

DAS PNEUMATIKHANDBUCH

Komponenten für die pneumatische Automation



Didaktik

PNEUMAX GREEN LINE: TECHNOLOGY & INNOVATION



www.pneumaxspa.com



Luciano Zaghis

DIE MODERNE PNEUMATIK

**EINFÜHRUNG IN DIE GRUNDLAGEN
DER DRUCKLUFT**



VORWORT

Innerhalb der zunehmenden Automatisierung aller Fertigungsbereiche – vom Handwerk bis zur industriellen Produktion – leistet die Pneumatik einen wertvollen Beitrag zur raschen, wirtschaftlichen und effizienten Lösung einfacher und komplexer Problemstellungen.

Pneumatische Komponenten bieten zahlreiche Vorteile wie Leichtigkeit, Sicherheit, Zuverlässigkeit und Kompatibilität mit anderen Technologien. Deshalb ist die Pneumatik nach wie vor die gängigste Anwendungstechnologie, die immer häufiger in Kombination mit elektronischen Systemen eingesetzt wird.

Natürlich haben pneumatische Lösungen auch ihre Grenzen. Vorteile und Beschränkungen der Pneumatik müssen also ausgewogen betrachtet werden, um keine unmöglichen Leistungen zu verlangen, sondern ihre realen Möglichkeiten optimal nutzen zu können.

Dieses Handbuch soll die wichtigsten Grundlagen der Pneumatik vermitteln und zu einem besseren Verständnis dieser Technologie beitragen.



HINWEISE

Der unsachgemäße Gebrauch der in diesem Handbuch beschriebenen Produkte kann zur Gefährdung von Personen bzw. Sachen führen.

Die technischen Daten der Produkte in diesem Handbuch können jederzeit geändert werden. Dies gilt auch für etwaige konstruktive Änderungen, die sich der Hersteller vorbehält, ohne darüber informieren zu müssen.

Daher sind die hier vorgestellten Produkte einschließlich ihrer technischen Daten, Merkmale und Spezifikationen im Hinblick auf ihren Einsatzzweck von technisch sachverständigem Personal zu prüfen. Insbesondere hat der Anwender die Bedingungen für den Betrieb jedes Produkts im Hinblick auf dessen geplanten Einsatz zu prüfen, die technischen Daten, Merkmale und Spezifikationen unter diesem Gesichtspunkt zu analysieren und sicherzustellen, dass beim Einsatz des Produkts alle einschlägigen Vorschriften bezüglich der Sicherheit von Personen bzw. Sachen erfüllt sind. Bei Fragen können Sie sich an unsere Technische Abteilung wenden.

Die Pneumax GmbH übernimmt keine Haftung für Ereignisse, die durch den unsachgemäßen, nicht sicheren Gebrauch der Pneumax-Produkte entstehen.

Die Pneumax GmbH haftet auch nicht für Mängel, die durch Änderungen und Abwandlungen durch den Kunden bzw. Dritte verursacht werden.

Der Kunde/Anwender hat Sorge dafür zu tragen, dass alle erforderlichen technischen Maßnahmen ergriffen werden, damit die Produkte sicher und zuverlässig funktionieren können. Die Validierung einer Anwendung obliegt stets dem Anwender selbst.

Die hierin enthaltenen Angaben können ohne vorherige Ankündigung geändert werden.



Kapitel 1

INTERNATIONALES SI-EINHEITENSYSTEM

- 1.1 SI-Basiseinheiten
- 1.2 Abgeleitete Einheiten, Vielfache und Teiler
- 1.3 Temperaturskalen

1.1 SI-BASISEINHEITEN

Das internationale Einheitensystem (SI) ist ein System, das sämtliche physikalische Größen auf der Grundlage technisch festgelegter und international anerkannter Maßeinheiten erfasst.

Es beruht auf sieben Basiseinheiten (siehe Tabelle), von der die Einheiten aller anderen Größen abgeleitet werden.

GRÖSSE	SI-EINHEIT		ZUGELASSENE EINHEITEN		BEZIEHUNG
	NAME	SYMBOL	NAME	SYMBOL	
Länge	Meter	m			
Masse	Kilogramm	kg	Gramm Tonne	g t	1 g = 0,001 kg 1 t = 1000 kg
Zeit	Sekunde	s	Minute Stunde Tag	min h d	1 min = 60 s 1 h = 3600 s 1 d = 86440 s
Elektrische Stromstärke	ampere	A			
Temperatur	Kelvin	K	Grad Celsius	°C	0 °C = 273,15 K
Lichtstärke	Candela	cd			
Stoffmenge	Mol	mol			



1.2 ABGELEITETE EINHEITEN

Die für die Pneumatik relevanten abgeleiteten Einheiten sind in der nachstehenden Tabelle dargestellt.

GRÖSSE	SI-EINHEITEN		ZUGELASSENE EINHEITEN		BEZIEHUNG
	NAME	SYMBOL	NAME	SYMBOL	
Kraft	Newton	N [kgm/s ²]			
Druck	Pascal	Pa [N/m ²]	Bar Millibar	bar mbar	1 bar = 100000Pa 1 mbar = 100Pa
Arbeit, Energie, Wärme	Joule	J [Nm]	Kilowattstunde	kwh	1 kwh = 3,6 MJ
Leistung	Watt	W [J/s]			1 W = 1 J/s
Frequenz	Hertz	Hz [1/s]			
Volumen	Kubikmeter		l Liter	m ³	1 l = 1 dm ³ 1 m ³ = 1000 l

In manchen Anwendungen wird die Kraft noch in kp (Kilopond) angegeben. Die gängige Maßeinheit ist jedoch das N (Newton), das zu der anderen Größe in folgender Beziehung steht:

$$1 \text{ N} = 0,102 \text{ kp}$$

$$1 \text{ kp} = 9,81 \text{ N (näherungsweise gilt: } 1 \text{ kp} = 10 \text{ N)}$$

Für die Beschleunigung eines materiellen Punkts gilt: $a = \frac{F}{m}$

wobei:

F = auf den materiellen Punkt wirkende Kraft, in N

m = Masse des materiellen Punkts, in kg

a = Beschleunigung, in m/s²

Somit gilt: $F = m \times a = \text{kg} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

In einem Vakuum bzw. bei vernachlässigbarem Luftwiderstand fallen alle Körper mit konstanter Beschleunigung (a = konstant) nach unten; diese Art der Beschleunigung wird als Erdbeschleunigung (g) bezeichnet.



In der Nähe der Erdoberfläche errechnet sich die Erdbeschleunigung wie folgt:

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Die Gewichtskraft F ist die auf einen Körper im freien Fall wirkende Kraft, für die gilt: $F = m \times g$

Im SI-Einheitensystem wird die Kraft F in N und die Fläche in m^2 angegeben. Dadurch ergibt sich für den Druck p :

$$p = \frac{F \text{ (Kraft)}}{A \text{ (Fläche)}} = \frac{N}{\text{m}^2} = \text{Pa (Pascal)}$$

SI-Einheiten, Vielfache und Teiler

MULTIPLIKATIONSFAKTOR	VORSATZ	SYMBOL
VIELFACHE		
$10^{12} = 1.000.000.000.000$	Tera	T
$10^9 = 1.000.000.000$	Giga	G
$10^6 = 1.000.000$	Mega	M
$10^3 = 1.000$	Kilo	k
$10^2 = 100$	Hekto	h
$10^1 = 10$	Deka	da
$10^0 = 1$		
$10^{-1} = 0,1$	Dezi	d
$10^{-2} = 0,01$	Zenti	c
$10^{-3} = 0,001$	Milli	m
$10^{-6} = 0,000\ 001$	Mikro	μ
$10^{-9} = 0,000\ 000\ 001$	Nano	n
$10^{-12} = 0,000\ 000\ 000\ 001$	Pico	p
$10^{-15} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 001$	Femto	f
$10^{-18} = 0,000\ 000\ 000\ 000\ 000\ 001$	Alto	a
Als Beispiel wird in der folgenden Übersicht die gebräuchlichste Maßeinheit, der Meter, verwendet:		
<p>Tm = Tetrameter = 10^{12} m Gm = Gigameter = 10^9 m Mm = Megameter = 10^6 m km = Kilometer = 10^3 m hm = Hektometer = 10^2 m dam = Dekameter = 10^1 m</p>		
m = Meter		
<p>dm = Dezimeter = 10^{-1} m cm = Zentimeter = 10^{-2} m mm = Millimeter = 10^{-3} m μm = Mikrometer = 10^{-6} m nm = Nanometer = 10^{-9} m pm = Picometer = 10^{-12} m fm = Femtometer = 10^{-15} m am = Attometer = 10^{-18} m</p>		

Die Größen können in Vielfachen und Teilern der entsprechenden Einheiten angegeben werden. Die einzelnen Bezeichnungen und Abkürzungen sind in der obigen Tabelle aufgeführt.



1.3 TEMPERATURSKALEN

Kelvin	Celsius	Fahrenheit
0 K	-273,15 °C	-549,67 °F
273,15 K	0 °C	32 °F

0 K = absoluter Nullpunkt

0 °C = 32 °F, Schmelzpunkt von Eis bei atmosphärischem Druck

- Kelvin-Skala, auch thermodynamische Skala, wird in der Physik verwendet;
- Celsius-Skala, gebräuchlichste Temperaturskala, die den Temperaturwert in Grad Celsius angibt;
- Fahrenheit-Skala, Temperaturskala, bei der der thermische Zustand der Atmosphäre in der Regel nahe dem des Eises ist.

Die Celsius-Temperaturskala hat den Nachteil, dass ein Temperaturwert stets mit dem Vorzeichen + oder - angegeben werden muss.

Temperaturumrechnung: **Beziehung**

$$^{\circ}\text{C} = \frac{^{\circ}\text{F} - 32}{1,8} \quad ^{\circ}\text{F} = 1,8 \times ^{\circ}\text{C} + 32$$

$$^{\circ}\text{K} = \frac{^{\circ}\text{F} - 32}{1,8} + 273 \quad \text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273$$



Kapitel 2

ATMOSPHERE - LUFT

- 2.1 Zusammensetzung der Luft
- 2.2 Luft

2.1 ZUSAMMENSETZUNG DER LUFT

Die uns umgebende Materie existiert in drei Aggregatzuständen:

- **fest: ein Stoff behält sowohl Form als auch Volumen bei;**
- **flüssig: das Volumen wird beibehalten, aber die Form passt sich dem umgebenen Raum an;**
- **gasförmig: Form und Volumen sind nicht beständig; der Stoff füllt den umgebenden Raum vollständig aus.**

Die Moleküle eines Festkörpers werden durch große Bindungskräfte zusammengehalten, die dessen Form bestimmen.

Bei den Gasen wirken dagegen Abstoßungskräfte zwischen den Molekülen, die diese voneinander entfernen. Daher füllt ein Gas in einem Behälter stets das gesamte zur Verfügung stehende Volumen aus, unabhängig von der Behälterform und der Gasmenge. Sowohl flüssige als auch gasförmige Stoffe sind durch Fluidität gekennzeichnet, weshalb sie auch als Fluide definiert werden.

2.2 LUFT

Die Erdkugel ist von einer Gashülle umgeben, die sich bei der Eigendrehung und Umlaufbewegung der Erde mit derselben mitdreht.

Diese Gashülle ist die Atmosphäre; das Gas, aus dem sie besteht, ist die Luft.

Die atmosphärische Luft ist ein Gasgemisch, dessen Zusammensetzung bis in ca. 20 km Höhe annähernd unverändert bleibt.



In der Luft sind die folgenden Elemente enthalten:

Element	Volumen
Stickstoff	78 %
Sauerstoff	21 %
Seltene und sonst. Gase	1 %

Die Zusammensetzung der Luft ist aufgrund des Vorhandenseins von Festpartikeln wie Staub oder Kristallen sowie von Spuren anderer Gase wie Kohlenstoffdioxid, Stickstoffdioxid, Ammoniak usw. in geringem Maße variabel. Atmosphärische Luft enthält überdies Wasserdampf, der die Luftfeuchte bestimmt.



Kapitel 3

DER ATMOSPHERISCHE LUFTDRUCK

- 3.1 Luftgewicht
- 3.2 Das Experiment von Torricelli
- 3.3 Maßeinheiten des Luftdrucks

3.1 LUFTGEWICHT

Nicht nur Festkörper, sondern auch gasförmige Stoffe und somit auch die Luft, haben ein Eigengewicht.

Wiegt man eine leere Gasflasche, bevor man sie füllt und erneut wiegt, so stellt man eine Gewichts-differenz fest. Die Gasflasche wiegt mehr, wenn sie voll ist.

Dasselbe gilt auch für die Luft, ein Gasgemisch; der Druck der Luftmasse auf die Erdoberfläche und alles andere, auf das sie wirkt, ist immens.

Im Jahr 1630 zeigte der Physiker Evangelista Torricelli aus dem norditalienischen Faenza, dass die Atmosphäre, d. h. die Gasschicht, welche die Erde umgibt, ein Gewicht von 1,033 kg je Quadrat-zentimeter Oberfläche auf Meereshöhe (NN) besitzt.

Diese Erkenntnis entspricht der Definition des ATMOSPHERISCHEN LUFTDRUCKS.

Geht man nun davon aus, dass ein Mensch eine durchschnittliche Oberfläche von ca. $1,5 \text{ m}^2$ hat, und dass das Gewicht der Atmosphäre mit 1,033 kg auf jeden Quadrat-zentimeter wirkt, so lasten auf der gesamten Körperoberfläche 15500 kg.

Der atmosphärische Luftdruck wirkt jedoch in alle Richtungen und somit auch im Körperinneren, wodurch sich die Kräfte wieder ausgleichen.

Darüber hinaus sorgt die Durchblutung dafür, dass der Druck an der Innenwand der Gefäße etwas über dem atmosphärischen Druck liegt.

Dadurch wird verhindert, dass wir von einer derart großen Last erdrückt werden.

Eine weitere Eigenschaft des atmosphärischen Luftdrucks ist seine Veränderlichkeit in Abhängigkeit von der Höhe.

In zunehmender Höhe über dem Meeresspiegel sinkt der Luftdruck, da die Luftschicht dünner und somit leichter wird.



HÖHE m	DRUCK Mpa	TEMPERATUR °C
0	0,1013	15
100	0,1001	14,4
200	0,0989	13,7
500	0,0955	11,8
1000	0,0899	8,5
1400	0,0856	5,9
1800	0,0815	3,3
2000	0,0795	2
2400	0,0756	-0,6
3000	0,0701	-4,5

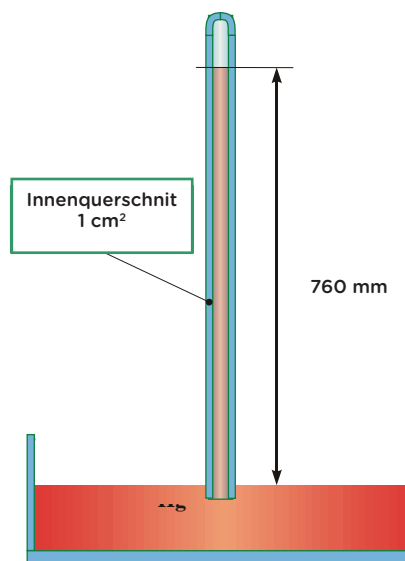
3.2 DAS EXPERIMENT VON TORRICELLI

Man nimmt ein auf einer Seite geschlossenes und auf der anderen Seite offenes, ca. 1 Meter langes Glasrohr (Abb. 3.2) und füllt es vollständig mit Quecksilber (Hg). Dann verschließt man das offene Ende und stellt das Rohr mit der Öffnung nach unten senkrecht in ein mit Quecksilber gefülltes Gefäß. Dabei stellt man fest, dass ein Teil des Quecksilbers aus dem Rohr in das Gefäß ausfließt.

Das Quecksilber fließt genau so lange aus, bis es einen ganz bestimmten Punkt erreicht hat.

Misst man nun die Höhe des Quecksilberspiegels im Gefäß und die Höhe der Quecksilbersäule im Rohr, so ergibt sich eine Differenz von ca. 76 cm.

Der Grund, weshalb sich das Quecksilber nicht vollständig in das Gefäß entleert hat, ist einzig und allein die Last des atmosphärischen Drucks.





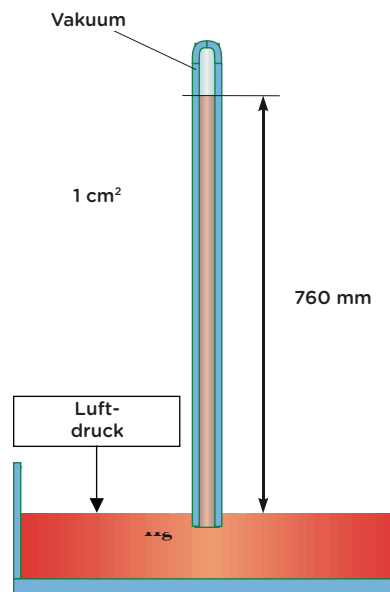
Wie bereits vorgängig erläutert, übt die Luft einen Druck von 1,033 kg je cm³ aus. Genau derselbe Druck wirkt auch auf die Oberfläche des Quecksilbers in dem Gefäß. Der obere Teil des Rohrs ist nach dem Umdrehen vollständig leer an Quecksilber und Luft, d. h. es ist ein Vakuum entstanden, in dem keinerlei atmosphärischer Druck vorhanden ist.

Anstatt von oben und unten im Inneren des Rohrs zu wirken, wirkt der Luftdruck hier nur von unten nach oben.

Es ist bekannt, dass der auf eine Flächeneinheit wirkende Druck dem Gewicht der Quecksilbersäule geteilt durch den Rohrquerschnitt entspricht.

$$\text{atmosphärischer Luftdruck} = 10,033 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Gesamtgewicht der Quecksilbersäule} = \frac{\text{Gewicht (kg)}}{\text{Querschnitt (cm}^2\text{)}} = 1,033 \text{ kg/cm}^2$$



Die Quecksilbersäule im Torricelli-Rohr steigt aufgrund des atmosphärischen Luftdrucks

Verwendet man in der gleichen Versuchsanordnung mit einem Rohr von 11 Metern Länge Wasser anstelle von Quecksilber, stellt man fest, dass der Wasserpegel im Glasrohr auf 10,033 Meter über dem Füllstand des Wassers in der Schale steigt.

Dieser Druck entspricht unter Berücksichtigung des Rohrdurchmessers 10,033 kg je Quadratzentimeter.



3.3 MASSEINHEITEN DES LUFTDRUCKS

Beim Druck unterscheidet man zwischen den folgenden Größen:

- **Luftdruck, der durch das Gewicht der Luft verursachte Druck (ca. 1 kg/cm^3);**
- **relativer Druck, Druck, der größer ist als der Luftdruck, und mithilfe sog. Manometer gemessen wird;**
- **absoluter Druck, Summe der beiden vorherigen Größen (relativer Druck + Luftdruck);**
- **Unterdruck, relativer Druck, der kleiner ist als der Luftdruck, und mit sog. Vakuummetern gemessen wird, wobei der Maximalwert des Unterdrucks dem barometrischen bzw. absoluten Vakuum entspricht.**

Im internationalen SI-Einheitensystem beträgt der Luftdruck auf Meereshöhe

100.000 Pa
gleich 0,1 Mpa

Im physikalischen System gilt für diesen Druck

101.325 Pa = 0,1013 MPa

Kapitel 4

DRUCKMESS- GERÄTE

- 4.1 Manometer
- 3.2 Vakuummeter

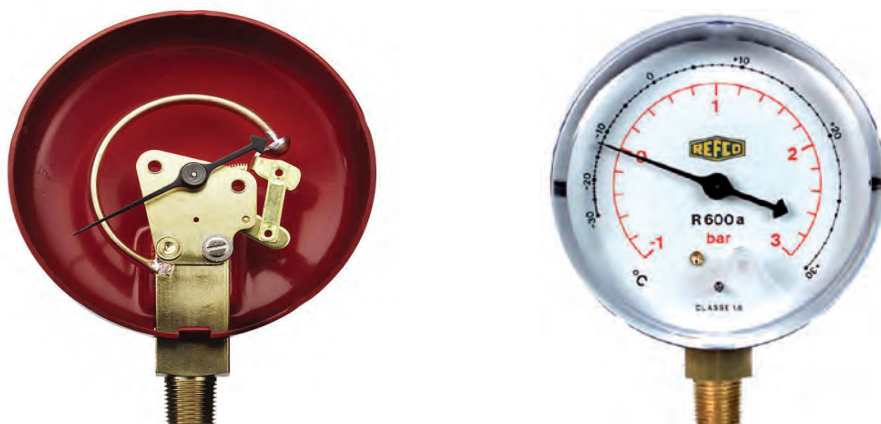
4.1 MANOMETER

In der industriellen Technik wird der relative Druck mit sog. Manometern gemessen, deren gebräuchlichste Variante das Bourdonfeder-Manometer ist. Dieses beruht auf der elastischen Verformung einer röhrenförmigen Metallfeder mit ovalem Querschnitt, die in Halbkreisform gebracht wird und dem auf sie wirkenden Druck des Mediums vollständig ausgesetzt ist.

Eine Seite der Feder ist offen; diese wird an einem Schaft mit Außengewinde, über den das Gerät fixiert werden kann, befestigt und bleibt in Kontakt mit dem Medium, dessen Druck gemessen werden soll.

Das andere Ende ist geschlossen und kann sich unter Einwirkung des Mediums frei bewegen. Durch den Innendruck wird die Feder gestreckt. Dabei verformt sich das geschlossene Ende proportional zum anstehenden Druck.

Über einen Zahnradantrieb wird die Auslenkung des freien Endes so verstärkt, dass der Druckwert mithilfe eines an der Zahnradwelle befestigten Zeigers sichtbar gemacht werden kann.



Bourdonfeder-Manometer



4.2 VAKUUMMETER

Ein Vakuummeter ist ein Druckmessgerät zum Messen von Drücken, die kleiner sind als der Luftdruck.

In industriellen Anlagen werden Unterdrücke mit Bourdonfeder-Messgeräten gemessen, deren Skalen je nach Einsatzgebiet in Zehntel bar, cm Quecksilber oder mm Wasser eingeteilt sind.



Kapitel 5

PHYSIK DER GASE

- 5.1 Anziehungskräfte - Abstoßungskräfte
- 5.2 Das Boyle-Mariotte-Gesetz
- 5.3 Das Gay-Lussac-Gesetz
- 5.4 Luftfeuchtigkeit

5.1 ANZIEHUNGSKRÄFTE - ABSTOSSUNGSKRÄFTE

Atmosphärische Luft ist ein Gasgemisch und besteht ebenso wie ein Festkörper aus Molekülen.

Das Molekül ist die kleinste Kombination von Atomen, die eine chemische Verbindung bilden.

Wie bereits erwähnt, bestehen zwischen den Molekülen eines Festkörpers starke Anziehungskräfte (Kohäsion). Sie bewirken, dass die Moleküle zusammenhalten, indem sie in eine bestimmte Position gezwungen werden.

In flüssigen Stoffen werden die Moleküle durch schwächere Kräfte als in festen Stoffen zusammengehalten.

Sie haben ein bestimmtes Volumen und passen sich der Form der sie umschließenden Umgebung an.

Bei gasförmigen Stoffen wirken zwischen den Molekülen keinerlei Anziehungskräfte. Die Moleküle bewegen sich ungeordnet, wobei sie ihren Abstand zueinander kontinuierlich verändern.

Es wirken Abstoßungskräfte, die dafür sorgen, dass ein Molekül immer weiter vom nächsten Molekül entfernt wird. Daher haben Gase weder ein bestimmtes Volumen noch eine bestimmte Form und können den gesamten zur Verfügung stehenden Raum ausfüllen.

Die Moleküle prallen in ihrer Bewegung mit hoher Geschwindigkeit gegeneinander und entfernen sich voneinander. Dabei kommen sie ständig mit dem sie umschließenden Behälter in Berührung.

Die Summe aller Prallbewegungen, die die Moleküle gegen die Behälterwände ausführen, entspricht dem Druck.

Der Druck tritt in Form von Kräften auf, die vom Behälterinneren zum Behälteräußeren hin wirken. Das Gesamtvolumen der Gasmoleküle ist im Verhältnis zum sie umschließenden Behälter sehr gering. Die Molekülabstände können durch Verdichtung verringert werden, indem mehr Moleküle in ein bestimmtes Volumen komprimiert werden, um so einen höheren Druck zu erzielen.



Bei diesem Vorgang lässt sich eine Erhöhung der Behältertemperatur beobachten. Es gibt zwei grundlegende physikalische Gesetze, die den Zusammenhang zwischen gasförmigem Aggregatzustand, Druck, Volumen und Temperatur beschreiben:

das **Boyle-Mariotte-Gesetz**
das **Gay-Lussac-Gesetz**

5.2 DAS BOYLE-MARIOTTE-GESETZ

Das Volumen eines idealen, in einem Behälter eingeschlossenen Gases verhält sich unter konstanter Temperatur umgekehrt proportional zum absoluten Druck. Daher ist das Produkt aus dem Volumen und dem absoluten Druck einer vorgegebenen Gasmenge konstant:

$$p_1 \times V_1 = p_2 \times V_2 = p_3 \times V_3 = \text{—————} = \text{konstant}$$

5.3 DAS GAY-LUSSAC-GESETZ

Bei konstantem Druck ist das Volumen einer vorgegebenen Gasmenge direkt proportional zur Temperatur:

$$V_1 : V_2 = T_1 : T_2$$

Dementsprechend verändert sich bei konstantem Volumen der Druck einer vorgegebenen Gasmenge direkt proportional zur Temperatur:

$$p_1 : p_2 = T_1 : T_2$$

Hieraus ergibt sich, dass es beim Anstieg von einem Ausgangs- zu einem höheren Enddruck zu einer Temperaturerhöhung kommt und umgekehrt: Bei Absinken des Drucks verringert sich die Temperatur.

Durch Verdichtung wird Wärme erzeugt, durch Ausdehnung wird Wärme absorbiert.

Die Gesetze von Boyle-Mariotte bzw. von Gay-Lussac treffen exakt nur auf ideale Gase zu. Reale Gase wie Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff oder Gasgemische wie Luft verhalten sich jedoch annähernd nach den oben beschriebenen Gesetzen, wenn der Druck nicht allzu hoch und die Temperaturen nicht allzu gering sind.

In der Pneumatik sind die auftretenden Temperaturänderungen minimal, während der Druck und das Volumen stark variieren können. Das Gesetz von Boyle-Mariotte ist daher grundlegend für die Bestimmung der Größe der meisten Komponenten der pneumatischen Kräfteübertragung, von den Behältern bis zu den Aktoren.



5.4 LUFTFEUCHTIGKEIT

Atmosphärenluft enthält immer einen bestimmten Anteil Wasserdampf. Wenn sie abkühlt, erreicht sie irgendwann einen Zustand, in dem sie mit Wasserdampf gesättigt ist. Jede weitere Abkühlung führt dazu, dass nicht das ganze Wasser in Form von Dampf behalten werden kann.

Der maximale Feuchtigkeitsgehalt ist von der Temperatur abhängig.

Die nachstehende Tabelle zeigt, wie viel Wasser in Gramm im Temperaturbereich von -40 °C bis +40 °C in einem Kubikmeter Luft höchstens enthalten sein kann.

1 Kubikmeter Druckluft kann genauso viel Wasser aufnehmen wie 1 Kubikmeter Luft mit atmosphärischem Luftdruck.

Temperatur °C	0	+5	+10	+15	+20	+25	+30	+35	+40
g/m ³ atmosph.	4,98	6,86	9,51	13,04	17,69	23,76	31,64	41,83	54,11

Temperatur °C	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
g/m ³ atmosph.	4,98	3,42	2,37	1,61	1,08	0,7	0,45	0,29	0,18

5.4 LUFTFEUCHTIGKEIT

Die relative Luftfeuchtigkeit ist das Verhältnis zwischen dem Wassergehalt in der atmosphärischen Luft bei einer vorgegebenen Temperatur und dem Gehalt im Sättigungszustand der Luft in Prozent.

$$\text{R.L.} = \frac{\text{Wassergehalt in der Luft}}{\text{Gehalt in gesättigter Luft}} \times 100$$

Beispiel:

Temperatur 20 °C R.L. 60 %

Wie viel Wasser ist in 1 m³ Luft enthalten?

$$17,69 \times 0,6 = 10,61 \text{ g/m}^3$$

In Druckluft wird die Fähigkeit zur Aufnahme von Wasserdampf einzig und allein durch ihr Volumen bestimmt, das in dem Fall natürlich geringer ist, d. h. das Wasser kondensiert bei gleicher Temperatur.



Beispiel:

5 m³ atmosphärische Luft mit einer Temperatur von 20 °C und einer relativen Luftfeuchte von 60 % werden auf 6 bar Relativdruck verdichtet. Wie viel Wasser kondensiert?

Bei einer Temperatur von 20 °C können 5 m³ Luft höchstens **10,61 g/m³ x 5 m³ = 53,05 g enthalten.**

Das auf 6 bar Relativdruck verdichtete Volumen ist gleich:

$$p_1 \times V_1 = p_2 \times V_2 \text{ somit } \frac{p_1}{p_2} V_1 = V_2$$

$$\frac{1,013 \text{ bar atmosph.}}{6 + 1,013} \times 5 = 0,722 \text{ m}^3$$

0,722 m³ Luft enthält bei einer Temperatur von 20°C höchstens :
17,7 g/m³ x 0,722 m³ = 12,78 g.

Die kondensierende Wassermenge errechnet sich wie folgt:
53,05 g - 12,78 g = 40,27 g.

Das Kondensat muss vor der Verteilung der Luft in das Leitungsnetz entfernt werden.



Kapitel 6

DRUCK

6.1 Druck

6.1 DRUCK

Der Druck (p) ist die physikalische Größe, die angibt, wie eine Kraft auf die Fläche verteilt ist, auf die sie einwirkt.

Der Wert des Drucks wird durch die statisch auf eine Flächeneinheit wirkende Kraft bestimmt.

Daraus ergibt sich, dass der Druck p die Kraft F ist, die ein Fluid senkrecht auf die Oberflächeneinheit A eines Körpers ausübt, d. h.:

$$p = \frac{F}{A}$$

Im SI-Einheitensystem wird der Druck mit N (Newton) je m^2 angegeben und in Pascal (Pa) gemessen

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

Da das Pa eine sehr kleine Einheit ist, verwendet man in der Praxis zumeist Vielfache dieser Einheit, z. B. kPa.

Gegenwärtig ist nach dem internationalen SI-Einheitensystem auch noch das bar als Maßeinheit des Drucks zulässig und gebräuchlich.

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

Im angelsächsischen Raum wird der Druck in psi (Pfund/Quadratzoll) angegeben:

$$\begin{aligned} 1 \text{ psi} &= 0,07 \text{ bar} \\ 14,5 \text{ psi} &= 1,00 \text{ bar} \end{aligned}$$



In der nachstehenden Tabelle werden die verschiedenen Maßeinheiten des Drucks gegenübergestellt.

Druck	kPa	bar	psi	kg/cm ²
1 kPa	1	0,01	0,145	0,102
1 bar	100	1	14,5	1,02
1 psi	6,9	0,069	1	0,07
1 kg/cm ²	98	0,0981	14,2	1

In der Fluidtechnik bezieht sich die Angabe des Betriebsdrucks eines Geräts bzw. einer Anlage stets auf den relativen Druck, es sei denn, es ist ausdrücklich etwas anderes angegeben.



Kapitel 7

DURCHFLUSS VON GASEN

- 7.1 Normliter
- 7.2 Durchfluss

7.1 NORMLITER

Im SI-Einheitensystem wird der Durchfluss von Gasen, d. h. auch der Luft, wie folgt angegeben:

m³/s bzw. m³/h (Volumenstrom)
kg/s bzw. kg/min (Massenstrom)

In der Pneumatik verwendet man als Einheit zur Angabe des Luftvolumens den Normliter, abgekürzt NI.

Ein kleines ‚n‘ wäre eigentlich sinnvoller, um Verwechslungen mit dem ‚N‘ von Newton zu vermeiden, jedoch ist die Verwendung des Großbuchstabens gebräuchlicher.

Bei Verwendung des Kubikmeters als Raummaß spricht man analog vom Normkubikmeter (nm³).

Der Normliter ist als Maßeinheit so gebräuchlich und praktisch, dass diese Einheit ebenso wie das bar nach dem internationalen SI-Einheitensystem zugelassen ist.

7.2 DURCHFLUSS

Als Volumenstrom Q wird das Volumen eines Mediums definiert, das sich innerhalb einer Zeiteinheit durch einen Querschnitt bewegt.

$$Q = \frac{V}{t} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

Der Durchfluss kann auch durch Multiplikation der Strömungsgeschwindigkeit mit der Querschnittsfläche A an der Durchflussstelle berechnet werden.

$$Q = u \times A$$



Aus der Strömungsgeschwindigkeit in m/s und der Querschnittsfläche in m² ergibt sich:

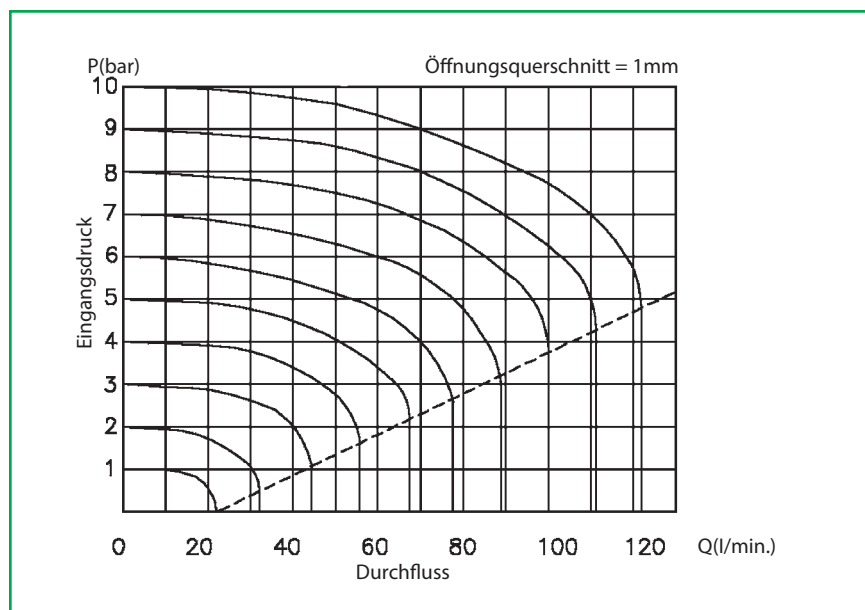
$$\frac{m}{s} \cdot m^2 = m^3/s$$

Im SI-Einheitensystem gilt als Maßeinheit des Durchflusses der Kubikmeter je Sekunde (m³/s). Zulässig ist aber auch der Liter je Sekunde (l/s), wobei

$$1 \text{ l/s} = 1 \text{ dm}^3/\text{s}$$

Die Berechnung des Durchflusses eines gasförmigen Mediums ist komplex, da dessen Strömungsgeschwindigkeit wegen seiner Komprimierbarkeit von verschiedenen Parametern bestimmt wird.

Das nachstehende Schaubild stellt das Verhältnis zwischen Druck und Durchfluss für einen Öffnungsquerschnitt von 1 mm² dar.



Die Fläche unter der gestrichelten Linie ist der Bereich, in dem die Luft fast mit Schallgeschwindigkeit (Schallströmung) strömt. Eine höhere Geschwindigkeit erreicht sie auch dann nicht, wenn die Druckdifferenz zunimmt. In diesem Bereich verlaufen die Kurven senkrecht.

Ist die Druckdifferenz zwischen Ein- und Austritt gleich Null, findet kein Durchfluss statt. Sobald ein Druckunterschied auftritt, entsteht ein Durchfluss, der umso höher ist, je größer die Druckdifferenz ausfällt. Bei steigender Druckdifferenz strömt die Luft solange immer schneller durch die Öffnung, bis sie 340 m/s, d. h. Schallgeschwindigkeit, erreicht hat.

Eine weitere Zunahme der Druckdifferenz bleibt ohne Auswirkung auf den Durchfluss, da die Luft bereits ihre maximal mögliche Geschwindigkeit erreicht hat.

So ergibt sich aus dem Schaubild zum Beispiel, dass der Durchfluss bei einem Eingangsdruck von 6 bar und einem Ausgangsdruck von 5 bar (Druckdifferenz 1 bar) bei einem äquivalenten Durchmesser von 1 mm² ca. 55 l/min beträgt.



Beträgt der äquivalente Querschnitt einer Vorrichtung 5 mm², so errechnet sich der Durchfluss durch diesen Querschnitt durch Multiplikation des Messwerts mit dem Faktor 5.

$$5 \times 55 = 275 \text{ l/min}$$

Die Formel zur Berechnung des Durchflusses von Unterschallströmungen lautet wie folgt:

$$Q = 22,2 \times S \times \sqrt{(P_2 + 1,013) \times (P_1 - P_2)}$$

$$Q = 22,2 \times 5 \times \sqrt{(5 + 1,013) \times (6 - 5)} = 272,187 \text{ l/min}$$

Das Rechenergebnis kommt dem aus dem Diagramm resultierenden Wert sehr nahe.





Kapitel 8

PNEUMATIK

8.1 Pneumatische Automatisierung

8.2 Schaltungsaufbau einer pneumatischen Automatisierung

8.1 PNEUMATISCHE AUTOMATISIERUNG

Pneumatik steht längst nicht mehr nur für Zylinder und Stellglieder, sondern für weit- aus komplexere Systeme.

Durch die Verzahnung mit anderen Technologien wie der Elektronik liefert die pneu- matische Automatisierung Resultate, die vor wenigen Jahren noch unvorstellbar wa- ren.

Die pneumatische Automatisierung ist in der Lage, eine Vielzahl von Problemstellun- gen zu lösen, und ist oftmals gänzlich unverzichtbar.

Überall dort, wo Bewegungen automatisch ausgeführt werden müssen, bietet sich die Pneumatik als Lösung an.

Andere Gründe für den wachsenden Einsatz der Pneumatik sind die günstigen Kosten und die hohe Zuverlässigkeit. Damit ermöglicht sie geringere Fertigungskosten bei höherer Qualität.

Dies gilt für zahlreiche Fertigungsbereiche, wie z. B. Maschinen für den Teilezusam- menbau, Holzbearbeitungsmaschinen, die Textil- und Lebensmittelindustrie, Verpa- ckungsanlagen usw.

Die niedrigeren Fertigungskosten sind jedoch nicht auf die geringen Kosten der Druck- luft zurückzuführen. Vielmehr ist die Aufbereitung der Druckluft recht kostenintensiv. Jedoch werden diese Kosten durch die zahlreichen Vorteile dieser Technologie mehr als kompensiert.

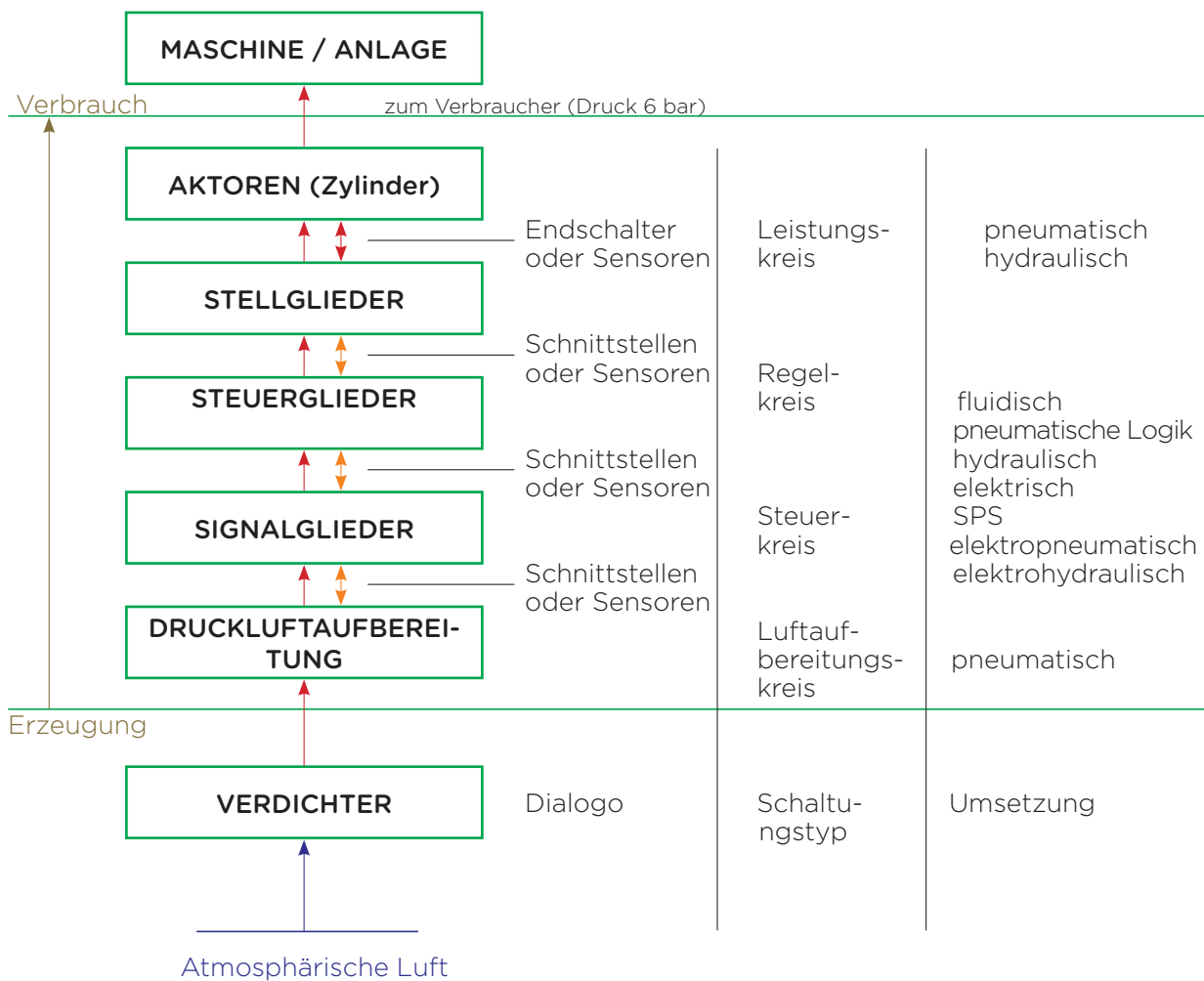
8.2 SCHALTUNGS-AUFBAU EINER PNEUMATISCHEN AUTOMATISIE- RUNG

Der Schaltungsaufbau einer modernen automatisierten Anlage zeigt, dass hier Kom- ponenten aus verschiedenen Bereichen zum Einsatz kommen: Elektrik, Mechanik, Pneumatik und Hydraulik.

Genau in diesem Zusammenspiel liegt das große Potential der Pneumatik, da sie in Kombination mit jeder dieser Technologien besser als andere Anwendungstechniken abschneidet.

Selbstverständlich kann eine komplette Anlage auch mit nur einer dieser Technologien realisiert werden. In der Praxis kommen jedoch zumeist Hybridsysteme zum Einsatz, um die Vorteile jeder Technologie maximal nutzen zu können.

Das nachstehende Schaubild zeigt den Schaltungsaufbau einer kompletten pneumatischen Automatisierungsanlage von der Druckquelle über die Funktionsanschlüsse der einzelnen Komponenten bis hin zum Dialog mit den Schnittstellenelementen. Aus dem Schaltbild ist der gesamte Weg ersichtlich, den das Medium zur Betätigung einer Anlage, einer Maschine oder eines automatischen Geräts durchströmt.





Kapitel 9

ERZEUGUNG VON DRUCKLUFT

- 9.0 Erzeugung von Druckluft
- 9.1 Verdichter
- 9.2 Verdichterarten
- 9.3 Druckluftspeicher
- 9.4 Kühler und Trockner

9.0 ERZEUGUNG VON DRUCKLUFT

Druckluft ist in den meisten Bereichen der Industrie unverzichtbar geworden. Druckluft wird durch sog. Verdichter (Kompressoren) erzeugt, die mithilfe eines Motorantriebs Luft ansaugen, diese verdichten und anschließend an die Verbraucher verteilen.

Die Erzeugung von Druckluft gilt als Bereich, für das nicht die Automatisierungstechnik, sondern andere Gebiete zuständig sind. Dennoch sollten auch Experten auf dem Gebiet der pneumatischen Automatisierung über einschlägige Kenntnisse verfügen. Vor der Beschreibung der einzelnen Verdichterarten sollen zunächst einige Eigenschaften und Kenngrößen der Drucklufttechnik erläutert werden.

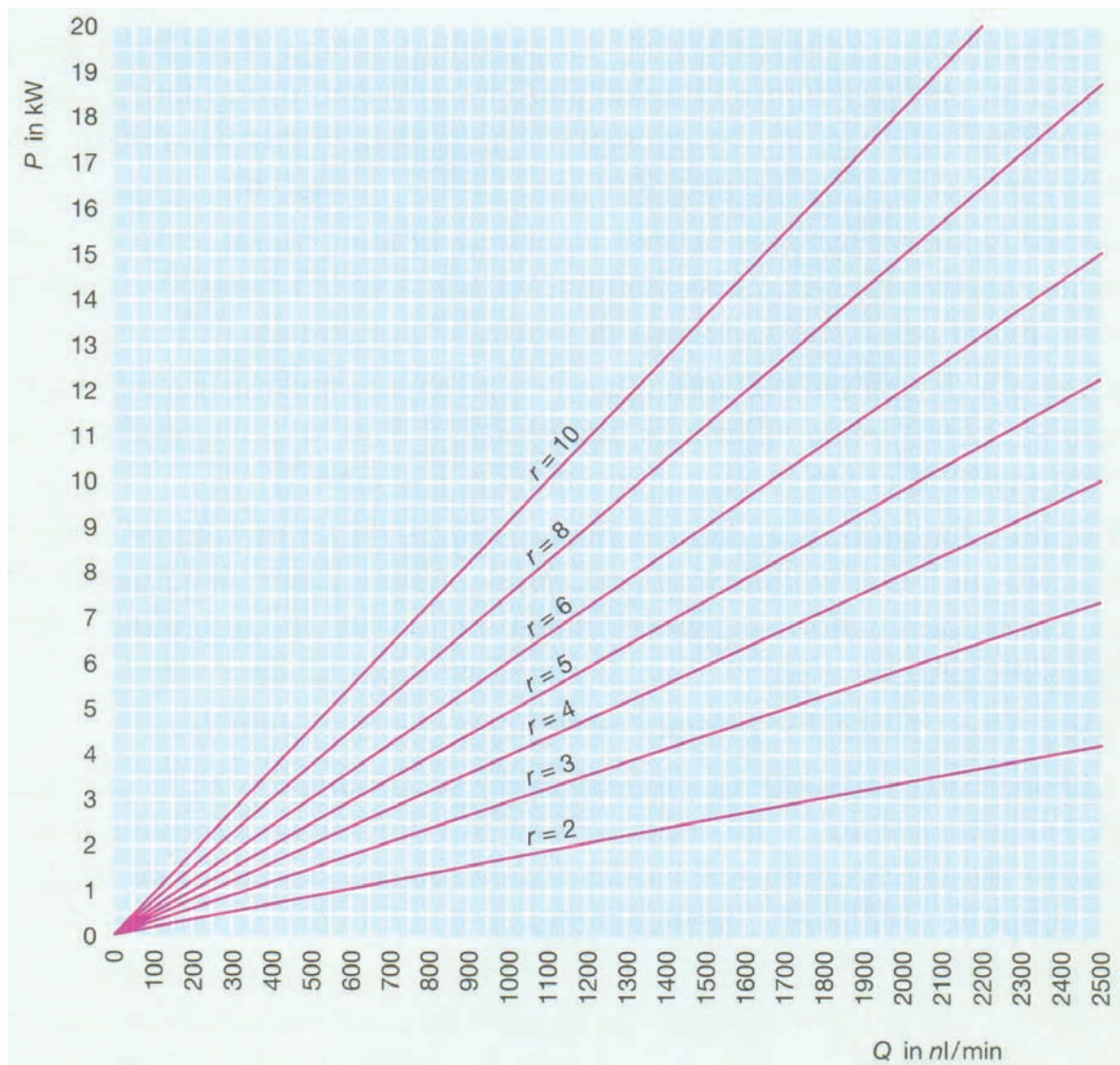
Anfangsdruck	Pa	
Enddruck	Pe	
Ansaugmenge	Q	(nm³/s)
Liefermenge	Ql	(m³/s)
Verdichtungsverhältnis	r = Pe/Pa	(Pascal)

Wie bereits erläutert, steht der Buchstabe ‚n‘ für ‚normal‘ und bezeichnet hier das Luftvolumen unter Normbedingungen, d. h. das Volumen der atmosphärischen Luft bei einer Temperatur von 20°C, d. h. nm³ bzw. nl.

Die Leistung, die erforderlich ist, um ein vorgegebenes Luftvolumen auf die Liefermenge zu verdichten, ergibt sich aus der folgenden Formel:

$$N = Q \times Pa \times 3,5 \times (r^{2,85} - 1)$$

Mit steigendem Verdichtungsverhältnis senkt sich der Liefergrad η , der bei einem Verdichtungsverhältnis $r < 5$ nicht geringer als 0,7 sein darf. Das folgende Diagramm ermöglicht eine rasche Auswahl der Verdichterleistung in Abhängigkeit von der Ansaugleistung.



9.1 VERDICHTER

Bei den Verdichtern unterscheidet man zwischen dynamischen Verdichtern und Verdichtern, die nach dem Verdrängungsprinzip arbeiten. In der pneumatischen Kraftübertragung kommen Verdrängungsverdichter zum Einsatz, die wiederum in Hubkolbenverdichter und Drehkolbenverdichter unterteilt werden.



9.2 VERDICHTERARTEN

Hubkolbenverdichter können in zwei Kategorien unterteilt werden: Kolben- und Membranverdichter.

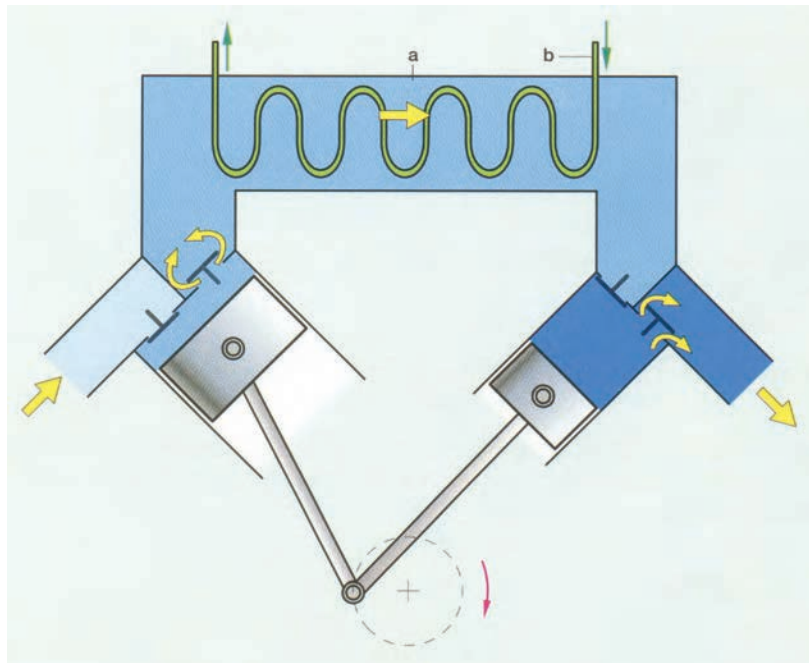
In den meisten pneumatischen Anwendungen kommen Kolbenverdichter zum Einsatz; Membranverdichter spielen eine untergeordnete Rolle und sind nur in einfachen Heimanwendungen zu finden.

Die Gruppe der Drehkolbenverdichter wird in drei Bauarten unterteilt: Rootsverdichter, Vielzellenrotationsverdichter und Schraubenverdichter.

Kolbenverdichter

Die Wahl des Kolbenverdichters richtet sich danach, ob niedrige, mittlere oder hohe Drücke erzeugt werden sollen.

Zur Erzeugung hoher Drücke verwendet man mehrstufige Kolbenverdichter.



bis	1 bar	einstufig
bis	15 bar	zweistufig
über	15 bar	drei- oder mehrstufig

Das Funktionsprinzip eines Kolbenverdichters beruht auf einem Zylinder und einem Kolben, der von einem Kurbelgehäuse mit Pleuelstange und Kurbelwelle angetrieben wird und sich im Verdichter hin und her bewegt.

Durch zwei Ventile am Zylinderkopf wird die Menge der angesaugten und verdichteten Luft reguliert.

Kolbenverdichter werden wahlweise als luft- oder flüssigkeitsgekühlte Kompressoren angeboten.

Aufgrund ihrer speziellen Funktionsweise erzeugen Hubkolbenverdichter einen pulsierenden Volumenstrom und benötigen daher einen Druckluftbehälter.

Bei Erreichen der im Druckluftbehälter eingestellten Druckobergrenze löst ein Druckwächter aus, der über einen elektrischen Kontakt die Stromversorgung des Motors und somit den Betrieb des Verdichters unterbricht.

Fällt der Druck auf die eingestellte Druckuntergrenze ab, stellt der Druckschalter die Stromversorgung des Motors wieder her, so dass der Verdichter wieder anläuft.

Vielzellenrotationsverdichter

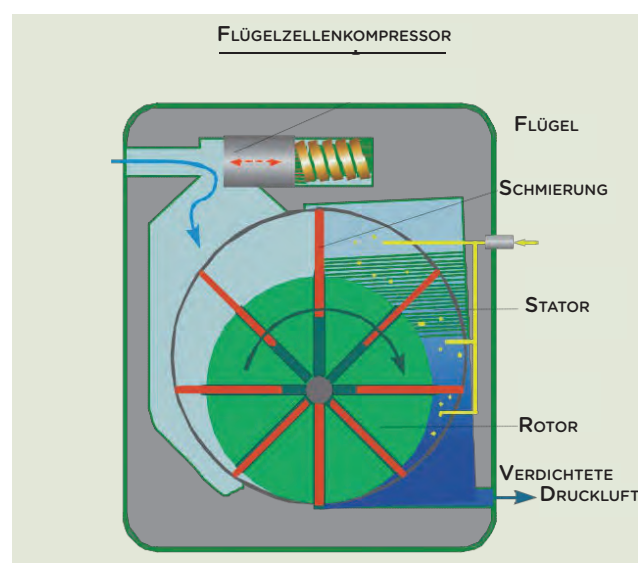
Vielzellenrotationsverdichter bestehen aus einem zylindrischen Fördergehäuse (Stator), in dem sich ein exzentrisch gelagerter Läufer (Rotor) dreht. Der Rotor ist über die gesamte Länge mit radialen Längsschlitzen versehen. In den Schlitzen bewegen sich Schieber aus Stahl, die während der Drehbewegung durch die Fliehkraft nach außen gedrückt werden und Zellen bilden. Die Luft wird durch die Längsschlitze auf dem Rotor in die vergrößerten Zellen angesaugt und durch die Rotation des Läufers verdichtet.

Bei Erreichen der maximalen Verdichtung wird die Luft durch eine zweite Öffnung im Fördergehäuse der Druckseite zugeführt.

Vielzellenrotationsverdichter arbeiten kontinuierlich, d. h. auch dann, wenn druckseitig kein Bedarf besteht.

Wenn kein Druckluftbedarf besteht, ist das Ansaugventil, das über einen Kolben mit einer ihm entgegenwirkenden Feder gesteuert wird, geschlossen und der Verdichter arbeitet im Leerlauf.

Durch die automatische Saugdrosselregelung kommen Vielzellenrotationsverdichter problemlos ohne Druckluftbehälter aus.





Schraubenverdichter

Schraubenverdichter weisen die gleichen Funktionsmerkmale wie der zuvor beschriebene Bautyp auf. Sie sind jedoch leiser im Betrieb, da sich bei der Rotation nur wenige Kompressorteile berühren.

Sie sind mit zwei parallel zueinander angeordneten, schraubenförmigen Rotorläufern ausgestattet, deren Schraubengänge links- bzw. rechtsläufig sind und ineinander greifen.

Schraubenverdichter benötigen eine ausreichende Schmiermittelversorgung, um Leckageverluste zu vermeiden und die Kühlung der Rotorläufer zu gewährleisten.

Die angesaugte Luft wird durch die spezielle Bauweise der Schraubengänge verdichtet. Das Luftvolumen wird durch Drehung der Rotorläufer zwischen Saug- und Druckseite fortschreitend verkleinert.

Genau wie der Vielzellenrotationsverdichter kann auch ein Schraubenverdichter im Leerlauf funktionieren, da er ebenfalls über eine Saugdrosselregelung verfügt.

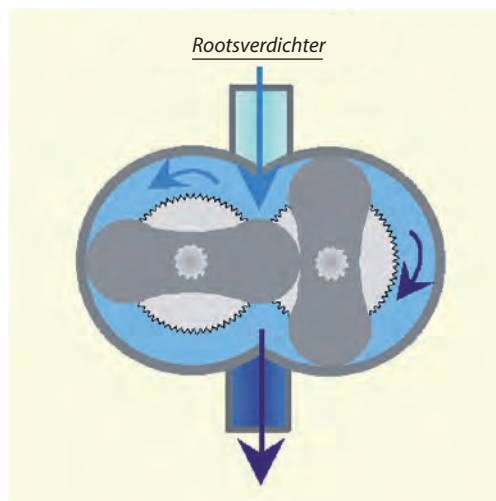
Drehkolbenverdichter liefern zufriedenstellende Volumenströme mit einem Druck um die 10 bar.

Rootsverdichter

Rootsverdichter werden aufgrund ihrer geringen Leistungswerte nur selten eingesetzt. Sie erzeugen nur Drücke bis max. 3 bar bei niedrigem Volumenstrom.

Jeder der beiden Flügelläufer ist starr mit zwei Zahnrädern verbunden, die sich frei drehen. Durch ihre Rotation wird Luft angesaugt und von der Saug- zur Druckseite transportiert.

Die beiden sind so präzise miteinander verbunden, dass keine Leckageverluste zwischen Saug- und Druckseite entstehen. Da die Verdichtung nicht in der Kammer, sondern druckseitig erfolgt, sind Rootsverdichter nur beschränkt in der Lage, höhere Drücke zu erzeugen.



9.3 DRUCKLUFTBEHÄLTER

Ein Druckluftbehälter hat die Aufgabe, verdichtete Luft zu speichern und diese bei Bedarf an die Verbrauchsseite abzugeben.



Verdichter werden entsprechend der zu erzeugenden Liefermenge gewählt. Der Druckluftbehälter muss dafür sorgen, dass die Anlage während der Ruhephase des Verdichters mit ausreichend Druck versorgt wird.

Bei Einlagerung der Luft in einem Druckluftbehälter schlagen sich Verunreinigungen der verdichteten Luft am Behälterboden nieder und können abgeschieden werden. Diese Verunreinigungen, wie z. B. Kondensat, Staub oder Öl, werden in regelmäßigen Abständen durch ein automatisches Abscheideventil am Behälterboden abgeführt.

Auslegung

Druckluftbehälter für Hubkolbenverdichter können mithilfe der folgenden Formel mit guter Annäherung dimensioniert werden:

$$V = Q / 60$$

wobei C = Behältervolumen in m^3 Q = Volumenstrom in m^3 /Stunde

Für einen Kolbenkompressor mit einer Fördermenge von $50 m^3$ /Stunde ergibt sich daraus eine Behältergröße von $0,83 m^3$ (830 Liter).

In diesem Fall würde man einen Standardbehälter mit 1000 Liter Fassungsvermögen wählen.

Drehkolbenverdichter sind nicht mit einer Saugdrosselregelung versehen und benötigen daher streng genommen keinen nachgeschalteten Druckluftbehälter. Für alle Fälle kann jedoch die folgende Formel herangezogen werden:

$$V = Q / 600$$

Bei einem Vielzellenrotationsverdichter mit derselben Fördermenge wie oben ergibt sich eine Behältergröße von $0,083 m^3$ (83 Liter).

In diesem Fall würde man einen Standardbehälter mit 100 Litern wählen.

Druckluftbehälter mit einem Behältervolumen von über 25 Litern unterliegen einer Prüfung durch die zuständigen Stellen für Sicherheit und Gesundheitsschutz am Arbeitsplatz.

9.4 KÜHLER UND TROCKNER

Während des Verdichtungsvorgangs erhöht sich die Lufttemperatur auf einen Wert, bei dem das Wasseraufnahmevermögen größer ist als der in der Luft zum Ansaugzeitpunkt enthaltene Wasserdampf. Das in der Luft gespeicherte Wasser darf jedoch auf keinen Fall in die Druckluftleitungen gelangen.

Wird die überhitzte Luft unmittelbar in die Druckluftleitungen eingespeist, senkt sich der Taupunkt mit der fortschreitenden Abkühlung ab und der Wasserdampf kondensiert in den Leitungen und gelangt zu den Verbrauchern und damit in die Anlagen.



Um dies zu vermeiden, verfügen mehrstufige Verdichter über Zwischenkühler mit entsprechenden Kondensatabscheidern. Diese gewährleisten jedoch keine vollständige Entfeuchtung, da die verdichtete Luft am Ende immer noch eine hohe Temperatur aufweist.

Bevor die Luft in die Druckluftleitungen eingebracht wird, sollte möglichst viel Wasser abgeführt werden.

Wasser kann abgeschieden werden, indem die Luft durch sog. Nachkühler abgekühlt wird, die zwischen den Verdichter und den Behälter geschaltet werden.

Bei den Kühlern unterscheidet man:

Luftkühler, Wasserkühler und Kältetrockner.

Kältetrockner sind mit einem Kältekreislauf versehen, in dem ein Kältemittel zirkuliert, das die Temperatur der Luft im Kältetrockner auf einen Taupunkt von ca. 3 °C absenkt. Durch die Abkühlung kondensiert das Wasser, das sich in einem Behälter ansammelt und über einen Kondensatabscheider mit automatischem Abscheideventil abgeführt wird.

Der Einsatz von Trocknern bewirkt eine intensivere Entfeuchtung auf der Basis von Trockenmitteln, die der Luft den Wasserdampf entziehen.

Bei den Trocknern unterscheidet man:

Absorptionstrockner und Adsorptionstrockner.

Absorptionstrockner machen sich die hygroskopischen (d. h. feuchtigkeitsbindenden) Eigenschaften bestimmter Stoffe wie Natriumhydroxid zunutze. Da sie ständig Wasser aus der Luft aufnehmen und irgendwann gesättigt sind, müssen die hygroskopischen Bestandteile regelmäßig ausgetauscht werden.

Adsorptionstrockner beruhen dagegen auf den adhäsiven Eigenschaften von Stoffen wie z. B. Silicagel, d. h. deren Fähigkeit, Wasser an ihrer Oberfläche festzuhalten.

Ihre Aufnahmefähigkeit wird in regelmäßigen Abständen durch Zufuhr von Luft, die das Trockenmittel enthält, wiederhergestellt.





Kapitel 10

DRUCKLUFTVERTEILUNG

- 10.1 Druckluftleitungen
- 10.2 Rohrleitungssysteme
- 10.3 Kondensatabscheider
- 10.4 Druckabfall und Dimensionierung

10.1 DRUCKLUFTLEITUNGEN

Druckluftleitungen sind – ebenso wie Strom- und Wasserleitungen – ein selbstverständlicher Bestandteil industrieller Anwendungen. Die Leitungen müssen bedarfsgerecht dimensioniert werden, wobei sich die Art des Druckluftsystems nach der Art der konkreten Nutzung richtet. Ein Druckluftsystem muss stets die folgenden Anforderungen erfüllen:

- Begrenzung von Druckabfällen zwischen Verdichter und Verbraucher
- Verringerung von Leckageverlusten an den Übergängen
- Abscheidung und Abführung von Kondensat.

Die erzeugte Druckluft wird über Hauptleitungen an die Verbrauchszentren transportiert. Die Hauptleitungen sind sozusagen die Arterien des gesamten Systems.

Bei der Auslegung der Hauptleitungen ist darauf zu achten, dass der Volumenstrom und der Druck selbst am entferntesten Punkt des Leitungsnetzes ausreichend sind und der Druckabfall durch Leckageverluste nicht größer als ca. 0,3 bar ist.

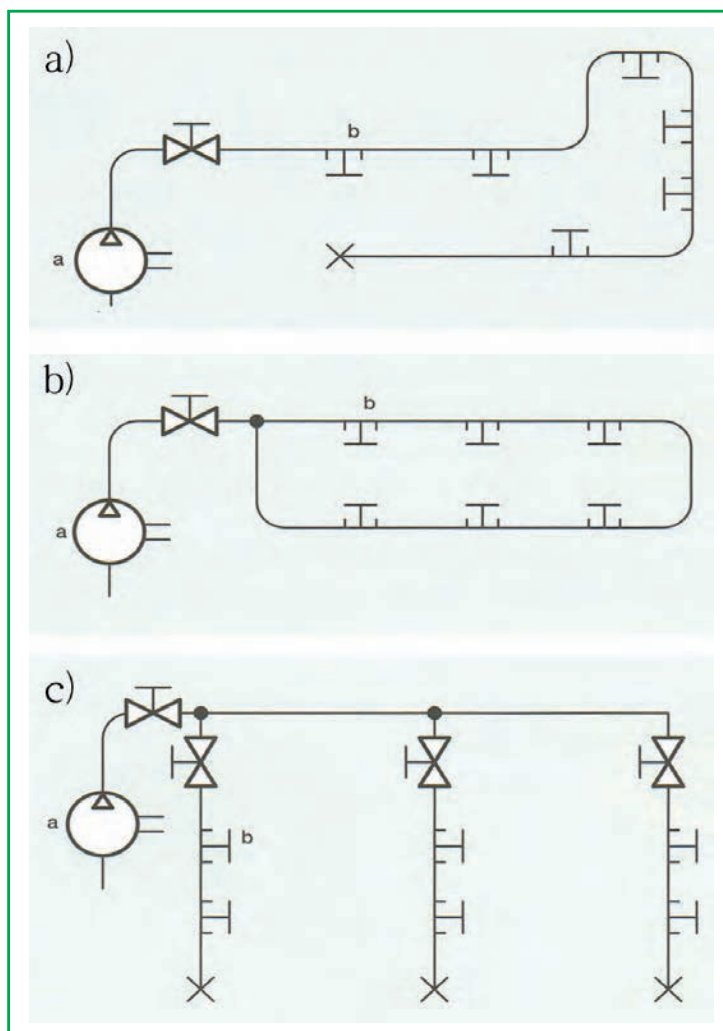
10.2 ROHRLEITUNGSSYSTEME

Bei der Auslegung eines Druckluftverteilernetzes müssen zahlreiche Kriterien berücksichtigt werden, wie z. B.: Abmessungen und Aufbau der umgebenden Anlage, Anzahl und Anordnung der Entnahmestellen, usw.

Außer bei kompletten Neuinstallationen sind die Rohrleitungsnetze oftmals das Ergebnis mehrerer nachträglicher Erweiterungen, weshalb sie häufig recht verzweigt sind. In solchen Fällen liegen der Dimensionierung keine spezifischen Berechnungen zugrunde, sondern lediglich die Bedürfnisse zum Zeitpunkt der Erweiterung.

Die beste Lösung ist eine als geschlossener Verteilungsring ausgelegte Hauptleitung mit Anschlüssen, über die Parallelleitungen an die Hauptleitung angeschlossen werden können, um den zu versorgenden Bereich mit einem Leitungsnetz zu überziehen. Durch kleine Stichleitungen kann Druckluft an jeder Stelle verfügbar gemacht werden. Ein solches System bietet den Vorteil, dass der Luft verschiedene parallele Leitungen zur Verfügung stehen, die sie mit geringem Druckverlust durchströmen kann.

Bei der Verlegung ist darauf zu achten, dass die Rohrleitungen nicht die Bewegung von Seilzügen oder anderen schwebenden Lasten behindern. Druckluftleitungen sind nach den einschlägigen Vorschriften blau zu lackieren.



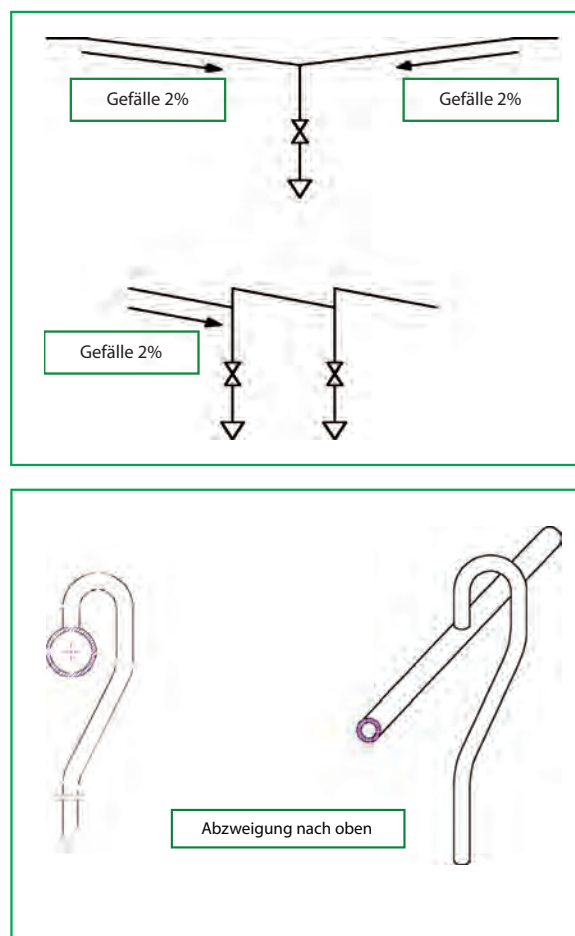
- a) offener Ring
- b) geschlossener Ring mit Vorbereitung für Parallelleitungen
- c) verzweigtes Netz



Die Druckluftleitungen sind mit ca. 1-2 % Gefälle in Strömungsrichtung zu verlegen. Am Ende jedes Leitungsabschnitts müssen Sammelbehälter für das Kondensat (auch Kondensatfallen genannt) angebracht werden, aus denen das Kondensat durch eine Öffnung im Behälterboden abgelassen werden kann.

Um zu verhindern, dass Kondenswasser zu den Verbrauchern gelangt, müssen die Anschlussleitungen in Strömungsrichtung nach oben abzweigen, und zwar bei möglichst geradliniger Rohrführung.

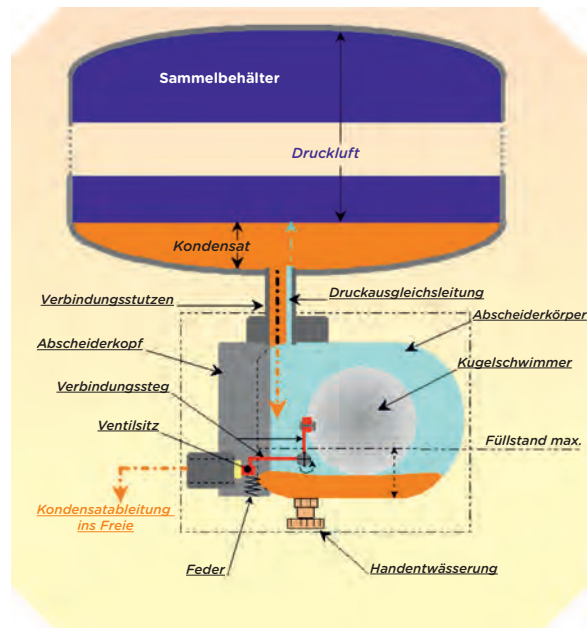
Diese Richtlinien, die in den nachstehenden Abbildungen dargestellt werden, gelten sowohl für verzweigte Netze als auch für offene und geschlossene Verteilungsringe.



Das Rohrleitungsnetz wird an den am besten geeigneten Stellen mit Absperrventilen versehen, mithilfe derer einzelne Abschnitte zur Durchführung von Wartungs-, Reparatur- oder Erweiterungsarbeiten abgesperrt werden können, ohne die gesamte Anlage abschalten zu müssen.

10.3 KONDENSATABSCHEIDER

Das von der Druckluft abgeschiedene Wasser, das sich in den Rohrleitungen ansammelt, wird in den Kondensatbehältern aufgefangen, die mit einem sog. Kondensatabscheider versehen sind.



Bei all diesen Einrichtungen empfiehlt sich ein automatisches Entwässerungsventil, da der Auslass oft an schwer zugänglichen Orten sitzt und ein handbetätigter Entleerungsstopfen daher sehr unpraktisch wäre.

10.4 DRUCKABFALL UND DIMENSIONIERUNG

Um den Luftstrom in einer Rohrleitung aufrecht zu erhalten, braucht es eine Druckdifferenz, damit der durch die Rauigkeit der Leitungswände und Verschraubungen entstehende Reibungswiderstand überwunden werden kann. Die Höhe des Druckabfalls richtet sich nach dem Durchmesser und der Länge der Leitung, ihrer Form, der Rauigkeit ihrer Wände und der Geschwindigkeit des durchströmenden Mediums.

Ein Druckabfall ist ein Energieverlust und somit ein Kostenfaktor.

Bei einem korrekt installierten Rohrleitungsnetz beschränkt sich der Druckabfall zwischen Verdichterbehälter und Verbrauchern auf 10000 – 30000 Pa (0,1 – 0,3 bar). Außerdem sollte er in der Regel 5 % des Betriebsdrucks nicht überschreiten. Die Strömungsgeschwindigkeit in den Leitungen darf maximal 10 m/s betragen. Bei der Planung der Leitungslänge müssen auch die Anschlüsse und Verschraubungen mit berücksichtigt werden. Um die darin auftretenden Druckabfälle zu berechnen, legt man der Einfachheit halber eine Rohrlänge zugrunde, auf der dieselben Druckabfälle auftreten.

Die Planung des Hauptleitungsquerschnitts richtet sich nach:

- dem Nenndruck
- der Druckdifferenz zwischen Verdichter und letztem Verbraucher

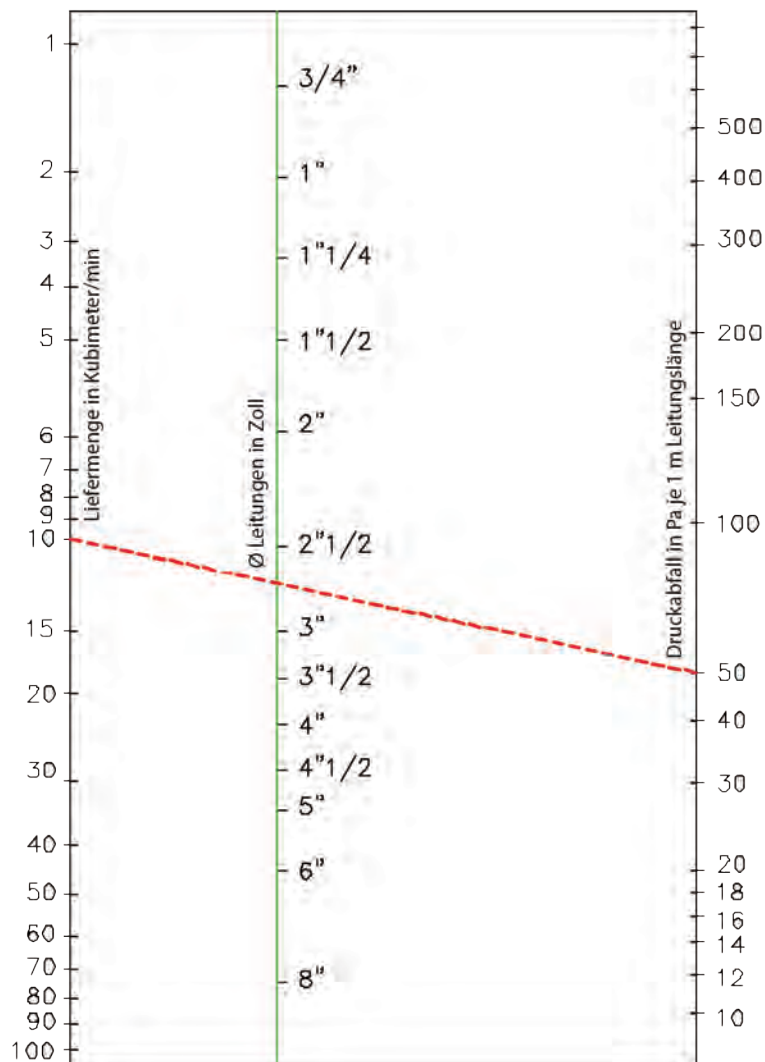


- dem höchsten Volumenstrom, wenn alle Verbraucher in Betrieb sind
- der Gesamtlänge der Hauptleitung
- den Verschraubungen, Absperrarmaturen, Bögen usw., die Druckabfälle bewirken.

Wenn ein Verteilungsnetz einen Volumenstrom von 10 nm³/min liefert und der Druckabfall bei einer gleichwertigen Rohrlänge von 200 m mit einem Anfangsdruck von 7 bar relativ gleich 0,1 bar betragen soll, ergibt sich je 1 Meter Rohrlänge ein Druckabfall von 50 Pa.

$$10000 \text{ Pa} / 200\text{m} = 50 \text{ Pa/m}$$

Auf dem Nomogramm wird hierzu der Wert 50 Pa (Druckabfall) auf der rechten senkrechten Achse mit der gewünschten Liefermenge von 10 nm³/s verbunden. Der Punkt, der dabei auf der mittleren senkrechten Linie gekreuzt wird, ist die Nennweite des Rohrs.



Nomogramm zur Bestimmung der Nennweite von Rohren zur Beförderung von Druckluft mit 7 bar rel



Bei der Planung der Rohrlängen muss berücksichtigt werden, dass der Druckabfall durch Verschraubungen, Absperrarmaturen usw. anhand von gleichwertigen Rohrlängen ermittelt und als solcher bei der Dimensionierung der Gesamtlänge berücksichtigt muss.

In der nachstehenden Tabelle sind die Druckabfälle in Abhängigkeit von der gleichwertigen Rohrlänge der häufigsten Verschraubungen und Armaturen aufgeführt.

Ventile usw.	Gleichwertige Rohrlänge in m						
	Innendurchmesser der Leitungen in "						
	1	1,5	2	3 1/4	4	5	6
Membranventile	1,2	2,0	3,0	4,5	6	8	10
Absperrschieber	0,3	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0	2,5
Kniestücke	1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
T-Stücke	2	3	4	7	10	15	20
Reduzierstücke	0,5	0,7	1	2	2,5	3	3,5



Kapitel 11

DRUCKLUFTAUFBEREITUNG UND -ANWENDUNG

- 11.1 Druckluftfilter
- 11.2 Druckminderer
- 11.3 Öler
- 11.4 Wartungseinheiten
- 11.5 Auswahl der Wartungseinheit
- 11.6 Anfahrventil
- 11.7 Filterdruckminderer
- 11.8 Druckübersetzer

DRUCKLUFTAUFBEREITUNG

Nach der Verteilung in die Rohrleitungen muss die Druckluft aufbereitet werden, bevor sie in die pneumatischen Anwendungen, die sie versorgt, gelangt. Die Aufbereitung beinhaltet die Entfernung der in der Druckluft enthaltenen Fremdkörper durch Filteranlagen, die Verminderung und Stabilisierung des variablen Netzdrucks auf einen niedrigeren, konstanten Wert, die Anreicherung der Druckluft mit Öl in Form von Normal- oder Mikronebel, um ggf. bewegliche Maschinenteile zu versorgen.

Eine Druckluftaufbereitungseinheit besteht aus:

- **Filter**
- **Druckminderer und Manometer**
- **Schmierung** (falls erforderlich)

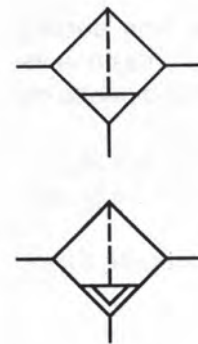
11.1 DRUCKLUFTFILTER

Druckluftfilter haben die Aufgabe, eventuelle Festkörper und kondensierte Luftfeuchtigkeit aus der Druckluft abzuscheiden.

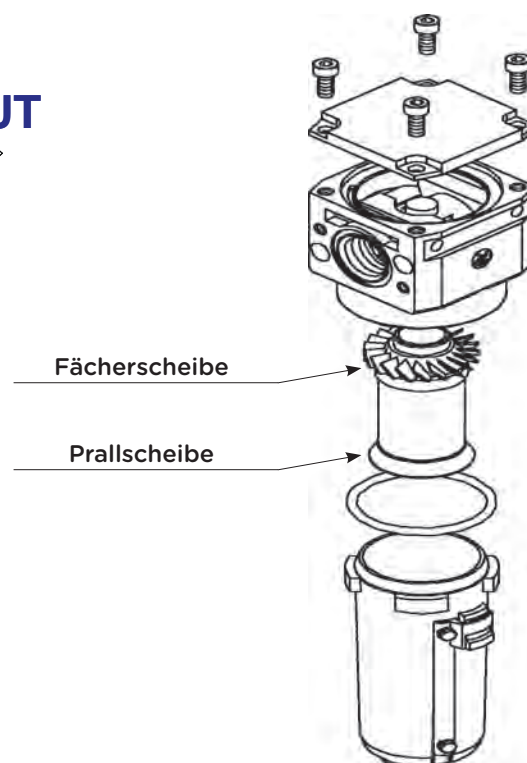
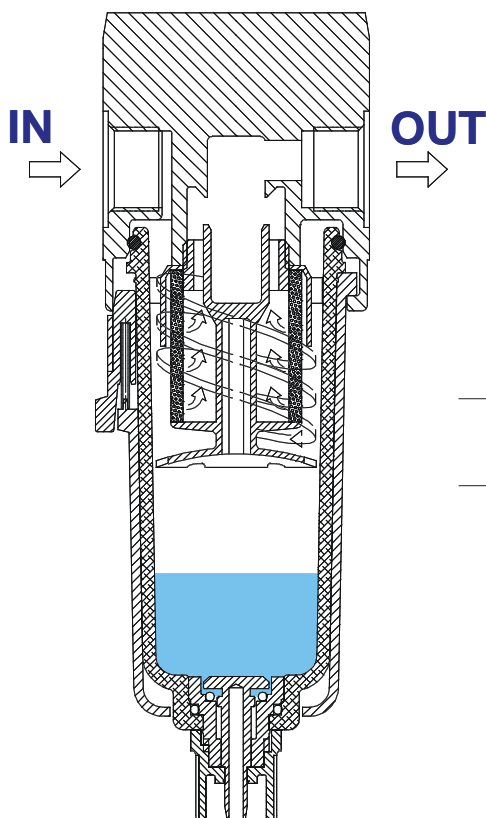
Bekanntermaßen enthält Druckluft nicht nur Wasserdampf, sondern auch feste Partikel und Öldämpfe aus dem Kompressor. Endstellenfilter haben die Aufgabe, die bei der Druckluftherzeugung begonnene Luftreinigung mithilfe von groben Ansaug- und Leitungsfiltren abzuschließen.



Handauslassventil



Automatischer Austritt





Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, tritt die Luft an der Filteroberseite (Eingang) ein. Dort trifft sie auf eine unbewegliche Fächerscheibe, welche die Luft in eine heftige Drehbewegung versetzt. Die Wassertröpfchen und die größeren festen Verunreinigungen werden durch die Fliehkraft nach außen gegen die Behälterinnenwand geschleudert und sinken aufgrund der Schwerkraft auf den Boden des Sammelbehälters.

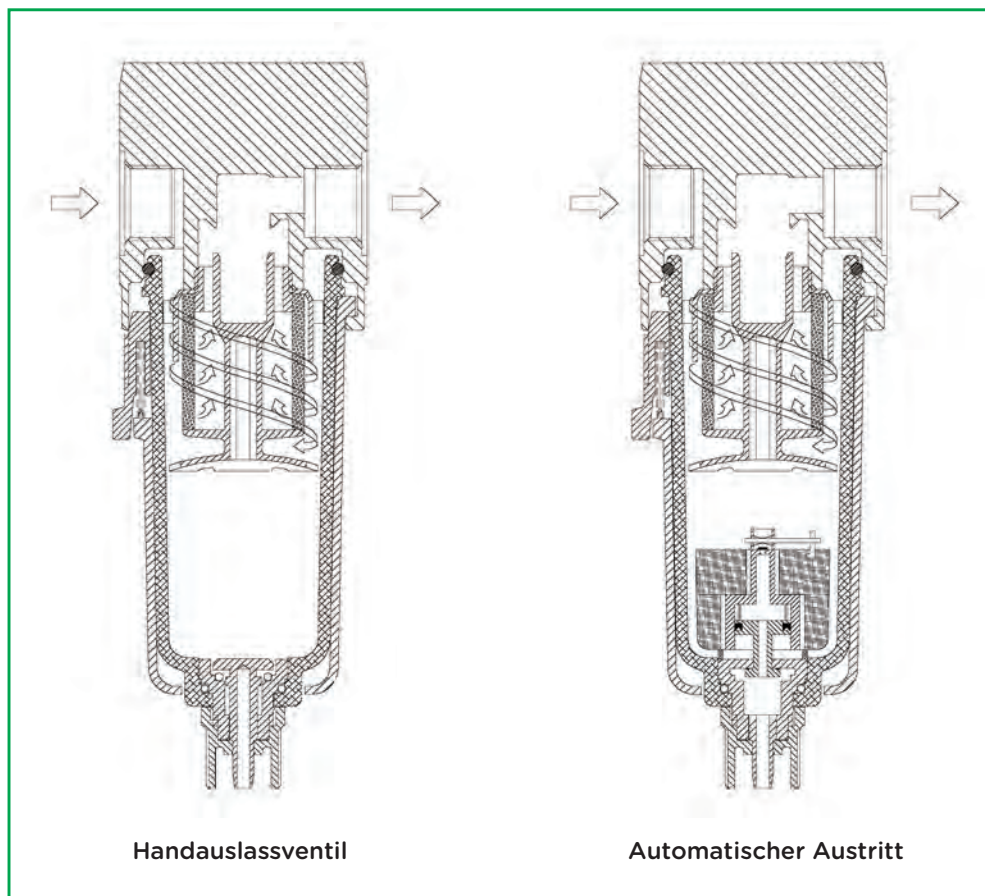
Der Inhalt des Sammelbehälters wird durch eine Prallscheibe von dem darüber liegenden Wirbelbereich abgetrennt. Dadurch wird verhindert, dass der Luftstrom die abgeschiedenen Verunreinigungen wieder mitreißt.

Bevor die Luft den Filter über den Ausgang verlässt, muss sie ein Filterelement durchströmen. Dieses hat die Aufgabe, kleinere Verunreinigungen aus der Luft herauszufiltern. Filterelemente werden nach ihrer Porengröße klassifiziert. Die Porengröße gibt die Partikelgröße an, die gerade noch herausgefiltert werden kann. So kann ein Filter mit einer Porengröße von 50 Mikron alle Partikel ausfiltern, die einen Nenndurchmesser größer oder gleich 50 **Mikron** besitzen.

In der Praxis kommen feinere Filterelemente mit einer Porengröße von 5 bis 20 Mikron zum Einsatz.

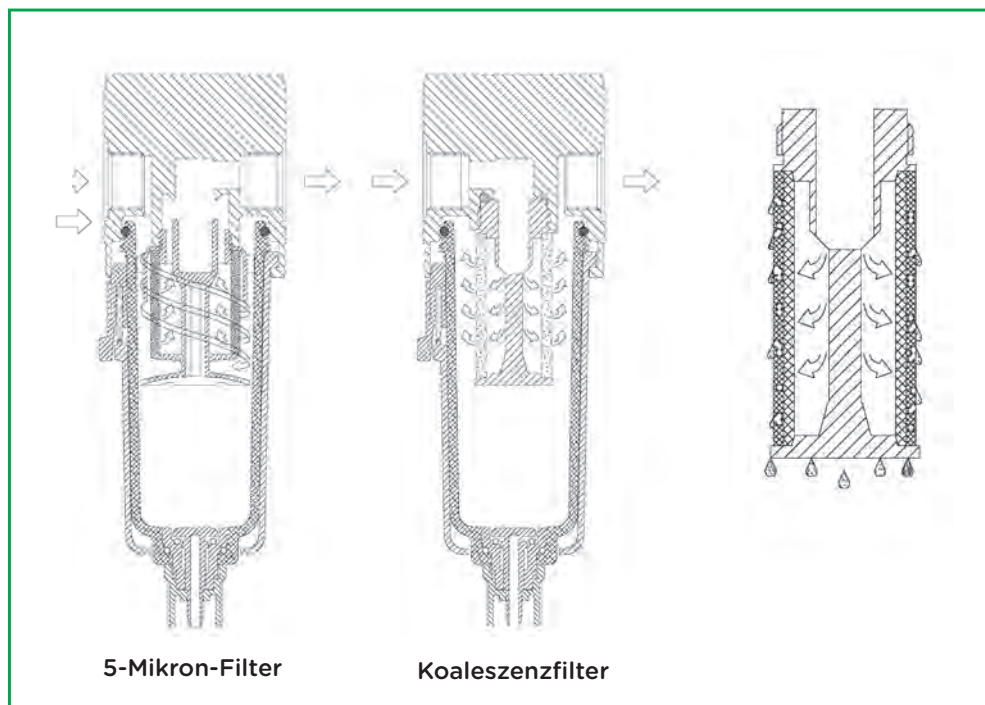
Filterbehälter bestehen aus durchsichtigen, hochfesten Materialien wie Polycarbonat oder Nylon und werden durch eine Hülle aus stoßfesten Technopolymeren geschützt. Für größere Filter oder spezielle Anwendungen werden die Umhüllungen aus Metall gefertigt .

Im unteren Filterbereich befindet sich eine Vorrichtung zum Ablassen des Kondensats. Dabei kann es sich um ein handbetätigtes Ventil oder ein automatisches Ablassventil mit Schwimmersteuerung handeln.



Wenn hohe Anforderungen an die Qualität der Druckluft gestellt werden, kommen besondere Filter zum Einsatz, die Ölpartikel und Mikrocondensat aus der Luft abscheiden. Sie bewirken die Vereinigung der flüssigen Phase der Teilchen zu größeren Tropfen, die sich auf dem Behälterboden niederschlagen. Der Filtereinsatz aus miteinander verschlungenen Fasern besitzt eine Porengröße von 0,1 Mikron und filtert Ölpartikel mit einem Abscheidegrad von 99,97 % aus der Luft. Diese Filter, die sich das physikalische Prinzip der Koaleszenz zunutze machen, werden Koaleszenz- oder Mikrofilter genannt.

Sie benötigen einen vorgeschalteten Vorfilter mit einer Porengröße von 5 Mikron, um eine zu rasche Verschmutzung des Koaleszenzfiltermaterials zu verhindern.



Der Vorfilter hält Feststoffteilchen mit einem Nenndurchmesser von mindestens 5 Mikron fest; der zweite Filter fängt erstens die übrigen festen Verschmutzungspartikel bis zu 0,1 Mikron Größe ein, wandelt die schwebenden Wasser- und Ölpartikel in die flüssige Phase um und bewirkt, dass diese sich am Filterboden sammeln.

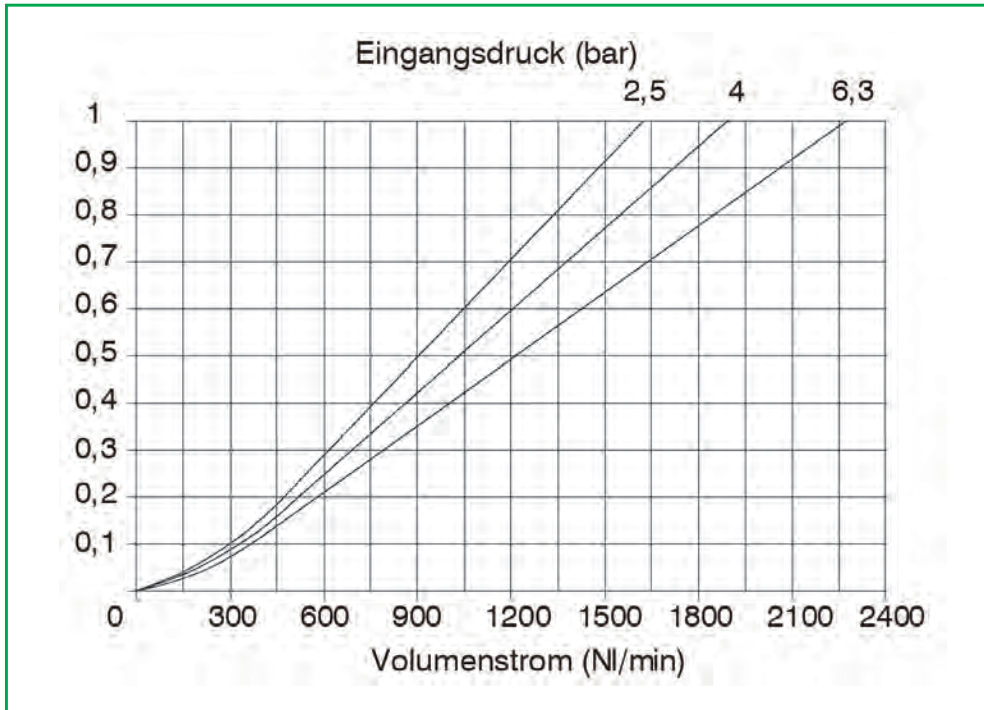
Alle Filter bedürfen einer regelmäßigen Wartung, um die durch Schmutzpartikel verunreinigten Filterelemente zu entfernen und auszutauschen und um die Sammelflüssigkeit abzulassen, sofern der Filter über einen handbetätigten Ablass verfügt.

Ein gesättigtes Filterelement führt bei gleichem Volumenstrom zu einem höheren Druckabfall.

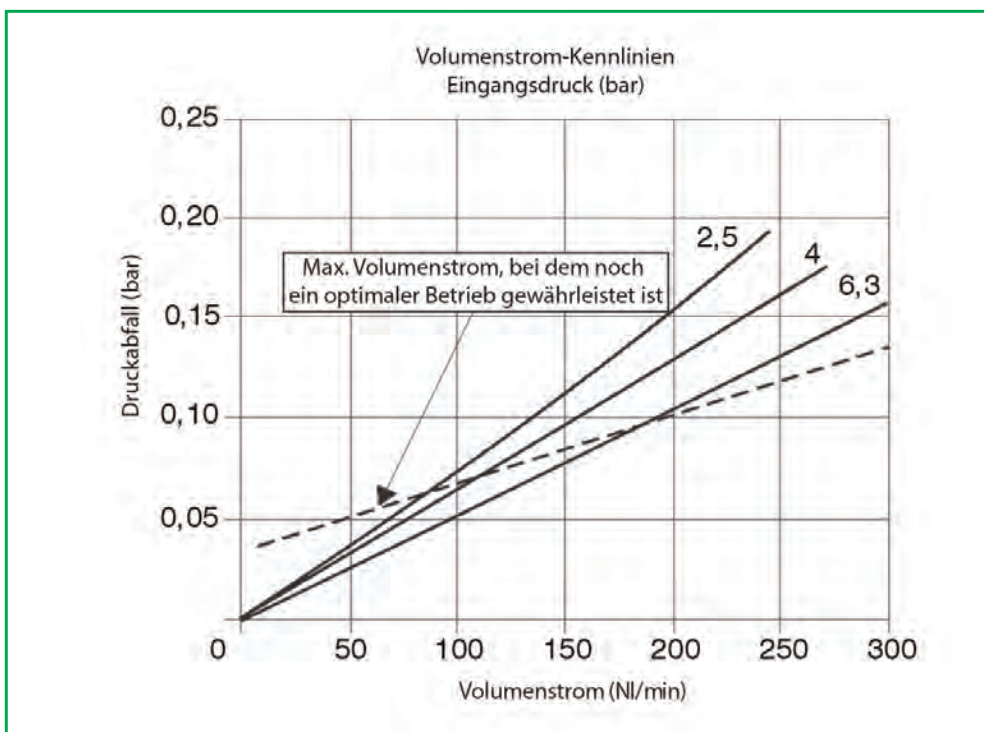
Die Filtergröße richtet sich nach dem benötigten Volumenstrom und dem vertretbaren Druckverlust zwischen Ein- und Austritt.

Für einen einwandfreien Filterbetrieb sollte der Druckunterschied mindestens 0,1 bar betragen.

Der richtige Filter kann anhand der vom Hersteller in der technischen Produktdokumentation bereitgestellten Diagramme, die den Volumenstrom/Druckabfall bei unterschiedlichen Anfangsdrücken darstellen, ausgewählt werden.



Standardfilter (5 - 50 Mikron)



Koaleszenzfilter (0,1 Micron)



Die vorstehenden Diagramme dienen als Beispiel, um die Auswahl des richtigen Filters zu erleichtern.

Wird bei einem Standardfilter ein Volumenstrom von 900 NI/min benötigt, und beträgt der Anfangsdruck ca. 6,3 bar, schaut man, wo der die entsprechende Volumenstromlinie die 6,3 bar-Kurve kreuzt. Der entsprechende Druckabfallwert auf der y-Achse beträgt 0,35 bar. Dies bedeutet, dass der Druck beim Durchströmen des Filters mit dem vorgegebenen Volumenstrom auf ca. 5,9 bar abfällt.

Aus dem Diagramm ist auch ersichtlich, dass der Druckabfall bei einer signifikanten Erhöhung des Druckluftbedarfs so lange zunimmt, bis er bei ca. 1 bar einen unververtretbaren Wert erreicht. In solchen Fällen sollte der nächstgrößere Filter gewählt werden. Bei einem Koaleszenzfilter ist der Volumenstrom bei gleicher Filtergröße bedingt durch die Porengröße des Filtermaterials geringer. Um einen einwandfreien Betrieb zu gewährleisten, sollten die Angaben in den entsprechenden Diagrammen befolgt werden.

Alle Volumenstrom- bzw. Druckabfallwerte, die in dem Diagramm unter der gestrichelten Linie liegen, gelten als vertretbar.

11.2 DRUCKMINDERER

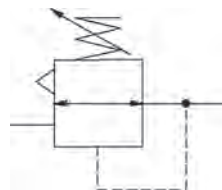
Ein Druckminderer hat die Aufgabe, den Druck der zum Verbrauch verfügbaren Druckluft zu senken und zu stabilisieren.

Druckminderer arbeiten nach dem Prinzip der Proportionalität, d. h. sie regeln den Ausgangsdruck proportional zu einem Referenzsignal.

Druckminderer sind notwendig, um den nachgeschalteten Verbrauchern den Luftdruck bereitzustellen, den sie für einen einwandfreien Betrieb benötigen.

Das Referenzsignal ist in den meisten Fällen eine Federkraft, die über eine Regulierschraube eingestellt wird.

Je größer die Federkraft, desto höher ist der bereitgestellte Ausgangsdruck.

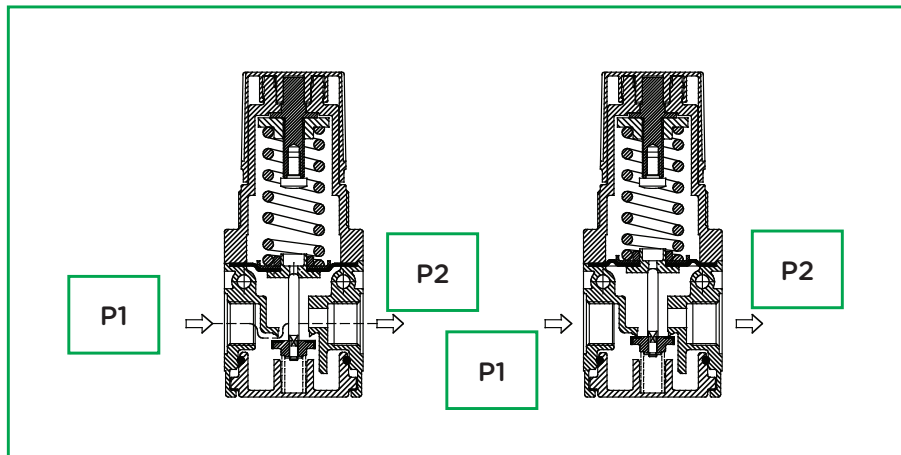


Funktionsprinzip

Zum Einstellen des Ausgangsdrucks, der notwendigerweise niedriger als der Eingangsdruck sein muss, wird mithilfe einer Regulierschraube eine Feder gespannt, die einer Membran entgegen wirkt und einen Ventilstößel mit dem Kegel betätigt.

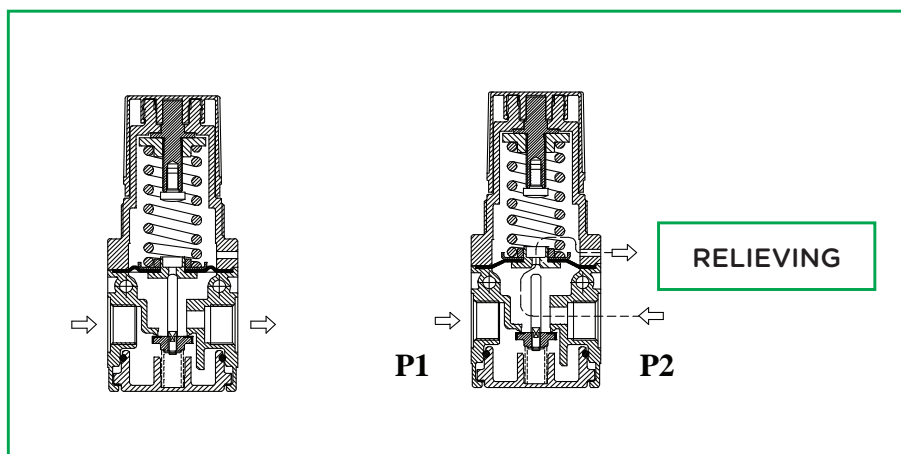


Dadurch kann Luft zur Verbrauchsseite hin ausströmen.
Der Eingangsdruck wird mit P1 und der Ausgangsdruck mit P2 bezeichnet.
Der Druck auf der Ausgangsseite wird höher, wirkt auf die Unterseite der Membran und damit der auf die Oberseite wirkenden Federkraft entgegen.



Sobald ein Gleichgewichtszustand zwischen den beiden Kräften erreicht ist, schließt der Ventilkegel wieder. Sinkt P2 infolge einer Druckentnahme erneut, vermindert sich infolge dessen auch die auf die Membranunterseite wirkende Kraft. Der Ventilstößel bewegt sich nach unten, das Ventil öffnet und die Entnahme wird kompensiert. Ohne Luftentnahme befindet sich der Ventilkegel in geschlossenem Zustand.

Sekundärentlüftung



Steigt der Ausgangsdruck P2 aus irgendeinem Grund über den eingestellten Wert, hebt sich die Membran von der Kegelstange ab.
Eine kleine Öffnung in der Mitte der Membran öffnet sich, so dass die überschüssige Luft durch eine Entlüftungsbohrung in die Atmosphäre entweichen kann.
Diese Funktion wird als Sekundärentlüftung bzw. Rücksteuerung bezeichnet.

Durchflussmengenkompensation

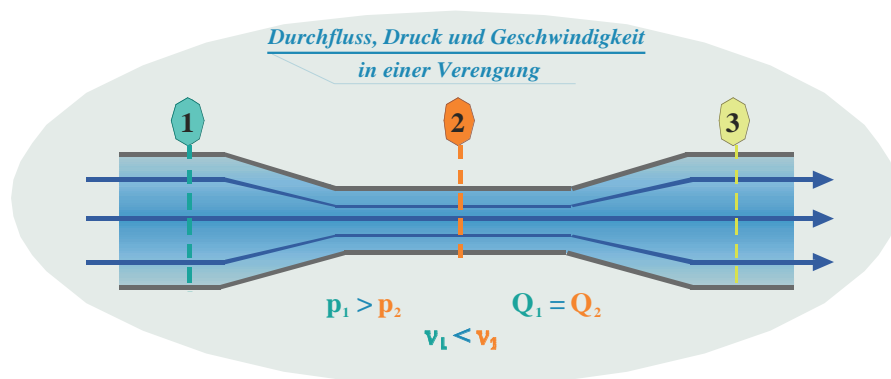
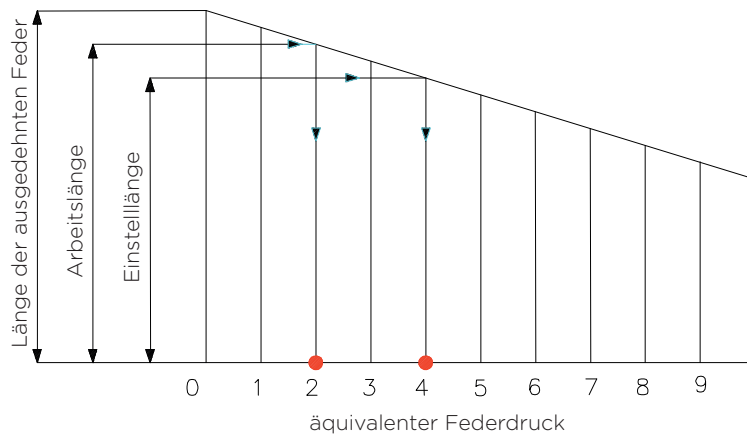
Bei hohem Druckluftverbrauch ist der Ventilkegel weit geöffnet und die auf die Membran wirkende Feder ist so weit gedehnt wie der Hub des Ventilkegels. In diesem Zustand ist die Federkraft schwächer als bei geschlossenem Ventilkegel (Sollwert).

Der Ausgleich zwischen den beiden Kräften (Feder/Druck P₂) erfolgt auf einem niedrigeren Niveau.

Das nachstehende Diagramm zeigt, dass der der Federkraft entsprechende Druck deutlich unter dem eingestellten Wert liegt.

Der Volumenstrom müsste also auf einen Wert eingestellt werden, der höher als der Verbrauch ist. Hier bedient man sich des physikalischen Prinzips des Venturirohrs.

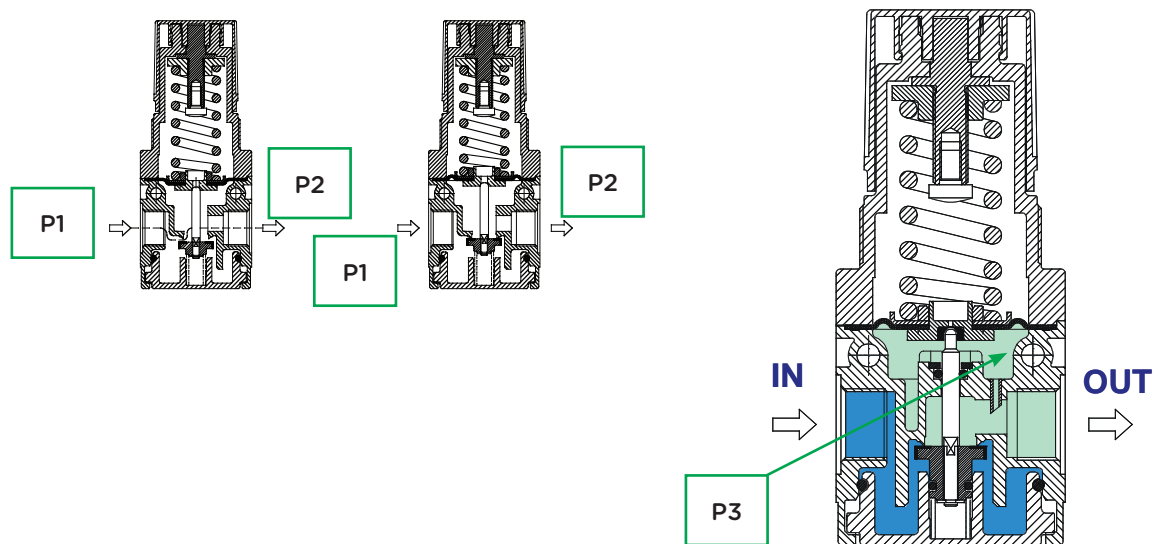
Diagramm äquivalenter Federdruck



Das Venturiprinzip basiert auf einer Verengung des Querschnitts eines Rohrs, das von einem flüssigen oder gasförmigen Medium durchströmt wird.



In der Abbildung auf der vorherigen Seite ist die Verengung eines Rohrquerschnitts dargestellt, durch welche das Medium von Abschnitt 1 in Abschnitt 2 strömt. Die Strömungsgeschwindigkeit steigt unmittelbar nach der Verengung, und der Druck P_2 sinkt im Vergleich zu P_1 bei gleichbleibendem Volumenstrom. Der Druck nimmt erst dann wieder zu, wenn das Medium den Ausgangsquerschnitt in Bereich 3 erreicht hat.



Wie man erkennen kann, steht die Druckkammer P_2 nicht mehr in direktem Kontakt mit der Unterseite der Membran. Dazwischen ist nämlich eine dritte Kammer, P_3 , entstanden, die mit P_2 durch eine kleine Öffnung verbunden ist, die sich an der Engstelle zum Austritt hin befindet und das Venturirohr bildet.

In einem solchen Fall „spürt“ der Bereich unter der Membran einen Druck, der unter dem tatsächlichen Ausgangsdruck (P_2) liegt. Dies bewirkt, dass sich die Feder dehnt und der Ventilkegel weiter öffnet.

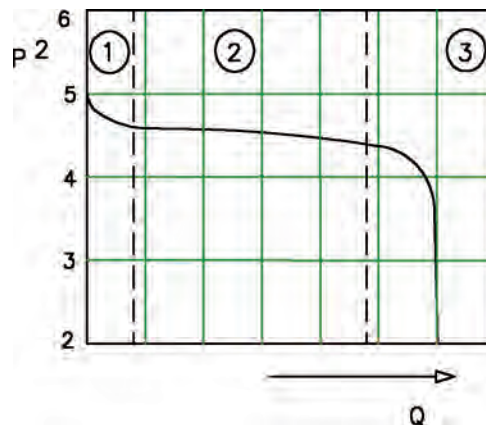
Auf diese Weise kann der Volumenstrom erhöht und mehr Druckluft geliefert werden, als tatsächlich verbraucht wird. Durch ein auf der Austrittsseite abgeschrägtes Röhrchen, das sich in der Mitte des Luftstroms auf Höhe der Engstelle befindet, wird der Venturieffekt bei entsprechender Kompensation des Volumenstroms verstärkt.

Druckkompensation

Der Eingangsdruck P_1 unterliegt leitungsbedingten Druckschwankungen, die den Regeldruck P_2 beeinflussen. So steigt z. B. der Druck P_2 an, wenn P_1 sinkt, und P_2 sinkt, wenn P_1 ansteigt. Dies wird dadurch verursacht, dass die Werte auf den beiden Seiten des Ventilkegels, auf die der Druck wirkt, unterschiedlich sind. Es reicht aus, dass die einander entgegen wirkenden Kräfte sich gegenseitig aufheben, damit die Druckschwankungen auf der Eingangsseite den Regeldruck auf der Ausgangsseite nicht mehr beeinflussen.

Dimensionierung des Druckminderers

Die Größe des Druckminderers sollte so gewählt werden, dass die benötigte Liefermenge bei einem vertretbaren Druckabfall erreicht wird. Der Volumenstrom ist abhängig von der Größe des Druckminderers. Die entsprechenden Kenndaten sind den Diagrammen zu entnehmen, die in der technischen Produktdokumentation der Hersteller von Pneumatikkomponenten enthalten sind.



Die Kennlinie in dem Diagramm ist in drei Bereiche unterteilt:

- 1) Anfangszustand bei minimal geöffnetem Ventilkegel: Eine Regelung ist nicht möglich, da der benötigte Volumenstrom sehr gering ist. Der Druckminderer kann in diesem Bereich nicht auf variable Druckluftanforderungen reagieren.
- 2) Möglicher Regelbereich
- 3) Kritischer Zustand, bei dem der Ventilkegel bei einer maximalen Druckluftanforderung maximal geöffnet ist. Die Luft erreicht die höchste zulässige Strömungsgeschwindigkeit; der Druck P_2 fällt rapide ab.

Der mit der Ziffer 2 gekennzeichnete Bereich ist der Bereich, der in den Kenndiagrammen zur Bestimmung der Größe des Druckminderers aufgetragen ist. Die Bereiche 1 und 3 werden ausgeblendet, da in ihnen Bedingungen herrschen, die für den Betrieb von Druckminderern nicht optimal sind.

Ein breiter Sollwertbereich erfordert eine Feder mit einer stärkeren Reaktionskraft als bei kleineren Sollwertbereichen, da der Einbauplatz für die Feder nicht veränderbar ist.

Soll zum Beispiel ein Ausgangsdruck P_2 von 1,5 bar eingestellt werden, muss eine Feder mit einem Sollwertbereich von 0 bis 4 bar gewählt werden, und keine Feder mit einem maximalen Sollwertbereich von 0 bis 12 bar.

Man könnte annehmen, für diese Regelaufgabe sei eine steifere Feder geeignet. Jedoch muss bedacht werden, dass eine kleine Verformung der Feder eine Kraft auf die Vorderseite der Membran ausüben würde, die ausreichend wäre, um den Solldruck von 1,5 bar zu erreichen.

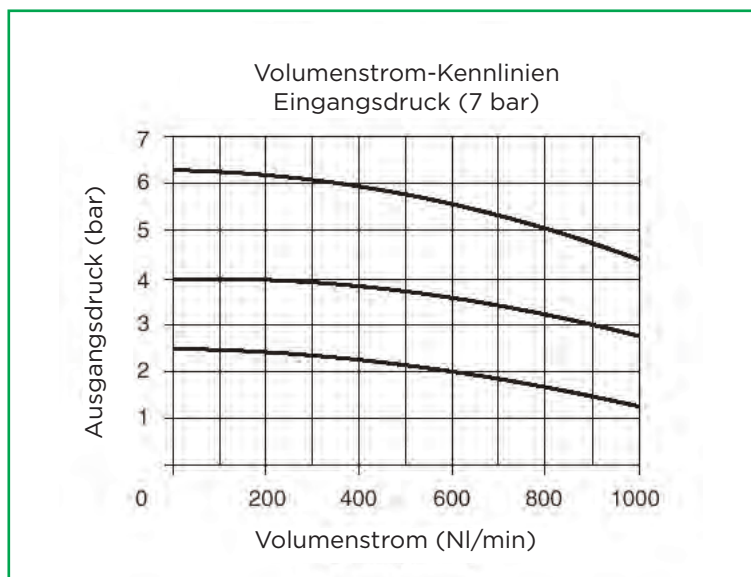
Der Ventilkegel würde minimal öffnen, und es würde genau der Zustand entstehen, der in Bereich 1 in dem Diagramm dargestellt und in dem keine Regelung möglich ist.



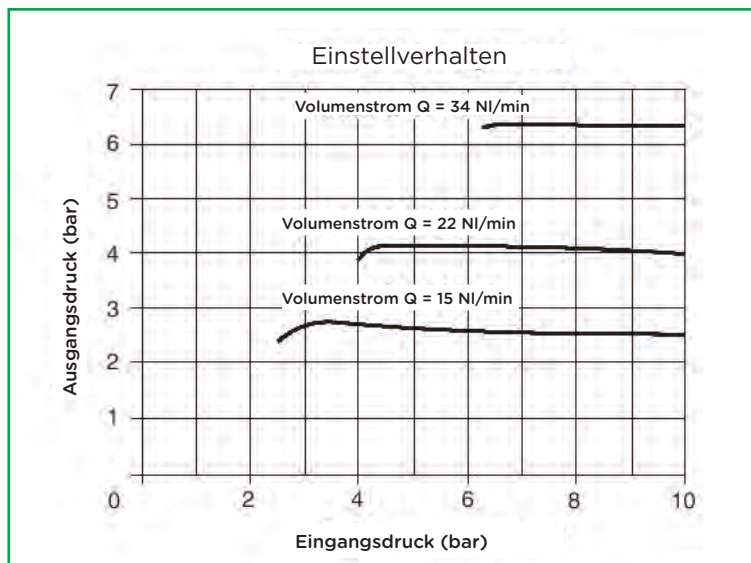
Verwendet man dagegen eine Feder mit einem Regelbereich von 0 bis 4 bar, muss die Feder stärker zusammengedrückt werden, um dieselbe Wirkung zu erzielen. Da der Ventilhub dann größer wäre, würde die Feder in Bereich 2 arbeiten und die Regelung somit korrekt funktionieren.

Wollte man jedoch mit derselben Feder einen Solldruck um die 4 bar erreichen, entspräche dies Bereich 3 des Diagramms, wo keine erhöhten Regelanforderungen mehr erfüllt werden könnten.

Kennlinien



Volumenstromkennlinie und Druckabfall in P2 bei unterschiedlichen Speisedrücken



Veränderung des Drucks nach P2 je nach Veränderung des Drucks P1

Das erste Diagramm bezieht sich auf die Wahl des Druckminderers in Abhängigkeit von der benötigten Liefermenge.

Wird eine Liefermenge von 400 NI/min benötigt, und wird der Ausgangsdruck bei einem P1 von 7 bar auf 6,3 bar eingestellt, ergibt sich beim Durchfluss dieser Liefermenge ein Druckabfall von ca. 0,3 bar auf der Ausgangsseite P2. Erhöht man den Volumenstrom, nimmt der Druckabfall automatisch zu.

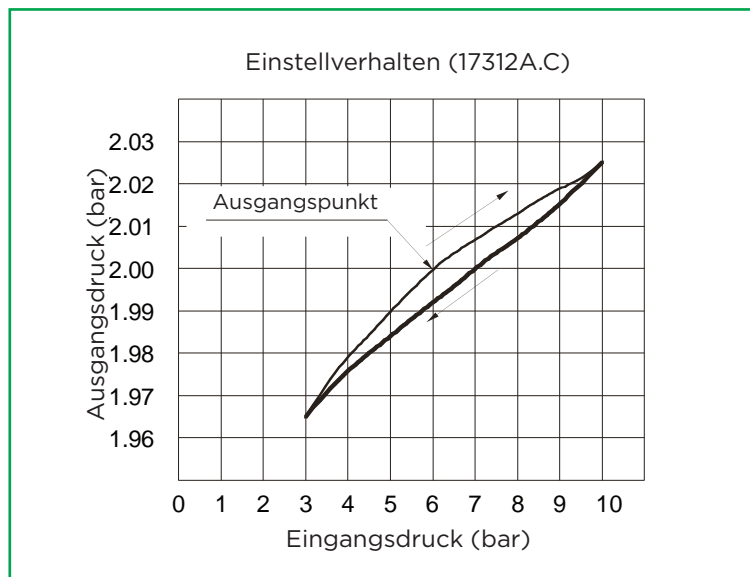
Im zweiten Diagramm ist dargestellt, welchen Einfluss der Eingangsdruck auf den eingestellten Ausgangsdruck P2 hat. Hier ergibt sich bei verschiedenen Soll-Drücken ein konstanter Verbrauch, der sich unabhängig davon einstellt, welcher Eingangsdruck P1 gewählt wird.

Ideal wäre eine parallel zum Eingangsdruck verlaufende Linie. In diesem Fall hätte man einen optimalen Druckausgleich, abgesehen von der Anfangskrümmung, wo Eingangsdruck und Soll-Druck gleich groß sind.

Hysterese

Die Hysterese ist ein Phänomen, das sich auf die Kennstellkurve P1/P2 auswirkt.

In der mechanischen Kraftübertragung entsteht Hysterese durch das Spiel und die Reibung der beweglichen Glieder.



In einem pneumatischen System entsteht Hysterese durch die Reibung der Dichtungen, die einseitige Verformung von Frontdichtungen, wenn diese in ihrem Dichtsitz komprimiert werden, sowie durch den mechanischen Widerstand aufgrund der Verformung der Membran.

Deshalb ist diese nicht flach, sondern gewellt, um den Widerstand so gering wie möglich zu halten.

Nehmen wir zum Beispiel einen Zug mit 10 Wagons. Beim Vorwärtsfahren des Zugs hat die Lokomotive als führende Größe einen vorgegebenen Abstand zum letzten Wagon. Fährt der Zug nun in die andere Richtung, verringert sich dieser Abstand.

Grund hierfür ist das Spiel der Kupplungen zwischen den Wagons, das sich beim Umkehren der Fahrtrichtung verringert, wenn die Wagons mit ihren Puffern gegeneinander stoßen.



An diesem Beispiel wird deutlich, weshalb es für denselben Druck P1 zwei P2-Werte gibt, je nachdem, ob der Sollwert P1 von einem niedrigerem oder einem höheren Wert ausgehend eingestellt wird.

P2 folgt der Veränderung des führenden Werts P1 stets mit einer Verzögerung.

Je steiler die Stellkurven, desto größer ist der Einfluss von P1 auf P2; je größer der Abstand zwischen den beiden Kurven, desto ausgeprägter ist die Hysterese.

Wiederholgenauigkeit

Die Wiederholgenauigkeit bezeichnet die Abweichung vom Sollwert P2, wenn der Eingangsdruck P1 wegfällt und dann wieder hergestellt wird.

Sie wird in % des Sollwerts P2 angegeben.

Andere Druckminderer

Manchmal kann es von Vorteil sein, spezielle Druckminderer einzusetzen, die im Handrad ein Manometer zur Anzeige des Ausgangsdrucks eingebaut haben.

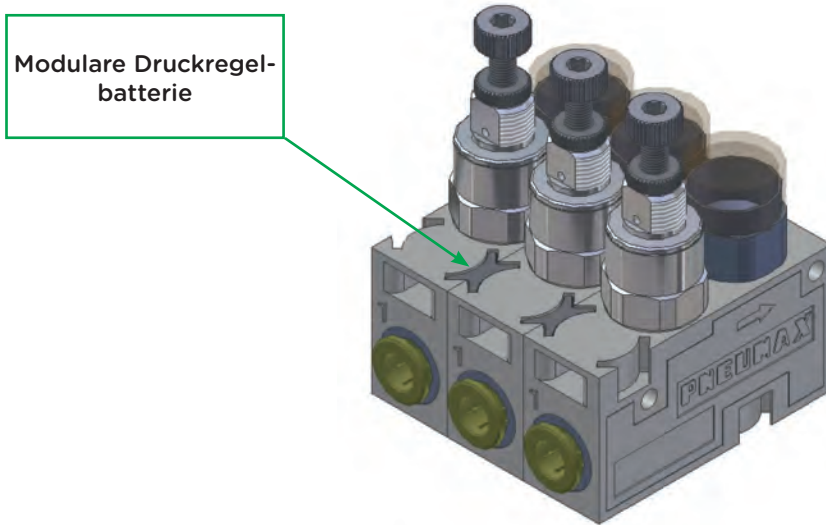


Dies erspart die Bohrung auf dem Bedienpult der Maschine und ist somit zeit- und kostengünstiger. Das Manometer hat in diesem Fall einen kleinen Durchmesser, damit es direkt eingebaut werden kann. Falls es erforderlich ist, dass der Druck auch aus einer größeren Entfernung von der Anzeige ablesbar ist, empfiehlt sich diese Lösung jedoch nicht.

Falls eine ganze Druckregelventilbatterie von einer Leitung versorgt werden soll, können spezielle modular verblockte Druckminderer verwendet werden, die sich einfach und rasch an die betreffende Leitung anschließen lassen.

Der Ausgang, der bei Standarddruckminderern gegenüber dem Eingang liegt, befindet sich in diesem Fall an dem Anschluss, der sonst für das Manometer vorgesehen ist, d. h. um 90° versetzt zum Eingang.

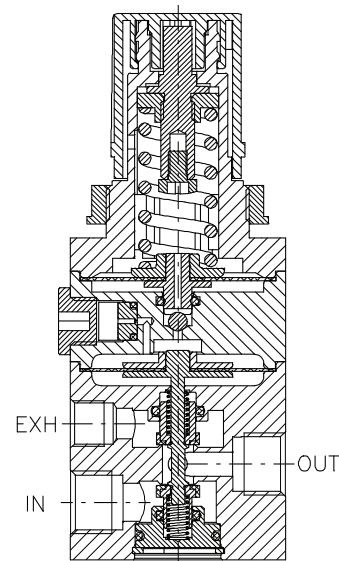
Modulare Druckregelventilbatterien mit eingebauter Druckanzeige sind auch in Miniaturausführung erhältlich.



Präzisionsdruckminderer

Präzisionsdruckminderer ermöglichen es, den eingestellten Ausgangsdruck fast vollkommen konstant zu halten, sofern die Regelaufgabe in dem vorgesehenen Regelbereich erfolgt.

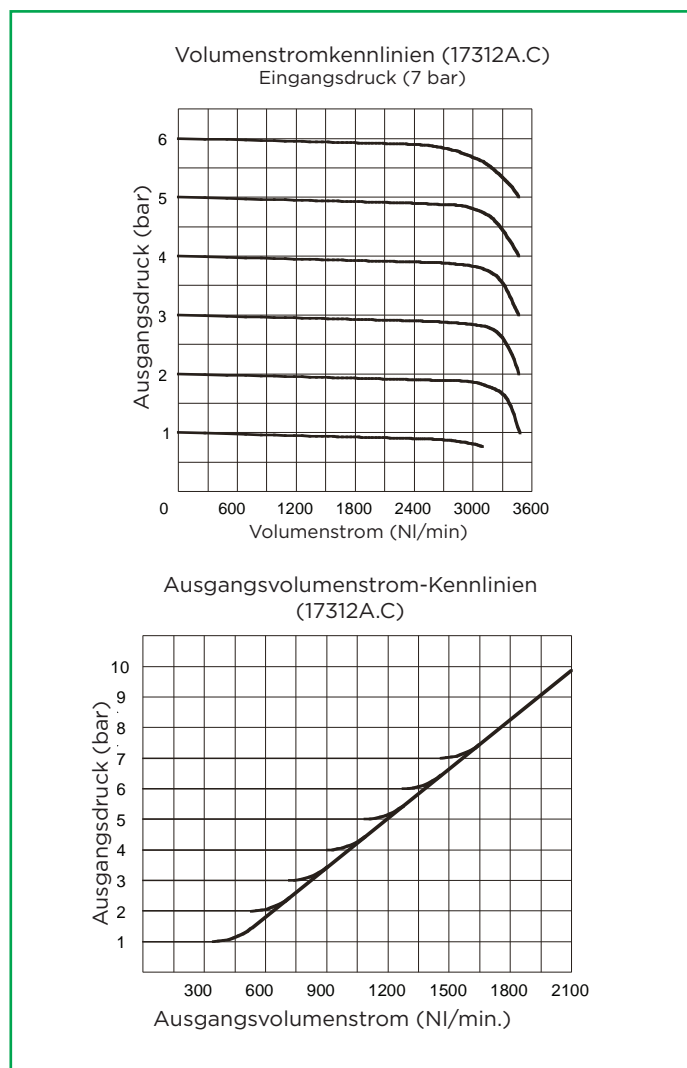
Die Funktionsweise beruht auf demselben Prinzip wie beim Standarddruckminderer. Der einzige Unterschied ist, dass die Regelung des Ausgangsdrucks über eine Doppelmembran erfolgt. Die erste Membran in der oberen Kammer wird durch Federkraft bewegt und unterbricht den Luftstrom (5 l/min), indem die Kugel die kalibrierte Öffnung verschließt.





Dadurch stellt sich in der unteren Kammer ein Druck ein, der auf die Kammer über der zweiten Membran wirkt, die den Ventilkegel nach unten schiebt. Die Luft kann nun vom Eingang zum Ausgang und in die nachgeschalteten Leitungen strömen. Die Unterseite der zweiten Membran „spürt“ den Ausgangsdruckwert, so dass die erzeugte Antwortkraft die auf den oberen Bereich wirkende Kraft ausgleicht und den Ventilkegel schließt. Jeder weitere Druckluftverbrauch stört das Kräftegleichgewicht wieder: Der Ventilkegel öffnet, um die benötigte Liefermenge bereitzustellen.

Präzisionsdruckregler zeichnen sich vor allem durch die kurzen Antwortzeiten sowohl auf der Eingangs- als auch auf der Ausgangsseite aus. Im Gegensatz zu Standarddruckminderern ermöglichen Präzisionsdruckminderer einen hohen Volumenstrom auf der Ausgangsseite, so dass die eingestellten Sollwerte selbst bei einem Überdruck im nachgeschalteten System rasch wieder hergestellt werden können.



Wie das erste Diagramm zeigt, bleibt der Ausgangsdruck auch bei hohen Volumenstromwerten lange konstant, bis er schließlich bei Erreichen des kritischen Volumenstromwerts steil absinkt. Die Volumenstromkurve verläuft nahezu parallel zur horizontalen Achse. Im zweiten Diagramm erkennt man hingegen die signifikanten Volumenströme bei unterschiedlichen Ausgangsdrucksollwerten.

11.3 ÖLER

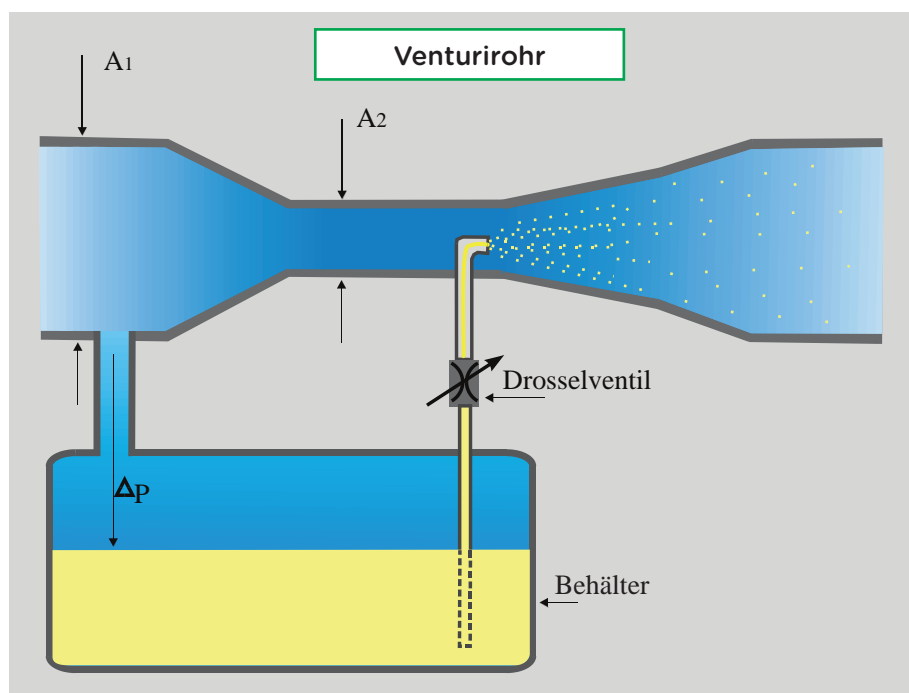
Öler haben die Aufgabe, die Geräte einer Anlage bei Bedarf mit Ölschmierung zu versorgen.

Eine Ölschmierung entfällt jedoch immer häufiger, da die meisten heute gebräuchli-chen Geräte keine zusätzliche Schmierölversorgung benötigen. Erforderlich ist eine Ölschmierung in besonderen Anwendungen, z. B. bei hoher Bewegungshäufigkeit oder bei Aktoren mit langen Hubwegen und hohen Stellgeschwindigkeiten.

Eine Ölschmierung entfällt jedoch immer häufiger, da die meisten heute gebräuchli-chen Geräte keine zusätzliche Schmierölversorgung benötigen. Erforderlich ist eine Ölschmierung in besonderen Anwendungen, z. B. bei hoher Bewegungshäufigkeit oder bei Aktoren mit langen Hubwegen und hohen Stellgeschwindigkeiten.

Schmieröl neigt nämlich dazu, das bei der Montage auf die beweglichen Teile aufge-tragene Fett abzuwaschen. Werden diese Teile nicht ständig nachgeschmiert, laufen sie nach einigen Arbeitsgängen trocken.

Auch Öler arbeiten nach dem Venturiprinzip, d. h. sie müssen von Luft durchströmt werden, um funktionieren zu können.



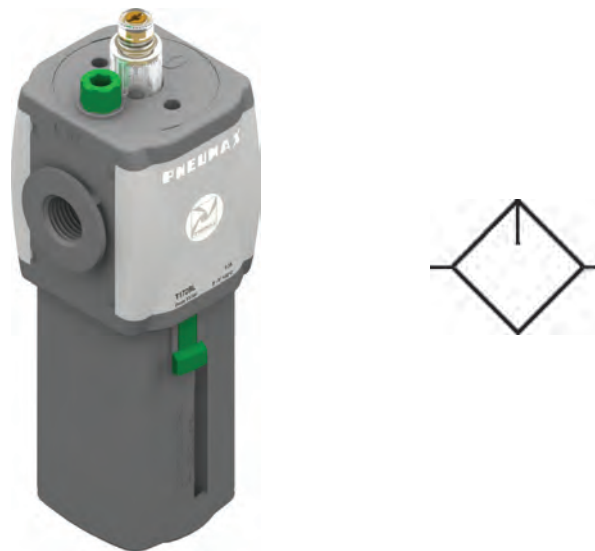
In der Abbildung ist die Funktionsweise eines Ölers schematisch dargestellt. Man erkennt, wie der Ölnebel im Luftstrom schwebend durch die Druckluftleitungen befördert wird.

Es entsteht ein Druckunterschied zwischen Abschnitt A1 und Abschnitt A2 des Rohrs. Der Druck in A2 sinkt, und die Strömungsgeschwindigkeit nimmt zu. Durch das Druckgefälle wird Öl aus dem Behälter durch ein Steigrohr nach oben gesaugt.



Mithilfe eines Einstellknopfs wird bestimmt, wie viel Öl in den Rohrbereich mit der höchsten Strömungsgeschwindigkeit eingebracht wird. Die Öltröpfchen werden durch die Luft zerstäubt. Die kleinsten Öltröpfchen werden im Luftstrom schwebend mit befördert. Das Luft-/Ölgemisch kann je nach Anlagenkonfiguration verhältnismäßig lange Wege (auch 10-12 Meter) zurücklegen.

Wird der Luftstrom allerdings über ein Kniestück, T-Stück usw. geleitet, verkürzen sich diese Wege unter Umständen drastisch. Das meiste Schmieröl gelangt jedoch in die Leitungsabschnitte, in denen der größte Volumenstrom aufgenommen wird.



Das Schmieröl ist so auszuwählen, dass es mit dem Material kompatibel ist, aus dem die Dichtungen der mit Schmierung zu versorgenden Geräte bestehen. Die Wahl der falschen Ölart führt zu unumkehrbaren Schäden, da die berührten Dichtungen aufquellen oder schrumpfen. Die häufigsten Folgen sind klemmende Anlagenteile und übermäßige Leckageverluste.

Ein Öler kann also nicht funktionieren, wenn er nicht mit der richtigen Ölart gefüllt ist.

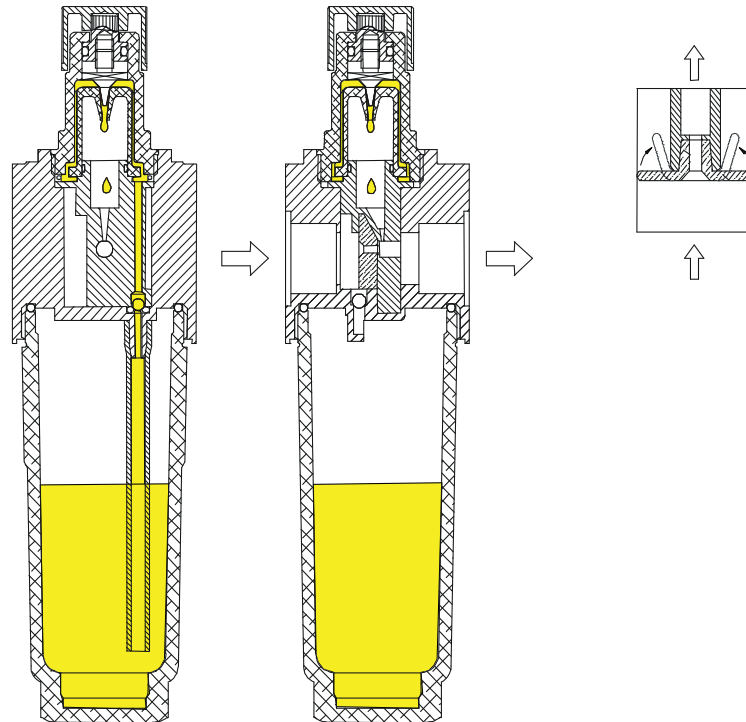
Ausschlaggebend ist dabei nicht, dass das Öl von der Druckluft leicht zerstäubt wird, sondern dass es andere wichtige Voraussetzungen für eine optimale Schmierölversorgung besitzt, d. h. hohe Reinheit und geringe Oxidationsfreudigkeit.

Motoröle sind aufgrund der enthaltenen Zusätze, welche die Veränderungen der Viskosität über einen breiten Temperaturbereich verringern oder Schaumbildung verhindern sollen, nicht geeignet.

Eine Viskosität im Bereich zwischen 23 und 32 cSt (centiStokes) sorgt für eine gute Zerstäubung und Filmbildung.

Das Öl strömt an den Innenwänden der Rohrleitungen entlang, kann dabei aber auf Hindernisse in Form von Kniestücken, T-Stücken usw. stoßen, die verhindern, dass es zu den entfernteren Schmierstellen gelangt. Deshalb muss eine Anlage mit Schmierölversorgung besonders sorgfältig geplant werden.

Das verbrauchte Öl wird durch die Ablassöffnungen der Ventile entfernt. Gelangt es in die Umgebung, kann es in Konzentrationen über 5 mg/Mikron gesundheitsschädigend sein. Daher empfiehlt sich der Einsatz von geeigneten Abscheidern, die das Öl von der Luft trennen und auffangen.



Auf dem Querschnitt des Ölers sieht man den Ölbehälter mit dem Steigrohr und dem Durchfluss-Schauglas im oberen Bereich sowie dem entsprechenden Einstellknopf. Der vergrößerte Ausschnitt rechts oben zeigt dagegen die Venturidüse (wobei die Pfeile die Durchflussrichtung angeben) mit der Bohrung in der Mitte, welche die Verengung bildet. Ist der Durchfluss größer als die Fördermenge der Venturidüse, wird die Luft über die flexiblen Bypassklappen geleitet.

Die Luft strömt in diesem Fall an der Verengung vorbei; dabei biegt sie die flexiblen Klappen nach oben, um die gewünschte Luftmenge zu befördern. Die Einstellung der richtigen Ölmenge erfolgt über den Einstellknopf mithilfe des Schauglases, in dem die Öltropfenzahl zu sehen ist.

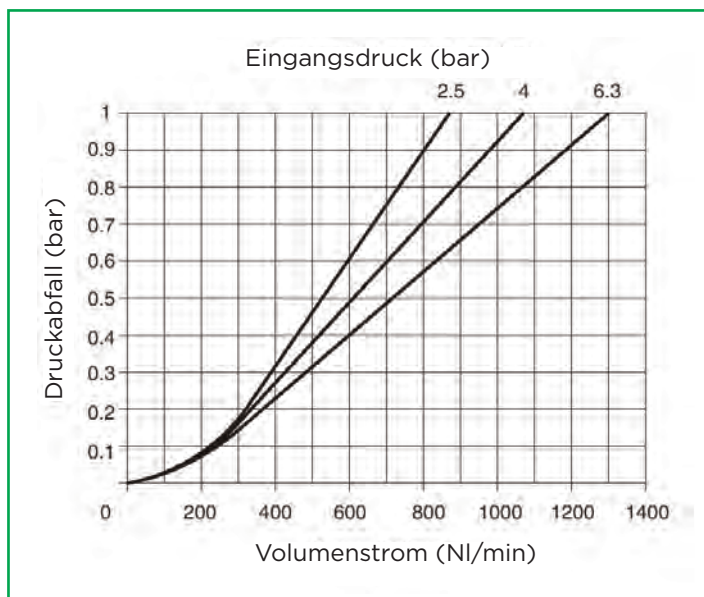
Ca. 10 Tropfen Öl auf 1 m³ gewährleisten eine ausreichende Schmierung des Systems. Ein Rückschlagventil am Steigrohr verhindert das Zurückfließen von Öl in den Behälter, wenn die Verbraucher keinen Druckluftbedarf haben. Die Ölmenge je Volumeneinheit ist auch bei variablem Durchfluss konstant. Es gibt keine absolut verlässlichen Rechenmethoden oder Systeme zur Ermittlung der richtigen Ölmenge für eine Anlage. Die korrekte Menge basiert oft auf Erfahrungswerten; sie sollte in jedem Fall konstant gehalten werden. Es muss regelmäßig überprüft werden, ob sich genügend Öl im Behälter befindet. Ist dies nicht möglich, muss der Öler mit einer Füllstandsanzeige versehen werden, die eine zu geringe Ölmenge im Behälter sichtbar macht.

Es wird dringend davon abgeraten, den Öler in Kombination mit Geräten zu verwenden, die enge oder genau justierte Durchflussöffnungen besitzen, wie z. B. Druckminderer oder Proportionalventile, da das Öl den Durchfluss verstopfen und die Funktion dieser Geräte beeinträchtigen könnte. Dank der Entwicklung neuer Schmierfette mit stark adhäsiven Eigenschaften werden Öler heutzutage immer seltener eingesetzt. Da diese Fette lange an der jeweiligen Schmierstelle verbleiben können, werden sie als Langzeitfette bezeichnet.

Geräte, die mit Langzeitfetten geschmiert werden und über geeignete Dichtungen verfügen, benötigen keine zusätzliche Schmierölaufuhr.



Kennlinien



Die Wahl des richtigen Ölers richtet sich nach dem benötigten Volumenstrom und dem Druckabfall. In dem Diagramm ist dargestellt, wie sich der Druckabfall bei drei unterschiedlichen Eingangsdrücken und gleichem Volumenstrom verhält.

11.4 WARTUNGSEINHEITEN

Wartungseinheiten sind unerlässlich, um die pneumatischen Komponenten mit sauberer, trockener Druckluft zu versorgen, die den richtigen Druck und ggf. Schmierungsgrad besitzt.





Wartungseinheiten bestehen aus Filter, Druckminderer und Öler, die in einer einzigen Baugruppe miteinander verbunden sind. Sie werden in der genannten Reihenfolge den zu versorgenden Geräten vorgeschaltet, um die Druckluft aufzubereiten.

11.5 AUSWAHL DER WARTUNGSEINHEIT

Maßgeblich für die Auswahl der richtigen Wartungseinheit sind die Leistungsdiagramme der Anbieter. Dabei müssen stets auch die Voraussetzungen für den einwandfreien Betrieb erfüllt sein.

Diese Voraussetzungen beinhalten den erforderlichen Filtrationsgrad, den benötigten Volumenstrom, die Druckminderung sowie die Anreicherung der Druckluft mit Öl, sofern notwendig. All dies sind Entscheidungskriterien für die Auswahl der geeigneten Gerätegröße.

In vielen Fällen wird zwischen Druckminderer und Öler ein Luftauslass für ölfreie Luft eingebaut.

Nach Auswahl der Wartungseinheit kann diese um weitere Geräte ergänzt werden, die jedoch nicht der Druckluftaufbereitung dienen, sondern andere Funktionen erfüllen. Dazu gehören die nachstehend aufgeführten Einheiten.

11.6 ANFAHRVENTIL

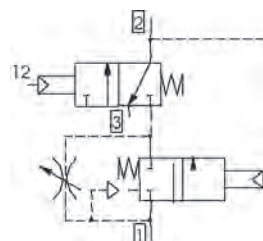
Beim Befüllen eines vollständig entlüfteten Leitungsnetzes mit Druckluft (z. B. beim morgendlichen Einschalten der Maschine), strömt Druckluft in die gesamte Anlage, d. h. auch in die vollständig entlüfteten Antriebskammern der Aktoren (Atmosphärendruck).

Dabei besteht die Gefahr der unerwünschten Bewegung von Maschinenteilen, die womöglich mit unkontrollierter Geschwindigkeit verfahren werden.

Dies wird verhindert, indem der Druckaufbau in der Anlage allmählich erfolgt, so dass alle Versorgungspunkte gleichzeitig erreicht werden.



pneumatische
Betätigung



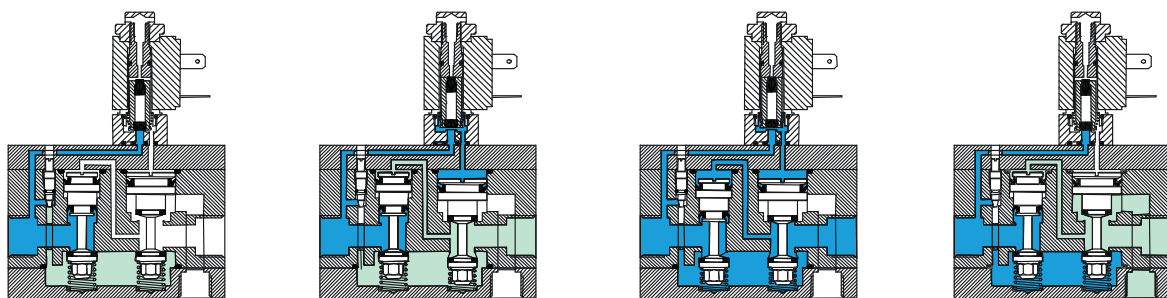


Falls sich die Aktoren nach einem Stillstand in Zwischenstellungen befinden, werden sie mithilfe eines Anfahrventils „sanft“ in die richtige Stellung zurückgefahren, um unkontrollierte und möglicherweise gefährliche Bewegungen zu verhindern.

Das Anfahrventil kann durch ein elektrisches oder pneumatisches Signal ausgelöst werden.

Das Anfahrventil besteht aus zwei miteinander verbundenen Ventilen, durch die Luft bis zum Erreichen eines vorgegebenen Schwellenwerts progressiv einströmt. Erst nach Erreichen dieses Werts erfolgt eine rasche Druckbeaufschlagung.

Das Anfahrventil wird in der Regel als letzte Einheit der Luftaufbereitungsgruppe eingebaut.



Ruhestellung

betätigt, progressive
Einströmung

betätigt, volle
Druckbeaufschlagung

Entlüftung
am Ende

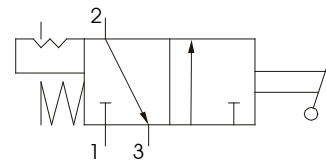
Anhand der Symbole wird die Funktionsweise leicht überschaubar.

Wenn Steueranschluss 12 aktiviert wird, strömt die Eingangsluft 1 über ein Drosselventil in den Eingang des oberen Ventils und kann bis zum Ausgang 2 frei durchströmen, wobei das Drosselventil die progressive Erhöhung regelt. Der Ausgangsstutzen 2 ist auch mit dem Steueranschluss des unteren Ventils verbunden. Bei Erreichen der Druckschaltswelle dieses Ventils öffnet das Ventil den bis dahin geschlossenen Durchgang in Richtung Ausgang, über den das obere Ventil unter Umgehung der variablen Verengung nun direkt versorgt wird. Die Leitung erhält daher die volle Druckbeaufschlagung.

Die Baugruppe wird durch Einbau eines Absperr- und Auslassventils vor dem Filter vervollständigt, um die Druckluft der gesamten Anlage einschließlich der Aufbereitungsgeräte absperrn zu können.

11.6 ABSPERRVENTIL

Das Absperrventil kann über einen Spalt auf dem Betätigungsknopf mit einem Bügelschloss verriegelt werden. Nur der Bediener, der den Schlüssel besitzt, kann die Anlage zu Wartungszwecken wieder einschalten. Dadurch wird eine Belüftung durch Unbefugte verhindert.



Die nachstehende Abbildung zeigt eine komplette Baugruppe.
Das schematisch vereinfachte Symbol steht für: Filter + Druckminderer + Öler.



11.7 FILTERDRUCKMINDERER

Ein Filterdruckminderer ist ein Gerät, das einen Filter und einen Druckminderer in einer Baugruppe vereint.

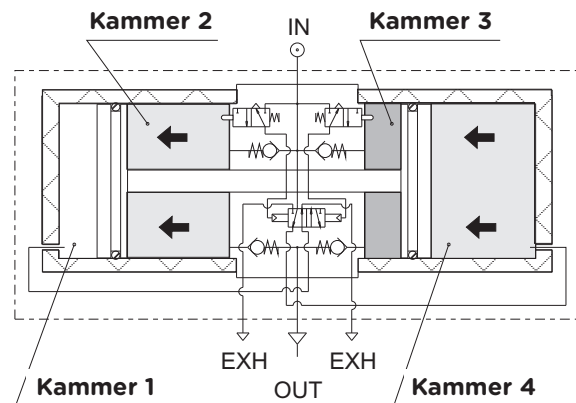
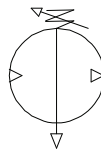
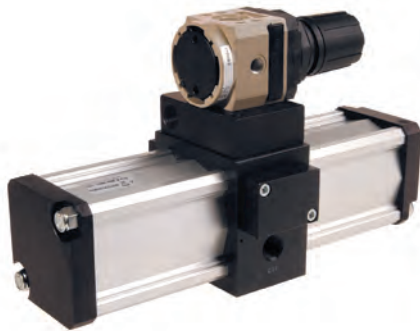
Das Kombinationsgerät besitzt dieselben technischen Merkmale wie jedes einzelne Gerät.

Wie die Abbildung zeigt, besteht der untere Teil aus dem Filter, der die Luft mit denselben Eigenschaften eines entsprechend großen Einzelgeräts filtert und in den oberen Teil leitet, wo der Druckminderer sitzt. Dieser leitet den geregelten Druck zum Ausgang durch. Ein kombinierter Filterdruckminderer ermöglicht Kosten- und Platzeinsparungen.



11.8 DRUCKÜBERSETZER

Ein Druckübersetzer erhöht den Eingangsdruck auf einen höheren Ausgangsdruck. Die Höhe dieses Drucks richtet sich nach dem Übersetzungsverhältnis des Geräts. In den allermeisten Anwendungen beträgt das Übersetzungsverhältnis 1:2, d. h. der Ausgangsdruck ist doppelt so hoch wie der Netzdruck.



Das Funktionsprinzip eines Druckübersetzers basiert auf dem Pumpeneffekt eines 4-Kammer-Zylinders. Zwei Kammern verdichten jeweils den Druck einer Kammer, während die vierte entlüftet.

Eine von Endlagensensoren gesteuerte Oszillatorschaltung in der Mitte des Druckübersetzers leitet Luft mithilfe eines Wegeventils abwechselnd auf die beiden Seiten des Geräts.

Durch vier miteinander verbundene Rückschlagventile gelangt die Luft zum Ausgang, kann jedoch nicht mehr zurückströmen.

Das System bewegt sich so lange in oszillierenden Bewegungen, bis die in den beiden Antriebskammern von den Kolben erzeugte Kraft genauso groß ist wie die Kraft, die vom anderen Kolben in der Verstärkungskammer erzeugt wird.

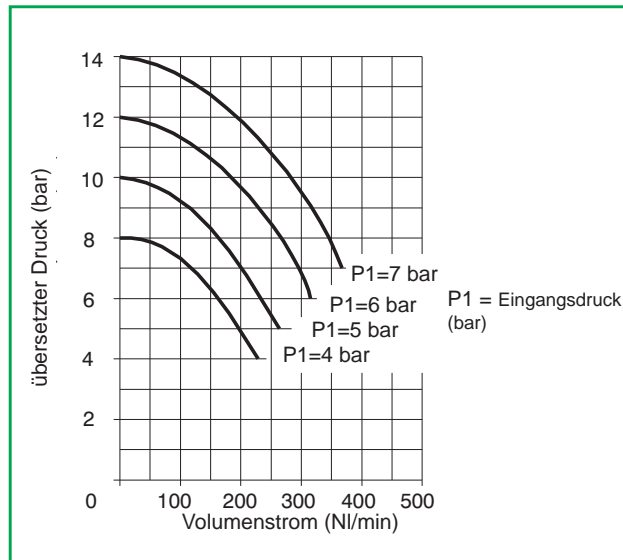
Folglich muss der Druck, der die Kraft durch Betätigung des einzelnen Kolbens erzeugt, doppelt so hoch sein wie der Druck, den dieselbe Kraft durch Betätigung zweier Kolben erzeugt. Der Ausgangsdruck ist in dem Fall doppelt so hoch wie der Eingangsdruck.

Manchmal wird nur an einer Stelle einer Anlage ein Druck benötigt, der höher ist als der Netzdruck in der übrigen Anlage. In einem solchen Fall löst ein Druckübersetzer das Problem, ohne dass das gesamte Leitungsnetz einschließlich des Verdichters für den höheren Druck ausgelegt werden muss.

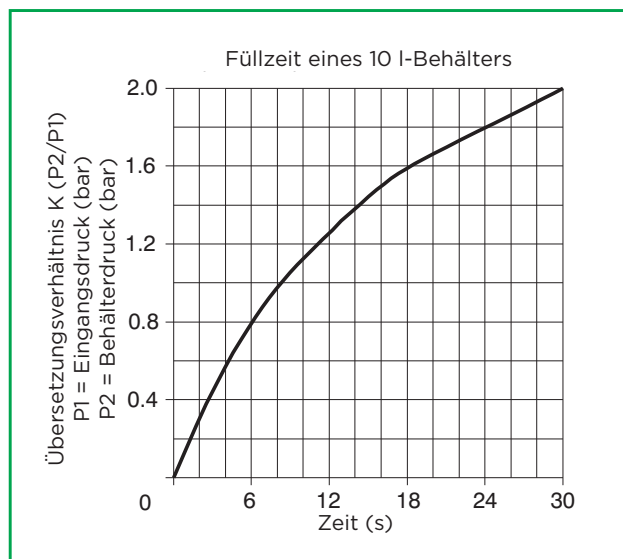
Ein Druckübersetzer darf jedoch nur zur Verstärkung des Drucks eingesetzt werden. Dabei ist ein geeigneter Druckbehälter zu installieren, der dem Bedarf des jeweiligen Verbrauchers entspricht. Bei Verbrauchsspitzen liefert der Druckbehälter dem Verbraucher Luft mit höherem Druck.



Der Einbau eines Druckbehälters ist notwendig, da der Druckübersetzer bei Druckluftentnahme einen pulsierenden Druck erzeugen würde, der dem Verbrauch hinterherhinkt, ohne den angestrebten Sollwert je zu erreichen.



Wie aus dem Diagramm ersichtlich ist, kann der doppelte Ausgangsdruck im Fall der Kennlinie für 4 bar Ausgangsdruck nur bei einem Volumenstrom gleich Null aufrechterhalten werden. Sobald Druckluft verbraucht wird, fällt der Ausgangsdruck ab. Bei einem Volumenstrom von 300 NI/min beträgt das Übersetzungsverhältnis 1:1, d. h. der Druckübersetzer pumpt ständig, ohne eine Wirkung zu erzielen. Abhilfe schafft ein Druckbehälter. Ein Druckbehälter ist auch sinnvoll, da der Druckübersetzer eine gewisse Zeit braucht, um ein vorgegebenes Volumen mit dem gewünschten Druck aufzubauen.





Die Zeit, die es braucht, um den Eingangsdruck eines vorgegebenen Volumens mithilfe eines Druckübersetzers auf einen höheren Ausgangsdruck (Übersetzungsverhältnis 2:1) zu erhöhen, lässt sich berechnen.

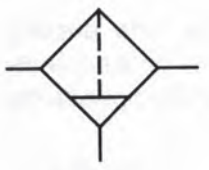
- P1 = Eingangsdruck des Druckübersetzers
- P2' = Anfangsdruck im Druckbehälter
- P2'' = Enddruck im Druckbehälter
- V = Speichervolumen

Zunächst muss das Übersetzungsverhältnis K' zwischen dem Anfangsdruck im Behälter und dem Eingangsdruck des Druckübersetzers (P2'/P1) berechnet werden. Anschließend wird das Übersetzungsverhältnis K'' zwischen dem Enddruck im Behälter und dem Eingangsdruck des Druckübersetzers (P2''/P1) ermittelt. Dann bestimmt man auf dem Diagramm den Kreuzungspunkt von K und der Kurve: Dazu verwendet man als Referenz den Wert K' und liest den entsprechenden Zeitwert T' ab. Dann verfährt man ebenso mit dem Wert K'' und liest die Zeit T'' ab. Abschließend wird die folgende Formel angewendet:

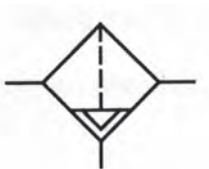
$$T = \frac{V}{10} (T'' - T')$$

Damit erhält man die Gesamtzeit, die erforderlich ist, um den Druck P2' eines Volumens V auf den Enddruck P2'' zu erhöhen.

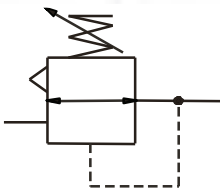
SYMBOLE IM ÜBERBLICK



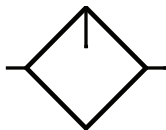
Filter mit handbetätigtem Auslass



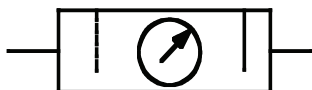
Filter mit automatischem Auslass



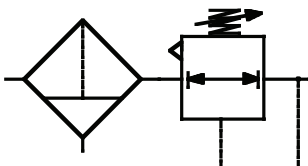
Druckminderer



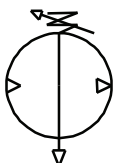
Öler



Wartungseinheit, vereinfachtes
Symbol



Filterdruckminderer



Druckübersetzer

Kapitel 12

VERSCHRAUBUNGEN

VERSCHRAUBUNGEN, ROHRE UND SCHLÄUCHE

Die einzelnen Komponenten eines pneumatischen Systems sind über Verschraubungen und Leitungen miteinander verbunden, welche die Signalübertragung und Luftdurchleitung gewährleisten.





Die häufigsten Verschraubungen sind sog. Steckverschraubungen, die sich extrem schnell aufstecken und wieder herausziehen lassen. Sie werden meist in Verbindung mit Kunststoffschläuchen (aus Nylon oder Polyurethan) eingesetzt.

Eine Steckverschraubung besteht im Inneren aus einer O-Ring-Dichtung und einer elastischen Schlauchklemme. Der Schlauch wird bis zum Anschlag eingeführt, so dass er von der Schlauchklemme festgehalten wird. Das Lösen des Schlauchs erfolgt durch einfaches Niederdrücken des Lösungsrings, der oben aus der Verschraubung austritt, und durch Ziehen des Schlauches, um ihn aus der Schlauchklemme zu lösen. Die Schläuche sind passgenau zu den verwendeten Steckverschraubungen zu wählen. Es sind Schläuche in verschiedenen Durchmessern erhältlich. Der Schlauchdurchmesser muss zum Gewinde der Verschraubung passen.

Anschlussgewinde **M5** passt auf Schlauch-Außen-Ø 4-5 und 6 mm

Anschlussgewinde **G1/8** passt auf Schlauch-Außen-Ø 4-5-6-8 mm

Anschlussgewinde **G1/4** passt auf Schlauch-Außen-Ø 4-5-6-8-10 und 12 mm

Anschlussgewinde **G3/8** passt auf Schlauch-Außen-Ø 8-10-12 und 14 mm

Anschlussgewinde **G1/2** passt auf Schlauch-Außen-Ø 12 und 14 mm

Dieselben Schläuche passen auch in gewindelose Übergangverschraubungen; sie werden an allen Enden mit Steckverschraubungen versehen.

Dabei kann es sich um Kniestücke, T-Stücke, Y-Abzweigungen, gerade Reduzierstücke usw. handeln.

Es gibt ein fast unüberschaubares Angebot an unterschiedlichen Verschraubungen, die aus Werkstoffen wie vernickeltem Messing, Kohlenstoff- bzw. Edelstahl und – immer häufiger – Technopolymeren gefertigt werden.

Darüber hinaus gibt es auch Verschraubungen, die mit Druckluftrohren kombinierbar sind; sie kommen dort zum Einsatz, wo keine Kunststoffschläuche verwendet werden können.

Verschraubungen bestehen aus dem Verschraubungskörper, einem metallenen Klemmring zum Festhalten des Rohr- bzw. Schlauchendes, der in einem Gummiformring sitzt, und einem Gewindestück in der Größe des Verschraubungskörpers.

Für Kunststoffschläuche sind auch sog. Schnellverschraubungen verfügbar. Hierbei wird der Schlauch über eine Schlauchaufnahme mit verbreitertem Rand geschoben und anschließend durch eine Überwurfmutter fixiert.



Kapitel 13

SYSTEME ZUR ARBEITSVERRICHTUNG

- 13.1 Eigenschaften von Pneumatikzylindern
- 13.2 Linearzylinder
- 13.3 Einfachwirkende Zylinder
- 13.4 Doppeltwirkende Zylinder
- 13.5 Pneumatische Endlagendämpfung
- 13.6 Zylinder mit Magnetring
- 13.7 Zylinder mit durchgehender Kolbenstange
- 13.8 Tandemzylinder
- 13.9 Mehrstellungszylinder
- 13.10 Zylinder mit ovalem und quadratischem Querschnitt
- 13.11 Doppelkolbenstangen-Zylinder
- 13.12 Kurzhub- und Kompaktzylinder
- 13.13 Kolbenstangenlose Zylinder
- 13.14 Normen und Befestigungselemente
- 13.15 Endschalter
- 13.16 Auslegung von Zylindern
- 13.17 Schwenkantriebe
- 13.18 Handling, Greifer, Verfahreinheiten
- 13.19 Geschwindigkeitssteuerung und Feststelleinheiten

PNEUMATISCHE ARBEITSELEMENTE

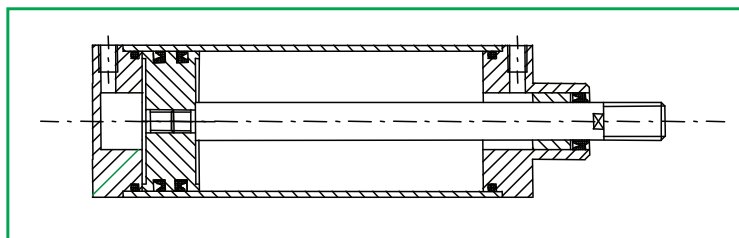
Pneumatische Arbeitselemente (Aktoren) sind die Arbeitsglieder eines Systems, die unter Erfüllung verschiedener Funktionen mechanische Arbeit verrichten. Aktoren, die lineare oder rotierende Bewegungen ausführen, indem sie hin und her fahren, werden als Zylinder bezeichnet.

13.1 EIGENSCHAFTEN VON PNEUMATIKZYLINDERN

Adäquat dimensionierte Pneumatikzylinder weisen die folgenden Eigenschaften auf: Sie sind robust gegen Überlast, erlauben hohe Arbeitsgeschwindigkeiten, können rasche Richtungswechsel ausführen und beeinflussen ihre Arbeitsumgebung nicht. Die Kräfte und Geschwindigkeiten von Pneumatikzylindern lassen sich problemlos einstellen. Außerdem sind sie äußerst wartungsfreundlich.

Sie bestehen aus einem – in der Regel – zylindrischen Rohrgehäuse, das einen beweglichen Kolben aufnimmt. Dieser ist über entsprechende Dichtungen mit einer Kolbenstange verbunden.

An den beiden Enden des Zylinderrohrs befinden sich zwei Abschlussplatten. Eine Abschlussplatte besitzt in der Mitte eine Bohrung für den Durchtritt der Kolbenstange. Diese Abschlussplatten, die als Zylinderböden bezeichnet werden, sind mit dem Zylinderrohr mechanisch verbunden.



Die Abbildung zeigt den Aufbau eines Zylinders in schematisch vereinfachter Darstellung.

Die Kolbenstange bewegt sich vor und zurück, indem Druckluft durch die Gewindeöffnungen in den Zylinderböden abwechselnd in die vordere und hintere Zylinderkammer gepresst wird.

13.2 LINEARZYLINDER

Wie der Name bereits verrät, führen Linearzylinder geradlinige Bewegungen aus. Dabei bewegt sich die Kolbenstange von der eingefahrenen Stellung (-) in die ausgefahrene Stellung (+) und umgekehrt. Linearzylinder verrichten mechanische Arbeit, indem sie eine bestimmte Kraft auf die entsprechende Anwendungsstelle ausüben.

Die Kraft eines Pneumatikzylinders ergibt sich aus der folgenden Formel:

$$\text{Kraft} = \text{Druck} \times \text{Kolbenfläche}$$

Dabei ist zu beachten, dass die Kraft in beide Richtungen unterschiedlich ist. Beim Einfahrhub (-) muss von der wirksamen Kolbenfläche nämlich die Kolbenstangenfläche abgezogen werden.

Die sich aus der Multiplikation von Fläche und Druck ergebende Kraft ist eine theoretische Kraft. Diese Kraft vermindert sich um die Kräfte, die zur Überwindung des Reibungswiderstands und der Last von Kolbenstange und Kolben aufgewendet werden.



Reibungswiderstand entsteht durch die Bewegung der Dichtungen des Kolbens und der Kolbenstange. Dabei ist jedoch zwischen der sog. Losbrechreibung (besser bekannt als statische Reibung bzw. Haftreibung) und dynamischer Reibung bzw. Gleitreibung zu unterscheiden.

Bleibt der Kolben eine Zeitlang in einer der beiden Stellungen, drückt die Kompression zwischen den Dichtungen und der Zylinderrohr- und Kolbenstangenfläche das Schmierfett zwischen den Dichtungen und den Gleitflächen heraus. Dabei spielen die elastischen Eigenschaften der Materialien (Härte und Elastizität) sowie die Oberflächenbeschaffenheit (Rauheit) eine Rolle. Dadurch kommt es zu einem Schmierfilmabriss, wenn der Zylinder wieder betätigt wird. Unmittelbar danach stellen sich wieder die normalen hydrodynamischen Eigenschaften ein, so dass der Reibungswert wieder drastisch sinkt. In der Regel verringert sich der Reibungswert mit zunehmender Bewegungsgeschwindigkeit.

Überdies werden die Dichtungen beim Losbrechen elastisch verformt. Dies erhöht den Bewegungswiderstand und führt somit zu einer weiteren Verminderung des Wirkungsgrads.

Bei der Auswahl eines Zylinders müssen all diese Faktoren berücksichtigt werden. Es ist davon auszugehen, dass 15 % der theoretischen Kraft aus den genannten Gründen verloren gehen.

In Bezug auf die Anwendung von Linearzylindern ist grundsätzlich zwischen zwei Haupttypen zu unterscheiden:

- **einfachwirkende Zylinder**
- **doppeltwirkende Zylinder**

Die Zylinder bestehen im Wesentlichen aus zwei Zylinderböden, einem Zylinderrohr, einem fest mit einer Kolbenstange verbundenen Kolben, einer Führungsbuchse sowie den Kolben- und Stangendichtungen samt Schmutzabstreifer.

13.3 EINFACHWIRKENDE ZYLINDER

Bei einem einfachwirkenden Zylinder wirkt die Antriebskraft stets nur in eine Richtung. Die Rückstellung erfolgt durch eine Rückholfeder oder eine äußere Kraft. Einfachwirkende Zylinder unterteilt man in einfachwirkende Zylinder mit Druckfeder bzw. Rückstellfeder.

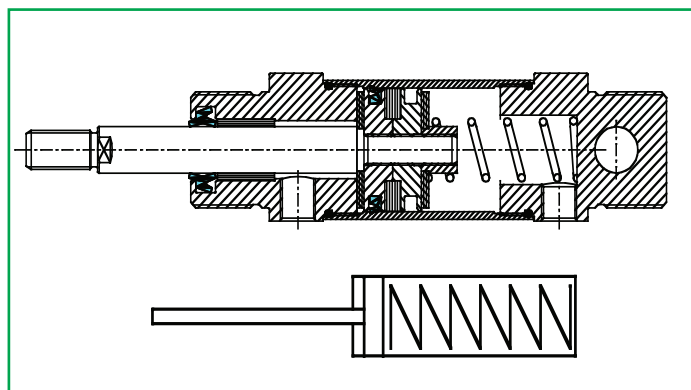
Sie werden zum Spannen, Auswerfen, Pressen usw. verwendet, d. h. zur Verrichtung von Arbeiten, bei denen am Stangengewinde keine Last angehängt ist.

Die Feder ist auch ausschließlich dafür ausgelegt, die Stangen-Kolben-Baugruppe zurückzustellen.



Die nachstehenden Abbildungen zeigen die beiden Varianten einfachwirkender Zylinder. Auf dem oberen Bild ist die Variante mit Druckhub und auf dem unteren Bild die Variante mit Zughub dargestellt, jeweils mit den entsprechenden grafischen Symbolen.

Einfachwirkende Zylinder sind wegen der Feder in ihrem Hub begrenzt. Eine Feder ermöglicht aufgrund ihrer ureigenen Eigenschaften keine unbegrenzten Längen und muss zudem im Zylinder selbst untergebracht werden. Mit Ausnahme einiger Sonderausführungen sind einfachwirkende Zylinder durch kleine Bohrungen und geringe Hublängen gekennzeichnet.



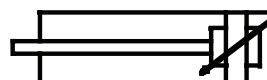
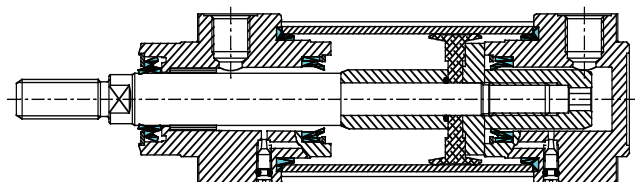
13.4 DOPPELTWIRKENDE ZYLINDER

Doppeltwirkende Zylinder haben die Möglichkeit, sowohl mit Schub- als auch mit Zugkraft zu wirken, indem die beiden Kolbenseiten wechselseitig mit Druck beaufschlagt werden. Wie bereits erläutert, sind die Schub- und die Zugkraft nicht gleich.

Für doppeltwirkende Zylinder gibt es verschiedene Anwendungsbereiche, wobei die Kolbenstange in diesem Fall auch Belastungen aufnehmen kann. Bei einem richtig dimensionierten Zylinder ist die Geschwindigkeit der Lastbewegung einfach einstellbar. Generell sind für das Anhalten der Last bei Zylindern die Zylinderböden zuständig, die das mechanische Pendant eines Endschalters sind.

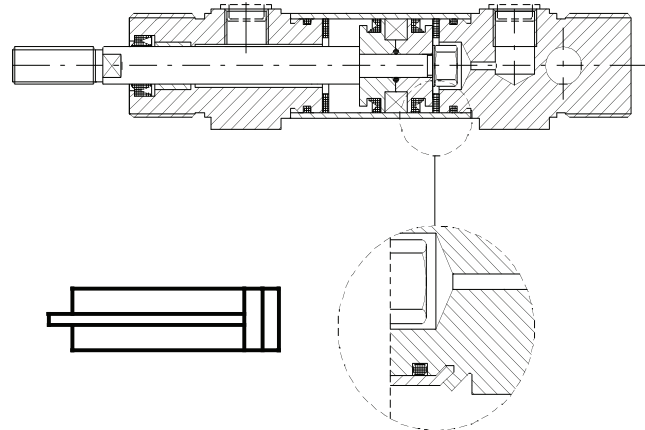


Doppeltwirkender Zylinder mit pneumatischer Endlagendämpfung





Doppeltwirkender Zylinder mit elastischer Endlagendämpfung



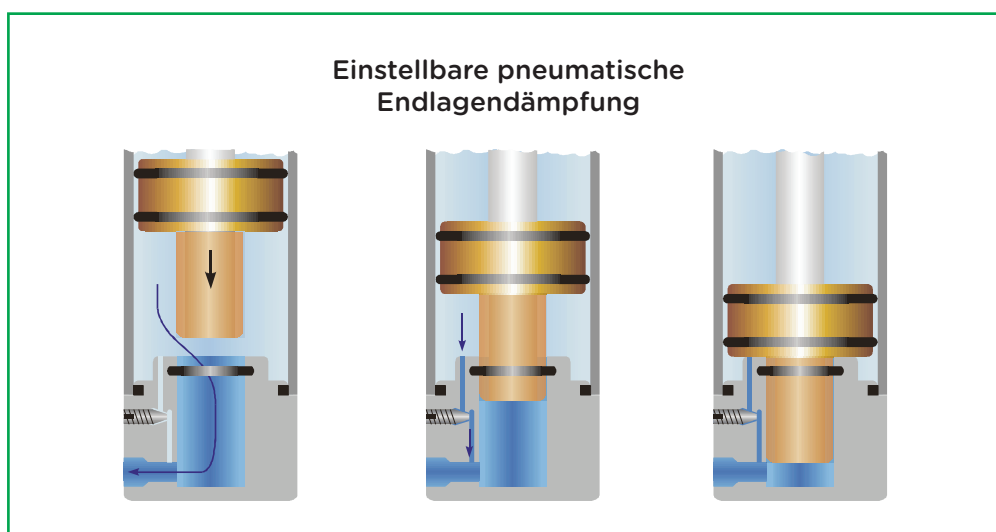
Die Abbildungen zeigen zwei unterschiedliche Systeme zur Endlagendämpfung der kinetischen Energie. Sie dienen dazu, einen harten Aufprall der Zylinderböden und somit mögliche Funktionsstörungen zu verhindern.

Das wirksamste System ist eine pneumatische Dämpfung mit einem Luftpuffer, der den Kolben auf den letzten Zentimetern vor dem Hubende abbremst. Bei kleinen Zylindern bzw. mäßigen Geschwindigkeiten kann die Dämpfung auch durch elastische Anschlagscheiben erfolgen, die an den beiden Seiten des Kolbens angebracht werden. Doppeltwirkende Zylinder können große Hublängen aufweisen, sofern diese mit der jeweiligen mechanischen Anwendung kompatibel sind.

13.5 PNEUMATISCHE ENDLAGENDÄMPFUNG

Bedingt durch mögliche hohe Geschwindigkeiten können bei Pneumatikzylindern große Aufprallkräfte am Hubende entstehen.

Wie bereits erwähnt, wird der Aufprall am Hubende durch einen Luftpuffer abgefedert, der den Kolben kurz vor Erreichen des Hubendes abbremst.





Die Abbildung zeigt den Kolben bei der Einfahrbewegung. Die Abluft fließt über die Gewindebohrung am hinteren Zylinderboden ungehindert von der hinteren Zylinderkammer zum Abstromanschluss.

Wird die Dichtungsbuchse am Kolben gegen den Dichtungsring des Zylinderkopfs gepresst, wird die Abluft in der Dämpfungskammer festgehalten.

Dort wird sie durch die Kolbenbewegung verdichtet, da sie nicht mehr ungehindert zum Abstromanschluss strömen kann.

Anschließend wird sie über ein Drosselventil geleitet, bevor sie ausströmen kann. Dabei entstehen ein auf den Kolben wirkender Druck und eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Kraft. Die Kolbenbewegung wird abgebremst, um den Kolbenaufprall abzufedern.

Der Dämpfungsdichtring dichtet die Dämpfungskammer luftdicht ab, wenn er von der Dämpfungsbuchse in Bewegungsrichtung geschoben wird.

Der Dämpfungsdichtring dichtet die Dämpfungskammer luftdicht ab, wenn er von der Dämpfungsbuchse in Bewegungsrichtung geschoben wird.

Arbeitet der Zylinder jedoch in umgekehrter Richtung, und wird die zuvor entlüftete Kammer mit Druckluft beaufschlagt, so wird der Dämpfungsdichtring, der in der umgekehrten Richtung nicht mehr abdichtet, von der Druckluft umströmt. Diese füllt den gesamten Kolbenraum aus, so dass der Kolben ohne Verzögerung losfährt.

13.6 ZYLINDER MIT MAGNETRING

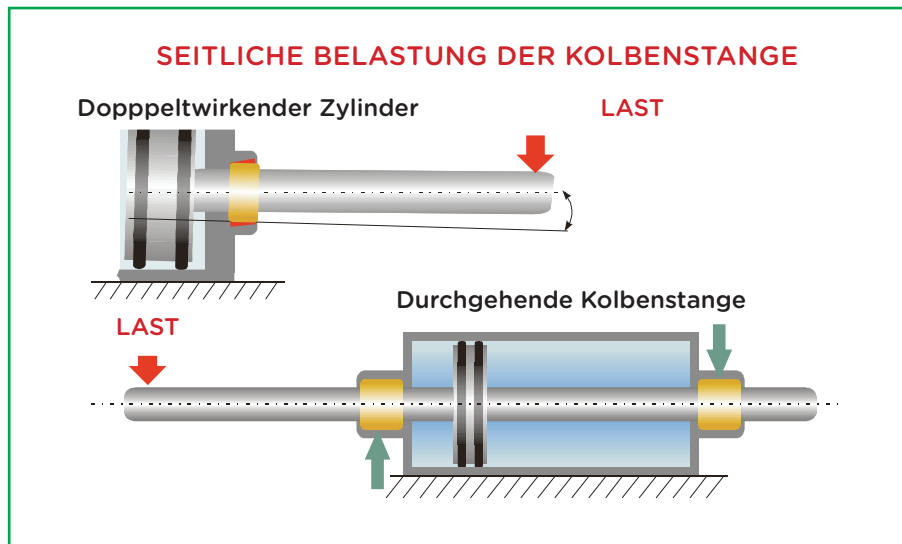
Zur Erfassung der Position eines Zylinderkolbens gibt es verschiedene Möglichkeiten. Eine davon beruht auf der Messung eines Magnetfelds außerhalb des Zylindergehäuses, das durch einen Magnetring auf dem Zylinderkolben erzeugt wird.

Ein externer Magnetsensor erfasst das Magnetfeld und sendet ein elektrisches Signal aus. Dieses zeigt an, in welcher Stellung sich der Kolben in dem Moment befindet.

Das Zylindergehäuse muss in diesem Fall aus einem nichtmagnetischen Material, wie z. B. Aluminium, Messing, Edelstahl usw., bestehen. Am häufigsten wird Aluminium eingesetzt.

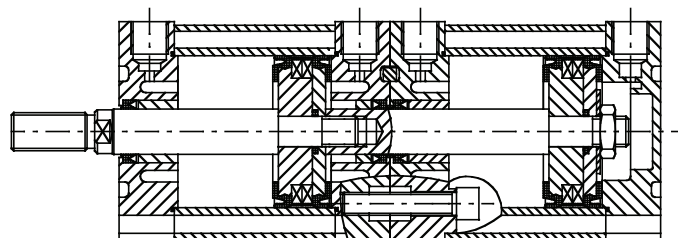
13.7 ZYLINDER MIT DURCHGEHENDER KOLBENSTANGE

Beim Einsatz von Linearzylindern sind deaxiale bzw. seitliche Belastungen der Kolbenstange nicht möglich. Unvermeidbare seitliche Belastungen der Kolbenstange führen zu einer raschen Abnutzung der Führungsbuchsen der Kolbenstange, da die Ränder der beiden Seiten der Führungsbuchsen durch die seitliche Last verschliffen werden. Bei Verwendung eines Zylinders mit durchgehender Kolbenstange wird die seitliche Belastung auf die beiden Führungsbuchsen verteilt (siehe Abbildung).



13.8 TANDEMZYLINDER

Ein Tandemzylinder besteht aus zwei hintereinander angeordneten Zylindern und einer gemeinsamen Kolbenstange. Ein Tandemzylinder erzeugt eine doppelt so hohe Schubkraft wie ein einfacher Zylinder gleichen Durchmessers. Seine Einbaumaße sind bei gleicher Hublänge doppelt so lang.

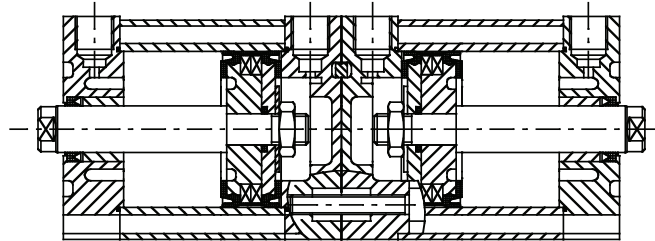


13.9 MEHRSTELLUNGSZYLINDER

Durch die Aneinanderreihung mehrerer Zylinder erreicht man eine hohe Positioniergenauigkeit und Wiederholbarkeit.

Zwei Zylinder mit gleichem Hub, die mit dem hinteren Zylinderboden zueinander (Rücken an Rücken) angeordnet werden, können 3 Positionen anfahren. Mit nur einem Zylinder wäre es nicht möglich, ein System zum genauen und wiederholbaren Anfahren von 3 Positionen zu realisieren.

Es können zwar Zwischenstopp-Positionen definiert werden, allerdings wäre es nahezu unmöglich, exakt die gleichen Positionen erneut anzufahren.

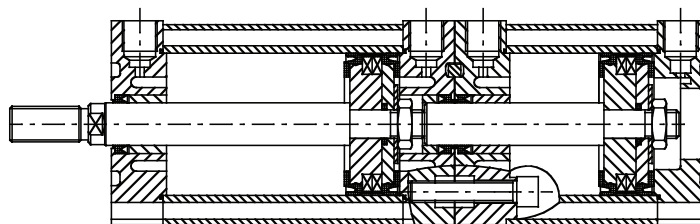


Die Zylinder werden hier über die Kolbenstangen befestigt. Besonders geeignet hierfür sind Zylinder mit kurzen Hublängen.

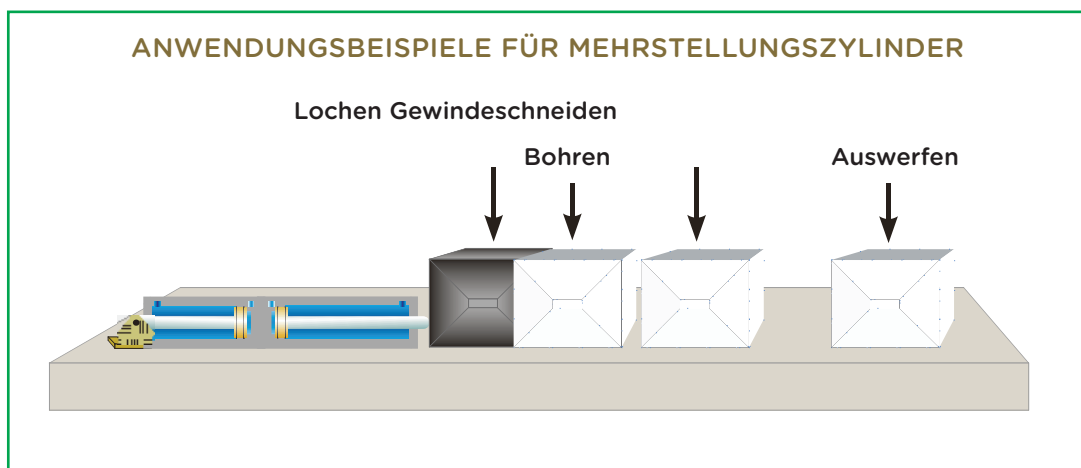
Mit zwei hintereinander angeordneten Zylindern mit getrennten Kolbenstangen und ungleichen Hublängen können ebenfalls 3 Positionen angefahren werden. Bewegt sich der hintere Zylinder, schiebt er den vorderen bis zum Ende seiner Hublänge mit; nachdem er diesen dann aktiviert hat, bleibt er in seiner Endlage stehen, die die Anfahrposition bestimmt.

Beide Systeme können die folgenden 3 Positionen anfahren:

- Position 1 beide Zylinder in Ruhestellung
- Position 2 ein Zylinder wird mit Druck beaufschlagt
- Position 3 beide Zylinder werden mit Druck beaufschlagt



Werden zwei Zylinder unterschiedlicher Hublänge mit dem hinteren Zylinderboden aneinander geflanscht, können sogar 4 unterschiedliche Positionen angefahren werden (siehe Abbildung).





13.10 ZYLINDER MIT OVALEM UND QUADRATISCHEM QUERSCHNITT

Bei Linearzylindern mit kreisrundem Querschnitt kann sich der Kolben während des Hubs verdrehen. Hier schaffen Zylinder mit ovalem oder quadratischem Querschnitt Abhilfe.

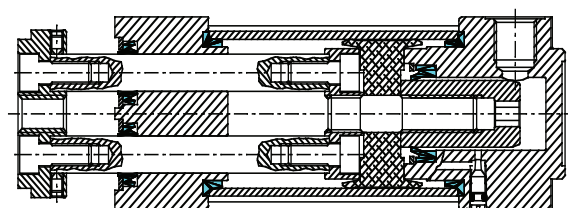
Insbesondere Ovalzylinder stellen aufgrund ihrer flachen Bauweise eine platzsparende Alternative dar.

Die Verdrehsicherung des Kolbens beruht auf der Form des Querschnitts des Rohrgehäuses und des Kolbens. Das zulässige Drehspiel hängt ausschließlich von der Kombination aus Gehäuse und Kolben ab.

13.11 DOPPELKOLBENSTANGEN-ZYLINDER

Eine noch präzisere Verdrehsicherung bieten Zylinder, bei denen zwei parallele Kolbenstangen mit einem Kolben verbunden sind. Die beiden Stangen werden von außen über eine Verbindungsplatte aneinander befestigt. Die zu bewegende Last wird an diese Platte angehängt.

Diese Bauweise gewährleistet eine optimale Verdrehsicherung. Zudem kann der Zylinder so auch geringe seitliche Belastungen aufnehmen.



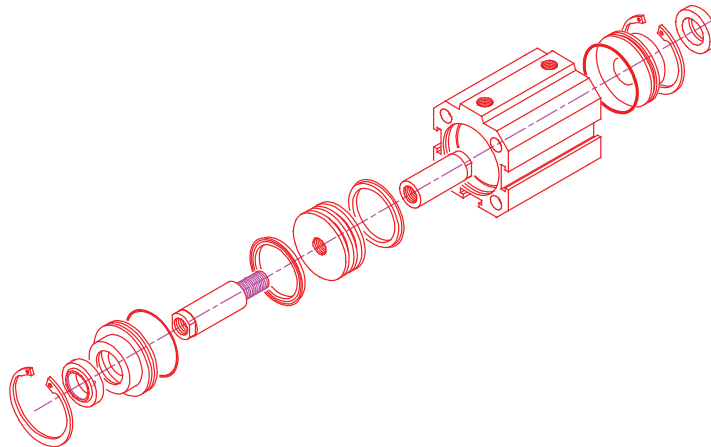
Selbstverständlich gibt es noch weitere Methoden der Verdrehsicherung, wie z. B. sechseckige Kolbenstangen, die über eine entsprechende Führungsbuchse und einen Dichtring derselben Form miteinander verbunden sind. Derartige Lösungen werden in der Regel bei Mikrozylindern eingesetzt.

13.12 KURZHUB- UND KOMPAKTZYLINDER

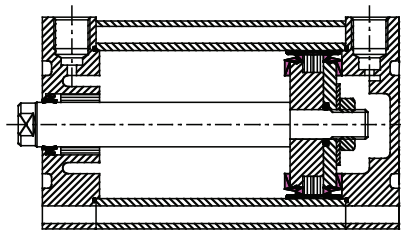
Wie die Bezeichnung bereits verrät, sind Kurzhubzylinder konstruktiv für kurze Hublängen ausgelegt.

Sie wurden speziell für den Einbau in beengten Räumen konzipiert. Aufgrund der geringen Baugröße darf die Kolbenstange hier nicht mit Führungen versehen werden. Dadurch können Kurzhubzylinder keine seitlichen Belastungen tragen.

Selbst geringe Seitenkräfte würden zum Verkanten und raschen Verschleiß der Buchsen führen. Bei diesen Zylindern bestehen die Zylinderböden aus zwei Scheiben, die im Inneren des extrudierten Profils durch zwei elastische Ringe festgehalten werden.



Kompaktzylinder wurden ausgehend von Kurzhubzylindern und als Weiterentwicklung derselben konzipiert. Trotz ihrer geringen Baugröße verfügen die Zylinderböden über Kolbenstangenführungen und sind mit Schrauben am extrudierten Zylinderkörper befestigt. Dies erhöht die Steifigkeit des Zylinders.



Da Kompaktzylinder im Endeffekt größere Abmessungen als Kurzhubzylinder haben, werden nach wie vor beide Zylinder angeboten. Es kam nicht dazu, dass ein Zylindertyp den anderen verdrängt hätte.

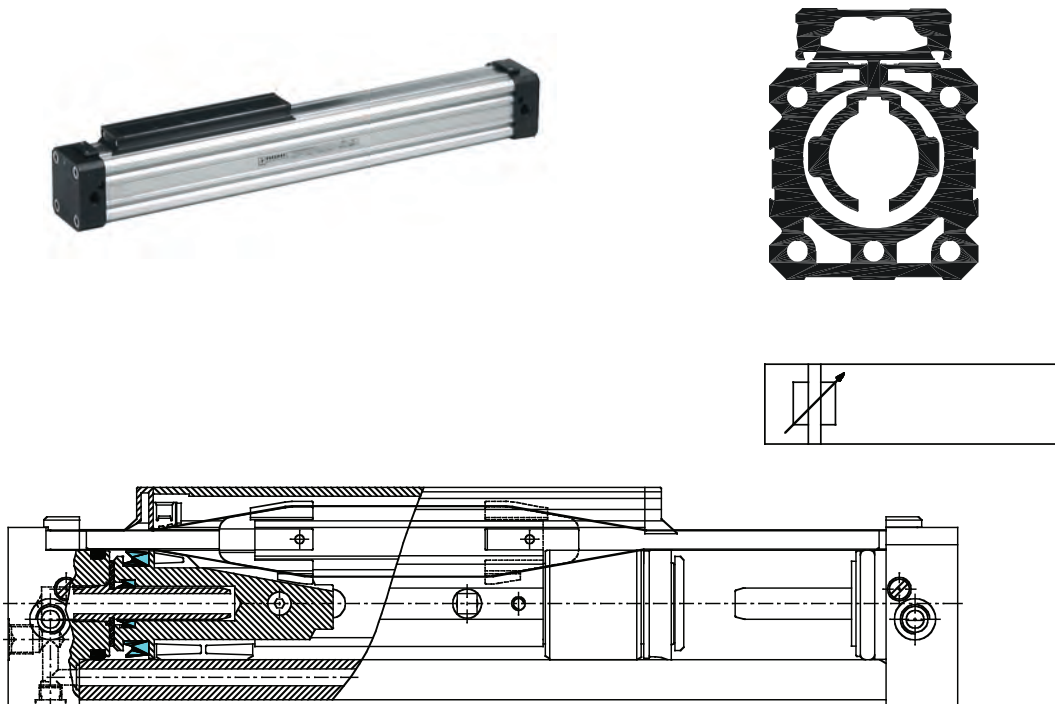
Der erste Hersteller von Kompaktzylindern stützte sich auf die vom französischen Normungsinstitut (UNITOP) vorgegebenen Abmessungen, die bis heute maßgeblich geblieben sind. Daher sind Kompaktzylinder verschiedener Fabrikate untereinander austauschbar.

Einige Hersteller bieten mittlerweile auch ISO-Zylinder an. Dabei wurden die Maße für die Befestigung der Zubehöerteile vereinheitlicht, die nun für unterschiedliche Zylinderbaureihen verwendet werden können.

Dies erlaubt den Endnutzern eine rationalere Lagerhaltung.

13.13 KOLBENSTANGENLOSE ZYLINDER

Bei Zylindern ohne Kolbenstange sind einige Besonderheiten zu beachten. Anders als bei Standardzylindern, bei denen die Last auf einer Achse mit der Zylinderstange sitzt, wird die Last bei kolbenstangenlosen Zylindern an einem Schlitten befestigt, der oben auf dem Zylinder gleitet. Zwischen der Zylinderachse und dem Lastschwerpunkt besteht stets ein Stützabstand, der je nach Form des zu bewegenden Teils größer oder kleiner ausfallen kann.



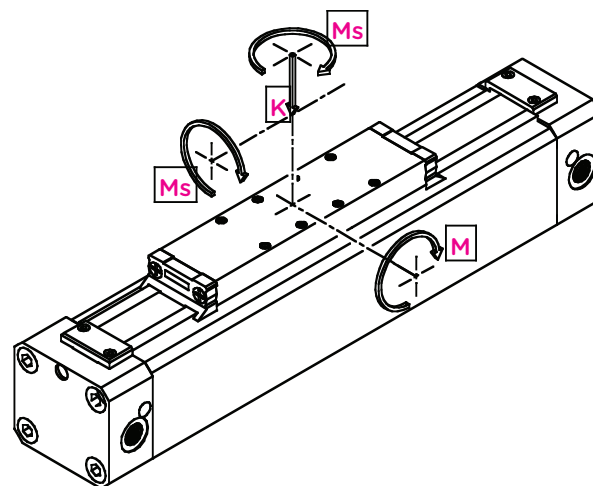
Die Kraft des Kolbens wird über einen nach außen reichenden Mitnehmer auf den Führungsschlitten übertragen. Das Zylinderrohr besitzt dazu auf der gesamten Hublänge einen Schlitz, durch den der Mitnehmer austritt. Der Mitnehmer ist fest mit dem Kolben selbst verbunden. Die Abdichtung des Schlitzes wird durch ein innen liegendes Abdeckband erreicht, das an den Enden des Zylinders befestigt ist. Durch die Kolbendichtungen, den Druck im Inneren und einen adäquat positionierten Magnetstreifen liegt das innere Abdeckband so am Zylinderrohr an, dass eine Abdichtung nach außen sowie zwischen den beiden Zylinderkammern erreicht wird.

Ein weiteres, außen liegendes Metallband gewährleistet über die gesamte Schlitzlänge Schutz vor Verschmutzung des Gleitbereichs. Systembedingt bietet dieses Konstruktionsprinzip jedoch nie eine vollkommene Abdichtung. Durch spezielle Führungssysteme auf dem Schlitten und Kolben sind die beiden Dichtbänder aufgespreizt, um die mechanische Verbindung zwischen Läufer und Kolben zu gewährleisten. Anders als bei Standardzylindern ist die Zylinderkraft hier in beide Richtungen identisch. An den beiden Enden gibt es keine unterschiedlichen Querschnitte, da keine Kolbenstange vorhanden ist. Die einstellbare pneumatische Endlagendämpfung ist identisch mit den Dämpfungssystemen bei Standardzylindern.

Bei der Planung von Systemen mit kolbenstangenlosen Zylindern müssen die kinetischen Energien, die auftreten können, besonders berücksichtigt werden. Es können nämlich durchaus beträchtliche Verfahrgeschwindigkeiten (2-3 m/s) und Hublängen (bis 6 Meter) erreicht werden.

Liegt der Schwerpunkt der Last außerhalb des Schlittenschwerpunkts, können zudem Biegemomente entstehen.

Momente sind das Produkt aus einer Kraft N (Newton) und der Länge eines Hebelarms in Metern. Folglich werden sie in Nm (Newton mal Meter) angegeben.



Nach Auswahl eines genügend großen Zylinders ist es auch wichtig, die Position der Last am Läufer sowie die entstehenden Momente zu berücksichtigen. Die folgende Tabelle enthält die maximal zulässigen Lasten und Biegemomente unter statischen Bedingungen.

Bohrung Zylinder (mm)	Max. Last K (N)	Max. Biegemoment M (Nm)	Max. Quermoment M_s (Nm)	Max. Drehmoment M_v (Nm)
25	300	20	1	4
32	450	35	3	6
40	750	70	5	9
50	1200	120	8	15
63	1600	150	9	25

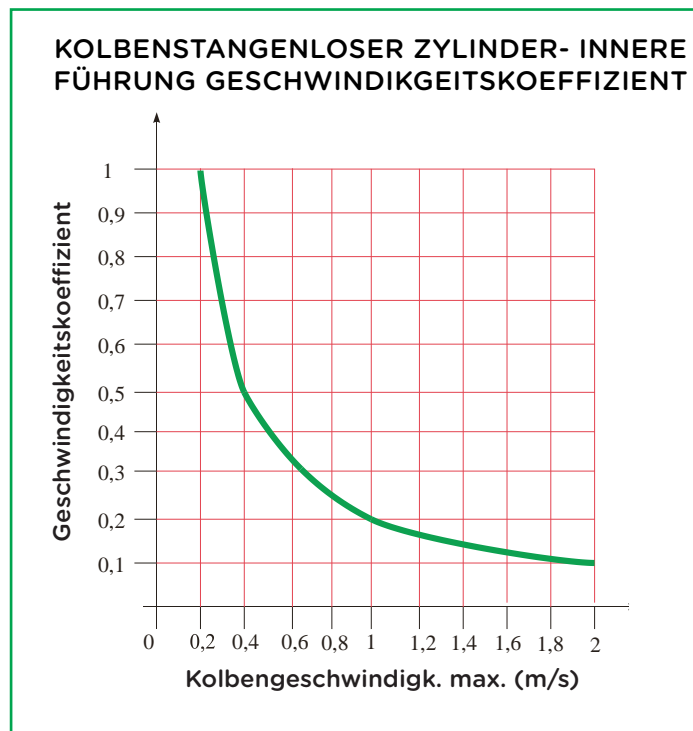
Anschließend muss noch die Schlittengeschwindigkeit berücksichtigt werden, die idealerweise 1 m/s beträgt. Die maximale Last K bei dynamischer Beanspruchung ist dem nachstehenden Diagramm zu entnehmen. Geschwindigkeiten bis 0,2 m/s sind unproblematisch. Bei höheren Geschwindigkeiten muss die Last verringert oder ein größerer Zylinder gewählt werden.



Die zulässige Last im dynamischen Zustand hängt von der Geschwindigkeit ab und errechnet sich wie folgt:

$$K_d = K \times C_v$$

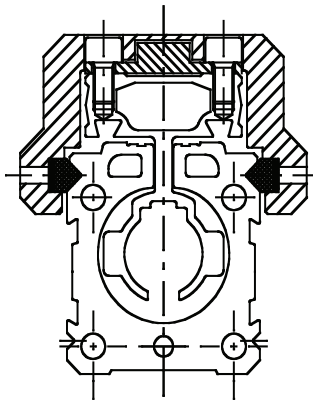
Hierbei ist K_d die dynamische Last und C_v der Geschwindigkeitskoeffizient. Kann ein Zylinder in statischem Zustand 750 N aufnehmen, muss diese Last bei einer Geschwindigkeit von 0,5 m/s auf $750 \times 0,4 = 375$ Newton verringert werden.



Wirken auf den Zylinder gleichzeitig mehrere Kräfte und Momente, kann es hilfreich sein, wenn die nachstehende Gleichung erfüllt ist:

$$\left[\left(\left(2 \cdot \frac{M_s}{M_{s \max}} \right) + \left(1,5 \cdot \frac{M_v}{M_{v \max}} \right) \right) + \left(\frac{M}{M_{\max}} + \frac{K}{K_{\max}} \right) \right] \cdot \frac{100}{K_v} \leq 100$$

Bei stärkeren Beanspruchungen können die Zylinder mit Zubehörteilen versehen werden, z. B. mit externen Linearführungseinheiten zur Befestigung der Last, die dann vom Läufer mitgenommen wird, oder mit zusätzlichen Führungen, die direkt am vorhandenen Schlitten befestigt werden.



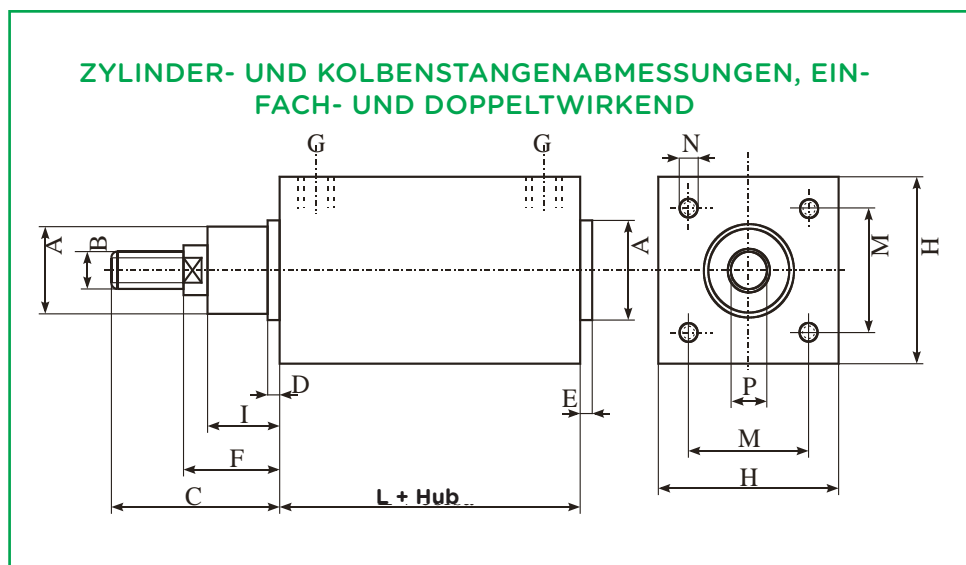
13.14 NORMEN UND BEFESTIGUNGSELEMENTE

Die Internationale Normungsorganisation ISO hat verschiedene Normen für die grundlegenden Abmessungen bestimmter Zylinder veröffentlicht.

Die Normung ermöglicht die vollständige Austauschbarkeit von Zylindern unterschiedlicher Hersteller, eine einfache Ersatzteilbeschaffung sowie breite Auswahlmöglichkeiten für die Maschinenbauer.

Die ISO-Norm 6432 legt die Abmessungen von Kleinzylindern fest. Nach den Vorgaben dieser Norm beträgt der Kolbendurchmesser 8-25 mm.

Für Zylinder mit größerem Kolbendurchmesser (32-320 mm) gilt die ISO-Norm 15552 (vormals ISO 6431-VDMA 24562).





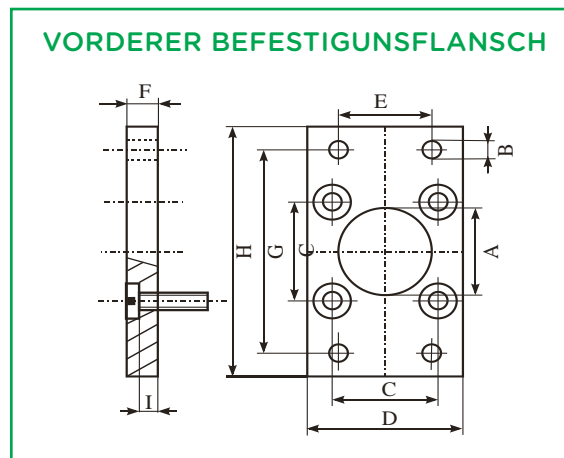
Die Abbildung zeigt beispielhaft, welche Abmessungen für unterschiedliche Pneumatikzylinderdurchmesser nach der ISO-Norm 15552 gelten. Die vollständigen Normen sind bei den einzelstaatlichen Normungsbehörden erhältlich.

Neben den grundlegenden Zylinderabmessungen gibt es auch von der ISO akzeptierte Vorgaben einzelstaatlicher Normungsinstitute, wie z. B. des Deutschen Instituts für Normung DIN. Diese legen – vorbehaltlich anders lautender Vereinbarungen mit dem Kunden – die Zylinderhubtoleranzen fest.

	Kolbendurchmesser (Bohrung) in mm	Hub in mm	Hubtoleranz in mm
DIN ISO 6432	8, 10, 12, 16, 20, 25	bis 500	+1,5
DIN ISO 6431	32, 40, 50	bis 500 über 500 bis 1250	+2 +3,2
	63, 80, 100	bis 500 über 500 bis 1250	+2,5 +4
	125, 160, 200, 250, 320	bis 500 über 500 bis 1250	+4 +5

Die Hubtoleranzen sind stets mit dem Vorzeichen + angegeben.

Auch die Abmessungen von Befestigungselementen wie Flansch-, Fuß- oder Gelenkbefestigungen unterliegen festen Vorgaben, die eine vollständige Austauschbarkeit ermöglichen



Die Abbildung zeigt die für einen vorderen Befestigungsflansch vorgegebenen Abstände.

Andere Zylinder richten sich, wie bereits erwähnt, nach französischen Normen, z. B. UNITOP. Dies gilt für Kompaktzylinder mit einem Kolbendurchmesser von 12-100 mm. Auch die Kolbendurchmesser anderer Zylinder sind wie folgt genormt:

Mikrozylinder nach ISO 6432: Ø 8, 10, 12, 16, 20, 25.

Zylinder nach ISO 15552: Ø 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320.

Auch für nicht genormte Zylinder gelten dieselben Staffellungen, so z. B. für Kurzhubzylinder, die in den folgenden Kolbendurchmessern erhältlich sind: Ø 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100.

Die linearen Abmessungen und die Durchmesser sind dabei in mm angegeben.

13.15 ENDSCHALTER

Gelangt ein Pneumatikzylinder am Ende seines Hubs an, muss dies in vielen Fällen durch ein Signal gemeldet werden, damit der nächste Arbeitsgang der Maschine freigegeben werden kann.

Dazu wurden verschiedene Methoden der „realen“ oder „virtuellen“ Signalgabe entwickelt.

Reale Signalgabe

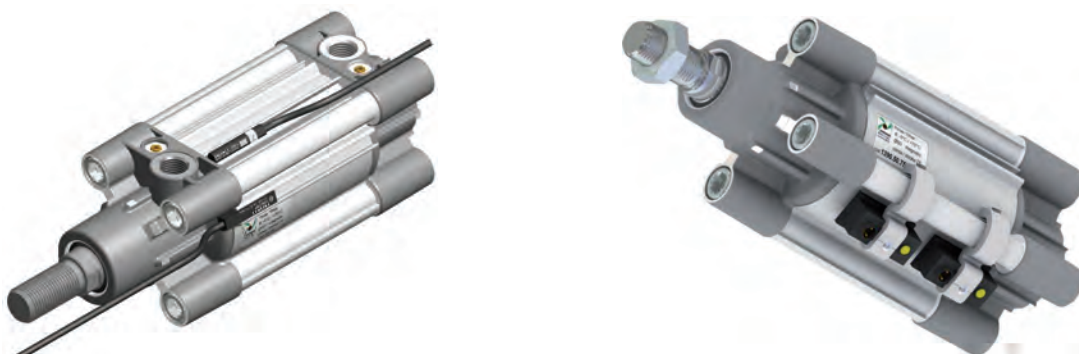
- Am Zylinderkolben ist, wie bereits erwähnt, ein Permanentmagnet befestigt, der ein nach außen wirkendes Magnetfeld erzeugt. Dieses wird von einem Sensor erfasst, der einen elektrischen Kontakt schließt und das Erreichen der Endlage meldet. Das Zylinderrohr muss dazu aus einem unmagnetischen Werkstoff bestehen.
- Die Zylinderstange löst mechanisch einen elektrischen Kontakt bzw. ein Pneumatikventil aus, um das Endlagensignal zu erzeugen.

Virtuelle Signalgabe

Als Ausgangspunkt wird der Zustand angenommen, in dem sich die Auslasskammer eines Zylinders nach Vollendung eines Hubs befindet. Fällt der relative Druck in der Auslasskammer fast auf Null ab, hat der Kolben seinen Hub vollendet. Dieser Zustand wird von einem Ventil erkannt, der den Abschluss dieser Phase durch ein pneumatisches Signal anzeigt. Bei der virtuellen Signalgabe kann ein Druck um den Nullpunkt auch dann auftreten, wenn der Hub des Kolbens durch externe Einflüsse, die seine Bewegung hemmen, nicht vollständig ausgeführt wird. In diesem Fall würde das Ventil ein falsches Signal auslösen.

Magnetische Endschalter

Magnetische Endschalter erfassen die Kolbenposition mithilfe eines Magnetfelds. Sie werden mit Klemmen am Zylinderrohr befestigt bzw. in entsprechende Schlitze im Zylinderrohr gesteckt.





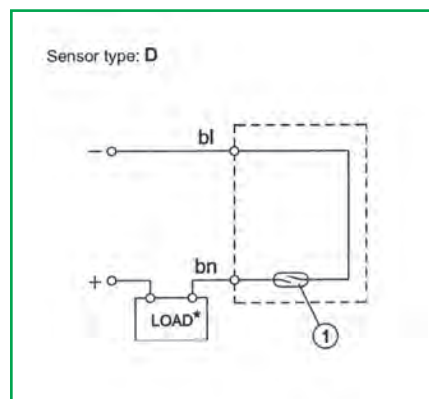
Zur Erfassung von Magnetfeldern sind verschiedene Geräte erhältlich. Die gängigsten davon sind Reed-Magnetsensoren und elektronische Sensoren, insbesondere Hall-Sensoren.

Reed-Schalter

Reed-Schalter oder Reed-Magnetsensoren bestehen aus einem Glaskolben, in dem zwei kleine Kontaktzungen in einem Vakuum eingeschmolzen sind. Diese werden durch ein Magnetfeld polarisiert und schließen durch Anziehungskräfte einen elektrischen Kontakt.



Je nach Größe sind Reed-Magnetsensoren für unterschiedliche Stromstärken ausgelegt. Dabei erfordern sie keine eigene Stromversorgung.



Ein Reed-Kolben (1 in der Abbildung) muss stets in Reihe mit der Last (LOAD) geschaltet werden. Er kann sowohl mit Gleich- als auch mit Wechselstrom betrieben werden, wenn die zulässigen Spannungs- und Stromwerte beachtet werden.

Reed-Magnetsensoren haben nur zwei Drähte; die Last kann entweder an den Plus- oder an den Minuspol angeschlossen werden. Bei Wechselstrom kann die Last ohne Berücksichtigung der Polarität angeschlossen werden. Bei Gleichstrom müssen bei Verwendung einer LED-Anzeige auf richtige Polung geachtet werden, da das LED sonst nicht leuchtet.

Jeder mit LED ausgestattete Reed-Sensor, bei dem das LED über die Diode versorgt wird, verursacht einen eigenen Spannungsabfall (2-3 V); werden mehrere Sensoren in Reihe geschaltet, summiert sich der Spannungsabfall. Die Restspannung kann dabei so gering ausfallen, dass sie von der SPS falsch gedeutet wird.

Außerdem können Reed-Magnetsensoren mit einem sog. Varistor schutzbeschaltet werden. Dadurch werden die Sensoren vor der Umkehrspannung geschützt, die bei Öffnen der Reed-Kontakte von den Spulen der Magnetventile oder der Relais erzeugt werden.

Bei Reihenschaltung der Reed-Sensoren empfiehlt sich die Verwendung von Dreidrahtausführungen, um Spannungsabfälle zu verhindern. Dabei wird das LED nicht über die Diode versorgt, sondern direkt über die 24 V-Versorgungsspannung, die dem höchsten zulässigen Spannungswert entspricht.

Hall-Magnetsensoren

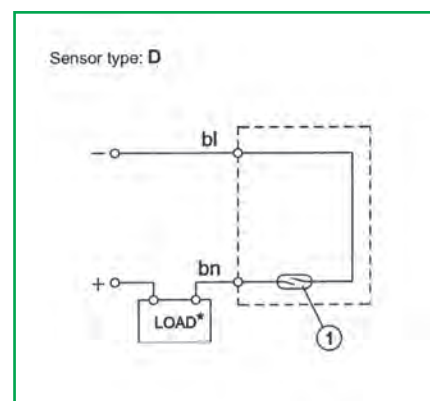
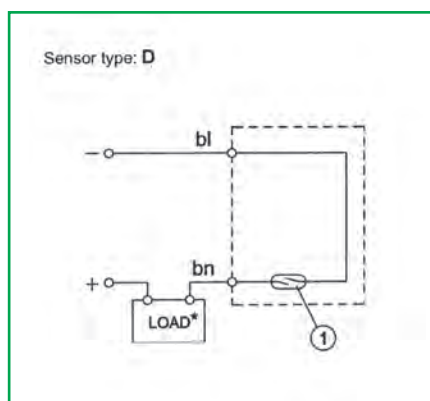
Wird ein von Strom durchflossener Leiter oder Halbleiter in ein externes Magnetfeld gebracht, erzeugt er eine schwache Potentialdifferenz (Spannung).

Dieser physikalische Effekt wird als Hall-Effekt bezeichnet. Bestimmte elektronische Schalter machen sich diesen Effekt zunutze, indem sie unter Einfluss eines ausreichend großen externen Magnetfelds auslösen (d. h. sich elektrisch schließen). Hall-Magnetsensoren gehören zu dieser Gruppe von Magnetschaltern.

Da ein Leiter bzw. Halbleiter stets von Strom durchflossen sein muss, ist eine Versorgung mit Gleichstrom erforderlich. Dies bedeutet, dass Hall-Sensoren drei Drähte haben und nicht mit Wechselstrom betrieben werden können. Da dieser elektronische Schalter ähnlich wie ein Transistor aufgebaut ist, gibt es auch hier keine beweglichen metallischen Kontakte. Daher entsteht auch keine mechanische Abnutzung, so dass Hall-Magnetsensoren eine deutlich längere Lebensdauer als Reed-Magnetsensoren haben.

Je nach der Elektronik, an der ein Magnetschalter hängt, gibt es Hall-Magnetsensoren, bei denen der Sensorausgang (schwarzer Draht):

- intern an das positive Signal angeschlossen wird (brauner Draht): PNP, Abbildung links;
- intern an das negative Signal angeschlossen wird (blauer Draht): NPN, Abbildung rechts.



Darüber hinaus werden Hall-Magnetsensoren auch nach ihrer Reaktion auf ein externes Magnetfeld unterteilt. Insbesondere gibt es Sensoren, die:

- den Stromfluss nur bei Ausbleiben des Magnetfelds ermöglichen: NC (stromlos geschlossen);
- den Stromfluss nur unter Einwirkung des Magnetfelds ermöglichen: NO (stromlos geöffnet).

Hinweis: Die an den Hall-Magnetsensor angeschlossene Elektronik bewirkt einen Spannungsabfall. Darauf ist insbesondere dann zu achten, wenn mehrere Sensoren in Reihe geschaltet werden.

Die Abbildungen zeigen, wie die Last (LOAD) je nach Variante unterschiedlich angeschlossen wird.



13.16 AUSLEGUNG VON ZYLINDERN

Bei der Planung einer Anlage sollten hinsichtlich der größenmäßigen Auslegung der Zylinder die folgenden Parameter beachtet werden.

Erzeugte Kraft

Die Kraft eines Zylinders errechnet sich aus der Kolbenfläche und dem Druck, der auf diese wirkt.

$$F(\text{daN}) = \text{Fläche (cm}^2) \times \text{Druck (bar)}$$

Ø Zylinder	Ø Kolben- stange		Druck (bar)									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
8	4	F Druckkraft	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
		F Zugkraft	0,4	0,8	1,1	1,5	1,9	2,3	2,6	3,0	3,4	3,8
10	4	F Druckkraft	0,8	1,6	2,4	3,1	3,9	4,7	5,5	6,3	7,1	7,9
		F Zugkraft	0,7	1,3	2,0	2,6	3,3	4,0	4,6	5,3	5,9	6,6
12	6	F Druckkraft	1,1	2,3	3,4	4,5	5,7	6,8	7,9	9,0	10,2	11,3
		F Zugkraft	0,8	1,7	2,5	3,4	4,2	5,1	5,9	6,8	7,6	8,5
16	6	F Druckkraft	2,0	4,0	6,0	8,0	10,1	12,1	14,1	16,1	18,1	20,1
		F Zugkraft	1,7	3,5	5,2	6,9	8,6	10,4	12,1	13,8	15,6	17,3
20	8	F Druckkraft	3,1	6,3	9,4	12,6	15,7	18,8	22,0	25,1	28,3	31,4
		F Zugkraft	2,6	5,3	7,9	10,6	13,2	15,8	18,5	21,1	23,8	26,4
25	10	F Druckkraft	4,9	9,8	14,7	19,6	24,5	29,5	34,4	39,3	44,2	49,1
		F Zugkraft	4,1	8,2	12,4	16,5	20,6	24,7	28,9	33,0	37,1	41,2
32	12	F Druckkraft	8,0	16,1	24,1	32,2	40,2	48,3	56,3	64,3	72,4	80,4
		F Zugkraft	6,9	13,8	20,7	27,6	34,6	41,5	48,4	55,3	62,2	69,1
40	16	F Druckkraft	12,6	25,1	37,7	50,3	62,8	75,4	88,0	100,5	113,1	125,7
		F Zugkraft	10,6	21,1	31,7	42,2	52,8	63,3	73,9	84,4	95,0	105,6
50	20	F Druckkraft	19,6	39,3	58,9	78,5	98,2	117,8	137,4	157,1	176,7	196,3
		F Zugkraft	16,5	33,0	49,5	66,0	82,5	99,0	115,5	131,9	148,4	164,9
63	20	F Druckkraft	31,2	62,3	93,5	124,7	155,9	187,0	218,2	249,4	280,6	311,7
		F Zugkraft	28,0	56,1	84,1	112,1	140,2	168,2	196,2	224,2	252,2	280,3
80	25	F Druckkraft	50,3	100,5	150,8	201,1	251,3	301,6	351,9	402,1	452,4	502,7
		F Zugkraft	45,4	90,7	136,1	181,4	226,8	272,1	317,5	362,9	408,2	453,6
100	25	F Druckkraft	78,5	157,1	235,6	314,2	392,7	471,2	549,8	628,3	706,9	785,4
		F Zugkraft	73,6	147,3	220,9	294,5	368,2	441,8	515,4	589,0	662,7	736,3
125	32	F Druckkraft	122,7	245,4	368,2	490,9	613,6	736,3	859,0	981,7	1104,5	1227,2
		F Zugkraft	114,7	229,4	344,0	458,7	573,4	688,1	802,7	917,4	1032,1	1146,8
160	40	F Druckkraft	201,1	402,1	603,2	804,2	1005,3	1206,4	1407,4	1608,5	1809,6	2010,6
		F Zugkraft	188,5	377,0	565,5	754,0	942,5	1131,0	1319,5	1508,0	1696,5	1885,0
200	40	F Druckkraft	314,2	628,3	942,5	1256,6	1570,8	1885,0	2199,1	2513,3	2827,4	3141,6
		F Zugkraft	301,6	603,2	904,8	1206,4	1508,0	1809,6	2111,1	2412,7	2714,3	3015,9
220	50	F Druckkraft	380,1	760,3	1140,4	1520,5	1900,7	2280,8	2660,9	3041,1	3421,2	3801,3
		F Zugkraft	360,5	721,0	1081,5	1442,0	1802,5	2163,0	2523,5	2884,0	3244,5	3605,0
250	50	F Druckkraft	490,9	981,5	1472,6	1963,5	2454,4	2945,2	3436,1	3927,0	4417,9	4908,7
		F Zugkraft	471,2	942,5	1413,7	1885,0	2356,2	2827,4	3298,7	3769,9	4241,1	4712,4
320	63	F Druckkraft	804,2	1608,5	2412,7	3217,0	4021,2	4825,5	5629,7	6434,0	7238,2	8042,5
		F Zugkraft	773,1	1546,1	2319,2	3092,3	3865,4	4638,4	5411,5	6184,6	6957,7	7730,7



Bei einem doppelwirkenden Zylinder gilt dies sowohl beim Einfahren als auch beim Ausfahren des Zylinders. Die Zugkraft eines doppelwirkenden Zylinders mit einer Kolbenstange ist in beide Richtungen unterschiedlich. Während des Einfahrhubs (Traktion) ist die Kolbenfläche, auf die der Druck wirkt, geringer als beim Ausfahrhub, da sie um die Fläche der Kolbenstange selbst reduziert wird.

Die vorstehende Tabelle gibt die theoretische Kraft eines Zylinders bei unterschiedlichem Druck in beide Richtungen sowie den entsprechenden Kolbendurchmessers an. Die errechnete theoretische Kraft reduziert sich durch die Reibung der Dichtungen stets um 10-15 %.

Bei der Auslegung des Zylinders muss zunächst das Lastgewicht bekannt sein. Die vom Zylinder erzeugte Kraft muss ausreichen, um die Last in die gewünschte Richtung zu bewegen. Das Lastverhältnis darf 70 % nicht überschreiten. Dieses Lastverhältnis bedeutet, dass die zu bewegende Last max. 70 % der Zylinderkraft (einschließlich der Verluste) erreicht.

Durch überschüssige Kraft wird die Last beschleunigt.

$$\frac{\text{Erforderliche Kraft}}{\text{Verfügbare Kraft}} \times 100$$

Als nächstes muss die Arbeitsposition des Zylinders bekannt sein, d. h. ob der Zylinder vertikal nach oben oder unten bzw. auf einer horizontalen oder schiefen Ebene arbeitet.

Vertikales Heben (Hochziehen)



G = zu hebende Last
F = Zylinderkraft

Die zum Heben der Last insgesamt erforderliche Kraft errechnet sich wie folgt:

$$F = FG + Fa$$

Dabei ist FG die Kraft zum Ausgleichen der Last und Fa die Kraft zum Beschleunigen der Last.

Des Weiteren muss die Geschwindigkeit des Aktors bekannt sein, um bestimmen zu können, welche Beschleunigungskraft Fa hierzu erforderlich ist.

Wenn z. B. eine Masse von 120 kg mit einer Endgeschwindigkeit von 1 m/s um 400 mm (Zylinderhub) angehoben werden soll, muss berechnet werden, welche Gesamtkraft bei einem Arbeitsdruck von 6 bar rel erzeugt werden kann.



Dabei gilt, dass eine Kraft F dem Produkt aus einer Masse und einer Beschleunigung und die Arbeit L dem Produkt aus einer Kraft und dem Weg und somit der kinetischen Energie entspricht.

$$F = m \times a \quad L = F \times S = 1/2 m V^2 \quad (1)$$

m = Masse in kg

a = Beschleunigung in m/s^2

S = Weg in m

V = Geschwindigkeit in m/s

g = Erdbeschleunigung $9,81 m/s^2$

Somit gilt:

$$FG = mg$$

Die Gesamtkraft beträgt:

$$F = mg + Fa \quad (2)$$

Ausgehend von Gleichung (1) kann nun die Kraft Fa bestimmt werden, da die Aktorgeschwindigkeit von $1 m/s$, die zu hebende Last von $120 kg$ und die Hublänge von $0,4 m$ bekannt sind.

$$Fa \times 0,4 (S) = \frac{120 (m)}{2} 1^2 (V)$$

$$Fa = \frac{60}{0,4} 1 = 150 N$$

Zurück zu Gleichung (2):

$$F = mg + Fa = (120 \times 9,81) + 150 = 1327,2 N (132,7 daN)$$

Aus der Tabelle mit den von Zylindern bei $6 bar$ erzeugten Kräften wird jetzt ein Zylinder ausgewählt, wobei von der theoretischen Kraft noch 15% abgezogen werden müssen.

Die Wahl fällt auf einen Zylinder mit $63er$ Bohrung, der bei $6 bar$ eine tatsächliche Kraft von $159 daN$ erzeugt.

In dem Fall muss zur Begrenzung der Geschwindigkeit ein Durchflussregler eingebaut werden, da die verfügbare Kraft zum Erreichen von $1 m/s$ zu groß ist.

Bei Anwendungen mit sich abwärts senkender Last muss von der Beschleunigungskraft das Lastgewicht abgezogen werden, d. h.:

$$F = Fa - mg$$

Die Kraft wäre in diesem Fall sicherlich negativ. Dies bedeutet, dass die Gewichtskraft nicht entgegen der Bewegungsrichtung wirkt, sondern diese verstärkt und damit eine Beschleunigung erzeugt. Zur Begrenzung der Geschwindigkeit wird in der Regel ein Durchflussregler benötigt.

Horizontale Bewegung

Bei einer unterstützten Last und horizontaler Arbeitsposition muss die auf die horizontale Ebene wirkende Kraft mit der Reibungskonstanten multipliziert werden. Diese ist je nach den berührten Werkstoffen unterschiedlich.



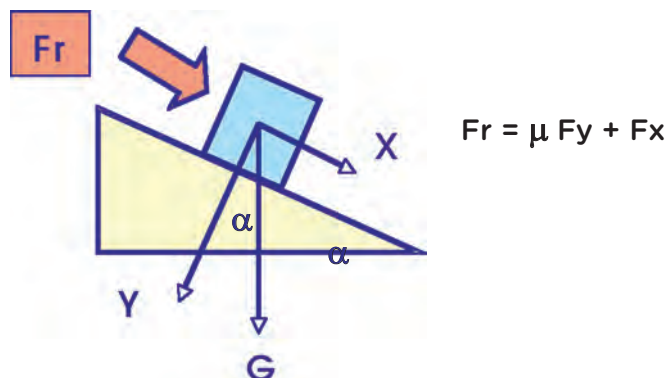
Nimmt man eine mittlere Reibungskonstante μ von 0,1 an, ergibt sich eine geringere Gesamtkraft F, denn :

$$F = 150 + 0,1 (120 \times 9,81) = 267,72 \text{ N (26,772 daN)}$$

In diesem Fall wäre ein Zylinder mit 32er Bohrung vollkommen ausreichend.

Schräge Bewegung

Alle anderen Arbeitspositionen können mit der Bewegung eines Körpers auf einer schiefen Ebene verglichen werden. Die Auslegung des Zylinders erfolgt in dem Fall nach den Regeln der Trigonometrie. Auch hier muss eine Reibungskonstante μ zwischen der Last und der Arbeitsfläche berücksichtigt werden. Die Reibkraft F_r errechnet sich wie folgt:



Allerdings gilt auch: $F_x = FG \sin\alpha$ und $F_y = FG \cos\alpha$, und folglich:

$$F_r = \mu (FG \cos\alpha) + FG \sin\alpha$$

Die Berechnung der gesamten Kraft erfolgt nach der Beschreibung in den vorherigen Abschnitten.



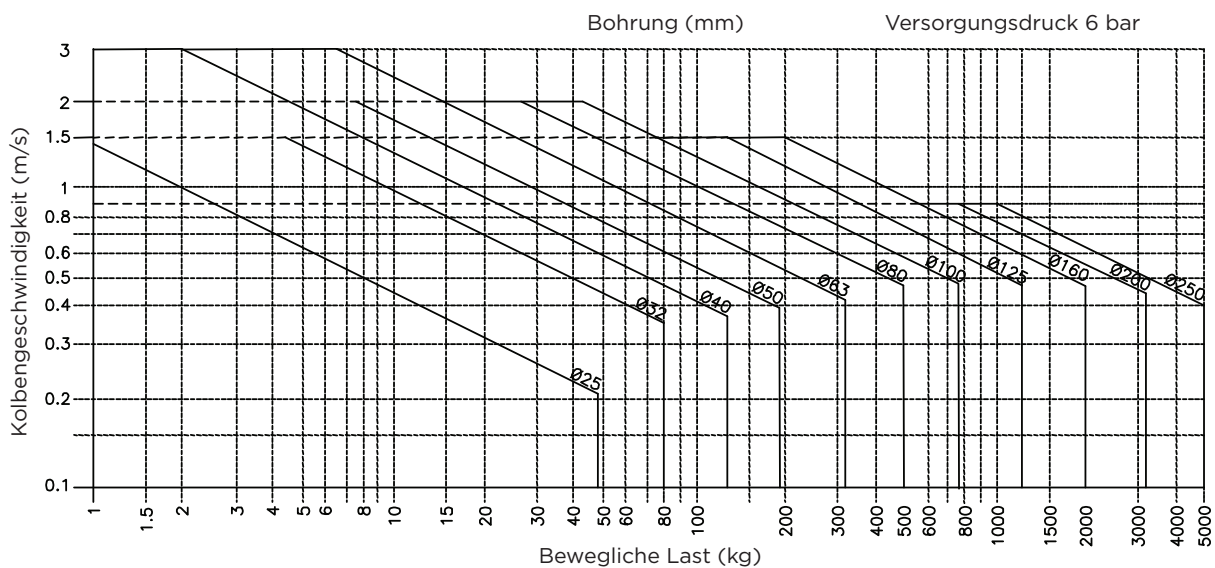
Endlagendämpfung

Die pneumatische Endlagendämpfung hat die Aufgabe, die kinetische Energie zu absorbieren und einen überharten Aufprall am Ende des Hubwegs zu verhindern. Die zu absorbierende kinetische Energie entspricht der verrichteten Arbeit und wird in J (Joule) gemessen.

Wenn auf Grundlage des Drucks, der Geschwindigkeit und der Arbeitsposition der passende Zylinder gewählt wurde, muss seine Fähigkeit zur Abbremsung der Last überprüft werden. Ausgehend von der Masse in kg und der Geschwindigkeit in m/s lässt sie die kinetische Energie mithilfe der folgenden Formel berechnen:

$$E_c = 1/2 mV^2$$

Der so errechnete Wert muss mit den technischen Daten des Herstellers verglichen werden, um festzustellen, welcher Zylinder geeignet ist. In ihren technischen Dokumentationen stellen die Hersteller teilweise Diagramme zur Verfügung, anhand derer die richtige Zylindergröße ausgehend von der Masse, der Geschwindigkeit und des Versorgungsdrucks bestimmt werden kann.



Alle Massen- und Geschwindigkeitswerte, die unter der Größenlinie des jeweiligen Zylinders liegen, können als für eine gute Endlagendämpfung geeignet angesehen werden.

Die errechneten Werte für die Anwendung eines 63er Zylinders in vertikaler Position, der eine Last von 120 kg bei einer Geschwindigkeit von 1 m/s bewegen soll, werden wie folgt überprüft:

Man verbindet die bekannten Werte auf dem Diagramm. Dabei stellt man fest, dass der Verbindungspunkt oberhalb der Größenlinie des 63er Zylinders liegt. Dies bedeutet, dass der Zylinder unter den gegebenen Bedingungen einem Aufprall nicht standhalten würde. Es muss ein Zylinder gewählt werden, der den Aufprall absorbieren kann: Ein Zylinder mit 80er Bohrung wäre in diesem Anwendungsfall gerade ausreichend.

Axiallast

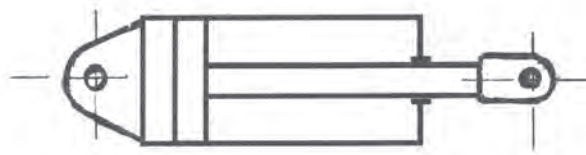
Darunter versteht man eine Last, die axial an eine Stange, in diesem Fall eine Kolbenstange, angelegt wird. Unter Einwirkung der Axiallast kann die Kolbenstange seitlich nachgeben.

Der Grad der Nachgiebigkeit hängt von den folgenden Faktoren ab:

- angelegte Last
- Durchmesser und Länge der Kolbenstange
- Art der Befestigung des Zylinders

Die Berechnung erfolgt im Allgemeinen anhand der Eulerschen Formel. Schneller geht es jedoch, wenn man die Werte in Übersichtsdiagrammen abliest.

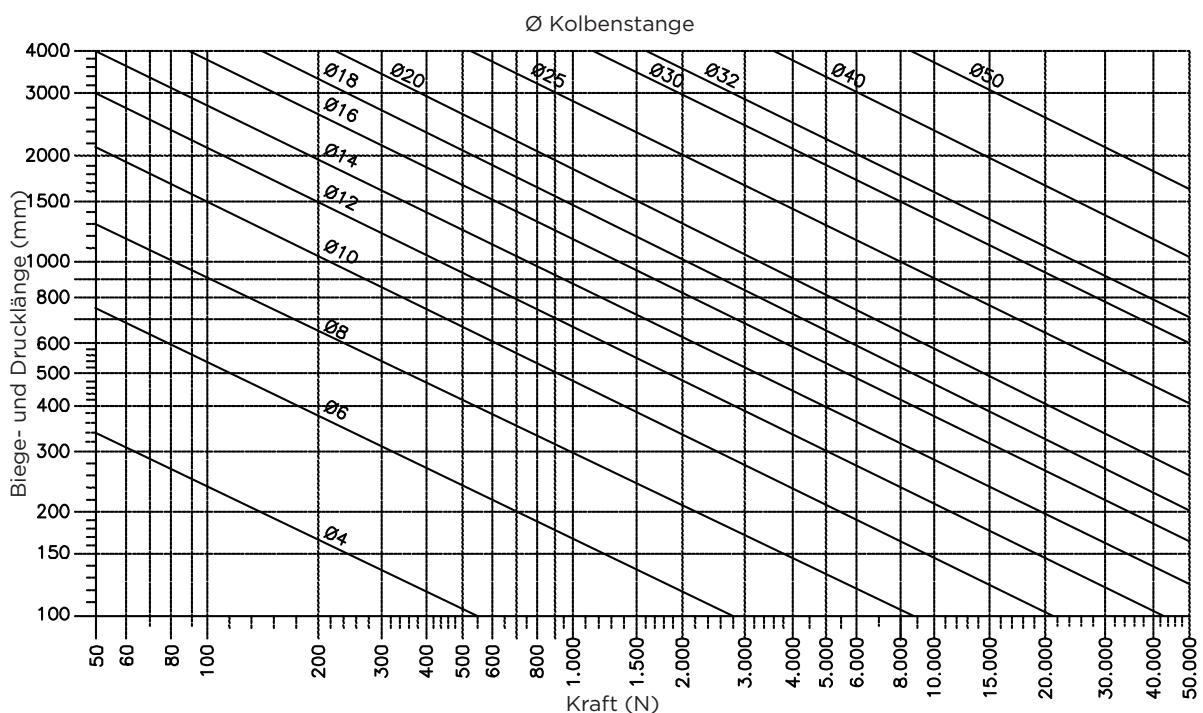
Der ungünstigste Fall liegt vor, wenn der Zylinder an beiden Enden befestigt ist.



Bei allen anderen Befestigungsarten kann die zulässige Last um bis zu 50 % größer sein.

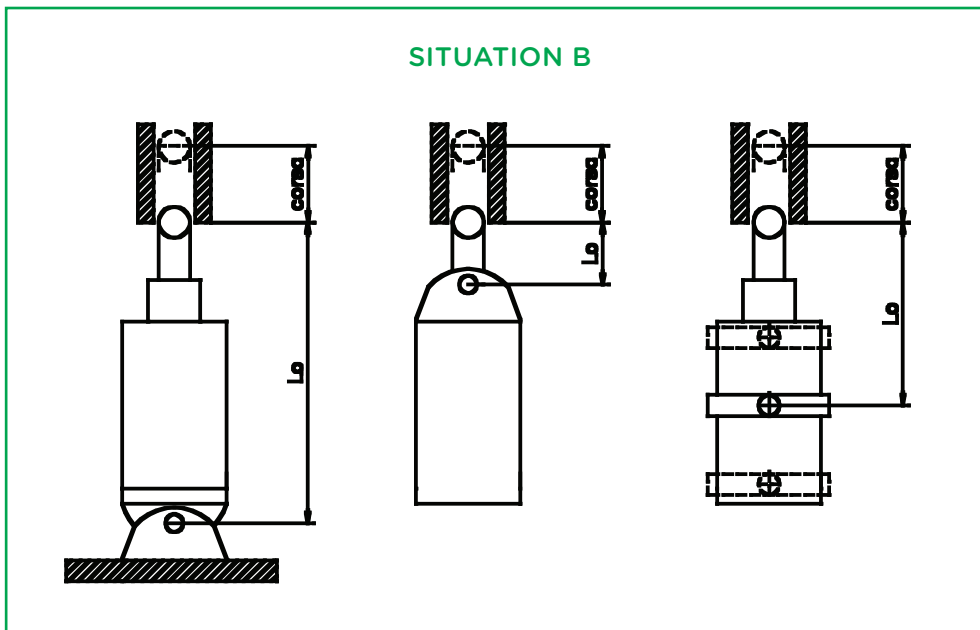
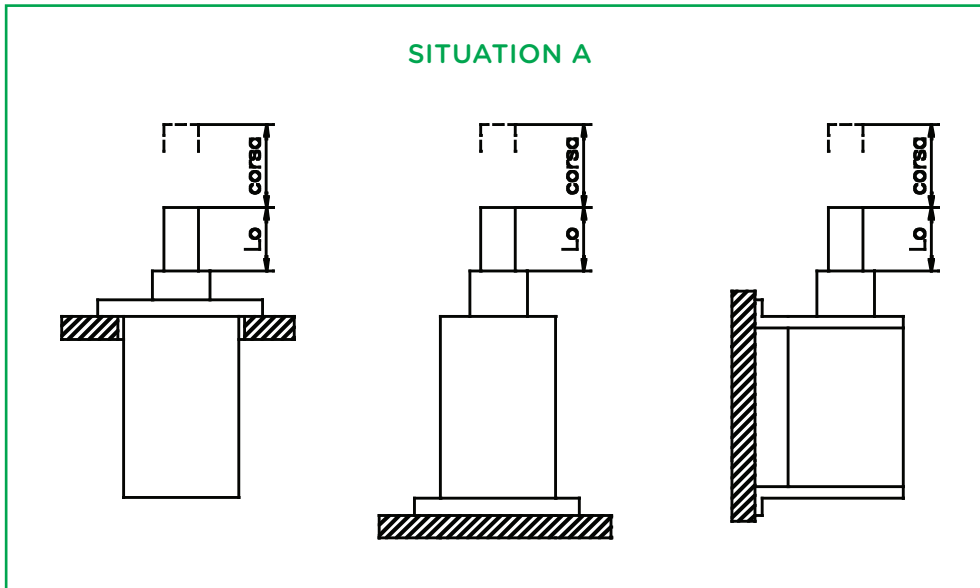
Das nachstehende Diagramm zeigt für die verschiedenen Normbohrungen den maximal zulässigen Abstand zwischen den beiden Befestigungen. Man kann ablesen, welcher Zylinder je nach angelegter Last geeignet ist.

Der maximale Abstand bezieht sich dabei auf den vollständig ausgefahrenen Kolben.





Wenn sie die Kraft- und die Abstandslinie unterhalb der Größenlinie des jeweiligen Drehkolbens kreuzen, handelt es sich um geeignete Werte.
Die folgende Abbildung zeigt alle Befestigungsvarianten sowie die entsprechenden Biege- und Drucklängen ($L_0 + \text{Hub}$).



Seitliche Belastungen

Welchen seitlichen Belastungen eine Kolbenstange standhalten kann, hängt fast ausschließlich von ihrem Überstand ab. Je größer der Hub, desto größer ist logischerweise der Überstand.



Bekanntermaßen vertragen Pneumatikzylinder seitliche Belastungen nur schwer. Eine seitliche Last lässt sich näherungsweise anhand der folgenden Formel berechnen:

$$F = 0,085 \frac{F_p \times l}{l + L + c}$$

Hierbei gilt:

F_p = Kraft beim Ausfahren des Zylinders bei 6 bar

l = Mindestabstand zwischen Kolbenmitte und Kolbenstangenführung

L = Mindestabstand zwischen Belastungspunkt und Kolbenstangenführung

c = Kolbenhub

Informationen zu den Abständen l und L sind beim Zylinderhersteller erhältlich.

Betriebstemperatur und Verunreinigungen

Wichtig ist auch die Umgebung, in der ein Zylinder verwendet wird.

In Bezug auf die geeigneten Dichtungswerkstoffe und Schmierfette sollte auch berücksichtigt werden, dass der Temperaturbereich unter normalen Bedingungen im Durchschnitt von -5 °C bis $+70\text{ °C}$ reicht.

Bei Betriebstemperaturen über $+70\text{ °C}$ bzw. unter -5 °C sollte der Hersteller gefragt werden, welche Lösung von Fall zu Fall empfohlen wird.

Unter besonderen Anwendungsbedingungen, z. B. in Lackierkabinen, kann es vorkommen, dass die Geräte mit Verunreinigungen in Berührung kommen, die aus der Umgebungsluft oder sogar aus der Druckluft in der Leitung stammen.

Diese können Schäden an den Dichtungen verursachen und dadurch die gesamte Anlage beeinträchtigen.

Mehr Informationen hierzu finden sich im Kapitel über Dichtungselemente.

Luftverbrauch

Der Luftverbrauch eines Zylinders ist wie folgt definiert:

Kolbenfläche x Hub x Anzahl Einzelhübe je Minute x absoluter Druck

Dabei muss bei einfachwirkenden Zylindern beim Einfahrhub die Oberfläche der Kolbenstange von der gesamten Kolbenoberfläche abgezogen werden.

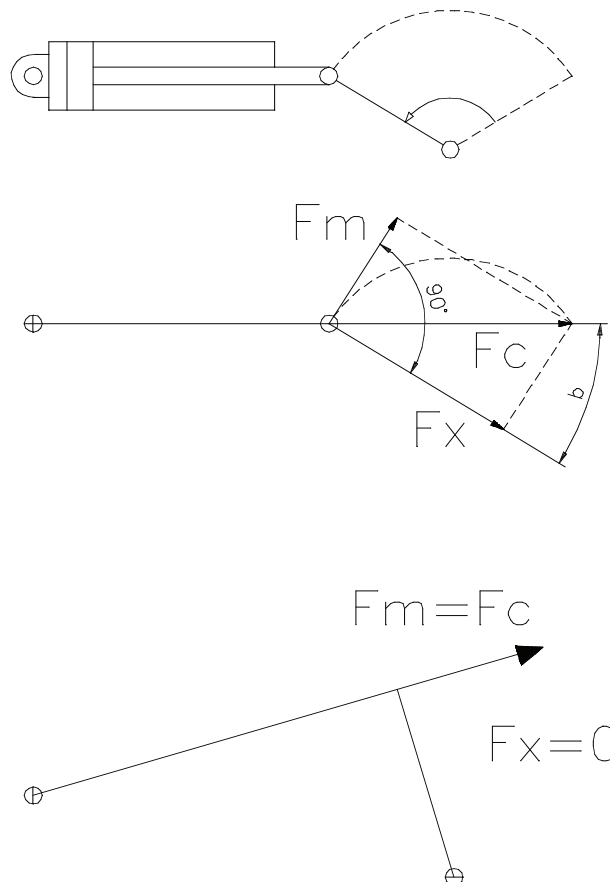
Der errechnete Verbrauchswert wird stets mit dem Faktor $K = 1,2$ multipliziert, um Wärmeverluste zu kompensieren, die infolge der Ausdehnung nach Öffnen eines Druckluftablassventils rasch auftreten. Der Luftverbrauch wird in Litern angegeben.



13.17 SCHWENKANTRIEBE

Zahlreiche Anwendungen erfordern die Umwandlung einer linearen Bewegung in eine Drehbewegung, um Gegenstände um einen bestimmten Winkel zu drehen. Bei Drehungen bis zu 90° kann ein an beiden Enden mit Gelenken verbundener Linearzylinder eingesetzt werden, der über diese Gelenke einen Hebel betätigt, der die lineare Bewegung in eine Drehbewegung umwandelt.

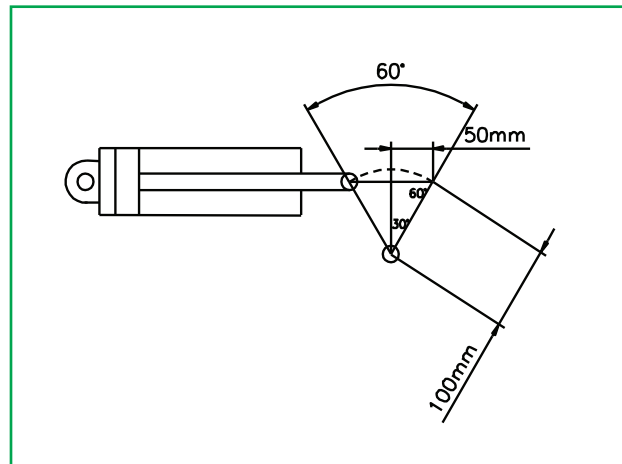
Eine solche Anwendung ist in der Abbildung schematisch dargestellt. Sie zeigt die Zerlegung der vom Zylinder erzeugten Kraft F_c in die Kraftkomponenten F_m und F_x . F_m ist die Kraftkomponente, die den Hebel betätigt; F_x ist die nicht aktive Komponente, die durch Drücken des Hebels verloren geht.



Die Kraftkomponente F_m ist gleich der Kraft F_c bei $F_x = 0$, wenn der Hebel im rechten Winkel zur Zylinderachse steht. Während der verbleibenden Drehung übt F_x eine Zugkraft auf den Hebel aus.

Soll nun unser Zylinder in einer solchen Anwendung positioniert werden, passiert Folgendes:

Ein 100 mm langer Hebel soll einen Winkelhub von 60° ausführen; es soll ein Moment von 20 Nm überwunden werden, und der Betriebsdruck beträgt 6 bar.



Um einem Moment von 20 Nm entgegenzuwirken, benötigt man die folgende Kraft:

$$20 \text{ Nm} / 0,1 \text{ m} = 200 \text{ N} \quad (\text{Drehmoment/Hebellänge in m})$$

Somit beträgt die gesamte Zylinderkraft F_c :

$$200 \text{ N} / \sin 60^\circ = 200 / 0,866 = 231 \text{ N} \quad (23,1 \text{ daN})$$

Da nun die erforderliche Kraft und der Betriebsdruck bekannt sind, kann als nächstes die Kolbenoberfläche berechnet werden:

$$\text{Fläche} = \text{Kraft/Druck} = 23,1 / 6 = 3,85 \text{ cm}^2$$

Sie entspricht einem Kolbenkreis mit 22,14 mm Durchmesser.

Unser Zylinder hat momentan einen Durchmesser von 25 mm. Wir wissen aber, dass das Lastverhältnis maximal 70 % betragen darf, so dass eher ein Zylinder mit 32er Durchmesser in Frage kommt. Als nächstes muss also der Hub berechnet werden, wobei die Sehne unter dem Kreisbogen direkt in mm angegeben wird:

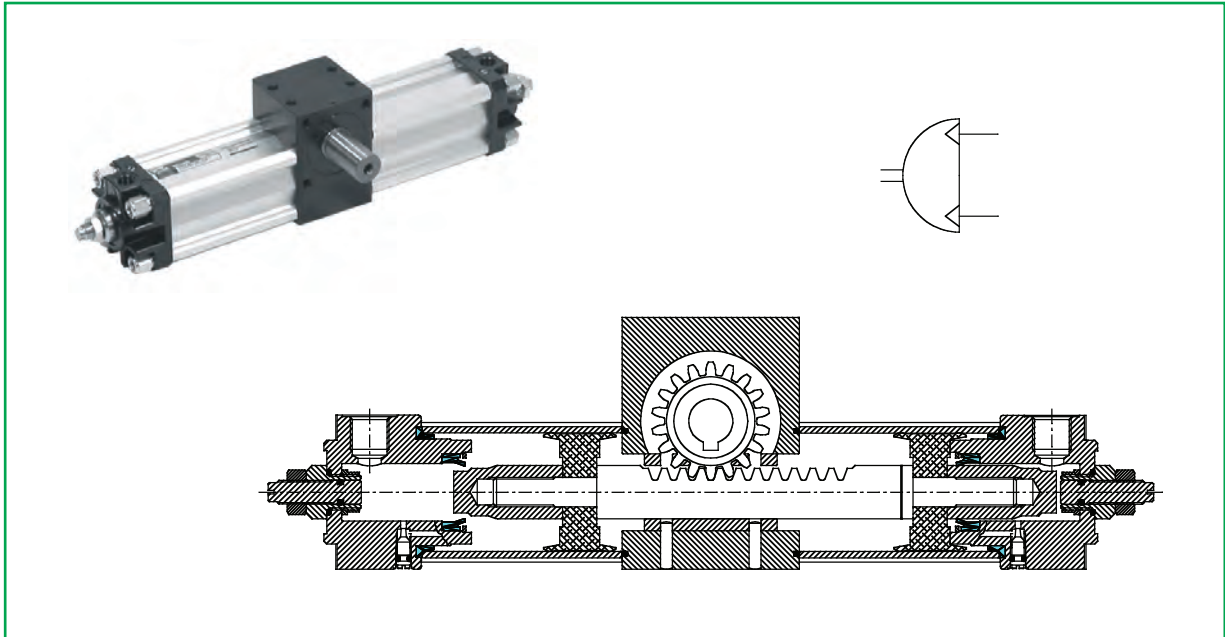
$$(\text{Hebellänge} \times \sin 30^\circ) \times 2 = (100 \times 0,5) \times 2 = 100 \text{ mm}$$

Für größere Drehwinkel werden Zylinder eingesetzt, die als Schwenkantriebe bezeichnet werden.

Dabei handelt es sich um Antriebe, die aus einem Ritzel und einer Zahnstange bestehen, wie in der nachstehenden Abbildung dargestellt ist.

Die Welle, die aus dem Mittelblock ragt, ist mit einem Ritzel verbunden, das in eine Zahnstange greift, die abwechselnd von zwei Kolben bewegt wird. Dadurch entsteht ein Drehmoment, dessen Stärke von der Größe des Schwenkantriebs und dem Betriebsdruck abhängig ist. Die Dimensionierung des Schwenkantriebs erfolgt unter Berücksichtigung der Drehgeschwindigkeit und des Schwenkwinkels.

Bei geringer Drehgeschwindigkeit (90° in mehr als 2 Sekunden) ist das Drehmoment der wichtigste Wert, wenn Masse und Anwendungsradius bekannt sind. Bei höheren Drehgeschwindigkeiten (90° in weniger als 1 Sekunde) braucht man nur auf die zu dämpfende kinetische Energie zu achten.



Wird eine an einem Arm befestigten Masse beschleunigt, ist die Bewegungsenergie der beherrschende Faktor. In solchen Anwendungen muss nicht auf die Masse in kg geachtet werden, wie es bei linearen Anwendungen der Fall ist, sondern auf das Trägheitsmoment N/m^2 , das in der Energieformel anstelle der Masse gesetzt wird. Bei einer Drehbewegung ist das Trägheitsmoment I eines gedachten punktförmigen Körpers, der sich im Abstand r mit der Masse m um eine Achse dreht, gleich:

$$I = m \times r^2$$

Die entsprechenden Formeln zur Berechnung des Trägheitsmoments nicht punktförmiger Körper finden sich in einschlägigen Lehrwerken der Mechanik.

Die Winkelgeschwindigkeit ω wird dagegen in Radianten pro Sekunde (rad/s) angegeben.

1 rad = 57,3°. Somit gilt:

90° = 1,57 rad, 180° = 3,14 rad, 360° = 6,28 rad.

Für die Rotationsenergie J gilt:

$$J = \frac{I}{2} \omega^2$$

Jeder Schwenkantrieb verfügt über eine Fähigkeit zur Eigendämpfung, die in Joule angegeben wird. Ausgehend von der Eigendämpfung können die Rotationszeiten einer an einem Schwenkarm fixierten Masse berechnet werden:

$$T = \sqrt{\frac{2 I \times v^2}{E}}$$

T = Rotationszeit in Sekunden

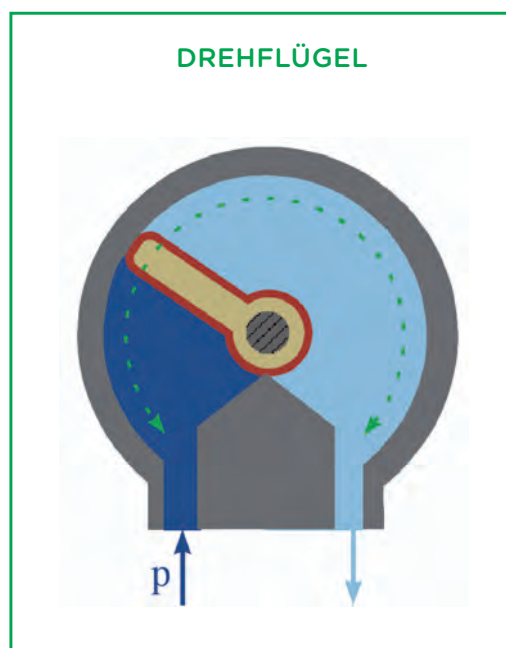
I = Trägheitsmoment in N/m²

ϑ = Drehwinkel in Radianten

E = kinetische Energie in Joule

Die Rotationszeit muss größer oder gleich dem errechneten Wert sein.

Am gängigsten ist hierbei das Ritzel-Zahnstangen-System. Es gibt jedoch auch Schwenkantriebe, die aus einem Drehflügel innerhalb einer zylindrischen Kammer bestehen. Diese Drehflügel verfügen über Dichtungen zur Unterteilung in zwei Kammern. Der Rotationswinkel wird mittels einstellbarer mechanischer Anschläge bestimmt.



13.18 HANDLING, GREIFER, VERFAHREINHEITEN

Diese Vorrichtungen sind für den Einsatz in Bereichen wie Montagemaschinen, Robotern oder Handlingsystemen ausgelegt.

Es handelt sich um spezielle Vorrichtungen, bei denen der sie betätigende Pneumatikzylinder das Schließen und Öffnen von „Fingern“ zur Aufnahme von Objekten ermöglicht.

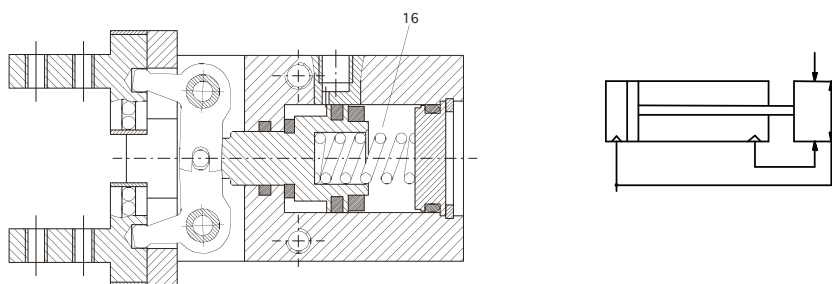
Solche Geräte sind in unterschiedlichen Ausführungen und Größen verfügbar, um die Erfordernisse der genannten Arbeitsfelder so umfassend wie möglich abzudecken. Die Dimensionierung der Greifhände ist dabei völlig anders als bei anderen Zylindern. Die gesamte Greifkraft entspricht der arithmetischen Summe der Kraft jedes einzelnen Greiffingers und muss dem 10- bis 20-fachen des Gewichts des aufzunehmenden Objekts entsprechen. Der Grund für diese Dimensionierung ist, dass der Greifer in den allermeisten Fällen auf einem anderen Aktor sitzt, um ein Objekt zu bewegen, und dass es sich dabei oftmals um schnelle Drehbewegungen handelt. Aufgrund der Fliehkräfte bzw. der Reibungskonstante des Werkstoffs des aufzunehmenden Objekts könnte dieses sonst während der Bearbeitung aus der Greifhand fallen.



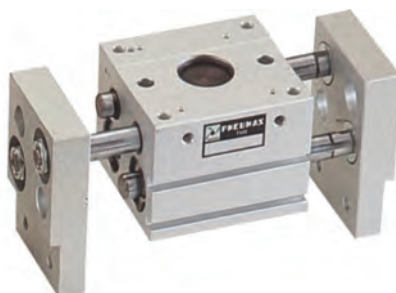
Das Öffnen und Schließen der Greiffinger kann in parallelen Bewegungen, in Winkeln von 30° oder 180° bzw. selbstzentrierend (bei 3-Fingergreifern) erfolgen.



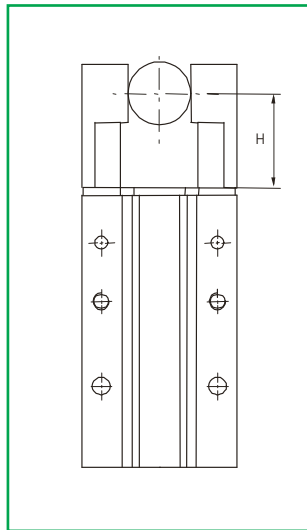
Jede Greiferfamilie erfüllt je nach Durchmesser und Länge des auf die Haltefinger montierten Zubehörs unterschiedliche Leistungsanforderungen.



Das Querschnittsbild zeigt den Hebelmechanismus für die parallele Bewegung der Haltefinger. Zum Handling großer Objekte werden Greifer mit großem Öffnungshub eingesetzt, bei denen die Haltefinger durch ein Ritzel-Zahnstangen-System synchronisiert werden. Für jeden Greifer sind drei unterschiedliche Hübe vorgesehen.



Bei jedem Greifer vermindert sich die gesamte Greifkraft bei Zunahme des Abstands H. In den Katalogen ist das Verhältnis zwischen Kraft und Abstand H in den entsprechenden Diagrammen angegeben.



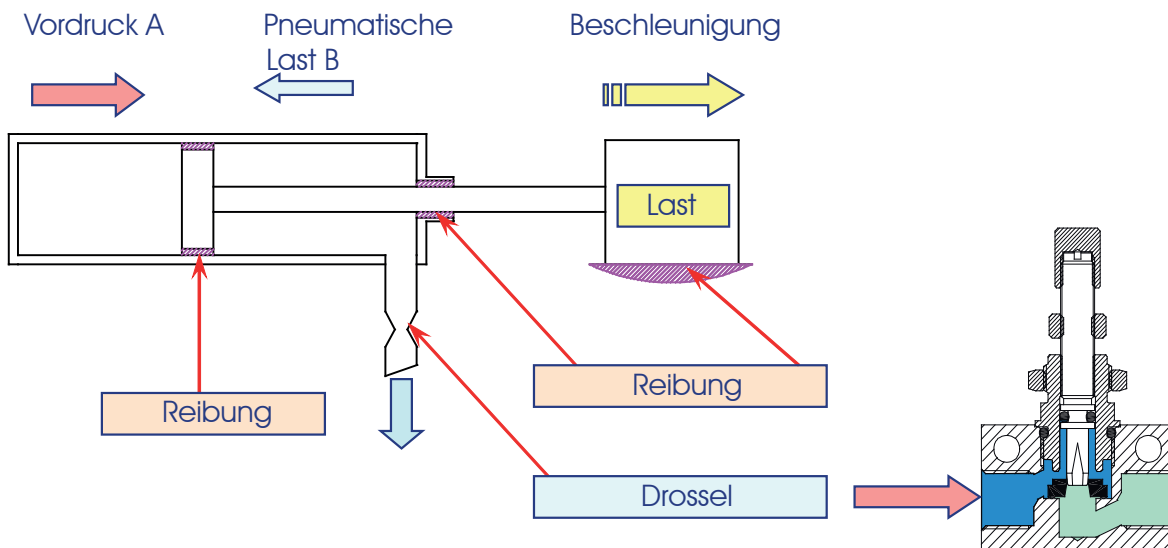
Das Handlingprogramm wird von den linearen Verfahrereinheiten und speziellen Schwenkantrieben ausgeführt. Häufig werden die Schwenkantriebe mit Greifarmen versehen, um sie zu vollwertigen Handlingwerkzeugen auszustatten. Halbschlitten, Schlitten und geführte Kompaktzylinder bilden dabei die Verfahrereinheiten; Schwenkantriebe mit einfacher und doppelter Zahnstange dienen als Rotations-einheiten.



Die linearen Einheiten können wie jeder beliebige Zylinder dimensioniert werden; für die Rotationseinheiten gelten die Kriterien für die Dimensionierung der Schwenkeinheiten.

13.19 GESCHWINDIGKEITSSTEUERUNG UND FESTSTELLEINHEITEN

Bei allen bisher behandelten Arbeitsgliedern wird die Geschwindigkeit – außer in Sonderfällen – durch Drosselung der Abluft in der Entlüftungskammer gesteuert. Die Kompressibilität der Luft erschwert deren Regelung, insbesondere bei geringen Geschwindigkeiten. Eine konstante Geschwindigkeit ist nicht möglich, da jegliche Veränderung durch den Lastwiderstand, Temperatur- oder Druckschwankungen einen Einfluss auf die Regelung bewirkt. Der Einfachheit halber wird die Geschwindigkeitssteuerung nachstehend nur schematisch dargestellt.

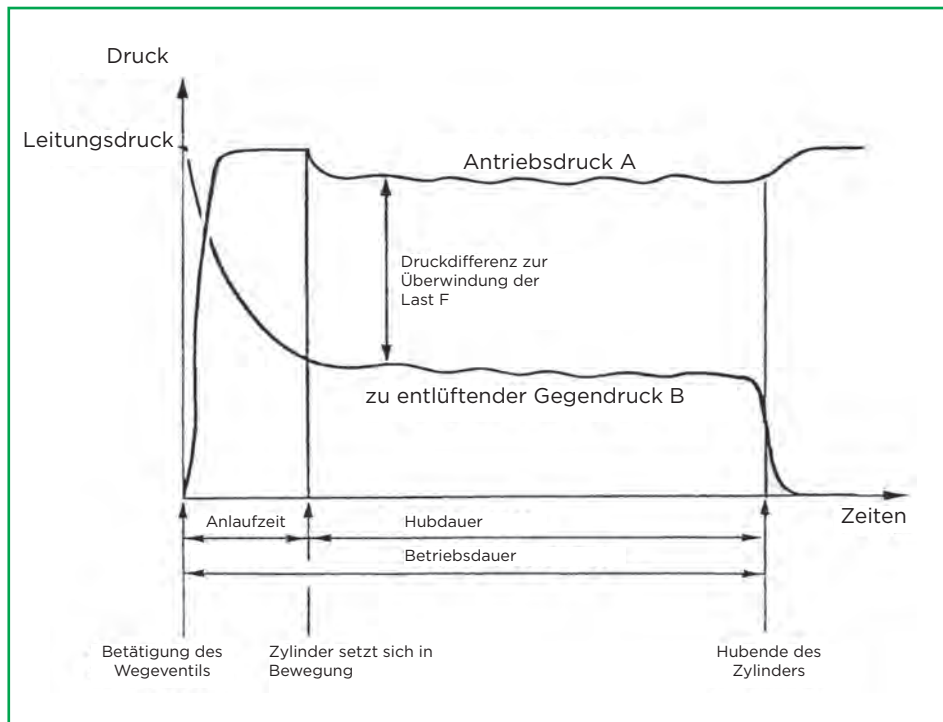


Wenn die hintere Kammer mit Druckluft befüllt wird, strömt aus der vorderen Kammer Luft ab. Zwischen der Ableitung des Stromventils und dem Zylinder ist eine einstellbare Drossel eingebaut, die den Volumenstrom in Pfeilrichtung reguliert. Die Auswirkung der Drücke in den beiden Kammern ist in dem Diagramm auf der nächsten Seite dargestellt.

Der Vordruck A wartet, bis der Gegendruck B in der Entlüftungskammer einen Wert erreicht, bei dem die Differenz zwischen A und B eine ausreichend große Kraft erzeugt, um den Lastwiderstand und die Reibung zu überwinden und eine Beschleunigung zu bewirken.

Durch die Regulierung der Drosseleinstellung wird der Gegendruck B erhöht bzw. vermindert. Infolge dessen wirkt eine andere pneumatische Last auf die Kolbenvorderfläche und bewirkt so die Geschwindigkeitseinstellung. Die Größenauslegung des Zylinders richtet sich dabei nach dem Lastverhältnis. Ein zu hohes Lastverhältnis würde keine befriedigende Geschwindigkeitsregulierung ermöglichen.

Die Differenz zwischen A und B wäre nämlich von Anfang an zu hoch, so dass jeder Versuch einer Drosselung über die Abluft eine so starke Reduzierung zur Folge hätte, dass die Bewegung aufgrund der nicht ausreichenden Kraft zur Überwindung des Widerstands gehemmt würde, und zwar bis zum erneuten Aufbau der richtigen Differenz zwischen A und B. Dieser Zustand würde sich danach erneut wiederholen. Der Zylinder würde ruckeln und sich vor allem nur sehr langsam bewegen.



Auch bei einem richtigen Lastverhältnis sollte beachtet werden, dass es zur Einstellung sehr niedriger Geschwindigkeiten nicht ausreicht, die Abluft zu drosseln, da der Zylinder sonst ruckelt. Im Folgenden wird erläutert, wie es möglich ist, konstant sehr geringe Geschwindigkeiten zu erreichen.

Feststelleinheiten

Pneumatikzylinder eignen sich nicht besonders gut für Anwendungen mit Zwischenstopps. Ein Stopp kann erreicht werden, indem man den Zuluft- und Abluftdruck in den beiden Kammern einschließt und so lange wartet, bis sich ein Kräftegleichgewicht einstellt, das den Kolben zum Anhalten bringt.

Diese Vorgehensweise ist zwar einerseits sehr einfach; andererseits ist die Stoppposition aber nicht exakt wiederholbar und nicht stabil.

Bessere Resultate liefert eine Feststelleinheit, die im vorderen Zylinderbereich montierbar ist und das mechanische Feststellen der Kolbenstange ermöglicht. In diesem Fall sollten die Kammern durch Absperren der Zu- und Abluft ausgeglichen bzw. beide Zylinderkammern so belüftet werden, dass sich ein Gleichgewicht einstellt, wobei letztere Option zu bevorzugen ist.

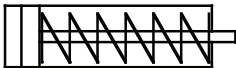
Anschließend kann die Kolbenstange geklemmt werden. Dabei wird nur die auf den Zylinder wirkende Last festgehalten. Die Klemmung erfolgt durch zwei Klemmbacken in beide Richtungen. Die Feststellung erfolgt passiv, d. h. der Mechanismus greift durch Setzen eines pneumatischen Steuerungssignals auf der Abluftseite, infolge dessen eine Feder die Klemmbacken betätigt.

Feststelleinheiten sind nicht als Sicherheitseinrichtungen einsetzbar. Sie dürfen nur in Systeme eingebaut werden, deren Zulassung zusätzlich geprüft wird.



Die Klemmkraft ist von der Größe der auf die Mikrozyylinder montierbaren Feststelleinheiten abhängig: ab $\varnothing 20$ bei Mikrozyclindern nach ISO 6432, bzw. zwischen $\varnothing 32$ und $\varnothing 125$ bei Zylindern nach ISO 15555. Dabei sind stets Kolbenstangen mit gehärteter Oberfläche (mit Chromauftrag) einzusetzen bzw. verchromte Edelstahlkolbenstangen, sofern Edelstahlkolben verwendet werden müssen.

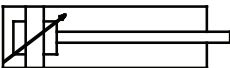
SYMBOLE IM ÜBERBLICK



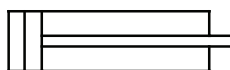
Einfachwirkender Zylinder mit Rückstellfeder,
Schubbetrieb



Einfachwirkender Zylinder mit Rückstellfeder,
Zugbetrieb



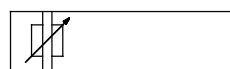
Doppeltwirkender Zylinder mit einstellbarer
Endlagendämpfung



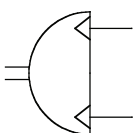
Doppeltwirkender Zylinder



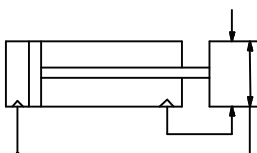
Zylinder mit zweiseitiger Kolbenstange



Kolbenstangenloser Zylinder



Schwenkantrieb



Doppeltwirkender Greifer



Kapitel 14

REGEL-WEGE-VENTILE

- 14.1 Regel-Wegeventile
- 14.2 Bauarten
- 14.3 Betätigungen
- 14.4 Magnetventile
- 14.5 Durchflussmengen
- 14.6 Neue Verkabelungen von Ventilinseln

14.1 REGEL-WEGEVENTILE

Regel-Wegeventile verteilen einen Druckluftstrom mithilfe externer Antriebe bzw. Betätigungen intern um.

Diese Ventile unterscheiden sich durch folgende Merkmale:

- **Anzahl der Durchflusswege**
- **Anzahl der Schaltstellungen**
- **Betätigungsart**

Anzahl der Durchflusswege und Schaltstellungen

Die Anzahl der Wege erkennt man daran, wie viele Anschlüsse sich am Ventilgehäuse befinden, wobei die Steueranschlüsse nicht mitgezählt werden.

Ein Ventil mit zwei Anschlüssen am Ventilgehäuse wird als 2-Wegeventil bezeichnet, ein Ventil mit drei Anschlüssen als 3-Wegeventil, usw.

Die Anzahl der Schaltstellungen beschreibt die Anzahl der Stellungen, einschließlich der Grundstellung, die ein Ventil im betätigten Zustand einnehmen kann. Die Bezeichnung „2/2-Wegeventil“ bezieht sich üblicherweise auf ein Ventil mit zwei Durchflusswegen und zwei Schaltstellungen. Dabei bezeichnet die erste Zahl die Anzahl der Wege und die zweite Zahl nach dem Schrägstrich die Anzahl der Schaltstellungen.

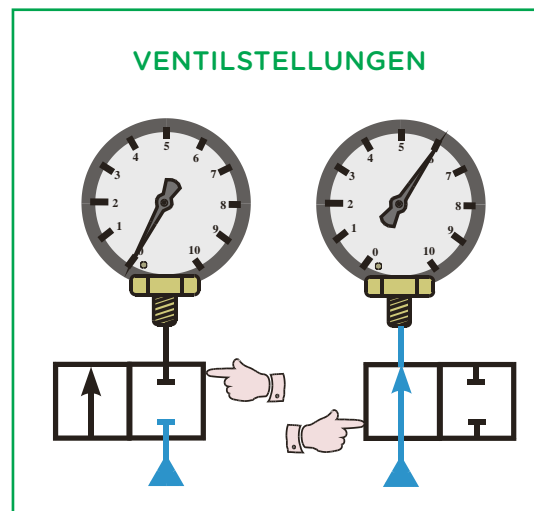
Bei 2/2- und 3/2-Wegeventilen ist es wichtig, dass die Funktion der Grund- bzw. Ruhestellung bekannt ist, denn nur so weiß man, ob der Druckluftstrom am Eingang gestoppt wird und nur ausströmen kann, wenn ein entsprechendes Schaltsignal erteilt wird, oder ob sie ungehindert zum Ausgang durchströmt, solange das Ventil nicht betätigt ist.

Im ersteren Fall spricht man von einem in Grundstellung geschlossenen Ventil (NC), im letzteren von einem in Grundstellung geöffneten Ventil (NO). Durch die Ventilsymbole wird die Funktion des Ventils, die Anzahl der Durchflusswege und Schaltstellungen sowie die Betätigungsart dargestellt.

Jedes Quadrat des Symbols entspricht einer Stellung; die Funktion wird im Quadrat grafisch dargestellt.



Durch dieses Pneumatiksymbol wird ein in Grundstellung geschlossenes 2/2-Wegeventil dargestellt; die Grundstellung wird durch das rechte Quadrat beschrieben. Ergänzt wird das Schaltzeichen um die Betätigungsart und die Anschlussnummern.



Nach den einschlägigen Normen wird der Druckluftanschluss stets mit der Nummer 1 gekennzeichnet. Der Ausgang ist bei 2/2- und 3/2-Wegeventilen immer im gleichen Quadrat durch die Nummer 2 markiert.

Die Steueranschlüsse sind mit den Nummern 10 und 12 gekennzeichnet.

Dabei entspricht die 10 dem Rückstellanschluss und die 12 dem Schaltanschluss, durch den das Ventil in die angesteuerte Stellung wechselt.





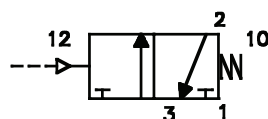
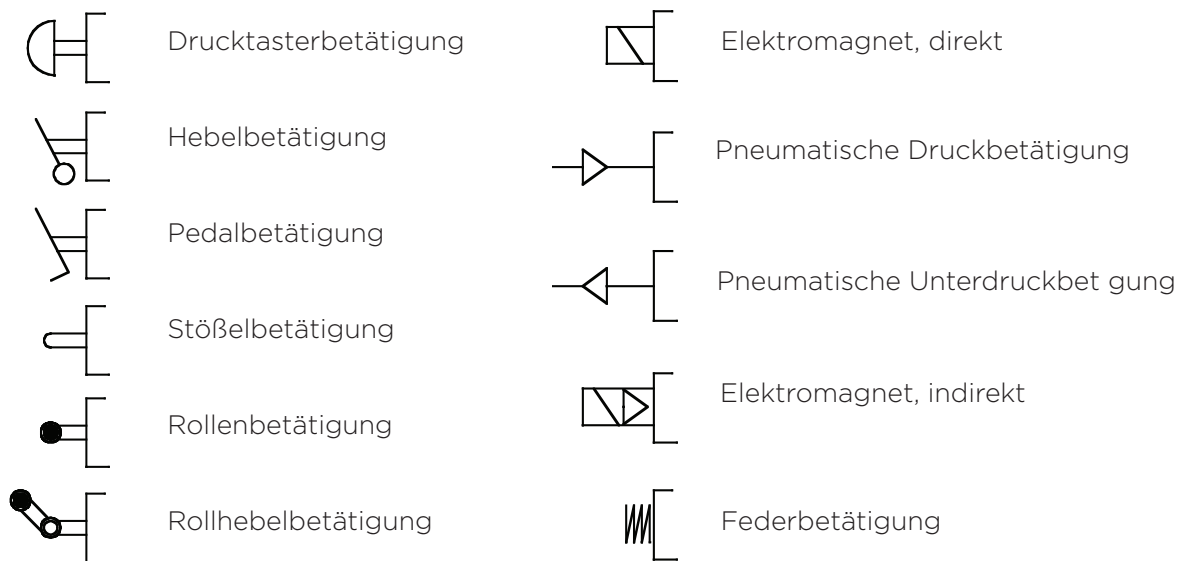
Das vorstehende Symbol beschreibt ein in Ruhestellung geschlossenes 3/2-Wegeventil, bei dem der Entlüftungsanschluss die Nummer 3 trägt. In Ruhestellung ist der Ausgang 2 anders als beim 2/2-Wegeventil nicht abgesperrt, sondern mit dem Entlüftungsanschluss 3 verbunden. Die Pfeile zeigen die Durchflussrichtung an. Je mehr Wege ein Ventil besitzt, desto höher werden die Nummern der Hauptanschlüsse; die Steueranschlussnummern bleiben dagegen unverändert. Den Nummern der Steuersignale ist nämlich eine genaue Bedeutung zugewiesen.

10 bedeutet, dass der Eingang 1 mit nichts verbunden ist, während 12 für eine Verbindung zwischen 1 und 2 steht. Ist 12 aktiv, gilt das benachbarte Quadrat (linke Abbildung unten auf der vorherigen Seite): d. h. 1 ist mit 2 verbunden; Anschluss 3, der zuvor mit dem Entlüftungsanschluss verbunden war, ist nun geschlossen.

Ventile, bei denen eine Federrückstellung über 10 erfolgt, werden als monostabile Ventile bezeichnet, da die Ruhestellung vorgegeben und das Ausgangssignal genauso lang wie das Steuersignal ist. Bei Rücknahme des Steuersignals ändert sich der Zustand des Ausgangssignals.

Ein Ventil, das keine festgelegte Grundstellung besitzt, bleibt solange in einer der beiden Stellungen, bis eines der beiden möglichen Signale anliegt. Die Betätigung kann dann durch einen Impuls ausgelöst werden, der das Ventil umschaltet, solange kein Gegensignal eingeht. Derartige Ventile werden als bistabile Ventile bezeichnet; sie speichern das zuletzt empfangene Signal.

Ergänzt werden die Ventilsymbole durch die grafische Darstellung der Betätigungen, die mit den Steueranschlüssen 10 und 12 verbunden sind. Die folgende Übersicht enthält die gängigsten Symbole:



Dieses Schaltsymbol beschreibt ein in Grundstellung geschlossenes 3/2-Wegeventil mit Federrückstellung.

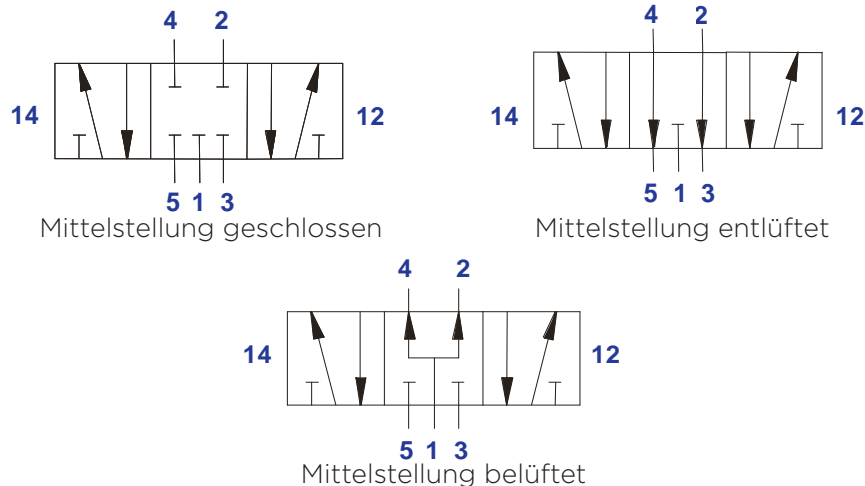
In Grundstellung geschlossene und geöffnete 2/2-Wegeventile werden als einfache Absperrventile eingesetzt; 3/2-Wegeventile werden zur Betätigung einfach wirkender Zylinder oder – über den dritten Ausgang – zur Signalübertragung an andere Ventile eingesetzt.

Zum Betätigen doppelt wirkender Zylinder benötigt man dagegen zwei komplementäre Ausgänge, die beide Kammern abwechselnd versorgen. Hierzu eignet sich ein 5-Wegeventil mit zwei Entlüftungsanschlüssen, einem Druckluftanschluss und zwei Arbeitsanschlüssen.



Der Steueranschluss mit der Nummer 10 wird hier durch den Anschluss 12 ersetzt, der für die Ruhestellung zuständig ist (1 ist mit 2 verbunden). Der andere Steueranschluss trägt die Nummer 14, d. h. 1 ist mit 4 verbunden. Der zum Ausgang 2 komplementäre Ausgang ist die Nummer 4, die mit dem Entlüftungsanschluss 5 verbunden ist. Wenn Anschluss 14 aktiv ist, ist das linke Quadrat maßgeblich. Das vollständige Symbol eines solchen 5/2-Wegeventils besteht aus dem Schaltzeichen und dem entsprechenden Ventilsymbol.

Häufig kommen auch Ventile mit drei Schaltstellungen zum Einsatz. In diesem Fall besteht das Symbol aus drei Quadraten, wobei das mittlere Quadrat der Ruhestellung entspricht. In der Regel handelt es sich dabei um 5-Wegeventile, bei denen die Mittelstellung „geschlossen“, „entlüftet“ oder „belüftet“ sein kann.



Die Mittelstellung wird mechanisch durch beidseitige Rasten oder geeichte Federn aufrechterhalten. Die äußeren Arbeitsstellungen werden durch Aktivierung der Anschlüsse 12 bzw. 14 erreicht. Solche Ventile sind – mit wenigen Ausnahmen – monostabile Ventile.

Übersicht Anschlussnummern

PNEUMATIK						3 WEGE		5 WEGE	
ISO	1	2	3	4	5	12	10	14	12
CETOP	P	B	S	A	R	Z	Y	Z	Y



Nachdem nun die Ventilfunktionen anhand ihrer Symbole erläutert wurden, soll im Folgenden ihre Funktionsweise anhand der Querschnitte beschrieben werden. Die Ventilquerschnitte geben Aufschluss über die Bauart der Ventile.

14.2 BAUARTEN

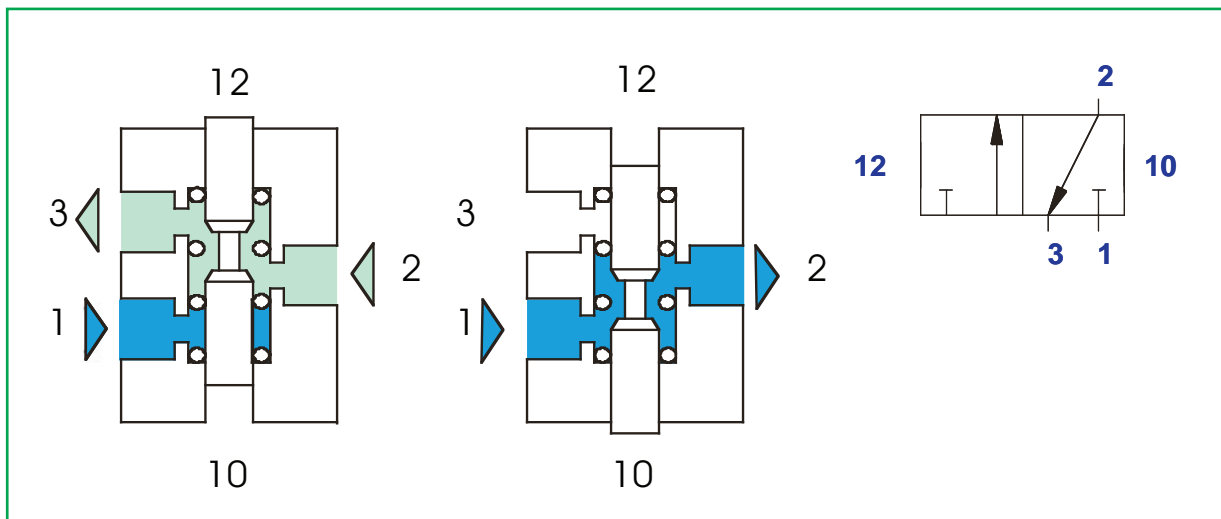
Das im Ventilgehäuse eingeprägte Symbol enthält präzise Angaben zur Funktionsweise des Ventils, nicht jedoch zu seiner Größe und Bauart. Man unterscheidet heute im Wesentlichen zwei Ausführungen.

- Schieberventile
- Sitzventile

Schieberventile

Dieses Ventilsystem basiert auf einem Schieber mit einem besonderen Profil, der sich in den Dichtungen bewegt, die mithilfe von Distanzstücken im Inneren des Ventilgehäuses befestigt sind. Die Gewindeanschlüsse für die Ventilwege sitzen seitlich am Ventilgehäuse.

3/2-Wegeventil, in Grundstellung geschlossen

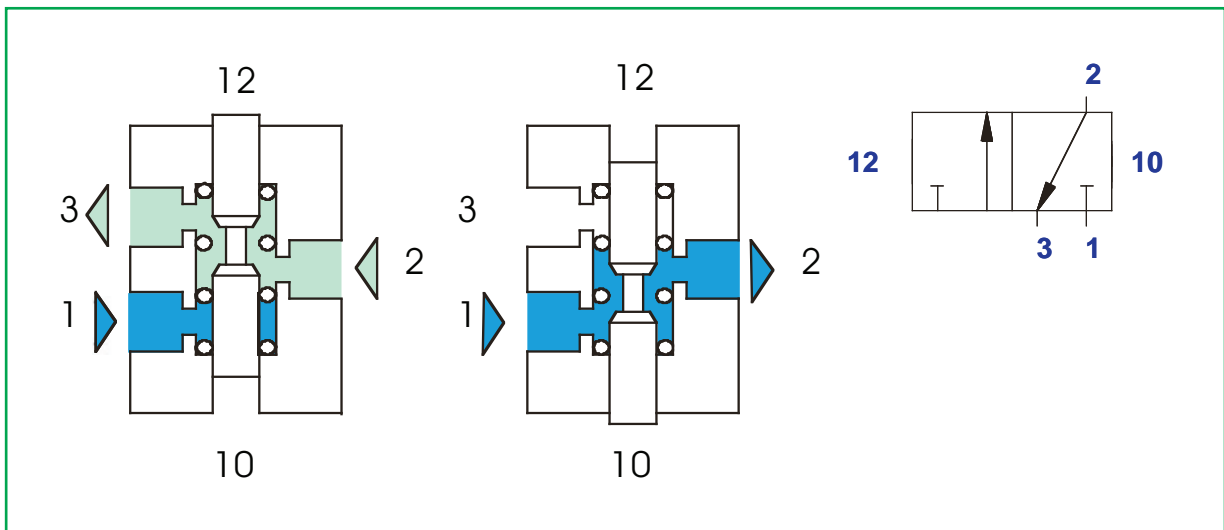


Die Ventilquerschnitte und das Schaltzeichen geben Aufschluss über die Funktionsweise des Ventils.

Die linke Abbildung zeigt das Ventil im Ruhezustand, in dem der Schaltanschluss 10 maßgeblich ist. Die rechte Abbildung zeigt das Ventil im durch 12 betätigten Zustand. Man erkennt, dass die Luft stets quer zur Schieberbewegung strömt.

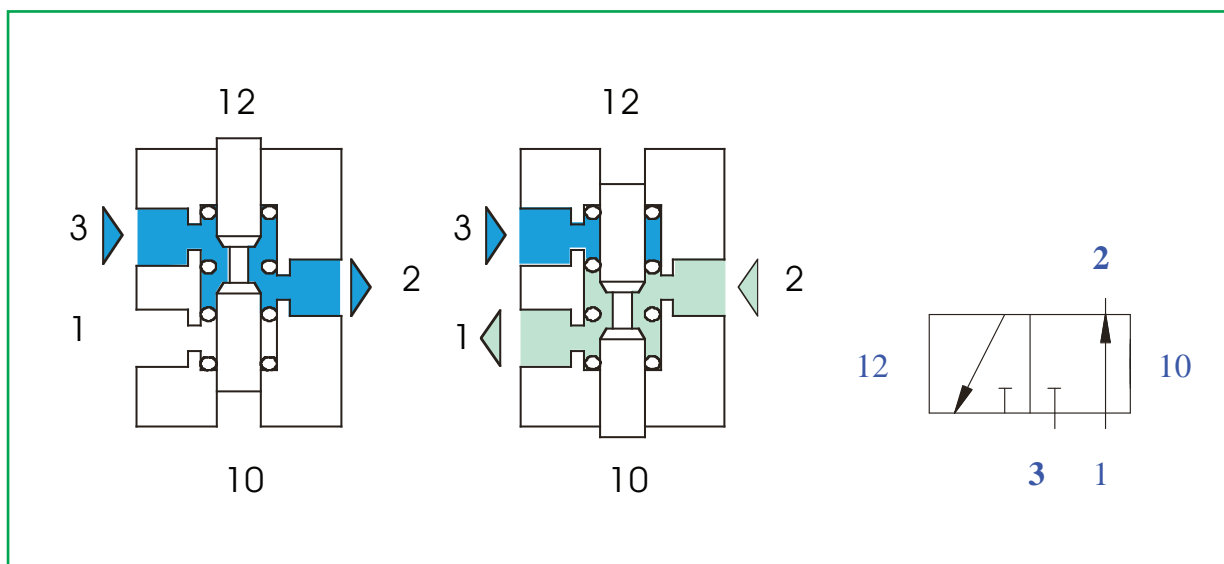
Schwankungen des Betriebsluftdrucks sind ohne Einfluss auf die erforderlichen Betätigungskräfte. Damit sind diese Schieberventile völlig druckausgeglichen.

3/2-Wegeventil, in Grundstellung geöffnet



Ein druckausgeglichenes Schieberventil kann durch Vertauschen des Druckluft- und Entlüftungsanschlusses von einem stromlos geschlossenen zu einem stromlos geöffneten Ventil und – durch Verschließen von Ausgang 3 – sogar zu einem 2/2-Wegeventil umfunktioniert werden.

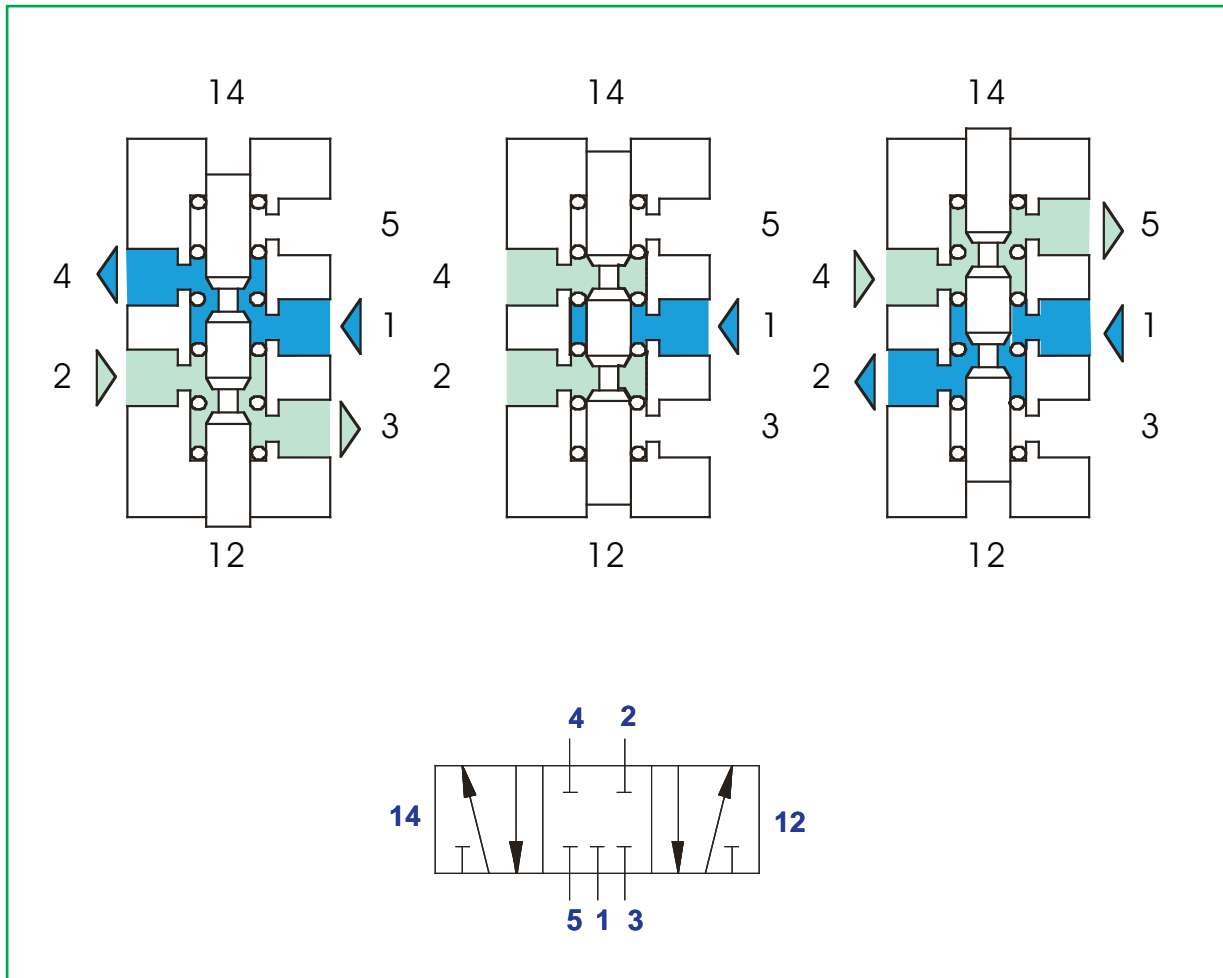
5/2-Wegeventil



Auch hier zeigt die linke Abbildung das Ventil im Ruhezustand und die rechte Abbildung das Ventil im betätigten Zustand. Dargestellt sind die getrennten Entlüftungsanschlüsse für jeden Ausgang: Nummer 3 ist für Arbeitsanschluss 2 zuständig, Nummer 5 für Arbeitsanschluss 4. Wird der Zylinder über 2 mit Druckluft beaufschlagt, entlüftet das Ventil über 5 und umgekehrt.



5/3-Wegeventil, Mittelstellung geschlossen

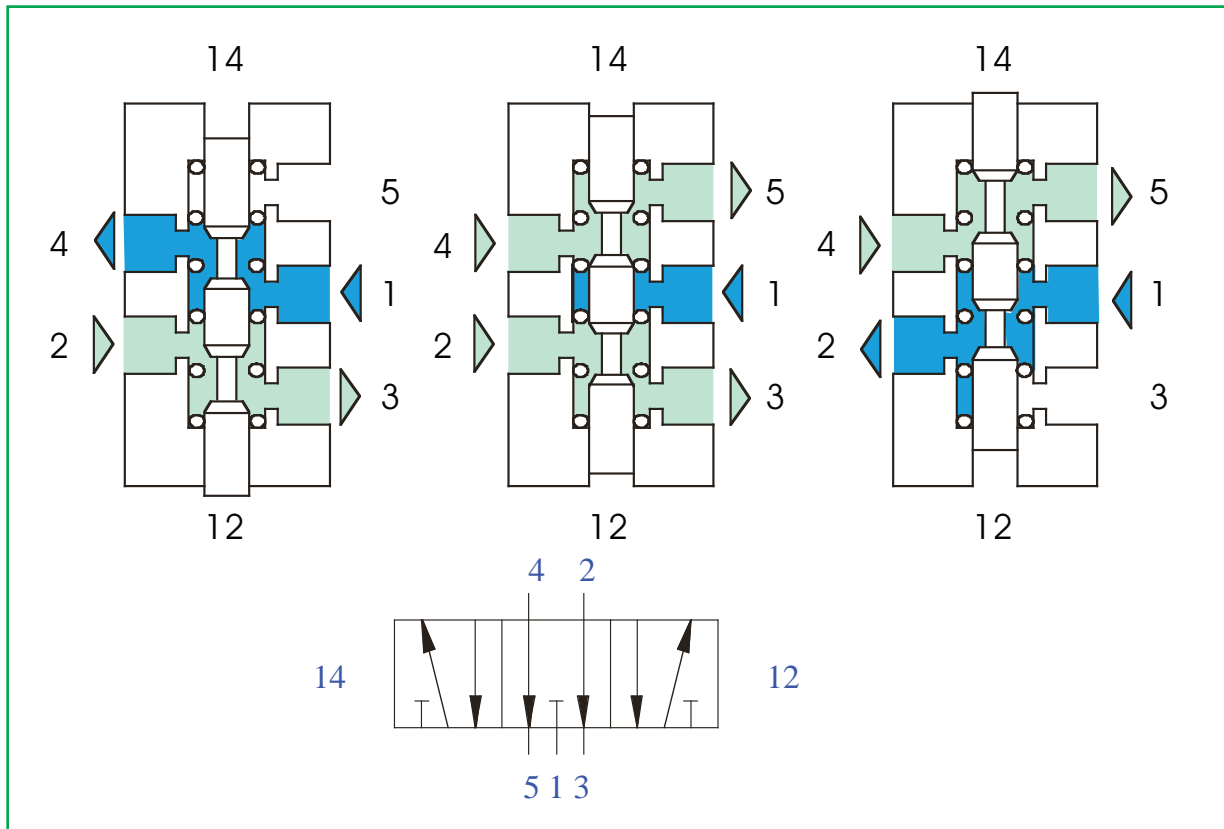


Auf dem rechten und linken Querschnitt ist das Ventil im durch 12 bzw. 14 betätigten Zustand dargestellt. Wie man erkennt, verhält es sich wie ein normales 5-Wegeventil. Im unbetätigten Zustand nimmt das Ventil die Mittelstellung ein, in der alle Anschlüsse gesperrt sind. Wird das Ventil zur Steuerung eines doppelt wirkenden Zylinders verwendet, kann die Druckluft bei Absperrung der Anschlüsse 2 und 4 nicht aus den Zylinderkammern entweichen. Der Zylinderkolben setzt seine Hubbewegung dann solange fort, bis sich die auf beiden Seiten des Kolbens wirkenden Kräfte ausgleichen. Dann kommt die Kolbenstange zum Stehen.

Das Ventil eignet sich somit für Anwendungen mit Zwischenstopps, wobei die exakt gleiche Zylinderposition nie ein zweites Mal erreicht werden kann. Außerdem sind die Stopppositionen im Falle von Leckagen durch die Anschlüsse prekär, da die einander entgegen wirkenden Kräfte aus dem Gleichgewicht geraten.

Wie bereits erwähnt, kann diese Ventilart mit Feststelleinheiten ausgerüstet werden.

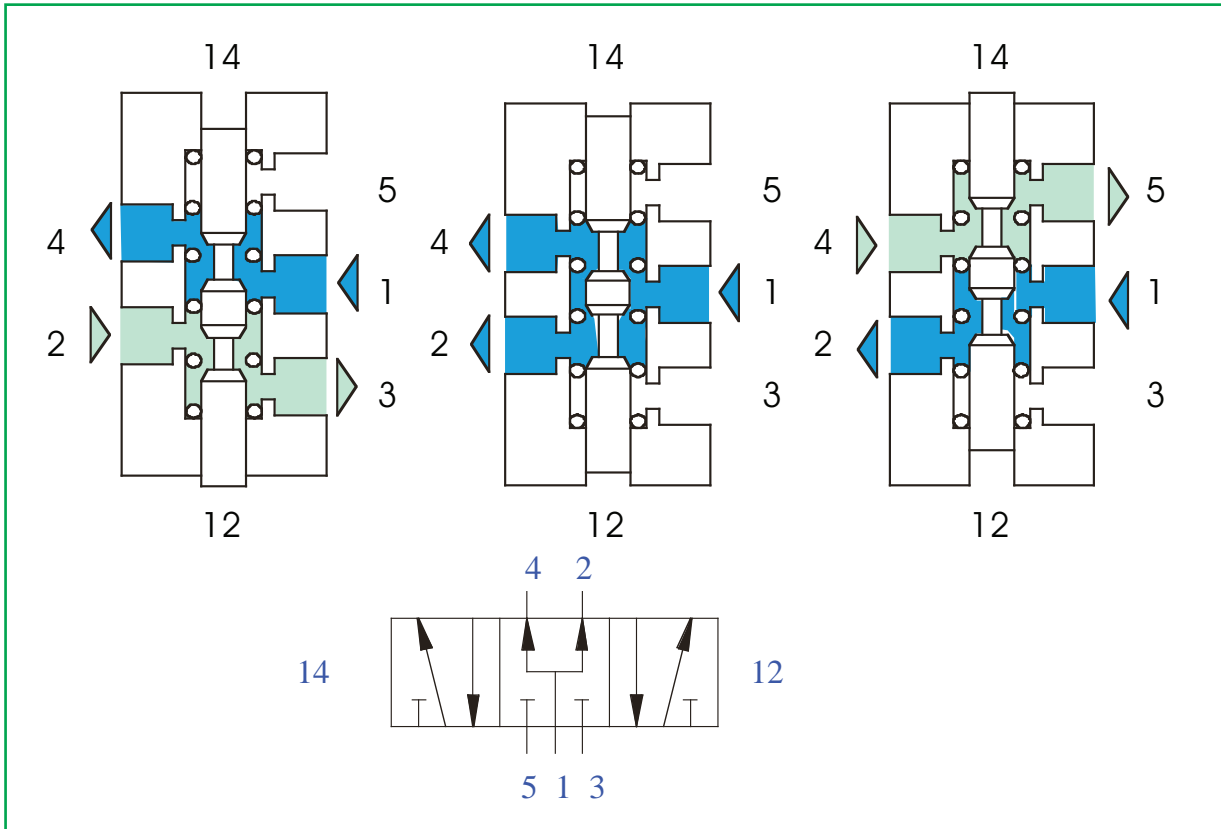
5/3-Wegeventil, Mittelstellung entlüftet



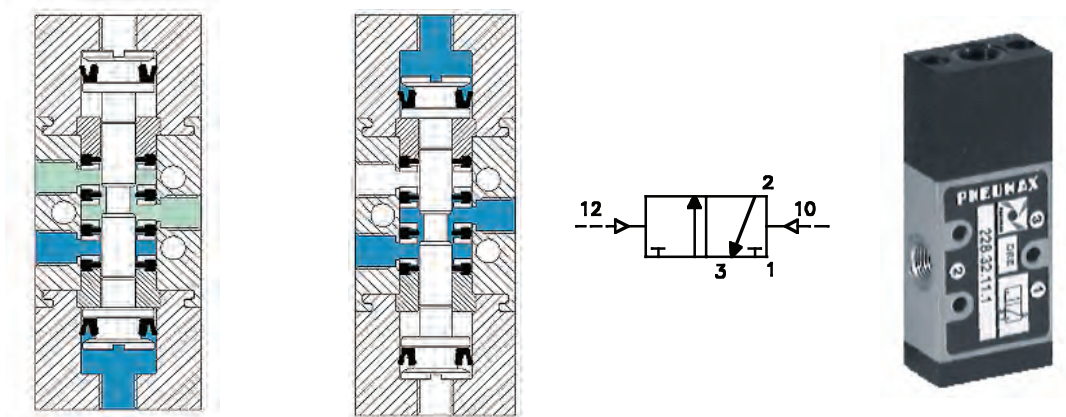
Dieses Ventil unterscheidet sich vom vorherigen durch die Mittelstellung. In diesem Fall ist der Druckluftanschluss gesperrt. Das Durchflussverhalten ist von Anschluss 2 nach 3 und von Anschluss 4 nach 5. Die Antriebskammern der Aktoren sind mit atmosphärischem Druck beaufschlagt. Ein Zylinder lässt sich über die gesamte Hublänge frei von Hand bewegen. Eine Anwendungsmöglichkeit ist z. B. die Ansteuerung von Druckluftmotoren mit Drehrichtung links oder rechts (je nachdem, ob die Betätigung über 12 oder 14 erfolgt), wobei die Mittelstellung die Stopposition bestimmt.



5/3-Wegeventil, Mittelstellung belüftet

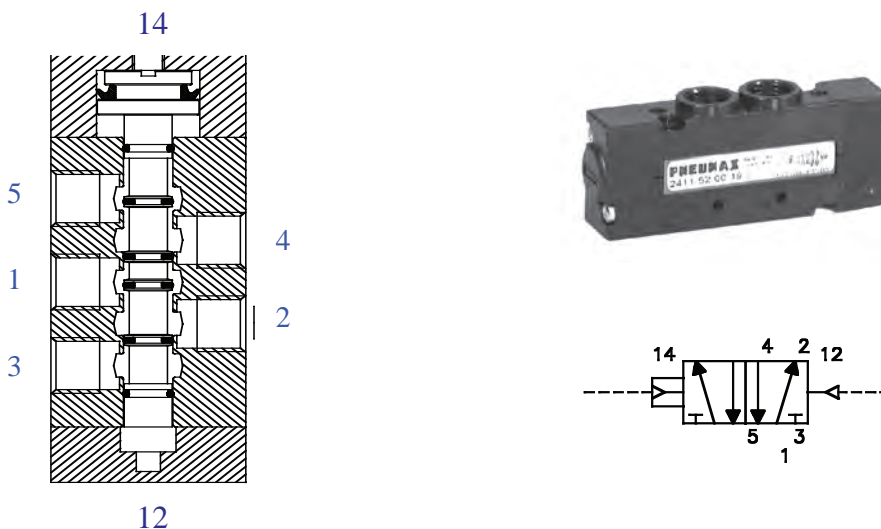


Hier sind in Mittelstellung beide Zylinderkammern belüftet; beide Entlüftungsanschlüsse sind gesperrt. Dieses Ventil ist besonders in Verbindung mit Kolbenfeststelleinheiten geeignet, da es mögliche Leckagen durch die Anschlüsse kompensiert. Voraussetzung sind jedoch identische Kolbenoberflächen, d. h. es muss in Verbindung mit Zylindern mit durchgehender Kolbenstange eingesetzt werden. Die hier vorgestellten Ventile sind die in der pneumatischen Automation gängigsten Ausführungen. Das druckausgeglichene Schieberventil stellt eine einfache und zuverlässige Ventilart dar. Bei einem Ventil mit drei Stellungen lassen sich die drei soeben beschriebenen Ausführungen einfach durch Austausch des Schiebers realisieren. Diese Ventile haben den Nachteil, dass die beweglichen Teile relativ lange Wege zurücklegen müssen, um die für adäquate Durchflussmengen erforderlichen Querschnitte freizugeben. Diese Ventile funktionieren – je nach Fabrikat – mit oder ohne Schmierung.



Das im Querschnitt dargestellte Ventil ist ein herkömmliches, in Grundstellung geschlossenes 3/2-Wegeventil mit pneumatischer Betätigung und Rückstellung in Ruhestellung (links) und in Arbeitsstellung (rechts), samt der entsprechenden Schaltzeichen. Wie bereits erläutert, sind im Inneren des Ventilgehäuses Dichtungen und Distanzstücke befestigt, in denen sich der Schieber aufgrund seines besonderen Profils bewegt. Die Dichtungen sind im Inneren des Ventilkörpers fest angebracht, d. h. es handelt sich um passive Dichtungen. Solche Lösungen sind eher sperrig und die Durchflusswege nicht besonders geradlinig. Zudem sind die Durchflussmengen gemessen an der Ventilgröße nicht optimal. Ventile neuerer Bauart bieten ein besseres Verhältnis zwischen Größe und Durchflussmenge. Heute ist es wichtiger denn je, Komponenten zu wählen, die möglichst klein und leicht, aber auch möglichst leistungsstark und langlebig sind. Heute sind Ventile erhältlich, bei denen die Dichtungen im Rand des Absperrschiebers integriert sind; sie kommen ohne Distanzstücke und fixe Dichtungen aus, wodurch die Durchflussquerschnitte effizienter genutzt werden können. Dies bedeutet bei gleicher Größe eine deutlich höhere Durchflussmenge. Diese modernen Dichtungen bewegen sich mit dem Schieber und können als aktive Dichtungen bezeichnet werden.

Die nachstehende Abbildung zeigt den Querschnitt eines 5/2-Wegeventils mit pneumatischer Betätigung und Rückstellung per Luftfeder (differential, intern).

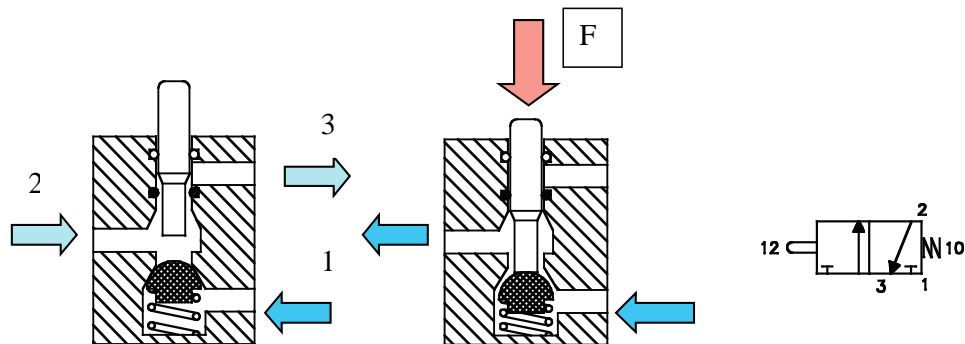


Da Anschluss 14 einen größeren Bereich steuert als Anschluss 12, dominiert 14 über 12. Die Druckluftzufuhr in Richtung Anschluss 12 erfolgt über einen kleinen Kanal im Inneren des Ventilgehäuses, der unmittelbar in den Hauptanschluss 1 mündet.

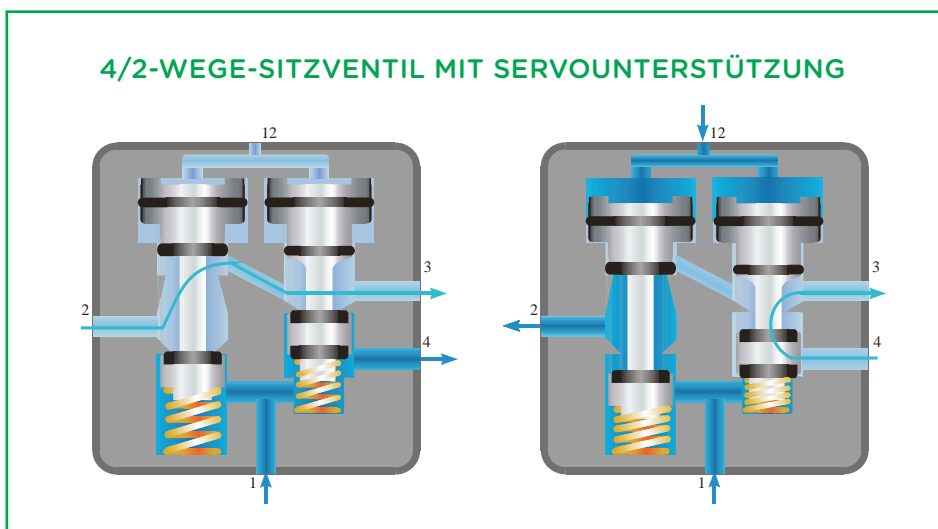


Sitzventile

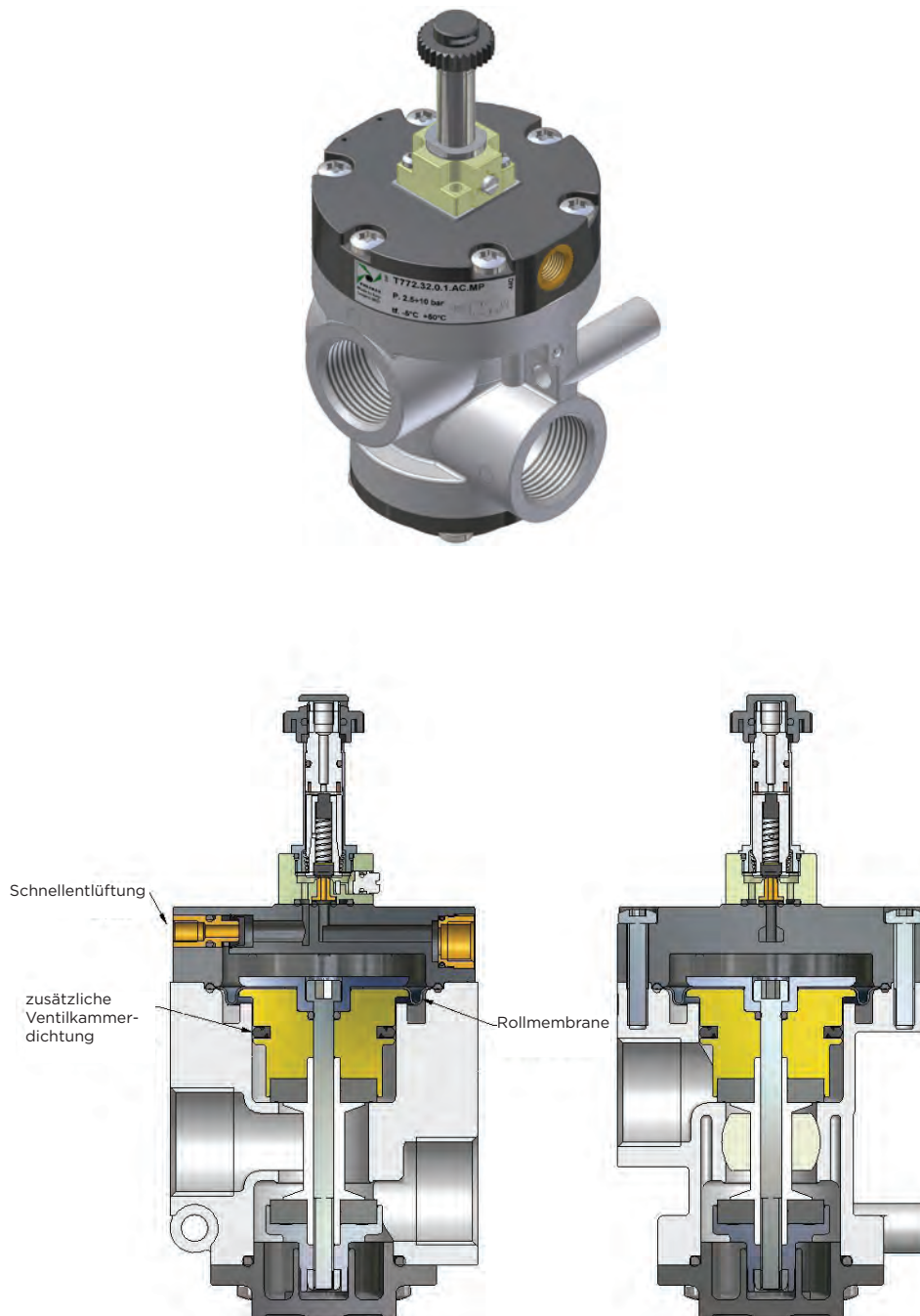
Bei Sitzventilen kommt die vordere Abdichtung bauartbedingt ohne schleifende Teile aus. Der mit einer Dichtung versehene, tellerförmig ausgebildete Absperrkörper hebt sich axial aus dem Ventilsitz. Durch diese Bewegung werden die Ventilwege miteinander verbunden. Sitzventile bieten bei kurzen Hubwegen eine optimale Abdichtung und hohe Durchflussmengen. Ist das Ventil nicht mit Druckluft beaufschlagt, sind die Betätigungskräfte schwach; sobald es jedoch mit Druckluft befüllt wird, erhöhen sich diese Kräfte mit zunehmendem Druck. Die Schaltzeichen geben keine Hinweise auf die Bauart, d. h. sie entsprechen genau denen von Schieberventilen. Auf der folgenden Zeichnung ist die Funktionsweise eines Schieberventils schematisch dargestellt.



Bei Öffnen des Ventils drückt die Luft auf den unteren Absperrkörper; daraus folgt, dass sich die Betätigungskraft F bei steigendem Luftdruck erhöhen muss. Die Kurzhubigkeit sorgt für ein schnelles Ansprechen. Außerdem kommen Sitzventile ohne Schmierung aus, da sie keine schleifenden Teile besitzen. Sitzventile werden besonders dort verwendet, wo hohe Durchflussmengen gefordert sind. Allerdings sind Ausführungen mit 4 Durchflusswegen nur schwer realisierbar. Wie die nachstehende Abbildung zeigt, ist eine solche Konstruktion recht kompliziert.



Bei 4/2-Wegeventilen teilen sich die Arbeitsanschlüsse 2 und 4 stets den gemeinsamen Entlüftungsausgang 3.
 Die Funktionsweise entspricht der zweier in Grundstellung geschlossener 3/2-Wegeventile (linke Seite der Abbildung) bzw. eines in Grundstellung geöffneten 3/2-Wegeventils mit einem gemeinsamen Anschluss 1.





14.3 BETÄTIGUNGEN

Ventile werden über Steuerungen betätigt. Dabei unterscheidet man die folgenden Betätigungsarten:

- **manuell**
- **mechanisch**
- **pneumatisch**
- **elektropneumatisch**

Manuelle Betätigung

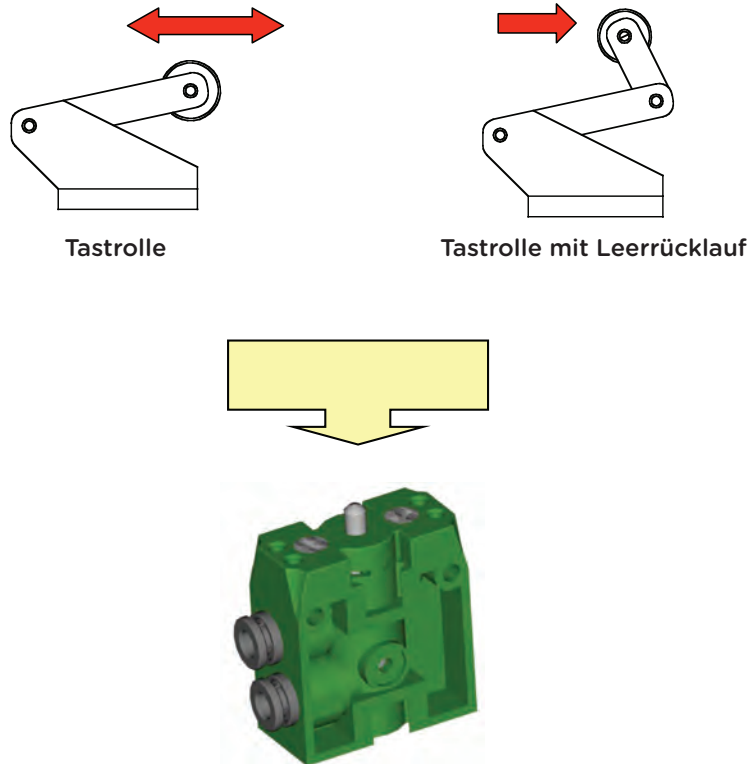
Bei Ventilen mit manueller Betätigung befindet sich am Ventilgehäuse ein von Hand bedientes Betätigungselement, das in der Regel auf der Schalttafel der Maschine angeordnet ist. Man unterscheidet zwischen monostabilen und bistabilen Betätigungen. Bistabile Betätigungen verfügen über eine Raste im Inneren des Betätigungselements. Dabei werden meist kleine Ventile eingesetzt, da sie lediglich dazu dienen, Steuersignale an andere Ventile zu übertragen, d. h. sie benötigen keine hohen Durchflussmengen. Nur in seltenen Fällen kommen größere Ventileinrichtungen zum Einsatz, mit denen Zylinder direkt angesteuert werden. Manuelle Betätigungen sind grundsätzlich für alle bisher beschriebenen Ventilarten geeignet.



Mechanische Betätigung

Mechanische Betätigungen wurden entwickelt, um die Position beweglicher Maschinenteile zu erkennen und Druckluftimpulse zur Steuerung des Bewegungszyklus abzugeben. Sie können auch direkt von Zylindern betätigt werden, auf deren Kolbenstange ein Nocken angebracht ist, um den zurückgelegten Hub zu melden.

Die gängigsten Ventiltypen sind Ventile mit Hebel-, Rollen- oder Rollenhebelbetätigung. Ein Hebel/eine Rolle gibt den Impuls bei Betätigung in beide Richtungen ab und eignet sich somit optimal als Endschalter. Ein Rollenhebelventil kann dagegen nur in eine Richtung betätigt werden. In der Gegenrichtung wird die Rolle zwar gedrückt, ohne dabei jedoch das Ventil zu betätigen (Leerrücklauf). Es erkennt die Bewegung der Kolbenstange in die gewünschte Richtung und kann an jeder beliebigen Stelle des Hubs platziert werden.



Pneumatische Betätigung

Die pneumatische Betätigung erfolgt hier ferngesteuert und erfüllt die Funktion einer Volumenstromverstärkung.

Ein pneumatisches Schaltsignal, das von einem Schalter oder einem kleinen Endlagenventil mit kleinem Volumenstrom ausgelöst wird, wird zur Vorsteuerung eines zweiten, größeren Ventils mit höherem Volumenstrom eingesetzt.

Elektropneumatische Betätigung

Die elektrische Betätigung ist die gängigste Betätigungsart in der pneumatischen Automation. Dabei wird im Wesentlichen ein elektrisches in ein pneumatisches Signal umgewandelt. Das genaue Funktionsprinzip wird im folgenden Abschnitt „Magnetventile“ näher erläutert.

14.4 MAGNETVENTILE

Magnetventile ermöglichen die Umformung elektrischer in pneumatische Signale. Magnetventile sind sehr weit verbreitet; sie kommen immer dann zum Einsatz, wenn ein Automatisierungssystem als Ausgangssignale elektrische Signale verlangt, wie z. B. bei elektronischen Steuerungseinrichtungen.

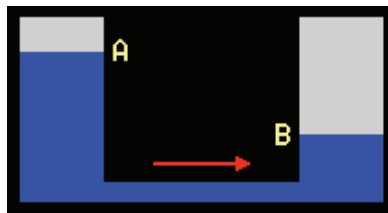


Vor der eingehenden Behandlung des Themas Magnetventile sollen zunächst die wichtigsten Grundlagen der Elektrizität erläutert werden

Spannung

Das Prinzip der elektrischen Spannung lässt sich am besten anhand eines einfachen Beispiels veranschaulichen:

Zwei Wasserbehälter sind durch ein Rohr miteinander verbunden. Ist der Füllstand A im ersten Behälter genauso hoch wie Füllstand B im zweiten Behälter, vollzieht das Wasser keinerlei Bewegung. Besteht jedoch eine Füllstands-differenz, strömt Wasser aus dem Behälter mit dem höheren Füllstand in den anderen Behälter mit geringem Füllstand. Um eine Strömung zu verursachen, ist also eine Füllstands-differenz nötig. Analog ist elektrische Spannung die Potentialdifferenz zwischen den beiden Enden eines elektrischen Leiters; diese wird in V (Volt) angegeben.



Strom

Elektrischer Strom ist der Fluss einer elektrischen Ladung in einem Leiter; angewendet auf die Pneumatik entspräche er dem Luftvolumenstrom in einer Druckluftleitung. Je größer der Leitungsquerschnitt, desto höher der mögliche Volumenstrom. Dies gilt entsprechend auch für die Größe eines elektrischen Leiters. Die Stromstärke wird in A (Ampère) gemessen.

Leistung

Die elektrische Leistung ist das Produkt der elektrischen Spannung und der elektrischen Stromstärke:

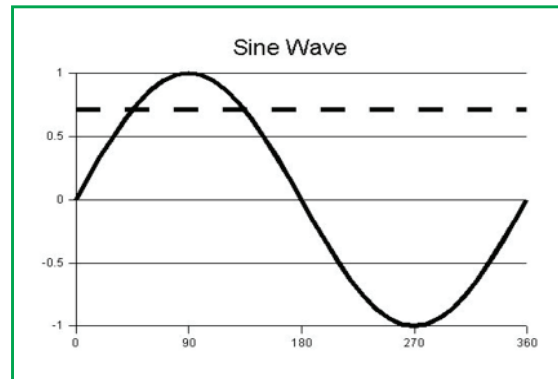
$$P = U \times I$$

Die elektrische Leistung wird in W (Watt) angegeben.

Wechselstrom

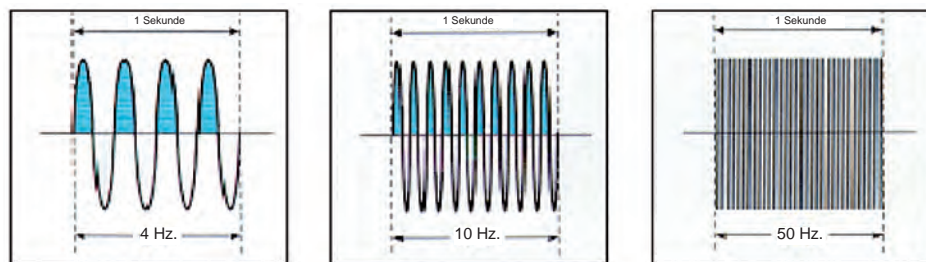
Wechselstrom ist elektrischer Strom, der sowohl seine Stärke als auch seine Richtung in mehr oder weniger regelmäßigen Abständen ändert. Die Werte der elektrischen Spannung verändern sich dabei wellenförmig.

Die elektrische Stromversorgung erfolgt am häufigsten mit sinusförmigem Wechselstrom. Dabei entspricht der in V angegebene Wert nicht dem Scheitelwert, sondern einem niedrigeren Wert, der auf dem sog. Effektivwertdiagramm als gestrichelte Linie (U_{eff}) dargestellt ist.



Frequenz

Die Frequenz ist die Anzahl der Hin- und Rückschwingungen in einer Sekunde. Die Frequenz wird in Hz (Hertz) gemessen. In Europa kommt Wechselstrom mit 50 Hz, in Amerika mit 60 Hz aus der Steckdose.



Gleichstrom

Gleichstrom ist elektrischer Strom, dessen Richtung und Stärke sich nicht ändert. Anders als bei Wechselstrom ist es bei Gleichstrom wichtig, die Stromrichtung und Polarität zu beachten.

Widerstand

Ein elektrischer Leiter setzt dem ihn durchfließenden Strom einen Widerstand entgegen, dessen Stärke von seinem Material abhängig ist. Bei gleichem Material ist der Widerstand in einem kurzen dicken Draht geringer als in einem langen dünnen Draht. Der Vergleich mit einer Druckluftleitung kann zwar angestellt werden, jedoch besteht in der Pneumatik keine Maßeinheit für den Widerstand, sondern lediglich für dessen Gegenteil, d. h. den Leitwert. Dabei wird der Durchfluss anhand des äquivalenten Querschnitts in mm^2 oder anhand der Durchflusskoeffizienten k_v oder C_v angegeben. Die Maßeinheit des elektrischen Widerstands ist das Ohm. Ein Widerstand kann auch ein elektronisches Bauteil sein, das die Wirkung einer Bremse hat.



Das Ohmsche Gesetz

Dem Ohmschen Gesetz zufolge ist die Spannung gleich dem Produkt aus Stromstärke und Widerstand.

$$U = W \times I$$

Sobald zwei Größen dieser Gleichung bekannt sind, lässt sich die unbekannte Größe leicht errechnen.

$W = U / I$	Berechnen d. Widerstands, wenn Spannung u. Stromstärke bekannt sind
$W = U^2 / P$	Berechnen d. Widerstands, wenn Spannung u. Leistung bekannt sind
$I = U / W$	Berechnen d. Stromstärke, wenn Spannung u. Widerstand bekannt sind
$U = W \times I$	Berechnen d. Spannung, wenn Widerstand u. Stromstärke bekannt sind
$P = U \times I$	Berechnen d. Leistung, wenn Spannung u. Stromstärke bekannt sind
$P = W \times I^2$	Berechnen d. Leistung, wenn Widerstand u. Stromstärke bekannt sind
$P = U^2 / W$	Berechnen d. Leistung, wenn Spannung und Widerstand bekannt sind

- W = Widerstand in Ohm
- I = Stromstärke in Ampère
- U = Spannung in Volt
- P = Leistung in Watt

Magneten

Wird ein Eisenstab eine gewisse Zeitlang einem starken Magnetfeld ausgesetzt, wird er selbst zum Magneten. Man spricht in diesem Fall von Dauermagnetismus (oder Permanentmagnetismus). Ein solcher Stabmagnet ist geeignet, andere Gegenstände aus demselben Material anzuziehen. Die Magnetfeldlinien können ganz einfach sichtbar gemacht werden, indem der Magnet auf ein Blatt Papier mit Eisenfeilspänen gelegt wird. Der Magnet besitzt einen Nord- und einen Südpol. Hängt man einen Magneten nämlich an einen Faden, so zeigt ein Ende stets nach Norden; diese Seite des Magneten wird als Nordpol bezeichnet. Unterschiedliche Pole ziehen sich an, gleiche Pole stoßen sich ab. Werden zwei Magneten in einer Reihe angeordnet, ist das von ihnen erzeugte Magnetfeld genauso groß wie das eines einzigen Magneten derselben Größe.

Elektromagnetismus

Zwischen elektrischem Strom und Magnetismus besteht ein enger Zusammenhang. Wird nämlich ein Draht von Strom durchflossen, erzeugt er ein Magnetfeld. Die Magnetfeldlinien sind in konzentrischen Kreisen um den Draht herum angeordnet.

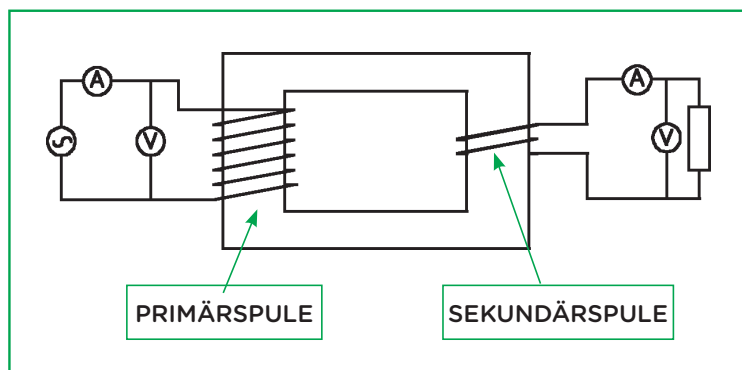


Induktion

Bewegt man einen Draht durch dieses Magnetfeld, wird darin eine elektrische Spannung induziert. Diese Erzeugung von Spannung wird als elektromagnetische Induktion bezeichnet. Dieses Prinzip macht man sich bei Dynamos oder Generatoren zunutze, wo in einer Spule, die sich in einem statischen Magnetfeld dreht, eine Spannung induziert wird.

Funktionsprinzip eines Transformators

Ein Transformator besteht aus einer oder mehreren Spulen, die in der Regel - wie in der nachstehenden Abbildung dargestellt - um einen Eisenkern gewickelt sind. Nach dem Grundsatz der Aktion und Reaktion erzeugt Wechselstrom ein magnetisches Wechselfeld. Ebenso erzeugt ein magnetisches Wechselfeld in einer darin angeordneten Spule elektrischen Wechselstrom. Besitzt die primäre Spule mehr Wicklungen als die Sekundärspule, so erzeugt eine Versorgung mit Wechselstrom darin eine hohe Spannung mit niedriger Stromstärke. In der Primärspule, die weniger Wicklungen besitzt, wird dagegen eine niedrige Spannung mit hoher Stromstärke erzeugt.



Der in der Sekundärspule erzeugte Strom und der Magnetfluss sind im Vergleich zur Primärspule phasenverschoben (verzögert). Es kann eine hohe Spannung mit niedriger Stromstärke bzw. eine niedrige Spannung mit hoher Stromstärke erzeugt werden.

Phasenverschiebung

Ursache der Phasenverschiebung ist der induktive Widerstand. Bei einem reinen induktiven Widerstand besteht eine Phasendifferenz von 90°. Dieser Fall tritt ein, wenn die Sekundärspule aus einer einzigen, in sich geschlossenen Wicklung besteht, d. h. wenn kein Ohmscher Widerstand anliegt (kurzgeschlossene Wicklung).

Kommt dagegen die Ohmsche Widerstandskomponente hinzu, ist die Phasendifferenz geringer als 90°. Bei Wechselstrommotoren findet man z. B. stets die Angabe $\cos \varphi$, wobei $\cos \varphi$ der Phasenverschiebungswinkel ist. Die mittlere Effektivleistung errechnet sich danach wie folgt;

$$P = U_{\text{eff}} \times I_{\text{eff}} \times \cos \varphi$$

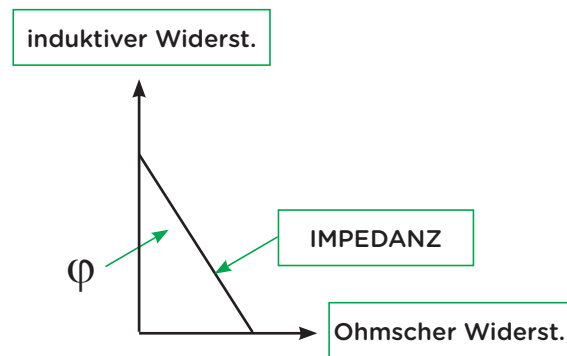


Dabei ist U_{eff} die Effektivspannung und I_{eff} die Effektivstromstärke ($1/\sqrt{2} = 0,707$ des Scheitelwerts). Die effektive bzw. reale Leistung wird in Watt gemessen; die Scheinleistung dagegen in VA (Volt-Ampère).

Impedanz

Die Impedanz (auch Wechselstromwiderstand) Z besteht aus dem Ohmschen Widerstand des Leiters und dem induktiven Widerstand.

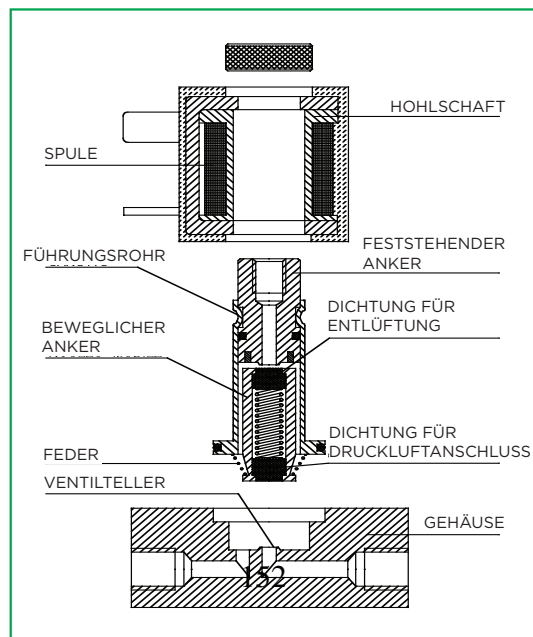
$$Z = \sqrt{W_{ohm.}^2 + W_{ind.}^2}$$



Die Impedanz ist also der Gesamtwiderstand, der vom Phasenverschiebungswinkel abhängig ist und in Ohm gemessen wird.

Zylinderspulen

Beim Thema Zylinderspulen können nun auch die Magnetventile eingeführt werden.



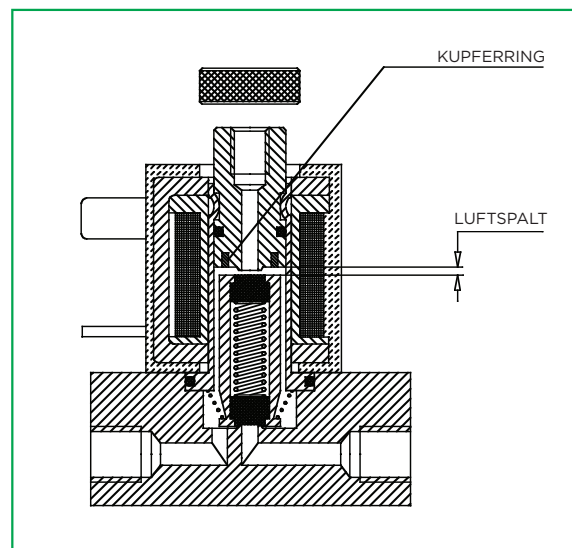
Eine den nicht magnetischen Hohlenschaft umschließende Spule konzentriert bei Stromdurchfluss die Magnetfeldlinien ihres Magnetfelds entlang der mittleren Spulenachse. Die Stellen, an denen die Magnetfeldlinien in die Spule eintreten bzw. aus ihr heraustreten, heißen Pole, genau wie bei den Magneten. Setzt man in den nicht magnetischen Hohlenschaft einen Eisenkern, erhöht sich der Magnetfluss deutlich, da die Magnetfeldlinien Eisen tausendmal leichter als Luft durchdringen.

Die Funktionsweise eines Magnetventils ist die eines Hubmagneten, der aus einem festen Anker, einem beweglichen Anker und einer Spule besteht.

Wie die Abbildung zeigt, wird im Inneren eines unmagnetischen Führungsrohrs der feste Anker befestigt; der federgelagerte bewegliche Anker wird darin eingeführt.

Das fertig zusammengebaute Rohr wird in den von der Spule umschlossenen Hohlenschaft gesteckt.

Wird nun die Spule mit Spannung beaufschlagt, erzeugt der Magnetfluss Anziehungskräfte, durch die der bewegliche Anker zum festen Anker hin gezogen wird. Dies dient dazu, die Luftspalte mittels der am beweglichen Anker befestigten Dichtungen zu öffnen und zu schließen (siehe Abbildung).

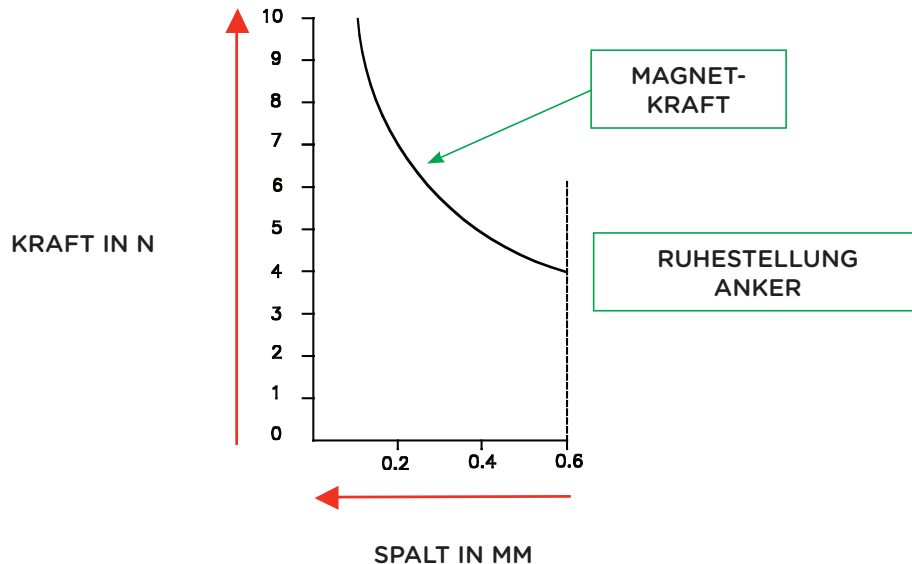


Die Magnetkraft ist in erster Linie von der Höhe des Spalts zwischen dem festen und dem beweglichen Anker abhängig.

Dieses Prinzip wird von dem Diagramm auf der nächsten Seite veranschaulicht. In Ruhestellung beträgt die Kraft rund 4 N, auf halber Hublänge 6 N und am Hubende 10 N. Dies bedeutet, dass die Geschwindigkeit während des Hubs ansteigt. Bei Wechselstrom-Zylinderspulen müssen zwei Dinge beachtet werden:

- die Induktivität verändert sich je nach Position des beweglichen Ankers;
- die Stromstärke - und damit die Magnetkraft - fällt in jedem Zyklus zweimal auf Null.

Zu Beginn, wenn der Spalt maximal geöffnet ist, sind die Magnetkraft und der induktive Widerstand sehr niedrig. Dies bedeutet, dass die Spule von einem starken Strom durchflossen wird.



Dies verursacht eine deutlich stärkere Reaktion als bei einer mit Gleichstrom betriebenen Spule.

Wenn der Magnetspalt geschlossen ist, nehmen der gesamte Widerstand und die Induktivität zu, während sich die Stromaufnahme gleichzeitig verringert. Der Haltestrom und die Halteleistung sind dabei niedriger als der Einschaltstrom bzw. die Einschaltleistung.

Bei Verwendung von Gleichstrom bleibt die Leistung konstant, da die Spannungs- und Stromwerte stets gleich bleiben.

Zur Verkürzung der Reaktionszeit einer unter Gleichstrom betriebenen Zylinderspule kann die angelegte Spannung ein paar Millisekunden lang erhöht werden. Dies hat eine ähnliche Wirkung wie beim Anlaufen in Wechselstrom. Wenn der bewegliche Anker das Hubende erreicht, kann als Haltespannung die um die Hälfte reduzierte Nennspannung eingesetzt werden.

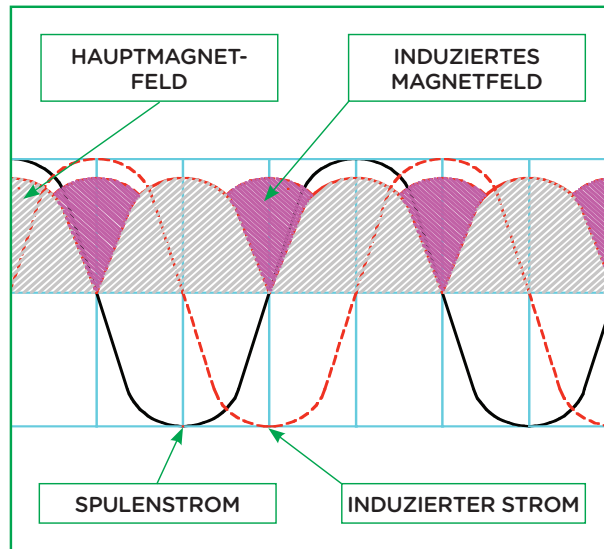
Phasenverschiebungsring

Bei Systemen mit Wechselstromversorgung ist der feststehende Anker mit einem Kupferring versehen (siehe Abbildung auf der vorherigen Seite).

Jedes Mal, wenn der Strom auf Null abfällt, fährt der bewegliche Anker unter Einwirkung der Federkraft zurück. Wenn der Strom dann wieder ansteigt, wird er erneut angezogen. Dadurch entsteht ein Brummen, und die Bauteile schlagen hundert Mal pro Sekunde gegeneinander, was ihren raschen Verschleiß zur Folge hat.

Dies kann durch das Einbringen eines zweiten Magnetfelds mit einer um möglichst bis 90° verschobenen Phase verhindert werden. Genau diese Funktion erfüllt der Phasenverschiebungsring, der nach dem Prinzip eines Transformators funktioniert.

Es handelt sich dabei um einen Kurzschlussring, der die sekundäre Wicklung bildet. Die primäre Wicklung ist die Hauptspule. Der Ohmsche Widerstand des Kurzschlussrings ist gleich Null, d. h. er erzeugt eine Phasenverschiebung um die 90°. Die Spannung beträgt ebenfalls fast Null, während der Strom sehr stark ist. Dieser Strom erzeugt ein zweites Magnetfeld, das im Vergleich zum Hauptmagnetfeld um 90° verschoben ist.

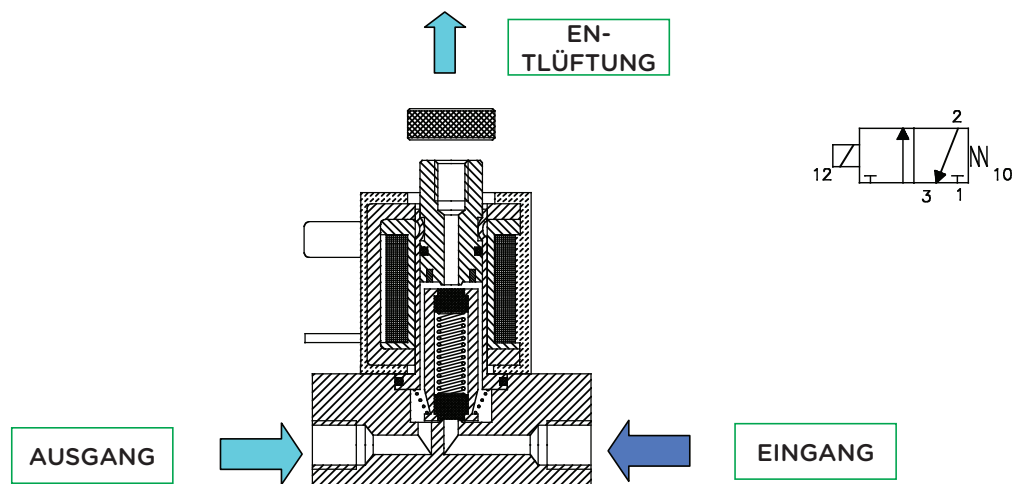


Wie die Abbildung zeigt, werden die Vibrationen durch die Einwirkung eines zweiten Magnetfelds eliminiert.

Dadurch wird auch das Brummen beseitigt.

Systeme mit Kurzschlussring können auch unter Gleichstrom betrieben werden: Das oben beschriebene Phänomen tritt dabei gar nicht auf, da der Transformator nur mit Wechselstrom funktioniert (gängige Anschlusswerte sind 220-110-24 V 50/60 Hz).

Mehrpulige und in Reihe geschaltete Systeme funktionieren nur mit 24 V Gleichstrom.

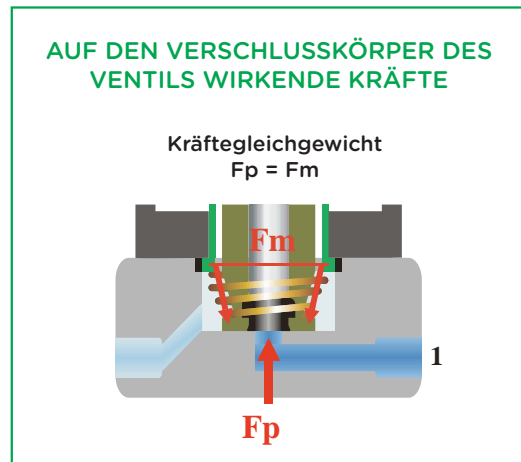


Die Abbildung zeigt ein sog. direkt betätigtes Magnetventil, bei dem der Druckluftstrom direkt vom Einlass- zum Auslassanschluss geleitet wird.

Es ist als 2/3-Wege-Sitzventil ausgelegt. In der abgebildeten Position, d. h. in Grundstellung, ist der Luftenlass gesperrt; die Entlüftung erfolgt über die Bohrung im Inneren des feststehenden Ankers.



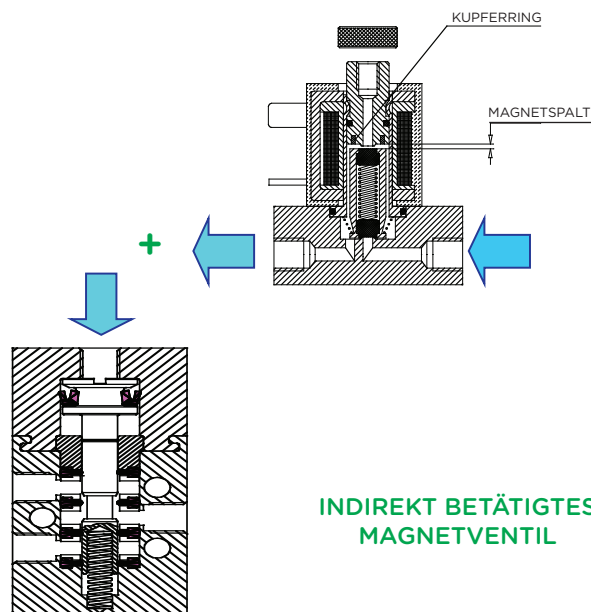
Bei Erregung der Spule wird der bewegliche Anker nach oben gezogen; dabei wird der Entlüftungsanschluss durch die obere Dichtung geschlossen. Dadurch wird unten der Weg für die Druckluft frei, die nun zum Auslassanschluss strömen kann. Direkt betätigte Magnetventile sind besonders gut für kleine Volumenströme geeignet. Die Gründe hierfür werden im Folgenden erklärt. Betrachten wir zunächst die in einem derartigen System einander entgegenwirkenden Kräfte.



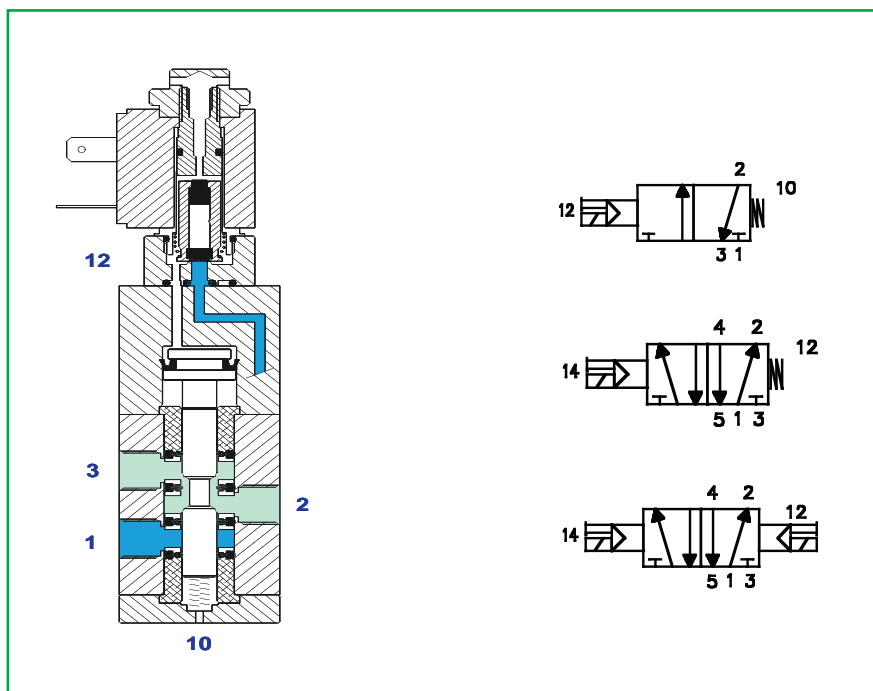
In der Ruheposition wirken die folgenden Kräfte:

- nach unten: Federkraft und Gewicht des beweglichen Ankers;
- nach oben: Druckkraft auf der Fläche des jeweiligen Querschnitts.

Dabei müssen die nach unten wirkenden Kräfte von der erzeugten Magnetkraft überwunden werden. Damit der Ventilsitz geschlossen bleibt, muss diese Kraft F_m geeignet sein, den Anker nach unten gedrückt zu halten, um der nach oben wirkenden Kraft F_p entgegenzuwirken. Die Größe der Spule wird unter Berücksichtigung dieser Kräfte ausgelegt.



Um große Durchflussmengen darstellen zu können, werden entsprechend große Kräfte benötigt, denn bei einem großen Durchflussquerschnitt muss eine beträchtliche Kraft F_p nach oben wirken, der eine ebenso hohe Kraft F_m entgegenwirken muss. Eine so ausgelegte Spule müsste auch eine hohe Leistung bieten. Aufgrund dieser Beschränkung ist diese Magnetventilart nur für niedrige Durchflussmengen geeignet. Für höhere Durchflussmengen muss ein System eingesetzt werden, mit dem der Luftstrom verstärkt wird, und zwar ein direkt betätigtes Magnetventil als Vorsteuer- bzw. Pilotventil, sowie ein pneumatisch betätigtes Ventil als Verstärker. Die Kombination dieser beiden Elemente in einer einzigen Vorrichtung ist nichts anderes als ein indirekt betätigtes Magnetventil.



Die Ventile können monostabil und bistabil mit 3 oder 5 Wegen und 2 oder 3 Stellungen sein.

Für automatisierte Systeme werden immer häufiger leistungsstarke Ventile mit kompakten Abmessungen benötigt, die mit elektronischen Steuersystemen verbunden werden können. Daher sind geringe Stromverbrauchswerte ein Muss.

Wie alle elektrischen Bauteile, unterliegen auch Magnetventile verschiedenen Vorschriften über die Schutzart.

Die Schutzart richtet sich nach der Art des elektrischen Anschlusses der Spule. Einschlägige internationale Vorschriften sind in der Publikation IEC 144 enthalten.

Es bestehen jedoch auch einzelstaatliche Normen, z. B. die italienischen CEI-Normen und die deutschen DIN-Normen.

Die internationale Abkürzung für die Schutzart besteht aus den Buchstaben IP und einer zweistelligen Zahl.

Die erste Kennziffer des IP-Codes bestimmt den Schutz gegen feste Fremdkörper; die zweite Kennziffer bestimmt den Schutz gegen das Eindringen von Wasser.

Magnetventile verfügen in der Regel über die Schutzarten IP40 und IP65.



ZIFFER 1	Bedeutung	Nachweis	ZIFFER 2	Bedeutung
0	Kein Schutz		0	Kein Schutz
1	Schutz gegen Festkörper mit Durchmesser ab Ø 50 mm		1	Schutz gegen senkrecht fallendes Tropfwasser
2	Schutz gegen Festkörper mit Durchmesser ab Ø 12 mm		2	Schutz gegen Tropfwasser, wenn das Gehäuse bis zu 15° geneigt ist
3	Schutz gegen Festkörper mit Durchmesser ab Ø 2,5 mm		3	Schutz gegen fallendes Sprühwasser bis 60° gegen die Senkrechte
4	Schutz gegen Festkörper mit Durchmesser ab Ø 1 mm		4	Schutz gegen allseitiges Spritzwasser
5	Schutz gegen Staub in schädigender Menge		5	Schutz gegen Strahlwasser (Düse) aus beliebigem Winkel
6	Staubdicht		6	Schutz gegen starkes Strahlwasser
			7	Schutz gegen zeitweiliges Untertauchen

Die Schutzart von Pneumax-Produkten ist der Produktdokumentation angegeben; in der Regel ist dies IP65.

IP40 bezeichnet einen Schutz gegen Festkörper mit Nenndurchmesser ab 1 mm und keinen Schutz gegen Wasser. IP65 bedeutet vollkommene Staubdichtigkeit und Schutz gegen Strahlwasser aus beliebigem Winkel.

Daneben enthalten die Normen CEI 15-25 Vorgaben über die Isolierstoffklasse im Verhältnis zur maximalen Betriebstemperatur.

Sämtliche Magnetventile sind auf dem Etikett mit diesen Angaben gekennzeichnet. Angegeben ist jeweils auch die Einschaltdauer: So bedeutet ED 100 %, dass das Magnetventil auch für den Dauereinsatz geeignet ist.

Häufig wird in das Anschlussteil eine sog. Schutzbeschaltung eingebaut. Diese hat die Aufgabe, ausgeprägte Spannungsspitzen beim Abschalten des Magnetventils auszugleichen (Gleichstromdiode oder Wechselstromvaristor). Sie schützt nicht die Zylinderspulen der Magnetventile, sondern deren Steuerelektronik (Magnetsensoren, Relais usw.), indem sie die Kontakte schützt, die durch Spannungsspitzen beschädigt werden könnten. Der Schaltzustand kann über die LED-Anzeige abgelesen werden.

Isolierung in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur - CEI-Normen 15-26	
Isolierstoffklasse	Temperatur
Y	90 °C
A	105 °C
E	120 °C
B	130 °C
F	155 °C
H	180 °C
200	200 °C
220	220 °C
250	250 °C



Die zulässige Höchsttemperatur, bei der eine Spule betrieben werden kann, richtet sich nach:

- der Eigenerwärmung der Temperatur
- des sie durchströmenden Mediums
- der Umgebungstemperatur

Diese Angaben beziehen sich auf Spulen, die im Dauereinsatz genutzt werden.

14.5 DURCHFLUSSMENGEN

Der Nenndurchfluss eines Ventils wird anhand eines Durchflusskoeffizienten bestimmt, der als Kv-Wert bezeichnet wird. Er gibt an, wie viele Liter Wasser bei einer Temperatur von 18°C in einer Minute bei einem Druckverlust von 1 bar durch das Ventil fließen. Die Durchflussrate in Litern je Minute hängt mit dem Kv-Wert wie folgt zusammen:

$$Q = \sqrt{\frac{\Delta P}{\theta}}$$

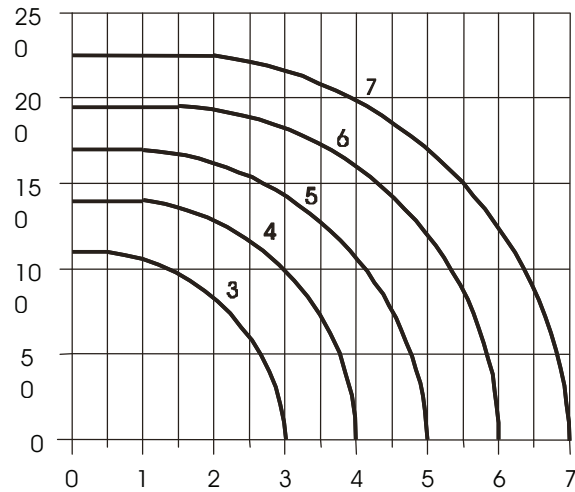
Für diese experimentelle Formel gilt:

- **Q** ist die Durchflussrate des Mediums in l/min
- **ΔP** ist der Druckverlust beim Durchströmen des Ventils
- **θ** ist die Dichte des Mediums in kg/dm³

Für den Anwender relevant ist der Nenndurchfluss in Normlitern je Minute, wenn der relative Eingangsdruck des Ventils 6 bar und der Ausgangsdruck 5 bar beträgt. Diese Angabe findet sich in der technischen Dokumentation der Ventile. Darüber hinaus gibt es auch Diagramme, die zusätzlich Angaben zu anderen Betriebsdrücken als 6 bar enthalten.

Auf den Durchfluss-Kennlinien auf der nächsten Seite sind die Eingangsdrücke dargestellt. Unter Berücksichtigung der Druckdifferenz ΔP zwischen Eingang und Ausgang fährt man die Abszisse hoch bis zur Kennlinie des ausgewählten Eingangsdrucks. Horizontal auf der Ordinate kann man dann den Volumenstrom unter diesen Bedingungen ablesen. Beispiel: Bei einem Eingangsdruck 6 bar und einem Ausgangsdruck von 5 bar ($\Delta P = 1$), beträgt der Volumenstrom ca. 125 l/min.

Sind der Volumenstrom und der Eingangsdruck bekannt, lässt sich ohne weiteres der Druckverlust zwischen Eingang und Ausgang ablesen.



Ventile der Serie 105
M5 - 3/2 UND 5/2

Größenbestimmung von Ventilen

Nachdem der Zylinder ausgewählt und die gewünschte Zykluszeit bestimmt wurde, muss als nächstes ein geeignetes Ventil mit dem richtigen Durchfluss gefunden werden, um sicherzustellen, dass der angesteuerte Zylinder erwartungsgemäß arbeitet. Soll beispielsweise der Ein- und Ausfahrhub bei einem Zylinder mit Ø 80 und 200 mm Hublänge in 1 Sekunde erfolgen, kann das richtige Ventil wie folgt bestimmt werden:

- man berechnet das Gesamtvolumen der Zylinderkammern in dm^3 ;
- man multipliziert diesen Wert mit der Anzahl Zyklen je Minute;
- man multipliziert diesen Wert mit dem Absolutdruck.

Das Volumen der beiden Kammern beträgt $1,63 \text{ dm}^3$
Der gesamte Luftbedarf errechnet sich wie folgt:

$$1,63 \times 60 \text{ (Frequenz)} \times 7 \text{ (Absolutdruck)} = 628 \text{ NI/min}$$

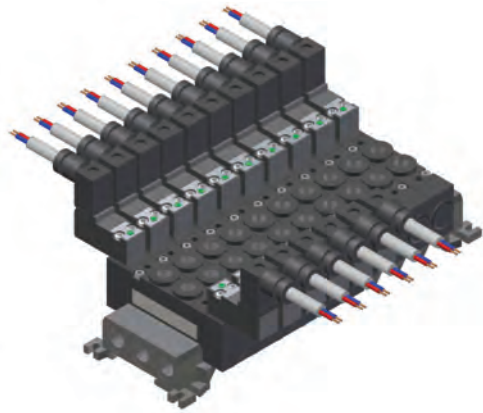
Das Ergebnis dieser Gleichung wird nun mit dem Sicherheitsfaktor $K = 1,2$ multipliziert, um den benötigten Volumenstrom bei einem Speisedruck von 6 bar und einem Druckverlust $\Delta P = 1$ zu erhalten.

Der Volumenstrom beträgt ca. 820 NI/min. Es sollte folglich ein Ventil ausgewählt werden, das mindestens diesen Volumenstrom bietet.

14.6 NEUE VERKABELUNGEN VON VENTILINSELN

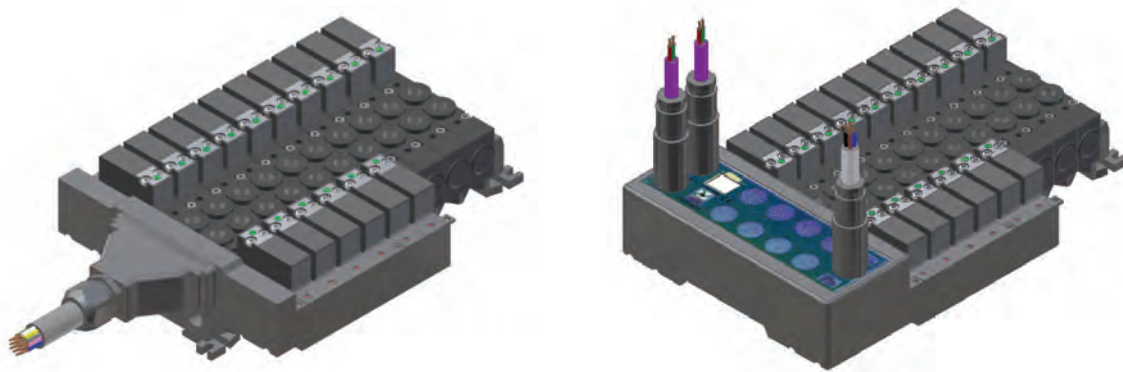
Durch den Fortschritt in allen Bereichen der Automatisierungstechnik sind auch die Komplexität der elektrischen Verbindungen und damit der Zeitbedarf für die Montage und Verkabelung gestiegen. Um die Arbeitskosten gering zu halten, kommen immer häufiger komplette Ventilinseln zum Einsatz.

Dies bedeutet, dass Magnetventile modular zu Ventilblöcken - teilweise mit integrierten elektrischen Anschlüssen - zusammengesetzt werden. Herkömmliche Systeme beruhen auf der Parallelverdrahtung jedes Magnetventils eines Ventilblocks über zwei Drähte.



Der Vorteil moderner Ventilinseln besteht in der rascheren Montage, da nur noch die pneumatischen Anschlüsse verbunden werden müssen. Häufig verfügen Ventilinseln nämlich bereits über ein vorkonfektioniertes Kabel, das alle für den Anschluss der einzelnen Magnetventile erforderlichen Drähte enthält, deren Enden in einer Buchse zusammengefasst sind.

Über den **Multipol-Stecker** wird das Kabel in einem einzigen Arbeitsschritt an die Ventilinsel angeschlossen.



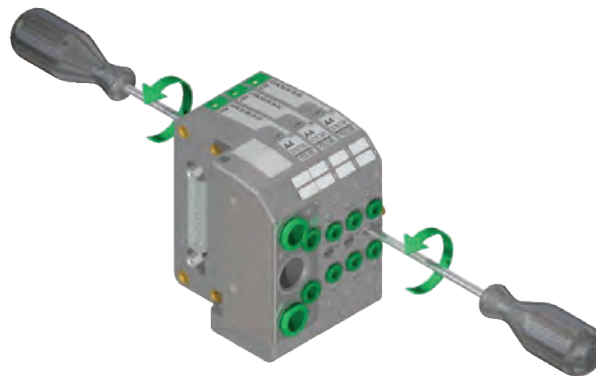
Dies spart Zeit bei der Installation der Anlage.

Der logische Folgeschritt ist eine serielle Verbindung, durch die eine Ventilinsel über ein einziges zweiadriges Kabel sowie das Stromkabel hervorragend angesteuert werden kann. Dieses Thema wird in einem gesonderten Kapitel dieses Handbuchs eingehend behandelt.

In dem Bestreben, flexiblere und verlässlichere Systeme zu entwickeln, entstanden mit der Zeit neue Generationen von Magnetventilen, die bei immer kompakteren Abmessungen zunehmend komplexen Anforderungen genügen. Dabei kommt auch die Optik nicht zu kurz, die mit ansprechenden Ergebnissen aufwarten kann.



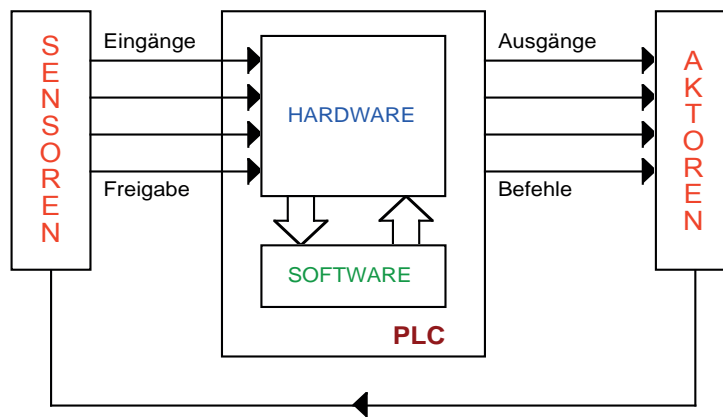
Solche Ventilinseln (siehe Abbildung oben) stellen Lösungen für komplexe Probleme dar. Sie sind extrem einfach in der Anwendung und lassen sich aufgrund einer durchdachten Konzeption problemlos pneumatisch und elektrisch erweitern.



Zusätzliche „Ventilscheiben“ lassen sich mit einem einfachen Schraubendreher an die Ventilinsel anschließen, um diese zu erweitern.



Ventilinseln werden häufig aus hochwertigen Polymer-Werkstoffen gefertigt, die das Gewicht selbst großer Ventilinseln reduzieren.
Ventilinseln können durch sog. SPS (speicherprogrammierbare Steuerungen) gesteuert werden. Solche Steuerungen empfehlen sich besonders bei Systemen mit mehr als 10 Eingängen (Sensorsignalen) und Ausgängen (Schaltensignale für die Magnetventile).



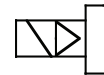
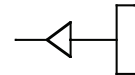
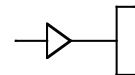
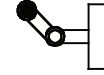
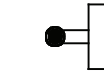
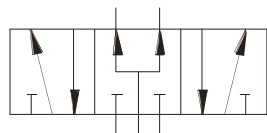
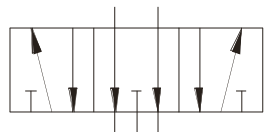
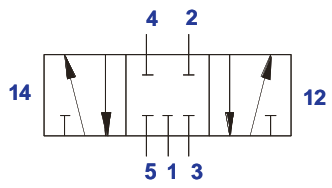
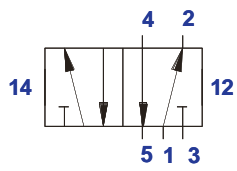
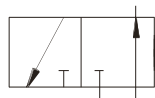
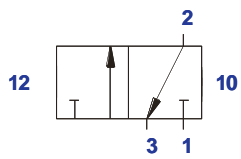
In dem Schaubild ist die Funktionsweise einer SPS vereinfacht dargestellt. Die Wahl der SPS richtet sich nach der maximalen Anzahl von Ein- und Ausgängen, der Speicherkapazität, der Erweiterbarkeit und ggf. der Notwendigkeit der Steuerung serieller Systeme usw.

Pneumatische Systeme werden häufig mit elektronischen Komponenten vernetzt, welche die logische Steuerung übernehmen, so dass die Druckluft nur noch ihre eigentlichen Versorgungsaufgaben erfüllen muss.





SYMBOLS IM ÜBERBLICK







Kapitel 15

HILFSVENTILE

- 15.1 Drossel-/Drosselrückschlagventile
- 15.2 Rückschlagventile
- 15.3 Schnellentlüftungsventile
- 15.4 Wechsel- und Zweidruckventile
- 15.5 Druckschalter

HILFSVENTILE

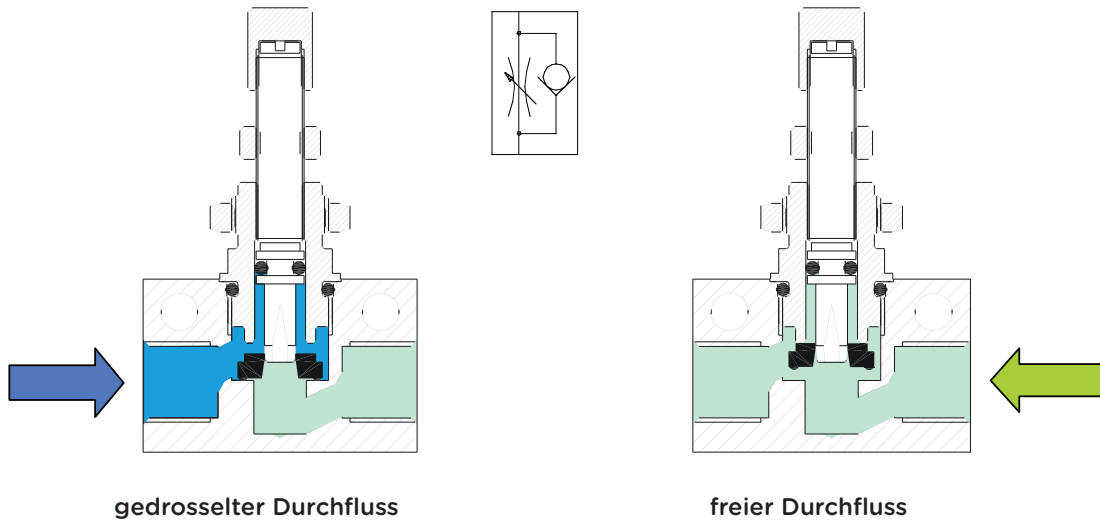
Hilfsventile führen in einem pneumatischen Schaltkreis verschiedene Hilfsfunktionen aus: Sie wählen z. B. Signale aus, regeln den Durchfluss oder wandeln pneumatische in elektrische Signale um.

15.1 DROSSEL-/DROSSELRÜCKSCHLAGVENTILE

Drossel-/Drosselrückschlagventile haben die Aufgabe, die Geschwindigkeit von Zylindern zu regulieren. Sie bestehen im Wesentlichen aus einer variablen Drossel. Durch das Drehen an einer Einstellschraube wird der Leitungsquerschnitt stufenlos verändert.

Man unterscheidet:

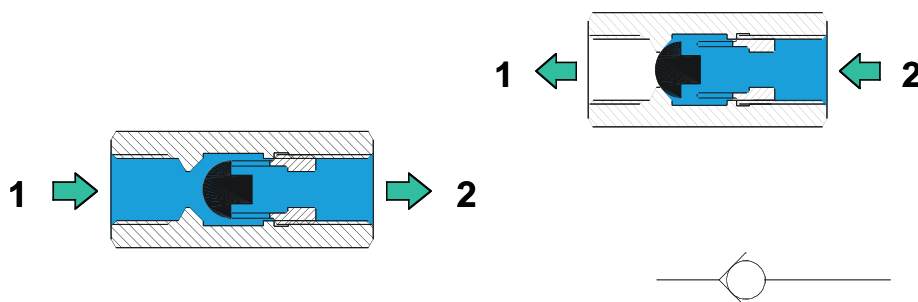
- Drosselrückschlagventile
- Drosselventile



Das Symbol zeigt bereits anschaulich die Funktionsweise eines Drosselrückschlagventils. Es beinhaltet eine stufenlos variable Verengung, die parallel zu einem Rückschlagventil geschaltet ist. In eine Richtung wird der Durchfluss gedrosselt; in die Gegenrichtung öffnet der Luftstrom das Rückschlagventil und fließt frei durch. Drosselrückschlagventile werden in die Verbindungsleitungen zwischen Ventil und Zylinder eingebaut. Bei 5-Wegeventilen, die zur Ansteuerung doppelwirkender Zylinder eingesetzt werden, können an die Entlüftungsanschlüsse 3 und 5 variable Drosseln angebracht werden, die die Funktion eines Drosselrückschlagventils erfüllen. Wird das Rückschlagventil in der oben links dargestellten Position deaktiviert, wird der Luftstrom in beide Richtungen gedrosselt

15.2 RÜCKSCHLAGVENTILE

Die Funktion eines Rückschlagventils besteht darin, die Luft in einer Richtung frei durchfließen zu lassen und den Durchfluss in umgekehrter Richtung zu sperren.

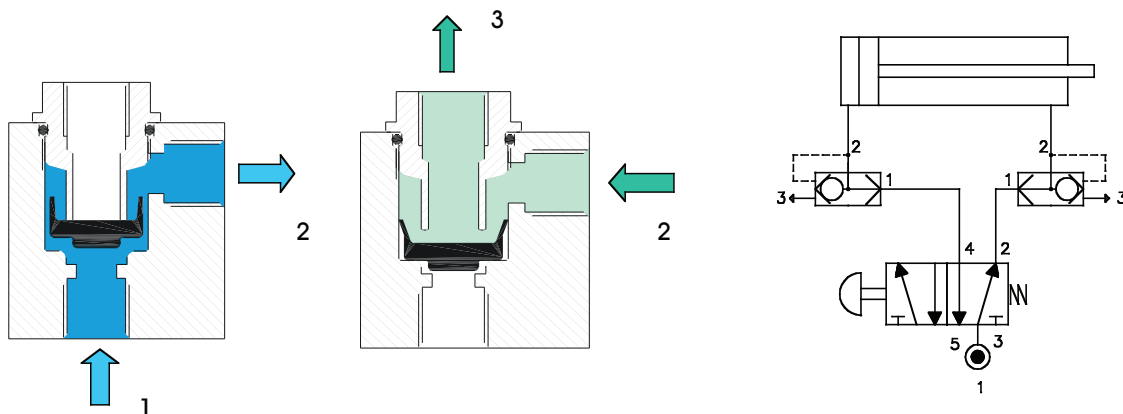




15.3 SCHNELLENTLÜFTUNGSVENTILE

Schnellentlüftungsventile dienen der Erhöhung der Geschwindigkeit von Zylindern. Dabei strömt die Luft aus der Zylinderkammer direkt ins Freie und vermeidet den Weg über die Leitungen und das Wegeventil.

Ein Schnellentlüftungsventil wird am Zylinderanschluss montiert.



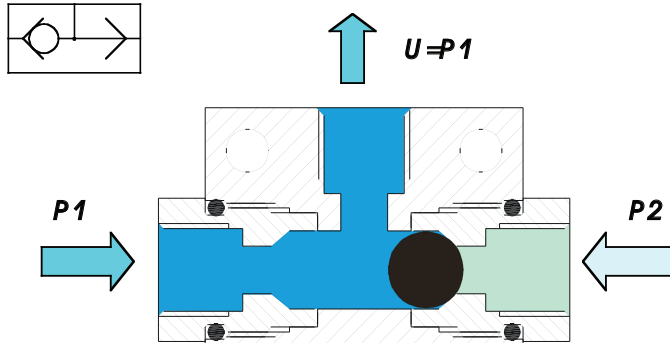
Die linke Abbildung zeigt die Belüftungsphase, die rechte Abbildung die Entlüftungsphase. Ganz rechts ist das Schaltschema für den Anschluss Ventil/Zylinder dargestellt.

15.4 WECHSEL- UND ZWEIDRUCKVENTILE

Wechsel- und Zweidruckventile sind Elemente, die bei Vorhandensein zweier Signale an den jeweiligen Eingängen – mit gleichen oder unterschiedlichen Druckwerten – das zuerst ankommende Signal bzw. den höheren Druck zum Ausgang durchleiten, wenn es sich um ein Wechselventil handelt, oder die das zweite Signal bzw. den niedrigeren Druck zum Ausgang durchleiten, wenn es sich um ein Zweidruckventil handelt.

Wechselventil

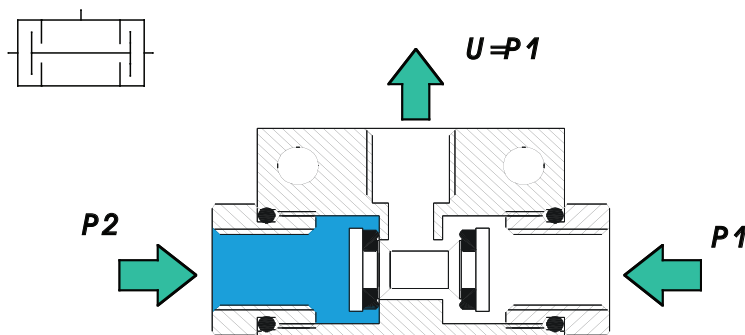
Ein Wechselventil verfügt über zwei Eingänge und einen Ausgang, wie die Abbildung auf der folgenden Seite zeigt. Der Eingang, an dem der höhere Druck anliegt, verschiebt den Schaltkörper so, dass dieses – und nicht das niedrigere Signal – zum Ausgang gelangt. Weisen beide Eingangssignale den gleichen Druck auf, gelangt das zuerst ankommende Signal zum Ausgang. Wie die Wahrheitstabelle neben der Abbildung zeigt, kann ein Wechselventil auch eine logische ODER-Funktion erfüllen. Am Ausgang U wird unabhängig davon, ob das Signal an P1 oder P2 anliegt, ein Signal erzeugt. Der einzige Fall, in dem kein Ausgangssignal erzeugt wird, ist das Fehlen von Signalen an beiden Eingängen.



$P1$	$P2$	U
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1

Zweidruckventil

Zweidruckventile verfügen ebenfalls über zwei Eingänge und einen Ausgang:



$P1$	$P2$	U
0	0	0
0	1	0
1	0	0

Liegen an beiden Eingängen Signale an, gelangt das Signal mit dem geringeren Druck zum Ausgang. Weisen hingegen beide Eingangssignale den gleichen Druck auf, gelangt das zuletzt ankommende Signal zum Ausgang. Ist $P2$ also größer als $P1$, oder kommt $P2$ zuerst an, wird der Schaltkörper so verschoben, dass der entsprechende Eingang gesperrt wird und das Signal mit dem niedrigeren Druck bzw. das zuletzt ankommende Signal zum Ausgang durchgeleitet wird. Ein Zweidruckventil kann eine logische AND-Funktion erfüllen, wie die Wahrheitstabelle neben der obigen Abbildung zeigt.

Ein Ausgangssignal entsteht nur, wenn an beiden Eingängen ein Drucksignal anliegt.



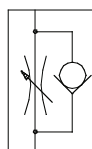
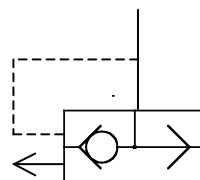
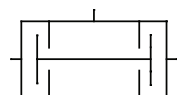
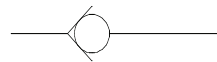
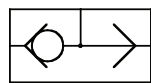
15.5 DRUCKSCHALTER

Druckschalter sind Signalwandler, d. h. sie wandeln ein pneumatisches in ein elektrisches Signal um. Sie liefern Informationen darüber, ob ein Druck anliegt oder nicht, bzw. ob der Druck einen bestimmten Wert unterschreitet.

Druckschalter können einen festen oder gleitenden Schalterpunkt haben.

Erstere haben einen genau definierten, unveränderlichen Schalterpunkt, während Druckschalter mit gleitendem Schalterpunkt innerhalb eines zulässigen Bereichs variabel einstellbar sind. Die elektrischen Kontakte können Öffner, Schließer oder Wechsler sein.

SYMBOLE IM ÜBERBLICK







Kapitel 16

SERIELLE SYSTEME

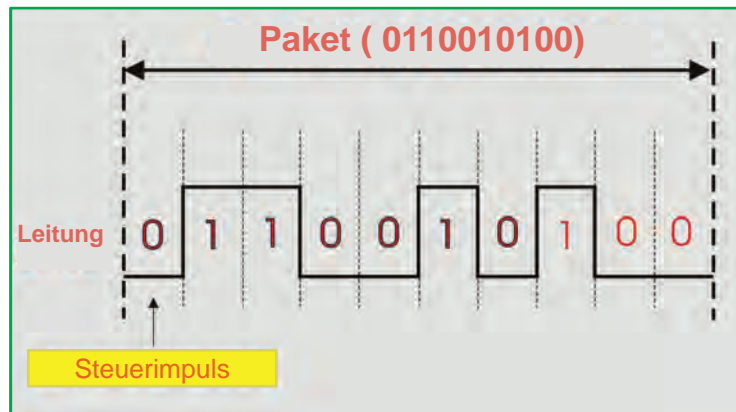
SERIELLE SYSTEME: ALLGEMEINE HINWEISE

Mit der Erfindung des Prozessors und den Fortschritten auf dem Gebiet der für die Pneumatik relevanten Elektronik und Informatik wurden Systeme entwickelt, die drastische Einsparungen bei den Montage- und Verkabelungskosten ermöglichen. Wie bereits erläutert, wurden Parallelverdrahtungen zunächst von multipolaren Anschlusssystemen und dann von seriellen Vernetzungen abgelöst, bei denen die Signalübertragung über meist zweiadrige Kabel erfolgt.

Feldbus

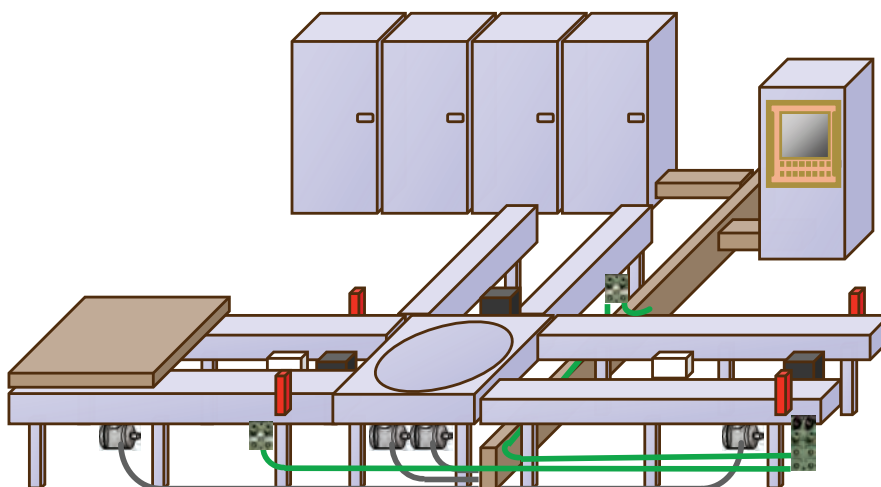
Ein Bus ist in der Informatik ein öffentliches Datentransportmittel, während das Feld der Bereich ist, in dem die Kommunikation stattfindet, sei es eine komplexe Industrieanlage oder eine einzelne Maschine. „Feldbus“ ist die von der IEC (International Electrotechnical Commission) normierte Bezeichnung für eine serielle Kommunikation zwischen verschiedenen, als „Knoten“ bezeichneten Geräten.

Mit einem Feldbus werden Daten nicht mehr über Parallelverdrahtungen, sondern seriell, d. h. bitweise nacheinander mit hoher Geschwindigkeit, übertragen.

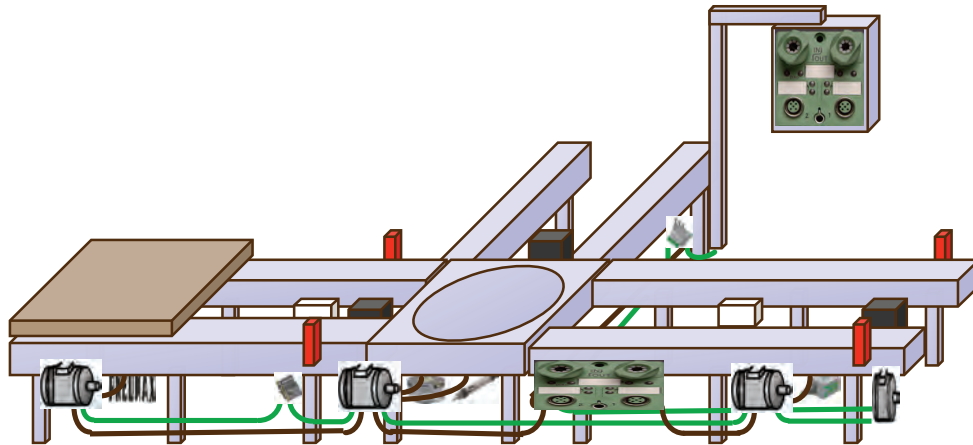


Der Hauptvorteil der seriellen Datenübertragung besteht in der geringeren Anzahl von Kabeln, die in der Regel aus zwei bis vier Leitern plus Abschirmung bestehen. Die Vorteile lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- einfache, zeitsparende Verkabelung
- weniger Eingänge/Ausgänge am Steuergerät
- kleinere Schaltschrankabmessungen
- rasche Fehlerfindung durch fortschrittliche Diagnosefunktionen
- leichtere Kabelträger
- problemlos erweiterbar
- Komponenten verschiedener Hersteller sind leichter kombinierbar
- geringere Gesamtkosten



Konventionelle Anlage



Anlage mit serieller Datenübertragung

Wie die Abbildung zeigt, ist die Anlage deutlich leichter, da sämtliche Vorrichtungen für die Parallelverdrahtung entfallen.

Kommunikationsprotokolle

Die Funktionsweise eines digitalen Datenübertragungssystems lässt sich durch die Schichten des sog. Kommunikationsprotokolls beschreiben. Im Kommunikationsprotokoll werden sozusagen die Regeln und Verhaltensweisen definiert, die Sender und Empfänger beachten müssen, um untereinander Informationen austauschen zu können.

7	Anwendung	Übertragung von Daten zwischen den Anwendungen
6	Darstellung	Formatierung der Benutzerdaten
5	Sitzung	Festlegung von Schnittstellen für die Nutzung des Transportsystems
4	Transport	Bereitstellung von Kanälen für den Datentransport
3	Netzwerk	Festlegung der Datentransportwege im Netzwerk
2	Sicherung	Festlegung des Datenformats und der Zugangsart für die Übertragung
1	Physikal. Schicht	Festlegung der Eigenschaften der Übertragungsmedien und der Signalebenen

Der Austausch von Daten ist ein aus mehreren Zwischenphasen bestehender Vorgang, wobei jede Zwischenphase durch ein eigenes Protokoll geregelt ist. Für jede Zwischenphase gibt es eine eigene Schicht im Kommunikationsprozess, sowie Regeln für ihr Verhalten. Diese Regeln bilden das Protokoll der jeweiligen Schicht.

Findet die Kommunikation zwischen Geräten wie Rechnern, Feldgeräten o. ä. statt, so müssen sämtliche Regeln, d. h. alle erforderlichen Protokolle, strikt eingehalten werden.

Dies ist nur möglich, wenn diese Protokolle klar und präzise definiert und sorgfältig dokumentiert sind.



Ende der 70er Jahre erkannte die Internationale Organisation für Normung (ISO) eine standardisierte Methode zur Festlegung von Kommunikationsprotokollen an. Darüber hinaus erstellte die ISO das Open System Interconnection (OSI)-Modell als Referenzmodell für die Entwicklung von Protokollen zur Vernetzung offener Systeme. Diese Bemühungen mündeten schließlich in der Erstellung des OSI-Basisreferenzmodells (ISO 7498).

Proprietäre Standardprotokolle

Ausgehend vom OSI-Referenzmodell entstanden zahlreiche unterschiedliche Feldbusse. Einige davon konnten sich auf dem Markt durchsetzen und wurden zu Standards. In einer Anlage, die auf einem Standardprotokoll beruht, können die einzelnen Knoten reibungslos miteinander kommunizieren, selbst wenn sie von unterschiedlichen Herstellern stammen. Selbstverständlich steht es jedem Hersteller frei, eigene Protokolle zu erstellen, die seinen spezifischen Anforderungen entsprechen. Allerdings können dann Komponenten anderer Hersteller in einem Feldbussystem nicht verwendet werden.

In der pneumatischen Automatisierung sind die Ventilinseln in die Knoten integriert; verwenden diese die gängigen Standardprotokolle, können sie auch mit anderen Komponenten vernetzt werden, sofern diese ebenfalls die gleichen Protokolle verwenden. Die wichtigsten Standardprotokolle sind:

- **Interbus[®]**
- **Profibus[®]**
- **CANopen[®]**
- **DeviceNet[®]**
- **AS Interface[®]**

Diese Standardprotokolle unterscheiden sich in einigen technischen Merkmalen voneinander, wie z. B.:

- Netzwerktyp
- Kommunikationsart
- Übertragungsgeschwindigkeit
- Anzahl Teilnehmer, einschließlich Master
- Netzwerklänge
- Übertragungsmedium

Bevor die wichtigsten Eigenschaften von Feldbussystemen näher erläutert werden, soll zunächst die Bedeutung einiger einschlägiger Begriffe geklärt werden.

Knoten: Komponenten, die das Netzwerk bilden

Master: Gerät, das den Feldbus steuert (SPS, PC, Steuerplatinen)

Slave: Gerät, das über Ausgänge verfügt und die Befehle des Masters empfängt, um sie an die Stellglieder zu übertragen (Ventile, Motoren, Lampen usw.). Eine Slave-Station, die Eingänge besitzt, übermittelt die eingehenden Signale der Sensoren (Schalter, Endschalter usw.) direkt an den Master.

Repeater: Verstärker zur Verbesserung der elektrischen Signale, damit diese größere Entfernungen zurücklegen können.



Gateway: Stellt die Kommunikationsfähigkeit zwischen verschiedenen Protokollen her.

Baudrate: Geschwindigkeit in Bit je Sekunde, mit der Daten in einem Kommunikationssystem übertragen werden.

Schnittstelle: Standard, der zur Übertragung der elektrischen Signale angewendet wird.

Serienabfrage (Serial Poll): Zyklische Abfrage der Netzwerkknoten durch den Master.

Zykluszeit: Gesamte Zeit, die der Master zur Aktualisierung aller Knoten benötigt.

Adresse: Nummer, anhand derer ein Knoten in einem Kommunikationsnetzwerk identifiziert werden kann.

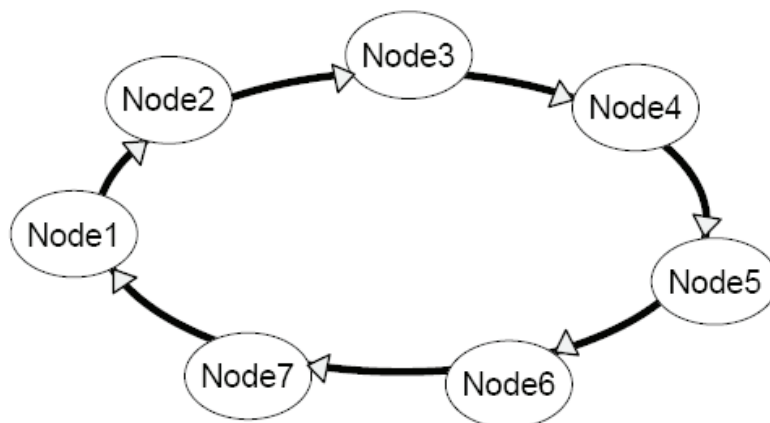
Netzwerktopologie

Physikalische Struktur der Feldbusverbindungen zwischen verschiedenen Knoten. Die häufigsten Topologien sind:

- Ring
- Stern
- Linie

Ring-Topologie

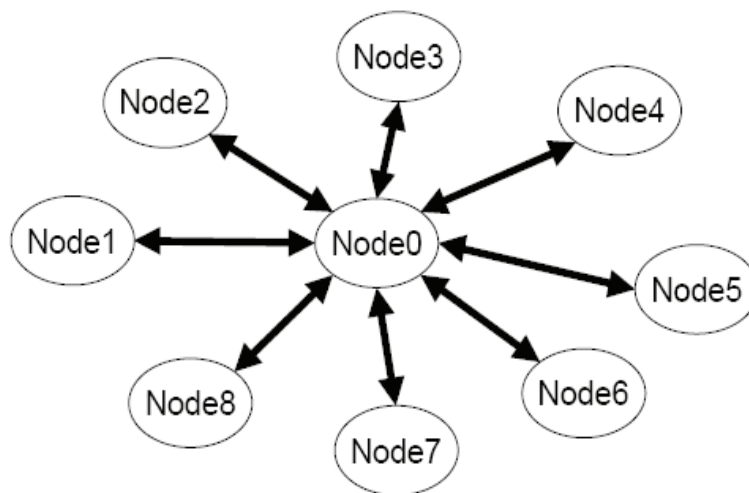
Bei der Ring-Topologie sind alle Knoten in Reihe miteinander verbunden. Der Slave, der eine Information empfängt, bereitet diese auf, behält die für ihn relevanten Teile und sendet die übrigen Teile weiter. Der Vorteil dieses Systems ist, dass jeder Knoten als Repeater wirkt und die elektrischen Signale so verstärkt, dass diese bis zu 400 m zwischen zwei Knoten bzw. insgesamt 13 km überbrücken können. Das Interbus®-Protokoll beruht auf einer Ring-Topologie. Ein nicht zu vernachlässigender Nachteil ist, dass der Ausfall eines einzigen Teilnehmers bzw. die Beschädigung eines Ringabschnitts die Unterbrechung des gesamten Netzwerks zur Folge hat.



Dies stellt für manche Anwendungen kein Problem dar, doch in den meisten Fällen kommt eine geschlossene Ringstruktur aufgrund dieses Nachteils nicht in Frage. Die Einfügung eines neuen Knotens zwischen zwei bestehende Knoten verlängert die Adresse um eine Einheit, so dass die Programme neu konfiguriert werden müssen.

Stern-Topologie

Bei Netzwerken in Stern-Topologie sind an einen zentralen Punkt alle einzelnen Knoten des Systems angeschlossen. Eine Stern-Topologie lässt sich leicht um neue Knoten erweitern, und bei Ausfall eines Teilnehmers können alle anderen Knoten weiter arbeiten. Die Datenübertragung erfolgt bidirektional. Allerdings erfordert ein Sternnetz einen hohen Kabelaufwand. Die Stern-Topologie wird zwar nicht von den gängigsten Feldbus-Systemen verwendet, jedoch von anderen anspruchsvollen Netzen wie Ethernet.

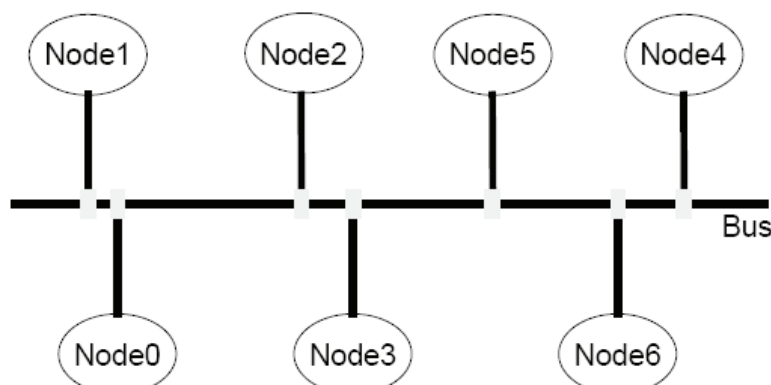


Linien-Topologie

Die meisten Feldbus-Systeme beruhen auf einer Linien-Topologie. Die einzelnen Knoten sind hier alle direkt mit dem Übertragungsmedium verbunden. Dadurch hat die Inaktivität eines Teilnehmers keine Konsequenzen für das übrige Netz. Dies ist z. B. für Wartungsarbeiten oder in Fällen, in denen nur ein Teil einer Anlage betrieben werden soll, besonders nützlich.

Ein Liniennetz ist an jeder Stelle problemlos erweiterbar. Profibus®, CANopen® und DeviceNet® sind Protokolle, die auf einer solchen Topologie beruhen.

Die Datenübertragung erfolgt bidirektional.





Datenübertragung

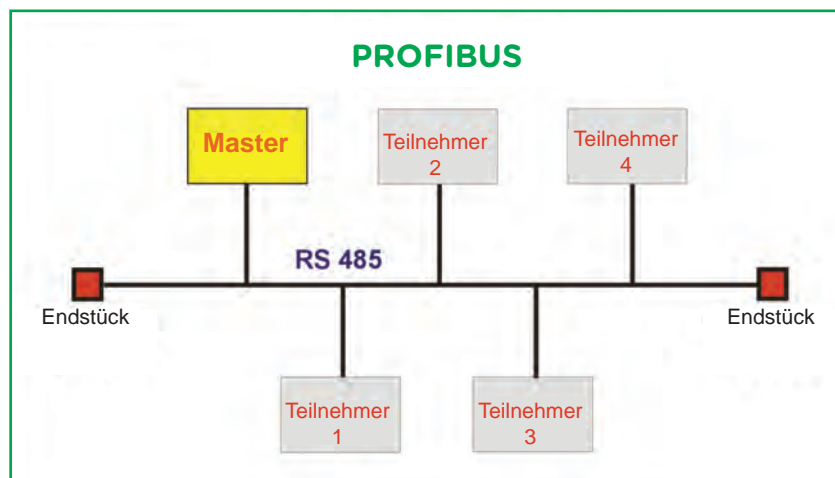
Die Datenübertragung erfolgt über kostengünstige Kupferleitungen, die relativ unempfindlich gegen elektromagnetische Beeinflussung sind und relativ hohe Übertragungsraten erlauben. Um den Verkabelungsaufwand zu verringern, wurden speziell geformte Kupferkabel entwickelt, wie sie z. B. auch für AS Interface verwendet werden.

Für die serielle Übertragung der elektrischen Signale gibt es drei Standards:

- RS-232
- RS-422
- RS-485

Die ersten beiden Standards sind für den Datenaustausch zwischen zwei Geräten geeignet: So wird z. B. eine Mouse über eine RS-232-Schnittstelle an den Rechner angeschlossen. Ein Netzwerk mit mehreren Teilnehmern wie ein Feldbussystem wird in der Regel über eine RS-485-Schnittstelle angeschlossen, die durch hohe Toleranz gegen elektromagnetische Störungen gekennzeichnet ist.

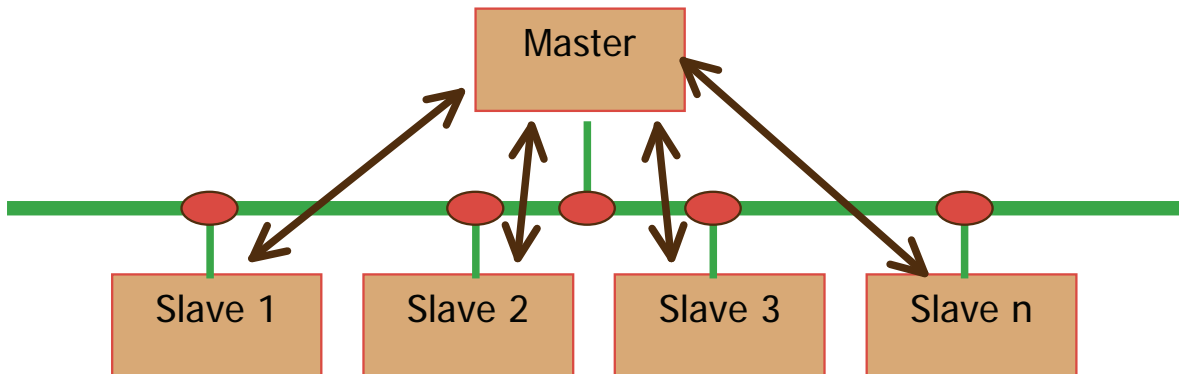
An den Enden eines Netzwerks sind die digitalen Signale mit hohen Frequenzen unterwegs und werden zurückreflektiert, so dass sie die ursprünglichen Signale stören. Der Einbau von Abschlusswiderständen an den Leitungsenden unterdrückt die Signalreflexion. Diese Widerstände können wie folgt angebracht werden.



Buszugriff

Ein Feldbussystem ist auch durch das Zugriffsverfahren gekennzeichnet, d. h. durch die Art und Weise, wie der Master und die Slave-Geräte Daten austauschen und den Datenverkehr regeln.

Das einfachste Zugriffsverfahren ist die sog. Master-Slave-Architektur, bei dem ein einziger Knoten des Netzwerks, der sog. Master (engl. für „Herr“) die Zugriffsverhältnisse beherrscht, während alle übrigen Knoten als Slave (engl. für „Sklave“) wirken.



Der Slave ist empfangsbereit, antwortet aber nur, wenn er vom Master gefragt wird. Jeder Netzwerkteilnehmer besitzt eine eigene Adresse. Möchte der Master Informationen über das gesamte Netzwerk beziehen, so muss er alle Teilnehmer einzeln nacheinander zyklisch abfragen (Polling). Dieses Zugriffsverfahren wird von den Protokollen Profibus®, AS Interface® und CAN verwendet.

Interbus®



Der Interbus® ist ein Feldbussystem, das von der deutschen Firma Phoenix Contact entwickelt wurde und bereits seit vielen Jahren auf dem Markt ist. In Deutschland ist es vor allem in der Automobilindustrie weit verbreitet.

Die Ausgangsdaten werden vom Master über die Verbindungsleitung in nur eine Richtung an alle Teilnehmer übertragen, die diese wiederum an den Master senden. Der Interbus® beruht auf einer gleich bleibenden Zykluszeit und benötigt keine Konfigurationsdatei, da der Master nach jedem Hochfahren oder Zurücksetzen eine Datensequenz aussendet, mit der sich das Netzwerk selbst konfiguriert.

Jeder Knoten im Netzwerk wirkt als Signalverstärker (Repeater), so dass relativ große Distanzen überbrückt werden können. Während des Betriebs dürfen keine Teilnehmer deaktiviert sein.

- Protokoll nach DIN 19258, EN 50254
- Master-Slave-Struktur
- Übertragungsgeschwindigkeit 500 kBit/Sekunde
- Anzahl Slave-Module bis zu 250
- Anzahl Ein-/Ausgänge bis zu 4096
- geschlossene Ringstruktur
- Hinkanal mit RS-485, Rückkanal in derselben Leitung (4-Draht-Anschluss)
- Entfernung zwischen zwei Teilnehmern 400 m
- max. Gesamtlänge 13 km



Profibus®



Der Profibus® ist ein Feldbussystem, das von der deutschen Industrie in Kooperation mit führenden Hochschulen entwickelt wurde. Federführendes Unternehmen in der Entwicklung war Siemens. Das System findet wachsende Verbreitung in der Automatisierungstechnik. Dem internationalen Dachverband der Profibus®-Nutzer gehören mittlerweile 1200 Unternehmen in 25 Ländern an. Siemens bietet einen Mikroprozessor an, der zur Erstellung eines Profibus-Knotens geeignet ist.

Eine Kommunikationsvariante ist das DP-Protokoll, mit dem die SPS mit den Ein-/Ausgangsmodulen kommunizieren kann. Darüber hinaus bestehen weitere Kommunikationsvarianten wie FMS zur Übertragung großer Datenmengen und PA, eine für explosionsgeschützte Bereiche entwickelte, eigensichere Erweiterung des DP-Protokolls.

Der Datenaustausch zwischen Master und Slaves erfolgt durch Polling. Der Master kommuniziert zyklisch mit allen einzelnen Slaves. Der Master benötigt zur Initialisierung des Netzwerks eine Liste aller Teilnehmer sowie eine Beschreibung der Geräte. Deshalb werden Profibus DP®-Module mit einer GSD (Gerätstammdaten)-Datei ausgeliefert, welche die wichtigsten Kommunikationsmerkmale der Geräte enthält. Die Erstellung dieser Dateien wird durch spezielle Programme, die Konfiguratoren genannt werden, unterstützt.

Es ist möglich, ein Gerät auszubauen, ohne die Kommunikation mit den anderen aktiven Teilnehmern zu unterbrechen.

Die max. Entfernung zwischen dem ersten und dem letzten Modul variiert zwischen 100 und 400 m.

Die Übertragungsgeschwindigkeit aller angeschlossenen Geräte wird bei der Konfiguration direkt eingestellt.

- Protokoll nach DIN E 19245, EN 50170
- Master-Slave-Struktur
- Übertragungsgeschwindigkeit von 9,6 kBit/Sekunde bis 12 MBit/Sekunde
- Anzahl Teilnehmer bis zu 32 (126 mit Repeater)
- Linienstruktur
- serielle RS-485-Schnittstelle (2-Draht-Anschluss)
- Gesamtlänge bei max. Geschwindigkeit 100 m
- Abschlusswiderstände sind erforderlich
- Konfigurationsdatei *.GSD





CAN

Das CAN (Controller Area Network)-System wurde von Bosch entwickelt, um die Kabelbäume in Fahrzeugen drastisch zu reduzieren. CAN-Busse bieten eine hohe Übertragungsgeschwindigkeit, da sie auf einfachen Kommunikationsprotokollen und kurzen Informationen beruhen. Ausgehend von der Automobilindustrie fand das CAN-System in allen Industriezweigen weite Verbreitung, insbesondere im niedrigeren Bereich der Sensoren/Aktoren.

Anders als Profibus- und Interbus-Module, die als Komplettlösungen ausgeliefert werden, können hier handelsübliche Mikroprozessoren verwendet und - unter Berücksichtigung der Protokollregeln - spezielle Software-Programme erstellt werden.

Auf der Grundlage des CAN-Systems von Bosch wurden verschiedene Standardprotokolle entwickelt. Die wichtigsten sind:

- CANopen®
- DeviceNet®

CANopen®



CANopen® ist das Feldbussystem mit der raschesten Verbreitung. Es wird von der in Deutschland ansässigen Organisation CIA (CAN in Automation) gepflegt.

In einem CANopen®-Netzwerk muss jedem Gerät eine Adresse zugewiesen werden. Die Adresszuweisung erfolgt während der Installation.

Darüber hinaus muss die Baudrate eingestellt werden, die für alle Knoten identisch ist und die Länge der Leitung berücksichtigen muss.

Jeder Hersteller stellt eine EDS (Electronic Data Sheet)-Datei zur Verfügung, in der die Kommunikationsmerkmale der Geräte und die wichtigsten Parameter der Objekte beschrieben sind.

Auch bei diesem Protokoll kann ein Knoten ausgeschaltet werden, ohne die Kommunikation mit den anderen aktiven Teilnehmern zu unterbrechen.

- Protokoll nach ISO 11898, EN 50325
- Master-Slave-Struktur
- Übertragungsgeschwindigkeit von 10 kBit/Sekunde bis 1 MBit/Sekunde
- Anzahl Teilnehmer bis zu 128
- Linienstruktur
- serielle RS-485-Schnittstelle (2-Draht-Anschluss)
- Gesamtlänge des Busses siehe Tabelle
- Abschlusswiderstände sind erforderlich
- Konfigurationsdatei *.EDS

Leitungslänge:

- bis 40 m	Baudrate	1.000 kBit/s
- 40 bis 300 m	Baudrate	500 kBit/s
- 300 bis 600 m	Baudrate	100 kBit/s
- 600 bis 1.000 m	Baudrate	50 kBit/s





DeviceNet®



DeviceNet® wurde von Allen Bradley, einem Hersteller von SPS-Steuerungen, entwickelt und später an den Dachverband ODVA (Open DeviceNet Vendor Association) übergeben. Die ODVA ist eine unabhängige Organisation, die sich mit der Verwaltung der Spezifikationen und der weltweiten Verbreitung des Protokolls beschäftigt. Auch mit DeviceNet® können Knoten unterbrechungsfrei hinzugefügt und entfernt werden.

- Protokoll nach ISO 11898 Teil A
- Master-Slave-Struktur
- Übertragungsgeschwindigkeiten 125-250-500 kBit/Sekunde
- Anzahl Teilnehmer bis zu 64
- Linienstruktur
- serielle RS-485-Schnittstelle
- Gesamtlänge des Busses siehe Tabelle
- Abschlusswiderstände sind erforderlich
- Konfigurationsdatei *.EDS

Leitungslänge:

- | | |
|-----------------|---------------------|
| - bis 100 m | Baudrate 500 kBit/s |
| - 100 bis 250 m | Baudrate 250 kBit/s |
| - 250 bis 500 m | Baudrate 125 kBit/s |

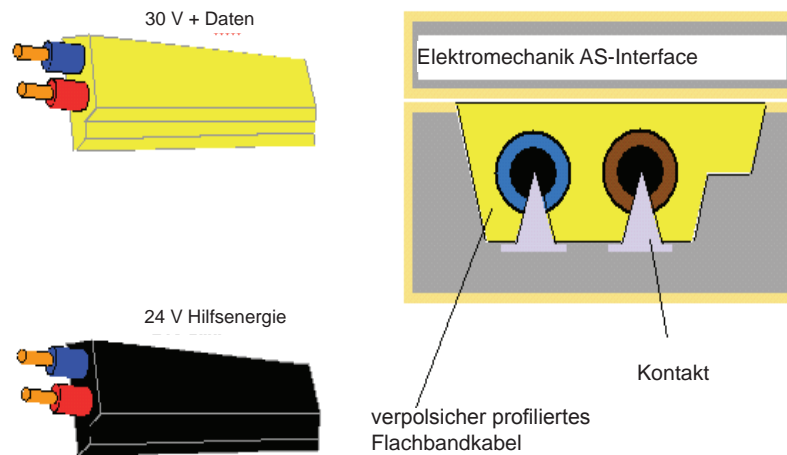


AS-Interface (AS-I)®



Das AS-I (Actuator Sensor Interface)-System wurde 1994 ausschließlich zum Anschluss industrieller Geräte wie Sensoren und Aktoren entwickelt. Das einfache Protokoll ermöglicht die Integration der Steuersignale sowie der Stromversorgung in einem einzigen ungeschirmten Kabel. Dabei handelt es sich um ein gelbes Flachbandkabel, das zum Kennzeichen dieses Protokoll geworden ist.

Der Anschluss dieses Kabels erfolgt über die sog. Durchdringungstechnik, bei der die Isolation durchstoßen wird. Die Stecker-Pins greifen das Signal ab, ohne hierfür das Kabel abisolieren zu müssen. Aufgrund seiner besonderen geometrischen Form ist das Kabel verpolsicher. Bei einer Kabellänge von mehr als 100 m muss ein Repeater installiert werden, der eine Verlängerung auf 300 m ermöglicht. Die Strombelastung des gelben Flachbandkabels darf max. 2 A betragen. Liegt der Stromverbrauch der Magnetventile über diesem Wert, ist ein zweites, schwarzes Kabel erforderlich, das 24 V Gleichstrom transportiert. Für dieses Kabel wird die gleiche Verkabelungstechnik verwendet.



AS-I verwendet als Zugriffsverfahren auf den Bus Master-Slave. Die Anbindung erfolgt über einen SPS- oder PC-Master bzw. über ein Gateway. Ein Gateway wirkt als Übersetzer zwischen einem höheren Protokoll und dem AS-I-Bus. Es sind Gateways für alle gängigen Protokolle verfügbar. AS-I-Netzwerke benötigen spezielle Netzteile, die die richtige Spannung für die Datenübertragung liefert. Spezielle, im Handel erhältliche Adressiergeräte weisen die Adressen zu. Jeder Slave kann bis zu 4 Eingänge und bis zu 4 Ausgänge verwalten. Insgesamt können max. 31 Slaves angeschlossen werden.

- Protokoll nach EN 50295
- Master-Slave-Struktur
- Übertragungsgeschwindigkeiten 167 kBit/Sekunde
- Anzahl Slaves bis zu 31
- Linienstruktur
- Gesamtlänge max. 100 m



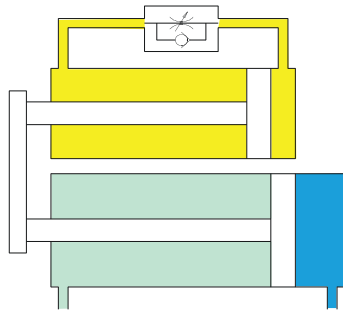
Kapitel 17

HYDRAULISCHE STEUERUNGSSYSTEME

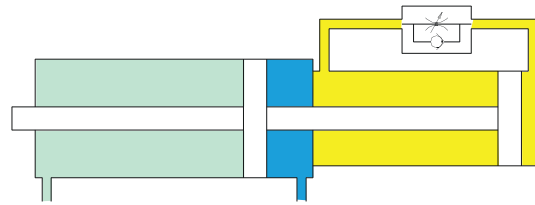
HYDRAULISCHE STEUERUNGSSYSTEME

Viele Anwendungen stellen Anforderungen, die pneumatische Systeme nicht erfüllen können, so z. B. dass sich ein Zylinderkolben bei geringer Geschwindigkeit gleichmäßig bewegt. Die Problematik weiter oben bereits erörtert, wobei festgestellt wurde, dass die gleichmäßige Bewegung nur mit besonderen Kniffen erfüllbar ist. Bei Geschwindigkeiten von ca. 20 mm/s vollziehen Pneumatikzylinder ausreichend konstante Bewegungen; bei geringeren Geschwindigkeiten stellen sich jedoch typische Sprungeffekte ein.

Die Geschwindigkeit von Pneumatikzylindern lässt sich nur schwer steuern, da die Zylinder ein komprimierbares, von äußeren Faktoren beeinflussbares Medium enthalten. Daher setzt man gerne gemischte Luft-/Ölssysteme ein. Es stehen zahlreiche Lösungsoptionen zur Verfügung; die am weitesten verbreitete ist aufgrund ihrer Bedienerfreundlichkeit der sog. Ölbremiszylinder, der auf einem geschlossenen Kreislauf beruht. Es handelt sich dabei auch um eine recht kostengünstige Lösung, die nicht zwangsläufig eine komplett hydraulische – und damit deutlich teurere – Anlage erfordert.



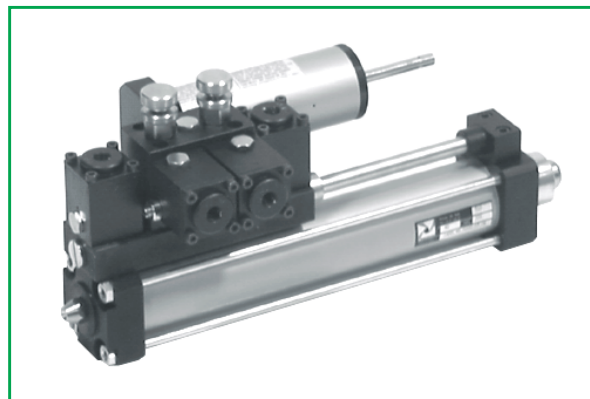
Montage parallel



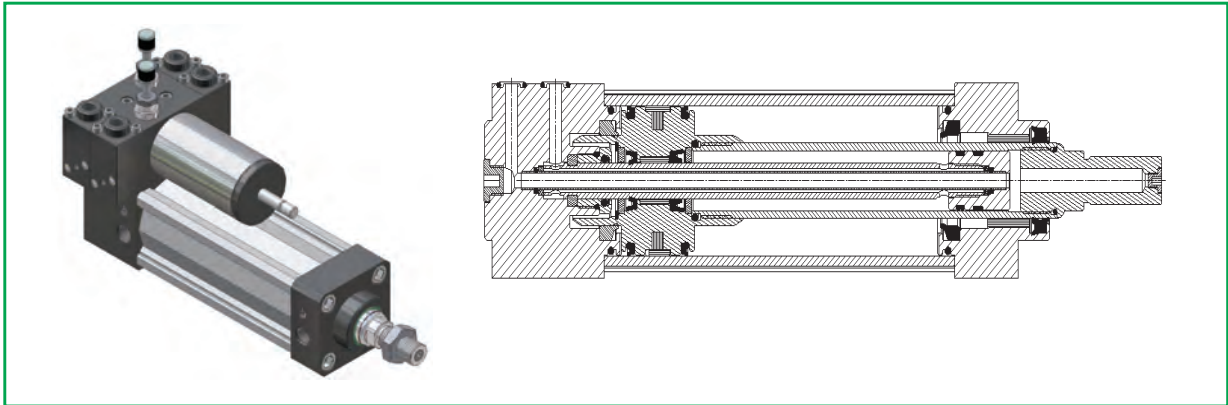
Montage in Linie

Die beiden Abbildungen zeigen, wie ein Ölbremsszylinder parallel und in Linie auf einen Zylinder montiert werden kann. Der Pneumatikzylinder bewegt den mit Hydrauliköl gefüllten Kolben des Ölbremsszylinders bei seinem Vorschub mit, wobei das Öl einen Drosselregler durchströmt, um von der vorderen in die hintere Zylinderkammer zu gelangen.

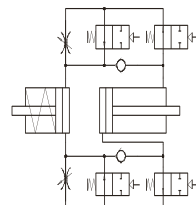
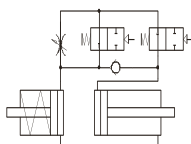
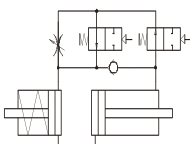
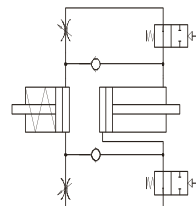
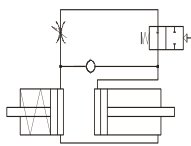
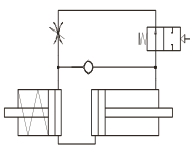
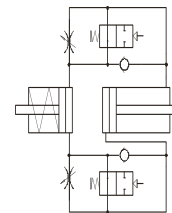
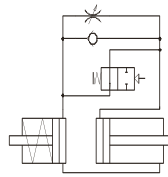
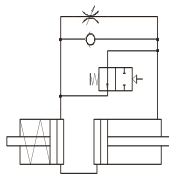
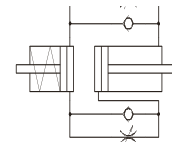
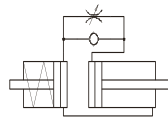
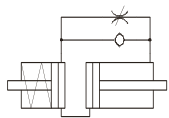
Das Funktionsprinzip beruht darauf, dass das Öl nicht komprimierbar ist. So wird die Geschwindigkeit des Pneumatikzylinders geregelt, ohne dass dabei die zuvor beschriebenen Schwankungen auftreten. In der Abbildung ist das Funktionsprinzip stark vereinfacht dargestellt; in Wirklichkeit werden noch einige zusätzliche Ventile benötigt, die nicht nur die Geschwindigkeit, sondern auch die Zwischenstopps und das Erreichen der Höchstgeschwindigkeit in eine oder beide Richtungen regeln. Darüber sind Ölbremsszylinder mit einem Zusatztank ausgestattet, der als Ausgleich für den Volumenunterschied zwischen den beiden Kammern dient (bedingt durch die Kolbenstange in der vorderen Kammer).



Die vielfältigen Kombinationsmöglichkeiten werden auf der nächsten Seite anhand entsprechender Schaltzeichen dargestellt. Ein Ölbremsszylinder kann nicht allein verwendet werden, da er keine Bewegung generiert; er funktioniert nur, wenn er mechanisch über seine Kolbenstange mit dem Pneumatikzylinder verbunden wird. Die Abbildung zeigt einen parallel geschalteten Ölbremsszylinder mit allen verfügbaren Zusatzventilen, d. h. mit einem Blockierventil, einem Sprungventil (Höchstgeschwindigkeit) und einer Geschwindigkeitsregelung, jeweils für die Ein- und Ausfahrbewegung. Es gibt aber auch Pneumatikzylinder mit integrierter Ölbremse, was eine Platzeinsparung bedeutet.



Diese Zylinder funktionieren nach demselben Prinzip. Der einzige Unterschied besteht darin, dass der hydraulische Regelkreis im Inneren der hohlen Kolbenstange des Pneumatikzylinders untergebracht ist. Dadurch wird die Zylinderkraft in der Einfahrtbewegung etwas gehemmt, da die Kolbenstange einen größeren Durchmesser als standardmäßig notwendig besitzt.



Ausfahrt regelbar

Einfahrt regelbar

Aus- und Einfahrt regelbar

Diese Kombinationen sind für alle Ölbremiszylindervarianten erhältlich. Generell gilt, dass Hublängen über 500 mm aus konstruktionstechnischen Gründen nur schwer realisierbar sind.





Kapitel 18

ELASTOMERE UND DICHTUNGEN

ELASTOMERE

Elastomere sind Stoffe, die dadurch gekennzeichnet sind, dass sie ein „elastisches Gedächtnis“ besitzen, d. h. die nach einer Verformung in ihre ursprüngliche Gestalt zurückfinden. Diese Eigenschaft ist typisch für Gummi.

Elastomere finden u. a. als Material für Dichtungen in Drucklufteinrichtungen Verwendung.

Dichtungen stellen ein sehr umfangreiches, komplexes Gebiet dar, so dass hier nur einige grundlegende Hinweise zu den Funktionen und Eigenschaften von Dichtungen gegeben werden können.

Bei den Dichtungselementen unterscheidet man zwischen:

- statischen Dichtungen
- dynamischen Dichtungen

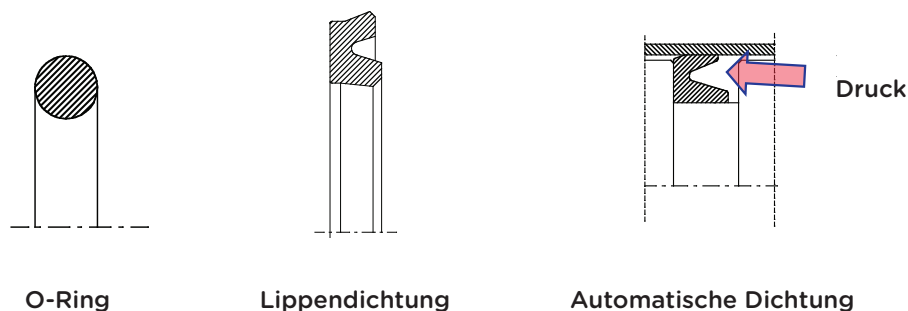
Bei den statischen Dichtungen führen die Dichtelemente keine Relativbewegung aus. Sie werden zwischen zwei Teilen angebracht und sorgen für Abdichtung, indem sie sich bei Druckbelastung elastisch verformen. Besonders weit verbreitet sind O-Ringe, die in verschiedenen Durchmessern, Querschnitten und Werkstoffen erhältlich sind.

Von dynamischen Dichtungen spricht man, wenn sich die Dichtelemente relativ zueinander bewegen.

In diesem Fall erzeugt die Gleitbewegung entlang der von der Dichtung berührten Fläche Reibung. Die Reibungsintensität hängt von verschiedenen Faktoren ab, wie z. B. von der Art des Werkstoffs, der Härte des Werkstoffs, der Beschaffenheit der Grenzfläche usw., sowie vom Schmiermittel. Das Schmiermittel gewährleistet zum einen Abdichtung und sorgt zum anderen – durch die Erzeugung eines dünnen Schmierfilms zwischen Dichtkörper und Gleitfläche – ein hydrodynamisches System, das die unmittelbare Berührung zwischen den sich relativ zueinander bewegenden Elementen verhindert. Das Dichtverhalten wird wesentlich von der Formgebung der Dichtungen, von deren Abmessungen sowie vom Dichtungswerkstoff bestimmt.

Bei dynamischen Dichtungen werden nur selten O-Ringe verwendet, da die Verschleißkompensation auf die Kompression beschränkt ist. Häufig kommen dagegen Lippendichtungen mit U-förmigem, für Radialdichtungen idealem Querschnitt zum Einsatz. Diese werden auch als „positiv wirkende“ oder „automatische“ Dichtungen bezeichnet, da sie sich bei Druckbelastung ausdehnen oder an die Kontaktfläche anpressen. Dabei nimmt die Reibung aufgrund der sich erhöhenden Radiallast jedoch tendenziell zu. Die Verschleißkompensation ist dabei sehr effizient. Im Gegensatz zu O-Ringen, die eine doppelte Abdichtung ermöglichen, müssen bei den automatischen Dichtungen zwei Elemente Rücken an Rücken angeordnet werden.

Darüber hinaus gibt es auch andere Lösungen, bei denen die doppelte Dichtfunktion bereits einteilig eingebaut ist. So zum Beispiel Doppellippendichtungen, die aus einer Metallscheibe bestehen, auf denen die Gummilippen aufvulkanisiert sind.



Lippendichtungen können konstruktiv optimiert werden, indem z. B. die scharfen Kanten abgerundet werden. Dadurch wird beispielsweise verhindert, dass das Schmiermittel von den Gleitflächen abgeschabt wird.

Elastomere bestehen also aus elastisch verformbaren Werkstoffen. Man unterscheidet:

- Elastomere
- Plastomere

Elastomere bestehen aus Gummi, der mit Zusatzstoffen versetzt und bei hoher Temperatur vulkanisiert wurde. Dadurch erhält der ursprünglich plastische Werkstoff elastische Eigenschaften. Als Vulkanisierungsmittel wird in aller Regel Schwefel eingesetzt. Die physikalischen, chemischen und thermischen Eigenschaften können je nach Gummianteil und Zusatzstoffen stark variieren.

Plastomere, auch Thermoplaste genannt, verhalten sich bis zu einer Temperatur von etwas über 80 °C wie Elastomere. Bei darüber liegenden Temperaturen verhalten sie



sich wie Plastomere, die sich unter der Einwirkung von Kräften plastisch verformen. Ein Körper gilt als elastisch verformbar, wenn er nach einer Verformung infolge einer Druck-, Zug- oder Torsionsbelastung wieder in seine ursprüngliche Gestalt zurückfindet. Bleibt die Verformung dagegen bestehen, spricht man von einer plastischen bzw. viskosen Verformung.

Eine wesentliche Kenngröße ist dabei die in Shore A gemessene Härte. Diese gibt den Widerstand an, den eine kugelförmige Spitze eines bestimmten Durchmessers beim Eindringen in die Oberfläche eines mit einem bestimmten Gewicht belasteten Prüfkörpers erfährt.

Das sog. Elastizitätsmodul beschreibt dagegen die Belastung, die erforderlich ist, um eine bestimmte prozentuale und reversible Dehnung des Prüfkörpers zu erreichen.

Der Widerstand gegen die mechanische Beanspruchung der Oberfläche eines Prüfkörpers wird durch die Abriebfestigkeit angegeben. Dabei wird ein speziell gekörntes Schleifmittel mit einer bestimmten Kraft in einer Relativbewegung an die Oberfläche angedrückt.

Findet ein Prüfkörper nach einer Belastung nicht ganz in seine ursprüngliche Form zurück, spricht man von einer Restverformung. Die bleibende Verformung wird als „permanent set“ bezeichnet. Von „compression set“ spricht man, wenn der Prüfkörper einer Druckbelastung ausgesetzt wird, ohne dass eine Restverformung bleibt.

Die Zusammensetzung der Werkstoffe muss dem Einsatzgebiet Rechnung tragen. Unterschiedliche Werkstoffzusammensetzungen haben natürlich unterschiedliche Eigenschaften, die der Hersteller überdies für eine bestimmte Zeitdauer garantieren muss.

Da pneumatische Einrichtungen in unterschiedlichen Bereichen eingesetzt werden, muss bei der Wahl der Dichtungen auf die richtige Werkstoffzusammensetzung geachtet werden. Die Eigenschaften der Werkstoffe und ihre Beständigkeit müssen für das jeweilige Einsatzgebiet garantiert sein.

Einige gebräuchliche Werkstoffe für Dichtungen mit unterschiedlichen Formgebungen in der Pneumatik sind:

- Nitril-Butadien-Kautschuk	NBR
- Hydrierter Nitril-Butadien-Kautschuk	HNBR
- Fluor-Karbon-Kautschuk	FPM
- Polyurethan	PU

NBR

NBR ist ein Polymer aus Butadien und Acrylnitril.

Der Acrylnitrilanteil kann zwischen 20 und 50 % liegen. Je höher der Acrylnitrilanteil, desto besser die Fett- und Mineralölbeständigkeit, aber desto geringer die Elastizität und die Tieftemperatur-Flexibilität und desto größer der Druckverformungsrest. NBR zeichnet sich generell durch eine gute Beständigkeit gegen pflanzliche und tierische Öle sowie gegen Kraftstoffe (Diesel) aus. Es ist auch besonders beständig in Heißwasser bis zu Temperaturen von 100 °C und in nicht allzu hoch konzentrierten anorganischen Säuren. Der thermische Anwendungsbereich liegt zwischen -30 °C und +100 °C.



HNBR

HNBR ist die hydrierte Variante des Nitril-Butadien-Kautschuks. Dieser Werkstoff besitzt die gleichen Eigenschaften wie die Grundmischung, wobei der thermische Anwendungsbereich nach oben größer ist und zwischen -30 °C und $+150\text{ °C}$ liegt.

HNBR besitzt auch eine höhere Abriebfestigkeit.

HNBR ist besser unter seinem Handelsnamen THERBAN bekannt.

FPM

FPM ist eine Mischung auf Fluorbasis, die sich durch eine hohe Wärmebeständigkeit und chemische Stabilität auszeichnet.

Außerdem ist FPM sehr beständig in synthetischen Ölen, Sauerstoff, Ozon und aromatischen Kohlenwasserstoffen. Für den Einsatz in heißem Wasser und Dampf sind Spezialmischungen erforderlich.

Der thermische Anwendungsbereich liegt zwischen -20 °C und $+200\text{ °C}$.

Das elastische Gedächtnis ist geringer als bei Nitrilmischungen.

FPM wird als VITON vertrieben.

PU

PU ist ein organischer Werkstoff mit hohem Molekulargewicht, der gemeinhin Polyurethan genannt wird. Die chemische Zusammensetzung ist durch eine große Anzahl von Urethangruppen gekennzeichnet. Innerhalb eines bestimmten Temperaturbereichs hat PU dieselben elastischen Eigenschaften wie Gummi. PU besitzt eine hohe Abriebfestigkeit. Es ist äußerst beständig in Sauerstoff und Ozon und dehnt sich bei Kontakt mit Ölen, Mineralfetten und Wasser-Öl-Gemischen nicht aus. PU ist nicht gegen Säuren, Laugen, Lösungsmittel und Bremsflüssigkeiten beständig. In Kontakt mit Wasser in der Nähe der oberen Gebrauchstemperatur kann es zu Hydrolyse kommen. Der thermische Anwendungsbereich liegt zwischen -30 °C und $+80\text{ °C}$.

Die obige Beschreibung enthält die Haupteigenschaften der Werkstoffe, aus denen Dichtungen gefertigt werden. Detailliertere Informationen zu den einzelnen Werkstoffen sind den jeweiligen technischen Dokumentationen der Hersteller zu entnehmen. Bei der Verwendung von Schmiermitteln ist stets darauf zu achten, dass die Öle mit den jeweiligen Dichtungswerkstoffen kompatibel sind.



Kapitel 19

DAS VAKUUM

DAS VAKUUM

Vakuum heißt der Zustand eines Raums, in dem sich keine Materie befindet bzw. der nur Gase in sehr geringer Teilchenkonzentration enthält.

Die Erdatmosphäre übt auf die Erdoberfläche auf Meereshöhe einen Druck von 101 kPa (1.103 bar) aus. Der Luftdruck der Atmosphäre verändert sich mit der Höhe: so beträgt er auf 3000 m Höhe über dem Meeresspiegel nur 70 kPa.

Zwischen dem atmosphärischen Luftdruck und dem Vakuum besteht ein enger Zusammenhang.

Ein Vakuum liegt vor, wenn der Luftdruck geringer als der atmosphärische Druck ist. Von einem absoluten Vakuum spricht man, wenn der atmosphärische Druck gleich Null ist.

Nach dem Gesetz der idealen Gase (Boyle-Mariott-Gesetz) verhält sich der Druck P unter konstanter Temperatur umgekehrt proportional zum Volumen V , d. h. bei zunehmendem Volumen sinkt der Druck.

$$P \times V = \text{konst.}$$

Die Qualität des Vakuums kann in verschiedenen Maßeinheiten ausgedrückt werden (bar, Pa, Torr, mmHg, % Vakuum usw.).

In der Praxis unterscheidet man im Wesentlichen drei Vakuumbereiche:

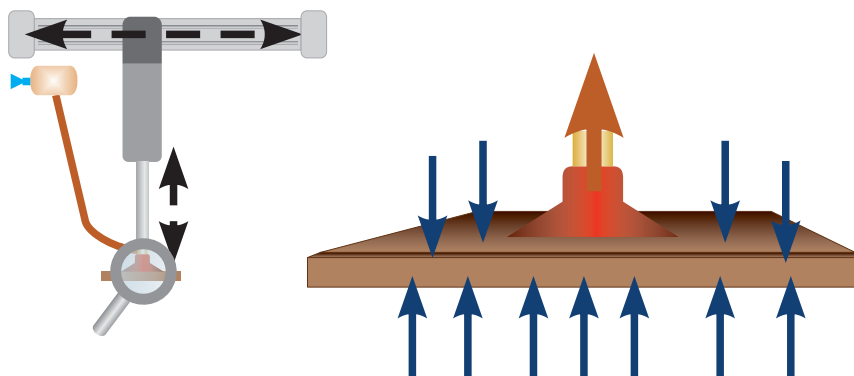
- Gebläsestärke (0 bis -20 kPa):
für Ventilation, Kühlung, Reinigung
- Industrievakuum (-20 bis -99 kPa): zum Heben,
Festhalten, Automatisieren
- Prozessvakuum (-99 kPa): Hochvakuum für Labors,
bei der Mikrochip-Herstellung, Molekularbeschichtung usw.

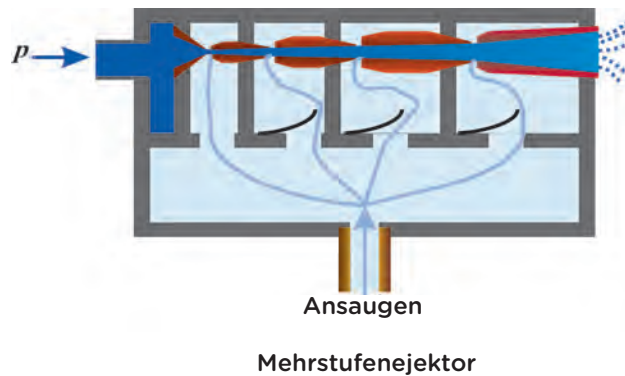
Ein Vakuum wird mithilfe mechanischer Pumpen mit saugender, blasender oder verdrängender Wirkungsweise oder mit pneumatischen Pumpen, wie z. B. ein- oder mehrstufigen Ejektoren, erzeugt.

Saugende und blasende Pumpen erzeugen ein geringes Vakuum, während Verdrängerpumpen wie z. B. Kolbenpumpen oder Drehschieberpumpen zur Erzeugung von Industrievakua mit hohem Volumenstrom eingesetzt werden.

Pneumatisch wirkende Pumpen arbeiten mit Druckluft und machen sich das Venturiprinzip zur Erzeugung eines Unterdrucks zunutze.

Vakuumerzeuger, die nach dem Venturiprinzip arbeiten, bieten zahlreiche Vorteile: einfache, wettbewerbsfähige Technologie, keine Verschleißproblematik (da keine drehenden Teile), platzsparende Abmessungen, direkt einbaufähig in bewegliche und kompakte Geräte wie Robotersysteme. Vakuumejektoren ermöglichen kürzere Leitungslängen und schnellere Ansprechzeiten. Man unterscheidet zwischen einstufigen und mehrstufigen Ejektoren. Bei den einstufigen Ejektoren strömt die eingeleitete Luft durch eine einzige Venturidüse und erzeugt vor ihrem Austritt einen Unterdruck am Vakuumanschluss. Bei den Mehrstufenejektoren strömt die Luft durch zwei oder mehr nacheinander angeordnete Düsen, die ein größeres Saugvolumen am Vakuumanschluss erzeugen. Diese Ejektoren haben die Eigenschaft, dass sie bei Saugbeginn einen großen Volumenstrom bei geringem Unterdruck ermöglichen, wodurch sich die Evakuierungszeit verringert. Bevorzugtes Anwendungsgebiet sind große Anlagen. Dabei sind Vakuumqualitäten bis zu -92 kPa erzielbar. Ejektoren erfüllen eine Vielzahl vakuumtechnischer Regel- und Steueraufgaben; sie eignen sich optimal für das Aufnehmen und Bewegen von Teilen in zahlreichen industriellen Anwendungsgebieten.





Die nachstehende Tabelle enthält die Umrechnungsbeziehungen zwischen den verschiedenen Maßeinheiten mit verschiedenen Werten:

- 1 Pa = 0,01 mbar
- 1 kPa = 10 mbar
- 1 torr = 1,333 mbar
- 1 mmHg = 1,333 mbar
- 1 mmH₂O = 0,098 mbar
- 1 PSI = 69 mbar

Vakuum In mbar	Vakuum in %	Vakuum in kPa	Vakuum in mmHg	Vakuum in torr
0	0	0	0	0
-100	10	-10	-75	-75
-133	13,3	-13,3	-100	-100
-200	20	-20	-150	-150
-267	26,7	-26,7	-200	-200
-300	30	-30	-225	-225
-400	40	-40	-300	-300
-500	50	-50	-375	-375
-533	53,3	-53,3	-400	-400
-600	60	-60	-450	-450
-667	66,7	-66,7	-500	-500
-700	70	-70	-525	-525
-800	80	-80	-600	-600
-900	90	-90	-675	-675
-920	92	-90	-690	-690



Die Höhe des Vakuums sollte stets so gering wie möglich gewählt werden, da die Erzeugung großer Vakuumphöhen sehr viel Energie verbraucht.
Für die Wahl des Kompressors ist es wichtig, den Verbrauch der Ejektoren in einer Anlage zu kennen. Verbraucht z. B. eine pneumatisch betriebene Pumpe bei einem Versorgungsdruck von 6 bar 2 NI/s, so muss der Kompressor mindestens $2 \times 60 = 120$ NI/min liefern. Die Pumpenleistung ist das Produkt aus Saugvolumenstrom und Vakuumniveau:

$$\text{Leistung} = \text{Volumenstrom} \times \text{Vakuumniveau}$$

Die Pumpenleistung, die in einem engen Zusammenhang mit der Pumpengröße steht, verrät lediglich, welches Vakuumniveau bevorzugt eingesetzt werden sollte, ermöglicht jedoch keinen Vergleich zwischen zwei unterschiedlichen Pumpen. Sind jedoch der Luftverbrauch des Ejektors und der Ansaugvolumenstrom bekannt, kann der Wirkungsgrad unabhängig von der Pumpengröße berechnet werden.

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{\text{Ansaugvolumenstrom}}{\text{Luftverbrauch}}$$

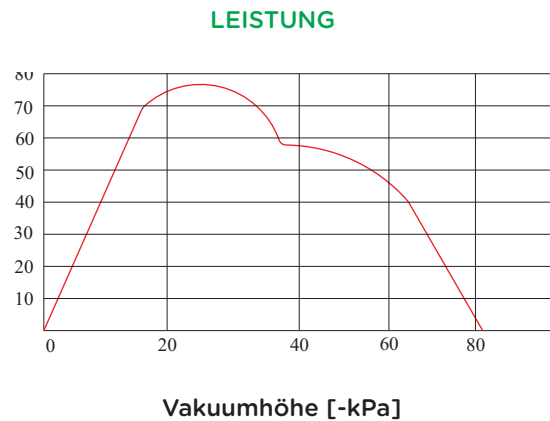
Vergleicht man den Wirkungsgrad bei unterschiedlichen Vakuumphöhen, wird deutlich, welche Pumpe die aufgenommene Energie unter verschiedenen Betriebsbedingungen am effizientesten nutzt.

Volumenstrom [NI/s]	Vakuumphöhe in % [-KPa]	Leistung
10,9	0	0
5,7	10	57
3,8	20	76
2,5	30	75
1,4	40	56
1,1	50	55
0,8	60	48
0,48	70	33,6
0	80	0

Bei der Realisierung eines vakuumbasierten Handlingsystems ist darauf zu achten, dass die erzeugten Kräfte ausreichen, um ein sicheres Handling zu gewährleisten.



Dabei kommt dem Sauger eine wichtige Funktion zu.



Sauggreifer

Als Aufnahmeeinheiten fungieren in Vakuumsystemen die Sauggreifer. Diese machen sich den Umstand zunutze, dass sie durch den atmosphärischen Umgebungsdruck gegen die zu haltenden Werkstücke gedrückt werden.

Die Haltekraft eines Sauggreifers ergibt sich aus der Differenz zwischen dem atmosphärischen Druck und dem Druck im Greifer selbst, der proportional zur Differenz zunimmt. Die Wahl des Sauggreifers richtet sich nach dem Gewicht, der Form und dem Material des handzuhabenden Werkstücks sowie nach der Greifposition.

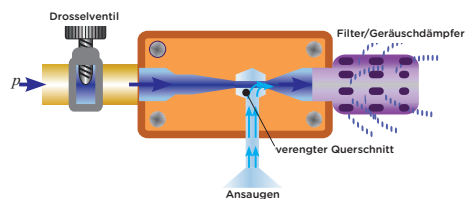
Die beim Einsatz tatsächliche ausgeübte Kraft, die für die Wahl des Sauggreifers bzw. der Sauggreifer maßgeblich ist, ergibt sich aus der folgenden Formel:

$$\text{reelle Kraft} = \text{theoretische Kraft}/k$$

k ist der Sicherheitsbeiwert, der je nach Greifart variiert:

- k = 2 bei horizontalem Greifen mit geringer Geschwindigkeit
- k = 4 bei hoher Geschwindigkeit oder vertikalem Greifen

Die theoretische Kraft des Greifers errechnet sich wie folgt: $F = \text{Sauggreiferfläche} \times P$



P ist die Differenz zwischen dem äußeren Druck und dem Druck zwischen Sauggreifer und Werkstückoberfläche.

Bei der Handhabung des Werkstücks müssen weitere Faktoren wie Beschleunigung, Abbremsung usw. berücksichtigt werden, die ebenfalls eine Rolle für die Anzahl und den Durchmesser der Sauggreifer spielen.

Der Reibkoeffizient, der sich je nach Anwendung verändert, kann die Haltekraft eines Sauggreifers ebenfalls beeinflussen.

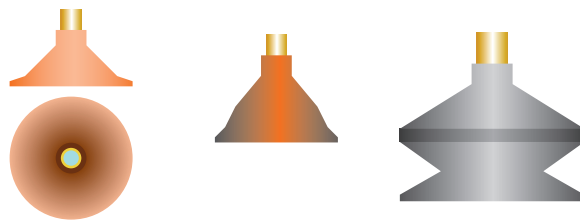
Nach Berechnung der realen Kraft kann als nächstes die richtige Saugerform ausgewählt werden.

Besonders gebräuchlich sind flache Sauggreifer.

Flache Sauggreifer, die in unterschiedlichen Ausführungen angeboten werden, eignen sich für das horizontale und vertikale Greifen von Werkstücken mit glatten oder leicht gewellten Oberflächen, wie z. B. Glas oder Metall, bzw. zum Transportieren dünner und leichter Materialien wie Papier.

Zur Verkürzung der Evakuierungszeiten sollte die Länge der Verbindungsleitungen zwischen Vakuumpumpe und Sauggreifern möglichst gering sein. Häufig kann der Ejektor direkt am Sauggreifer befestigt und aufgrund seines geringen Gewichts mit ihm zusammen bewegt werden.

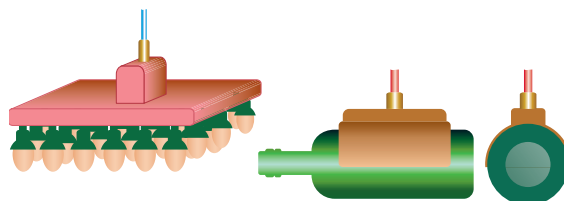
Dadurch verringert sich das zu evakuierende Luftvolumen auf ein Minimum, und das System wird reaktionsschneller.



Zum Heben von Werkstücken mit unregelmäßigen Oberflächen, wie z. B. Wellblechen, bzw. zum Ausgleichen geringer Höhenunterschiede sind Faltenbalgsauggreifer besonders geeignet.

Je nach Anzahl der Falten können mehr oder weniger ausgeprägte Höhenunterschiede ausgeglichen werden: je mehr Falten, desto größer der Höhenausgleich. Faltenbalgsauggreifer eignen sich nicht für vertikale Greifaufgaben.

Für schmale oder flache Werkstücke werden Saugerovale eingesetzt, die mehrere nebeneinander angeordnete, kleinere Sauger ersetzen können.



Bei der Dimensionierung der Anlage ist es wichtig, die Beschaffenheit des handzuhabenden Werkstücks zu berücksichtigen. Die Berechnungsmethode ändert sich nämlich grundlegend, je nachdem, ob ein Material porös (Karton, Holz) oder „dicht“ ist. Um ein Werkstück aus dichtem Material sicher handzuhaben, muss der Sauggreifer eine adäquate Kraft ausüben, d. h. er muss mit dem richtigen Vakuumwert arbeiten und adäquat dimensioniert sein. Im Fall dichter Materialien kann ein Vakuumgrad von ca. -60 kPa gewählt werden.



Bei längeren Werkstücktransportzeiten empfiehlt es sich, den Vakuumerzeuger mit einem Rückschlagventil zu bestücken, um den Druckluftverbrauch zu reduzieren, indem das Magnetventil bei Erreichen eines bestimmten Unterdruckgrenzwerts abgeschaltet wird. Das Rückschlagventil dient dazu, das Vakuum bei Unterbrechung der Stromversorgung aufrechtzuerhalten. Dazu muss der Vakuumerzeuger mit einem Vakuumschalter ausgestattet sein: Entsteht nämlich während der Übertragung ein Leck in den Vakuumleitungen, sinkt der Vakuumgrad, was vom Vakuumschalter erfasst wird.

In diesem Fall wird das Eingangsmagnetventil angeschaltet, um das Vakuum wieder aufzubauen.

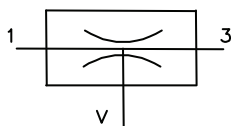
Möglich ist auch der Einsatz eines Gegenblasventils, das das Vakuum auflöst und dadurch eine sichere Entnahme des Werkstücks ermöglicht.

Bei porösen Materialien ist es erforderlich, dass die Pumpe die durch die Porosität bedingte Durchlässigkeit fortlaufend kompensiert. Die durch das Material entweichende Leckage hängt eng mit der Größe und Auslegung der Sauger, aber auch mit der Materialbeschaffenheit zusammen. Die Wahl der Pumpe und des Sauggreifers muss daher sorgfältig aufeinander abgestimmt werden. In der Regel versucht man, mit einem geringen Vakuumwert zu arbeiten und dabei die Leistung des Pumpen-Sauger-Systems maximal auszunutzen, d. h. wenn das Produkt aus Evakuierungsvolumenstrom und erzeugtem Vakuum eine maximale Kraftausübung des Saugers ermöglichen. Da die ausgeübte Kraft mit steigender Leistung zunimmt, kann der Vakuumgrad durch Verkleinerung des Saugerdurchmessers verringert werden. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Zunahme der dem Vakuum ausgesetzten Fläche größer ist als die Verringerung des Vakuums selbst. Wenn also mehr Kraft als notwendig ausgeübt wird, kann die Pumpengröße bzw. der Speisedruck verringert werden, was eine beträchtliche Luftersparung ermöglicht.

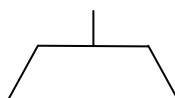
Moderne Vakuumerzeuger sind modular konzipiert; durch die Kombination mit verschiedenen Zubehörteilen, wie Vakuumdüsen, Abblasventilen, Vakuumschaltern, Rückschlagventilen usw., fügen sie sich nahtlos in den Automationsprozess ein.

Vakuumschalter ermöglichen die Messung des erzeugten Vakuumgrads und somit – durch Betätigung eines elektrischen Kontakts – die Bestätigung der erforderlichen Kraft zum Heben eines bestimmten Werkstücks. Ein Vakuumschalter ist mit einem Druckschalter in Anwendungen mit positivem Druck vergleichbar.

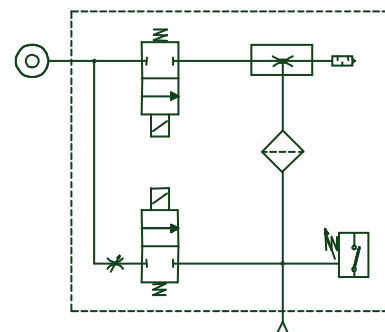
Ein Abblasventil ermöglicht ein schnelles Lösen des Werkstücks; die Abblasfunktion wird automatisch eingeleitet, sobald der Speisedruck unterbrochen wird, indem ein Druckvorratsspeicher entleert oder ein Magnetventil betätigt wird, das den Zustrom von Druckluft zum Sauger freigibt. Das System wird in der Regel durch einen Saugfilter und einen Vakuumschalter zum Erfassen des Vakuumwerts komplettiert.



Ejektor



Sauger



Modularer Vakuumerzeuger

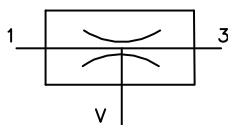
Zum Schließen und Entlüften größerer Vakuumleitungen sind entsprechend dimensionierte Ventile erforderlich. Genau wie in der Drucklufttechnik kommen bei großen Volumenströmen auch hier pneumatische/elektrische Sitzventile zum Einsatz.

Die Ansteuerung kann entweder vakuum- oder druckabhängig erfolgen. Bei der druckabhängigen Ansteuerung ist der Vorsteuerteil vom Ventilkörper, durch den das Vakuum fließt, mediengetrennt und hermetisch abgedichtet. Das Signal für die Ansteuerung wird direkt von einer Druckluftleitung geliefert; die Schaltung erfolgt genau wie bei einem pneumatischen Magnetventil.

Bei der vakuumabhängigen Ansteuerung kommt das Signal für die Vorsteuerung aus dem Vakuum, das durch den Ventilkörper fließt. In diesem Fall ist eine besondere Magnetspule erforderlich.



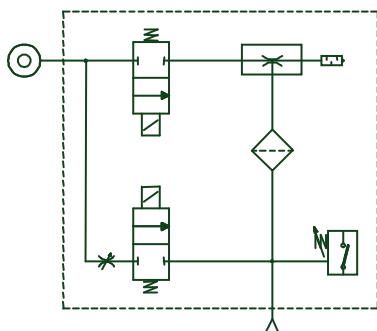
SYMBOLE IM ÜBERBLICK



Ejektor



Sauger



Ejektor mit:
Ansaugfilter
Vakuumschalter
Vakuumventil
Abblasventil
Schalldämpfer



Kapitel 20

PROPORTIONAL- DRUCKREGLER

PROPORTIONALDRUCKREGLER

Einleitung

Moderne Industrieranwendungen verlangen immer häufiger leistungsstarke pneumatische Komponenten. Wenn Parameter wie Kraftausübung und Betätigungsgeschwindigkeit dynamisch zu verändern sind, müssen die Druck- und Durchflusswerte der verschiedenen Anlagenteile entsprechend eingestellt werden.

Herkömmliche Systemlösungen basieren auf pneumatischen Schaltungen und Ventilen mit unterschiedlichen Eingangsdrücken, die bei entsprechender Betätigung die voreingestellten Druckwerte liefern.

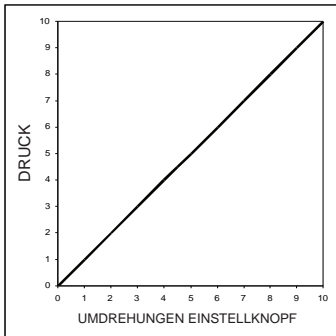
Gefordert sind jedoch alternative Systeme, die eine saubere Lösung bieten, weniger Platz brauchen und preiswert sind.

Diesen Anforderungen entspricht ein elektronischer Proportionaldruckregler.

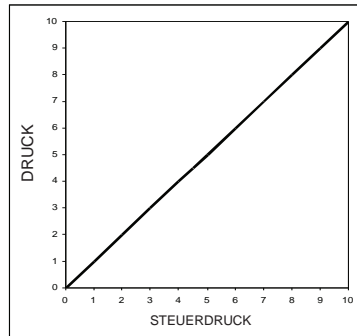
Regelungsarten

Die Funktionsweise eines Proportionaldruckreglers beruht darauf, dass ein zu einem Referenzsignal proportionales Ausgangssignal bereitgestellt wird. Dieses Signal kann auf drei Arten erzeugt werden: mechanisch, d. h. durch eine einstellbare Federkraft wie bei einem Druckminderer; pneumatisch, d. h. mittels eines druckabhängigen Steuersignals wie bei einem ferngesteuerten Druckminderer; oder elektrisch durch Steuersignale auf Spannungs- oder Strombasis.

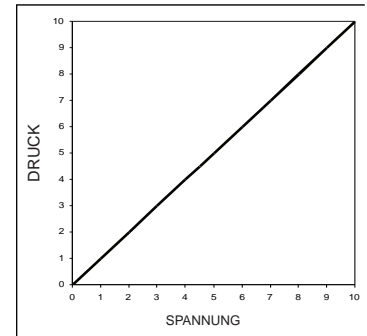
Mechanisch



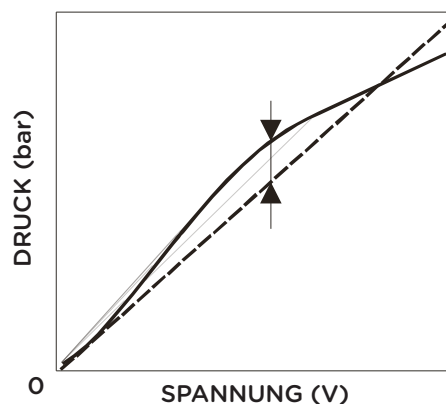
Pneumatisch



Elektrisch



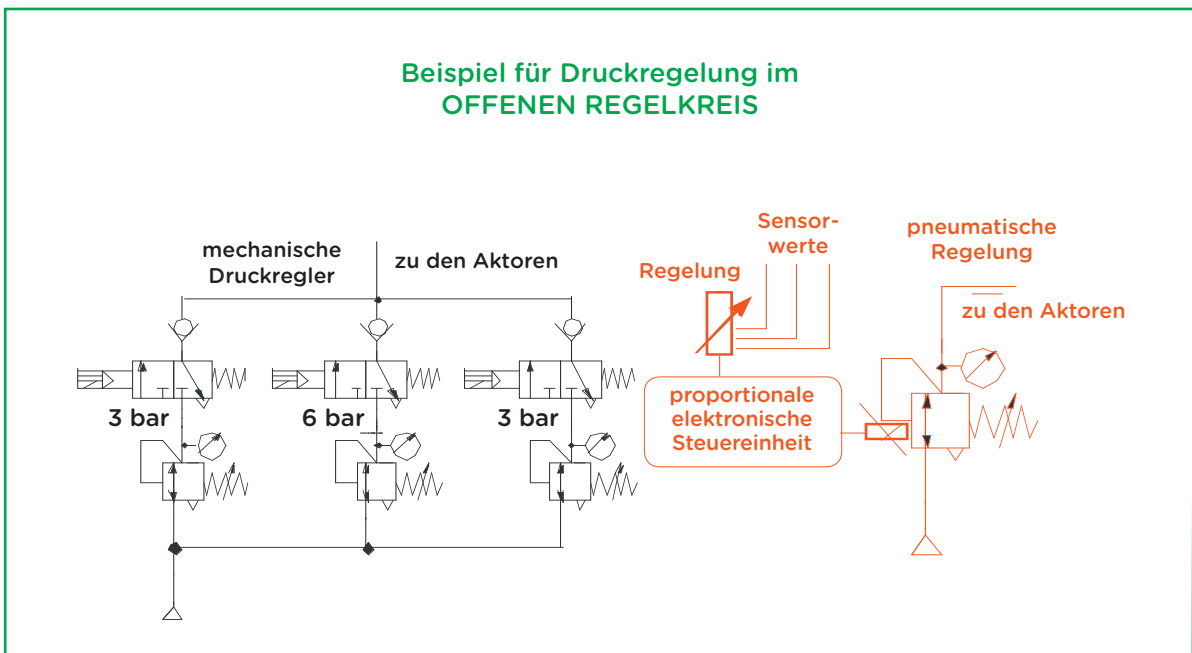
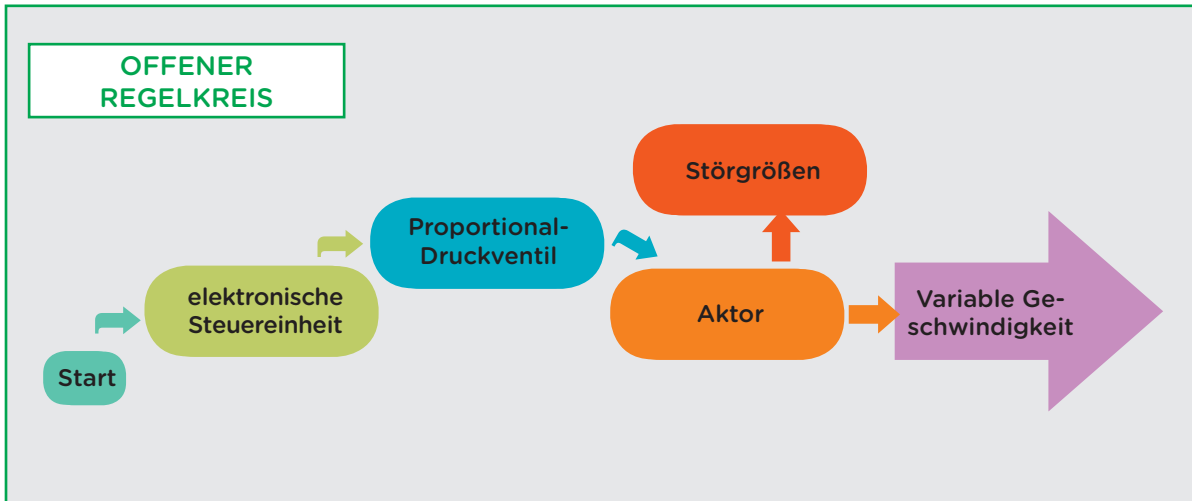
Die Diagramme zeigen die als Gerade verlaufenden Veränderungen des Ausgangssignals in Abhängigkeit vom Eingangssignal. In industriellen Anwendungen werden am häufigsten elektrische Proportionaldruckregler eingesetzt, bei denen die Signalverarbeitung durch Mikroprozessoren erfolgt.



Das Diagramm beschreibt die Annäherung an die Gerade.

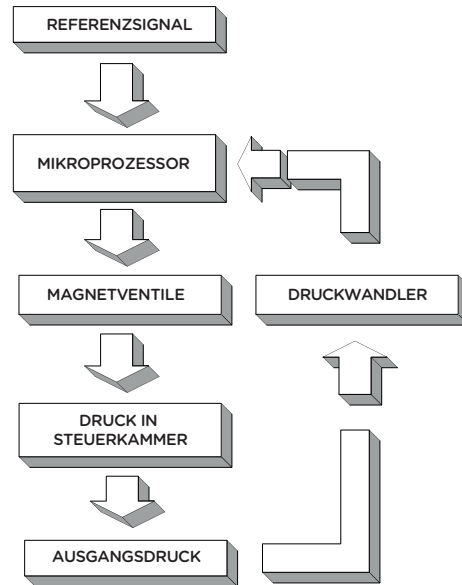
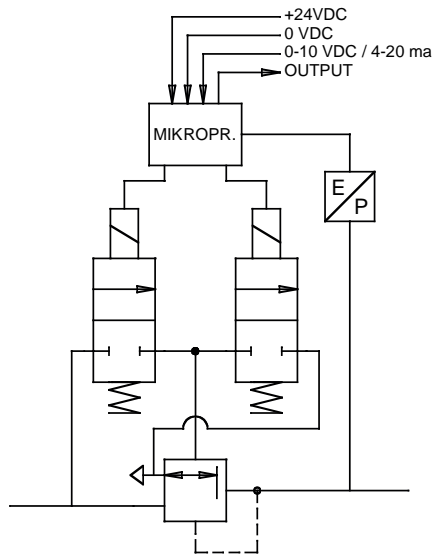


Proportionaldruckregler können in einem offenen oder geschlossenen Regelkreis arbeiten.



Bei einem offenen Regelkreis erfolgt keine Korrektur, wenn das Verhalten der von der Ausgangsgröße des Proportionaldruckreglers gesteuerten Stelleinrichtung durch Störgrößen beeinflusst wird; der Fehler setzt sich dann solange fort, bis die Störquelle verschwindet.

Der geschlossene Regelkreis zeichnet sich dadurch aus, dass die gemessene Regelgröße zurückgemeldet, mit dem Referenzwert verglichen und bei Abweichungen entsprechend korrigiert wird. Die Abbildung auf der nächsten Seite zeigt schematisch die Funktionsweise eines elektronischen Proportionaldruckreglers. Die Rückführung erfolgt über einen P/E-Wandler, der den empfangenen Ausgangsdruck in ein elektrisches Signal umwandelt. Das so erzeugte Signal wird an den Mikroprozessor übertragen, der es mit dem modulierten Eingangssignal vergleicht.

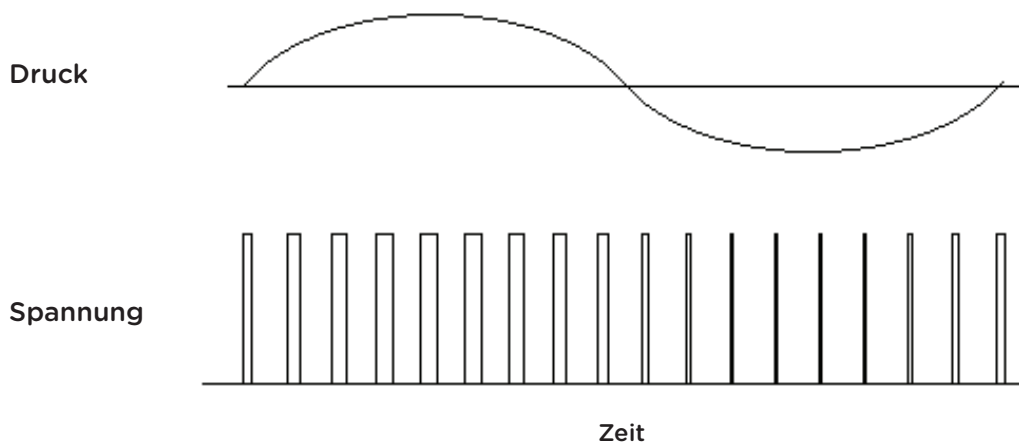


Die Anwendungsgebiete von Proportionaldruckreglern sind unabhängig von der Funktionsweise sehr vielfältig.

- Regelung von Bremsanlagen mit rotierender oder linearer Bewegung
- Regelung von Spannvorrichtungen zum Schweißen
- Positionierung von Regelventilen
- Ausgleich von Lasten
- Steuerung der Verfahrgeschwindigkeit von Pneumatikzylindern
- Lackierroboter etc.
- Prüfstände und Prüfeinrichtungen zur Dichtheitsprüfung an Behälter

Das Funktionsprinzip kann auf dem Gleichgewicht oder auch Ungleichgewicht zweier Kräfte beruhen, von denen die erste eine magnetische Kraft und die andere eine zum Ausgangsdruck proportionale Rückkoppelungskraft ist.

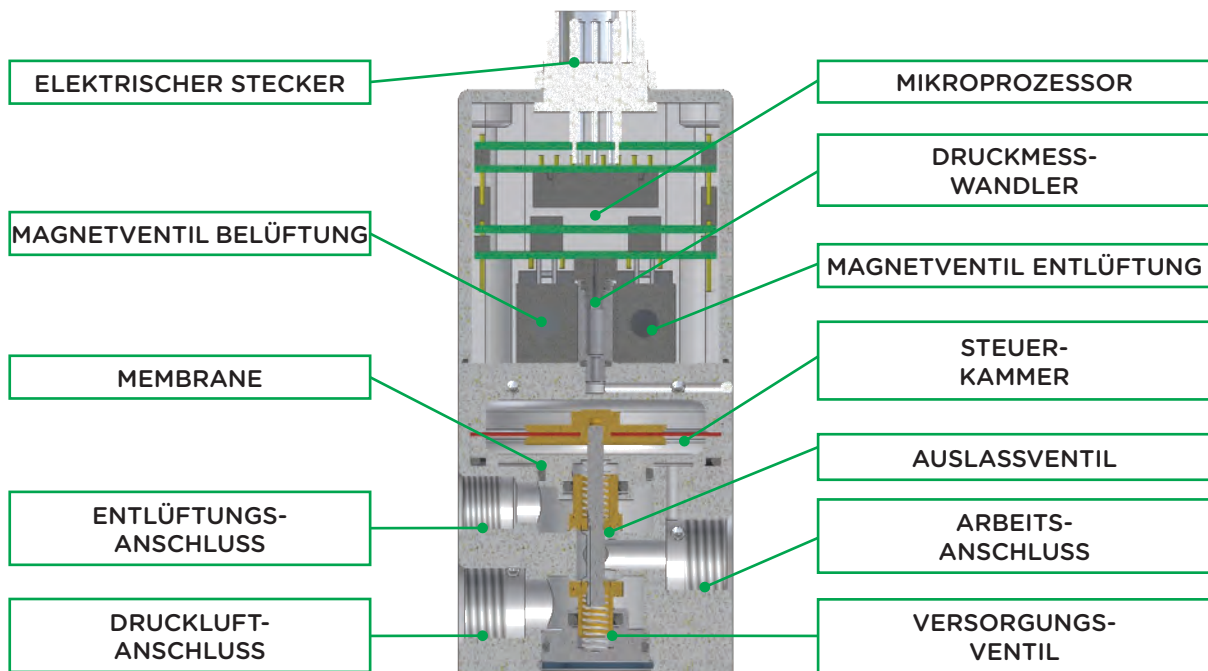
Pulsweitenmodulation (PWM)





Befinden sich die beiden Kräfte nicht im Gleichgewicht, wird eine Erhöhung oder Verringerung des Drucks angefordert. Ein weiteres Funktionsprinzip beruht auf dem Düsen-Prallplatten-Prinzip. Durch ein Steuersignal verbiegt sich eine Piezo-Prallplatte und schließt dabei eine Auslassdüse. Dadurch vergrößert sich der Druck in der Steuerkammer und drückt auf eine Membrane. Die dadurch erwirkte Kraft wird an das Hauptsitzventil übertragen – genau wie bei einem vorgesteuerten Druckminderer. Bei fehlendem Signal entlüftet das System.

Ein weiteres System basiert auf der Pulsweitenmodulation (PWM), bei der elektrische Steuersignale mit unterschiedlicher Pulsweitenfrequenz gesendet werden. Diese Signale werden an zwei Magnetventile gesendet, welche die Aufgabe haben, die Steuerkammer eines Präzisionsdruckminderers zu ent- oder belüften, wie das vorherige Funktionsschema zeigt.



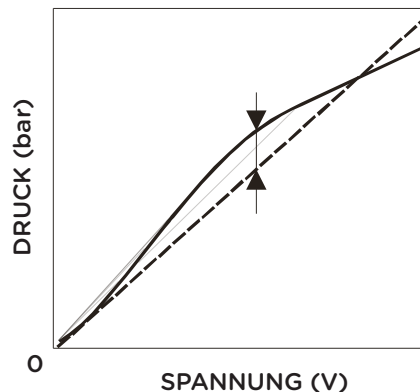
Die Größe des Steuersignals ist während der Erhöhung des Ausgangsdrucks oder während der Entlüftung höher und nimmt dann vor Erreichen des Gleichgewichtszustands graduell ab, bis es schließlich ganz unterbrochen wird. Dadurch können die Magnetventile Teilhübe ausführen und den Volumenstrom beschränken und so ein Oszillieren um den Gleichgewichtspunkt herum verhindern.

Ein elektronischer Proportionaldruckregler ist durch die folgenden Merkmale ausgezeichnet:

- **Linearität**
- **Hysterese**
- **Wiederholgenauigkeit**
- **Ansprechempfindlichkeit**

Linearität

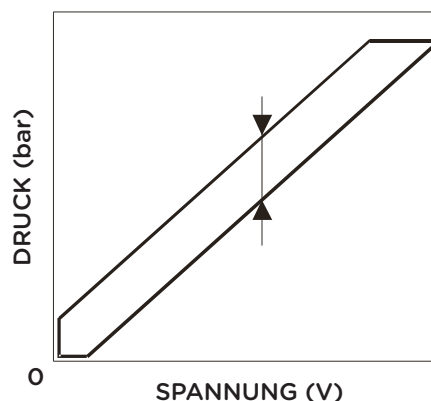
Die Linearität beschreibt den prozentualen Wert der maximalen Abweichung zwischen der tatsächlichen Kurve und der linearen Kennlinie. Der Prozentwert bezieht sich auf den maximalen Ausgangsdruck.



Ist die maximale Linearität eines Reglers kleiner oder gleich $\pm 1\%$ des maximalen Ausgangsdrucks (Full Scale), und beträgt der maximale Ausgangsdruck 10 bar, so ergibt sich ein maximaler Linearitätsfehler von $\pm 0,1$ bar.

Hysterese

Die Hysterese beschreibt den prozentualen Wert der maximalen Abweichungen, die sich für den Ausgangsdruck bei gleicher Sollwertvorgabe ergeben, je nachdem, ob der Sollwert ansteigend oder abfallend eingegeben wird. Der Prozentwert bezieht sich ebenfalls auf den maximalen Ausgangsdruck. Hysterese entsteht durch Reibung der mechanischen Bauteile des Reglers.



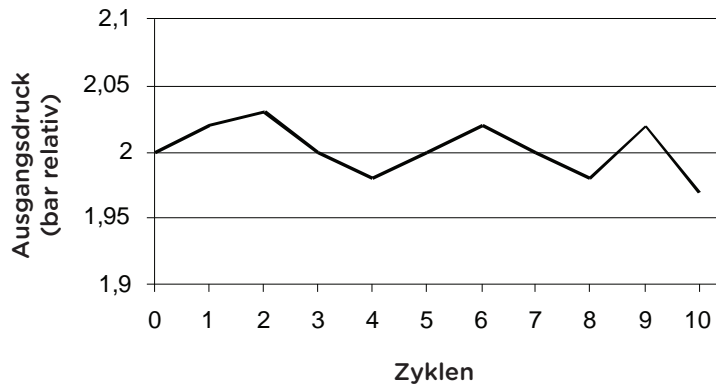
Hat ein Regler eine Hysterese von weniger oder gleich $\pm 0,5\%$ und beträgt der maximale Ausgangsdruck 10 bar, so ergibt sich ein maximaler Hysteresefehler von $\pm 0,005$ bar.

Wiederholgenauigkeit

Die Wiederholgenauigkeit ist ebenfalls ein prozentualer Wert, der sich auf einen maximalen Ausgangsdruck bezieht. Sie beschreibt den maximalen Fehler, der bei mehreren nacheinander ausgeführten Messungen unter denselben Bedingungen entsteht.



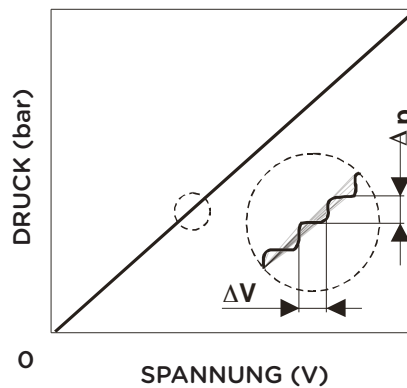
Dieser Fehler ist durch Hysterese bedingt.



Ist die Hysterese kleiner oder gleich $\pm 0,5\%$ und beträgt der maximale Ausgangsdruck 10 bar, ergibt sich ein maximaler Fehler von $\pm 0,05$ bar.

Ansprechempfindlichkeit

Die Ansprechempfindlichkeit beschreibt den prozentualen Wert der kleinsten Sollwertdifferenz, die zu einer Änderung des Ausgangsdrucks führt. Dieser Prozentwert bezieht sich auf den maximalen Ausgangsdruck.



Wenn ein Regler eine Ansprechempfindlichkeit von weniger oder gleich $\pm 0,5\%$ hat, führt jede Veränderung des Sollwerts um über 0,05 Volt zu einer Veränderung des Ausgangsdrucks.

Eine weitergehende Beschreibung der elektrischen Funktionsweise findet sich in den technischen Handbüchern. An dieser Stelle sei nur erwähnt, dass die Referenzsignale mit Spannung (in der Regel 0-10 V Gleichspannung) und Strom (4-20 mA) arbeiten können.

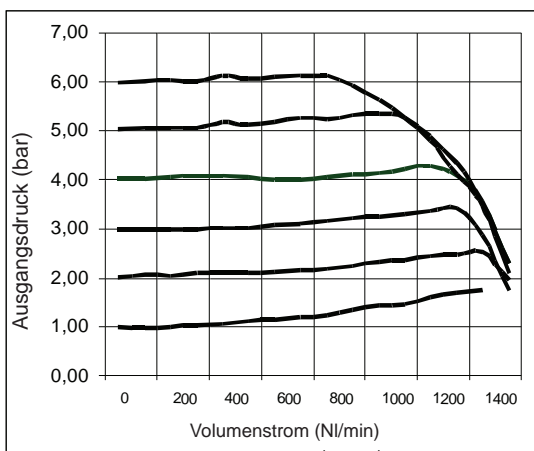
Bei der Durchführung der pneumatischen Anschlüsse ist darauf zu achten, dass die Leitungen frei von Verunreinigungen sind und die Druckluft ausreichend getrocknet ist. Die Bildung von Kondensat kann nämlich zu Störungen des Reglers führen. Der Druckluftzuführung sollte ein Filtereinsatz mit mindestens 20 Mikron vorgeschaltet werden.



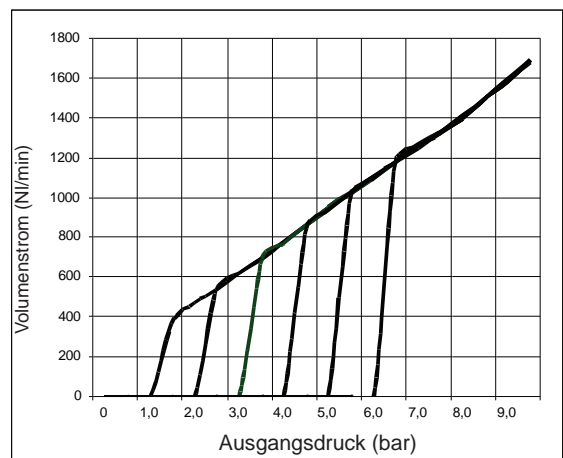
Dem kleinsten Wert des Referenzsignals entspricht nicht immer notwendigerweise ein Ausgangsdruck von Null. Die Neigung und der Ursprung der Geraden können ebenso wie andere operative Parameter, z. B. die Maßeinheit für den Druck, der kleinste Druck, der einen Regelungseingriff auslöst usw., geändert werden.

Diese Einstellungen können im Modus „Änderung der Einstellungen“ auf dem Display vorgenommen werden. Verfügt der Regler nicht über diesen Modus, können die gewünschten Parameter direkt vom Hersteller eingestellt werden. Sie können dann nicht mehr durch den Benutzer geändert werden.

Der elektronische Proportionaldruckregler ist so ausgelegt, dass der eingestellte Druckwert auch bei hohen nachgeschalteten Druckluftanforderungen – innerhalb des zulässigen Bereichs – konstant bleiben sollte.



Befüllung



Entlüftung

Wichtig ist auch ein gutes Ansprechverhalten des Reglers während des Druckaufbaus bei Entlüftung. Aus diesem Grund haben die Entlüftungsausgänge eine große Nennweite.



Kapitel 21

SCHALTUNGEN

- 21.1 Grundsaltungen
- 21.2 Funktionsdiagramme
- 21.3 Voll- und teilautomatische Steuerungen
- 21.4 Pneumatische Zeitglieder
- 21.5 Logische Funktionen

EINLEITUNG

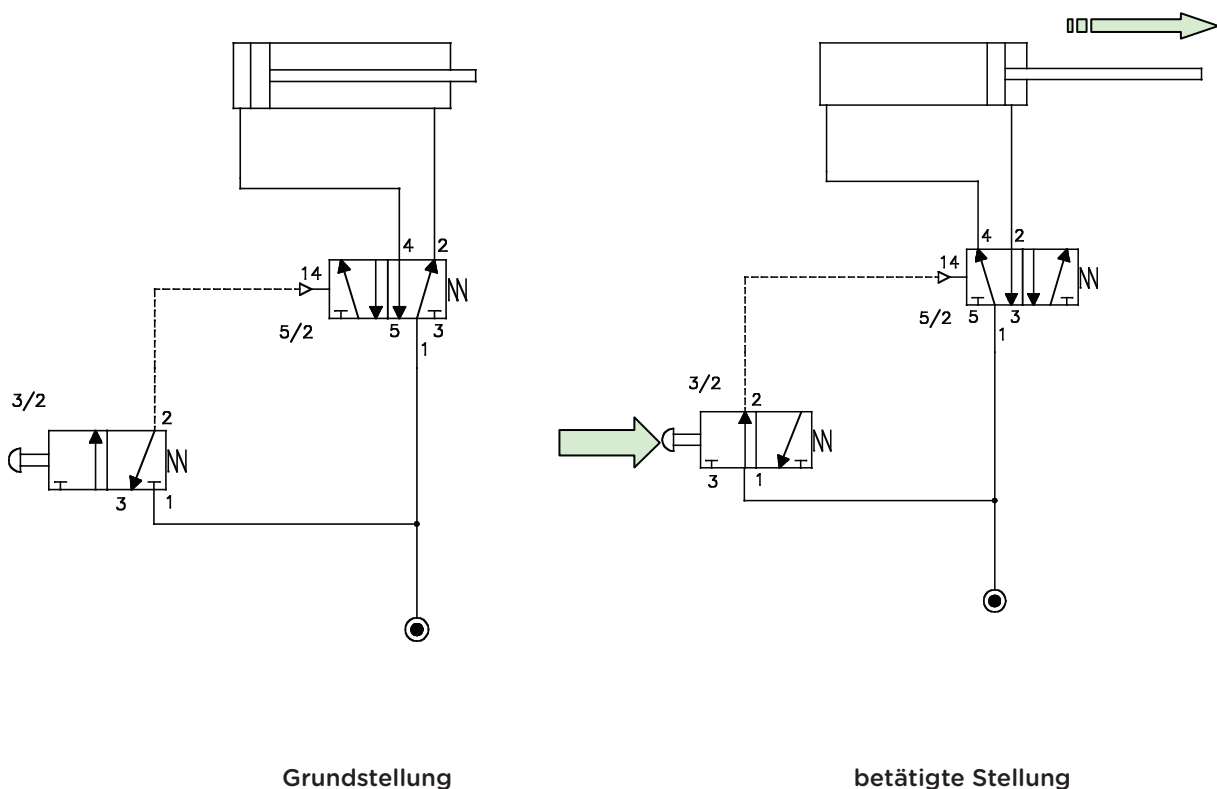
In diesem Kapitel werden verschiedene pneumatische und elektropneumatische Schaltungen vorgestellt. Diese reichen von einfachen bis zu relativ komplexen Schaltungen, bei denen Bewegungen in festen Arbeitstakten voll- und teilautomatisch gesteuert werden.

Maschinen mit komplexen Arbeitstakten und einer Vielzahl von Zylindern werden heute mit sog. speicherprogrammierbaren Steuerungen (SPS) betrieben. Diese ermöglichen flexible Abläufe, die durch Wechseln des Programms problemlos geändert werden können. Rein pneumatische Automatisierungen finden dagegen immer seltener Anwendung: Sie werden eigentlich nur noch für äußerst einfache feste Abläufe oder in explosionsgefährdeten Umgebungen eingesetzt.

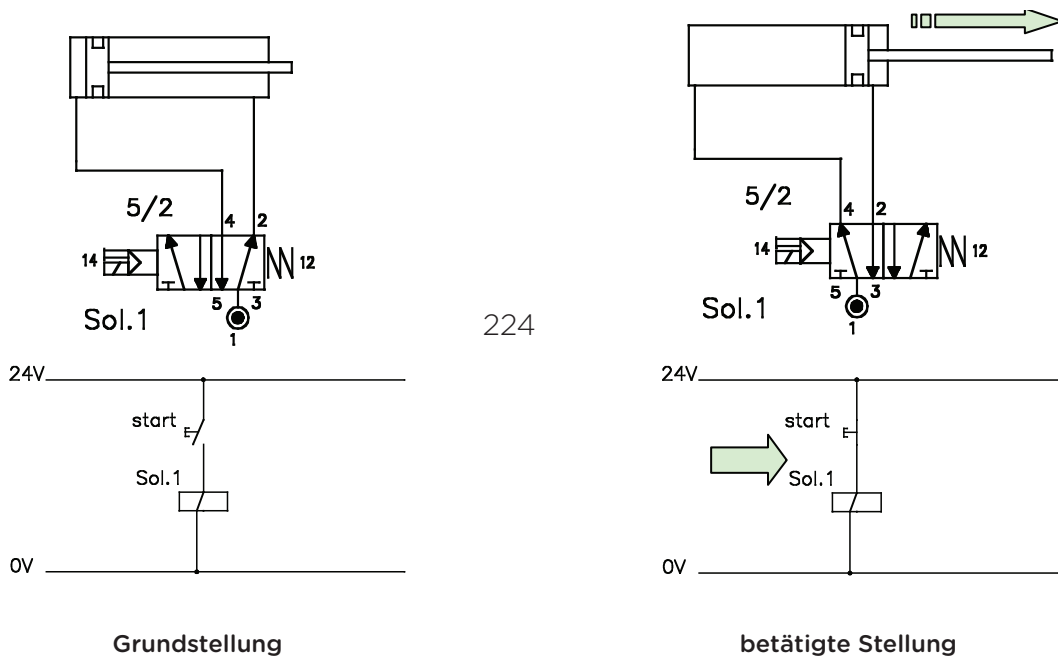
Bei der grafischen Darstellung pneumatischer Schaltungen werden die pneumatischen Geräte als Bildzeichen stets in der Stellung abgebildet, in der sie sich im Ruhezustand der Maschine befinden. Wird ein Endschalter in diesem Zustand aktiviert oder gedrückt, ist er auf dem Schaltplan in ebendieser Stellung dargestellt. Die Normen für die Darstellung elektrischer Schaltungen sehen dagegen vor, dass die Geräte stets in ihrer Ruheposition abgebildet werden, selbst wenn sie bei stillstehender Maschine eigentlich aktiv sind.



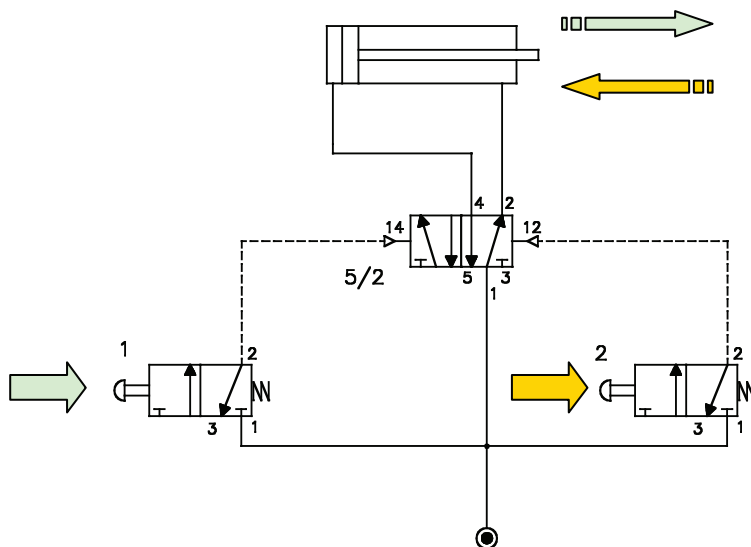
Für diese Anwendung eignet sich ein – ebenfalls von Hand betätigtes – 5/2-Wegeventil. In der Grundstellung ist der Druckluftanschluss 1 mit dem Arbeitsanschluss 2 verbunden, der die vordere Zylinderkammer belüftet, während die hintere Zylinderkammer über den Arbeitsanschluss 5 und den Entlüftungsanschluss 5 entlüftet wird. Bei Betätigung des Ventils ändert sich das Durchflussverhalten von 1 nach 4 und von 2 nach 3, der Entlüftungsanschluss ist gesperrt und die Kolbenstange wird ausgefahren. In beiden abgebildeten Fällen bleiben die Kolbenstangen solange in Arbeitsstellung, wie das Ventilsteuersignal gesetzt ist. Wird das Signal zurückgesetzt, fahren die Kolbenstangen in Ruhestellung, da sie von monostabilen Ventilen betätigt werden. Dies ist auch für Zylinder darstellbar, bei denen eine direkte Steuerung aufgrund der schlechten Zugänglichkeit oder der Zylindergröße nicht möglich ist. In diesem Fall kommt eine indirekte Steuerung zum Einsatz: Dabei steuert ein kleines handbetätigtes Vorsteuerventil mit geringen Schaltkräften ein ausreichend großes pneumatisch betätigtes Ventil in der Nähe des zu steuernden Zylinders. Es findet also eine Fernsteuerung statt; die Vorsteuerung eines größeren Ventils erlaubt die die Steuerung großer Volumenströme.



Die Steuerung erfolgt in diesem Fall nicht direkt, sondern indirekt. An der Funktionsweise des Zylinders ändert sich dadurch jedoch nichts. Beobachtet man die Stellung der abgebildeten Ventile, erkennt man, dass sich die Schaltebene im unteren Bereich des Schaltbilds befindet. Die Vorsteuerung ist als gestrichelte Linie dargestellt. Steuerleitungen werden stets gestrichelt eingezeichnet, während die Hauptdruckleitungen als durchgezogene Linien erkennbar sind.



Die elektropneumatische Entsprechung ist in der obigen Abbildung dargestellt. Das Vorsteuerteil des Magnetventils verhält sich wie ein 3/2-Wegeventil, das ein 5/2-Wegeventil vorsteuert und dabei das Signal verstärkt. Häufig ist auch eine Speicherfunktion vorhanden. Diese Funktion ermöglicht die Speicherung des Ausgangssignals eines bistabilen Ventils mithilfe eines impulsförmigen oder kurzzeitigen Steuersignals. Durch solche Schaltungen kann ein Zylinder in der gewünschten Schaltstellung gehalten werden, selbst wenn kein Steuersignal mehr anliegt.



Indem das Steuerventil des Zylinders abwechselnd von Impulsen der Ventile 1 und 2 betätigt wird, ergeben sich zwei feste Stellungen, die solange wie nötig gehalten werden können, selbst wenn kein entsprechendes Signal anliegt. Wie bereits im Kapitel über die Ventile ausgeführt wurde, wird ein gesendetes Steuersignal durch ein Ge-

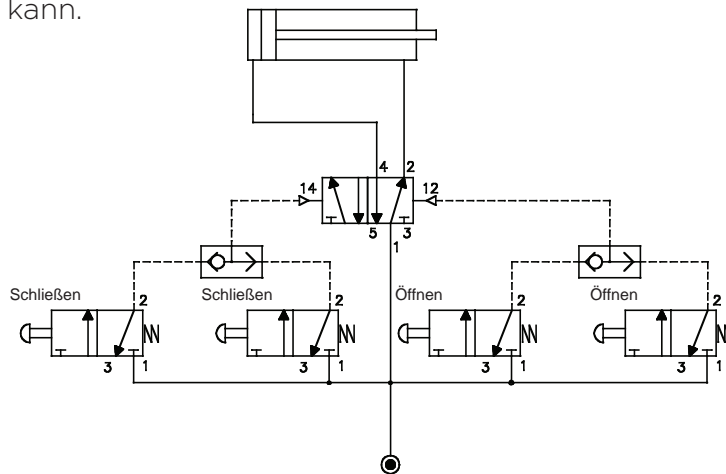


gensignal aufgehoben. Das elektropneumatische Äquivalent besteht aus einem doppeltwirkenden Zylinder, der von einem bistabilen 5/2-Wegeventil angesteuert wird. Anstelle der beiden 3/2-Wegeventile kommen zwei Taster zum Einsatz.

Ist mehr als ein Steueranschluss vorhanden, von dem aus dieselben Befehle an den Zylinder erteilt werden, so müssen die Ventile, die denselben Befehl ausgegeben, parallel zueinander geschaltet werden.

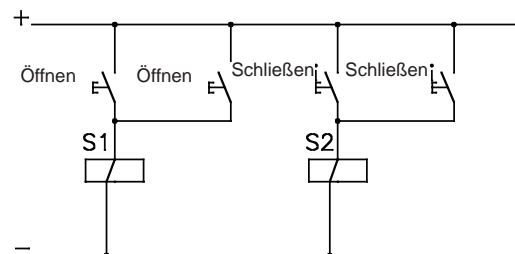
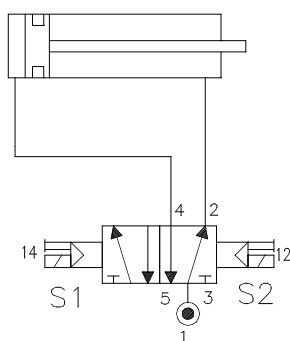
Das Ausgangssignal jedes Ventils wird dann an die Steueranschlüsse eines Wechselventils gesendet, das auswählt, welches Signal zur Ansteuerung des Leistungsventils des Zylinders verwendet wird.

Das Wechselventil sorgt dafür, dass Druckluft vom Ausgang eines der beiden Steuerventile direkt zum Entlüftungsanschluss des zweiten, parallel geschalteten Ventils durchströmen kann.



Man kann das Prinzip mit einer Tür vergleichen, die von zwei verschiedenen Stellen aus geschlossen und geöffnet werden soll. Auf der Abbildung sind die beiden Punkte zum „Öffnen“ und „Schließen“ der besseren Übersichtlichkeit halber rechts bzw. links angeordnet. In Wirklichkeit sind sie auf beiden Seiten der Tür mit jeweils einem Öffnungs- und Schließpunkt über Kreuz angeordnet.

In der elektropneumatischen Ausführung wird kein Wechselventil benötigt, da bei der Verwendung elektrischer Signalen nicht das Problem besteht, dass die Entlüftungsanschlüsse belegt werden könnten.



Die Taster werden einfach parallel geschaltet.

Auch in dieser Anordnung unterdrückt die Präsenz eines Signals das entsprechende Gegensignal. Dies gilt sowohl für die pneumatische als auch für die elektrische Ausführung.

21.2 FUNKTIONSDIAGRAMME (BESCHREIBUNG DER FUNKTIONSABLÄUFE)

Bewegen sich ein oder mehrere Zylinder nach einem vorgegebenen Ablauf, so muss dieser klar und präzise dargestellt werden.

Zunächst werden die eingefahrenen und ausgefahrenen Stellungen der Kolbenstange mit einem Minus- bzw. Pluszeichen gekennzeichnet.

Jeder Zylinder wird mit einem Großbuchstaben des Alphabets bezeichnet. Ist ein Zylinder mit A gekennzeichnet, so steht A+ für die ausgefahrene Kolbenstangenposition und A- für die eingefahrene Stellung. Alle Sensoren dieses Zylinders werden mit demselben, allerdings kleingeschriebenen Buchstaben bezeichnet; daneben steht eine tiefgestellte 0, wenn der Sensor die Minusstellung des Zylinders erfasst, bzw. eine tiefgestellte 1, wenn der Sensor die Plusstellung erfasst, in diesem Fall a0 bzw. a1.

Am einfachsten lässt sich der Funktionsablauf eines Zylinders beschreiben, der sich abwechselnd in beide Richtungen bewegt, und dessen Zyklus mit dem Startsignal beginnt und mit dem Stoppsignal endet.

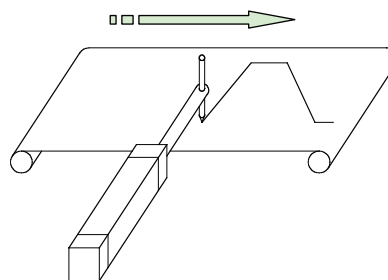
Dies kann in Buchstabenform (Kurzschreibweise) oder grafisch dargestellt werden.

A+/A- A+/A-

Die Kurzschreibweise gibt lediglich Aufschluss über die Abfolge der Zylinderstellungen, nicht jedoch über die die Start- und Stoppsignale und die Position der Endschalter, die den automatischen Ablauf unterstützen.

Die grafische Darstellung füllt diese Lücken.

Man kann sich vorstellen, dass am Ende der Kolbenstange ein Bleistift sitzt. Unter der Bleistiftspitze läuft – wie auf der Abbildung gezeigt – eine Papierbahn vorbei.



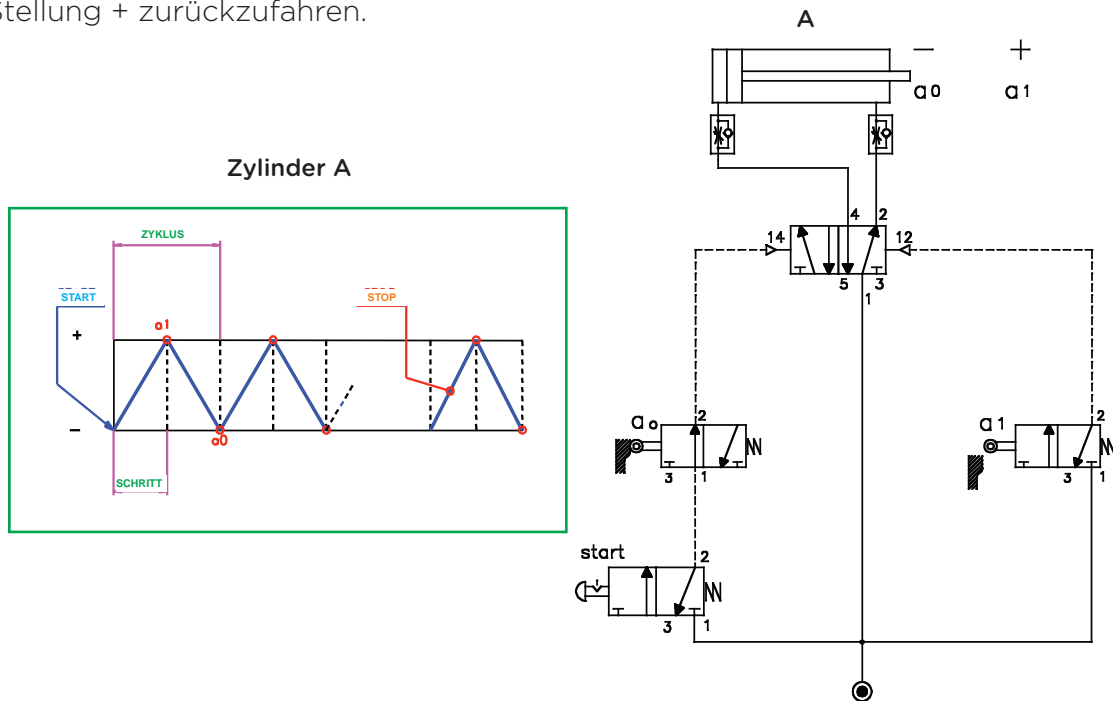
Während der Zylinder in der ein- bzw. ausgefahrenen Position (+ bzw. -) verharrt, zieht der Bleistift eine waagerechte Linie. Die Ein- und Ausfahrbewegung an sich wird durch schräge Linien angezeigt. Diese verlaufen je nach Geschwindigkeit der Ein- und Ausfahrbewegungen steiler bzw. flacher. Dies ist bei der Erstellung eines Schaltplans noch nicht von Belang, sollte jedoch später bei der Dimensionierung der Geräte, aus denen eine Schaltung besteht, berücksichtigt werden.

21.3 VOLL- UND TEILAUTOMATISCHE STEUERUNGEN

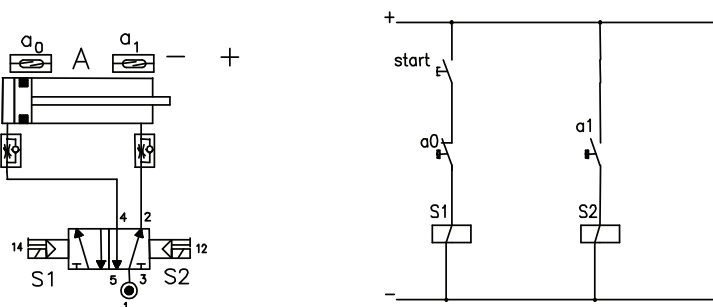
Jeder Zyklus besteht aus einzelnen Ereignissen (Schritten), in denen sich der Zylinderhub (Weg) vollzieht. In dem vorliegenden Beispiel wird der Zyklus n mal automatisch



so oft wiederholt, bis er durch ein Stoppsignal unterbrochen wird. Der Zyklus ist so programmiert, dass die Kolbenstange am Zyklusende in Minusstellung verharrt. Bewegt sich der Zylinder gerade in Richtung +, so vollendet er seinen Hub und kommt erst zum Stillstand, wenn er die Minusstellung erreicht hat. Im Schaltbild ist der Endlagersensor a0 in Reihe zum Start-/Stoppventil geschaltet, so dass nach Erteilung des Stoppsignals das letzte Signal, das am Ventil zur Ansteuerung des Zylinders ankommt, das von a1 ausgegebene Signal ist, das den Zylinder A in Minusstellung definiert. Das Schaltbild ist recht relativ einfach. Wenn das Startsignal ausgegeben wird, wird über den betätigten Endschalter a0 das Startsignal in A+ gesendet, und sofort danach wird a0 freigegeben und druckentlastet die entsprechende Steuerleitung. Bei Erreichen der Plusstellung wird der Endschalter a1 betätigt, der dem Zylinder befiehlt, wieder in Stellung + zurückzufahren.



Es werden so lange abwechselnd beide Positionen angefahren, bis die Stoppstellung gewählt wird, die den Zylinder in die genannte Endposition bringt.

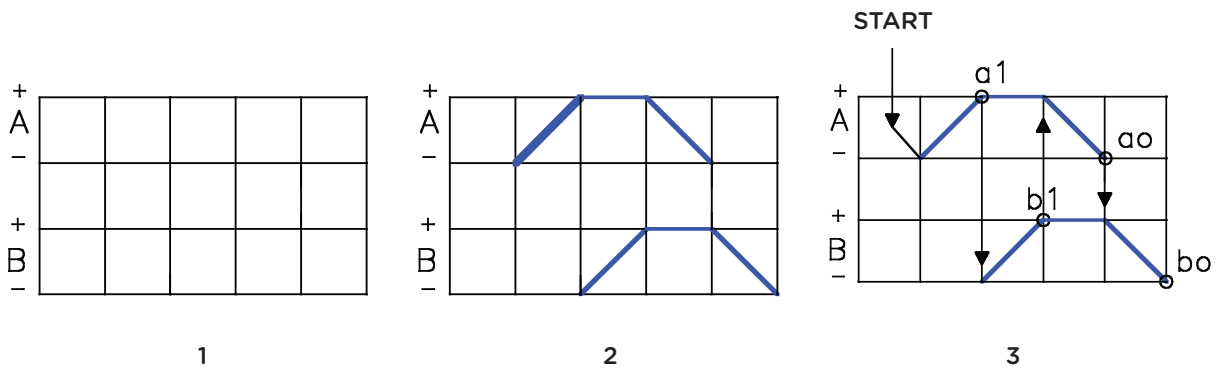


Die elektropneumatische Version gehorcht denselben Bedingungen und basiert auf demselben Zyklus.

Es können nun auch die Bewegungsdiagramme zweier Zylinder A und B gezeichnet werden, die sich mit folgender Sequenz bewegen:

A+ / B+ / A- / B-

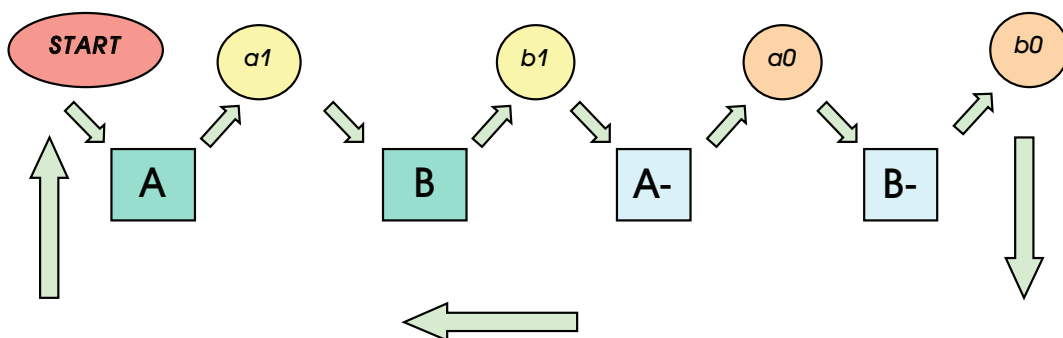
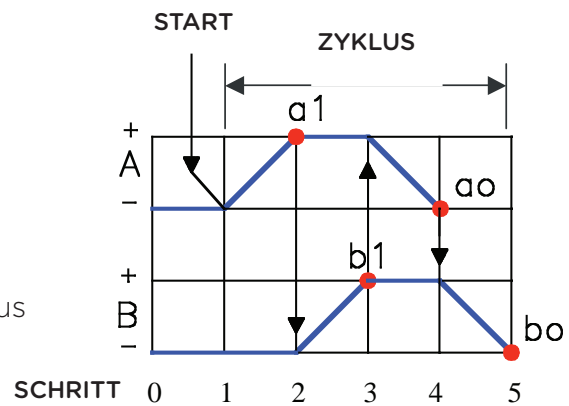
Dazu müssen den Bewegungen der einzelnen Zylinder zunächst zwei voneinander getrennte Zeilen zugewiesen werden (1).



Als nächstes wird die oben angegebene Buchstabenabfolge (2) eingezeichnet, und schließlich die entsprechenden Steuersignale (3). Damit sind die einzelnen Schritte des Zyklus definiert.

Legende:

- Schritt 1: Start führt zu A+
- Schritt 2: a₁ führt zu B+
- Schritt 3: b₁ führt zu A-
- Schritt 4: a₀ führt zu B-
- Schritt 5: b₀ führt zum Abbruch des Zyklus oder zum automatischen Wiederanlauf



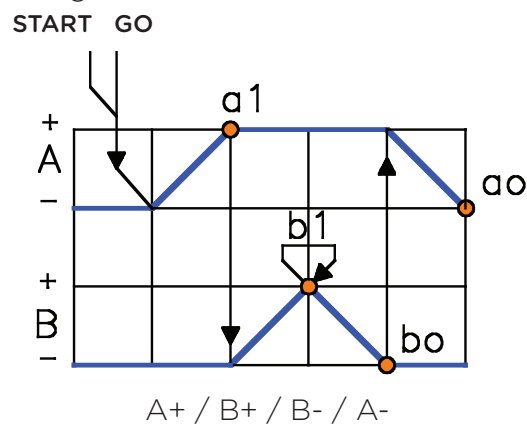


Die Steuerung erfolgt über Endlagenventile, die direkt von den Kolbenstangen betätigt werden. Dadurch ist sichergestellt, dass der einprogrammierte Ablauf genau eingehalten wird. Die Start-, Stopp- und Not-Aus-Signale werden von handbetätigten Ventilen ausgegeben. Alle von den genannten Ventilen ausgegebenen Signale werden direkt an die Hauptverteiler geleitet, welche die entsprechenden Zylinder betätigen bzw. die Stopp- bzw. Not-Aus-Funktion auslösen.

Betrachtet man nun das zuvor beschriebene Ablaufdiagramm, erkennt man, dass die von den Endlagenventilen ausgegebenen Signale eine bestimmte Dauer haben. So ist beispielsweise a1 von Schritt 2 bis 3 aktiv, b1 von Schritt 3 bis 4, a0 von Schritt 4 bis 5 und b0 von Schritt 5, der bei automatischem Wiederanlauf zeitgleich mit Schritt 1 erfolgen kann, bis Schritt 2.

So ist das Endlagenventil b0 stets betätigt, wenn sich Zylinder B in Minusstellung befindet, und damit auch, wenn Schritt 1 des Zyklus ausgeführt wird.

Die entsprechenden Signale können folglich als kontinuierliche Signale bezeichnet werden, da sie eine Zeitlang andauern:



Anhand der abgebildeten Sequenz erkennt man, dass das von b1 ausgegebene Signal ein Impulssignal ist, da seine Dauerlinie auf nur einen Punkt beschränkt ist.

In den bisherigen Abläufen kamen zwei Signalarten vor:

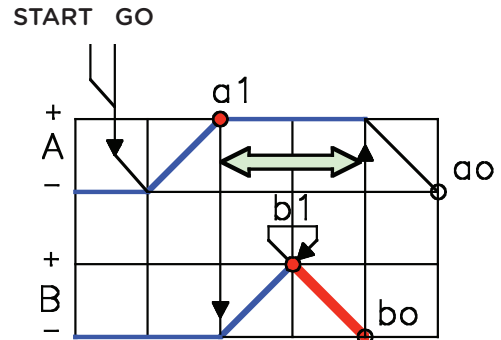
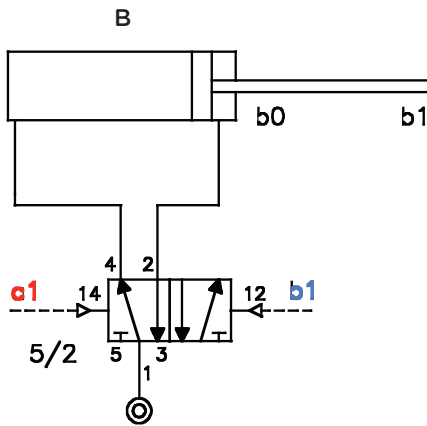
- **impulsförmige Signale**
- **kontinuierliche Signale**

Die kontinuierlichen Signale lassen sich wiederum in zwei Typen unterteilen:

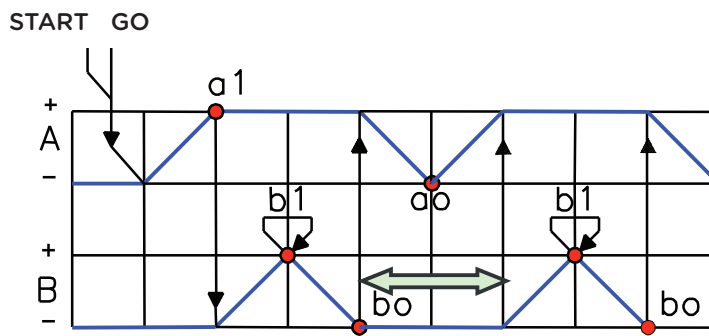
- **einfache kontinuierliche Signale**
- **kontinuierliche Sperrsignale**

Die einfachen kontinuierlichen Signale dauern an, wobei ihr Vorhandensein auch nach Ausführung der ihr zugewiesenen Funktion den Ablauf des einprogrammierten Zyklus nicht stört. Kontinuierliche Sperrsignale dauern ebenfalls an, ermöglichen es jedoch nicht, dass der Zyklus weiter ausgeführt wird, der somit in einer bestimmten Phase verriegelt wird.

Deshalb ist es wichtig, solche Signale zu erkennen und sie zeitlich zu begrenzen, damit sie wie einfache kontinuierliche Signale arbeiten. In dem oben beschriebenen Ablauf führt das Fahren von A in die Plusstellung dazu, dass a1 zwecks Betätigung von B+ aktiviert wird. Kommt dann b1 ins Spiel, um den Zylinder B in Minusstellung zu bringen, bricht der Zyklus ab, da das von b1 ausgegebene Signal von a1 gestört wird.



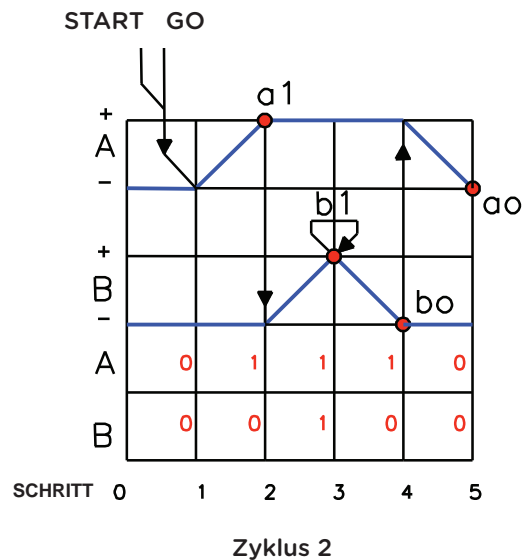
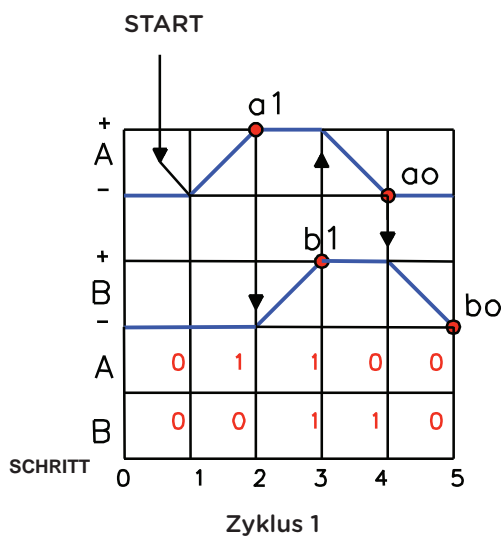
Das Diagramm zeigt nämlich, dass a1 das Signal für B+ auch dann ausgibt, wenn b1 den Befehl für B- erteilt.



Wenn der Zyklus automatisch wieder startet, verhält sich das Endlagenventil b0 genau wie a1 und übt damit eine Sperrfunktion aus.

Es ist nicht immer leicht, ein Sperrsignal zu erkennen. Bei der Erkennung hilft die im Folgenden beschriebene Methode.

Ausgangspunkt sind die beiden bisher beschriebenen Zyklen.





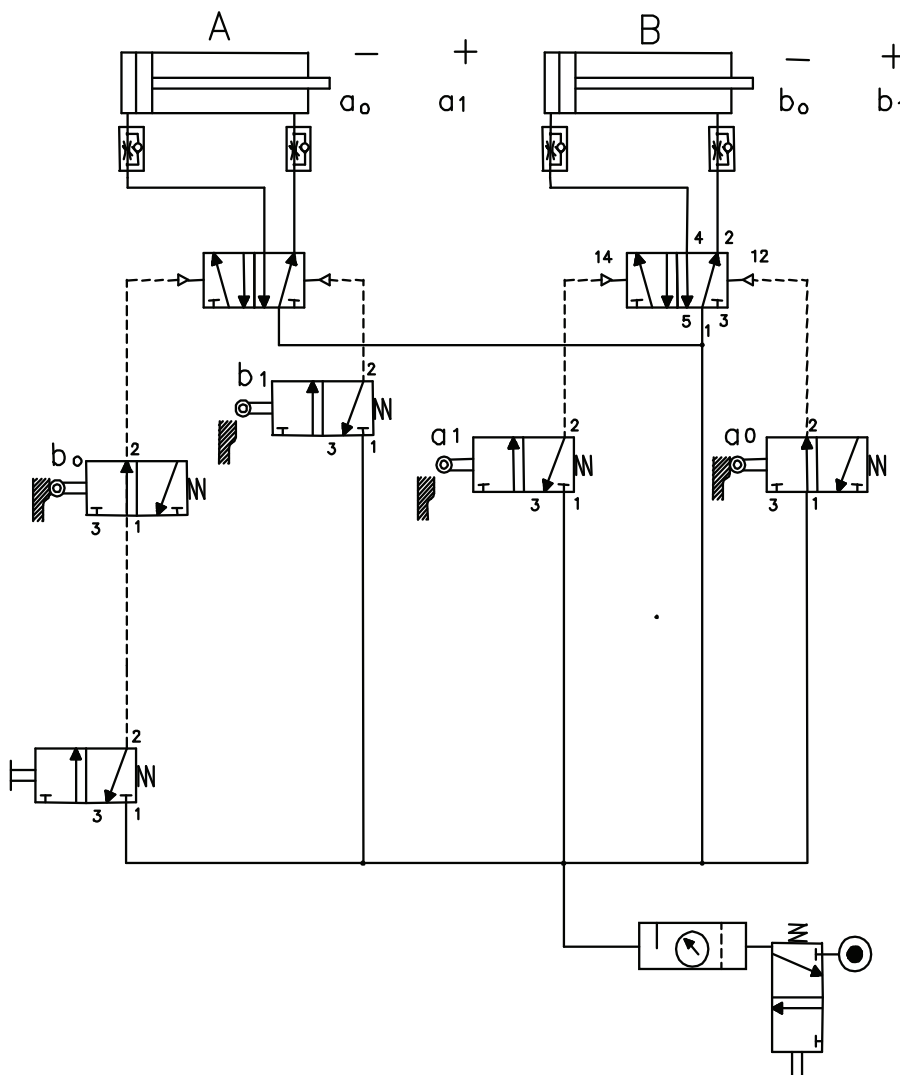
In allen Schritten des Zyklus (von 1 bis 5) wird den Zylindern A bzw. B der Wert Null zugewiesen, wenn diese sich in der Minusstellung befinden, und den Wert 1, wenn sie in Plusstellung sind.

In Zyklus 1 gibt es in keiner Phase identische Kombinationen von 0 und 1. In Zyklus 2 dagegen wiederholt sich in Schritt 2 und 4 die gleiche Kombination, obwohl erstere das Anfahren von B+ befiehlt, und letztere das Anfahren von B-. Wie zuvor beschrieben, waren die von a1 und b0 ausgegebenen Signale als Sperrsignale erkannt worden. Wiederholen sich also zwei Kombinationen, bedeutet dies, dass die von den betreffenden Endlagenventilen ausgegebenen Signale eine Verriegelung bewirkt haben.

Auch die Kombination 0/0 wiederholt sich, aber da in diesem Fall einfach nur Zyklusbeginn und -ende zusammenfallen, ist nur eine der beiden Kombinationen relevant. Die erste oder die zweite - gleichgültig welche - kann folglich eliminiert werden.

Für Zyklus 1 kann die Schaltung realisiert werden, indem alle Zuführungen zu den benötigten Ventilen direkt an die Druckluftquelle angeschlossen werden.

Zyklus 1 A+ / B+ / A- / B-

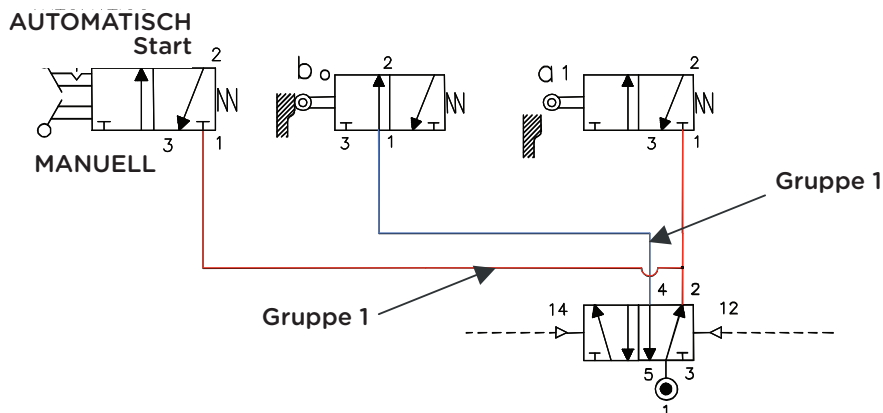




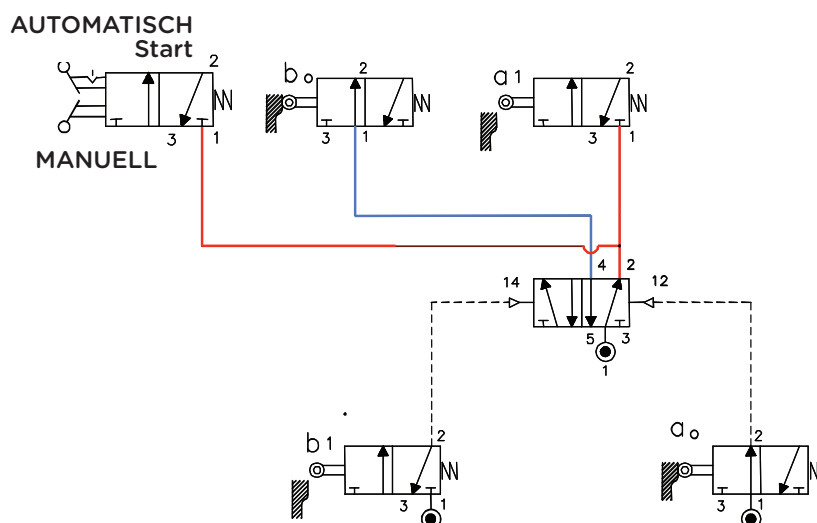
Ausgang 2 des Ventils wird der Leitung der Gruppe 1 und Ausgang 4 der Leitung der Gruppe 2 zugeteilt. Das Ventil fungiert somit als „Selektionsventil“.
Als nächstes werden die Endlagenventile nach dem folgenden Kriterium mit den beiden festgelegten Leitungen verbunden:

- Verbinden der Zuführungen (Anschluss 1) aller Endlagenventile der Zylinder der Gruppe 1 - außer dem letzten - mit der Leitung der Gruppe 1. In diesem Fall wird a1 verbunden, wobei das letzte b1 frei bleibt. Verbinden des Druckluftanschlusses des START-Ventils mit derselben Leitung.

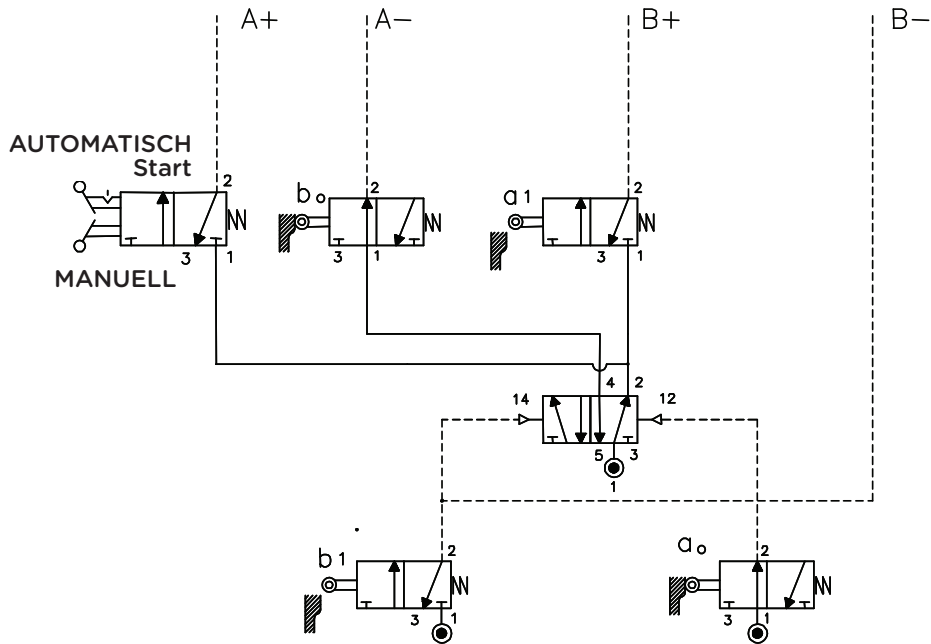
- Verbinden der Zuführungen (Anschluss 1) aller Endlagenventile der Zylinder der Gruppe 2 - außer dem letzten - mit der Leitung der Gruppe 2. b0 wird verbunden, das letzte a0 bleibt frei.



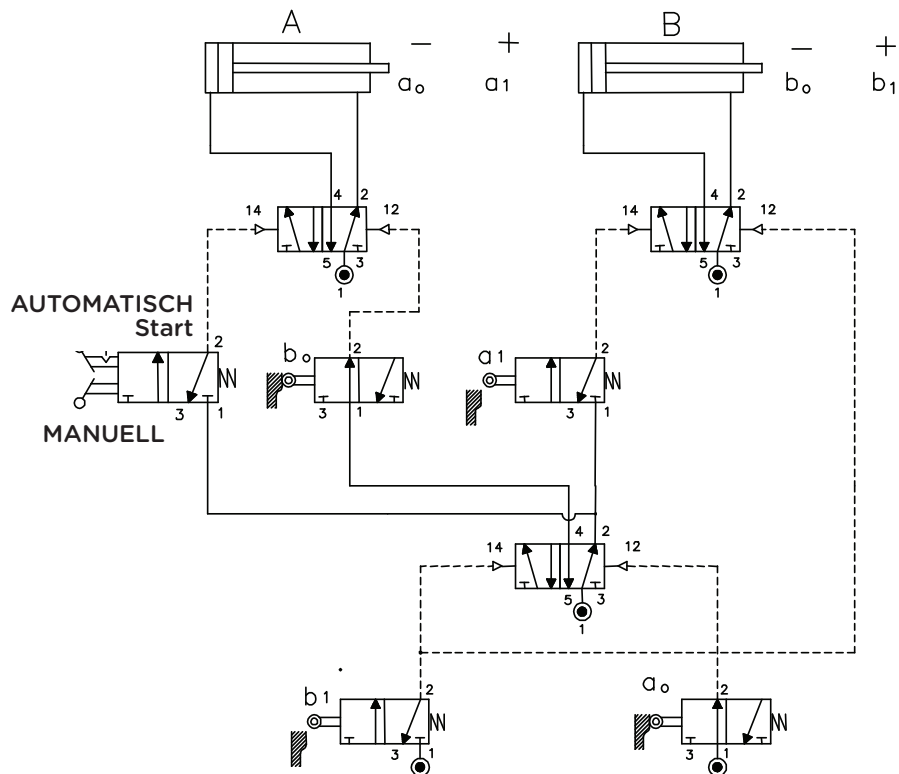
An der Abfolge erkennt man, dass das Endlagenventil b1 das letzte in der Gruppe 1 abgegebene Signal ist; es wurde als impulsförmiges Signal erkannt. Daher wird es zum Aktivieren der Leitung der Gruppe 2 eingesetzt, indem es mit dem Steueranschluss 14 des Selektionsventils verbunden wird. Genauso verhält es sich mit a0 in der Gruppe 2, wo es das letzte am Ende des Zyklus ausgegebene Signal ist, das dazu dient, die Ausgangsbedingungen zum Starten eines neuen Zyklus wiederherzustellen, indem es sein Signal an den Steueranschluss 12 des Selektionsventils sendet.

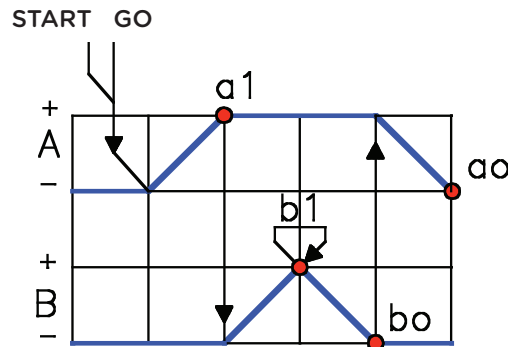


Nun müssen nur noch den Ventilen, welche die Zylinder steuern, die von den Ausgängen der Endlagenventile und vom START-Ventil ankommenden Signale gesendet werden.



Nun kann das fertige Schaltbild gezeichnet werden.





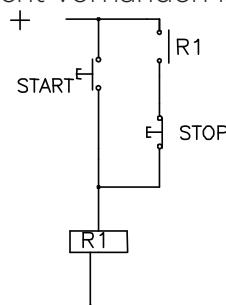
Der Zyklus kann im Dauerbetrieb ablaufen, wenn die Betätigungsart auf „AUTOMATISCH“ gesetzt wird. Wird sie dagegen auf „MANUELL“ eingestellt, wird nur ein einziger Zyklus ausgeführt.

Die elektropneumatische Version lässt sich ganz ähnlich darstellen, indem ein Relais als Speicher eingesetzt wird.

Im Folgenden soll ein kurzer Überblick über die Funktionsweise eines Relais gegeben werden.

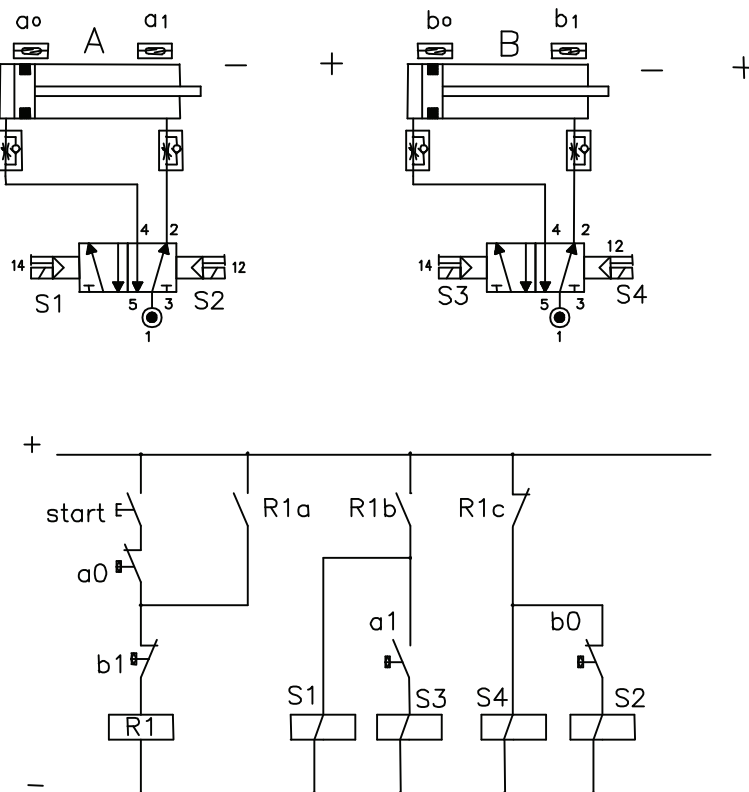


Relais sind elektromechanische Komponenten, die aus einem Elektromagneten und einem Anker aus einem ferromagnetischen Material bestehen, auf das beim Anlegen von Strom an die Spule eine Anziehungskraft ausgeübt wird. Der Anker ist mechanisch mit mehreren Kontakten verbunden, die durch die Bewegung des Ankers selbst geschlossen oder geöffnet werden. Häufig kommen Relais mit Umschaltkontakten (siehe Abbildung) zum Einsatz; solche Relais können ein bis vier Umschalt- bzw. Wechselkontakte haben. Die Selbsthaltefunktion wird verwendet, wenn ein elektrischer Steuerungsimpuls an das Relais gesendet wird, das sich durch Selbsthaltung aktiviert hält, auch wenn das Steuersignal gerade nicht vorhanden ist.



Das Prinzip der Selbsthaltefunktion wird in der Abbildung verdeutlicht. Beim Drücken von START wird die Spule des Relais R1 erregt; sie aktiviert einen parallel zum Starttaster geschalteten Kontakt und versorgt sich selbst mit Strom. Beim Loslassen von START fällt der Kontakt von R1 ab.

Nach diesem Prinzip können die Wechselkontakte des Relais verwendet werden, um so die in der pneumatischen Version beschriebene Selektion zu realisieren. Die Signal-selektion erfolgt über dieselben Endschalter b1 und a0, die hier anstelle eines pneumatischen Signals ein elektrisches Signal ausgeben.



Das Startsignal erregt über die in Reihe geschalteten a0 (NO) und b1 (NC) das Relais R1, dass sich mithilfe des Kontakts R1a selbst mit Strom versorgt.

Gleichzeitig aktiviert es die Wechselkontakte R1b und R1a. Die Spule S1 wird aktiviert und schaltet das entsprechende Magnetventil, das befiehlt, dass Zylinder A in Stellung + fährt. Der Endschalter a0 wird losgelassen, doch das Relais R1 hält sich durch den Kontakt R1a selbst aktiv. Nach Vollendung seines Hubs aktiviert Zylinder A den Endschalter a1, der über den geschlossenen Kontakt R1b versorgt wird und die Spule S3 erregt. Zylinder B fährt in Richtung Plusstellung. Nach Erreichen dieser Stellung aktiviert er den Endschalter b1, der den Kontakt öffnet und zum Abfallen von Relais R1 führt. Die Wechselkontakte R1b und R1a kehren in ihre Ruhestellung zurück, und die Spule S4 befiehlt Zylinder B, wieder in die Minusstellung zurückzufahren, um erneut b0 zu aktivieren. Die Erregung der Spule S2 bringt Zylinder A wieder zurück in die Minusstellung.

Wenn Start gedrückt geblieben ist, startet der Zyklus nach Aktivieren von a0 von neuem; andernfalls wird er solange angehalten, bis ein neuer Startbefehl erfolgt.



Der Zyklus läuft nach folgendem Schema ab:

$$A+ / B+ / B- / A-$$

Die Erstellung des Schaltplans erfolgte im beschriebenen Beispiel nach der sog. Kaskadenmethode.

Abläufe mit drei oder mehr Zylindern werden heutzutage kaum noch mit rein pneumatischen bzw. elektropneumatischen Automatisierungen auf der Basis von Relais, sondern vielmehr mit speicherprogrammierbaren Steuerungen (SPS) realisiert.

Um das Prinzip der Kaskade jedoch besser zu veranschaulichen, soll hier eine Sequenz mit drei Zylindern in Gruppen eingeteilt werden, und zwar.

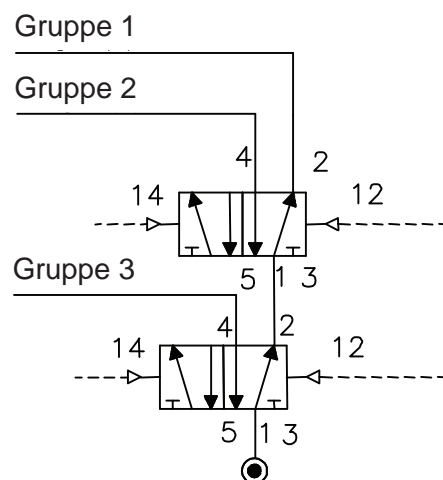
$$A+ / B+ / B- / C+ / C- / A-$$

Die Einteilung muss wie folgt vorgenommen werden:

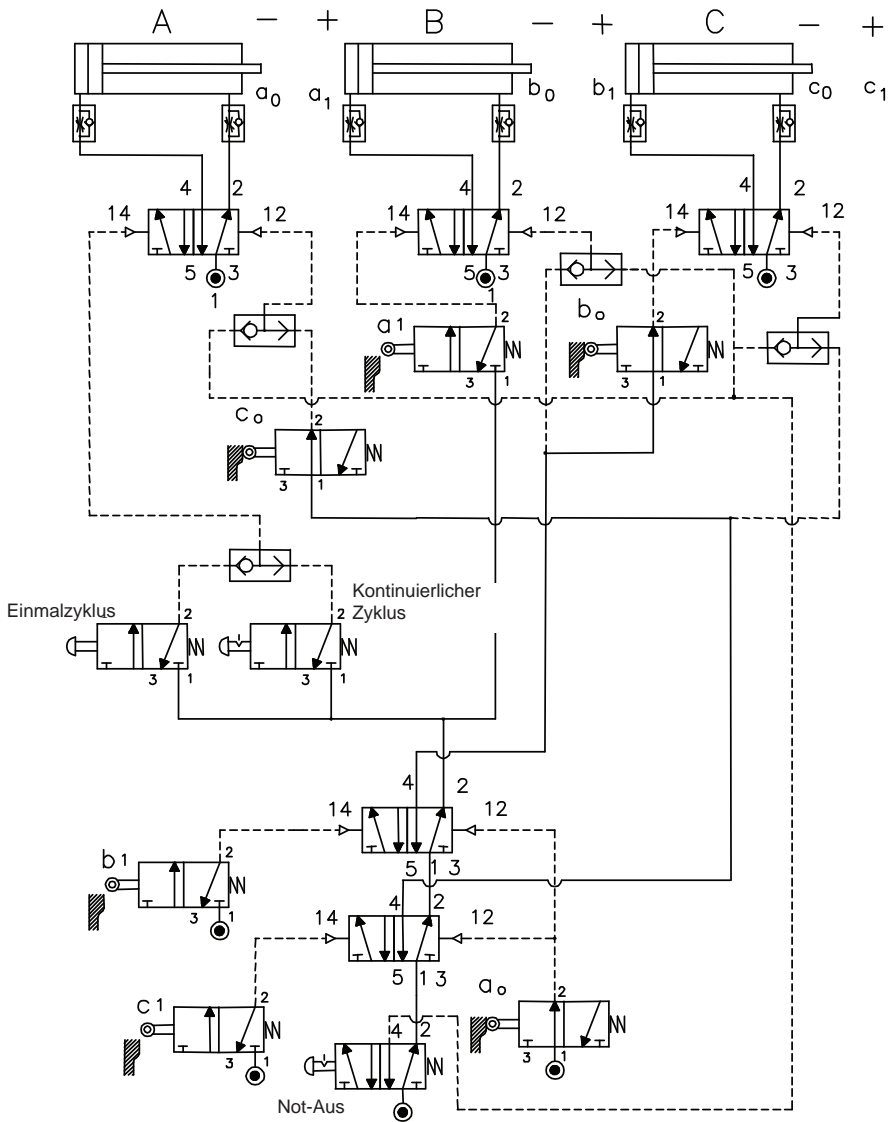
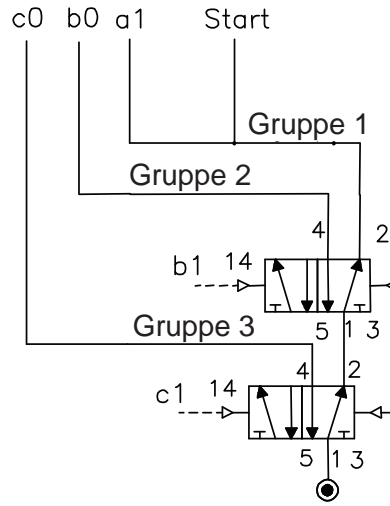
- Gruppe 1: A+ / B+ Endschalter a_1 und b_1
- Gruppe 2 : B- / C+ Endschalter b_0 und c_1
- Gruppe 3 : C- / A- Endschalter c_0 und a_0

Endschalter b_1 befiehlt den Wechsel von Gruppe 1 in Gruppe 2, c_1 den Wechsel von Gruppe 2 in Gruppe 3 und a_0 den Wechsel von 3 in 1.

Man kann nun ein erstes Selektionsventil mit Speicherfunktion einzeichnen, bei dem – wie in der vorherigen Sequenz – Ausgang 2 als Leitung für Gruppe 1 und Ausgang 4 als Leitung für Gruppe 2 verwendet wird. Nun muss nur noch die Leitung der dritten Gruppe definiert werden. Dazu zeichnet man ein zweites 5/2-Wegeventil mit Speicherfunktion ein, bei dem Ausgang 4 die dritte Gruppe versorgt, während Ausgang 2 mit Eingang 1 des vorherigen Ventils verbunden wird. Eingang 1 des zweiten Ventils ist direkt mit der Druckluftleitung verbunden.

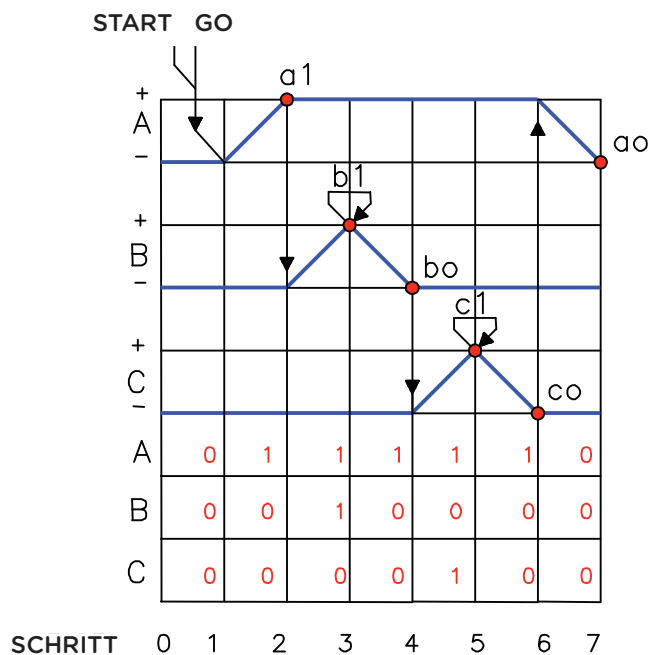


Man verbindet nun alle Zuleitungen (Anschluss 1) der entsprechenden Endschalter mit dem einzelnen Gruppen – bis auf den letzten Endschalter – und legt den Wechsel von einer Gruppe zur nächsten wie beschrieben fest.





Die endgültige Version des Diagramms wird anhand der oben beschriebenen Schritte erstellt. Die Schaltung wird ggf. um Zusatzfunktionen wie Taster für einen Einmalzyklus, für einen kontinuierlichen Zyklus oder Not-Aus ergänzt. Die Not-Aus-Funktion stellt sicher, dass alle in Plusstellung befindlichen Zylinder gleichzeitig in Minusstellung zurückfahren, gleichgültig an welcher Stelle des Zyklus sie sich gerade befinden. Wie man sieht, ist das Diagramm schwer zu entwerfen und zu deuten; bequemer ist in diesem Fall die Verwendung einer programmierbaren Steuerung.



Bemerkenswert ist, dass Schritte 2, 4 und 6 die gleiche Kombination aufweisen, obwohl sie unterschiedliche Befehle erteilen. Sie beruhen auf drei Endschaltern, die Sperrsignale abgeben und die über zwei Selektionsventile mit Speicherfunktion gespeist werden.

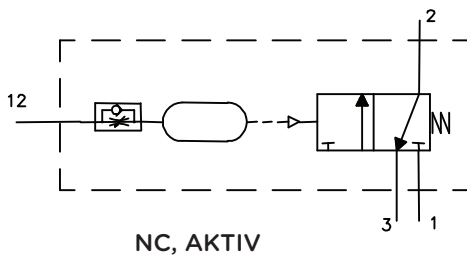
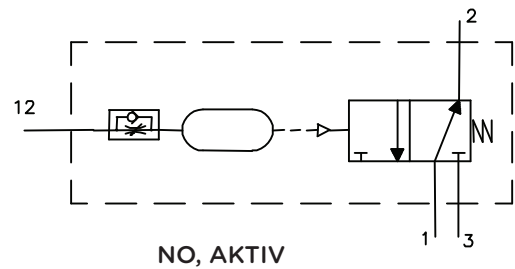
21.4 PNEUMATISCHE ZEITGLIEDER

Pneumatische Zeitglieder sind zusammengesetzte Bauteile, die ein Ausgangssignal im Verhältnis zum Steuersignal verzögern. Man unterscheidet zwischen „Ansprechverzögerung“ und „Abfallverzögerung“.

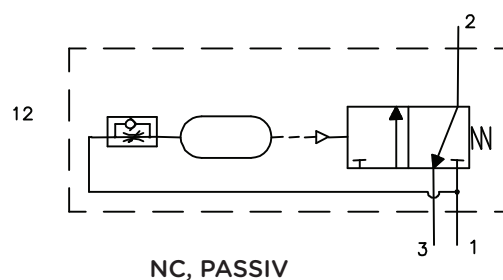
Ansprechverzögerung

Das Ausgangssignal, das entweder positiv (Druck) oder negativ (Entlüftung) sein kann, wird erst nach Ablauf einer eingestellten Verzögerungszeit nach Eintreffen des Steuersignals abgegeben. Das Zeitglied besteht in der Regel aus einem in Ruhstellung geschlossenen 3/2-Wegeventil für positive Signale bzw. aus einem in Ruhstellung geöffneten 3/2-Wegeventil für negative Signale, jeweils mit pneumatischer Bestätigung und Federrückstellung.

Am Steueranschluss wird nach dem nachstehenden Schema ein kleiner Behälter mit einer Drossel angeschlossen.

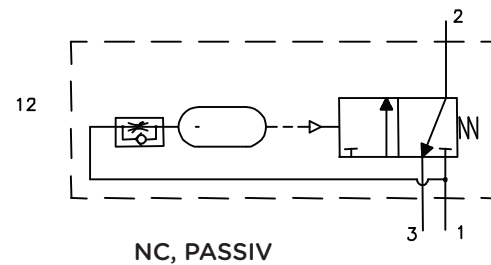
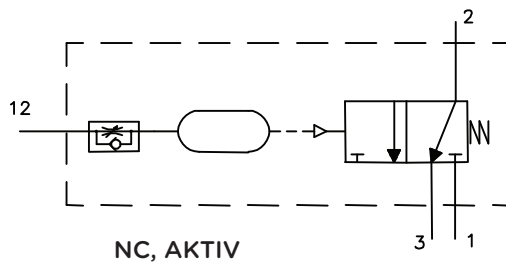
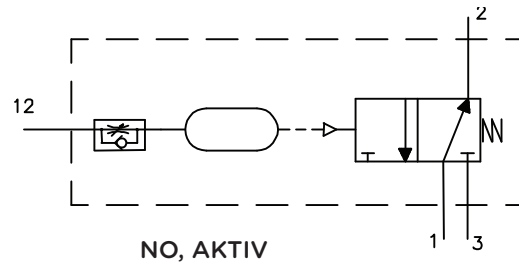


Das Drosselrückschlagventil regelt den Druck in Richtung des Behälters, in dem sich je nach Einstellung nach einer bestimmten Zeit ein Schwellendruck aufbaut, mit dem das 3/2-Wegeventil umgeschaltet wird. Das pneumatische Signal gelangt nun im Fall eines in Ruhestellung geschlossenen Ventils zum Ausgang 2 bzw. wird gelöscht, wenn es sich um ein in Ruhestellung geöffnetes Ventil handelt. Kommt das Drucksignal 12 von außen, spricht man von einer aktiven Betätigung; bei einer direkten Verbindung mit Eingang 1 spricht man dagegen von einer passiven Betätigung.



Abfallverzögerung

Bei der Abfallverzögerung wirkt das Drosselventil genau in die entgegengesetzte Richtung, so dass das Drucksignal 12 das 3/2-Wegeventil sofort umschalten kann. Erlischt das Drucksignal, baut sich der Druck im Behälter in Abhängigkeit von der Drossel-einstellung ab, wobei der Schwellendruck für das Abfallen des 3/2-Wegeventils nur langsam erreicht wird. Das Ausgangssignal erlischt beim in Ruhestellung geschlossenen Ventil nach einer bestimmten Zeit; beim in Ruhestellung geöffneten Ventil tritt es erneut auf. Auch hier unterscheidet man zwischen aktiver und passiver Betätigung.



Zeitglieder bieten keine Wiederholgenauigkeit, da sie in ihrer Funktionsweise von der physikalischen Beschaffenheit der Luft abhängen, die nicht konstant ist. Ihre Leistung ist jedoch für die meisten Anwendungen völlig ausreichend.

21.5 LOGIKFUNKTIONEN

Pneumatische Systeme funktionieren in den meisten Fällen wie digitale Systeme, wo die Funktionsweise der Komponenten durch den Zustand eines Signals gegeben ist. Ist der Zustand vorhanden, ist dies durch eine 1 definiert; ist er nicht vorhanden, entspricht dies einer 0.

Eine Modulation der Signale ist nicht erforderlich; sie müssen sich lediglich innerhalb der Schaltbereiche der entsprechenden Komponenten bewegen.

Eine druckführende Leitung wird mit 1 symbolisiert, eine drucklose Leitung mit 0; ebenso wird die Betätigung eines Endschalters mit 1 symbolisiert und die Nichtbetätigung mit 0. Es sind also stets nur die beiden Zustände 1 und 0 möglich. Die Verarbeitung der Daten erfolgt nach den Regeln der binären Logik. Die logischen Grundfunktionen sind: Affirmation (JA), Negation (NEIN), logische Summe (ODER) und logisches Produkt (UND).

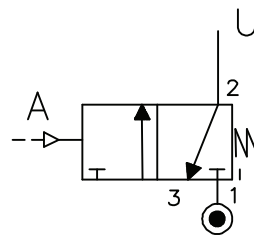
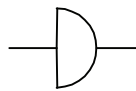
JA-Funktion

Die affirmative Funktion ist eine Operation, bei der ein Signal identisch wiederholt wird. Ist das Steuersignal 0, ist der Ausgang gleich 0; ist das Steuersignal 1, ist auch der Ausgang 1.

In der Regel ist das Ausgangssignal im Vergleich zum Steuer- bzw. Eingangssignal verstärkt.

A	U
0	0
1	1

$$U = A$$

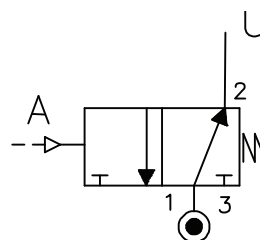
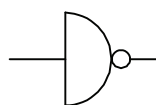


NICHT-Funktion

Bei der Negation wird das Steuersignal in sein Komplementärsignal umgewandelt. Wenn der Eingang 0 ist, ist der Ausgang 1; ist der Eingang 1, ist der Ausgang 0.

A	U
0	1
1	0

$$U = \bar{A}$$



Die Negation des Steuersignals A führt zum Ausgangssignal U.

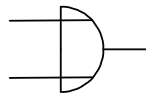
ODER-Funktion

Die logische Summe zweier oder mehrerer binärer Signale ergibt den Wert 1, wenn mindestens eines der beiden Signale gleich 1 ist; die Summe ergibt 0, wenn alle Signale den Wert 0 haben.

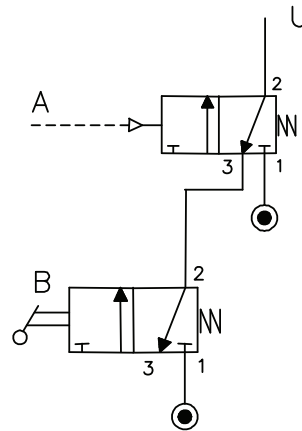
Bei zwei beliebigen Steuersignalen A und B wird bei Vorhandensein eines der beiden oder beider Signale ein Ausgangssignal U erzeugt.



A	B	U
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1



$$A + B = U$$

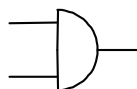


Sollen zum Beispiel Alarmsignale, die von verschiedenen Sensoren an der Maschine ausgehen können, an die zentrale Steuereinheit gesendet werden, reicht die Aktivität eines einzigen Sensors aus, um die Maschine anzuhalten. Die Sensoren sind durch eine logische ODER-Operation miteinander verknüpft, bei der entweder der eine oder der andere oder auch ein dritter Sensor das Alarmsignal ausgibt.

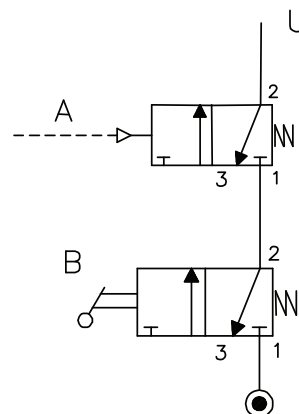
UND-Funktion

Das logische Produkt ist die Funktion, die den Wert 1 annimmt, wenn alle Eingänge oder Steuersignale gleich 1 sind, und andernfalls den Wert 0. Bei zwei beliebigen Steuersignalen A und B wird ein Ausgangssignal U erzeugt, wenn sowohl A als auch B vorhanden sind.

A	B	U
0	0	0
0	1	1
1	0	1
1	1	1



$$A \times B = U$$





Eine Kontroll- oder Freigabesystem kann auf der Grundlage eines logischen Produkts errichtet werden. Sind alle Parameter für die Kontrolle eines Produkts oder die Freigabe für einen Vorgang erfüllt, ist der Ausgang gleich 1. Dieses Signal steht für die Annahme eines Produkts oder den Beginn eines Vorgangs. Es wurde eine logische UND-Funktion ausgeführt.



Kapitel 22

ZUSATZ- SCHALTUNGEN

22.1 ZUSATZSCHALTUNGEN

Nach Erstellung des Plans für den korrekten Ablauf der Sequenz muss dieser um alle zusätzlichen Funktionen wie Freigaben, Sicherheits- und Not-Aus-Schaltungen ergänzt werden. Es sind fertige Sicherheitsbaugruppen erhältlich, wie z. B. die Zweihandbedienung gemäß der Norm EN 574, oder auch Geräte mit Oszillatorschaltungen, Impulsgeneratoren usw. Mit diesen und ähnlichen Sicherheitsvorrichtungen soll die Sicherheit des Bedieners auch bei versehentlichen Zylinderbewegungen gewährleistet werden. Bei der Planung der Schaltungen müssen alle Erfordernisse für einen reibungslosen Betrieb der Anlage beachtet und die Start-, Stopp- oder Not-Aus-Signale nach den festgelegten Kriterien eingebaut werden.

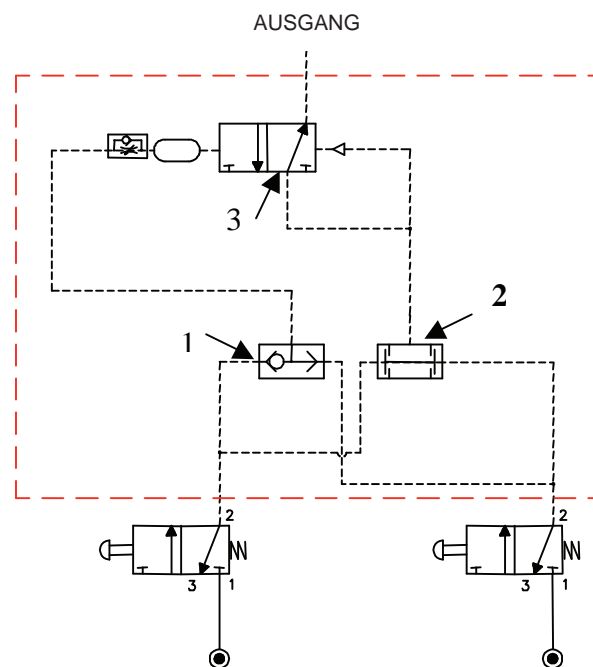
Zweihandbedienung

Zweihandbedienungen (auch Zweihandschaltungen genannt) kommen in unfallgefährdeten Bereichen zum Einsatz. Durch Zweihandbedienungen soll verhindert werden, dass sich die Hand des Bedieners bei laufendem Betrieb im Arbeitsbereich befindet; dies geschieht, indem der Bediener den Schalter zum Starten des Betriebs mit beiden Händen betätigen muss. Eine Sicherheitsschaltung muss genau festgelegte Anforderungen erfüllen, um nach den einschlägigen Vorschriften als zugelassene Sicherheitseinrichtungen zu gelten.

Die Anforderungen sind:

- Nichtwiederholung
- Gleichzeitigkeit

Die beiden Stellteile müssen so weit voneinander entfernt sein, dass sie nicht mit einer Hand bedienbar sind. Die Signale müssen in einem Zeitabschnitt von ca. 0,5 Sekunden erzeugt werden, wobei das Loslassen auch nur eines Stellteils das Ausgangssignal beendet. Bei erneuter Betätigung des losgelassenen Stellteils darf kein Ausgangssignal erzeugt werden. Ein neues Ausgangssignal darf erst erzeugt werden, wenn beide Stellglieder losgelassen und erneut gleichzeitig mit beiden Händen betätigt werden. Die Verarbeitung der auf die beiden Stellteile aufgebrachten Eingangssignale wird durch die nachstehend schematisierte Schaltung realisiert. Zweihandschaltungen sind in der Regel fertige Baugruppen; zertifizierte Zweihandschaltungen verfügen über entsprechende Zertifizierungsdokumente. Die einzelnen Bauteile können auch selbst zu Schaltungen mit den oben genannten Anforderungen zusammengesetzt werden.



Die beiden Eingangssignale sind die Signale, die von den beiden Stellteilen ausgelöst werden. Diese werden an die Eingänge des ODER-Glieds 1 und des UND-Glieds 2 geleitet. Erfolgen die beiden Signale mit einem Zeitversatz, wird das Ausgangssignal des ODER-Glieds 1 sofort über die aus dem Drosselrückschlagventil und dem verbundenen Behälter bestehende Verzögerungsfunktion an Ventil 3 geleitet, um dieses zu betätigen. Trifft dieses Signal zuerst ein, setzt es sich über das vom UND-Glied 2 gesendete Signal durch und schaltet Ventil 3, indem es den in Ruhezustand geöffneten Durchfluss schließt. Ein Ausgangssignal kommt aufgrund der mangelnden Gleichzeitigkeit nicht zustande. Wäre ein Ausgangssignal erzeugt worden, wäre das Ausgangssignal des UND-Glieds 2 als erstes eingetroffen und hätte die eingezeichnete Position bestätigt, da keine Verzögerungsfunktionen aktiv sind.

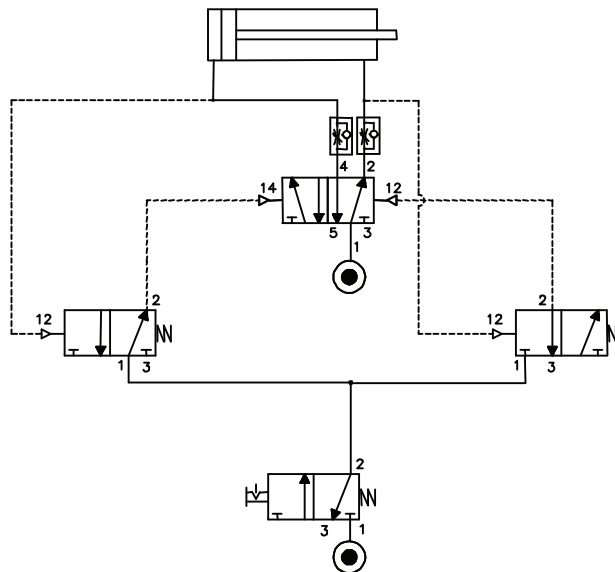


Das Signal hätte den Ausgang durch den in Ruhestellung geöffneten Durchflussweg von Ventil 3 erreicht. Bei Loslassen eines der beiden Stellteile würde das Ausgangssignal des UND-Glieds 2 erlöschen, und der Ausgang des ODER-Glieds 2 würde sich auf seiner Seite hinsichtlich des Ventils 3 durchsetzen und dessen Durchflussweg verschließen.

Auch wenn das Stellteil nach dem Loslassen sofort wieder gedrückt würde, würde dies nichts an der Stellung von Ventil 3 ändern; das Ausgangssignal der Vorrichtung wäre nach wie vor gleich 0. Um ein Ausgangssignal zu erzeugen, müssen beide Stellteile losgelassen und erneut ein zweites Mal gedrückt werden.

Oszillatorschaltung

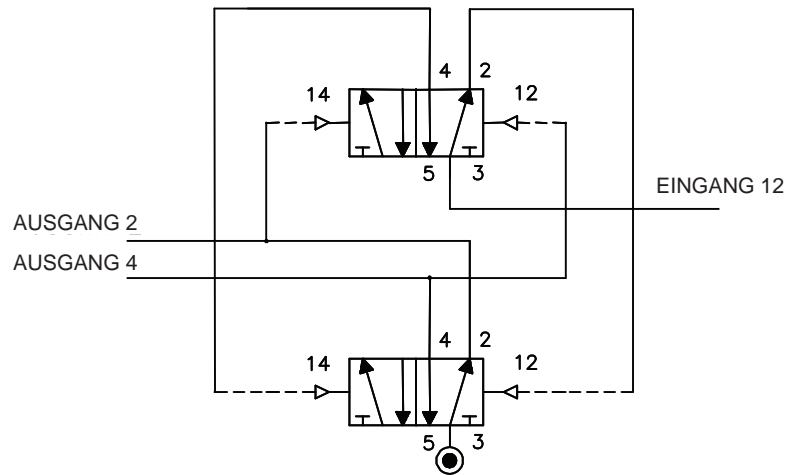
Mithilfe der Oszillatorfunktion kann ein Gerät direkt mit einem Zylinder verbunden werden; sobald das ganze System mit Druckluft versorgt ist, fährt der Zylinder solange aus und ein, bis die Druckluftversorgung abgeschaltet wird. Auch Oszillatorschaltungen können als fertige Baugruppen erworben oder nach dem unten dargestellten Schema aus den einzelnen Bauteilen zusammengesetzt werden.



Die Oszillation erfolgt mithilfe virtueller Endschalter auf der Basis zweier NICHT-Funktionen.

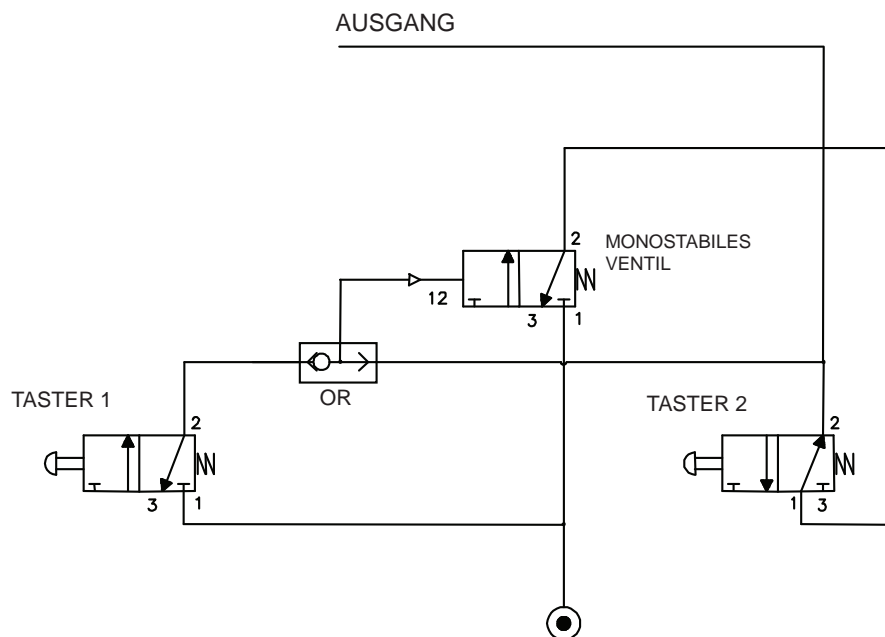
Flip-Flop-Schaltung

Eine Flip-Flop- oder Speicherschaltung besteht aus zwei entsprechend miteinander verbundenen 5/2-Wegeventilen. Bei jedem Eingangsimpuls wechselt der Ausgang von 2 auf 4 und umgekehrt.



Selbsthalteschaltung

Auch eine durch und durch pneumatische Schaltung kann mit einer Selbsthaltefunktion ausgestattet werden, wie sie zuvor für das Relais beschrieben wurde. Auf diese Weise wird ein eigentlich als monostabiles Ventil ausgelegtes Ventil als Speicher eingesetzt.



Durch Betätigen des Drucktasters 1 wird über das ODER-Glied die Umschaltung des monostabilen Ventils veranlasst, dessen Ausgang über den in Ruhestellung geöffneten Drucktaster 2 seinen Steueranschluss 12 speist und in Selbsthaltung geht. Bei Loslassen des Drucktasters 1 bleibt das Ausgangssignal bestehen. Das Signal fällt nur ab, wenn Drucktaster 2 betätigt wird, wodurch der Steueranschluss 12 des monostabilen Ventils über das ODER-Ventil entlastet wird.



Kapitel 23

GEBRAUCH UND INSTANDHALTUNG

Ventile und Zylinder sind einfache und robuste Bauteile, die bei sachgemäßem Gebrauch eine lange Nutzungsdauer bieten.

Dazu ist es wichtig, dass die Druckluft korrekt aufbereitet und geölt wird.

Beim Einbau der Zylinder muss sichergestellt werden, dass diese im Verhältnis zur Last richtig angeordnet werden, um radiale Belastungen zu vermeiden, die bekanntermaßen zum Durchbiegen der Kolbenstange und somit zur Beschädigung der Führungsbuchsen und Dichtungen führen.

Bei langen Hubbewegungen sollten übermäßige Geschwindigkeiten und Lasten vermieden werden.

Ferner sollte die Wahl des Zylinders mit einer sorgfältigen Prüfung der mechanischen Gegebenheiten und der Umgebungsbedingungen (z. B. aggressive Chemikalien, hohe Temperaturen, Staub und Feuchtigkeit) einhergehen, um die nötigen Instandhaltungsmaßnahmen so gering wie möglich zu halten.

Zur Durchführung von Instandhaltungsmaßnahmen müssen die entsprechenden Zylinder ausgebaut und alle einzelnen Bauteile mit einem milden Fettlösemittel und etwas Druckluft gereinigt werden.

Dabei sollten keine abgenutzten Tücher verwendet werden, da diese Fasern auf den gereinigten Teilen zurücklassen könnten.

Nach erfolgter Überprüfung und dem Austausch abgenutzter oder beschädigter Teile werden die Zylinder wieder eingebaut und mit einem adäquaten Schmiermittel gefettet.

Besonders sorgfältig ist zu prüfen, ob sich die Gleitflächen, Zylinderrohre und Kolbenstangen in einwandfreien Zustand befinden.

Beschädigte Oberflächen würden nämlich zu einem raschen Verschleiß der Dichtungen führen.



Zudem sollte sichergestellt werden, dass das Spiel zwischen Führungsbuchse und Kolbenstange nicht mehr als 0,2 mm beträgt.

Ein größeres Spiel verursacht Schäden an den Kolbenstangendichtungen.

Nach erfolgter Ausrichtung der Zylinderböden werden diese blockiert, indem die Befestigungsschrauben über Kreuz und mit dem richtigen Anzugsdrehmoment angezogen werden.

Die oben beschriebene Vorgehensweise zur Reinigung und Kontrolle gilt auch für Zylinder mit aufgeschraubten Zylinderböden (Mikrozylinder). Allerdings müssen hier die vorderen Zylinderböden entfernt und die betroffenen Teile auf 100 °C erwärmt werden, um die Klebewirkung der Schraubensicherung zu neutralisieren.

Bevor die Zylinder wieder eingebaut werden, ist es wichtig, dass die Zylinderboden- und Zylinderrohwgewinde sorgfältig gereinigt und mit einer kleinen Menge Schraubensicherung bestrichen werden, um zu verhindern, dass sich die Zylinder nach der Ausrichtung der beiden Speiseöffnungen versehentlich lösen.

Die Herstellerkataloge enthalten in der Regel Übersichten mit allen erforderlichen Angaben zur Nachbestellung von Verschleißteilen, die häufig als Sets erhältlich sind.

Wichtig ist auch, dass bei allen beschriebenen Maßnahmen geeignete Werkzeuge verwendet werden, damit die ausgetauschten Dichtungen nicht beschädigt werden.

Diese Maßnahmen und Methoden gelten im Allgemeinen auch für andere Zylinderbauarten, wie z. B. Seilzylinder, kolbenstangenlose Zylinder, Drehzylinder, wobei jeweils auf die spezifischen Anforderungen der einzelnen Zylinder zu achten ist.

So ist z. B. bei Seilzylindern die korrekte Seilspannung und bei kolbenstangenlosen Zylindern die Spannung des inneren Dichtbands zu prüfen.

Aufgrund der besonderen baulichen Merkmale der genannten Zylinder ist es oft ratsam, Instandsetzungsarbeiten von Fachpersonal des Herstellers durchführen zu lassen, die über einschlägiges Produktkenntnis und geeignete Arbeitsmittel verfügen. Kontrolliert werden muss auch das Befestigungszubehör, insbesondere Schwenkzapfenbefestigungen.

In diesen Fällen muss das Spiel zwischen Zapfen und Führungsbuchsen überprüft und auf eine regelmäßige und ordnungsgemäße Schmierung der einzelnen Teile geachtet werden.

An dieser Stelle sei noch einmal darauf hingewiesen, dass pneumatische Bauteile für den Einsatz mit Druckluft bis zu 10 bar ausgelegt sind, wobei der Druck in einer Anlage in der Regel nur um die 5/6 bar beträgt und mithilfe von Druckreglern stabil gehalten wird.

Der Betriebsdruckbereich eines jeden Geräts ist den einschlägigen Katalogen der Hersteller zu entnehmen.

Die Hauptursache für Störungen und Schäden an Ventilen ist das Eindringen von Fremdkörpern in die Anlage, die die Dichtungen beschädigen. Um Anlagen vor festen und flüssigen Verunreinigungen zu schützen, empfiehlt sich daher der Einsatz entsprechender Filter.

Die Filter müssen regelmäßig durch einfaches Öffnen des Auslassventils gereinigt werden; dies erfolgt in der Regel manuell.

Bei schwer zugänglichen Einbauorten empfiehlt sich jedoch ein Filter mit automatischem Ablassventil.

Zahlreiche Anwendungen erfordern den Einsatz geölter Luft; hierzu werden Öler verwendet, die eine bestimmte, zum Volumenstrom direkt proportionale Menge Ölnebel in die Druckluftleitung einbringen. Allerdings muss der Öler auch richtig eingestellt sein, da eine übermäßige oder unzureichende Schmierung das Funktionieren der Ge-



räte beeinträchtigen kann.

Um zu überprüfen, ob ein Ventil ausreichend geschmiert ist, kann man ein weißes Tuch auf der Höhe des Auslasses an das Ventil halten.

Ist das Ventil richtig geschmiert, bleibt auf dem Tuch nach einigen Betätigungen ein leichter Fleck zurück.

Bei der Wahl des Schmieröls ist darauf zu achten, dass das Öl mit den vom Hersteller verwendeten Dichtungswerkstoffen kompatibel ist. Entsprechende Angaben zur Wahl des Schmieröls finden sich in den Herstellerkatalogen.

Die Wartungseinheiten dürfen nur mit speziellen Reinigungsmitteln oder Wasser gereinigt werden. Der Einsatz von Lösemitteln würde den Filter- und Ölerbehältern irreversible Schäden zufügen.

Wegeventile haben eine Lebensdauer von rund 20 Millionen Zyklen; sie können mit geölter oder ungeölter Druckluft betrieben werden, sofern nichts anderes angegeben ist.

Für die Wartung sind in der Regel Ersatzteilesets verfügbar.

Beim Ausbau von Ventilen sollte man sich die Reihenfolge der Dichtungen und Distanzstücke merken, um sie in ebendieser Reihenfolge wieder einbauen zu können.

Ölschlamm und andere Rückstände, die sich an den Innenwänden angesammelt haben, sind mit wasserlöslichen Reinigungsmitteln oder milden Fettlösemitteln zu entfernen. Es dürfen keine Lösungsmittel und scheuernde Reinigungsmittel verwendet werden.

Lösungsmittel können nämlich die Dichtungen und scheuernde Reinigungsmittel die Dichtflächen beschädigen.

Bei den Magnetventilen müssen die Kontakte gesäubert werden; außerdem sollte der Verschleißzustand der Dichtelemente des beweglichen Ankers und auch der Zustand der Oberseite des Ankers überprüft werden; letztere sollten keine Unebenheiten und Eindellungen an den Rändern aufweisen.

Die vom Ventilkörper zum elektrischen Vorsteuerventil verlaufenden Zuleitungen sind mit einem Druckluftstrahl zu säubern.

Pneumatische Geräte können in der Regel in einem Temperaturbereich zwischen -20 ° und +80 °C betrieben werden.




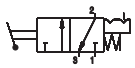


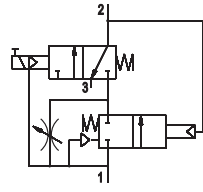



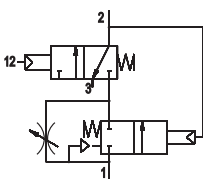
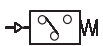









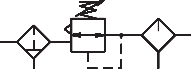
Beim Einsatz mit Temperaturen unter +2 °C muss die Druckluft mithilfe geeigneter Vorrichtungen getrocknet werden.

Dadurch wird verhindert, dass das Kondensat gefriert und Eis bildet.

Vor dem Ausbau eines Ventils sollte die mit der Instandhaltung betraute Person stets mögliche andere Ursachen für eine Störung prüfen. So kann z. B. das Entweichen von Luft durch die Ablassöffnung eines Ventils dadurch verursacht werden, dass Luft aufgrund einer defekten Dichtung von einer Zylinderkammer in die andere gelangt. In dem Fall entfernt man die entsprechende Verbindungsleitung zwischen Ventil und Zylinder und prüft, ob Luft entweicht.

Falls Luft austritt, liegt es am Zylinder, und die Kolbenstangendichtung muss ausgetauscht werden; falls nicht, liegt es am Ventil, und es muss die entsprechende Ventildichtung ausgetauscht werden.

PNEUMATIKSYMBOLS „DRUCKLUFTAUFBEREITUNG“

Luftaufbereitungskomponenten	Andere Komponenten	
Speicher 	Manometer 	
Manueller Kondensatablass 	Abschaltventil 	
Automatischer Kondensatablass 		
Öler 	Progressives Anfahrventil mit elektrischer Steuerung 	
Luftfilter 		
Filter - mit manuellem Kondensatablass 		
Filter - mit automatischem Kondensatablass 		
Druckregelventile	Progressives Anfahrventil mit pneumatischer Steuerung 	
Druckschalter 		
Druckbegrenzungsventil 		
Vorgesteuertes Druckbegrenzungsventil 		
Folgeventil 		
Druckregler 		
Druckregelventil ohne Entlüftung 		
Vorgesteuertes Druckregelventil ohne Entlüftung 		
Druckregelventil ohne Entlüftung (frei) 		
Differenzdruck-Regelventil 		
Baugruppen		
Filterregler 		
Filterregler + Öler Filter + Druckregler + Öler 		



PNEUMATIKSYMBOLS „VENTILE UND MAGNETVENTILE“

- Begriffe und Beschreibungen -

Bei den Anschlüssen an den Ein- und Auslässen der Ventile kann es sich um zwei Arten handeln:

- Hauptanschlüsse:

- Druckluftanschluss, der mit Nummer 1 gekennzeichnet ist
- Verbraucheranschluss, der mit Nummer 2 und 4 gekennzeichnet ist
- Entlüftung, die mit Nummer 3 und 5 gekennzeichnet ist

- Steueranschlüsse:

- Rückstellanschluss an 2/2- und 3/2-Wegeventilen, der mit Nummer 10 gekennzeichnet ist
- Schaltanschluss an 2/2- und 3/2-Wegeventilen und Rückstellanschluss an 5/2- und 5/3-Wegeventilen, der mit Nummer 12 gekennzeichnet ist
- Schaltanschluss an 5/2- und 5/3-Wegeventilen, der mit Nummer 14 gekennzeichnet ist

Schalten: Prozess, durch den das Ventil von der Ruhestellung in die angesteuerte Stellung wechselt und der durch ein mechanisches, pneumatisches oder elektrisches Signal umgesetzt wird.

Rückstellen: Prozess, durch den das Ventil von der angesteuerten Stellung in die Ruhestellung wechselt und der durch ein externes mechanisches (Feder), pneumatisches (Differentialdruck) oder elektrisches Signal umgesetzt wird.

Wege: Steht für die Anzahl der Anschlüsse am Ventilkörper und auf dem Pneumatik-Schaltbild

Stellungen: Steht für die Anzahl der Stellungen, in die das Ventil wechseln kann und entspricht der Anzahl der Quadrate im Pneumatiksymbol.

Funktion: Bezeichnet das Arbeitsschema des Ventils in Ruhestellung und entspricht dem rechten Quadrat im Pneumatik-Schaltbild.

Ventilsymbole

Way	Stell.	Funktion	Symbol
2	2	Grundstellung geschlossen	
2	2	Grundstellung offen	
3	2	Grundstellung geschlossen	
3	2	Grundstellung offen	
5	2	Grundstellung von 1 nach 2 belüftet, von 4 nach 5 entlüftet	
5	3	Mittelstellung geschlossen	
5	3	Mittelstellung entlüftet	
5	3	Mittelstellung belüftet	

Symbole für die Betätigung

mechanisch		pneumatisch	
Stößelbetätigung		pneumatisch betätigt	
Stößelbetätigung, pneumatische Druckentlastung		pneumatisch betätigt, mittenzentriert	
Tastrollenbetätigung		pneumatisch betätigt, pneumatische Druckentlastung	
Tastrollenbetätigung mit Leerücklauf		Luftfeder intern	
Tastrollenbetätigung, pneumatische Druckentlastung		Luftfeder extern	
Pedalbetätigung		Sensitive differential	
Pedalbetätigung, mittenzentriert		elektrisch	
Drucktasterbetätigung		Elektromagnet mit Handhilfsbetätigung	
Drucktasterbetätigung, pneumatische Druckentlastung		Elektromagnet	
Zugtasterbetätigung		Elektromagnet, vorgesteuert, Handhilfsbetätigung	
Hebelbetätigung		Elektromagnet, vorgesteuert (extern), Handhilfsbetätigung	
Hebelbetätigung, mittenzentriert		Elektromagnet, vorgesteuert, Handhilfsbetätigung, mittenzentriert	
Hebelbetätigung, pneumatische Druckentlastung		Elektromagnet, vorgesteuert, Handhilfsbetätigung, mit zusätzlicher pneumatischer Ansteuerung	
mech. Raste-2Stellungen			
mech. Raste - 3Stellungen			
Federbetätigung			

Zusatzventile

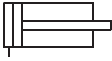
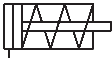

Drosselventil		Schalldämpfer	
Einstellbares Drosselventil		Rückschlagventil ohne Feder	
Einstellbares Drossel-Rückschlagventil		Rückschlagventil mit Feder	
Schnellentlüftungsventil		Entsperrbares Rückschlagventil	
Wechselventil		Öffnungsgesteuertes Rückschlagventil	

Symbole für Leitungen

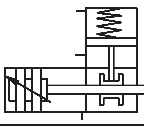
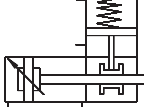
Arbeitsleitung		Drehverbindung - 1 Leitung	
Steuerleitung		Drehverbindung - 3 Leitungen	
Abluftleitung		Druckanschluss mit Verschluss	
Flexible Leitung		Druckanschluss mit Anschlussleitung	
Elektrische Leitung		Schnellkupplung ohne Rückschlagventil	
Leitungsanschlüsse		Schnellkupplung mit Rückschlagventil	
Gekreuzte Leitungen		Abluftöffnung ohne Anschlussgewinde	
Druckquelle		Abluftöffnung mit Anschlussgewinde	

PNEUMATIKSYMBOLE „ZYLINDER“

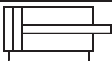
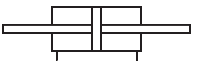
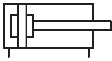



Einfachwirkende Zylinder

Mit externer Rückstellung	
Mit Rückstellfeder	
	


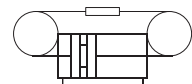
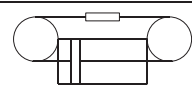
Zylinder für Kolbenstangensperre

Mit Magnetkolben und einstellbarer Endlagendämpfung	
Ohne Magnetkolben und mit einstellbarer Endlagendämpfung	



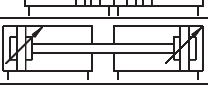
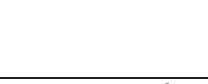
Doppeltwirkende Zylinder

Standard-Kolbenstange	
Durchgehende Kolbenstange (Push/Pull-Version)	
Mit nicht einstellbarer Endlagendämpfung	
Mit einstellbarer Endlagendämpfung	
Mit Magnetkolben	
Mit Magnetkolben und einstellbarer Endlagendämpfung	

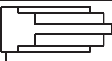
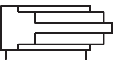
Zylinder ohne Kolbenstange

Mit Magnetkolben und einstellbarer Endlagendämpfung	
Kabelzylinder mit Magnetkolben	
Kabelzylinder ohne Magnetkolben	

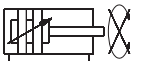
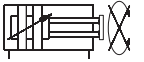

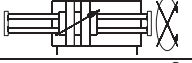

Tandemzylinder

Tandem, gemeinsame Kolbenstange	
Tandem, unabhängige Kolbenstangen	
Tandem, gegenüberliegende Kolbenstangen	
Gegenüberliegend, gemeinsame Kolbenstange	

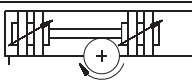


Teleskopzylinder

Einfachzylinder	
Doppeltwirkend	

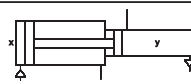
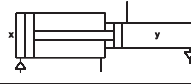
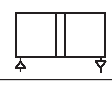
Nicht drehende Zylinder

Standard-Kolbenstange / doppeltwirkend	
Doppelkolbenstange / doppeltwirkend	
Doppelkolbenstange / doppeltwirkend Push/Pull-Kolbenstange	
Push/Pull-Doppelkolbenstange doppeltwirkend	
Doppelzylinder mit Führung	

Verschiedene Zylinder

Drehzylinder	
Drehzylinder	
Balgzylinder	

Druckerhöhungseinheiten

Pneumatisch/pneumatisch	
Pneumatisch/Hydraulisch	
Druckluft-Öl-Druckbehälter	



INHALT

3	Vorwort	
5	Kapitel 1	Internationales SI-Einheitensystem
9	Kapitel 2	Atmosphäre - Luft
11	Kapitel 3	Der atmosphärischer Luftdruck
15	Kapitel 4	Druckmessgeräte
17	Kapitel 5	Physik der Gase
21	Kapitel 6	Druck
23	Kapitel 7	Durchfluss von Gasen
27	Kapitel 8	Pneumatik
29	Kapitel 9	Erzeugung von Druckluft
37	Kapitel 10	Druckluftverteilung
43	Kapitel 11	Druckluftaufbereitung und -anwendung
69	Kapitel 12	Verschraubungen
71	Kapitel 13	Systeme zur Arbeitsverrichtung
107	Kapitel 14	Regel-Wegeventile
139	Kapitel 15	Hilfsventile
145	Kapitel 16	Serielle Systeme
157	Kapitel 17	Hydraulische Steuerungssysteme
161	Kapitel 18	Elastomere und Dichtungen
165	Kapitel 19	Das Vakuum
173	Kapitel 20	Proportionaldruckregler
181	Kapitel 21	Schaltungen
205	Kapitel 22	Zusatzschaltungen
209	Kapitel 23	Gebrauch und Instandhaltung; pneumatische Symbole



BIBLIOGRAPHIE

Atlas Copco, *Manuale*, Cinisello Balsamo (Mi).

G. Belforte, *Pneumatica*, Tecniche nuove (Mi).

U. Belladonna, A. Mombelli, *Tecniche circuitali pneumatiche*, Hoepli (Mi).

D. Bouteille, G. Belforte, *Automazione flessibile, Pneumatica ed Elettropneumatica*, Tecniche Nuove (Mi).

M. Roudier, *L'aria compressa*, Ingersoll-Rand.

G. Forneris, *La pneumatica e le sue applicazioni pratiche*, Assofluid (Mi).

M. Barezzi, *Comandi automatici: sistemi pneumatici, elettropneumatici e PLC*, Editrice San Marco.

PNEUMAX S.p.A.

24050 Lurano (BG) - Italia
Via Cascina Barbellina, 10

Tel 035 4192777
Fax 035 4192740
035 4192741

info@pneumaxspa.com
www.pneumaxspa.com

D. MN. 003/DE - 03/2015
PRINTED IN ITALY - 03/2015

PNEUMAX GmbH

63571 Gelnhausen - Germany
Zum Warturm, 7

Tel. +49 (0) 6051 9777 0
Fax +49 (0) 6051 9777 55
<http://www.pneumax.de>

