



Hochschule für Angewandte
Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences



Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg

Fakultät Life Sciences

Effizienzanalyse von Druckluftanlagen anhand von Praxisbeispielen

Bachelorarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

Bachelor of Sciences (B.Sc.)

im Studiengang Umwelttechnik

vorgelegt von **Philipp Cramer**

Matr.-Nr. 2008094

Hamburg, den 31.03.2016

1. Gutachter: Prof. Dr. Armin Gregorzewski (HAW Hamburg)
2. Gutachter: Dipl.-Ing. Derviş Şahin (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH)

Die Bachelorarbeit wurde betreut und erstellt in Zusammenhang mit der Firma

ÖKOTEC Energiemanagement GmbH in Berlin.

Zusammenfassung

Druckluft findet als weit verbreitete Querschnittstechnologie zahlreiche Anwendung im Industriesektor. Betrachtet man die Lebenszykluskosten einer Druckluftanlage, übersteigen die Energiekosten die Investitionskosten oftmals um ein Vielfaches. Trotz oftmals hohen Energieaufwendungen, die ungleich höher als die von vergleichbaren elektrischen Lösungen sind, werden Druckluftsysteme mithin recht sorglos betrieben, ohne größeres Augenmerk auf mögliche Energieeinsparpotentiale.

Verlustquellen entlang der Wirkkette einer Druckluftanlage treten in vielen Bereichen auf: Der Erzeugung, der Verteilung, der Aufbereitung als auch der Anwendung. Eine geeignete Methode Kompressoreinheiten einer kritischen Prüfung zu unterziehen, stellt eine vergleichende Analyse der realen Verdichtungs Vorgänge mit idealisierten Vergleichsprozessen dar. Isotherme und isentrope Verdichtungs Vorgänge eignen sich als Bemessungsgröße, um insbesondere Kompressoren gleicher technischer Rahmenbedingungen, wie z.B. gleichen Druckverhältnissen auf ihre Energieeffizienz hin zu untersuchen.

Neben inneren Verlusten des Kompressors als Folge von oftmals reibungsbedingten dissipativen Effekten, spielen einige betriebliche Stellgrößen eine Rolle, insbesondere eine optimierte Steuerung und Regelung von Kompressoren kann hier zu deutlichen Energieeinsparungen führen. Die untersuchten Kompressoren weisen zwar ab einer gewissen Mindestlast ein annähernd konstantes Wirkungsgradverhalten auf, zeigen jedoch deutliche Einbußen im Teillastbetrieb. Anhand der Analyse von zweistufig arbeitenden Kompressoren, wurde ein positiver Effekt einer Zwischenkühlung auf die Energieeffizienz evident. Deutliche Annäherungen an die thermodynamischen Vergleichsprozesse konnten in Form von Wirkungsgradsteigerungen beobachtet werden.

Abstract

Compressed air as an important crossover technology finds various applications in the industry sector. Considering the life-cycle-costs of a compressed air system, the energy costs often account for many times the amount of the capital costs. Despite often high energy demands, often times outnumbering those of comparable electric solutions, compressed air systems are often being operated carelessly, without any focus on energy saving potentials.

Sources of energy losses occur at many components: the generation, the distribution, the conditioning as well as at the application sites. A useful method to analyze compressors is the comparison of the real compression processes to ideal thermodynamic ones. Isentropic and isothermal compression processes make a good benchmark, to compare compressors regarding their efficiency, especially if those compressors show similar technical framework conditions such as similar pressure ratios.

Amongst inner losses due to dissipative effects caused mainly by friction, operating actions and parameters can influence the energy efficiency in a beneficial way. Especially an optimized control system of compressors can save measurable amounts of energy. Despite showing an almost constant behaviour concerning the efficiency having reached a certain minimum load factor, drastic losses in efficiency at lower work loads are evident. Furthermore the analysis of double-stage working reciprocating compressors have shown significantly positive effects of an intercooling on the energy efficiency. Measurable approximation to ideal compression processes were visible on the account of increase in efficiencies.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	I
Symbolverzeichnis.....	I
Indizes	II
Tabellenverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis.....	V
1. Einführung.....	1
2. Zielsetzung der Arbeit	2
3. Drucklufttechnik	3
3.1. Anwendungsbereiche von Druckluft.....	3
3.2. Komponenten eines Druckluftsystems	4
3.3. Fluidenergiemaschinen.....	6
3.3.1. Kühlmechanismen	10
3.4. Steuerung und Regelung.....	12
3.4.1. Vollast-Leerlauf-Aussetzen.....	12
3.4.2. Drehzahlregelung	13
3.5. Vor- und Nachteile der Druckluftanwendung.....	15
3.6. Anlagenüberwachung	16
4. Thermodynamische Grundlagen der Druckluftherzeugung.....	18
4.1. Ideales Gas.....	18
4.2. Thermodynamisches System	21
4.3. Entropie.....	22
4.4. Isotherme Zustandsänderung.....	24
4.5. Isentrope Zustandsänderung.....	26
4.6. Arbeitsvorgänge eines Druckluftkompressors.....	28
4.7. Effizienzparameter.....	29
5. Methodisches Vorgehen	31
5.1. Vorgehensweise bei der Auswertung.....	33
5.1.1. Vorhandene Daten	33
5.1.1.1. 12,5 bar - Druckluftsystem	34
5.1.1.2. 7 bar - Druckluftsystem.....	34
5.2. Auswerteparameter.....	34
5.3. Exkurs Exergieanalyse	35
6. Systembeschreibungen.....	39

6.1.	12,5-bar Druckluftsystem.....	39
6.2.	7-bar Druckluftsystem.....	41
7.	Ergebnisse	42
7.1.	Bereinigung der Daten.....	43
7.2.	12,5 bar – Druckluftsystem.....	44
7.2.1.	Grundlegende Kennziffern des Betriebsverhaltens	44
7.2.2.	Zusammenhang ausgewählter Einflussgrößen mit der Effizienz	49
7.2.2.1.	Kompressorenauslastung.....	49
7.2.2.2.	Druckverhältnis.....	51
7.2.2.2.1.	Zwischenkühlung.....	53
7.2.3.	Grafische Darstellung verschiedener charakteristischer Zeiträume.....	54
7.2.3.1.	Effizienzvergleich: stationärer Betrieb - Teillast.....	54
7.2.3.2.	Regelung und Taktverhalten	57
7.2.3.3.	Leckageverluste.....	61
7.3.	7 bar – Druckluftsystem.....	62
8.	Diskussion der Ergebnisse	65
8.1.	Einfluss der Zwischenkühlung.....	65
8.1.1.	Einsparpotential.....	66
8.2.	Einfluss der Ansaugtemperatur	67
8.3.	Bewertung des 12,5 bar Systems.....	68
8.3.1.	Optimierung der Regelung.....	70
8.3.2.	Leerlaufverluste	72
8.4.	Leckageverluste identifizieren	73
8.5.	7 bar - Druckluftsysteme	73
8.6.	Gründe für Wirkungsgrad- und Energieeinbußen.....	74
8.6.1.	Kompressoren.....	74
8.6.1.1.	Schadraum eines Kolbenkompressors	74
8.6.1.2.	Kompressorengröße.....	75
8.6.2.	Druckluftverbraucher	76
8.6.3.	Verschiedenes	77
8.7.	Fazit.....	77
	Literaturverzeichnis	78
Anhang	82	

Abkürzungsverzeichnis

EU	Europäischen Union
DWD	Deutscher Wetterdienst

Symbolverzeichnis

p	[bar]	Absolutdruck
p_{\min}	[bar]	Einschaltdruck
p_{\max}	[bar]	Ausschaltdruck
p_R	[bar]	Solldruck/Regeldruck
V	[m ³]	Volumen
m	[kg]	Masse
R_L	[J/kg•K]	spezifische Gaskonstante von Luft
T	[K]	Temperatur
τ	[s]	Zeit
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
v	[m ³ /kg]	spezifisches Volumen
e_{rel}	[%]	relativer Fehler
z	[-]	Realgasfaktor
ϕ	[%]	relative Feuchte
w_t	[J/kg]	spezifische technische Arbeit
H	[J]	Enthalpie
E	[J]	Energie

Q	[J]	Wärme
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
\dot{W}	[W]	Leistung
\dot{H}	[W]	Enthalpiestrom
c_p	[J/kg•K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	[J/kg•K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
S	[J/K]	Entropie
\dot{S}	[J/K]	Entropiestrom
κ	[-]	Isentropenexponent
w	[%]	Massenanteil
\dot{V}_{\max}	[m ³ /s]	Nennvolumenstrom
η	[%]	Wirkungsgrad
\dot{E}	[W]	Energiestrom
\dot{X}	[W]	Exergiestrom
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
s	[J/kg•K]	spezifische Entropie
x	[J/kg]	spezifische Exergie
$\dot{W}_{\text{el,spez}}$	[kW/m ³ /min]	spezifischer Leistungsbedarf
π	[-]	Druckverhältnis Enddruck/Eingangsdruck

Indizes

- 1 Eingangszustand
- 2 Ausgangszustand

L	Luft
ein	Eingangszustand
aus	Ausgangszustand
t	technisch
kin	kinetisch
pot	potentiell
F	Fluid
rev	reversibel
diss	dissipativ
s	isentrop
ith	isotherm
el	elektrisch
ver	Verlust

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 : Wesentliche energiebedarfsrelevante Komponentengruppen in Druckluftsystemen (Hirzel 2015, S. 36).....	5
Tabelle 2: Einsparpotentiale bei Druckluftanlagen (Radgen und Blaustein 2001, S. 6)	16
Tabelle 3 : Nenndaten der Kompressoren des 7 - bar - Systems.....	41
Tabelle 4 : Übersicht einiger Betriebskennzahlen der Kompressoren K10, K14, K15 und K16	44
Tabelle 5 : Prozentuale Anteile der Prozesslaufzeiten, während derer die technische Arbeit zwischen isothermem und isentropem Vergleichsprozess liegt.....	47
Tabelle 6 : Energieverluste durch Leckagen (Hirzel 2015, S. 47 zit. n. Feldmann (2003), S. 13)	73
Tabelle 7: Massenanteil der zweiatomigen Gase Stickstoff und Sauerstoff in trockener Luft .	84

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1 : Kostenverteilung einer Druckluftanlage (Ruppelt 2003, S. 15).....	3
Abb. 2 : Klassifizierung der Anwendungsbereiche von Druckluft	4
Abb. 3 : Ansaugphase eines Schraubenkompressors : Nach Erreichen eines bestimmten Drehwinkels wird die Verbindung von zwei gegenläufigen Transportkammern (gelb) zur Ansaugseite unterbrochen und das Fluid geht in die Transportphase über (Janicki 2007, S. 4)7	
Abb. 4 : Zustandsänderungen beim Arbeitsspiel eines Verdichters (Zustand 3 → 4 beschreibt den arbeitslosen Druckwechsel in der Arbeitskammer; Zustand 2 → 3 beschreibt den Anteil der Ausschiebearbeit an der technischen Arbeit) (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 211).....	8
Abb. 5 : Zweistufiger Kolbenverdichter (Stufe I und II) mit Zwischenkühlung (Kü) (Kalide und Sigloch 2010, S. 117).....	8
Abb. 6 : Einsatzbereiche verschiedener Kompressorbauarten (Kalide und Sigloch 2010, S. 115).....	10
Abb. 7 : Spaltöffnungen eines Schraubenkompressors an den Gehäusestirnflächen (1, 2, 4, 5) und an den Innenseiten der Arbeitskammer (3, 6) (Janicki 2007, S. 6)	11
Abb. 8 : Vollast-Leerlauf-Regelung eines Kompressors (Frauenhofer ISI 2003, S. 21)	13
Abb. 9 : Verhältnis von spez. Leistungsbedarf und Auslastung eines drehzahlregulierten Kompressors (Frauenhofer ISI 2003, S. 22)	14
Abb. 10 : Drehzahlregelung eines Spitzenlastkompressors (Frauenhofer ISI 2003, S. 21)	15
Abb. 11: Relativer Fehler der Dichte von Luft im Bereich von 0 bis 10 bar und 200 bis 800 K (Baeter 2007, S. 7)	19
Abb. 12: Realgasfaktor von trockener Luft als Funktion des Drucks und der Temperatur (Ruppelt 2003, S. 15)	20
Abb. 13: Verrichtete technische Arbeit einer isentropen Zustandsänderung (Kompression) am offenen System (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 65)	24
Abb. 14: Isothermen im p,v-Diagramm (Anm.: ϑ steht hier für die Temperatur) (eigene Darstellung nach Baehr und Kabelac 2012, S. 33).....	26
Abb. 15: Vergleichende Darstellung einer Isentrope und einer Isotherme (Temperatur der Isotherme ca. 418 K).....	27
Abb. 16 : Reversible technische Arbeit einer Kompression der isentropen und isothermen Zustandsänderungen im Vergleich (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 106)	28
Abb. 17 : Bilanzraum der Effizienzbetrachtung im Gesamtverbund eines Druckluftsystems mit typischen Komponenten (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014b)	32
Abb. 18 : Vereinfachte Darstellung des Bilanzraumes mit Aufwänden und Nutzen (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014b).....	33
Abb. 19 : Auswertetabelle der Druckluftdaten – gelbe Zellen sind Messdaten und Wetterdaten, weiße Zellen sind berechnete Werte	35
Abb. 20 : Schematische Darstellung eines Verdichters mit Energieströmen der Arbeit (W), der Wärme (Q) und der Masse ($m \cdot h$) (Bader und Kissock 2000, S. 91)	36
Abb. 21 : Bilanzräume der Kompressoren K10, K14, K15 und K16 (eigene Darstellung in Anlehnung an ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014a).....	40

Abb. 22 : Umgebungstemperaturen von K14, K15 und K16 (in Betrieb); die Lufttemperatur beträgt ca. 26,2 °C (gemessen um 15 Uhr an der Station München-Stadt) (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014a)	41
Abb. 23 : Bilanzräume der Kompressoren K1, K2, und K3.....	42
Abb. 24 : Auszug aus Datenreihe K16; Thermodynamisch unmögliche Leistungsbedarfe in Folge von fragwürdiger Relation von Stromaufnahme zu Volumenstrom	44
Abb. 25 : Häufigkeitsverteilung der geförderten Durchsatzmengen (Primärachse) und Isentroper Wirkungsgrad der einzelnen Häufigkeitsklassen von Kompressor 16; Klassenweite ~ 0,12 m ³ /min.....	46
Abb. 26 : Häufigkeitsverteilung der geförderten Durchsatzmengen Kompressor 15; Klassenweite ~ 0,5 m ³ /min.....	46
Abb. 27 : Auszug aus Datenreihe K16; rot hervorgehoben eine Zeitreihe hohen Leistungsbedarfs in Folge von geringem Durchsatz bei Nennleistung	47
Abb. 28 : Kehrwerte der mittleren isothermen und isentropen Wirkungsgrade der vier Kompressoren.....	48
Abb. 29: Isentrope Effizienz von K10 in Abhängigkeit der Auslastung mit linearer Regressionsgerade	50
Abb. 30 : Isentrope Effizienz von K15 in Abhängigkeit der Auslastung mit linearer Regressionsgerade	50
Abb. 31 : Spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Enddruck nach Verdichtung von K16 mit Standardabweichung und Messpunktanzahl	52
Abb. 32 : Spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Enddruck nach Verdichtung von K10 mit Standardabweichung und Messpunktanzahl	53
Abb. 33 : Verhältnis von spezifischer isentroper zu isothermer technischer Arbeit in Abhängigkeit des Enddrucks nach Verdichtung; Berechnungen basieren auf Daten von K10	54
Abb. 34 : Spezifische Leistung und Volumenstrom im zeitlichen Verlauf; K15 zu dieser Zeit außer Betrieb.....	55
Abb. 35 : Spezifische Leistung und Leistung im zeitlichen Verlauf; K10 zu dieser Zeit außer Betrieb	56
Abb. 36 : Spezifische Leistung und Leistung aller Kompressoren im zeitlichen Verlauf; mit Pfeilen hervorgehoben sind Leerlaufanteile	57
Abb. 37 : Lastprofil eines vierstündigen Zeitraums (Wenn K14 stillsteht, ist der kumulierte Volumenstrom K16 äquivalent) ; K10 und K15 zu dieser Zeit außer Betrieb	58
Abb. 38 : Regelverhalten der vier Kompressoren.....	59
Abb. 39 : Lastprofil über vier Stunden, abgedeckt von K14, K15 und K16; K10 zu dieser Zeit außer Betrieb.....	60
Abb. 40 : Mittlerer spez. Leistungsbedarf aller vier Kompressoren in Abhängigkeit vom Taktverhalten	61
Abb. 41 : Liefermengen der vier Kompressoren sowie Druckmessung von K15 im zeitlichen Verlauf.....	62
Abb. 42 : Spezifischer Leistungsbedarf des Kompressorensystems in Abhängigkeit des Enddrucks nach Verdichtung (Messpunktanzahl in Klammern).....	63

Abb. 43 : Zeitreihe der Kompressoren K1, K2 und K3 mit Leistungsaufnahme (Primärachse) sowie auf Sekundärachse spez. Leistungsbedarf und Volumenstrom	64
Abb. 44 : Zeitreihe der Kompressoren K1, K2 und K3 mit Isentropem Wirkungsgrad	65
Abb. 45 : Qualitativer Vergleich der isentropen technischen Arbeit (links) mit der realen technischen Arbeit (rechts) für den Fall $\eta_{is} > 1$ (gestrichelt links: isothermer Verlauf zum Vergleich)	66
Abb. 46 : Erfahrungswerte für Arbeitsbereiche von Kompressoren - Spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit des Druckverhältnisses einer zweistufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung ohne Berücksichtigung des Aufwands für die Kühlung (Hinweise zur Berechnung s. Anhang) (eigene Darstellung in Anlehnung an Fraunhofer ISI 2003, S. 8)	69
Abb. 47 : Lastprofil der vier Kompressoren am 10.12.15	71
Abb. 48 : Fortsetzung Lastprofil 10.12.15	71
Abb. 49 : Erfahrungswerte der spezifischen Leistungsbedarfe aus der Praxis (Fraunhofer ISI 2003, S. 8)	74
Abb. 50 : Einstufige Verdichtung mit verbleibendem Schadraum V_s (Kalide und Sigloch 2010, S. 118)	75
Abb. 51 : Ausschnittsweise Kategorisierung von Fluidenergiemaschinen	83
Abb. 52 : Isotherme, Isentrope, Isobare und Isochore Zustandsänderung im Vergleich	83
Abb. 53: Temperaturabhängigkeit der Spezifischen Wärmekapazität c_p einiger Gase (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 75)	84
Abb. 54 : Die Modelle VMHD 750 sowie VMHD 1000 kommen im 12bar-Druckluftsystem zum Einsatz	85
Abb. 55 : Volumenströme (rot umrandet) zweier Zeitreihen von K10 (links) und K14 (rechts); bei K14 ist der Unterschied zwischen stationärem Zustand und Schaltvorgängen gut zu erkennen	86
Abb. 56 : spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (Fraunhofer ISI 2003, S. 8)	87

1. Einführung

Vor dem Hintergrund einer voranschreitenden Erderwärmung und den erklärten globalen Bestrebungen die Treibhausgasemissionen zu senken, spielt das Thema Energieeffizienz eine immer größer werdende Rolle. Mit der 2012 in Katar beschlossenen Verlängerung des ursprünglich 2005 in Kraft getretenen Kyoto-Protokolls verpflichtete sich die Europäische Union (EU) zu einer Reduzierung der Treibhausgasemissionen bis 2020 um 20 % gegenüber dem Referenzjahr 1990. Zusätzlich zu einer Verlagerung der Energieerzeugung aus fossilen Energieträgern hin zu sog. erneuerbaren Energien, kann ein effizienterer Einsatz der bestehenden Primärenergievorräte dazu beitragen, den Energiebedarf zu senken, respektive den Mehrbedarf partiell oder gänzlich abzudecken.

Um die erklärten Ziele umzusetzen, erfolgten und erfolgen auf europäischer und nationaler Ebene zahlreiche politische Bestrebungen, Anreize zu Energieeinsparungen zu schaffen. Dabei werden in Form von EU-Richtlinien verbindliche Rahmenvorgaben geschaffen, deren gesetzliche Umsetzung innerhalb der einzelnen Mitgliedsstaaten zur Erreichung der erklärten Ziele beitragen sollen. Eine Rolle spielt dabei z.B. die Richtlinie 2012/27/EU, die sog. Energieeffizienz-Richtlinie. Laut Richtlinie sollen „Energieaudits [...] für große Unternehmen verbindlich sein und regelmäßig erfolgen, da die Energieeinsparungen erheblich sein können“ (Europäisches Parlament und Europäischer Rat 2012, (24)). Diese Energieaudits haben zum Ziel, Energieeinsparpotentiale der Unternehmen aufzuspüren und diese nachhaltig zu nutzen.

Diese Energieaudits sind ein Versuch, eine treibende Kraft hinter den CO₂-Emission zu mehr Anstrengungen hinsichtlich der Emissionsminderung zu bewegen oder vielfach erstmalig Interesse für diese Thematik zu wecken. Der Industriesektor ist für ca. 40% der globalen Treibhausgasemission verantwortlich (Stand 2009; IEA 2009), folglich liegen hier enorme wirtschaftliche und energetische Einsparpotentiale, deren Anreiz zur Umsetzung vor dem Hintergrund steigender Ressourcenpreise zunehmend steigt.

Innerhalb dieses Industriesektors nimmt Druckluftnutzung als breitflächig eingesetzte Querschnittstechnologie eine wichtige Rolle ein. Mit einem jährlichen Stromverbrauch von ca. 80 TWh betrug der Anteil von Druckluftanlagen am industriellen Stromverbrauch der Europäischen Union im Jahr 2001 ca. 10 % (Ruppelt 2003, S. 2; Radgen und Blaustein 2001, S. 1). Zum selben Zeitpunkt lag der Anlagenbestand in der EU bei ca. 300.000 Stück, wobei ca.

72 % im Leistungsbereich von < 110 kW lagen und 28 % im Bereich von 110 bis 300 kW (Ruppelt 2003, S. 1–2). Die vielfältige Anwendung führt mitunter zur Bezeichnung der Druckluft als vierter Energieträger (fourth utility) neben Strom, Erdgas und Wasser (Yuan et al. 2006, S. 1).

Hirzel (2015, S. 26) weist darauf hin, „dass trotz der großen Bedeutung des Energiebedarfs, [...] Druckluft in der überwiegenden Mehrheit (90 %) aller Industrie- und Handwerksbetriebe unwirtschaftlich eingesetzt wird“. Insbesondere bei der Erzeugung, aber auch bei der Verteilung oder der Endanwendung verbergen sich große Energieeffizienzpotentiale, die durch verbessertes Betriebs- und Nutzerverhalten oder durch technische Lösungen ausgeschöpft werden sollten. Basierend auf der großen Verbreitung und den vorhandenen Energieeinsparpotentialen kann die Optimierung von Druckluftversorgungsanlagen somit eine gewichtige Rolle bei der Erzielung der gesetzten Energieeffizienzziele sein.

2. Zielsetzung der Arbeit

Mit der vorliegenden Arbeit wird das Ziel verfolgt, Praxisbeispiele der Druckluftherzeugung auf ihre Effizienz hin zu analysieren und theoretischen Werten gegenüberzustellen. Die Ergebnisse der Betrachtungen sollen dazu dienen, um auf wichtige Stellgrößen hinzuweisen, die für die Energieeffizienz von Druckluftsystemen wesentliche Rollen einnehmen. Die Relevanz der Supervision und Analyse der Betriebsweise von Druckluftsystemen begründet sich zum einen auf die eingangs hingewiesenen Einsparpotentiale und zum anderen auf die Tatsache, dass die Energiekosten bei Druckluftanlagen die Majorität der Lebenszykluskosten ausmachen, wie Abb. 1 illustriert¹. In der vorliegenden Arbeit umfasst der Bilanzraum der Effizienzbetrachtung die reine Druckluftherzeugung, vom Eintritt des Luftstroms in den Kompressor bis unmittelbar nach dem Verdichtungs Vorgang. Hinweise ob Rahmenbedingungen für eine Analyse eines gesamten Druckluftsystems von der Erzeugung bis hin zum Endverbraucher sind in Kap. 3.6 und 5.3 gegeben.

¹ Hier wurde seitens der Autoren ein Strompreis von 5 ct/kWh angesetzt. Heutzutage ist der Strompreis für industrielle Abnehmer deutlich höher, sodass sich das Gleichgewicht sogar noch verschieben dürfte. Es kommt hierbei auf die Finanzierungsbedingungen, sowie auf die technischen Bedingungen der Anlage an. Im Allgemeinen wird vom Autor von einem Richtwert von 70% für den Anteil der Energiekosten an den Lebenszykluskosten gesprochen.

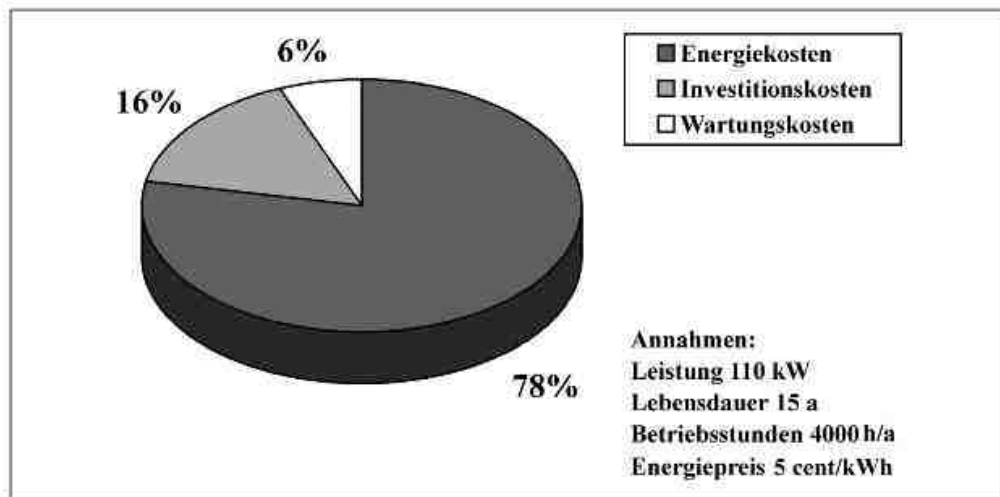


Bild 0-3: Lebenszykluskosten für eine Druckluftanlage mit einer elektrischen Anschlußleistung von 110 kW

Abb. 1 : Kostenverteilung einer Druckluftanlage (Ruppelt 2003, S. 15)

3. Drucklufttechnik

3.1. Anwendungsbereiche von Druckluft

Die Endanwendungen von erzeugter und aufbereiteter Druckluft sind sehr vielfältig und finden Platz in zahlreichen industriellen Prozessen. Eine Klassifizierung der Anwendungsbereiche ist nicht immer mit gänzlicher Trennschärfe sinnvoll, da mitunter Überlappungen der Funktionalitäten in der Endanwendung vorliegen. Generell lassen sich fünf Anwendungszwecke von Druckluft kategorisieren (vgl. Abb. 2) (Boldt et al. 2013):

1. Arbeitsluft für Pneumatische Anwendungen, z.B. pneumatische Zylinder oder perkussive Werkzeuge
2. Aktivluft, z.B. als Trägermedium und zur Reinigung
3. Prozessluft, z.B. zur Trocknung und Kühlung
4. Vakuumlufte für Unterdruckwerkzeuge
5. Prüflufte, z.B. für Kontrolle von Sortier- und Positioniermechanismen

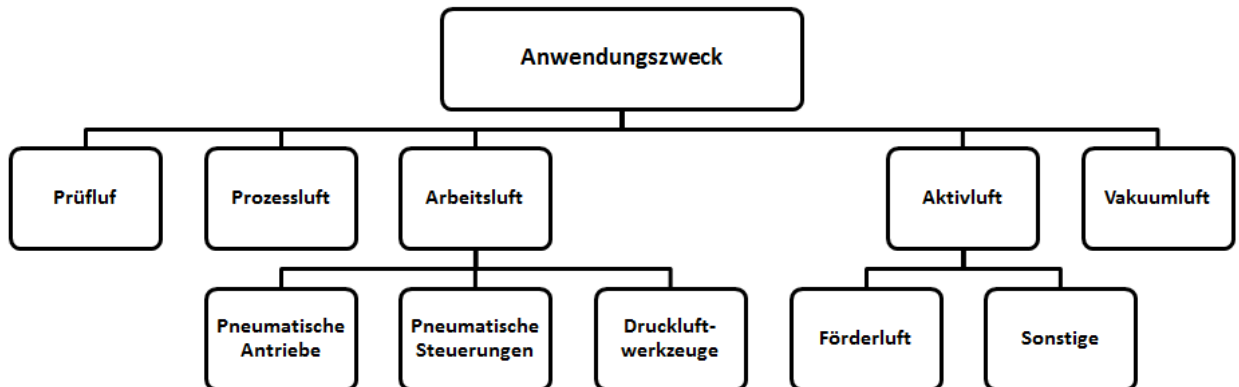


Abb. 2 : Klassifizierung der Anwendungsbereiche von Druckluft

3.2. Komponenten eines Druckluftsystems

Die technische Umsetzung der Versorgungsstruktur für Druckluftverbraucher kann auf drei Arten realisiert werden (Yuan et al. 2006, S. 294):

1. **Zentrale Druckluftproduktion:** Die Gesamtheit der Druckluftverbraucher wird über ein Rohrnetz mit Druckluft versorgt, das durch zentrale Druckluftherzeugung gespeist wird
2. **Point-of-Use-Erzeugung:** Jeder Verbraucher wird einzeln von einem individuellen Druckluftherzeuger gespeist
3. **Lokale Erzeugung:** Verbrauchergruppen werden von unterschiedlichen Kompressoren versorgt

Druckluftsysteme bestehen aus zahlreichen einzelnen Komponenten, die je nach Prozessanforderung miteinander kombiniert werden. So stellt Hirzel (2015, S. 36) fest, dass „trotz einer funktionalen Ähnlichkeit [...] diese Komponenten in vielfältigen Varianten eingesetzt, miteinander verknüpft und betrieben [werden]“. Druckluftsysteme können sich individuell-konstruktiv stark unterscheiden und z.B. trotz ähnlicher Systemkomponenten heterogenes Verhalten hinsichtlich Strömungsverhalten, Energiebedarf und Störanfälligkeit aufweisen (Hirzel 2015, S. 36). Eine Segmentierung der Systemkomponenten in einzelne Komponenten(-gruppen) kann sinnvoll sein, um eine detaillierte, komponentenbezogene Analyse der Energieverluste zu erlangen, aber auch um Systeme(/-komponenten) mit

Vergleichsanlagen(-komponenten) in Relation zu setzen. Bei Vorhandensein umfanglicher Messinstrumente und -gelegenheiten lässt sich eine feingliedrige Energiebedarfsanalyse der in Tabelle 1 dargestellten Komponenten, die wesentlich für den Energiebedarf einer Druckluftanlage sind, aufstellen.

Tabelle 1 : Wesentliche energiebedarfsrelevante Komponentengruppen in Druckluftsystemen (Hirzel 2015, S. 36)

Komponentengruppe	Funktion
Druckluftkompressoren	Verdichtung von Umgebungsluft auf das Bedarfsdruckniveau
Druckluftbehälter	Ausgleich von Bedarfsschwankungen im Druckluftsystem
Drucklufttrockner	Trocknung von Druckluft
Druckluftfilter	Entfernen von Partikeln und Schwebstoffen aus der Druckluft
Druckluftleitungen	Verteilung von Druckluft zu den Anwendungen
Pneumatische Antriebe	In Maschinen und Anlagen verbaute Antriebseinheiten
Druckluftwerkzeuge	Typischerweise manuell genutzte Druckluftwerkzeuge
Sonstige Druckluftanwendungen	Verschiedene Endanwendungen
Rückkühlung	Wärmeabfuhr von Komponenten

Zu unterscheiden ist hierbei in direkten und indirekten Energiebedarf. Während der direkte Energiebedarf in Zusammenhang mit Verbrauchernutzen während der Betriebszeiten steht, kann die Aufschlüsselung der indirekten Energiebedarfe außerhalb der Betriebszeiten gänzlich anders sein. Leerlauf- und Leckageverluste können ein anderes Bild gegenüber den direkten Energiebedarfen der Systemkomponenten ergeben und sich negativ auf die Energieeffizienz auswirken (Hirzel 2015, S. 37).

Weiterhin muss man bei Druckluftsystemen in Verbrauchs- und Versorgungsseite unterscheiden. Einige Komponenten benötigen unmittelbar externen Energiebezug, andere Komponenten nur mittelbar. Ein Kompressor benötigt elektrische Energie zur Verdichtung, während z.B. Druckluftverbraucher nur mittelbar externe Energie nutzen, indem sie bereitgestellte Druckluft nutzen. An Druckluftfiltern wiederum findet ein Druckabfall statt,

sodass diese das Druckniveau senken und somit ebenfalls den Gesamtenergiebedarf beeinflussen. Folglich ist die Effizienz eines Kompressors bei exklusiver Betrachtung der Stromaufnahme des Kompressors und der verbrauchsseitig in der Druckluft enthaltenen Energie nicht annähernd präzise abgebildet, sondern gibt vielmehr Auskunft über die Gesamteffizienz der Anlage. Gem. Hirzel können somit (2015, S. 37) „der externe Energiebezug, das Druckniveau und die Druckluftmenge [...], die als] als wesentliche technische Bestimmungsfaktoren für den Gesamtenergiebedarf interpretiert werden [können]“, wichtige Erkenntnisse hinsichtlich eines komponentenübergreifenden Zusammenwirkens geben, jedoch nicht hinreichend Aufschluss über Einzeleffizienzen einzelner Anlagenkomponenten geben (Hirzel 2015, S. 37).

3.3. Fluidenergiemaschinen

Für die Verdichtung von Luft werden Fluidenergiemaschinen eingesetzt. Fluidenergiemaschinen tauschen mechanische Energie mit dem Arbeitsmedium, dem Fluid, aus und können in Strömungsmaschinen und Verdrängermaschinen unterkategorisiert werden. Werden kompressible Medien (Gase) verwendet, handelt es sich um thermische Fluidenergiemaschinen, die das thermische Gleichgewicht des Fluides beeinflussen. Im Anhang (Abb. 51) ist eine Systematik beigefügt, in der ausschnittsweise die Kategorisierung zu erkennen ist.

Im Gegensatz zu hydraulischen Maschinen (Pumpen), bei denen nur mechanische Energie umgesetzt werden, kommt bei Verdichtern zur mechanischen eine thermische Energiekomponente hinzu (Kalide und Sigloch 2010, S. 114).

Betrachtet man die Vorgänge in einem Kompressor etwas genauer, lässt sich das Arbeitsspiel gem. Janicki (2007, S. 3) in drei Phasen unterteilen:

1. Das Füllen des Arbeitsraumes
2. Das Transportieren des Arbeitsfluides mit möglicher Energiewandlung im geschlossenen Arbeitsraum (komprimieren)
3. Das Ausschieben (Verdrängen) des verarbeiteten Arbeitsfluides

Zu Beginn wird die Arbeitskammer in der Ansaugphase mit dem Arbeitsfluid über eine Verbindung mit der Saugseite des Kompressors gefüllt. Wird nun die Verbindung zur

Saugseite gekappt – z.B. bei Hubkolbenkompressoren über Ventilstellungen, bei Schraubenkompressoren nach Erreichen eines bestimmten Drehwinkels (vgl. Abb. 3) – ist die Arbeitskammer geschlossen und es besteht weder Kontakt zur Saugseite noch zur Auslassseite. Das Fluid wird nun gem. den baulichen Eigenschaften und somit dem inhärenten Verdichtungsverhältnis des jeweiligen Kompressors verdichtet und in Richtung Auslass transportiert. In der anschließenden Auslassphase, die mit dem Öffnen der Auslassseite beginnt, wird das Fluid über den Auslassstutzen in das Verteilungssystem geleitet. Beim Ausschleusen wirkt sich die Tatsache, dass gegen den im Auslassstutzen vorherrschenden Druck ausgedrückt werden muss, zusätzlich energiekonsumptiv aus (Janicki 2007, S. 3 f).

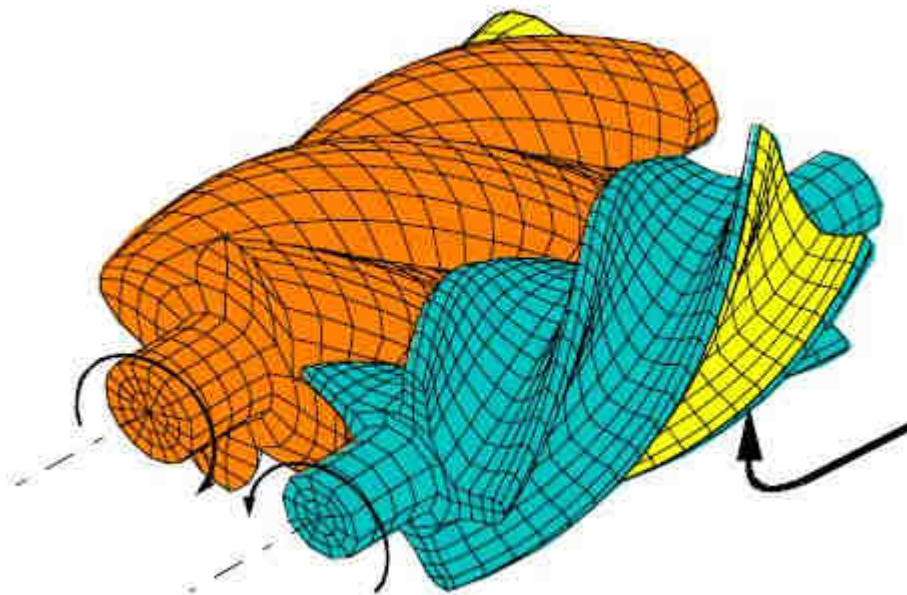


Abb. 3 : Ansaugphase eines Schraubenkompressors : Nach Erreichen eines bestimmten Drehwinkels wird die Verbindung von zwei gegenläufigen Transportkammern (gelb) zur Ansaugseite unterbrochen und das Fluid geht in die Transportphase über (Janicki 2007, S. 4)

Da saugseitig ein Unterdruck vorherrscht², muss der benötigte Luftstrom aus der Umgebung nicht gefördert werden, sondern wird automatisch angesaugt. Die Arbeitsaufwände der bei der Verdichtung zu verrichtenden technischen Arbeit sind in Abb. 4 dargestellt.

² Beim Schrauben- und Kolbenkompressor z.B. expandiert das im Arbeitsraum verbliebende Gas und es entsteht ein Unterdruck; der Arbeitsraum ist nach der Transportphase des Fluides weitgehend leer, sodass neues Arbeitsmedium nachströmen kann.

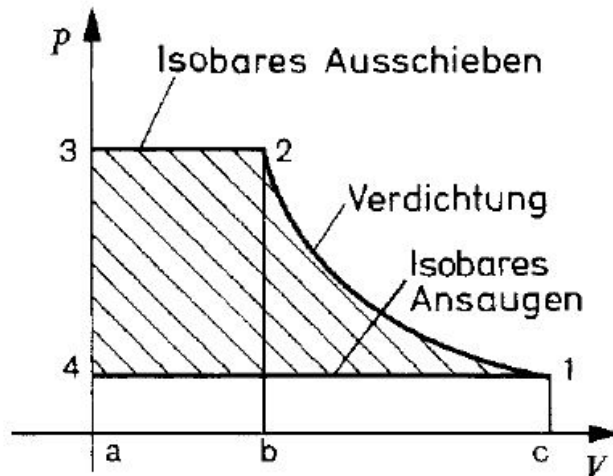


Abb. 4 : Zustandsänderungen beim Arbeitsspiel eines Verdichters (Zustand 3 → 4 beschreibt den arbeitslosen Druckwechsel in der Arbeitskammer; Zustand 2 → 3 beschreibt den Anteil der Ausschiebearbeit an der technischen Arbeit) (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 211)

Zu den am häufigsten vorkommenden Verdichtern oder Kompressoren gehören Hubkolben-, Schrauben- und Turbokompressoren. Das Prinzip eines Kolbenkompressors wird anhand des Querschnitts deutlich (vgl. Abb. 5): Pro Umdrehung der Kurbelwelle gleitet der Kolben auf und ab und saugt dabei Luft an, verdichtet sie und schiebt sie anschließend heraus.

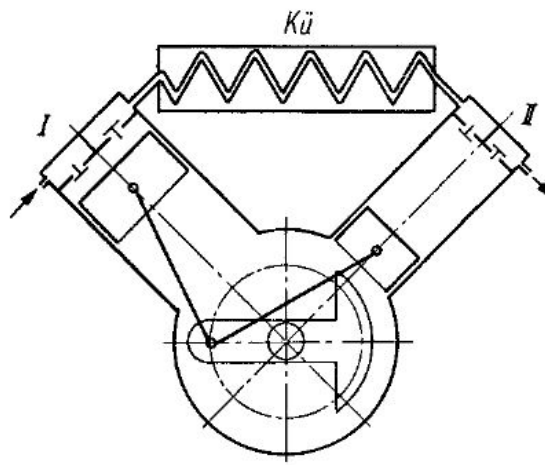


Abb. 5 : Zweistufiger Kolbenverdichter (Stufe I und II) mit Zwischenkühlung (Kü) (Kalide und Sigloch 2010, S. 117)

Schraubenkompressoren verdichten ebenfalls über eine Volumenverkleinerung der Arbeitskammer. Zwei entsprechend profilierte, gegenläufige Drehkolben saugen einen Luftstrom an und in Folge der Geometrie der Kolben verdichtet sich der Luftstrom (Hesselbach 2012, S. 159). Während Schrauben- und Kolbenkompressoren nach dem

Verdrängerprinzip arbeiten, nutzen Turbokompressoren Strömungsmechanismen. Je nach Bauform, z.B. Axial- oder Radialverdichter, wird ein Kranz gekrümmter, rotierender Schaufeln radial oder axial durchströmt. Die Schaufeln, die ein Drehmoment von der Kupplung über Welle und Rad aufnehmen, üben über die Rotationsbewegung eine Druck- und Schleuderwirkung auf das Fluid in den durchströmten Kanälen aus, sodass dieses verdrängt und beschleunigt wird. Diese Drehenergie – eingebracht über das Drehmoment – wird in der Leiteinrichtung somit in kinetische Energie umgewandelt. Anschließend wird in der Laufschaufel über eine Querschnittserweiterung eine Diffusorwirkung hervorgerufen, die eine Erhöhung der potentiellen Energie bewirkt und somit eine Druckerhöhung hervorruft (Kalide und Sigloch 2010, S. 189 f). Während Verdrängermaschinen ab einer gewissen Mindestlast ein annähernd konstantes Wirkungsgradverhalten zeigen, ist dies bei Strömungsmaschinen leistungsabhängig - es entstehen erhöhte Wirkungsgradverluste bei Teil- und Überlast (Kalide und Sigloch 2010, S. 76). Inwieweit sich dies mit den Beobachtungen der Praxis deckt, wird in Kap. 7.2.2.1 am Beispiel von Kolbenkompressoren näher beleuchtet.

Durch verschiedene Ausführungen der unterschiedlichen Bauarten, können gewisse Bandbreiten an Druckverhältnissen erreicht werden. Generell lässt sich für eine einstufige Verdichtung sagen, dass Turbokompressoren für kleine Druckverhältnisse ($\sim 2\text{bar}$), Schraubenkompressoren für mittlere (bis zu 15bar) und Kolbenkompressoren für höhere (bis zu 20bar) Druckverhältnisse geeignet sind (Ruppelt 2003; Fraunhofer ISI 2003).

Während Schraubenkompressoren für Grundlast gut geeignet sind, sind für die Abdeckung von Lastspitzen Kolbenkompressoren oftmals eine gute Wahl (Gonser und ARGUS e.V. 2000, S. 17). Dagegen kommen Turbokompressoren bei großen Fördermengen zum Einsatz. Eine Übersicht möglicher Entscheidungskriterien, abhängig vom/von Anwendungszweck(en) gibt z.B. Barber (1997, S. 29 f).

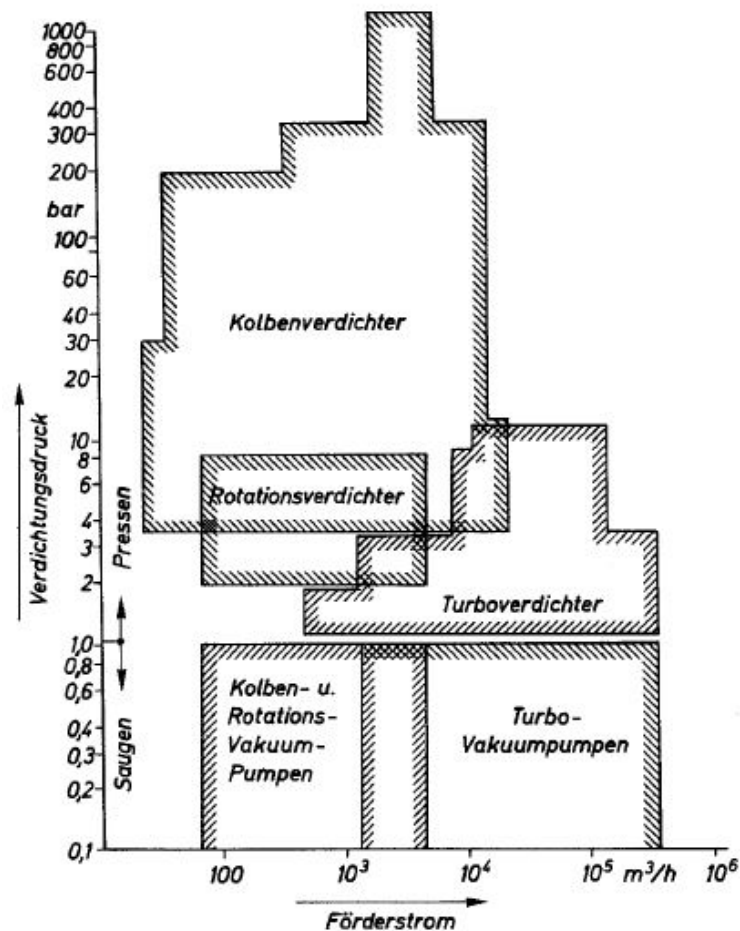


Abb. 6 : Einsatzbereiche verschiedener Kompressorbauarten (Kalide und Sigloch 2010, S. 115)

3.3.1. Kühlmechanismen

Die anfallende Wärme bei Kompressionsvorgängen kann beachtlich sein und bedingt eine Kühlung der Maschine. Ein Teil der qua Dissipation anfallenden Wärme geht in den Fluidstrom über, der überwiegende Teil jedoch entsteht an Maschinenteilen und muss über Kühlmechanismen abgeführt werden oder fällt als Strahlungswärme an. Ruppelt (2003, S. 133) z.B. beziffert den Wärmeanteil im Fluid für Rotationsverdichter mit Öleinspritzkühlung auf 4 %. Bei geringen Verdichtungsverhältnissen und/oder Volumenströmen können Schraubenkompressoren auch ungekühlt betrieben werden, Kolbenverdichter hingegen benötigen in Folge baubedingter größerer Reibungsverluste in jedem Falle Kühlung. Diese Reibungsverluste treten bei Schraubenkompressoren hauptsächlich an den Wellenlagern auf, jedoch nicht an gemeinsamen Berührungspunkten von Kolben und Zylinderinnenflächen (vgl. Abb. 7). Neben der zu vermeidenden Überhitzung der Maschinenteile, verringert mangelhafte Kühlung überdies die Effizienz der Verdichtung, da auftretende Vorwärmung

des eintretenden Luftstromes eine Expansion des Gases – ungewünschten gegenteiligen Effekt – zu Folge hat.

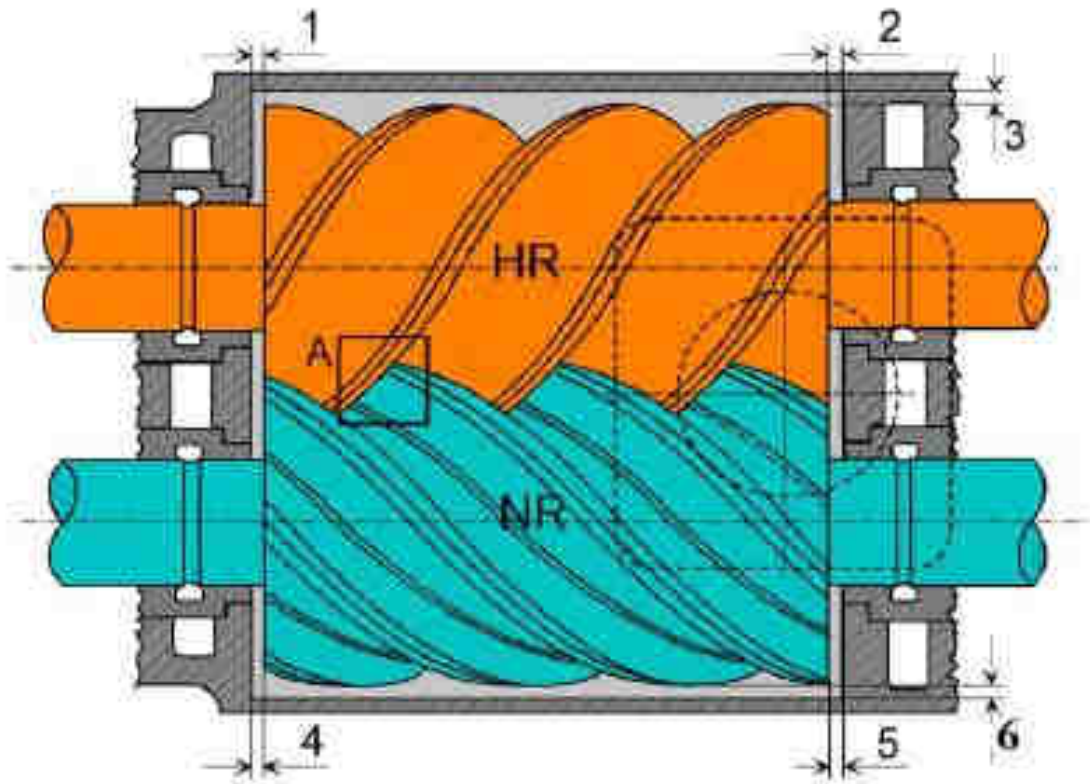


Abb. 7 : Spaltöffnungen eines Schraubenkompressors an den Gehäusestirnflächen (1, 2, 4, 5) und an den Innenseiten der Arbeitskammer (3, 6) (Janicki 2007, S. 6)

Zusätzlich zur Betriebssicherheit dient eine Nachkühlung der Kondensatabscheidung. Der im Luftstrom enthaltene Wasserdampf sollte möglichst früh aus dem Luftstrom entfernt werden, um potentiell korrosiven Kondensataustritt im Druckluftnetz zu verhindern. Bis zu 90 % des anfallenden Kondensats fällt üblicherweise über einen Wasserabscheider im Nachkühler, der oftmals im Kompressor verbaut ist, an. Ein anschließender Kältetrockner gewährleistet weitgehende Kondensation der vorhandenen Feuchte, sodass trockene Druckluft am Austritt des Kompressors vorliegt. Diese wird anschließend auf Raumtemperatur erwärmt, um Kondensation an den Rohraußenwänden zu vermeiden. Wird die Nachkühlung oftmals über Luft-Luft-Wärmetauscher realisiert, so erfordert die anschließende Kältetrocknung hingegen zusätzlichen Energieaufwand, der bei einer Effizienzbetrachtung als zusätzlicher Aufwand berücksichtigt werden muss. Bei Kompressionskältemaschinen in Form zusätzlichen Stromaufwandes, bei Adsorptionskältemaschinen die Wärmezufuhr für die Regenerationsluft. Wird eine

wassergekühlte Nachkühlung verwendet, muss der Stromaufwand für die Zirkulationspumpe mitberücksichtigt werden.

Die anfallende Abwärme ist eine potentielle Quelle, um zusätzlichen Nutzen aus der Endenergie zu ziehen. Während das Temperaturniveau der Abwärme bei wassergekühlten Kompressoren ca. 80°C liegt, fällt sie bei luftgekühlten bei ca. 50-60 °C an. Abhängig u.a. von baulichen Gegebenheiten (apparativer Aufwand des Transports zu Wärmesenken) und Gleichzeitigkeit von Wärmebedarf und -angebot lässt sich über Wärmerückgewinnung weiterer Nutzen - Einsatz als Raumbeheizung oder als Prozesswärme - extrahieren und somit der Gesamtwirkungsgrad eines Druckluftsystems verbessern.

3.4. Steuerung und Regelung

Der Druckluftbedarf eines Druckluftnetzwerkes ist gewissen Fluktuationen unterworfen, die prozessbedingt sein können oder das Resultat von Zu- und Abschaltvorgängen einzelner Verbraucher(-gruppen) sind. Das Ziel einer Druckluftsteuerung ist es, die Druckluftproduktion diesen schwankenden Druckluftbedarfen anzupassen, um Überproduktionen zu vermeiden. Somit kann eine bedarfsgerechte Regelung von Druckluftkompressoren maßgeblich dazu beitragen, den Energieverbrauch zu senken.

Grundsätzlich unterschieden wird in übergeordnete und interne Regelung. Die interne Regelung passt die Betriebsweise einzelner Kompressoren dem Luftverbrauch möglichst optimal an, während die übergeordnete Regelung der Koordination der einzelnen Kompressoren dient. Angepasst an Druckluftverbrauch werden Kompressoren zu- und abgeschaltet, man spricht auch von Kaskaden- oder Ringsteuerung³. Oftmals sind die Kompressoren unterschiedlich leistungsfähig, sodass eine bessere Lastanpassung möglich ist.

3.4.1. Vollast-Leerlauf-Aussetzen

In der Praxis häufig angewandt, da technisch einfach umzusetzen, wird die Vollast-Leerlauf-Aussetz-Regelung. Fällt das Druckniveau auf eine Untergrenze eines definierten Druckbands (p_{\min}), beginnt der Kompressor Druckluft zu fördern. Bei Erreichen der Obergrenze (p_{\max}) wird er in den Leerlaufzustand versetzt, indem ein saugseitiger Regler schließt. Anschließend wird durch Einwirkung des Netzdrucks das druckseitige Rückschlagventil geschlossen

³ Bei der Ringsteuerung wechselt die Hierarchie der Kompressoren zyklisch, um eine ausbalancierte Nutzung zu erreichen

(Ruppelt 2003, S. 133). Sinkt der Luftverbrauch und das Druckluftnetz wird entlastet und durch andere Kompressoren hinreichend nachgespeist, wird der im Leerlauf befindliche Kompressor nach einer gewissen Nachlaufzeit in Stillstand versetzt (Frauenhofer ISI 2003).

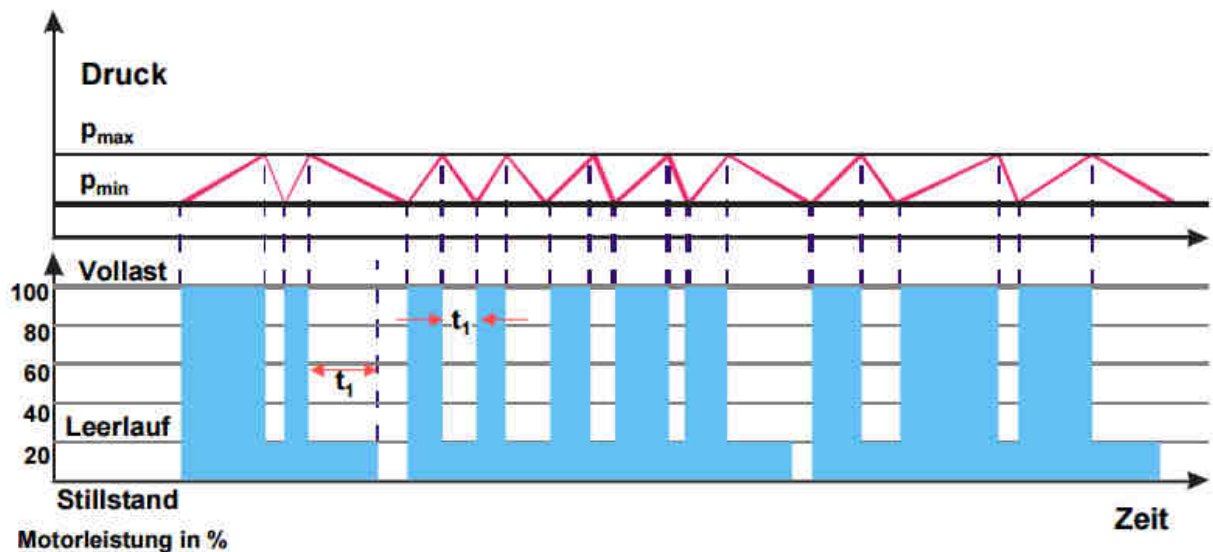


Abb. 8 : Volllast-Leerlauf-Regelung eines Kompressors (Frauenhofer ISI 2003, S. 21)

3.4.2. Drehzahlregelung

Zunehmend vermehrt zum Einsatz kommen Drehzahlregelungen an Kompressoren. Ungeregelte Kompressoren können nicht auf fluktuierende Lasten reagieren, da sie auf maximale Lasten ausgelegt sind. Eine Flexibilisierung der Motorleistung führt zu einer besseren Anpassung der Fördermenge an das Lastprofil. Dabei werden die über Drehstrom betriebenen Antriebsmotoren der Kompressoren über Frequenzumrichter stufenlos drehzahlregelt, sodass die Leistungsabgabe und -aufnahme sinkt. Nachteilig ist allerdings die mangelhafte Energieausnutzung eines drehzahlregelmten Kompressors bei Auslastungen $< 40\%$ und $> 80\%$ (s. Abb. 9). Dies liegt in nachlassenden Kupplungswirkungsgraden außerhalb des optimalen Drehzahlbereichs von Verdichtern begründet (Grabow 2002). Drehzahlregelmte Kompressoren sollten nicht zu häufig im Volllastbereich betrieben werden, da sie bei großen Auslastungen mithin ineffizienter arbeiten als unregelmte Kompressoren. Für schwankende Lastbereiche eignen sie sich hingegen sehr gut und weisen hier

Energieeinsparungen auf, da sie im Gegensatz zu unregulierten Kompressoren in ihrer Wellenleistung und somit der Stromaufnahme gedrosselt werden können⁴.

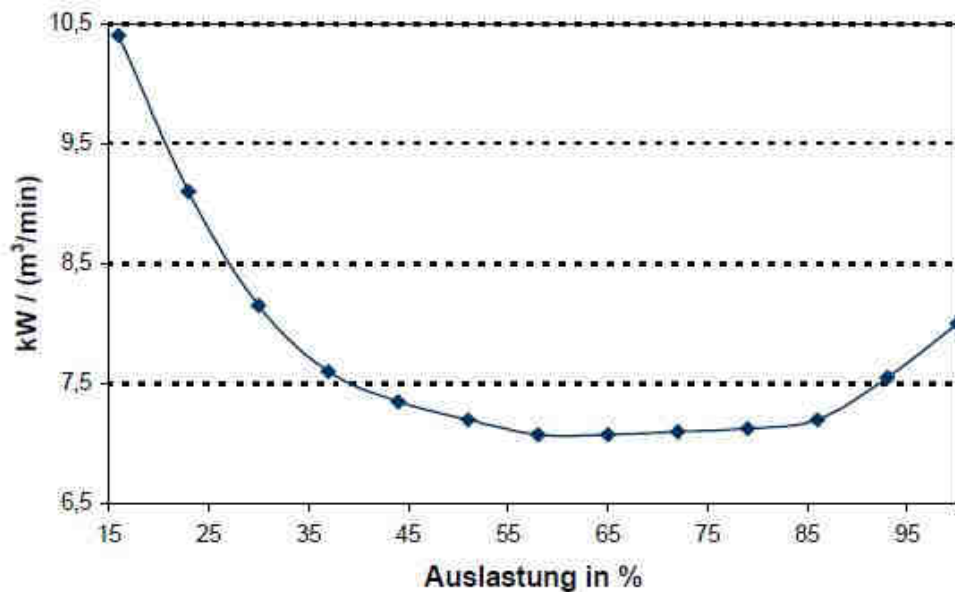


Abb. 9 : Verhältnis von spez. Leistungsbedarf und Auslastung eines drehzahlregulierten Kompressors (Frauenhofer ISI 2003, S. 22)

Üblicherweise wird der Motor in Abhängigkeit des Verhältnisses von Ist- zu Regeldruck gesteuert. Wird das minimale Druckniveau erreicht, wird der Motor in Volllast betrieben, bis das Regeldruckniveau p_R erreicht ist. Nun wird die Drehzahl des Motors langsam runtergeregelt, bis sich das Druckniveau stabilisiert hat bzw. p_{max} erreicht ist. Je nach Einstellung des Kompressors, z.B. ob schnelles Anfahren benötigt wird, geht er nun in Leerlauf oder Stillstand über, bis p_{min} erreicht wird und der Kompressor wieder anfährt (Frauenhofer ISI 2003).

Als prozessinhärenter Energieeffizienzvorteil erweist sich die Tatsache, dass bei intern drehzahlregulierten Kompressoren kein Getriebe benötigt wird und somit potentielle Quellen dissipativer Effekte verringert werden (Barber 1997, S. 98; Mousavi et al. 2014, S. 314).

⁴ In Folge sinkender Drehzahl sinkt das Drehmoment und damit die elektrische Leistung. Der Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehzahl ist allerdings nicht linear. Der im Kapitel angegebene Auslastungsbereich soll als Anhaltspunkt für energetisch günstige Bereiche an dieser Stelle ausreichen.

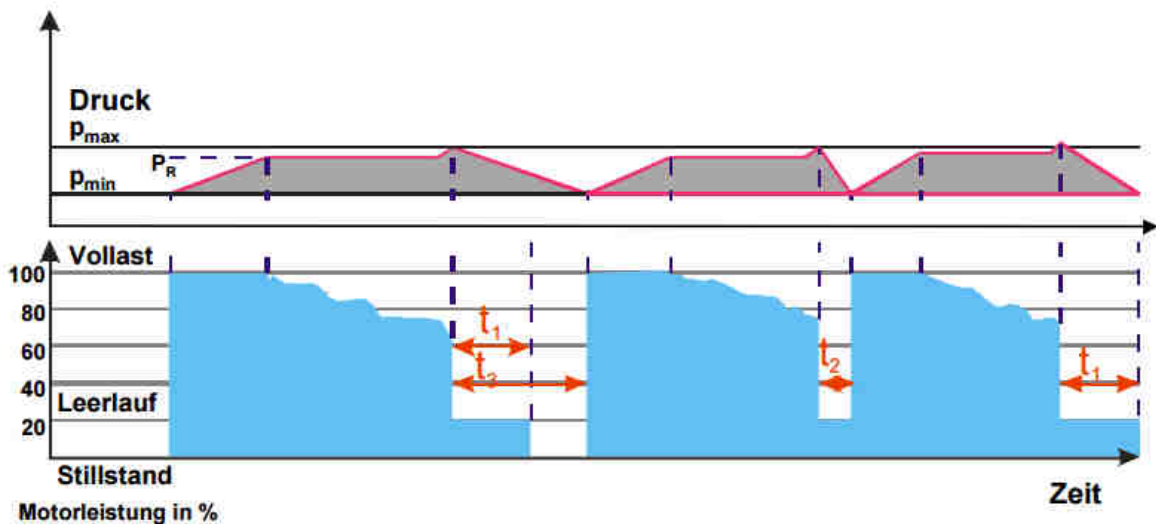


Abb. 10 : Drehzahlregelung eines Spitzenlastkompressors (Frauenhofer ISI 2003, S. 21)

3.5. Vor- und Nachteile der Druckluftanwendung

Die vielseitige Verwendung von Druckluft gründet sich auf diverse Vorzüge, insbesondere die Betriebssicherheit ist hier zu nennen, die durch Explosions- und Brandsicherheit als auch durch geringe Störanfälligkeit charakterisiert ist. Weitere Vorteile sind geringere Investitionskosten pneumatischer Lösungen gegenüber elektrischen Steuerungen sowie technische Flexibilität. Konstruktionselemente wie Rohrleitungen, Druckzylinder, Kompressorstationen, Ventile und Aufbereitungselemente wie Trockner und Ölfilter sind einfach zu installierende und wartungsarme Komponenten, die hohe apparative Flexibilität gewährleisten.

Den zahlreichen Vorzügen steht allerdings der gewichtige Nachteil der geringen Energieeffizienz gegenüber. Die Druckluftherzeugung ist energetisch aufwendig und es verbleibt wenig endenergetischer Nutzen am Ende der Prozesskette, am Druckluft-Verbraucher. Der Kompressor ist dabei nur Teilaspekt; das Zusammenspiel aller Komponenten einer Druckluftanlage wirkt sich auf die Energieeffizienz aus. Bei der Erzeugung, Aufbereitung, Verteilung als auch der (End-)Anwendung entstehen Verluste, die kumulativ 80-90 % betragen können. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass nur ca. 10-20% der eingebrachten Energie – des Aufwands – in nutzbare Arbeit umgewandelt werden. Wesentliche Formen der energetischen Verluste sind die Abwärmeverluste als auch Verluste durch Leckagen (Saidur et al. 2010, S. 1151). Ein viel zitierter Wert für verbleibende

Nutzenergie in Form von mechanischer Expansionsarbeit ist 6,9 % (Ilmberger und Seyfried 1994).

Sowohl die Eigenschaft als viel verwandte Querschnittstechnologie als auch die geringe Effizienz lassen auf große Einsparpotentiale bei der industriellen Druckluftanwendung schließen (vgl. Tabelle 2). Da bei der Druckluftnutzung unmittelbar negative Auswirkungen, z.B. in Form von Leckagen oder Bränden, oftmals nicht augenscheinlich sind für Mitarbeiter und ggf. auch für die Betriebsleitung nicht, wird sie mitunter abundant genutzt.

Tabelle 2: Einsparpotentiale bei Druckluftanlagen (Radgen und Blaustein 2001, S. 6)

Energieeinsparmaßnahme	% Anwendbarkeit (1)	% Effizienzgewinn (2)	Gesamtpotenzial (3)
Neuanlagen oder Ersatzinvestitionen			
Verbesserte Antriebe (hocheffiziente Motoren, HEM)	25 %	2 %	0,5 %
Verbesserte Antriebe (drehzahlvariable Antriebe, ASD)	25 %	15 %	3,8 %
Technische Optimierung des Kompressors	30 %	7 %	2,1 %
Einsatz effizienter und übergeordneter Steuerungen	20 %	12 %	2,4 %
Wärmerückgewinnung für Nutzung in anderen Anwendungen	20 %	20 %	4,0 %
Verbesserte Druckluftaufbereitung (Kühlung, Trocknung und Filterung)	10 %	5 %	0,5 %
Gesamtanlagenauslegung inkl. Mehrdruckanlagen	50 %	9 %	4,5 %
Verminderung der Druckverluste im Verteilsystem	50 %	3 %	1,5 %
Optimierung von Druckluftgeräten	5 %	40 %	2,0 %
Anlagenbetrieb und Instandhaltung			
Verminderung der Leckageverluste	80 %	20 %	16,0 %
Häufigerer Filterwechsel	40 %	2 %	0,8 %
SUMME			32,9 %
Legende: (1) % DLA, in denen diese Maßnahme anwendbar und rentabel ist (2) % Energieeinsparung des jährlichen Energieverbrauchs (3) Einsparpotenzial = Anwendbarkeit * Effizienzgewinn			

3.6. Anlagenüberwachung

Eine konstante Überwachung der Anlagen ist Grundvoraussetzung für eine sorgfältige und ergebnisorientierte Bilanzierung der Wirkweise einer Druckluftanlage. So lassen sich gem. Hager (2002, S. 51–52) folgende Parameter, die der ökonomischen und/oder technisch-betrieblichen Auswertung dienen, ohne größere Messapparaturen bilanzieren:

- Abschreibungsstadium der Anlagen

- Stromaufwendungen für die Kompressoren- und Aufbereitungsstationen
- aktuelle Strompreise
- Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten
- Reparaturmaßnahmen
- interne Personalaufwendungen
- externe Personalaufwendungen
- evtl. Ölbeschaffung und -entsorgung
- Kondensatentsorgung
- evtl. Wasserverbrauch
- i.d.R. Filterwechsel

Dies kann einer groben Kostenaufstellung dienen, reicht jedoch nicht für eine genauere Effizienzanalyse aus. Hierzu werden lt. Hager (2002, S. 52) messtechnische Erfassungen relevanter Größen nötig:

- Liefermengen in Nm³
- Last- und Leerlaufzeiten der Verdichter
- Leistungsaufnahme der Komponenten
- vorherrschende Druckverhältnisse
- Qualitative Faktoren wie Feuchte, Temperatur oder Restölgehalt
- Nachspeisemengen bei Produktionsstillstand
- Ggf. Kühlmittelmenge und -temperatur

Je nach Datenqualität und -vollständigkeit kann vom Betreiber ein Bild der Arbeitsweise der Gesamtanlage oder Teilkomponenten hinsichtlich Energieeffizienz oder Wirtschaftlichkeit gewonnen werden.

4. Thermodynamische Grundlagen der Druckluftherzeugung

Als Druckluft bezeichnet man ein verdichtetes Medium, das verschiedenen Zwecken dient, z.B. der Verrichtung von Arbeit (vgl. Kap. 3.1). Als Medium wird nahezu ausschließlich Luft verwendet; es gibt nur vereinzelt Ansätze zur Verwendung anderer Gase, z.B. von Helium (Fernandez und Woods 2000). Als Druckluftherzeuger fungieren Kompressoren (Verdichter), die atmosphärische Luft ansaugen, elektrische Energie nutzen und die Luft verdichten, um sie auf einen höheren Druck zu bringen. Entsprechend dem Anwendungsbereich kann man Druckbereiche in Niederdruck- (bis 10 bar), Mitteldruck-(bis 15 bar) und Hochdruckbereich (bis 40 bar bzw. bis 400 bar) klassifizieren (BOGE 2011, S. 17), wobei der Anwendungsfall des Niederdruckbereichs in Industrie und Handwerk überwiegt. U.a. abhängig vom geforderten Druckbereich kommen verschiedene Kompressorarten zum Einsatz (vgl. Kap. 3.3).

Generell existieren vier Arten der Verdichtung, die sich wie folgt charakterisieren lassen:

- Isochore Verdichtung
- Isotherme Verdichtung
- Isobare Verdichtung
- Isentrope (adiabate) Verdichtung

Für die Druckluftherzeugung spielen in der Praxis nur die isotherme und die isentrope Verdichtung eine Rolle, die im Folgenden etwas ausführlicher dargestellt werden sollen.

4.1. Ideales Gas

Alle theoretischen Berechnungen werden anhand des Idealen Gasgesetzes vorgenommen, bei dem die Zustandsgrößen absoluter Druck (p) Volumen (V), Masse (m), spezifische Gaskonstante von Luft (R_L) und die Temperatur in Kelvin (T) wie folgt in Abhängigkeit stehen:

$$p \cdot V = m \cdot R_L \cdot T \quad (1)$$

Überführt man das ideale Gasgesetz in eine zeitliche Betrachtung, um offene Systeme zu beschreiben, schreibt sich Gl. (1) mit $\frac{dm}{d\tau} = \dot{m}$ und $\frac{dV}{d\tau} = \dot{V}$ zu:

$$p \cdot \dot{V} = \dot{m} \cdot R_L \cdot T \quad (2)$$

Dividiert man das Volumen durch die Masse enthält man das spezifische Volumen (v) eines Mediums und Formel (1) verändert sich dementsprechend:

$$p \cdot v = R_L \cdot T \quad (3)$$

Diese Formel ist theoretischer Natur und basiert auf idealisierten Bedingungen, der relative Fehler der Dichte im Bereich von 0,1 bis 10 MPa und 200 bis 800 K liegt jedoch im Bereich von -4 bis + 6 % (Baehr und Schwiier 1961; Chadwick und Brady 1957; Brower 1990; zit. nach Baeter 2007, S. 7) (vgl. Abb. 11). Ausgehend von einer Messreihe⁵ und theoretischen Werten wurde der relative Fehler der Dichte mit gem. $e_{\text{rel}} = \frac{\rho_{\text{gemessen}} - \rho_{\text{berechnet}}}{\rho_{\text{gemessen}}} \cdot 100$ berechnet. Im für diese Arbeit relevanten Bereich bis 2 MPa (= 20 bar) ist das ideale Gasgesetz über das gesamte Temperaturintervall hinreichend genau und weicht kaum mehr als $\pm 1 \%$ ab.

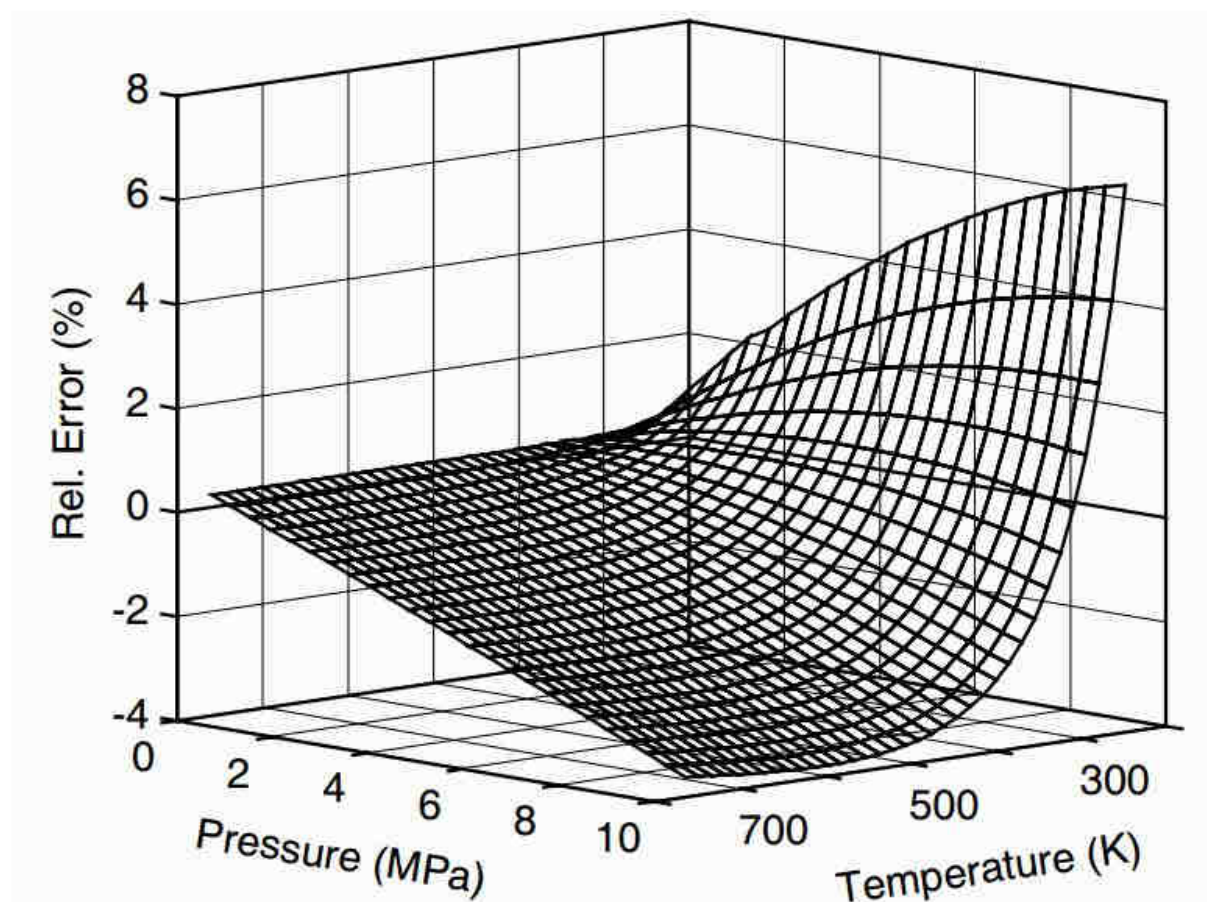


Abb. 11: Relativer Fehler der Dichte von Luft im Bereich von 0 bis 10 bar und 200 bis 800 K (Baeter 2007, S. 7)

Bei höheren Drücken weichen Gase zunehmend von diesem idealisierten Verhalten ab; auch können hohe Wasserdampfbeladungen zu Abweichungen führen. Dies kann mit einem

⁵ Nachzulesen in Baehr und Schwiier 1961; Chadwick und Brady 1957; Brower 1990

Korrekturfaktor, dem Realgasfaktor (z) korrigiert werden, sodass sich die ideale Gasgleichung wie folgt schreiben lässt:

$$p \cdot v = z \cdot R_L \cdot T \quad (4)$$

Abb. 12 illustriert das Verhalten des Realgasfaktors von trockener Luft in Abhängigkeit von Druck und Temperatur.

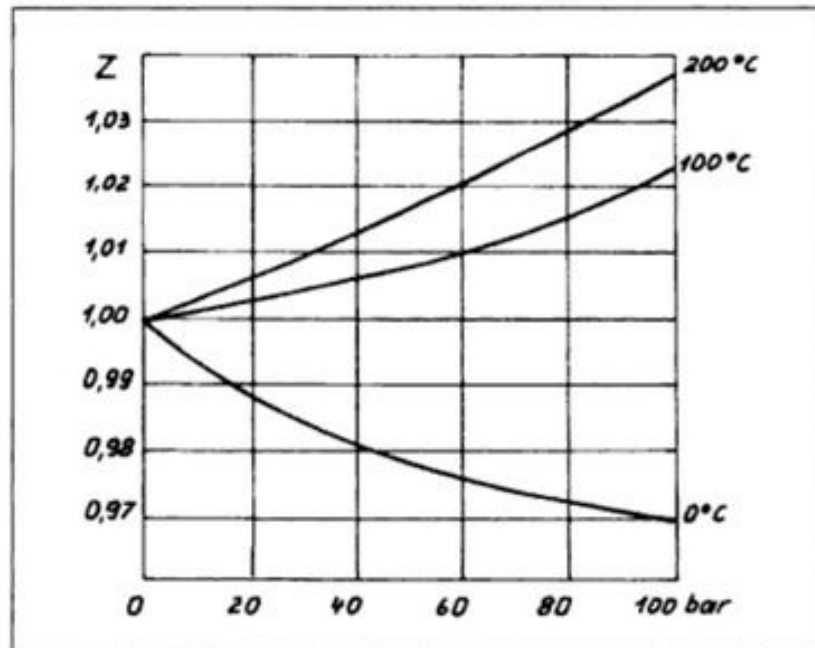


Abb. 12: Realgasfaktor von trockener Luft als Funktion des Drucks und der Temperatur (Ruppelt 2003, S. 15)

Es wird deutlich, dass der Realgasfaktor von trockener Luft sich für die technisch relevanten Bereiche (0-20 bar) nahe um 1 bewegt. Trotz z.T. hoher relativer Feuchten der eintretenden Luft (v.a. in den Wintermonaten) am Kompressor, beträgt der Massenanteil (w) des Dampfes nur einen Bruchteil des Massenanteils der Gase in der Luft, wie in Rechnung (42) im Anhang anhand von gesättigter Luft gezeigt wird, sodass das ideale Gasgesetz trotz Abhängigkeit vom Dampfgehalt ohne Korrekturfaktor anwendbar ist.

Der Realgasfaktor kann ebenfalls dazu verwendet werden, verschiedene Betriebszustände eines Mediums in den sog. Normzustand zu überführen. Dieser Normzustand dient oftmals als Benchmark, als einheitliche Bezugsgröße, deren (Norm-)Bedingungen klar definiert sind.

Gem. der ISO 8778 definieren sich die Normbedingungen in der Druckluftindustrie⁶ wie folgt (DIN 1945 Teil1 1980):

- Ansaugtemperatur der Luft: $T_L = 293,15 \text{ K} = 20^\circ\text{C}$
- Ansaugdruck: $p = 0,1 \text{ MPa} = 1 \text{ bar}$
- Relative Feuchte: $\phi = 0 \%$ (absolut trockene Luft)
- Kühlmitteltemperatur: $T_K = 20^\circ\text{C}$

Berechnet man nun mit jenen Normbedingungen das Volumen gem. Gl. (1) erhält man das sog. Normvolumen bzw. bei zeitlicher Betrachtung den Normvolumenstrom. Das Normvolumen ist somit nur von der Gasmenge abhängig, da alle anderen Eingangsgrößen (T , p , (ϕ) , R_L) konstant sind. Der in der Druckluft verwendete Begriff Normkubikmeter ist somit eine einheitliche Bezugsgröße, da ihm definitionsgemäß fixe Werte für Temperatur und Druck, als auch sich aus dem idealen Gasgesetz ergebend eine fixe Masse zugeordnet sind. Dieser Normkubikmeter dient als Bemessungsgröße, um Volumenströme mit unterschiedlichen Zustandsbedingungen zu vergleichen. Dazu werden die unikalenen Volumenströme in einen Normvolumenstrom umgerechnet, wie in Rechnung (42) im Anhang exemplarisch hinterlegt ist.

4.2. Thermodynamisches System

Da es sich bei Druckluftsystemen um offene Systeme handelt, werden Stoffstrombetrachtung vorgenommen. Ebenso werden für die theoretischen Betrachtungen konstante Stoff- bzw. Massenströme angesetzt. In der Realität treten Verluste in Folge von Leckagen auf, die gleichzusetzen sind mit einem Energieverlust und somit einem geringeren Wirkungsgrad. Dies gilt es zu berücksichtigen bzw. der Analyse beizumessen und Diskrepanzen festzustellen. Die Massenbilanzen der theoretischen Berechnungen sollen den Gesetzmäßigkeiten eines stationären Prozesses folgen und zeitlich unabhängig sein:

$$\dot{m}_{ein} = \dot{m}_{aus} \quad (5)$$

mit dem Eingangsmassenstrom \dot{m}_{ein} und dem Ausgangsmassenstrom \dot{m}_{aus} .

⁶ Je nach Anwendungsgebiet definieren sich die Normbedingungen leicht unterschiedlich. Die chemischen oder auch die physikalischen Normbedingungen weichen von denen in der Druckluftanwendung ab, sollen hier aber nicht Gegenstand der Betrachtungen sein.

Verdichter nehmen Energie in Form von mechanischer Energie auf und übertragen sie in Form von technischer Arbeit (W_t) an das Fluid, das diese Energie in Form von Enthalpie (H) aufnimmt. Die Summe der Enthalpie, der kinetischen E_{kin} und der potentiellen Energie E_{pot} stellt den Gesamtenergieinhalt eines Fluidstroms dar und die Energiebilanz für ein offenes System lässt sich mit dem Wärmeaustausch Q_{12} , $\Delta E_{\text{kin}} = \frac{m_F}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2)$ und $\Delta E_{\text{pot}} = g \cdot (z_2 - z_1)$ schreiben zu:

$$Q_{12} + W_{t12} = H_2 - H_1 + \frac{m_L}{2} \cdot (c_2^2 - c_1^2) + g \cdot m_L \cdot (z_2 - z_1) \quad (6)$$

Vernachlässigt man die Änderungen der kinetischen als auch der potentiellen Energie, die für Gase um ein vielfaches kleinerer Größenordnungen sind als die Enthalpiestromänderung (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 62 ff; Kalide und Sigloch 2010, S. 38 f) und nimmt eine zeitliche Betrachtung des Wärmeaustausches mit der Umgebung ($\frac{dQ(\tau)}{d\tau} = \dot{Q}_{12}$) und der technischen Arbeit ($\frac{dW_t(\tau)}{d\tau} = \dot{W}_{t12}$) vor, lässt sich die Energiebilanz für ein Fluid im offenen System wie folgt formulieren:

$$\dot{Q}_{12} + \dot{W}_{t12} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 \quad (7)$$

Mit der Enthalpiestromänderung $dH = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)$ folgt somit:

$$\dot{Q}_{12} + \dot{W}_{t12} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (8)$$

Dies ist die generell gültige Energiebilanz in offenen Systemen, die verwendet wird um die zur Verdichtung notwendigen technischen Arbeiten theoretischer Natur zu berechnen.

4.3. Entropie

Die in Kap. 4 beschriebenen Zustandsänderungen können verschiedenartig hervorgerufen werden, z.B. durch Wärmezufuhr oder mechanische Einwirkung, wie der Kompression. Diese Prozesse können reversibel (umkehrbar) oder irreversibel (unumkehrbar) sein. Reversible Prozesse sind theoretischer Natur und kommen in der Natur nicht vor (Cerbe und Wilhelms 2008, S. 82). Ihnen liegt die Annahme zugrunde, dass ein Ausgangszustand eines Systems

⁷ Hier und für den weiteren Verlauf wird für die Masse und den Massenstrom der Index L=Luft verwendet, da die energetischen Betrachtungen und Berechnungen dieser Arbeit sich ausschließlich auf das in der Druckluft verwendete Medium Luft beziehen. Generell gilt diese Energiebilanzierung für alle Fluide.

wieder erreicht werden kann, nachdem es Zustandsänderungen erfahren hat, ohne dass Verluste in der Umgebung zurückbleiben. In der Realität sind alle Prozesse jedoch irreversibel, da sie nicht gänzlich umkehrbar sind. Diese Irreversibilitäten von Prozessen werden durch die Entropie (S) beschrieben. Zwar kann ein System seinen Ausgangszustand wieder erreichen; dies muss jedoch durch zusätzliche Prozesse, meist zusätzlichen Energieaufwand, realisiert werden, da Entropieänderungen auftreten. Bestimmte Zustände eines Systems sind durch eine quantifizierbare Menge Entropie gekennzeichnet. Entropieänderungen entstehen bei allen Prozessen bei denen Wärme auftreten. Die Entropieänderung beim offenen System wirkt sich auf den Stoffstrom aus und lässt sich berechnen zu:

$$d\dot{S} = \frac{d\dot{Q}}{T} \quad (9)$$

Diese Entropieänderungen lassen sich auf dissipative Effekte zurückführen, meist Reibungsenergien. Erfährt ein System eine Entropieminderung, ist dies auf Austausch von Entropie mit der Umgebung zurückzuführen. Da Entropie nicht vernichtet werden kann, ist die Summe der Dissipationsenergien immer positiv. Diese dissipativen Effekte entwerfen Energie, indem sie Exergie (in Arbeit umwandelbarer Energieanteil) in Anergie (nicht in Arbeit umwandelbarer Energieanteil) umwandeln. Folglich erhöht sich die aufzuwendende Arbeit in einem System, um einen gewünschten Zustand – z.B. den Nenndruck - zu erreichen, da ein Teil des Aufwands in nicht verwertbare Entropie umgewandelt wird. Die technische Arbeit besteht somit aus einem reversiblen Teil ($W_{t12,rev}$) und einem dissipativen Teil ($W_{t12,diss}$) und lässt sich schreiben zu:

$$W_{t12} = W_{t12,rev} + W_{t12,diss} \quad (10)$$

Wie Abb. 13 illustriert, ist ein Mehraufwand an Arbeit notwendig, um den gewünschten Druck ($2/2'$) zu erreichen. Die auf die Ordinate projizierte Fläche repräsentiert dabei die zu verrichtende Arbeit, gem. $W_t = \int v(p) dp$. Für technische Prozesse ist es wünschenswert, den Anteil der dissipativen Energie möglichst gering zu enthalten. Folglich kann der Anteil an Entropie (irreversibler Energieerzeugung) am Gesamtenergieanteil eines Systems als Index für die Verwertbarkeit der Energie – man spricht auch von Arbeitsfähigkeit – gesehen

werden. Je kleiner der Entropieanteil, desto wertvoller ist die vorhandene Energie (Falk und Ruppel 1976, S. 277 ff).

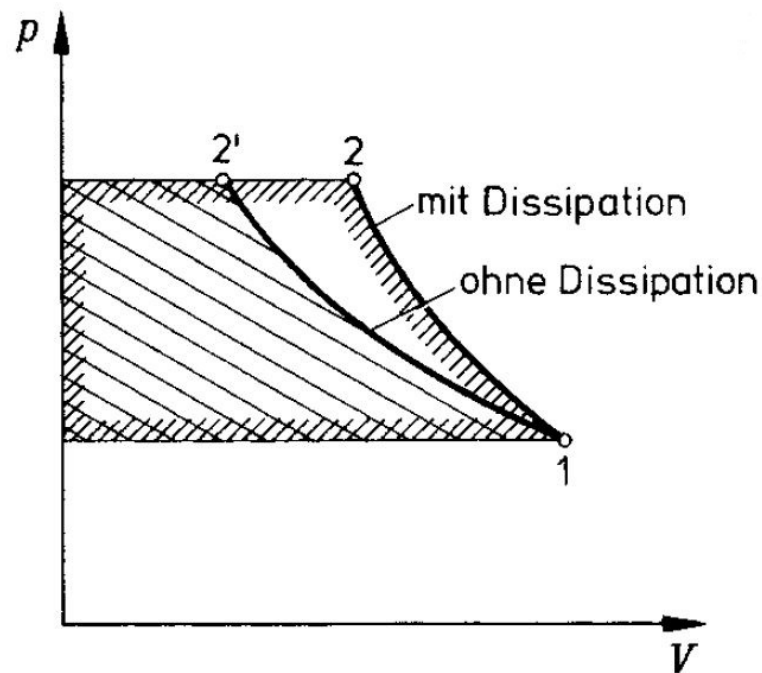


Abb. 13: Verrichtete technische Arbeit einer isentropen Zustandsänderung (Kompression) am offenen System (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 65)

Bei der theoretischen Betrachtung wird in dieser Arbeit die Dissipationsenergie außer Acht gelassen, um eine Vergleichbarkeit mit den praktischen Werten zu bekommen und eine Qualitätsaussage treffen zu können. Motorverluste, Verluste bei der Kraftübertragung von Motorantriebswelle zu Abtriebswelle des Verdichters (Riemen, Getriebe) oder auch Antriebsverluste von Kühlventilatoren können u.a. zu Mehraufwänden in Form von Dissipationsenergien führen.

4.4. Isotherme Zustandsänderung

Die isotherme Verdichtung ist als Idealzustand eines Kompressors anzusehen, mit dem geringsten Energiebedarf. Dies liegt begründet in der Abfuhr von Wärme, die andernfalls zur Ausdehnung des Fluides führen würde. Folglich müsste man gegen eine Expansion, den Umkehrprozess der Kompression, „anverdichten“, mit zusätzlichem energetischen Aufwand.

Bei einer isothermen Kompression bleibt die Temperatur im betrachteten Raum (Volumen) konstant, findet also ein permanenter Austausch bzw. eine Abfuhr von Wärme statt. Man könnte auch von einem idealen Wärmeübergang sprechen, der allerdings nur bei sehr

langsam vollzogenem Prozess möglich wäre. In der Realität dauert der Prozess von Füllen des Arbeitsraumes bis zum Ausschleiben des Fluides jedoch nur wenige Bruchteile an, in finalursächlicher Abhängigkeit von der Drehzahl der Antriebswelle. Beispielsweise dauert die gesamte Ansaug- und Ausschleibephase – also zwei Hübe – bei einem Kolbenkompressor, der von einem zweipoligen Synchronmotor mit der Drehzahl von 3000/min angetrieben wird, genau 0,02 s. Der schnelle Prozessvorgang als auch die geringe Leitfähigkeit von Gasen verhindern somit annähernd isotherme Verdichtungs Vorgänge.

Bei einer isothermen Kompression wird das Gas vom Anfangsvolumen (V_1) und dem Anfangsdruck (p_1) auf ein Endvolumen (V_2) komprimiert bzw. einen Enddruck (p_2) verdichtet.

Ein Vergleich beider Zustände mit dem idealen Gasgesetz liefert in spezifischer Schreibweise:

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{p_2 \cdot v_2} = \frac{R_L \cdot T_1}{R_L \cdot T_2}$$

Per Definition bleibt die Temperatur bei isothermen Zustandsänderungen gleich. Mit $T_1=T_2$ folgt somit der für Isotherme Zustandsänderungen charakteristische Zusammenhang:

$$p_1 \cdot v_1 = p_2 \cdot v_2 = p \cdot v = \text{constant} \quad (11)$$

Um die Verhältnisse thermodynamischer Zustandsgrößen darzustellen, wird üblicherweise ein p,v -Diagramm herangezogen. Isothermen verlaufen als gleichseitige Hyperbeln mit der Ordinate und der Abszisse als Asymptoten (vgl. Abb. 14). Die Isotherme verbindet hierbei alle Zustände, die im thermischen Gleichgewicht stehen, also äquivalente Temperaturen aufweisen. Es ist leicht zu erkennen, dass $T_1 > T_2 > T_3$.

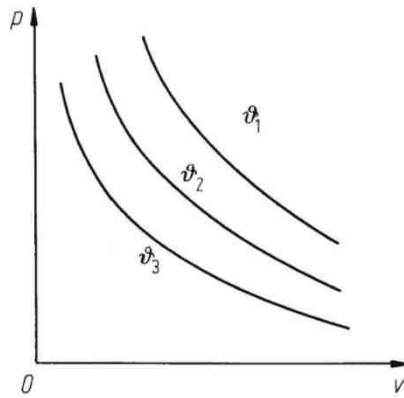


Abb. 14: Isothermen im p,v-Diagramm (Anm.: ϑ steht hier für die Temperatur) (eigene Darstellung nach Baehr und Kabelac 2012, S. 33)

4.5. Isentrope Zustandsänderung

Die isentrope Zustandsänderung ist durch ein Gleichbleiben der Entropie $d\hat{S}_{12}=0$ gekennzeichnet. Voraussetzung ist ein ideal wärmeabgedichtetes (adiabates) System, das einen Wärmeübergang mit der Umgebung verhindert, sodass sämtliche Wärme im System verbleibt. Adiabate Prozesse können irreversibel sein, jedoch verbleibt die Entropie im System. Isentrope Prozesse sind gänzlich reversibel und adiabat und erzeugen keinerlei Entropie. Es wird eine stoffspezifische Größe eingeführt, der Isentropenexponent (κ). Für die isentrope Zustandsänderung gilt der Zusammenhang:

$$p_1 \cdot v_1^\kappa = p_2 \cdot v_2^\kappa = p \cdot v^\kappa = \text{constant} \quad (12)$$

Der Isentropenexponent ist bei zwei- und mehratomigen idealen Gasen eine temperaturabhängige Größe und berechnet sich über das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (13)$$

Die Temperaturabhängigkeit der spez. Wärmekapazitäten nimmt analog mit der Atomanzahl von Gasen zu (vgl. Abb. 53 im Anhang). Da Luft überwiegend aus zweiatomigen Gasen besteht ($w_{O_2} + w_{N_2} > 98\%$) (s. Tabelle 7 im Anhang) ist der Isentropenexponent von Luft für das relevante Temperaturintervall als temperaturunabhängig anzunehmen. Für Luft bei 0°C ergibt sich κ gem. Gl. (6) zu:

$$\kappa = \frac{1,0043 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,7171 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 1,401 \quad (14)$$

Für weitere Berechnungen wird ein Isentropenexponent von $\kappa=1,4$ verwendet.

Die Temperatur nach der Verdichtung bei einem isentropen Verdichtungsprozess (T_{2s}) berechnet sich zu:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (15)$$

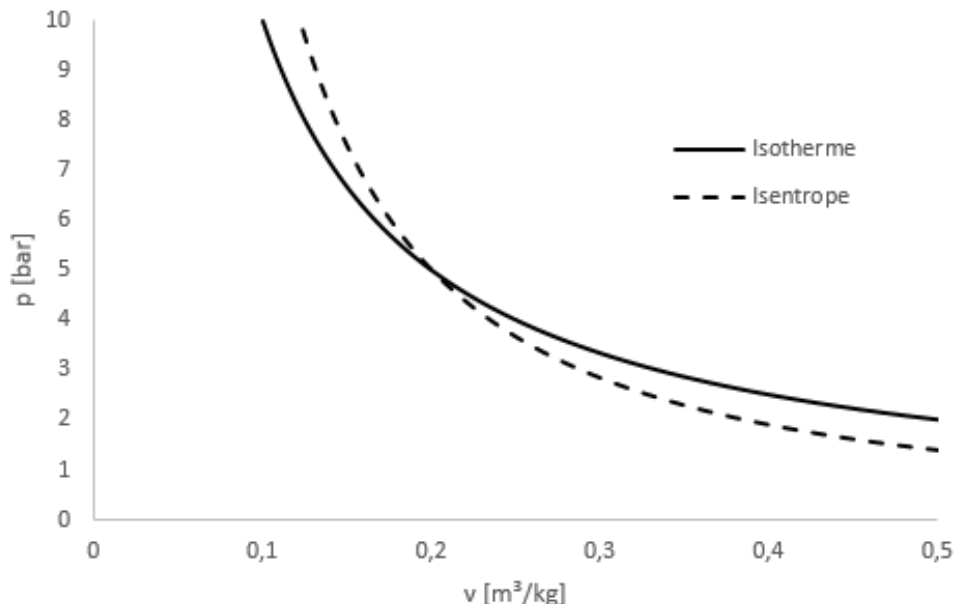


Abb. 15: Vergleichende Darstellung einer Isentrope und einer Isotherme (Temperatur der Isotherme ca. 418 K)

Eine adiabate Prozessrealisierung muss nicht notwendigerweise über perfekt wärmeisolierte Systembegrenzungen erreicht werden. Ferner ist eine schnelle Änderung der Systemvariablen, also eine schnelle Prozessrealisierung, ebenfalls als annähernd adiabat anzusehen. Da Kompressionsvorgänge sehr schnell ablaufen (s.o.), erfährt der Prozessraum bzw. das Medium unter normalen Temperaturbedingungen⁸ nur geringe Wärmeaustausch-

⁸ Hierunter sind Größenordnungen von einigen hundert Kelvin zu verstehen

bzw. Wärmediffusionsmechanismen und der reine Kompressionsvorgang kann ohne größeren Austausch von Wärme und damit Entropieerzeugung oder –austausch stattfinden. Somit steigt die Temperatur im System in Folge der Zufuhr von Kompressionsenergie (Falk und Ruppel 1976, S. 250). Reale Prozesse verlaufen zumeist ähnlicher dem adiabaten Prozess ab (Hesselbach 2012, S. 159).

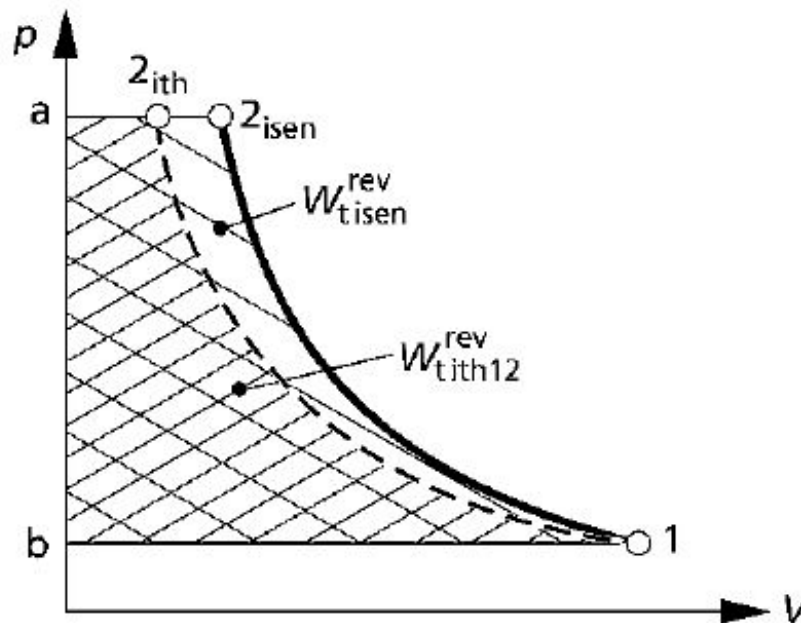


Abb. 16 : Reversible technische Arbeit einer Kompression der isentropen und isothermen Zustandsänderungen im Vergleich (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 106)

Abschließend sei hier noch der polytrope Prozess erwähnt, der einen Zwischenzustand darstellt. Weder gänzliche Wärmeabfuhr noch Adiabasie sind technisch erreichbare Zustände, sodass Prozesse in der Realität immer polytrop, also mit anteiligem Wärmeaustausch mit der Umgebung ablaufen. Der für etwaige Rechnungen benötigte Polytropenexponent ist allerdings nur empirisch zu ermitteln und der isentrope Vergleichsprozess kommt dem Kompressionsvorgang hinsichtlich des Wärmeaustausches sehr nahe.

4.6. Arbeitsvorgänge eines Druckluftkompressors

Kompressoren erzielen Druckerhöhungen, indem sie mechanische Arbeit auf das System ausüben⁹. Die Druckerhöhung wird dabei über eine Volumenverkleinerung erzielt. Für offene

⁹ Erwähnt sei an dieser Stelle, dass Druckerhöhungen in geschlossenen Systemen auch über isochore (gleichbleibendes Volumen) Wärmezufuhr erreicht werden können, also thermisches Energiezufuhr.

Systeme ergibt sich die Energiebilanz in Folge einer zeitlichen Betrachtung zu einer Leistungsbilanz, die die technische Arbeit $\dot{W}_{t12} = \dot{m} \int_1^2 v(p) dp$ liefert.

Entsprechend der Verdichtungs Vorgänge eines Kompressors – isotherm oder isentrop - errechnet sich die technische Arbeit wie folgt:

$$\dot{W}_{t12,ith} = \dot{m}_L \cdot R_L \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{t12,s} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_{2s} - T_1) = p_1 \cdot \dot{V}_1 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (17)$$

Teilt man Gl. (16) bzw. (17) durch den Massenstrom der Luft erhält man die spezifischen technischen Arbeiten:

$$w_{t12,ith} = R_L \cdot T \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (18)$$

$$w_{t12,s} = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (19)$$

4.7. Effizienzparameter

Typischerweise wird für Effizienzbetrachtungen in der Druckluftindustrie der sog. spez. Leistungsbedarf als Kennwert herangezogen, der den Quotienten aus Aufwand zu Nutzen darstellt, eine Art reziproker Wirkungsgrad. Der Leistungsaufwand je Normkubikmeter ist eine Vergleichsgröße, die zur Orientierung dient und anhand der gemessenen Leistungsaufnahme der Kompressoren (\dot{W}_{el}) und des dazugehörigen Normvolumenstroms (\dot{V}) berechnet wird:

$$\text{Spezifischer Leistungsbedarf} = \frac{\dot{W}_{el}}{\dot{V}} \quad (20)$$

Der isentrope Wirkungsgrad η_{is} stellt eine weitere Bemessungsgröße dar und gibt Auskunft über die Qualität eines Verdichtungs Vorgangs im Vergleich mit dem isentropen, verlustfreien Vergleichsprozess und berechnet sich zu:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{t12,s}}{\dot{W}_{el}} \quad (21)$$

Da reale Prozesse immer verlustbehaftet sind, kann der isentrope Wirkungsgrad eins bzw. 100 % nicht überschreiten, da die tatsächliche benötigte Energie stets größer ist.

Analog zum isentropen Wirkungsgrad kann der isotherme Wirkungsgrad η_{ith} bestimmt werden:

$$\eta_{ith} = \frac{\dot{W}_{t12,ith}}{\dot{W}_{el}} \quad (22)$$

Folgt man bereits erwähntem Gedanken, dass der isotherme Vergleichsprozess weniger Energie benötigt als der isentrope, fällt der isotherme Wirkungsgrad für einen betrachteten Verdichtungsprozess geringer aus. Dies mag verwundern, erklärt sich aber durch die Tatsache, dass für denselben Nutzen im Falle der isothermen Verdichtung weniger Energie benötigt wird.

Betrachtet man den reziproken Wirkungsgrad η^{-1} wird deutlich, dass $\eta_{ith}^{-1} > \eta_{is}^{-1}$, gleichbedeutend mit einem erhöhten tatsächlichen Leistungsbedarf im Vergleich mit dem isothermen Verdichtungsprozess. Trotzdem sind im Vergleich z.B. der isentropen Wirkungsgrade verschiedener Verdichtungsprozesse untereinander, erhöhte Wirkungsgrade natürlich wünschenswert, da sie mit geringeren Dissipationsarbeiten gleichzusetzen sind.

Ein weiterer interessanter Aspekt kommt hier ebenfalls zum Tragen: Der technische Nutzen – Erhöhung auf ein Druckniveau p_2 – ist sowohl bei der isentropen als auch bei der isothermen Betrachtung derselbe, trotzdem unterscheiden sich die Wirkungsgrade. Dieses scheinbare Paradoxon lässt sich durch die Tatsache erklären, dass beim adiabaten Prozess die Wärme im Fluidstrom verbleibt und ebenfalls als theoretischer Nutzen zur Verfügung steht. Technisch genutzt wird in der Druckluftnutzung allerdings nur der erhöhte Druck im Gas, nicht die Wärme¹⁰. Eine andere Herangehensweise der Wirkungsgradanalyse, die diesem Umstand Rechnung trägt, wird als Exkurs mit der Exergieanalyse (Kap. 5.3) vorgestellt.

¹⁰ Von möglicher Abwärmenutzung einmal abgesehen.

5. Methodisches Vorgehen

Unabdingbare Parameter, die für die Berechnung der Effizienzkennzahlen benötigt werden sind:

- Stromaufnahme des Kompressors
- Fördermenge / Liefervolumenstrom
- Eingangstemperatur in den Kompressor
- Enddruck nach Verdichtung
- Eingangsdruckniveau

Dies sind die minimalst benötigten Kennziffern, um eine Aussage hinsichtlich der theoretischen Leistung eines Kompressors zu machen und diese mit ihrer tatsächlichen Stromaufnahme zu vergleichen. Hinsichtlich einer Effizienzbetrachtung eines gesamten Druckluftsystems ist eine differenzierte Betrachtungsweise aller genannten Parameter sinnvoll bzw. von Nöten. Die Temperatur und der Druck entlang der Wirkkette einer Druckluftanlage sind veränderlich und unterliegen je nach Anlagenzustand und Systembedingungen kleineren oder größeren Schwankungen. Auch ist die Stromaufnahme des Kompressors meist nicht singuläre Quelle des Strombedarfs; Trockner und Kühlkomponenten wie Ventilatoren bedürfen ebenfalls Strom, die als Aufwand mit betrachtet werden müssen, sofern sie quantifizierbar sind. Gegenstand dieser Arbeit ist die Betrachtung der Wirkungsweise der Verdichterstationen mit eventueller Kühleinrichtung. Die Festlegung des Bilanzraumes (gestrichelt) ist in Abb. 17 illustriert.

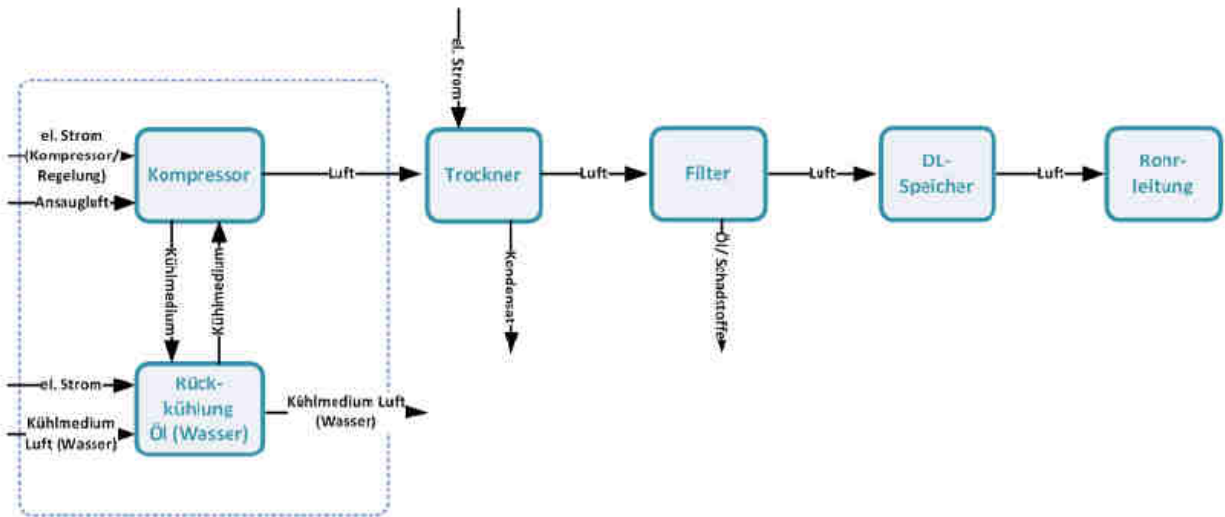


Abb. 17 : Bilanzraum der Effizienzbetrachtung im Gesamtverbund eines Druckluftsystems mit typischen Komponenten (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014b)

Die Exklusion aller dem Kompressor nachfolgenden Elemente lässt eine vereinfachte Darstellung des betrachteten Bilanzraumes zu (vgl. Abb. 18). Hierbei stellt der Aufwand Strom die Summe der elektrischen Leistungsaufnahme des Kompressors und der Kühleinrichtung dar. Der mögliche Nebennutzen Abwärme entsteht bei der Kompressorkühlung, da nicht sämtliche zugeführte technische Arbeit im Luftstrom als Enthalpie abgeführt wird, sondern dissipative Effekte zu abzuführenden Wärmeverlusten am Kompressor führen. Dieser Nebennutzen sei nur der Vollständigkeit halber aufgeführt; in der vorliegenden Effizienzbetrachtung konstituiert sich der Nutzen alleinig aus der im Luftstrom enthaltenen Energie, da keinerlei Information über Kühlwassertemperaturen oder Wärmemengen vorliegen. Ebenfalls nicht in die Betrachtung als Aufwand einfließend ist der angesaugte Luftstrom, da die in dieser Arbeit analysierten Kompressoren ohne saugseitigen Ventilator auskommen. Die umgebende Luft dient als Ansaugluft, die qua im Kompressor saugseitig entstehenden Unterdruck der Arbeitskammer zugeführt wird. Dennoch ist sie hier mit aufgeführt, da die Temperatur der Ansaugluft als Einflussgröße für die Verdichtungsarbeit Auswirkungen auf die Effizienz hat.

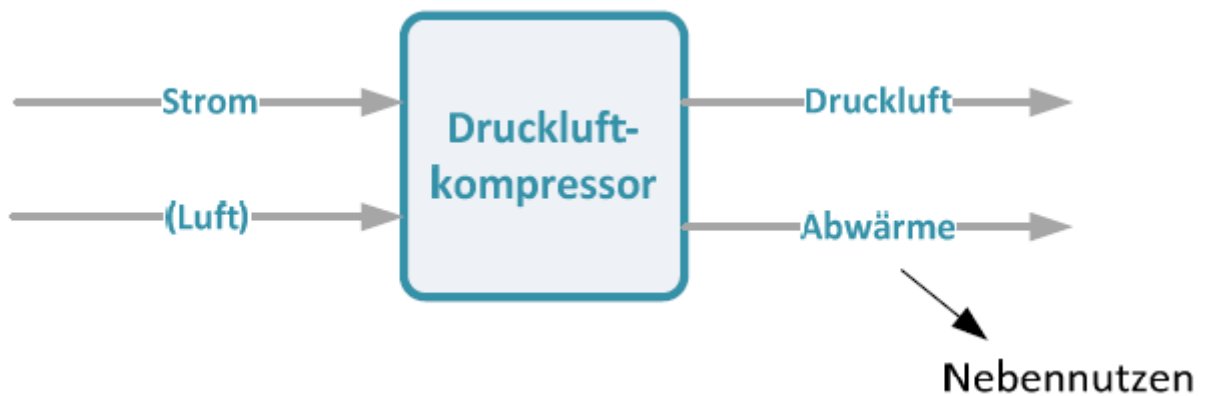


Abb. 18 : Vereinfachte Darstellung des Bilanzraumes mit Aufwänden und Nutzen (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014b)

Die Abtastrate der Datenpunkte beträgt für alle vorliegenden Messreihen 1/min. Während dieser einminütigen Intervalle werden die Strom- bzw. Durchflussmengen gemessen, mit der Konsequenz, dass die zeitlichen Betrachtungen (Leistungen) als Mittelwert der gemessenen Parameter mit unzureichender Kenntnis über intermediäre Fluktuationen anzusehen sind.

Die in-situ Messung der Volumenströme erfolgt nach Ausgang aus dem Kompressor. Dies ist zum einen im Einklang mit der Norm, da prioritär auslasseitig gemessen werden sollte. Laut DIN Norm 1945 Teil 1 (1980) „ist die Messung des angesaugten Volumenstroms anzuwenden, wenn die Messung des gelieferten Volumenstroms nicht möglich ist und wenn die Leckageverluste gesondert gemessen werden können“. Da zusätzlich Messgeräte in der Regel besser für die Messung nach der Trocknung geeignet sind, ist die angewandte Messpraxis sowohl normgerecht als auch praxisgerecht. Falls eine Volumenstromänderung durch den Trocknungsprozess zu erwarten ist, sollte eine Messung nach dem Trockner in Betracht gezogen werden.

5.1. Vorgehensweise bei der Auswertung

5.1.1. Vorhandene Daten

Die Rohdaten, die als csv-Daten vorliegen, wurden in Exceltabellen zur Auswertung überführt. Sowohl die Rohdaten, als auch sämtliche Exceltabellen inkl. Berechnungsvorschriften sind dem digitalen Anhang beigefügt. Untersucht wurden zwei verschiedene Druckluftsysteme – die mit 12,5-bar - bzw. 7-bar - System bezeichnet werden – und in Kap. 6 näher beschrieben werden.

5.1.1.1. 12,5 bar - Druckluftsystem

Die vorhandenen Datensätze umfassen den Zeitraum vom 06.07.2015 bis zum 15.12.2015 bei einer Abtastrate von 1/min; folglich liegen ca. 230.000 minütliche Messwerte vor.

5.1.1.2. 7 bar - Druckluftsystem

Die vorhandenen Datensätze umfassen den Zeitraum vom 19.01.2016 bis zum 10.02.2016 bei einer Abtastrate von 1/min. Die Summe der Messpunkte beträgt ca. 31.000.

5.2. Auswerteparameter

In Abb. 19 ist die Kopfzeile der Auswertetabelle dargestellt. Die vorhandenen Messwerte – Normvolumenstrom, Druck nach Verdichtung, und die Stromaufnahme wurden durch Temperatur- und Druckangaben des Deutschen Wetterdienstes (DWD) ergänzt. Diese Inputparameter wurden tabellarisch zur Berechnung folgender Analyseparameter formeltechnisch verarbeitet: Dichte der Luft am Eingang (in kg/m³), Isentrope Temperatur (K) nach Verdichtung, spezifische isotherme sowie isentrope technische Arbeit (kJ/kg), tatsächlicher, isentroper sowie isothermer Energiebedarf (kWh/Nm³), tatsächliche, isentrope sowie isotherme Leistung (kW/Nm³/min) sowie der isentrope Wirkungsgrad (%) und die Auslastung (%). Da die Angaben zum Nennvolumenstrom in der Praxis deutlich zu Datenblattangaben differierten, wurde der maximale Volumenstrom der jeweiligen Messreihe (\dot{V}_{max}) angesetzt um die Auslastung zu berechnen:

$$Auslastung = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{max}} \quad (23)$$

Um vergleichende Aussagen über die Effizienz im Teillastbetrieb und im stationären Betrieb zu treffen, wurden diese wie folgt charakterisiert und als entsprechende Kriterienüberprüfung hinsichtlich diese Betriebsweisen kennzeichnende Effizienzparameter integriert: Während im stationären Betrieb, der als stabiler Betrieb ohne größere Fluktuationen der Eingangsparameter gelten soll, Auslastung > 75 % gelten soll, ist der Teillastbetrieb durch 0 < Auslastung < 75 % gekennzeichnet.

		Kompressor 10										
	Normkubikmeter [Nm³/min]	Außentemp. München-Stadt [°C]	Druck, München-Stadt [bar]	Außentemp. München-Stadt [K]	Dichte von Luft, Eingang [kg/m³]	Druck nach Verdichtung [bar]	Stromaufnahme [kWh/min]	Temp. nach isentroper Verdichtung [K]	spez. Isotherme Verdichterleistung [kJ/kg]	spez. Technische Arbeit [kJ/kg]	"realer" Energiebedarf [kWh/Nm³]	isother Energiebedarf [kWh/Nm³]
06.07.2015 00:00	06.07.2015 00:01	26,6	1,0147	299,8	1,179							
06.07.2015 00:01	06.07.2015 00:02	26,6	1,0147	299,8	1,179							
06.07.2015 00:02	06.07.2015 00:03	26,6	1,0147	299,8	1,179							
06.07.2015 00:03	06.07.2015 00:04	26,6	1,0147	299,8	1,179							

	"realer" Energiebedarf [kWh/Nm³]	isothermer Energiebedarf [kWh/Nm³]	isentroper Energiebedarf [kWh/Nm³]	"realer" Leistungsbedarf [kW/m³/min]	isothermer Leistungsbedarf [kW/m³/min]	isentroper Leistungsbedarf [kW/m³/min]	exergetische Effizienz [%]	Exergieverlust [%]	isentroper Wirkungsgrad	Auslastung	Leistung

Abb. 19 : Auswertetabelle der Druckluftdaten – gelbe Zellen sind Messdaten und Wetterdaten, weiße Zellen sind berechnete Werte

5.3. Exkurs Exergieanalyse

Eine Methodik eine segmentierte Effizienzbetrachtung vorzunehmen, stellt eine Exergieanalyse dar. Diese Form der Analyse kann z.B. genutzt werden, um Energie- bzw. Exergieverluste einzelner Komponenten in Folge von Druckverlusten zu bilanzieren. Der Vorteil gegenüber der Energieanalyse besteht darin, dass nicht nur die Quantität der Energie, sondern auch dessen Qualität ersichtlich wird. Der Indikator für die Qualität von Energie ist ihr Exergieanteil, der den Anteil an in Arbeit umwandelbare Energie beschreibt. Ihm gegenüber steht der Anergieanteil, der Teil an Energie, der nicht arbeitsfähig ist.

Während Energie gemäß dem Ersten Hauptsatz der Thermodynamik der Energieerhaltungssatz gilt, kann Exergie vernichtet werden und in Anergie umgewandelt werden. Dieser fundamentale Gegensatz wird in den Energie-/Exergiebilanzen deutlich: Während bei der Energiebilanz die Summe der eintretenden gleich der austretenden Energieströme (\dot{E}) sein muss (Gl. (24)), kann sich der Exergiegehalt des austretenden Exergiestroms (\dot{X}) ändern (Gl. (25)).

$$\sum \dot{E}_{ein} = \dot{E}_{aus} \quad (24)$$

$$\sum \dot{X}_{ein} - \dot{X}_{aus} - \dot{X}_{ver} = \frac{d\dot{X}}{d\tau} \quad (25)$$

Der Exergieverluststrom (\dot{X}_{ver}) ist entweder >0 (irreversible Prozesse) oder $=0$ (reversible Prozesse). Exergietransfer tritt bei sog. *controled volumes* (stationärer Prozess, \dot{V} und \dot{m} sind

¹¹ Bader und Kissock 2000, S. 91

konstant) in drei Formen auf: als Exergiestrom der Arbeit (\dot{X}_{Arbeit}), der Wärme ($\dot{X}_{\text{Wärme}}$) und des Massenstroms (\dot{X}_{Masse}), also die dem Stoffstrom inhärente Exergie. Diese Stoffströme sind schematisch am Beispiel eines Verdichters in Abb. 20 illustriert.

Aus Abb. 20 ist zu erkennen, dass Summe der eintretenden Energieströme sich aus der eingebrachten Arbeit (elektrischen Energie) und dem eintretenden Enthalpiestrom konstituiert. Der Energiestrom der Abwärme als auch der Enthalpiestrom zum Zeitpunkt 2 stellen austretende Energieströme dar.

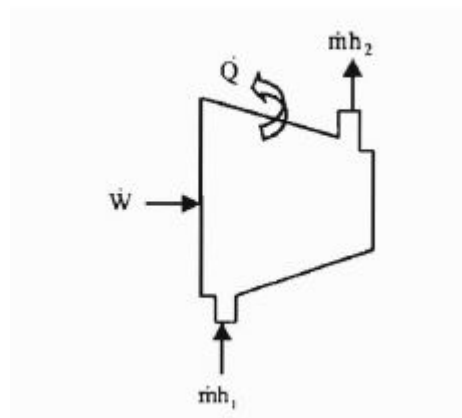


Abb. 20 : Schematische Darstellung eines Verdichters mit Energieströmen der Arbeit (\dot{W}), der Wärme (\dot{Q}) und der Masse ($\dot{m} \cdot h$) (Bader und Kissock 2000, S. 91)

All diese Energietransfers enthalten korrespondierende Exergieinhalte. Während mechanische oder elektrische Energie bei reversiblen Vorgängen gänzlich in Arbeit umgesetzt werden kann (Çengel und Boles 2006, S. 442; Cerbe und Wilhelms 2008, S. 146), besitzen Wärme und innere Energie respektive Enthalpie a priori Anergie, können also auch bei reversiblen Prozessen nicht vollständig in Arbeit umgesetzt werden. Der Anteil der Exergie von Wärme wird über den Carnot Wirkungsgrad beschrieben und ist bekannt als thermischer Wirkungsgrad:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_S}{T_Q} \quad (26)$$

Mit der Temperatur der Wärmesenke T_S und der Temperatur der Quelle T_Q .

Der Exergiegehalt eines Wärmestroms berechnet sich somit zu:

$$\dot{X}_{W\ddot{a}rme} = \dot{Q} \cdot \eta_{th} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_S}{T_Q}\right) \quad (27)$$

Da elektrische Energie gänzlich in Arbeit umgewandelt werden kann ergibt sich für \dot{X}_{Arbeit} für reversible Prozesse zu:

$$\dot{X}_{Arbeit} = \dot{W}_{el} \quad (28)$$

wobei \dot{W}_{el} die dem Kompressor zugeführte elektrische Energie sein soll.

Masse enthält Exergie und Anergie (Entropie), die Quantität der beiden Größen ist dabei proportional zur Masse. Selbiges gilt für Massenströme, die in proportionaler Funktionalität zur Masse Energie (Enthalpie), bestehend aus Exergie und Entropie transportieren. Vernachlässigt man die kinetische und die potentielle Energie kann der einem bestimmten Stoff- oder Massenstrom zugehörige Exergiestrom gem. Çengel und Boles (2006, S. 442) wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{X}_{Masse} = \dot{m} \cdot [(h - h_U) - T_U \cdot (s - s_U)] \quad (29)$$

Wobei der Index U die Umgebungsbedingungen charakterisiert. Der Term $(h - h_U) - T_U \cdot (s - s_U)$ repräsentiert die spezifische Exergie und erhält das Formelzeichen x . Er stellt die spezifische Arbeitsfähigkeit (=Exergie) eines Fluides eines beliebigen Zustandes gegenüber den Umgebungsbedingungen dar. Vergleicht man den Exergiestrom am Eingang und Ausgang eines durchströmten Systems ergibt sich die Änderung zu:

$$\Delta \dot{X}_{Masse} = \dot{X}_{Masse,1} - \dot{X}_{Masse,2} = \dot{m} \cdot (x_1 - x_2) = \dot{m} \cdot [(h_1 - h_2) + T_U \cdot (s_2 - s_1)] \quad (30)$$

Da stationäre Prozesse in der Praxis kontinuierlich arbeiten, verbleibt keine Exergie im System (Çengel und Boles 2006, S. 458), demzufolge ist die Summe aller eintretenden Exergieströme gleich der Summe aller austretenden Exergieströme, $\frac{d\dot{X}}{d\tau} = 0$. Stellt man nun GL. (25) nach dem Exergieverluststrom um und substituiert die ein- und austretenden Ströme gem. Abb. 20 ergibt sich für \dot{X}_{ver} :

$$\dot{X}_{ver} = \sum \dot{X}_{ein} - \dot{X}_{aus} = \dot{X}_{Arbeit} + \dot{X}_{Masse,1} - \dot{X}_{Masse,2} - \dot{X}_{Wärme} \quad (31)$$

Da das betrachtete System ein Kompressor ist, handelt es sich bei \dot{X}_{Arbeit} um elektrische Energie, die für reversible Prozesse dem Exergiestrom äquivalent ist. Substituiert man nun zusätzlich noch $\dot{X}_{Masse,1}$, $\dot{X}_{Masse,2}$ und $\dot{X}_{Wärme}$ durch Gl. (29) und (27) ergibt sich für den Exergieverluststrom:

$$\dot{X}_{ver} = \dot{W}_{el} + \dot{m}_L \cdot [(h_1 - h_2) + T_U \cdot (s_2 - s_1)] - \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T_2}\right) \quad (32)$$

Mit $(h_1 - h_2) = c_p \cdot (T_1 - T_2)$ und $(s_2 - s_1) = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_L \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ ¹² folgt für Gl. (32):

$$\dot{X}_{ver} = \dot{W}_{el} + \dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) + \dot{m}_L \cdot T_U \cdot \left[c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R_L \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \right] - \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_U}{T_2}\right) \quad (33)$$

Eine exergetische Effizienzbetrachtung lässt sich leicht anstellen, indem Nutzen und Aufwand klar definiert werden. Der eingebrachte Nutzen ist die elektrische Energie des Kompressors abzüglich der verlustigen Exergie. Der eingebrachte Aufwand entspricht der Stromaufnahme des Kompressors. Somit ergibt sich für die exergetische Effizienz (η_{exe}):

$$\begin{aligned} \eta_{exe} &= \frac{\dot{W}_{el} - \dot{X}_{ver}}{\dot{W}_{el}} \quad (34) \\ &= \frac{\dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) + \dot{m}_L \cdot T_U \cdot \left[R_L \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) - c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \right] + \dot{Q} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_U}{T_2}\right) \right]}{\dot{W}_{el}} \end{aligned}$$

Mit Hilfe der Gl. (34) lassen sich mit Kenntnis von Ein- und Ausgangstemperaturen, sowie Ein- und Ausgangsdrücken und der Umgebungstemperatur für beliebige Komponenten entlang des Druckluftsystems Exergieverluste berechnen und so Energie- bzw. Exergieverluste verschiedener Segmente quantifizieren. Der Ausdruck $\dot{Q} \cdot \left[1 - \left(\frac{T_U}{T_2}\right) \right]$ beschreibt dabei die Exergie des Abwärmestroms, der folglich ebenfalls bekannt sein muss bzw. rechnerisch ermittelt werden sollte.

¹² Çengel und Boles 2006, S. 355

6. Systembeschreibungen

Im folgenden Kapitel sollen die untersuchten Druckluftsysteme sowie die dem Verständnis und der Effizienzbeurteilung dienenden Aspekte skizziert werden. Detailliert untersucht wurden zwei Versorgungssysteme, betrieben bei 12,5 bar, respektive 7 bar Solldruck.

6.1. 12,5-bar Druckluftsystem

Vier Kompressoren versorgen ein Druckluftnetz, das mit 12,50 bar Regeldruck (p_R) betrieben wird. Bezeichnet werden die Kompressoren mit K10, K14, K15 und K16. Es handelt sich um ölfreie Kreuzkopf-Kolbenkompressoren des Typs CompAir VMHD750 (K14/K15) und CompAir VMHD1000 (K10/K16), die zweistufig mit Zwischenkühlung (Wasser) arbeiten. Zur Wärmeabfuhr wird ein Wärmeübertrager eingesetzt. Da die Umwälzpumpe ebenfalls Strom bezieht, handelt es sich somit um eine Effizienzbetrachtung des Kompressors samt Nachkühlungsmechanismus. Der Tatsache, dass es sich um eine zweistufige Verdichtung samt Zwischenkühlung handelt und wie dies im Hinblick auf die einstufig berechneten, theoretischen Vergleichsprozesse zu bewerten ist, ist Kap. 8.1 gewidmet.

Alle Kompressoren verfügen zusätzlich über nachgeschaltete Trockner. Diese werden für K10, K14 und K15 separat gemessen und in der Effizienzbetrachtung nicht mitbetrachtet. Für K16 jedoch liegt nur eine gemeinsame Messung des Trockner- und Kompressorenstroms vor, sodass der Trocknungsvorgang inkludiert ist. Die Bilanzräume beider betrachteten Systeme sind in Abb. 21 und Abb. 23 dargestellt. Gem. Ilmberger und Seyfried (1994, S. 400) beträgt der Endenergieanteil eines Trockners 1,4 % gegenüber 98,6 % des Kompressoren. Auch wurden bei den übrigen Kompressoren häufige Betriebszeitpunkte ohne Trockneraufwand festgestellt, sodass die Ergebnisse eine sehr gute Näherung an das reine Kompressorverhalten von K16 darstellen dürften.

Die Kompressoren sind in einzeln in Druckluftstationen aufgestellt, die über eine Außenluftansaugung verfügen. Über einen Zuluftkanal wird die Luftversorgung gewährleistet, wobei keine belastbaren Informationen über Regelungen zur Temperierung der Luftströme zur Verfügung stehen, sodass Außenlufttemperaturen als Ansaugtemperaturen verwandt wurden¹³. Die Raumtemperatur der Aufstellkammern erhöht

¹³ Üblicherweise sollte die Ansaugtemperatur nicht unter 5°C betragen, da sonst Kondensatanfall oder das Einfrieren einiger Sicherheitsorgane droht (Frauenhofer ISI 2003, S. 17)

sich zwar deutlich bei Betrieb (vgl. Abb. 22), dies hat wegen der Außenansaugung jedoch keinen Einfluss auf die Eingangstemperatur.

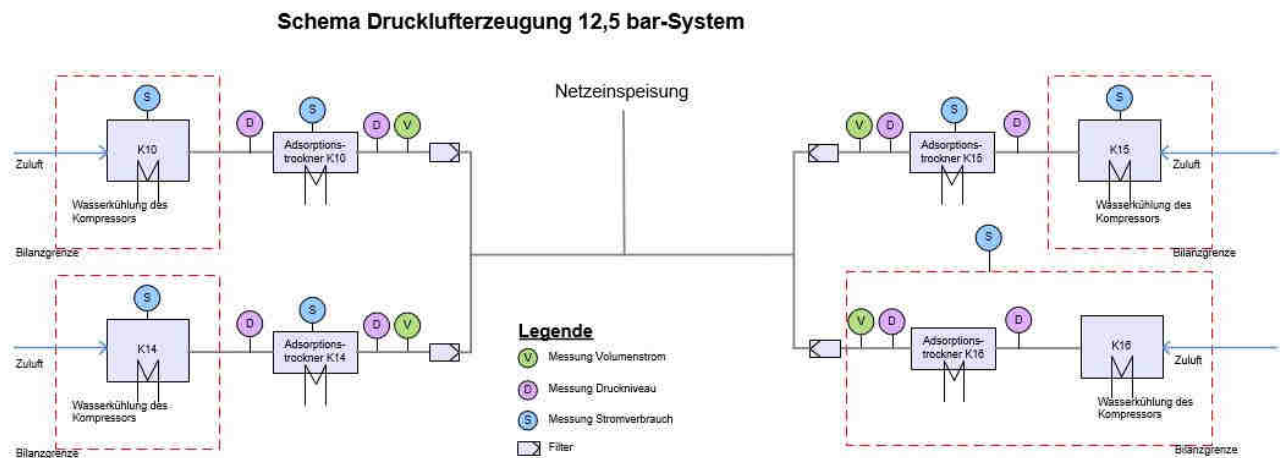


Abb. 21 : Bilanzräume der Kompressoren K10, K14, K15 und K16 (eigene Darstellung in Anlehnung an ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014a)

Der Einschaltdruck (p_{\min}) beträgt 10,5 bar, der Ausschaltdruck (p_{\max}) 13,5 bar. Laut Datenblatt (dem Anhang beigelegt) betragen die Nennvolumenströme für K16 und K10 29,9 Nm³/min und für K14 und K15 jeweils 22,6 Nm³/min. In der Praxis liegen sie jedoch im stationären Zustand im Bereich von 22-23 bzw. 40-44 Nm³/min (K10 bzw. K16) bzw. 11-12,5 Nm³/min (K14 und K15) (vgl. Abb. 54 im Anhang). Im Folgenden ist mit Nennvolumenstrom die tatsächliche, maximale Fördermenge gemeint. Auch die Stromaufnahmen weichen in der Praxis von den Datenblattangaben ab, da das Druckverhältnis differiert. Zusätzlich zur Stromaufnahme stehen je Kompressor separat gemessene Daten zum Volumenstrom der Kompressoren als auch zum Druck nach Verdichtung zur Verfügung. Beide Kompressorentypen verfügen über eine dreistufige Regelung, für Voll-, Teillast- und lastfreie Zustände (CompAir o. J.).



Abb. 22 : Umgebungstemperaturen von K14, K15 und K16 (in Betrieb); die Lufttemperatur beträgt ca. 26,2 °C (gemessen um 15 Uhr an der Station München-Stadt) (ÖKOTEC Energiemanagement GmbH 2014a)

6.2. 7-bar Druckluftsystem

Ein weiteres untersuchtes Druckluftsystem besteht aus drei Kompressoren, die ein Druckluftnetz speisen, das mit 7 bar Regeldruck betrieben wird. Es kommen drei unterschiedliche Typen von Schraubenkompressoren zum Einsatz, die mit K1, K2 und K3 bezeichnet werden. Nachfolgende Tabelle gibt eine Übersicht über die Nenndaten der Kompressoren.

Tabelle 3 : Nenndaten der Kompressoren des 7 - bar - Systems

Nummer	Typbezeichnung	Nennvolumenstrom ¹⁴	Arbeitsdruck ¹⁴	Motorleistung ¹⁴
		[m³/min]	[bar]	[kW]
K1	<i>Mattei Maxima 30</i>	6,45	8	30
K2	<i>Boge SF60</i>	1,75 - 7,00	8	45
K3	<i>Boge S20-2</i>	2,57	8	15

Die Bandbreite des Volumenstroms von K2 resultiert aus einer werkseitigen, internen Frequenzregelung, die deutlich geringere Stromaufnahmen als 45 kW in der Praxis zu Folge hat. Es liegt für das Gesamtsystem eine gemeinschaftliche Volumenstrommessung vor, sodass das System im Ganzen hinsichtlich seiner Effizienz bewertet wird. Die Messung der Stromaufnahme erfolgt separat je Kompressor. Alle drei Kompressoren sind in einer

¹⁴ BOGE o. J.; Ing. Enea Mattei SpA o. J.

Druckluftstation aufgestellt, deren Umgebungstemperatur der Ansaugtemperatur entspricht. Die Druckmessung erfolgt im Netz nach Zusammenführung der Rohrstränge der Kompressoren 1 bis 3.

Schema Druckluffterzeugung 7 bar-System

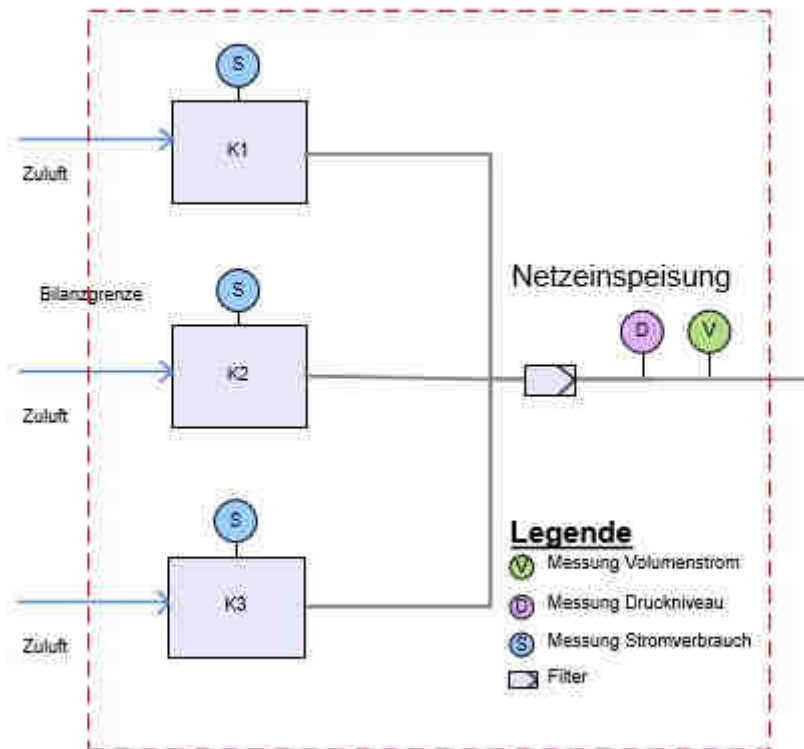


Abb. 23 : Bilanzräume der Kompressoren K1, K2, und K3

Alle Kompressoren arbeiten mit Öleinspritzung, die Kühl- und Schmierfunktion innehat. Zusätzlich erzeugt ein Ventilator einen Unterdruck im Kompressorgehäuse, der eine Kühlluftzirkulation bewirkt. Die Kühleinheit ist autark und nicht im Stromverbrauch integriert.

7. Ergebnisse

Anhand verschiedener Kriterien werden in diesem Kapitel Beobachtungen hinsichtlich der Effizienz und des Betriebsverhaltens der Kompressoren der untersuchten Druckluftanlagen aufgeschlüsselt und dargelegt. Da beim 7 bar – Druckluftsystem nur eine Effizienzanalyse des Gesamtsystems vorgenommen werden kann, werden hier vornehmlich Betriebsabläufe dargestellt, um den Einfluss des Zusammenspiels der Kompressoren zu eruieren. Eine genauere Analyse inkl. einer Datenbereinigung wurde auf Grund der größeren Aussagekraft

hinsichtlich der Wirkweise einzelner Kompressoren v.a. für das 12,5 – bar – System vorgenommen.

7.1. Bereinigung der Daten

Generell gilt es zu beachten, dass etwaige Datenlücken es mithin unmöglich machen, gewisse Kennziffern zu berechnen. Diese Zeiträume, in denen die Datenlage nicht gänzlich vorliegt, z.B. auf Grund des Ausfalls von Messinstrumenten, wurden nicht in die Berechnungen (z.B. Summationen oder Mittelwertberechnungen) inkludiert. Da eine hinreichend große Anzahl von vollständigen Messpunkten existiert, wurde auf punktuelle Annahmen zwecks Komplettierung verzichtet. Während Mittelwertberechnungen die technischen Gegebenheiten recht genau widerspiegeln dürften, sind Summationsangaben, wie z.B. die Angabe der Leerlaufminuten, eher als Tendenz zu werten, da mithin datenausfallbehaftete Zeiträume exkludiert sind.

Weiterhin existieren bei K16 Unregelmäßigkeiten, in Form von Bereichen, in denen der Nennvolumenstrom geliefert wird ($\sim 40 \text{ m}^3/\text{min}$), die Stromaufnahme jedoch im Leerlaufbereich bei 12 – 18 kW liegt (vgl. Abb. 24). Dies resultiert naturgemäß in Leistungsbedarfen unter jenen des Isothermen, also außerhalb des thermodynamisch möglichen Bereichs. Mögliche Erklärungen sind Fehler des Messumformers, Fremdstromversorgung oder ein Nachlaufen des Kompressors; allerdings erscheint dies unrealistisch, dass der Kompressor mehrere Minuten den Nennvolumenstrom bei kleiner Stromaufnahme liefert. Diese Bereiche wurden aus der Analyse exkludiert

	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R
13		Kompressor 16															
14		Referenz- bikmeter [m³/min]	Außentemp. München- Stadt [°C]	Druck, München- Stadt [bar]	Außente- mp. München- Straß [K]	Dichte von Luft, Eingang [kg/m³]	Druck nach Verichtung [bar]	Stromaufnah- me [kWh/min]	Temp. nach Isentroper Verdichtung [K]	Isotherme Verdichterleis- tung [kJ/kg]	spez. Technische Arbeit [kJ/kg]	"realer" Energiebedarf [kWh/Rm³]	Isothermer Energiebedarf [kWh/Rm³]	Isentroper Energiebedarf [kWh/Rm³]	"realer" Leistungsbedarf [kW/m³/min]	Isothermer Leistungsbedarf [kW/m³/min]	Isentroper Leistungsbedarf [kW/m³/min]
15	06.07.2015 00:01	26,6	28,4	1,0147	295,8	1,179											
1334	03.08.2015 16:40	40,54	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,90	1,18	605	313	305	0,0292	0,0703	0,1020	1,7558	4,2294	6,1208
1335	03.08.2015 16:41	40,89	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,95	0,32	610	313	310	0,0078	0,0705	0,1023	0,4676	4,2276	6,1353
1336	03.08.2015 16:42	41,23	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,05	0,23	611	314	311	0,0055	0,0707	0,1027	0,3286	4,2418	6,1641
1337	03.08.2015 16:43	41,49	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,10	0,23	612	314	312	0,0055	0,0708	0,1030	0,3291	4,2489	6,1786
1338	03.08.2015 16:44	41,51	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,05	0,32	611	314	311	0,0078	0,0707	0,1027	0,4662	4,2418	6,1641
1339	03.08.2015 16:45	41,36	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,00	0,32	611	314	310	0,0078	0,0706	0,1025	0,4690	4,2347	6,1488
1340	03.08.2015 16:46	41,26	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,00	0,23	611	314	310	0,0056	0,0706	0,1025	0,3342	4,2347	6,1488
1341	03.08.2015 16:47	41,16	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,95	0,23	610	313	310	0,0056	0,0705	0,1023	0,3335	4,2276	6,1353
1342	03.08.2015 16:48	41,04	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,90	0,32	609	313	309	0,0078	0,0703	0,1020	0,4681	4,2204	6,1208
1343	03.08.2015 16:49	40,86	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,85	0,32	609	313	308	0,0078	0,0702	0,1018	0,4687	4,2132	6,1062
1344	03.08.2015 16:50	40,68	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,75	0,23	607	312	307	0,0056	0,0700	0,1013	0,3335	4,1986	6,0769
1345	03.08.2015 16:51	40,78	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,75	0,22	607	312	307	0,0056	0,0700	0,1013	0,3294	4,1986	6,0769
1346	03.08.2015 16:52	41,08	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,80	0,32	608	312	308	0,0077	0,0701	0,1015	0,4602	4,2059	6,0916
1347	03.08.2015 16:53	41,33	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,85	0,32	609	313	308	0,0076	0,0702	0,1018	0,4586	4,2132	6,1062
1348	03.08.2015 16:54	41,55	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,95	0,22	610	313	310	0,0054	0,0705	0,1023	0,3240	4,2276	6,1353
1349	03.08.2015 16:55	41,74	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,00	1,84	611	314	310	0,0441	0,0706	0,1025	2,6469	4,2347	6,1488
1350	03.08.2015 16:56	41,71	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,95	3,73	610	313	310	0,0894	0,0705	0,1023	5,3635	4,2276	6,1353
1351	03.08.2015 16:57	41,63	28,4	1,0146	301,5	1,172	11,95	3,92	610	313	310	0,0941	0,0705	0,1023	5,6474	4,2276	6,1353
1352	03.08.2015 16:58	41,70	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,05	3,93	611	314	311	0,0943	0,0707	0,1027	5,6555	4,2418	6,1641
1353	03.08.2015 16:59	27,10	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,10	3,93	612	314	312	0,1448	0,0708	0,1030	8,6909	4,2489	6,1786
1354	03.08.2015 17:00	9,01	28,4	1,0146	301,5	1,172	12,05	3,92	611	314	311	0,4355	0,0707	0,1027	26,1330	4,2418	6,1641

Abb. 24 : Auszug aus Datenreihe K16; Thermodynamisch unmögliche Leistungsbedarfe in Folge von fragwürdiger Relation von Stromaufnahme zu Volumenstrom

7.2. 12,5 bar – Druckluftsystem

7.2.1. Grundlegende Kennziffern des Betriebsverhaltens

In Tab. 2 ist eine Übersicht über kennzeichnende Betriebsparameter der vier Kompressoren gegeben. Die Definition der Leerlaufzeit umfasst Zeiträume, in denen Stromaufnahme, jedoch kein Liefervolumenstrom vorliegt. Den stationären Betrieb kennzeichnet eine Auslastung von über 75 %, während der Teillastbetrieb Zeiträume mit einer Auslastung > 0% und <75% umfasst. Die Wahl der 75%-Grenze soll gewährleisten, dass es sich um eingependelte, stabile Betriebszustände handelt, bei denen eine Annäherung des Kompressors an seinen technisch optimalen Arbeitsbereich möglich scheint.

Tabelle 4 : Übersicht einiger Betriebskennzahlen der Kompressoren K10, K14, K15 und K16

	K10	K14	K15	K16
Nennleistung¹⁵	~195 kW	~120 kW	~120 kW	~225 kW
Leerlaufminuten	14.056	25.729	17.727	35.928
Leerlauf-/Gesamtlaufzeit	16,16 %	25,00 %	16,98 %	22,34 %
Verbrauchte Strommenge Leerlauf	34.988 kWh	7.033 kWh	6.237 kWh	31.644 kWh
Mittlere Auslastung¹⁶	91,18 %	84,34 %	80,21 %	56,79 %
η_{is} stationärer Betrieb¹⁶	68,09 %	63,65 %	59,55 %	110,90 %
η_{is} Teillast¹⁶	34,74 %	43,16 %	43,04 %	24,69 %

¹⁵ Den Praxisdaten entnommen

¹⁶ Mittelwert aller repräsentativen Messpunkte

$1/\eta_{is}$ stationärer Betrieb¹⁶	1,47	1,57	1,68	0,90
$1/\eta_{is}$ Teillast¹⁶	2,88	2,32	2,32	4,05
$1/\eta_{ith}$ stationärer Betrieb¹⁶	2,13	2,27	2,43	1,31
$1/\eta_{ith}$ Teillast¹⁶	4,17	3,35	3,37	5,87
Teillast+Leerlauf/Gesamtlaufzeit	19,70 %	36,91 %	28,22 %	76,32 %
Mittlerer realer Leistungsbedarf, stationär [kW/m³/min]	8,45	9,03	9,60	5,32
Mittlerer realer Leistungsbedarf, Teillast [kW/m³/min]	16,69	13,37	13,39	23,39

Kompressor 16 ist in mehrfacher Hinsicht auffällig: Er weist die meisten Leerlaufminuten auf, die geringste mittlere Auslastung, den höchsten isentropen Wirkungsgrad (stationär) und dabei den geringsten mittleren Leistungsbedarf. Weiterhin auffällig ist der hohe Anteil von Leerlauf- und Teillastzeiten an der Gesamtlaufzeit. Schaut man sich die Häufigkeitsverteilung der Volumenströme von K16 an (Abb. 25), wird deutlich, dass er oftmals im Teillastbetrieb, bei ca. der Hälfte des Nennvolumenstroms, gefahren wird. Gut zu erkennen ist ein näherungsweise linearer Anstieg von η_{is} mit zunehmender Annäherung an den Nennvolumenstrom, somit zunehmender Auslastung.

Hinsichtlich einer Evaluierung eines Einsparpotentials bei einer Reduktion von Leerlaufminuten sind die im Leerlauf verbrauchten Strommengen aufgeführt, wobei die hoch anmutende Summe von K10 auf temporären Ausfall des Durchflussmessers zurückzuführen ist. Hier sind Vollastminuten mit inkludiert, in denen lediglich kein Volumenstrom gemessen wurde. Die hohe Leerlaufverlustmenge von K16 gründet sich auf längere Leerlaufzeiten als auch auf eine höhere Leerlaufleistung von ca. 25 – 40 kW gegenüber ca. 10 – 15 kW der anderen drei Kompressoren.

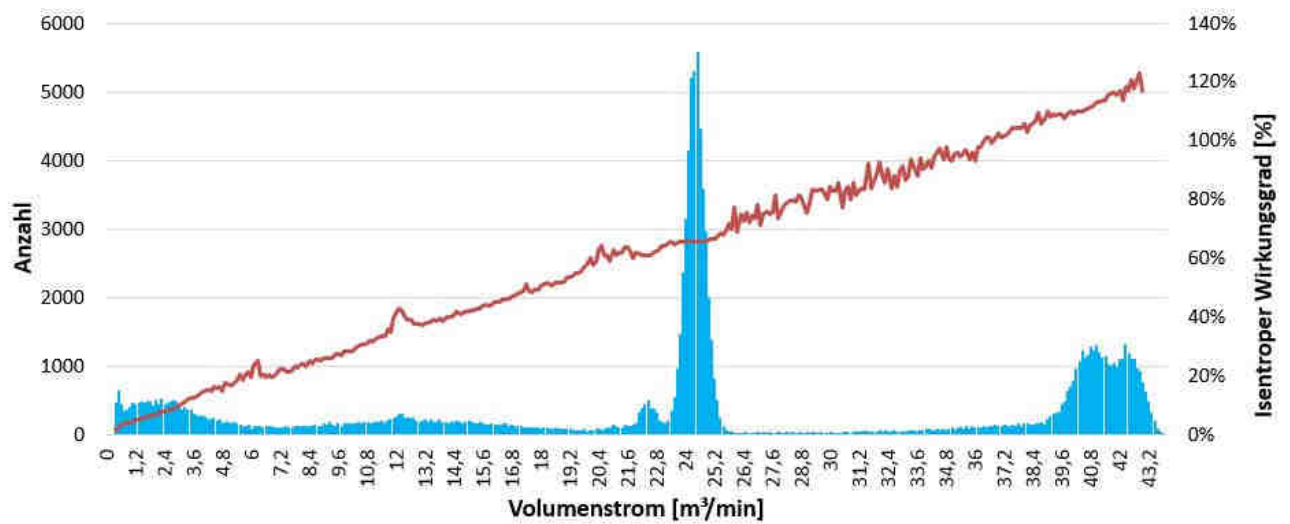


Abb. 25 : Häufigkeitsverteilung der geförderten Durchsatzmengen (Primärachse) und Isentroper Wirkungsgrad der einzelnen Häufigkeitsklassen von Kompressor 16; Klassenweite ~ 0,12 m³/min

Stellvertretend für die übrigen Kompressoren ist in Abb. 26 K15 dargestellt, der überwiegend im Volllastbetrieb gefahren wird. Das kleine Cluster von 5 – 6,5 m³/min repräsentiert An- und Nachlaufzeiten sowie Teillastbetrieb.

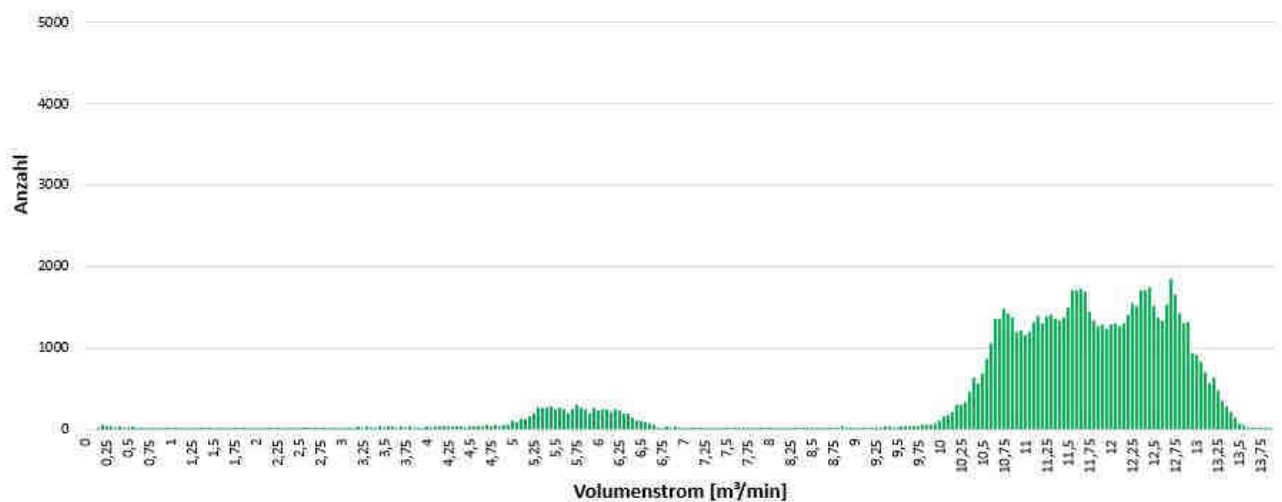


Abb. 26 : Häufigkeitsverteilung der geförderten Durchsatzmengen Kompressor 15; Klassenweite ~ 0,5 m³/min

Auf den ersten Blick verwunderlich mag erscheinen, dass bei K16 $\eta_{is,stat} > 1$ ist. Hier ist der isentrope Vergleichsprozess im Schnitt energieaufwendiger als der tatsächliche Prozess¹⁷.

¹⁷ Ca. 10.000 Datenpunkte mit diesen Attributen, sodass hier eine durchaus belastbare Aussage möglich ist.

Tabelle 5 zeigt auf, dass dies insbesondere bei K16 der Fall ist. Nähere Erläuterungen finden sich dazu in Kap. 8.1.

Tabelle 5 : Prozentuale Anteile der Prozesslaufzeiten, während derer die technische Arbeit zwischen isothermem und isentropem Vergleichsprozess liegt

Kompressor	Laufzeit [min]	Laufzeit mit $\eta_{is} > 1$ [min]	Anteil [%]
K10	72.909	531	0,73
K14	77.183	563	0,73
K15	86.699	268	0,31
K16	124.865	10.417	8,34

K16 weist mit 5,32 kW/m³/min den geringsten Leistungsbedarf im stationären Betrieb auf, mit 23,39 kW/m³/min gleichzeitig auch den höchsten im Teillastbetrieb. Hier machen sich Bereiche deutlich negativ bemerkbar, in denen volle Stromaufnahme – 180 bis 200 kW - bei gleichzeitig sehr geringen Durchsätzen, oftmals unter 2m³/min, zu beobachten ist (s. Abb. 27). In diesen Phasen ist K16 oftmals alleinig betrieben und deckt minimale Lastbedarfe ab.

13		Kompressor 16														14	
Refrensku bikmeter [m ³ /min]	Außentemp. München- Stadt [°C]	Druck, München- Stadt [bar]	Außente mp. München- Stadt [k]	Dichte von Luft, Eingang [kg/m ³]	Druck nach Verichtung [bar]	Stromaufnahm e [kWh/min]	Temp. nach Isentropen Verdichtung [K]	Isotherme Verdichterleis tung [kJ/kg]	spec. Technische Arbeit [kJ/kg]	"realer" Energiebedarf [kWh/Rm ³]	Isotheimer Energiebedarf [kWh/Rm ³]	Isentropen Energiebedarf [kWh/Rm ³]	"realer" Leistungsbedarf [kW/m ³ /min]	Isotheimer Leistungsbedarf [kW/m ³ /min]	Is Leist [kW]		
57350	14.08.2015 19:35	14.08.2015 19:36	1,48	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,90	3,34	593	208	301	2,2629	0,0685	0,0995	135,7762	4,1125
57351	14.08.2015 19:36	14.08.2015 19:37	1,13	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,90	3,34	593	208	301	2,9708	0,0685	0,0995	178,2502	4,1125
57352	14.08.2015 19:37	14.08.2015 19:38	1,14	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,90	3,34	593	208	301	2,9262	0,0685	0,0995	175,5727	4,1125
57353	14.08.2015 19:38	14.08.2015 19:39	1,06	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,90	3,35	593	208	301	3,1607	0,0685	0,0995	189,6249	4,1125
57354	14.08.2015 19:39	14.08.2015 19:40	1,48	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,90	3,35	593	208	301	2,8958	0,0685	0,0995	179,7469	4,1125
57355	14.08.2015 19:40	14.08.2015 19:41	1,71	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,95	3,36	594	208	302	1,9653	0,0687	0,0997	117,9102	4,1195
57356	14.08.2015 19:41	14.08.2015 19:42	1,03	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,00	3,36	595	208	303	3,2494	0,0688	0,1000	194,9641	4,1264
57357	14.08.2015 19:42	14.08.2015 19:43	0,73	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,00	3,36	595	208	303	4,5781	0,0688	0,1000	274,6848	4,1264
57358	14.08.2015 19:43	14.08.2015 19:44	1,34	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,00	3,36	595	208	303	2,5040	0,0688	0,1000	150,2407	4,1264
57359	14.08.2015 19:44	14.08.2015 19:45	1,48	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,00	3,37	595	208	303	2,2823	0,0688	0,1000	136,9354	4,1264
57360	14.08.2015 19:45	14.08.2015 19:46	1,66	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,00	3,37	595	208	303	2,0343	0,0688	0,1000	122,0580	4,1264
57361	14.08.2015 19:46	14.08.2015 19:47	0,79	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,00	3,38	595	208	303	4,2654	0,0688	0,1000	255,9269	4,1264
57362	14.08.2015 19:47	14.08.2015 19:48	0,53	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,05	3,38	595	209	303	6,4308	0,0689	0,1002	385,8452	4,1333
57363	14.08.2015 19:48	14.08.2015 19:49	1,19	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,10	3,38	596	209	304	2,8348	0,0690	0,1004	170,0881	4,1402
57364	14.08.2015 19:49	14.08.2015 19:50	1,37	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,10	3,38	596	209	304	2,4713	0,0690	0,1004	148,2790	4,1402
57365	14.08.2015 19:50	14.08.2015 19:51	0,91	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,10	3,39	596	209	304	2,1105	0,0690	0,1004	126,6280	4,1402
57366	14.08.2015 19:51	14.08.2015 19:52	0,90	20,0	1,0091	293,2	1,199	12,05	1,89	595	209	303	2,1054	0,0689	0,1002	126,3215	4,1333
57367	14.08.2015 19:52	14.08.2015 19:53		20,0	1,0091	293,2	1,199	11,95	0,21	594	208	302					
57368	14.08.2015 19:53	14.08.2015 19:54		20,0	1,0091	293,2	1,199	11,85	0,16	593	207	301					
57369	14.08.2015 19:54	14.08.2015 19:55	0,83	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,80	1,83	592	207	300	2,2222	0,0689	0,0990	133,3341	4,0984
57370	14.08.2015 19:55	14.08.2015 19:56	0,83	20,0	1,0091	293,2	1,199	11,80	2,12	592	207	300	2,5646	0,0689	0,0990	153,8739	4,0984

Abb. 27 : Auszug aus Datenreihe K16; rot hervorgehoben eine Zeitreihe hohen Leistungsbedarfs in Folge von geringem Durchsatz bei Nennleistung

Die Korrelation zwischen spez. Leistungsbedarf und Isentropem Wirkungsgrad ist ebenfalls augenscheinlich. Steigt η_{is} sinkt der Leistungsbedarf für die Verdichtung. Eine Koinzidenz zwischen steigender Kompressorenennleistung und sinkendem Leistungsbedarf ist ebenfalls zu erkennen. K10 und K16 weisen als Kompressoren mit größeren Nennleistungen jeweils geringere Leistungsbedarfe aus, wobei K10 sich nur als minimal effizienter im stationären Betrieb herausstellt.

Alle vier Kompressoren weisen deutlich höhere Leistungsbedarfe im Teillastfall auf. Während K14 und K15 einen Anstieg von ca. 40% bzw. 48 % aufweisen, steigt der Leistungsbedarf der größeren Kompressoren drastisch um ca. das doppelte (K10) bzw. mehr als das Vierfache an (K16).

Die in Tabelle 4 dargestellten Verhältnisse der theoretischen Vergleichsprozesse – isentrope und isotherme Verdichterleistung – zur tatsächlichen, technischen Arbeit sind in Abb. 28 grafisch dargestellt. Zur Verdeutlichung sei der Wert für $\eta_{is,stationär}$ für K10 herausgegriffen: Der Wert 1,47 bedeutet, dass die technische Leistung des Kompressors 10 für die untersuchten Betriebszustände im stationären Betrieb im Mittel das 1,47-fache der isentropen Verdichterleistung benötigt.

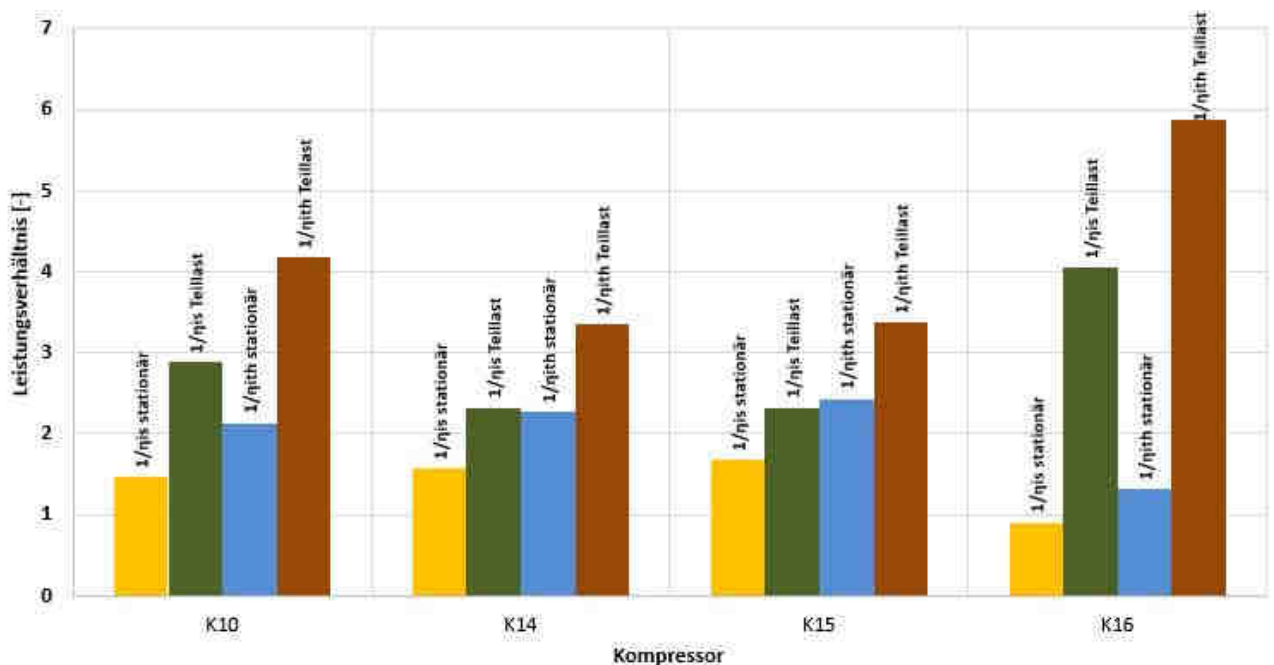


Abb. 28 : Kehrwerte der mittleren isothermen und isentropen Wirkungsgrade der vier Kompressoren

Kohärent weisen alle vier Kompressoren höhere Leistungsbedarfe im Teillastbetrieb gegenüber dem stationären Betrieb auf. Auch ist der tatsächliche Leistungsbedarf in Relation zur isothermen wie in Kap. 4.4 erläutert stets größer.

Besonders augenscheinlich ist hier noch einmal die Diskrepanz der Effizienz in Volllast und Teillast von K16. Hier steigt der tatsächliche Leistungsbedarf in Teillast deutlicher als bei den anderen Kompressoren gegenüber dem Volllastverhalten an. Für alle Kompressoren werden im Teillastbetrieb mindestens die doppelte Leistung in Relation zu $\dot{W}_{t12,s}$ benötigt, äquivalent

einer Dissipationsarbeit, die $> \dot{W}_{t12,s}$. Somit bleibt mehr als die Hälfte der eingebrachten Endenergie als Verlustenergie in Form von Wärme ungenutzt.

Sowohl η_{is} als auch η_{ith} können sehr gut als Benchmark zum Vergleich von Leistungsbedarfen dienen. η_{ith} insofern noch etwas besser, da er unabhängig von Zwischenkühleffekten ist und nur von der Eingangstemperatur und dem Druckverhältnis abhängt. Gleichheit dieser Eingangsvariablen vorausgesetzt, lassen sich Kompressoren unterschiedlichster Bauarten und Betriebsweisen anhand der Kehrwerte der isothermen Wirkungsgrade sehr gut hinsichtlich ihrer für Leistungsbedarfe vergleichen. Je nach Kenntnisstand über Parameter der Zwischenkühlung kann auch η_{is} erhalten. Inwieweit sich eine Zwischenkühlung auf einen idealisierten isentropen Vergleichsprozess und seine Qualität als Benchmark auswirkt, ist inkl. einer Beispielrechnung im Anhang in Kap. 8.1 angerissen (vgl. auch Fußnote 20).

7.2.2. Zusammenhang ausgewählter Einflussgrößen mit der Effizienz

Die Effizienz der Kompressoren wird von diversen Betriebsparametern beeinflusst. Thermodynamisch betrachtet nehmen die Eingangstemperatur und das Druckverhältnis wesentlichen Einfluss auf die Prozesseffizienz (vgl. Kap. 4.6 und 4.7).

7.2.2.1. Kompressorenauslastung

In technischer Hinsicht spielt ebenso die Auslastung der Kompressoren eine Rolle. Das extreme Beispiel des Leerlauffalls, der bei Leerlaufstromverbrauch keinen simultanen Nutzen hervorbringt, verdeutlicht dies. Ein Blick auf den Zusammenhang zwischen Auslastung und spez. Leistungsbedarf der Kompressoren 10 und 15 verdeutlicht das z.B. aus der Kraftwerkstechnik bekannte Prinzip der steigenden Effizienz mit zunehmender Auslastung.

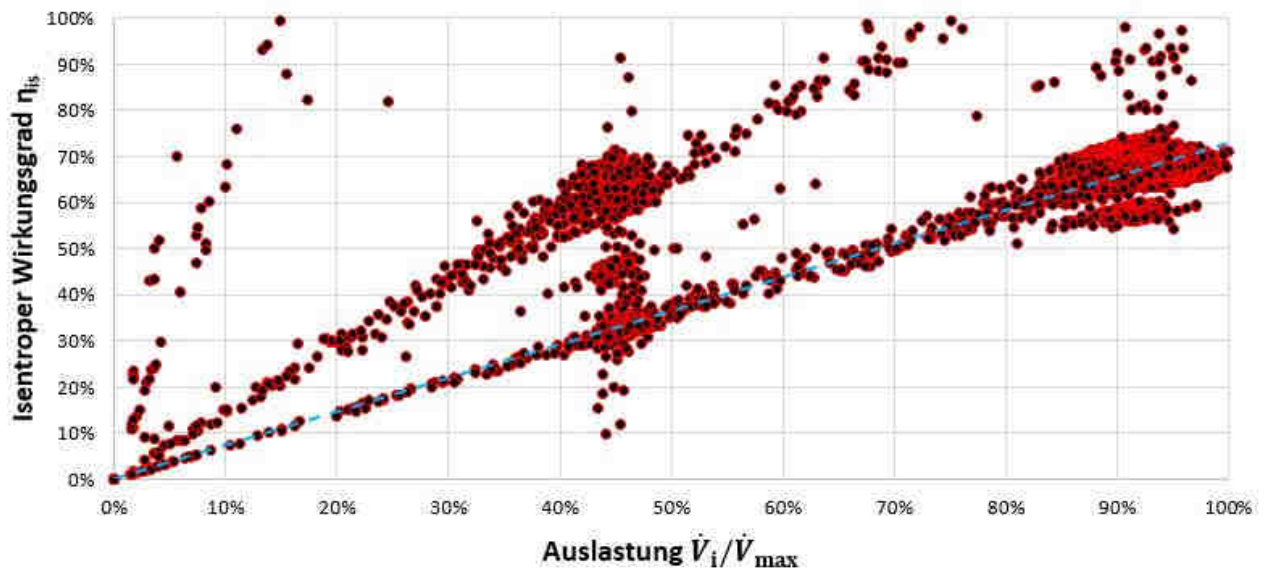


Abb. 29: Isentrope Effizienz von K10 in Abhängigkeit der Auslastung mit linearer Regressionsgerade

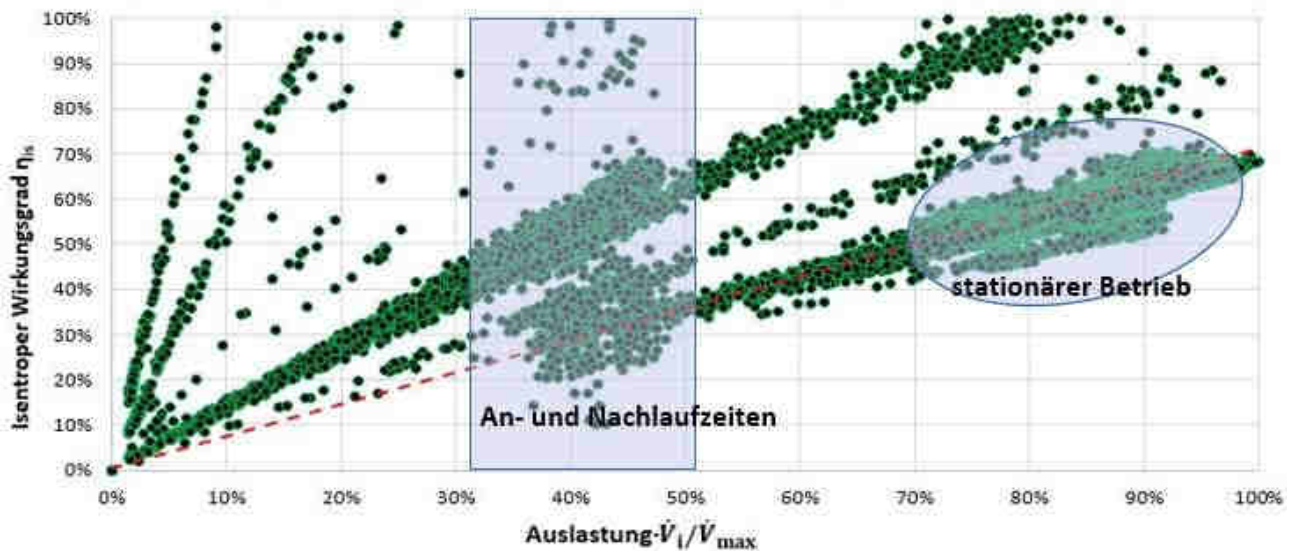


Abb. 30 : Isentrope Effizienz von K15 in Abhängigkeit der Auslastung mit linearer Regressionsgerade

Beide Kompressoren weisen bei zunehmender Auslastung höhere Wirkungsgrade auf, folglich sinkende technische Leistung in Relation zum isentropen Vergleichsprozess. Die Regressionsgerade (für alle Datenpunkte) wird überwiegend vom Cluster bei höheren Auslastungen (70 – 90 %) beeinflusst. Ca. 75 % der Datenpunkte liegen im Bereich größer 70% Auslastung. Die Lage des jeweiligen Cluster der stationären Bereiche visualisiert ebenfalls sehr gut das mittlere $\eta_{is,stat}$ von ca. 60 % (K15) bzw. ca. 70 % (K10) (vgl. Tabelle 4).

Im Bereich von 40 – 50 % Auslastung ist eine größere Ballung bei beiden Kompressoren zu beobachten, die auf An- und Nachlaufzeiten zurückzuführen ist.

Zu konstatieren ist, dass sich bei beiden Kompressorgrößen eine Steigerung der Auslastung positiv auf das Effizienzverhalten auswirkt. Unterstellt man einen auf Grund des Kurvenverlaufes zu vermutenden linearen Zusammenhang, ergibt sich eine Steigerungsrate der Effizienz von $\Delta \frac{\eta_{is}}{\text{Auslastung}} \approx \frac{7\%}{10\%}$. Das in Kap. 3.3 erwähnte konstante Wirkungsgradverhalten ab einer gewissen Mindestlast lässt sich vornehmlich für K10 ausmachen, bei dem ein dichter Cluster von 85 % -95 % Auslastung konstante Wirkungsgrade von $70 \pm 5 \%$ ausmachen. K15 weist eine etwas größere Streubreite auf.

Augenscheinlich sind in beiden Fällen diverse lineare Verläufe abseits der die Regressionsgerade bestimmenden Verläufe zu beobachten. Dies liegt messtechnisch begründet, da je nach Zeitpunkt des Anlaufens des Kompressors innerhalb des Minutenintervalls unterschiedlich effiziente Phasen des Kompressorzyklusses in das Messintervall fallen. Während diese linearen Verläufe sich aus einigen hundert Punkten konstituieren, bestehen die für die Regressionsgerade bestimmenden Linearverläufe aus mehreren zehntausend Messpunkten. Für K16 ist ebenfalls ein annähernd linearer Verlauf von η_{is} in Abb. 25 illustriert.

7.2.2.2. Druckverhältnis

Betrachtet man die Berechnungsformeln zur technischen Arbeit, lässt sich für den isentropen Fall feststellen, dass $\dot{W}_{t12,s} \sim \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1$ ist. In Abb. 31 ist der Leistungsbedarf in Abhängigkeit des Enddrucks von K16 im stationären Betrieb dargestellt. Die klassierten Druckniveaus entsprechen der Messauflösung (0,05 bar). Im Bereich mit repräsentativer Messpunktanzahl von 11,65 bar bis 12,1 bar kann kein signifikanter Anstieg des Leistungsbedarfes festgestellt werden, sondern ist von annähernd konstanter Effizienz auszugehen, zumal die Standardabweichung in diesem Bereich konstant im Bereich von 0,3 kW/m³/min liegt und somit konsistente Daten zu vermuten sind. Ein vermuteter Anstieg des Leistungsbedarfes ist allerdings auch bedingt durch kaum nennenswerte Enddruckunterschiede möglicherweise nicht ersichtlich. Vergleicht man exemplarisch den theoretischen Leistungsbedarf bei einem Druckanstieg von 12 auf 12,1 bar ($v_{1(12,1\text{bar})} = v_{1(12\text{bar})}, p_{1(12,1\text{bar})} = p_{1(12\text{bar})} = 1 \text{ bar}$), so ergibt sich für $\Delta \frac{\dot{W}_{t12,s(12,1\text{bar})}}{\dot{W}_{t12,s(12,0\text{bar})}} \approx 1,0042$, entsprechend einem Mehrbedarf von ca. 0,42 %. Zusätzlich zu der begrenzten Aussagekraft

des kleinen Druckintervalls, weisen die Praxisdaten eine große Varietät der anderen Einflussgrößen (v_1, p_1, \dot{V}) auf, sodass die Konstanz des Leistungsbedarfes plausibel ist.

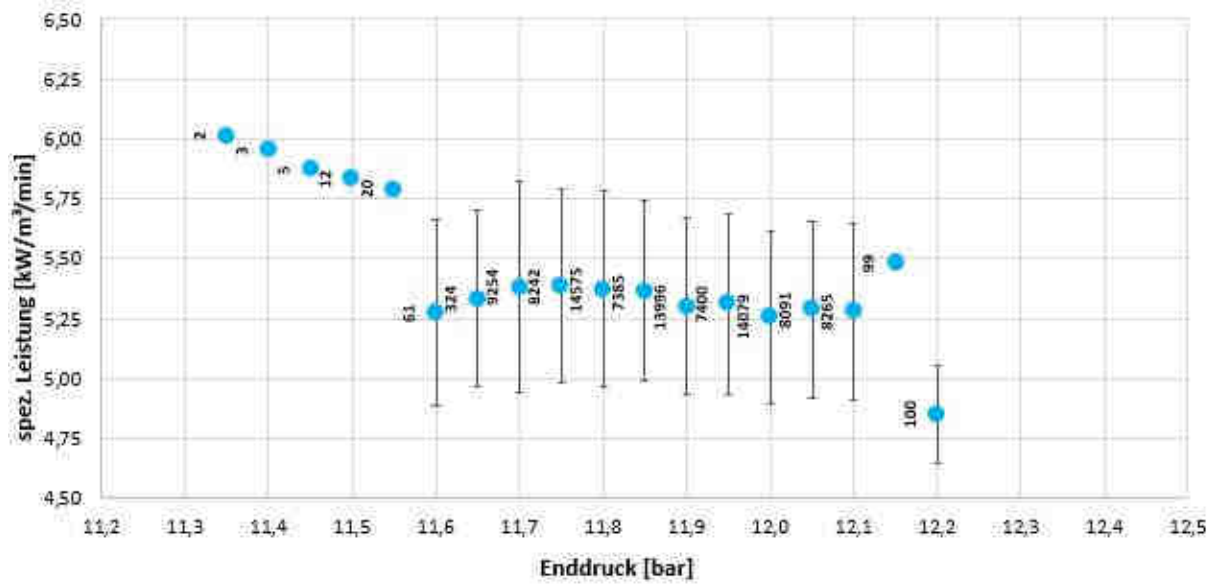


Abb. 31 : Spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Enddruck nach Verdichtung von K16 mit Standardabweichung und Messpunktanzahl

Ein ähnliches Bild ergibt sich für K10: Im Bereich von 11,65 – 12,1 bar mit repräsentativer Messpunktanzahl, liegt der Leistungsbedarf auf annähernd konstantem Niveau bei ca. 8,50 kW/m³/min. Eine vergleichende Analyse zweier Kompressoren selben Bautyps, die auf unterschiedliche Enddrücke verdichten, könnte mehr Aufschluss über den praktischen Einfluss des Druckverhältnisses auf den spez. Leistungsbedarf bringen.

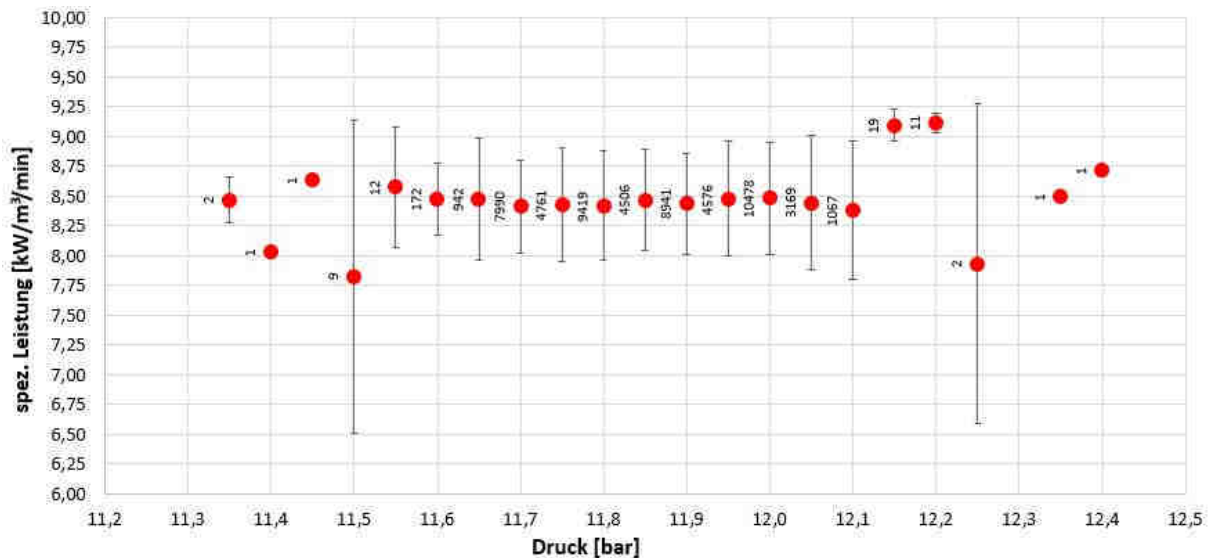


Abb. 32 : Spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Enddruck nach Verdichtung von K10 mit Standardabweichung und Messpunktanzahl

7.2.2.2.1. Zwischenkühlung

In Folge von höherer Wärmeentwicklung bedarf es bei steigenden Druckverhältnissen (π) zunehmend Kühlmechanismen, die zuverlässig die Kompressionswärme, die über Maschinenbauteile transmittiert wird, abführen. Steigt π , nimmt das Verhältnis $\frac{\dot{W}_{t12,s}}{\dot{W}_{t12,ith}}$ ebenfalls zu, illustriert in Abb. 33. Hierfür sind die vorliegenden Daten auf das Verhältnis von isentroper und isothermer Vergleichsleistung ausgewertet worden. Dieses Verhältnis ist unabhängig vom Massenstrom, wird jedoch geringfügig von der Eingangstemperatur beeinflusst. Trotz Varianz von T_1 im vorliegenden Zeitraum, ist die obig beschriebene Tendenz erkennbar.

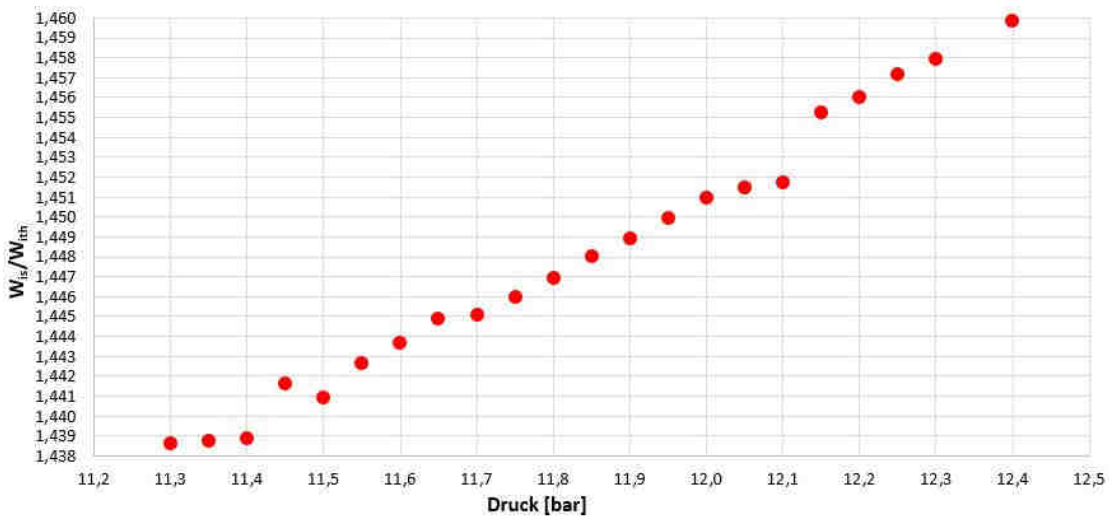


Abb. 33 : Verhältnis von spezifischer isentroper zu isothermer technischer Arbeit in Abhängigkeit des Enddrucks nach Verdichtung; Berechnungen basieren auf Daten von K10

Diese geringfügigen Änderungen sollen lediglich illustrieren, dass mit zunehmendem Druckverhältnis eine Zwischenkühlung lohnenswerter wird, da intermediäre Wärmeabfuhr eine Annäherung an den isothermen Vergleichsprozess bedeutet.

7.2.3. Grafische Darstellung verschiedener charakteristischer Zeiträume

Zur Illustration des Effizienzverhaltens der einzelnen Kompressoren sind im folgenden Kapitel diverse Zeiträume dargestellt, in denen die spez. Leistung kombiniert mit dem Volumenstrom oder der Leistung im tageszeitlichen Verlauf aufgezeichnet ist. Des Weiteren sind einige exemplarische Zeiträume gewählt worden, die Regelungsmechanismen hervorheben, die Zeiträume charakterisieren, die sich positiv und negativ auf die Energieeffizienz des Gesamtsystems auswirken.

7.2.3.1. Effizienzvergleich: stationärer Betrieb - Teillast

In Abb. 34 ist der Betriebsablauf der Kompressoren K10, K14 und K16 über einen Zeitraum von ca. 5 h dargestellt. Auf Grund eines Mehrschichtsystems sind die Kompressoren oftmals auch nachts in Betrieb.

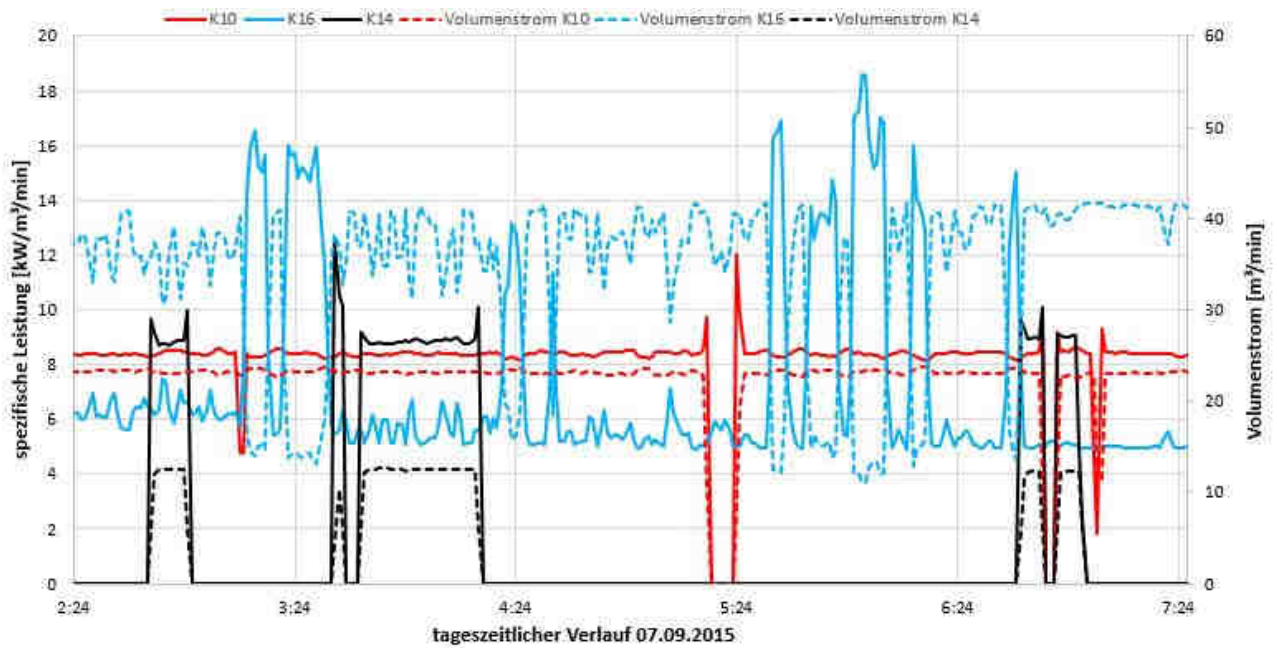


Abb. 34 : Spezifische Leistung und Volumenstrom im zeitlichen Verlauf; K15 zu dieser Zeit außer Betrieb

Während sich der Leistungsbedarf im stationären Betrieb bei charakteristischen Werten einpendelt (K10 ~ 8,5, K14 ~ 9, K16 ~ 5 kW/m³/min), sind deutliche Spitzen bei Schaltvorgängen von K14 und K10 zu erkennen. In diesen An- und Nachlaufzeiten liegen ungünstigere Relationen von Stromaufnahme und Fördermenge als im stationären Betrieb vor, da z.B. der Fluidstrom beim Anfahren einer gewissen Latenzzeit unterworfen ist.

Die Korrelation von Fördermenge bzw. Auslastung und Leistungsbedarf illustriert der Verlauf von K16 sehr anschaulich: Dieser ist zwar durchgängig in Betrieb, weist jedoch in Folge von starken Fluktuationen bei der Fördermenge einige Leistungsspitzen auf. Bei kaum schwankender Stromaufnahme zwischen 220 und 230 kW fluktuiert der Förderstrom erheblich, möglicherweise ist hierbei temporär auch nur ein Kolben in Betrieb. Da dies Zeiträume von mehreren Minuten sind, ist hier von kohärenten Daten auszugehen und ein stark oszillierendes Lastprofil zu vermuten.

Betrachtet man z.B. den Zeitraum von ca. 4:20 bis 6:20 ist es konklusiv zumindest fragwürdig, den kleineren Kompressor vollauszulasten bei simultanem, stark fluktuierendem Betrieb des größeren. Eine konträre Arbeitsweise verspräche mehr Flexibilität. Zumal K16 effizienteren Betrieb garantiert, wobei in der Praxis bedingt durch Verschleißerscheinungen wechselnde Einsätze der Kompressoren immer in die Überlegung mit einbezogen werden.

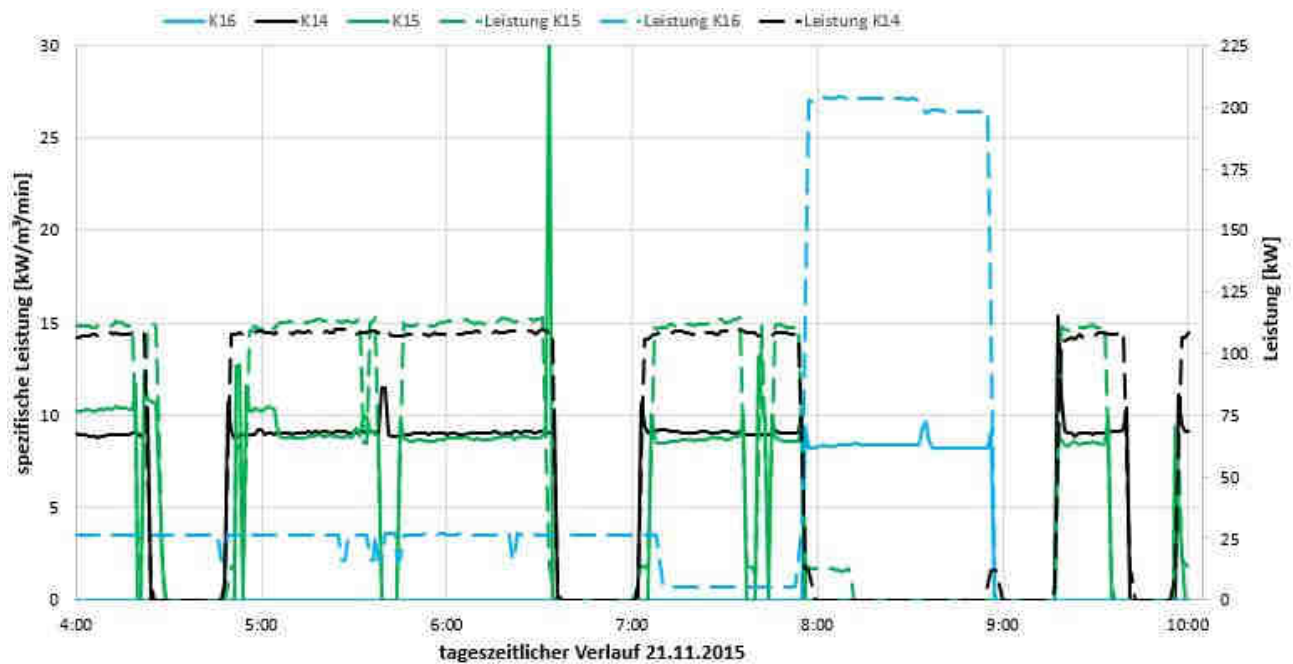


Abb. 35 : Spezifische Leistung und Leistung im zeitlichen Verlauf; K10 zu dieser Zeit außer Betrieb

Eine weitere Problematik von K16 – lange Leerlaufzeiten - wird in Abb. 35 deutlich. Während bei K14 und K15 nur vereinzelt Leerlaufzeiten (bei 8:00 Uhr) zu beobachten sind, ist vor Anfahren von K16 Leerlauf von 4:00 bis 8:00 Uhr zu beobachten, äquivalent einer Strommenge von ca. 80 kWh. Die kumulierte Strommenge des K16 im Leerlauffall ist mit ~ 31,5 MWh deutlich größer, verglichen mit K14 (~7 MWh) und K15 (~6 MWh) (s. Tabelle 4), bedingt durch längere Leerlaufzeiten als auch größere Leerlaufleistung.

Die erhöhten Bereitschaftsverluste von K16 sind auf spezielle Anschlussbedingungen zurückzuführen. Dieser ist an das Mittelspannungsnetz angeschlossen und ist nur zwei- bis dreimal täglich schaltbar, da andernfalls elektrische Kontakte schnell verschleifen würden.

In Abb. 36 sind die ungleichen Leerlaufverbräuche nochmal im Betriebsablauf zu erkennen. Die Leerlaufphasen von K16 sind deutlich größer als selbige von K14 und K15.

Der Leistungsbedarf von K16 liegt hier bei ~9 kW/m³/min und damit höher als der mittlere Bedarf im stationären Betrieb. Die Effizienzminderung ist auf ein Teillastverhalten zurückzuführen - eine Nennstromaufnahme bei gleichzeitiger Reduktion der Fördermenge auf ca. 55 % des Nennvolumenstroms. Diese Phasen sind per definitionem nicht dem stationären Betrieb zuzurechnen (vgl. Kap. 5.2). Abb. 40 bietet einen sehr guten Überblick über den Zusammenhang von Auslastung und mittlerem spezifischen Leistungsbedarf der

jeweiligen Auslastungsbereiche. Die Auswertung der Standardabweichung des mittleren spez. Leistungsbedarfes von K16 im Teillastbetrieb ergab einen Wert von ca. 46,9 kW/m³/min und dient als Indikator für sehr hohe An- und Nachlaufspitzen, während die Teillaststufe zwei mit 9 kW/m³/min im Dauerbetrieb ähnlich effizient wie K14 und K15 arbeitet.

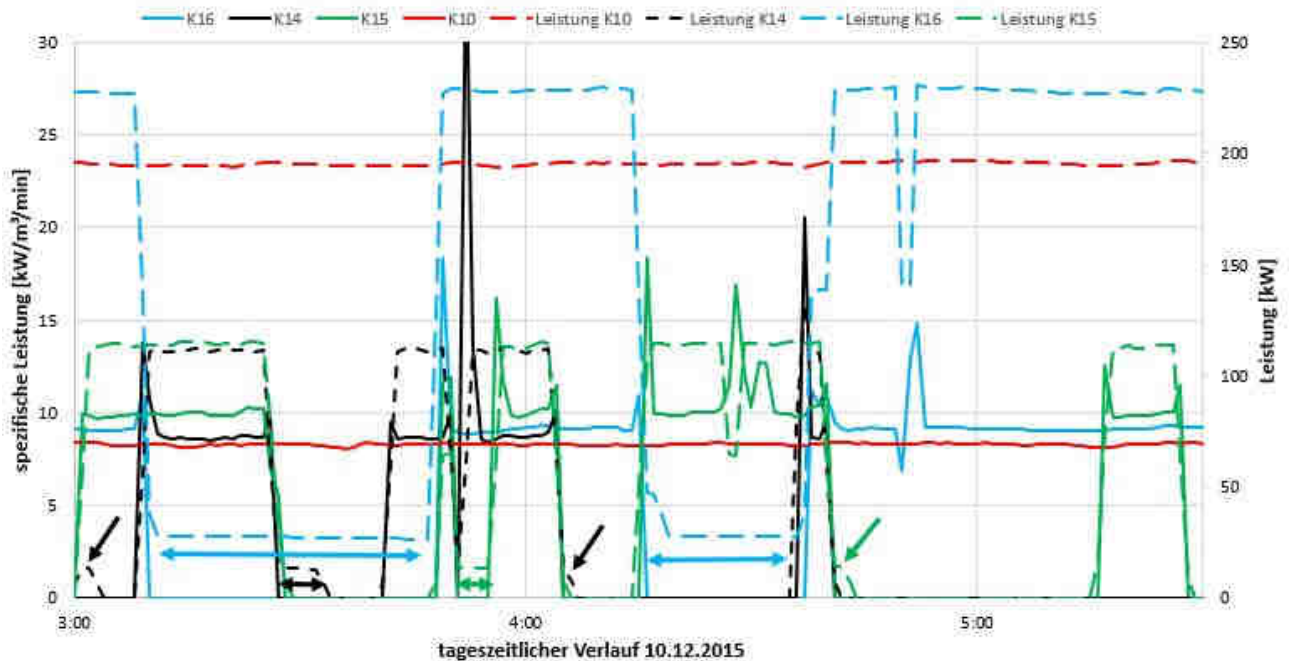


Abb. 36 : Spezifische Leistung und Leistung aller Kompressoren im zeitlichen Verlauf; mit Pfeilen hervorgehoben sind Leerlaufanteile

Trotz gleichen Kompressorentyps von K14 und K15 ist die leicht effizientere Arbeitsweise von K14 evident (s. Tabelle 4). Im stationären Betrieb liegt der Leistungsbedarf von K14 hier bei ~9 kW/m³/min, während K15 mit ~9,6 kW/m³/min etwas ineffizienter arbeitet. Spitzen der spez. Leistung treten hier analog zu vorherigen Beobachtungen bei Schaltvorgängen und schwankender Last auf. Betrachtet man den Verlauf von K15 bei ca. 4:30 ist ein erhöhter Leistungsbedarf über 5 – 6 Minuten erkennbar. Trotz nur zweiminütigem Teillastverhalten, in dem die Leistung und die Fördermenge absinkt, macht sich dieser Schaltvorgang auch in angrenzenden Zeiträumen zusätzlich energiekonsumptiv bemerkbar.

7.2.3.2. Regelung und Taktverhalten

Höhere Teillast- und Leerlaufanteile bei K14 und K15 deuten darauf hin, dass sie eher dazu dienen, schwankende Lastbedarfe abzudecken und mehr Schaltvorgängen unterworfen sind, während K10 vorwiegend als Grundlastkompressor fungiert. K16 hat sehr hohe Teillast- und Leerlaufanteile, bedingt durch bereits erwähnte Stufenregelung.

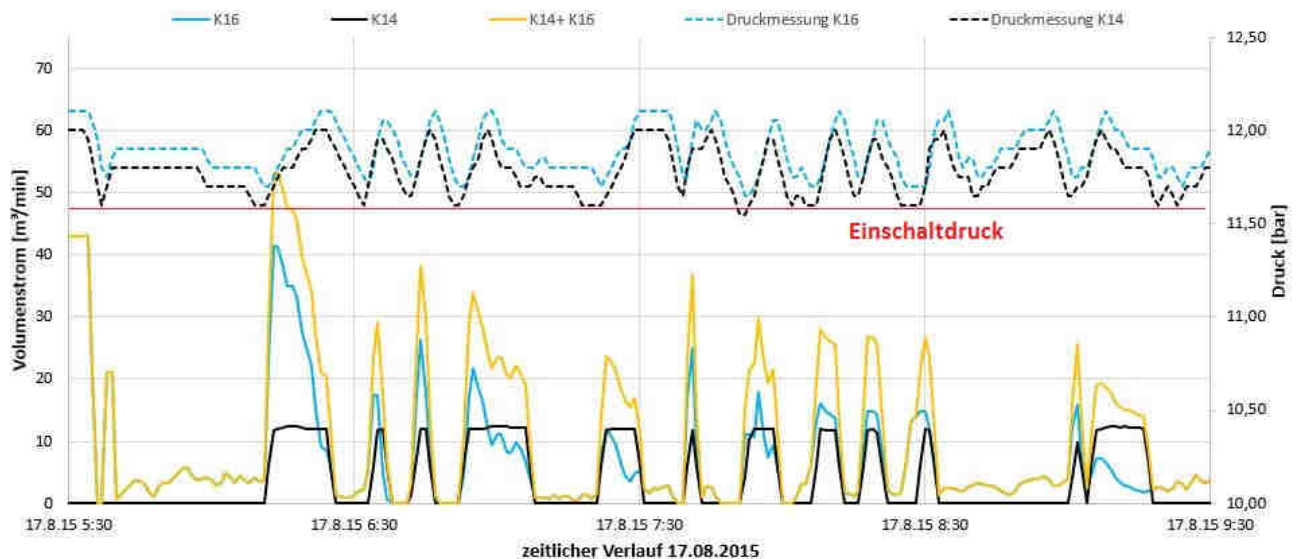


Abb. 37 : Lastprofil eines vierstündigen Zeitraums (Wenn K14 stillsteht, ist der kumulierte Volumenstrom K16 äquivalent) ; K10 und K15 zu dieser Zeit außer Betrieb

Abb. 37 zeigt eine Zeitreihe, in der das Druckluftsystem von K14 und K16 versorgt wird und der kumulierte Druckluftverbrauch (gelbe Kurve) als Druckluftbedarf oder Lastprofil angesehen werden kann. Klar zu erkennen ist die Parallelität der beiden Druckverläufe, die leicht versetzt verlaufen sowie der Einschaltdruck $p_{\min} \approx 11,60$ bar, der als Trigger für die Kompressorentaktung dient. K14 deckt Lastspitzen ab, während K16 konstant in Betrieb ist und kleinere Lastschwankungen als auch Lastspitzen abdeckt. K16 könnte Lasten bis zu ca. 45 m³/min abdecken, diese werden jedoch im betrachteten Zeitraum kaum benötigt. Stattdessen wird eher fast durchgehend in Teillast betrieben, was zu deutlichen Effizienzminderungen führt (s.o.). Im betrachteten Zeitraum könnten der Bedarf nahezu durchgehend alleinig von K16 gedeckt werden, sodass hier ein Zuschalten von K14 nur vereinzelt nötig wäre (ca. 6:15). Zwar ist die Vollaustattung von K14 wünschenswert, dies geschieht allerdings auf Kosten starker Fluktuationen von K16.

Das Zusammenspiel aller vier Kompressoren illustriert Abb. 38. Bis ca. 21:15 fungiert K10 als Grundlastkompressor, wobei K14 und K15 die Lastspitzen abdecken. Ab ca. 21:00 setzt K16 ein und löst K10 zur Deckung der Grundlast langsam ab. Bis auf K16, der hier in Teillast betrieben wird (~22m³/min), liefern alle Kompressoren nahezu Nennvolumenströme (somit hohe Auslastung). Ein sehr stetes Lastprofil ohne höherfrequente Schwankungen trägt zu einem günstigen Taktverhalten bei.

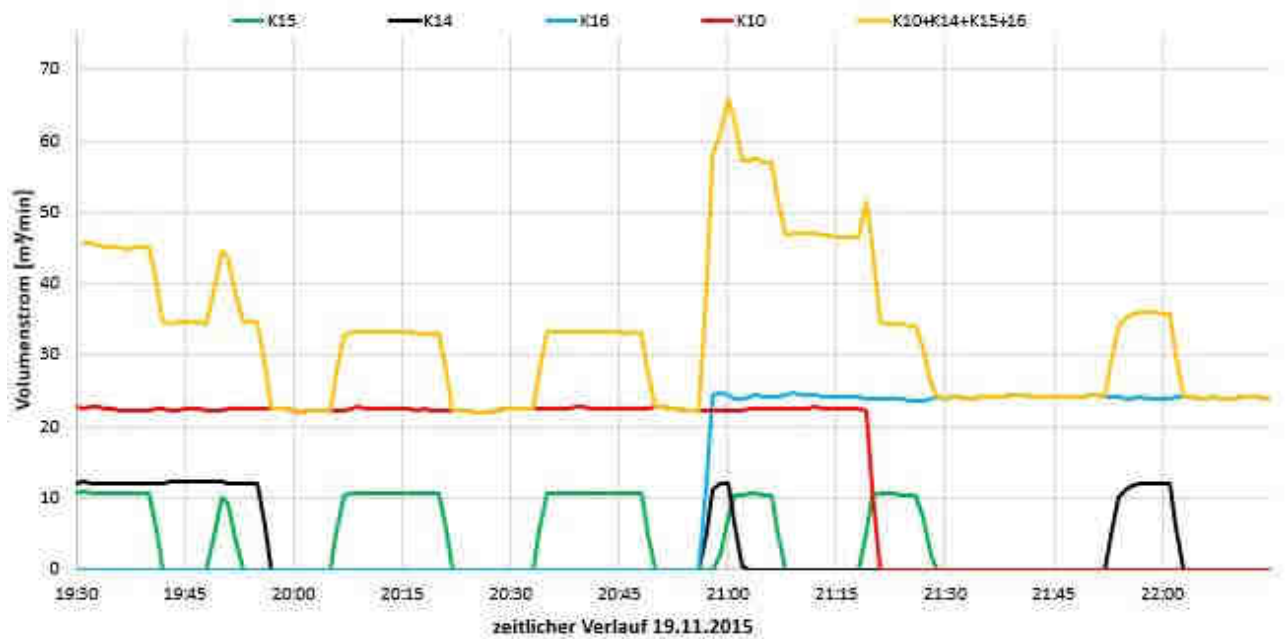


Abb. 38 : Regelverhalten der vier Kompressoren

Einen direkten Vergleich zweier den Druckluftbedarf unterschiedlich optimal abdeckenden Zeiträume liefert Abb. 39. Der Unterschied besteht in einer optimaleren Kompressorennutzung, die dem Lastprofil hinsichtlich der Kompressorengrößen besser angepasst ist (ab ca. 20:45). Sowohl K10, als auch K14 und K15 werden hier in Vollast gefahren, K16 als Grundlastkompressor, K15 mit vier Schaltvorgängen und K14 deckt die Lastspitze gegen 21:45 mit ab. Zwei Faktoren sind für die gute Regelung ausschlaggebend: Das etwas weniger fluktuierende Lastprofil in diesem Zeitraum und die Quantität der benötigten Fördermenge. Es lassen sich Bedarfe von ca. 40, 50 und 60 m³/min erkennen, die durch die Kombination von K16 (40-44 m³/min), K14 (11-12 m³/min) und K15 (11-12 m³/min) - jeweils volla ausgelastet - optimal bedient werden kann.

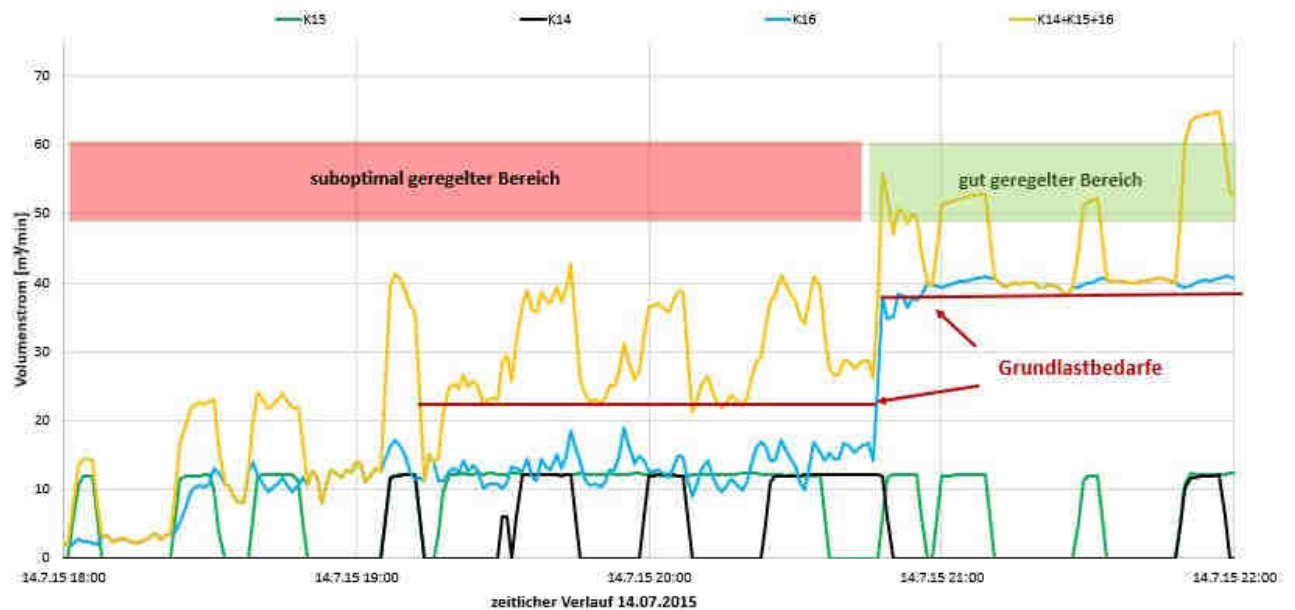


Abb. 39 : Lastprofil über vier Stunden, abgedeckt von K14, K15 und K16; K10 zu dieser Zeit außer Betrieb

Das stärker fluktuierende Profil von 18:00 bis 20:45 macht es zwar generell schwieriger, längere Zeiträume höherer Auslastungen der Kompressoren zu erzielen, allerdings verringert eine falsche Hierarchisierung der Kompressoren die Gesamteffizienz zusätzlich. Von ca. 19:00 bis 20:45 ist ein Grundlastbedarf von ca. 20 m³/min zu erkennen, der z.B. von K10 in Vollast abgedeckt werden könnte mit punktuellm Zuschalten von K15 oder K15 für die Lastspitzen von ca. 30 und 40 m³/min. Damit wäre das Teillastverhalten von K16 unterbunden. Dieses hohe Leistungsbedarfe verursachende Verhalten könnte auch vermieden werden, indem K16 nicht in Stufe 2 (Teillast) sondern auf Stufe 3 (Vollast) betrieben würde, da er eine Kapazität bis ca. 45 m³/min besitzt.

Wie sich das Teillastverhalten einzelner Kompressoren auf die Effizienz des Gesamtsystems auswirkt, ist in Abb. 40 zu erkennen. Hier sind der arithmetische Mittelwert des spezifischen Leistungsbedarfes sowie die Volumenströme aller vier Kompressoren aufgezeichnet. Zeiträume sehr hoher Leistungsbedarfe (logarithmisch!) treten in Phasen auf, in denen K16 alleinig in Teillast betrieben wird. Sobald die analog zu K15 (vgl. Abb. 26) ähnliche Volllastanteile aufweisenden K14 oder K10 hinzugeschaltet werden, sinkt der mittlere Leistungsbedarf erheblich.

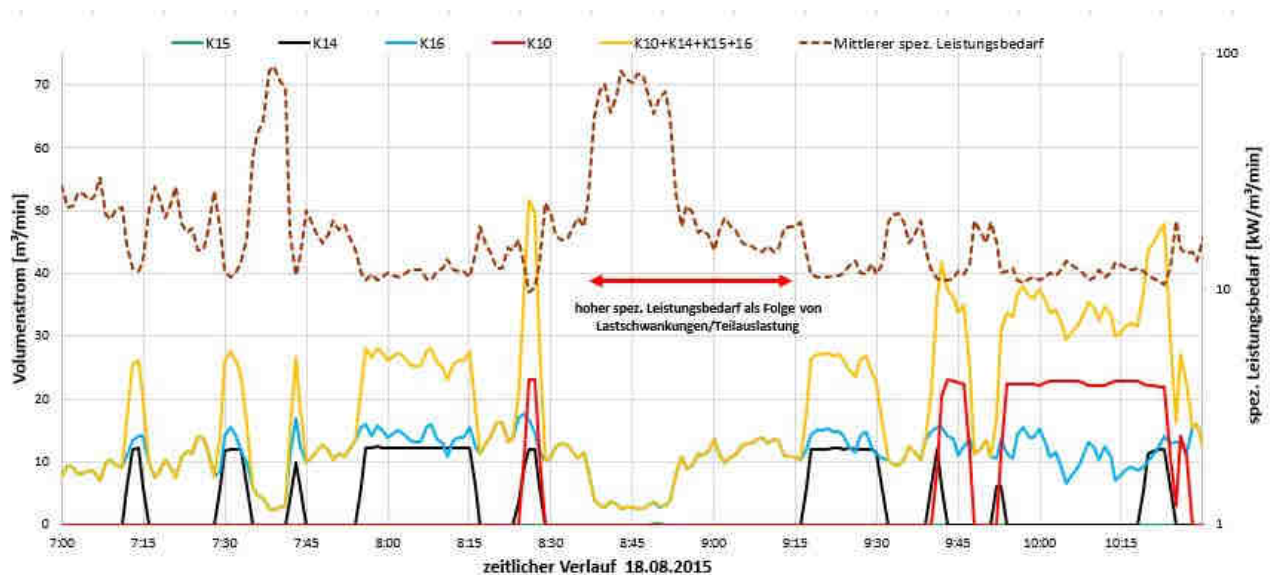


Abb. 40 : Mittlerer spez. Leistungsbedarf aller vier Kompressoren in Abhängigkeit vom Taktverhalten

Generell lässt sich für das vorliegende Druckluftsystem eine Ringsteuerung ausmachen, bei der die Kompressoren je nach Lastbedarf auf Druckabfälle reagieren, wobei die Priorität der Schaltung zyklisch wechselt. Mal fungiert K10 primär als Grundlastkompressor, mal K16. Es treten jedoch auch Phasen auf, in denen K14 oder K15 die Lasten prioritär abdecken, dies sind jedoch deutlich kürzere Phasen und sie dienen vermehrt zur Abdeckung von Lastspitzen, ebenfalls in wechselnder Priorisierung.

7.2.3.3. Leckageverluste

Eine potentielle Quelle für Energieverluste stellen Luftundichtigkeiten entlang des Druckluftsystems, z.B. an Rohrverbindungen, Ventilen, Kupplungen oder korrodierten Leitungen (Hirzel 2015, S. 46; zit. n. Bierbaum et. al.). Die Kompressoren müssen die ungenutzt austretende Druckluft mitaufbringen, sodass sich die Effizienz des Gesamtsystems verringert. Ein Beispiel für Leckageverluste stellt die dargestellte Zeitreihe in Abb. 41 dar.

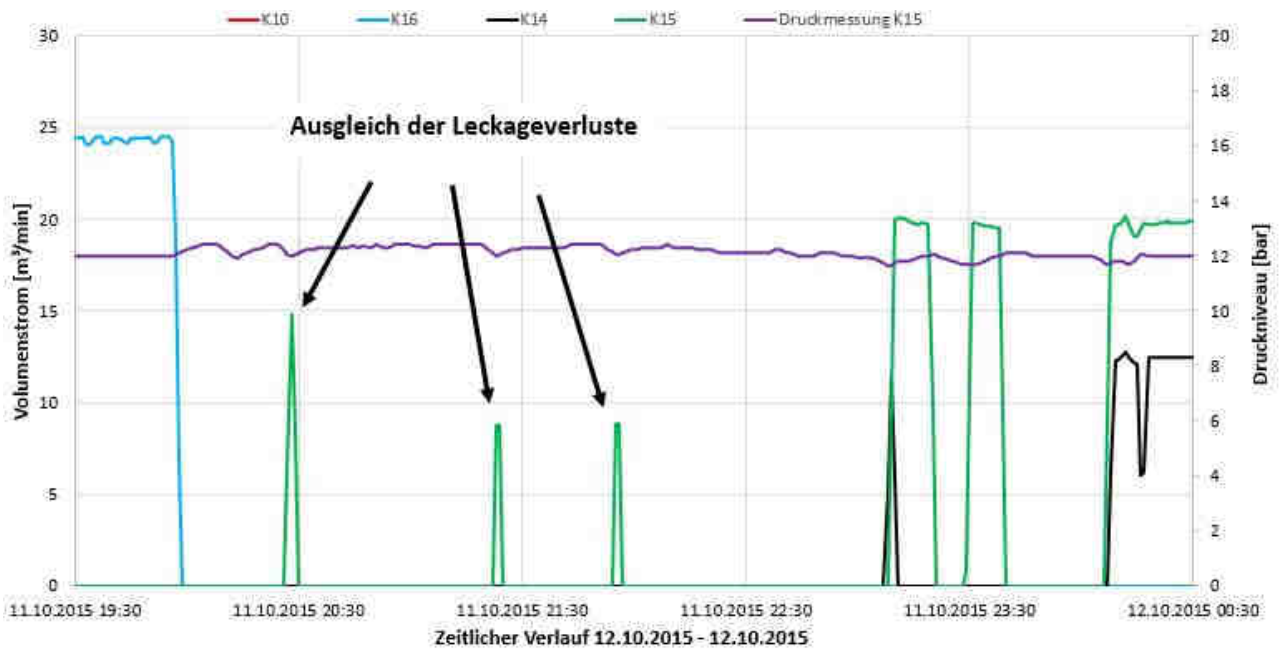


Abb. 41 : Liefermengen der vier Kompressoren sowie Druckmessung von K15 im zeitlichen Verlauf

Zu vermuten ist, dass abends am 11.10.2015 (Sonntag) die letzte Schicht in den Feierabend geht und es eine Phase – ca. 19:45 bis 23:00 Uhr – gibt, während derer kein Druckluftbedarf herrscht, da alle vier Kompressoren ausgesetzt sind. Es sind lediglich drei Zeiträume zu beobachten, in denen K15 kurzzeitig anspringt. Ihnen geht jeweils ein Druckabfall voraus, der wahrscheinlich eine Folge von Leckageverlusten im Netz ist und gem. der Druckbandsteuerung der Einschaltdruck ist. Der Druckabfall bei ca. 20:15 mit anschließender Druckerhöhung ist möglicherweise eine Folge von heterogener Druckluftverteilung im Netz, sodass sich hier Ausgleichsmechanismen bemerkbar machen.

Diese Ausführungen seien hier nur als Beispiel angeführt, eine Evaluierung der Leckageverluste und Einsparpotentiale liegt nicht im Ermessen dieser Arbeit. In den nachfolgenden Kapiteln wird noch einmal auf Identifizierungsmöglichkeiten von Leckagen hingewiesen.

7.3. 7 bar – Druckluftsystem

Für das 7 bar - System wurde ebenfalls eine Analyse des spez. Leistungsbedarfes in Abhängigkeit des Druckverhältnisses vorgenommen (Abb. 42). Ab 7,3 bis 7,5 bar ist ein leichter Anstieg des Strombedarfes für die Verdichtung um ca. $\Delta \frac{\text{spez. Leistungsbedarf}}{\text{Enddruck}} =$

$\frac{0,55\text{kW/m}^3/\text{min}}{0,2 \text{ bar}}$ erkennbar. Allerdings nimmt die Messpunktanzahl ab 7,4 bar deutlich ab,

da die Kompressoren hier wohlmöglich ihre Ausschaltdrücke (p_{\max}) erreichen, sodass die Repräsentativität zu hinterfragen bleibt. Auffällig sind fehlende Werte für 6,75 und 6,8 bar; die Achsenskalierung wurde der Übersichtlichkeit halber kleiner skaliert. Mit ca. 15 (6,75 bar) und ca. 10 (6,8 bar) kW/m³/min liegen sie deutlich über den anderen, bei einer Messpunktzahl von 61 (6,75 bar) und 408 (6,8 bar). Diese Bereiche spiegeln die Einschaltdrücke wider und die hohen Leistungsbedarfe in Anlaufzeiten finden sich auch hier vor.

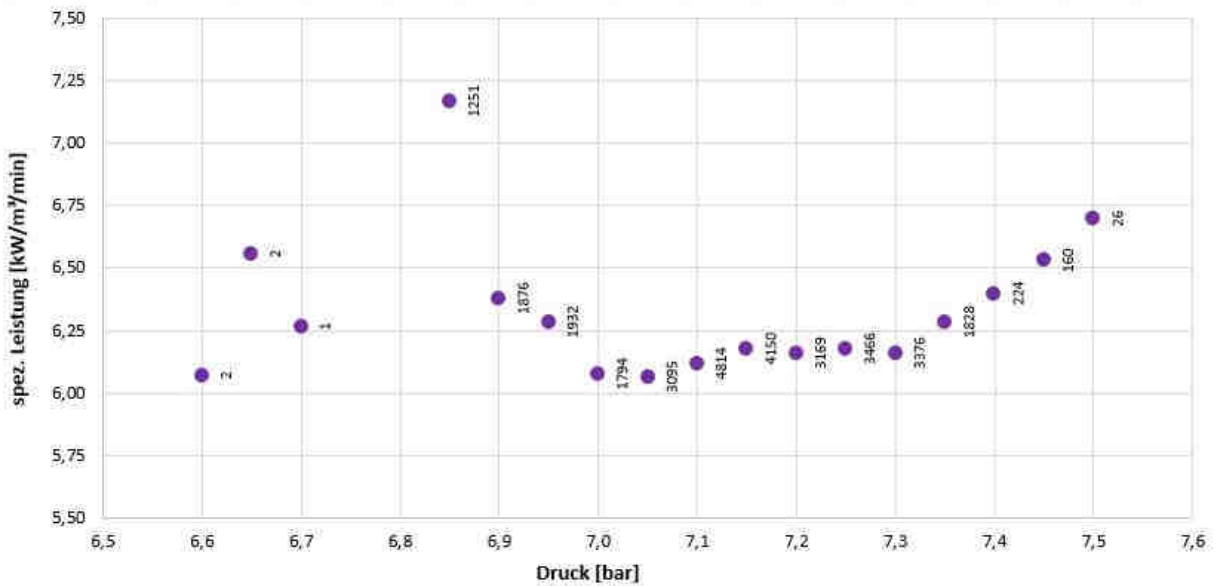


Abb. 42 : Spezifischer Leistungsbedarf des Kompressorensystems in Abhängigkeit des Enddrucks nach Verdichtung (Messpunktanzahl in Klammern)

Einen guten Eindruck des Betriebsverhaltens liefert Abb. 43. K1 (Mattei Maxima 30) dient den gesamten Zeitraum als prioritärer Grundlastkompressor. Mit guter Näherung lässt sich ihm ein Leistungsbedarf ca. 5,5 kW/m³/min zuordnen, erkennbar an Phasen alleinigen Betriebs, z.B. ca. 5:20 bis 5:30 Uhr. Das dies die richtige Wahl ist, lässt der erhöhte Leistungsbedarf bei Zuschalten eines weiteren oder beider Kompressoren erkennen. Wird K2 hinzugeschaltet (Boge SF 60 – FU-geregt), steigt der Leistungsbedarf auf ca. 6 kW/m³/min an. Einige Wesensmerkmale der Drehzahlregelung sind hier gut zu erkennen bzw. vorbildlich angewandt: Zum Einen sind unterschiedliche Niveaus an Leistungsaufnahme zu erkennen, häufig ca. 10 kW und ca. 18 kW, aber auch intermediäre Niveaus. Verwundern mag es, dass ab ca. 7:30 Uhr K3 (Boge S20-2) zur Abdeckung von Lastspitzen miteingesetzt wird, obwohl die Nennleistung bzw. Nennförderstrom von K2 nicht ausgereizt ist. Wie in Kap. 3.4.2 erläutert, ist es wünschenswert, drehzahlgeregelte Kompressoren nicht dauerhaft im

Volllastbetrieb zu verwenden, da ihr Effizienzverhalten hier deutlich abnimmt bzw. ein Mehrverbrauch gegenüber unregulierten Kompressoren zu erwarten ist.

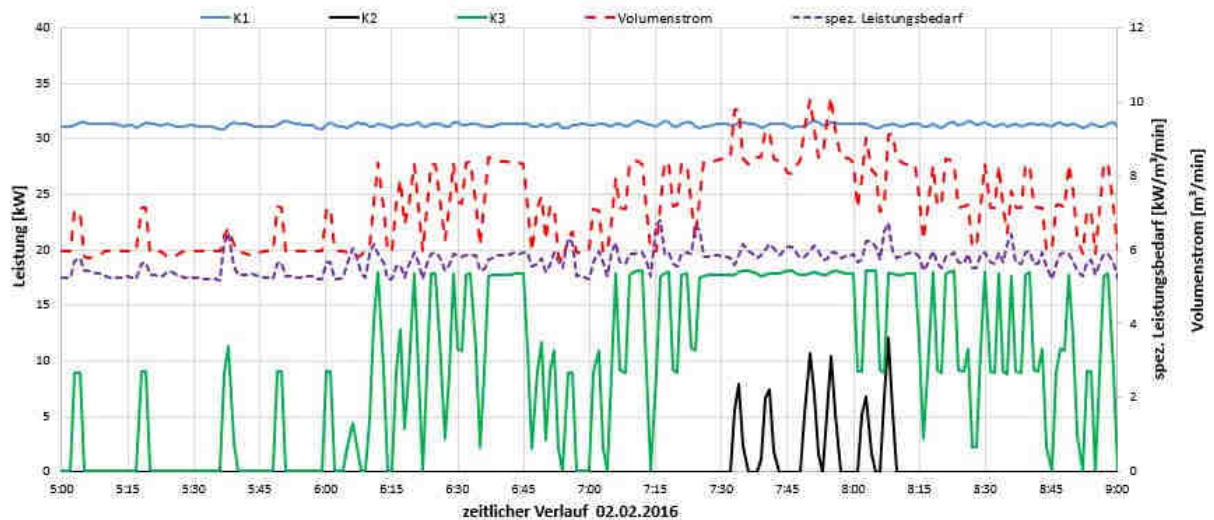


Abb. 43 : Zeitreihe der Kompressoren K1, K2 und K3 mit Leistungsaufnahme (Primärachse) sowie auf Sekundärachse spez. Leistungsbedarf und Volumenstrom

Neben dem geringeren mittleren spez. Leistungsbedarf gegenüber dem 12,5 – bar – System lässt sich auch eine höhere isentrope Effizienz beobachten (Abb. 44). Die Tatsache, dass geringere Druckverhältnisse benötigt werden, spiegelt sich in erhöhter Energieeffizienz wieder bzw. geringeren spez. Leistungsbedarfen wieder (vgl. Abb. 56). Isentrope Wirkungsgrade von ca. 70 – 80 % lassen auf eine Annäherung den idealen Vergleichsprozess schließen und somit minimalere Dissipationsarbeiten verglichen mit dem 12- bar –System, dass trotz der Vernachlässigung des Einflusses der Zwischenkühlung bis auf K16 geringere isentrope Wirkungsgrade aufweist.

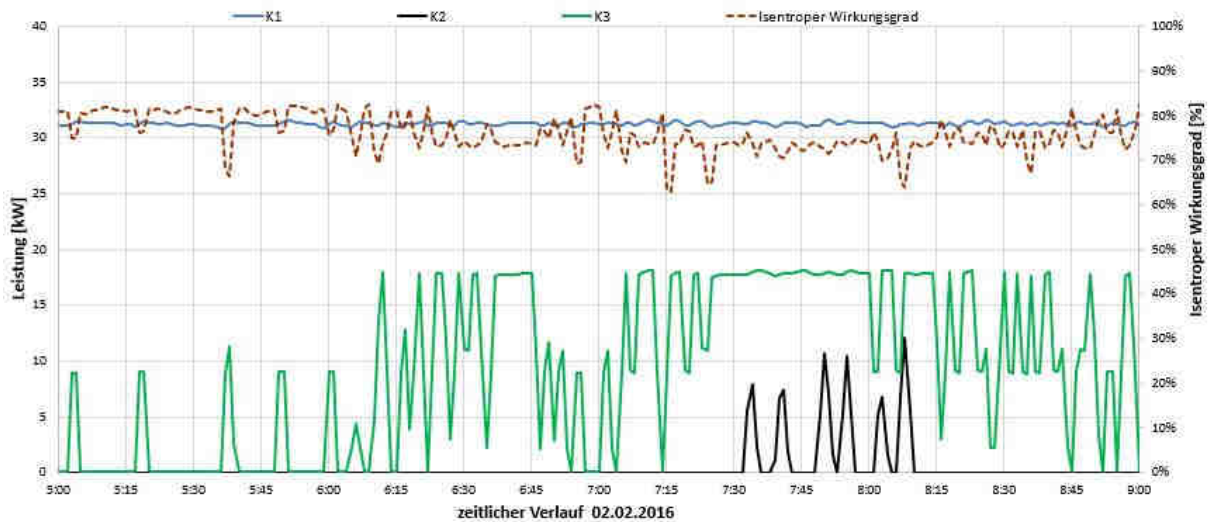


Abb. 44 : Zeitreihe der Kompressoren K1, K2 und K3 mit Isentropem Wirkungsgrad

8. Diskussion der Ergebnisse

8.1. Einfluss der Zwischenkühlung

Da thermodynamische Prozesse in der Realität immer verlustbehaftet sind und folglich Entropie oder Dissipationsarbeit erzeugen, muss der isentrope Wirkungsgrad stets < 1 sein. Sowohl isentrope als isotherme technische Arbeit sind kleiner als die real benötigte Arbeit. Die im vorangegangenen Kapitel beschriebenen Phasen, in denen $\eta_{is} > 1$ (insb. K16) sind auf den Einfluss der Zwischenkühlung zurückzuführen (vgl. Kap. 7.2.2.2.1). Trotz Entropieerzeugung durch z.B. Motorenverluste sowie Reibungs- und Stoßvorgänge des Gases kann durch Zwischenkühlung der isentrope Wirkungsgrad eins überschreiten (Barber 1997, S. 25), da eine geringere Endtemperatur als T_{2s} erreicht werden kann. Mit $T_{2s} > T_2$ gilt $\eta_{is} = \frac{\dot{W}_{t12,s}}{\dot{W}_{t12}} = \frac{\dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_{2s} - T_1)}{\dot{m}_L \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1)} > 1$. Die einzelnen Stufen der Verdichtungen sind jeweils dissipationsbehaftet und energieintensiver, der Einfluss der Zwischenkühlung bewirkt hier jedoch, dass der gesamte Energieaufwand geringer als der einstufig berechnete isentrope Vergleichsprozess ist (s. Abb. 45). Die erzeugte Entropie wird dabei mit dem Wärmestrom durch die Zwischenkühlung abgeführt, was eine formalismusbedingte, scheinbare Vernichtung von Entropie zu Folge hat. Somit können die isentropen Wirkungsgrade lediglich Auskunft hinsichtlich der Tendenzen der Wirkweise der Kompressoren des 12 bar – Systems geben, die realen Leistungsbedarfe jedoch als Anhaltswerte zu Vergleichszwecken mit Literaturwerten herangezogen werden.

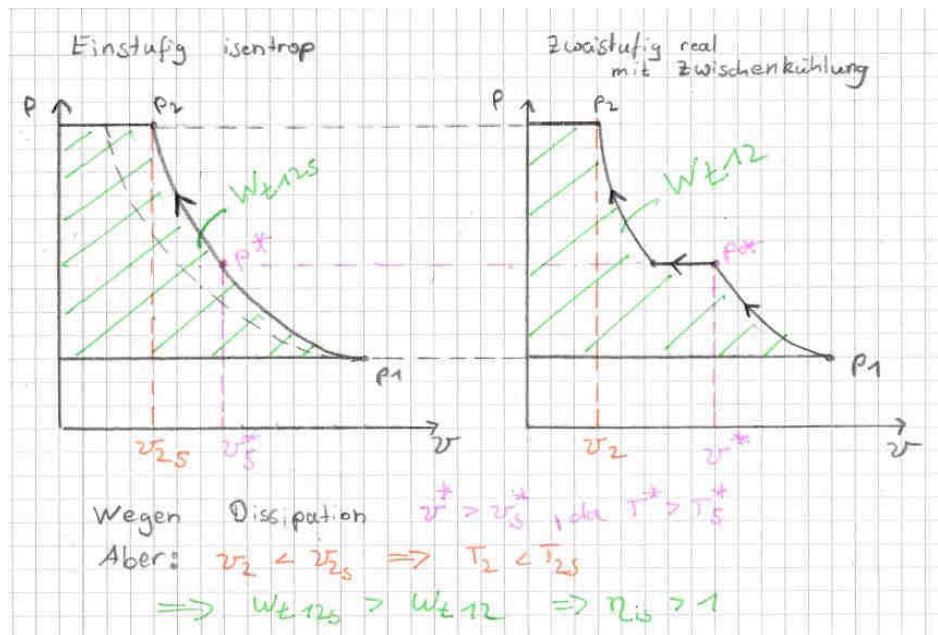


Abb. 45 : Qualitativer Vergleich der isentropen technischen Arbeit (links) mit der realen technischen Arbeit (rechts) für den Fall $\eta_{is} > 1$ (gestrichelt links: isothermer Verlauf zum Vergleich)

8.1.1. Einsparpotential

Ein kurzes rechnerisches Beispiel soll das energetische Potential ermitteln, dass bei einem 12,5 bar – System eine Lösung mit Zwischenkühlung gegenüber einer einstufigen Verdichtung benötigt. Dazu sollen die isentropen Leistungsbedarfe beider Prozesse ermittelt werden. Für eine einstufige Verdichtung mit dem Anfangszustand 1 und dem Endzustand 2 ergibt sich w_{t12s} zu:

$$w_{t12,s} = c_{pL} \cdot (T_{2s} - T_1)$$

Mit $T_1 = 293,15 \text{ K}$ und $\frac{p_2}{p_1} = 12,5$ ergibt $T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 603,24 \text{ K}$.

Für $w_{t12,s}$ folgt:

$$w_{t12,s} = c_{pL} \cdot (T_{2s} - T_1) = 311,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Zweistufige Verdichtung:

Der Leistungsbedarf einer zweistufigen Verdichtung mit der Prämisse, dass 90 % der anfallenden Wärme in der Zwischenkühlung abgeführt werden soll, berechnet sich zu:

$$w_{t14,s} = w_{t12,s} + w_{t34,s} = \left(c_{pL} \cdot (T_{2s} - T_1) + c_{pL} \cdot (T_{4s} - T_3) \right)^{18}$$

wobei der Index 2, den Zustand nach der ersten Verdichtung, 3 den Eingangszustand der zweiten Verdichtung und 4 den Endzustand repräsentieren.

Für das Druckverhältnis der Verdichterstufen soll gelten, dass $w_{t12,s} = w_{t34,s}$. Damit berechnet sich π zu:

$$\pi = \sqrt{\frac{p_4}{p_1}} = \sqrt{\frac{12,5 \text{ bar}}{1 \text{ bar}}} = 3,54$$

Mit $p_2 = 3,54 \text{ bar}$ berechnen sich T_{2s} , T_3 und T_{4s} zu:

$$T_{2s} = 420,68 \text{ K}$$

$$T_3 = T_1 + (T_{2s} - T_1) \cdot 0,1 = 293,15 \text{ K} + 12,75 \text{ K} = 305,90 \text{ K}$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 438,66 \text{ K}$$

Damit folgt für $w_{t14,s}$:

$$w_{t14,s} = w_{t12,s} + w_{t34,s} = (128,04 + 133,29) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 261,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Die Arbeitersparnis eines zweistufigen Prozesses berechnet sich zu:

$$\frac{w_{t14,s}}{w_{t12,s}} = \frac{261,33}{311,33} = 0,8394$$

Der spezifische Arbeitsaufwand eines zweistufigen Verdichtungsprozesses mit Abführung von 90 % der zugeführten Wärmemenge (ohne Berücksichtigung des Aufwands für die Kühlung) beträgt somit ca. 84 % der einstufigen Verdichtung und birgt für ein 12,5 bar – System somit theoretische Energieeinsparungen von ca. 16 %.

8.2. Einfluss der Ansaugtemperatur

Den Zusammenhang zwischen Eingangstemperatur in den Kompressor und spez. Leistungsbedarf aufzuzeigen, war auf Grund der Datenlage nicht möglich, da die verwandten

¹⁸ Vgl. Anhang „Berechnung zum Leistungsbedarf bei zweistufiger Verdichtung“

Temperaturdaten vom DWD nur stündlich vorlagen. Der Theorie zu Folge ist der Einfluss bei der isentropen Verdichtung, die dem Realfall näher kommt, $\dot{W}_{t12,s} \sim (T_{2s} - T_1)^{19}$. Setzt man den Enddruck 12,5 bar an und variiert die Eingangstemperatur T_1 von 20 auf 40 °C, ergibt sich für $\Delta \frac{\dot{W}_{t12,s}(T_1=40^\circ\text{C})}{\dot{W}_{t12,s}(T_1=20^\circ\text{C})} = 1,0682$, entsprechen einem Mehrbedarf an Leistung von ca. 7 %. Die Temperaturverhältnisse ändern sich jedoch nicht linear, sondern gem. den Berechnungsformeln der isentropen Verdichtung.

8.3. Bewertung des 12,5 bar Systems

Gem. Fraunhofer ISI (2003, S. 8) zeichnen sich „gute Druckluftanlagen [...] durch spez. Leistungsbedarfe aus, die ca. 45 % über den theoretisch möglichen der adiabaten Verdichtung liegen“. In Abb. 46 sind die stationären mittleren Leistungsbedarfe der vier Kompressoren im Vergleich mit gewonnenen Werten aus der Praxis der Kampagne „Druckluft effizient“ dargestellt²⁰.

¹⁹ Bei vorausgesetztem konstanten Massenstrom

²⁰ Der Grafik der Ursprungsquelle liegt eine einstufige Verdichtung zu Grunde. Es wurde für diese Arbeit ein zweistufiger Verdichtungsprozess mit Zwischenkühlung berechnet, entsprechende Berechnungsgrundlagen finden sich am Anhang.

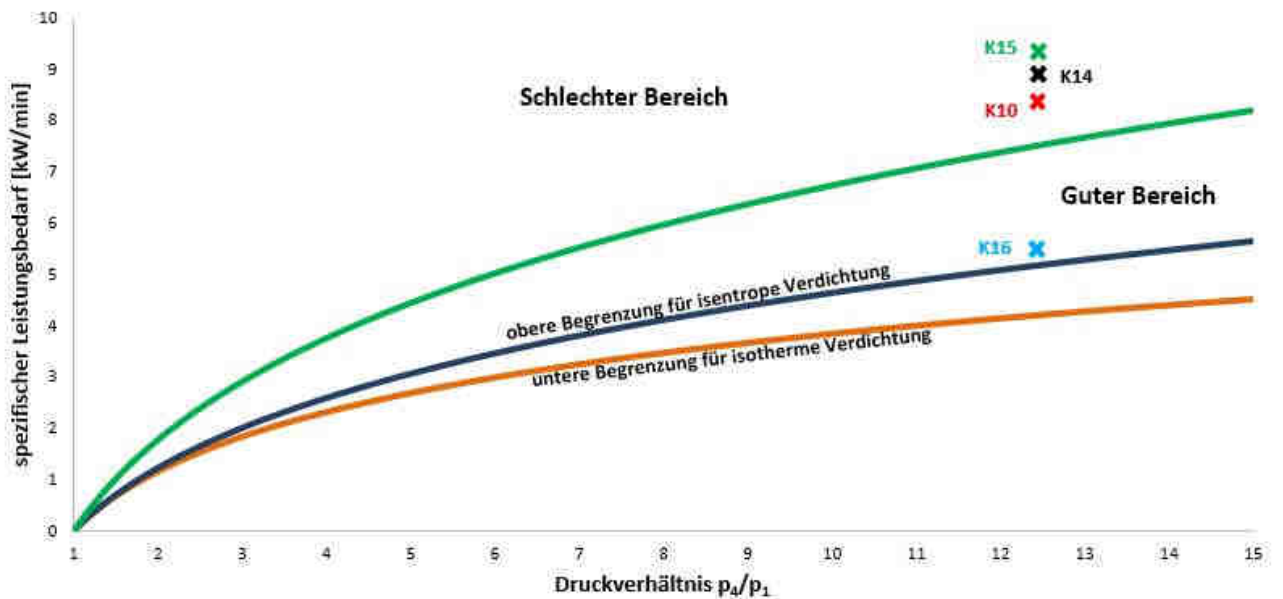


Abb. 46 : Erfahrungswerte für Arbeitsbereiche von Kompressoren - Spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit des Druckverhältnisses einer zweistufigen Verdichtung mit Zwischenkühlung ohne Berücksichtigung des Aufwands für die Kühlung (Hinweise zur Berechnung s. Anhang) (eigene Darstellung in Anlehnung an Fraunhofer ISI 2003, S. 8)

Der Bereich unterhalb der isothermen Verdichtung (orangene Linie) ist thermodynamisch nicht zu erreichen und die isentrope Verdichtung (blaue Linie) stellt eine technisch erreichbare Untergrenze dar. Die grüne Kurve stellt den Übergang dar, vom guten Bereich, indem die Effizienz von Kompressoren im wünschenswerten Bereich liegt, hin zum weniger guten Bereich.

Eine deutliche Diskrepanz bei der Effizienz von K16 und den übrigen Kompressoren ist augenscheinlich. Arbeitet K16 sehr nah am technischen Optimum, fallen K10, K14 und K15 deutlich ab und sind im ineffizienten Bereich angesiedelt. Abermals erwähnt sei hier, dass dies für den stationären Bereich gilt und im Teillastbereich K10, K14 und K15 merklich weniger ineffizient arbeiten (vgl. Tabelle 4). Der theoretische Zusammenhang zwischen zunehmender Leistungsgröße und sinkendem spez. Leistungsbedarf (Fraunhofer ISI 2003, S. 8) bestätigt sich hier:

$$\dot{W}_{el,Nenn,K16} > \dot{W}_{el,Nenn,K10} > \dot{W}_{el,Nenn,K15} \approx \dot{W}_{el,Nenn,K14}$$

$$\dot{W}_{el,spez,K16} < \dot{W}_{el,spez,K10} < \dot{W}_{el,spez,K14} < \dot{W}_{el,spez,K15}$$

Lediglich K14 und K15 unterscheiden sich bei gleicher Nennleistung leicht in ihren Leistungsbedarfen.

Die Handlungsempfehlung, die häufig verwandte Teillaststufe von K16 (vgl. Abb. 25) zu reduzieren, lohnt sich in zweifacher Hinsicht. Zum einen der erhöhten Effizienz im stationären Bereich wegen, als auch im Hinblick auf die höhere Effizienz der übrigen Kompressoren bei Teilauslastung. Druckluftbedarfe im Bereich von $> 35 \text{ m}^3/\text{min}$ sollten demnach von K16 als Grundlastkompressor abgedeckt werden und die Verbleibenden zur Lastspitzenabdeckung genutzt werden.

Isentrope Wirkungsgrade größer 1 können vermehrt im stationären Betrieb beobachtet werden (insb. K16). Hierfür könnte der Umstand, dass der Anteil der Kompressionsarbeit in Folge höherer Luftmengen größeren Anteil an der technischen Arbeit einnimmt, zuständig sein bzw. arbeitet generell K16 effizienter als die anderen Kompressoren.

8.3.1. Optimierung der Regelung

Grundsätzlich ist es erstrebenswert, die energieeffizienteste Kombination von Kompressoren für jeweilige Lastbedarfe zu wählen. Dafür ist eine Kenntnis von regelmäßigen Mustern im Lastprofil hilfreich. Auf dieser Basis können Überlegungen getroffen werden, mit welcher Kompressorenwahl stete als auch fluktuierende Lastbedarfe abzudecken sind.

Es empfiehlt sich in Zeiten in denen einen Grundlastbedarf $> 40 \text{ m}^3/\text{min}$ anfällt, K16 prioritär zu nutzen. Mit ca. $5,3 \text{ kW}/\text{m}^3/\text{min}$ arbeitet er nahezu mit halbem Energiebedarf im Vergleich zu einer Lösung mit den drei anderen Kompressoren, die gemeinsam ebenfalls einen Bedarf von ca. $45 \text{ m}^3/\text{min}$ abdecken können, dabei aber im Mittel ca. $9 \text{ kW}/\text{m}^3/\text{min}$ benötigen. Des Weiteren können Lastmehrbedarfe über $40 \text{ m}^3/\text{min}$ energieeffizienter durch eine Kombination von K14, K15 und K10 abgedeckt werden, da diese effizienteres Teillastverhalten aufweisen als auch bedingt durch kleinere Kompressorengrößen den Mehrbedarf flexibler abdecken. Zur Illustration sei die bereits in Abb. 36 dargestellte Zeitreihe erneut betrachtet (s. Abb. 47).

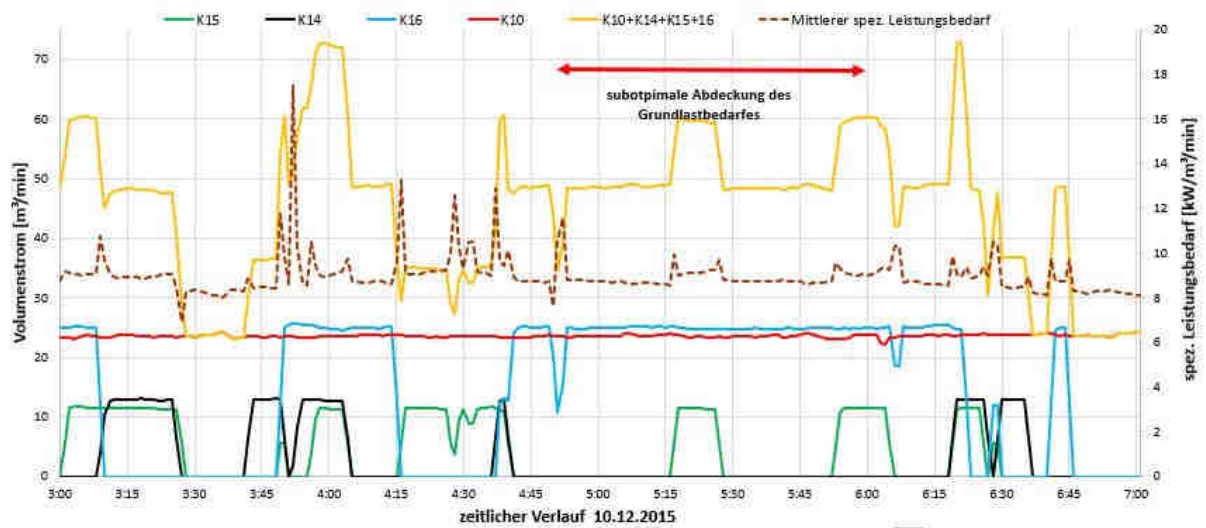


Abb. 47 : Lastprofil der vier Kompressoren am 10.12.15

Der Zeitraum von ca. 5:00 bis 6:00 Uhr könnte mit einer Kombination von K16 in Volllast und temporär, für Spitzenauslastungen K15 und K14 abgedeckt werden. Statt ca. 8,5 kW/m³/min könnte der Leistungsbedarf in dieser Zeit auf ca. 5,3 kW/m³/min bzw. ca. 7,5 kW/m³/min in Zeiten der Lastspitzen gesenkt werden. Selbiges Bild ergibt sich für den Zeitraum von ca. 9:30 bis 10:30 Uhr (s. Abb. 48).

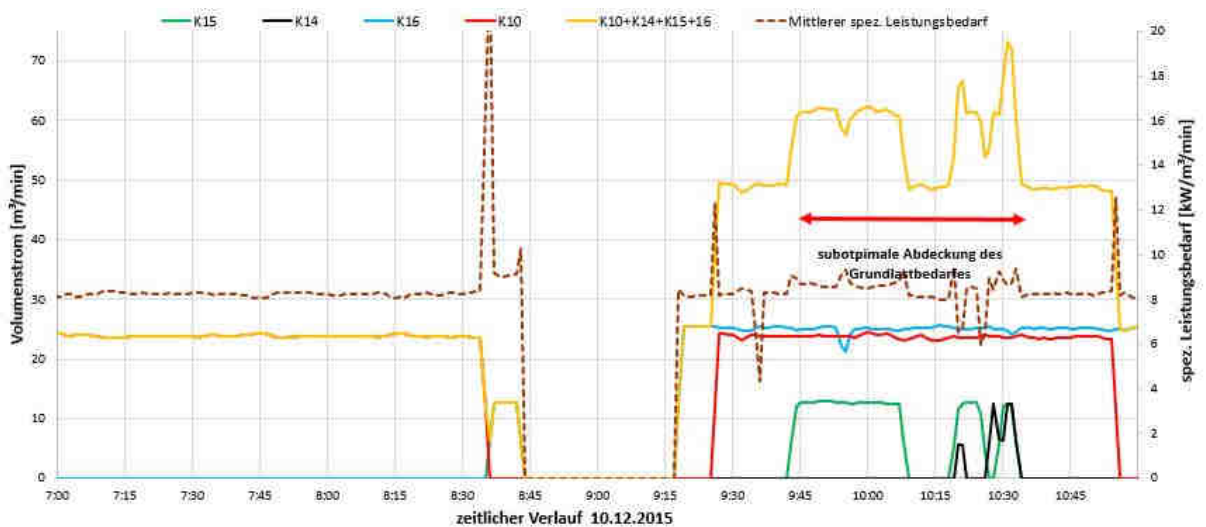


Abb. 48 : Fortsetzung Lastprofil 10.12.15

Hier könnte eine Vollausslastung von K16 ebenfalls deutliche Energieeinsparungen bewirken. Stattdessen wird K16 teilausgelastet mit K10 kombiniert und in Bereichen höherer Lastbedarfe 9:45 bis 10:15 Uhr wird sogar K15 zugeschaltet, anstatt den Mehrbedarf von ca. 20 m³/min durch Vollausslastung von K16 zu nutzen.

Um eine optimierte Regelung herbeizuführen, kann die Druckbandsteuerung angepasst werden bzw. eine Hierarchisierung vorgenommen werden. Sind verschiedene Grundlastniveaus ausgemacht und ergeben sich tageszeitlich oder wöchentlich beobachtbare, wiederkehrende Muster, sollte eine Kompressorenkombination ausgemacht werden, die diese Niveaus bestmöglich (alle in Vollast, effizient arbeitende Kompressoren) abdecken kann. Anschließend wird eine Priorisierung der Kompressoren über das Regelungs-Tool vorgenommen, sodass die im stationären Betrieb, vollausgelastet effizienteren Kompressoren zuerst in Betrieb genommen werden. Etwaige Leerlaufverluste kommen in diesem gesonderten Fall, der K16 wenig schaltbar daherkommen lässt, kostentreibend hinzu. In der Phase von ca. 7:00 bis 8:30 befindet sich K16 durchgehend im Leerlauf, äquivalent eines Verlustes an elektrischer Energie von ca. 50 kWh. Betrachtet man die gesamte Strommenge im Leerlauffall von K16 von ca. 31,5 MWh, entspricht diese bei einem industriellen Strompreis von ca. 15 ct/kWh im Jahr 2015 (Statista 2016) Mehrkosten von ca. 4725 €. Es ist zu empfehlen, die Möglichkeit zu prüfen, den Kompressor an die Niederspannung anzuschließen oder zumindest mit einer Frequenzregelung zu versehen, um Energieeinsparungen in der ineffizienteren Teillaststufe zu erzielen. Zwar sind Frequenzregelungen über sog. insulated-gate bipolar transistors (IGBTs) im Mittelspannungsbereich mit Investitionskosten von mehreren tausend Euro verbunden, allerdings lohnt sich eine derartige Investition bei der Größenordnung der Teillaststunden.

Einräumend sei hier erwähnt, dass sich regelungstechnische Schwächen der Anlage wesentlich um K16 drehen. Allerdings ist die Zielsetzung dieser Arbeit nicht derartig gesetzt, mögliche Schwächen aller Kompressoren der analysierten Anlage aufzudecken, sondern vielmehr können beschriebene Betriebsverhalten und Steuerungsmechanismen in Abhängigkeit eines Lastprofils exemplarisch als Positiv- oder Negativbeispiel dienen und mögliche Mustererkennungsverfahren transportieren. Es ist zu konstatieren, dass das betrachtete 12,5 – bar – System überwiegend guten Regelungsmechanismen unterworfen ist.

8.3.2. Leerlaufverluste

Durch obig erwähnte Optimierung von Regelungstechnik kann eine Reduzierung von Leerlaufzeiten erzielt werden. Eine flankierende Maßnahme dazu stellt ein Druckluftspeicher dar, der sich zur Versorgung insbesondere schwankender Druckluftbedarfe gut geeignet ist.

Je nach Dimensionierung können Fluktuationen im Druckluftnetz ausgeglichen werden. Die Befüllung des Pufferspeichers kann bei Vollaustlastung eines Kompressors geschehen oder in die Regelungsmechanismen integriert werden, z.B. in kann in Phasen geringen Druckluftbedarfes gleichzeitig der Pufferspeicher gefüllt werden. Dies würde zusätzlich zu einer optimierten Regelung insbesondere bei stark fluktuierenden Lastprofilen zu Energieeinsparungen führen.

8.4. Leckageverluste identifizieren

Eine Möglichkeit Leckageverluste zu quantifizieren besteht darin, eine Messung zu Betriebszeiten vorzunehmen, in denen kein Druckluftverbrauch besteht, oftmals z.B. an Wochenenden. Sämtlicher Druckluftbedarf, der zu dieser Zeit anfällt lässt sich auf Leckagen und zurückführen. Die Lokalisation der Leckagen gestaltet sich schwieriger. Wenn entweichende Druckluft hörbar ist, handelt es sich oftmals schon um größere Austrittstellen. Dennoch kann die Anlage abgeschritten werden und Druckluftaustritte können versucht ertastet oder erhört zu werden. Eine technische Lösung stellt z.B. eine Ultraschallmessung dar. Je nach Durchmesser der Leckage fallen auch die Energieverluste aus (s. Tabelle 6).

Tabelle 6 : Energieverluste durch Leckagen (Hirzel 2015, S. 47 zit. n. Feldmann (2003), S. 13)

Leckagedurchmesser [mm]	Luftverlust [l/s]	Energiebedarf [kW]
1	1,2	0,3
3	11,1	3,1
5	31,0	8,3
10	123,8	33,0

8.5. 7 bar - Druckluftsysteme

Auf die deutlich geringeren spez. Leistungsbedarfe gegenüber dem 12,5 bar – System wurde in Kap. 7.3 bereits hingewiesen. Das arithmetische Mittel des spez. Leistungsbedarfes über sämtliche Auslastungsbereiche beträgt 6,29 kW/m³/min. Gem. Abb. 49 liegt das Kompressorensystem dabei für ein Druckverhältnis von ca. 7 bar im guten Bereich, an der Grenze zum schlechten Bereich.

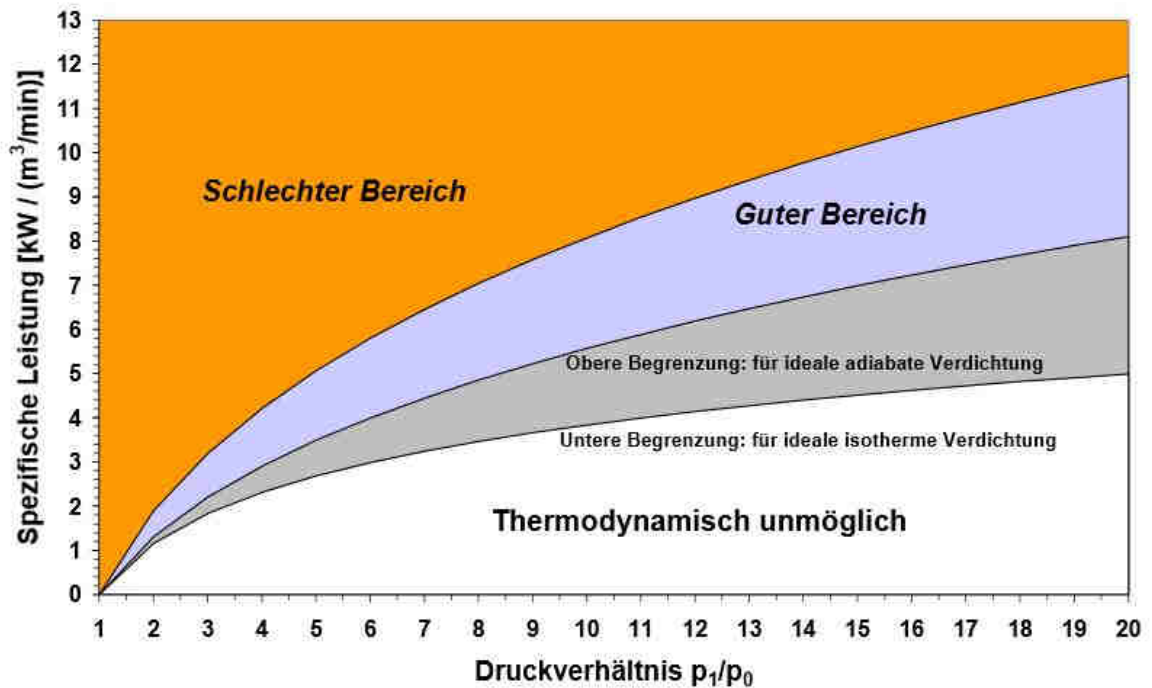


Abb. 49 : Erfahrungswerte der spezifischen Leistungsbedarfe aus der Praxis (Frauenhofer ISI 2003, S. 8)

8.6. Gründe für Wirkungsgrad- und Energieeinbußen

Im Folgenden sollen kurz ausgewählte auswertungsbezogene als auch literaturentlehnte Quellen für Energieverluste angerissen werden. Mitunter sind entsprechende Literaturhinweise vermerkt.

8.6.1. Kompressoren

8.6.1.1. Schadraum eines Kolbenkompressors

Auf Grund von Werkstatt-Toleranzen, Wärmeausdehnungen und Lagerverschleißes werden Kolbenverdichter mit einem Sicherheitsspiel von 0,5 bis 1 % zwischen Kolben und Zylinderdeckel versehen. Gemeinsam mit Ventilräumen, die vom Kolben ebenfalls nicht ausgefüllt werden können, bilden sie den sog. schädlichen Raum, kurz Schadraum (V_s). Dieser kann bezogen auf das Hubvolumen (V_h) in ungünstigen Fällen bis zu 10 % betragen. Generell steigt der Schadraum mit der Kolbengeschwindigkeit (Durchsatz), da für Schnellläufer größere Ventilräume von Nöten sind. Dieser Schadraum verringert das nutzbare Volumen (V_n) für die Verdichtung, da das Hubvolumen nicht gänzlich ausgenutzt wird (vgl. Abb. 50).

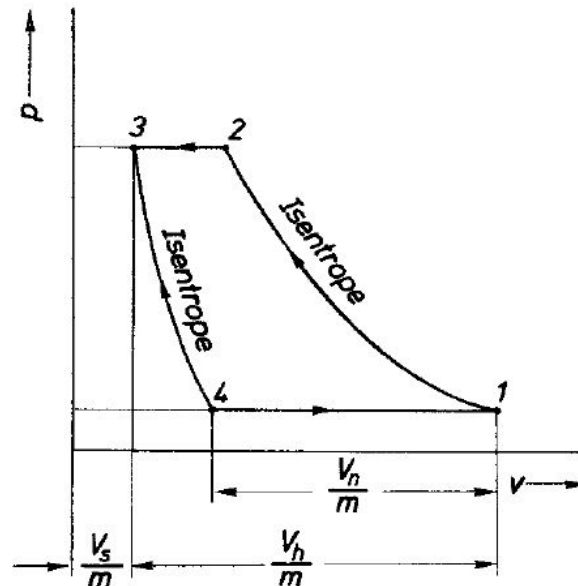


Abb. 50 : Einstufige Verdichtung mit verbleibendem Schadraum V_s (Kalide und Sigloch 2010, S. 118)

Der Schadraum hat Einfluss auf den volumetrischen Wirkungsgrad: Die an das Gas abgegebene Arbeit vermindert sich mit abnehmendem Wirkungsgrad linear. Für nähere Berechnungen und Ausführungen zu Druckverlusten in Ventilen, die ebenfalls Einfluss auf den volumetrischen Wirkungsgrad nehmen, siehe z.B. Groth (1995, S. 37 ff und 180 ff) und Kalide und Sigloch (2010, S. 120 ff). Auch bedingen sie, dass über Sollniveau verdichtet werden muss, da nach der Arbeitskammer ein Druckverlust auftritt, der vorab im Verdichtungsprozess kompensiert werden muss (Groth 1995, S. 23).

Bei Schraubenkompressoren und Rotationsverdrängermaschinen kann es ebenfalls zu Verringerungen der Liefergrade kommen, bedingt durch Rückströmungen des Fluides über die Spaltöffnungen zwischen Rotationselementen und Arbeitskammer. Für den Einfluss auf Liefergrad und innere Druckverluste siehe z.B. Janicki (2007, S. 6 ff).

8.6.1.2. Kompressorengröße

Die Wahl der Kompressorenart und -größe haben wie gesehen entscheidenden Einfluss auf die Energieeffizienz und somit auf die Betriebskosten. Überdimensionierte oder ineffizient arbeitende Kompressoren können zu hohen Mehrkosten führen. Jedoch sollte bei der Planung der Kompressorengrößen Vorsicht geboten sein, da zukünftig geplante Verbraucher in der Dimensionierung berücksichtigt werden sollten, da sonst hohe (Folge-)Investitionskosten durch Rohrnetzerweiterungen oder Neubedarf an Kompressoren

entstehen können. Da die Stromkosten eines Jahres jedoch üblicherweise die Investitionskosten übersteigen (Saidur et al. 2010, S. 1137), sollte vermehrt Augenmerk auf effiziente Betriebsweise und Vermeidung von Überdimensionierung gelegt werden.

Um Überdimensionierung eines Druckluftnetzwerkes bzw. deren Kompressorstation(en) zu vermeiden, werden sog. Gleichzeitigkeitsfaktoren genutzt, um bei einer hohen Anzahl von Verbrauchern und damit einhergehender Komplexität des Netzes, die Volumenströme nicht überzudimensionieren. Da diese Verbraucher nicht immer gleichzeitig in Betrieb sind, wird nicht immer der kumulierte Nennvolumenstrom aller Verbraucher benötigt. Der theoretische Höchstbedarf – die Summation aller Nennvolumenströme aller Verbraucher, wird mit einem Korrekturfaktor versehen, der empirisch begründet ist und je nach Anzahl der Verbraucher, den benötigten Gesamtförderstrom reduziert. Besonders Berücksichtigung findet eine solche Auslegung bei Verbrauchern mit nichtautomatischen Düsen, bei nicht automatisch betriebenen Druckluftwerkzeugen und Kleinstverbrauchern wie Werkzeugmaschinen oder Druckluftpistolen (BOGE KOMPRESSOREN 2012).

8.6.2. Druckluftverbraucher

Eine große Quelle für Energieverluste in Druckluftsystemen birgt die Tatsache, dass viele Druckluftverbraucher wie z.B. perkussive Werkzeuge (z.B. Bohrhämmer) die im Gas vorhandene Druckenergie nicht nutzen: Lediglich die kinetische Energie oder die Energie des Massenstroms (vgl. Kap. 5.3) wird nutzbar gemacht, sodass die Funktionsweise der einer hydraulischen Maschine ähnelt und die Luft den Verbraucher annähernd auf demselben Druckniveau wie am Eingang verlässt und keine Arbeit verrichtet.

Moderne Werkzeugmaschinen arbeiten z.T. mit interner Expansion, die meisten ähneln jedoch der Arbeitsweise hydraulischer Maschinen, die in etwas den gleichen Druck einlass- und auslassseitig aufweisen. Dies hat zwei Gründe: Möchte man eine einer hydraulischen Maschine äquivalente Leistungen an Druckluftwerkzeugen bekommen, müssten diese deutlich größer konstruiert werden. Ferner kühlt sich die Temperatur des Gases bei der Expansion deutlich ab, was bei Unterschreitung des Taupunktes zu Kondensation und somit zur Verstopfung von Düsen und Auslassventilen führen kann (Barber 1997, S. 132 f).

8.6.3. Verschiedenes

Eine Quelle für Druckverluste nach der Kompression stellen Filterelemente dar. Mit zunehmender Belastung nehmen die Druckverluste zu, in der Praxis sollten die Druckverluste an Filtern 30 mbar nicht überschreiten. Regelmäßige Wartung und Austausch zugesetzter Filter gewährleistet dies. Hesselbach (2012, S. 161) führt bzgl. der Wahl des Filters die präzise Faustformel: „So viel wie nötig, so wenig wie möglich“ an. Mit zunehmender Reinigungswirkung steigen die Druckverluste und somit der Energieaufwand des Kompressors an. Auch eine hinreichende Kondensatableitung sollte stets gewährleistet sein, da sonst verstärkte Rostablagerungen auftreten können, bis hin zu Fehlfunktion von pneumatischen Elementen (Hesselbach 2012, S. 162).

Ein Vergleich der verschiedenen Arten der Druckluftherzeugung (vgl. Kap. 3.2), lässt nach Yuan et al. (2006) den Schluss zu, dass lokale Erzeugung die energieeffizienteste Weise der Druckluftnutzung ist. Zentrale Druckluftnutzung schneidet dagegen am schlechtesten ab, da hier Verteilungsverluste eine große Rolle spielen.

Hesselbach (2012, S. 167) nennt einige weitere Maßnahmen energiesparenden Effekts. So können einzelne Absperrvorrichtungen, regelmäßiges Überprüfen und Austauschen von Dichtungen und Schläuchen sowie ausreichende Dimensionierung von Anschlussleitung zur Verminderung von Reibungsverlusten ebenfalls die Energiekosten senken.

8.7. Fazit

Mit der vorliegenden Arbeit wurden Grundlagen geschaffen, Kompressorstationen in ihrer Betriebsweise einer thermodynamischen Effizienzuntersuchung zu unterziehen. Möchte man ganze Druckluftsysteme einer Analyse zu unterziehen eignet sich z.B. eine Exergieanalyse sehr gut, um Verluste einzelner Komponenten zu quantifizieren. Die richtige Dimensionierung von Kompressoren und optimierte Betriebsweisen können erheblich dazu beitragen, Leerlaufverluste zu minimieren und die Fördermenge optimal an den Druckluftbedarf anzupassen. Regelmäßige Kontrollen der Leckagen können ungenutzt austretende Druckluft minimieren und regelmäßiger Filteraustausch verringert Druckverluste. Konzepte zur Abwärmenutzung sollten in Betracht gezogen werden, um die Energieeffizienz weiter zu steigern, insbesondere bei wassergekühlten Kompressoren kann sich dies lohnen, da hier die Abwärmemengen meist größer sind.

Literaturverzeichnis

- Bader, W. T.; Kissock, J. K. (2000): Exergy Analysis of Industrial Air Compression. Energy Systems Laboratory (<http://esl.tamu.edu>): Proceedings from the Twenty-second National Industrial Energy Technology Conference. Houston, TX, April 5-6, S. 89–98. Online verfügbar unter <http://hdl.handle.net/1969.1/90882>.
- Baehr, H.; Schwier, K. (1961): Die thermodynamischen Eigenschaften der Luft im Temperaturbereich von minus 210 Grad C und plus 1250 Grad C bis zu Drücken von 4500 bar. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer.
- Baehr, H. D.; Kabelac, S. (2012): Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen. 15. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer. Online verfügbar unter <http://link.springer.com/book/10.1007%2F978-3-642-24161-1>, zuletzt geprüft am 21.01.2016.
- Baeter, P. (2007): Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control. Berlin, Heidelberg: Springer.
- Barber, A. (1997): Pneumatic Handbook. 8. Aufl. New York: Elsevier.
- Bierbaum, U.; Hütter, J. (2004): Druckluft-Kompodium. 6. Aufl. Darmstadt: Hoppenstedt Bonnier Zeitschriften.
- BOGE (Hg.) (o. J.): Schraubenkompressoren der S-Baureihe. Datenblatt. Online verfügbar unter http://www.boge.com/de/artikel/download/pdf_brochure/Prospekt361_DE_S-3.pdf, zuletzt geprüft am 15.03.2016.
- BOGE (Hg.) (2011): druckluft kompodium. 8. Aufl. Darmstadt: Hoppenstedt.
- BOGE KOMPRESSOREN (2012): Kap. 7 : Druckluftbedarf. Online verfügbar unter <http://www.drucklufttechnik.de/>.
- Boldt, P.; Schikade, N.; Bredau, J.; Engler, W. (2013): Planung des effizienten Einsatzes von Druckluft im Karosseriebau. Hg. v. Green Carbody. Online verfügbar unter https://www.festo.com/net/SupportPortal/Files/327813/Greencar_Leitfaden_PDF_MD.pdf, zuletzt geprüft am 09.01.2016.
- Brower, W. (1990): Theory, tables, and data for compressible flow. New York, Washington, Philadelphia, London: Hemisphere Publishing.
- Çengel, Y. A.; Boles, M. A. (2006): Thermodynamics: An Engineering Approach. 5. Aufl. Boston: McGraw-Hill.
- Cerbe, G.; Wilhelms, G. (2008): Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen. 15. Aufl. München: Hanser.
- Cerbe, G.; Wilhelms, G. (2013): Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen. 17. Aufl. München: Hanser.

Chadwick, T.; Brady, P. (1957): New design concepts for high pressure pneumatic systems. Proc 13th Nat Conf on Fluid Power, 1957. Online verfügbar unter <http://nfpa.com>, S. 232-251.

CompAir (Hg.) (o. J.): V-Major, V-Compact Reciprocating Compressors. Infobroschüre. Online verfügbar unter http://www.oilfreecompressors.net/Products_and_Technologies/Compressor_Selector.asp?model=VMHD1000&air=29.4+to+29.9&motor=250+to+315&Pressure=14+to+20.5&Speed=590§ion=detail&id=562&Pressureunits=Bar%20g&MinPressure=10.5&Flowunits=m3/min&Powerunits=kW, zuletzt geprüft am 19.03.2016.

Europäisches Parlament und Europäischer Rat (2012): Richtlinie 2012/27/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 25. Oktober 2012 zur Energieeffizienz, zur Änderung der Richtlinien 2009/125/EG und 2010/30/EU und zur Aufhebung der Richtlinien 2004/8/EG und 2006/32/EG. In: Amtsblatt der Europäischen Union Nr. L 315, 1. Online verfügbar unter <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32012L0027&from=EN>, zuletzt geprüft am 11.01.2016.

Falk, G.; Ruppel, W. (1976): Energie und Entropie: Eine Einführung in die Thermodynamik. Berlin, Heidelberg: Springer.

Feldmann, K.-H.: Das optimale Druckluftnetz. In: Optimale Druckluftverteilung. So spart man Energie und Kosten in Druckluftverteilungsnetzen. 2. Auflage, Renningen: expert, S. 1–72.

Fernandez, R.; Woods, R. L. (2000): The Use of Helium Gas for High-Performance Servopneumatics. In: *National Fluid Power Association - Technical Paper Series 1*. Online verfügbar unter http://www.nfpa.com/tech_papers/2000/i00-12_1.pdf, zuletzt geprüft am 21.01.2016.

Frauenhofer ISI (Hg.) (2003): Kampagne "Druckluft effizient" - Abschlussbericht. Karlsruhe. Online verfügbar unter <http://www.druckluft-effizient.de/downloads/fakten/fakten-00-09.pdf>, zuletzt geprüft am 12.03.2016.

Gonser, J.; ARGUS e.V. (2000): Umweltschutz in der Kunststoffverarbeitung. Hg. v. Senatsverwaltung für Stadtentwicklung Berlin. Online verfügbar unter <http://www.laws.de/LAWSCMS/images/stories/LAWS/kunststoff.pdf>, zuletzt geprüft am 12.02.2016.

Grabow, G. (2002): Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen-Pumpen und Verdichter. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 67 (3), S. 100–106. DOI: 10.1007/s10010-002-0084-1.

Gregorzewski, A. (2013): Formelsammlung zur Vorlesung Thermodynamik. HAW Hamburg.

Groth, K. (1995): Grundzüge des Kolbenmaschinenbaus II : Kompressoren. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg.

Hager, M. (2002): Druckluft-Bilanzierung: Probleme lösen ist wichtig, Probleme erkennen entscheidend: Druckluft: Erzeugung, Aufbereitung, Verteilung, Anwendung und Planung. Veitshöheim, 23./24. April 2002. Düsseldorf: VDI (1681), S. 49–53.

Hesselbach, J. (2012): Energie- und klimateffiziente Produktion: Grundlagen, Leitlinien und Praxisbeispiele. Wiesbaden: Vieweg + Teubner.

Hirzel, S. (2015): Analyse und Bewertung industrieller Energieeffizienzmaßnahmen: Ein multikriterieller Ansatz für Gruppenentscheidungen unter Unsicherheit dargestellt am Beispiel von Druckluftsystemen. Düsseldorf: VDI (Fortschritt-Berichte, Reihe 15, Nr. 257).

Ilmberger, F.; Seyfried, F. (1994): Druckluftversorgungskonzepte für Industriebetriebe. In: *Brennstoff, Wärme, Kraft (BWK)* 46 (9), S. 398–401.

Ing. Enea Mattei SpA (Hg.) (o. J.): Product Information, Series MAXIMA 30 - 160 kW. Datenblatt. Online verfügbar unter http://www.kompressorikeskus.ee/wp-content/uploads/2013/04/Maxima_EN.pdf, zuletzt geprüft am 15.03.2016.

International Energy Agency (Hg.) (2009): Energy Technology Transitions for Industry: Strategies for the Next Industrial Revolution. Paris: OECD/IEA. Online verfügbar unter <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/industry2009.pdf>, zuletzt geprüft am 09.02.2016.

Janicki, M. (2007): Modellierung und Simulation von Rotationsverdrängermaschinen. Dissertationsschrift. Universität. Dortmund. Fakultät Maschinenbau. Online verfügbar unter <http://eldorado.tu-dortmund.de:8080/bitstream/2003/24935/1/Diss.pdf>, zuletzt geprüft am 09.02.2016.

Kalide, W.; Sigloch, H. (2010): Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen: Kolbenmaschinen - Strömungsmaschinen - Kraftwerke. München: Hanser.

Mousavi, S.; Kara, S.; Kornfeld, B. (2014): Energy Efficiency of Compressed Air Systems. In: *Procedia CIRP* 15, S. 313–318. DOI: 10.1016/j.procir.2014.06.026.

ÖKOTEC Energiemanagement GmbH (2014a): Firmeninterne Bildquelle.

ÖKOTEC Energiemanagement GmbH (2014b): Kennzahlen-Katalog für eine Auswahl von Querschnittstechnologien. Berlin.

Radgen, P; Jochem, E; Fraunhofer-Institut für Systemtechnik und Innovationsforschung (Hg.) (1999): Energie effizient nutzen - Schwerpunkt Strom. Modellvorhaben und Fachartikel. Karlsruhe: ISI.

Radgen, P.; Blaustein, E. (2001): Compressed Air Systems in the European Union: Energy, Emissions, Savings Potential and Policy Actions. Stuttgart: LOG X. Online verfügbar unter <http://www.isi.fraunhofer.de/isi-wAssets/docs/x/de/publikationen/c-air/web-version.pdf>, zuletzt geprüft am 11.01.2016.

Ruppelt, Erwin (Hg.) (2003): Druckluft Handbuch. 4. Aufl. Essen: Vulkan.

Saidur, R.; Rahim, N. A.; Hasanuzzaman, M. (2010): A review on compressed-air energy use and energy savings. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (4), S. 1135–1153. DOI: 10.1016/j.rser.2009.11.013.

Statista (2016): Industrie - Strompreis (inkl. Stromsteuer) in Deutschland in den Jahren 1998 bis 2015. Online verfügbar unter <http://de.statista.com/statistik/daten/studie/252029/umfrage/industriestrompreise-inkl-stromsteuer-in-deutschland/>.

Norm DIN 1945 Teil1, Nov 1980: Verdrängerkompressoren: Thermodynamische Abnahme- und Leistungsversuche. Berlin: Beuth.

Yuan, C.; Zhang, T.; Rangarajan, A.; Dornfeld, D.; Ziemba, B.; Whitbeck, R. (2006): A Decision-Based Analysis of Compressed Air Usage Patterns in Automotive Manufacturing. In: *Journal of Manufacturing Systems* 25 (4), S. 293–300. Online verfügbar unter <http://escholarship.org/uc/item/0330g886>, zuletzt geprüft am 09.02.2016.

Anhang

Berechnung des Dampfmassenanteils in gesättigter Luft

$$\frac{m_L}{m_D} = \frac{\frac{p_L \cdot V_L}{R_L \cdot T_L}}{\frac{p_D \cdot V_D}{R_D \cdot T_D}} \quad (35)$$

Mit $V_L = V_D$ und $T_L = T_D$ folgt:

$$\frac{m_L}{m_D} = \frac{p_L \cdot R_D}{p_D \cdot R_L} \quad (36)$$

Mit $p_L = p_{abs} - p_D$ und $p_D = \phi \cdot p_{ds}$ folgt:

$$\frac{m_L}{m_D} = \frac{(p_{abs} - \phi \cdot p_{ds}) \cdot R_D}{\phi \cdot p_{ds} \cdot R_L} \quad (37)$$

Der Sättigungsdampfdruck ist abhängig von der Temperatur und berechnet sich zu:

$$p_{ds}(t) = 1,332 \cdot 10^{\left(\frac{-1750,268}{(t+235)} + 8,1077\right)} \text{ (Gregorzewski 2013)} \quad (38)$$

Für 25°C und $p_{abs}=1\text{bar}$ berechnet sich der Sättigungsdampfdruck zu:

$$p_{ds}(t) = 1,332 \cdot 10^{\left(\frac{-1750,268}{(25+235)} + 8,1077\right)} = 31,65 \text{ mbar} \quad (39)$$

Eingesetzt in Gleichung (37) ergibt sich das Verhältnis von Luftmasse zu Dampfmasse für $t=25^\circ\text{C}$, $p_{abs}=1\text{bar}$ und $\phi = 1$ (gesättigte Luft) zu:

$$\frac{m_L}{m_D} = \frac{(p_{abs} - \phi \cdot p_{ds}) \cdot R_D}{\phi \cdot p_{ds} \cdot R_L} = \frac{(1000 - 1 \cdot 31,65) \text{ mbar} \cdot 0,4615 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{1 \cdot 31,65 \text{ mbar} \cdot 0,2871 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}} = 49,20 \quad (40)$$

In gesättigter Luft zu obigen Parametern beträgt das Verhältnis von Luftmasse zu Wasserdampfmasse folglich ca. 49/1.

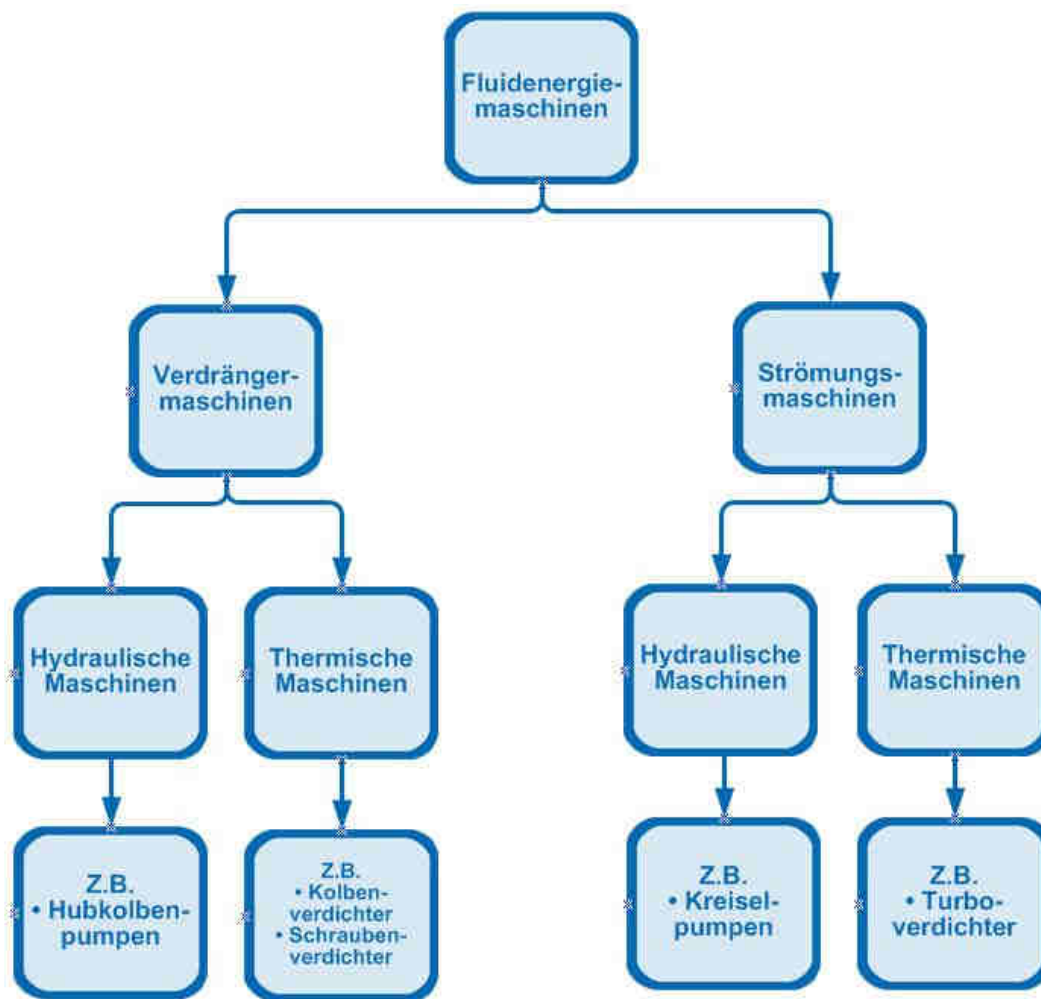


Abb. 51 : Ausschnittsweise Kategorisierung von Fluidenergiemaschinen

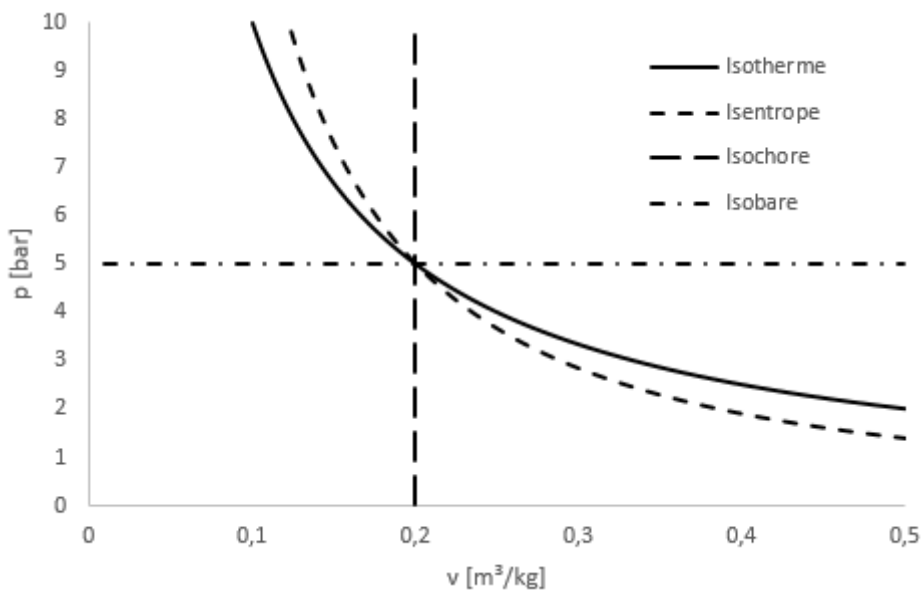


Abb. 52 : Isotherme, Isentrop, Isobare und Isochore Zustandsänderung im Vergleich

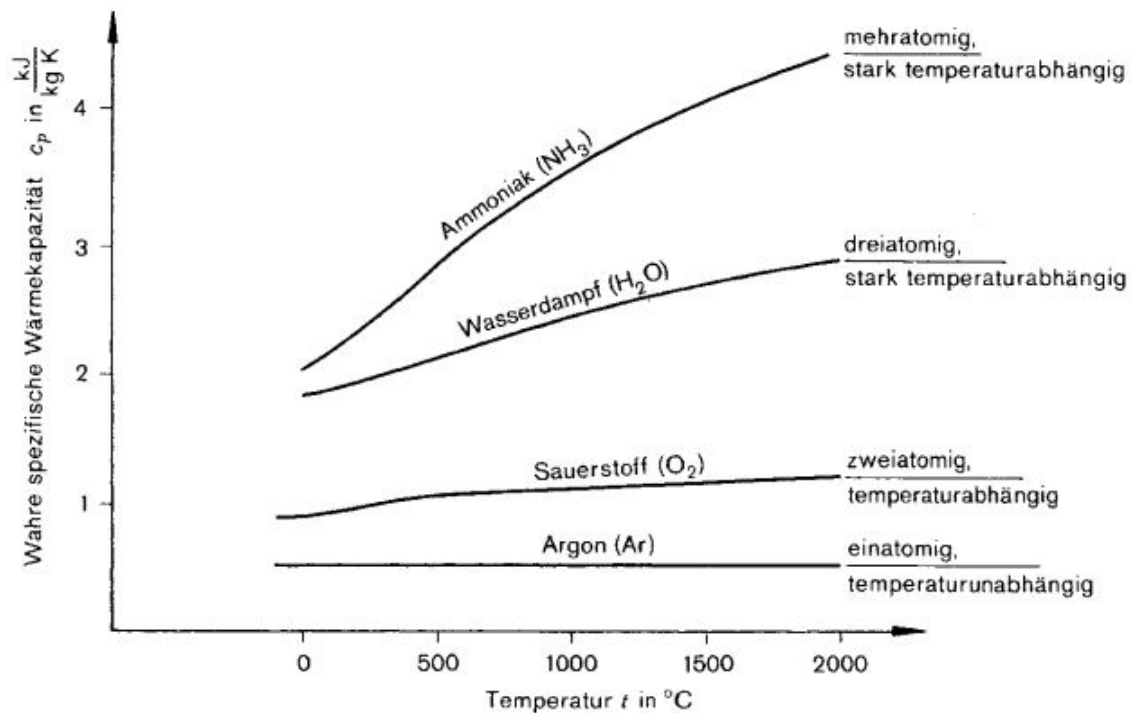


Abb. 53: Temperaturabhängigkeit der Spezifischen Wärmekapazität c_p einiger Gase (Cerbe und Wilhelms 2013, S. 75)

Massenanteil der zweiatomigen Gase Stickstoff und Sauerstoff in trockener Luft

Tabelle 7: Massenanteil der zweiatomigen Gase Stickstoff und Sauerstoff in trockener Luft

Komponente	Volumenanteil φ_i [%] ²¹	Molare Masse M [g/mol] ²¹	Massenanteil w_i [%]
O ₂	20,90	32	23,09
N ₂	78,13	28	75,51
O ₂ +N ₂	99,03	-	98,60

Der Massenanteil einer Komponente i wurde berechnet zu:

$$w_i = \frac{M_i}{M_L} \cdot \varphi_i \quad (41)$$

mit der durchschnittlichen Molaren Masse trockener Luft von $M_L=28,968 \text{ g/mol}^{21}$.

²¹ Ruppelt 2003, S. 18

Umrechnung Normvolumenstrom

Die Umrechnung eines beliebigen, gemessenen Volumenstroms in den Normvolumenstrom erfolgt gemäß der Gasgleichung:

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho = \dot{V}_N \cdot \rho_N$$

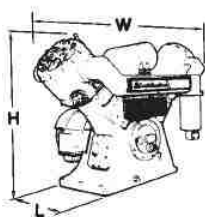
mit $\rho = \frac{p}{R \cdot T}$ folgt für obige Gl.:

$$\dot{V}_N = \dot{V} \cdot \frac{\rho}{\rho_R} = \dot{V} \cdot \frac{p}{p_R} \cdot \frac{T_N}{T} \quad (42)$$

Ein gemessener Volumenstrom kann demnach bei Kenntnis der ausgangsseitigen Temperatur und des Drucks problemlos in einen Normvolumenstrom überführt werden. Zu beachten gilt es, dass Normvolumenstrom finalursächlich nur vom (konstanten) Massenstrom abhängig ist, nicht jedoch von Druck und Temperatur nach Verdichtung. Es gilt:

$$\dot{V}_R = \dot{V} \cdot \frac{p}{p_R} \cdot \frac{T_R}{T} = \frac{\dot{m} \cdot R_L \cdot T}{p} \cdot \frac{p}{p_R} \cdot \frac{T_R}{T} = \frac{\dot{m} \cdot T_R \cdot R_L}{p_R} \quad (43)$$

Auszug aus Datenblatt der CompAir V-Major Serie



Model	Speed	14.0 bar g				17.5 bar g				20.5 bar g			
		m³/min	kW	cfm	hp	m³/min	kW	cfm	hp	m³/min	kW	cfm	hp
VMHD500	735 rpm	15.5	103	549	138	15.3	111	539	149	15.1	118	535	158
VMHD750	590 rpm	22.6	168	798	225	22.3	178	778	239	22	184	779	247
VMHD1000	590 rpm	29.9	212	1058	284	29.7	228	1050	306	29.4	243	1038	326

Abb. 54 : Die Modelle VMHD 750 sowie VMHD 1000 kommen im 12bar-Druckluftsystem zum Einsatz

Liefermenge im stationären Zustand

83479	01.09.2015 23:04	01.09.2015 23:05	22,41	15,1	1,0173	288,2	119734	27.09.2015 03:19	27.09.2015 03:20	10,7	1,0261	283,8
83480	01.09.2015 23:05	01.09.2015 23:06	22,45	15,1	1,0173	288,2	119735	27.09.2015 03:20	27.09.2015 03:21	10,7	1,0261	283,8
83481	01.09.2015 23:06	01.09.2015 23:07	22,48	15,1	1,0173	288,2	119736	27.09.2015 03:21	27.09.2015 03:22	10,7	1,0261	283,8
83482	01.09.2015 23:07	01.09.2015 23:08	22,28	15,1	1,0173	288,2	119737	27.09.2015 03:22	27.09.2015 03:23	6,21	1,0261	283,8
83483	01.09.2015 23:08	01.09.2015 23:09	22,22	15,1	1,0173	288,2	119738	27.09.2015 03:23	27.09.2015 03:24	12,57	1,0261	283,8
83484	01.09.2015 23:09	01.09.2015 23:10	22,19	15,1	1,0173	288,2	119739	27.09.2015 03:24	27.09.2015 03:25	12,65	1,0261	283,8
83485	01.09.2015 23:10	01.09.2015 23:11	22,08	15,1	1,0173	288,2	119740	27.09.2015 03:25	27.09.2015 03:26	12,57	1,0261	283,8
83486	01.09.2015 23:11	01.09.2015 23:12	22,07	15,1	1,0173	288,2	119741	27.09.2015 03:26	27.09.2015 03:27	12,54	1,0261	283,8
83487	01.09.2015 23:12	01.09.2015 23:13	21,98	15,1	1,0173	288,2	119742	27.09.2015 03:27	27.09.2015 03:28	12,58	1,0261	283,8
83488	01.09.2015 23:13	01.09.2015 23:14	22,02	15,1	1,0173	288,2	119743	27.09.2015 03:28	27.09.2015 03:29	12,58	1,0261	283,8
83489	01.09.2015 23:14	01.09.2015 23:15	22,16	15,1	1,0173	288,2	119744	27.09.2015 03:29	27.09.2015 03:30	12,55	1,0261	283,8
83490	01.09.2015 23:15	01.09.2015 23:16	22,38	15,1	1,0173	288,2	119745	27.09.2015 03:30	27.09.2015 03:31	12,56	1,0261	283,8
83491	01.09.2015 23:16	01.09.2015 23:17	22,53	15,1	1,0173	288,2	119746	27.09.2015 03:31	27.09.2015 03:32	12,51	1,0261	283,8
83492	01.09.2015 23:17	01.09.2015 23:18	22,55	15,1	1,0173	288,2	119747	27.09.2015 03:32	27.09.2015 03:33	12,47	1,0261	283,8
83493	01.09.2015 23:18	01.09.2015 23:19	22,53	15,1	1,0173	288,2	119748	27.09.2015 03:33	27.09.2015 03:34	12,47	1,0261	283,8
83494	01.09.2015 23:19	01.09.2015 23:20	22,52	15,1	1,0173	288,2	119749	27.09.2015 03:34	27.09.2015 03:35	12,49	1,0261	283,8
83495	01.09.2015 23:20	01.09.2015 23:21	22,61	15,1	1,0173	288,2	119750	27.09.2015 03:35	27.09.2015 03:36	12,50	1,0261	283,8
83496	01.09.2015 23:21	01.09.2015 23:22	22,69	15,1	1,0173	288,2	119751	27.09.2015 03:36	27.09.2015 03:37	12,51	1,0261	283,8
83497	01.09.2015 23:22	01.09.2015 23:23	22,74	15,1	1,0173	288,2	119752	27.09.2015 03:37	27.09.2015 03:38	12,52	1,0261	283,8
83498	01.09.2015 23:23	01.09.2015 23:24	22,78	15,1	1,0173	288,2	119753	27.09.2015 03:38	27.09.2015 03:39	12,50	1,0261	283,8
83499	01.09.2015 23:24	01.09.2015 23:25	22,56	15,1	1,0173	288,2	119754	27.09.2015 03:39	27.09.2015 03:40	12,52	1,0261	283,8
83500	01.09.2015 23:25	01.09.2015 23:26	22,53	15,1	1,0173	288,2	119755	27.09.2015 03:40	27.09.2015 03:41	6,27	1,0261	283,8
83501	01.09.2015 23:26	01.09.2015 23:27	22,68	15,1	1,0173	288,2	119756	27.09.2015 03:41	27.09.2015 03:42	10,7	1,0261	283,8
83502	01.09.2015 23:27	01.09.2015 23:28	22,63	15,1	1,0173	288,2	119757	27.09.2015 03:42	27.09.2015 03:43	10,7	1,0261	283,8
83503	01.09.2015 23:28	01.09.2015 23:29	22,55	15,1	1,0173	288,2						
83504	01.09.2015 23:29	01.09.2015 23:30	22,44	15,1	1,0173	288,2						
83505	01.09.2015 23:30	01.09.2015 23:31	22,48	15,1	1,0173	288,2						
83506	01.09.2015 23:31	01.09.2015 23:32	22,55	15,1	1,0173	288,2						
83507	01.09.2015 23:32	01.09.2015 23:33	22,54	15,1	1,0173	288,2						
83508	01.09.2015 23:33	01.09.2015 23:34	22,51	15,1	1,0173	288,2						
83509	01.09.2015 23:34	01.09.2015 23:35	22,52	15,1	1,0173	288,2						

Abb. 55 : Volumenströme (rot umrandet) zweier Zeitreihen von K10 (links) und K14 (rechts); bei K14 ist der Unterschied zwischen stationärem Zustand und Schaltvorgängen gut zu erkennen

Berechnung zum Leistungsbedarf bei zweistufiger Verdichtung

Die grafische Übersicht in Kap. 8.3 wurde anhand folgender Originalbildquelle erstellt:

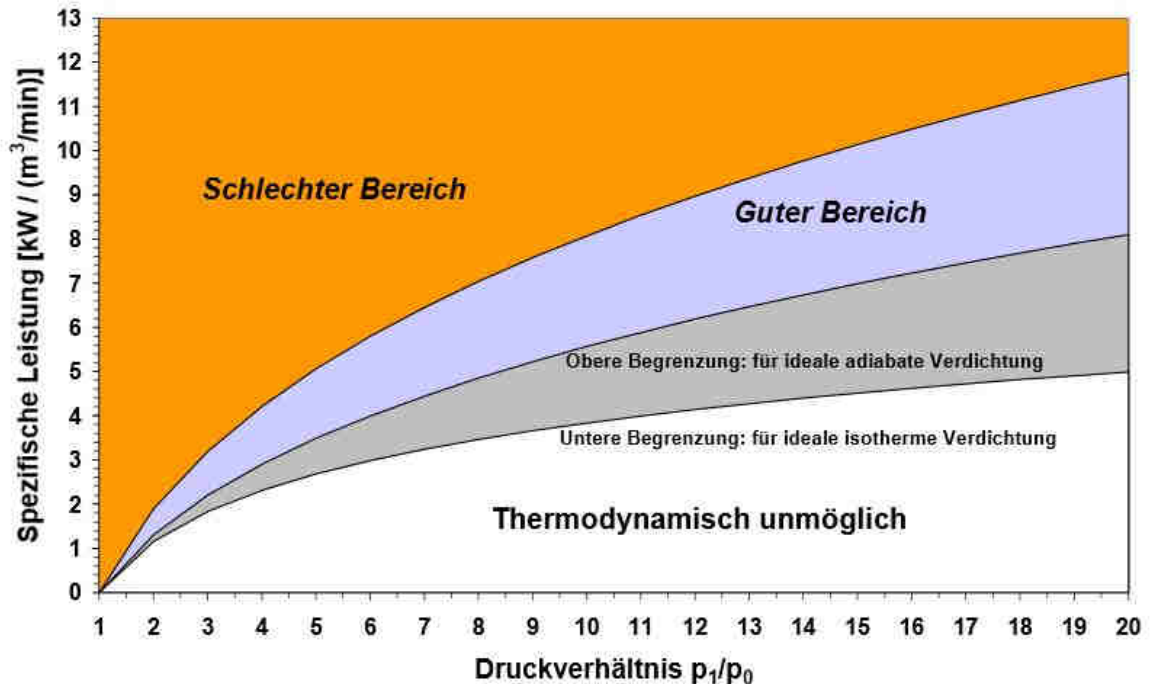


Abb. 56 : spez. Leistungsbedarf in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (Frauenhofer ISI 2003, S. 8)

Prämisse ist eine zweistufige Verdichtung mit isobarer Zwischenkühlung gewesen, wobei die Druckverhältnisse der jeweiligen Verdichterstufen äquivalent sein soll. Die jeweiligen Verdichterstufen sind isentrop berechnet worden. Mit einem Wertebereich von $p_4 \in [1; 15]$, der Eingangstemperatur $T_1 = 20^\circ\text{C}$, dem Anfangsdruck $p_1 = 1\text{bar}$, dem Druck nach der ersten Verdichterstufe $p_2 = p_3$ (Eingangsdruck der zweiten Verdichtertufe) und dem Enddruck p_4 wurde die isotherme und die isentrope spezifische Leistung wie folgt berechnet:

$$\frac{\dot{W}_{t12,ith}}{\dot{V}} = \frac{R_L \cdot T \cdot \ln \frac{p_4}{p_1} \cdot \rho_R}{60} \quad \text{in} \quad \left[\frac{\text{kW}}{\frac{\text{Nm}^3}{\text{min}}} \right]$$

Druckverhältnis der Verdichterstufen der jeweiligen Elemente des Wertebereichs:

$$\pi = \sqrt{\frac{p_4}{p_1}}$$

Damit berechnen sich T_{2s} und T_{4s} wie folgt:

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Die abgeführte Kühlmenge in der Zwischenkühlung wurde mit 90 % angesetzt, sodass:

$$T_3 = T_1 + (T_{2s} - T_1) \cdot 0,1$$

$$T_{4s} = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Damit folgt für die zweistufige isentrope technische Arbeit:

$$\dot{W}_{t14,s} = \dot{W}_{t12,s} + \dot{W}_{t34,s} = \frac{(c_{pL} \cdot (T_{2s} - T_1) + c_{pL} \cdot (T_{4s} - T_3)) \cdot \rho_R}{60}$$

Der Grenzverlauf des guten in den schlechten Bereich wurde gem. der Studie mit

1,45 % $\cdot \dot{W}_{t14,s}$ angesetzt.

Selbsterklärung

Ich versichere hiermit, dass ich diese Arbeit selbstständig angefertigt, nicht anderweitig für Prüfungszwecke vorgelegt, alle verwendeten Quellen und Hilfsmittel angegeben, sowie wörtliche und sinngemäße Zitate gekennzeichnet habe.