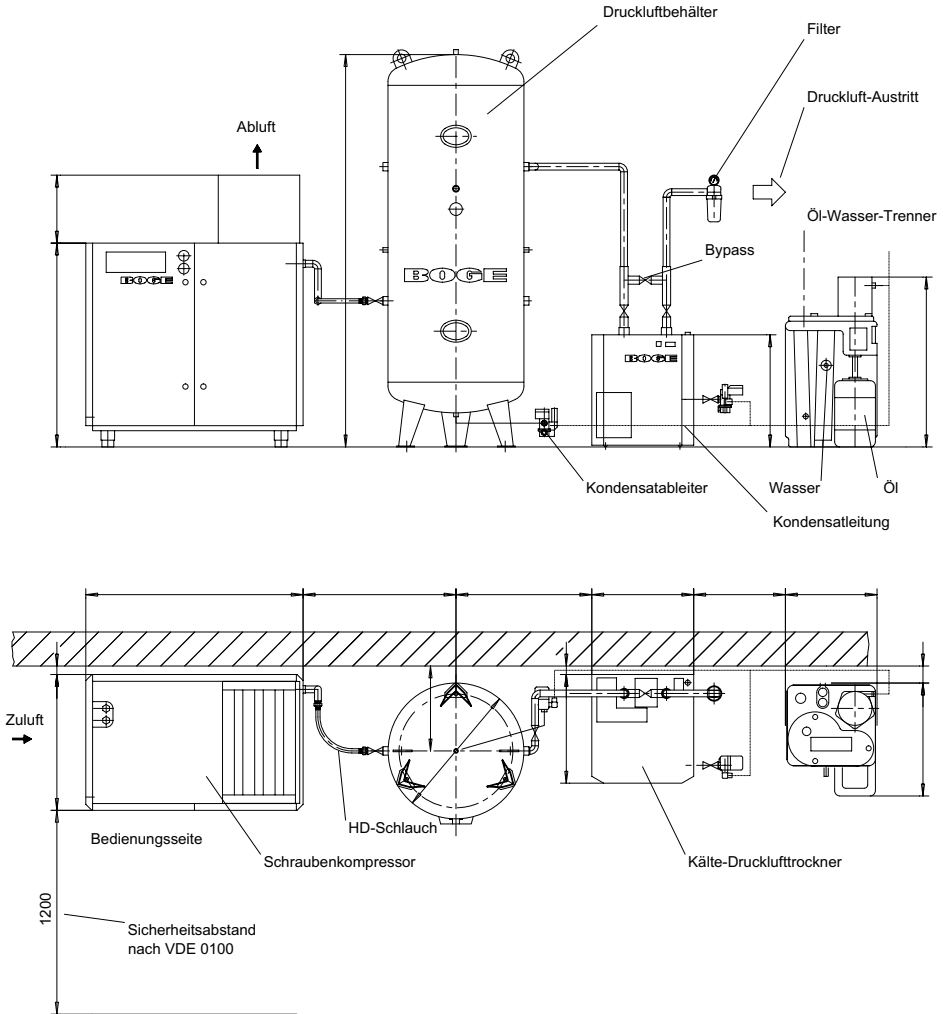
Kanäle leiten die warme Kühlluft des Kompressors bei niedrigen Außentemperaturen ( Winter ) ganz oder teilweise zum Beheizen in verschiedene Räume eines Gebäudes. Bei hohen Temperaturen ( Sommer ) leitet der Abluftkanal die Kühlluft direkt ins Freie.

Bei diesem Verfahren wird die Zuluft meist aus beheizten Räumen angesaugt. Diese Maßnahme garantiert das Ansaugen von ausreichend warmer Kühlluft auch bei niedrigen Umgebungstemperaturen. Der Kompressor arbeitet dadurch immer oberhalb der Mindesttemperatur.

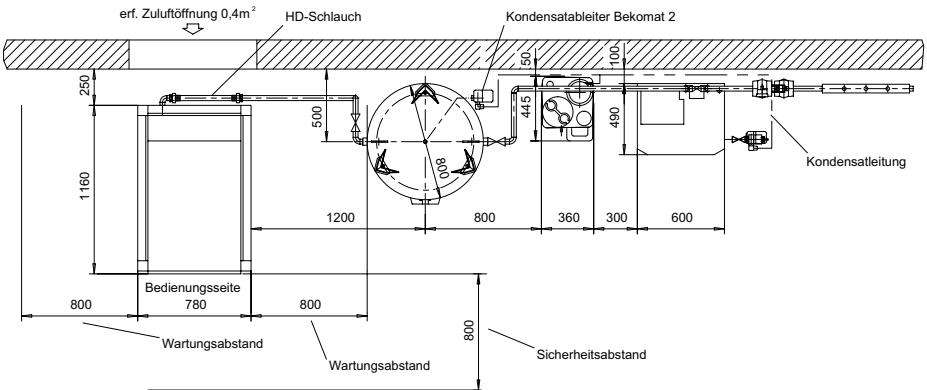
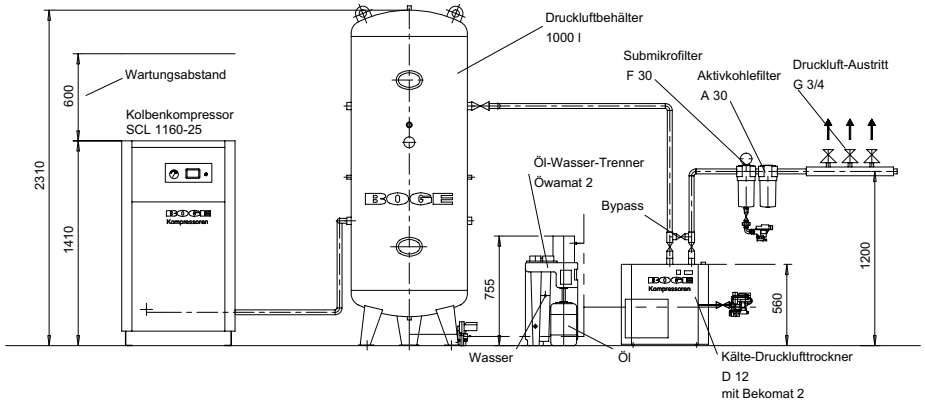
Um die Staubbelastung und die Lärmübertragung in den beheizten Räumen zu reduzieren, sollten Luftfilter und Schalldämpfer in den Abluftkanal eingebaut werden.

## 10.4 Beispiele für Aufstellungspläne

### 10.4.1 Aufstellungsbeispiel für einen Schraubenkompressor



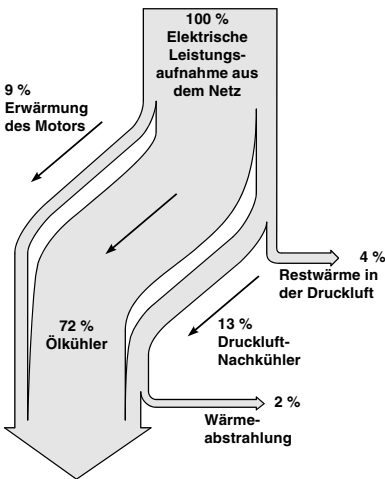
10.4.2 Aufstellungsbeispiel für einen Kolbenkompressor



## 11. Wärmerückgewinnung

Die steigenden Energiekosten und das zunehmende Umweltbewußtsein führte bei vielen Betreibern von Kompressoranlagen zu der Einsicht, daß das enorme Potential der Kompressorabwärme nicht mehr ungenutzt verpuffen darf. Sie traten an die Kompressorenhersteller heran und die entwickelten leistungsfähige Wärmerückgewinnungsanlagen. Seitdem wird die Abwärme vom Kompressoren nutzbar gemacht. Sie dient zum Beheizen von Räumen und zum Erwärmen von Brauch- und Heizungswasser.

### 11.1 Wärmebilanz einer Kompressorstation



94 % der aufgenommenen Energie werden durch das Kühlmedium ( Wasser/Luft ) abgeführt und stehen für eine Wärmerückgewinnung zur Verfügung

Um die Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung bei Kompressoren einschätzen zu können, muß berücksichtigt werden, daß aufgrund des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik die gesamte aufgenommene elektrische Leistung eines Kompressors in Wärme umgewandelt wird. Um diese Abwärme wirtschaftlich nutzen zu können, muß man wissen, wo sie auftritt und welche Anteile der Abwärme für die Rückgewinnung wirtschaftlich nutzbar sind.

Die Abwärme wird immer mit Hilfe eines Kühlmediums abgeführt. Dieses Kühlmedium enthält ca. 94 % der dem Kompressor zugeführten elektrischen Energie in Form von Wärme. Ca. 4 % verbleiben als Restwärme in der Druckluft und ca. 2 % gehen durch Wärmestrahlung an die Umgebungsluft verloren.

Bei der Aufstellung einer Wärmebilanz darf man nicht nur die vom Motor abgegebene Leistung zugrunde legen, die der Kompressor zur Komprimierung der Luft benötigt. Auch der Elektromotor selbst wandelt Energie in Wärme um. Man muß auch den Wirkungsgrad des Motors, der je nach Antriebsleistung zwischen 80 % und 96 % liegt, berücksichtigen. Dadurch wird die entstandene Abwärmemenge noch einmal erhöht.

Bild 11.1 : Wärmeverteilung in einem Schraubenkompressor mit Öleinspritzkühlung.



## 11.2 Raumheizung

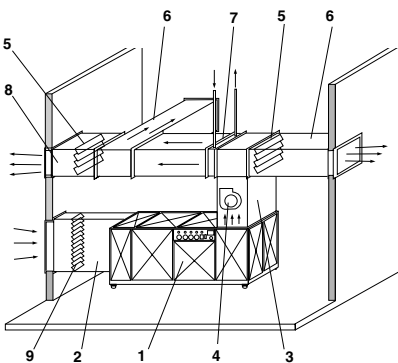
Die naheliegendste Nutzungsmöglichkeit der Kompressorabwärme ist die Raumheizung.

Bei der einfachsten Methode der Raumheizung wird der Kompressor in dem Raum aufgestellt, der beheizt werden soll. Das heißt, der Kompressor wird direkt in den Werkstatt- oder Lagerräumen, meist in der Nähe von Arbeitsplätzen, installiert.

In diesem Fall sind nur Kanäle für die Abführung der Wärme im Sommer bei hohen Temperaturen im Aufstellraum notwendig. Die warme Heizluft muß nicht über weite Strecken herangeführt werden.

Allerdings muß eine ausreichende Kühlung des Kompressors sichergestellt werden. Eine Schalldämmung ist normalerweise unerlässlich um die einschlägigen Schallschutzbestimmungen einhalten zu können.

### 11.2.1 Raumheizung durch Kanäle



- 1 = Schallgedämmter Kompressor
- 2 = Zuluftkanal
- 3 = Abluftkanal
- 4 = zusätzlicher Abluftventilator
- 5 = Regelklappen  
( thermostatisch gesteuert )
- 6 = Abluftkanäle  
( Raumheizung )
- 7 = Wärmeaustauscher
- 8 = Abluftkanal  
( ins Freie für Sommerbetrieb )
- 9 = Zuluftklappe

Bild 11.2 :  
Funktionsschema einer Kanalführung

Um die Abwärme einer zentralen Kompressorstation nutzen zu können, muß der erwärmte Kühlluftstrom durch Kanäle in die zu beheizenden Räume gebracht werden. Die Installation ist nur für größere Kompressoren empfehlenswert, da bei kleineren Kompressoren nicht genügend verwertbare Abwärme zur Verfügung steht.

Der Kühlluftstrom streicht über den Kompressor und den Antriebsmotor. Der Kühlluftstrom nimmt die Abwärme auf und wird mit Hilfe eines Ventilators in einen Abluftkanal gesaugt. Dabei erwärmt sich der Kühlluftstrom im allgemeinen auf +50° bis +60°C.

Eine Nutzung der Kompressorwärme zur Raumbeheizung setzt einen gekapselten ( schallgedämmten ) Kompressor mit kanalisierter Kühlluftführung voraus. BOGE-Schraubenkompressoren sind serienmäßig schallgedämmt und mit einem internen Ventilator ausgerüstet. Sie können aus diesem Grund problemlos an ein Kanalsystem angeschlossen werden. Nicht gekapselte Kompressoren ( z.B. die meisten Kolbenkompressoren ) können durch die Installation einer angepaßten Schalldämmhaube nachträglich für die Nutzung der Abwärme umgebaut werden.

### 11.2.2 Funktion einer Raumheizung

Isolierte Kanäle leiten die warme Kühlluft des oder der Kompressoren bei niedrigen Außentemperaturen ins Gebäude. Dadurch werden die entsprechenden Räume erwärmt. Bei hohen Außentemperaturen leitet ein Kanal die Kühlluft direkt ins Freie.

Der Kühlluftstrom wird durch Zuluft- und Regelklappen geführt. Die Ansteuerung dieser Klappen und der Ventilatoren sollte über einstellbare Raumthermostaten erfolgen, die die Temperatur in den beheizten Räumen überwachen.

Um die Ausbreitung von Bränden durch die Lüftungskanäle zu verhindern, sind entsprechende Brandschutzmaßnahmen vorgeschrieben. Die DIN 4102, Teil 6 verlangt den Einbau von selbstschließenden Feuerschutzklappen, wenn Lüftungskanäle eine Mauer durchstoßen.

Es ist möglich, Wärmeaustauscher in die Kanäle einzubauen. Mit Hilfe dieser Wärmeaustauscher kann Wasser auf eine Temperatur von ca. +40°C erwärmt werden. Dieses warme Wasser kann ein Zentralheizungssystem entlasten oder als Brauchwasser genutzt werden.

### 11.2.3 Wirtschaftlichkeit einer Raumheizung

Die Installationskosten der Raumheizung können im Verhältnis zu den gesparten Energiekosten sehr hoch sein. Bevor man eine aufwendige Raumheizung installiert, sollte geprüft werden, ob genügend Abwärme zur Verfügung steht um ein aufwendiges Kanalsystem zu rechtfertigen. Dabei muß berücksichtigt werden, daß sich der Warmluftstrom auf langen Wegen durch ein Kanalsystem zwangsläufig abkühlt. Die Investitionskosten müssen im richtigen Verhältnis zu den eingesparten Heizkosten stehen.

Die Kostenersparnis nimmt mit der Einschaltdauer des Kompressors zu. Je kontinuierlicher der Kompressor läuft, desto effektiver ist die Raumheizung.

## 11.3 Die Duotherm Wärmeaustauscher

Für Schraubenkompressoren mit Ölspritzkühlung bieten sich spezielle Wärmerückgewinnungssysteme zur Erwärmung von Brauch- oder Heizwasser an. Ein Wärmeaustauscher wird in den Hauptstrom des heißen Öles im Kompressor geschaltet. Brauch- oder Heizungswasser erwärmt sich an dem heißen Kompressoröl.

Die Duotherm-Wärmeaustauscher arbeiten unabhängig von der Art der Kompressorkühlung, da der Wärmeaustauscher als Vorkühler dem eigentlichen Luft- bzw. Wasserkühler vorgeschaltet wird.

### 11.3.1 Duotherm BPT

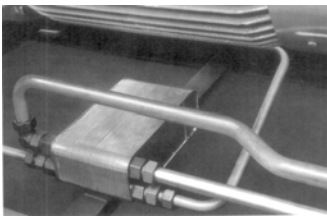
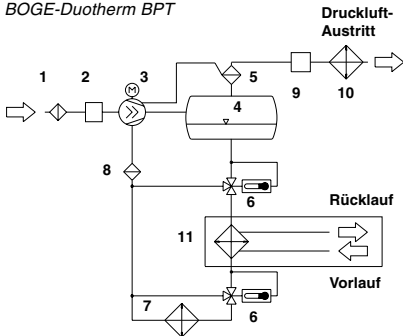


Bild 11.3 :  
Das Wärmerückgewinnungssystem  
BOGE-Duotherm BPT



- 1 = Ansaugfilter
- 2 = Ansaugregler
- 3 = Kompressorstufe
- 4 = kombinierter Druckluft-Öl-Behälter
- 5 = Ölabscheider
- 6 = Thermostatisches Ölregelventil
- 7 = Ölkühler
- 8 = ÖlfILTER
- 9 = Mindestdruck-Rückschlagventil
- 10 = Druckluft-Nachkühler
- 11 = Wärmeaustauscher

Bild 11.4 :  
Fließschema BOGE-Duotherm BPT

Zur Erwärmung von Heizungs- oder heißem Produktionswasser dient das Duotherm BPT-System. Das Kernstück dieses Systems ist ein Platten-Wärmeaustauscher, der aus einer Anzahl dünner, profilierter Edelstahlplatten besteht. Die aufeinandergelegten Platten bilden ein gegeneinander abgeschlossenes Zweikanalsystem. Ein Spezialverfahren aus dem Bereich des Hartlötens verbindet die geschichteten Platten miteinander. Dichtungen, die die Gefahr der Leckage mit sich bringen, sind überflüssig. Der entstandene Wärmeaustauscher arbeitet sehr effektiv und zuverlässig.

### Funktionsprinzip

Das auf ca. +90°C erwärmte Öl des Kompressorölkreislaufs strömt durch den Platten-Wärmeaustauscher. Das im Gegenstrom durch den Austauscher strömende Wasser wird auf bis zu +70°C erwärmt. Die erheizte Wassermenge ist dabei von der Temperaturdifferenz abhängig.

Vor und hinter dem Wärmeaustauscher ist ein thermostatisches Ölregelventil installiert. Abhängig von der Öltemperatur wird der Ölstrom entweder über den Ölkühler bzw. den Wärmeaustauscher, oder durch einen Bypass am Ölkühler bzw. Wärmeaustauscher vorbeigeführt.

### Eigenschaften

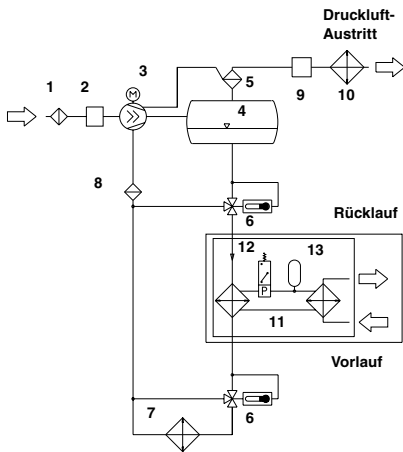
- Wenn die Absperrventile im Wasserzu- und -ablauf gleichzeitig geschlossen werden, entsteht ein abgeschlossener Raum. Erwärmt sich das Wasser in diesem Raum, dehnt es sich aus und der Druck steigt. Um Beschädigungen des Platten-Wärmeaustauschers zu vermeiden, muß ein Ausdehnungsgefäß und ein Sicherheitsventil installiert werden.
- Bei hohen Verschmutzungsgraden des Wassers sollte ein Schmutzfänger mit einer maximalen Porenweite von 0,6 mm im Wasservorlauf installiert werden.
- Es sind Spülanschlüsse zur Reinigung des Wärmeaustauschers vorzusehen.
- Der Platten-Wärmeaustauscher ist normalerweise im Kompressorgehäuse integriert. Er kann auch separat aufgestellt oder bauseitig nachgerüstet werden.

# Wärmerückgewinnung

## 11.3.2 Duotherm BSW



Bild 11.5 :  
Das Wärmerückgewinnungssystem  
BOGE-Duotherm BSW



- 1 = Ansaugfilter
- 2 = Ansaugregler
- 3 = Kompressorstufe
- 4 = kombinierter Druckluft-Öl-Behälter
- 5 = Ölabscheider
- 6 = Thermostatisches Ölregelventil
- 7 = Ölkühler
- 8 = Ölfilter
- 9 = Mindestdruck-Rückschlagventil
- 10 = Druckluft-Nachkühler
- 11 = Sicherheitswärmeaustauscher
- 12 = Druckwächter für Durchbruch
- 13 = Ausgleichsgefäß

Bild 11.6 :  
Fließschema BOGE-Duotherm BSW

Zur Erwärmung von Trink- und Brauchwasser dient das Duotherm BSW-System. Da im Sanitärbereich andere Sicherheitsvorschriften gelten, handelt es sich bei diesem System um einen Sicherheits-Wärmeaustauscher. Zwei unabhängige Kreisläufe werden durch eine Sperrflüssigkeit voneinander getrennt.

Das BSW-System ist ein Rohrbündel-Wärmeaustauscher, in dem zwei Rohre berührungsfrei ineinander stecken. Der in diesem Doppelrohrbündel befindliche Sicherheitsraum ist mit einer ungiftigen Sperrflüssigkeit gefüllt. Die Sperrflüssigkeit überträgt die Wärme und bei Beschädigungen des Wärmeaustauschers verhindert sie, daß sich das Öl mit dem Wasser mischt. Eine Verschmutzung des Trinkwassers ist somit ausgeschlossen.

Ein Druckwächter spricht bei einem Rohrbruch innerhalb des Systems sofort an. Der abgegebene Impuls kann individuell weiterverarbeitet werden (z.B. Alarm oder Abschalten der Anlage).

### Funktionsprinzip

Das auf ca. +90°C erwärmte Öl des Kompressorölkreislaufs strömt durch ein Rohrbündel. Die Sperrflüssigkeit überträgt die Wärme auf das Brauchwasser im zweiten Rohrbündel. Das im Gegenstrom durch das zweite Rohrbündel strömende Wasser kann auf ca. 55°C erwärmt werden. Die erhitzte Wassermenge ist von der Temperaturdifferenz abhängig. Das heiße Wasser wird anschließend in einen entsprechenden Speicher (Boiler) geleitet, von wo es dem Warmwassernetz zugeführt werden kann.

Vor und hinter dem Wärmeaustauscher ist ein thermostatisches Ölregelventil installiert. Abhängig von der Öltemperatur wird der Ölstrom entweder über den Ölkühler bzw. den Wärmeaustauscher, oder durch einen Bypass am Ölkühler bzw. Wärmeaustauscher vorbeigeführt.

### Eigenschaften

- Der Druckwächter muß auf einen Wert eingestellt werden, der mindestens 20 % unter dem geringsten Druck der eingesetzten Medien liegt.
- Einsatzbedingungen
 

Minimaler Wasserdruck	0,5 bar
Maximaler Wasserdruck	16 bar
Maximaler Öldruck	16 bar
Maximaler Druck der Sperrflüssigkeit	10 bar
Maximale Temperatur ( Öl und Wasser )	+100°C
- Ein Überschreiten der maximalen Temperatur führt zu Funktionsstörungen und löst einen Fehlalarm aus.
- Der BSW-Sicherheits-Wärmeaustauscher ist abhängig von seiner Größe im Kompressorgehäuse integriert. Er kann auch separat aufgestellt oder bauseitig nachgerüstet werden.

## 11.3.3 Wieviel Energie kann eingespart werden ?

Beim Duotherm-System steht 75 % der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors aus dem Netz zu Verfügung. Dabei handelt es sich um die Abwärme, die das Kompressoröl abführt.

Die in der Tabelle angegebenen Werte für die nutzbare Wärmemenge und die Warmwassermenge wurden auf der Grundlage des Energieerhaltungssatzes und den allgemeingültigen Gesetzen der Wärmeübertragung ermittelt. Sie sind im Prinzip für beide Duotherm-Systeme gültig. Bei der Nutzung eines Duotherm BWT System ist die Erwärmung von Brauchwasser über +55°C unwirtschaftlich, da die erwärmte Wassermenge zu gering ist.

Bei den aufgeführten Werten wird der Dauerbetrieb des Kompressors vorausgesetzt und die Wärmeverluste bleiben aufgrund der unterschiedlichen Betriebsverhältnisse unberücksichtigt. Der Berechnung der Heizkostensparnis wurde eine konventionelle Ölheizung zugrundegelegt :

- Spezifischer Heizwert H für Heizöl 38,0 MJ/l
- Heizölpreis 0,20 €/l
- Heizungswirkungsgrad 75 %
- Betriebsstunden Bh 1000 Std

Antriebsleistung [ kW ]	Abgeführte Leistung [ kW/h ]	Nutzbare Wärmemenge [ MJ/h ]	Wassermenge bei			Kostensparnis bei 1000 Bh [ € ]
			$\Delta t$ 25 K 313 → 338 K [ m³/h ]	$\Delta t$ 35 K 293 → 328 K [ m³/h ]	$\Delta t$ 50 K 293 → 343 K [ m³/h ]	
11,0	8,9	32,0	0,305	0,217	0,152	225,-
15,0	12,3	44,2	0,420	0,300	0,210	310,-
18,5	14,8	53,2	0,509	0,363	0,255	373,-
22,0	17,7	63,7	0,609	0,435	0,305	447,-
30,0	24,4	87,8	0,835	0,596	0,417	616,-
37,0	30,3	109,0	1,040	0,743	0,520	765,-
45,0	37,7	135,7	1,295	0,925	0,647	952,-
55,0	45,5	163,8	1,565	1,118	0,782	1149,-
65,0	54,9	197,6	1,885	1,346	0,942	1387,-
75,0	63,1	227,1	2,170	1,550	1,085	1594,-
90,0	74,0	266,4	2,545	1,818	1,272	1869,-
110,0	90,0	324,0	3,095	2,210	1,547	2274,-
132,0	110,5	397,0	3,800	2,714	1,900	2786,-
160,0	133,5	480,6	4,590	3,278	2,295	3373,-
200,0	168,3	605,8	5,790	4,136	2,895	4251,-
250,0	208,9	752,0	7,180	5,128	3,590	5277,-

### 11.4 **Schlußbetrachtung zum Thema Wärmerückgewinnung**

Kompressoren bieten enorme Möglichkeiten, Energie und Kosten durch Abwärmenutzung zu sparen. Man sollte trotzdem nicht den Fehler machen, die Abwärme jedes kleinen Kompressors mit Gewalt nutzen zu wollen. Der Aufwand lohnt sich normalerweise nur bei größeren Schrauben- und Kolbenkompressoren und Kompressorverbundsystemen. Die nutzbare Energie steigt mit der installierten Kompressorleistung.

Die Investitionskosten für eine Wärmerückgewinnungsanlage hängen stark von den baulichen Gegebenheiten am Aufstellungsort ab. Sie müssen berücksichtigt werden, da sie die Amortisationszeit der Anlage erheblich beeinflussen.

Es muß eine grundsätzliche Entscheidung darüber getroffen werden, ob die Abwärme zum Beheizen von Räumen oder zum Erhitzen von Brauch- oder Heizungswasser genutzt werden soll. Dabei ist zu bedenken, daß die Raumheizung im Sommer meist ungenutzt bleibt.

Eine wesentliche Rolle bei der Betrachtung der Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung spielt die Ausnutzung des Kompressors. Je höher die Einschaltdauer des Kompressors ist, desto eher lohnt sich die Nutzung der Abwärme, da sie kontinuierlich und in ausreichender Menge zu Verfügung steht.

In jedem Fall sollte vor der Installation einer Wärmerückgewinnungsanlage eine Wärmebedarfsbetrachtung in dem Bereich gemacht werden, in dem die Anlage zum Einsatz kommen soll. Diese Betrachtung wird dann mit den durchschnittlichen Laufzeiten des Kompressors verglichen.

Aus diesem Vergleich läßt sich die Wirtschaftlichkeit der Wärmerückgewinnungsanlage ableiten. Darüber hinaus ist daraus ersichtlich, ob die Rückgewinnung den Wärmebedarf allein decken kann, oder ob ein zweites Heizsystem gebraucht wird.

## 12. Schall

### 12.1 Das Wesen des Schalls

Schallwellen sind mechanische Schwingungen eines elastischen Mediums. Ausgehend von einer Schallquelle, einem schwingenden Körper, breiten sie sich in Festkörpern, Flüssigkeiten und Gasen in Form von Druckschwankungen (Druckwellen) aus. Die Lehre vom Schall ist die Akustik.

Schwingende Körper aller Aggregatzustände und Formen können Schallwellen übertragen. Sie werden als Schallquellen bezeichnet. Dabei kann es sich um Saiten, Stäbe, Platten, Luftsäulen, Membranen, Maschinen usw. handeln.

Werden die Schwingungen an die umgebende Luft abgegeben, spricht man von **Luftschall**.

Die schwingenden Körper, Gase und Flüssigkeiten können die Schwingungen auch auf feste Objekte übertragen. In diesem Fall handelt es sich um **Körperschall**.

#### 12.1.1 Schallempfinden

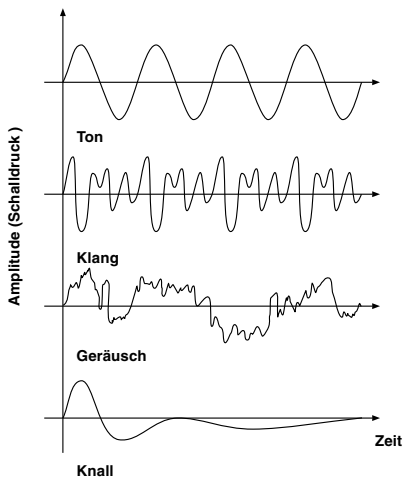


Bild 12.1 :  
Die Schalleindrücke

Zwischen den von einer Schallquelle ausgehenden Schwingungen des Luftschalls und den Schallempfindungen eines Menschen bestehen folgende Zusammenhänge :

##### Amplitude der Schwingung

Die Amplitude ist die periodisch auftretende Druckabweichung, die in einer Schallwelle auftritt.

Sie entspricht der vom Menschen empfundenen Lautstärke eines Schalleindrucks.

##### Frequenz der Schwingung

Die Frequenz ist die Anzahl der Druckschwankungen während einer Zeiteinheit. Sie wird üblicherweise in **Hz** angegeben ( Schwingungen pro Sekunde ).

Sie entspricht der vom Menschen empfundenen Tonhöhe eines Schalleindrucks.

##### Schwingungsform

Man unterscheidet verschiedene Schwingungsformen die unterschiedliche Schalleindrücke hervorrufen :

- Ton.  
Ein Ton ( reiner Ton ) ist eine Sinusschwingung.
- Klang.  
Ein Klang ist die Überlagerung mehrerer Töne. Mehrere sinusförmige Schwingungen überlagern sich und bilden eine nichtsinusförmige Schwingung. Der Ton mit der niedrigsten Frequenz bestimmt die Tonhöhe der gesamten Schallempfindung. Die anderen Töne ( Obertöne ) verursachen den Eindruck der Klangfarbe.
- Geräusch.  
Ein Geräusch ist eine unregelmäßige Schwingung. Es ist ein Gemisch aus sehr vielen Frequenzen unterschiedlicher Größenordnungen.
- Knall.  
Ein Knall ist ein einzelner, kurzer und starker Schalleindruck.

## 12.2 Wichtige Begriffe der Akustik

### 12.2.1 Schalldruck

Der Schalldruck  $\tilde{p}$  ist die periodische Druckabweichung ( Über- und Unterdruck, Wechseldruck ) die in einer Schallwelle auftritt. Er wird in **Pa** (  $10^{-5}$  bar ) angegeben.

In gasförmigen Medien ist der Schalldruck dem vorhandenen Gasdruck **p** überlagert. Der Schalldruck ist stark von verschiedenen Faktoren, wie z.B der Schalleistung der Schallquelle, den räumlichen Gegebenheiten usw. abhängig.

Der Schalldruck bewegt sich zwischen ca.  $2 \times 10^{-4}$  Pa beim Ticken einer Uhr und ca. 65 Pa beim Start eines Flugzeuges in unmittelbarer Nähe.

### 12.2.2 Der Schallpegel

Um die akustischen Größen besser handhaben zu können, wird der Wert zu einer Bezugsgröße ins Verhältnis gesetzt und logarithmiert. Die Pegel sind als Logarithmus einer Verhältnisgröße dimensionslos. Es wird zur Kennzeichnung die Bezeichnung **dB** ( Dezibel ) hinzugefügt.

Der Schalldruckpegel wird zum Bezugsdruck  $p_0 = 2 \times 10^{-5}$  Pa ins Verhältnis gesetzt und logarithmiert. Für den Schalldruckpegel gilt :

$$L_p = 20 \lg \frac{\tilde{p}}{p_0} \text{ dB}$$

$L_p$  = Schalldruckpegel [ dB ]

$\tilde{p}$  = Schalldruck [ Pa ]

$p_0$  = Bezugsschalldruck [  $2 \times 10^{-5}$  Pa ]

Die anderen Größen der Akustik werden auf ähnliche Weise behandelt. Die Akustik kennt fast nur Pegel zur Kennzeichnung der Größen.

### 12.2.3 Der Schalleistungspegel

Der Schalleistungspegel gibt die Schallenergie an, die eine Schallquelle pro Sekunde abstrahlt. Sie ist eine maschinen-spezifische Größe ( Emissionsgröße ) und kann durch Schall-dämmmaßnahmen u.ä. beeinflusst werden.

Mit Hilfe des Schalleistungspegels einer Maschine kann unter Berücksichtigung der Entfernung, der baulicher Gegebenheiten und anderer Schallquellen annähernd der Schalldruck-pegel für einen bestimmten Ort berechnet werden. Eine aufwendige Messung erübrigt sich zum Teil.



## 12.3 Das Schallempfinden des Menschen

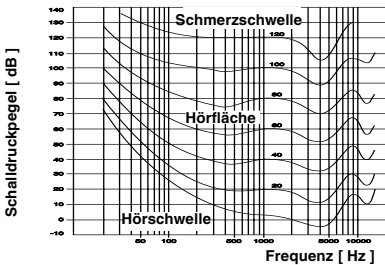


Bild 12.2 :

Die Hörfläche des Menschen

### 12.3.1 Der Lautstärkepegel

Für das menschliche Ohr sind in der Regel nur die Frequenzen von 16 bis 20000 Hz hörbar. Höhere Frequenzen bezeichnet man als Ultraschall, niedrigere als Infraschall. Der wahrnehmbare Schalldruck liegt zwischen  $10^{-6}$  Pa und 100 Pa, wobei ein Schalldruck von 100 Pa fast immer zur sofortigen Zerstörung des menschlichen Gehörs führt.

Das menschliche Gehör nimmt die verschiedenen Schalldrücke und Frequenzen nicht mit der gleichen Lautstärke wahr. Eine Übersicht über die vom Menschen wahrnehmbaren Schalldruck- und Frequenzbereiche bietet die Hörfläche. Die untere Begrenzungskurve zeigt die **Hörschwelle** und die obere Kurve die **Schmerzschwelle**. Den größten Schalldruckbereich nimmt das Ohr bei ca. 1 000 Hz wahr.

Der Schalldruck ist eine physikalische Größe und somit meßtechnisch erfaßbar. Die Lautstärke, mit der ein Mensch den Schalldruck empfindet, ist eine physiologische Größe, die vom Gehörsinn abhängt.

Der Lautstärkepegel ist eine empirisch ermittelte Größe. In Versuchsreihen wurde das Lautstärkeempfinden verschiedener Menschen getestet, und ein Durchschnittswert gebildet. Der Lautstärkepegel wird in **Phon** angegeben.

Bei 1000 Hz stimmt der Lautstärkepegel mit dem unbewerteten Schalldruckpegel überein. Der Lautstärkepegel ist nicht mit Meßgeräten nachvollziehbar. Aus diesem Grund sind Vergleichsmessungen und Berechnungen nicht möglich, bzw. sehr schwierig.

### 12.3.2 Bewertete Schallpegel dB ( A )

Die akustischen Größen müssen dem Wahrnehmungsvermögen des menschlichen Ohres so angepaßt werden, daß die Größen technisch nachvollziehbar sind. Abhängig von der Frequenz wird der reale Schalldruckpegel mit bestimmten Korrekturwerten der Empfindlichkeit des Ohres angenähert. Für diese Korrekturwerte gibt es international gültige Bewertungskurven.

Nachfolgend verschiedene Anwendungsbereiche für unterschiedliche Bewertungskurven.

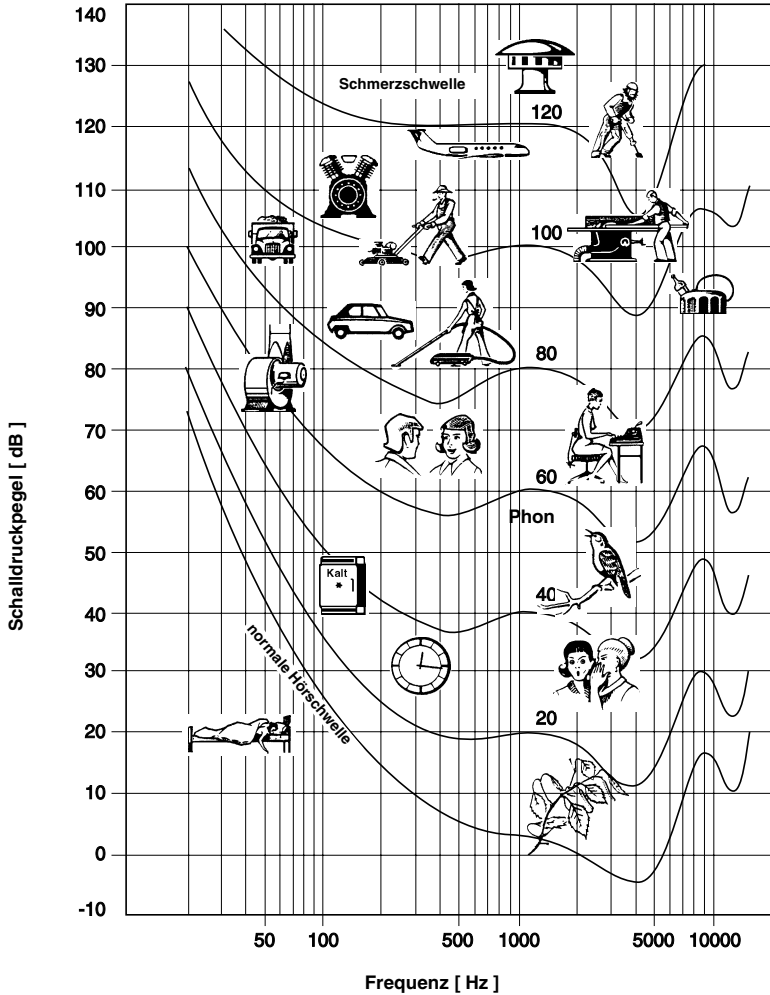
- A – Bewertungskurve für  $L_N = 30 - 60$  Phon.
- B – Bewertungskurve für  $L_N = 60 - 90$  Phon.
- C – Bewertungskurve für linearen Hörbereich.
- D – Bewertungskurve für Flugzeuggeräusche.

Ein bewerteter Schallpegel wird durch das Nachsetzen des Buchstabens der Bewertungskurve, wie z.B. dB ( A ), gekennzeichnet.

Für die Geräuschmessung für Kompressoren und andere Maschinen wird in erster Linie die A-Bewertungskurve angewendet. Die Geräuschmessung nach DIN 45635 benutzt A-bewertete Schalldruckpegel.

12.3.3 Lautstärke im Vergleich

Das folgende Diagramm zeigt neben der Hörfläche eines durchschnittlichen Menschen, die zwischen der Hörschwelle und der Schmerzschwelle liegt, verschiedene Beispiele für unterschiedliche Lautstärken.



Das Ticken einer Uhr entspricht einem Schalldruckpegel von ca. 20 dB (A).

Normale Umgangssprache in ca. 1 m Entfernung entspricht einem Schalldruckpegel von ca. 70 dB (A).

## 12.4 Verhalten des Schalls

Die Ausbreitung und das allgemeine Verhalten des Schalls hängt von verschiedenen Faktoren ab. Dabei muß berücksichtigt werden, daß die Schalleistung einer Maschine ( Schallquelle ) konstant bleibt.

### 12.4.1 Entfernung von der Schallquelle

Der von einer Schallquelle erzeugte Schalldruck nimmt mit zunehmender Entfernung zwangsläufig ab. Die konstante Schalleistung einer Schallquelle verteilt sich mit zunehmender Entfernung auf eine immer größere Fläche ( Streuung ). Die Form der Schallwelle spielt dabei eine große Rolle. Maschinen und Kompressoren strahlen die Schallenergie fast immer in Form einer Halbkugel ab, da sie üblicherweise auf festem Untergrund stehen.

Der Schalldruckpegel nimmt dann, bezogen auf den Wert in 1 m Entfernung, entsprechend der folgenden Tabelle ab :

Entfernung von der Schallquelle [ m ]	1	2	5	10	25	50	100
Schalldruckpegelminderung [ dB ( A ) ]	0	5	12	16	23	28	32

Diese Anhaltswerte beziehen sich auf eine ungestörte Schallausbreitung auf einer freien Fläche. Ein gewisser Reflexionsanteil durch einen normalen, schallharten Boden ist berücksichtigt.

#### Beispiel

Ein superschallgedämmter BOGE-Schraubenkompressor S 21 steht in einer großen Halle. Er erzeugt nach DIN 45635 einen Schalldruckpegel von 69 dB ( A ). In 10 m Entfernung beträgt der vom Kompressor erzeugte Schalldruckpegel nur noch ca. 53 dB ( A ).

### 12.4.2 Reflexion und Absorption

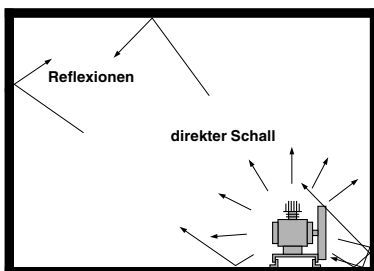


Bild 12.3 : Schallausbreitung in einem geschlossenen Raum

Ein Teil des Schalls wird durch Wände u.ä. reflektiert. In Räumen entsteht durch die Reflexionen ein diffuses Feld ungerichteter Schallwellen. Der allgemeine Schalldruckpegel im Raum wird durch den reflektierten Schall erhöht. Der zurückgeworfene Schall ist auch als Hall bekannt.

Schallharte Materialien mit glatter Oberfläche wie, z.B. Ziegelwände reflektieren einen großen Teil des einfallenden Schalls. Die Form der Oberfläche beeinflusst die Reflexionen stark. Kleidet man einen Raum mit speziell angeordneten Dämmstoffpyramiden aus, entsteht ein schalltoter Raum ohne Reflexionen. In solchen Räumen werden Schalldruckmessungen u.ä. mit wissenschaftlicher Genauigkeit vorgenommen.

Den nicht reflektierten Rest des Schall absorbieren Wände oder Gegenstände. Das Material leitet den absorbierten Schall weiter und dämpft ihn. Er wird meist an anderer Stelle wieder an die Luft übertragen. Materialien mit einem hohen Elastizitätsmodul, wie z.B. Stahl, leiten Schall sehr gut. Die Dämpfung ist meist gering.

## 12.4.3 Dämpfung des Schalls

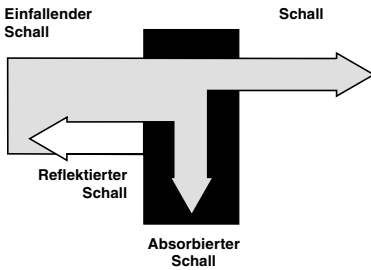


Bild 12.4 :  
Schalldämmung durch Wände

## 12.4.4 Schallausbreitung in Rohren und Kanälen

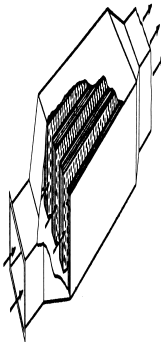


Bild 12.5 :  
Absorptionsschalldämpfer mit geraden Kulissen

Dämpfung ist die Umwandlung von Schallenergie in Wärme, erzeugt durch die Reibung der Teilchen aneinander. Der Schall wird dabei absorbiert. Eine Dämpfung des Luftschalls erzielt man mittels poröser oder faseriger Absorptionsmaterialien mit einem niedrigen Elastizitätsmodul und einer hohen Flächenmasse ( $\text{kg/m}^2$ ). Die Dämpfung des Schalls durch entsprechende Materialien ist auch vom Frequenzspektrum des Schalls abhängig. Verschiedene Frequenzen werden unterschiedlich stark gedämpft.

Die Dämpfung des Schalls durch die Luft ist stark von der Lufttemperatur und der Luftfeuchtigkeit abhängig. Unter normalen Umständen wird sie erst ab 200 m Entfernung spürbar. Bei hoher Luftfeuchtigkeit, z.B. bei Nebel, ist die Dämpfung größer.

Für die Ausbreitung von Schall in Rohren und Kanälen gelten besondere Gesetze. Ein strömendes Medium und die Reflexionen im engen Kanal unterstützen die Ausbreitung des Schalls. Besonders bei der Nutzung der warmen Abluft eines Kompressors als Raumheizung, müssen Maßnahmen gegen die ungehinderte Schallausbreitung in den Kanälen getroffen werden.

Ausgehend von einem schallgedämmten Kompressor wird eine gerichtete Schallwelle in den Abluftkanal eingestrahlt. Der Schall, der hier nicht durch die Schalldämmung reduziert wird, pflanzt sich durch das Kanalsystem fort. Er gelangt ungehindert, durch die Belüftungsöffnungen in die beheizten Räume.

Es gibt verschiedene Maßnahmen zur Minderung der Schallfortpflanzung in Kanälen oder Rohren :

- Längsdämpfung.  
Die Kanäle werden mit stark absorbierenden Materialien ausgekleidet. Dadurch nimmt die Schallenergie und der Schalldruckpegel im Kanal ab.
- Absorptionsschalldämpfer.  
Ein Teil des Kanals wird locker mit einem schallabsorbierenden Material ( Steinwolle o.ä. ) gefüllt. Es absorbiert einen großen Teil der Schallenergie, ähnlich wie bei Wänden. Der große Nachteil dieses Schalldämpfers ist sein hoher Strömungswiderstand. Bei Kanalsystemen ohne einen großen Abluftventilator ist der Einbau derartiger Schalldämpfer nicht empfehlenswert.

12.4.5 Schalldruckpegel mehrerer Schallquellen

Stehen mehrere Schallquellen in einem Raum, verstärkt sich der Schalldruckpegel. Je mehr Schallenergie abgestrahlt wird, desto höher ist der Schalldruck. Die empfundene Lautstärke nimmt zu. Die Zusammenhänge sind nicht linear. Sie sind stark von baulichen Gegebenheiten, dem Schalldruckpegel der einzelnen Quellen und dem Frequenzspektrum der Quellen abhängig. Daher werden hier, zur Veranschaulichung der Zusammenhänge, nur die beiden einfachsten Fälle aufgeführt.

Die hier gemachten Angaben sind nur als Anhaltswerte zu betrachten. Da viele Einflußgrößen unberücksichtigt geblieben sind, können die Werte im Einzelfall stark abweichen.

12.4.5.1 Mehrere Schallquellen mit gleichem Pegel

Wenn zwei oder mehrere Schallquellen mit gleichem Schalldruckpegel in einem großen Raum stehen, ist der Zusammenhang relativ einfach. Die folgende Tabelle gibt die Zunahme des Gesamtschalldruckpegels ohne Berücksichtigung von eventuellen Reflexionen oder Störgeräuschen an :

Anzahl der Schallquellen	2	3	4	5	10	15	20
Zunahme des Schalldruckpegels [ dB ( A ) ]	3	5	6	7	10	12	13

Um den Gesamtschalldruckpegel zu erhalten, muß die Zunahme des Schalldruckpegels zum Schalldruckpegel der einzelnen Schallquelle addiert werden.

Beispiel

Es stehen drei superschallgedämmte BOGE-Schraubenkpressoren S 21 in einer großen Halle. Jeder erzeugt nach DIN 45635 einen Schalldruckpegel von 69 dB ( A ). Der Gesamtschalldruckpegel liegt also bei 74 dB ( A ) [ 69 + 5 ].

12.4.5.2 Zwei Schallquellen mit unterschiedlichem Pegel

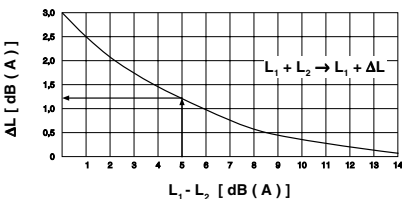


Bild 12.6 : Schallverstärkung bei zwei Quellen mit unterschiedlichem Pegel

Der Summenschalldruckpegel **Zweier** ungleicher Schalldruckpegel (  $L_1$  u.  $L_2$  ) ist mit Hilfe eines Diagramms zu ermitteln. Bei mehreren Schallquellen mit unterschiedlichem Pegel werden die Zusammenhänge sehr kompliziert.

Das Diagramm zeigt, um wieviel Dezibel (  $\Delta L$  ) der höhere der beiden Schalldruckpegel  $L_1$  in Abhängigkeit von der Differenz der beiden Schalldruckpegel (  $L_1 - L_2$  ) steigt.

Beispiel

Ein Kompressor mit einem Schalldruckpegel nach DIN 45635 von 69 dB ( A ) und ein Kompressor mit einem Schalldruckpegel von 74 dB ( A ) stehen im selben Raum. Der Gesamtschalldruckpegel beträgt in diesem Fall ca. 75,3 dB ( A ). [ 74 - 69 = 5 → 74 + 1,3 = 75,3 ]

12.5 Auswirkungen von Lärm

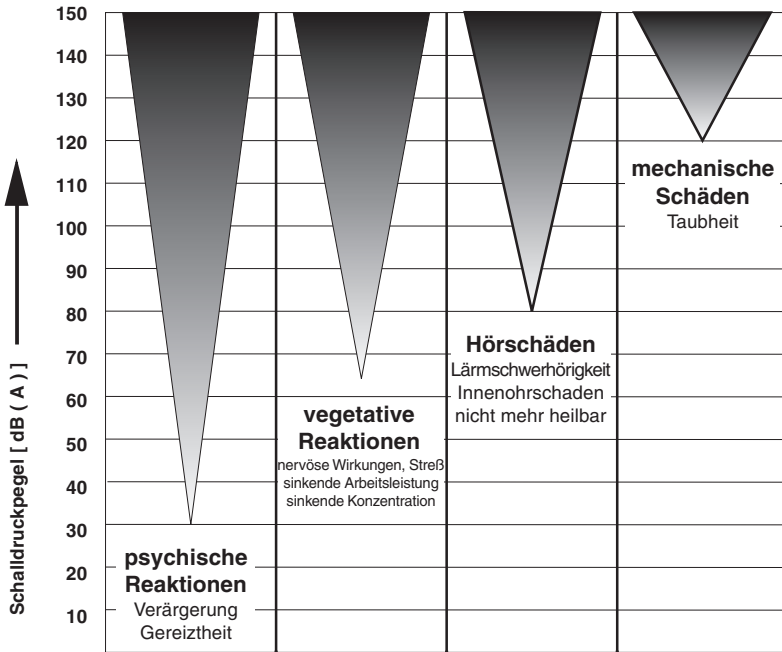


Bild 12.7 :  
Gesundheitsschädlicher Lärm

Eine Form von Schall ist der Lärm. Dabei handelt es sich um unerwünschte, belästigende oder schmerzhaftes Geräusche. Lärm hat verschiedene negative Auswirkungen, die vom Schalldruckpegel des Lärms abhängen :

- Konzentrationsstörungen
- Ein Schalldruckpegel von ca. **70 dB ( A )** führt zur Störung der Sprachkommunikation.
- Ein Schalldruckpegel von **85 dB ( A )** führt erfahrungsgemäß nach einer 8 Std.-Schicht zu vorübergehender Hörminderung. Hält diese akustische Belastung über mehrere Jahre an, führt sie zu bleibenden Hörschäden.
- Ein Schalldruckpegel von **110 dB ( A )** führt innerhalb von kurzer Zeit zu Hörminderungen. Hält diese Belastung über mehrere Stunden an, ist mit hoher Wahrscheinlichkeit mit bleibenden Hörschäden zu rechnen.
- Ein Schalldruckpegel von **135 dB ( A )** und mehr führt in den meisten Fällen zur sofortigen Zerstörung des Gehörs.

## 12.6 Geräuschmessung

Bei der Geräuschmessung an Kompressoren und ähnlichen Maschinen verwendet man in erster Linie das Hüllflächenverfahren nach DIN 45635. Andere angewandte Verfahren arbeiten nach Capi-Pneurop oder PN 8 NTC 2.3. Diese Normen schaffen die Voraussetzungen dafür, daß von Kompressoren und Maschinen unmittelbar an die umgebende Luft abgestrahlte Geräusche ( Schalleistung ) nach einheitlichen Verfahren ermittelt werden, die dadurch vergleichbar sind.

Geräuschmessungen an Kompressoren und Maschinen dienen vor allem der Feststellung, ob bezüglich der Geräuschmessung bestimmte Forderungen erfüllt werden. Die ermittelten Kennwerte sind u.a. geeignet für :

- Vergleich ähnlicher Maschinen.
- Vergleich verschiedener Maschinen.
- Abschätzen des Schalldruckpegels in einiger Entfernung.
- Überprüfung der Geräuschimmission hinsichtlich der Lärmschutzverordnungen.
- Planung von Schallschutzmaßnahmen.

## 12.7 Schalldämmung bei Kompressoren



Bild 12.8 :  
Schalldämmte BOGE Schraubenkompressoren

Beim Betrieb von Kompressoren treten teilweise Schalldruckpegel über 85 dB ( A ) auf. Wenn mehrere ungedämmte Kompressoren in einem Raum stehen, können auch erheblich höhere Schalldruckpegel auftreten. Da die Arbeitsschutzgesetze ab 85 dB ( A ) das Tragen von Gehörschutz empfehlen und ab 90 dB ( A ) vorschreiben, ist es oft vorteilhaft, schalldämmte Kompressoren aufzustellen.

Schalldämmte Kompressoren können in Arbeitsplatznähe aufgestellt werden. Das vermeidet Kosten für lange Leitungen, separate Kompressorräume und reduziert den Druckabfall in den Druckluftleitungen.

An die Materialien einer Schalldämmung werden bestimmte Anforderungen gestellt :

- Nicht brennbar.
- Staubunempfindlich.
- Ölungempfindlich.

Zur Schalldämmung bei Kompressoren verwendet man daher in erster Linie Mineralwolle ( Steinwolle oder Glaswolle ) und FCKW-freie, schwer entflammbare, selbstverlöschende Schaumstoffe, die in das Stahlblechgehäuse eingebunden werden.

## 13. Kosten der Druckluft

### 13.1 Zusammensetzung der Druckluftkosten

Die Betriebskosten der Druckluft setzen sich aus drei Faktoren zusammen :

- **Wartungs- und Instandhaltungskosten.**  
Die Wartungskosten setzen sich aus den Lohnkosten des Monteurs, Ersatzteile und Verbrauchsmaterialien wie Schmier- und Kühlöl, Luftfilter, Ölfilter u.ä. zusammen.
- **Energiekosten.**  
Die Energiekosten beinhalten die Kosten für Strom bzw. Treibstoff. Sie sind notwendig zum Beheizen des Kompressors.
- **Kapitaldienst.**  
Der Kapitaldienst beinhaltet die Zinsen und Tilgung des in den Investitionsobjekten ( Kompressor, Aufbereitung und Leitungsnetz ) gebundenen Kapitals. Das sind die Abschreibungs- und Zinskosten.

#### 13.1.1 Anteile der Kostenfaktoren

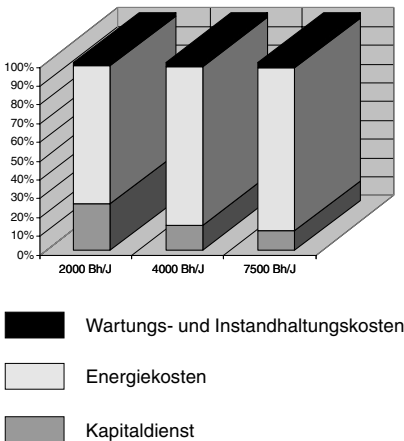


Bild 13.1 :  
Zusammensetzung der Druckluftkosten bei  
verschieden Betriebsstunden pro Jahr

Abhängig von den jährlichen Betriebsstunden sind die Anteile der einzelnen Faktoren unterschiedlich groß. Bei Einschichtbetrieb rechnet man im allgemeinen mit 2000 Bh, bei Zweischichtbetrieb mit 4000 Bh und bei Dreischichtbetrieb mit 7500 Bh pro Jahr.

Bei der Ermittlung der Kostenanteile wurden Stromkosten von 0,25 DM/kWh und eine Abschreibungszeit von 5 Jahren mit einem Zinssatz von 8 % zugrunde gelegt.

Kostenfaktoren	Betriebsstunden pro Jahr		
	2000 Bh/J [ % ]	4000 Bh/J [ % ]	7500 Bh/J [ % ]
Wartung u. Instandhaltung	2	2,5	2,7
Energiekosten	73	84	87
Kapitaldienst	25	13,5	10,3

Es ist deutlich zu erkennen, daß die Energiekosten den größten Kostenfaktor darstellen. Die Wartungs- und Instandhaltungskosten kann man dagegen weitestgehend vernachlässigen und die Kosten für den Kapitaldienst fallen langfristig ebenfalls kaum ins Gewicht. Hauptkriterium bei der Anschaffung einer Kompressoranlage muß aus diesem Grund der Energieverbrauch sein.

Eine Aufschlüsselung der Energiekosten finden sie auf der folgenden Seite.



13.2 Wirtschaftlichkeitsberechnung für Energiekosten

Hersteller Bauart Modell		BOGE Schraubenkompressor S 40	
( 1 ) Liefermenge der Gesamtanlage ( $\dot{V}$ ) nach PN2 CPTC2 Umgebungstemperatur $t = 20^{\circ}\text{C}$ Betriebsdruck	m <sup>3</sup> /h  bar	303  8	
( 2 ) elektrischer Leistungsbedarf des Kompressors des Riemens des Getriebes des Lüfters der Gesamtanlage ( $P_e$ )	kW kW kW kW kW	    31,89	
( 3 ) Motorwirkungsgrad ( $\eta$ ) bei Schutzart IP 54		92,5	
( 4 ) Gesamtleistungs-Aufnahme ( $P_i$ ) aus dem Stromnetz $P_i = P_e (2) \times 100 / \eta (3)$	kW	34,47	
( 5 ) Strompreis ( $k$ )	€/kWh	0,10	
( 6 ) Stromkosten pro Stunde $K = P_i (4) \times k (5)$	€/h	3,45	
( 7 ) Kosten pro m <sup>3</sup> Druckluft $K_v = K (6) / \dot{V} (1)$	€/m <sup>3</sup>	0,0114	
( 8 ) Kosten pro Jahr Druckluftbedarf ( $L_B$ ) Betriebsstunden pro Jahr Druckluftbedarf pro Jahr $L_B/J = Bh \times L_b$	m <sup>3</sup> /h Bh m <sup>3</sup>	300 2000 600000	
( 9 ) Gesamtkosten pro Jahr $K_J = LB/J (8) \times K_v (7)$	€/Jahr	6840,-	
( 10 ) Mehrkosten pro Jahr			

Bei der Berechnung der Energiekosten wurden mögliche Leerlaufanteile nicht berücksichtigt.

# Anhang

## A.1 Symbole

### A.1.1 Bildsymbole nach DIN 28004

Die folgenden Bildsymbole sind nach DIN 28 004, Teil 3 genormt. Es wurden nur die für die Drucklufterzeugung wichtigen Teile der Norm berücksichtigt.  
Diese Bildsymbole dienen zur einheitlichen Darstellung von Fließbildern verfahrenstechnischer Anlagen.  
Fließbilder dienen der Verständigung aller Stellen, die an der Entwicklung, Planung, Montage und dem Betrieb von verfahrenstechnischen Anlagen beteiligt sind, sowie der Darstellung des durchgeführten Verfahrens.

### Verdichter und Pumpen



Verdichter allgemein



Membran-Verdichter



Drehkolben-Verdichter



Flüssigkeitsring-Verdichter



Hubkolben-Verdichter



Roots-Verdichter



Schrauben-Verdichter



Turbo-Verdichter



Drehschieber-Verdichter  
Rotations-Verdichter

### Filter



Fluidfilter allgemein  
Filterapparat allgemein



Flüssigkeitsfilter allgemein



Gasfilter allgemein  
Luftfilter allgemein



Aktivkohlefilter



Gas-Sorptionsfilter

**Abscheider**



Abscheider allgemein



Fliehkraft-, Rotationsabscheider  
Zyklon



Schwerkraftabscheider  
Absetzkammer

**Armaturen**



Absperrarmatur allgemein



Absperr-Durchgangsventil



Absperr-Dreivegeventil



Absperr-Durchgangshahn



Dreivegehahn



Absperrschieber



Absperrklappe



Rückschlagarmatur allgemein



Rückschlag-Durchgangsventil



Rückschlag-Klappe



Armatur mit stetigem  
Stellverhalten



Armatur mit Sicherheitsfunktion

**Sonstiges**



Trockner allgemein



Kondensatableiter



Behälter allgemein

# Anhang

## A.1.2 Schaltzeichen nach ISO 1219

Die folgenden Schaltzeichen sind nach ISO 1219 ( 8.78 ) genormt. Es wurden nur Ausschnitte aus der Norm berücksichtigt.

Die Schaltzeichen dienen zur Erstellung von pneumatischen und hydraulischen Schaltplänen, die zur Funktionsbeschreibung entsprechender Steuerungen und Funktionsanlagen genutzt werden.

### Energieumformung



Verdichter



Vakuumpumpe



Druckluftmotor mit einer Strömungsrichtung



Druckluftmotor mit zwei Strömungsrichtungen



einfachwirkender Zylinder, Rückbewegung durch äußere Kraft



einfachwirkender Zylinder, Rückbewegung durch Federkraft



doppeltwirkender Zylinder



doppeltwirkender Zylinder mit einseitiger, nichteinstellbarer Dämpfung



doppeltwirkender Zylinder mit beidseitiger, einstellbarer Dämpfung

### Sperrventile



Rückschlagventil ohne Feder



Rückschlagventil mit Feder



gesteuertes Rückschlagventil

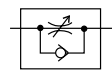
### Stromventile



Drosselventil mit konstanter Verengung

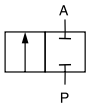


Drosselventil, verstellbar

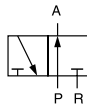


Drosselrückschlagventil

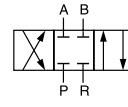
**Wegeventile**



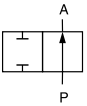
2/2-Wegeventil  
mit Sperr-Nullstellung



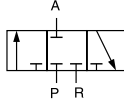
3/2-Wegeventil  
mit Durchfluß-Nullstellung



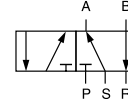
4/3-Wegeventil  
mit Sperr-Mittelstellung



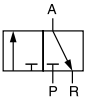
2/2-Wegeventil  
mit Durchfluß-Nullstellung



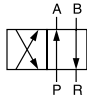
3/3-Wegeventil  
mit Sperr-Mittelstellung



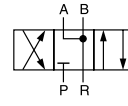
5/2-Wegeventil



3/2-Wegeventil  
mit Sperrnullstellung

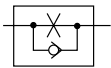


4/2-Wegeventil

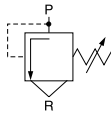


4/3-Wegeventil  
Mittelstellung Arbeitsleitung  
entlüftet

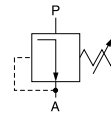
**Druckventile**



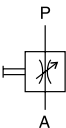
Blendenrückschlagventil



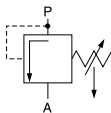
Druckbegrenzungsventil  
einstellbar



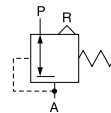
Druckregelventil ohne Abfluß-  
öffnung, einstellbar



Drosselventil  
verstellbar, manuell betätigt



Zuschaltventil  
einstellbar, mit Entlüftung



Druckregelventil mit Abfluß-  
öffnung, einstellbar

**Kurzbezeichnung der Anschlüsse**

A, B, C  
P

Arbeitsleitung  
Druckluftanschluß

R, S, T  
X, Y, Z

Abfluß, Entlüftung  
Steuerleitungen

Energieübertragung



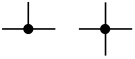
Druckluftquelle



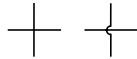
Arbeitsleitung



Steuerleitung



Leitungsverbindung ( fest )



Leitungskreuzung



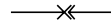
biegsame Leitung



Auslaß mit Rohranschluß



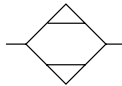
Druckanschlußstelle  
(verschlossen )



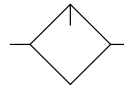
Druckanschlußstelle  
( mit Anschlußleitung )



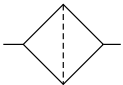
Pneumatikspeicher



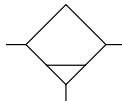
Trockner



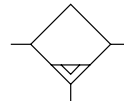
Öler



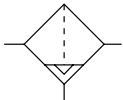
Filter



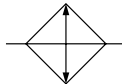
Wasserabscheider, handbetätigt



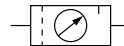
Wasserabscheider mit auto-  
matischer Entleerung



Filter mit automatischem  
Wasserabscheider



Kühler



Wartungseinheit  
( vereinfachte Darstellung )

Sonstige Geräte



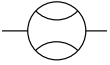
Druckmeßgerät



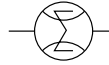
Differentialdruckmeßgerät



Temperaturmeßgerät



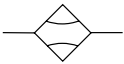
Druckluftmeßgerät  
Strommesser



Durchflußmeßgerät  
Volumenmesser



Druckschalter



Durchflußfühler



Druckfühler



Temperaturfühler

# Umrechnungstabelle

---

## Längen

von	x	nach • von	x	nach
mm	0,03937	inch	25,4	mm
m	3,281	foot	0,3048	m
m	1,094	yard	0,914	m

## Flächen

von	x	nach • von	x	nach
mm <sup>2</sup>	1,55 x 10 <sup>-3</sup>	sq.inch	645,16	mm <sup>2</sup>
cm <sup>2</sup>	0,155	sq.inch	6,452	cm <sup>2</sup>
m <sup>2</sup>	10,76	sq.ft.	0,0929	m <sup>2</sup>

## Volumen

von	x	nach • von	x	nach
cm <sup>3</sup>	0,06102	cu.inch	16,388	cm <sup>3</sup>
dm <sup>3</sup> (Liter)	0,03531	cu.ft.	28,32	dm <sup>3</sup> (Liter)
dm <sup>3</sup> (Liter)	0,22	gallon(U.K.)	4,545	dm <sup>3</sup> (Liter)
dm <sup>3</sup> (Liter)	0,2642	gallon(US)	3,785	dm <sup>3</sup> (Liter)
m <sup>3</sup>	1,308	cu.yard	0,764	m <sup>3</sup>

## Volumenstrom

von	x	nach • von	x	nach
l/min	0,0353	cfm	28,3	l/min
m <sup>3</sup> /min	35,31	cfm	0,0283	m <sup>3</sup> /min
m <sup>3</sup> /h	0,588	cfm	1,7	m <sup>3</sup> /h

## Druck

von	x	nach • von	x	nach
bar(ü)	14,5	psia	0,07	bar(ü)
bar(abs)	14,5+Atm.	psig	0,07+Atm.	bar(abs)

## Kraft

von	x	nach • von	x	nach
N	0,2248	pound force(lbf)	4,454	N
kW	1,36	HP	0,736	kW

## Temperatur

von	x	nach • von	x	nach
°C	(°C x 1,8) + 32	°F	(°F -32) / 1,8	°C

---



<b>A</b>		Druckluftbehälter	142	Einsatzbereich	125
Absorption	85	Armaturen	147	Kühlung	39
Adsorption	86	Aufstellung	173	Regelung	40
Aktivkohle-Adsorber	100	Druckluftspeicherung	142	Kompressor	24
Ansaugfilter	49	Installation	143	-Schmiermittel	50
Ansaugleistung	38	Kondensatabscheidung	143	Aufstellungshinweise	172
Anschlußleitung	151	Normreihe	129	Bauarten	25
Antriebsmotor	48	Pulsationsdämpfung	140	Flüssigkeitsring-	32
ARS	59	Volumenbestimmung	129	Freikolben-	30
Aufbereitung	68	Druckluftqualität		Hubkolben-	27
Aussetz-Regelung	54	Planungshinweise	69	Kühlluftstrom $\dot{V}_k$	174
Aussetz-Regelung, verzögerte	55	Druckluftverbrauch		Laufzeit	131
Autotronic	60	Düsen	110	Membran-	29
<b>B</b>		Farbspritzpistolen	112	Platzbedarf	172
Basiseinheiten	6	Gesamt	120	Schalldämmung	203
Belüftung	174	Strahldüsen	113	Schallintervall	131
Kanalisiert	181	Werkzeuge	115	Schrauben-	33
Kompressorräume	176	Zylindern	114	Stillstandszeit	131
Kühlluftkanal	182	zylindrischen Düsen	111	Übersicht	26
Künstlich	178	Drucktaupunkt	73	Umgebungstemperatur	170
Natürlich	177	bei Entspannung	78	Vielzellen-	31
Zuluftkanäle	181	Ermittlung	77	Wärmebilanz	188
Betriebsraum	169	Duotherm-Wärmeaustauscher		Kompressoraufrstellung	170
Betriebszustände	52	Duotherm BSW	191, 192	Kompressoraufliegung	
Bildsymbole	206	Kostensparnis	193	Kolbenkompressor	133
Blaise Pascalsche Gesetz	3	<b>F</b>		Schraubenkompressor	137
Boyle-Mariottesches Gesetz	7	Filter		Kompressoraufrwahl	139
Brandschutzvorschriften	171	Aktivkohle-	99	Kompressorverbundsysteme	141
<b>D</b>		Betriebsdruck	94	Kondensat	102
Druck	10	Druckabfall $\Delta p$	94	Entsorgung	171
Druckabfall $\Delta p$	156	Micro-	97	Kondensatableiter	103
Druckbereiche	17	Steril-	101	Kondensatabscheider	
Druckdefinitionen	51	Vor-	96	Druckluftbehälter	143
Druckluft		Filterabscheidegrad $h$	93	Zyklonabscheider	95
Anwendungen	2, 21	Filtermechanismen	98	Kondensataufbereitung	108
Anwendungsmöglichkeiten	18	Fluidik	5	Kondensatmenge	74
Eigenschaften	7	Frequenzregelung	57	Kosten	
Energiekosten	205	<b>G</b>		Druckluft	204
Filter	93	Geräuschmessung	203	Druckluftverluste	122
Geschichte	1	<b>H</b>		Kühlluftstrom $\dot{V}_k$	174
Kosten	204	Hauptleitung	149	<b>L</b>	
Qualität	79	Hubvolumenstrom	38	Lärm	
Verluste	122	<b>I</b>		Auswirkungen	202
Verunreinigungen	68, 71	Isobar	8	Geräuschmessung	203
Vorteile	14	Isochor	8	Lastlauf ( L2 )	53
Zusammensetzung	7	Isotherm	8	Lautstärke	198
Druckluftbedarf	110, 117	<b>K</b>		-pegel	197
Gleichzeitigkeitsfaktor	118	Kältetrocknung	83	Leckage	122
Mittlere Einschaltdauer	117	Kolbenkompressor	37	Leckagemenge	125
Zuschläge	121	Aufstellungsbeispiel	187	Bestimmung	123, 124
		Baugruppen	41	Leerlauf ( L1 )	52
				Leerlauf-Regelung	54
				Liefermenge	38
				Luffeuchtigkeit	72

# Index

<b>M</b>		Rohrleitungswerkstoff	164	Verdichter	
MCS	62	Edelstahlrohre	165	Axial-	35
Mehrfachanlagen	152	Gewinderohre	164	Dynamisch	24
Motorschaltspiele		Kunststoffrohre	167	Radial-	36
Ermittlung	132	Kupferrohre	166	Roots-	34
zulässig	132	Nahtlose Stahlrohre	165	Verdränger	24
<b>N</b>		<b>S</b>			
Normen		Sammelleitung	152	Verteilerleitung	150, 151
DIN 28004, Teil 3	206	Schädlicher Raum	38	Volumen	9
ISO 1219 ( 8.78 )	208	Schall	199	Volumenstrom $\dot{V}$	11
<b>O</b>		Schallausbreitung	200	<b>W</b>	
Ö-Wasser-Trenner	109	Schalldruck	196	Wärmeaustauscher	191
ÖWAMAT	109	Schalleistungspegel	196	Wärmerückgewinnung	188
<b>P</b>		Schallempfinden	195	<b>Z</b>	
Physikalische Grundlagen	8	Schallpegel	196	Zungenventil	49
Pneumoniik	5	Bewertete, dB ( A )	197	Zyklonabscheider	95
Prüfnachweis	144	Schaltzeichen	208		
Prüfung	145	Schraubenkompressor	42		
<b>Q</b>		Aufstellungsbeispiel	186		
Qualitätsklassen	79	Baugruppen	47		
<b>R</b>		Einsatzbereich	127		
Ratitronic	60	Funktionsweise	43		
Raumheizung	189	Verdichtungsvorgang	42		
Wirtschaftlichkeit	190	SI-System	6		
Regelung	51	Sicherheitsventil	49, 148		
Regelungsarten	54, 60	Steuerung			
Regeneration	86	ARS-Konzept	59		
Externe Warm-	89	Stichleitung	151		
Interne Warm-	88	Stillstand ( L0 )	52		
Kalt-	87	Strömung	13, 156		
Vakuum-	90	Stufenlose Leistungsregelung	56		
Reynoldssche Zahl Re	156	Supertronic	61		
Ringleitung	150	<b>T</b>			
Rohrinnendurchmessers $d_i$		Taupunkt	73		
Graphische Ermittlung	162	Teillast	53		
Rechnerische Ermittlung	161	Teillast-Regelung	56		
Spaltendiagramm	163	Temperatur	9		
Rohrlänge, gleichwertig	160	Trockner			
Rohrleitung		Anordnung	91		
Dimensionierung	158	Betriebsbedingungen	81		
Kennzeichnung	168	Trocknung	80		
Nennweite	159	Absorption	85		
Werkstoff	164	Adsorption	86		
Rohrleitungsnetz	149	Kältetrocknung	83		
Druckabfall $\Delta p$	157	Membrantrocknung	84		
mit Drucklufttrockner	155	Überverdichtung	82		
ohne Trockner	154	<b>V</b>			
		Vakuumpumpen	24		
		Ventilatoren	24		

Kompendium online: [www.drucklufttechnik.de](http://www.drucklufttechnik.de)



Otto-Boge-Str. 1-7  
D-33739 Bielefeld  
[info@boge.com](mailto:info@boge.com)  
[www.boge.com](http://www.boge.com)