

HANDBUCH DER DRUCKLUFTTECHNIK

Atlas Copco Kompressoren und
Drucklufttechnik GmbH
Wir bringen nachhaltige Produktivität.

Atlas Copco



Handbuch der Drucklufttechnik

8. Ausgabe

Atlas Copco Kompressoren und
Drucklufttechnik GmbH



**Dieses Handbuch wurde
herausgegeben von:
Atlas Copco Kompressoren
und Drucklufttechnik GmbH
Communications
Langemarckstr. 35
45141 Essen**

Ohne die Erlaubnis der Atlas Copco Kompressoren und Drucklufttechnik GmbH ist das Kopieren dieses Handbuches auch in Teilen gem. den Gesetzen zum Urheberrecht nicht erlaubt. Dies gilt für alle Arten des Kopierens, Druckens usw.

Dieses Handbuch enthält Bilder und Material unserer Kunden und Zulieferer, denen wir hiermit herzlich danken möchten. Ganz besonders danken wir: ABB, Siemens, Vattenfall, AGA und HAMRIN Adsorptions & Filtertechnik.

Änderungen ohne vorherige Ankündigung und Irrtümer vorbehalten.

Vorwort

Dieses Handbuch wurde für diejenigen geschrieben, die mehr über die Drucklufttechnik erfahren möchten. Es behandelt sowohl die theoretischen als auch die praktischen Aspekte der Drucklufttechnik, denen jeder begegnet, der mit Druckluft zu tun hat. Es reicht von theoretischen Betrachtungen bis hin zu praktischen Hinweisen und Tipps für den alltäglichen Gebrauch. Eine besondere Berücksichtigung fanden ebenfalls die immer wichtiger werdenden Fragestellungen zu Themen des Umweltschutzes, der Druckluftqualität, der Energiesparmaßnahmen und der wirtschaftlichen Druckluftherzeugung. Weiterhin haben wir sowohl einige Berechnungsbeispiele als auch diverse Tabellen und einen kompletten Index mit Schlüsselwörtern hinzugefügt. Die Inhalte dieses Handbuches sind von unseren besten Fachleuten erstellt worden, und wir hoffen, dass die Inhalte dieser Kapitel sowohl Anfängern als auch erfahrenen Anwendern hilfreich sein können.

Wir glauben, dass dieses Handbuch für viele Anwender nützlich und unterhaltsam sein wird. Obwohl viele Fragen von diesem Handbuch beantwortet werden, bleiben andere offen und bedürfen der weiteren Diskussion. In diesen Fällen ist jeder Leser herzlich eingeladen, sich direkt an Atlas Copco zu wenden, um unbeantwortet gebliebene Fragen zu klären.

Atlas Copco Kompressoren und Drucklufttechnik GmbH

Kapitel 1 Theorie

| | |
|--|----|
| 1.1 Allgemeine Physik | 10 |
| 1.1.1 Aufbau der Materie | 10 |
| 1.1.2 Moleküle und deren unterschiedliche Zustände | 10 |
| 1.2 Physikalische Einheiten | 11 |
| 1.2.1 Druck | 11 |
| 1.2.2 Temperatur | 12 |
| 1.2.3 Wärmekapazität | 12 |
| 1.2.4 Arbeit | 13 |
| 1.2.5 Leistung | 13 |
| 1.2.6 Volumenstrom | 14 |
| 1.3 Thermodynamik | 14 |
| 1.3.1 Grundlagen | 14 |
| 1.3.2 Gasgesetze | 14 |
| 1.3.3 Wärmeübertragung | 15 |
| 1.3.4 Zustandsänderungen | 17 |
| 1.3.4.1 Isochore Prozesse | 17 |
| 1.3.4.2 Isobare Prozesse | 17 |
| 1.3.4.3 Isotherme Prozesse | 18 |
| 1.3.4.4 Isentrope Prozesse | 18 |
| 1.3.4.5 Polytrope Prozesse | 19 |
| 1.3.5 Gasströmung durch eine Düse | 19 |
| 1.3.6 Gasströmungen durch Rohre | 19 |
| 1.3.7 Drosselung | 20 |
| 1.4 Luft | 20 |
| 1.4.1 Luft im Allgemeinen | 20 |
| 1.4.2 Feuchte Luft | 21 |
| 1.5 Kompressorarten | 21 |
| 1.5.1 Grundlagen | 21 |
| 1.5.2 Verdrängerkompressoren | 22 |
| 1.5.3 p/V-Diagramm von Verdrängerkompressoren | 24 |
| 1.5.4 Turbokompressoren | 25 |
| 1.5.5 Verdichtung in mehreren Stufen | 25 |
| 1.5.6 Vergleich zwischen Verdränger- und Turbokompressor | 26 |

| | |
|---|----|
| 1.6 Elektrizität | 26 |
| 1.6.1 Grundlagen und Definitionen | 26 |
| 1.6.2 Ohmsches Gesetz für Wechselstrom | 27 |
| 1.6.3 Drehstrom | 28 |
| 1.6.4 Leistung | 28 |
| 1.6.5 Elektromotoren | 29 |
| 1.6.5.1 Drehzahl | 29 |
| 1.6.5.2 Wirkungsgrade | 29 |
| 1.6.5.3 Isolationsklassen | 29 |
| 1.6.5.4 Schutzklassen | 29 |
| 1.6.5.5 Kühlmethoden | 30 |
| 1.6.5.6 Bauarten | 30 |
| 1.6.5.7 Stern(Y)- und Dreieck(Δ)-Anschluss | 30 |
| 1.6.5.8 Drehmoment | 32 |

Kapitel 2 Kompressoren und Zubehör

| | |
|--|----|
| 2.1 Verdrängerkompressoren | 34 |
| 2.1.1 Verdrängerkompressoren im Allgemeinen | 34 |
| 2.1.2 Kolbenkompressoren | 34 |
| 2.1.3 Ölfreie Kolbenkompressoren | 37 |
| 2.1.4 Membrankompressoren | 37 |
| 2.1.5 Schraubenkompressoren | 37 |
| 2.1.5.1 Ölfreie Schraubenkompressoren | 39 |
| 2.1.5.2 Flüssigkeitsgekühlte Schraubenkompressoren | 39 |
| 2.1.6 Drehzahnkompressoren | 41 |
| 2.1.7 Scrollkompressoren | 41 |
| 2.1.8 Rotationskompressoren | 43 |
| 2.1.9 Flüssigkeitsringkompressor | 43 |
| 2.1.10 Gebläse | 44 |
| 2.2 Turbokompressoren | 44 |
| 2.2.1 Turbokompressoren im Allgemeinen | 44 |
| 2.2.2 Radiale Turbokompressoren | 45 |
| 2.2.3 Axiale Turbokompressoren | 46 |

| | |
|---------------------------------------|----|
| 2.3 Andere Kompressorarten | 47 |
| 2.3.1 Vakuumpumpen | 47 |
| 2.3.2 Nachverdichter (Booster) | 47 |
| 2.3.3 Druckerhöher | 48 |
| 2.4 Aufbereitung von Druckluft | 48 |
| 2.4.1 Trocknen von Druckluft | 48 |
| 2.4.1.1 Nachkühler | 50 |
| 2.4.1.2 Kältetrockner | 50 |
| 2.4.1.3 Überverdichtung | 51 |
| 2.4.1.4 Absorptionstrocknung | 51 |
| 2.4.1.5 Adsorptionstrocknung | 52 |
| 2.4.2 Filter | 54 |
| 2.5 Steuer- und Regelsysteme | 56 |
| 2.5.1 Regelung im Allgemeinen | 56 |
| 2.5.2 Regelung von Verdränger- | |
| kompressoren | 57 |
| 2.5.2.1 Überstromventil | 57 |
| 2.5.2.2 Bypass | 57 |
| 2.5.2.3 Ansaugdrossel- | |
| regelung | 57 |
| 2.5.2.4 Überstromventil mit An- | |
| saugdrosselregelung | 58 |
| 2.5.2.5 Start/Stopp | 58 |
| 2.5.2.6 Drehzahlregelung | 58 |
| 2.5.2.7 Variable Austritts- | |
| öffnung | 59 |
| 2.5.2.8 Saugventilanhebung | 59 |
| 2.5.2.9 Totraumveränderung | 59 |
| 2.5.2.10 Volllast – Leerlauf – | |
| Stopp | 59 |
| 2.5.3 Regelung von Turbo- | |
| kompressoren | 60 |
| 2.5.3.1 Ansaugdrosselung | 60 |
| 2.5.3.2 Eintrittsleitapparat | 60 |
| 2.5.3.3 Austrittsleitapparat | 60 |
| 2.5.3.4 Überstromventil | 60 |
| 2.5.3.5 Volllast – Leerlauf – | |
| Stopp | 60 |
| 2.5.3.6 Drehzahlregelung | 62 |
| 2.5.4 Regelverhalten | 62 |
| 2.5.4.1 Allgemein | 62 |
| 2.5.4.2 Volllast – Leerlauf – | |
| Stopp | 62 |

| | |
|---------------------------------|----|
| 2.5.4.3 Drehzahlregelung | 63 |
| 2.5.5 Überwachung | 63 |
| 2.5.5.1 Temperaturmessung | 63 |
| 2.5.5.2 Druckmessungen | 64 |
| 2.5.5.3 Überwachung | 64 |
| 2.5.6 Übergeordnete Steuerungen | 65 |
| 2.5.6.1 Reihenfolgesteuerung | 65 |
| 2.5.7 Kompressorleitsysteme | 66 |
| 2.5.8 Fernüberwachung | 67 |

Kapitel 3 Auslegung und Installation

| | |
|--|----|
| 3.1 Auslegung von Kompressorstationen | 70 |
| 3.1.1 Allgemein | 70 |
| 3.1.1.1 Bestimmung des Betriebsüberdruckes | 70 |
| 3.1.1.2 Bestimmung des Druckluftbedarfes | 71 |
| 3.1.1.3 Messung des Druckluftbedarfes | 73 |
| 3.1.2 Zentrale oder dezentrale Kompressorstation | 73 |
| 3.1.2.1 Allgemein | 73 |
| 3.1.2.2 Zentrale Kompressorstation | 74 |
| 3.1.2.3 Dezentrale Kompressorstation | 74 |
| 3.1.3 Auslegung bei Höhenaufstellung | 74 |
| 3.1.3.1 Allgemein | 74 |
| 3.1.3.2 Auswirkungen auf Kompressoren | 75 |
| 3.1.3.3 Auswirkungen auf Antriebe | 76 |
| 3.1.3.3.1 Elektromotoren | 76 |
| 3.1.3.3.2 Verbrennungsmotoren | 76 |
| 3.2 Druckluftaufbereitung | 77 |
| 3.2.1 Allgemein | 77 |
| 3.2.2 Wasserdampf in der Druckluft | 77 |

| | | | |
|----------------------------------|-----|-------------------------------------|-----|
| 3.2.3 Öl in der Druckluft | 78 | 3.7.2 Schall- und Abgas- | |
| 3.2.4 Mikroorganismen in der | | emissionen | 101 |
| Druckluft | 79 | 3.7.3 Transport und Zubehör | 102 |
| 3.2.5 Filter | 80 | 3.8 Elektroinstallation | 102 |
| 3.2.6 Nachkühler | 81 | 3.8.1 Allgemein | 102 |
| 3.2.7 Wasserabscheider | 81 | 3.8.2 Antriebsmotoren | 102 |
| 3.2.8 Öltropfen | 81 | 3.8.3 Anlassmethoden | 103 |
| 3.3. Kühlt Systeme | 82 | 3.8.4 Steuerspannung | 104 |
| 3.3.1 Wassergekühlte | | 3.8.5 Kurzschlussicherung | 104 |
| Kompressoren | 82 | 3.8.6 Kabel | 105 |
| 3.3.1.1 Allgemein | 82 | 3.8.7 Blindstromkompensation | 105 |
| 3.3.1.2 Offenes System | | 3.9 Schall | 106 |
| ohne Kreislauf | 82 | 3.9.1 Allgemein | 106 |
| 3.3.1.3 Offenes System | | 3.9.2 Schalldruck | 106 |
| mit Kreislauf | 83 | 3.9.3 Absorption | 106 |
| 3.3.1.4 Geschlossene Systeme | 83 | 3.9.4 Raumkonstante | 107 |
| 3.4 Wärmerückgewinnung | 85 | 3.9.5 Schalldämpfung | 107 |
| 3.4.1 Allgemein | 85 | 3.9.6 Beziehung zwischen Schalllei- | |
| 3.4.2 Berechnung der zurückge- | | tung und Schalldruckpegel | 107 |
| winnbaren Wärmemenge | 87 | 3.9.7 Schallmessung | 108 |
| 3.4.3 Methoden | 87 | 3.9.8 Zusammenwirken mehrerer | |
| 3.4.3.1 Allgemein | 87 | Schallquellen | 108 |
| 3.4.3.2 Luftgekühlte | | 3.9.9 Schallreduzierung | 109 |
| Systeme | 88 | 3.9.10 Schall bei Kompressor- | |
| 3.4.3.3 Wassergekühlte | | installationen | 109 |
| Systeme | 89 | 3.10 Normen, Gesetze | |
| 3.5 Kompressorraum | 90 | und Vorschriften | 110 |
| 3.5.1 Allgemein | 90 | 3.10.1 Allgemein | 110 |
| 3.5.2 Aufstellung und Auslegung | 91 | 3.10.2 Normen | 110 |
| 3.5.3 Fundamente | 92 | | |
| 3.5.4 Ansaugluft | 92 | | |
| 3.5.5 Belüftung | 93 | | |
| 3.6 Druckluftverteilung | 96 | | |
| 3.6.1 Allgemein | 96 | | |
| 3.6.1.1 Druckluftbehälter | 96 | | |
| 3.6.2 Auslegung des Druckluft- | | | |
| netzes | 98 | | |
| 3.6.3 Dimensionierung des Druck- | | | |
| luftnetzes | 99 | | |
| 3.6.4 Volumenstrommessung | 101 | | |
| 3.7 Fahrbare Kompressoren | 101 | | |
| 3.7.1 Allgemein | 101 | | |

Kapitel 4 Wirtschaftlichkeit

| | |
|--------------------------------------|-----|
| 4.1 Wirtschaftlichkeit | 112 |
| 4.1.1 Kosten der Druckluft- | |
| erzeugung | 112 |
| 4.1.1.1 Allgemein | 112 |
| 4.1.1.2 Aufteilung | |
| der Kosten | 113 |
| 4.2 Möglichkeiten von Kosten- | |
| einsparungen | 113 |
| 4.2.1 Leistungsbedarf | 113 |
| 4.2.2 Betriebsüberdruck | 114 |

| | | |
|------------|--|-----|
| 4.2.3 | Druckluftverbrauch | 115 |
| 4.2.4 | Regelmethode | 116 |
| 4.2.5 | Druckluftqualität | 117 |
| 4.2.6 | Wärmerückgewinnung | 118 |
| 4.2.7 | Wartung | 119 |
| 4.2.7.1 | Wartungsplanung | 120 |
| 4.2.7.2 | Zusatzausstattung | 120 |
| 4.3 | Andere wirtschaftliche Faktoren | 120 |
| 4.3.1 | Allgemein | 120 |
| 4.3.2 | Lebensdauerkosten | 121 |

| | | |
|------------|---|-----|
| 5.7 | Sonderfall 3: Wärmerückgewinnung mit Kühlwasser | 135 |
| 5.7.1 | Annahmen | 136 |
| 5.7.2 | Berechnung des Wasserstromes im Kreislauf | 136 |
| 5.7.3 | Wärmemengenberechnung | 137 |
| 5.7.4 | Zusammenfassung | 137 |
| 5.8 | Sonderfall 4: Druckverlust in der Druckluftleitung | 138 |

Kapitel 5 Berechnungsbeispiele

| | | |
|------------|--|-----|
| 5.1 | Beispiel: Auslegung einer Kompressorstation | 124 |
| 5.2 | Daten | 125 |
| 5.2.1 | Druckluftbedarf | 125 |
| 5.2.2 | Umgebungsbedingungen | 125 |
| 5.2.3 | Verschiedenes | 125 |
| 5.3 | Komponentenauswahl | 126 |
| 5.3.1 | Auslegung des Kompressors | 127 |
| 5.3.2 | Annahmen für die weitere Berechnung | 127 |
| 5.3.3 | Auslegung des Behältervolumens | 128 |
| 5.3.4 | Auslegung des Trockners | 129 |
| 5.3.5 | Annahmen für die weiteren Berechnungen | 129 |
| 5.3.6 | Kontrolle der Berechnungen | 130 |
| 5.4 | Zusätzliche Berechnungen | 131 |
| 5.4.1 | Kondensatmengenberechnung | 131 |
| 5.4.2 | Zuluftbedarf des Kompressorraumes | 132 |
| 5.5 | Sonderfall 1: Höhenaufstellung | 133 |
| 5.6 | Sonderfall 2: Intermittierender Betrieb | 134 |

Kapitel 6 Anhang

| | | |
|--------------|---|-----|
| 6.1 | Das SI-System | 140 |
| 6.2 | Zeichnungssymbole | 143 |
| 6.3 | Diagramme und Tabellen | 145 |
| 6.4 | Übersicht über verschiedene Standards und Normen | 150 |
| 6.4.1 | Sicherheitsbestimmungen und -standards | 150 |
| 6.4.1.1 | Maschinensicherheit | 150 |
| 6.4.1.2 | Druckbehälter | 150 |
| 6.4.1.3 | Umweltschutz | 150 |
| 6.4.1.4 | Elektrotechnik | 150 |
| 6.4.2 | Technische Standards und Normen | 151 |
| 6.4.2.1 | Standardisierung | 151 |
| 6.4.2.2 | Spezifikationen | 151 |
| 6.4.2.3 | Messmethoden | 151 |
| Index | | 152 |

Kapitel 1
Theorie

Kapitel 2
Kompressoren und Zubehör

Kapitel 3
Auslegung und Installation

Kapitel 4
Wirtschaftlichkeit

Kapitel 5
Berechnungsbeispiele

Kapitel 6
Anhang





1.1 Allgemeine Physik

1.1.1 Aufbau der Materie

Materie besteht aus Protonen, Neutronen und Elektronen. Zusätzlich existieren weitere Teilchen, die allerdings nicht in einem stabilen Zustand auftreten können.

Alle diese Teilchen werden durch vier Eigenschaften charakterisiert: die elektrische Ladung, die Masse, die mechanischen und die magnetischen Kräfte.

1:1

Die Elektronenhüllen bestimmen die chemischen Eigenschaften der Elemente. Beispiele dafür sind: Wasserstoff (oben) hat ein Elektron in einer Elektronenhülle. Helium (Mitte) hat zwei Elektronen in einer Elektronenhülle. Lithium (unten) hat ein drittes Elektron in einer weiteren Elektronenhülle.

○ Neutron
- Elektron
+ Proton

Die Ordnungszahl des Elementes im Periodensystem gibt gleichzeitig die Anzahl der Protonen im Atomkern an. Die Masse der Protonen und der Neutronen bildet zusammen ungefähr die Gesamtmasse des Atoms.

Diese Informationen sind ein Teil der Daten, die dem Periodensystem der Elemente entnommen werden können. Die Elektronenhüllen enthalten genauso viele Elektronen, wie Protonen im Atomkern vorhanden sind. Dies bedeutet, dass ein Atom elektrisch neutral ist.

Der dänische Physiker Niels Bohr entwickelte und bewies bereits 1913 eine Theorie, die besagte, dass Atome in einem stationären Zustand nur mit einem bestimmten Energieinhalt existieren können. Wird ein Atom durch Energiezufuhr in einen höheren Energiezustand versetzt, wird diese Energie als Strahlung wieder abgegeben, wenn das Atom in den Ursprungszustand zurückfällt.

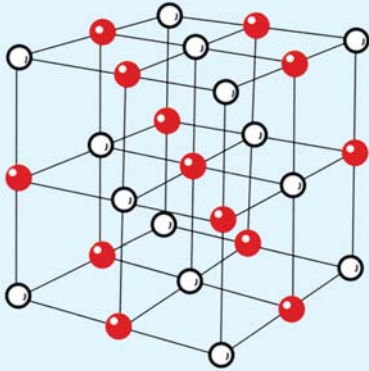
Diese Strahlung wird als Licht wahrgenommen und tritt in unterschiedlichen Formen mit verschiedenen Wellenlängen auf. In einem Spektrographen erscheinen diese als Linien im Gesamtspektrum.

1.1.2 Moleküle und deren unterschiedliche Zustände

Durch chemische Bindungskräfte zusammengehaltene Atome werden als Moleküle bezeichnet. Diese sind so klein, dass zum Beispiel 1 mm^3 Luft bei atmosphärischem Druck ungefähr $2,55 \cdot 10^{16}$ Moleküle enthält.

Jede Materie kann im Prinzip in vier verschiedenen Zuständen existieren: fest, flüssig, gasförmig und als Plasma. Im festen Zustand befinden sich die Moleküle, zusammengehalten von starken Bindungskräften, dicht gepackt in einem Gitter. Bei allen Temperaturen über dem absoluten Nullpunkt bewegen sich die Moleküle mehr oder weniger. Im festen

1:2



Ein Salzkristall besitzt eine würfelförmige Struktur. Gewöhnliches Salz (NaCl) ist ein typisches Beispiel dafür. Die Linien zeigen die Bindungskräfte zwischen dem Natrium (rot) und dem Chlor (weiß).

Zustand äußert sich dies als Bewegung um einen festen Punkt im Gitter. Mit steigenden Temperaturen nehmen diese Bewegungen zu.

Wird eine Substanz so stark erhitzt, dass die Bewegung der Moleküle nicht mehr durch die starre Struktur des Gitters aufgehalten werden kann, löst sich die Gitterstruktur auf, und die Moleküle bilden eine Flüssigkeit. Wird die Flüssigkeit weiter erhitzt, verringern sich die Bindungskräfte der Moleküle weiter, und es entsteht ein gasförmiger Zustand. Das Gas expandiert in alle

Richtungen und mischt sich mit anderen bereits vorhandenen Gasen.

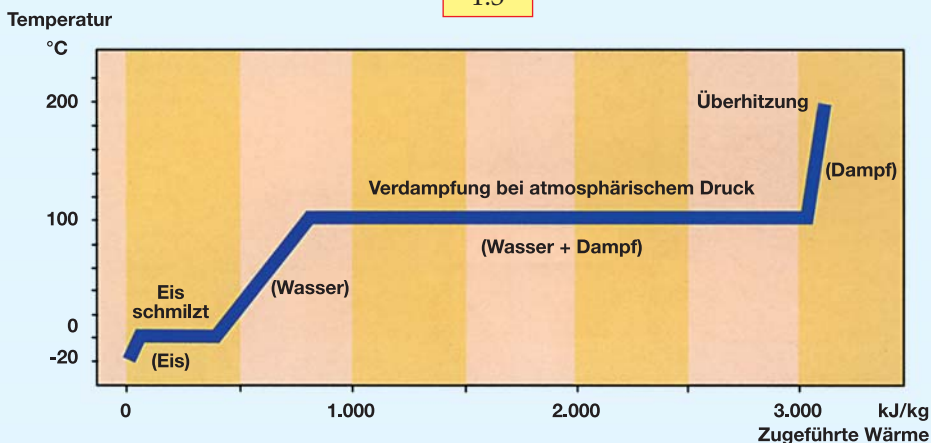
Wenn ein Gas abgekühlt wird, verlieren die Moleküle ihre Bewegungsgeschwindigkeit, binden sich aneinander, und die Kondensation beginnt. Wird Gas jedoch noch weiter erhitzt, zerfallen die Moleküle in ihre verschiedenen Bestandteile und bilden ein Plasma aus Elektronen und Atomkernen.

1.2 Physikalische Einheiten

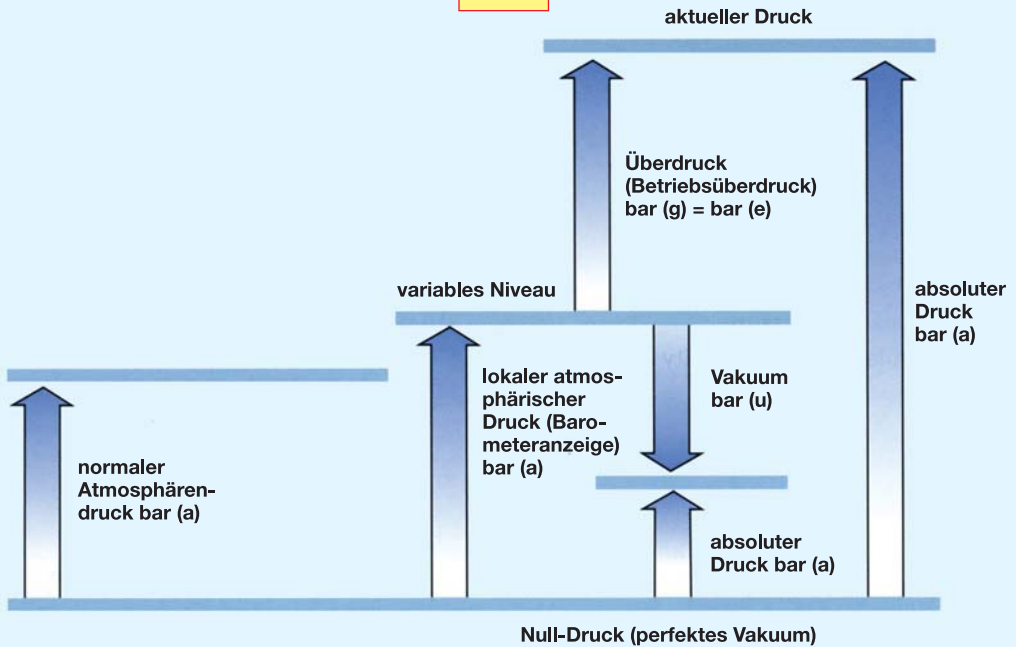
1.2.1 Druck

Die Gewichtskraft, die eine Luftsäule, die sich vom Meer bis zum Rande der Atmosphäre erstreckt, auf einen Quadratmeter des Bodens ausübt, beträgt 10,13 N. Der atmosphärische Druck auf Meeresebene erreicht daher $10,13 \cdot 10^4$ N pro Quadratmeter. Die Einheit N/m^2 wird auch als 1 Pa (Pascal) bezeichnet und ist gleichzeitig die SI-Einheit für den Druck. Ein einfacher Vergleich zeigt, dass 1 bar = 100.000 Pa entspricht. Der atmosphärische Druck nimmt mit steigender Entfernung zum Meeresspiegel ab.

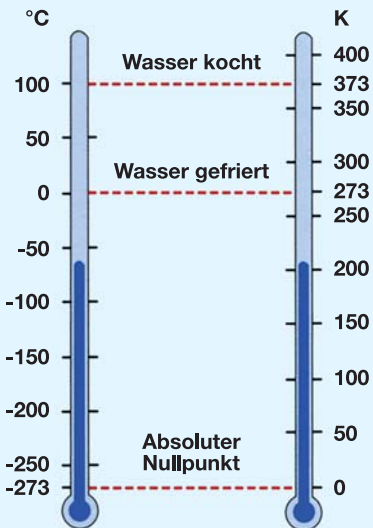
1:3



Bei Zuführung von Wärme ändert sich der Aggregatzustand jeder Substanz. Das Diagramm zeigt diesen Vorgang für Wasser.



Die meisten Druckmanometer messen den Differenzdruck zwischen dem Druck in einem geschlossenen Behälter und dem atmosphärischen Druck. Um den Absolutdruck zu ermitteln, muss der jeweilige atmosphärische Druck zu dem gemessenen Differenzdruck addiert werden.



Dieses Bild zeigt den Zusammenhang zwischen Celsius und Kelvin. Auf der Celsius-Skala befindet sich 0° am Gefrierpunkt von Wasser, während auf der Kelvin-Skala 0° beim absoluten Nullpunkt liegt.

1.2.2 Temperatur

Die Temperatur eines Gases ist schwieriger zu bestimmen als sein Druck. Die Temperatur ist ein Maß für die kinetische Energie der Moleküle. Je höher die Temperatur, desto schneller ist deren Bewegung. Bei Erreichen des absoluten Nullpunktes hört jede Bewegung auf. Die Kelvin-Skala beginnt bei diesem Punkt, ist jedoch genauso in Grad unterteilt wie die Celsius-Skala. Die Umrechnungsformel lautet:

$$T = t + 273,15$$

T = absolute Temperatur [Kelvin, K]

t = Temperatur [Celsius, $^\circ\text{C}$]

1.2.3 Wärmekapazität

Die Wärmekapazität gibt diejenige Energiemenge an, die erforderlich ist, um 1 kg eines bestimmten Stoffes um 1 K zu erwärmen.

Demgemäß ist die Einheit der Wärmekapazität $J/(kg \cdot K)$. Konsequenterweise erhält die molare Wärmekapazität die Einheit $J/(mol \cdot K)$. Die für die Wärmekapazität verwendeten Bezeichnungen lauten:

- c_p = Wärmekapazität
bei konstantem Druck
- c_v = Wärmekapazität
bei konstantem Volumen
- C_p = molare Wärmekapazität
bei konstantem Druck
- C_v = molare Wärmekapazität
bei konstantem Volumen

Die Wärmekapazität eines Stoffes bei konstantem Druck ist stets größer als die Wärmekapazität bei konstantem Volumen. Die Wärmekapazität für einen bestimmten Stoff ist jedoch nicht konstant, sondern nimmt mit steigender Temperatur zu.

Für den praktischen Gebrauch kann jedoch ein Durchschnittswert verwendet werden. Für Flüssigkeiten und feste Substanzen gilt $c_p \approx c_v \approx c$. Die erforderliche Wärmemenge, um eine bestimmte Masse von einer Temperatur t_1 auf t_2 zu erhitzen, beträgt:

$$Q \approx m \cdot c \cdot (t_2 - t_1)$$

Q = Wärme [J]

m = Massenstrom [kg/s]

c = spezifische Wärmekapazität
[J/(kg · K)]

t = Temperatur [K]

Der Grund, warum c_p immer größer als c_v ist, liegt in der zu verrichtenden Expansionsarbeit begründet, die ein Gas leisten muss, wenn der Druck konstant bleiben soll. Der Quotient aus c_p und c_v wird als kappa (κ) bezeichnet und wird durch die Anzahl der Atome in den Molekülen bestimmt.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{C_p}{C_v}$$

1.2.4 Arbeit

Mechanische Arbeit wird als Produkt aus der Kraft und dem Weg, den diese Kraft wirkt, definiert.

Genau wie die Wärme ist die Arbeit eine Energie, die von einem Körper auf einen andern übertragen wird. Der Unterschied ist der, dass hier eine Kraft wirkt und nicht eine Temperatur.

Ein gutes Beispiel ist die Verdichtung eines Gases in einem Zylinder durch einen beweglichen Kolben. Die Verdichtung entsteht durch eine Kraft, die den Kolben bewegt. Durch diese Bewegung wird Energie vom Kolben auf das eingeschlossene Gas übertragen. Diese Energieübertragung steht in einem thermodynamischen Zusammenhang. Die Höhe der vom Kolben abgegebenen und vom Gas aufgenommenen Energie ist immer gleich. Arbeit kann zu verschiedenen Ergebnissen führen, zum Beispiel zu einer Änderung der potenziellen Energie, der kinetischen Energie oder der Wärmeenergie.

Mechanische Arbeit, in Verbindung mit der Volumensänderung eines Gases, stellt einen der wichtigsten Prozesse in der Thermodynamik dar.

Die SI-Einheit für die Arbeit ist das Joule. $1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ Ws}$

1.2.5 Leistung

Leistung ist Arbeit pro Zeit. Die SI-Einheit für die Leistung ist das Watt.

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$$

Die Leistung, die erforderlich ist, die Welle eines Kompressors anzutreiben, ist

identisch mit der vom Kompressor abgestrahlten plus der vom Gas aufgenommenen Wärme.

1.2.6 Volumenstrom

Die SI-Einheit für den Volumenstrom ist m^3/s . Der Volumenstrom eines Kompressors wird in der Praxis jedoch oft in l/s , m^3/min oder in m^3/h angegeben. Dabei unterscheidet man zwischen der Volumenstromangabe bezogen auf den Normzustand (z. B. Nm^3/h) und dem Volumenstrom bezogen auf den jeweiligen Ansaugzustand vor Ort.

Auf den Normzustand bezogen, wird der Volumenstrom auf 1,013 bar, $0\text{ }^\circ\text{C}$ und 0 % relative Feuchte umgerechnet. Diese Angabe findet häufig bei der Auswahl eines Massenstromes ihre Anwendung.

Der Volumenstrom am Austritt eines Kompressors wird jedoch gewöhnlich auf die jeweiligen Ansaugbedingungen vor Ort (Druck, Temperatur und relative Feuchte) zurückgerechnet. Der Volumenstrom bezieht sich daher nicht auf den verdichteten Zustand, sondern gibt an, welches Volumen von der Luft eingenommen würde, wenn man diese wieder vollständig entspannen würde.

Die Umrechnungsformel zwischen dem Normzustand und dem auf den Ansaugzustand bezogenen Volumenstrom lautet (ohne Berücksichtigung der rel. Feuchte):

$$Q_i = \frac{Q_n \cdot (273,15 + T_i) \cdot 1,013}{273,15 \cdot p_i}$$

Q_i = Volumenstrom bei den jeweiligen Ansaugbedingungen [m^3/h]

Q_n = Volumenstrom bezogen auf den Normzustand [Nm^3/h]

T_i = Eintrittstemperatur [$^\circ\text{C}$]

p_i = Umgebungsdruck [bar]

1.3 Thermodynamik

1.3.1 Grundlagen

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik ist ein Naturgesetz, das noch nie bewiesen werden konnte, aber trotzdem ohne jede Einschränkungen angewandt wird. Er besagt, dass Energie weder erzeugt noch zerstört werden kann und dass der Energieinhalt in einem nach außen abgeschlossenen System immer konstant ist.

Der zweite Hauptsatz besagt, dass Wärme niemals von einem kälteren zu einem heißeren Ort übertragen werden kann. Dies bedeutet, dass Energie nur dann zur Verrichtung von Arbeit zur Verfügung steht, wenn diese dabei von einem höheren zu einem niedrigeren Temperaturniveau überführt werden kann. Bei einer Wärmekraftmaschine kann daher nur dann Wärme in mechanische Arbeit überführt werden, wenn gleichzeitig ein Teil der Wärme, ohne Arbeit zu verrichten, an die Umgebung abgegeben wird.

1.3.2 Gasgesetze

Das Gasgesetz von Boyle-Marriotte besagt, dass bei konstanter Temperatur das Produkt aus Volumen und Druck konstant bleibt.

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

p = Absolutdruck [bar]

V = Volumen [m^3]

Aus der Formel kann gefolgert werden, dass sich bei einer Halbierung des Volumens (Komprimierung) der Druck verdoppelt.

Das Gesetz von Charles besagt, dass das Volumen eines Gases direkt proportional zu der Temperatur des Gases ist.

1.3.3 Wärmeübertragung

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \Rightarrow \Delta V = \frac{V_1}{T_1} \cdot \Delta T$$

V = Volumen

T = absolute Temperatur (Kelvin)

ΔV = Volumenänderung

ΔT = Temperaturänderung

Das allgemeine Gasgesetz ist eine Kombination aus beiden Gesetzen. Es beschreibt, wie sich Druck, Temperatur und Volumen gegenseitig beeinflussen.

Wenn einer dieser Werte sich ändert, bedeutet dies immer auch eine Veränderung bei mindestens einem weiteren Wert.

$$\frac{p \cdot v}{T} = R_S = \text{Gaskonstante}$$

(für ideale Gase) = 8,314 J/(mol · K)

p = Absolutdruck [Pa]

v = spezifisches Volumen [m³/kg]

T = Temperatur [K]

$R_S = R/M =$ spezifische Gaskonstante
[J/kg · K]

M = Molare Masse [kg/mol]

Die Konstante R_S wird als spezifische Gaskonstante bezeichnet und beschreibt die individuellen Eigenschaften des Gases. Wenn Masse und Volumen des Gases bekannt sind, kann die Formel auch wie folgt geschrieben werden:

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (\text{Allgemeine Gasgleichung})$$

$$p \cdot V = m \cdot R_S \cdot T \quad (\text{Spezielle Gasgleichung})$$

p = Absolutdruck [Pa]

V = Volumen [m³]

m = Masse [kg]

n = Stoffmenge [mol] = m/M

R = universelle Gaskonstante
[J/(mol · K)]

$R_S =$ spezielle Gaskonstante [J/(kg · K)]

M = Molare Masse [kg/mol]

T = Temperatur [K]

Jeder Wärmeunterschied in einem Körper oder zwischen zwei Körpern führt zu einer Wärmeübertragung, die die Wärmeunterschiede ausgleicht. Diese Wärmeübertragung kann auf drei verschiedene Arten stattfinden:

Wärmeleitung, Konvektion oder Strahlung. Meistens treten in der Realität alle drei Übertragungswege gleichzeitig auf.

Wärmeleitung findet in einem festen Körper oder zwischen dünnen Schichten von Gasen und Flüssigkeiten statt. Die Moleküle übertragen dabei ihre Bewegungsenergie direkt auf benachbarte Moleküle.

Konvektion kann als freie oder erzwungene Konvektion auftreten. Freie Konvektion liegt vor, wenn die Bewegung zwischen den Medien natürliche Ursachen hat, während bei der erzwungenen Konvektion die Bewegung von einem Lüfter bzw. von einer Pumpe hervorgerufen wird. Es findet dann ein besonders intensiver Wärmeaustausch statt.

Alle Körper mit einer Temperatur über dem absoluten Nullpunkt strahlen Wärme ab. Wenn Wärmestrahlung auf einen Körper trifft, wird ein Teil der Strahlung absorbiert und in Wärme verwandelt. Die Strahlen, die nicht absorbiert werden, passieren den Körper oder werden reflektiert. Lediglich ein vollkommen schwarzer Körper könnte theoretisch die gesamte Strahlung absorbieren.

In der Praxis handelt es sich bei einer Wärmeübertragung immer um die Addition aller drei Vorgänge. Es gilt:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta T \cdot t$$

Q = Wärme [J]

k = Wärmeübertragungskoeffizient
[W/(m² · K)]

A = Oberfläche [m²]

ΔT = Temperaturunterschied [K]

t = Zeit [s]

Wärmeübertragung findet oft zwischen Körpern statt, die durch eine Wand voneinander getrennt sind. Der Gesamtwärmeübertragungskoeffizient hängt dann von den Wärmeübertragungskoeffizienten der Stoffe und des Koeffizienten für die Trennwand ab. Für eine flache Wand gilt folgende Formel:

$$1/k = 1/\alpha_1 + d/\lambda + 1/\alpha_2$$

α = Wärmeübertragungskoeffizient der beiden Körper [W/(m² · K)]

d = Dicke der Wand [m]

λ = Wärmeübertragungskoeffizient für die Wand [W/(m · K)]

k = Gesamtwärmeübertragungskoeffizient [W/(m² · K)]

Die Gesamtmenge der transportierten Wärme, zum Beispiel in einem Wärmetauscher, ist immer eine Funktion des Wärmeunterschiedes und des Gesamtwärmeübertragungskoeffizienten. Abhängig von der zur Verfügung stehenden Oberfläche gilt:

$$Q = k \cdot A \cdot \vartheta_m$$

Q = transportierte Wärmemenge

k = Gesamtwärmeübertragungskoeffizient [W/(m² · K)]

A = wärmeübertragende Oberfläche [m²]

ϑ_m = logarithmische Durchschnittstemperatur [K]

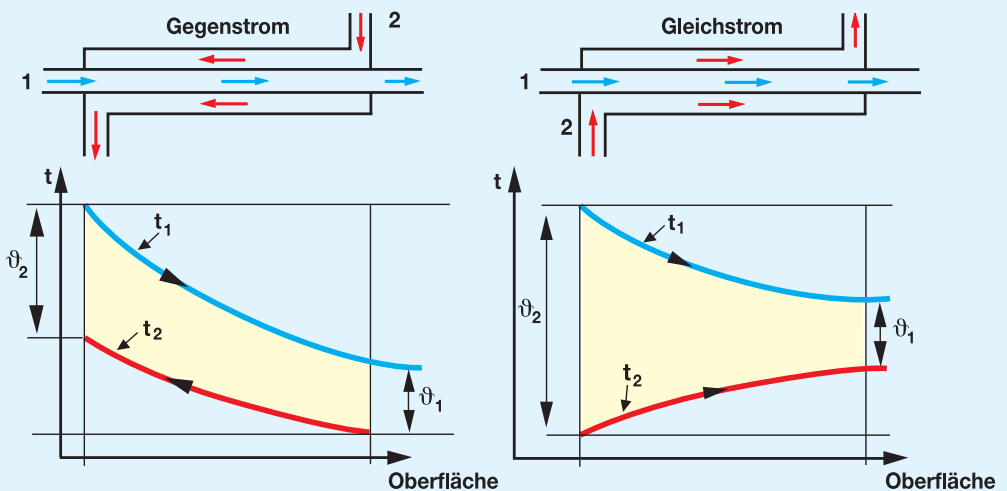
Die logarithmische Durchschnittstemperatur errechnet sich aus den Temperaturen am Ein- und Austritt des Wärmetauschers:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}}$$

ϑ_m = logarithmische Durchschnittstemperatur [K]

ϑ = Temperaturunterschiede gem. Bild 1:6

1:6



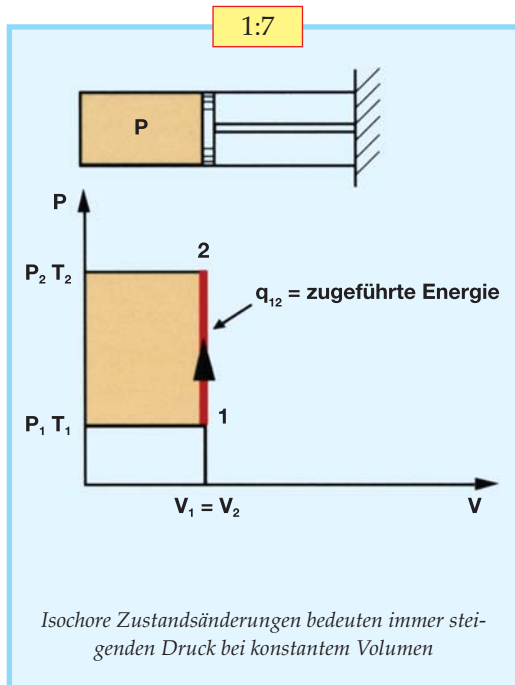
Wärmeübertragung in Wärmetauschern mit Gegen- und Gleichstrom

1.3.4 Zustandsänderungen

Die Zustandsänderung eines Gases kann im p/V-Diagramm verfolgt werden. Prinzipiell werden dafür drei Achsen für die Variablen p, V und T benötigt. Bei einer Zustandsänderung würde man sich dann entlang einer Kurve über eine von dieser Kurve im Raum erzeugte Oberfläche bewegen. In der Praxis jedoch projiziert man diese Bewegung auf eine von drei Flächen, gewöhnlich die p/V-Fläche. Grundsätzlich unterscheidet man zwischen fünf verschiedenen Zustandsänderungen:

Isochore Prozesse (konstantes Volumen), isobare Prozesse (konstanter Druck), isotherme Prozesse (konstante Temperatur), isentrope Prozesse (keine Wärmeübertragung an die Umgebung) und polytrope Prozesse (der Wärmeübergang an die Umgebung wird durch eine einfache mathematische Formel beschrieben).

1.3.4.1 Isochore Prozesse



Das Erhitzen eines Gases in einem abgeschlossenen Behälter ist ein gutes Beispiel für einen isochoren Prozess. Die Formel für die zugeführte Energiemenge lautet:

$$Q = m \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1)$$

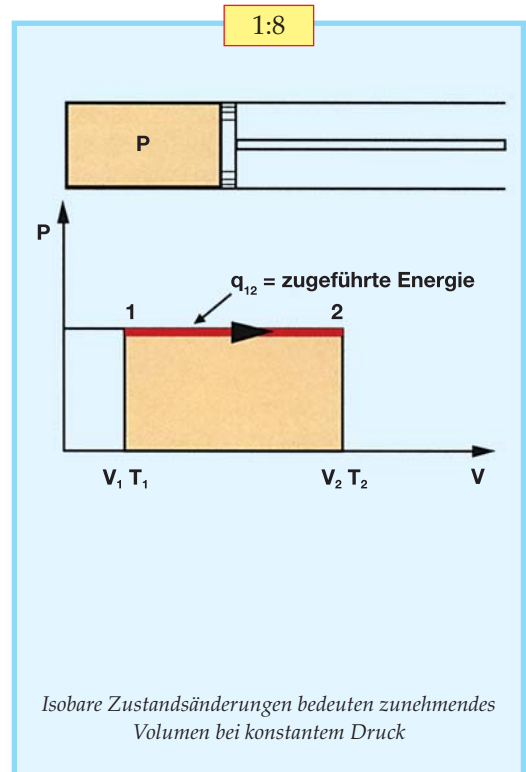
$$Q = \text{Wärme [J]}$$

$$m = \text{Masse [kg]}$$

$$c_v = \text{Wärmekapazität bei konstantem Volumen [J / (kg \cdot K)]}$$

$$T_2 - T_1 = \text{Temperaturerhöhung [K]}$$

1.3.4.2 Isobare Prozesse



Das Erhitzen eines Gases in einem Zylinder mit einem beweglichen und konstant belasteten Kolben ist ein Beispiel für einen isobaren Prozess. Die Formel für die zugeführte Energiemenge lautet in diesem Fall:

$$Q = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$$

Q = Wärme [J]

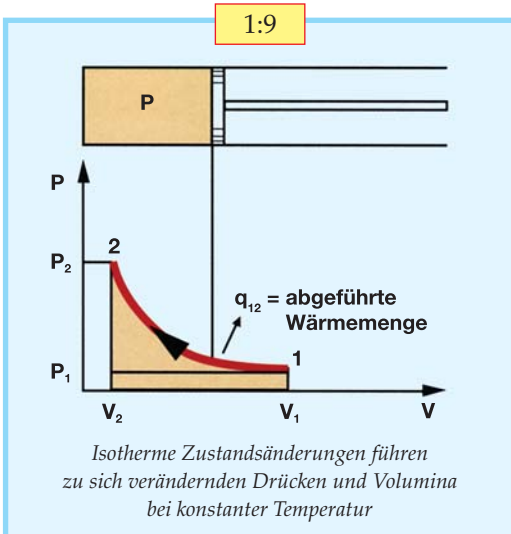
m = Masse [kg]

c_p = Wärmekapazität bei konstantem
Druck [(J/kg · K)]

$T_2 - T_1$ = Temperaturerhöhung [K]

1.3.4.3 Isotherme Prozesse

Wenn ein Gas isotherm verdichtet werden soll, müsste die zugeführte Energie sofort als Wärme abgeführt werden. Dies ist in der Praxis nicht zu realisieren, da ein solcher Prozess sehr langsam ablaufen würde.



Die Formel für die Energiemenge lautet:

$$Q = m \cdot R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

$$Q = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \left(\frac{V_2}{V_1} \right)$$

Q = Wärme [J]

m = Masse [kg]

R_s = individuelle Gaskonstante
[J/(kg · K)]

T = Temperatur [K]

V = Volumen [m³]

p = Absolutdruck [Pa]

1.3.4.4. Isentrope Prozesse

Ein isentroper Prozess liegt vor, wenn ein Gas in einem vollständig isolierten Zylinder ohne jeden Wärmeaustausch mit der Umgebung verdichtet wird oder wenn ein Gas in einer Düse so schnell entspannt wird, dass kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfinden kann. Die Formel für einen solchen Vorgang lautet:

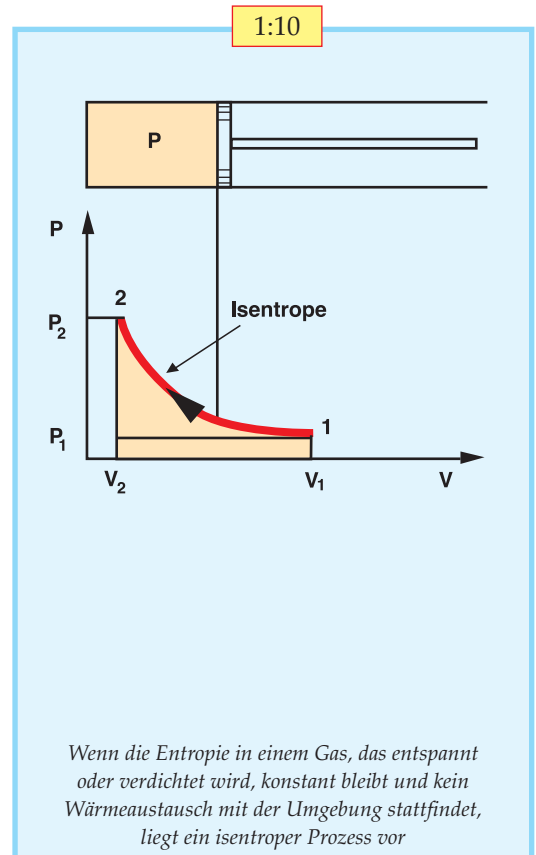
$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

p = Absolutdruck [Pa]

V = Volumen [m³]

T = Temperatur [K]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$



1.3.4.5. Polytrope Prozesse

Der isotherme Prozess erfordert den vollständigen Wärmeaustausch mit der Umgebung, während der isentrope Prozess diesen vollkommen ausschließt. In der Realität liegen alle Prozesse irgendwo zwischen diesen beiden Extremen und werden als polytrope Prozesse bezeichnet.

Die Formel für solche Prozesse lautet:

$$p \cdot V^n = \text{konstant}$$

p = Absolutdruck [Pa]

V = Volumen [m³]

$n = 0$ isobarer Prozess

$n = 1$ isothermer Prozess

$n = \kappa$ isentroper Prozess

$n = \infty$ isochorer Prozess

1.3.5 Gasströmung durch eine Düse

Die Gasströmung durch eine Düse hängt vom Druckverhältnis der auf den beiden Seiten der Düse vorhandenen Drücke ab. Wird der Druck hinter der Düse gesenkt, nimmt der Volumenstrom zu. Dies geschieht jedoch nur so lange, bis der Druck vor der Düse annähernd doppelt so hoch ist wie nach der Düse. Eine weitere Druckabsenkung hinter der Düse führt dann nicht mehr zu einer Erhöhung des Volumenstromes.

Diese Grenze wird auch als kritisches Druckverhältnis bezeichnet und hängt vom Isentropenexponenten (κ) des Gases ab. Das kritische Druckverhältnis liegt vor, wenn die Gasgeschwindigkeit in der Düse die Schallgeschwindigkeit erreicht hat.

Die Strömung wird als superkritisch bezeichnet, wenn der Druck hinter der Düse noch weiter reduziert wird.

Die Formel für die Strömung durch eine Düse lautet:

$$G = A \cdot \mu \cdot \psi \left(\frac{\rho_0}{\rho_0 + \rho_D} \cdot \kappa \right) \cdot (\rho_0 \cdot \rho_D) \sqrt{\left(\frac{2}{R_S \cdot T} \right)}$$

G = Massenstrom [kg/s]

A = kleinster Düsenquerschnitt [m²]

μ = Düsenkoeffizient/ Ausflusszahl
(gut abgerundet $\mu \approx 1$, scharfkantig $\mu \approx 0,59$)

ψ = Strömungskoeffizient

ρ_0 = Druck nach der Düse [bar]

ρ_D = Überdruck vor der Düse [bar]

$\kappa = c_p / c_v$ = Isentropenexponenten

R_S = spezielle Gaskonstante [J/(kg · K)]

T = absolute Temperatur vor der Düse [K]

1.3.6 Gasströmungen durch Rohre

Die Reynolds-Zahl ist eine dimensionslose Zahl, die das Verhältnis zwischen der Trägheit und der Reibung in einem fließenden Medium angibt. Sie ist definiert als:

$$Re = \rho \cdot v \cdot d / \eta = d \cdot v \cdot v_{kin}$$

Re = Reynolds-Zahl

d = eine charakteristische Länge [m]

v = durchschnittliche Fließgeschwindigkeit [m/s]

ρ = Dichte des Mediums [kg/m³]

η = dynamische Viskosität
des Mediums [Pa · s]

$v_{kin} = \eta / \rho$ = kinematische Viskosität
des Mediums [m²/s]

Im Prinzip können zwei verschiedene Strömungsarten in einem Rohr auftreten. Bei Reynolds-Zahlen kleiner als 2.000 herrschen die viskosen Kräfte in einer Strömung vor, und es stellt sich eine laminare Strömung ein, d. h., es treten in der Strömung keine Verwirbelungen auf. Die Geschwindigkeitsverteilung über den Rohrquerschnitt entspricht einer Parabelform. Bei Reynolds-Zahlen größer als 4.000 bestimmen die Trägheits-

kräfte die Art der Strömung, und die Strömung wird turbulent. Die Geschwindigkeitsverteilung ist zufällig.

Bei Reynolds-Zahlen zwischen 2.000 und 4.000 stellt sich entweder eine laminare oder eine turbulente Strömung oder eine Mischung aus beiden ein. Entscheidenden Einfluss haben hier Größen wie die Rauheit der Rohroberfläche oder ähnliche Eigenschaften.

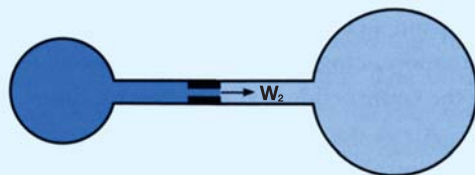
Um eine Strömung in einem Rohr zu erzeugen, ist ein Druckunterschied erforderlich, der die Reibungsverluste im Rohr überwindet. Die Größe des erforderlichen Druckunterschiedes hängt vom Durchmesser des Rohres, von seiner Länge und Form, seinen Oberflächeneigenschaften und von der Reynolds-Zahl des Mediums ab.

1.3.7 Drosselung

Wenn ein ideales Gas mit konstantem Druck durch eine Drossel fließt, bleibt dessen Temperatur theoretisch unverändert. Jedoch stellt sich in der Praxis immer ein Druck- und Temperaturverlust ein, da ein Teil der Druckenergie in kinetische Energie umgewandelt wird und dies die Temperatur des Gases fallen lässt. Bei realen Gasen ist dieser Temperaturverlust selbst dann dauerhaft, wenn der Gesamtenergieinhalt des Gases konstant bleibt. Dies wird als Joule-Thomson-Effekt bezeichnet.

Wenn das fließende Medium eine ausreichend niedrige Temperatur hat (kleiner als $\leq + 329$ °C bei Luft), tritt immer ein Temperaturverlust in der Drossel auf. Bei höheren Temperaturen nimmt die Temperatur jedoch sogar zu. Diese Effekte werden in verschiedenen technischen Anwendungen, z. B. bei der Kältetechnologie und bei der Luftzerlegung, angewandt.

1:11



Wenn ein ideales Gas durch eine kleine Öffnung zwischen zwei großen Behältern fließt, bleibt der Energieinhalt konstant und es findet kein Wärmeaustausch statt. Es tritt jedoch ein Druckverlust beim Durchströmen der Öffnung auf.

1.4 Luft

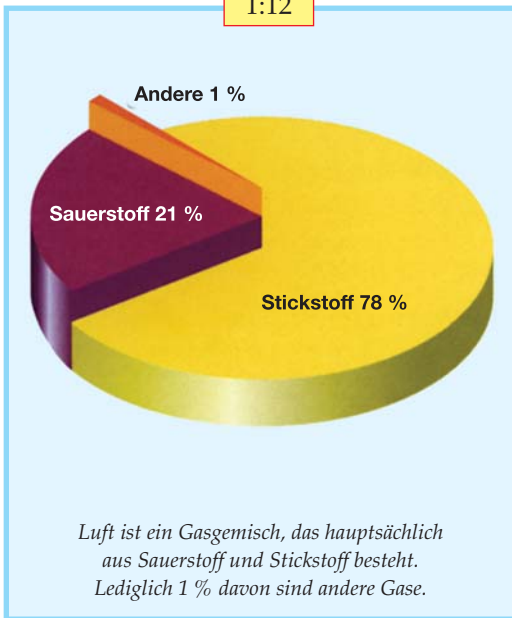
1.4.1 Luft im Allgemeinen

Luft ist ein farb-, geruch- und geschmackloses Gasgemisch. Es besteht aus vielen verschiedenen Gasen. Die Hauptbestandteile sind Sauerstoff und Stickstoff. Luft kann bei den meisten Berechnungen als ideales Gas betrachtet werden. Die Zusammensetzung ist bis zu einer Höhe von 25 km über dem Meeresspiegel relativ konstant.

Luft enthält immer auch feste Partikel, wie Staub, Sand, Ruß und Salzkristalle. Während die Menge dieser Partikel in bewohnten Gegenden höher ist, nimmt sie in ländlichen Gebieten und in großer Höhe ab.

Luft ist aber keine Chemikalie, sondern lediglich ein Gasgemisch. Dies ist auch der Grund dafür, warum Luft durch eine starke Abkühlung wieder in ihre Bestandteile zerlegt werden kann.

1:12



1.4.2 Feuchte Luft

Feuchte Luft kann als Mischung aus trockener Luft und Wasserdampf angesehen werden. Enthält Luft Feuchtigkeit, wird diese auch als feuchte Luft bezeichnet. Die Luftfeuchtigkeit kann zwischen verschiedenen Grenzen schwanken. Die Extremwerte sind vollständig trockene und vollständig gesättigte Luft.

Die Fähigkeit der Luft, Wasserdampf aufzunehmen, nimmt mit steigender Temperatur zu. Es gibt somit zu jeder Temperatur eine maximal mögliche Wasserdampfmenge, die in der Luft enthalten sein kann.

Luft enthält normalerweise deutlich weniger Wasserdampf als maximal möglich. Die relative Feuchtigkeit, angegeben in Prozent, gibt den Sättigungsgrad der Luft mit Wasserdampf für eine bestimmte Temperatur an.

Der Taupunkt ist die Temperatur, bei der die Luft vollständig mit Wasserdampf gesät-

tigt ist. Fällt die Temperatur der Luft unter den Taupunkt, setzt Kondensation ein. Der Begriff des atmosphärischen Taupunktes wird dann verwendet, wenn die Luft vollständig entspannt ist. Der Drucktaupunkt gibt denselben Wert für verdichtete Luft an. Es gilt der folgende Zusammenhang:

$$(p - \varphi \cdot p_s) \cdot 10^5 \cdot V = R_a \cdot m_a \cdot T$$

$$\varphi \cdot p_s \cdot 10^5 \cdot V = R_v \cdot m_v \cdot T$$

p = Absolutdruck [bar]

p_s = Sättigungsdruck für die jeweilige Temperatur [bar]

φ = relativer Dampfdruck

V = Gesamtvolumen der feuchten Luft [m³]

R_a = Gaskonstante für feuchte Luft
= 287,1 J/(kg · K)

R_v = Gaskonstante für Wasserdampf
= 461,3 J/(kg · K)

m_a = Masse der trockenen Luft [kg]

m_v = Masse des Wasserdampfes [kg]

T = Temperatur der feuchten Luft [K]

1.5 Kompressorarten

1.5.1 Grundlagen

Es existieren zwei grundsätzlich verschiedene Methoden zur Verdichtung von Luft oder anderen Gasen, das Verdrängerprinzip und das Turboprinzip. Bei den Verdrängerkompressoren unterscheidet man zwischen Kolben- und unterschiedlichen Arten von Rotationsverdichtern. Sie sind die am häufigsten eingesetzten Kompressoren.

Bei einem Kolbenkompressor wird die Luft in den Verdichtungsraum gesaugt und

eingeschlossen. Anschließend wird das Volumen des Raumes verringert und die Luft so verdichtet. Sobald der Druck mit dem Druck in der Druckluftleitung identisch ist, öffnet sich das Austrittsventil, und die Luft wird, bei gleich bleibendem Druck und sich weiter verringerndem Volumen des Verdichtungsraumes, vom Kolben in die Leitung geschoben.

Bei Turbokompressoren strömt die angesaugte Luft in ein mit hoher Drehzahl rotierendes Laufrad und wird dort stark beschleunigt. Die Luft wird anschließend in einen Diffusor geleitet, um die kinetische Energie in Druckenergie umzuwandeln. Es existieren Turbokompressoren mit axialer oder mit radialer Strömungsrichtung. Mit Turbokompressoren werden gewöhnlich große Volumenströme erzeugt.

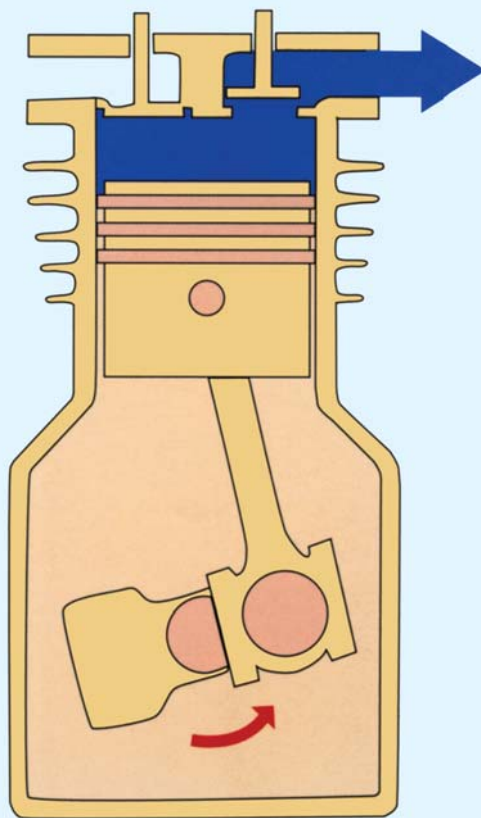
1.5.2 Verdrängerkompressoren

Eine Fahrradluftpumpe ist die einfachste Form eines Verdrängerkompressors. Von der Pumpe wird Luft in einen Zylinder gesaugt und durch einen beweglichen Kolben verdichtet. Ein Kolbenkompressor arbeitet nach demselben Prinzip und besteht aus einem sich in einem Zylinder vorwärts und rückwärts bewegendem Kolben, einer Kolbenstange und einer Pleuellwelle. Wird nur eine Seite des Kolbens für die Verdichtung verwendet, wird der Kompressor als „einfach wirkend“ bezeichnet, bei Verwendung der Ober- und Unterseite des Kolbens als „doppelt wirkend“. Der Unterschied zwischen dem Ansaugdruck und dem Austrittsdruck gilt als Maß für die Belastung des Kompressors.

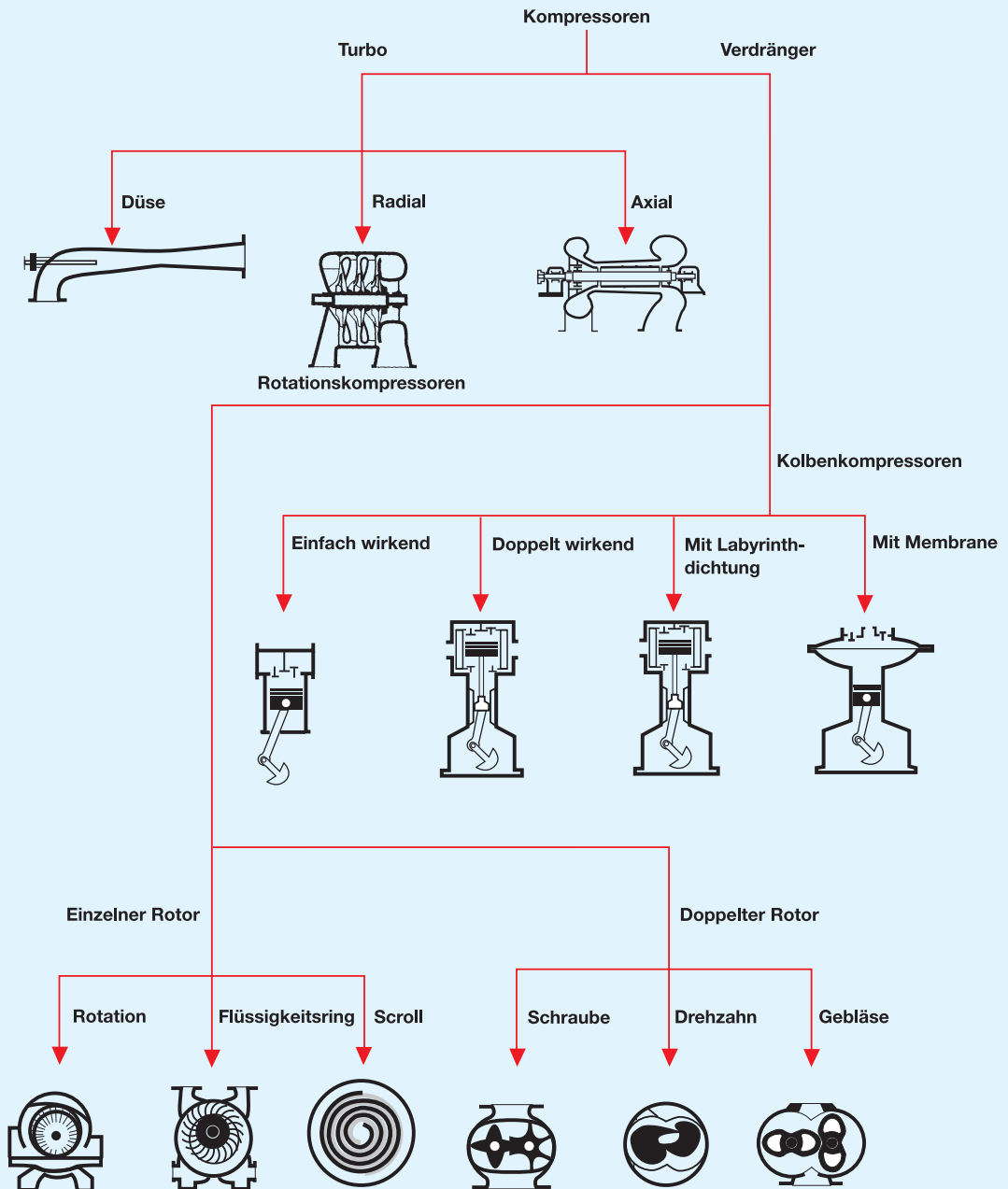
Das Druckverhältnis ist der Quotient aus Austrittsdruck und Ansaugdruck, jeweils an-

gegeben als Absolutdruck. Demgemäß besitzt ein Kompressor, der Umgebungsluft aus der Atmosphäre ansaugt und auf 7 bar Überdruck verdichtet, ein Druckverhältnis von $(7+1) / 1 = 8$.

1:13

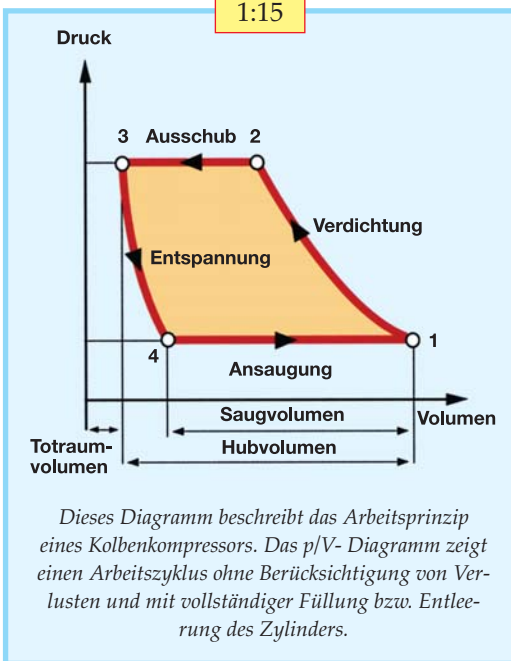


Verdichtungsstufe eines einstufigen, einfach wirkenden Pleuelkolbenkompressors

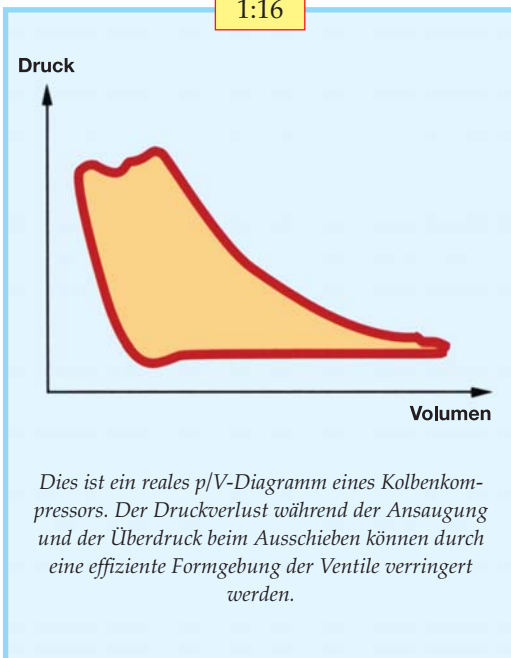


Das Bild zeigt die nach ihrem Arbeitsprinzip aufgeteilten, am häufigsten eingesetzten Kompressorarten. Andere Aufteilungen, z. B. nach Luft- oder Wasserkühlung oder nach stationären oder beweglichen Anlagen, sind ebenfalls möglich.

1:15



1:16



1.5.3 p/V-Diagramm von Verdrängerkompressoren

Das Bild 1:15 zeigt das theoretische Verdichtungsdiagramm eines Kolbenkompressors, während das Bild 1:16 den realen Zustand

wiedergibt. Das Hubvolumen bestimmt sich durch den Hub und die Oberfläche des Kolbens. Das Totraumvolumen entsteht durch das Restvolumen, das am höchsten Punkt der Kolbenbahn aus mechanischen Gründen noch übrig bleiben muss, und dem notwendigen Raum für die Ventile.

Der Unterschied zwischen dem Hub- und dem Saugvolumen entsteht durch die vor der Ansaugung einsetzende Expansion der in dem Totraum verbliebenen Druckluft. Der Unterschied zwischen dem theoretischen und dem realen p/V-Diagramm entsteht hauptsächlich durch die Bauart des Kompressors. Die Ventile eines Kolbenkompressors sind zum Beispiel niemals vollständig dicht, und es tritt immer eine Leckage zwischen Kolben und Zylinderwand auf. Zusätzlich schließen und öffnen sich die Ventile immer mit einer kleinen Verzögerung, so dass Druckverluste entstehen. Außerdem wird die Luft beim Durchströmen der Kanäle erwärmt.

Die Verdichtungsarbeit bei einer isothermen Verdichtung berechnet sich:

$$W = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln(p_2/p_1)$$

Die Verdichtungsarbeit bei einer isentropen Verdichtung berechnet sich:

$$W = \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1)$$

W = Verdichtungsarbeit [J]

p_1 = Anfangsdruck [Pa]

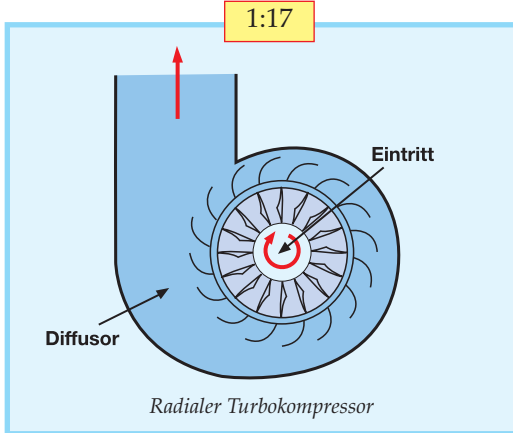
V_1 = Anfangsvolumen [m³]

p_2 = Enddruck [Pa]

κ = Isentropenexponent, in den meisten Fällen $\kappa \approx 1,3 - 1,4$

Diese Formeln zeigen, dass bei einer isentropen Verdichtung mehr Verdichtungsarbeit erforderlich ist als bei einer isothermen. In der Realität liegt die erforderliche Arbeit zwischen diesen beiden Werten ($\kappa \approx 1,3-1,4$).

1.5.4 Turbokompressoren



Ein Turbokompressor ist ein Kompressor, bei dem der erzeugte Druck proportional zur Gasgeschwindigkeit ist. Das strömende Gas wird zuerst mit Hilfe von schnell rotierenden Laufrädern stark beschleunigt. Die kinetische Energie des Gases wird anschließend in Druckenergie verwandelt, indem das Gas stark abgebremst und so komprimiert wird. In Abhängigkeit von der Hauptströmungsrichtung des Gases in Bezug auf die Rotationsachse werden diese Kompressoren als axiale oder radiale Turbokompressoren bezeichnet.

Im Vergleich mit Verdrängerkompressoren weisen Turbokompressoren eine ganz besondere Charakteristik auf, da schon kleine Änderungen beim Betriebsüberdruck große Auswirkungen auf den Volumenstrom haben können. Siehe Bild 1:19.

Jede Drehzahl hat eine obere und eine untere Volumenstromgrenze. Bei Erreichen des oberen Limits hat die Luftströmung die Schallgeschwindigkeit erreicht. Das untere Limit bedeutet, dass der Gegendruck größer geworden ist als der vom Kompressor aufgebaute Druck und so eine Rückströmung einsetzt. Dies führt zu Pulsationen, zusätzlichem Schall und der Gefahr von mechanischen Schäden.

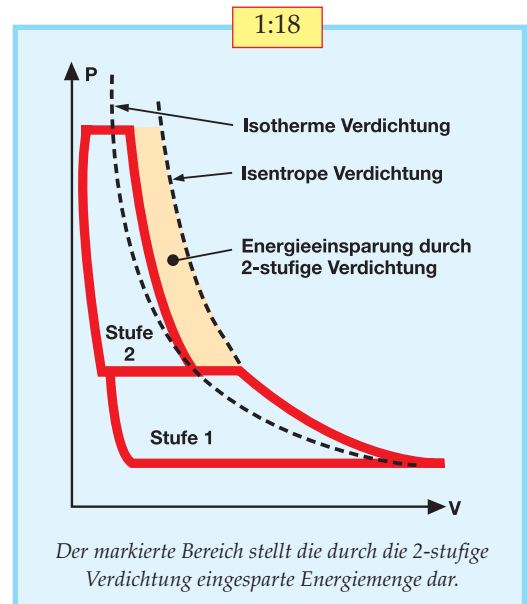
1.5.5

Verdichtung in mehreren Stufen

Theoretisch kann Luft isentrop oder isotherm verdichtet werden. Dies kann als reversibler Prozess betrachtet werden. Könnte die Druckluft direkt nach der Verdichtung sofort verwendet werden, hätte eine isentrope Verdichtung einige Vorteile. In der Realität kann die Luft jedoch nur selten ohne vorherige Abkühlung eingesetzt werden. Daher wird aus energetischen Gründen eine isotherme Verdichtung angestrebt.

Durch Kühlung der Luft bereits während der Verdichtung wird versucht, diesem isothermen Prozess möglichst nahe zu kommen. Wie viel man durch diese Kühlung gewinnen kann, zeigt die Verdichtung auf einen Druck von 7 bar. Bei einer isentropen Verdichtung wäre insgesamt 37 % mehr Energie erforderlich als bei einer isothermen Verdichtung.

Um die Erwärmung der Luft weitestgehend zu reduzieren, wird die Verdichtung auf mehrere Stufen aufgeteilt. Nach jeder Stufe wird die Luft, vor dem Eintritt in die nächste Verdichtungsstufe, zuerst abgekühlt.



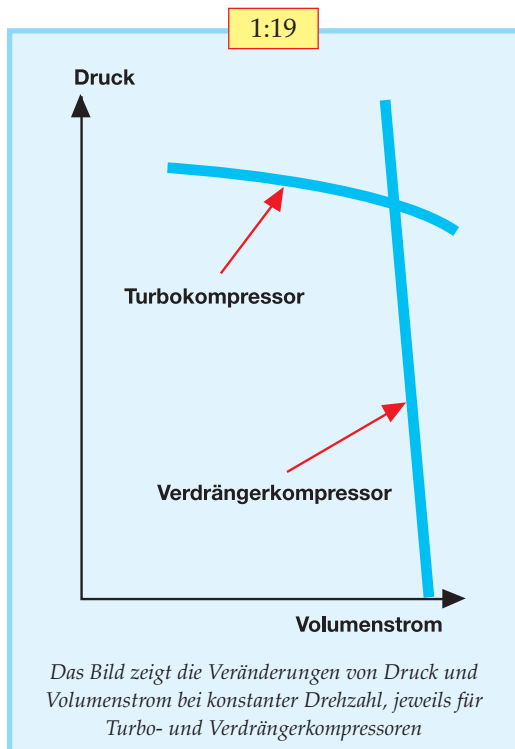
Der markierte Bereich stellt die durch die 2-stufige Verdichtung eingesparte Energiemenge dar.

Dies erhöht den Wirkungsgrad, da das Druckverhältnis reduziert wird. Die Leistungsaufnahme wird minimal, wenn jede Stufe das selbe Druckverhältnis aufweist.

Je mehr Stufen der Verdichtungsprozess aufweist, desto näher kommt man der isothermen Verdichtung. Jedoch gibt es eine ökonomische Grenze für die maximale Anzahl der tatsächlich in einem Kompressor realisierbaren Verdichtungsstufen.

1.5.6 Vergleich zwischen Verdränger- und Turbokompressor

Die Volumenstromkurve eines Turbokompessors unterscheidet sich grundlegend von einer vergleichbaren Kurve eines Verdrängerkompressors. Der Turbokompressor ist ein Kompressor mit einem sich verändernden Volumenstrom bei nahezu konstantem Druck. Ein Verdrängerkompressor weist dagegen einen nahezu konstanten Volumenstrom bei veränderbarem Druck auf.



Ein weiterer Unterschied ist der, dass ein Verdrängerkompressor selbst bei niedrigen Drehzahlen ein höheres Druckverhältnis hat als ein schnell laufender Turbokompressor. Ein Turbokompressor ist für große Volumenströme besser geeignet.

1.6 Elektrizität

1.6.1 Grundlagen und Definitionen

Ein Wechselstrom, der für Beleuchtungszwecke und für den Antrieb von Motoren verwendet werden kann, wechselt seine Stärke und Richtung sinusförmig. Die Stromstärke wächst innerhalb einer Periode von null bis zum Maximum, fällt wieder auf null, ändert die Richtung, wächst wieder bis zum Maximalwert und wird wieder zu null. Die Periodendauer T wird in Sekunden angegeben. Die Frequenz f gibt die Anzahl der vollständigen Perioden pro Sekunde an.

$$f = 1/T$$

$$f = \text{Frequenz [Hz]}$$

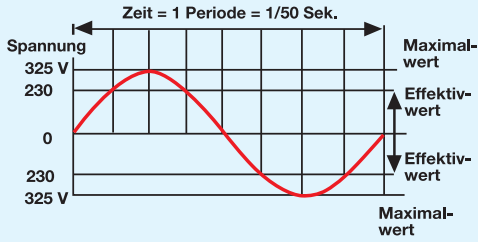
$$T = \text{Zeitdauer einer Periode [s]}$$

Wird über einen Strom oder eine Spannung gesprochen, meint man gewöhnlich den Effektivwert. Bei einem sinusförmig verlaufenden Strom oder Spannung errechnet sich der Effektivwert wie folgt:

$$\text{Effektivwert} = \frac{\text{Maximalwert}}{\sqrt{2}}$$

Spannungen unter 50 V werden als Kleinspannung, Spannungen unter 1000 V als Niederspannung und Spannungen über 1000 V als Hochspannung bezeichnet. Standardspannungen im 50-Hz-Netz sind 230/400 V und 400/690 V.

1:20



Sinusförmiger Spannungsverlauf bei 50 Hz

1.6.2 Das ohmsche Gesetz für Wechselstrom

Fließt ein Wechselstrom durch eine Spule, erzeugt dieser ein magnetisches Feld. Das Feld ändert seine Stärke und Richtung in derselben Art und Weise wie der Strom. Bei jeder Veränderung des Feldes wird eine Spannung in der Spule induziert. Diese Spannung ist entgegen der angeschlossenen Spannung gerichtet. Dieser Effekt wird als Selbstinduktion bezeichnet.

Selbstinduktion in einem Wechselstromnetz führt zu einer Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung und zu einem induktiven Spannungsabfall. Der Widerstand der Spule bei Wechselstrom ist daher anscheinend größer als vorher errechnet oder als mit Gleichstrom gemessen wurde.

Die Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung wird durch den Winkel φ angegeben. Der induktive Widerstand (Blindwiderstand) wird durch X und der ohmsche Widerstand durch R angegeben. Der Scheinwiderstand wird mit Z bezeichnet. Für den Widerstand gilt:

$$Z = \sqrt{R^2 + X^2}$$

Z = Scheinwiderstand [Ω]

R = Ohmscher Widerstand [Ω]

X = Blindwiderstand [Ω]

Das ohmsche Gesetz für Wechselstrom lautet:

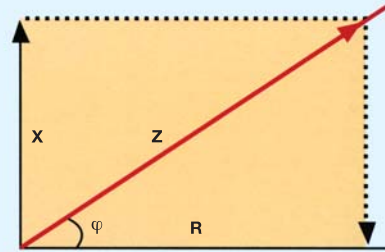
$$U = I \cdot Z$$

U = Spannung [V]

I = Strom [A]

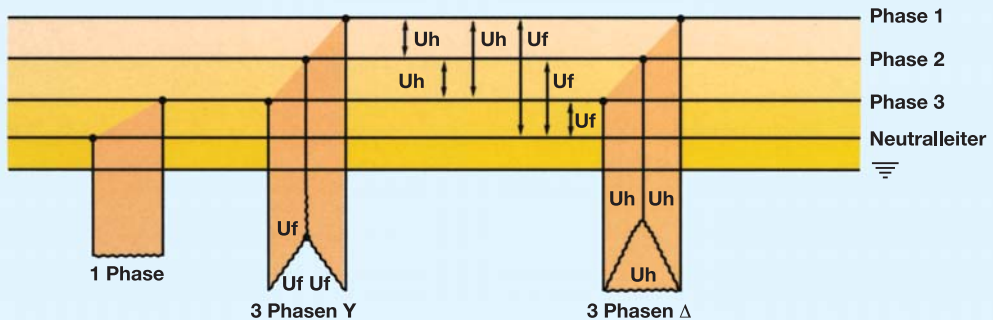
Z = Scheinwiderstand [Ω]

1:21



Beziehung zwischen Blindwiderstand (X) – ohmscher Widerstand (R) – Scheinwiderstand (Z) – Phasenverschiebung (φ).

1:22



Das Bild zeigt verschiedene Anschlussmöglichkeiten für 3-Phasen-Systeme. Die Spannung zwischen zwei Phasen wird als Hauptspannung (U_h) bezeichnet. Die Spannung zwischen einer Phase und dem Mittelpunktleiter wird als Phasenspannung bezeichnet. Phasenspannung = Hauptspannung $/\sqrt{3}$

1.6.3 Drehstrom

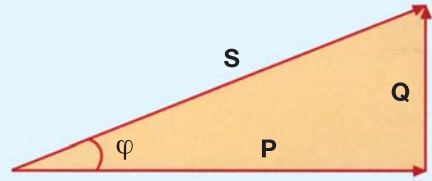
Drehstrom wird durch einen Generator mit drei verschiedenen Wicklungen erzeugt. Die sinusförmigen Spannungsverläufe sind um jeweils 120° zueinander verschoben.

Maschinen können unterschiedlich an ein Drehstromnetz angeschlossen werden. Ein Ein-Phasen-System kann an eine Phase und den Mittelpunktleiter angeschlossen werden. Ein Drei-Phasen-System kann im Stern (Y) oder im Dreieck (Δ) angeschlossen werden. Beim Sternanschluss liegt die Phasenspannung und beim Dreieckanschluss die Hauptspannung zwischen den Ausgangsklemmen.

1.6.4 Leistung

Die Wirkleistung P kann zur Verrichtung von Arbeit verwendet werden, während die Blindleistung Q dagegen nutzlos ist und nicht zur Verrichtung von Arbeit benutzt werden kann. Die Scheinleistung S ist die Leistung, die aus dem Stromnetz bezogen werden muss, um die Wirkleistung anwenden zu können. Die Beziehung zwischen Wirk-, Blind- und Scheinleistung wird gewöhnlich im Leistungsdreieck dargestellt.

1:23



Beziehung zwischen Scheinleistung (S), Blindleistung (Q) und Wirkleistung (P). Der Winkel φ zwischen S und P ergibt den Leistungsfaktor $\cos\varphi$.

Es gelten folgende Regeln:

Ein-Phasen-Systeme:

$$P = U \cdot I \cdot \cos\varphi$$

$$Q = U \cdot I \cdot \sin\varphi$$

$$S = U \cdot I$$

$$\cos\varphi = P / S$$

Drei-Phasen-Systeme:

$$P = \sqrt{3} \cdot U_h \cdot I \cdot \cos\varphi$$

$$Q = \sqrt{3} \cdot U_h \cdot I \cdot \sin\varphi$$

$$S = \sqrt{3} \cdot U_h \cdot I$$

$$\cos\varphi = P / S$$

$$U = \text{Spannung [V]}$$

$$U_h = \text{Hauptspannung [V]}$$

$$U_f = \text{Phasenspannung [V]}$$

$$I = \text{Strom [A]}$$

$$I_h = \text{Hauptstrom [A]}$$

$$I_f = \text{Phasenstrom [A]}$$

$$P = \text{Wirkleistung [W]}$$

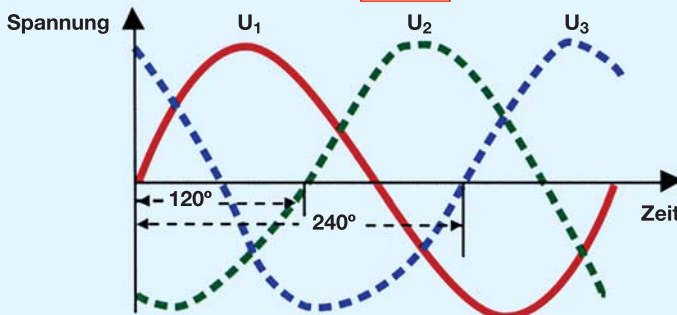
$$Q = \text{Blindleistung [VA]}$$

$$S = \text{Scheinleistung [VA]}$$

$$\varphi = \text{Phasenwinkel}$$

$$\cos\varphi = \text{Leistungsfaktor}$$

1:24



Die Verschiebungen zwischen den einzelnen Generatorwicklungen erzeugen einen sinusförmigen Spannungsverlauf. Die Maximalwerte sind um denselben Winkel wie die Wicklungen zueinander verschoben.

1.6.5 Elektromotoren

Der am häufigsten verwendete Elektromotor ist ein Drei-Phasen-Motor mit Kurzschlussläufer. Dieser Motortyp wird überall verwendet. Leise und zuverlässig treibt dieser Motortyp viele verschiedene Maschinen und auch Kompressoren an. Der Motor besteht aus zwei Hauptkomponenten, dem fest stehenden Käfig und dem rotierenden Läufer. Der Käfig erzeugt ein rotierendes Magnetfeld, während der Läufer die Energie wieder in kinetische Energie umsetzt.

Der Käfig wird mit dem Drei-Phasen-Stromnetz verbunden. Der Stromfluss in den Wicklungen des Käfigs führt zu einem rotierenden Magnetfeld, das wiederum einen Stromfluss im Läufer erzeugt und so ebenfalls ein Magnetfeld aufbaut. Die Wechselwirkung zwischen den beiden Magnetfeldern erzeugt ein Drehmoment, das die Läuferwelle antreibt.

1.6.5.1 Drehzahl

Wenn der Läufer mit derselben Geschwindigkeit rotiert wie das magnetische Feld des Käfigs, wird der im Läufer induzierte Strom zu null. Jedoch ist dies in der Realität auf Grund von Verlusten in den Lagern unmöglich, und die Drehzahl des Käfigs ist daher immer 1 bis 5 % niedriger als die Drehzahl des Magnetfeldes. Die Synchrondrehzahl errechnet sich:

$$n = 2 \cdot f \cdot 60 / p$$

n = Synchrondrehzahl [min⁻¹]
f = Netzfrequenz [Hz]
p = Polzahl

1.6.5.2 Wirkungsgrade

Eine Energieumwandlung in einem Motor findet nie ohne Verluste statt. Es entstehen unter anderem Verluste durch den elektrischen

Widerstand, bei der Magnetisierung, durch die Ventilation und durch Reibung. Der Wirkungsgrad errechnet sich:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

η = Wirkungsgrad
 P_2 = Wellenleistung [W]
 P_1 = zugeführte Leistung [W]

Auf dem Typenschild des Motors wird immer die Wellenleistung P_2 angegeben.

1.6.5.3 Isolationsklassen

Bei den Isolationsklassen von Motorenwicklungen wird gem. der IEC 85 (Internationale Elektrotechnische Kommission) unterschieden. Ein Buchstabe steht für die Temperatur, die als obere Grenze für die jeweilige Isolationsklasse festgelegt wurde. Wird diese Temperatur nur um 10 °C überschritten, halbiert sich die Lebensdauer der Wicklung und damit des Motors.

| Isolationsklasse | B=130 °C | F=155 °C | H=180 °C |
|----------------------|----------|----------|----------|
| Umgebungstemp. °C | 40 | 40 | 40 |
| Temperaturanstieg °C | 80 | 105 | 125 |
| Reserve °C | 10 | 10 | 15 |
| max. zul. Temp. °C | 130 | 155 | 180 |

1.6.5.4 Schutzklassen

Die Schutzklassen gem. IEC 34-5 geben an, inwieweit der Motor gegen äußere Einflüsse geschützt ist. Dies wird mit den Buchstaben IP und zwei Zahlen angegeben. Die erste Zahl gibt den Schutzgrad gegen das Eindringen von festen Körpern an, während die zweite Zahl den Schutz vor Wasser beschreibt. Zum Beispiel bedeutet IP 23: (2) geschützt gegen feste Objekte größer als 12 mm, (3) geschützt gegen Wasserspritzer aus Richtungen bis zu 60° gegenüber der Vertikalen.

IP 54: (5) geschützt gegen Staub, (4) geschützt gegen Wasserspritzer aus allen Richtungen.
 IP 55: (5) geschützt gegen Staub, (5) geschützt gegen Wasserstrahlen aus allen Richtungen.

1.6.5.5 Kühlmethode

Kühlangaben nach IEC 34-6 geben an, wie der Motor gekühlt wird. Dies geschieht durch Angabe der Buchstaben IC und zweier Zahlen. IC 01 bedeutet zum Beispiel: freie Zirkulation, eigene Ventilation. IC 41: Kühlkammern, eigene Ventilation.

1.6.5.6 Bauarten

Angaben nach IEC 34-7 geben die Bauart des Motors an. Diese wird durch die Buchstaben IM und vier Zahlen beschrieben. Zum Beispiel bedeutet IM 1001: 2 Lager, freies Wellenende, Käfiggehäuse mit Füßen. IM 3001: zwei Lager, freies Wellenende, Käfiggehäuse mit Füßen, großer Flansch.

1.6.5.7

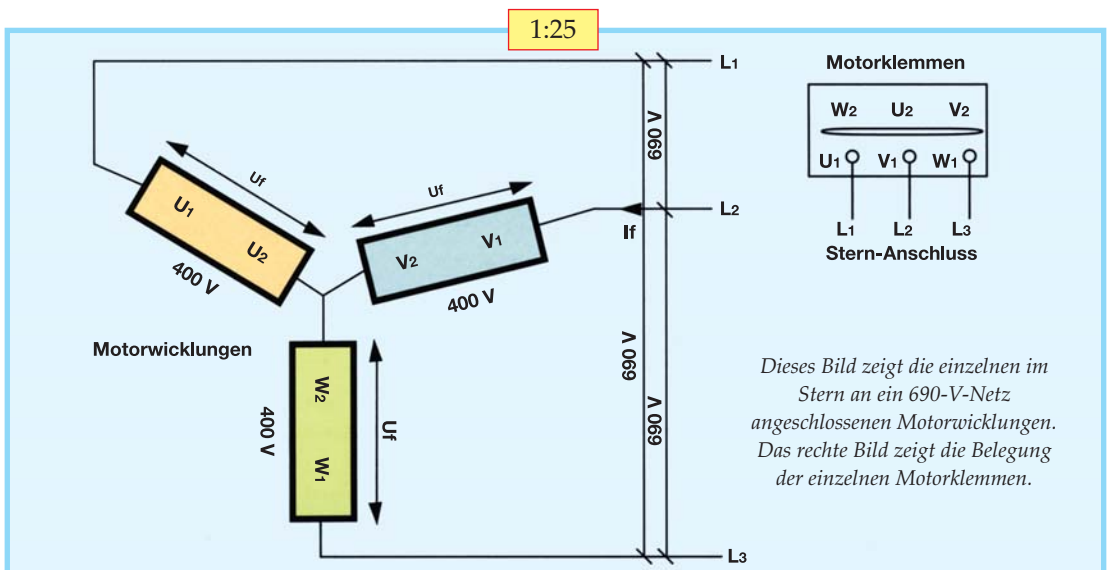
Stern(Y)- und Dreieck(Δ)-Anschluss

Ein Drei-Phasen-Elektromotor kann im Stern (Y) oder Dreieck (Δ) an das Stromnetz angeschlossen werden. Die drei Phasen des Motors

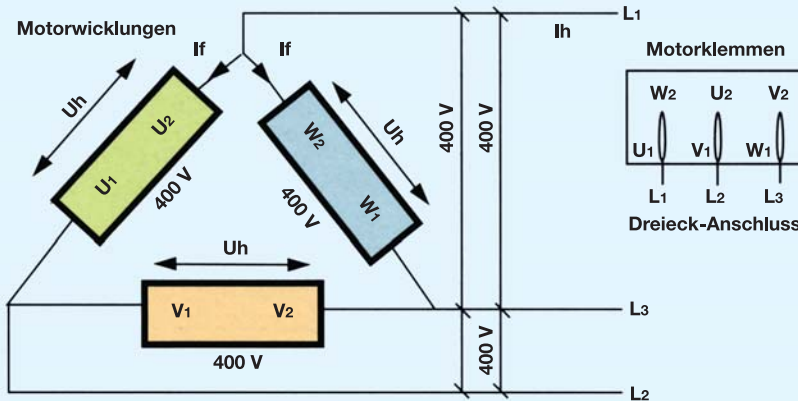
werden als U, V und W (U_1-U_2 ; V_1-V_2 ; W_1-W_2) bezeichnet. Beim Sternanschluss werden die Enden der Motorwicklungen so zusammengeführt, dass sich ein Mittelpunkt bildet, der wie ein Stern aussieht.

Die Phasenspannung (Phasenspannung = Hauptspannung / $\sqrt{3}$; zum Beispiel $400\text{ V} = 690\text{ V} / \sqrt{3}$) liegt zwischen den einzelnen Wicklungen. Der Strom I_h fließt durch die Wicklungen in Richtung des Mittelpunktes und wird als Phasenstrom bezeichnet.

Beim Dreieckanschluss werden die Anfänge und Enden der einzelnen Phasen verbunden und bilden ein Dreieck. Zwischen den Wicklungen liegt die Hauptspannung. Der in den Motor fließende Strom I_h ist der Hauptstrom und teilt sich auf die einzelnen Wicklungen auf und erzeugt so den Phasenstrom, $I_h/\sqrt{3} = I_f$. Derselbe Motor kann entweder an 690 V im Stern oder an 400 V im Dreieck angeschlossen werden. In beiden Fällen beträgt die Spannung zwischen den einzelnen Wicklungen 400 V . Der Strom ist bei einem Anschluss an 690 V im Stern niedriger als bei 400 V im Dreieck. Das Verhältnis zwischen den beiden Strömen ist $\sqrt{3}$.



1:26

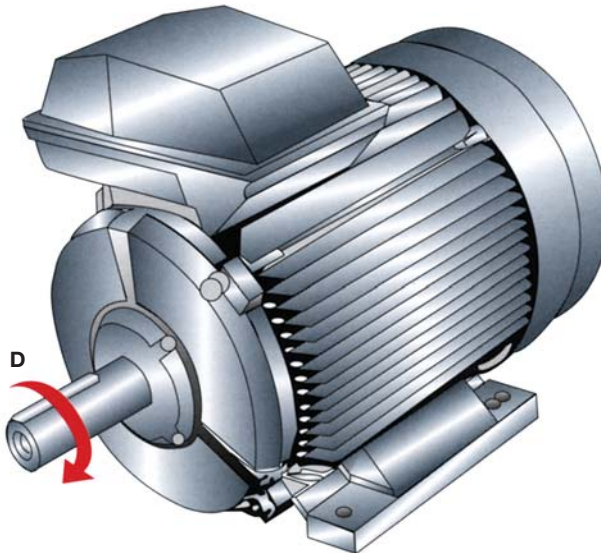


Dieses Bild zeigt die einzelnen im Dreieck an ein 400-V-Netz angeschlossenen Motorwicklungen.
Das rechte Bild zeigt die Belegung der einzelnen Motorklemmen.

Auf dem Typenschild des Motors kann zum Beispiel 690/400 V angegeben werden. Dies bedeutet, dass der Motor im Stern an die höhere Spannung und im Dreieck an die niedrigere Spannung angeschlossen werden

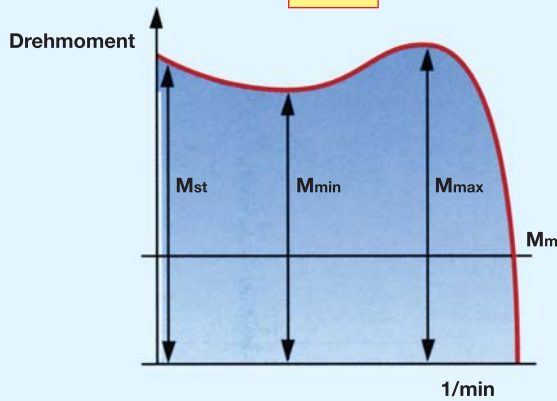
kann. Bei einer Stromangabe auf dem Typenschild steht der niedrigere Wert für den Stern- und der höhere Wert für den Dreieck-Anschluss.

1:27



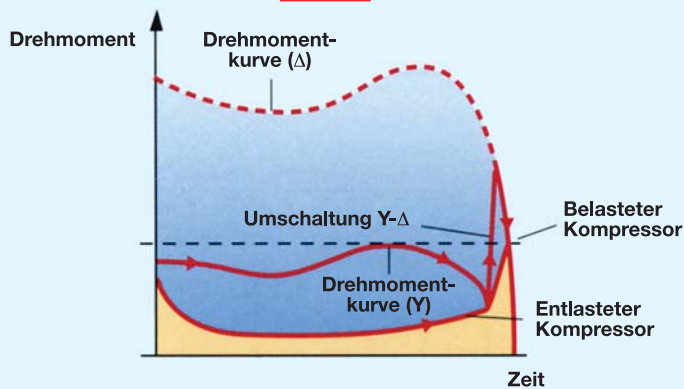
Die einzelnen Phasen des Netzes L1, L2 und L3 werden im Klemmkasten des Motors mit den einzelnen Wicklungen U, V und W verbunden. Im Normalfall rotiert der Motor, gesehen auf die Antriebswelle D, im Uhrzeigersinn. Um den Motor entgegen dem Uhrzeigersinn rotieren zu lassen, müssen lediglich zwei Klemmen gelöst und vertauscht werden. Dabei ist auf die korrekte Drehrichtung des Lüfterrades zu achten.

1:28



Das Bild zeigt die Drehmomentkurve für einen Elektromotor mit Kurzschlussläufer. Beim Motorstart ist das Drehmoment hoch, während der Beschleunigung fällt es leicht und steigt dann auf den Maximalwert, um anschließend schnell zu fallen. M = Drehmoment, M_{st} = Startmoment, M_{max} = maximales Drehmoment (Kippmoment), M_{min} = minimales Drehmoment (Sattelmoment), M_n = Nennmoment.

1:29



Drehmomentkurve eines im Stern/Dreieck gestarteten Elektromotors und Drehmomentkurve eines Schraubenkompressors. Der Kompressor läuft während der Stern-Phase entlastet. Wenn die Drehzahl 90 bis 95 % der Nenndrehzahl erreicht hat, wird auf den Dreieck-Anschluss umgeschaltet, das Drehmoment steigt, der Kompressor wird belastet und läuft anschließend im vorgesehenen Betriebspunkt.

1.6.5.8 Drehmoment

Das Drehmoment eines Elektromotors wird durch die Läuferigenschaften bestimmt. Jeder Motor besitzt ein maximales Drehmoment. Eine Belastung, die ein noch höheres Drehmoment erfordert, führt dazu, dass der Motor nicht genügend Kraft besitzt, um zu rotieren. Bei normaler Belastung läuft der Motor immer unter dem maximalen Drehmoment. Während der Startphase ist ein höheres

Drehmoment erforderlich. Die Motorcharakteristik wird in Drehmomentkurven angegeben.

Kapitel 2

Kompressoren und Zubehör



2.1 Verdränger- kompressoren

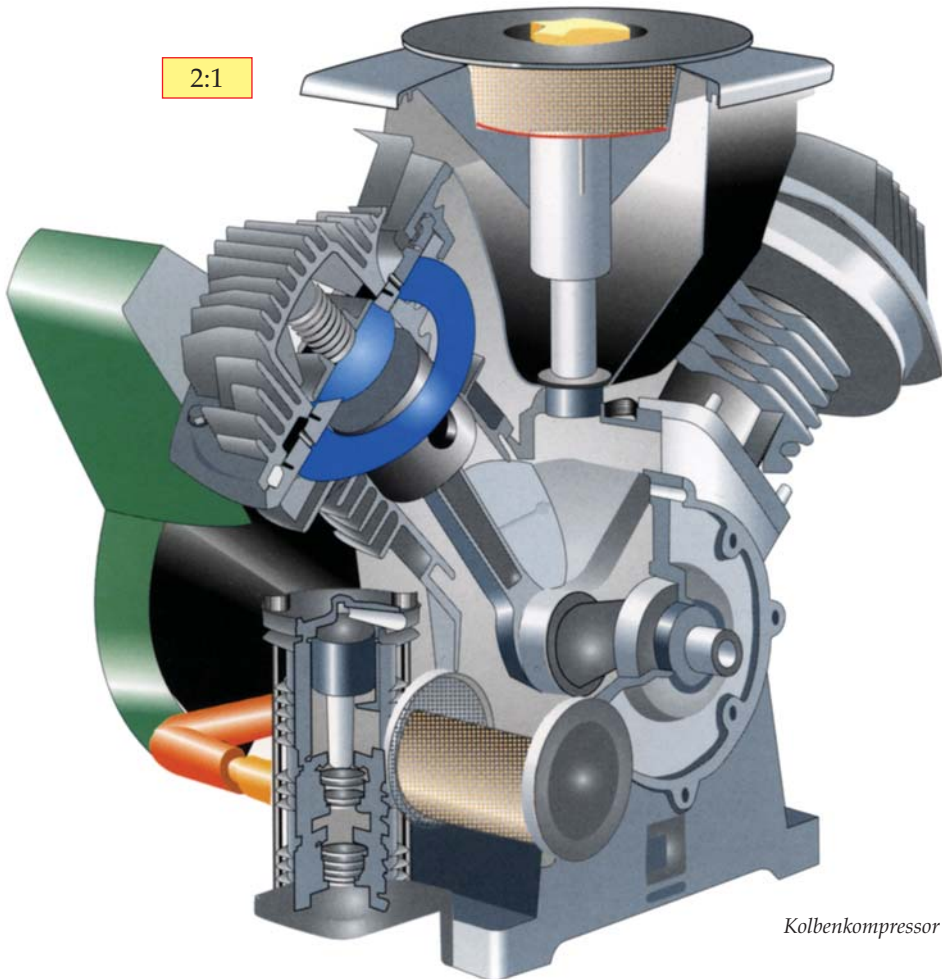
2.1.1 Verdrängerkompressoren im Allgemeinen

Ein Verdrängerkompressor schließt ein Volumen ein und erhöht den Druck durch Verkleinerung dieses Volumens.

2.1.2 Kolbenkompressoren

Ein Kolbenkompressor ist der älteste und am häufigsten eingesetzte Kompressortyp. Es gibt ihn einfach oder doppelt wirkend, ölschmiert oder ölfrei und mit verschiedener Zylinderanzahl in unterschiedlichen Anordnungen. Mit Ausnahme von sehr kleinen Kompressoren mit vertikalen Zylindern ist die V-Anordnung bei Kolbenkompressoren die gebräuchlichste Bauart.

Bei doppelt wirkenden, großen Kolbenkompressoren bietet die waagerechte Anordnung der Zylinder die größten Vorteile.



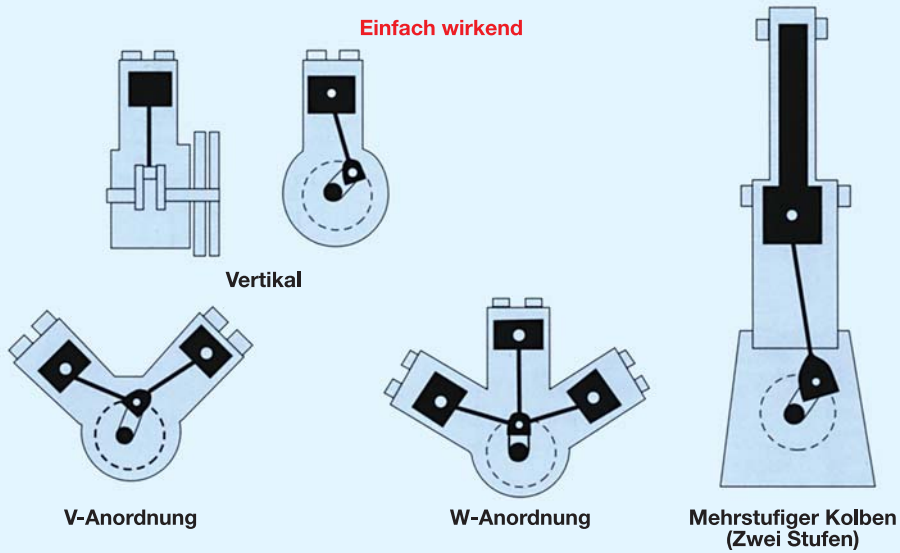
Kolbenkompressor

Ölgeschmierte Kompressoren arbeiten ge-
wöhnlich mit einer Spritz- oder Druck-
schmierung. Die meisten Kompressoren be-

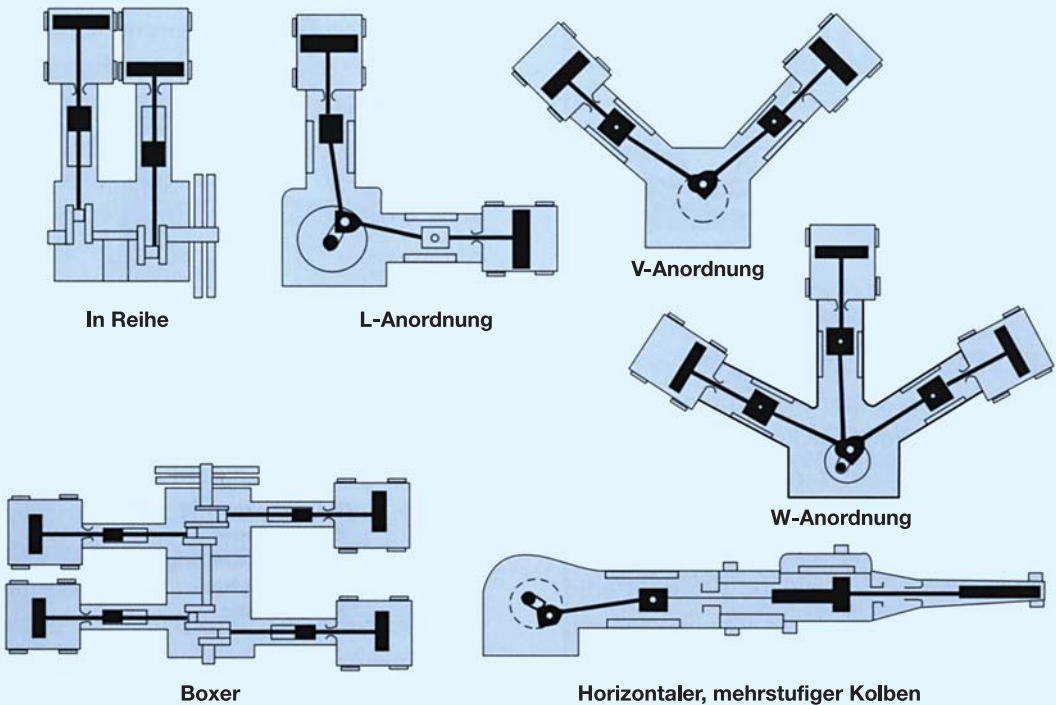
sitzen selbstständig arbeitende Ventile. Diese
Ventile öffnen und schließen auf Grund der
auftretenden Druckunterschiede.

2:2

Einfach wirkend

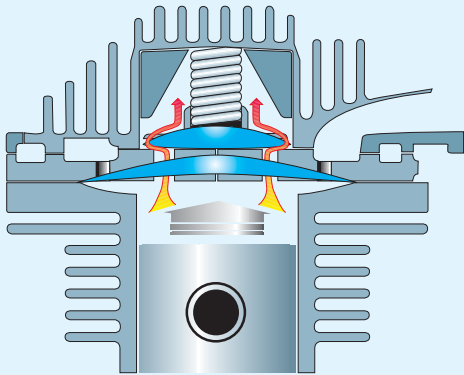
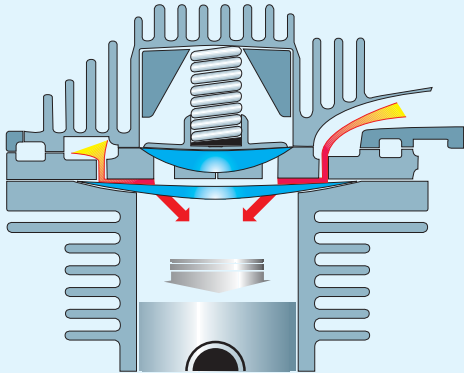
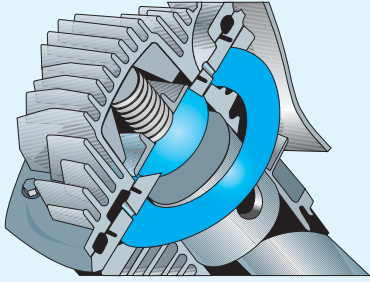


Doppelt wirkend



Beispiele von Zylinderanordnungen bei Kolbenkompressoren

2:3

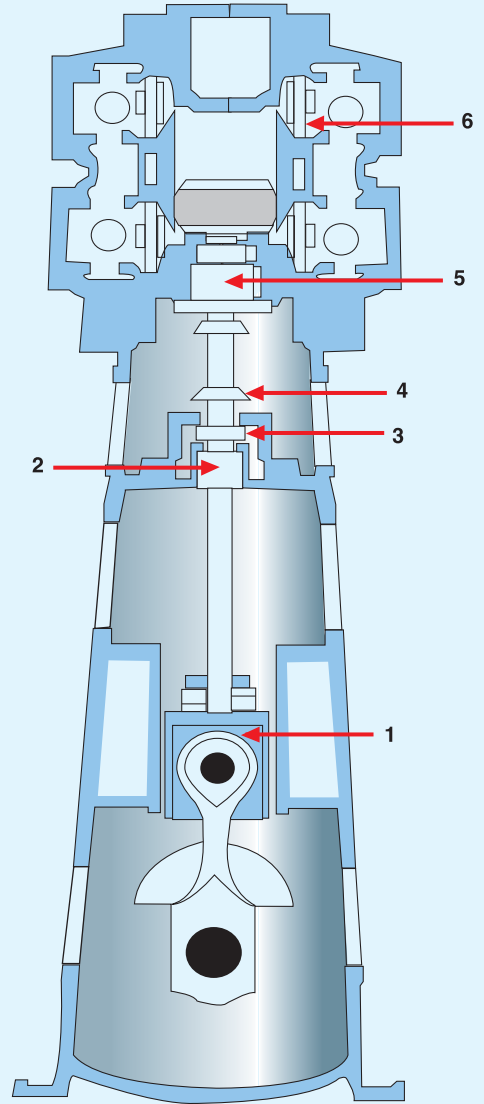


Kolbenkompressor mit einem aus zwei Edelstahlscheiben bestehenden Ventilsystem

Bei abwärts gerichteter Kolbenbewegung wölbt sich die größere Scheibe nach unten und lässt Luft in den Verdichtungsraum strömen.

Bei aufwärts gerichteter Kolbenbewegung verschließt die größere Scheibe die Zuluftöffnung, während die kleinere Scheibe sich nach oben wölbt, die Ausschuböffnung freigibt und die Luft ausgeschoben wird.

2:4

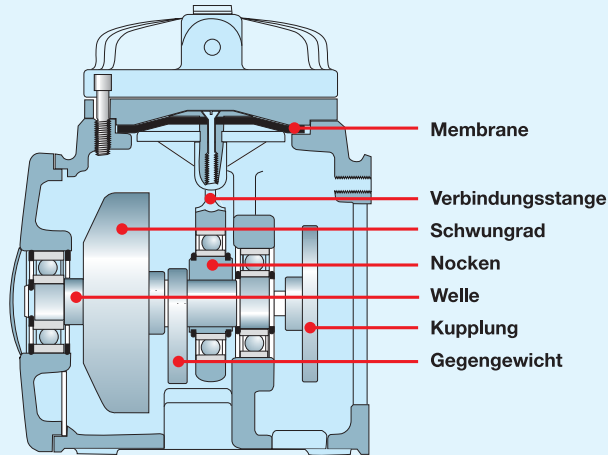


1. Kreuzkopf
2. Führungslager
3. Ölabbstreifring
4. Ölabbstreifring
5. Stopfbuchse
6. Ventil

Doppelt wirkender, ölfreier Kolbenkompressor mit Labyrinthdichtung und Kreuzkopf

2:5

Schnittbild durch einen Membrankompressor, mit einer von einer Kurbelwelle und Verbindungsstange angetriebenen Membrane



2.1.3 Ölfreie Kolbenkompressoren

Ölfreie Kolbenkompressoren besitzen Kolbenringe aus Teflon. Größere Maschinen werden mit einem Kreuzkopf und belüfteten Stopfbuchsen ausgestattet, um zu verhindern, dass Öl aus dem Kurbelwellengehäuse in den Verdichtungsraum gelangt. Kleinere Kompressoren besitzen oft bereits für die gesamte Lebensdauer des Kompressors abgeschmierte Kurbelwellenlager.

2.1.4 Membrankompressoren

Membrankompressoren bilden eine weitere Kompressorenart. Die Membrane wird entweder mechanisch oder hydraulisch angetrieben. Die mechanisch angetriebenen Kompressoren werden für kleine Volumenströme und niedrige Drücke oder als Vakuumpumpe eingesetzt. Die hydraulisch angetriebenen Kompressoren werden für höhere Drücke verwendet.

2.1.5 Schraubenkompressoren

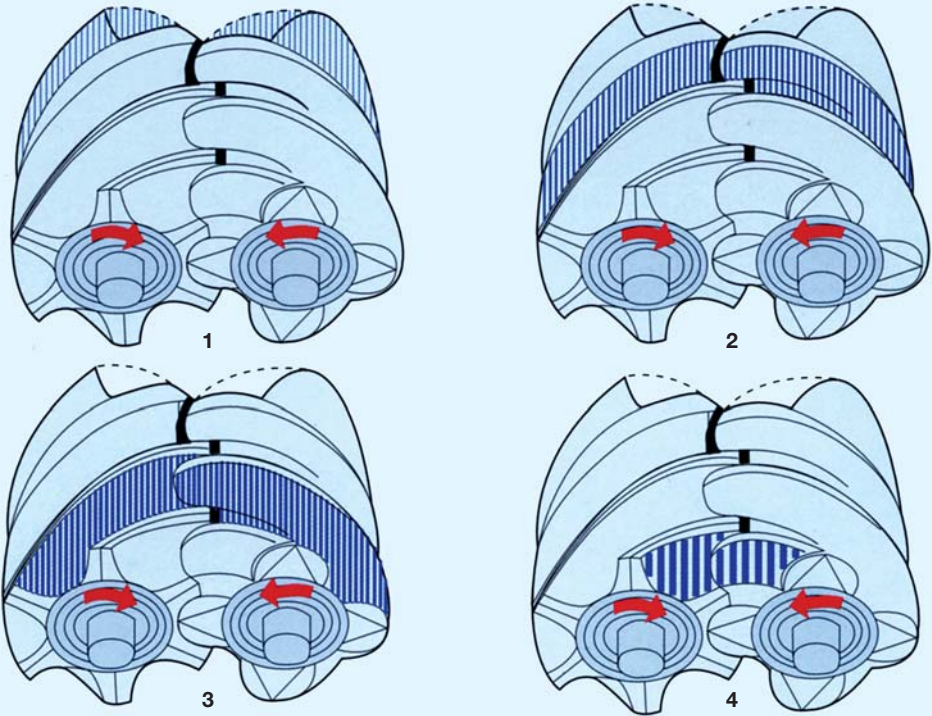
Das Prinzip eines rotierenden Verdrängerkompressors mit einem „Kolben“ in Schraubenform wurde bereits in den dreißiger Jahren entwickelt. Damals wurden Kompressoren mit einem großen und möglichst kon-

stanten Volumenstrom bei unterschiedlichsten Betriebszuständen benötigt.

Die Hauptbestandteile eines Schraubenelementes sind der Haupt- und der Nebenläufer. Diese schließen zusammen mit dem Gehäuse ein Volumen ein, verkleinern dieses durch die Rotation, verdichten so die dort enthaltene Luft und schieben diese Luft anschließend aus. Jedes Schraubenelement besitzt ein durch seine Konstruktion festgelegtes Druckverhältnis, das von seiner Länge, der Steigung der Schraube und der Position und Form der Austrittsöffnung abhängt. Um einen sehr guten Wirkungsgrad zu erzielen, muss das Druckverhältnis dem Betriebsüberdruck angepasst werden.

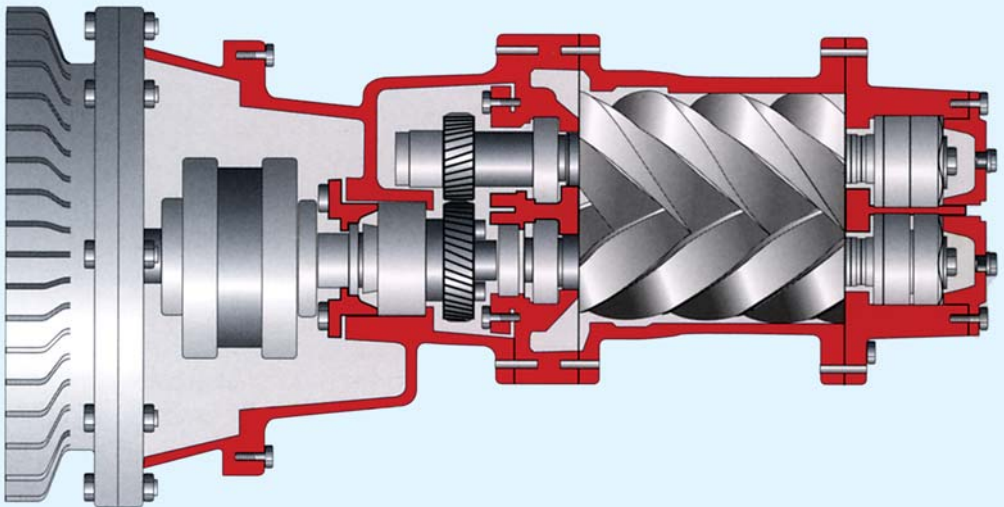
Ein Schraubenkompressor besitzt keine Ventile und hat keine unausgeglichene Massenkräfte. Dies bedeutet, dass ein Schraubenkompressor mit hohen Drehzahlen betrieben werden kann und so, trotz geringer Abmessungen, hohe Volumenströme möglich sind. Eine vom Druckunterschied zwischen Ein- und Austritt erzeugte axial wirkende Kraft wird von den Lagern aufgenommen. Neben dem ursprünglich symmetrischen Schraubenprofil existieren mittlerweile auch verschiedene asymmetrische Profile.

2:6

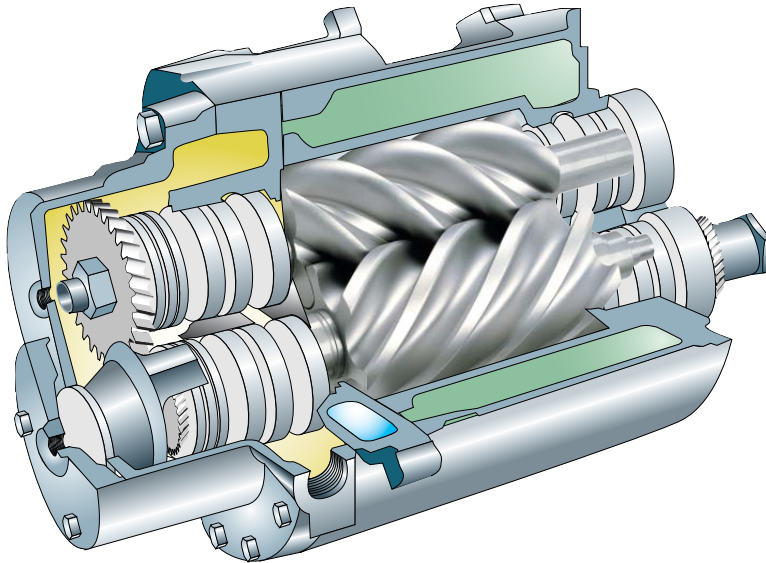


Das Bild zeigt den Verdichtungsprozess in einem Schraubenelement. Zuerst füllt sich der Raum zwischen den Rotoren mit Luft. Anschließend wird durch die Rotation dieses Volumen immer weiter verkleinert.

2:7



Ölgeschmiertes Schraubenelement



Ölfreies Schraubenelement. Haupt- und Nebenläufer befinden sich in einem wassergekühlten Gehäuse. Der vordere Rotor mit vier Zähnen bildet den Hauptrotor und ist mit dem Getriebe verbunden. Der hintere Rotor mit sechs Zähnen ist der Nebenläufer und wird vom Synchrongetriebe auf der linken Seite angetrieben. Beide Läufer berühren sich nicht.

2.1.5.1

Ölfreie Schraubenkompressoren

Der erste Schraubenkompressor hatte ein symmetrisches Profil und kam ohne Flüssigkeit im Verdichtungsraum aus und wurde daher als ölfreier bzw. trocken laufender Schraubenkompressor bezeichnet. Ende der sechziger Jahre wurde dann der erste ölfreie Schraubenkompressor mit asymmetrischem Profil vorgestellt. Dieses neue Schraubenprofil besaß einen verbesserten Wirkungsgrad bei gleichzeitig verringerten Leckageverlusten.

Bei trocken laufenden Schraubenkompressoren wird immer ein Synchrongetriebe für den Antrieb des Nebenläufers benötigt. Da die Rotoren sich weder untereinander berühren noch mit dem Gehäuse in Kontakt treten, wird auch kein Schmiermittel im Verdichtungsraum benötigt. Aus diesem Grund ist auch die verdichtete Luft vollständig

ölfrei. Die Läufer und das Gehäuse werden mit größter Präzision hergestellt, um Leckagen von der Druck- zur Saugseite möglichst zu vermeiden. Das eingebaute Druckverhältnis wird durch den entstehenden Temperaturunterschied zwischen der Ein- und Austrittsseite begrenzt. Aus diesem Grunde weisen ölfrei verdichtende Schraubenkompressoren meist mehrere Verdichtungsstufen auf.

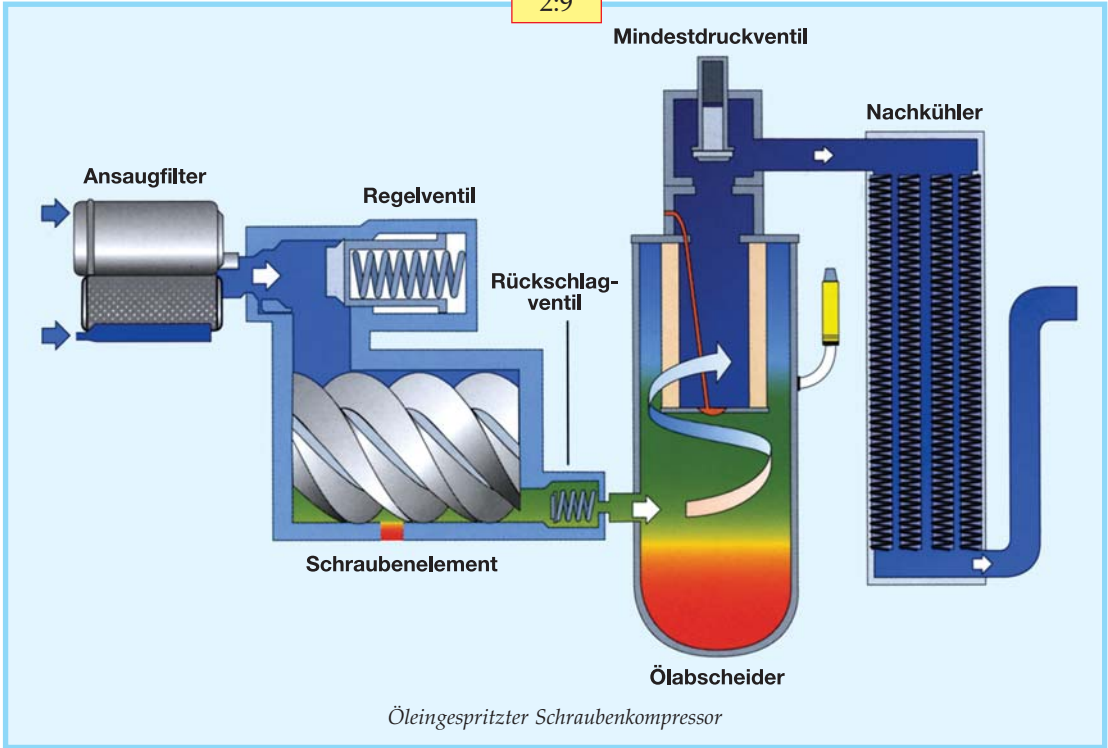
2.1.5.2 Flüssigkeitsgekühlte Schraubenkompressoren

Ein flüssigkeitsgekühlter Schraubenkompressor wird von der Flüssigkeit, die in den Verdichtungsraum und auf die Lager gespritzt wird, gekühlt und gleichzeitig geschmiert. Neben dem Kühl- und Schmiereffekt werden durch die Flüssigkeit zusätzlich die Rückströmverluste im Element reduziert.

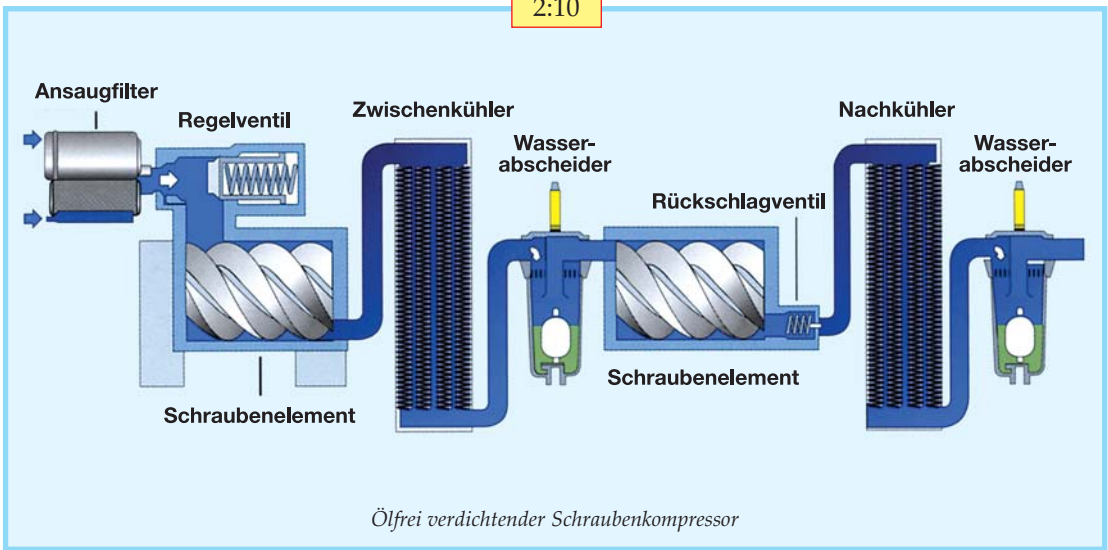
Auf Grund der guten Schmiereigenschaften wird meistens Mineralöl für diese Aufgabe verwendet. Es werden jedoch auch Versuche mit anderen Flüssigkeiten, wie zum Beispiel Wasser, durchgeführt. Flüssigkeitsgekühlte Schraubenkompressoren werden für hohe

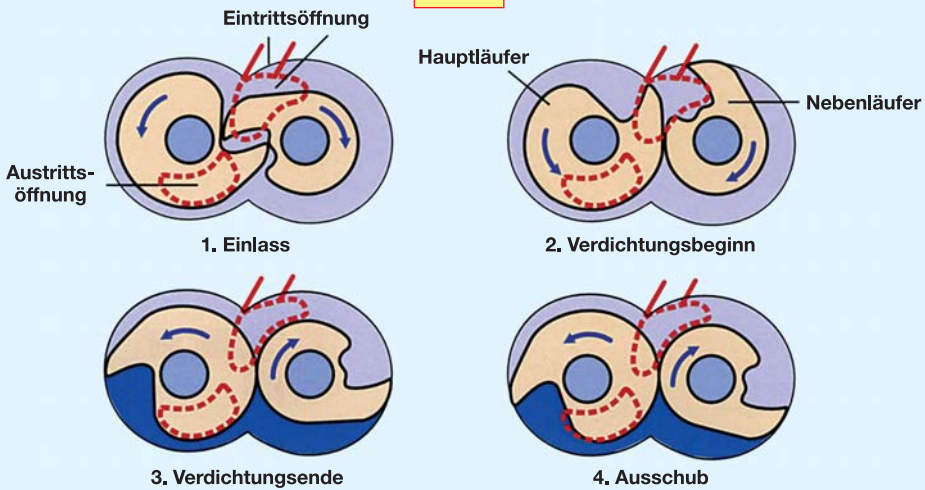
Druckverhältnisse entwickelt. Dies ist auch der Grund, warum eine einzelne Verdichtungsstufe ausreicht, um Drücke bis 13 bar zu erzeugen. Die relativ niedrigen Rückstromverluste führen dazu, dass auch kleine Schraubenkompressoren wirtschaftlich arbeiten.

2:9



2:10





2.1.6 Drehzahnkompressoren

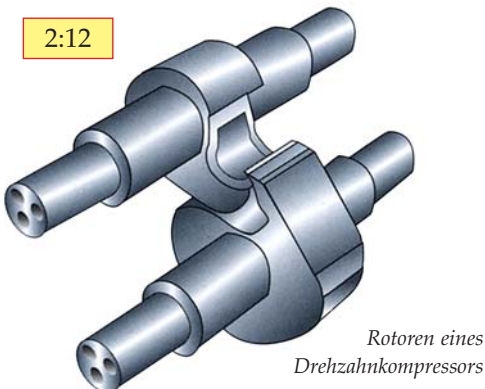
Das Verdichtungs-element eines Drehzahnkompressors besteht aus zwei Rotoren, die gegenläufig in einem Gehäuse rotieren.

Der Verdichtungsprozess besteht dabei aus Ansaugung, Verdichtung und Ausschub. Während der Ansaugphase wird so lange Luft in den Verdichtungsraum gesogen, bis einer der Rotoren die Ansaugöffnung verschließt. Während der Verdichtung befindet sich die Luft im Verdichtungsraum, der durch die Rotation der Rotoren kontinuierlich verkleinert wird.

Die Austrittsöffnung wird während der Verdichtung durch einen Rotor verschlossen. Gleichzeitig ist die Ansaugöffnung bereits

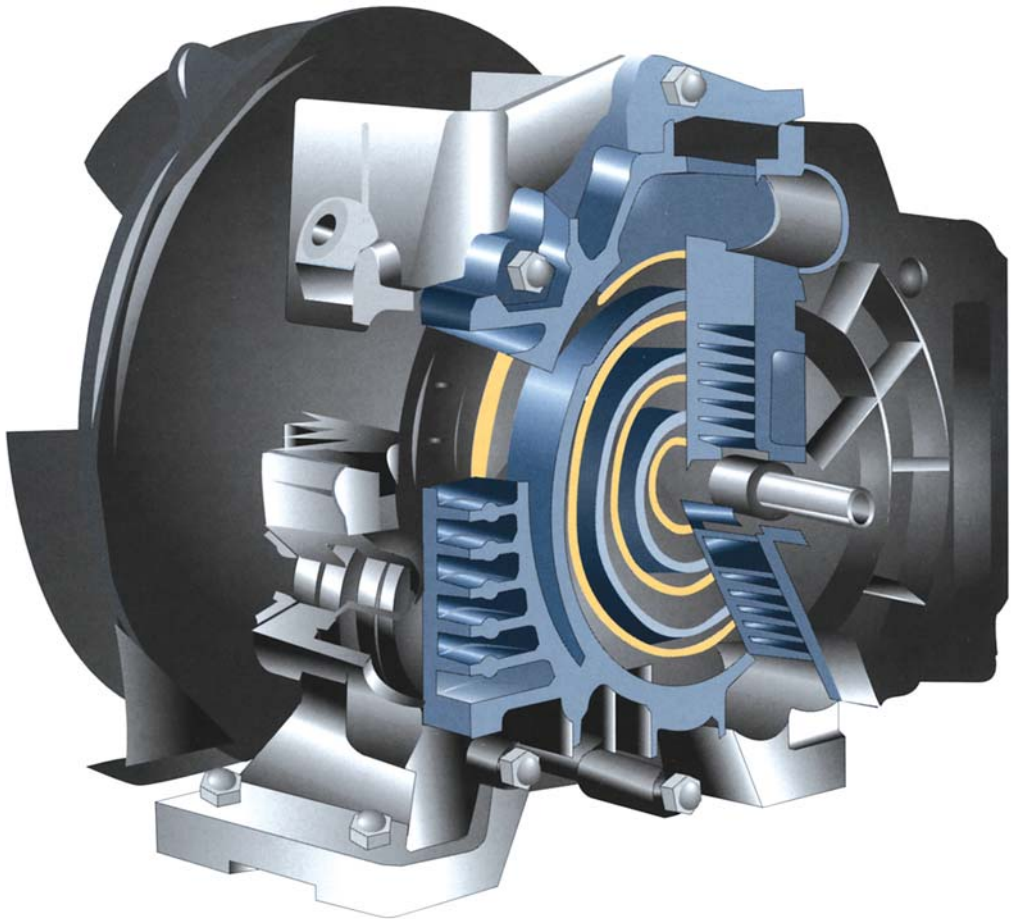
wieder geöffnet, um die gegenüberliegende Seite der Verdichtungskammer wieder mit Luft zu füllen. Sobald der Rotor die Austrittsöffnung freigibt, wird die verdichtete Luft aus dem Verdichtungsraum ausgeschoben. Ein- und Austritt finden radial statt. Dies erlaubt den Einsatz von einfachen Kugellagern und verbessert die Füllung des Verdichtungsraumes.

Beide Rotoren werden über ein Getriebe synchronisiert. Das von einem Drehzahnkompressor maximal erreichbare Druckverhältnis beträgt 4,5. Um höhere Drücke zu erreichen, werden daher mehrere Verdichtungsstufen benötigt.



2.1.7 Scrollkompressoren

Ein Scrollkompressor ist ein rotierender Verdrängerkompressor, der Luft durch Verkleinerung des Volumens verdichtet. Das Verdichtungs-element besteht aus einer in einem Gehäuse fest stehenden Spirale und einer zweiten, von einem Motor angetriebenen, beweglichen Spirale. Die Spiralen werden mit 180° Phasenverschiebung zueinander montiert, um so mehrere Lufttaschen mit veränderbarem Volumen zu bilden.



Schnittbild eines Scrollkompressors

Diese Bauart führt zu einem radial stabilen Verdichtungselement. Leckagen werden minimiert, da die Druckdifferenzen zwischen den einzelnen Lufttaschen niedriger ausfallen als zwischen Ein- und Austritt.

Die bewegliche Spirale wird durch eine Kurbelwelle mit kleinem Hub angetrieben und läuft exzentrisch um die Mitte der festen Spirale herum. Die Ansaugöffnung befindet sich auf der Oberseite des Gehäuses.

Sobald die bewegliche Spirale gegen den Uhrzeigersinn rotiert, wird Luft angesaugt

und in einer der Lufttaschen eingeschlossen. Durch die weitere Rotation wird diese Lufttasche verkleinert und die Luft in das Zentrum befördert, wo sich die Austrittsöffnung und ein Rückschlagventil befinden. Für den gesamten Verdichtungsprozess werden 2,5 Umdrehungen benötigt. Dies ergibt einen kontinuierlichen und pulsationsfreien Volumenstrom. Die Verdichtung findet relativ leise und vibrationsarm statt, da das Scroll-element, im Gegensatz zu einem Kolbenkompressor, so gut wie keine Drehmoment-schwankungen der Antriebswelle kennt.

2:14

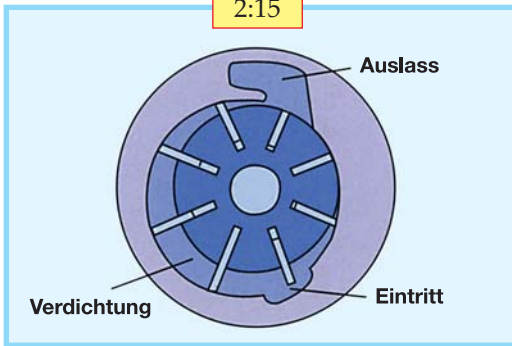


Arbeitsprinzip eines Scrollkompressors

2.1.8 Rotationskompressoren

Das Arbeitsprinzip eines Rotationskompressors ist mit dem eines Druckluftmotors vergleichbar. Die Kompressoren sind gewöhnlich ölgeschmiert.

2:15



Ein Rotor, mit radial beweglichen Schaufeln, wird exzentrisch in einem Gehäuse angeordnet. Sobald die Rotation einsetzt, werden die Schaufeln durch die Zentrifugalkraft gegen das Gehäuse gedrückt. Bei zunehmendem Abstand zwischen Rotor und Gehäuse wird die Luft angesaugt und in mehreren Luftkammern eingeschlossen. Durch Verkleinerung des Volumens wird die Luft verdichtet und bei Erreichen der Auslassöffnung ausgedrückt.

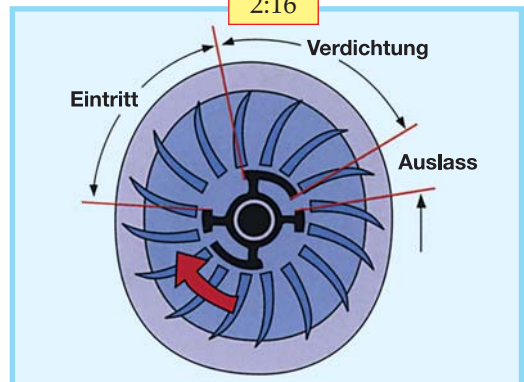
2.1.9 Flüssigkeitsringkompressor

Ein Flüssigkeitsringkompressor ist ein Verdrängerkompressor mit fest eingebautem Druckverhältnis. Der Rotor besitzt feste Schaufeln und wird exzentrisch im Inneren

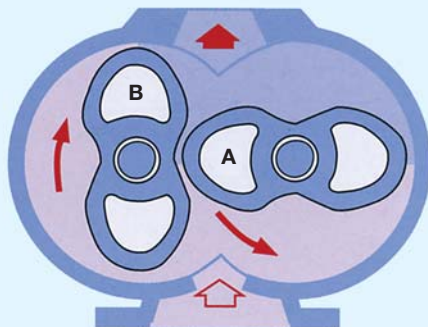
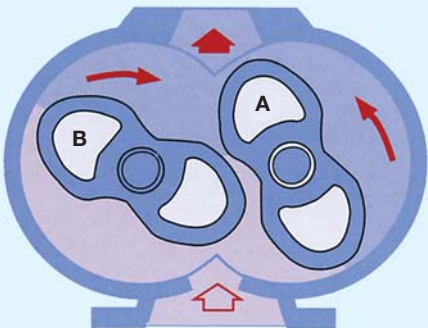
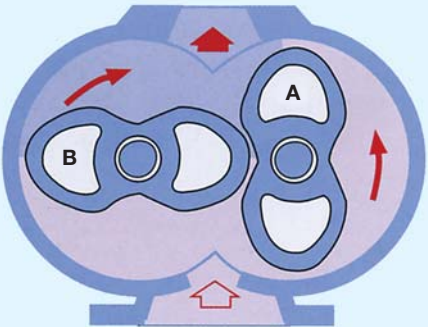
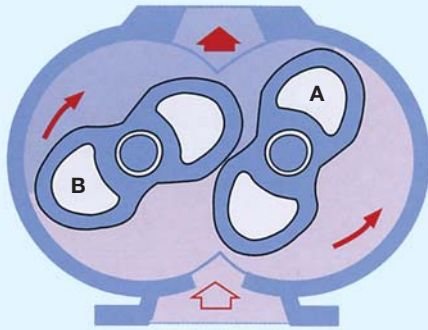
eines Gehäuses montiert, das teilweise mit einer Flüssigkeit gefüllt ist. Durch die Rotation verteilen die Schaufeln die Flüssigkeit, und es entsteht durch die Zentrifugalkraft eine ringförmige Verteilung der Flüssigkeit im Gehäuse. Der Flüssigkeitsring liegt dabei exzentrisch zum Gehäuse, da dieses eine ovale Form besitzt. Das Volumen zwischen den einzelnen Schaufeln ändert sich zyklisch. Der Kompressor wird gewöhnlich mit zwei symmetrischen gegenüberliegenden Verdichtungsräumen ausgestattet, um radiale Lagerkräfte zu vermeiden.

Die Kühlung in einem Flüssigkeitsringkompressor findet durch den direkten Kontakt zwischen Luft und Flüssigkeit statt. Die Erwärmung der verdichteten Luft fällt daher sehr gering aus. Jedoch fallen die Verluste auf Grund der Viskosität der Flüssigkeit recht hoch aus. Die Luft sättigt sich während der Verdichtung mit der Flüssigkeit. Diese ist gewöhnlich Wasser. Es können jedoch auch

2:16



2:17



Arbeitsprinzip eines Gebläses

andere Flüssigkeiten verwendet werden, um zum Beispiel bestimmte Gasanteile während der Verdichtung zu absorbieren oder um den Kompressor bei der Verdichtung von aggressiven Medien vor Korrosion zu schützen.

2.1.10 Gebläse

Ein Gebläse ist kein Kompressor, da es ohne eine innere Verdichtung arbeitet. Wenn der Verdichtungsraum sich zur Druckseite öffnet, strömt zuerst verdichtete Druckluft in den Raum hinein. Die Verdichtung findet erst bei der weiteren Rotation statt, wenn das Volumen der Kammer kontinuierlich verkleinert wird. Die Verdichtung findet damit bei vollem Gegendruck statt, was zu einem hohen Schalldruck und zu einem schlechten Wirkungsgrad führt.

Zwei identische, normalerweise symmetrische, gegenläufige Rotoren arbeiten zusammen in einem zylindrischen Gehäuse. Die Rotoren werden von einem Getriebe synchronisiert. Gebläse sind normalerweise luftgekühlt und arbeiten ölfrei. Der niedrige Wirkungsgrad begrenzt die Einsatzmöglichkeiten von Gebläsen auf Niederdruckanwendungen. Meistens wird nur eine einzige Verdichtungsstufe eingesetzt, es gibt aber auch zwei- oder dreistufige Gebläse. Gebläse werden oft als Vakuumpumpen und für die pneumatische Förderung verwendet.

2.2 Turbokompressoren

2.2.1 Turbokompressoren im Allgemeinen

Turbokompressoren gibt es sowohl mit axialer als auch mit radialer Durchströmungsrichtung. Anders als ein Verdrängerkompressor, der einen konstanten Volumenstrom hat, arbeitet ein Turbokompressor immer mit

einem konstanten Druck. Die Leistung eines Turbokompessors kann durch äußere Einflüsse stark beeinträchtigt werden. So hat zum Beispiel eine kleine Änderung des Ansaugdruckes eine deutliche Veränderung des Volumenstromes zur Folge.

2.2.2 Radiale Turbokompressoren

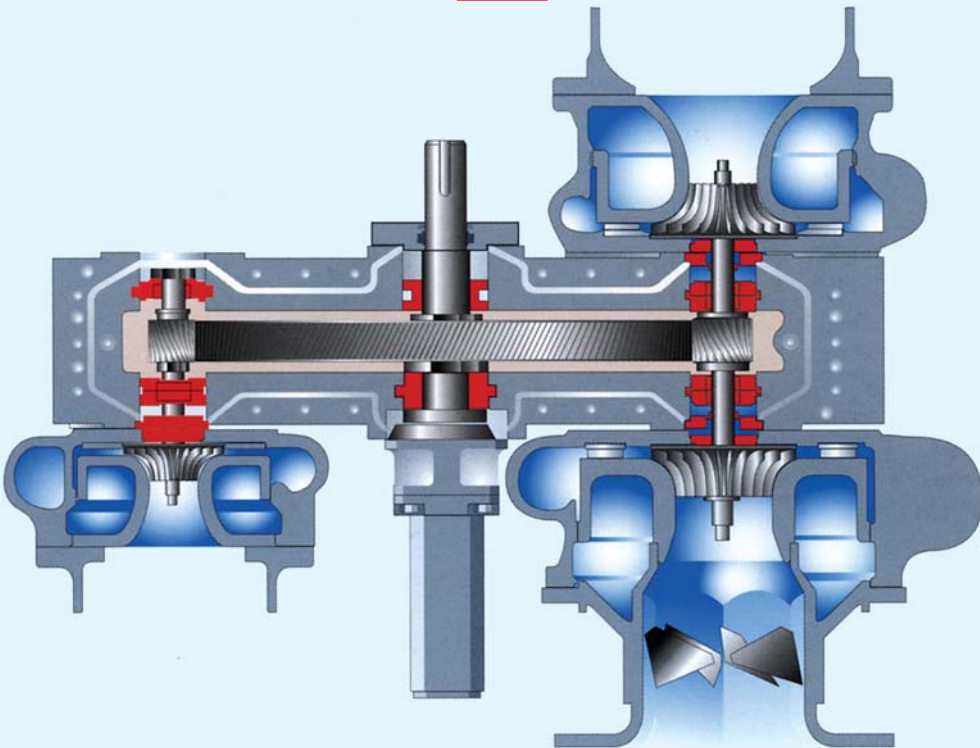
Ein radialer Turbokompressor wird durch die radiale Strömungsrichtung der Luft charakterisiert. Die Luft wird im Zentrum des Laufrades angesaugt und von den radial angeordneten Schaufeln stark nach außen beschleunigt. Bevor die Luft in das nächste Laufrad strömt, passiert diese einen Diffusor, um die Luft abzubremsen und so die kinetische Energie in Druckenergie umzuwandeln.

Das Druckverhältnis jeder Stufe wird durch den Enddruck des Kompressors be-

stimmt. Die Lufttemperatur am Eintritt in jede Stufe hat einen entscheidenden Einfluss auf den Leistungsbedarf des Kompressors. Daher wird immer ein Zwischenkühler zwischen den Stufen eingesetzt. Radiale Turbokompressoren können bis zu 6 Stufen haben und Drücke bis zu 25 bar erzeugen. Die Laufräder können entweder offen oder geschlossen gestaltet werden. Für die Luftverdichtung wird jedoch meistens die offene Version gewählt. Die Laufräder werden gewöhnlich aus einer Edelstahllegierung oder aus Aluminium hergestellt. Die Drehzahlen liegen zwischen 15.000 und 100.000 1/min und sind, verglichen mit anderen Kompressoren, sehr hoch.

Dies führt dazu, dass die Welle in Gleit- und nicht in Wälzlagern gelagert wird. Wälzlager können nur bei einstufigen Turbokom-

2:18



Dreistufiger radialer Turbokompressor

pressoren und niedrigem Druckverhältnis verwendet werden.

Häufig werden bei mehrstufigen Kompressoren zwei Laufräder auf einer gemeinsamen Welle montiert, um so die durch die Druckunterschiede entstehenden Axialkräfte auszugleichen. Der kleinstmögliche Volumenstrom eines Turbokompressors wird in erster Linie durch die Auslegung der letzten Stufe bestimmt. In der Praxis hat sich ein Wert von 160 l/s bewährt.

Jeder Turbokompressor muss ausreichend abgedichtet werden, um Leckagen zwischen der Welle und dem Gehäuse weitgehend zu vermeiden. Zu diesem Zweck stehen viele verschiedene Dichtungstypen zur Verfügung. Die aufwendigsten Dichtungen werden bei Kompressoren mit hohen Drehzahlen und hohen Drücken eingesetzt. Die vier gebräuchlichsten Typen sind die Labyrinthdichtung, die Ringdichtung (bestehend aus Teflon, das trocken oder mit einem Schmiermittel eingesetzt wird), die mechanische Dichtung und die hydrostatische Dichtung.

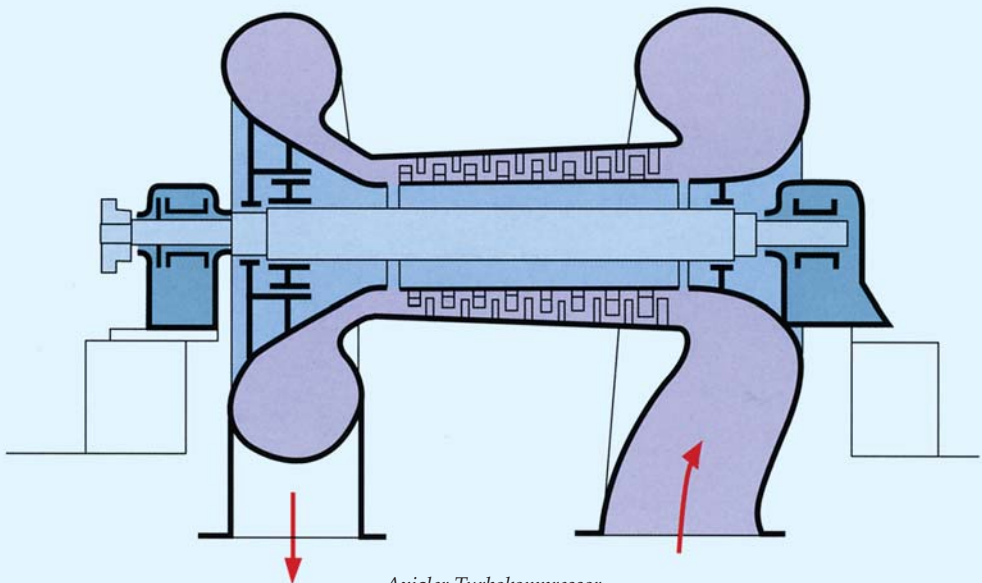
2.2.3 Axiale Turbokompressoren

Ein axialer Kompressor hat eine axiale Strömungsrichtung. Die Luft fließt parallel zur Welle durch verschiedene rotierende und feste Laufräder. Auf diese Weise wird die Geschwindigkeit der Luft immer wieder durch die rotierenden Räder erhöht, während die festen Räder diese Geschwindigkeit in Druck umwandeln.

Der kleinstmögliche Volumenstrom eines solchen Kompressors liegt bei ca. 15 m³/s. Meistens ist der Einbau einer Ausgleichskammer erforderlich, um die entstehenden axialen Kräfte auszugleichen.

Axiale Turbokompressoren sind gewöhnlich kleiner als vergleichbare radiale Turbokompressoren und arbeiten mit einer um ca. 25 % höheren Drehzahl. Sie werden für große, konstante Volumenströme und relativ niedrigen Druck gebaut. Mit Ausnahme von Gasturbinen ist das Druckverhältnis selten größer als 6. Volumenströme in Höhe von 65 m³/s und Drücke bis zu 14 bar(e) sind möglich.

2:19



Axialer Turbokompressor

2.3 Andere Kompressorarten

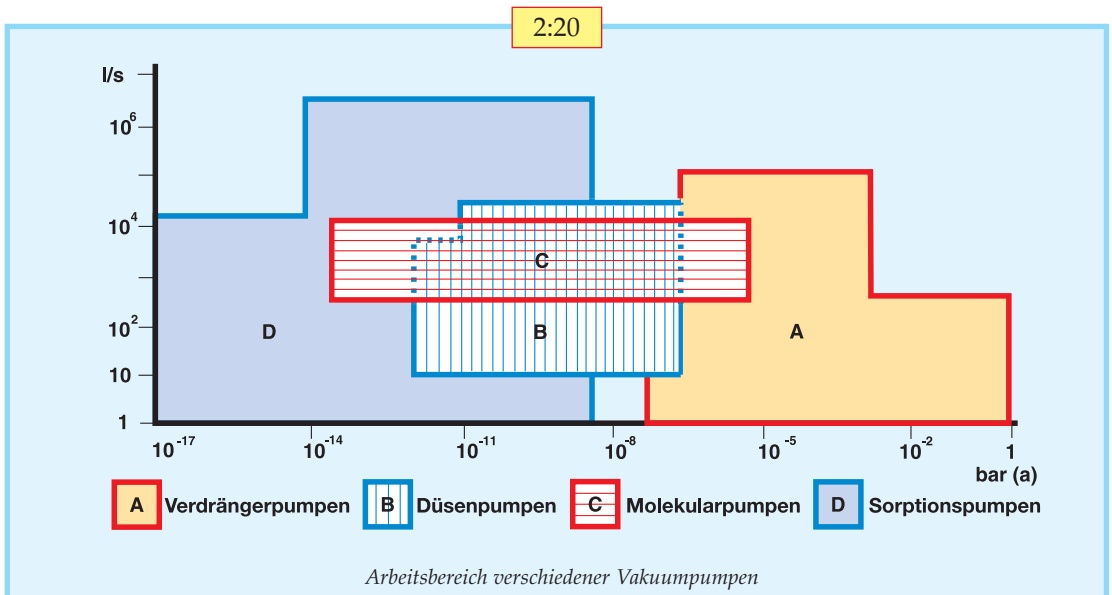
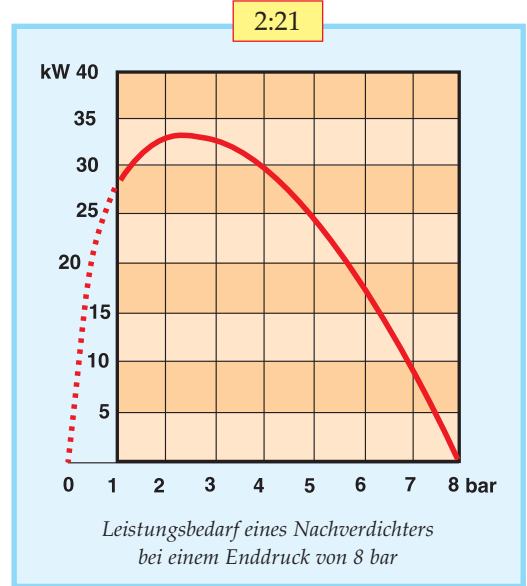
2.3.1 Vakuumpumpen

Ein Vakuum liegt vor, wenn der Druck niedriger ist als der atmosphärische Druck. Eine Vakuumpumpe ist daher ein Kompressor, der in diesem Druckbereich arbeitet. Ein typisches Merkmal von Vakuumpumpen ist das sehr hohe Druckverhältnis, das meist durch mehrstufige Maschinen erzeugt wird. Mehrstufige Kompressoren können daher auch als Vakuumpumpen, im Druckbereich zwischen 1 bar(a) und 0,1 bar(a), verwendet werden.

2.3.2 Nachverdichter (Booster)

Ein Nachverdichter ist ein Kompressor, der bereits verdichtete Luft ansaugt und auf einen höheren Druck nachverdichtet. Er wird verwendet, um den Druckverlust in langen Pipelines auszugleichen oder bei Anwendungen, die nur einen Teilstrom mit hohem Druck erfordern. Verwendet werden ein-

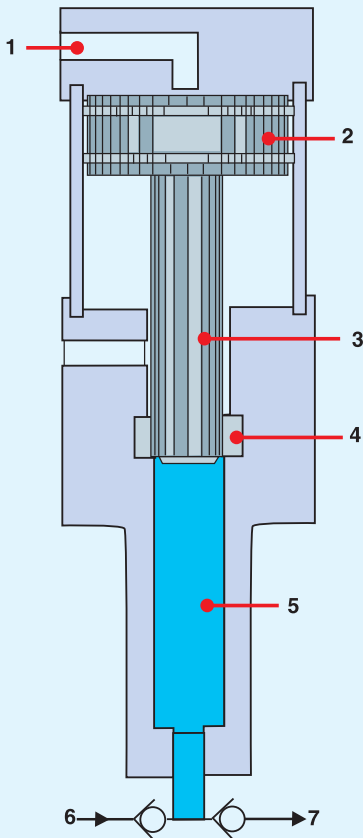
oder mehrstufige Turbo- oder Verdrängerkompressoren. Der Kolbenkompressor ist jedoch der am häufigsten eingesetzte Kompressor für diese Anwendung. Der Leistungsbedarf eines Nachverdichters steigt mit zunehmendem Druckverhältnis, während der Massenstrom fällt. Die Leistungsbedarfskurve ist daher eine Funktion des Ansaugdruckes und hat dieselbe Form wie die Kurve einer Vakuumpumpe.



2.3.3. Druckerhöher

Druckerhöher erhöhen den Druck eines Gases. Dies wird zum Testen von Ventilen, Rohren oder Schläuchen benötigt. Ein Ausgangsdruck von 7 bar kann mit einem einstufigen Druckerhöher auf 200 bar oder in mehrstufigen Anlagen auf bis zu 1700 bar erhöht werden. Druckerhöher werden nur für sehr kleine Volumenströme eingesetzt.

2:22



1. Treibmittel
2. Niederdruckkolben
3. Hochdruckkolben
4. Abdichtung
5. Verdichtungsraum
6. Einlass
7. Auslass

Schnittbild eines einstufigen Druckerhöhers

Wenn der Verdichtungsraum gefüllt ist, befindet sich der Niederdruckkolben in der oberen Position. Sobald das Treibmittel einströmt, wird der Kolben heruntergedrückt und zwingt das Gas, unter hohem Druck auszuströmen. Der Druckerhöher kann so lange betrieben werden, bis ein bestimmter Enddruck erreicht wird. Alle nicht explosiven Gase können in einem Druckerhöher auf diese Weise verdichtet werden. Auch Luft kann so komprimiert werden, muss aber in diesem Fall vollständig ölfrei sein, um eine Selbstentzündung auszuschließen.

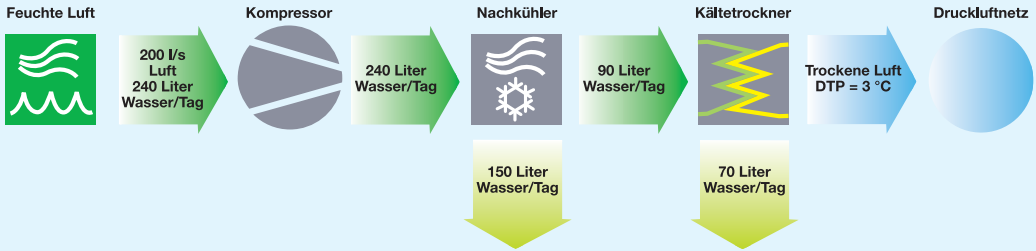
2.4 Aufbereitung von Druckluft

2.4.1 Trocknen von Druckluft

Atmosphärische Luft enthält meistens bei höheren Temperaturen viel und bei niedrigen Temperaturen weniger Wasserdampf. Wird diese Luft verdichtet, steigt die Wasserdampfkonzentration weiter an. Ein Kompressor mit einem Volumenstrom von 200 l/s saugt in 8 Stunden zusammen mit der Luft insgesamt 80 Liter Wasserdampf an und drückt diese in das Druckluftnetz (Ansaugbedingungen: 20 °C, 80 % relative Feuchtigkeit). Der Begriff des Drucktaupunktes (DTP) wird verwendet, um den Wassergehalt der Druckluft zu beschreiben. Er gibt die Temperatur an, bei der Wasserdampf zu kondensieren beginnt. Ein niedriger Drucktaupunkt weist immer auf einen niedrigen Wassergehalt der Druckluft hin.

Es ist wichtig zu wissen, dass der atmosphärische Taupunkt nicht mit dem Drucktaupunkt verglichen werden darf. Entspannt man Druckluft mit einem Drucktaupunkt von +2 °C und einem Druck von 7 bar, hat diese Luft nach der Entspannung einen

2:23



Ein Kompressor mit einem Volumenstrom von 200 l/s drückt zusammen mit der Luft 240 l Wasserdampf pro Tag in das Druckluftnetz (Ansaugbedingungen: 20 °C, 80 % r. F.). Um Störungen und Probleme bei angeschlossenen Druckluftverbraucher durch Kondensation im Druckluftnetz zu vermeiden, muss die Luft getrocknet werden.

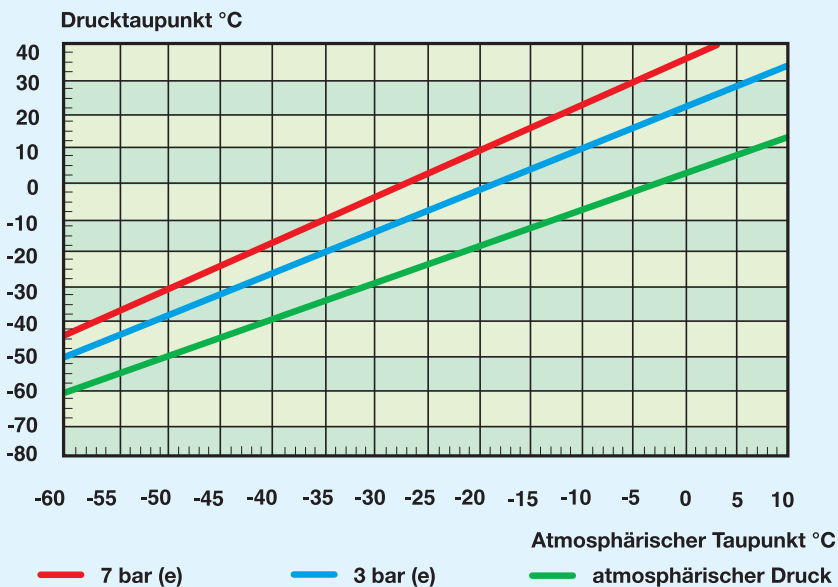
Dieses findet im Nachkühler und im Trockner statt.

atmosphärischen Taupunkt von -23 °C . Filter können zum Entfernen der Feuchtigkeit nicht verwendet werden, da Wasserdampf als Gas in der Luft enthalten ist und nur Festkörper bzw. Tropfen von Filtern erfasst werden.

Die Auswahl des Drucklufttrockners richtet sich nach dem geforderten Drucktaupunkt.

Grundsätzlich gilt: Je niedriger der geforderte Drucktaupunkt, desto höher die Anschaffungs- und Betriebskosten des Trockners. Prinzipiell existieren vier verschiedene Methoden, um Feuchtigkeit aus der Druckluft zu entfernen: Kühlung, Überverdichtung, Adsorption und Absorption.

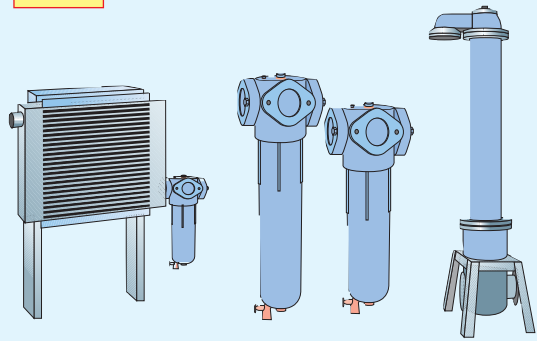
2:24



Das Bild zeigt den Zusammenhang zwischen den verschiedenen Drucktaupunkten und dem atmosphärischen Taupunkt

Verschiedene Nachkühler und Wasserabscheider.

Bei den meisten Wasserabscheidern wird das Wasser durch die Fliehkraft oder durch die Trägheitswirkung von der Luft getrennt. Bewirkt wird dies durch eine Rotationsbewegung oder durch eine abrupte Änderung der Strömungsrichtung.



2.4.1.1. Nachkühler

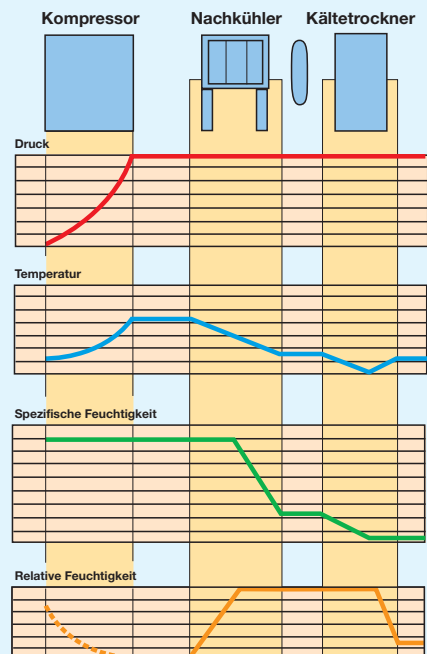
Ein Nachkühler ist ein Wärmetauscher, der die Druckluft abkühlt. Dies geschieht, um den Wasserdampf, der sonst im Druckluftnetz kondensieren würde, bereits im Kühler kondensieren zu lassen. Der Kühler wird mit Wasser oder Luft gekühlt, ist meistens mit einem Wasserabscheider und einem automatischen Ableiter ausgestattet und sollte möglichst nahe oder sogar im Kompressor eingebaut werden.

80 bis 90 % des gesamten im Kompressorraum anfallenden Kondensates werden so bereits im Nachkühler abgeschieden. Meistens hat die Druckluft nach dem Kühler eine Temperatur, die um ca. 10 °C über der Temperatur des Kühlmediums liegt. Dieser Temperaturabstand hängt jedoch von der Art des verwendeten Kühlers ab. Nur bei wenigen Druckluftanlagen wird heute auf einen Nachkühler verzichtet. Meistens gehören die Kühler zur Standardausstattung und sind bereits im Kompressor eingebaut.

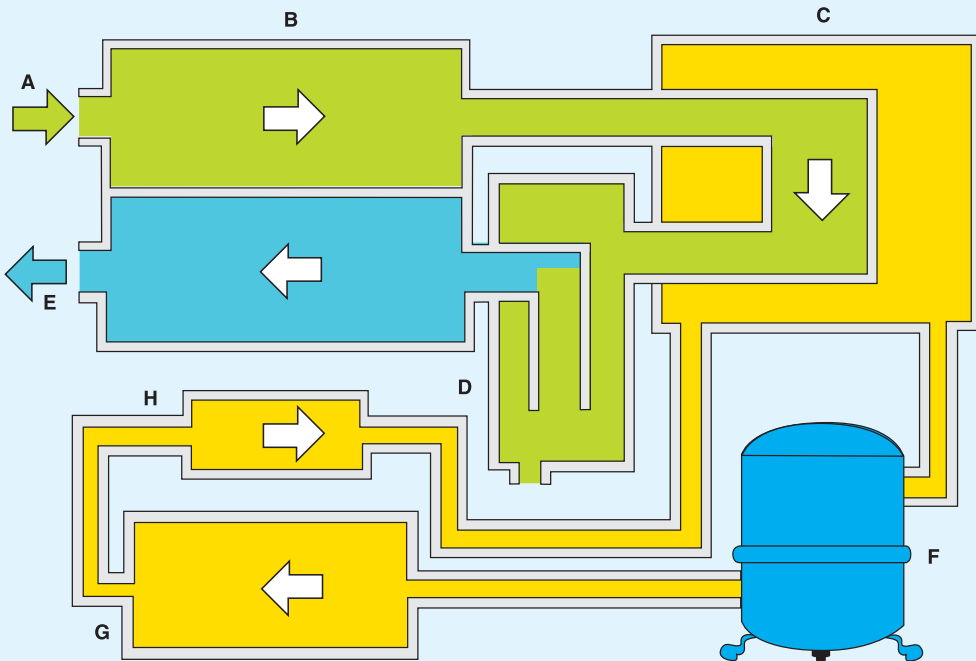
2.4.1.2 Kältetrockner

Ein Kältetrockner kühlt die Druckluft weiter ab, um zusätzliches Wasser kondensieren zu lassen und abzuschneiden. Anschließend wird die Druckluft wieder auf Raumtemperatur erwärmt, um eine Kondensation auf der Außenseite der Rohrleitungen zu verhindern.

Da die in den Trockner eintretende warme Druckluft durch die austretende kalte Druckluft vorgekühlt wird, kann die Energieaufnahme des Trockners deutlich reduziert werden. Die weitere Abkühlung auf eine Temperatur von +3 °C wird durch einen Kältekreislauf erreicht. Taupunkte unterhalb von 0 °C können von Kältetrocknern nicht erreicht werden, da das Kondensat sonst gefrieren und der Trockner vereisen würde.



Verläufe unterschiedlicher Parameter bei Verdichtung, Nachkühlung und Kältetrocknung



- | | | | |
|---|--------------------------------|---|-----------------------|
| A | Eintretende Druckluft | E | Trockene Druckluft |
| B | Luft-Luft-Wärmetauscher | F | Kältemittelkompressor |
| C | Luft-Kältemittel-Wärmetauscher | G | Kondensator |
| D | Wasserabscheider | H | Expansionsventil |

Arbeitsprinzip eines Kältetrockners

2.4.1.3 Überverdichtung

Überverdichtung ist vielleicht die einfachste Methode, um Druckluft zu trocknen.

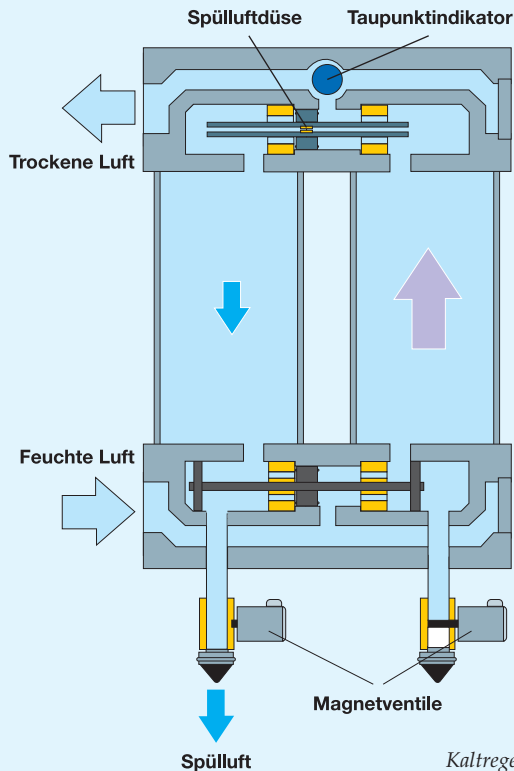
Die Luft wird zuerst auf einen höheren Druck verdichtet. Dies führt zu einer Aufkonzentration des Wasserdampfes. Anschließend wird die Luft abgekühlt, um diesen Wasserdampf kondensieren zu lassen und abzuscheiden. Schließlich entspannt man die Luft wieder auf den gewünschten Druck, wobei der Drucktaupunkt sinkt. Jedoch hat diese Methode einen sehr hohen Energiebedarf und ist daher nur für kleine Volumenströme geeignet.

2.4.1.4 Absorptionstrocknung

Absorptionstrocknung ist ein chemischer Vorgang, bei dem Wasserdampf im Absorptionsmaterial gebunden wird. Das Absorptionsmaterial kann entweder fest oder flüssig sein. Oft wird Natriumchlorid für diesen Vorgang verwendet. Dabei ist aber unbedingt auf einen ausreichenden Korrosionsschutz aller Bauteile zu achten.

Jedoch ist diese Methode unüblich, da sehr große Mengen des Absorptionsmaterials verbraucht werden und der erreichbare Taupunkt relativ hoch ist.

2:28



2.4.1.5 Adsorptionstrocknung

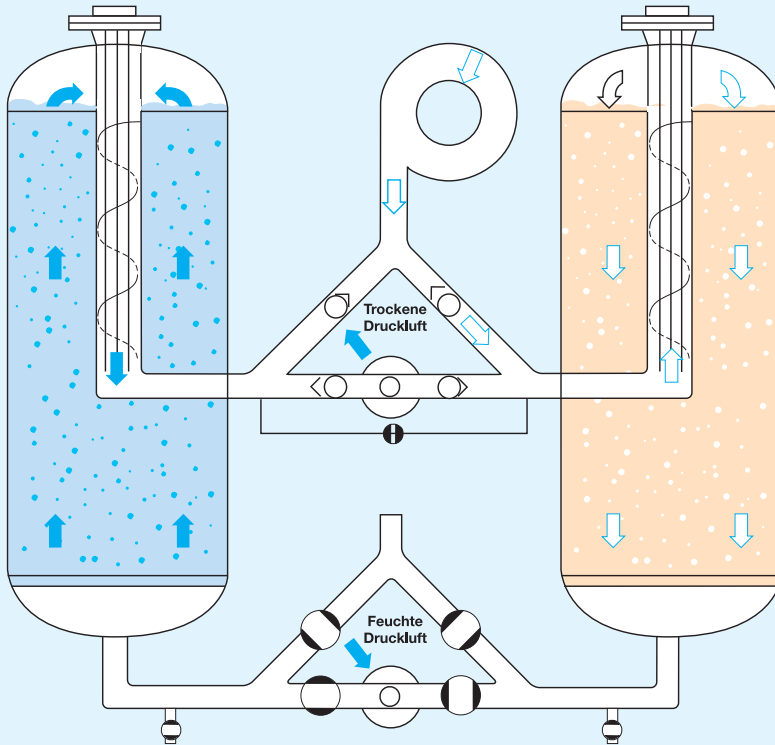
Es gibt kaltregenerierende und warmregenerierende Adsorptionstrockner. Kaltregenerierende Adsorptionstrockner sind für kleine Volumenströme geeignet. Für den Regenerationsvorgang wird bei diesen Trocknern getrocknete Druckluft verwendet. Bei einem Druck von 7 bar werden ca. 15 bis 20 % des Druckluftvolumenstromes für die Regeneration benötigt. Der erreichbare Drucktaupunkt liegt bei -20 °C . Für noch niedrigere Taupunkte sind größere Spülluftmengen erforderlich. Warmregenerierende Trockner regenerieren das Adsorptionsmaterial mit elektrisch erzeugter Wärme oder mit Kompressionswärme und haben einen besseren Wirkungsgrad als kaltregenerierende Trockner. Die erreichbaren Taupunkte liegen bei -40 °C oder tiefer.

Vor Eintritt in einen Adsorptionstrockner muss das Kondensat vollständig aus der Druckluft entfernt werden. Wird die Druckluft mit einem öleingespritzten Kompressor erzeugt, sollte zusätzlich ein Filter vor dem Trockner installiert werden. Hinter dem Trockner ist ein Staubfilter erforderlich.

Manche Adsorptionstrockner verwenden für die Regeneration die bei der Verdichtung im Kompressor entstehende Wärme. Diese Trockner besitzen eine mit einem Adsorptionsmaterial beschichtete Trommel, die in einem Sektor ($1/4$) durch einen heißen Druckluftstrom ($130 - 200\text{ °C}$) regeneriert wird. Dieser Druckluftstrom wird anschließend gekühlt dem Hauptdruckluftstrom über eine Düse wieder zugeführt.

Der restliche Bereich der Trommel ($3/4$) wird verwendet, um den gesamten Druck-

2:29

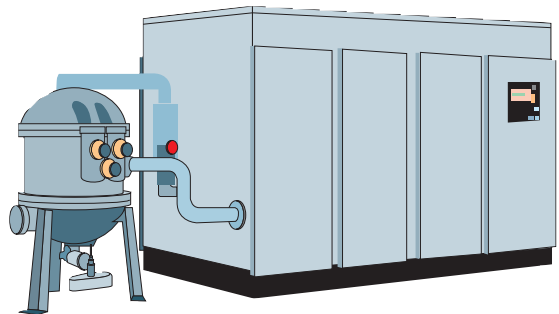


| Ablauf | Umschaltung | Umschaltung | Kühlung | Druckaufbau |
|------------------|--------------|--------------|---------|-------------|
| Linker Behälter | Adsorption | Regeneration | | |
| Rechter Behälter | Regeneration | Adsorption | | |
| | | | Kühlung | Druckaufbau |

Während im linken Behälter die Luft getrocknet wird, wird das Adsorptionsmaterial im rechten Behälter regeneriert. Nach Kühlung und Druckaufbau wird die Funktion der Behälter automatisch gewechselt.

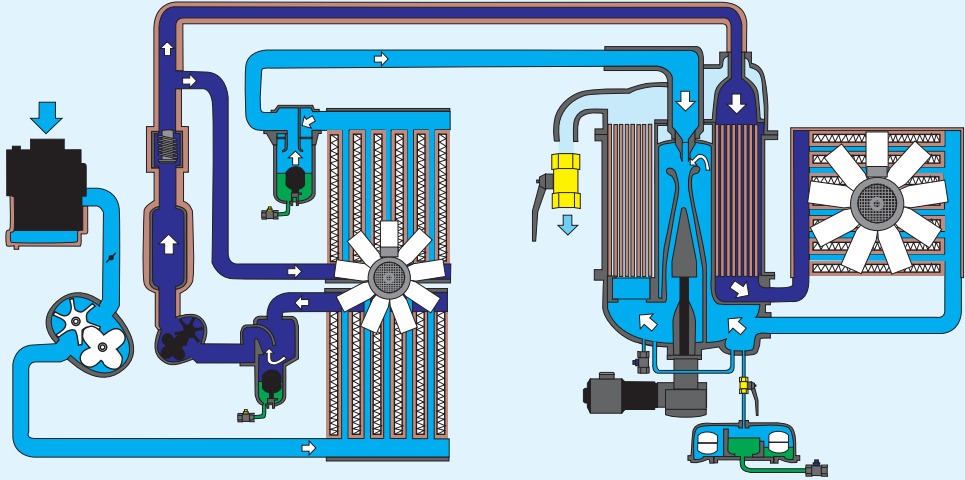
luftstrom zu trocknen. Durch die langsame Drehung der Trommel entsteht ein kontinuierlicher Vorgang, der dafür sorgt, dass jeder Teil der Trommel abwechselnd regeneriert und wieder mit Feuchtigkeit beladen wird. Der Trockner kommt ohne Druckluftverluste aus. Energie wird lediglich für den Antrieb der Trommel benötigt. Ein wassergekühlter Trockner kann so einen Volumenstrom von bis zu 2.500 l/s trocknen und verbraucht dabei nur 120 W. Außerdem benötigen diese Trockner weder einen Vor- noch einen Nachfilter.

2:30



Ölfreier Schraubenkompressor mit MD-Adsorptionstrockner

2:31



MD Adsorptionstrockner

2.4.2 Filter

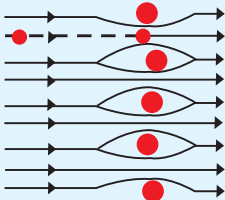
Partikel in der Druckluft können durch verschiedene Verfahren entfernt werden. Sind die Partikel größer als die vorhandenen Öffnungen im Filtermedium, werden diese durch die Siebwirkung festgehalten.

Dies trifft gewöhnlich nur auf Partikel größer als 1 mm zu. Der Filterwirkungsgrad kann durch ein feineres und dichteres Filtermedium erhöht werden. Partikel zwischen 0,1 mm und 1 mm werden durch ihre Massenträgheit entfernt. Während der Luftstrom um die Fasern herumfließt, treffen die Teilchen auf die Fasern und haften auf deren Oberfläche. Je schneller das Gas fließt, desto besser funktioniert dieser Effekt.

Sehr kleine Partikel ($< 0,1\text{mm}$) bewegen sich auf Grund von Kollisionen mit Luftmolekülen mehr oder weniger zufällig. Früher oder später treffen sie aber auf eine Faser und bleiben dort haften. Dieser Vorgang wird durch eine niedrige Strömungsgeschwindigkeit und eine hohe Faseranzahl unterstützt.

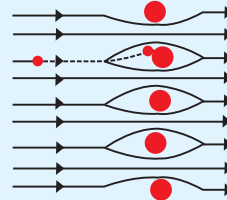
Die Filterwirkung setzt sich aus den einzelnen, oben beschriebenen Vorgängen zusammen. Im Grunde stellt jeder Filter einen Kompromiss dar, da kein Filter für alle Teilchengrößen denselben Wirkungsgrad erreichen kann. Besonders der unterschiedliche Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit verhindert einen gleich hohen Wirkungsgrad für alle Teilchengrößen. In der Praxis stellt sich

2:32



Siebwirkung. Partikel größer als 1 mm werden mechanisch abgeschieden.

2:33



Partikel zwischen 0,1 und 1 mm bewegen sich im Luftstrom und werden abgeschieden, wenn sie mit einer Faser zusammenstoßen.

heraus, dass Teilchen mit einem Durchmesser von 0,3 mm die am schwierigsten zu entfernenden Partikel sind.

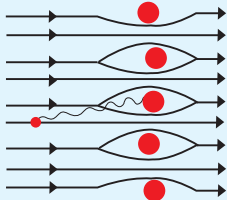
Der Wirkungsgrad eines Filters wird immer für eine bestimmte Partikelgröße angegeben. Oft wird ein Wirkungsgrad von mehr als 95 % erreicht. Dies bedeutet aber, dass 5 % der Partikel den Filter noch passieren. Außerdem kann ein Filter, der einen hohen Wirkungsgrad von 95 % für eine Teilchengröße von 10 mm aufweist, immer noch Teilchen mit einem Durchmesser von 30

bis 100 mm passieren lassen. Öl- und Wassertropfen verhalten sich wie feste Partikel und werden von den Filtern erfasst. Diese Tropfen koaleszieren im Filtermedium, laufen nach unten und tropfen auf den Boden des Filtergehäuses. Befindet sich jedoch Wasser oder Öl in Dampfform in der Luft, passieren diese Dämpfe den Filter. Zum Abscheiden von Öldämpfen werden besondere Filtermaterialien, wie zum Beispiel Aktivkohle, benötigt.

Jeder Filter erzeugt einen Druckverlust. Dieser Druckverlust kann auch als eine Art Energieverlust der Druckluft betrachtet werden. Sehr feine Filter mit einem dichten Filtermedium verursachen einen höheren Druckverlust und setzen sich schneller mit Staubpartikeln zu. Dies führt zu kürzeren Standzeiten und höheren Betriebskosten.

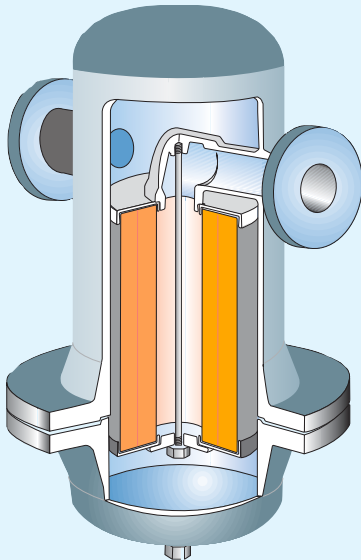
Filter sollten daher immer mit einer gewissen Reserve ausgelegt werden, so dass sich der Druckverlust auch noch nach einer gewissen Betriebszeit in Grenzen hält.

2:34

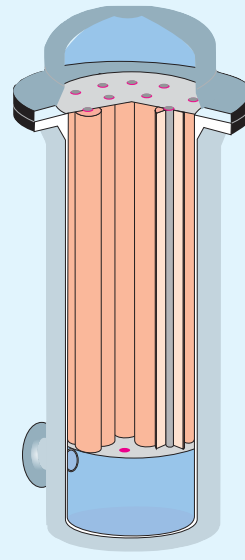


Partikel (< 0,1mm), welche mit den Fasern kollidieren, werden durch Adhäsion festgehalten

2:35



Schnittbild durch einen Staubfilter. Ein großes Filtergehäuse und eine große Filteroberfläche führen zu einer niedrigen Strömungsgeschwindigkeit, einem niedrigen Druckverlust und längeren Standzeiten der Filterelemente.



Koaleszenzfilter für Öl, Wassertropfen und Staubpartikel. Die Filterelemente haben einen kleineren Durchmesser und bestehen aus Borsilikatfasern.

2.5 Steuer- und Regelsysteme

2.5.1 Regelung im Allgemeinen

Meistens wird im Druckluftnetz ein möglichst konstanter Betriebsdruck benötigt. Dies macht es erforderlich, den Volumenstrom zu regeln. Abhängig von dem Kompressortyp, den zulässigen Druckschwankungen, dem sich verändernden Druckluftverbrauch und den entstehenden Druckverlusten, existieren verschiedene Möglichkeiten zur Regelung des Volumenstromes.

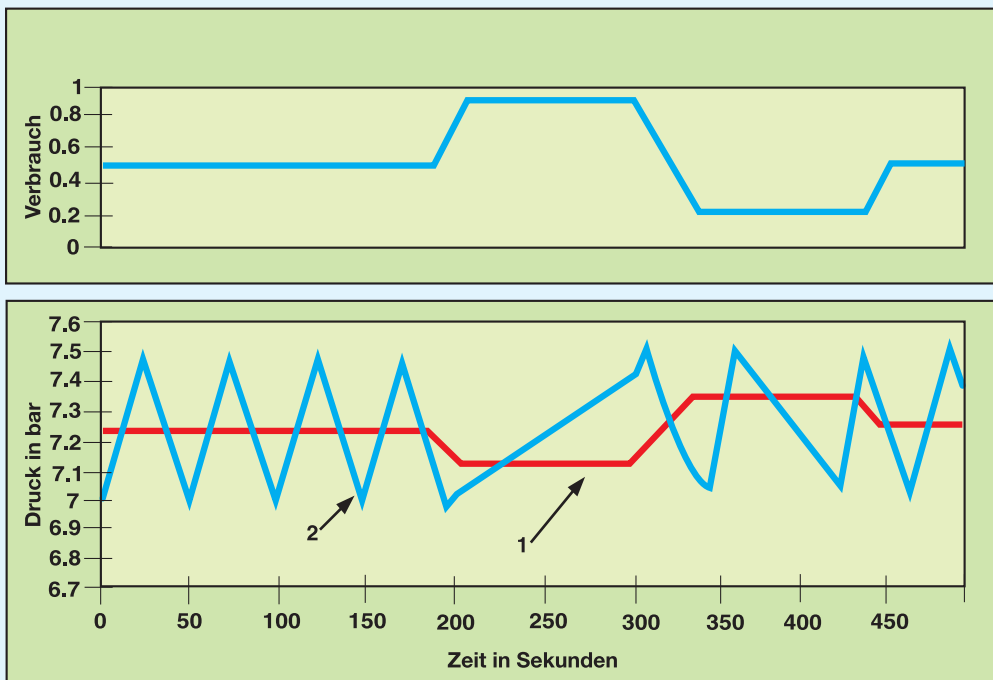
Ca. 70 bis 80 % der Kosten für die Druckluftherzeugung entstehen durch den Energieverbrauch. Daher ist es nur logisch, bei der Auswahl der Regelung ganz besonders auf deren Einfluss auf den Energiebedarf zu ach-

ten. Unterschiede zwischen verschiedenen Kompressorentypen oder unterschiedlichen Herstellern werden oft durch den Einfluss der Regelung auf die Betriebskosten bei weitem übertriften.

Ein Idealzustand läge vor, wenn der gesamte Volumenstrom des Kompressors auf einen gleich großen Druckluftverbraucher treffen würde. Dies kann unter Umständen durch eine sorgfältige Auslegung der Getriebeübersetzung erreicht werden. Eine Reihe von Druckluftverbrauchern regeln sich selbst, indem ein steigender Druck zu einem erhöhten Druckluftverbrauch führt und so ein stabiles System entsteht.

Beispiele für solche Verbraucher sind die pneumatische Förderung und die Wasserbelüftung. Normalerweise muss jedoch der vom Kompressor erzeugte Volumenstrom immer

2:36



1. Volumenstromregelung

2. Vollast-Leerlaufregelung

geregelt werden. Dies macht es erforderlich, den Kompressor mit einer entsprechenden Regeleinrichtung auszustatten. Grundsätzlich unterscheidet man zwei verschiedene Systeme:

1. Eine Volumenstromregelung passt die erzeugte Druckluftmenge durch Regelung des Antriebsmotors des Kompressors oder über ein Ventil genau dem Bedarf an. Als Ergebnis stellen sich, je nach Art des Regelsystems und der Regelgeschwindigkeit, relativ geringe Druckschwankungen zwischen 0,1 und 0,5 bar ein.

2. Die Vollast-Leerlaufregelung ist die am häufigsten eingesetzte Regelart und führt zu Druckschwankungen zwischen zwei einstellbaren Grenzwerten. Bei Erreichen der oberen Grenze (Entlastungsdruck) wird die Druckluftproduktion gestoppt und bei Erreichen der unteren Grenze (Belastungsdruck) wieder aufgenommen. Die Größe dieses Druckbandes wird von der zulässigen Anzahl der Vollast-Leerlaufzyklen beeinflusst und liegt im Normalfall zwischen 0,3 und 1,0 bar.

2.5.2 Regelung von Verdrängerkompressoren

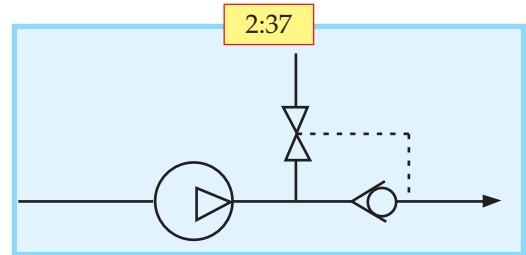
2.5.2.1 Überstromventil

Der Einsatz eines Überstromventils ist die einfachste Methode, einen Kompressor zu regeln. Dieses Ventil lässt die überschüssige Druckluft in die Atmosphäre entweichen. Es besitzt eine vorgespannte Feder, die bei Erreichen des eingestellten Druckes das Ventil öffnet.

Oft wird dafür auch ein Motorventil verwendet. Bei diesem Ventil wird der Öffnungszeitpunkt von außen gesteuert, so dass dieses Ventil auch als Entlastungsventil beim

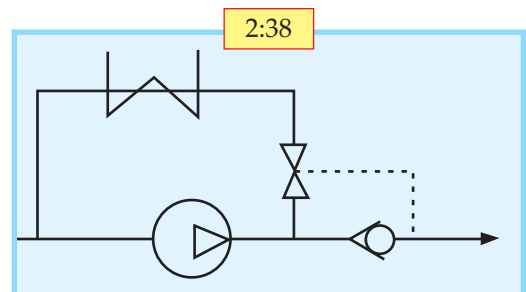
Start des Kompressors verwendet werden kann. Ein Überstromventil führt immer zu einem höheren Energieverbrauch, da der Kompressor immer belastet läuft und gegen den vollen Netzdruck arbeiten muss.

Bei kleinen Kompressoren wird dieses Ventil auch eingesetzt, um den Kompressor durch Öffnen des Ventils zu entlasten. Dieser muss dann lediglich gegen den atmosphärischen Druck arbeiten, und der Energieverbrauch kann so deutlich verringert werden.



2.5.2.2 Bypass

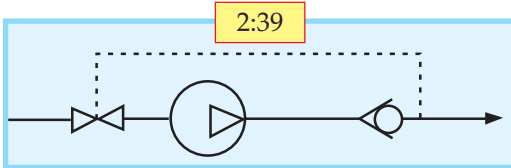
Eine Bypassregelung hat im Grunde dieselbe Funktion wie ein Überstromventil. Der Unterschied ist der, dass die Luft gekühlt in den Ansaugbereich des Kompressors zurückgeführt wird. Diese Methode wird oft im Prozessbereich angewendet, wenn das Gas schädlich für die Umwelt oder zu wertvoll ist, um es einfach in die Atmosphäre abzublasen.



2.5.2.3 Ansaugdrosselregelung

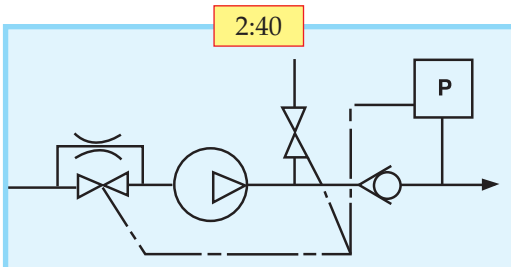
Die Drosselung ist eine einfache Methode, um den Volumenstrom zu reduzieren. Der dabei im Ansaugbereich erzeugte Unterdruck bewirkt eine Verringerung des Volumenstromes.

Öleingespritzte Kompressoren mit einem großen Druckverhältnis können auf bis zu 10 % des Volumenstromes heruntergeregelt werden. Auf Grund des hohen Druckverhältnisses verringert sich der Energiebedarf aber nicht in gleichem Maße. Diese Regelmethode sollte daher auf Grund des sehr schlechten Wirkungsgrades nur für besondere Anwendungen eingesetzt werden.



2.5.2.4 Überstromventil mit Ansaugdrosselregelung

Die Regelmethode verbindet einen großen Regelbereich (0 bis 100 %) mit einer niedrigen Energieaufnahme von nur 15 bis 20 % der Volllastleistungsaufnahme bei entlastetem Kompressor (kein Volumenstrom). Gleichzeitig mit dem Öffnen des Überstromventils wird die Ansaugdrossel fast vollständig geschlossen, und das Ventil lässt die geförderte Luft in die Atmosphäre strömen.

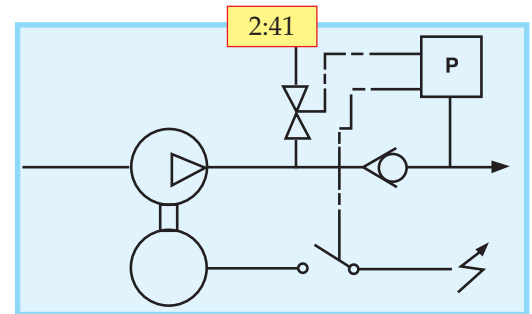


Das Kompressorelement arbeitet dann mit einem Vakuum im Ansaugbereich und gleichzeitig mit einem niedrigen Gegendruck. Dabei ist es wichtig, dass der Druckabbau beim Umschalten schnell vonstatten geht und dass der abgeblasene Volumenstrom möglichst klein ist, um unnötige Verluste beim Wechsel zwischen Be- und Entlastung zu vermeiden. Diese Regelart erfordert einen

Druckluftbehälter im Druckluftnetz. Dessen Volumen wird durch die Größe des Druckbandes und durch die Anzahl der zulässigen Lastspiele bestimmt.

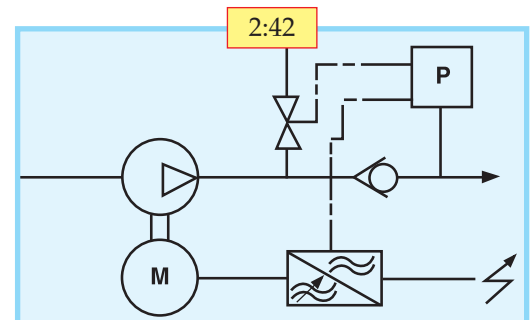
2.5.2.5 Start/Stop

Kompressoren zwischen 5 und 10 kW werden oft durch den Stopp des Antriebsmotors geregelt, wenn der Druck das obere Ende des Druckbandes erreicht. Fällt der Druck und erreicht das untere Ende des Druckbandes, wird der Motor wieder gestartet. Diese Methode setzt ein großes Druckluftnetz oder ein großes Druckband voraus, um die Anzahl der Motorstarts möglichst gering zu halten. Unter diesen Voraussetzungen ist das eine effektive Regelmethode für kleine Kompressoren.



2.5.2.6 Drehzahlregelung

Bei einem drehzahlgeregelten Kompressor wird der Volumenstrom durch die Veränderung der Antriebsdrehzahl des Motors geregelt. Dies ist eine sehr effektive Methode, um einen konstanten Betriebsdruck zu erreichen.



Der mögliche Regelbereich ist vom Kompressortyp abhängig. Oft wird die Drehzahlregelung mit einem Überstromventil und einer Drossel im Ansaugbereich kombiniert.

2.5.2.7 Variable Austrittsöffnung

Der Volumenstrom eines Schraubenkompressors kann durch eine Positionsveränderung der Austrittsöffnung im Gehäuse des Schraubenelementes geregelt werden, indem diese längs der Achse des Schraubenelementes verschoben wird. Jedoch ist diese Methode in der Praxis sehr unüblich, da sie einen hohen Energiebedarf hat und einen sehr hohen konstruktiven Aufwand erfordert.

2.5.2.8 Saugventilanhebung

Kolbenkompressoren können effektiv und einfach durch eine Anhebung des Saugventils entlastet werden. Die angesaugte Luftmenge wird dann bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens wieder ausgeschoben und die Energieaufnahme des Kompressors auf nur 10 % der Vollastleistungsaufnahme reduziert. Bei doppelt wirkenden Kolbenkompressoren kann durch die Anhebung des Saugventils

auf nur einer Seite eine Volumenstromreduzierung um 50 % erreicht werden. Bei einer im Prozessbereich oft eingesetzten Methode werden die Saugventile bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens leicht geöffnet. Dies ermöglicht eine kontinuierliche Regelung des Volumenstromes.

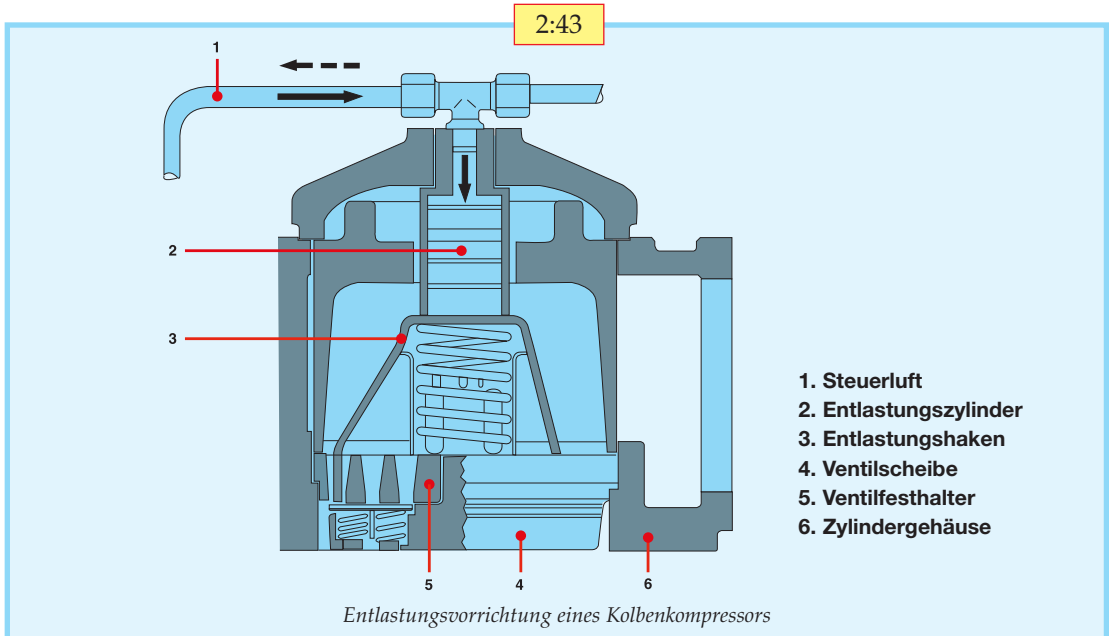
2.5.2.9 Totraumveränderung

Bei einem Kolbenkompressor können durch eine Veränderung des Totraumes die Füllung des Zylinders und somit auch der Volumenstrom gesteuert werden. Dies geschieht meistens durch Zu- oder Abschaltung eines zusätzlichen externen Volumens.

2.5.2.10

Vollast – Leerlauf – Stopp

Die bei Kompressoren größer als 5 kW am häufigsten eingesetzte Methode ermöglicht einen großen Regelbereich bei gleichzeitig niedrigen Verlusten. In der Praxis wird dies durch eine Kombination der Start/Stopp-Regelung und verschiedenen Entlastungsarten erreicht. Siehe auch 2.5.4.2.



2.5.3 Regelung von Turbokompressoren



2.5.3.1 Ansaugdrosselung

Auch der Volumenstrom eines Turbokompressors kann durch Drosselung im Ansaugbereich reduziert werden. Der kleinstmögliche Volumenstrom tritt dann auf, wenn das Druckverhältnis die Pumpgrenze erreicht und die Regelung instabil wird.

Der Regelbereich wird sowohl durch die Bauart des Kompressors, zum Beispiel durch die Anzahl der Stufen und durch das Laufreddesign, als auch durch eine große Anzahl von äußeren Faktoren, wie dem Gegendruck, der Ansaugtemperatur und der Kühlmedientemperatur, beeinflusst. Meistens liegt die untere Grenze zwischen 60 % und 85 % des maximalen Volumenstromes.

2.5.3.2 Eintrittsleitapparat

Radial angeordnete bewegliche Leitbleche im Ansaugbereich versetzen das angesaugte Gas in Rotation und drosseln so gleichzeitig den Volumenstrom. Die Methode erlaubt einen größeren Regelbereich und führt zu einer besseren Energieausnutzung. Eine untere Regelgrenze zwischen 50 % und 60 % ist für diese Regelart typisch. Gleichzeitig ermög-

licht diese Regelung durch Verdrehen der Leitbleche in die entgegengesetzte Richtung, den Volumenstrom und den Druck des Kompressors um ein bestimmtes Maß zu erhöhen. Der Gesamtwirkungsgrad verschlechtert sich dadurch jedoch etwas.

2.5.3.3 Austrittsleitapparat

Um den Regelbereich zusätzlich zu vergrößern, muss die Gasströmung hinter dem Laufrad beeinflusst werden. So kann die untere Regelgrenze, bei gleich bleibendem Druck, auf bis zu 30 % gesenkt werden. Normalerweise wird diese Regelung auf Grund ihrer Komplexität und des etwas erhöhten Energiebedarfes nur bei einstufigen Kompressoren angewandt.

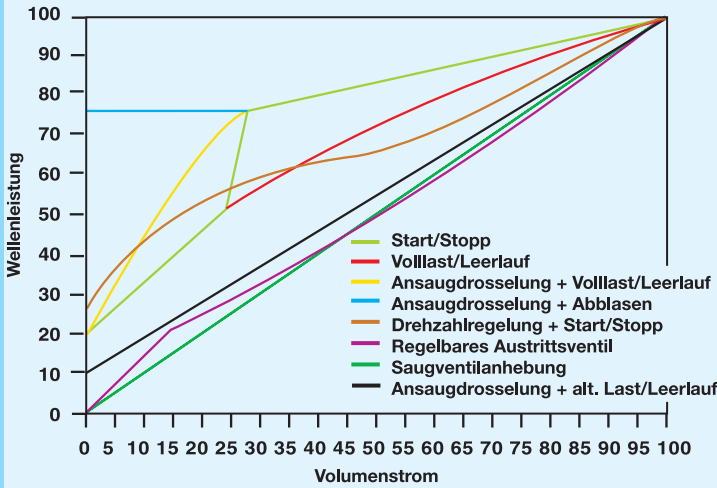
2.5.3.4 Überströmventil

Die einfachste Methode, einen Turbokompressor zu regeln, besteht aus einem einfachen Überströmventil, das die überschüssige Luft in die Atmosphäre abläßt. Dieses Ventil arbeitet genauso wie bei einem Verdrängerkompressor.

2.5.3.5 Vollast – Leerlauf – Stopp

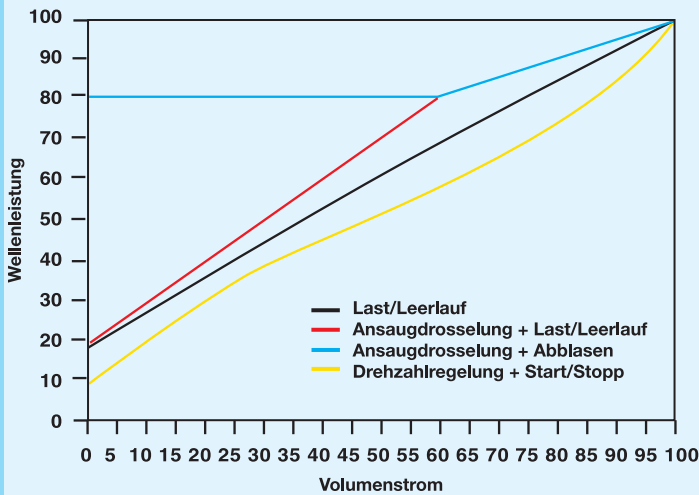
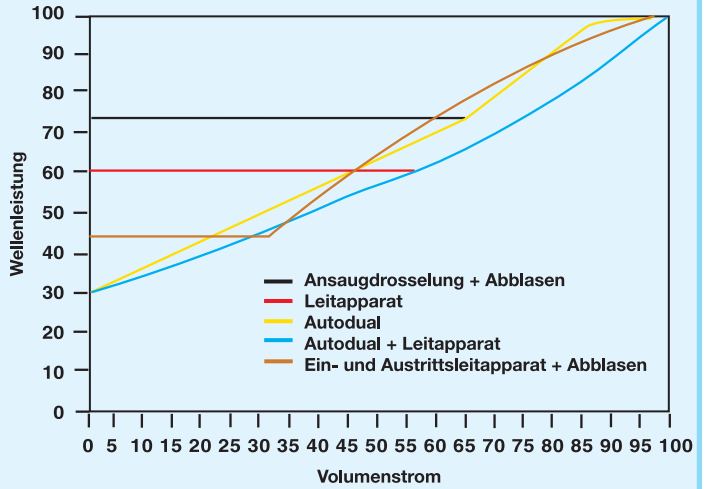
Das Erreichen der Pumpgrenze verhindert eine stärkere Ansaugdrosselung und damit eine weitere Verringerung des Volumenstromes. Der Kompressor kann dann jedoch auf folgende Weise weiter geregelt werden:

1. Abblasen. Der überschüssige Volumenstrom wird, bei gleich bleibendem Energieverbrauch, in die Atmosphäre oder in den Ansaugbereich abgeblasen.
2. Autodual. Das Regelsystem schließt das Einlassventil vollständig und öffnet gleichzeitig den Kompressorausstritt zur Atmosphäre. Jedoch ist die Energieaufnahme während der Entlastung mit 20 % relativ hoch und abhängig von verschiedenen Faktoren, wie zum Beispiel dem Laufreddesign.



Beziehung zwischen Wellenleistung und Volumenstrom bei öleingespritzten Kompressoren und verschiedenen Regelsystemen.

Beziehung zwischen Wellenleistung und Volumenstrom bei Turbo-kompressoren mit verschiedenen Regelsystemen



Beziehung zwischen Wellenleistung und Volumenstrom bei ölfrei verdichtenden Schraubenkompressoren.

2.5.3.6 Drehzahlregelung

Die Drehzahlregelung kann nur dann eingesetzt werden, um den Volumenstrom zu regeln, wenn der Druck schwanken darf. Muss der Druck aber konstant sein, weist die Drehzahlregelung, verglichen mit anderen Regelarten, keinerlei Vorteile auf.

2.5.4 Regelverhalten

2.5.4.1 Allgemein

Die technischen Lösungen zur Regelung von verschiedenen Kompressorarten wurden bereits in den Kapiteln 2.5.2 und 2.5.3 beschrieben. Um einen Kompressor effektiv steuern zu können, benötigt man jedoch einen vollständigen Regelkreis. Diesen Regelkreis kann man entweder für die Steuerung eines einzelnen Kompressors oder für eine ganze Kompressorstation einsetzen.

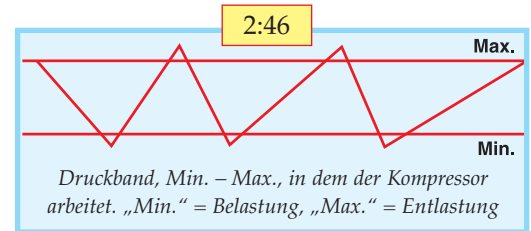
Die verschiedenen Regelsysteme werden kontinuierlich weiterentwickelt. Elektropneumatische Komponenten werden mehr und mehr durch elektronische Systeme und Computer ersetzt. Damit wird versucht, die Betriebskosten der Kompressoren durch eine optimierte Steuerung weiter zu verringern.

Dieses Kapitel beschreibt einige Steuer- und Überwachungssysteme für die gebräuchlichsten Kompressoren.

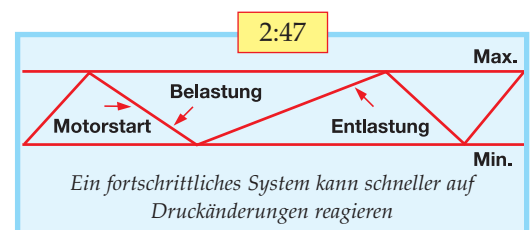
2.5.4.2 Last – Leerlauf – Stopp

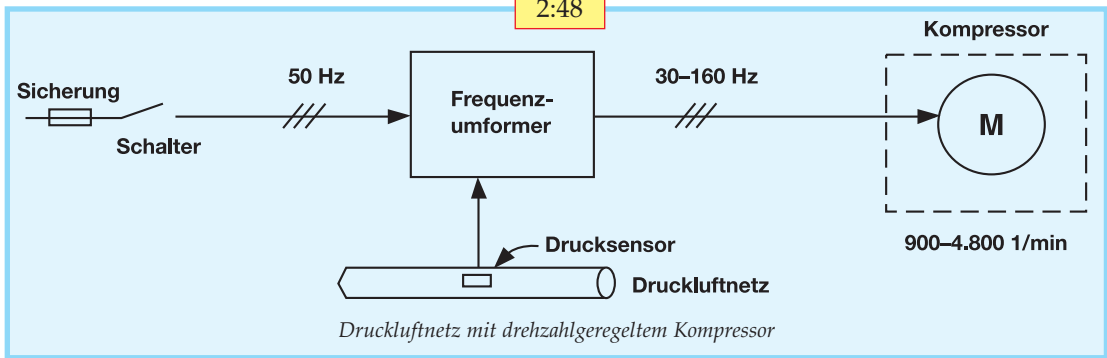
Das am häufigsten eingesetzte Regelsystem, die Volllast-Leerlaufregelung, wurde bereits in den Kapiteln 2.5.2.4 und 2.5.2.5 vorgestellt. Sobald Druckluft benötigt wird, wird ein Signal an ein Magnetventil geschickt, das die Ansaugdrossel im Ansaugbereich vollständig öffnet. Die Ansaugdrossel befindet sich entweder in der vollständig geöffneten (belasteten) oder in der vollständig geschlossenen (entlasteten) Position. Zwischenstellungen existieren nicht.

Diese traditionelle Steuerung wird meistens bei kleineren Kompressoren eingesetzt, sie verfügt über einen Druckschalter mit zwei einstellbaren Werten. Der obere Wert ist der Entlastungsdruck und der untere der Belastungsdruck. Der Kompressor arbeitet immer zwischen diesen eingestellten Druckwerten. Das Druckband, der Unterschied zwischen Be- und Entlastungsdruck, sollte ca. 0,5 bar betragen. Wenn der Druckluftbedarf sinkt, arbeitet der Kompressor zuerst entlastet weiter. Die Länge dieser Entlastungsperiode wird durch einen Timer auf einen maximalen Wert begrenzt (zum Beispiel 20 Minuten). Nach Ablauf dieser Zeit wird der Kompressor gestoppt und startet erst dann wieder, wenn der Druck den Belastungsdruck erreicht hat. Dies ist eine sehr traditionelle und zuverlässige Regelmethode. Ihr Nachteil ist die lange Reaktionszeit.



Dieses System wurde durch den Einsatz von Drucksensoren und elektronischen Steuerungen weiterentwickelt. Durch kontinuierliche Messung des Druckes kann die Steuerung feststellen, wie schnell sich der Druck im Netz ändert. Durch vorzeitigen Start/ Stopp des Motors bzw. durch Be- und Entlastung des Kompressors kann so schneller reagiert werden, und ein Über- oder Unterschreiten des Druckbandes wird verhindert.





Wird keine Druckluft verbraucht, bleibt der Druck konstant, und der Kompressor läuft entlastet. Die Dauer dieser Entlastungsphase wird durch die maximal zulässige Anzahl der Motorstarts bestimmt. Diese Zahl darf nicht überschritten werden, da ansonsten der Motor zu heiß wird. Je größer der Motor, desto kleiner fällt diese Zahl aus. Intelligent programmierte Kompressorsteuerungen analysieren den Trend des Druckluftverbrauchs und entscheiden, ob es wirtschaftlich sinnvoller ist, den Motor zu stoppen oder den Kompressor weiter entlastet laufen zu lassen.

2.5.4.3 Drehzahlregelung

Kompressoren mit einem drehzahlgeregelten Antriebsmotor können den Netzdruck in einem sehr engen Druckband annähernd konstant halten.

Für diese Regelung wird ein Frequenzumrichter, der die Drehzahl von Induktionsmotoren regeln kann, benötigt. Der Volumenstrom des Kompressors kann so exakt dem Bedarf angepasst werden, indem der Netzdruck ständig gemessen wird und der Frequenzumrichter die Drehzahl des Kompressormotors so regelt, dass der gemessene Druck immer mit dem vorher eingestellten Sollwert übereinstimmt. So kann der Netzdruck in einem Druckband von 0,1 bar gehalten werden.

2.5.5 Überwachung

Alle Kompressoren sind mit einer Überwachungseinrichtung ausgestattet, die den Kompressor und eventuell auch die Produktion schützen soll. Zu diesem Zweck werden Sensoren verwendet, um den aktuellen Zustand der Anlage zu erfassen. Die Sensorwerte werden an eine Steuerung weitergegeben, und diese wertet die Signale aus.

Ein Sensor zur Messung von Druck oder Temperatur besteht aus dem Sensorelement und einem Messauswerter. Der Sensor misst den Wert, und der Konverter wandelt diesen Wert in ein elektrisches Signal um, das von einer Steuerung oder einem Regelsystem verarbeitet werden kann.

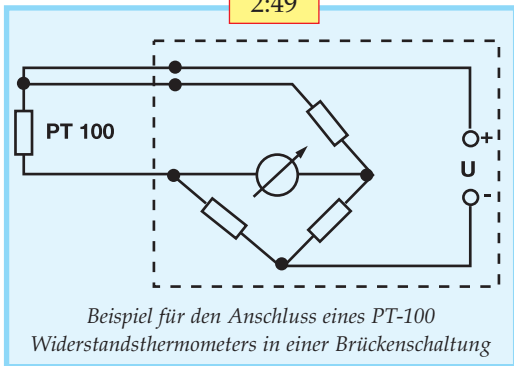
2.5.5.1 Temperaturmessung

Oft wird ein Widerstandsthermometer verwendet, um eine Temperatur zu messen. Es besteht aus einem von der Temperatur abhängigen Widerstand. Bei sich ändernden Temperaturen wird die Widerstandsänderung gemessen und in ein 4 – 20 mA Signal verwandelt. PT 100 sind die am häufigsten eingesetzten Widerstandsthermometer. Deren Widerstand bei 0 °C beträgt genau 100 W.

Ein Thermistor ist ein Halbleiter, dessen Widerstand sich bei einer bestimmten Temperatur plötzlich ändert. Er kann benutzt wer-

den, um die Temperatur im Inneren eines elektrischen Motors zu überwachen. Meistens werden Widerstände mit positiven Temperaturkoeffizienten eingesetzt.

2:49

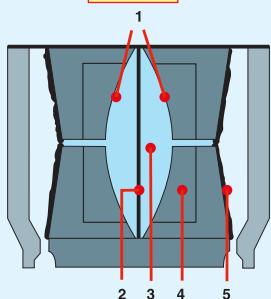


Die Widerstände dieser Thermistoren ändern sich bei Erreichen einer bestimmten Temperatur schlagartig. Die Thermistoren werden mit einer Auswertungseinheit verbunden, die diese Widerstandsänderung registriert und ein Signal abgibt, um den Motor im Notfall zu stoppen.

2.5.5.2 Druckmessungen

Meistens wird ein druckempfindlicher Körper, wie zum Beispiel eine Membrane, für die Messung von Drücken verwendet. Das mechanische Signal der Membrane wird in ein elektrisches Signal (4 – 20 mA oder 0 – 5 V) verwandelt.

2:50



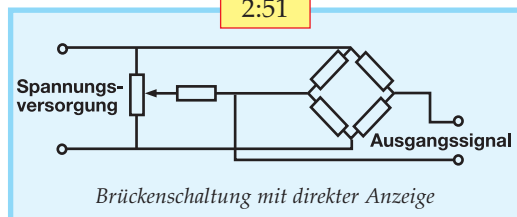
- 1. Anschlag
- 2. Messmembrane
- 3. Silikonölfüllung
- 4. Feste Isolatoren
- 5. Schutzmembrane

Beispiel einer kapazitiven Druckmessung

Die Übertragung eines mechanischen in ein elektrisches Signal kann auf verschiedenen Wegen erreicht werden. In einem kapazitiven System wird der Druck auf eine Membrane übertragen. Die Position dieser Messmembrane wird kapazitiv durch einen Sensor erfasst und direkt in einen Strom oder eine Spannung verwandelt.

Ein mit Widerständen arbeitendes Messsystem besteht aus einem mit der Membrane verbundenen Spannungsmessgerät, das in einer Brückenschaltung angeschlossen wird. Sobald die Membrane einem Druck ausgesetzt wird, verursacht ein Piezoelement eine kleine Spannung, die durch die Brückenschaltung verstärkt wird.

2:51



Das piezoelektrische Element besteht aus einem Kristall, der eine Spannung erzeugt, sobald seine Oberfläche einem Druck ausgesetzt wird. Die Höhe der Spannung ist proportional zum Druck, der auf die Oberfläche ausgeübt wird.

2.5.5.3 Überwachung

Das Überwachungssystem wird immer dem Kompressor angepasst. Ein kleiner Kolbenkompressor wird normalerweise nur mit einem Überlastschalter zum Schutz des Antriebsmotors ausgestattet, während ein großer Schraubenkompressor mit einer Vielzahl von verschiedenen Sensoren und Schutzschaltern ausgerüstet wird, um zu hohe Temperaturen bzw. Drücke oder eine Überlastung des Motors feststellen zu können. Auf diese Weise kann der Kompressor gestoppt werden, bevor ein irreparabler Schaden entsteht.

Bei kleineren Kompressoren schaltet die Überwachungseinrichtung den Kompressor aus und blockiert einen Neustart, solange der Fehler noch vorhanden ist. Eventuell wird die Art des Fehlers durch eine Signallampe angezeigt.

Bei weiterentwickelten und vor allem größeren Kompressoren können die verschiedenen Betriebsdaten, wie Temperaturen, Drücke oder Serviceanzeigen, auf einem Display abgelesen werden. Wenn ein Wert eine Warnschwelle erreicht, wird dies durch die Steuerung signalisiert. So können Maßnahmen eingeleitet werden, bevor der Kompressor sich abschaltet oder Schäden auftreten. Ist der Kompressor erst einmal auf Grund eines Alarmes gestoppt, wird ein Neustart so lange von der Steuerung blockiert, bis der Wert sich wieder normalisiert hat und der Alarm quittiert wurde.

Das Finden des Fehlers wird durch die Speicherung aller relevanten Daten des Kompressors, wie Temperaturen und Drücke, wesentlich vereinfacht. Die Menge der Daten, die gespeichert werden können, hängt von der eingebauten Speichergröße ab. Ist der Speicher groß genug, können die gespeicher-

ten Daten der letzten 24 Stunden einen Trend anzeigen und so einiges über den aufgetretenen Fehler verraten.

2.5.6 Übergeordnete Steuerungen

Einzelne Kompressoren sind meistens nur Bausteine einer größeren Kompressorstation. Es existieren viele gute Gründe, eine Steuerung für die gesamte Druckluftanlage zu entwickeln und einzusetzen. So verringert die Aufteilung der Betriebszeiten auf verschiedene Kompressoren das Risiko eines Ausfalles und vereinfacht die Wartung. Bei Ausfall eines Kompressors können angeschlossene Stand-by-Kompressoren von der Steuerung automatisch gestartet werden und verhindern so das Absinken des Betriebsdruckes und den Stillstand der Produktion.

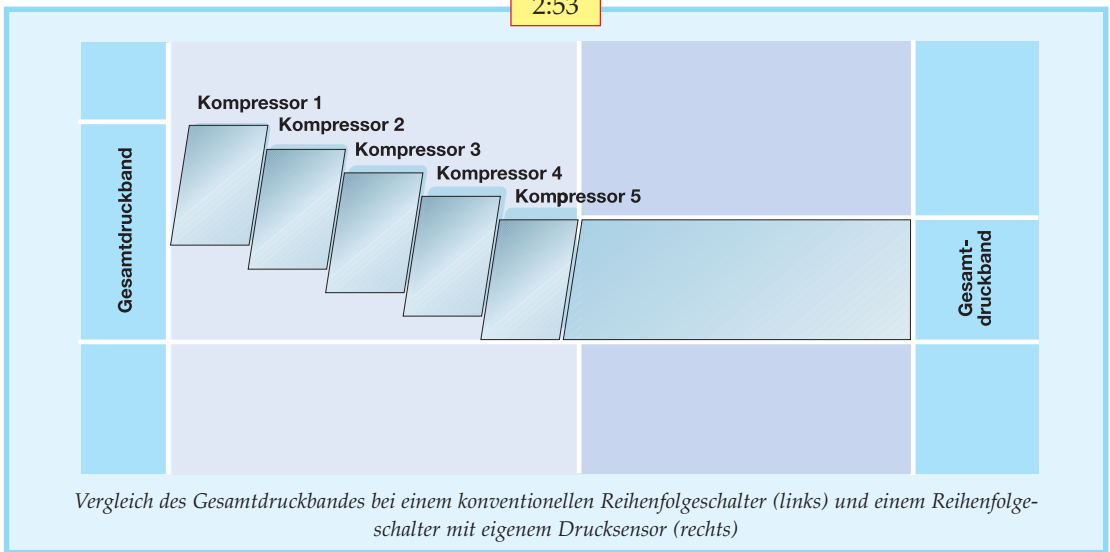
2.5.6.1 Reihenfolgesteuerung

Die einfachste und am häufigsten eingesetzte Steuerung ist der Reihenfolgeschalter. Er hat die Aufgabe, die Betriebszeiten und die Anzahl der einzelnen Kompressorstarts gleichmäßig auf die angeschlossenen Kompressoren aufzuteilen. Die Startreihenfolge kann

2:52



Ein anwenderfreundliches Display zeigt alle wichtigen Betriebszustände des Kompressors, wie Temperaturen und Drücke, direkt an



entweder von Hand oder gemäß einem festen Plan einprogrammiert werden. Da weiterhin die in den Kompressoren eingebauten Druckschalter verwendet werden, müssen diese gestaffelt, in Form einer Kaskade, eingestellt werden.

Durch diese Staffelung der einzelnen Druckbänder entsteht aber ein relativ großes Gesamtdruckband für die Druckluftanlage mit einem eigentlich unnötig hohen Betriebsdruck und einer erhöhten Leistungsaufnahme. Daher sollte diese Steuerung nur für maximal 2 bis 3 Kompressoren eingesetzt werden.

Eine weiterentwickelte Steuerung besitzt zwar dieselbe Reihenfolgeschaltung, hat aber einen eigenen, zentralen Drucksensor. Dieser ermöglicht es, die gesamte Kompressorstation, unabhängig von der Anzahl der angeschlossenen Kompressoren, in einem gemeinsamen Druckband zu betreiben.

Ein Reihenfolgeschalter, der die Kompressoren in einer festen Reihenfolge startet und stoppt, berücksichtigt nicht die jeweilige Größe der einzelnen Kompressoren. Es bietet sich daher an, diesen Reihenfolgeschalter vor

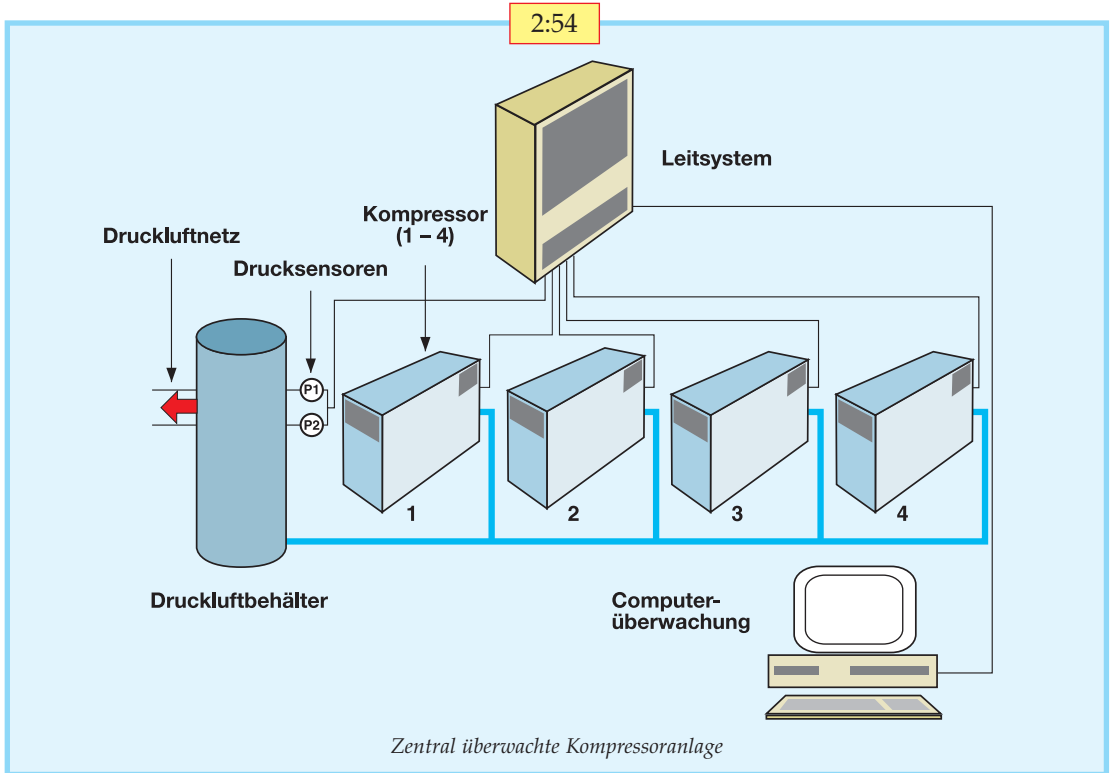
allem dann einzusetzen, wenn alle Kompressoren einen annähernd gleich großen Volumenstrom besitzen.

2.5.7 Kompressorleitsysteme

Leitsysteme für Kompressoren besitzen immer eine gewisse „Intelligenz“. Die Grundforderung an ein solches System besteht darin, den Druck in einem engen Druckband zu halten und die angeschlossenen Kompressoren dabei so wirtschaftlich wie möglich zu steuern. Um dies zu ermöglichen, muss das Leitsystem den Druckluftverbrauch erkennen, analysieren und in die Zukunft projizieren und gleichzeitig die Kompressoren steuern.

Das Leitsystem erkennt, wie schnell sich der Betriebsdruck verändert, und leitet daraus den Druckluftverbrauch und dessen Tendenz für die unmittelbare Zukunft ab. Bei einer korrekt eingestellten Anlage kann der Druck in einem Druckband von 0,4 bar gehalten werden.

Um die wirtschaftlich beste Betriebsart zu erzielen, ist es sehr wichtig, dass das Leitsystem immer eine zum Druckluftverbrauch



passende Kompressorgröße oder eine Kombination aus verschiedenen Kompressoren auswählen kann. Dies geht nur, wenn die angeschlossenen Kompressoren unterschiedlich große Volumenströme haben.

Ziel der Regelung ist es, Leerlaufphasen zu vermeiden und die Kompressoren möglichst lange belastet laufen zu lassen.

Ein weiterer Vorteil dieser Leitsysteme ist es, dass auch ältere Kompressoren gesteuert werden können und diese so auf eine relativ einfache Art und Weise in eine moderne Gesamtanlage integriert werden können. So werden die Betriebskosten verringert, und die Verfügbarkeit der Kompressoren wird gesteigert.

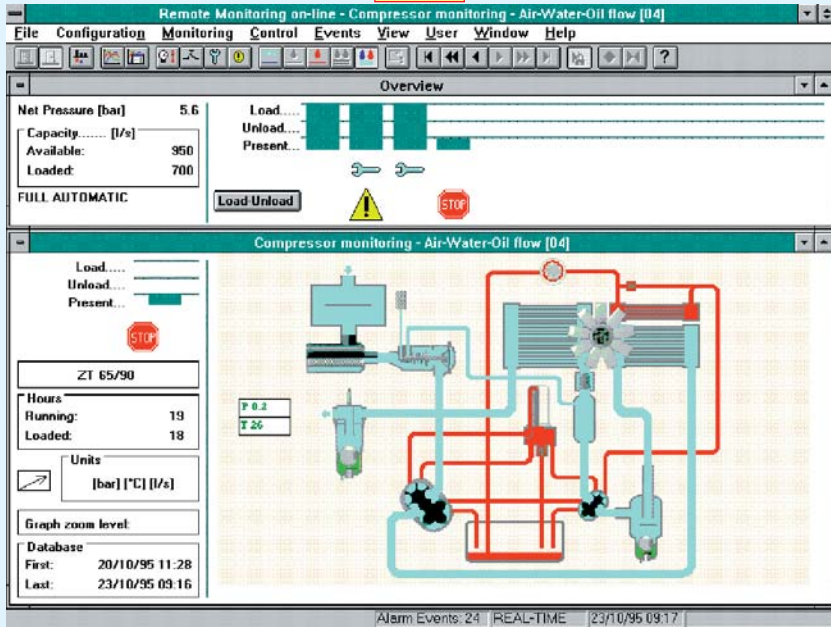
2.5.8 Fernüberwachung

Bei einer Druckluftanlage besteht oft der Wunsch und der Bedarf, die Anlage aus der

Ferne zu steuern und zu überwachen. Bei kleineren Anlagen ist es recht einfach, einen einzelnen Alarm oder eine Bereitschaftsmeldung direkt am Kompressor abzugreifen oder den Kompressor aus der Ferne zu starten bzw. zu stoppen.

Bei größeren Anlagen ist die große Anzahl der verschiedenen Daten ein guter Grund für eine zentrale Überwachung. Diese sollte sowohl einen Überblick über die Gesamtanlage erlauben als auch die verschiedenen Daten eines einzelnen Kompressors anzeigen können.

Das Leitsystem sollte auch einen Speicher besitzen, um die verschiedenen Trends der Daten der letzten 24 Stunden analysieren zu können. Die Verläufe können wertvolle Rückschlüsse auf den Zustand der Kompressoren zulassen und erlauben so eine effizientere Planung der Wartungseinsätze.



Beispiel einer Fernüberwachung. Der obere Teil gibt einen Überblick über die Druckluftanlage. Drei Kompressoren laufen belastet, einer ist gestoppt. Der untere Bereich zeigt die Daten vom Kompressor 4. Unter anderem ist das Fließschema der Druckluft und des Öls zu erkennen.

Oft erstellen solche Systeme regelmäßig Zustandsberichte über die Gesamtanlage oder über einzelne Maschinen. So lässt sich der Zustand der Anlage leicht protokollieren, und die Gesamtbetriebskosten werden transparenter.

Kapitel 3

Auslegung und Installation



3.1 Auslegung von Kompressorstationen

3.1.1 Allgemein

Eine Reihe von Entscheidungen müssen bei der Auslegung von Kompressorstationen getroffen werden, um allen Anforderungen des Betreibers gerecht zu werden, um später möglichst niedrige Betriebskosten zu erzielen und um für zukünftige Erweiterungen gut vorbereitet zu sein.

Grundsätzlich sollte zuerst immer die Anwendung oder der Prozess betrachtet werden, der die Druckluft benötigt. Hat man alle Anforderungen beisammen, die diese Anwendung an die Druckluft stellt, besitzt man eine gute Grundlage für die Auslegung der Kompressorstation.

Besonders wichtig ist die Bestimmung oder Berechnung des tatsächlichen Druckluftbedarfes, der erforderlichen Reserveluftmenge und die Abschätzung des zukünftigen Bedarfs. Die Festlegung des erforderlichen Betriebsüberdruckes ist ebenfalls von großer Bedeutung, da der spätere Energiebedarf davon entscheidend beeinflusst wird. Manchmal kann es ökonomisch sinnvoller sein, mehrere verschiedene Kompressoren für unterschiedliche Druckniveaus einzuplanen.

Die erforderliche Druckluftqualität ist nicht nur eine Frage des Wasserdampfgehaltes der Luft, sondern wird auch immer mehr durch den Umweltschutz beeinflusst. Die Anteile von Öl und Mikroorganismen in der Druckluft sind wichtige Größen, die später die Produktqualität, die Ausschussrate, die Arbeitsbedingungen und die Umweltbedingungen beeinflussen. Die Entscheidung, ob die Kompressorstation zentral oder dezentral eingerichtet werden soll, hat große Auswirkungen auf den erforderlichen Platzbedarf und auf zukünftige Erweiterungen. Aus ökonomischen, aber auch aus Umweltschutzgründen ist es sinnvoll, möglichst früh zu entscheiden, ob eine Anlage mit einer Wärmerückgewinnung ausgestattet werden soll. Diese Anlagen machen sich bei einem entsprechenden Wärmebedarf schnell bezahlt.

Es ist sehr wichtig, diese Fragen sowohl für den aktuellen Bedarf als auch für zukünftige Erweiterungen gründlich zu untersuchen, da nur so Fehler bei der Auslegung vermieden werden können, die im Nachhinein kaum zu korrigieren sind.

3.1.1.1 Bestimmung des Betriebsüberdruckes

Der Bedarf der Druckluftverbraucher legt den erforderlichen Betriebsüberdruck fest. Die Festlegung des Betriebsüberdruckes hat nicht nur einen entscheidenden Einfluss auf

3:1

| Angeschlossene Verbraucher | Nennvolumenstrom | Einschaltdauerfaktor max./min. | Gesamtdruckluftbedarf max./min. |
|----------------------------|------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| Werkzeuge, gesamt | | | |
| Produktlinien, gesamt | | | |
| Prozesslinien, gesamt | | | |

Der Druckluftverbrauch von einzelnen Werkzeugen kann den Katalogen der Hersteller entnommen werden. Der Einschaltdauerfaktor legt fest, wie häufig bzw. wie lange diese Verbraucher eingeschaltet werden, und ermöglicht es so, den Gesamtbedarf festzulegen.

die Auswahl des Kompressors, sondern auch auf die Auslegung des Druckluftnetzes inklusive aller Rohre, Ventile, Trockner und Filter.

Unterschiedliche Druckluftverbraucher erfordern unter Umständen unterschiedliche Betriebsüberdrücke. Normalerweise gibt der größte benötigte Druck den Druck im Netz vor. Entweder werden die anderen Verbraucher dann über Druckreduzierventile versorgt, oder es werden in extremen Fällen separate Kompressoren installiert.

Man sollte bei der Auslegung nie vergessen, dass ein Druckverlust bei steigendem Volumenstrom schnell zunimmt. Wenn ein steigender Druckluftbedarf bereits abzusehen ist, ist es ökonomisch sinnvoller, die Anlage bereits für diesen erhöhten Bedarf auszuliegen.

Besonders Staubfilter haben einen niedrigen Anfangsdruckverlust. Mit der Zeit setzen sich die Filter aber zu, und der Druckverlust steigt. Erreicht der Druckverlust einen gewissen Wert, sollte das Filterelement ausgetauscht werden. Dies ist bei der Festlegung des Betriebsdruckes genauso zu berücksichtigen wie die Einflüsse der Kompressorregelung. Eine Vollast-Leerlaufregelung führt zum Beispiel innerhalb des eingestellten Druckbandes zu einem schwankenden Druck. Die Berechnung sollte möglichst systematisch durchgeführt werden.

| Bauteil | Druckverlust bar (e) |
|--|----------------------|
| Endverbraucher | 6 |
| Feinstfilter | 0,1–0,5 |
| Rohrleitung | 0,2 |
| Staubfilter | 0,1–0,5 |
| Trockner | 0,1 |
| Druckband | 0,5 |
| Min. erforderlicher Betriebsüberdruck am Kompressoraustritt | 7,0–7,8 |

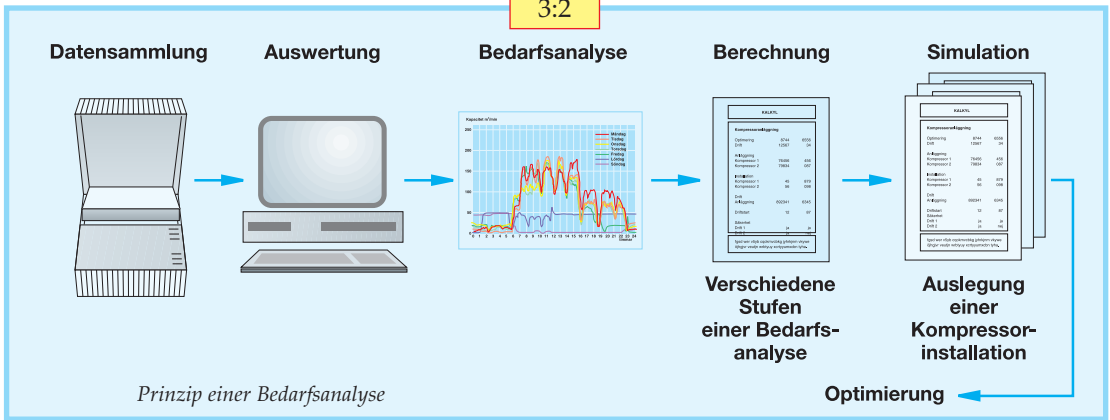
Grundsätzlich bestimmt immer der jeweilige Bedarf des Endverbrauchers und der Druckverlust zwischen Kompressor und Verbraucher den erforderlichen Betriebsüberdruck hinter dem Kompressor. So kann durch Addition der einzelnen Druckverluste zum Betriebsdruck des Verbrauchers der erforderliche Druck berechnet werden, der vom Kompressor mindestens erzeugt werden muss.

3.1.1.2 Bestimmung des Druckluftbedarfes

Der gesamte Druckluftbedarf wird bestimmt, indem der Bedarf der einzelnen Verbraucher addiert wird. Da nie alle Verbraucher gleichzeitig und ununterbrochen betrieben werden, ist ein Gleichzeitigkeitsfaktor bzw. Einschaltdauerfaktor zu berücksichtigen, der geschätzt werden muss. Zusätzlich sollte eine Reserve für Verschleiß, für Leckagen und für zukünftige Erweiterungen eingeplant werden.

Bei der Bestimmung des Druckluftbedarfes sollte man zuerst eine Liste erstellen, die alle Druckluftverbraucher mit deren Daten und einer Angabe zur Dauer des Verbrauches enthält. Falls keine Angaben zum Druckluftbedarf oder zur Einsatzdauer vorliegen, sollten Standardwerte verwendet werden oder es sollte geschätzt werden. Da das Schätzen bei vielen Verbrauchern recht schwierig ist, kann es hilfreich sein, die geplante Anlage mit einer bereits vorhandenen ähnlichen Anlage zu vergleichen, um so eine gute Grundlage für die Schätzung zu bekommen.

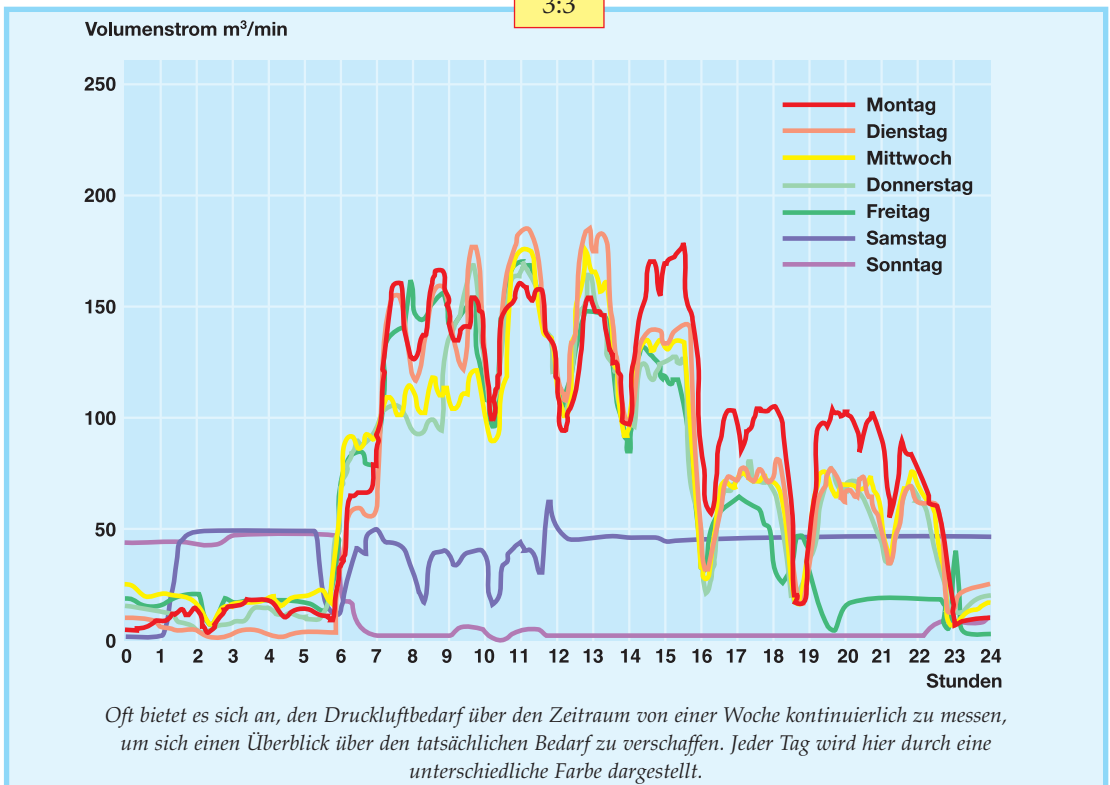
Selbst bei einem niedrigen Gleichzeitigkeitsfaktor kann es sein, dass in einem Netz große Druckluftverbraucher zwar selten, aber über einen längeren Zeitraum (3–10 Min.) betrieben werden. In diesem Falle muss der Kompressor für den maximalen Bedarf ausgelegt werden, und der Gleichzeitigkeitsfaktor ist zu vernachlässigen.



Der Volumenstrom des Kompressors sollte immer etwas über dem errechneten Bedarf liegen. Die Schaffung zusätzlicher Reserven sollte sich danach richten, welche Auswirkung ein Ausfall der Druckluftversorgung auf die Produktion hätte.

Die Anzahl der Kompressoren und deren Abstufung bestimmt die Flexibilität

und den Gesamtwirkungsgrad der Anlage. Wird eine Anlage aus Kostengründen nur mit einem einzelnen Kompressor ausgestattet, erweist es sich oft als sinnvoll, eine Anschlussmöglichkeit für einen fahrbaren Kompressor vorzusehen. Ein älterer Kompressor kann oft als günstiger Stand-by-Kompressor eingesetzt werden.



3.1.1.3 Messung des Druckluftbedarfes

Nur eine intensive Bedarfsanalyse liefert die notwendigen Informationen über den Druckluftbedarf und bildet so die Grundlage, die Größe der Druckluftstation festlegen zu können. Die meisten industriellen Anlagen entwickeln sich kontinuierlich weiter. Dies bedeutet, dass sich auch die Anforderungen an die Druckluft kontinuierlich verändern. Es ist daher sehr wichtig, die Druckluftstation immer dem aktuellen Bedarf anzupassen, aber auch gleichzeitig eine ausreichende Reserve für Erweiterungen bereitzuhalten.

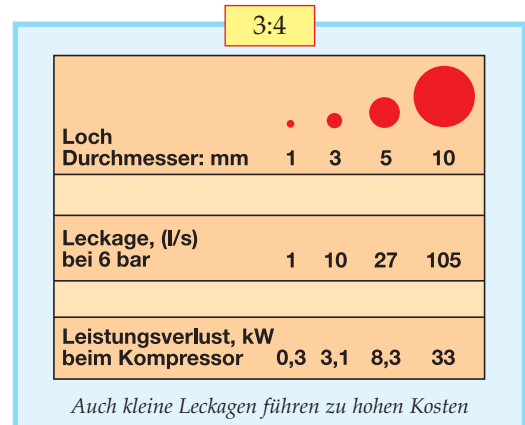
Eine Bedarfsanalyse sollte immer auch die Messung von Betriebsdaten enthalten und durch eine gründliche Analyse einer ähnlichen, bereits existierenden Druckluftstation ergänzt werden. Eine solche Messung sollte mindestens eine Woche lang und während eines typischen Betriebsablaufes durchgeführt werden, um sicherzustellen, dass korrekte und aussagekräftige Daten aufgezeichnet werden. Die Messdaten erlauben es, anschließend verschiedene individuelle Kompressorinstallationen zu simulieren, um so die kostengünstigste Kompressorkombination herauszufinden.

Faktoren wie die Be- und Entladungsdauer der Kompressoren sollten bei der Planung der Kompressorstation ebenfalls berücksichtigt werden. Aus den während eines Tages oder einer Woche aufgezeichneten Daten lassen sich auch Aussagen über die Belastung und den Druckluftbedarf machen. Dies ist besonders interessant, da sich allein anhand des Betriebsstundenzählers am Kompressor meist keine Aussagen über die genauen Belastungsverhältnisse machen lassen.

Eine ausführliche Bedarfsanalyse kann auch als Grundlage dienen, um über eine

Wärmerückgewinnung zu entscheiden. Oft können mehr als 90 % der verbrauchten Energie als Wärme zurückgewonnen werden. Zusätzlich liefert die Analyse Angaben zur Dimensionierung und zum Betriebsverhalten. Zum Beispiel kann ermittelt werden, ob der Druck zeitweilig gesenkt werden kann, ob das Regel- und Steuersystem optimiert werden sollte, um die Auslastung der Kompressoren zu erhöhen, oder wie groß die Leckagen im Druckluftnetz sind.

Wird während der Nacht oder am Wochenende nur eine geringe Druckluftmenge benötigt, sollte geprüft werden, ob es sich lohnt, einen kleineren Kompressor für diese Aufgabe zu beschaffen.



3.1.2 Zentrale oder dezentrale Kompressorstationen

3.1.2.1 Allgemein

Die Frage, ob die erforderliche Druckluftmenge besser von einem großen oder mehreren kleinen Kompressoren erzeugt werden soll, kann nicht pauschal beantwortet werden. Die Antwort wird davon beeinflusst, welche Bedeutung ein Druckluftausfall für die Produktion hat, ob ausreichend elektrische Energie zur Verfügung steht, wie stark die Schwankungen des Druckluftbedarfes sind und wie viel Platz für die Installation der Kompressoren zur Verfügung steht.

3.1.2.2 Zentrale Kompressorstation

Aus Kostengründen entscheidet man sich meistens für eine zentrale Kompressorstation.

Die leichtere Integration von neuen Komponenten in eine zentrale Kompressorstation verringert bei einer späteren Erweiterung die dazu erforderlichen Investitionskosten. Eine zentrale Station führt auch zu einem geringeren Aufwand bei der Überwachung, zu niedrigeren Wartungskosten und bietet bessere Bedingungen für den Einbau einer Wärmerückgewinnung. Der Gesamtplatzbedarf ist relativ niedrig. Filter, Nachkühler, andere Druckluftkomponenten und die Belüftung der Kompressoren können leichter ausgelegt und installiert werden. Schallschutzmaßnahmen sind ebenfalls einfacher und effizienter zu realisieren.

Eine Anlage aus mehreren, in der Größe gestaffelten Kompressoren lässt sich leicht effizient regeln, um die Auslastung zu verbessern. Ein einzelner, großer Kompressor bekommt schnell Schwierigkeiten mit der Regelung, wenn der Druckluftbedarf stark schwankt.

Oft werden Anlagen, die nur einen großen Kompressor haben, mit einem kleineren, zusätzlichen Kompressor ausgestattet, um mit diesem den Bedarf für die Nacht oder für das Wochenende zu erzeugen. Ein weiterer Aspekt, der berücksichtigt werden sollte, ist die Frage, ob das vorhandene Stromnetz den Start eines großen Kompressors überhaupt verkraften kann.

3.1.2.3 Dezentrale Kompressorstationen

Anlagen mit mehreren dezentralen Kompressoren haben meist ein kleineres und einfacheres Druckluftnetz. Die Nachteile von dezentralen Kompressorstationen liegen in der Schwierigkeit, eine effiziente Regelung aufzubauen, in den höheren Kosten und in der

Problematik, dass es bei einem Wartungseinsatz kaum möglich ist, einen Reservekompressor einzusetzen. Dezentrale Kompressoren können auch eingesetzt werden, um kurzzeitig in großen Netzen den Druck aufrechtzuerhalten, wenn kurzfristig große Druckluftverbräuche auftreten. Andererseits kann dieses Problem auch durch die Installation von zusätzlichen Druckluftbehältern an speziell ausgewählten Plätzen gelöst werden.

Eine einzelne Maschine oder ein Gebäude, das zu einer bestimmten Zeit der einzige Druckluftverbraucher ist, sollte vom zentralen Druckluftnetz getrennt und von einem eigenen Kompressor versorgt werden. Der Vorteil liegt darin, dass die Leckagen im Rest des Netzes keine Druckluft mehr verlieren können und dass ein kleinerer Kompressor besser für den lokalen Bedarf ausgelegt und so wirtschaftlicher betrieben werden kann.

3.1.3 Auslegung bei Höhengaufstellung

3.1.3.1 Allgemein

Bei einer Höhengaufstellung verringern sich sowohl der Umgebungsdruck als auch die Umgebungstemperatur. Dies hat einen entscheidenden Einfluss auf das Druckverhältnis und damit auf die Leistungsaufnahme und den Volumenstrom des Kompressors. Gleichzeitig verringern dieselben Einflüsse die Leistungsfähigkeit von Elektro- und Verbrennungsmotoren.

Auch die Druckluftverbraucher werden von diesen Änderungen betroffen. Wird zum Beispiel für einen bestimmten Prozess ein Massenstrom benötigt, oder ist ein Volumenstrom erforderlich? Soll für die Auslegung das Druckverhältnis, der Absolutdruck oder

3:5

Atmosphärischer Druck

| Höhe unter/über Meeresniveau m | Druck bar | Temperatur °C |
|--------------------------------|-----------|---------------|
| -1000 | 1,138 | 21,5 |
| -800 | 1,109 | 20,2 |
| -600 | 1,080 | 18,9 |
| -400 | 1,062 | 17,6 |
| -200 | 1,038 | 16,3 |
| 0 | 1,013 | 15,0 |
| 200 | 0,989 | 13,7 |
| 400 | 0,966 | 12,4 |
| 600 | 0,943 | 11,1 |
| 800 | 0,921 | 9,8 |
| 1000 | 0,899 | 8,5 |
| 1200 | 0,877 | 7,2 |
| 1400 | 0,856 | 5,9 |
| 1600 | 0,835 | 4,6 |
| 1800 | 0,815 | 3,3 |
| 2000 | 0,795 | 2,0 |
| 2200 | 0,775 | 0,7 |
| 2400 | 0,756 | -0,6 |
| 2600 | 0,737 | -1,9 |
| 2800 | 0,719 | -3,2 |
| 3000 | 0,701 | -4,5 |
| 3200 | 0,683 | -5,8 |
| 3400 | 0,666 | -7,1 |
| 3600 | 0,649 | -8,4 |
| 3800 | 0,633 | -9,7 |
| 4000 | 0,616 | -11,0 |
| 5000 | 0,540 | -17,5 |
| 6000 | 0,472 | -24,0 |
| 7000 | 0,411 | -30,5 |
| 8000 | 0,356 | -37,0 |

Die Tabelle gibt den Zusammenhang zwischen der Höhe unter/über dem Meeresniveau und den sich dadurch ändernden Drücken und Temperaturen an. Während der Druck vom lokalen Wetter kaum beeinflusst wird (+/-5%), können die lokalen Temperaturänderungen dagegen beträchtlich sein.

ein Überdruck verwendet werden? Ist die Drucklufttemperatur wichtig?

All diese Fragen sind entscheidend für die Auslegung einer Kompressorstation bei einer Höhengaufstellung. Im Zweifelsfalle sollte man immer mit dem Anbieter bzw. dem Hersteller Kontakt aufnehmen und sich von diesem beraten lassen.

3.1.3.2 Auswirkungen auf Kompressoren

Um den richtigen Kompressor auszuwählen, müssen folgende Angaben berücksichtigt werden:

- Höhe über dem Meeresniveau bzw. Umgebungsdruck
- Umgebungstemperatur
- Feuchtigkeit
- Kühlmediumtemperatur
- Kompressortyp
- Antriebsart

Diese Zustände beeinflussen:

- den maximal möglichen Betriebsüberdruck
- den Volumenstrom
- den Leistungsbedarf
- den Kühlbedarf

Ganz entscheidend wirkt sich die Druckänderung aus. Ein Kompressor mit einem Druckverhältnis von 8,0 auf Meeresniveau hat, bei gleichem Betriebsüberdruck, ein Druckverhältnis von 11,1 auf einer Höhe von

3:6

Reduzierung pro 1000 m über Meeresniveau

| Kompressortyp | Reduzierung pro 1000 m über Meeresniveau | |
|---|--|------------------|
| | Volumenstrom in % | Massenstrom in % |
| Einstufiger ölfreier Schraubenkompressor | 0,3 | 11 |
| Zweistufiger ölfreier Schraubenkompressor | 0,2 | 11 |
| Einstufiger öleingespritzter Schraubenkomp. | 0,5 | 12 |
| Einstufiger Kolbenkompressor | 5 | 17 |
| Zweistufiger Kolbenkompressor | 2 | 13 |
| Mehrstufiger Turbokompressor | 0,4 | 12 |

Ungefährer Einfluss der Höhengaufstellung auf Volumen- und Massenstrom bei 7 bar und konstanter Temperatur. Das maximale Druckverhältnis des Kompressors darf nicht überschritten werden.

| Höhe über Meeresniveau m | Umgebungstemperatur °C | | | | | |
|--------------------------|------------------------|-------|----|----|----|----|
| | <30 | 30-40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| 1000 | 107 | 100 | 96 | 92 | 87 | 82 |
| 1500 | 104 | 97 | 93 | 89 | 84 | 79 |
| 2000 | 100 | 94 | 90 | 86 | 82 | 77 |
| 2500 | 96 | 90 | 86 | 83 | 78 | 74 |
| 3000 | 92 | 86 | 82 | 79 | 75 | 70 |
| 3500 | 88 | 82 | 79 | 75 | 71 | 67 |
| 4000 | 82 | 77 | 74 | 71 | 67 | 63 |

Die Tabelle gibt die zulässige Belastung von Elektromotoren in % von deren Nennleistung an

3000 m. Dies beeinflusst sowohl den Wirkungsgrad als auch den Leistungsbedarf des Kompressors. Wie hoch dieser Einfluss ist, hängt vom Kompressortyp ab und wird in der Tabelle 3:6 angegeben.

Die Umgebungstemperatur, die Feuchtigkeit und die Kühlmediumtemperatur beeinflussen den Kompressor mehr oder weniger, je nachdem, ob es sich um einen ein- oder mehrstufigen Verdränger- oder Turbokompressor handelt.

3.1.3.3 Auswirkungen auf Antriebe

3.1.3.3.1 Elektromotoren

Bei einer Höhengaufstellung verschlechtert die dünnere Luft die Kühlung der Motoren. Standardmotoren können bis zu einer Höhe von 1000 m und Umgebungstemperaturen bis zu 40 °C ohne Einschränkungen betrieben werden. Bei größeren Höhen kann als Anhalt

die Tabelle 3:7 verwendet werden. Es ist zu beachten, dass sich bei einigen Kompressor-entypen die Motorleistung deutlich schneller verringert als die benötigte Wellenleistung.

3.1.3.3.2 Verbrennungsmotoren

Die Verringerung des Umgebungsdruckes, ein Anstieg der Umgebungstemperatur oder eine Abnahme der Luftfeuchtigkeit führen zu einer Abnahme des Sauerstoffgehaltes in der angesaugten Luft und damit auch zur Abnahme der vom Motor abgegebenen Leistung. Die Höhe der Leistungsreduzierung hängt vom Motortyp und von dessen Luftzuführung ab. Bleibt die Temperatur unter 30 °C, hat die Luftfeuchtigkeit kaum einen Einfluss (<1%/1000 m).

Die Leistungsreduzierung des Motors fällt bei einer Höhengaufstellung erheblich größer aus als die Verringerung der erforderlichen Wellenleistung des Kompressors. Daher

| Motortyp | Leistungsreduzierung in % pro 1000 m | Leistungsreduzierung in % pro 10 °C Temperaturerhöhung |
|-----------------|--------------------------------------|--|
| Saugmotor | 12 | 3,6 |
| Kompressormotor | 8 | 5,4 |

Leistungsreduzierung bei Verbrennungsmotoren durch höhere Temperaturen und Höhengaufstellung

gibt es für jede Kompressor-Motor-Kombination eine maximal zulässige Betriebshöhe. Grundsätzlich sollten alle relevanten Betriebsdaten dem Hersteller mitgeteilt werden, um diesem eine genaue Berechnung und Auslegung des Betriebes bei einer Höhenaufstellung zu ermöglichen.

3.2 Druckluftaufbereitung

3.2.1 Allgemein

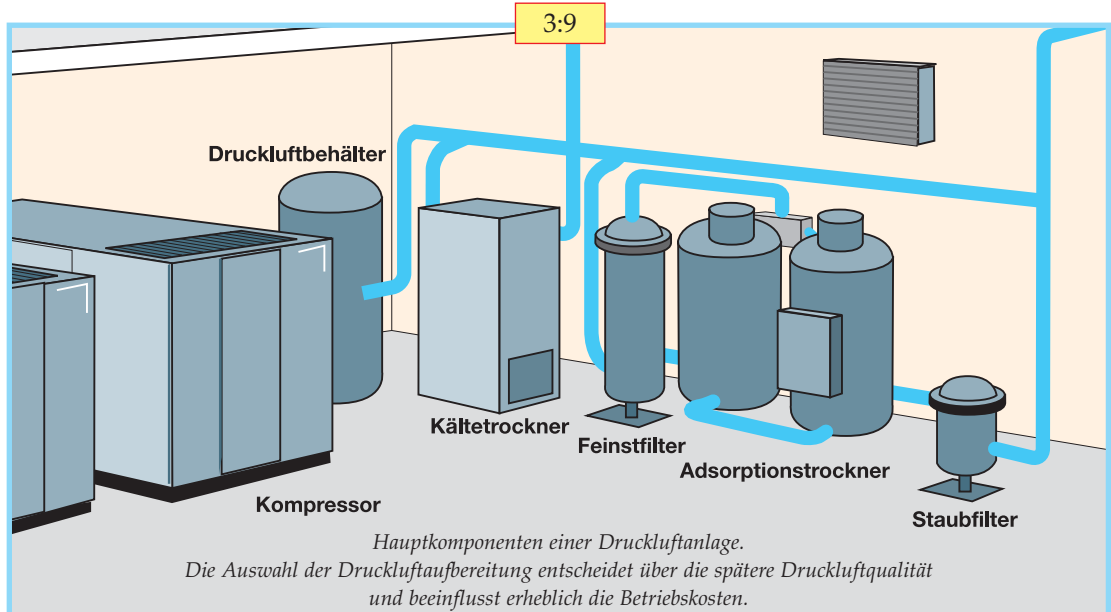
Die richtige Druckluftqualität ist oft von ganz entscheidender Bedeutung für den Betreiber einer Druckluftstation. Falls Verunreinigungen in der Druckluft mit dem Endprodukt in Berührung kommen, kann dies zu höherem Ausschuss führen. Oft wird so aus einer auf den ersten Blick kostengünstigen Lösung eine insgesamt sehr teure Art der Druckluftherzeugung. Es ist sehr wichtig, dass die Druckluftqualität den Anforderungen der Produktion entspricht und auch zukünftige Anforderungen so weit wie möglich berücksichtigt werden.

Die Druckluft kann verschiedene Verunreinigungen wie Wasser, Öl oder Staubpartikel enthalten. Abhängig von der Druckluftanwendung können diese Verunreinigungen die Produktion stören und die Betriebskosten ansteigen lassen. Die Aufgabe der Druckluftaufbereitung ist es, diejenige Druckluftqualität zu erzeugen, die vom Verbraucher benötigt wird.

Erst eine genaue Betrachtung der Druckluftanwendung ermöglicht die Festlegung der erforderlichen Druckluftqualität. Unter anderem muss geprüft werden, ob die Druckluft mit dem Produkt in Kontakt kommt und ob am Arbeitsplatz Öldämpfe in der Luft akzeptiert werden können. Um diese Fragen zu beantworten, ist ein systematischer Ansatz empfehlenswert.

3.2.2 Wasserdampf in der Druckluft

Luft enthält immer Feuchtigkeit in Form von Wasserdampf. Ein Teil davon verbleibt in der Druckluft und kann dort zu folgenden Problemen führen: hohe Wartungskosten, verkürzte Standzeiten, verringerte Leistung von Werkzeugen, höherer Ausschuss bei Lackier-



ISO 8573-1 Qualitätsklassen

| Qualitätsklasse | Staub | | Wasser Max. Drucktaupunkt (°C) | Öl Max. Konzentration (mg/m ³) |
|-----------------|--------------------|---|-----------------------------------|---|
| | Partikelgröße (mm) | Max. Konzentration (mg/m ³) | | |
| 1 | 0,1 | 0,1 | -70 | 0,01 |
| 2 | 1 | 1 | -40 | 0,1 |
| 3 | 5 | 5 | -20 | 1,0 |
| 4 | 15 | 8 | +3 | 5,0 |
| 5 | 40 | 10 | +7 | 25 |
| 6 | - | - | +10 | - |

Beispiel: Druckluft mit der Qualität 2.2.2 enthält: Staub mit einer Größe bis 1 mm und einer Konzentration bis 1 mg/m³, Drucktaupunkt min. -40 °C, Ölgehalt max. 0,1 mg/m³

Die ISO hat die Druckluftqualität, je nach Verunreinigungsgrad, in verschiedene Klassen eingeteilt

und Spritzanlagen, erhöhte Leckagen, Störungen bei Steuerventilen und Korrosion in den Druckluftleitungen.

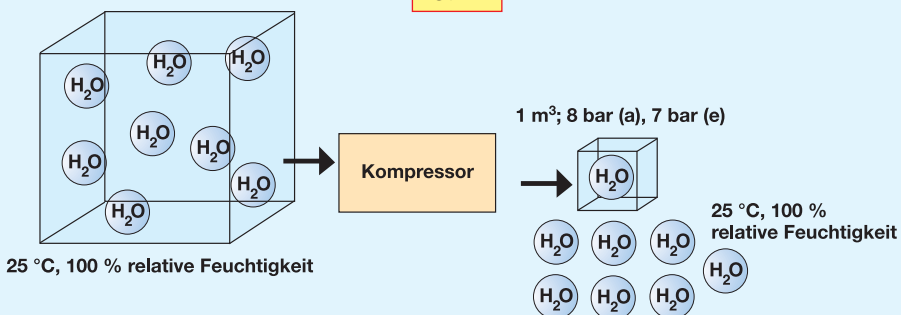
Das in der Druckluft enthaltene Wasser kann von Nachkühlern, Wasserabscheidern, Kältetrocknern und Adsorptionstrocknern entfernt werden.

Ein Kompressor mit einem Betriebsüberdruck von 7 bar (e) verdichtet die Luft auf 1/8 ihres ursprünglichen Volumens. Die so verdichtete Luftmenge kann nur noch 1/8 der ursprünglichen Wasserdampfmenge tragen. Die bei diesem Vorgang ausgeschiedene Wassermenge ist beträchtlich. So entstehen zum Beispiel in einem Kompressor mit 100 kW Antriebsleistung (Ansaugbedingun-

gen: 20 °C und 60 % relative Feuchtigkeit) in einem Zeitraum von 8 Stunden ca. 85 Liter Kondensat. Die vom Druckluftverbraucher geforderte Druckluftqualität bestimmt, wie trocken die Luft sein muss, und legt damit auch gleichzeitig fest, welche Kühler und Trockner eingesetzt werden müssen.

3.2.3 Öl in der Druckluft

Die Ölmenge in der Druckluft hängt von folgenden Faktoren ab: vom Kompressortyp, von der Bauart, vom Alter der Anlage und von den Betriebsbedingungen. Grundsätzlich muss bei der Betrachtung dieser Frage zwischen Kompressoren mit und ohne Ölein-spritzung in den Verdichtungsraum unter-



Ein Kompressor mit einem Betriebsüberdruck von 7 bar (e) verdichtet die Luft auf 1/8 ihres ursprünglichen Volumens

schieden werden. Bei ölgeschmierten Kompressoren wird das Öl für den Verdichtungsprozess benötigt, verbleibt aber teilweise in der Druckluft. Der Restölgehalt bei modernen Kolben- oder Schraubenkompressoren ist jedoch gering.

Ein öleingespritzter Schraubenkompressor weist zum Beispiel bei einer Temperatur von 20 °C einen Restölgehalt von weniger als 3 mg/m³ auf. Dieser Ölgehalt kann durch Filter weiter reduziert werden. Bei einer solchen Lösung müssen aber die Qualitätsanforderungen, die erhöhten Risiken und die zusätzlich entstehenden Kosten berücksichtigt werden.

3.2.4 Mikroorganismen in der Druckluft

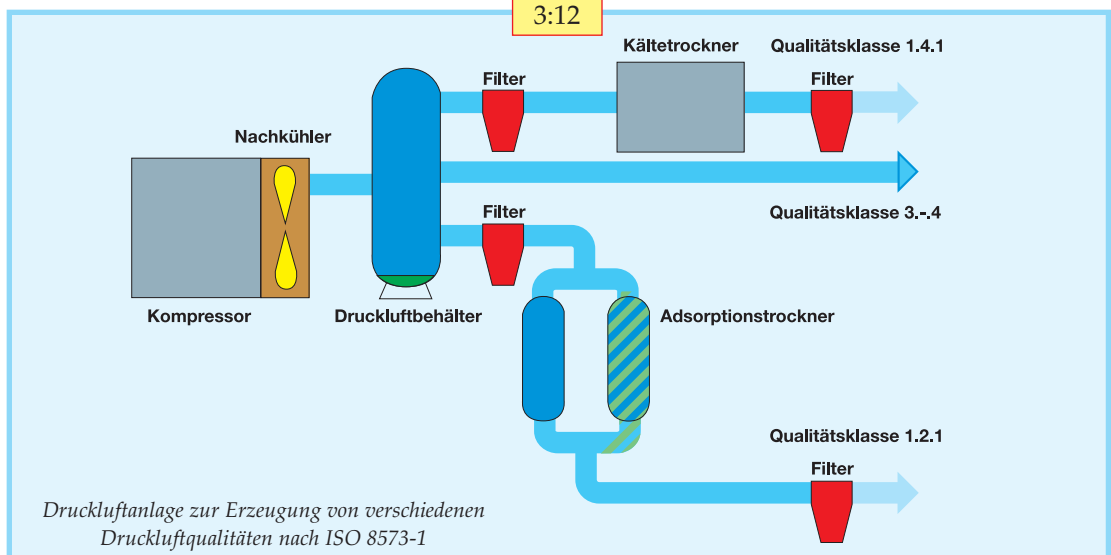
Mehr als 80 % der in der Druckluft enthaltenen Partikel sind kleiner als 2 µm und passieren so den Ansaugluftfilter des Kompressors. Anschließend mischen sie sich mit Wasser- und Ölresten und werden im Druckluftsystem verteilt. Dort kann es dann zum Wachstum von Mikroorganismen kommen. Durch einen direkt hinter dem Kompressor installierten Filter kann dieses Risiko verringert werden.

Eine Voraussetzung, um reine und sterile Luft zu bekommen, ist jedoch, dass man auch hinter dem Filter das Bakterienwachstum verhindern kann.

Die Situation wird dadurch besonders erschwert, dass Wasserdampf oder andere Gase selbst hinter mehreren Filtern zu Tropfen kondensieren können. Da Mikroorganismen Feuchtigkeit mögen, wandern diese durch die Filter, siedeln sich an und erhöhen so die Keimzahl hinter den Filtern.

Untersuchungen haben gezeigt, dass Mikroorganismen am besten in ungetrockneter Druckluft mit einer Luftfeuchtigkeit von 100 % gedeihen. Verunreinigungen kleiner 1 µm und damit auch Mikroorganismen passieren ungehindert den Ansaugfilter des Kompressors.

Öl und andere Verunreinigungen dienen oft als Nährboden für Bakterienwachstum. Die wirkungsvollste Maßnahme gegen Bakterien ist daher die Trocknung der Luft. Die relative Feuchtigkeit sollte kleiner als 40 % sein. Dies kann entweder durch einen Adsorptionstrockner oder bei höheren Umgebungstemperaturen durch einen Kältetrockner geschehen.



3.2.5 Filter

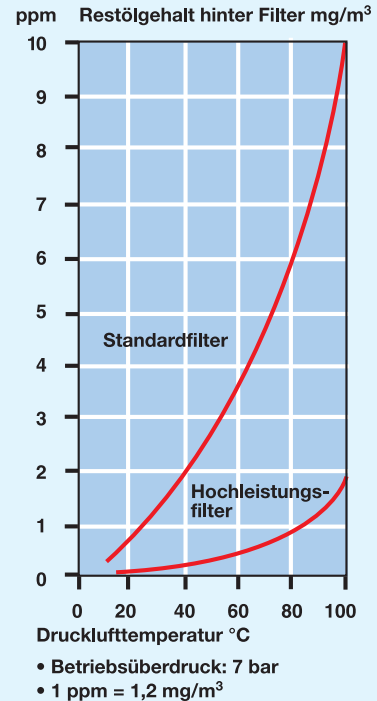
Moderne Filter entfernen sehr effizient vorhandenes Öl aus der Druckluft. Da die Drucklufttemperatur aber einen hohen Einfluss auf den Abscheidegrad hat, ist es sehr schwer, einen konstant niedrigen Ölgehalt hinter den Filtern einzuhalten. Sich ändernde Drucklufttemperaturen führen daher immer auch zu sich ändernden Ölabscheideleistungen bei Filtern.

Der Wirkungsgrad wird außerdem durch die Ölkonzentration direkt hinter dem Kompressor und durch den Wassergehalt der Luft beeinflusst.

Um ein optimales Ergebnis zu erzielen, sollte die Luft so trocken wie möglich sein. Öl-, Staub- und Sterilfilter erzielen alle schlechte Ergebnisse, wenn sich Wassertropfen in der Druckluft befinden (bei diesen Bedingungen gelten die Leistungsdaten der Filter nicht mehr). Koaleszenzfilter können nur Öltropfen und Ölaerosole entfernen. Um Öldämpfe abzuscheiden, muss ein Aktivkohlefilter eingesetzt werden. Ein korrekt montierter Feinstfilter kann, zusammen mit einem entsprechenden Vorfilter, den Ölgehalt in der Druckluft auf einen Wert von nur noch $0,01 \text{ mg/m}^3$ (bei einer Temperatur von $21 \text{ }^\circ\text{C}$) senken. Ein Aktivkohlefilter erreicht sogar einen Wert von $0,003 \text{ mg/m}^3$ (bei $21 \text{ }^\circ\text{C}$).

Aktivkohlefilter sollten immer eine ausreichende Menge Aktivkohle enthalten und so dimensioniert werden, dass sich ein niedriger Druckverlust einstellt. Um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erzielen, sollten alle Filter so nahe wie möglich am Verbraucher installiert werden. Für einen zuverlässigen Betrieb sind regelmäßige Kontrollen und ein rechtzeitiger Austausch der Filterelemente erforderlich. Aktivkohlefilter können nur Dämpfe, wie zum Beispiel Öldämpfe,

3:13



Temperaturänderungen führen bei Filtern zu einer unterschiedlichen Abscheideleistung. Standard- und Hochleistungsfilter entfernen keine Öldämpfe.

adsorbieren. Sterilfilter müssen entweder direkt in der Druckluftleitung mit Hilfe von Dampf sterilisiert werden, oder sie müssen zur Sterilisation ausgebaut werden.

Die technischen Daten von Filtern gelten immer nur für eine bestimmte Referenztemperatur, meistens für $21 \text{ }^\circ\text{C}$. Diese Drucklufttemperatur wird von einem luftgekühlten Kompressor erreicht, der bei ca. $10 \text{ }^\circ\text{C}$ Umgebungstemperatur betrieben wird. Häufig ändert sich die Umgebungstemperatur jedoch und liegt oft deutlich über dieser Referenztemperatur. Dies führt dann zu einer deutlichen Verschlechterung der Abscheideleistung.

Ein ölfrei verdichtender Kompressor benötigt keinen Ölfilter. Daher kann der Kompressor mit einem niedrigeren Druck

betrieben werden und hat so einen geringeren Energiebedarf. Schon oft hat sich erwiesen, dass ein ölfrei verdichtender Kompressor sowohl aus ökonomischen als auch aus Qualitätsgründen die beste Lösung ist.

3.2.6 Nachkühler

Die Druckluft hat direkt nach der Verdichtung eine Temperatur zwischen 70 und 200 °C. Um diese Temperatur zu verringern, werden Nachkühler eingesetzt, die gleichzeitig auch den Feuchtegehalt der Luft vermindern. Meistens werden die Nachkühler bereits im Kompressor eingebaut. Ist dies nicht der Fall, sollte der Nachkühler immer möglichst nahe hinter dem Kompressor installiert werden. Wird die heiße Druckluft im Nachkühler abgekühlt, entsteht dort anteilmäßig die größte Kondensatmenge. Dieses Kondensat ist immer möglichst schnell aus dem Druckluftsystem zu entfernen, um zu verhindern, dass es in das Druckluftnetz gelangt. Ein Nachkühler kann entweder mit Wasser oder mit Luft gekühlt werden und sollte immer einen Wasserabscheider und einen automatischen Ableiter besitzen.

3.2.7 Wasserabscheider

Die meisten Druckluftanlagen sind heute mit einem Nachkühler und einem Wasserab-

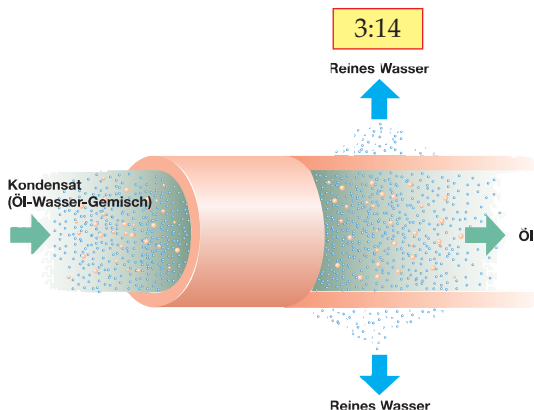
scheider ausgestattet, um so viel Kondensat wie möglich aus der Druckluft zu entfernen. Bei richtiger Auswahl und Dimensionierung können Wasserabscheider Wirkungsgrade von über 90 % erreichen. Das restliche Kondensat gelangt zusammen mit der Druckluft in den Druckluftbehälter.

3.2.8 Öltropfen

Öltropfen werden in Nachkühlern und Wasserabscheidern abgeschieden und vermischen sich dort mit dem kondensierten Wasser. Dieses Öl-Wasser-Gemisch muss wie Altöl behandelt werden und darf unter keinen Umständen in die Kanalisation oder in die Umwelt gelangen.

Neue und strengere Gesetze erfordern einen immer sorgfältigeren Umgang mit diesen Sonderabfällen. Das Sammeln und Entsorgen des Kondensates wird daher immer aufwändiger und kostenintensiver.

Eine einfache und günstige Lösung ist die Installation eines Kondensattrennsystems. Dieses System trennt das Wasser von dem Öl. Das Öl wird dabei gesammelt und kann anschließend entsorgt werden, während das Wasser in die Kanalisation eingeleitet werden kann. Die zu entsorgende Restölmenge wird so erheblich reduziert.



Kondensattrennsystem mit Membrane. Die Membrane lässt nur die kleineren Wassermoleküle durch, während die größeren Ölmoleküle zurückgehalten werden und so gesammelt werden können.

3.3 Kühlsysteme

3.3.1 Wassergekühlte Kompressoren

3.3.1.1 Allgemein

Eine wassergekühlte Anlage stellt nur geringe Anforderungen an die Belüftung des Kompressorraumes, da der weitaus größere Wärmeanteil über das Kühlwasser abgeführt wird. Das Kühlwasser eines wassergekühlten Kompressors transportiert ungefähr 90 % der vom Elektromotor aufgenommenen Leistung. Bei der Auslegung eines Kühlwassersystems kann zwischen drei verschiedenen Varianten gewählt werden: ein offenes System ohne Kreislaufwasser, ein offenes System mit Kreislaufwasser und ein geschlossenes System.

3.3.1.2

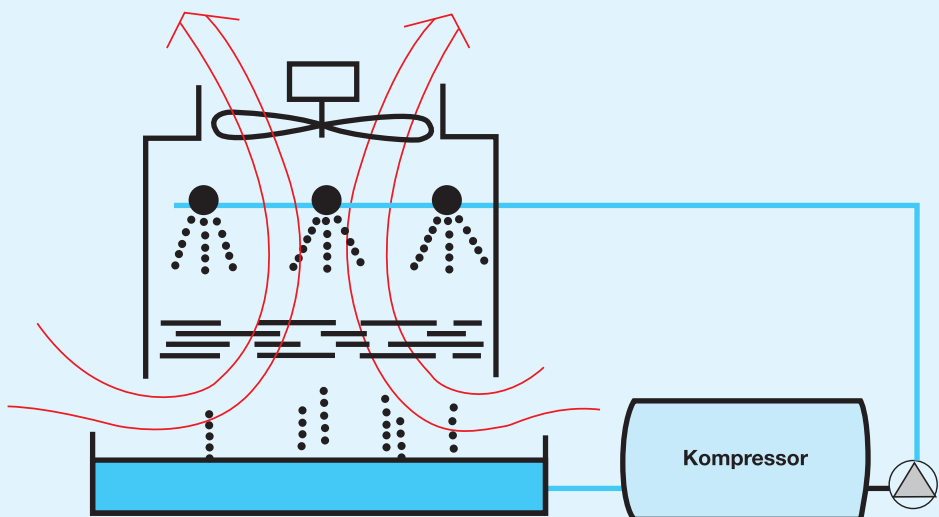
Offenes System ohne Kreislauf

Bei einem offenen System ohne Kreislaufwasser stammt das Kühlwasser entweder aus der städtischen Versorgung, aus einem See

oder aus einem Fluss. Das Wasser wird nur ein einziges Mal zur Kühlung des Kompressors verwandt und anschließend wie Abwasser behandelt. Um eine gleich bleibende Temperatur zu gewährleisten und um den Wasserverbrauch zu steuern, sollte ein Thermostat die Steuerung des Zulaufes übernehmen. Der Kühlwasserdruck darf den zulässigen Maximaldruck nicht übersteigen.

Ein offenes System ist zwar einfach und kostengünstig zu installieren, aber der Betrieb ist, besonders bei der Verwendung von Stadtwasser, sehr teuer. Wasser aus einem See oder Fluss kann zwar meistens kostenlos entnommen werden, muss aber, um eine Verschlämzung der Kühler zu verhindern, gefiltert und aufbereitet werden, bevor es zur Kühlung eingesetzt werden kann. Ein mineralhaltiges Wasser führt leicht zur Entstehung von Kesselstein in den Kühler, der die Kühlung verschlechtert. Auch Salzwasser ist nicht unproblematisch, kann jedoch bei richtiger Materialauswahl als Kühlwasser verwendet werden.

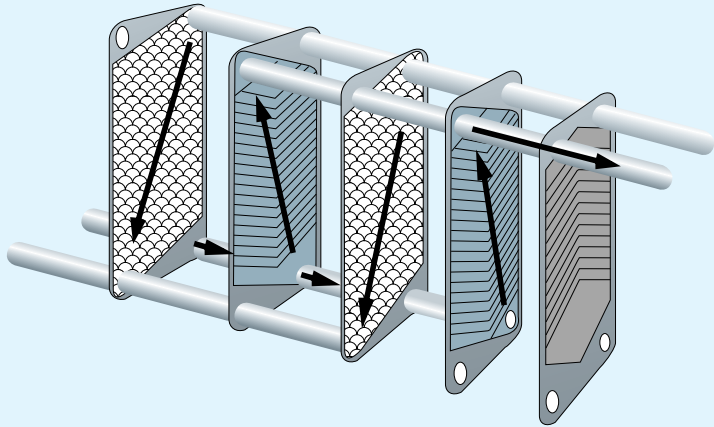
3:15



Offenes System mit Kreislaufwasser

3:16

Schnittbild eines Plattenwärmetauschers. Der Vorteil eines Plattenwärmetauschers ist die leichte Reinigung. Dies ermöglicht die Verwendung von Flusswasser zur Kühlung.



3.3.1.3

Offenes System mit Kreislauf

Bei einem offenen System wird das Wasser im Kreislauf gefahren und in einem Kühlturm zurückgekühlt.

Während Umgebungsluft in den Kühlturm geblasen wird, wird gleichzeitig das Wasser im Kühlturm zerstäubt, tropft nach unten und verdunstet zum Teil. Durch die so entstehende Verdunstungskälte wird das Wasser auf eine Temperatur von 2 °C (abhängig von Temperatur und Feuchte) unter die Umgebungstemperatur abgekühlt. Offene Systeme mit Kreislaufwasser werden oft dann eingesetzt, wenn Kühlwasser knapp ist. Der Nachteil besteht darin, dass das Wasser durch in der Luft enthaltene Verunreinigungen verschmutzt wird und sich diese Verun-

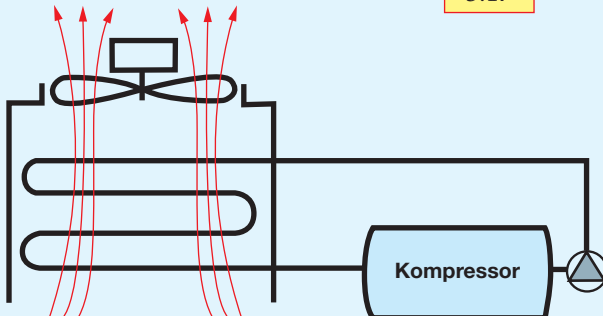
reinigungen im Wasser ansammeln. Das verdunstete Wasser muss kontinuierlich durch frisches Wasser ersetzt werden.

Setzen sich Verunreinigungen auf dem Metall ab, reduziert dies die Kühlleistung des Kühlturmes. Das Wasser muss regelmäßig untersucht und mit Chemikalien geimpft werden, um das Wachstum von Algen, Mikroorganismen und Bakterien zu verhindern. Während des Winters muss bei Kompressorstillstand das Wasser im Kühlturm abgelassen oder beheizt werden.

3.3.1.4 Geschlossene Systeme

Bei einem geschlossenen System zirkuliert dasselbe Wasser immer wieder zwischen dem Kompressor und dem Kühler. Dieser Kühler wird entweder mit Wasser oder mit Umgebungsluft gekühlt. Wird ein weiterer

3:17



In einem geschlossenen System mit Wasser/Glykol oder Öl als Kühlmedium kann oft ein einfacher luftgekühlter Wärmetauscher eingesetzt werden. Bei aggressiven Umgebungsbedingungen oder Kühlmedien wird meistens ein Wärmetauscher aus Edelstahl oder aus Titan verwendet.

Wasserkreislauf zur Kühlung verwendet, kann meist ein kleinerer Wärmetauscher verwendet werden.

Wenn Wasser mit Umgebungsluft gekühlt wird, besteht der Kühler oft aus mehreren Einzelementen, die miteinander verbunden sind. Die Umgebungsluft wird mittels eines einzelnen oder mehrerer Ventilatoren durch den Kühler gedrückt. Oft wird die Luft grob gefiltert, um ein Verschmutzen des Kühlers zu verhindern. Diese Methode wird meistens angewandt, wenn Kühlwasser knapp ist. Die Kühlkapazität eines offenen oder geschlossenen Systems ist annähernd gleich. Das Kühlwasser kann auf bis zu 5 °C über die Kühlmediumtemperatur abgekühlt werden.

Wird das Kühlwasser mit Umgebungsluft gekühlt, muss das Wasser ausreichend mit einem Frostschutzmittel vermischt werden, um ein Einfrieren des Kühlers während des Winters bei Kompressorstillstand zu verhindern. Dabei ist zu beachten, dass durch Zusatz des Frostschutzmittels die Wärmekapazität des Wassers sinkt. Um dies auszugleichen, muss entweder der Kühlwasserstrom

3:18

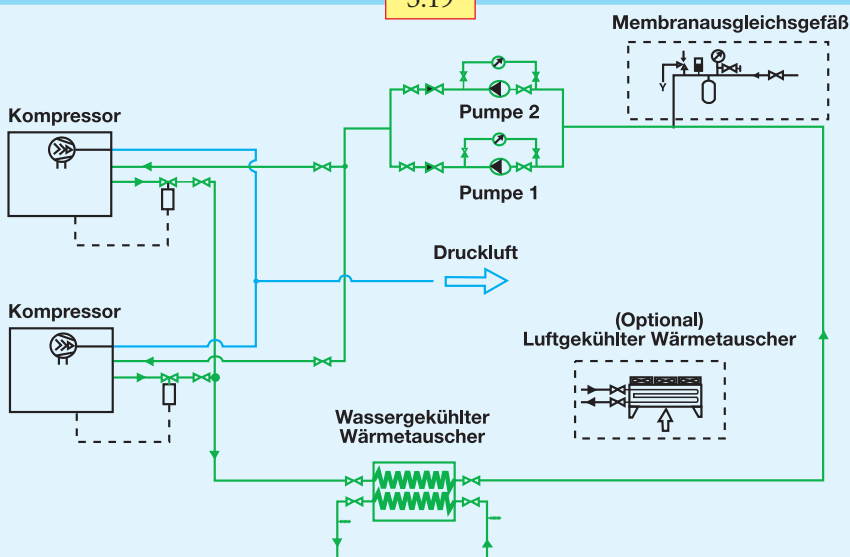
| Gefrierpunkt °C | Frostschutzanteil % | Wärmekapazität kJ/°C kg |
|-----------------|---------------------|-------------------------|
| -10 | 23 | 3,850 |
| -15 | 30 | 3,650 |
| -20 | 37 | 3,450 |
| -25 | 43 | 3,350 |
| ‡ 0 | 0 | 4,190 |

Das Kühlwasser muss durch Frostschutzmittel vor dem Gefrieren geschützt werden. Bei der Auslegung des Kühlers muss darauf geachtet werden, dass das Frostschutzmittel die Wärmekapazität des Wassers verringert.

erhöht oder eine größere Erwärmung des Wassers zugelassen werden. Oft bietet es sich an, während der warmen Jahreszeit mit reinem Wasser zu arbeiten und die Wasser-Glykol-Mischung erst vor dem Winter einzufüllen. Der Zusatz von anderen Wasseradditiven kann ebenfalls zu einer Veränderung der Wärmekapazität des Wassers führen.

Es ist sehr wichtig, dass das gesamte Kühlwassersystem vor dem ersten Befüllen gründlich gereinigt wird. Ein richtig instal-

3:19



Beispiel eines geschlossenen Kühlsystems. Der Wärmetauscher kann entweder mit Luft oder mit Wasser gekühlt werden.

liertes Kühlwassersystem erfordert nur wenig Überwachung und verursacht nur geringe Wartungskosten. Bei Verwendung eines stark aggressiven Kühlwassers sollte besonders auf die Materialauswahl geachtet werden, um eine vorzeitige Korrosion zu verhindern.

3.4 Wärmerückgewinnung

3.4.1 Allgemein

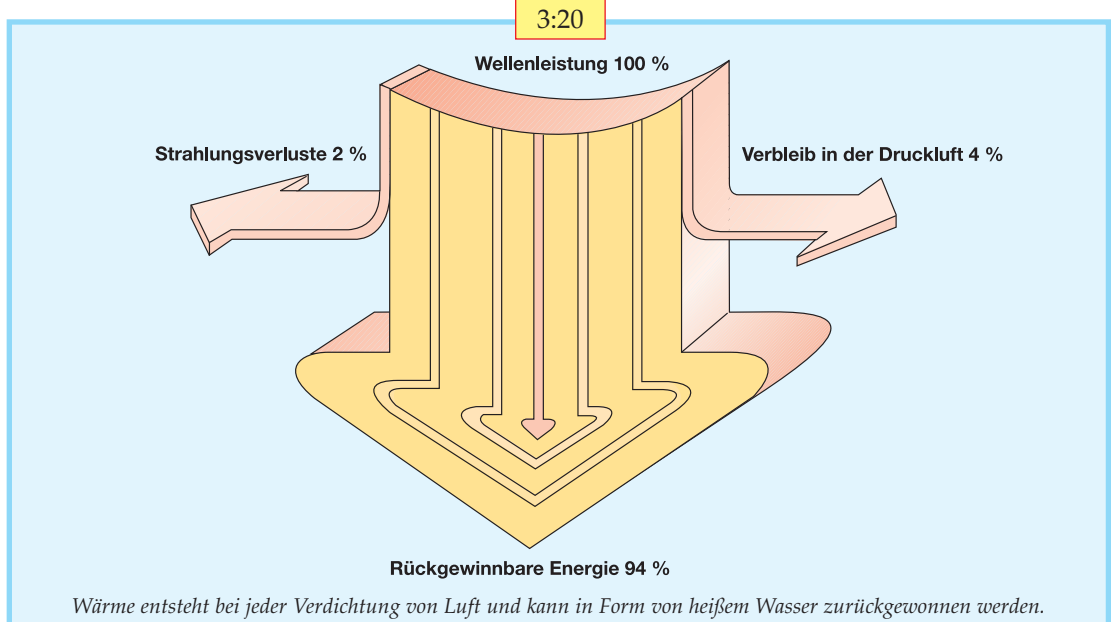
Wenn Luft verdichtet wird, entsteht Wärme. Diese Wärme befindet sich in der Druckluft und wird bereits weitgehend im Kompressor aus der Luft entfernt, bevor diese in die Druckluftleitung strömt. Bei jeder Druckluftanlage muss sichergestellt werden, dass immer eine ausreichende Kühlung zur Verfügung steht. Diese Kühlung kann entweder mit Umgebungsluft oder mit einem Kühlwassersystem, das mit Stadtwasser, Flusswasser oder mit Prozesswasser betrieben wird, geschehen.

Bei vielen Druckluftanlagen gibt es

große und meistens ungenutzte Möglichkeiten der Energieeinsparung in Form einer Wärmerückgewinnung. Bei größeren Anlagen betragen die Energiekosten oft bis zu 80 % der Gesamtkosten einer Druckluftanlage. Bis zu 94 % der dem Kompressor zugeführten Leistung kann, in Form von bis zu 90 °C heißem Wasser, zurückgewonnen werden. Dies bedeutet, dass sich eine Investition in eine Wärmerückgewinnung schnell bezahlt macht.

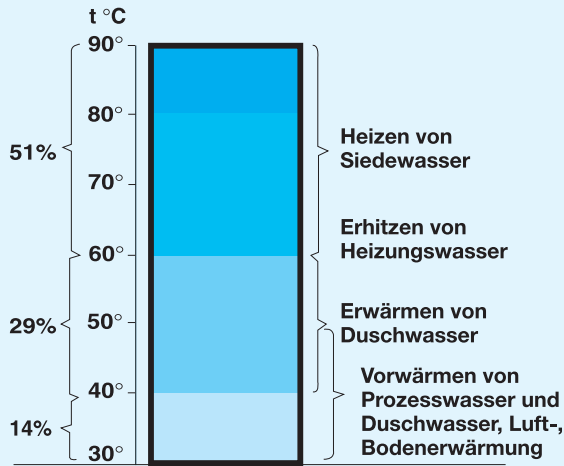
Eine Kompressorstation mit einem Leistungsbedarf von 500 kW verbraucht bei 8.000 Betriebsstunden im Jahr insgesamt 4 Millionen Kilowattstunden. Die Möglichkeiten, diese Leistung in Form von heißer Luft oder heißem Wasser zurückzugewinnen, sind gut.

Normalerweise werden die zusätzlichen Investitionskosten für eine Wärmerückgewinnungsanlage bereits nach 1 bis 3 Jahren durch die Energieeinsparungen wieder ausgeglichen. Zusätzlich verbessert das konstantere Temperaturniveau einer Wärmerückgewinnung in einem geschlossenen System die Betriebsbedingungen und erhöht die



3:21

Kühlwasser und dessen Verwendung



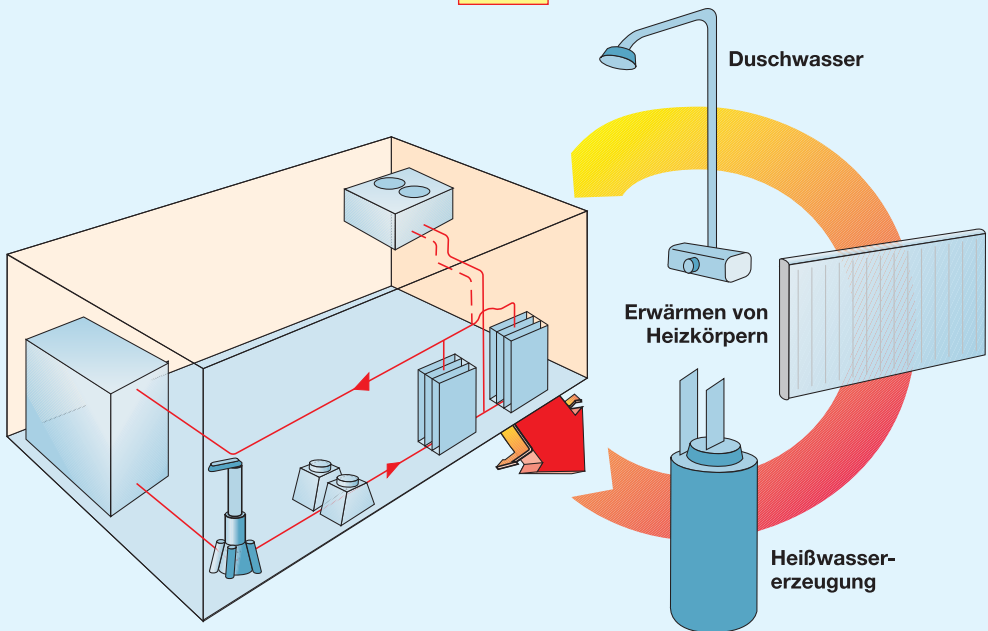
Das Diagramm zeigt einige typische Anwendungen für eine Wärmerückgewinnung bei Kompressoren mit unterschiedlichen Wärmeniveaus. Je höher die Temperatur, desto höher die zurückgewinnbare Energiemenge.

Verfügbarkeit und die Lebensdauer der Anlagenteile.

Eine Wärmerückgewinnung stellt eine seit langem bewährte Möglichkeit der Kostenreduzierung dar, schont die Umwelt und soll-

te daher bereits in die Planung einer Druckluftstation integriert werden. Die meisten Kompressoren sind schon ab Werk für den Anschluss an eine Wärmerückgewinnung vorbereitet.

3:22



Jede Kompressoranlage bietet Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung. Bei einem ölfrei verdichtenden Kompressor können bis zu 94 % der dem Kompressor zugeführten Energie wieder zurückgewonnen werden.

3.4.2 Berechnung der zurückgewinnbaren Wärmemenge

Prinzipiell wird die gesamte dem Kompressor zugeführte Energiemenge in Wärme umgewandelt. Je mehr man von dieser Energie zurückgewinnen und in anderen Anlagen wiederverwenden kann, desto höher ist der Wirkungsgrad der Anlage. Die Menge der zurückgewinnbaren Energie lässt sich wie folgt berechnen:

Wärmemenge in kWh pro Jahr:

$$W = ([K_1 \cdot Q_1] + [K_2 \cdot Q_2]) \cdot T_R$$

Einsparung/Jahr: $W \cdot e_p / \eta$

Eingespartes Öl/Jahr: $W / 68000 \cdot \eta$

W = Zurückgewonnene Energie in Wh/Jahr

T_R = Zeit pro Jahr, während der Energie verwendet werden kann

K_1 = Anteil an T_R , während der der Kompressor belastet läuft

K_2 = Anteil an T_R , während der der Kompressor entlastet läuft

Q_1 = Verfügbare Leistung im Kühlsystem bei belastetem Kompressor [kW]

Q_2 = Verfügbare Leistung im Kühlsystem bei entlastetem Kompressor [kW]

e_p = Energiepreis

η = Wirkungsgrad einer normalen Heizung

In vielen Fällen kann der Anteil der zurückgewonnenen Energie auf über 90 % gesteigert werden, wenn die gewonnene Energie sorgfältig eingesetzt wird. Die Arbeitsweise des Kühlsystems, die Entfernung zum Verbraucher und die Dauer des Bedarfs sind allerdings entscheidende Faktoren. Bei sehr großen zur Verfügung stehenden

Wärmemengen kann es interessant sein, die Wärme zu verkaufen. Der Käufer kann zum Beispiel der Energielieferant sein.

Eine Wärmerückgewinnung lohnt sich aber nur dann, wenn die zur Verfügung stehende Wärmemenge auch wirklich verbraucht werden kann. Bei der Kalkulation sollte daher immer mit realistischen Werten gerechnet werden.

3:23

| Zurückgewinnbare Wärme | | | |
|------------------------|------------------|---|---------------|
| Volumenstrom m³/min | Wärmemenge kW | Einsparung bei 2.000 Betriebsstunden/Jahr kWh/Jahr | Öl m³/Jahr |
| 6,4 | 34 | 68.000 | 10,0 |
| 7,4 | 40 | 80.000 | 11,8 |
| 11,4 | 51 | 102.000 | 15,0 |
| 14,0 | 61 | 122.000 | 17,9 |
| 18,7 | 92 | 184.000 | 27,1 |
| 21,6 | 109 | 218.000 | 32,1 |
| 23,2 | 118 | 236.000 | 34,7 |
| 27,9 | 137 | 274.000 | 40,3 |
| 34,8 | 176 | 352.000 | 51,8 |
| 43,1 | 215 | 430.000 | 63,2 |
| 46,9 | 235 | 470.000 | 68,1 |
| 46,5 | 229 | 458.000 | 67,4 |
| 51,3 | 253 | 506.000 | 74,7 |
| 56,9 | 284 | 568.000 | 83,5 |
| 62,9 | 319 | 638.000 | 93,8 |
| 69,7 | 366 | 732.000 | 108 |
| 75,4 | 359 | 718.000 | 106 |
| 83,2 | 392 | 784.000 | 115 |
| 103,6 | 490 | 980.000 | 144 |
| 124,5 | 602 | 1.200.000 | 177 |

Zurückgewinnbare Energie bei Kompressoren

3.4.3 Methoden

3.4.3.1 Allgemein

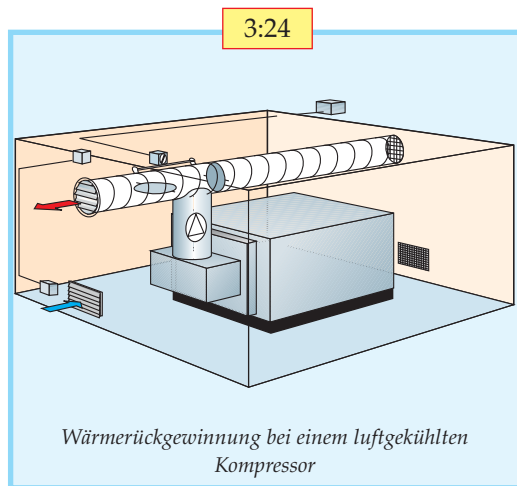
Eine Wärmerückgewinnung bei Kompressoren erzeugt nicht immer genau dann Wärme in ausreichender Menge, wenn diese gerade benötigt wird.

Die zurückgewinnbare Energiemenge verringert sich zum Beispiel sofort, wenn der Kompressor entlastet läuft, oder entfällt vollständig, wenn der Kompressor stoppt. Daher ist es sinnvoll, die Wärmerückgewinnung nur als zusätzliche Energiequelle zu betrachten und nicht als Ersatz für die bisher verwendete Energiequelle.

Ähnliches gilt auch für die Kühlung der Kompressoren. Wird die Wärme nicht abgenommen, muss eine Notkühlung für die Kompressoren zur Verfügung stehen.

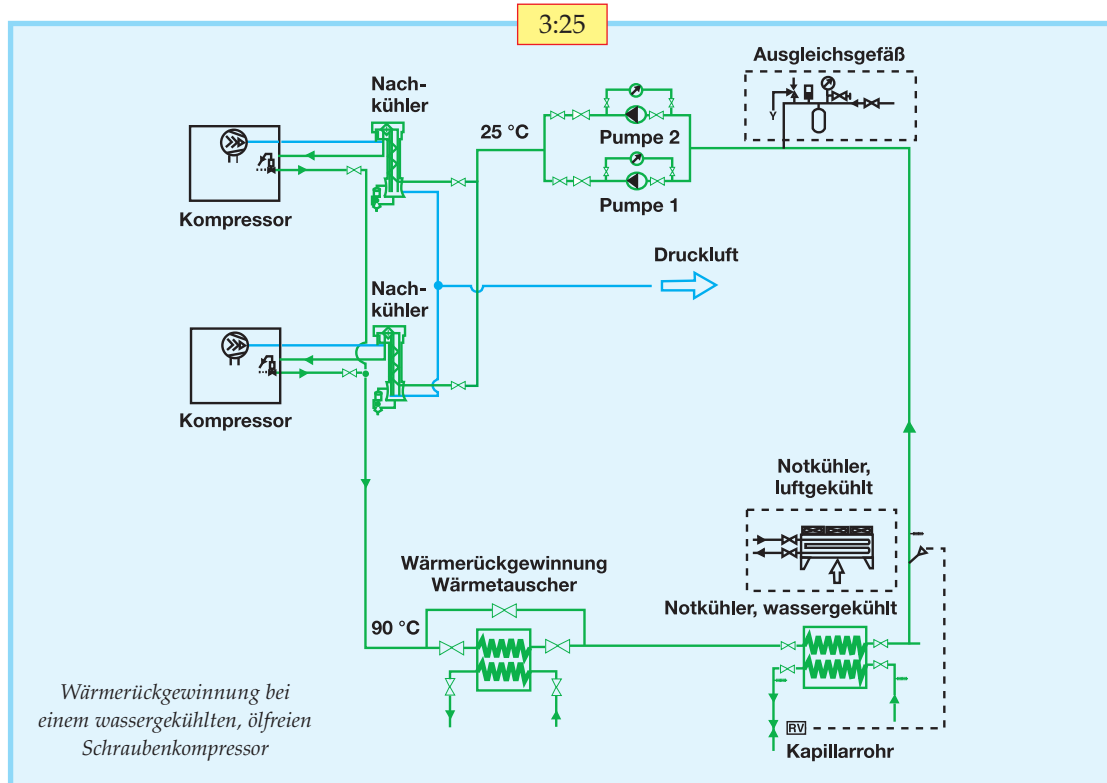
3.4.3.2 Luftgekühlte Systeme

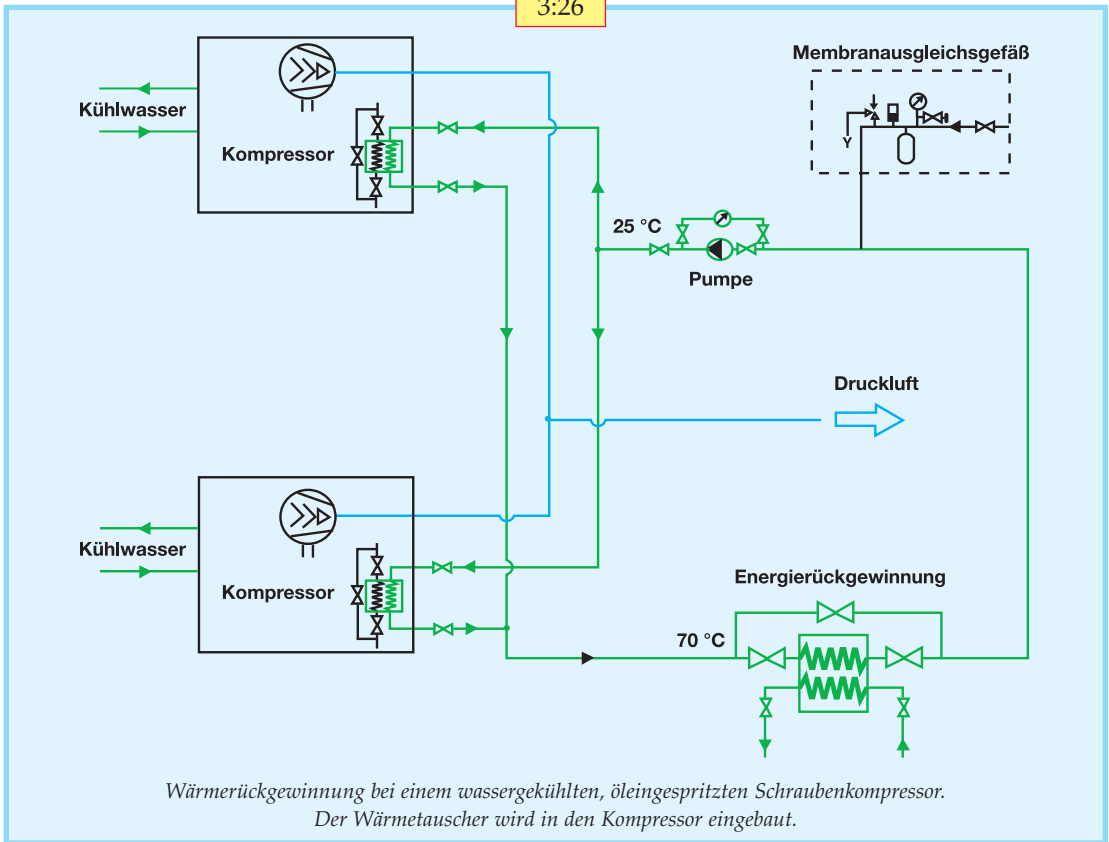
Ein luftgekühlter Kompressor benötigt einen relativ großen Kühlluftstrom mit einer möglichst niedrigen Temperatur. Die warme Abluft kann zum Beheizen eines Gebäudes oder über einen Wärmetauscher zum Vorheizen verwendet werden. Die warme Luft muss über Kanäle mit einem oder mehreren Ventilatoren verteilt werden.



Wenn die warme Luft nicht zum Heizen benötigt wird, muss die Abwärme in die Atmosphäre abgegeben werden.

Die Entfernung zwischen dem zu beheizenden Gebäude und dem Kompressor sollte möglichst kurz sein, um einen Wärmeverlust zu verhindern. Ideal ist es, das Gebäude, in





dem sich der Kompressor befindet, zu beheizen. Die Heizmöglichkeiten beschränken sich auf die kalte Jahreszeit. Die Wärmerückgewinnung aus der Kühlluft wird meistens nur bei kleineren und mittleren Kompressoren angewandt. Diese Art der Wärmerückgewinnung ist relativ kostengünstig.

3.4.3.3 Wassergekühlte Systeme

Bei wassergekühlten Kompressoren kann man mit einer Wärmerückgewinnung Wasser auf bis zu 90 °C erwärmen. Selbst wenn mit diesem heißen Wasser der komplette Wasserbedarf zum Waschen, Reinigen oder zum Duschen erfüllt werden kann, wird der normale Wassererhitzer trotzdem weiterhin benötigt. Die von der Druckluftanlage zurückgewonnene Energie steht nur zusätzlich und unregelmäßig zur Verfügung und dient dazu,

den normalen Wassererhitzer zu entlasten und so Energie einzusparen.

Die Voraussetzungen für eine Wärmerückgewinnung bei Kompressoren hängen zum Teil vom Kompressortyp ab. Ölfrei verdichtende Kompressoren können in der Standardausführung leicht mit einer Wärmerückgewinnung ausgestattet werden. Dieser Kompressortyp erreicht auch die für eine effiziente Wärmerückgewinnung erforderlichen hohen Wassertemperaturen von 90 °C.

Bei öleingespritzten Kompressoren verhindert das Öl, das für den Verdichtungsprozess benötigt wird, das Erreichen von hohen Wassertemperaturen.

Bei Turbokompressoren sind die Temperaturniveaus allgemein niedriger, so dass auch die Möglichkeiten der Wärmerückge-

winnung schlechter sind. Außerdem würde die Leistung des Kompressors durch höhere Kühlwassertemperaturen beeinträchtigt.

Eine Wärmerückgewinnung aus dem Kühlwasser sollte nur bei Kompressoren mit einer Antriebsleistung von mehr als 10 kW erfolgen. Die Wärmerückgewinnung aus dem Kühlwasser erfordert eine komplexere Installation als bei einer Wärmerückgewinnung aus der Kühlluft. Grundsätzlich werden immer zusätzliche Pumpen, Wärmetauscher und Regelventile benötigt.

Bei einer Wärmerückgewinnung aus dem Kühlwasser lässt sich die gewonnene Wärme leicht und ohne große Verluste mit relativ kleinen Rohren über große Entfernungen verteilen. Das hohe Temperaturniveau kann dazu genutzt werden, die Temperatur des Rücklaufwassers eines Erhitzers zu erwärmen. So kann, wenn der Kompressor betrieben wird, der normale Erhitzer entlastet oder sogar abgeschaltet werden. In der Produktion kann die Abwärme von Kompressoren oft zu Heizzwecken benutzt werden. Es ist außerdem möglich, selbst bei luft-

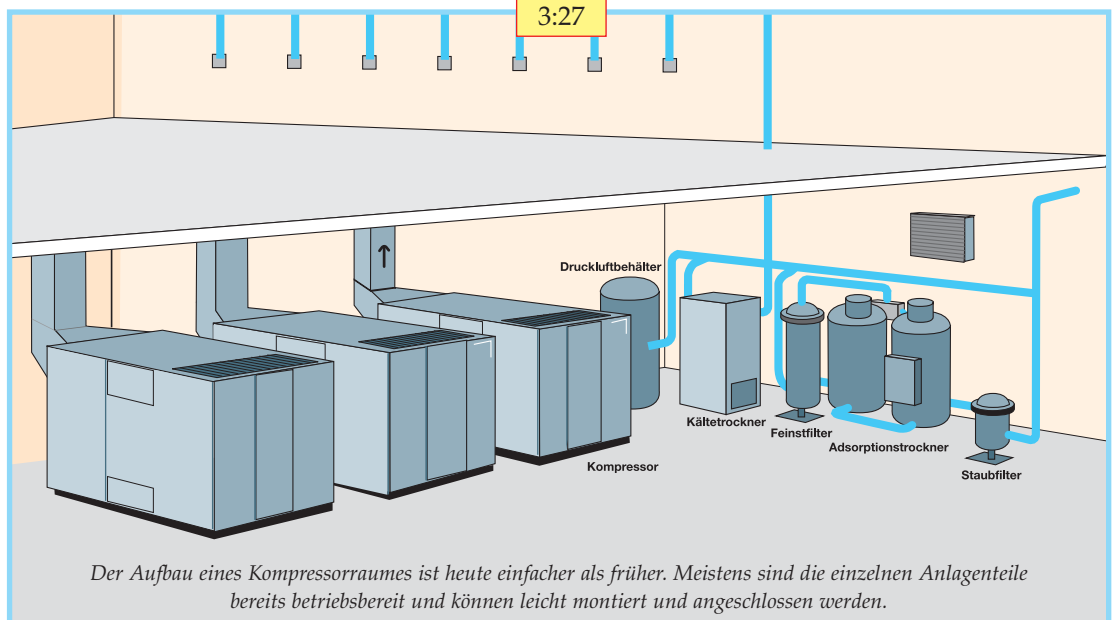
gekühlten, ölgeschmierten Kompressoren eine Wärmerückgewinnung mit einem Kühlwasserkreislauf zu installieren. Dies erfordert lediglich einen zusätzlichen Wärmetauscher im Ölkreislauf. Die maximal erreichbaren Temperaturen sind allerdings niedriger als bei einem ölfreien Kompressor.

3.5 Der Kompressorraum

3.5.1 Allgemein

Es ist noch gar nicht so lange her, dass man zusätzlich zum Kompressor einen Elektromotor, Motorstartgeräte, Nachkühler und einen Ansaugfilter kaufen und montieren musste, um eine vollständige Maschine zu erhalten.

Dabei mussten die Anforderungen und Schnittstellen mit jedem einzelnen Anbieter abgesprochen werden, um sicherzustellen, dass alle Teile montiert werden konnten und der Kompressor ordnungsgemäß funktionierte. Heutzutage werden Kompressoren als schlüsselfertige Anlagen geliefert. Jeder Kom-



pressor besitzt einen Grundrahmen, auf dem alle einzelnen Komponenten montiert werden. Alle erforderlichen internen Verbindungen zwischen den verschiedenen Bauteilen sind bereits vorhanden. Der gesamte Kompressor wird zusätzlich mit einer Schallhaube ausgestattet, um den Schalldruckpegel zu reduzieren.

Insgesamt hat diese Entwicklung dazu geführt, dass die Installation eines Kompressors viel einfacher geworden ist und man heute sicher sein kann, dass alle Teile korrekt ausgelegt sind und zuverlässig funktionieren. Unabhängig davon ist es aber wichtig zu wissen, dass die Installationsart und die Technik immer noch einen entscheidenden Einfluss darauf haben, ob die Anlage dauerhaft zuverlässig und effizient betrieben werden kann.

Grundsätzlich sollte für die Aufstellung von Kompressoren ein eigener Raum zur Verfügung stehen. Erfahrungsgemäß ist eine zentrale Anordnung der Kompressoren sinnvoller. Unter anderem ermöglicht diese Anordnung eine einfachere Überwachung, ein besseres Design, eine höhere Nutzer- und Servicefreundlichkeit, eine bessere Zugangskontrolle zum Kompressorraum, einen besseren Schallschutz und eine einfachere Belüftungsanlage.

Ein in einem Gebäude abgegrenzter Bereich oder ein einzelner Raum kann gut als Kompressorraum verwendet werden. Bei der Auswahl des Ortes sollten folgende Aspekte beachtet werden: die Schallabstrahlung der Kompressoren, die Möglichkeiten zur Belüftung des Raumes, die Wärmeabfuhr aus dem Kompressorraum, die Kondensatentsorgung, die Existenz von explosiven oder aggressiven Substanzen in der Luft oder der Umgebung, der Raumbedarf für zukünftige Erweiterungen und die Zugangsmöglichkeiten für die Wartung. Falls im Inneren eines Gebäudes

kein Platz vorhanden ist, können die Kompressoren auch im Freien unter einem Schutzdach aufgestellt werden. Allerdings müssen dann das Kondensat vor dem Einfrieren bewahrt, die Luftansaugung vor Eis und Schnee geschützt, die Zuluft- und Abluftführung sichergestellt, eine ebene Aufstellfläche aus Beton oder Asphalt geschaffen, ein Schutz gegen Staub und andere aggressive Medien errichtet und eine Zugangskontrolle ermöglicht werden.

3.5.2 Aufstellung und Auslegung

Der zentrale Kompressorraum sollte so platziert werden, dass die Verteilung der Druckluft auch bei einem großen Druckluftnetz so einfach wie möglich wird. Es kann aus Service- und Wartungsgründen von Vorteil sein, den Kompressorraum so nahe wie möglich an andere Anlagen, wie Pumpen und Lüfter, zu setzen. Sogar eine Platzierung neben dem Heizraum kann von Vorteil sein.

Der Kompressorraum sollte auch eine Hubvorrichtung besitzen, um die schwersten Bauteile des Kompressors (gewöhnlich der Elektromotor) bewegen zu können. Auch ein Gabelstapler sollte sich im Raum noch bewegen können. Oft macht es sich bezahlt, bereits etwas Platz für eine mögliche Erweiterung der Kompressoranlage vorzusehen.

Auch die Raumhöhe sollte ausreichend sein, um zum Beispiel einen Motor oder andere Bauteile anheben und versetzen zu können. Der Kompressorraum sollte auch einen Anschluss an die Kanalisation aufweisen, um das Kondensat von den Kompressoren, Nachkühlern und Trocknern zuerst aufbereiten und dann ableiten zu können. Die Aufbereitung muss dabei den örtlichen Vorschriften genügen.

3.5.3 Fundamente

Normalerweise reicht ein ebener Boden mit ausreichender Tragfähigkeit aus, um einen Kompressor aufzustellen. Da die erforderlichen Vibrationsdämpfer meistens bereits im Kompressor eingebaut werden, sind keine weiteren Maßnahmen erforderlich. Oft wird jeder Kompressor auf eine kleine Betonplatte gestellt, um die Reinigung des Bodens zu erleichtern.

Große Kolben- und Turbokompressoren erfordern unter Umständen ein Fundament, das fest im Untergrund und getrennt vom Gebäudefundament verankert werden muss. Bei modernen Schraubenkompressoren wurden die Einflüsse von Vibrationen auf ein Minimum reduziert. Bei Anlagen mit Turbokompressoren kann es unter Umständen erforderlich sein, durch zusätzliche Maßnahmen die in den Boden des Kompressorraumes eingeleiteten Vibrationen zu dämpfen.

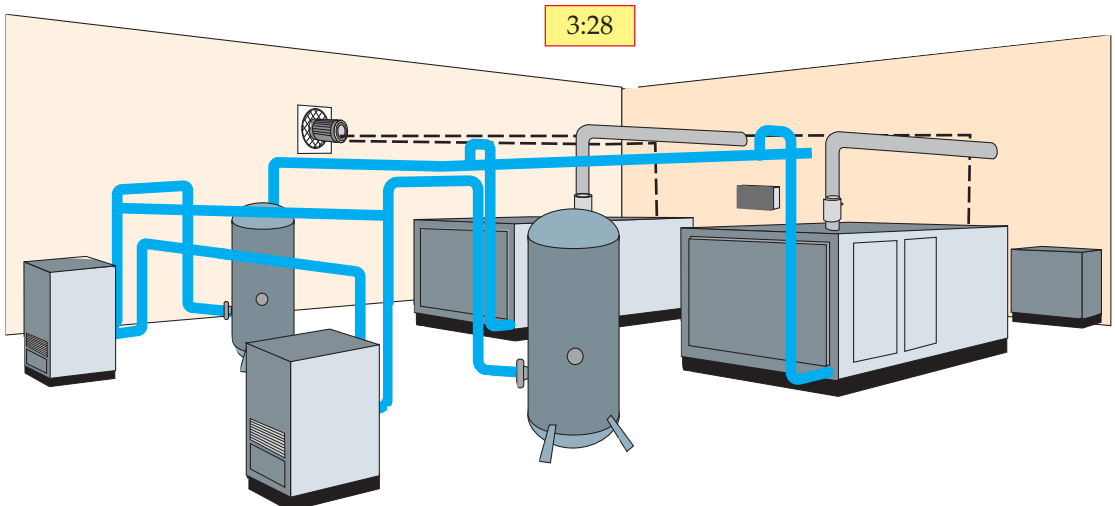
3.5.4 Ansaugluft

Die Ansaugluft eines Kompressors muss sauber und frei von festen und gasförmigen

Verunreinigungen sein. Staubpartikel und korrosive Gase in der Ansaugluft können zu erhöhtem Verschleiß und Schäden am Kompressor führen.

Normalerweise wird die Luft innerhalb der Schallhaube angesaugt. Besondere Umstände aber, wie zu hohe Raumtemperaturen oder starke Verschmutzungen, lassen es manchmal als sinnvoll erscheinen, die Luft von einem anderen, saubereren Ort anzusaugen. Gasverunreinigungen, wie die Abgase eines Verbrennungsmotors, können schlimme Auswirkungen haben, wenn die Luft eingeatmet werden soll. Krankenhäuser stellen daher ganz besonders hohe Anforderungen an den Ort der Luftansaugung. Wenn die Umgebungsluft zu viel Staub enthält, sollte ein Vorfilter (Zyklon oder Rollbandfilter) eingesetzt werden. In diesen Fällen muss auf den Druckverlust des Vorfilters geachtet werden, damit dieser nicht zu einem unzulässig hohen Druckverhältnis beim Kompressor führt.

Die angesaugte Luft sollte so kalt wie möglich sein. Dies kann leicht realisiert werden, indem die Luft über Kanäle von außen



Es ist wichtig, ein servicefreundliches Layout des Kompressorraumes zu entwickeln und Raum für zusätzliche Erweiterungen einzuplanen. Um den Service zu erleichtern, sollte ein Mindestabstand von 1.200 mm um die Kompressoren herum freigehalten werden.

angesaugt wird. Die Kanäle sollten rostfrei sein und mit einem Wetterschutzgitter abgedeckt werden, um zu verhindern, dass Schnee, Regen oder andere Gegenstände vom Kompressor mit angesaugt werden.

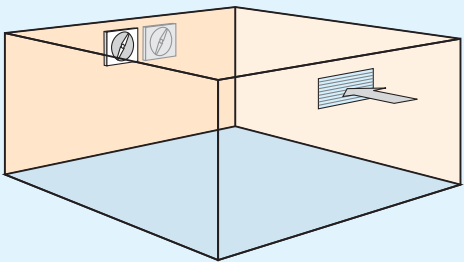
Es ist sehr wichtig, solche Ansaugrohre ausreichend zu dimensionieren, um den Druckverlust so niedrig wie möglich zu halten.

Die Auslegung von Ansaugrohren für Kolbenkompressoren ist besonders kritisch. Bei falscher Auslegung können Resonanzen, die durch den Kompressor entstehen, zu Schäden am Kompressor, zu zusätzlichen Vibrationen und zu einem erhöhten Schalldruck führen.

3.5.5 Belüftung

Jeder Kompressor in einem Kompressorraum strahlt Wärme ab. Diese Wärme muss durch eine ausreichende Belüftung abgeführt werden. Die Stärke der Belüftung hängt von der Kompressorgröße und vom eingesetzten Kühlmedium ab.

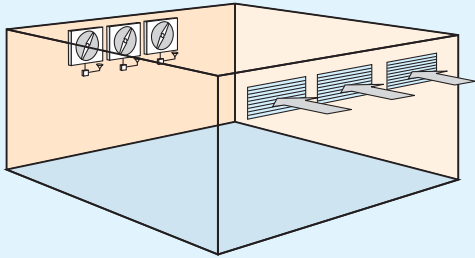
3:29



Das Diagramm zeigt einen Kompressorraum mit zwei Kompressoren an der Rückwand und einem Lüfter an der Frontwand. Die Belüftung ist als einfache, nicht gestaffelte Anordnung dargestellt.

Beispiel einer einfachen Belüftung. Nachteilig ist hier, dass die Belüftung unabhängig von der Außentemperatur erfolgt. Zusätzliche Probleme können bei der Installation von zwei Kompressoren auftreten. Wird dann nur ein Kompressor betrieben, sind die Lüfter überdimensioniert. Das Problem kann durch die Installation von drehzahlgeregelten, thermostatisch gesteuerten Lüftermotoren gelöst werden.

3:30



Das Diagramm zeigt einen Kompressorraum mit mehreren Lüftern an der Rückwand, die gestaffelt in der Höhe angeordnet sind. Dies ermöglicht eine gestaffelte Belüftung des Raumes.

Das Bild zeigt eine Belüftungsanlage mit mehreren thermostatisch geregelten Lüftern, die gemeinsam die Belüftung im Raum sicherstellen. Die Thermostaten der einzelnen Lüfter werden gestaffelt eingestellt, so dass die Stärke der Belüftung in Abhängigkeit von der Temperatur und von der Anzahl der Kompressoren geregelt wird (die Thermostaten schalten die Lüfter in Abhängigkeit von der Raumtemperatur nacheinander ein bzw. aus). An Stelle von mehreren Thermostaten können die Lüfter auch von einem mehrstufigen Thermostaten gesteuert werden.

Die Kühlluft muss bei luftgekühlten Kompressoren fast 100 % der dem Kompressor zugeführten Leistung als Wärme aufnehmen. Bei wassergekühlten Kompressoren handelt es sich dagegen nur um ca. 10 %.

Die Wärme muss abgeführt werden, um die Temperatur im Kompressorraum auf einem akzeptablen Niveau zu halten. Über die dazu erforderliche Raumbelüftung können die Hersteller der Kompressoren genaue Angaben machen. Die Raumbelüftung lässt sich aber auch mit folgender Formel berechnen:

$$Q_V = \frac{P_V}{1,25 \cdot \Delta T}$$

P_V = Kühlluftvolumenstrom [m^3/s]

Q_V = Wärmemenge [kW]

ΔT = zulässiger Temperaturanstieg [$^{\circ}C$]

Besser als die Abgabe der Wärme in die Atmosphäre ist jedoch die Rückgewinnung bzw. Wiederverwendung der Energie.

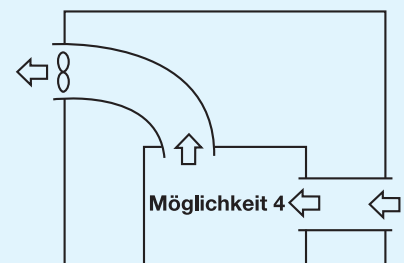
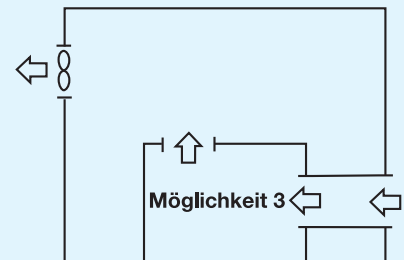
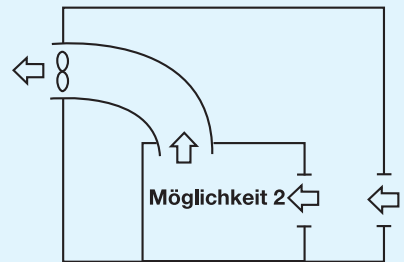
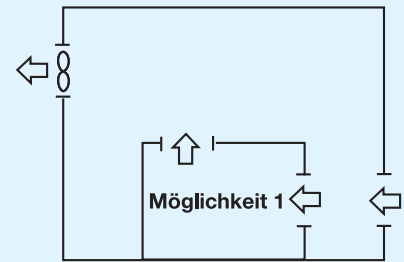
Die Kühlluft sollte immer über möglichst kurze Kanäle von außen angesaugt werden. Um möglichst kalte Kühlluft zu erhalten, empfiehlt es sich, die Ansaugöffnung an der Nordseite des Gebäudes oder zumindest im Schatten anzuordnen.

Die Außenseite des Ansaugkanals sollte immer mit einem Wetterschutzgitter verschlossen werden, um zu verhindern, dass fremde Objekte in den Kanal eindringen können. Gegebenenfalls muss bei längeren Kanälen ein zusätzlicher Lüfter eingesetzt werden.

Die Ansaugöffnung ist so zu platzieren, dass die Öffnung im Winter nicht vom Schnee verdeckt werden kann. Weiterhin sollte geprüft werden, ob die Gefahr besteht, dass durch diese Öffnung größere Staubmengen, Abgase oder andere korrosive Gase angesaugt werden können.

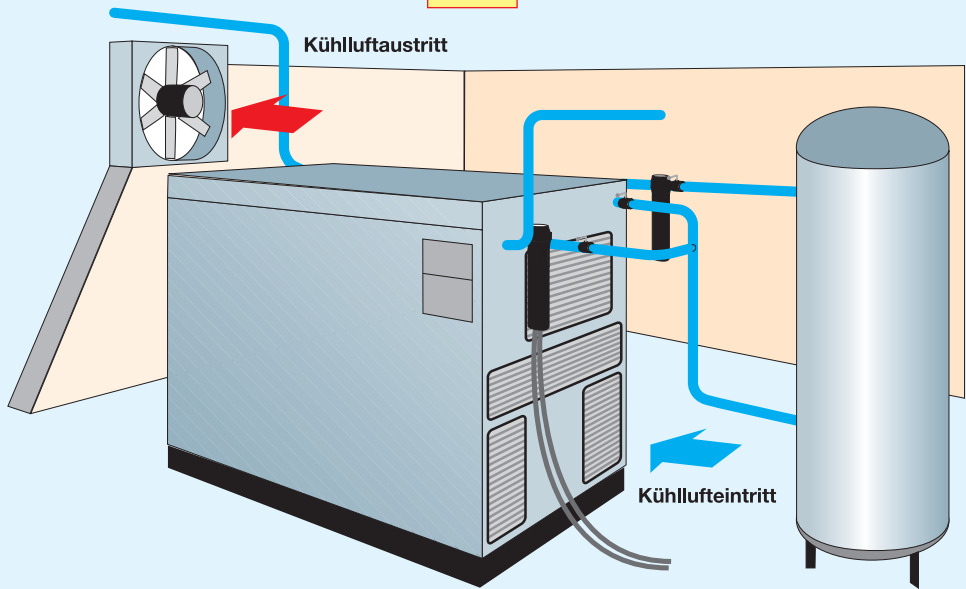
Um die warme Luft unter der Decke erfassen zu können und nach außen zu drücken, müssen die Lüfter so hoch wie möglich im Kompressorraum angebracht werden. Die Lüfter sollten der Ansaugseite gegenüberliegen, um einen konstanten Luftstrom durch den Raum sicherzustellen. Die Geschwindigkeit der Luft darf beim Passieren der Ansaugöffnung nicht größer als 4 m/s sein.

Meistens werden thermostatisch gesteuerte Lüfter eingesetzt. Diese müssen so dimensioniert werden, dass die auftretenden Druckverluste im Wetterschutzgitter, im Kanal und im Schalldämpfer überwunden werden können. Der Kühlluftstrom muss so groß ausgelegt werden, dass sich die Luft im Raum um nicht mehr als 7 bis 10 °C erwärmt. Ist die Installation einer ausreichend großen Be- und Entlüftungsanlage nicht möglich, sollte die Möglichkeit geprüft werden, wassergekühlte Kompressoren einzusetzen.



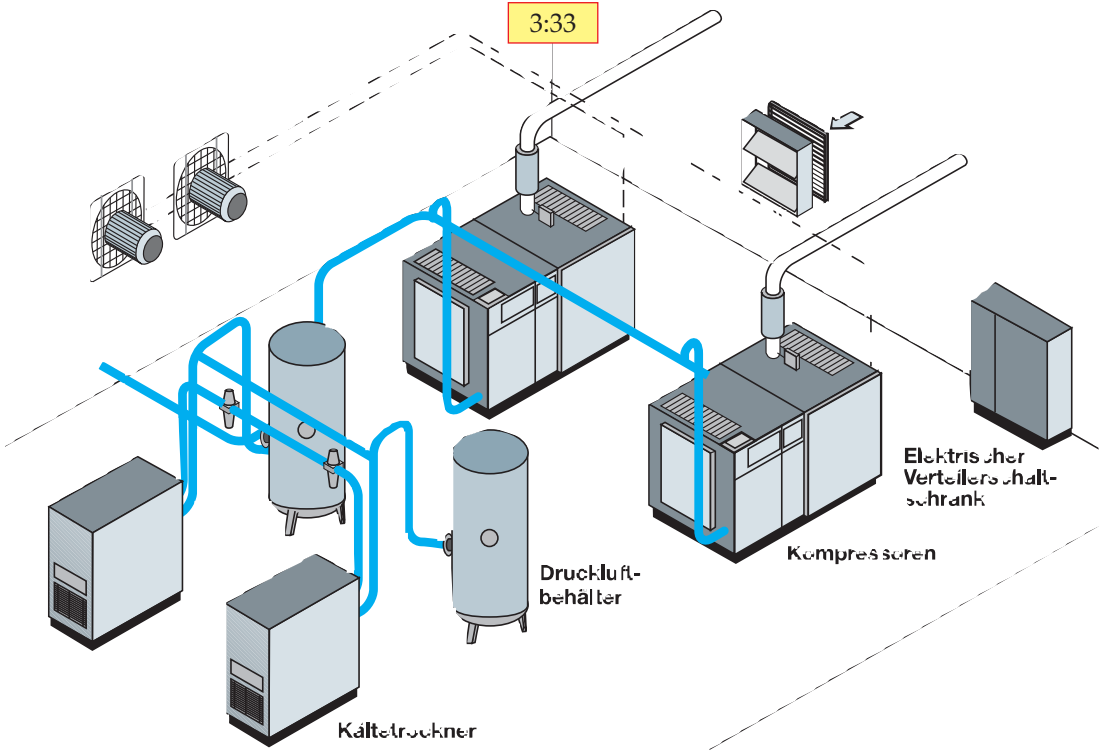
*Unterschiedliche Möglichkeiten
der Be- und Entlüftung*

3:32



Belüftung eines kleinen Kompressors. Die Kondensatleitung kann direkt in die Kanalisation gelegt werden. Enthält das Kondensat allerdings Öl, ist zusätzlich ist ein Kondensattrennsystem zu installieren.

3:33



Aufstellungsplan einer größeren Anlage mit Außenansaugung

3.6 Die Druckluftverteilung

3.6.1 Allgemein

Um einen zuverlässigen und ökonomischen Betrieb zu ermöglichen, muss jede Druckluftverteilung drei Anforderungen erfüllen: einen niedrigen Druckverlust zwischen Kompressor und Verbraucher aufweisen, eine möglichst niedrige Leckagemenge besitzen und eine möglichst gute Kondensatabscheidung in der Leitung für den Fall haben, dass kein Trockner installiert worden ist.

Bei der Auslegung der Hauptleitungen sollte bedacht werden, dass die zusätzlichen Kosten für die Installation einer etwas größeren Leitung und größerer Armaturen relativ niedrig sind, verglichen mit den Kosten, die entstehen, wenn die Leitungen später vergrößert werden müssen. Der Verlauf, die Auslegung und die Dimensionierung des Druckluftnetzes entscheiden mit über die spätere Effizienz, die Zuverlässigkeit und die Betriebskosten der Anlage. Ein großer Druckverlust in der Leitung kann zwar durch die Erhöhung des Betriebsdruckes am Kompressor von zum Beispiel 7 auf 8 bar (e) kompensiert werden. Dies lässt aber die Betriebskosten sofort stark ansteigen. Wenn der Druckluftverbrauch dann wieder fällt, fällt auch der Druckverlust, und der Druck am Verbraucher übersteigt eventuell das zulässige Maß.

Ein fest installiertes Druckluftnetz sollte so ausgelegt werden, dass der Druckverlust zwischen dem Kompressor und dem am weitesten entfernten Verbraucher einen Wert von 0,1 bar nicht übersteigt. Nicht enthalten in diesem Wert ist der Druckverlust in den Schläuchen, Schlauchkupplungen und Armaturen. Es ist aber besonders wichtig, auch bei

diesen Teilen auf eine ausreichend große Auslegung zu achten, da erfahrungsgemäß hier die größten Verluste entstehen.

Bei einem vorgegebenen Druckverlust lässt sich die zulässige Länge der Leitung wie folgt bestimmen:

$$l = \frac{\Delta p \cdot d^5 \cdot p}{450 \cdot Q_c^{1,85}}$$

l = Rohrleitungslänge [m]

Δp = zulässiger Druckverlust im Netz [bar]

p = Absolutdruck im Netz [bar]

Q_c = Volumenstrom [l/s]

d = Durchmesser der Rohrleitung [mm]

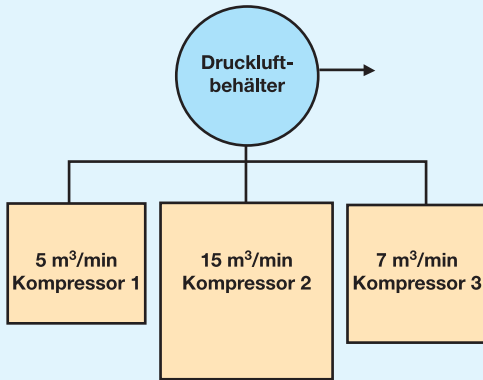
Meistens bietet sich die Installation einer Ringleitung im Bereich der Druckluftverbraucher an. Von dieser Ringleitung können dann einzelne Stichleitungen zu den Verbrauchern gelegt werden. Dieses Design führt zu einem gleichmäßigen Druckluftstrom, da bei einem kurzzeitig hohen Verbrauch die benötigte Druckluft aus zwei Richtungen zum Verbraucher strömen kann.

Diese Konstruktion empfiehlt sich selbst dann, wenn sich einige Verbraucher weit entfernt von der Kompressorstation befinden. Diese können dann gut über eine eigene Stichleitung mit Druckluft versorgt werden.

3.6.1.1 Druckluftbehälter

Ein oder mehrere Druckluftbehälter sollten in keiner Druckluftanlage fehlen. Die Behältergröße muss dabei der Kompressorgröße, dem Regelsystem und dem Druckluftbedarf angepasst werden. Die Druckluftbehälter gleichen Pulsationen aus, erleichtern die Regelung der Kompressoren, kühlen die Luft weiter ab und sammeln Kondensat. Daher muss auch jeder Behälter über einen Kondensatablass verfügen.

3:34



Besteht ein System aus mehreren Kompressoren, wird die Größe des Behälters immer gemäß dem Volumenstrom des größten Kompressors ausgelegt.

Die folgende Formel ermöglicht die Berechnung des erforderlichen Behältervolumens, sofern alle Kompressoren eine Vollast-Leerlaufregelung besitzen.

$$V = \frac{0,25 \cdot Q_c \cdot p_1 \cdot T_0}{f_{\text{Max}} \cdot (p_E - p_B) \cdot T_1}$$

V = Behältervolumen [l]

Q_c = Volumenstrom [l/s]

p_1 = Ansaugdruck des Kompressors [bar (a)]

T_1 = Maximale Ansaugtemperatur am Kompressor [K]

T_0 = Drucklufttemperatur im Behälter [K]

$(p_E - p_B)$ = Druckbanddifferenz

f_{Max} = Max. zulässige Schaltfrequenz = 1 Schaltung/30 Sekunden (gilt für Kompressoren von Atlas Copco)

Vereinfachte Formel für eine Ansaugung bei 1 bar (a) und 20 °C und einer min. Zyklusdauer von 30 Sekunden.

$$V = \frac{Q}{8 \cdot \Delta p}$$

V = Behältervolumen [m³]

Q = Volumenstrom des größten Kompressors [m³/min]

Δp = Druckbanddifferenz [bar]

Wenn ein großer Druckluftbedarf während eines sehr kurzen Zeitraumes besteht, ergibt es keinen Sinn, den Kompressor und das Druckluftnetz für diesen großen Bedarf auszulegen. In diesem Falle sollte ein zusätzlicher Behälter dicht am Verbraucher installiert werden.

Bei noch extremeren Fällen sollte ein kleiner Kompressor zusammen mit einem großen Behälter eingesetzt werden, um einen kurzfristig großen Druckluftbedarf zu decken. Der Kompressor wird für den durchschnittlichen Druckluftbedarf ausgelegt. Die folgende Formel gibt für diesen Fall das erforderliche Volumen des Behälters an:

$$V = \frac{Q \cdot t}{p_1 - p_2} = \frac{L}{p_1 - p_2}$$

V = Behältervolumen [l]

Q = Spitzenluftbedarf [l/s]

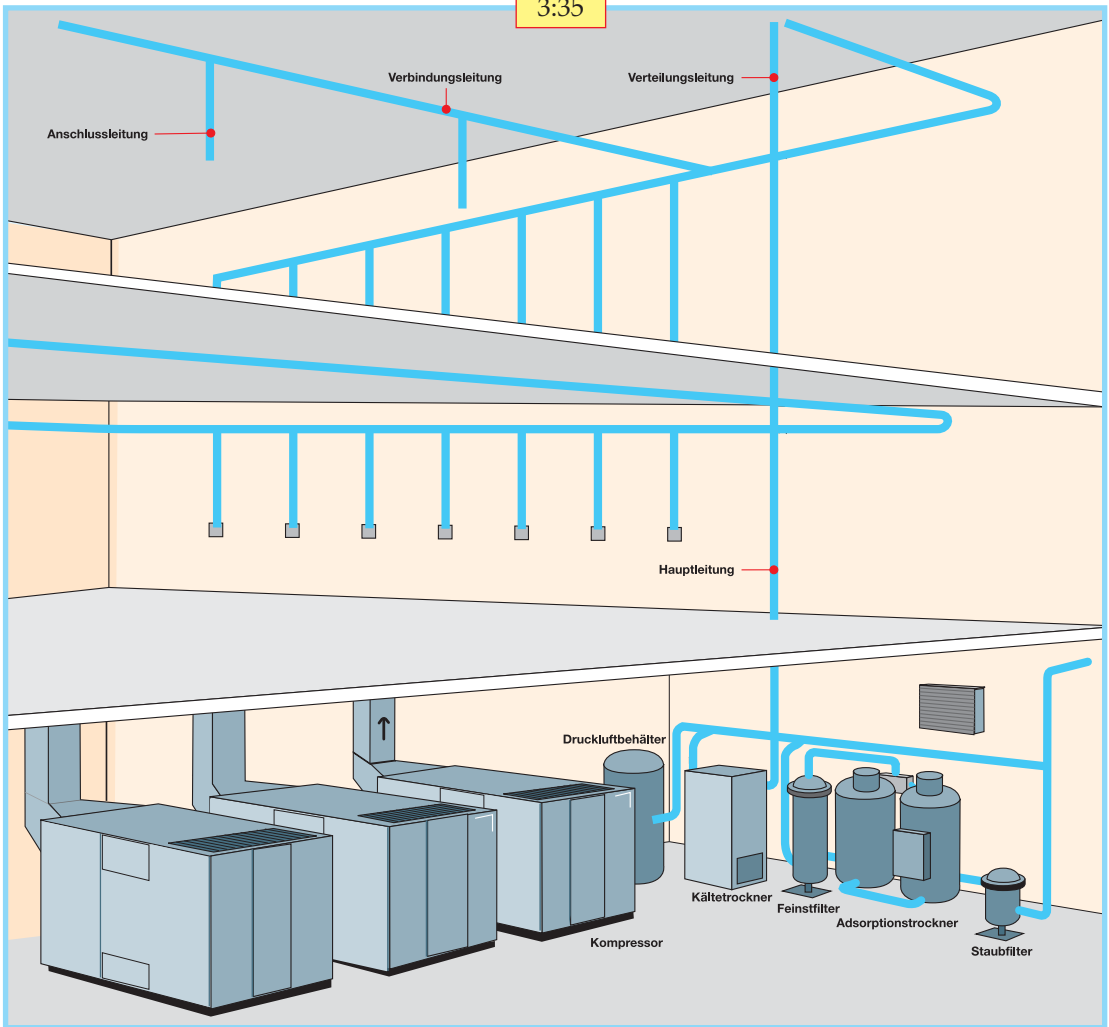
t = Länge des Spitzenbedarfs [s]

p_1 = Betriebsüberdruck [bar]

p_2 = minimal zulässiger Druck am Verbraucher [bar]

L = Gesamtluftbedarf bei einer Entnahme [l]

Diese Formel berücksichtigt nicht, dass der Kompressor während jeder Spitzenbelastung weiter Luft liefert. Ein Beispiel für eine solche Installation ist der Start von großen Schiffsmotoren. Dort beträgt der Druck im Behälter bis zu 30 bar.



3.6.2

Auslegung des Druckluftnetzes

Bei kleineren Installationen kann dieselbe Leitung sowohl als Verteilungs- wie auch als Verbindungsleitung eingesetzt werden. Die Auslegung eines Druckluftnetzes sollte immer damit beginnen, alle Verbraucher aufzulisten und eine Zeichnung mit deren Aufstellungsort zu erstellen. Diejenigen Verbraucher, die durch eine gemeinsame Leitung mit Druckluft versorgt werden können, sollten in Gruppen zusammengefasst werden. Die einzelnen Verteilungsleitungen werden von der Hauptleitung mit Druckluft versorgt. Ein

großes Druckluftnetz besteht aus vier Teilen: der Hauptleitung, den Verteilungsleitungen, den Versorgungsleitungen und den Anschlussleitungen.

Die Hauptleitungen führen die Druckluft vom Kompressorraum bis in den Bereich der Verbraucher. Dort sorgen die Verteilungs- und Verbindungsleitungen für die Verteilung, während die Anschlussleitungen die einzelnen Verbraucher an den Arbeitsplätzen mit Druckluft versorgen. Die Druckluftarmaturen stellen dann die Verbindung zwischen dem Druckluftnetz und den Verbrauchern her.

3.6.3 Dimensionierung des Druckluftnetzes

Der direkt hinter den Kompressoren erreichte Betriebsdruck kann im Allgemeinen niemals vollständig ausgenutzt werden, da bei der Verteilung immer Verluste entstehen. Zusätzlich entstehen in jedem Ventil und bei jedem Richtungswechsel der Druckluftleitung weitere Verluste. Diese Verluste machen sich in Form eines Druckverlustes bemerkbar.

Für eine gerade Leitung kann dieser Druckverlust wie folgt berechnet werden:

$$\Delta p = 450 \cdot \frac{q_v^{1,85} \cdot l}{d_5 \cdot p}$$

Δp = Druckverlust [bar]



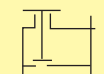





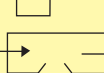

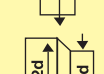
q_v = Volumenstrom [l/s]

d = Rohrdurchmesser [mm]

l = Rohrleitungslänge [m]

p = Betriebsdruck [bar (a)]

3:36

| Äquivalente Länge in Metern | | | | | | | | | | | | |
|-------------------------------|---|-------------------------------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Bauteil | | Innerer Rohrdurchmesser in mm | | | | | | | | | | |
| | | 25 | 40 | 50 | 80 | 100 | 125 | 200 | 250 | 300 | 400 | |
| Absperrschieber |  | 0,3 5 | 0,5 8 | 0,6 10 | 1,0 16 | 1,3 20 | 1,6 25 | 1,9 30 | 2,6 40 | 3,2 50 | 3,9 60 | 5,2 80 |
| Membranventil |  | 1,5 | 2,5 | 3,0 | 4,5 | 6 | 8 | 10 | - | - | - | - |
| Winkelventil |  | 4 | 6 | 7 | 12 | 15 | 18 | 22 | 30 | 36 | - | - |
| Sitzventil |  | 7,5 | 12 | 15 | 24 | 30 | 38 | 45 | 60 | - | - | - |
| Rückschlagventil |  | 2,0 | 3,2 | 4,0 | 6,4 | 8,0 | 10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 32 |
| Bogen R = 2d |  | 0,3 | 0,5 | 0,6 | 1,0 | 1,2 | 1,5 | 1,8 | 2,4 | 3,0 | 3,6 | 4,8 |
| Bogen R = d |  | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,3 | 1,6 | 2,0 | 2,4 | 3,2 | 4,0 | 4,8 | 6,4 |
| 90° Winkel |  | 1,5 | 2,4 | 3,0 | 4,5 | 6,0 | 7,5 | 9 | 12 | 15 | 18 | 24 |
| T-Stück gerade Strömung |  | 0,3 | 0,4 | 1,0 | 1,6 | 2,0 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 |
| T-Stück abgewinkelte Strömung |  | 1,5 | 2,4 | 3,0 | 4,8 | 6,0 | 7,5 | 9 | 12 | 15 | 18 | 24 |
| Reduzierung |  | 0,5 | 0,7 | 1,0 | 2,0 | 2,5 | 3,1 | 3,6 | 4,8 | 6,0 | 7,2 | 9,6 |

Druckverlust unterschiedlicher Bauteile. Die Druckverluste werden auf eine äquivalente Rohrleitungslänge umgerechnet.

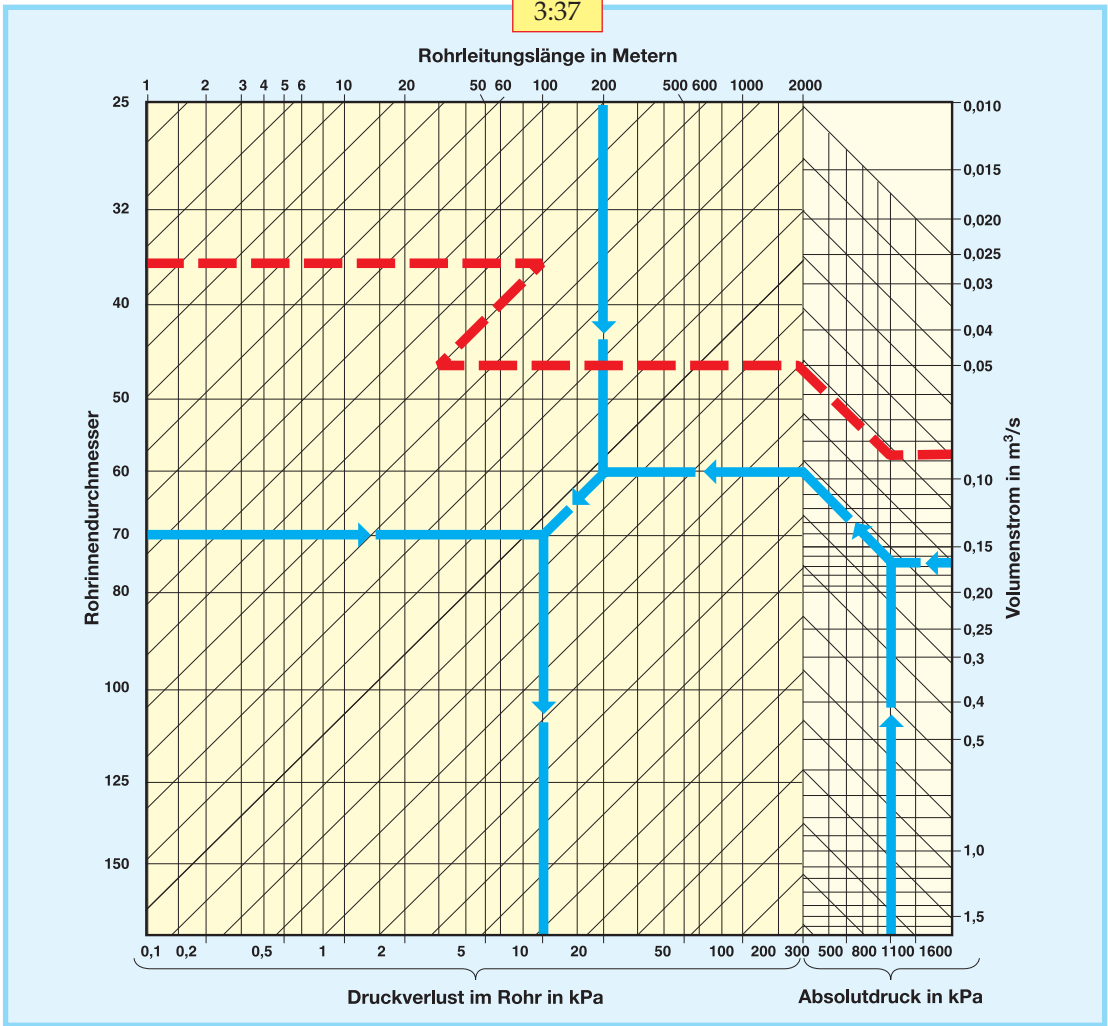
Für die Auslegung der einzelnen Teile eines Druckluftnetzes können folgende Werte als zulässige Richtgrößen für die jeweiligen Druckverluste herangezogen werden.

| Druckverluste über | |
|-------------------------------|----------|
| Anschlussleitungen | 0,03 bar |
| Verteilungsleitungen | 0,05 bar |
| Hauptleitung | 0,02 bar |
| <hr/> | |
| Druckverlust über die gesamte | |
| Druckluftleitung | 0,1 bar |

In einem ersten Schritt werden die erforderlichen Längen der einzelnen Abschnitte

des Druckluftnetzes (Haupt-, Verteilungs- und Anschlussleitungen) geschätzt. Eine maßstäbliche Zeichnung der Druckluftverteilung kann dabei sehr hilfreich sein. Bei der Bestimmung der Gesamtlänge der Leitung werden die Einflüsse der Ventile, Drosseln und Bögen durch Addition der äquivalenten Rohrleitungen zur Nettolänge der Leitung, wie im Bild 3:36 beschrieben, berücksichtigt. Um jetzt den Rohrleitungsdurchmesser abzuschätzen, kann entweder ein Nomogramm (Bild 3:37) benutzt werden oder es wird die auf der Seite 99 angegebene Formel verwendet. Um den Durchmesser bestimmen zu können, müssen der Volumenstrom, der Be-

3:37



triebsdruck, der zulässige Druckverlust und die Rohrleitungslänge bekannt sein. Nach dieser Berechnung wird für den Rohrdurchmesser zunächst der nächstgrößere Standarddurchmesser festgesetzt.

Da sich jetzt der Rohrdurchmesser geändert hat, muss die Berechnung wiederholt werden. Die für den neuen Durchmesser geltenden äquivalenten Rohrleitungslängen der Teile des Druckluftnetzes, wie Ventile und Armaturen, können wieder aus der Tabelle entnommen werden und drücken, in Rohrleitungsmetern angegeben, deren Strömungswiderstand aus. Diese „zusätzlichen“ Rohrleitungsmeter werden zur tatsächlichen Länge der Leitung addiert. Nun wird der Druckverlust für den neuen Rohrdurchmesser berechnet, um sicherzugehen, dass der zulässige Wert nicht überschritten wird. Geschieht dies doch, ist die Berechnung mit dem nächstgrößeren Rohrdurchmesser zu wiederholen. Bei großen Druckluftnetzen sollte diese Berechnung für die einzelnen Abschnitte (Hauptleitung, Versorgungsleitungen, Verteilungsleitungen) getrennt erfolgen.

3.6.4 Volumenstrommessung

Günstig platzierte Volumenstrommessgeräte erlauben es, die Druckluftverteilung innerhalb einer Anlage zu kontrollieren und abzurechnen. Druckluft trägt mit zu den Produktionskosten jeder Abteilung bei und sollte daher auch separat berechnet werden. Nur

bei einer solchen transparenten Betrachtungsweise wird es für jeden interessant, seinen eigenen Druckluftverbrauch und damit auch die Betriebskosten zu senken.

Die heute auf dem Markt verfügbaren Volumenstrommessgeräte erlauben es, die Messergebnisse entweder einfach vom Display abzulesen oder einen Computer anzuschließen, um direkt eine Auswertung und Abrechnung erstellen zu können.

Meistens werden die Volumenstrommessgeräte dicht bei Absperrorganen in der Druckluftleitung installiert. Eine Ringleitung stellt besondere Ansprüche an eine Messung, da Druckluftvolumenströme in beide Richtungen erfasst werden müssen.

3.7 Fahrbare Kompressoren

3.7.1 Allgemein

Fast alle fahrbaren Kompressoren bestehen aus einem von einem Dieselmotor angetriebenen, öleingespritzten Schraubenkompressor. Ölfrei verdichtende, fahrbare Kompressoren werden nur in einigen Bereichen der Prozessindustrie eingesetzt.

3.7.2 Schall- und Abgasemissionen

Moderne, von einem Diesel angetriebene Kompressoren haben einen niedrigen Schallpegel gemäß der EU-Vorschrift ISO 84/536/EG und können daher in bewohnten Gegen-

3:38

| Druckbereich | Druck (bar) | Anwendung |
|--------------|-------------|--------------------------------------|
| Niedrig | ≥ 7 | Arbeitsluft |
| Mittel | 10 - 12 | Blasen, schwere Arbeiten |
| Hoch | ≤ 20 | Bohren, geotechnische Untersuchungen |

Fahrbare Kompressoren sind hauptsächlich für drei verschiedene Druckbereiche verfügbar.

den und sogar in der Nähe von Krankenhäusern eingesetzt werden.

In den letzten Jahren wurde der Dieselverbrauch durch Einsatz von wirtschaftlicheren Schraubenelementen und sparsameren Dieselmotoren stark verringert. Dies ist besonders wichtig für Anwendungen, bei denen der Kompressor über einen längeren Zeitraum betrieben wird. Heutzutage existieren bereits Kompressoren, deren Abgase die strengen Richtlinien der EURO-1-Norm unterschreiten. Für Arbeiten in größeren Städten dürfen heute oft nur noch solch umweltfreundliche Kompressoren eingesetzt werden.

3.7.3 Transport und Zubehör

Moderne fahrbare Kompressoren sind auf Grund ihrer hohen Zuverlässigkeit, des einfachen Service, der kompakten Abmessungen und des geringen Gewichtes sehr wirtschaftlich. Sie werden auf einem Fahrgestell aufgebaut, das mit einer Geschwindigkeit von 30 km/h oder 80 km/h bewegt werden darf. Wie für stationäre Kompressoren auch gibt es Zubehör wie Nachkühler, verschiedene Filter, Nacherhitzer und Schmierölsysteme. Sie können mit einer zusätzlichen Kaltstartvorrichtung oder einem Generator für 230 V / 400 V ausgestattet werden. Für einen größeren Strombedarf ab 10 kVA stehen fahrbare Gene-

ratoren zur Verfügung, die, ähnlich einem fahrbaren Kompressor, von einem Dieselmotor angetrieben werden.

3.8 Elektroinstallation

3.8.1 Allgemein

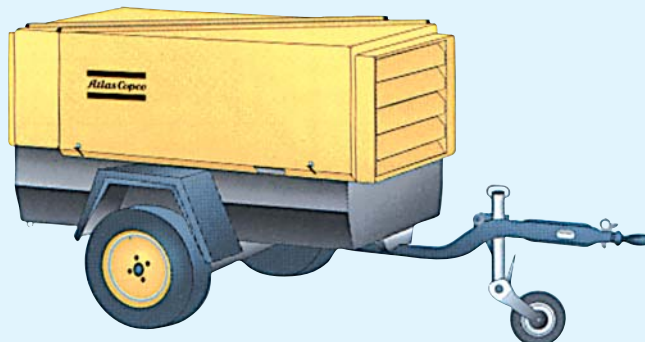
Um eine Kompressoranlage auszulegen und zu installieren, muss man wissen, wie sich die einzelnen Komponenten gegenseitig beeinflussen und wie diese gesteuert werden müssen.

In diesem Kapitel folgt nun ein Überblick über die Aspekte der elektrischen Installation einer Druckluftanlage, die besonders berücksichtigt werden sollten, um eine zuverlässige Anlage zu bekommen.

3.8.2 Antriebsmotoren

Meistens werden Drehstrom-Asynchronmotoren mit Kurzschlussläufern für den Antrieb eines stationären Kompressors benutzt. Bis zu einer Antriebsleistung von 450 kW werden meistens Niederspannungsmotoren eingesetzt, während Hochspannungsmotoren für größere Leistungen die bessere Wahl sind. Die verschiedenen Motorschutzklassen sind durch Normen festgelegt. Ein gegen Staub

3:39



Fahrbarer Kompressor

und Wasserspritzer geschützter Motor (IP54) wird meist gegenüber einem offenen Motor (IP23), der regelmäßig gesäubert werden muss, bevorzugt. Wird diese Reinigung vernachlässigt, droht durch die Verschmutzung eine Überhitzung des Motors und damit eine Verkürzung der Lebensdauer.

Der von einem Lüfter gekühlte Motor kann bis zu einer Umgebungstemperatur von 40 °C eingesetzt werden. Bei noch höheren Temperaturen muss die Leistungsaufnahme des Motors reduziert werden. Der Motor wird gewöhnlich angeflanscht und direkt mit dem Kompressor verbunden. Die Drehzahl könnte zwar theoretisch dem Kompressor angepasst werden, in der Praxis werden jedoch nur 2- oder 4-polige Motoren verwendet, mit festen Drehzahlen von 3.000 1/min bzw. 1.500 1/min.

Die erforderliche Nennleistung des Motors wird durch die Anforderungen des Kompressors bestimmt, sollte aber so dicht wie möglich daran liegen.

Ein zu großer Motor hat einen höheren Preis, erzeugt einen hohen Startstrom, benötigt große Sicherungen, hat einen schlech-

teren Wirkungsgrad und ist somit insgesamt unwirtschaftlich. Bei einem zu kleinen Motor besteht die Gefahr, diesen zu überlasten und so einen Ausfall des Kompressors zu riskieren.

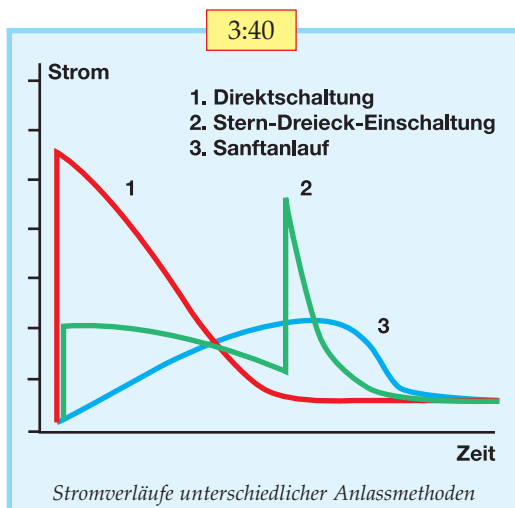
Die Anlassmethode sollte bei der Wahl des Motors auch berücksichtigt werden. Bei einer Stern-Dreieck-Einschaltung startet der Motor nur mit einem Viertel seines Nenn-drehmomentes. Daher müssen die Drehmomentkurven vom Motor und vom Kompressor sorgfältig miteinander verglichen werden, um einen zuverlässigen Start des Kompressors sicherzustellen. Siehe auch 3.8.3.

3.8.3 Anlassmethoden

Die am häufigsten verwendeten Anlassmethoden sind die Direktschaltung, die Stern-Dreieck-Einschaltung und der Sanftanlauf. Die Direkteinschaltung ist einfach zu realisieren und erfordert nur ein Leistungsschutz und einen Überlastschutz. Der Nachteil ist der beim Start entstehende hohe Anlaufstrom. Dieser ist 6- bis 10-mal so hoch wie der Motornennstrom, und manchmal kann das auftretende hohe Startdrehmoment Schäden an der Welle oder an der Kupplung des Kompressors verursachen.

Die Stern-Dreieck-Einschaltung wird verwendet, um hohe Startströme zu verhindern. Der Anlasser besteht aus drei Leistungsschützen, einem Überlastschutz und einem Zeitglied. Der Motor wird im Stern gestartet, und nach einer bestimmten Zeit (bei Erreichen von 90 % der Nenndrehzahl) schaltet das Zeitglied die Schütze so um, dass der Motor im Normalbetrieb, d. h. im Dreieck, betrieben wird. Siehe auch 1.6.5.7.

Die Stern-Dreieck-Einschaltung reduziert den Startstrom auf ungefähr ein Drittel des Startstromes beim Direktanlauf. Jedoch fällt



das Startmoment dabei auf ein Viertel des Nennmomentes ab. Das niedrige Startmoment führt dazu, dass die Motorbelastung während der Startphase nur gering sein darf, damit der Motor noch vor dem Umschalten auf das Dreieck seine Nenndrehzahl erreichen kann. Ist die Motordrehzahl in diesem Moment noch zu gering, entsteht beim Umschalten eine hohe Strom- und Drehmoment-spitze, die so hoch ist wie beim Direktanlauf.

Die Alternative zur Stern-Dreieck-Einschaltung ist der Sanftanlauf. Dieser besteht aus einem elektronischen Motorstarter, der an Stelle von mechanischen Schützen Halbleiter verwendet. Die Halbleiter werden zeitlich so angesteuert, dass der Motor mit einem gleichmäßig ansteigenden Strom versorgt wird. So entsteht ein sanfter Start, der den Startstrom auf ungefähr das Dreifache des Nennstromes begrenzt.

Die Schütze für den Direktanlauf oder die Stern-Dreieck-Einschaltung können meistens im Kompressor integriert werden. Nur bei sehr großen Kompressorinstallationen sollte überlegt werden, ob aus Gründen des Platzbedarfes, der Wärmeentwicklung oder der Wartungsfreundlichkeit die Schütze in einem separaten Schaltschrank platziert werden.

Ein elektronischer Motorstarter für einen Sanftanlauf wird normalerweise immer separat in einem eigenen Schaltschrank untergebracht. Kompressoren mit einer Hochspannungsversorgung haben immer die Schaltgeräte in einem separaten Schaltschrank.

3.8.4 Steuerspannung

Meistens ist es nicht nötig, die Kompressoren mit einer separaten Steuerspannung zu versorgen, da diese von einem eingebauten Transformator erzeugt wird. Die Primärseite

des Transformators wird dabei mit der Leistungsversorgung des Kompressors verbunden. Diese Methode führt zu einem zuverlässigeren Betrieb, da im Falle eines Spannungsausfalles der Kompressor sofort gestoppt und für einen Neustart blockiert wird.

Die Methode der internen Steuerspannungsversorgung sollte daher auch dann angewandt werden, wenn die Schaltgeräte separat untergebracht sind.

3.8.5 Kurzschlussicherung

Eine Kurzschlussicherung kann aus Schmelzsicherungen oder aus einem Überlastrelais bestehen. Unabhängig davon, welches dieser Bauteile verwendet wird, wird so, bei korrekter Auslegung, ein sicherer Schutz des Motors gewährleistet.

Beide Methoden haben jedoch Vor- und Nachteile. Schmelzsicherungen werden häufig eingesetzt und arbeiten bei hohen Kurzschlussströmen besser als ein Überlastrelais. Allerdings trennen sie nicht vollständig und haben bei kleinen Fehlerströmen eine lange Reaktionszeit. Ein Überlastrelais isoliert selbst bei kleinen Strömen die Kreise schnell und vollständig, erfordert aber, verglichen mit Schmelzsicherungen, einen höheren Aufwand bei der Planung und dem Bau des Kompressors. Die Auslegung der Kurzschlussicherung richtet sich sowohl nach der zu erwartenden Belastung als auch nach den Anforderungen des Motorstarters.

Die Anforderungen an die Kurzschlussicherung sind in der IEC (International Electrotechnical Commission) 947-4-1 Typ 1 & 2 festgelegt. Wie stark ein Kurzschluss den Starter beschädigen kann, hängt davon ab, ob Typ 1 oder 2 gewählt wird.

Typ 1: „Schäden bei Schützen und Überlastrelais sind möglich. Der Ersatz der Komponenten kann erforderlich sein.“

Typ 2: „Es tritt ein Schaden am Überlastrelais auf. Das Entstehen von Lichtbögen ist unzulässig. Es sollte durch einfache Methoden möglich sein, den Anlasser wieder betriebsbereit zu machen.“

3.8.6 Kabel

Kabel sollten immer so ausgelegt werden, dass sie während des normalen Betriebes niemals gefährlich hohen Temperaturen ausgesetzt werden und auch von einem Kurzschluss weder mechanisch noch thermisch beschädigt werden können. Die Auslegung und Auswahl der Kabel hängt von der Belastung, dem zulässigen Spannungsabfall, der Verlegeanordnung (in einer Wanne, auf einer Wand etc.) und der Umgebungstemperatur ab. Sicherungen können verwendet werden, um die Kabel sowohl gegen einen Kurzschluss als auch gegen eine Überbelastung zu sichern. Zum Schutz des Motorbetriebes wird ein eigener Kurzschlusschutz (in der Regel Sicherungen) und ein eigener Überlastschutz (gewöhnlich der im Anlasser integrierte Überlastschutz) verwendet.

Ein Überlastschutz schützt den Motor und die Motorkabel durch Trennen der Schütze, sobald der Strom einen vorher eingestellten Wert überschreitet. Die Kurzschlussicherung schützt den Anlasser, die Überlastsicherung und die Kabel. Die Auslegung der Kabel, unter Berücksichtigung der jeweiligen Belastung, wird in der IEC 364 5 523 (SS 4241424) beschrieben.

Bei der Auslegung der Kabel und der Kurzschlussicherung sollte ein weiterer Aspekt nicht vergessen werden, nämlich die „Abschaltbedingung“. Diese besagt, dass die Installation so ausgelegt sein sollte, dass jeglicher Kurzschluss in der Installation zu einem schnellen und sicheren Abschalten der Anlage führt.

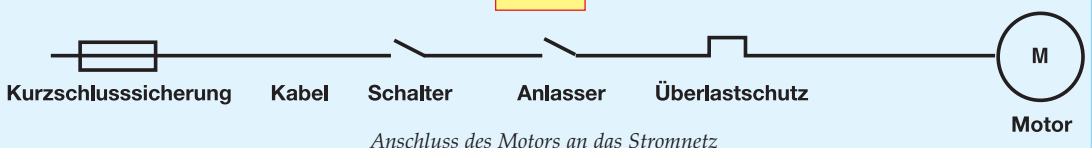
Ob diese Bedingung erfüllt wird, wird unter anderem durch die Kurzschlussicherung und durch die Länge und den Querschnitt der Kabel bestimmt.

3.8.7 Blindstromkompensation

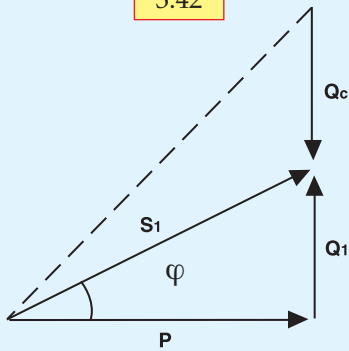
Ein Elektromotor verbraucht nicht nur die Leistung, die in mechanische Arbeit umgewandelt wird, sondern auch eine Blindleistung, die benötigt wird, um das Magnetfeld im Motor aufzubauen. Die Blindleistung belastet Kabel und Transformatoren zusätzlich. Das Verhältnis zwischen der Wirk- und Blindleistung wird von dem Leistungsfaktor $\cos\varphi$ angegeben. Dieser liegt meistens, je nach Motorgröße, zwischen 0,7 und 0,9.

Der Leistungsfaktor kann künstlich auf 1 vergrößert werden, indem die Blindleistung durch einen Kondensator direkt im Motor erzeugt wird. Es ist dann nicht mehr nötig, die Blindleistung aus der Hauptversorgung zu beziehen. Ein Grund für diese Phasenkompensation kann sein, dass sich der Energielieferant das Bezahlen der Blindleistung bezahlen lässt oder dass stark belastete Transformatoren und Kabel entlastet werden sollen.

3:41



3:42



Blindleistung wird erzeugt, um den Leistungsfaktor des Motors auf 1 zu vergrößern

3.9 Schall

3.9.1 Allgemein

Schall ist eine Energieform, die sich gleichmäßig von einem Punkt im Raum ausbreitet. Die Bewegung dieser Schallwellen verursacht geringe Druckschwankungen, die von einem empfindlichen Instrument, wie zum Beispiel einem Mikrofon, registriert werden können. Das Mikrofon stellt daher einen der Hauptbestandteile eines Schallmessgerätes dar.

Die Messung der Schalleistung in der SI-Einheit Watt ist auf Grund der großen Bandbreite der uns umgebenden Geräusche schwierig. Um die Messung und Handhabung der Schalleistungswerte zu vereinfachen, hat man den Begriff des Pegels eingeführt, der die Schalleistung immer in Beziehung auf einen Referenzwert angibt. Mit Hilfe des Logarithmus wird der Zahlenwert verkleinert und anschließend mit 10 multipliziert. Die Formel lautet:

$$L_w = 10 \cdot \log_{10} \cdot W/W_0$$

L_w = Schalleistungspegel [dB]

W = Schalleistung [W]

W_0 = Schallreferenzleistung [W] = 10–12 W

3.9.2 Schalldruck

Der Schalldruckpegel gibt die Schallintensität an. Die Formel lautet:

$$L_p = 20 \cdot \log_{10} \cdot p/p_0$$

L_p = Schalldruckpegel [dB]

p = Effektiver Schalldruck [bar]

p_0 = Referenzschalldruck

$$= 0,0002 \cdot 10^6 \text{ [bar]}$$

Schalldruckpegel beziehen sich immer auf eine bestimmte Entfernung zur Schallquelle, zum Beispiel zu einer Maschine. Bei stationären Kompressoren wird gewöhnlich eine Entfernung von 1 m und bei fahrbaren Kompressoren eine Entfernung von 7 m gewählt (gem. CAGI Pneurop).

Ein Schalldruckpegel sollte immer zusammen mit einer Angabe über die Umgebung, in denen die Messung gemacht wurde, einhergehen. Geschieht dies nicht, kann man davon ausgehen, dass es sich um eine Freifeldmessung handelt. Bei einer Freifeldmessung existieren keinerlei Wände oder andere Gegenstände, die Schallwellen reflektieren und so die Messung verfälschen könnten.

3.9.3 Absorption

Treffen Schallwellen auf eine Oberfläche, wird ein Anteil der Schallwellen reflektiert, während ein anderer vom Material absorbiert wird. Ein vor Ort gemessener Schalldruckpegel besteht daher immer aus einem Anteil von Schallwellen, die direkt von der Schallquelle stammen, und einem zweiten Anteil von Schallwellen, die bereits einmal oder mehrfach reflektiert wurden.

Wie effektiv eine Oberfläche Schall absorbieren kann, hängt von deren Material ab und wird durch einen Absorptionsfaktor angegeben (zwischen 0 und 1).

3.9.4 Raumkonstante

Eine Raumkonstante beschreibt einen Raum mit verschiedenen Gegenständen, Wänden und anderen Oberflächen und setzt sich aus deren einzelnen Absorptionscharakteristiken zusammen. Die Formel lautet:

$$K = \frac{A \cdot \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\text{Gesamtabsorption}}{\text{Gesamtfläche}} = \frac{A_1 \times \alpha_1 + A_2 \times \alpha_2 + \dots}{A_1 + A_2 + \dots}$$

K = Raumkonstante

$\bar{\alpha}$ = durchschnittlicher Absorptionsfaktor für den Raum [m²]

A = Gesamtraumfläche [m²]

A₁, A₂, ... sind die Flächen im Raum, die einen Absorptionsfaktor aufweisen α_1 , α_2 , ...

3.9.5 Schalldämpfung

Die Schalldämpfungszeit ist die Zeit, die der Schalldruckpegel benötigt, um auf 60 dB zu fallen, nachdem die Maschine gestoppt wurde. Der durchschnittliche bzw. der äquivalente Absorptionsfaktor für den Gesamt- raum wird wie folgt bestimmt:

$$\bar{\alpha} = \frac{0,163 \cdot V}{T}$$

V = Raumvolumen [m³]

T = Schalldämpfungszeit [s]

Die Raumkonstante wird bestimmt, indem der Absorptionsfaktor mit der gesamten Oberfläche im Raum ins Verhältnis gesetzt wird.

$$K = \frac{A \cdot \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}}$$

A = Gesamtraumfläche [m²]

3.9.6 Beziehung zwischen Schalleistung und Schalldruckpegel

Wird Schall von einer Schallquelle in einem Raum ohne reflektierende Oberflächen ausgestrahlt, breitet sich dieser in alle Richtungen gleichmäßig aus. Die Schallintensität ist daher an allen Punkten mit derselben Entfernung zur Schallquelle gleich. Diese Punkte bilden eine Kugel mit der Schallquelle als Mittelpunkt.

Daraus kann abgeleitet werden, dass der Schalldruck um 6 dB fällt, wenn sich die Entfernung zur Schallquelle verdoppelt hat. Jedoch kann diese Regel in einem Raum mit festen, reflektierenden Wänden nicht angewandt werden. Hier müssen die Einflüsse der Schallreflexionen durch die Wände berücksichtigt werden. Führt man einen Richtungs- faktor ein, lautet die Formel:

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{Q}{4\pi r^2}$$

L_p = Schalldruckpegel [dB]

L_w = Schalleistungspegel [dB]

Q = Richtungs faktor [m²]

r = Entfernung zur Schallquelle

Für den Richtungs faktor Q existieren folgende empirisch ermittelte Werte (bei anderen Positionen der Schallquelle muss Q geschätzt werden):

| | |
|-------|---|
| Q = 1 | wenn sich die Schallquelle in der Mitte von einem großen Raum befindet |
| Q = 2 | wenn sich die Schallquelle auf einem harten, reflektierenden Boden und in der Nähe des Raummittelpunktes befindet |
| Q = 4 | wenn sich die Schallquelle dicht bei einer Wand befindet |
| Q = 8 | wenn sich die Schallquelle in einer Ecke befindet |

Befindet sich die Schallquelle in einem Raum, dessen Wände nicht den gesamten

Schall absorbieren, wird der Schalldruckpegel durch Reflexionen vergrößert. Die Stärke ist umgekehrt proportional zur Raumkonstante:

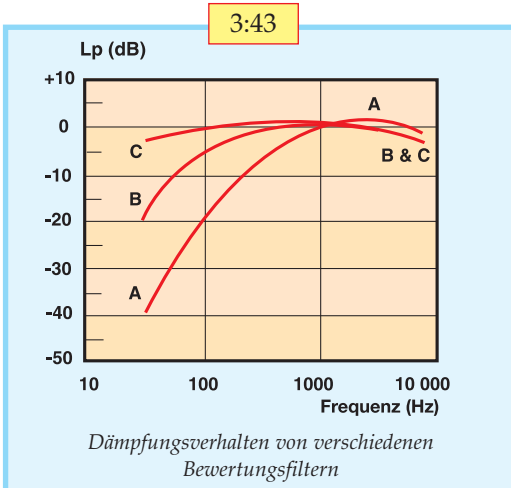
$$L_p = L_w + 10 \log \left[\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{K} \right]$$

Diese Formel drückt aus, dass sich in der Nähe der Schallquelle der Schalldruckpegel bei einer Verdoppelung der Entfernung um 6 dB verringert. Bei größeren Entfernungen von der Schallquelle nehmen die Einflüsse der Reflexionen stark zu, so dass der Schalldruckpegel bei steigender Entfernung kaum noch abnimmt.

Eine Maschine, die Schallwellen über ihren Körper oder Rahmen überträgt, kann nur dann als punktförmige Schallquelle betrachtet werden, wenn sich der Zuhörer oder die Messeinrichtung in einer Entfernung befindet, die 2- bis 3-mal so groß ist wie die größte Abmessung der Maschine.

3.9.7 Schallmessung

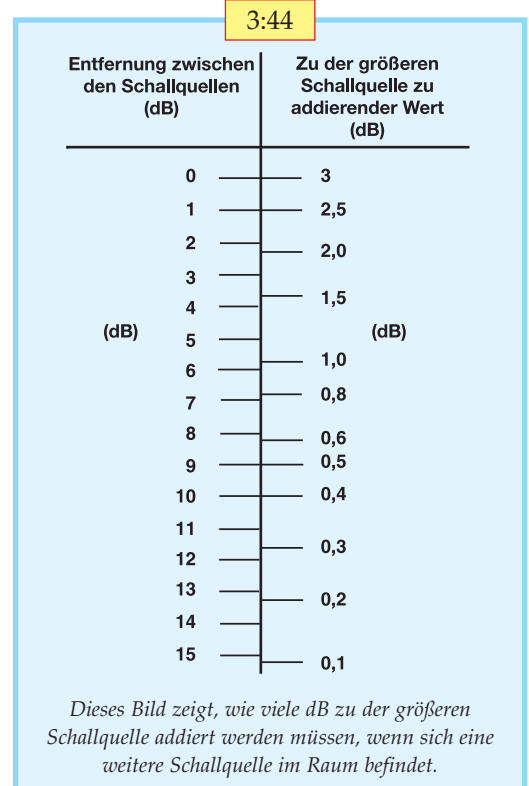
Das menschliche Ohr empfindet Schall mit verschiedenen Frequenzen unterschiedlich stark. Schall mit niedrigen oder hohen Frequenzen muss stärker sein als Schall mit einer Frequenz zwischen 1000 und 2000 Hz, um als gleich stark empfunden zu werden.



Es werden daher verschiedene Filter benutzt, um die hohen und niedrigen Frequenzen der gemessenen Schallwerte an die Hörfähigkeiten des menschlichen Ohres anzupassen. Bei Schallmessungen wird meistens der A-Filter verwendet. Der Schallwert wird dann in dB (A) angegeben.

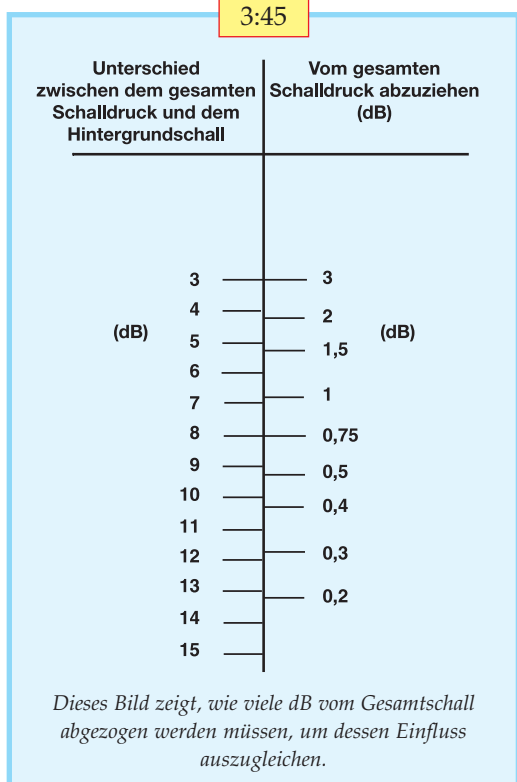
3.9.8 Zusammenwirken mehrerer Schallquellen

Bei mehreren Schallquellen in einem Raum nimmt der Schalldruck zu. Da der Schalldruckpegel jedoch logarithmisch angegeben wird, können die Werte nicht einfach addiert werden.



Wenn mehr als zwei Schallquellen vorhanden sind, startet man mit zwei Schallquellen und addiert das errechnete Ergebnis zur Dritten. Als Faustregel kann festgehalten werden, dass eine Addition zweier gleich großer Schallquellen eine Zunahme des

Schalldruckpegels um 3 dB nach sich zieht. Bei einer Addition von zehn Quellen steigt der Pegel um 10 dB.



Der Hintergrundschall ist schwierig zu berücksichtigen und wird meist wie eine eigene Schallquelle behandelt. Um dessen Einflüsse auszugleichen und um so den reinen Schallpegel der Maschinen zu bekommen, wird er von den gemessenen Werten abgezogen.

3.9.9 Schallreduzierung

Es existieren insgesamt fünf verschiedene Möglichkeiten, um Schall zu reduzieren. Schallisolation, Schallabsorption, Isolation von Vibrationen, Dämpfung der Vibrationen und Dämpfung der Schallquelle.

Eine Schallisolation bedeutet die Errichtung einer Barriere zwischen Schallquelle und Zuhörer. In Abhängigkeit von der Dicke der Barriere und deren Eigenschaften kann

immer nur ein Teil des Schalls isoliert werden. Eine dickere Isolation ist dabei immer effektiver als eine dünne.

Um Schall zu absorbieren, muss leichtes, poröses Material um die Schallquelle herum angeordnet werden. Dichtere Materialien sind dabei effektiver als leichtere. Diese Materialien weisen meist eine Dichte zwischen 30 kg/m³ (Schaumstoff) und 150 kg/m³ (Steinwolle) auf.

Schwingungsdämpfer werden eingesetzt, um die Übertragung von Schwingungen von einem Bauteil auf ein anderes zu verhindern. Ein Problem ist meistens die Übertragung von Schwingungen von der Maschine auf die Umgebung oder in den Boden. Stahlfedern, Kork, Plastik oder Gummi sind einige Materialien, die für die Vibrationsisolation benutzt werden. Die Auswahl des richtigen Materials und die Dimensionierung hängen von der Vibrationsfrequenz und von Maschineneigenschaften, wie dem Gewicht oder der Schwerpunktlage, ab.

Vibrationsdämpfung bedeutet, eine Maschine auf eine dämpfende Oberfläche mit einer hohen Hysterese zu stellen. Wenn die Dämpfung ausreichend ist, können so effektiv Vibrationen gedämpft werden. Oft beginnt eine Maschine mit Vibrationsdämpfung jedoch selbst, zusätzlichen Schall abzustrahlen. Die Dämpfung einer Schallquelle führt daher meist nur zu geringen Ergebnissen, bei allerdings niedrigen Kosten. Während eine Schalldämpfung den Schalldruckpegel um nicht mehr als max. 5 dB (A) senken kann, führt eine Schallisolation oft zu einer Reduzierung um bis zu 15 dB (A).

3.9.10 Schall bei Kompressorinstallationen

Der Schallpegel eines Kompressors wird auf freiem Feld gemessen. Wird dieser Kompressor in einem Raum installiert, beeinflussen

die Raumeigenschaften den Schallpegel. Sowohl die Größe des Raumes, die Materialien der Wände und Decken und eventuell noch weitere vorhandene Gegenstände können bedeutende Auswirkungen auf den Schall im Raum haben.

Weiterhin können der Aufstellungsort und die Installation mit den angeschlossenen Rohrleitungen den Schallpegel negativ beeinflussen. Oft ist der von den Druckluftleitungen abgestrahlte Schall viel schwieriger zu dämpfen als der vom Kompressor selbst freigesetzte Schall. Dabei werden die Rohrleitungen durch mechanisch eingeleitete Vibrationen, in Kombination mit Schwingungen in der Druckluft, so angeregt, dass Schall erzeugt wird. Daher ist es wichtig, die Kompressoren nur mit Kompensatoren an das Druckluftnetz anzuschließen, um eine Schwingungsübertragung zu verhindern. Eventuell müssen aber Teile des Druckluftnetzes zusätzlich isoliert werden.

3.10 Normen, Gesetze und Vorschriften

3.10.1 Allgemein

Wie in vielen anderen Bereichen auch müssen bei der Druckluft Regeln und Vorschriften eingehalten werden. Dies können sowohl nationale oder internationale Gesetze sein als auch Empfehlungen, die von Organisationen ausgesprochen werden. Unter Umständen können diese Empfehlungen sogar bindend sein, wenn sie in gültiges Recht umgesetzt werden.

Fragen der Sicherheit und des Eigentums werden meistens durch Gesetze festgelegt, während Normen den Umgang mit Spezifikationen, die Qualitätssicherung, die Messmethoden und die Zeichnungserstellung beschreiben.

3.10.2 Normen

Normen werden in vielen Fällen vom Gesetzgeber festgelegt, um eine gemeinsame technische Basis und damit auch eine Sicherheit für den Betrieb von Maschinen zu definieren. Folgt man den detaillierten Vorschriften, die diese Normen bezüglich Auslegung, Ausstattung und Maschinentests festlegen, kann man davon ausgehen, den Anforderungen des Gesetzgebers genüge getan zu haben. Normen nützen sowohl den Herstellern als auch den Betreibern von Maschinen. Sie erleichtern die Austauschbarkeit von Komponenten unterschiedlicher Hersteller und erlauben den direkten Vergleich von Maschinen bei identischen Bedingungen.

Normen werden sowohl von nationalen als auch von europäischen und internationalen Behörden entwickelt und festgelegt. Europäische und internationale Normen müssen nach einer Übergangszeit in nationales Recht umgesetzt werden.

Internationale Normen werden von der ISO (International Organization for Standardization) mit Sitz in Genf festgelegt.

Neben den offiziellen Normen werden Regelwerke auch von Organisationen wie der PNEUROP herausgegeben. Zur PNEUROP gehören alle europäischen Anbieter aus der Druckluftbranche. Beispiele für solche Regelwerke sind Empfehlungen zur Messung von Kompressorvolumenströmen und des Restölgehaltes in der Druckluft. Diese Regeln sind keine Vorschriften, geben aber Empfehlungen für die Zeit, bis eine offizielle Norm erlassen worden ist.

Kapitel 4

Wirtschaftlichkeit



4.1 Wirtschaftlichkeit

4.1.1

Kosten der Druckluftherzeugung

4.1.1.1 Allgemein

Nahezu jede stationäre Druckluftanlage in der Industrie verwendet Elektrizität als Antriebsenergie für Kompressoren. Bei sehr vielen Anlagen existieren bedeutende und meistens ungenutzte Energieeinsparpotenziale in Form einer Wärmerückgewinnung, einer Verringerung des Druckes, einer Leckageverringerng oder durch Einsatz eines intelligenten Steuer- und Regelsystems.

Es zahlt sich meistens aus, bei der Planung einer Anlage so weit wie möglich in die Zukunft zu blicken, um neue Situationen und kommende Anforderungen an die Druckluftanlage bereits mit einplanen zu können. Typische Beispiele dafür sind verschärfte Umweltschutzbestimmungen, Energiesenkungsprogramme, erhöhte Qualitätsanforderungen oder eine Erweiterung der Produktion.

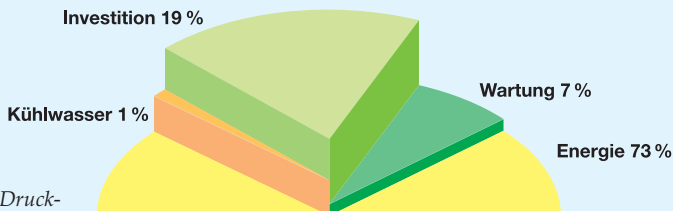
Die Kostenoptimierung von Druckluftanlagen ist vor allem bei großen Installatio-

nen in stark druckluftabhängigen Industriezweigen sehr lohnend. Auf Änderungen in der Produktion muss auch die Druckluftanlage entsprechend reagieren können. Es ist wichtig, dass die Druckluftversorgung sowohl den aktuellen Druckluftbedarf als auch den zukünftigen bereits so gut wie möglich decken kann. Die Erfahrung hat gezeigt, dass eine intensive und umfangreiche Analyse der Bedarfssituation meistens zu einer verbesserten Wirtschaftlichkeit der Gesamtanlage führt.

Der Energiebedarf ist der für die Gesamtkosten einer Druckluftanlage entscheidende Faktor. Es ist daher wichtig, die Druckluftanlage so auszulegen, dass sowohl alle Anforderungen an den Volumenstrom und die Druckluftqualität erfüllt werden als auch die eingesetzte Energie so wirtschaftlich wie möglich verwendet wird. Selbst wenn durch den Kauf von Kompressoren und anderen Komponenten eventuell zusätzliche Kosten entstehen, um diese Forderung zu erfüllen, erweisen sich diese im Laufe der Zeit meist als nützliche Investitionen.

Da der Energieverbrauch oft bis zu 80 % der Gesamtkosten einer Druckluftanlage ausmacht, sollte besonders die Steuerung sorgfältig ausgesucht werden. Die Unterschiede zwischen den Steuerungen überwiegen meist

4:1



Aufteilung der Druckluftkosten. Die Anteile können in Abhängigkeit von den Betriebsstunden pro Jahr, dem Kompressortyp oder dem Kühlsystem variieren.

deutlich gegenüber den Unterschieden zwischen den verschiedenen Kompressortypen.

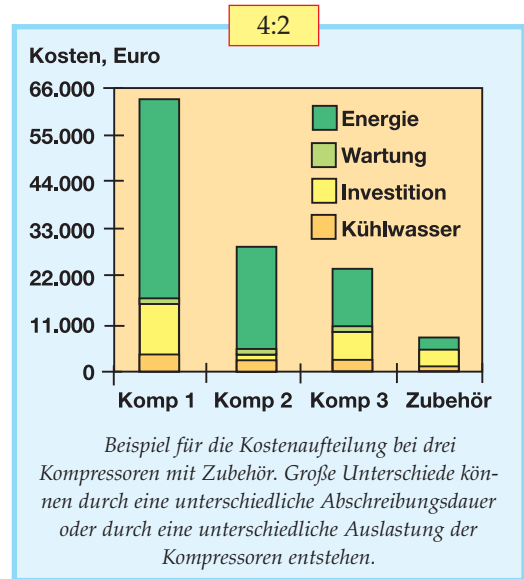
Eine optimale Situation liegt dann vor, wenn der gesamte Volumenstrom des Kompressors gerade den Druckluftbedarf decken kann. Dies ist eine Situation, die bei Anwendungen in der Prozessindustrie zwar vorkommen kann, jedoch im normalen Alltag fast nie auftritt. Die meisten Kompressoren besitzen daher ihr eigenes Steuer- und Regelsystem. Eine bedarfsabhängige, gemeinsame Steuerung für alle Kompressoren in einer Druckluftanlage erhöht meistens deutlich deren Wirtschaftlichkeit.

Die Drehzahlregelung von Kompressoren gewinnt in letzter Zeit immer mehr an Bedeutung, da dadurch nur die Energie verbraucht wird, die für die Erzeugung des aktuellen Druckluftbedarfes benötigt wird.

Wenn nachts oder an den Wochenenden nur ein geringer Druckluftbedarf besteht, kann es sinnvoll sein, diesen mit einem eigenen kleinen Kompressor zu erzeugen. Benötigt man für einen einzelnen Verbraucher einen höheren Druck, sollte man prüfen, ob der Netzdruck insgesamt erhöht werden muss oder ob eventuell ein kleiner Teil des Netzes vom Hauptteil getrennt und von einem eigenen Kompressor versorgt werden kann. Das Aufteilen des Druckluftnetzes in mehrere Teile kann auch sinnvoll sein, um Leckagen an Wochenenden zu reduzieren oder um die Verteilung der Druckluft besser kontrollieren zu können.

4.1.1.2 Aufteilung der Kosten

Die Investitionskosten bestehen aus den Einkaufspreisen und den Kosten für die Errichtung des Kompressorraumes und des Druckluftnetzes. Der Anteil der Investitionen an den Gesamtkosten der Anlage wird durch die geforderte Druckluftqualität, den Amorti-



sationszeitraum und den aktuellen Zinssatz beeinflusst. Der Anteil der Energiekosten wird durch die Betriebsstunden pro Jahr, den Ausnutzungsgrad und den Energiepreis bestimmt. Einige Komponenten, wie zum Beispiel eine Wärmerückgewinnung, führen sofort nach deren Inbetriebnahme zu reduzierten Betriebskosten.

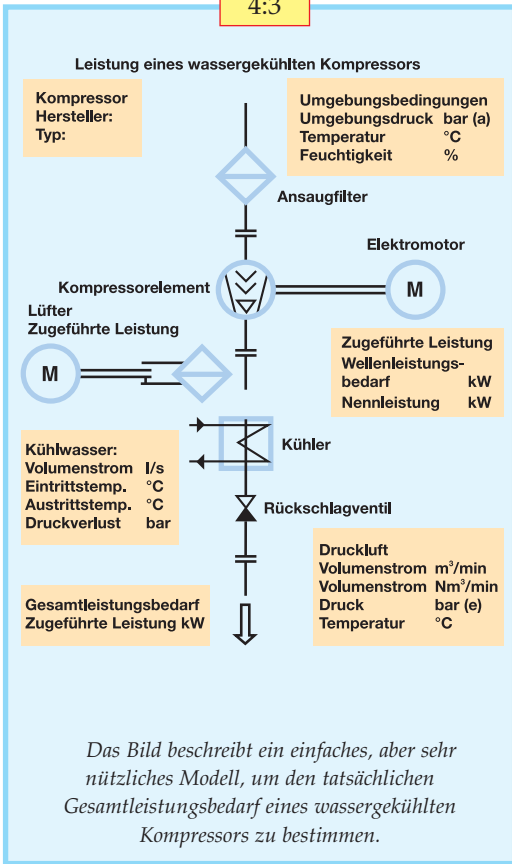
4.2 Möglichkeiten zur Kosteneinsparung

4.2.1 Leistungsbedarf

Bei der Kostenberechnung ist es wichtig, den Gesamtleistungsbedarf des Kompressors an der Klemme zu verwenden. Alle zum Kompressor gehörenden Stromverbraucher, wie Pumpen oder Lüfter, sind hier bereits berücksichtigt.

Um verschiedene Kompressoren miteinander vergleichen zu können, muss besonders darauf geachtet werden, dass deren technische Daten vergleichbar sind. Daher sollte man sich vor einem Vergleich immer davon überzeugen, ob die Daten gemäß einer

4:3



internationalen Norm, wie zum Beispiel der ISO 1217 Anhang 3, gemessen und ermittelt wurden.

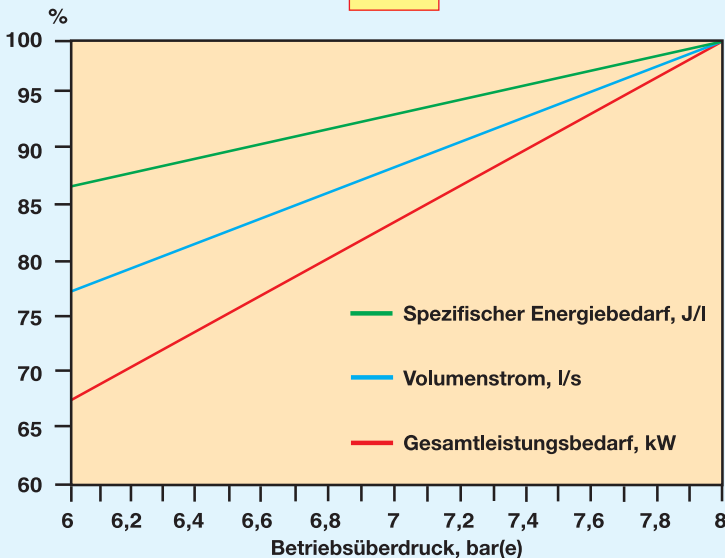
4.2.2 Der Betriebsüberdruck

Der Betriebsüberdruck beeinflusst stark den Energiebedarf. Ein höherer Druck führt zu einem höheren Energiebedarf. Erhöht man den Druck am Kompressor, um zum Beispiel Druckverluste auszugleichen, verschlechtert dies die Wirtschaftlichkeit der Druckluftanlage.

Trotzdem wird dies oft gemacht, um den Druckverlust von zu kleinen Rohrleitungen oder von verschmutzten Filtern auszugleichen. Eine Erhöhung des Druckes um 1 bar lässt den Energiebedarf um 6 bis 8 % steigen. Bei einer Druckluftanlage mit mehreren Filtern, die alle schon eine längere Zeit in Betrieb sind, kann der Gesamtdruckverlust der Filter deutlich über 1 bar liegen.

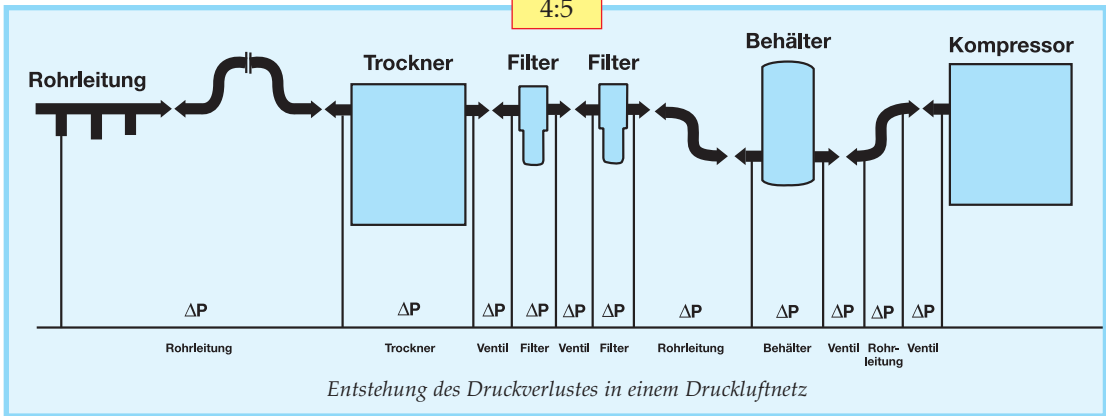
Bei vielen Druckluftanlagen ist es nicht möglich, den Druck einfach stark zu senken.

4:4



Zusammenhang zwischen Druck und Leistungsbedarf. Bei einem Kompressor mit 15 m³/min führt eine Reduzierung des Druckes von 7 auf 6 bar zu einer Verringerung des Leistungsbedarfes von 91 auf 85 kW. Bei 4000 Betriebsstunden pro Jahr werden 24.000 kWh eingespart.

4:5



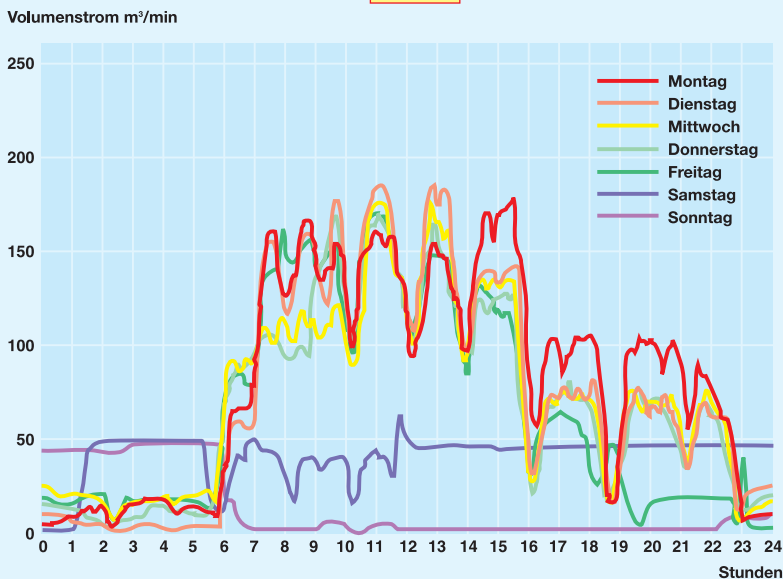
Jedoch ermöglicht meist schon der Einsatz moderner Regel- und Steuersysteme eine Druckabsenkung um 0,5 bar. Dies führt zu einer Reduzierung der Leistungsaufnahme von 3 bis 4 %. Dies mag auf den ersten Blick recht unbedeutend erscheinen, berücksichtigt man jedoch die vielen Betriebsstunden und den hohen Anteil der Energiekosten an den Gesamtkosten, entstehen so schnell hohe Einsparsummen.

4.2.3 Druckluftverbrauch

Durch Analyse des Druckluftverbrauches können oft Möglichkeiten gefunden werden, die Druckluftanlage gleichmäßiger auszulasten. Gelingt es, unnötige Druckluftverbrauchsspitzen zu vermeiden, können die Betriebskosten verringert werden.

Der Verschwendung von Druckluft durch Leckagen, durch verschlissene Druckluftwerkzeuge und durch einen unsachge-

4:6



Das Bild zeigt den Druckluftverbrauch für jeden Wochentag. Der Verbrauch ist während der Nacht gering, steigt während der Arbeitszeit am Tage stark an, sinkt bei Arbeitspausen und ist am Wochenende konstant (Leckagen oder Produktion).





mäßigen Einsatz sollte besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden, da hier meistens hohe Einsparmöglichkeiten liegen.

Durch Einbau von Ventilen lässt sich jedes Druckluftnetz leicht in verschiedene Bereiche unterteilen. Dies ermöglicht es, bestimmte Bereiche ohne Druckluftverbrauch kurz- oder auch längerfristig vom übrigen Netz zu trennen und so die Leckageverluste zu reduzieren. Jede Druckluftanlage hat Leckagen. Durchschnittlich liegen diese bei 10 bis 15 % der erzeugten Druckluftmenge, manchmal aber auch erheblich darüber. Da

diese Verluste unwiederbringlich verloren sind, sollte man immer versuchen, Leckagestellen zu finden und abzudichten. Die über Leckagen verlorene Druckluftmenge ist zum Betriebsüberdruck direkt proportional. Neben der Abdichtung der Leckagestelle stellt daher auch die Absenkung des Druckes, zum Beispiel über Nacht, eine Methode dar, um Leckagen zu vermindern.

Eine Absenkung des Druckes um 0,3 bar verringert die Leckagen um 4 %. Bei einer Druckluftanlage mit 100 m³/min und 12 % Leckagen entspricht eine solche Senkung des Druckes einer Energieeinsparung von ungefähr 3 kW. Zusätzlich verringert eine Druckabsenkung auch den Druckluftverbrauch von Maschinen und von Druckluftwerkzeugen.

4:7

| Lochdurchmesser | | Leckagemenge bei 7 bar Betriebsüberdruck | | zusätzlicher Leistungsbedarf des Kompressors |
|--|----|--|--|--|
| Größe | mm | l/s | | kW |
|  | 1 | 1,2 | | 0,4 |
|  | 3 | 11,1 | | 4,0 |
|  | 5 | 31 | | 10,8 |
|  | 10 | 124 | | 43 |

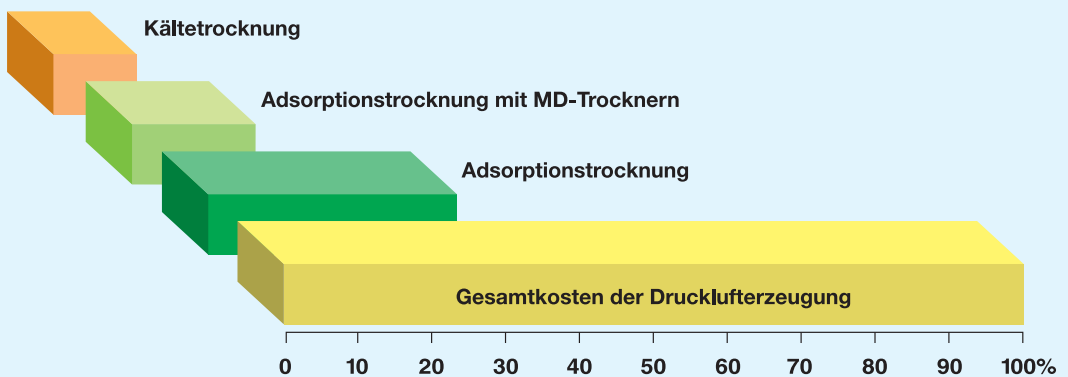
Verhältnis zwischen der Leckagemenge und dem dafür am Kompressor zusätzlich entstehenden Leistungsbedarf für verschiedene Lochgrößen bei einem Betriebsüberdruck von 7 bar.

4.2.4 Regelmethode

Ein modernes und zentrales Leitsystem steuert die Kompressoren selbst bei den unterschiedlichsten Betriebszuständen optimal und erhöht gleichzeitig die Sicherheit und die Zuverlässigkeit der Anlage.

Durch Einsatz der richtigen Regelung gelingt es, den Leistungsbedarf durch Senkung des Druckes zu reduzieren und gleichzeitig die Auslastung jedes Kompressors in

4:8



der Anlage zu optimieren. Gleichzeitig wird die Verfügbarkeit der Kompressoren erhöht und das Risiko eines Ausfalles verringert. Ein zentrales Leitsystem ermöglicht es auch, den Betriebsdruck automatisch und zeitgesteuert zu bestimmten Zeiten abzusenken.

Da der Druckluftverbrauch in den seltensten Fällen konstant ist, sollte eine Druckluftanlage durch Auswahl verschiedener Kompressorgrößen oder durch Einsatz von drehzahlgeregelten Kompressoren so flexibel wie möglich gemacht werden, um auf einen wechselnden Bedarf reagieren zu können. Besonders Schraubenkompressoren eignen sich dafür, mit einer Drehzahlregelung ausgestattet zu werden, da deren Volumenstrom und Leistungsbedarf direkt proportional zu der Drehzahl sind.

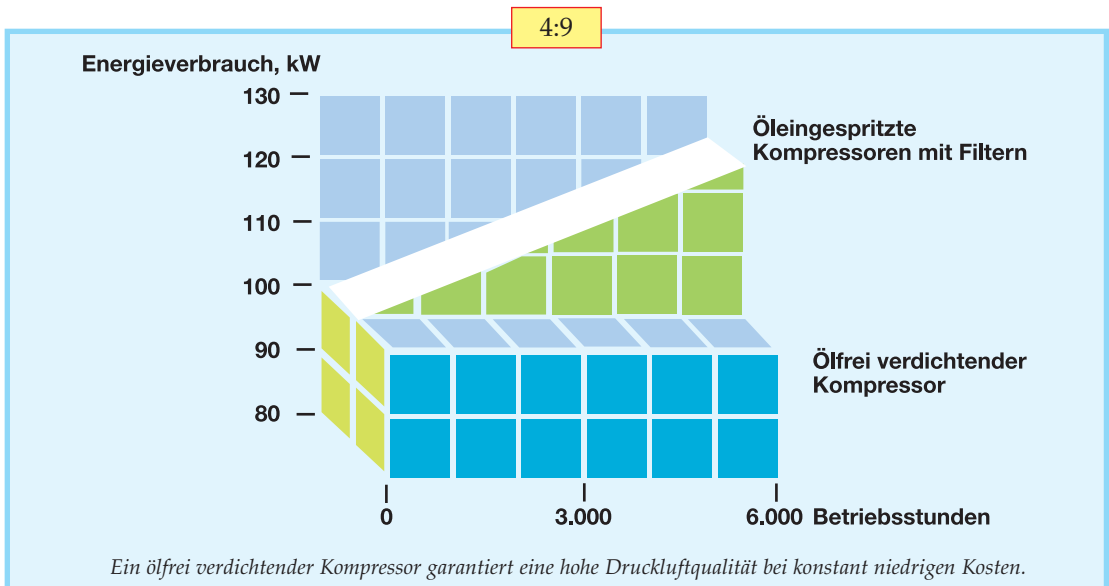
4.2.5 Druckluftqualität

Eine gute Druckluftqualität reduziert den Wartungsbedarf und erhöht die Zuverlässigkeit der Druckluftanlage, der Instrumente und der Regeleinrichtungen. Gleichzeitig wird der Verschleiß der mit der Druckluft betriebenen Werkzeuge verringert.

Ein für aufbereitete Druckluft ausgelegtes Druckluftnetz ist einfacher und kostengünstiger, da das Netz nicht mit Wasserabscheidern und 180°-Anschlussbögen ausgestattet werden muss. Ein aufwendiger Korrosionsschutz der Rohrleitungen kann, ebenso wie zusätzliche Kondensatleitungen, entfallen. Insgesamt sind die Installations- und Wartungskosten so deutlich geringer als bei einem herkömmlichen Druckluftnetz. Am einfachsten kann die Druckluft durch die Installation eines zentralen Drucklufttrockners direkt hinter dem Kompressor getrocknet werden. Eine dezentrale Druckluftaufbereitung durch die Installation mehrerer Trockner am Ort des Druckluftverbrauches setzt das Druckluftnetz ungeschützt der Feuchtigkeit aus, erhöht die Installationskosten und erschwert die Wartung.

Die bei der Installation des Druckluftnetzes eingesparten Kosten decken meistens die Beschaffung der Druckluftaufbereitungskomponenten ab. Selbst bei bereits bestehenden Anlagen ist der nachträgliche Einbau von Trocknern und Filter lohnend.

Ölfrei verdichtende Kompressoren benötigen keinen Ölabscheider und kein Öl-



Wasser-Trennsystem für die Aufbereitung des Kondensates. Da auch keine Filter zur Entfernung des Öls aus der Luft benötigt werden, entstehen später auch keine Kosten für den Austausch der Filterelemente. Da die durch Filter entstehenden Druckverluste auch nicht mehr durch einen höheren Betriebsdruck ausgeglichen werden müssen, kann das Druckluftnetz mit einem niedrigeren Betriebsüberdruck betrieben werden. Dies führt insgesamt zu deutlich niedrigeren Energiekosten.

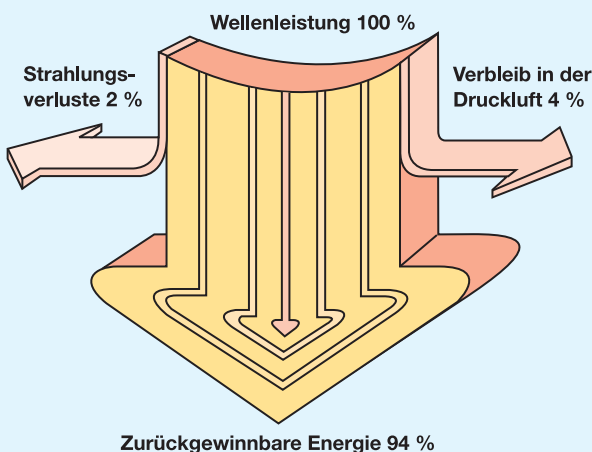
4.2.6 Wärmerückgewinnung

Falls in einem Betrieb Elektrizität, Gas oder Öl zum Beheizen der Betriebsgebäude oder in einem Produktionsprozess eingesetzt werden, sollte man auf jeden Fall prüfen, ob diese Energie nicht teilweise oder sogar komplett durch eine Wärmerückgewinnung bei den Kompressoren ersetzt werden kann. Die

entscheidenden Faktoren dafür sind die Energiekosten in EUR/kWh, der Auslastungsgrad der Kompressorenstation und die Höhe der für die Wärmerückgewinnung aufzubringenden Investitionskosten. Eine gut geplante Investition in eine Wärmerückgewinnung macht sich jedoch meistens spätestens nach 1 bis 3 Jahren bezahlt. Über 90 % der den Kompressoren zugeführten Energiemenge kann in Form von Wärme zurückgewonnen werden. Das dabei erreichbare Temperaturniveau bestimmt die Einsatzmöglichkeiten und damit auch den „Wert“ einer solchen Wärmerückgewinnung.

Die effizienteste Wärmerückgewinnung lässt sich bei wassergekühlten Anlagen realisieren, wenn der Kühlwasserkreislauf direkt an einen Heißwasserkreislauf angeschlossen werden kann. Die Energie kann dann während des ganzen Jahres genutzt werden.

4:10



Zurückgewinnbare Energiemenge:

$$W = ([K_1 \cdot Q_1] + [K_2 \cdot Q_2]) \cdot T_R$$

$$\text{Einsparungen/Jahr: } W \cdot e_p / \eta$$

$$\text{Eingesparte Ölmenge m}^3/\text{Jahr: } W / 6800 \cdot \eta$$

W = Zurückgewinnbare Energie (kWh/Jahr)

T_R = Stunden pro Jahr, während denen die Wärme aus der Wärmerückgewinnung benötigt wird (Stunden/Jahr)

K_1 = Anteil an T_R mit belasteten Kompressoren

K_2 = Anteil an T_R mit entlasteten Kompressoren

Q_1 = Verfügbare Leistung im Kühlmedium bei belasteten Kompressoren

Q_2 = Verfügbare Leistung im Kühlmedium bei entlasteten Kompressoren

e_p = Energiekosten

η = Wirkungsgrad des normalen Wärmeerzeugers

Wenn ein Kompressor Druckluft erzeugt, wird gleichzeitig die zugeführte Energie in Wärme umgewandelt und in das Kühlmedium, Wasser oder Luft, übertragen. Nur ein kleiner Anteil verbleibt in der Druckluft oder wird als Wärmestrahlung an die Umgebung abgegeben. Ein luftgekühlter Kompressor erlaubt nur eine einfache Wärmerückgewinnung, während ein wassergekühlter Kompressor bessere Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung bietet.

Wenn lange Entfernungen bis zum Verbraucher zu überbrücken sind oder nur ein geringer und schwankender Energiebedarf vorhanden ist, kann es unter Umständen interessant sein, nach Möglichkeiten zu suchen, die zurückgewonnene Energie an andere zu verkaufen.

4.2.7 Wartung

Wie jede andere Einrichtung benötigt auch eine Druckluftanlage ein gewisses Maß an Wartung.

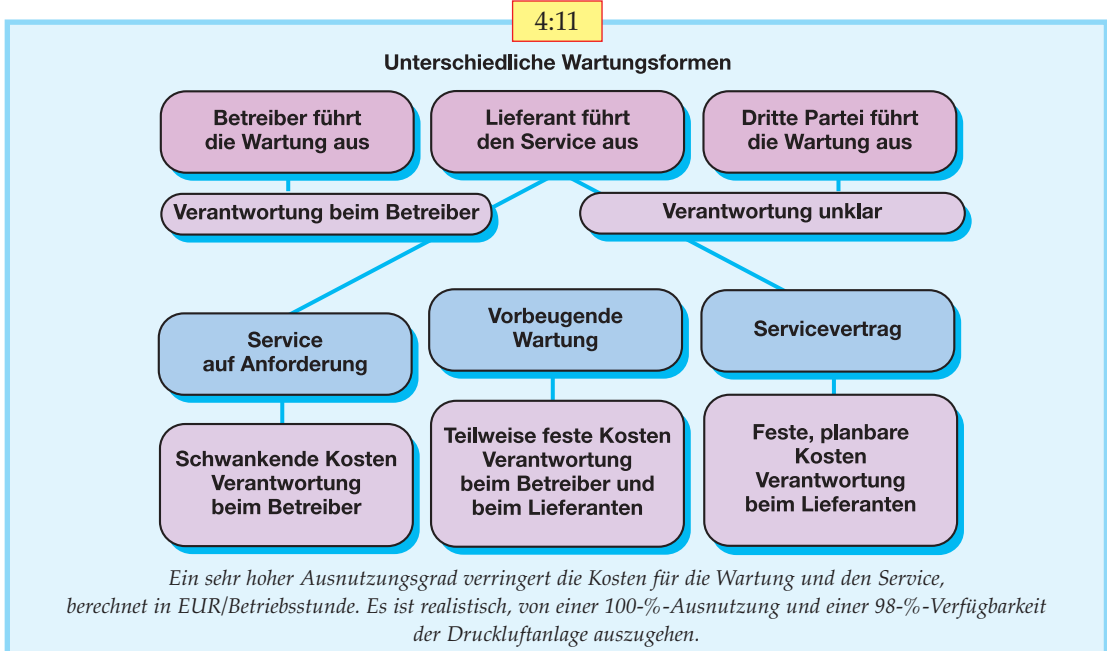
Jedoch fallen die Wartungskosten im Vergleich mit den anderen Kosten gering aus. Trotzdem lassen sie sich durch eine sorgfältige Planung der Wartungseinsätze reduzieren. Wie intensiv diese Wartung ausfallen sollte, hängt von den Anforderungen an die Zuverlässigkeit der Druckluftversorgung ab.

Die Wartungskosten machen zwar nur den kleinsten Teil der gesamten Kosten für die Druckluft aus, werden aber durch eine gute Planung des Druckluftnetzes und durch eine sorgfältige Auswahl der Kompressoren und Trockner positiv beeinflusst.

Eine permanente Überwachung der Kompressoranlage, eventuell sogar aus der Ferne oder über das Internet, ermöglicht es, nur die tatsächlich erforderlichen Wartungsarbeiten durchführen zu müssen. Gleichzeitig werden Schäden schneller erkannt, und es können umgehend Maßnahmen eingeleitet werden. Insgesamt werden die Wartungskosten von folgenden Punkten beeinflusst:

- **Kompressortypen**
- **Druckluftzubehör (Trockner, Zubehör, Steuer- und Regeleinrichtung)**
- **Betriebszustand**
- **Installationsbedingungen**
- **Umgebungsbedingungen**
- **Wartungsplanung**
- **Geforderte Zuverlässigkeit**
- **Wärmerückgewinnungs-/Kühlwassersystem**
- **Ausnutzungsgrad**

Die jährlichen Wartungskosten liegen bei ca. 5 bis 10 % der Gesamtinvestitionssumme.



4.2.7.1 Wartungsplanung

Eine gute Planung der Wartung verringert die Kosten und erhöht die Lebensdauer der Kompressoren und Aufbereitungskomponenten. Gleichzeitig verringern sich die Ausfälle der Anlage und damit auch die Stillstände in der Produktion.

Die Verwendung von elektronischen Diagnosesystemen ermöglicht es, die Kompressoren besser zu überwachen und einzelne Bauteile nur dann auszutauschen, wenn dies auch erforderlich ist.

Meistens können die Bauteile so rechtzeitig ausgewechselt werden, dass keine Schäden an den Kompressoren entstehen und unnötige Stillstandszeiten vermieden werden.

Nur der Einsatz des Servicepersonals des Herstellers und die Verwendung von Originalersatzteilen ermöglichen es, die Maschinen auf einem hohen technischen Niveau zu halten und gleichzeitig an den Weiterentwicklungen der Kompressorentchnik teilzunehmen. Nur speziell ausgebildete Servicetechniker kennen den letzten Stand der Betriebsvorschriften und können das Servicepersonal des Betreibers entsprechend ausbilden. Da keine Fernüberwachung den täglichen Gang zum Kompressorraum ersetzen kann, sollte jeder Betreiber eigenes Personal für die Wartung und Überwachung der Anlage mit einplanen.

4.2.7.2 Zusatzausstattung

Es ist einfach, eine Druckluftanlage mit zusätzlichen Komponenten auszustatten, um die Druckluftqualität zu verbessern oder um die Anlage besser zu überwachen. Jedoch benötigen auch diese Teile eine Wartung und erhöhen so die Betriebskosten, zum Beispiel durch den Austausch von Filterelementen,

durch den Ersatz von Trockenmittel oder durch die Kosten für die ergänzende Ausbildung des Servicepersonals.

Zusätzlich können weitere Wartungskosten beim Druckluftnetz oder bei den Druckluftverbrauchern entstehen. All diese Kosten müssen bei der Kalkulation berücksichtigt werden und tragen daher mit zu der Entscheidung über eine Investition bei.

4.3 Andere wirtschaftliche Faktoren

4.3.1 Allgemein

Mit Hilfe einer Lebensdaueranalyse kann ein Produkt, ein Material oder eine Dienstleistung auf systematischem Wege beschrieben und analysiert werden. Diese Analyse berücksichtigt alle Aspekte des Produktlebens und beginnt bei der Auswahl des Materials für die Produktion und endet bei dessen Entsorgung.

Diese Analyse wird oft bei Produkten mit einem ähnlichen Aufgabenbereich eingesetzt, um verschiedene Alternativen miteinander zu vergleichen. Die Ergebnisse werden verwendet, um Richtlinien für die Produktion oder für das Design vorzugeben. Eine Lebensdaueranalyse kann auch bei der Kommunikation mit Lieferanten, Kunden und Behörden eingesetzt werden, um die Produkteigenschaften zu beschreiben.

Das Ergebnis einer Lebensdaueranalyse soll aber in erster Linie helfen, Entscheidungen treffen zu können, wie der Einfluss des Produktes auf die Umwelt so gering wie möglich gehalten werden kann. Eine Lebensdaueranalyse gibt aber nicht die Antwort auf jede Frage. Daher müssen andere Aspekte,

wie die notwendige Produktqualität und die zur Verfügung stehenden Technologien, besonders betrachtet werden, um ein umfassendes Hintergrundwissen zu besitzen.

4.3.2 Lebensdauerkosten

Eine Lebensdauerkostenanalyse wird mehr und mehr als ein Werkzeug verwendet, um die verschiedenen Möglichkeiten bei einer Investitionsentscheidung miteinander vergleichen zu können. In dieser Analyse sind sowohl alle Produktkosten als auch die Kapital-, Betriebs- und Wartungskosten enthalten.

Die Lebensdauerkostenanalyse kann sowohl bei der Planung einer neuen Anlage

als auch bei sich bereits im Betrieb befindenden Anlagen eingesetzt werden. Sie bildet die Grundlage, um die Anforderungen an einen Neubau oder an eine Erweiterung zu definieren. Jedoch sollte man nie vergessen, dass auch eine solche Analyse meist nur eine gute Abschätzung sein kann, da niemand die zukünftigen Kosten einer Anlage, die Entwicklung neuer Technologien, die Einführung neuer Gesetze und die Entwicklung der Energiepreise vorhersagen kann.

Um eine Lebensdauerkostenanalyse machen zu können, bedarf es eines umfangreichen Wissens und ausreichender Erfahrung im Bezug auf Druckluftanlagen. Um bestmögliche Ergebnisse zu erzielen, sollte

4:12

Berechnungsbeispiel für eine Druckluftanlage

| | | | | | | |
|---|------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|----------------|
| Eingangsdaten | | | | | | |
| Energiepreis | Euro/kWh | 0,05 | | | | |
| Zinssatz | % | 12 | | | | |
| Abschreibungsperiode | Jahre | 10 | | | | |
| Betriebsstunden | Std./Jahr | 6.000 | | | | |
| | | Kompr. 1 | Kompr. 2 | Kompr. 3 | Trockner | Gesamt |
| Jährlicher Verbrauch | | | | | | |
| Energie | MWh/Jahr | 1.200 | 555 | 406 | 133 | 2.294 |
| Wasser (Kreislaufsystem) | m³/Jahr | - | - | - | - | - |
| Betriebskosten für | | | | | | |
| Energie | Euro/Jahr | 60.000 | 27.750 | 20.300 | 6.650 | 114.700 |
| Wasser | Euro/Jahr | 650 | 440650 | 220 | 0 | 1.310 |
| Jährliche Kosten ohne Wärmerückgewinnung | Euro/Jahr | 83.750 | 42.290 | 21.940 | 12.650 | 160.630 |
| Betriebskosten | Euro/Jahr | 60.650 | 28.190 | 20.520 | 6.650 | 116.010 |
| Kapitalkosten | Euro | 18.200 | 10.800 | 220 | 4.800 | 34.020 |
| Wartungskosten | Euro/Jahr | 4.900 | 3.300 | 1.200 | 1.200 | 10.600 |
| Druckluftmenge, gesamt | Mm³/Jahr | 12,6 | 5,76 | 3,67 | - | 22,03 |
| Wärmerückgewinnung | | | | | | |
| Energiepreis (normale Energiequelle) | EUR/kWh | 0,05 | 0,05 | 0,05 | - | - |
| Betriebsdauer | Monate/Jahr | 10 | 10 | 8 | - | - |
| Wirkungsgrad | % | 94 | 94 | 94 | - | - |
| Zurückgewonnene Energiemenge | MWh/Jahr | 893 | 395 | 233 | - | 1.521 |
| Jährliche Kosten mit WRG | Euro/Jahr | 39.100 | 23.730 | 10.990 | 12.650 | 86.470 |
| Einsparung durch WRG | Euro/Jahr | 44.650 | 18.560 | 10.950 | - | 74.160 |
| Spezifische Druckluftkosten ohne Wärmerückgewinnung | Cent/m³ | 6,6 | 7,3 | 5,9 | 0,6 | 7,3 |
| Spezifische Druckluftkosten mit Wärmerückgewinnung | Cent/m³ | 3,1 | 4,1 | 3,0 | 0,6 | 3,9 |

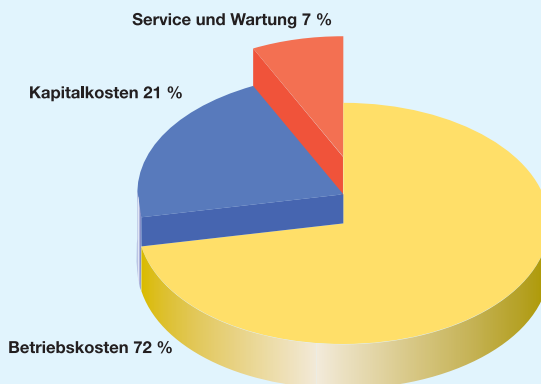
Die Werte sind gerundet.

diese Abschätzung vom Betreiber und Hersteller der Anlage zusammen vorgenommen werden. Besonders sollte untersucht werden, wie die unterschiedlichen Investitionsalternativen durch Qualitäts- und Sicherheitsfragen, durch spätere Erweiterungen, durch die erforderliche Wartung der Produktionsmaschinen und des Druckluftnetzes, durch die Umgebung, durch die Qualität des Endproduktes und durch eine Risikoabschätzung in Bezug auf Ausfälle der Druckluftversorgung beeinflusst werden. Ein Aspekt, der in diesem Zusammenhang nicht vergessen werden darf, betrifft den Gewinn. Durch eine Wärmerückgewinnung oder

durch die Verringerung der Ausschussrate kann dieser vergrößert werden.

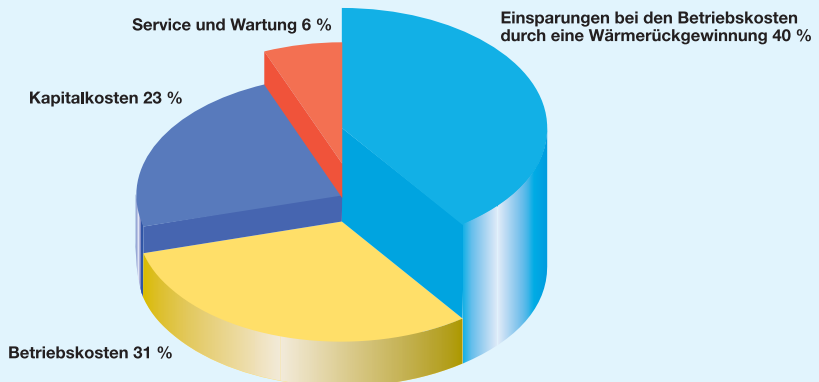
Je nachdem ob die Anlage am Ende des Berechnungszeitraumes noch im guten Zustand ist oder verschrottet werden muss, müssen die Kosten für Service und Wartung entweder als Betriebskosten oder als Kosten für den Werterhalt betrachtet werden. Dabei ist das Berechnungsmodell immer dem Kompressortyp anzupassen. Die unten abgebildeten Diagramme können dabei als Beispiele für Berechnungsmodelle für Druckluftanlagen mit und ohne Wärmerückgewinnung verwendet werden.

4:13



Aufteilung der Betriebskosten ohne Wärmerückgewinnung

4:14



Aufteilung der Betriebskosten mit Wärmerückgewinnung

Kapitel 5

Berechnungs- beispiele

5.1 Beispiel: Auslegung einer Kompressorstation

In diesem Kapitel wird anhand eines Beispiels gezeigt, wie eine normale Druckluftanlage ausgelegt werden kann. Dadurch soll demonstriert werden, wie die in den vorherigen Kapiteln erklärten Formeln und Verfahren in der Praxis angewendet werden. Das Beispiel basiert auf einem angenommenen Druckluftbedarf und legt nach und nach die einzelnen Komponenten einer Druckluftanlage aus. Am Ende des Beispiels wird dann noch zusätzlich erklärt, wie auf einige Sonderfälle eingegangen werden muss.

5.2 Daten

Bevor eine Auslegung starten kann, müssen immer zuerst der Druckluftbedarf und die Umgebungsbedingungen ermittelt werden. Des Weiteren muss man sich entscheiden, ob der Kompressor ölgeschmiert oder ölfrei arbeiten und ob die Anlage mit Luft oder mit Wasser gekühlt werden soll.

5.2.1 Druckluftbedarf

Für das Beispiel wird von insgesamt 3 Druckluftverbrauchern mit folgenden Betriebsdaten ausgegangen:

| Verbraucher | Luftbedarf | Betriebsdruck | Taupunkt |
|-------------|-------------------------|---------------|----------|
| 1 | 12 Nm ³ /min | 6 bar (e) | +5 °C |
| 2 | 67 l/s | 7 bar (a) | +10 °C |
| 3 | 95 l/s | 4 bar (e) | +5 °C |

5.2.2 Umgebungsbedingungen

Durchschnittliche Umgebungstemperatur: 20 °C

Maximale Umgebungstemperatur: 30 °C

Umgebungsdruck: 1 bar (a)

Relative Feuchtigkeit: 60 %

5.2.3 Verschiedenes

Die Anlage soll mit einem öleingespritzten Kompressor ausgestattet und mit Luft gekühlt werden.

5.3 Komponentenauswahl

Es ist meistens eine gute Idee, zuerst alle Daten auf die so genannten Referenzbedingungen umzurechnen. Alle Anbieter von Druckluftsystemen geben die technischen Daten ihrer Produkte bezogen auf diesen Referenzzustand an und erleichtern so den Vergleich und die Auswahl der Produkte. Auf Wunsch wird diese Umrechnung auch vom Hersteller vorgenommen.

Volumenstrom: Der Volumenstrom eines Kompressors wird im Allgemeinen in l/s angegeben. Der in Nm³/min angegebene Luftbedarf des Verbrauchers 1 wird wie folgt umgerechnet:

$$12 \text{ Nm}^3/\text{min} = 12 \cdot 1000/60 \text{ NI/s} = 200 \text{ NI/s}$$

Rechnet man den auf die Normbedingungen bezogenen Volumenstrom auf die tatsächlichen Ansaugbedingungen um, ergibt sich:

$$Q_{\text{FAD}} = \frac{Q_N \cdot (273 + T_i) \cdot 1,013}{273 \cdot P_i} = \frac{200 \cdot (273 + 30) \cdot 1,013}{273 \cdot 1,0} \text{ l/s} \sim 225 \text{ l/s}$$

Druck: Die für die Auswahl von Kompressoren verwendete Einheit für den Druck ist der Betriebsüberdruck in bar und wird in der Einheit bar (e) angegeben.

Der für den Verbraucher 2 erforderliche Betriebsdruck wird mit 7 bar (a) angegeben. Der Umgebungsdruck muss von diesem Betriebsdruck abgezogen werden, um den Betriebsüberdruck zu erhalten. Da der Umgebungsdruck in diesem Falle 1 bar (a) beträgt, kann der für den Verbraucher 2 erforderliche Betriebsdruck mit 7 – 1 bar (e) = 6 bar (e) angegeben werden.

Führt man die Umrechnungen für alle drei Verbraucher durch, ergibt sich folgende Tabelle:

| Verbraucher | Luftbedarf | Betriebsdruck | Taupunkt |
|-------------|------------|---------------|----------|
| 1 | 225 l/s | 6 bar (e) | +5 °C |
| 2 | 67 l/s | 6 bar (e) | +10 °C |
| 3 | 95 l/s | 4 bar (e) | +5 °C |

5.3.1 Auslegung des Kompressors

Addiert man den Druckluftbedarf der drei Verbraucher, ergibt sich ein Gesamtbedarf von $225 + 67 + 95 = 387 \text{ l/s}$. Zu diesem Gesamtverbrauch sollte ein Sicherheitszuschlag von 10 bis 20 % hinzugefügt werden. Tut man dies, ergibt sich ein Verbrauch von $387 \text{ l/s} \cdot 1,15 \sim 445 \text{ l/s}$ (15 % Sicherheitszuschlag).

Um den erforderlichen Betriebsüberdruck festzulegen, vergleicht man die Anforderungen der einzelnen Verbraucher. Der maximale Wert beträgt 6 bar (e). Für die Versorgung des Verbrauchers 3 kann ein Druckreduzierventil eingesetzt werden.

Geht man davon aus, dass der Druckverlust über den Trockner, die Filter und die Rohrleitung nicht mehr als 1,0 bar beträgt und ein Druckband von 0,5 bar eingehalten wird, erfordert dies einen Kompressor, der mindestens einen Betriebsüberdruck von 7,5 bar (e) erreichen kann.

5.3.2 Annahmen für die weitere Berechnung

Auf Grund der ermittelten Daten wird folgender Kompressor ausgewählt:

Maximaler Druck = 7,5 bar (e)

Volumenstrom bei 7 bar (e) = 450 l/s

Gesamtleistungsbedarf bei 7 bar (e) = 175 kW

Wellenleistungsbedarf bei 7 bar (e) = 162 kW

Die Drucklufttemperatur am Austritt des Kompressors liegt 10 °C über der Umgebungstemperatur.

Weiterhin soll der Kompressor eine Vollast-Leerlaufregelung mit einer zulässigen Schaltfrequenz von maximal einer Schaltung pro 30 Sekunden besitzen. Durch die Vollast-Leerlaufregelung bedingt, schwankt der Betriebsdruck zwischen 7,0 und 7,5 bar (e).

5.3.3 Auslegung des Behältervolumens

Q_c = Volumenstrom des Kompressors [l/s] = 450 l/s

P_1 = Umgebungsdruck in bar (a) = 1 bar (a)

T_1 = maximale Ansaugtemperatur am Kompressor [K] = 273 + 30 = 303 K

f_{\max} = maximal zulässige Schaltfrequenz = 1/30 s

$(p_{\text{ent}} - p_{\text{bel}})$ = Druckband (bar) = 0,5 bar

T_0 = Die Drucklufttemperatur am Kompressorausstritt liegt 10 °C über der Umgebungstemperatur.

Die Temperatur der Luft im Behälter beträgt daher 273 + 30 + 10 = 313 K

Für Kompressoren mit einer Vollast-Leerlaufregelung berechnet sich das Behältervolumen nach folgender Formel:

$$V = \frac{0,25 \cdot Q_c \cdot T_0}{f_{\max} \cdot (p_{\text{ent}} - p_{\text{bel}}) \cdot T_1} = \frac{0,25 \cdot 450 \cdot 313}{1/30 \cdot 0,5 \cdot 303} = 6.972 \text{ l}$$

Der Wert gibt die empfohlene Mindestgröße des Behälters an. Bei der endgültigen Auswahl des Behälters sollte daher das nächstgrößere Standardvolumen gewählt werden.

5.3.4 Auslegung des Trockners

Da der kleinste geforderte Taupunkt bei diesem Beispiel +5 °C beträgt, bietet sich der Einsatz eines Kältetrockners an. Bei der Auslegung des Trockners müssen eine Reihe von Faktoren berücksichtigt werden, um den Trockner den vor Ort herrschenden Bedingungen anzupassen. Dazu werden meistens Korrekturfaktoren verwendet. Diese Faktoren müssen für jeden Trocknertyp individuell ermittelt werden. Bei diesem Beispiel werden die für die Kältetrockner von Atlas Copco geltenden Korrekturfaktoren verwendet.

1. Drucklufteintrittstemperatur in den Trockner und Drucktaupunkt

Da die Drucklufttemperatur 10 °C über der Umgebungstemperatur liegt, beträgt die maximale Drucklufteintrittstemperatur in den Trockner $30\text{ °C} + 10\text{ °C} = 40\text{ °C}$.

Der geforderte Taupunkt beträgt 5 °C. Der damit aus einer Tabelle ermittelte Korrekturfaktor beträgt 0,95.

2. Betriebsüberdruck

Der Betriebsüberdruck beträgt ungefähr 7 bar (e). Dies führt zu einem Korrekturfaktor von 1,0.

3. Kühlmediumtemperatur

Der Trockner wird mit Umgebungsluft gekühlt. Diese Luft hat eine maximale Temperatur von 30 °C. Daraus resultiert ein Korrekturfaktor von 0,95. Bei wassergekühlten Trocknern ist die Kühlwassertemperatur zu verwenden.

Der Trockner sollte in der Lage sein, den Volumenstrom des Kompressors, dividiert durch die Korrekturfaktoren, zu bewältigen.

$$\frac{450\text{ l/s}}{0,95 \cdot 1,0 \cdot 0,95} = 498\text{ l/s}$$

5.3.5 Annahmen für die weiteren Berechnungen

Es wird ein Kältetrockner mit folgenden Daten ausgewählt:

Volumenstrom bei 7 bar (e) = 516 l/s

Gesamtleistungsaufnahme = 5,1 kW

Wärmeübertragung in die Kühlluft = 14,1 kW

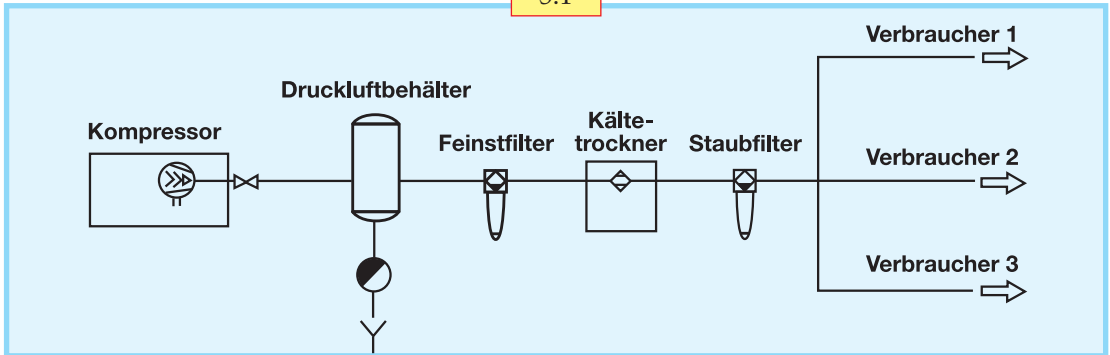
Druckverlust des Trockners = 0,09 bar

5.3.6 Kontrolle der Berechnungen

Sobald man alle Komponenten für die Druckluftanlage ausgewählt hat, sollte man noch einmal prüfen, ob der entstehende Druckverlust nicht zu groß ist. Dies geschieht, indem man die einzelnen Druckverluste der Komponenten und der Rohrleitungen addiert.

Dabei kann es hilfreich sein, ein Fließschema der Anlage, wie in Abbildung 5:1 dargestellt, aufzuzeichnen.

5:1



Während der Druckverlust der Rohrleitung berechnet werden muss, können die Druckverluste der einzelnen Komponenten beim jeweiligen Hersteller erfragt werden.

Der gesamte Druckverlust wird nun wie folgt bestimmt:

| Komponenten | Druckverlust (bar) |
|--|--------------------|
| Feinstfilter (im Neuzustand) | 0,14 |
| Kältetrockner | 0,09 |
| Staubfilter (im Neuzustand) | 0,2 |
| Rohrleitungen im Kompressorraum | 0,05 |
| Rohrleitung vom Kompressorraum zum Verbraucher | 0,1 |
| Gesamter Druckverlust | 0,58 |

Bei einem Druckband des Kompressors von 7,5 bis 7,0 bar stellt sich beim Verbraucher mindestens ein Betriebsüberdruck von $7,0 \text{ bar} - 0,58 \text{ bar} = 6,42 \text{ bar (e)}$ ein. Durch eine zunehmende Verschmutzung der Filter steigt der Druckverlust jedoch kontinuierlich an und verringert so den erreichbaren Druck am Verbraucher. Es empfiehlt sich, die Filterelemente spätestens dann zu erneuern, wenn ein Druckverlust von 0,35 bar pro Filter erreicht wird.

5.4 Zusätzliche Berechnungen

5.4.1 Kondensatmengenberechnung

Da hier ein öleingespritzter Kompressor ausgewählt wurde, enthält das im Kompressor, in den Filtern und im Trockner anfallende Kondensat Öl. Das Öl muss vom Kondensat getrennt werden, bevor dieses in die Kanalisation eingeleitet werden darf. Dies geschieht mit einem Öl-Wasser-Trennsystem. Um dieses Trennsystem auslegen zu können, muss man die entstehende Kondensatmenge kennen.

Die vom Kompressor angesaugte Wassermenge kann mit folgender Formel bestimmt werden:

$$f_1 = \text{relative Feuchte} \cdot \text{maximaler Wassergehalt der Luft bei } 30 \text{ °C [g/m}^3\text{]} \cdot \text{Volumenstrom} \\ = 0,6 \cdot 30,078 \text{ g/m}^3 \cdot 1.620 \text{ m}^3/\text{h} = 29.236 \text{ g/h} = 29,2 \text{ l/h}$$

Um die Kondensatmenge zu bestimmen, muss die Feuchtigkeitsmenge, die nach dem Trocknen noch in der Druckluft verbleibt (gesättigt bei 5 °C), von der angesaugten Menge abgezogen werden.

$$f_2 = \frac{1,0 \cdot 6,79 \text{ g/m}^3 \cdot 1620 \text{ m}^3/\text{h}}{8 \text{ bar (a)}} \sim 1,4 \text{ l/h}$$

Die gesamte Kondensatmenge beträgt:

$$f_1 - f_2 = 29,2 \text{ l/h} - 1,4 \text{ l/h} = 27,8 \text{ l/h}$$

Mit Hilfe dieses Wertes lässt sich nun das Öl-Wasser-Trennsystem auslegen.

5.4.2 Zuluftbedarf des Kompressorraumes

Für einen luftgekühlten Kompressor gilt der Grundsatz, dass die gesamte dem Kompressorraum zugeführte Energiemenge von der Kühlluft abgeführt werden muss.

Für die Berechnung wird folgende Formel verwendet:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Q = Wärmemenge pro Zeit [J/s = W]

m = Massenstrom [kg/s]

c_p = spezifische Wärmekapazität [J/(kg · K)]

ΔT = Temperaturdifferenz [K]

Umgestellt lautet die Formel:

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T}$$

Mit:

ΔT = Temperaturanstieg der Kühlluft, meistens kann ein Anstieg von 10 K akzeptiert werden;

$\Delta T = 10\text{K}$

c_p = spezifische Wärmekapazität für Luft = 1,006 kJ/kgK (bei 1 bar und 20 °C)

Q = gesamte Wärmemenge [W] = 94 % der Wellenleistung des Kompressors + Differenz zwischen der dem Kompressor zugeführten Gesamtleistung und der Wellenleistung + vom Kältetrockner freigesetzte Wärme

= 0,94 · 162 kW + (175-162)kW + 14,1 kW ~ 180 kW

Der Massenstrom der Kühlluft errechnet sich wie folgt:

$$m = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{180}{1,006 \cdot 10} \sim 17,9 \text{ kg/s}$$

Bei einer Luftdichte von 1,2 kg/m³ kann der Volumenstrom der Kühlluft berechnet werden:

17,9 kg/s / 1,2 kg/m³ ~ 15 m³/s

5.5 Sonderfall 1: Höhenaufstellung

Frage: Wie verändert sich der erforderliche Volumenstrom, wenn die Druckluftanlage auf einer Höhe von 2.500 m über dem Meeresspiegel und bei einer Umgebungstemperatur von 35 °C aufgestellt wird?

Antwort: Luft wird in großen Höhen dünner. Dieser Effekt muss berücksichtigt werden, wenn die Druckluftanlage ausgelegt werden soll und der Bedarf der Verbraucher bezogen auf den Normzustand angegeben wird (z. B. in Nm³/min). Wird der Verbrauch dagegen bezogen auf die jeweiligen Ansaugbedingungen vor Ort angegeben, ist keine Umrechnung erforderlich.

Da der erforderliche Volumenstrom für den Verbraucher 1 in Nm³/min angegeben wurde, muss dieser Wert vor der Auslegung umgerechnet werden. Die vom Hersteller angegebenen technischen Daten des Kompressors beziehen sich immer auf eine Aufstellung auf Meeresebene, d. h. 1 bar und 20 °C Umgebungstemperatur. Aus diesem Grunde müssen die Bedingungen einer Höhenaufstellung auf die Referenzbedingungen umgerechnet werden.

Aus einer Tabelle kann man entnehmen, dass auf einer Höhe von 2.500 m nur noch ein Umgebungsdruck von 0,74 bar herrscht. Die Umrechnung des Volumenstromes auf NI/s (12 Nm³/min = 12000/60 nl/s = 200 NI/s) und das Einsetzen in folgende Formel ergibt:

$$V_{\text{FAD}} = \frac{Q_N \cdot (273 + T_i) \cdot 1,013}{273 \cdot P_i} = \frac{200 \cdot (273 + 35) \cdot 1,013}{273 \cdot 0,74} \sim 309 \text{ l/s}$$

Der gesamte, bei der Höhenaufstellung zu erzeugende Volumenstrom beträgt
309 l/s + 67 l/s + 95 l/s = 471 l/s (FAD).

Der sich im Vergleich zu der Aufstellung auf Meeresebene ergebende beträchtliche Unterschied (Luftmehrabbedarf 22 %) lässt erahnen, wie wichtig die korrekte Ermittlung der Umgebungsbedingungen sein kann.

5.6 Sonderfall 2: Intermittierender Betrieb

Frage: Der Verbraucher 1 hat in diesem Beispiel einen zusätzlichen Druckluftbedarf von weiteren 200 l/s, der aber nur einmal pro Stunde für 40 Sekunden auftritt. Während dieser Zeit darf der Betriebsdruck auf bis zu 5,5 bar (e) fallen. Wie groß muss der Druckluftbehälter sein, um diesen zusätzlichen Bedarf decken zu können?

Antwort: Entnimmt man einem Druckluftnetz mehr Luft, als die Kompressoren liefern, fällt der Druck. Die Geschwindigkeit des Druckabfalls wird durch das Netzvolumen bestimmt. Ist das Volumen groß genug, kann ein unzulässig niedriger Druck verhindert werden. Durch Installation eines zusätzlichen Behälters kann das Netzvolumen vergrößert werden. Abhängig von dem zusätzlichen Bedarf muss aber der Behälter eine ausreichende Größe besitzen. Mit folgender Formel lässt sich dieses Volumen berechnen:

$$V = \frac{Q \cdot t}{P_1 - P_2}$$

Mit:

Q = zusätzlicher Volumenstrom während der Entleerungsphase = 200 l/s

t = Zeitdauer der Entleerungsphase = 40 Sekunden

$P_1 - P_2$ = zulässiger Druckabfall während der Entleerungsphase

= normaler Betriebsdruck – erforderlicher Mindestdruck im Netz

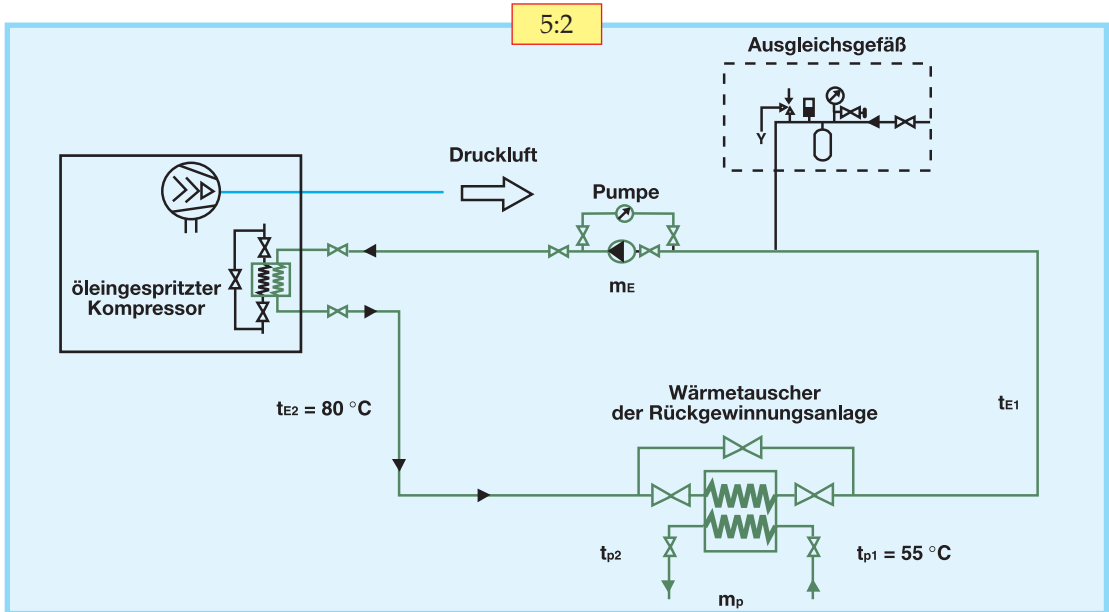
= 6,46 – 5,5 = 0,96 bar

Eingesetzt in die Formel ergibt sich für das Behältervolumen:

$$V = \frac{Q \cdot t}{P_1 - P_2} = \frac{200 \cdot 40}{0,96} = 8.340 \text{ l}$$

Dieses Verfahren kann aber nur dann angewandt werden, wenn der Kompressor während der übrigen Zeit eine gewisse Überkapazität aufweist. Diese wird benötigt, um den Behälter bis zum nächsten Zyklus wieder auffüllen zu können.

5.7 Sonderfall 3: Wärmerückgewinnung mit Kühlwasser



Frage: Der in dem Beispiel beschriebene Kompressor soll mit einer auf einem Wasserkreislauf basierenden Wärmerückgewinnung ausgestattet werden. Es wird angenommen, dass Wasser mit einer Temperatur von 55 °C erwärmt werden soll. Wie groß sind der erforderliche Wasserstrom, die zurückgewinnbare Energiemenge und die Menge und Temperatur des Heißwasserrücklaufes?

Antwort: Zuerst sollte der Wärmerückgewinnungskreislauf aufgezeichnet und die einzelnen Energien, Volumenströme und Temperaturen eingezeichnet werden. Es ergibt sich für das Beispiel:

Q_E = die dem Rückgewinnungskreislauf vom Kompressor zugeführte Wärmemenge [kW]

Q_P = die dem Heißwasserkreislauf von dem Rückgewinnungskreislauf zugeführte Wärmemenge [kW]

m_E = Wasserstrom im Wärmerückgewinnungskreislauf [l/s]

m_P = Wasserstrom im Heißwasserkreislauf [l/s]

t_{E1} = Wassertemperatur vor dem Kompressor [°C]

t_{E2} = Wasserkreislauf nach dem Kompressor [°C]

t_{p1} = Temperatur des Heißwassers vor dem Wärmetauscher der Wärmerückgewinnung

t_{p2} = Temperatur des Heißwassers nach dem Wärmetauscher der Wärmerückgewinnung

5.7.1 Annahmen

Es werden folgende Annahmen zugrunde gelegt:

Die maximal erreichbare Rücklauftemperatur des Wassers vom Kompressor kann vom Hersteller des Kompressors erfragt werden. Für das Beispiel wird ein Wert von $t_{E2} = 80 \text{ °C}$ angenommen.

Für die Berechnung der Wassertemperaturen im Wärmetauscher der Wärmerückgewinnung werden folgende Annahmen getroffen:

$$t_{E1} = t_{P1} + 5 \text{ °C}$$

$$t_{P2} = t_{E2} - 5 \text{ °C}$$

Weiterhin wird angenommen, dass die Rohre und der Wärmetauscher keine Wärme an die Umgebung abgeben.

5.7.2 Berechnung des Wasserstromes im Wärmerückgewinnungskreislauf

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T$$

ΔT = Temperaturanstieg im Kompressor = $t_{E2} - t_{E1} = 80 \text{ °C} - 60 \text{ °C} = 20 \text{ °C}$

c_p = spezifische Wärmekapazität für Wasser = $4,18 \text{ kJ/kgK}$

$Q = Q_E$ = zurückgewinnbare Wärme = 70% der Wellenleistung = $0,7 \cdot 162 \text{ kW} = 113 \text{ kW}$

m = Massenstrom des Wassers im Wärmerückgewinnungskreislauf = m_E

Die Formel lautet:

$$m_E = \frac{Q_E}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{113 \text{ kW}}{4,18 \text{ kJ/kgK} \cdot 20 \text{ °C}} = 1,35 \text{ kg/s}$$

5.7.3 Wärmemengenberechnung

Für den Wärmetauscher ergibt sich:

$$Q_E = m_E \cdot c_p \cdot (t_{E2} - t_{E1})$$

$$Q_P = m_P \cdot c_p \cdot (t_{P2} - t_{P1})$$

Bei dieser Berechnung wird vorausgesetzt, dass kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet und dass die vom Kompressor in den Wärmerückgewinnungskreislauf übertragene Wärme vollständig an den Heißwasserkreislauf weitergegeben wird, d. h. $Q_P = Q_E = 113 \text{ kW}$.

Die Formel für den Wasserstrom lautet:

$$m_P = \frac{Q_P}{(t_{P2} - t_{P1}) \cdot c_p} = \frac{113 \text{ kW}}{(75 - 55) \text{ °C} \cdot 4,18 \text{ kJ/kgK}} = 1,35 \text{ l/s}$$

5.7.4 Zusammenfassung

Den Berechnungen kann entnommen werden, dass die zurückgewinnbare Wärmemenge 113 kW beträgt. Um diese Wärme zu gewinnen, benötigt man einen Wasserstrom von 1,35 l/s im Rückgewinnungskreislauf. Damit ist es möglich, 1,35 l/s Wasser um 20 °C zu erwärmen.

5.8

Sonderfall 4: Druckverlust in der Druckluftleitung

Frage: Durch ein 23 m langes Rohr mit einem Innendurchmesser von 80 mm soll ein Volumenstrom von 140 l/s fließen. Das Rohr besitzt insgesamt acht 90°-Bögen, die denselben Innendurchmesser wie das Rohr besitzen. Wie groß ist der Druckverlust im Rohr, wenn der Eingangsdruck 8 bar (a) beträgt?

Antwort: Zuerst muss die äquivalente Rohrleitungslänge für die 90°-Bögen ermittelt werden. Die äquivalente Rohrleitungslänge kann der Tabelle 3:36 entnommen werden und liegt bei 1,3 m pro Bogen. Die gesamte äquivalente Rohrleitungslänge beträgt daher $8 \cdot 1,3 \text{ m} + 23 \text{ m} = 33,4 \text{ m}$. Der Druckverlust wird mit folgender Formel bestimmt:

$$\Delta p = 450 \frac{Q_c^{1,85} \cdot l}{d^5 \cdot p}$$

Setzt man die Werte ein, ergibt sich:

$$\Delta p = 450 \frac{140^{1,85} \text{ l/s} \cdot 33,4 \text{ m}}{80^5 \text{ mm} \cdot 8 \text{ bar (a)}} \sim 0,0054 \text{ bar}$$

Der Druckverlust im Rohr beträgt 0,0054 bar.



6.1 Das SI-System

Das SI-System bildet für viele Länder die Grundlage für die Angabe von technischen Daten. Diese gemeinsame Grundlage ermöglicht es, Einheiten leicht umzurechnen, und vereinfacht den Austausch von Informationen und die Dokumentation von technischen Anlagen und Maschinen.

Alle Einheiten werden vom SI-System in vier verschiedene Klassen eingeteilt:

Basiseinheiten
Hilfseinheiten
Abgeleitete Einheiten
Zusätzliche Einheiten

Wird ein Zusatz wie Mikro, Milli, Kilo, Mega etc. vor der Einheit verwendet, entsteht eine so genannte multiple Einheit.

Basiseinheiten, Hilfseinheiten und abgeleitete Einheiten werden als SI-Einheiten bezeichnet, während multiple Einheiten als Einheiten im SI-System bezeichnet werden. Zusätzliche Einheiten gehören nicht zum SI-System.

Alle SI-Einheiten können in den Basiseinheiten ausgedrückt werden.

Es gibt 7 Basiseinheiten im SI-System:

| | | |
|----------------------------|-----------|-----|
| Für die Länge | Meter | m |
| Für die Masse | Kilogramm | kg |
| Für die Zeit | Sekunde | s |
| Für den elektrischen Strom | Ampere | A |
| Für die Temperatur | Kelvin | K |
| Für die Lichtstärke | Candela | cd |
| Für die Substanzmenge | Mol | mol |

Obwohl Hilfseinheiten auch grundlegende Dinge beschreiben, sind sie jedoch nicht als Basiseinheiten oder abgeleitete Einheiten klassifiziert.

Zwei Hilfseinheiten werden zum SI-System gezählt:

| | | |
|----------------------|-----------|-----|
| Für flache Winkel | Radian | rad |
| Für räumliche Winkel | Steradian | sr |

Abgeleitete Einheiten, wie zum Beispiel die Leistung oder das Produkt aus Leistung und anderen Basiseinheiten, sind so zusam-

Fünfzehn abgeleiteten Einheiten hat man einen eigenen Namen gegeben:

| Bezeichnung | Einheit | Symbol | Ausgedrückt in anderen SI-Einheiten | Ausgedrückt in Basis- und Hilfseinheiten |
|-------------------------------|---------|--------|-------------------------------------|--|
| Frequenz | Hertz | Hz | - | s^{-1} |
| Kraft | Newton | N | - | $m \cdot kg \cdot s^{-2}$ |
| Druck | Pascal | Pa | N/m^2 | $m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$ |
| Arbeit | Joule | J | $N \cdot m$ | $m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$ |
| Leistung | Watt | W | J/s | $m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$ |
| Elektrische Ladung | Coulomb | C | $A \cdot s$ | $s \cdot A$ |
| Spannung | Volt | V | W/A | $m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$ |
| Kapazität | Farad | F | C/V | $m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^2$ |
| Widerstand | Ohm | W | V/A | $m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-2}$ |
| Leitfähigkeit | Siemens | S | A/V | $m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^3 \cdot A^2$ |
| Magnetische Feldstärkendichte | Tesla | T | Wb/m^2 | $kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$ |
| Magnetische Feldstärke | Weber | Wb | $V \cdot s$ | $m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$ |
| Induktiver Widerstand | Henry | H | Wb/A | $m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$ |
| Lichtstromdichte | Lumen | lm | $cd \cdot sr$ | $cd \cdot sr$ |
| Lichtstärke | Lux | lx | lm/m^2 | $cd \cdot sr \cdot m^{-2}$ |

mengesetzt, dass sie die physikalischen Gesetze zwischen den einzelnen Einheiten beschreiben.

Zusätzliche Einheiten. Es gibt verschiedene Einheiten außerhalb des SI-Systems, die aus unterschiedlichen Gründen im täglichen Gebrauch immer noch verwendet werden und noch nicht durch Einheiten des SI-Systems ersetzt wurden, obwohl dies möglich wäre. Eine Anzahl dieser Einheiten ist hier zusammengestellt und soll zusammen mit den SI-Einheiten verwendet werden.

Des Weiteren gibt es zusätzliche Einheiten, die hauptsächlich in der Physik und in der Astronomie verwendet werden. All diese Einheiten wurden 1969 vom Comité International des Poids et Measure (CIPM) genehmigt und werden zusammen mit den SI-Einheiten verwendet.

Die folgenden zusätzlichen Einheiten werden in der Technik verwendet:

| Bezeichnung | Zusätzliche Einheit | | Bemerkung |
|-------------|---------------------|--------|---|
| | Einheit | Symbol | |
| Winkel | Grad | ...° | $1^\circ = \frac{\pi}{180}$ |
| Winkel | Minute | ...' | $1' = \frac{1^\circ}{60}$ |
| Winkel | Sekunde | ...'' | $1'' = \frac{1'}{60}$ |
| Volumen | Liter | l | 1 l = 1 dm ³ |
| Zeit | Minute | min | 1 min = 60 s |
| Zeit | Stunde | h | 1 h = 60 min = 3.600 s |
| Zeit | Tag | d | 1 d = 24 h |
| Masse | Tonne | t | 1 t = 1.000 kg |
| Druck | bar | bar | 1 bar = 10 ⁵ Pa = 10 ⁵ N/m ² |

Multiple Einheiten. Eine multiple Einheit wird aus einer SI-Einheit oder einer zusätzlichen Einheit und einem Zusatz gebildet, der ein Vielfaches von 10 darstellt. Vierzehn sol-

cher Zusätze werden in den internationalen Regeln definiert und in der folgenden Tabelle aufgeführt.

| Exponentialdarstellung | Prefix | | Beispiel | |
|------------------------|-------------|--------|---------------|-----------|
| | Bezeichnung | Symbol | | |
| 10^{12} | Tera | T | 1 Terajoule | 1 TJ |
| 10^9 | Giga | G | 1 Gigawatt | 1 GW |
| 10^6 | Mega | M | 1 Megavolt | 1 MV |
| 10^3 | Kilo | k | 1 Kilometer | 1 km |
| 10^2 | Hekto | h | 1 Hektogramm | 1 hg |
| 10^1 | Deka | da | 1 Dekalument | 1 dalm |
| 10^{-1} | Dezi | d | 1 Dezimeter | 1 dm |
| 10^{-2} | Zenti | c | 1 Zentimeter | 1 cm |
| 10^{-3} | Milli | m | 1 Milligramm | 1 mg |
| 10^{-6} | Mikro | μ | 1 Mikrometer | 1 μ m |
| 10^{-9} | Nano | n | 1 Nanohenry | 1 nH |
| 10^{-12} | Piko | p | 1 Pikofarad | 1 pF |
| 10^{-15} | Femto | f | 1 Femtometer | 1 fm |
| 10^{-18} | Atto | a | 1 Attosekunde | 1 as |

| Druck | | | | | |
|-----------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|----------------------|-------------------|
| Pa = N/m ² | bar | kp/cm ² | Torr | m vp | mm vp |
| 1 | 10^{-5} | $1,02 \cdot 10^{-5}$ | $7,5 \cdot 10^{-3}$ | $1,02 \cdot 10^{-4}$ | 0,102 |
| 10^5 | 1 | 1,02 | 750 | 10,2 | $1,02 \cdot 10^4$ |
| $9,81 \cdot 10^4$ | 0,981 | 1 | 735 | 10 | 10^4 |
| 133,3 | $1,33 \cdot 10^{-3}$ | $1,36 \cdot 10^{-3}$ | 1 | $1,36 \cdot 10^{-2}$ | 13,6 |
| $9,81 \cdot 10^3$ | $9,81 \cdot 10^{-2}$ | 0,1 | 73,5 | 1 | 10^3 |
| 9,81 | $9,81 \cdot 10^{-5}$ | 10^{-4} | $7,35 \cdot 10^{-2}$ | 10^{-3} | 1 |
| Energie | | | | | |
| J | kJ | kWh | kpm | kcal | |
| 1 | 10^{-3} | $2,78 \cdot 10^{-7}$ | 0,102 | $2,39 \cdot 10^{-4}$ | |
| 1000 | 1 | $2,78 \cdot 10^{-4}$ | 102 | 0,239 | |
| $3,6 \cdot 10^6$ | $3,6 \cdot 10^3$ | 1 | $3,67 \cdot 10^5$ | 860 | |
| 9,81 | $9,81 \cdot 10^{-3}$ | $2,72 \cdot 10^{-6}$ | 1 | $2,39 \cdot 10^{-3}$ | |
| $4,19 \cdot 10^3$ | 4,19 | $1,16 \cdot 10^{-3}$ | 427 | 1 | |
| Leistung | | | | | |
| W | kpm/s | kcal/s | kcal/h | hk | |
| 1 | 0,102 | $0,239 \cdot 10^{-3}$ | 0,860 | $1,36 \cdot 10^{-3}$ | |
| 9,81 | 1 | $2,34 \cdot 10^{-3}$ | 8,43 | $1,33 \cdot 10^{-2}$ | |
| $4,19 \cdot 10^3$ | 427 | 1 | $3,6 \cdot 10^3$ | 5,69 | |
| 1,163 | 0,119 | $0,278 \cdot 10^{-3}$ | 1 | $1,58 \cdot 10^{-3}$ | |
| 735 | 75 | 0,176 | 632 | 1 | |

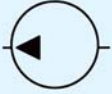
6.2 Zeichnungssymbole

| | |
|---|--|
|  | Luftfilter |
|  | Schalldämpfer |
|  | Diffusor |
|  | Kompensator |
|  | Dämpfungventil |
|  | Schraubenkompressor |
|  | Rückschlagventil |
|  | Absperrventil |
|  | Sicherheitsventil |
|  | Handventil |
|  | Ventil, schließt bei steigendem Druck |
|  | Ventil, öffnet bei steigendem Druck |
|  | Ölabscheider |

| | |
|---|-------------------------------|
|  | Düse |
|  | Wassergekühlter Kühler |
|  | Wasserabscheider |
|  | Kondensatabscheider |
|  | Fließrichtung |
|  | Luftgekühlter Kühler |
|  | Lüfter |
|  | Ausdehnungsgefäß |
|  | Mindestdruckventil |
|  | Thermostatventil |
|  | Thermostatventil |



Flüssigkeitsfilter



Pumpe



Öltank mit
manuellem Ablass



Drossel



Bypass



Druckregler



Öl-Stop-Ventil



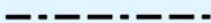
Luft



Öl



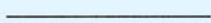
Wasser



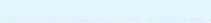
Kondensat



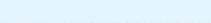
Belüftungskanal



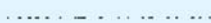
Mechanische
Verbindung



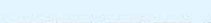
Steuerluft



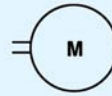
Elektrisches
Signal



Grenzlinie



Elektrische
Energie



Elektromotor



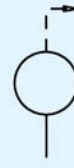
Elektrischer
Schaltschrank



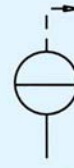
Motorkupplung



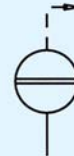
Blindflansch



Sensor für Druck,
Temperatur etc.



Sensor für Druck,
Temperatur etc.



Sensor für Druck,
Temperatur etc.

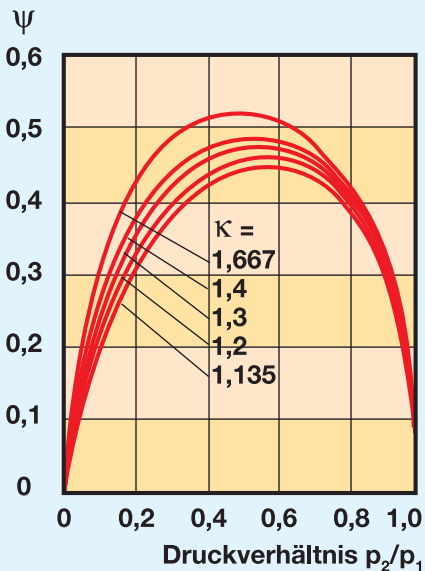
6.3 Diagramme und Tabellen

| Stoffe | J/kgK |
|---------------------------|-------------|
| Luft (bei Umgebungsdruck) | 1004 |
| Aluminium | 920 |
| Kupfer | 390 |
| Öl | 1.670-2.140 |
| Stahl | 460 |
| Wasser | 4.185 |
| Zink | 385 |

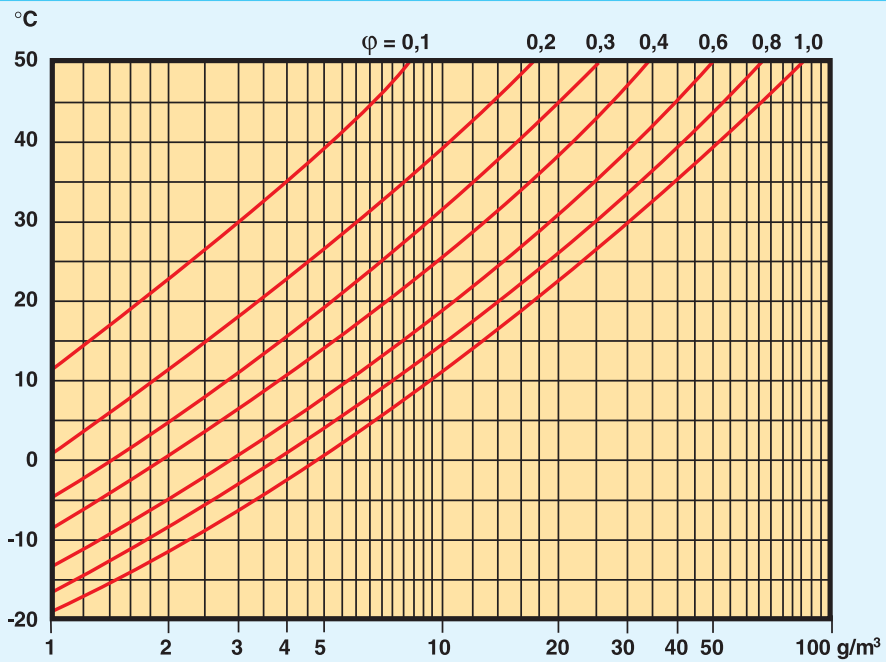
Wärmekapazitäten verschiedener Stoffe

| | | |
|---|--------------------------|-------------------|
| Verdampfungs- temperatur | 78,8 | K |
| Kritischer Druck | 37,66 | bar |
| Kritische Temperatur | 132,52 | K |
| Spezifisches Gewicht | 1,225 | kg/m ³ |
| Dynamische Viskosität | 17,89 · 10 ⁻⁶ | Pa · s |
| Gefrierpunkt | 57 – 61 | K |
| Gaskonstante | 287,1 | J/(kg · K) |
| Kinematische Viskosität | 14,61 · 10 ⁻⁶ | m/s ² |
| Molares Gewicht | 28,964 | (dimensionslose) |
| Wärmekapazität bei: | | |
| konstantem Druck | 1,004 | kJ/(kg · K) |
| Spezifisches Wärme- kapazitätsverhältnis | 1,40 | (dimensionslose) |
| Schallgeschwindigkeit | 340,29 | m/s |
| Thermische Leit- fähigkeit | 0,025 | W/(m · K) |

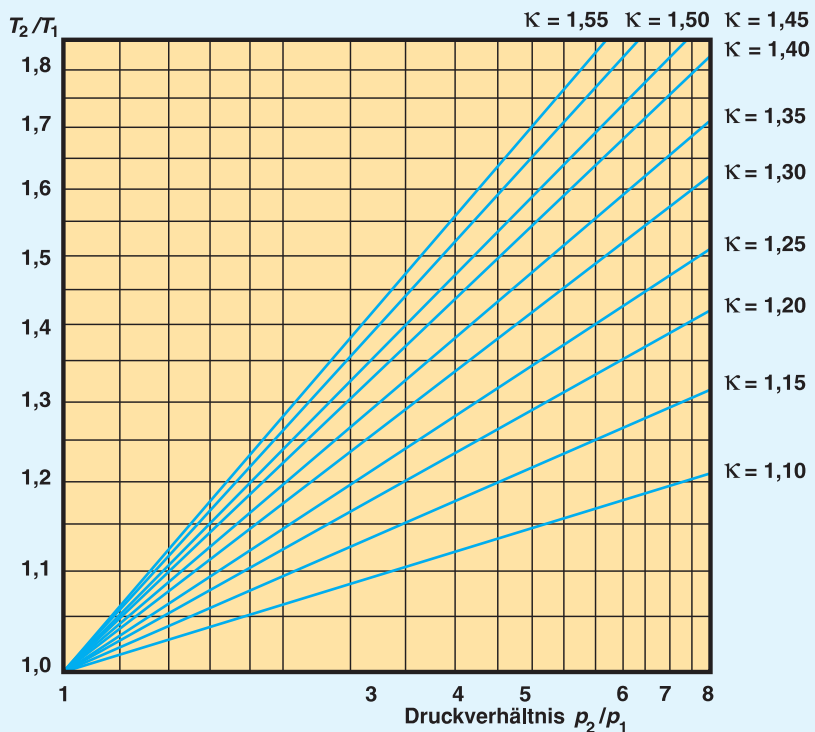
Physikalische Werte von trockener Luft auf
Meeresniveau (15 °C und 1,013 bar)



Fließkoeffizienten in Abhängigkeit vom
Druckverhältnis bei verschiedenen κ -Werten



Wassergehalt der Luft bei verschiedenen Wasserdampfdrücken.
 Als Anhalt gilt: Der maximale Wassergehalt verdoppelt sich bei einem Temperaturanstieg um 11 °C.



Das Diagramm zeigt das Temperaturverhältnis T_2/T_1 für verschiedene Gase bei unterschiedlichen κ -Werten während einer isentropen Verdichtung.

| t °C | Ps mbar | ρ_w g/m ³ | t °C | Ps mbar | ρ_w g/m ³ |
|---------|------------|------------------------------|---------|------------|------------------------------|
| -40 | 0,128 | 0,119 | 5 | 8,72 | 6,80 |
| -38 | 0,161 | 0,146 | 6 | 9,35 | 7,26 |
| -36 | 0,200 | 0,183 | 7 | 10,01 | 7,75 |
| -34 | 0,249 | 0,225 | 8 | 10,72 | 8,27 |
| -32 | 0,308 | 0,277 | 9 | 11,47 | 8,82 |
| -30 | 0,380 | 0,339 | 10 | 12,27 | 9,40 |
| -29 | 0,421 | 0,374 | 11 | 13,12 | 10,01 |
| -28 | 0,467 | 0,413 | 12 | 14,02 | 10,66 |
| -27 | 0,517 | 0,455 | 13 | 14,97 | 11,35 |
| -26 | 0,572 | 0,502 | 14 | 15,98 | 12,07 |
| -25 | 0,632 | 0,552 | 15 | 17,04 | 12,63 |
| -24 | 0,689 | 0,608 | 16 | 18,17 | 13,63 |
| -23 | 0,771 | 0,668 | 17 | 19,37 | 14,48 |
| -22 | 0,850 | 0,734 | 18 | 20,63 | 15,37 |
| -21 | 0,937 | 0,805 | 19 | 21,96 | 16,31 |
| -20 | 1,03 | 0,884 | 20 | 23,37 | 17,30 |
| -19 | 1,14 | 0,968 | 21 | 24,86 | 18,34 |
| -18 | 1,25 | 1,06 | 22 | 26,43 | 19,43 |
| -17 | 1,37 | 1,16 | 23 | 28,09 | 20,58 |
| -16 | 1,51 | 1,27 | 24 | 29,83 | 21,78 |
| -15 | 1,65 | 1,39 | 25 | 31,67 | 23,05 |
| -14 | 1,81 | 1,52 | 26 | 33,61 | 24,38 |
| -13 | 1,98 | 1,65 | 27 | 35,65 | 25,78 |
| -12 | 2,17 | 1,80 | 28 | 37,80 | 27,24 |
| -11 | 2,38 | 1,96 | 29 | 40,06 | 28,78 |
| -10 | 2,60 | 2,14 | 30 | 42,43 | 30,38 |
| -9 | 2,84 | 2,33 | 31 | 44,93 | 32,07 |
| -8 | 3,10 | 2,53 | 32 | 47,55 | 33,83 |
| -7 | 3,38 | 2,75 | 33 | 50,31 | 35,68 |
| -6 | 3,69 | 2,99 | 34 | 53,20 | 37,61 |
| -5 | 4,02 | 3,25 | 35 | 56,24 | 39,63 |
| -4 | 4,37 | 3,52 | 36 | 59,42 | 41,75 |
| -3 | 4,76 | 3,82 | 37 | 62,76 | 43,96 |
| -2 | 5,17 | 4,14 | 38 | 66,28 | 46,26 |
| -1 | 5,62 | 4,48 | 39 | 69,93 | 48,67 |
| 0 | 6,11 | 4,85 | 40 | 73,78 | 51,19 |
| 1 | 6,57 | 5,19 | 41 | 77,80 | 53,82 |
| 2 | 7,06 | 5,56 | 42 | 82,02 | 58,56 |
| 3 | 7,58 | 5,95 | 43 | 86,42 | 59,41 |
| 4 | 8,13 | 6,36 | 44 | 91,03 | 62,39 |

Dampfdruck (P_s) und Dichte (ρ_w) von gesättigtem Wasserdampf

| Gas | Volumen % | Gewicht % |
|--|----------------------------|-----------------|
| Stickstoff N ₂ | 78,084 | 75,520 |
| Sauerstoff O ₂ | 20,947 6 | 23,142 |
| Argon Ar | 0,934 | 1,288 |
| Kohlen- dioxid CO ₂ | 0,031 4 | 0,047 7 |
| Neon Ne | 0,001 818 | 0,001 267 |
| Helium He | 0,000 524 | 0,000 072 4 |
| Krypton Kr | 0,000 114 | 0,000 330 |
| Xenon Xe | 0,000 008 7 | 0,000 039 |
| Wasser- stoff H ₂ | 0,000 05 | 0,000 003 |
| Methan CH ₄ | 0,000 2 | 0,000 1 |
| Stickoxid N ₂ O | 0,000 05 | 0,000 08 |
| Ozon O ₃ | Sommer: 0 bis 0,000 007 | 0 bis 0,000 01 |
| | Winter: 0 bis 0,000 002 | 0 bis 0,000 003 |
| Sulfat SO ₂ | 0 bis 0,000 1 | 0 bis 0,000 2 |
| Stickstoff- dioxid NO ₂ | 0 bis 0,000 002 | 0 bis 0,000 003 |
| Ammoniak NH ₃ | Ca 0 | Ca 0 |
| Kohlen- monoxid CO | Ca 0 | Ca 0 |

Zusammensetzung von trockener Luft auf Meereshöhe. Diese Zusammensetzung ist bis zu einer Höhe von 25 km relativ konstant.

| Maschinentyp und -größe | Luftbedarf in l/s |
|---|-------------------|
| Bohrmaschinen, Lochdurchmesser in mm | |
| klein $\varnothing < 6,5$ | 6,0 |
| Mittel $6,5 < \varnothing < 10$ | 7,5 |
| groß $10 < \varnothing < 16$ | 16,5 |
| Gewindeschneider | 6,0 |
| Schrauber, d = Schraubengröße | |
| klein $d < M6$ | 5,5 |
| Mittel $M6 < d < M8$ | 7,5 |
| Schlagschrauber, d = Bolzengröße | |
| klein $d < M10$ | 5,0 |
| Mittel $M10 < d < M20$ | 7,5 |
| groß $d \geq M20$ | 22,0 |
| Füllmaschine | 7,5 |
| Poliermaschine, e = Leistung (kW) | |
| klein $e < 0,5$ | 8,0 |
| groß $e > 0,5$ | 16,5 |
| Schleifmaschine, e = Leistung (kW) | |
| klein, $0,4 < e < 1,0$ | 20,0 |
| Mittel $1,0 < e < 2,0$ | 40,0 |
| groß $e > 2,0$ | 60,0 |
| Aufbrechhammer | |
| Leicht | 6,0 |
| schwer | 13,5 |
| Druckluftkran t = Hubkraft | |
| $t < 1$ Tonne | 35,0 |
| $t > 1$ Tonne | 45,0 |
| Hammer | 5,0 |
| Reinigungsdüse | 6,0 |
| Schrauber, d = Nussgröße | |
| $d \leq M8$ | 9,0 |
| $d \geq M10$ | 19,0 |

Auf Erfahrungswerte basierende Druckluftverbräuche einiger Werkzeuge und Maschinen. Die Werte können als Grundlage zur Auslegung eines Kompressors verwendet werden.

| Taupunkt °C | g/m ³ | Taupunkt °C | g/m ³ | Taupunkt °C | g/m ³ | Taupunkt °C | g/m ³ |
|----------------|------------------|----------------|------------------|----------------|------------------|----------------|------------------|
| +100 | 588,208 | +58 | 118,199 | +16 | 13,531 | -25 | 0,55 |
| 99 | 569,071 | 57 | 113,130 | 15 | 12,739 | -26 | 0,51 |
| 98 | 550,375 | 56 | 108,200 | 14 | 11,987 | -27 | 0,46 |
| 97 | 532,125 | 55 | 103,453 | 13 | 11,276 | -28 | 0,41 |
| 96 | 514,401 | 54 | 98,883 | 12 | 10,600 | -29 | 0,37 |
| 95 | 497,209 | 53 | 94,483 | 11 | 9,961 | -30 | 0,33 |
| 94 | 480,394 | 52 | 90,247 | 10 | 9,356 | -31 | 0,301 |
| 93 | 464,119 | 51 | 86,173 | 9 | 8,784 | -32 | 0,271 |
| 92 | 448,308 | 50 | 82,257 | 8 | 8,243 | -33 | 0,244 |
| 91 | 432,885 | 49 | 78,491 | 7 | 7,732 | -34 | 0,220 |
| 90 | 417,935 | 48 | 74,871 | 6 | 7,246 | -35 | 0,198 |
| 89 | 403,380 | 47 | 71,395 | 5 | 6,790 | -36 | 0,178 |
| 88 | 389,225 | 46 | 68,056 | 4 | 6,359 | -37 | 0,160 |
| 87 | 375,471 | 45 | 64,848 | 3 | 5,953 | -38 | 0,144 |
| 86 | 362,124 | 44 | 61,772 | 2 | 5,570 | -39 | 0,130 |
| 85 | 340,186 | 43 | 58,820 | 1 | 5,209 | -40 | 0,117 |
| 84 | 336,660 | 42 | 55,989 | 0 | 4,868 | -41 | 0,104 |
| 83 | 324,469 | 41 | 53,274 | | | -42 | 0,093 |
| 82 | 311,616 | 40 | 50,672 | -1 | 4,487 | -43 | 0,083 |
| 81 | 301,186 | 39 | 48,181 | -2 | 4,135 | -44 | 0,075 |
| 80 | 290,017 | 38 | 45,593 | -3 | 3,889 | -45 | 0,067 |
| 79 | 279,278 | 37 | 43,508 | -4 | 3,513 | -46 | 0,060 |
| 78 | 268,806 | 36 | 41,322 | -5 | 3,238 | -47 | 0,054 |
| 77 | 258,827 | 35 | 39,286 | -6 | 2,984 | -48 | 0,048 |
| 76 | 248,840 | 34 | 37,229 | -7 | 2,751 | -49 | 0,043 |
| 75 | 239,351 | 33 | 35,317 | -8 | 2,537 | -50 | 0,038 |
| 74 | 230,142 | 32 | 33,490 | -9 | 2,339 | -51 | 0,034 |
| 73 | 221,212 | 31 | 31,744 | -10 | 2,156 | -52 | 0,030 |
| 72 | 212,648 | 30 | 30,078 | -11 | 1,96 | -53 | 0,027 |
| 71 | 204,286 | 29 | 28,488 | -12 | 1,80 | -54 | 0,024 |
| 70 | 196,213 | 28 | 26,970 | -13 | 1,65 | -55 | 0,021 |
| 69 | 188,429 | 27 | 25,524 | -14 | 1,51 | -56 | 0,019 |
| 68 | 180,855 | 26 | 24,143 | -15 | 1,38 | -57 | 0,017 |
| 67 | 173,575 | 25 | 22,830 | -16 | 1,27 | -58 | 0,015 |
| 66 | 166,507 | 24 | 21,578 | -17 | 1,15 | -59 | 0,013 |
| 65 | 159,654 | 23 | 20,386 | -18 | 1,05 | -60 | 0,011 |
| 64 | 153,103 | 22 | 19,252 | -19 | 0,96 | -65 | 0,0064 |
| 63 | 146,771 | 21 | 18,191 | -20 | 0,88 | -70 | 0,0033 |
| 62 | 140,659 | 20 | 17,148 | -21 | 0,80 | -75 | 0,0013 |
| 61 | 134,684 | 19 | 16,172 | -22 | 0,73 | -80 | 0,0006 |
| 60 | 129,020 | 18 | 15,246 | -23 | 0,66 | -85 | 0,00025 |
| 59 | 123,495 | 17 | 14,367 | -24 | 0,60 | -90 | 0,0001 |

Wassergehalt von Luft bei verschiedenen Taupunkten

6.4 Übersicht über verschiedene Standards und Normen

Hier folgt eine Zusammenfassung von aktuellen Normen und Standards aus dem Bereich der Drucklufttechnik. Die aufgelisteten Normen sind fast alle europäisch oder international gültige Normen.

Vor Verwendung dieser Normen sollte beim Herausgeber der Normen geprüft werden, ob es eine aktuellere Ausgabe der Norm gibt.

6.4.1 Sicherheitsbestimmungen und -standards

6.4.1.1 Maschinensicherheit

*EU-Direktive 89/392/EEG,
Maschinenrichtlinie*

*EN 1012-1 Kompressoren und Vakuumpumpen
– Sicherheitsbestimmungen –
Teil 1: Kompressoren*

*EN 1012-2 Kompressoren und Vakuumpumpen
– Sicherheitsbestimmungen –
Teil 2: Vakuumpumpen*

6.4.1.2 Druckbehälter

*EU-Direktive 87/404/EEG,
einfache Druckbehälter*

*EU-Direktive 76/767/EEG,
gemeinsame Richtlinie für Druckbehälter und
Inspektionsmethoden*

*EU-Direktive 97/23/EG,
Druckgeräterichtlinie*

*EN 764 Druckgeräte – Begriffe und Symbole –
Druck, Temperatur*

*EN 286-1 Einfache, unbeheizte Druckbehälter
für Luft und Stickstoff – Teil 1: Auslegung, Her-
stellung und Test*

*EN 286-2 Einfache, unbeheizte Druckbehälter
für Luft und Stickstoff – Teil 2: Druckluft-
behälter für Druckluftbremsen und andere
Systeme von motorbetriebenen Fahrzeugen und
Anhängern*

*EN 286-3 Einfache, unbeheizte Druckbehälter
für Luft und Stickstoff – Teil 3: Druckluft-
behälter für Druckluftbremsen und andere
Systeme von Zügen*

*EN 286-4 Einfache, unbeheizte Druckbehälter
für Luft und Stickstoff – Teil 4: Druckluftbe-
hälter aus Aluminium für Druckluftbremsen
und andere Systeme von Zügen*

6.4.1.3 Umweltschutz

*Pneurop PN8NTCI, Schallmessverfahren für
Kompressoren*

*ISO 84/536/EC Schallpegel von Maschinen,
Spezieller Standard für Schallmessungen der
ISO*

6.4.1.4 Elektrotechnik

*EU-Richtlinie 89/336/EEG Elektromagnetische
Verträglichkeit*

EN 60204-1 Maschinen, Elektrosicherheit

EN 60439-1 Niederspannungsschaltgeräte

6.4.2 Technische Standards und Normen

6.4.2.1 Standardisierung

ISO 3857-1 Kompressoren, Druckluftwerkzeuge und Maschinen – Begriffe – Teil 1: Allgemein

ISO 3857-2 Kompressoren, Druckluftwerkzeuge und Maschinen – Begriffe – Teil 2: Kompressoren

ISO 5390 Kompressoren – Klassifizierung

ISO 5941 Kompressoren, Werkzeuge und Maschinen – Empfohlene Drücke

6.4.2.2 Spezifikationen

ISO 1217 Drucklufttechnik – Verdrängerkompressoren – Abnahmetests

ISO 5389 Turbokompressoren – Testvorschriften

ISO 7183-1 Drucklufttrockner - Teil 1: Spezifikation und Tests

ISO 7183-1 Drucklufttrockner - Teil 2: Leistungsangaben

ISO 8010 Kompressoren für die Prozessindustrie – Schrauben und verwandte Typen – Spezifikationen und Angaben für Auslegung und Konstruktion

ISO 8011 Kompressoren für die Prozessindustrie – Turbokompressoren - Spezifikationen und Angaben für Auslegung und Konstruktion

ISO 8012 Kompressoren für die Prozessindustrie – Kolbenkompressoren - Spezifikationen und Angaben für Auslegung und Konstruktion

ISO 8573-1 Druckluft für allgemeine Verwendung – Teil 1: Verunreinigungen und Qualitätsklassen.

EU-Richtlinie 73/23/EEG Niederspannungsrichtlinie

6.4.2.3 Messmethoden

ISO 8573-2 Druckluft für allgemeine Verwendung – Teil 2: Messmethoden für Ölaerosolanteile

ISO 8573-3 Druckluft für allgemeine Verwendung – Teil 3: Messmethoden für Feuchtigkeit

ISO 8573-4 Druckluft für allgemeine Verwendung – Teil 4: Messmethoden für Partikel

Index

| A | |
|--|----------------------|
| Abgasemissionen | 3.7.2 |
| Abscheidegrad | 2.4.2 |
| Absolutdruck | 1.2.1 |
| Absoluter Nullpunkt | 1.2.2 |
| Absorption | 2.4.1 |
| Absorptionstrockner | 2.4.1.4 |
| Adsorption | 2.4.1 |
| Adsorptionstrockner | 2.4.1.5 |
| Aktivkohlefilter | 2.4.2, 3.2.5 |
| Allgemeiner Gaszustand | 1.3.2 |
| Angesaugte Luft | 3.5.4 |
| Ansaugdrosselung | 2.5.2.3, 2.5.3.1 |
| Ansaugdruckunterschiede | 3.1.3.2 |
| Äquivalente Rohrleitung | 3.6.3 |
| Arbeit | 1.2.4 |
| Atmosphärischer Druck | 1.2.1 |
| Atomzahl | 1.1.1 |
| Auslegung | 3.1, 5.1 |
| Ausnutzungsgrad | 3.1.1.1 |
| Axiale Turbokompressoren | 2.2.3 |
| B | |
| Bauarten von Motoren | 1.6.5.6 |
| Belastung | 2.5.1 |
| Betriebsanalyse | 3.1.1.3 |
| Betriebskosten | 4.1.1.1 – 4.1.1.2 |
| Betriebsüberdruck | 3.1.1.1 |
| Blindleistung | 1.6.4 |
| Blindwiderstand | 1.6.2 |
| Boyle, Gesetz von | 1.3.2 |
| Bypassregelung | 2.5.2.2 |
| C | |
| Celsiuskala | 1.2.2 |
| Charles, Gesetz von | 1.3.2 |
| D | |
| Dämpfung | 3.9.5 |
| Dezentrale Installation | 3.1.2.3 |
| Dezibel | 3.9.1 |
| Direktschaltung | 3.8.3 |
| Doppelt wirkende Kompressoren | 1.5.2, 2.1.2 |
| Drehstrom | 1.6.3 |
| Drehzahlregelung | 2.5.4.3 |
| Drehzahnkompressor | 2.1.6 |
| Dreieckschaltung | 1.6.5.7 |
| Drosselung | 1.3.7 |
| Druck | 1.2.1 |
| Druckband | 2.5.4.2 |
| Druckluftbedarf | 3.1.1.2 |
| Druckluftbehälter | 3.6.1.1 |
| Druckluftqualität | 3.2.2 |
| Druckluftverbrauch | 1.1.2, 4.2.3 |
| Druckluftverteilung | 3.6.1 |
| Druckmessungen | 1.2.1, 2.5.5.2 |
| Druckschalter | 2.5.4.2 |
| E | |
| Drucktaupunkt | 2.4.1 |
| Druckverhältnis | 1.5.2 |
| Druckverlust | 1.3.6, 4.2.2 |
| Druckverstärker | 2.3.3 |
| Düsen | 1.3.5 |
| F | |
| Einsparmöglichkeiten | 4.2 |
| Einfach wirkender Kompressor | 1.5.2, 2.1.2 |
| Elektromagnetische Kraft | 1.6.2 |
| Elektronen | 1.1.1 |
| Elektronenschalen | 1.1.1 |
| Entlasten/Belasten | 2.5.1 |
| G | |
| Fahrbare Generatoren | 3.7.3 |
| Fahrbare Kompressoren | 3.7 |
| Fernüberwachung | 2.5.5.3, 2.5.8 |
| Feuchte Luft | 1.4.2 |
| Filter | 2.4.2, 3.2.5 |
| Flüssigkeitseingespritzter Schraubenkompressor | 2.1.5.2 |
| Flüssigkeitsringkompressoren | 2.1.9 |
| Frequenz | 1.6.1 |
| Frequenzkurven | 3.9.7 |
| Frequenzumrichter | 2.5.4.3 |
| H | |
| Gaskonstante | 1.3.2 |
| Generatoren | 3.7.3 |
| Gesamtkosten | 4.3.2 |
| Glykollmischungen | 3.3.1.4 |
| I | |
| Hauptspannung | 1.6.3 |
| Hochdruckkompressor | 3.6.1.1 |
| Hochspannung | 1.6.1 |
| Hubvolumen | 1.5.3 |
| J | |
| Individuelle Gaskonstante | 1.3.2 |
| Investitionen | 4.1.1.1 |
| Isentrope Prozesse | 1.3.4.4 |
| Isobare Prozesse | 1.3.4.2 |
| Isochore Prozesse | 1.3.4.1 |
| Isolationsklassen | 1.6.5.3 |
| Isotherme Prozesse | 1.3.4.3 |
| K | |
| Joule-Thomson-Effekt | 1.3.7 |
| K | |
| Kabel | 3.8.6 |
| Kältetrockner | 2.4.1.2 |
| Kapazitive Druckmessung | 2.5.5.2 |
| Kelvinskala | 1.2.2 |
| Kleinspannung | 1.6.1 |
| Kolbenkompressoren | 1.5.1 – 1.5.2, 2.1.2 |
| Kompletanlage | 3.5.1 |

| | |
|----------------------------|----------------|
| Kompressorauslegung | 4.3.2 |
| Konvektion | 1.3.3 |
| Kostenaufteilung | 4.1.1.1, 4.3.2 |
| Kritischer Volumenstrom | 1.3.5 |
| Kritisches Druckverhältnis | 1.3.5 |
| Kühlluftmenge | 3.5.5 |
| Kühlmethoden | 3.3 |
| Kühlsystem, geschlossen | 3.3.1.4 |
| Kurzschlussläufermotor | 1.6.5 |
| Kurzschlussicherung | 3.8.5 |

L

| | |
|-------------------------|----------------|
| Labyrinthdichtungen | 2.1.2 |
| Laminare Strömungen | 1.3.6 |
| Lebensdaueranalyse | 4.3.2 |
| Lebenskostenanalyse | 4.3.2 |
| Leckagen | 3.1.1.3, 4.2.3 |
| Leistung | 1.2.5 |
| Logarithmische | |
| Durchschnittstemperatur | 1.3.3 |
| Luft | 1.4 |
| Lufteinlass | 3.5.4 |
| Lüfter | 3.5.5 |
| Luftzusammensetzung | 1.4.1 |

M

| | |
|------------------------|---------|
| MD-Adsorptionstrockner | 2.4.1.5 |
| Mehrstufiges Entlasten | 2.5.2.8 |
| Membranfilter | 3.2.8 |
| Membrankompressoren | 2.1.4 |
| Mikroorganismen | 3.2.4 |
| Molekularbewegung | 1.1.2 |
| Moleküle | 1.1.1 |

N

| | |
|--------------------------|----------|
| Nachkühler | 2.4.1.1 |
| Nachlaufzeit | 2.5.4.2 |
| Nachverdichter (Booster) | 2.3.2 |
| Neutronen | 1.1.1 |
| Niederspannung | 1.6.1 |
| Normen und Regeln | 3.9, 6.4 |
| Normzustand | 1.2.6 |

O

| | |
|-------------------------------|------------------|
| Offenes Kühlsystem | 3.3.1.2, 3.3.1.3 |
| Ohmsches Gesetz | 1.6.2 |
| Öl/Wasseremulsion | 3.2.8 |
| Ölfilter | 3.2.5 |
| Ölfreier Kompressor | 2.1.3, 2.1.5.1 |
| Ölfreier Schraubenkompressor | 2.1.5.1 |
| Optimierter Kompressorbetrieb | 4.1.1.1 |

P

| | |
|--------------------|---------|
| Partikelfilter | 2.4.2 |
| Phasenkompensation | 3.8.7 |
| Phasenspannung | 1.6.3 |
| Phasenverschiebung | 1.6.2 |
| Plasma | 1.1.2 |
| Polytroper Prozess | 1.3.4.5 |

| | |
|----------|-------|
| Protonen | 1.1.1 |
|----------|-------|

Q

| | |
|---------------------------|-------|
| Qualitätsklassen gem. ISO | 3.2.2 |
|---------------------------|-------|

R

| | |
|---------------------------|----------------|
| Radiale Turbokompressoren | 2.2.1, 2.2.2 |
| Raumkonstante | 3.9.4 |
| Regelsysteme | 2.5.1 |
| Regelung | 2.5.1, 2.5.3.4 |
| Reihenfolgesteuerung | 2.5.6.1 |
| Reynoldszahl | 1.3.6 |
| Ringleitung | 3.6.2 |
| Rohre | 1.3.3 |
| Rohrresonanzen | 3.5.4 |
| Rotationskompressoren | 2.1.8 |

S

| | |
|------------------------------|----------------------|
| Schallabsorption | 3.9.9 |
| Schalldämpfung | 3.9.9 |
| Schalldruckpegel | 3.7.2, 3.9.2, 3.9.10 |
| Schalleistungspegel | 3.9.1 |
| Schallmessungen | 3.9.7 |
| Scheinleistung | 1.6.4 |
| Scheinwiderstand | 1.6.2 |
| Schraubenkompressoren | 2.1.5 |
| Schütze | 3.8.3 |
| Schutzklassen | 1.6.5.4 |
| Scrollkompressoren | 2.1.7 |
| Sicherungen | 3.7.5 |
| Softstart | 3.8.3 |
| Spannung | 1.6.1 |
| Start/Stop-Regelung | 2.5.2.5 |
| Starter | 3.8.3, 3.8.5 |
| Sterilfilter | 3.2.5 |
| Stern-Dreieck-Anlauf | 3.8.3 |
| Sternanschluss | 1.6.3 |
| Steuerspannungstransformator | 3.8.4 |
| Strahlung | 1.1.1 |
| Strom | 1.6.1 |
| Synchrondrehzahl | 1.6.5.1 |

T

| | |
|---------------------------------|---------|
| Taupunkt | 1.4.2 |
| Temperatur | 1.2.2 |
| Temperaturabhängiger Widerstand | 2.5.5.1 |
| Temperaturmessung | 2.5.5.1 |
| Thermistor | 2.5.5.1 |
| Thermodynamik | 1.3 |
| Totraumvolumen | 1.5.3 |
| Turbokompressoren | 2.2.1 |
| Turbulente Strömung | 1.3.6 |

U

| | |
|----------------------------------|------------------|
| Übergeordnetes Leitsystem | 2.5.6 |
| Überlastschutz | 3.8.6 |
| Überströmen mit Ansaugdrosselung | 2.5.2.4 |
| Überströmen | 2.5.2.1, 2.5.3.4 |
| Überverdichtung | 2.4.1.3 |

V

| | |
|--------------------------------|---------|
| Vakuumpumpe | 2.3.1 |
| Variable Austrittsöffnung | 2.5.2.7 |
| Ventilentlastung | 2.5.2.8 |
| Verdichtung in mehreren Stufen | 1.5.5 |
| Verdrängerkompressoren | 1.5.2 |
| Volumenstrom | 1.2.6 |
| Volumenstrommessung | 3.6.4 |
| Volumenstromregelung | 2.5.1 |
| Vorfilter | 3.5.4 |

W

| | |
|--------------------------------------|--------------|
| Wärmekapazität | 1.2.3 |
| Wärmerückgewinnung | 3.4 |
| Wärmerückgewinnung aus Kühlwasser | 3.4.3.3 |
| Wärmerückgewinnung aus Luft | 3.4.3.2 |
| Wärmerückgewinnungspotenzial | 3.4.2, 4.2.6 |
| Wärmeübertragung | 1.3.3 |
| Wärmeübertragungskoeffizient | 1.3.3 |
| Wärmeübertragungszahl | 1.3.3 |
| Wartungskosten | 4.2.7 |
| Wartungsplanung | 4.2.7.1 |
| Wasserabscheider | 2.4.1.1 |
| Wasserdampf | 3.2.2 |
| Wassergehalt der Druckluft | 2.4.1, 3.2.2 |
| Wassergekühlter Kompressor | 3.3.1 |
| Wechselstrom | 1.6.1 |
| Widerstand | 1.6.2 |
| Widerstandsthermometer | 2.5.5.1 |
| Wirkleistung | 1.6.4 |
| Wirtschaftlichkeit Gesamtanlage | 4.1.1.1 |

Z

| | |
|--------------------------|----------------------------|
| Zentrale Druckluftanlage | 3.1.2, 3.5.1, 3.5.2, 3.5.3 |
| Zentrale Installation | 3.1.2.2 |
| Zentrale Steuerung | 2.5.7 |
| Zustandsänderungen | 1.3.4 |







A series of 20 horizontal blue lines spanning the width of the page, providing a template for writing.



WIR BRINGEN NACHHALTIGE PRODUKTIVITÄT.

Wir stehen zu unserer Verantwortung gegenüber unseren Kunden, gegenüber der Umwelt und gegenüber den Menschen in unserem Umfeld. Wir sorgen dafür, dass Leistung auch in Zukunft Bestand hat. Das ist, was wir nachhaltige Produktivität nennen.

Atlas Copco Kompressoren und Drucklufttechnik GmbH
Langemarckstr. 35 · 45141 Essen
Tel. 0201 21770 · Fax 0201 216917
info.kompressoren@de.atlascopco.com
www.atlascopco.de

The Atlas Copco logo, featuring the company name in a stylized, italicized font, positioned between two horizontal bars.