

Regelungskonzepte und deren Einfluß auf den Gesamtwirkungsgrad und die Betriebssicherheit der Anlage

Prof. Dr. **G. Benes**, Eschborn

Zusammenfassung

Die Regelung einer Schraubenverdichteranlage beeinflußt die Gesamtwirtschaftlichkeit der von ihr durchgeführten Gasförderung. Die Wahl der Regelungsart, ihre technische Konzeption und die Wahl der einzelnen Bauteile ist nicht nur für den Wirkungsgrad der Anlage im Teillastbereich entscheidend, sondern auch für ihre Betriebssicherheit.

Eine Untersuchung des instationären Betriebes einer Verdichteranlage gibt Hinweise auf die Ursache der Brandentstehung im Luft/Öl-System.

Résumé

The regulation of a screw compressor has got an influence on the overall profitability of its gas output. Choosing the way of regulation, its technical conception as well as the different component parts is not only decisive for the unit's efficiency during part load operation but also for its safety in operation.

Tests of the instationary operation of a compressor unit give indications of the reason leading to combustions within the air/oil-system.

1. Einleitung

Die vielseitige Anwendung des Schraubenverdichters belegt seine Vorteile auf einer breiten Basis. Die Aufgabe der Förderung eines verdichteten Gases unter dem Aspekt der Wirtschaftlichkeit und Sicherheit wird weitgehend erfüllt. Dennoch weist der Schraubenverdichter auch heute noch ein nicht erschöpftes Entwicklungspotential auf.

Die Wirtschaftlichkeit einer Verdichteranlage wird unter anderem vorwiegend nach dem Gesamtwirkungsgrad im Auslegungspunkt und ihrem Teillastverhalten beurteilt. In vielen Anwendungsfällen besteht ein unstetiger Bedarf an Fördervolumen und somit tritt das Teillastverhalten in den Vordergrund.

Die Forderung nach einer maximalen Betriebssicherheit ist selbstverständlich und in den gesetzlichen Vorschriften verankert. Die hohe Innovation in Forschung und Entwicklung weist auch weitere Schritte zur Erhöhung der Betriebssicherheit auf.

2. Regelungsarten

Die Regelung einer Verdichteranlage hat die Aufgabe, den geförderten Volumenstrom dem augenblicklichen Bedarf des Verbrauchers möglichst verlustarm anzupassen.

Der Schraubenverdichter bietet mehrere Grundmöglichkeiten an, die untereinander kombiniert und in verschiedenen konstruktiven Ausführungen zu einer Vielzahl von Regelungssystemen führen.

2.1 Stufenlose Drehzahlregelung

Als volumetrische Maschine kann der Schraubenverdichter über die Drehzahl verlustfrei geregelt werden. Als reine Drehzahlregelung fand sie bislang nur in sehr begrenztem Maße den Eingang. Der Grund dafür lag bei den Elektroantrieben an den sehr hohen Anschaffungskosten für drehzahlgesteuerte E-Motoren. Die Kostenentwicklung bei der elektronischen Drehzahlregelung läßt auf einen absehbaren Einzug der stufenlosen Drehzahlregelung bei Elektroantrieben hoffen. Eine Kostenanalyse /1/ ergab je nach Antriebsart, Leistungsgröße und Anwendungsfall einen Amortisationszeitraum von 1 - 3 Jahren.

Der Einsatz von stufenlosen Getrieben wurde aus wirtschaftlichen Gründen bisher nicht serienmäßig realisiert.

Bei Verbrennungsmotoren ist die stufenlose Drehzahlregelung kombiniert mit einer Drosselregelung die häufigste Regelungsart (Kap. 2.4).

2.2 Drosselregelung

Eine auf der Saugseite des Verdichters angeordnete, stufenlos einstellbare Drossel verändert den angesaugten Volumenstrom in Abhängigkeit von der Luftentnahme. Als Steuergröße dient die Druckänderung im Netz, die durch einen Proportionalregler als entsprechendes Steuersignal an das Stellglied der Saugdrossel weitergeleitet wird (Abb. 1).

Ein Vergleich der stufenlosen Drehzahlregelung mit der Drosselregelung zeigt, in welchem Maße die Drosselregelung unwirtschaftlich arbeitet. Der Wirkungsgrad des Antriebes wurde nicht berücksichtigt (Abb. 2).

2.3 Last/Leerlauf- (Aussetz-) Regelung

Wegen der schlechten Wirtschaftlichkeit des Drosselbetriebes ist die häufigste Regelungsart bei Verdichteranlagen mit nicht regelbarer Antriebsdrehzahl die Aussetzregelung (Abb. 3).

Die Anlage wird entweder bei Nennlast oder im Leerlauf ohne Förderung betrieben. Bei stark herabgesetztem Verdichtungsenddruck ist auch eine niedrige Leistungsaufnahme zu verzeichnen (Abb. 4). Der Netzdruck schwankt im Bereich von ca. 0,5 bar.

Bei einer längeren Förderpause wird die Maschine automatisch stillgelegt. Das Abschalten des Verdichters ist durch die zulässige Schalalthäufigkeit der E-Motoren begrenzt.

2.4 Saugdrossel- und Drehzahlregelung

Die Kombination der beiden richtig aufeinander abgestimmten Regelungsarten führt zu der wirtschaftlichsten Regelungsart (Abb. 5). Der Proportionalregler steuert über die Stellglieder die Antriebsdrehzahl und das Drosselorgan. Eine Drosselung muß wegen der Begrenzung der unteren Verdichterdrehzahl bzw. wegen der Leerlaufdrehzahl der Verbrennungsmotoren durchgeführt werden.

In Abb. 6 ist der Verlauf des Volumenstromes in Abhängigkeit von der Dieselmotordrehzahl aufgezeichnet. Bei gleichzeitiger Änderung der Motordrehzahl und Drosselung ist ein stetiger, fast linearer Verlauf erkennbar. Bei einer sequentiellen Abstimmung erfolgt zunächst die Regelung über die Drehzahl. Nach Erreichen der unteren Grenzdrehzahl setzt die Drosselung ein. Der Vergleich des Kraftstoffverbrauches eines Dieselmotors wurde für beide Fälle in Abb. 7 dargestellt. Im mittleren Förderbereich wurde eine

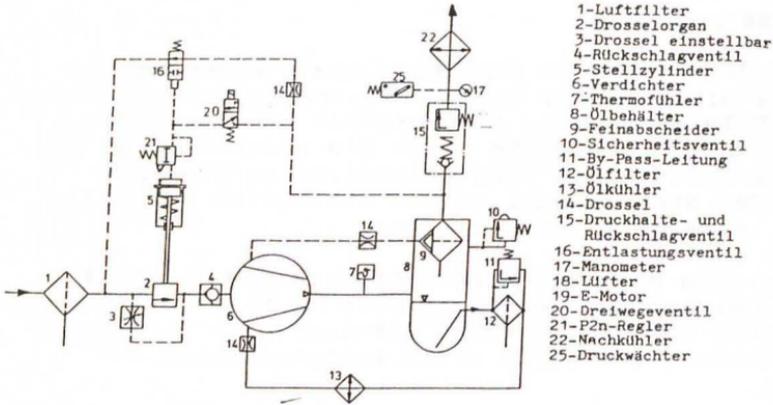


Abb. 1 Saugdrosselregelung mit saugseitigem Rückschlagventil /2/

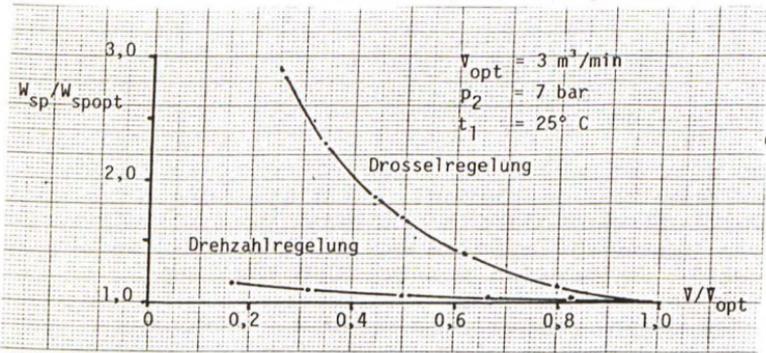


Abb. 2 Vergleich der volumenspezifischen Arbeit zwischen der Drossel- und Drehzahlregelung

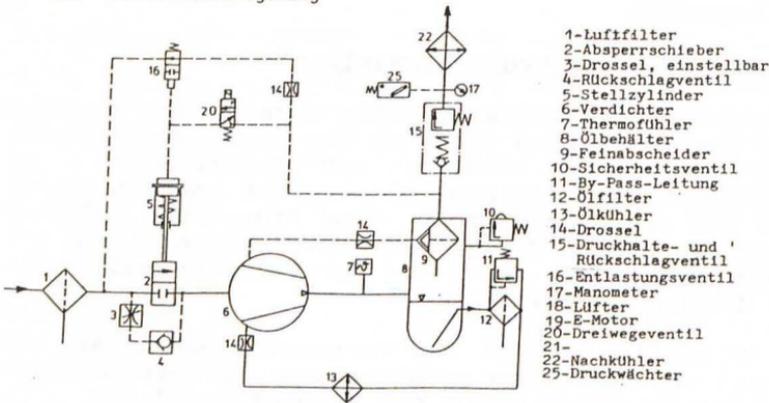


Abb. 3 Last/Leerlauf-Regelung /2/

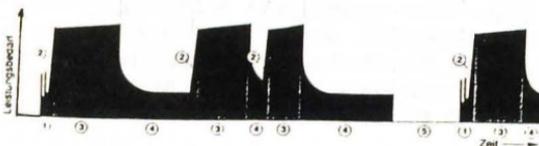


Abb. 4

Aussetzbetrieb /3/

Kraftstoffersparnis von bis zu 30 % erreicht. Die Senkung der Antriebsdrehzahl im Regelbereich führte auch zu einem verminderten Schallpegel.

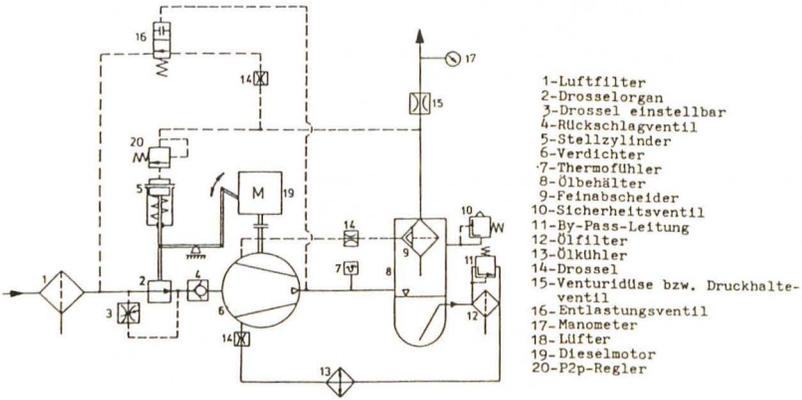


Abb. 5 Saugdrossel- und Drehzahlregelung mit saugseitigem Rückschlagventil /2/

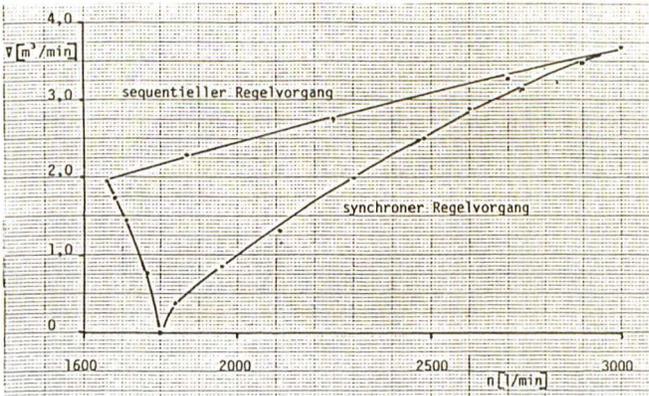


Abb. 6 Volumenstromcharakteristik beim sequentiellen und synchronen Regelvorgang

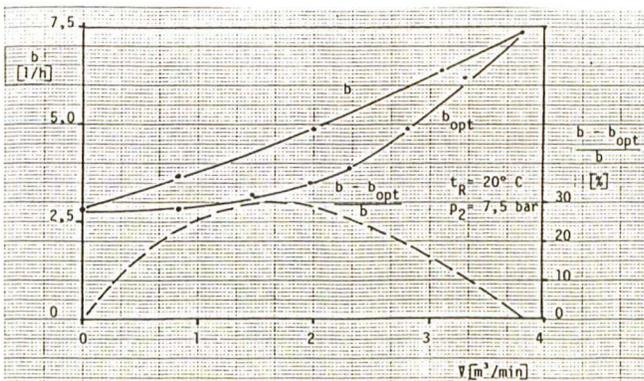


Abb. 7 Vergleich des Kraftstoffverbrauches bei der synchr. und sequent. Regelung

2.5 Regelung des inneren Volumen-/Druckverhältnisses

Durch einen Schieber /4/ bzw. zwei Schieber /5/ wird das innere Druckverhältnis bzw. Volumenverhältnis stetig verändert. So können Leistungsverluste infolge der Über- oder Unterverdichtung vermindert bzw. der Volumenstrom geregelt werden.

3. Drosselorgane

Der Drosselvorgang kann mit jeder beliebigen Drossel durchgeführt werden. Konstruktiv finden die drei folgenden Drosselorgane am häufigsten Anwendung.

3.1 Drosselklappe

Durch ihre Bauform verursacht sie geringe Strömungsverluste in voll geöffneter Stellung und benötigt auch geringe Stellkräfte. Für Regelungssysteme mit einem dichten Saugstutzen werden nach dem neuesten Entwicklungsstand Saugregelventile mit integriertem Rückschlagventil und Stellzylinder verwendet (Abb. 8).

3.2 Kugelhahn

Kugelhähne weisen in voll geöffnetem Zustand keinen Druckverlust auf und sind nach dem Schließen absolut dicht. Durch eine Zusatzdüse kann für die Erhaltung der Schmierung im Leerlauf die genaue Leckage definiert werden. Die Stellkräfte liegen um einiges höher als bei der Drosselklappe und weisen eine relativ große Streuung auf (Abb. 9).

3.3 Drosselkegel

Der kegelig ausgeführte Kolben mit einer Dichtfläche führt zu einer sehr guten Regelcharakteristik. Die höheren Stellkräfte sind aber genau definierbar, so daß eine genaue Abstimmung erfolgen kann. In Abb. 10 ist eine multifunktionale Saugdrosselregelung mit integrierter Rückschlagfunktion dargestellt.

Bei der Abstimmung des Drosselorgans an das restliche System spielen die Drosselcharakteristik, der Stellweg und die Stellkraft eine wichtige Rolle. Der Vergleich der drei Drosselorgane (Abb. 11) zeigt eine vorteilhafte Charakteristik des Drosselkegels. Ein flacher Verlauf bedeutet größere Stellwege und somit eine genauere Einstellung.

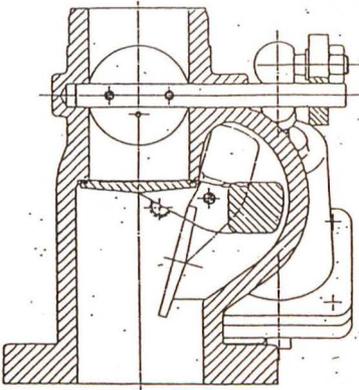


Abb. 8 Drosselklappe mit integriertem Rückschlagventil /3/

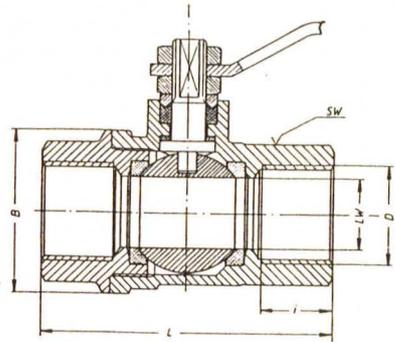


Abb. 9 Kugelhahn

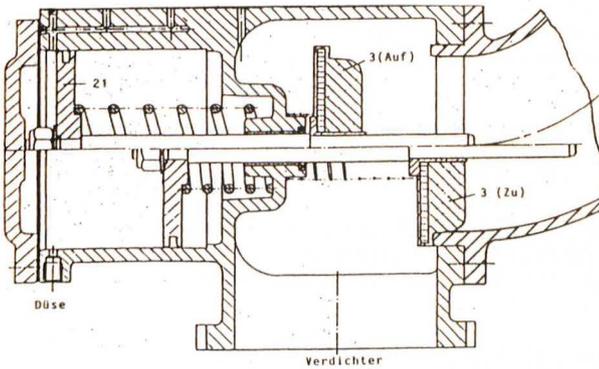


Abb. 10 Saugdrosselregelung mit integrierter Rückschlagfunktion /6/

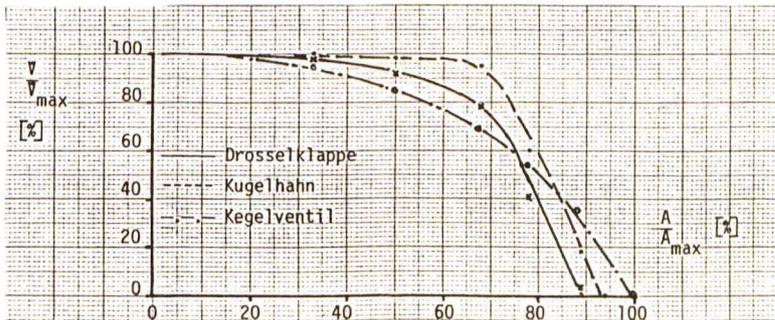


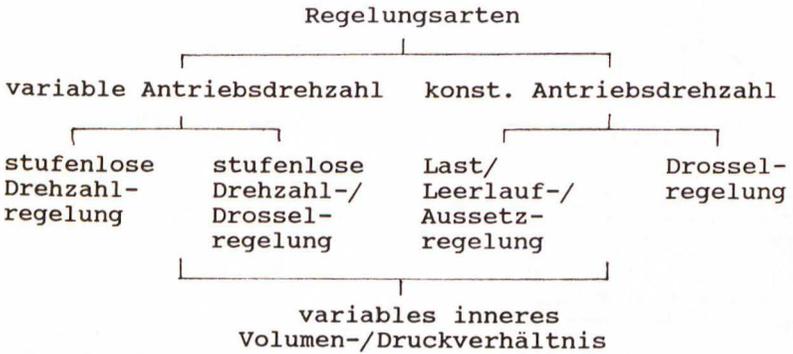
Abb. 11 Vergleich verschiedener Saugdrosselorgane /2/

4. Einfluß der Regelung auf die Betriebssicherheit

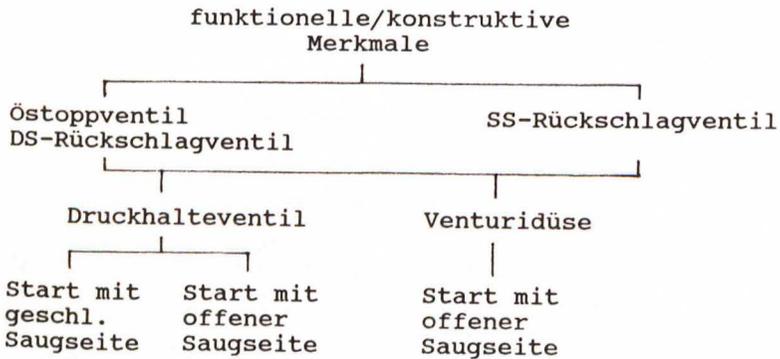
Folgende Betrachtungen beschränken sich auf druckluf-ferzeugende, öleingespritzte Schraubenverdichter. Es wird nur der Bereich der Betriebssicherheit betrachtet, der sich mit einer Brandentstehung im Luft-/Ölssystem ohne offensichtliche Zündquellen, wie z. B. angelaufene Läufer, beschäftigt.

4.1 Regelungsmerkmale

Bei der Konzeption einer Regelung wird zunächst nach den in Kap. 2 beschriebenen Arten unterschieden.



Zusätzliche Merkmale stellen die Anforderungen seitens des Antriebes, des Verbrauchers, der Betriebssicherheit und der verwendeten Bauteile.



4.2 Verlauf der Verdichtungsendtemperatur im instationären Betrieb

Die in Kap. 4.1 aufgeführten Merkmale führen in der Start- bzw. Regelungsphase zu einem unterschiedlichen Verlauf der instationären Vorgänge in der Verdichtungsanlage.

Da die Verdichtungsendtemperatur für die Betriebssicherheit ausschlaggebend ist, wird auf Angabe der anderen Parameterverläufe verzichtet und die Ergebnisse werden nur in ausgewähltem Umfang wiedergegeben /2/.

4.2.1 Regelungsphase

Last/Leerlauf-Regelung

Beim Versuch mit der Regelung nach Abb. 12 wurde während des Umschaltvorganges der in Abb. 13 und 14 aufgezeichnete Temperaturverlauf gemessen. Beim Übergang in den Lastbetrieb ist jeweils eine Temperaturspitze aufgetreten. Der gleiche Versuch mit einem zusätzlich verschmutzten Ölfilter ist in Abb. 15 festgehalten. Es ist ein Anstieg der Temperaturspitze zu verzeichnen.

Saugdrossel- und Drehzahlregelung

Mit dem Regelungszustand nach Abb. 16 wurde ein gleichmäßiger Temperaturverlauf ermittelt (Abb. 17). Eine Vergleichsmessung mit einem verschmutzten Ölfilter ergab keine wesentliche Änderung des Temperaturverlaufes.

4.2.2 Startphase

Last/Leerlauf-Regelung

Diese, bei Elektroanlagen übliche Regelungsart weist beim Öffnen des Drosselorgans eine Temperaturspitze auf (Abb. 18). Unter dem Einfluß der Ölverschmutzung steigt die Verdichtungstemperatur noch stärker an (Abb. 19).

Saugdrossel- und Drehzahlregelung

Die Saugdrossel-/Drehzahlregelung nach Abb. 16 wurde in den folgenden Varianten untersucht.

- Venturidüse; Start mit geschlossener Saugseite Abb. 20
- Venturidüse; Start mit offener Saugseite Abb. 21

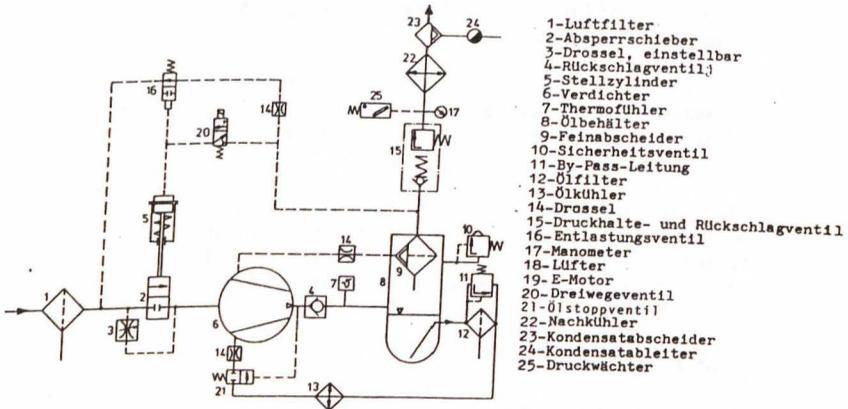
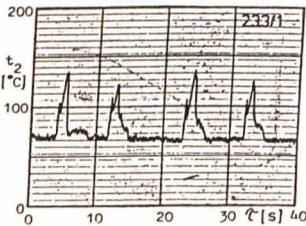
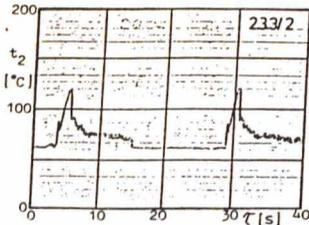


Abb. 12 Last/Leerlauf-Regelung mit druckseitigem Rückschlagventil und Ölstoppventil



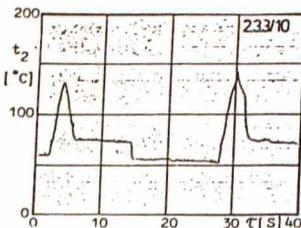
Anlagezustand: Abb. 12
 Regelungsart: Last- Leerlauf-
 regel. mit Ent-
 lastung
 Daten: $n_1 = 3000$ 1/min
 $P_2 = 7,5$ bar
 $P_{2\text{Leer}} = 0,5$ bar
 $t_1 = 29^\circ\text{C}$
 $t_{01\text{Es}} = 67^\circ\text{C}$
 $\tau_{\text{RG}} = 5$ sec

Abb. 13 Verdichtungsendtemperatur t_2 bei konst. Drehzahl während der Regelungsphase



Anlagezustand: Abb. 12
 Regelungsart: Last- Leerlaufre-
 gelung mit Ent-
 lastung
 Daten: $n_1 = 3000$ 1/min
 $P_2 = 7,5$ bar
 $P_{2\text{Leer}} = 0,5$ bar
 $t_1 = 28^\circ\text{C}$
 $t_{01\text{Es}} = 66^\circ\text{C}$
 $\tau_{\text{RG}} = 10$ sec

Abb. 14 Verdichtungsendtemperatur t_2 bei konst. Drehzahl während der Regelungsphase



Anlagezustand: Abb. 12
 Regelungsart: Last- Leerlaufre-
 gelung mit Ent-
 lastung
 Daten: $n_1 = 3000$ 1/min
 $P_2 = 7,5$ bar
 $P_{2\text{Leer}} = 0,5$ bar
 $P_{01\text{F1}} = 1,8$ bar
 $t_1 = 28^\circ\text{C}$
 $t_{01\text{Es}} = 67^\circ\text{C}$

Abb. 15 Verdichtungsendtemperatur t_2 während der Regelungsphase mit verschmutztem Ölfilter

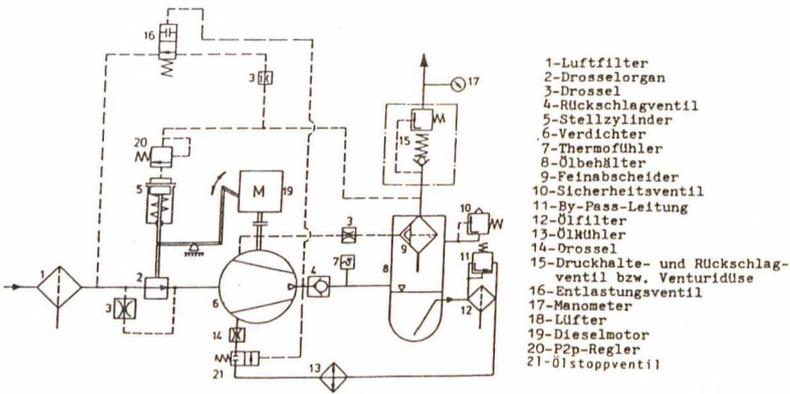
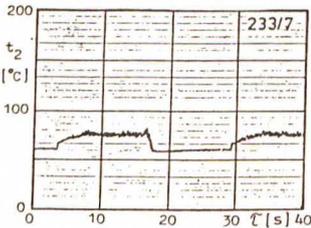
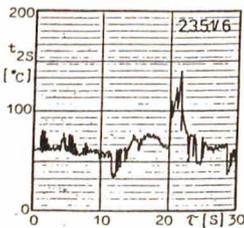


Abb. 16 Saugdrossel- und Drehzahlregelung mit DS-Rückschlagventil und Ölstoppventil



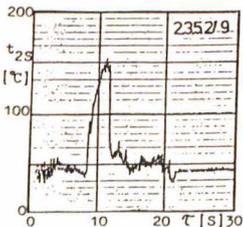
Anlagezustand: Abb. 16
 Regelungsart: Saugdrossel- u. Drehzahlregelung ohne Entlastung
 Daten: $n_1 = 1700 \div 3000$ 1/min
 $p_2 = 7,5$ bar
 $p_{2\text{Leer}} = 8,2$ bar
 $t_1 = 28$ °C
 $t_{01\text{Es}} = 63$ °C
 $\tau_{\text{RG}} = 10$ sec

Abb. 17 Verdichtungsstendtemperatur t_2 während der Regelungsphase bei schlagartiger Änderung der Entnahme



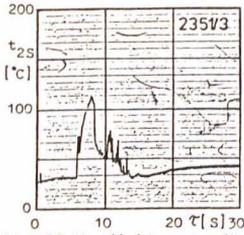
Anlagezustand: Abb. 12
 Regelungsart: Last- Leerlaufregelung
 Daten: $n_1 = 3000$ 1/min
 $t_1 = 28$ °C
 $t_{01\text{Es}} = 67$ °C
 $p_{1\text{Es}} = 0,20$ bar

Abb. 18 Verdichtungsstendtemperatur t_{25} bei betriebswarmer Anlage; das Saugdrosselorgan öffnet sich bei Nenndrehzahl



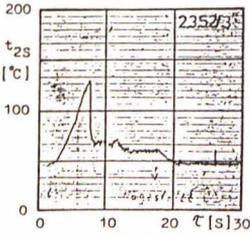
Anlagezustand: Abb. 12
 Regelungsart: Last- Leerlaufregelung
 Daten: $n_1 = 3000$ 1/min
 $t_1 = 20$ °C
 $t_{01\text{Es}} = 31$ °C
 $p_2 = 7,5$ bar
 $p_{01\text{Es}} = 4,5$ bar

Abb. 19 Verdichtungsstendtemperatur t_{25} während der Startphase mit geschlossener Saugseite und zul. Ölfilterverschmutzung



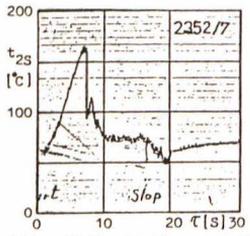
Anlagezustand: Abb. 16 (Venturidüse)
 Regelungsart: Saugdrossel- und Drehzahlregelung
 Daten: $n_1 = 3000$ 1/min
 $t_1 = 21$ °C
 $t_{01Es} = 21$ °C
 $p_{1Es} = 0,05$ bar

Abb. 20 Verdichtungsendtemperatur t_{25} während der Startphase mit geschlossener Saugseite



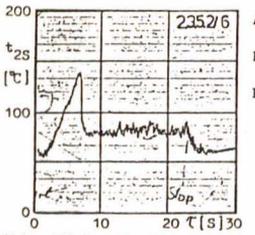
Anlagezustand: Abb. 16 (Venturidüse)
 Regelungsart: Saugdrossel- und Drehzahlregelung
 Daten: $n_1 = 0+3000$ 1/min
 $t_1 = 22$ °C
 $t_{01Es} = 40$ °C
 $p_2 = 7,5$ bar
 $p_{01Es} = 5,5$ bar

Abb. 21 Verdichtungsendtemperatur t_{25} während der Startphase mit offener Saugseite



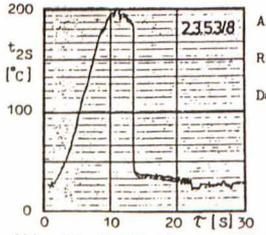
Anlagezustand: Abb. 16 (Venturidüse)
 Regelungsart: Saugdrossel- und Drehzahlregelung
 Daten: $n_1 = 0+3000$ 1/min
 $t_1 = 22$ °C
 $t_{01Es} = 46$ °C
 $p_2 = 7,5$ bar
 $p_{01Es} = 4,5$ bar

Abb. 22 Verdichtungsendtemperatur t_{25} während der Startphase mit offener Saugseite und zulässiger Ölfilterverschmutzung



Anlagezustand: Abb. 16 (Druckhalteventil)
 Regelungsart: Saugdrossel- und Drehzahlregelung
 Daten: $n_1 = 0+3000$ 1/min
 $t_1 = 22$ °C
 $t_{01Es} = 40$ °C
 $p_2 = 7,5$ bar
 $p_{01Es} = 4,5$ bar

Abb. 23 Verdichtungsendtemperatur t_{25} während der Startphase mit offener Saugseite und zulässiger Ölfilterverschmutzung



Anlagezustand: Abb. 16 (Druckhalteventil)
 Regelungsart: Saugdrossel- und Drehzahlregelung
 Daten: $n_1 = 0+3000$ 1/min
 $t_1 = 20$ °C
 $t_{01Es} = 20$ °C
 $\tau = 10$ sec

Abb. 24 Verdichtungsendtemperatur t_{25} bei Öffnen des Ölstopventils nach 10 sec

- Venturidüse; Start mit offener Saugseite und zul. Ölfilterverschmutzung Abb. 22
- Druckhalteventil; Start mit geschlossener Saugseite entspricht dem Verlauf in Abb. 19
- Druckhalteventil; Start mit offener Saugseite und zul. Ölfilterverschmutzung Abb. 23

In allen Fällen wurde ein überhöhter Anstieg der Verdichtungsendtemperatur von bis zu 170° C aufgezeichnet. Auch Anlagen, die anstatt des DS-Rückschlag- und Ölstopppventiles mit einem SS-Rückschlagventil (Abb. 5) ausgerüstet waren, wiesen einen ähnlichen Verlauf auf.

Einfluß des Ölstopppventiles

Nach Abstellen der Anlage verhindert das Ölstoppp- und DS-Rückschlagventil (Abb. 16) das Zurückströmen aus dem Ölbehälter in den Verdichter. Beim erneuten Start öffnet das Ölstopppventil um die Ölversorgung des Verdichters zu gewährleisten. Beim verzögerten Öffnen des Ölstopppventiles steigt sofort die Verdichtungsendtemperatur (Abb. 24). Um ein Versagen des Ölstopppventiles auszuschließen, wird es bei Neuentwicklungen durch ein SS-Rückschlagventil ersetzt (Abb. 5).

5. Ursachen der Entstehung von Temperaturspitzen

In Kap. 4 wurde ein Nachweis geführt, daß trotz der Temperaturabsicherung sowohl in der Start- als auch in der Regelungsphase Temperaturspitzen von weit über 100° C auftreten können. Abschließende Untersuchungen haben ergeben, daß deren Entstehung von weiteren Parametern abhängig ist:

- dem Verdichtungsdruck an der Einspritzstelle im Verdichtungsraum bei Vollast- bzw. im Leerlaufbetrieb
- dem inneren Druckverhältnis
- den Widerständen im Ölkreislauf
- der Trägheit der Regelung
- der thermischen Auslegung der Verdichteranlage
- den Umgebungsbedingungen.

Die Entstehung von Temperaturspitzen in der Regelungsphase kann folgendermaßen erklärt werden: Nach dem Entlasten des Ölbehälters im Leerlaufbetrieb stellt sich entsprechend dem niedrigen Druckverhältnis ein wesentlich geringerer Ölvolumentrom als bei Vollast ein. Beim erneuten Öffnen der Saugseite wird annähernd der Nennvolu-

menstrom angesaugt. Die schlagartige Absenkung des spez. Ölvolumentstromes führt zum Anstieg des Polytropenexponenten (Abb. 25) und damit der Verdichtungsendtemperatur. Nach Wiederherstellen der normalen Vollastbedingungen sinkt die Verdichtungsendtemperatur. In der Startphase läuft ein ähnlicher Vorgang ab.

6. Hypothese für die Brandentstehung infolge von Selbstentzündung

Ein theoretischer Nachweis der Temperaturerhöhung für die Betriebsverhältnisse in Abb. 13 anhand des Polytropenexponenten ergab eine Verdichtungsendtemperatur von 177°C /2/. Die gemessene Temperaturspitze betrug ca. 140°C . Diese Differenz ist auf die Trägheit des Meßsystems und die bekannte Problematik der Temperaturermittlung zurückzuführen. Da bei den Versuchen in Abb. 19, 21 eine Verdichtungsendtemperatur von bis zu 170°C erreicht wurde, ist es wahrscheinlich, daß die tatsächlichen Temperaturen oberhalb von 200°C liegen.

Nach /7/ liegt der Bereich der Selbstentzündung bei ca. 230°C (Abb. 26). Bezieht man noch den Einfluß der ungleichmäßigen Konzentration des Öls in der Luft und den Alterungseinfluß des Öls auf die Selbstentzündung mit ein, ist eine Selbstentzündung infolge von Temperaturspitzen wahrscheinlich. Bei den obengenannten Versuchen wurde auch eine Selbstentzündung, bei der es zur Zerstörung der Aufnehmer kam, registriert. Auch bei der Untersuchung des Einflusses des Ölstopppventiles auf die Betriebssicherheit /8/ wurden mehrere Selbstentzündungen erzeugt. Die niedrigste Selbstentzündungstemperatur betrug 230°C .

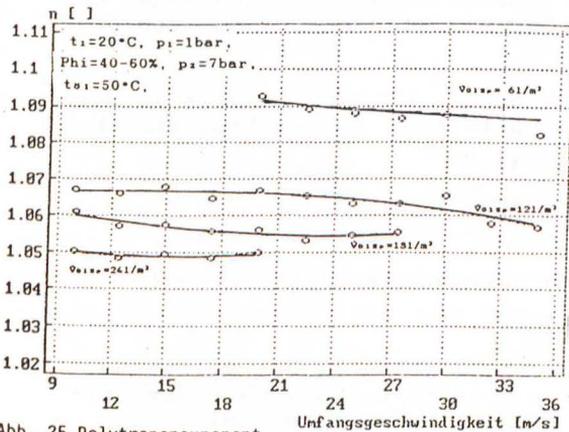


Abb. 25 Polytropenexponent

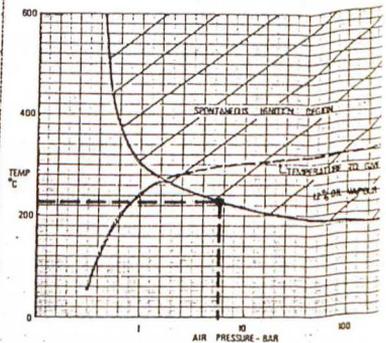


Abb. 26 Bereich der Selbstentzündung eines Verdichteröls /7/

7. Maßnahmen zur Verminderung von Temperaturspitzen

Die durchgeführten Maßnahmen /2/ basieren auf einer gedämpften Regelungscharakteristik und einer sofortigen Anpassung des Ölstromes an den entsprechenden Betriebszustand. Im Vergleich zu dem Temperaturverlauf in Abb. 14, 21 führten die obengenannten Maßnahmen zur Beseitigung der Temperaturspitzen (Abb. 27, 28).

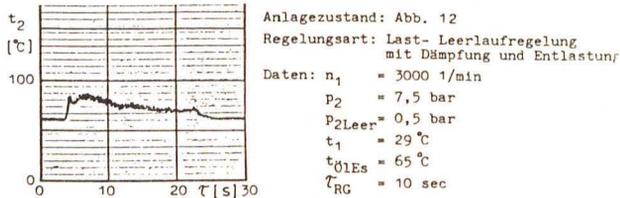


Abb. 27 Verdichtungsendtemperatur bei konstanter Drehzahl

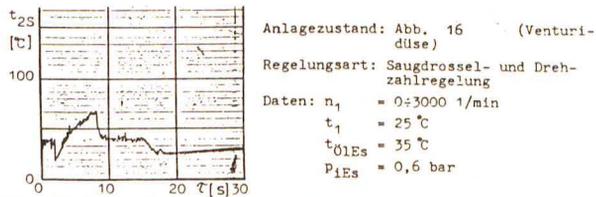


Abb. 28 Verdichtungsendtemperatur t_{2S} während der St.-phase mit offener Saugseite, Venturidüse und By-Paßleitung

Literatur

- /1/ **Richelmann, C.F.:** Verlustarme elektronische Drehzahlsteuerungen; Informationsschrift D 2107-9.85; Garbe, Lahmeyer & Co AG Aachen.
- /2/ **Benes, Georg:** Leistungsgerechte Auslegung von ölüberfluteten Schraubenverdichteranlagen unter Berücksichtigung von Sicherheitsaspekten; Dissertation TU Wien 1984
- /3/ **N.N.:** Liefermengenregelung für Schraubenverdichter; Fa. Hörbiger, Wien; R214D
- /4/ **Murphy, David:** Offenlegungsschrift DE 34 22 573 A1; Deutsches Patentamt
- /5/ **Paul, J.:** Schraubenverdichter und deren Regelung; VDI Berichte 640
- /6/ **N.N.:** Informationsmaterial; Fa. Mannesmann Demag Verdichter und Drucklufttechnik, Frankfurt
- /7/ **Summers - Schmith, D.:** Crankcase Explosions; Institution of Mechanical Engineers; Tribology Practical Reviews 1975
- /8/ **Laing, P., Russell, A.:** Fires in oil injected screw compressors; Mechanical Engineers C146/80