

Optimalbereiche für Schraubenmaschinen zur Förderung kompressibler Fluide

Prof. Dr.-Ing. habil. **G. Grabow**, Freiberg/Sa.

ABSTRAKT

In den vorliegenden Untersuchungen werden die Wirkungsgrade und deren Verläufe in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl n_q als Charakteristikum für verschiedene Verdichterbauarten dargestellt und mögliche Optimalbereiche aufgezeigt.

Desweiteren werden Geschwindigkeits- und Leistungs-Volumenstrom-Verhältnisse für Schraubenmaschinen mit und ohne Öleinspritzung bei günstigem Betriebseinsatz ermittelt.

Es schließen sich Vergleichsbetrachtungen auf der Grundlage des erweiterten "CORDIER"-Diagrammes für verschiedene Fluidenergiemaschinen an. Die Aufzeichnungen lassen erkennen, daß zwischen den Strömungs- und Verdrängermaschinen ein "freies Feld" mit niedrigem Wirkungsgradniveau existiert, das durch neue Wirkprinzipien oder Kombinationsmöglichkeiten zu schließen ist.

2. EINLEITUNG

Bei der Beurteilung von Fluidenergiemaschinen zur Förderung kompressibler Fluide stellt beim Vergleich der verschiedenen Wirkprinzipien außer den ökonomischen und technischen Kennziffern wie spezifischer Masse-, Raum- und Flächenbedarf, Masse-Leistungsverhältnis und die Preis-Leistungsbeziehungen sowie die speziellen Einsatzbedingungen der Kupplungswirkungsgrad der Fluidenergiemaschine, in diesem Falle die Schraubenmaschine, in der Wichtung einen dominierenden Faktor dar.

Für vorliegende Betrachtungen wird als weitere wichtige Kenngröße die spezifische Drehzahl n_q herangezogen, da hiermit eine sinnvolle Abgrenzung zwischen einzelnen Maschinenarten vorge-

nommen werden kann. Die Ausführungen beziehen sich auf die Schraubenmaschine zur Förderung kompressibler Fluide.

Da die spezifische Drehzahl ein allgemein gültiges Kriterium für die hydro- und aerodynamische Ähnlichkeit ist, eignet sie sich für eine Klassifikation der Funktionsprinzipien.

Im Rahmen einer umfangreichen statistischen Untersuchung werden für einstufige Schraubenkompressoren ohne und mit Öleinspritzung die Kupplungswirkungsgrade als Funktion der spezifischen Drehzahl ermittelt und somit günstige Einsatzbereiche bestimmt. Um eine einheitliche Basis für die Beurteilung der Schraubenmaschine zu gewährleisten, wird für den Kompressionsprozeß eine isentrope Zustandsänderung für die Verdichtung vorausgesetzt. Die erhaltenen Ergebnisse werden den Strömungsmaschinen, speziell den Kreisradmaschinen und Seitenkanalmaschinen, gegenübergestellt.

Für weitere Vergleichsbetrachtungen wird das erweiterte "COR-DIER"-Diagramm für Strömungs- und Verdrängermaschinen zugrunde gelegt, da ein unmittelbarer kausaler Zusammenhang zwischen der spezifischen Drehzahl einerseits und der Schnelllaufzahl σ^* und Durchmesserzahl δ^* andererseits besteht.

Mit dieser übersichtlichen Darstellung besteht die Möglichkeit, eine Orientierung für bestimmte Einsatzbereiche von Schraubenmaschinen zur Förderung kompressibler Fluide in der industriellen Praxis zu geben.

2. KENNLINIENCHARAKTERISTIKEN

In /1/ und /2/ wird der Nachweis geführt, daß sich mit Hilfe der Froude- und Strouhal-Zahl für die spezifische Drehzahl bei Strömungs- und Verdrängermaschinen in rotierender und oszillierender Bauart identische Beziehungen ergeben, das bedeutet aerodynamische und aerostatische Fluidenergiemaschinen haben eine gemeinsame physikalische Basis, weil die Primärkriterien der aerodynamischen Ähnlichkeit von der NAVIER-STOKES-Gleichung ausgehen. Daraus kann die Konsequenz gezogen werden, daß die kennzeichnende Größe, wie die spezifische Drehzahl n_q für aerodynamische und aerostatische Fluidenergiemaschinen generelle Gültigkeit besitzt und somit die verschiedenen Bauarten nach n_q klas-

sifiziert werden können. Für die spezifische Drehzahl wird gesetzt

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{Y^{3/4}} = 333 \cdot n_q^* [\text{min}^{-1}] \quad (1)$$

mit der Drehzahl n $[\text{s}^{-1}]$, Volumenstrom \dot{V} $[\text{m}^3/\text{s}]$ und die spezifische Förderarbeit Y $[\text{J}/\text{kg}]$. Hierbei wird n_q^* die spezifische Drehzahl als dimensionslose Größe eingesetzt.

Das Hauptkennzeichen für die optimale Lösung ist der Verdichterwirkungsgrad η . Damit erhält man die allgemeine Klassifikation von Verdichtertypen nach den spezifischen Drehzahlen n_q und nach dem besten Verdichterwirkungsgrad η_{max} .

Um bessere Vergleiche zwischen den verschiedenen Bauarten von Verdichtern anstellen zu können, wird bei den weiteren Betrachtungen als einheitliche Grundlage für die Berechnungen eine isentrope Zustandsänderung zur Ermittlung der spezifischen Förderarbeit Y vorausgesetzt. Hierfür gilt die Beziehung

$$Y_s = \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot R \cdot T_s \cdot \left[\left(\frac{p_D}{p_S} \right)^{\frac{\alpha - 1}{\alpha}} - 1 \right] \quad [\text{J}/\text{kg}] \quad (2)$$

Für die Auswertung wird Luft als Fördermedium verwendet. Es ist der Isentropenexponent mit $\alpha = 1,4$, R die spezielle Gaskonstante mit $R = 287,1 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ und $\pi = p_D/p_S$ das Druckverhältnis. Die isentrope Verdichtungsleistung folgt aus

$$P_s = \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot p_s \cdot \dot{V}_s \cdot \left[\left(\frac{p_D}{p_S} \right)^{\frac{\alpha - 1}{\alpha}} - 1 \right] \quad [\text{W}] \quad (3)$$

Den isentropen Kupplungswirkungsgrad erhält man aus

$$\eta_{K-S} = \frac{P_s}{P_K} \quad [-] \quad (4)$$

mit der Kupplungs- bzw. Wellenleistung des Verdichters.

Laut Definition der spezifischen Drehzahl n_q werden für die Vergleichsbetrachtungen nur einstufige Maschinen herangezogen. Die spezifische Drehzahl wird nach Gl.(1) ermittelt.

Im Rahmen umfangreicher statistischer Untersuchungen wurden vorhandene Unterlagen führender Firmen auf dem Sektor der Schraubenverdichter, Schraubenvakuumpumpen, Seitenkanal- und Kreiselradmaschinen auf der Grundlage der aufgeführten Gln.(1) bis (4) ausgewertet und die isentropen Kupplungswirkungsgrade η_{K-s} als Funktion der spezifischen Drehzahl n_{q-s} für die verschiedenen Verdichterbauarten in Abbildung 1 dargestellt.

Im Einzelnen kann folgender Sachverhalt festgestellt werden: Die Schraubenverdichter mit Öleinspritzung weisen Wirkungsgrade in der Größenordnung von $\eta_{K-s} \approx 86\%$ bei $n_{q-s} \approx 0,4$ bis $0,5 \text{ min}^{-1}$ auf. Schraubenverdichter ohne Öleinspritzung überdecken einen größeren n_{q-s} -Bereich, der nach $n_{q-s} \approx 3,5$ bis 9 min^{-1} auf Grund der geringeren Stufendruckverhältnisse verschoben wird. Hier werden bei $n_{q-s} \approx 4 \text{ min}^{-1}$ maximale Wirkungsgradwerte von $\eta_{K-s} \approx 75\%$ erreicht.

In Abbildung 1 sind ebenfalls noch die Punkte für Schraubenvakuumpumpen eingetragen. Es zeigt sich auf Grund des höheren Druckverhältnisses $\bar{\pi}$, ölfreie Förderung vorausgesetzt, eine Verschiebung in den Bereich kleinerer spezifischer Drehzahlen mit $n_{q-s} \approx 0,35$ bis $1,2$. Die Wirkungsgrade liegen bei $\eta_{K-s} \approx 50$ bis 65% .

Die Kreiselradverdichter in radialer, diagonaler und axialer Bauart überstreichen nach Abbildung 1 einen Bereich von $n_{q-s} \approx 10$ bis 200 min^{-1} (und noch darüber). Hier liegt bekanntermaßen der günstigste n_{q-s} -Bereich zwischen 40 und 60 min^{-1} mit maximalen Wirkungsgraden von 85 bis 86% .

Seitenkanalverdichter füllen in Abbildung 1 einen n_{q-s} -Bereich von 1 bis 10 min^{-1} aus. Die maximalen Wirkungsgrade werden bei $n_{q-s} \approx 3$ bis 5 min^{-1} mit $\eta_{K-s} \approx 50$ bis 52% erzielt.

Die Abbildung 1 zeigt zwischen den Schraubenverdichtern ohne Öleinspritzung und den Kreiselradverdichtern radialer Bauart eine Zone mit einem niedrigen Wirkungsgradniveau (schraffiertes Feld). Im Rahmen weiterer Forschungs- und Entwicklungsarbeiten sollte versucht werden, durch Kombinationen oder eventuell mit einem neuen Wirkprinzip die Wirkungsgrade in diesem Bereich anzuheben.

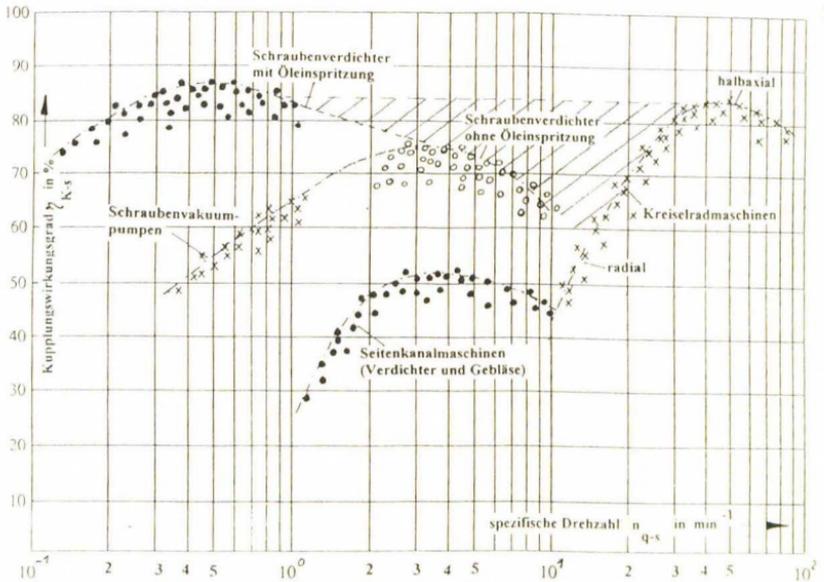


Abb. 1: Kupplungswirkungsgrade für Fluidenergiemaschinen (Verdichter)

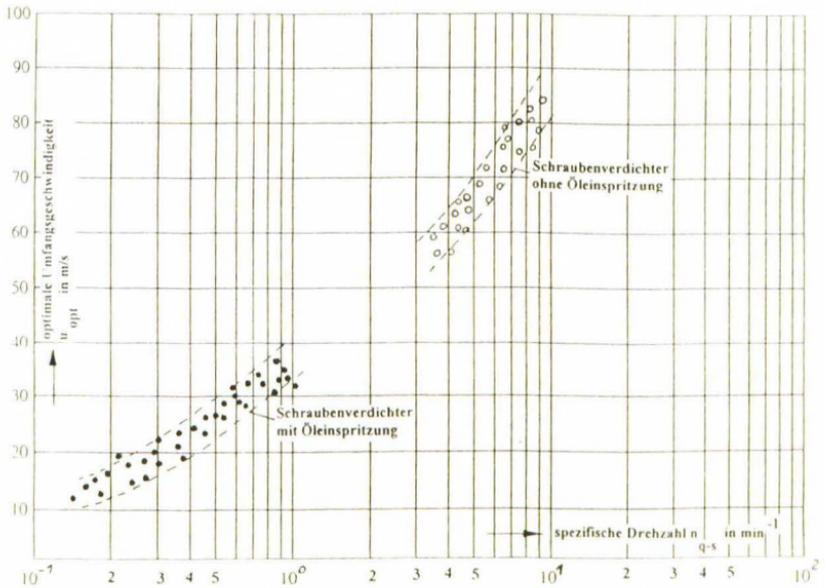


Abb. 2: I.äuferrumfangsgeschwindigkeiten für Schraubenmaschinen mit und ohne Öleinspritzung

Abbildung 2 enthält optimale Umfangsgeschwindigkeiten u_{opt} bezogen auf die Hauptläuferdrehzahlen von Schraubenverdichtern. Für Schraubenmaschinen mit Öleinspritzung liegen die u_{opt} -Werte zwischen 10 und 35 m/s bei spezifischen Drehzahlen von $n_{q-s} \approx 0,15$ bis 9 min^{-1} . Es zeigt sich eine ansteigende Tendenz für u_{opt} mit zunehmender spezifischer Drehzahl. Für Schraubenmaschinen ohne Öleinspritzung werden u_{opt} -Werte von 60 bis 85 m/s (und darüberhinaus) bei $n_{q-s} \approx 4$ bis 9 min^{-1} erreicht. Auch hier zeigt sich eine Zunahme von u_{opt} mit vergrößerten n_{q-s} -Werten.

In Abbildung 3 sind in einer dimensionslosen Darstellung die optimalen Hauptläuferumfangsgeschwindigkeiten u_{opt} bezogen auf die Schallgeschwindigkeit a des Förderfluids, im vorliegenden Falle Luft, dargestellt. Für die Schallgeschwindigkeit gilt die Beziehung

$$a = \sqrt{\alpha R \cdot T_S} \quad [\text{m/s}] \quad (5)$$

mit $\alpha = 1,4$, $R = 287,1 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ und der absoluten Ansaugtemperatur $T_S = 273 + 20^\circ\text{C} = 293 \text{ K}$. Zahlenmäßig bekommt man $a = 343,1 \text{ m/s}$. Hieraus ergibt sich für öleingespritzte Schraubenverdichter ein $u_{opt}/a \approx 0,03$ bis $0,1$. Bei ölfreien Schraubenverdichtern erhöhen sich die u_{opt}/a -Werte auf $0,16$ bis $0,24$, wobei ebenfalls ein Anstieg mit wachsenden n_{q-s} -Werten vorliegt.

Schließlich ist in Abbildung 4 die charakteristische Verhältnissgröße Kupplungsleistung bezogen auf den geförderten Volumenstrom mit P_K/\dot{V}_S als Funktion der spezifischen Drehzahl n_{q-s} aufgetragen. Zwischen dem Kupplungswirkungsgrad η_{k-s} und der Größe P_K/\dot{V}_S besteht folgender Zusammenhang. Es gilt

$$\eta_{k-s} = \frac{\frac{\alpha}{\alpha-1} p_S \dot{V}_S \left(\tilde{\pi}^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} - 1 \right)}{P_K} = \frac{\frac{\alpha}{\alpha-1} p_S \left(\tilde{\pi}^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} - 1 \right)}{P_K/\dot{V}_S} \quad [-] \quad (6)$$

mit $\tilde{\pi} = p_D/p_S$. Für ein konstantes einstufiges Druckverhältnis $\tilde{\pi} = \text{const.}$ folgt aus Gl.(6)

$$\eta_{k-s} = \frac{K}{P_K/\dot{V}_S} \quad [-] \quad (7)$$

mit

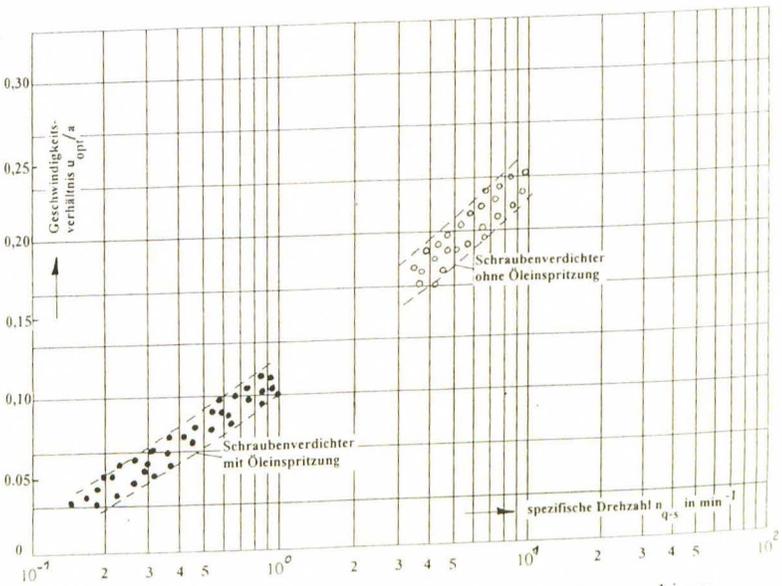


Abb. 3: Geschwindigkeitsverhältnis für Schraubenmaschinen mit und ohne Öleinspritzung

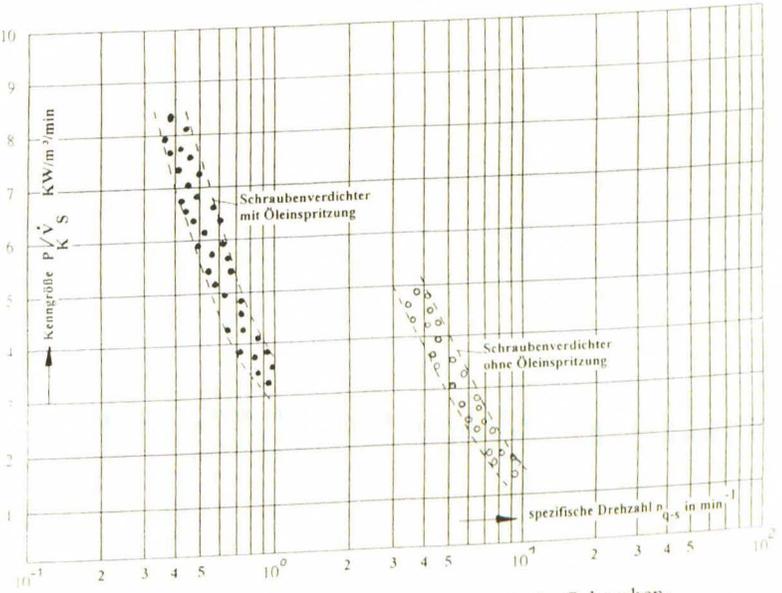


Abb. 4: Leistungs-Volumenstrom-Verhältnis für Schraubenmaschinen mit und ohne Öleinspritzung

$$K = \frac{\alpha}{\alpha-1} P_S \left(\sqrt{\pi} \frac{\alpha-1}{\alpha} \right) \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (8)$$

Damit bekommt man den Zusammenhang für

$$(\eta_{k-s})_{\max} = \frac{K}{(P_K/\dot{V}_S)_{\min}} \quad [-] \quad (9)$$

mit P_K in kW und \dot{V}_S in m^3/min . D.h. für minimale P_K/\dot{V}_S -Werte erhält man maximale Wirkungsgrade.

Bei Schraubenverdichtern mit Öleinspritzung liegen die P_K/\dot{V}_S -Werte im Bereich von 3,5 bis 8,5. Es zeigt sich hier zwangsläufig eine abfallende Tendenz mit zunehmender spezifischer Drehzahl n_q . Für ölfreie Schraubenverdichter bekommt man $P_K/\dot{V}_S \cong 1,5$ bis 5. Hierbei erkennt man ebenfalls einen abfallenden Kurvenverlauf mit vergrößerter spezifischer Drehzahl n_{q-s} .

3. ERWEITERTES "CORDIER"-DIAGRAMM

Zur Ermittlung der wichtigsten Beziehungen resultierend aus Ähnlichkeitskennzahlen kann das "CORDIER"-Diagramm für Strömungs- und Verdrängermaschinen herangezogen werden. Hierzu werden entsprechende Hinweise in /2/ und /3/ gegeben. Die beiden wichtigsten definierten Größen sind

$$\text{Schnelllaufzahl } G^* = 2\sqrt{\pi} \cdot \frac{\dot{V}^{1/2}}{(2Y)^{3/4}} \cdot n \quad [-] \quad (10)$$

und die

$$\text{Durchmesserzahl } J^* = \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot \frac{(2Y)^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}} \cdot D \quad [-] \quad (11)$$

Nach entsprechender Zusammenfassung und unter Berücksichtigung der einzelnen Faktoren kann geschrieben werden

$$G^* = 0,00633 \cdot n_q [-] \quad (n_q \text{ in } \text{min}^{-1}) \quad (12)$$

$$\mathcal{J}^* = \frac{111,73}{n_q} \cdot \frac{u}{\gamma^{1/2}} [-] \quad (u \text{ in } \text{m/s}; \quad \gamma \text{ in } \text{J/kg}) \quad (13)$$

oder

$$\mathcal{J}^* = \frac{158}{n_q \psi^{1/2}} [-] \quad (\psi - \text{Druckzahl}) \quad (14)$$

Zur Bestimmung von \mathcal{J}^* eignet sich Gl.(13) besonders für Schraubenverdichter, da hier optimale Werte für die Hauptläuferumfangsgeschwindigkeiten vorliegen.

In Abbildung 5 sind für Strömungs- und Verdrängermaschinen als Verdichter Streubereiche für die funktionelle Darstellung mit

$$G^* = f(\mathcal{J}^*); [-] \quad (15)$$

eingetragen.

Die Kreiselradmaschinen sind in axiale, halbaxiale bzw. diagonale und radiale Bauart aufgeteilt. Ein Bindeglied zwischen den Strömungs- und Verdrängermaschinen stellen die Seitenkanalmaschinen dar. Die Energieübertragung basiert hierbei auf einer wirbelbehafteten Zirkulationsströmung mit intensiven Impulsaustauschereffekten des Fluids zwischen Laufrad und Seitenkanal. Damit wird eine sogenannte "innere Mehrstufigkeit" mit hohen Energieübertragungs- bzw. Druckzahlen gegenüber den anderen Kreiselradmaschinen erreicht.

Für Verdrängermaschinen ergibt sich nach Abbildung 5 ein relativ enger Streubereich. Die Schraubenverdichter mit Öleinspritzung liegen in einer Zone von $G^* \approx 10^{-3}$ bis $5,5 \cdot 10^{-3}$ und $\mathcal{J}^* \approx 9$ bis 16. Für die Schraubenmaschinen ohne Öleinspritzung bekommt man den Bereich $G^* \approx 2,5 \cdot 10^{-2}$ bis $5,5 \cdot 10^{-2}$ und $\mathcal{J}^* \approx 4$ bis 6.

Je nach den Energieübertragungselementen der verschiedenen Bauarten ob Hub- oder Drehkolben(zwei- oder dreiflügelig, Rootsbauart), Zellen- oder Klauenbauart sowie die Flüssigkeitsvariante

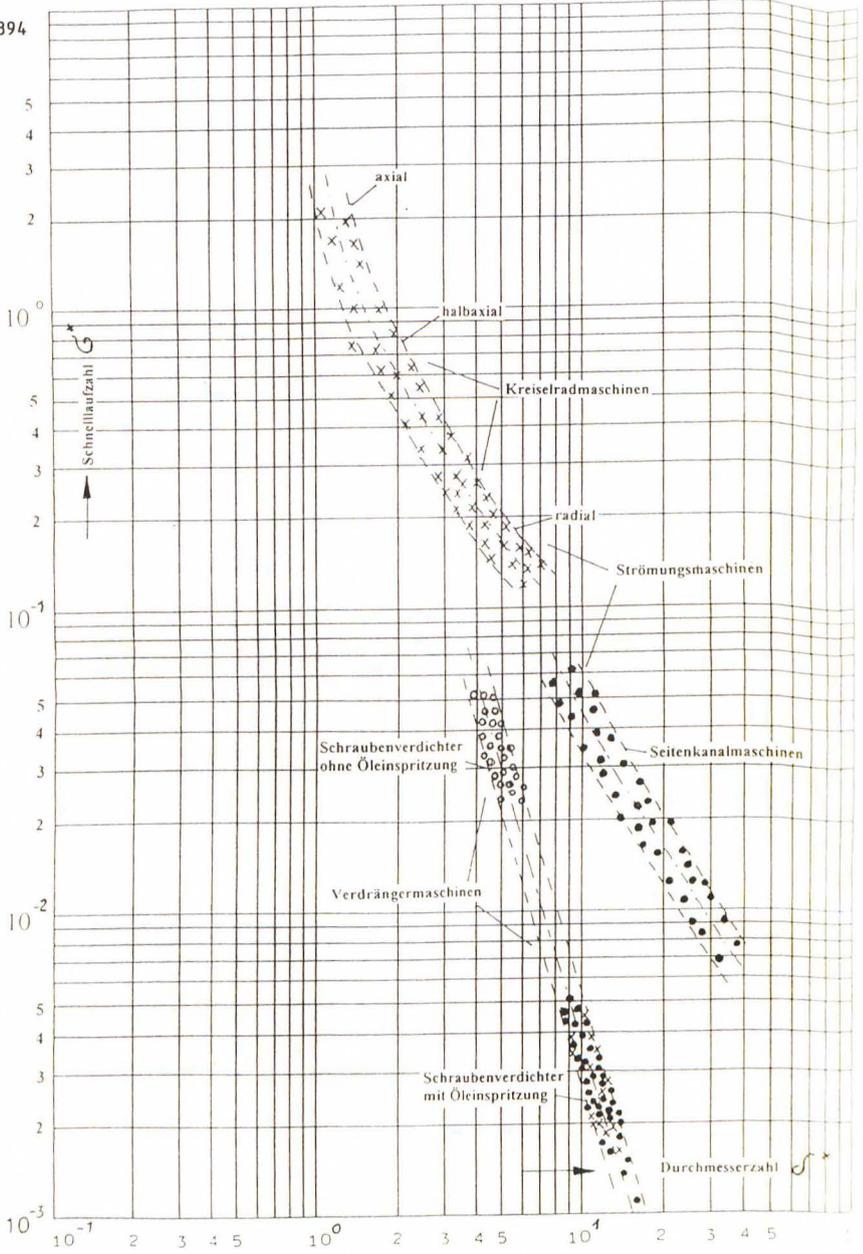


Abb. 5: Erweitertes "CORDIER" - Diagramm für Fluidenergiemaschinen (Verdichter)

können die unterschiedlichen Wirkprinzipien von Verdrängermaschinen in die diagrammatische Darstellung eingegliedert werden.

Anhand der Vielzahl der eingetragenen Punkte für G^* und J^* , speziell bei Schraubenmaschinen, sowie auch für die anderen genannten Verdrängermaschinen (Streibereich) läßt sich für das erweiterte "CORDIER"-Diagramm eine funktionelle Abhängigkeit in der Form

$$G^* = \frac{3,5}{J^{*2,95}} \quad [-] \quad (16)$$

ableiten, d.h. es ist eine allgemeine Aussage in bezug auf $G^* = f(J^*)$ möglich.

4. ZUSAMMENFASSUNG

Die umfangreichen statistischen Untersuchungen für Verdichter haben gezeigt, daß in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl für die Wirkungsgrade und andere wichtige Kenngrößen wie u und P_K/\dot{V}_G Optimalbereiche für die unterschiedlichen Bauarten von Strömungs- und Verdrängermaschinen ermittelt werden können. Mit dieser übersichtlichen Darstellung besteht die Möglichkeit, eine Orientierung für bestimmte Einsatzgebiete der unterschiedlichen Wirkprinzipien von Fluidenergiemaschinen zur Förderung von kompressiblen Fluiden bzw. Gasen in der industriellen Praxis zu geben.

5. LITERATUR

- /1/ Bláha, J.: Klassifikation der Pumpenarten nach den spezifischen Drehzahlen, Maschinenmarkt, Würzburg, Jg. 81, Heft 18, (1975)
- /2/ Grabow, G.: Das erweiterte "CORDIER"-Diagramm für Fluidenergiemaschinen und Verbrennungsmotoren, Freiburger Forschungshefte A 830, Maschinen- u. Energietechnik, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig-Stuttgart (1993)
- /3/ Grabow, G.: Vergleichsbetrachtungen zu Seitenkanal-, Labyrinth- und Strahlpumpen, Forschung im Ingenieurwesen, Engineering Research, Bd. 62, Nr. 1/2 (1996)

6. BEZEICHNUNGEN

Formelzeichen

D	m	Durchmesser
n	s ⁻¹	Drehzahl
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
n_q	min ⁻¹	spezifische Drehzahl
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
Y	J/kg	spezifische Förderarbeit
p	N/m ²	Druck
P	W	Leistung
R	J/kg.K	spezielle Gaskonstante
T	K	Absoluttemperatur
G^*	-	Schnelllaufzahl
\mathcal{D}^*	-	Durchmesserzahl
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent

Indizes

S	Saugseite
D	Druckseite
s	Isentrope
K	Kupplung

Alle weiteren Bezeichnungen werden im laufenden Text erläutert.