

Kondrat'eva, T.F. (Kandidat der techn. Wiss.)

Petrova, F.P. (Ingenieur)

DRUCKSCHWANKUNGEN IN DER ANSAUGLEITUNG UND IHR EINFLUSS AUF
DIE ARBEITSWEISE EINES KOLBENVERDICHTERS

Übersetzung aus:

Chimičeskoe mašinostroenie. Moskva, 2 (1960),
Nr 5, S. 21 - 26.

Russ.: **Колебания давления во всасывающем трубопроводе
и их влияние на работу поршневого компрессора**

Kolebanija davlenija vo vsasyvajuščem truboprovode
i ich vlijanie na rabotu poršneвого kompressora

Druckschwankungen in Rohrleitungen von Kolbenverdichtern beeinflussen die Verdichterleistung, stören die Arbeitsweise der Ventile und erzeugen unerwünschte Vibrationen der Rohrleitungen.

Die Frequenz der Eigenschwingungen des Gases in der Rohrleitung hängt von der Form der Rohrleitung, d.h. ihrem Querschnitt und ihrer Länge, von der Größe und Lage der in der Anlage befindlichen Kapazitäten sowie von der Schallgeschwindigkeit in dem durch die Rohrleitung strömenden Medium ab. Nachfolgend sind die Gleichungen zur Bestimmung der Frequenzen der Eigenschwingungen der Gassäule in den einfachsten Rohrleitungsschemata angegeben [1] - [9]:

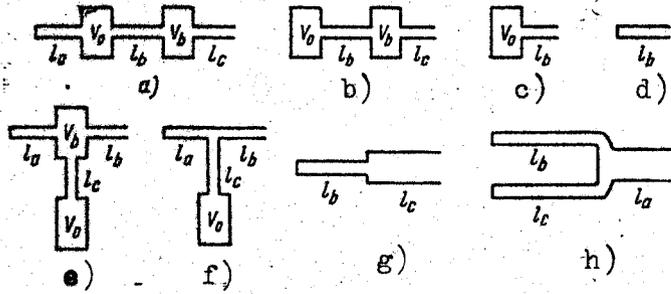


Abb. 1. Rohrleitungsschemata

für das Schema in Abb. 1a gilt:

$$V_0 \frac{\omega_0}{a} = \frac{\left(\frac{V_0 \omega_0}{af_b} + \frac{f_a}{f_b} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_a}{a} + \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} \right) f_b}{\left(\frac{V_0 \omega_0}{af_b} + \frac{f_a}{f_b} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_a}{a} \right) \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} - 1} + \frac{f_c}{\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}}; \quad (1)$$

für das Schema in Abb. 1b ($l_a = 0$)

$$V_b \frac{\omega_0}{a} = \frac{\left(\frac{V_0 \omega_0}{af_b} + \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} \right) f_b}{\frac{V_0 \omega_0}{af_b} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} - 1} + \frac{f_c}{\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}}; \quad (2)$$

für das Schema in Abb. 1c ($V_b = \infty$)

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} = \frac{af_b}{V_0 \omega_0}; \quad (3)$$

für das Schema in Abb. 1d ($V_0 = 0$)

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} = \infty \quad \text{oder} \quad \frac{\omega_0 l_b}{a} = (2k+1) \frac{\pi}{2}; \quad (4)$$

für das Schema in Abb. 1e

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_a}{a} - \operatorname{ctg} \frac{\omega_0 l_b}{a} + \frac{\frac{V_0 \omega_0}{af} + \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}}{1 - \frac{\omega_0 V_0}{af} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}} = \frac{V_b \omega_0}{af}; \quad (5)$$

für das Schema in Abb. 1f ($V_b = 0$)

$$\operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_a}{a} - \operatorname{ctg} \frac{\omega_0 l_b}{a} + \frac{\frac{V_0 \omega_0}{af} + \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}}{1 - \frac{V_0 \omega_0}{af} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}} = 0; \quad (6)$$

für das Schema in Abb. 1g.

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega_0 l_b}{a} = \frac{f_b}{f_c} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}; \quad (7)$$

für das Schema in Abb. 1h

$$\operatorname{ctg} \frac{\omega_0 l_a}{a} = \frac{f_b}{f_a} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_b}{a} + \frac{f_c}{f_a} \operatorname{tg} \frac{\omega_0 l_c}{a}; \quad (8)$$

hier bedeuten	ω_0	Frequenz der Eigenschwingungen der Gassäule in der Ansaugleitung in 1/sec;
	a	Schallgeschwindigkeit im Medium in m/sec;
	l	Länge der Rohrleitung in m;
	f	Querschnitt der Rohrleitung in m^2 ;
	V_b	Volumen der Kapazität in m^3 ;
	V_o	Volumen in m^3 , gleich der Summe des mittleren Integralwertes des an die Rohrleitung angeschlossenen Zylindervolumens V_z (entsprechend einer Umdrehung) und des Hohlraumvolumen V_h vor dem Ansaugventil;
	$k =$	0, 1, 2, 3

Bei der Bestimmung des mittleren integralen Zylindervolumens wird berücksichtigt, daß das Ansaugventil nur während des Ansaughubs geöffnet ist - dies entspricht ungefähr einer halben Kurbelwellenumdrehung; dabei wird berücksichtigt, daß sich das Volumen des gasgefüllten Zylinders während des Ansaugens nach dem Sinusgesetz von Null bis zum Maximalwert $F_n \cdot 2R$ verändert.

Somit gilt für einen Zylinder

$$V_z = \frac{F_n R}{2};$$

für zwei Zylinder oder für einen doppelwirkenden Zylinder

$$V_z = F_n R,$$

wobei F_n die Kolbenfläche in m^2 und
 R den Kurbelradius in m angibt.

Bei Resonanz ist

$$\omega_0 = m\omega, \quad (9)$$

mit m als ganzzahliges Vielfaches der Harmonischen der Eigenschwingungen;

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwellendrehung in 1/sec;}$$

n Anzahl der Umdrehungen der Verdichterachse pro Minute.

Nach den Gleichungen (1) - (9) kann man die sogenannte Resonanzlänge der Ansaugleitung berechnen; bei dieser Leitungslänge kann mit einer jeden beliebigen Harmonischen Resonanz auftreten. Dabei wirken sich die örtlichen Widerstände (Filter, Ventil u.a.) kaum auf die Frequenz der Eigenschwingungen und folglich auch auf die Resonanzlänge aus [1], [2]. Wenn solche Widerstände vorhanden sind, dann nimmt nur die Amplitude der Druckschwankungen ab. Die beste Zylinderfüllung und die höchste Verdichterleistung tritt dann ein, wenn der Druck vor dem Ansaugventil und folglich im Zylinder am Ende des Ansaughubs am größten ist, was bei Resonanz erreicht werden kann. Die Steigerung der Verdichterleistung infolge Resonanz in der Ansaugleitung nennt man Resonanz oder akustische Aufladung.

In der Leningrader Zweigstelle des Forschungs- und Konstruktions-Instituts der UdSSR für chemischen Maschinenbau¹⁾ wurden die Druckschwankungen in den Rohrleitungen eines Kolbenverdichters theoretisch und experimentell untersucht. Aufgrund dieser Untersuchungen konnte das Füllungskriterium für Ein- und Zweizylinderverdichter festgestellt werden. Die Zunahme der Zylinderfüllung aufgrund der Druckänderung bei Ansaugschluß gegenüber stationärem Betrieb kann man als Liefergrad η_p bezeichnen; dieser Liefergrad kennzeichnet also das Verhältnis der Gasmenge, die in den Zylinder bei vorhandener Druckschwankung einfließt, zu der Gasmenge, die unter stationären Betriebsbedingungen einfließen würde. Wenn keine Schwingungen vorhanden sind, ist $\eta_p = 1$. Dieses Kriterium hat den Vorteil, daß der

1)

NIICHIMMAŠ - Vsesojuznyj naučno-issledovatel'skij i konstrukorskij institut chimičeskogo mašinostroenija (Anm.d.Übers.)

Liefergrad nur durch die Anzahl der Zylinder, die Größenordnung der bei Resonanz vorliegenden Harmonischen und die Winkelgeschwindigkeit der Umdrehung der Verdichterwelle bestimmt wird.

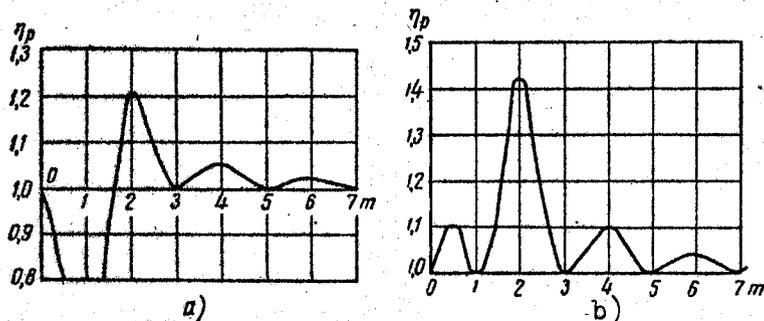


Abb. 2. Rechnerische Abhängigkeit des Liefergrades η_p von der Größenordnung der resonierenden Harmonischen m bei Resonanz, wobei nur die resonierenden Harmonischen berücksichtigt werden:

a) für einen Kolbenverdichter mit einem Zylinder; b) für einen Kolbenverdichter mit zwei Zylindern beim Ansaugen aus einem Rohr mit Phasenverschiebung um 180° oder für einen Verdichter mit doppeltwirkendem Zylinder.

Aus Abb. 2 geht hervor, daß der Liefergrad bei einem Zylinder zum Zeitpunkt der Resonanz mit der ersten Harmonischen einen Wert unter Eins besitzt, bei Resonanz mit einer Harmonischen, die über der ersten Harmonischen liegt, ergibt sich ein Wert größer Eins, doch bei ungeraden m ist dieser Wert gleich Eins. Für zwei Zylinder ist der Liefergrad bei Resonanz mit den ungeraden Harmonischen gleich Eins und bei Resonanz mit den geraden Harmonischen größer Eins.

Die in Abb. 2 angegebenen Zahlenwerte von η_p dürfen nicht als absolut sicher angesehen werden, da bei der Herleitung der Gleichungen die Schwingungsdämpfungen nicht berücksichtigt wurden; dennoch vermitteln sie einen qualitativen Eindruck über die Zylinderfüllung zum Zeitpunkt der Resonanz. Auf der Grundlage der genannten Diagramme kann man außerdem feststellen, welche der in Resonanz befindlichen Harmonischen sich

im Hinblick auf eine bessere Zylinderfüllung positiv auswirken. Ferner kann man eine theoretische Grenze für die Zunahme des Liefergrades aufzeigen.

Zur experimentellen Bestimmung von Liefergraden wurden an einem KSE-3m-Verdichter mit einem einfachwirkenden Zylinder und an einem ZIF-5-Verdichter mit zwei einfachwirkenden Zylindern Versuche durchgeführt. Die Untersuchungen wurden an Ansaugleitungen, die nach den Schemata 1b und c gebaut waren, durchgeführt. Die dabei gewählten Drehzahlen der Kurbelwelle umfaßten nur die Resonanz mit der ersten und zweiten Harmonischen. Die Resonanz mit den Harmonischen höherer Ordnung wird von einer weniger starken Schwingungsamplitude begleitet und hat praktische keine Auswirkung auf die Verdichterleistung.

Die Indikatordiagramme der Ansaugleitung und des Zylinders wurden gleichzeitig mit einem Zyklographen auf ein Blatt aufgezeichnet [10]. Die Verdichterleistung wurde mit Hilfe einer normalen Membrane gemessen; diese war auf der Förderseite hinter dem Druckventil angebracht. Die Ergebnisse der Experimente sind in Abb. 3 dargestellt.

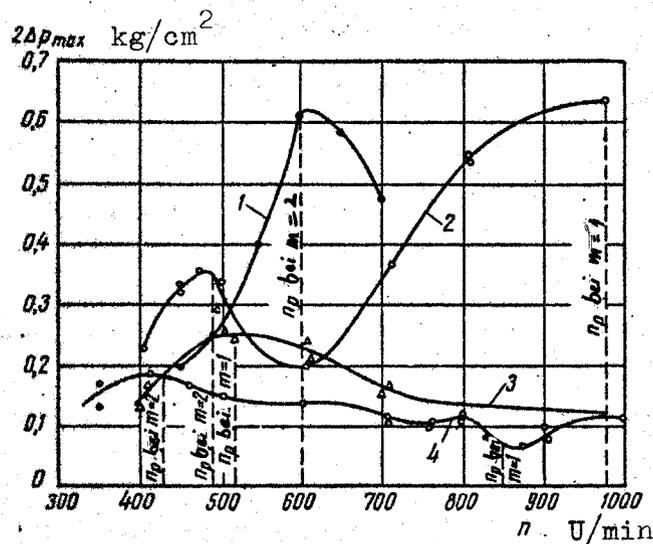


Abb. 3. Verdoppelte Druckschwankungsamplituden $2 \Delta p_{\max}$ in der Ansaugleitung (ermittelt aus den Prüfdiagrammen) in Abhängigkeit von der Drehzahl des Verdichters (die Versuchsbedingungen sind in der Tabelle angegeben).

Errechnete Resonanzdrehzahlen

Nr. der Kurven in Abb. 3	Verdichterart	Zylinderzahl	Rohrleitungsschema	Länge des Rohres in m		Kapazität in m ³		Größenordnung d. Harmonischen m	Resonanzdrehzahl pro min n	Resonanzbreite in % nach Abb. 3
				l _b	l _c	v _a	v _b			
1	KSE-3m	1	Abb. 1c	3,71	0	0,00271	0	2	600	25
2	KSE-3m	1	Abb. 1c	4,68	0	0,00271	0	1	980	45
3	KSE-3m	1	Abb. 1b	2,34	2,34	0,00271	0,028	2	490	20
4	ZIF-5	2	Abb. 1c	5,25	0	0,00420	0	1	515	40
								2	840	—
									420	60

Für die gewählten Schemata wurden nach den Gleichungen (2) und (3) die Resonanzdrehzahlen errechnet (siehe Tabelle); diese Werte sind in Abb. 3 auf der Ordinate eingetragen. Aus dem Diagramm geht hervor, daß die maximale Amplitude mit der errechneten Drehzahl übereinstimmt, und daß folglich die tatsächliche Resonanzzahl mit den Rechenwerten für einen und zwei Zylinder bei verschiedenen Schemata und Längen der Rohrleitungen gut übereinstimmt.

Am KSE-3m-Verdichter (Schema der Rohrleitung nach Abb. 1c) wurde die Resonanz der ersten und zweiten Harmonischen auch bei ein und derselben Drehzahl ermittelt (n = 980 U/min), jedoch bei unterschiedlicher Länge der Ansaugleitung (Abb. 4).

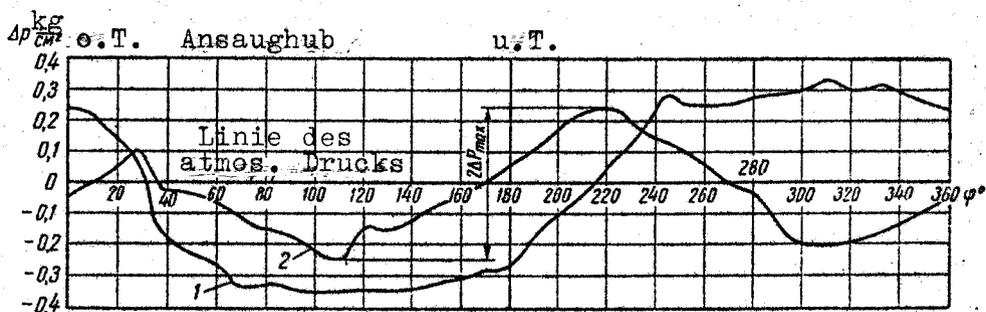


Abb. 4. Veränderung des Drucks Δp in der Ansaugleitung in Abhängigkeit vom Drehwinkel ϕ (n = 980 U/min):

- 1) für ein Rohr mit $l = 4,68$ m bei Resonanz mit der ersten Harmonischen; 2) für ein Rohr mit $l = 2,0$ m bei Resonanz mit der zweiten Harmonischen.

Aus den Untersuchungsergebnissen geht hervor, daß sich die Resonanzbedingungen rechnerisch sehr genau bestimmen lassen. Wie aus Abb. 3 jedoch ersichtlich ist, beobachtet man eine hohe Schwingungsamplitude nicht nur bei der Resonanzdrehzahl, sondern auch bei Drehzahlen, die dieser nahekommen. Man könnte sagen, daß die Resonanz eine bestimmte Breite²⁾ hat, wobei diese Breite in den durchgeführten Experimenten eine beträchtliche Größe hatte (siehe Tabelle).

Theoretisch könnte man die Veränderung der Verdichterleistung mit oder ohne Rohrleitung nach der Druckveränderung in der Rohrleitung oder, genauer gesagt, im Zylinderdeckel vor dem Ventil am Ende des Ansaughubs beurteilen. Die bei verschiedenen Drehzahlen vorhandene ungleiche Arbeitsweise der Ansaugventile verletzt jedoch dieses Verhältnis; die Veränderung der Verdichterleistung, die aufgrund der Membranmessungen ermittelt wurde, unterscheidet sich ein wenig von der Größe der Leistungsveränderung, die nach den Druckdiagrammen in der Rohrleitung ermittelt wurde.

Am KSE-3m-Verdichter wurden Untersuchungen ohne Ansaugleitung und mit variabler Länge der Ansaugleitung durchgeführt. Diese waren: 3,71 und 4,68 m. Die Kurven $p_{n.T.}$ und N_{ind} (Abb. 5) wurden aus den Prüfdiagrammen des Ansaugraumes und des Zylinders ermittelt. Bei der Bestimmung der indizierten Leistung wurde ein konstanter Förderdruck gewählt. Dieser konstante Druck betrug ungefähr das 2,5fache des Atmosphärendrucks. Somit brauchte der Anteil des Prüfdiagramms, welcher über dem Förderdruck lag und der sich bei verschiedenen Drehzahlen aufgrund des wechselnden Widerstands der Druckventile und der Druckschwankungen in der Rohrleitung einstellte, bei der Bestimmung der indizierten Leistung nicht berücksichtigt zu werden.

²⁾ Unter Resonanzbreite verstehen wir den Drehzahlbereich (in Prozenten von der Resonanzdrehzahl), in dem die Schwingungsamplitude über $3/4$ der Schwingungsamplitude bei Resonanz liegt.

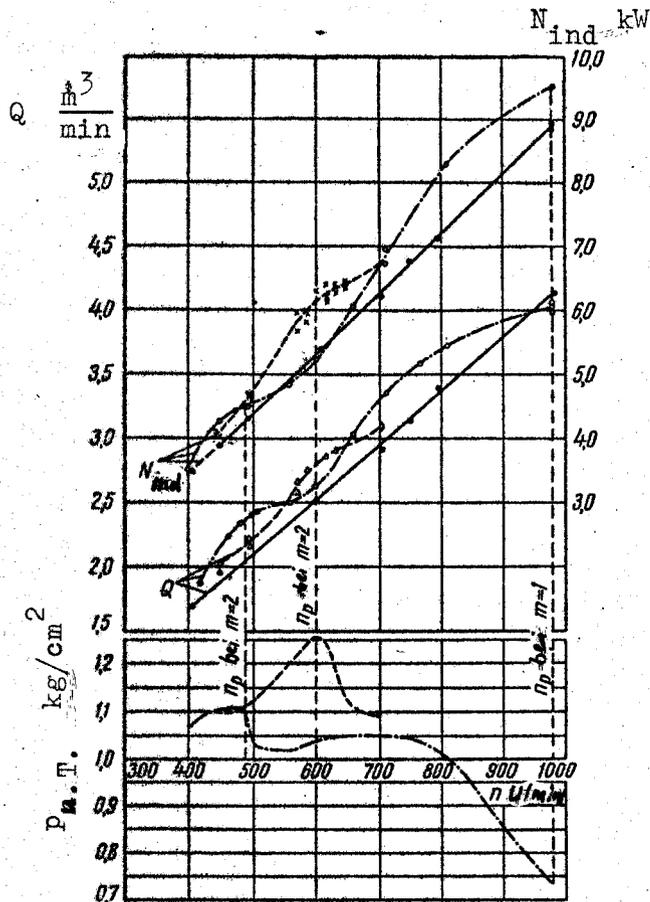


Abb. 5. Abhängigkeit des Drucks am Ende des Ansaughubs $p_{u.T.}$ im Hohlraum vor dem Ansaugventil, der Leistung Q und der indizierten Leistung N_{ind} des KSE-3m-Verdichters von der Drehzahl:

— ohne Ansaugleitung; - - - Ansaugleitung $l = 3,71$ m; -.-.- Ansaugleitung $l = 4,68$ m.

Wie aus Abb. 6 hervorgeht, hat der Liefergrad, der auf der Grundlage der gemessenen Verdichterleistung errechnet wurde, bei Resonanz mit der zweiten Harmonischen ($\frac{\omega_0}{\omega} = 2$) den Wert $\eta_p = 1,1 \div 1,15$; bei Resonanz mit der ersten Harmonischen ($\frac{\omega_0}{\omega} = 1$) $\eta_p = 0,975$, und bei Berechnung nach dem Druck im Ansaugraum $\eta_p = 0,75$.

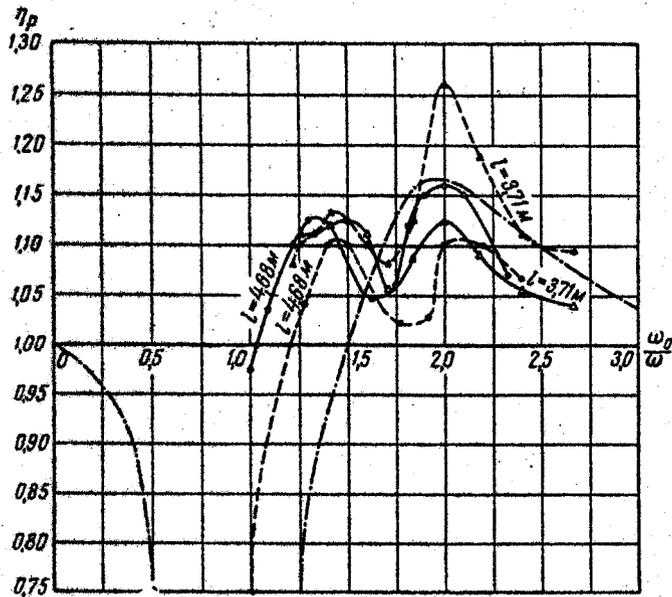


Abb. 6. Abhängigkeit des Liefergrades η_p vom Verhältnis $\frac{\omega_p}{\omega}$ der Frequenz der Eigenschwingungen zur Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle für den KSE-3m-Einzylinderverdichter:

———— die nach Messungen der Leistung ermittelten Versuchswerte; - - - - die nach Messungen des Drucks im Ansaugraum des Zylinders ermittelten Versuchswerte; -.-.-.- theoretische Werte.

Entsprechende Untersuchungen wurden am ZIF-5-Verdichter ohne Ansaugleitung und mit einem 5,25 m langen Rohr durchgeführt; danach wurden die in Abb. 7 und 8 aufgeführten Diagramme aufgezeichnet.

Da der Druck im Verdichterzylinder während des Ansaugens von den Druckschwankungen in der Rohrleitung abhängt, wirken sich diese Schwankungen auch auf die indizierte Leistung des Zylinders aus.

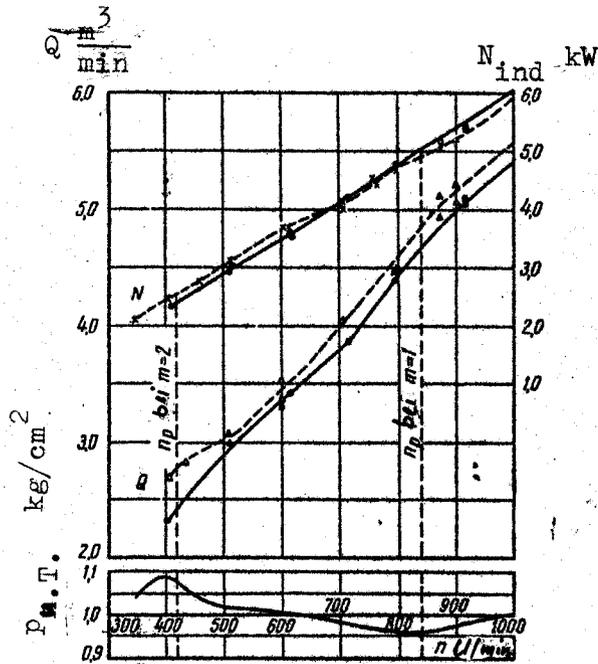


Abb. 7. Abhängigkeit des Drucks am Ende des Ansaughubs $p_{u.T.}$ im Hohlraum vor dem Ansaugventil, der Leistung Q und der indizierten Leistung N_{ind} des ZIF-5-Verdichters von der Drehzahl:
 — ohne Ansaugleitung; - - - - Ansaugleitung mit $l = 5,25$ m.

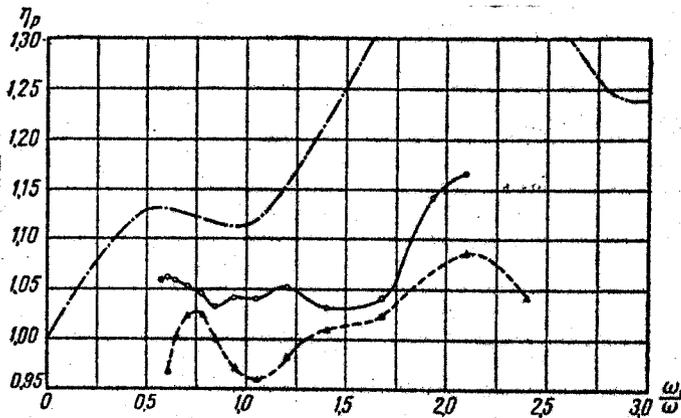


Abb. 8. Abhängigkeit des Liefergrades η_p vom Verhältnis $\frac{\omega_n}{\omega}$ für den ZIF-5-Zweizylinderverdichter mit einer $5,25$ m langen Ansaugleitung:
 — die nach Messungen der Leistung ermittelten Versuchswerte; - - - - die nach Messungen des Drucks im Ansaugraum ermittelten Versuchswerte; -.-.- theoretische Werte.

In Abb. 9 sind die Prüfdiagramme des Zylinders des KSE-3m-Verdichters bei Resonanz mit der ersten und zweiten Harmonischen sowie ohne Rohrleitung angegeben. Daraus ist ersichtlich, daß die Ansauglinie bei allen drei Diagrammen anders verläuft, nämlich je nach Art der Druckschwankungen in der Rohrleitung.

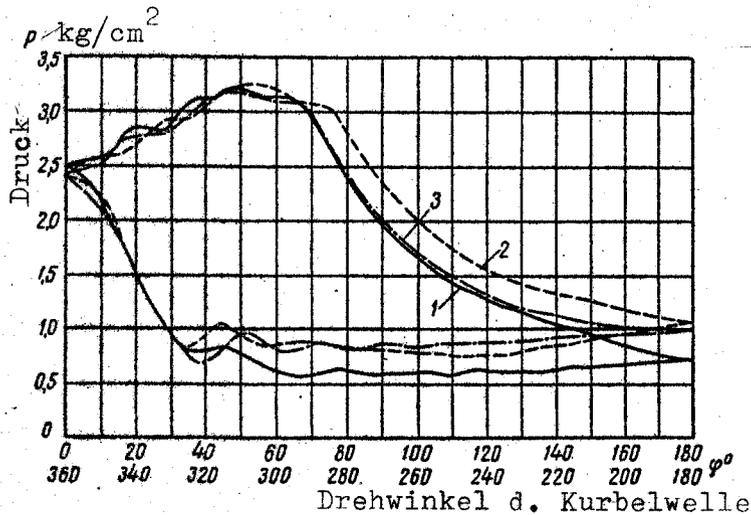


Abb. 9. Prüfdiagramme des Zylinders des KSE-3m-Verdichters ($n = 980$ U/min):

- 1) bei Resonanz mit der ersten Harmonischen;
- 2) bei Resonanz mit der zweiten Harmonischen; 3) ohne Ansaugleitung.

Die in Abb. 5 angegebenen Daten wurden überarbeitet. Dabei ergaben sich die gleichen Verhältnisse für die Größe: Druck, Leistung und Kapazität des Verdichters bei Betrieb mit Ansaugleitung wie beim Betrieb ohne Rohrleitung (siehe Abb. 10). Daraus wird erkennbar, daß auch die indizierte Leistung unter Resonanzbedingungen mit der zweiten Harmonischen und bei zunehmender Leistung zunimmt; eine spezifische Leistungsaufnahme wird jedoch kaum beobachtet. Dies kann dadurch erklärt werden, daß die Verluste beim Ansaugen abnehmen; und zwar deshalb, weil der Ansaugdruck im Zylinder dem Druck in der Rohrleitung entspricht. Dieser ist im größten Teil des Ansaughubs größer als bei einem Verdichter ohne Ansaugleitung. Somit kann angenommen werden, daß die sogenannte akustische Aufladung des Verdichters keine Wirtschaftlichkeitsminderung der Verdichterarbeit nachsichzieht.

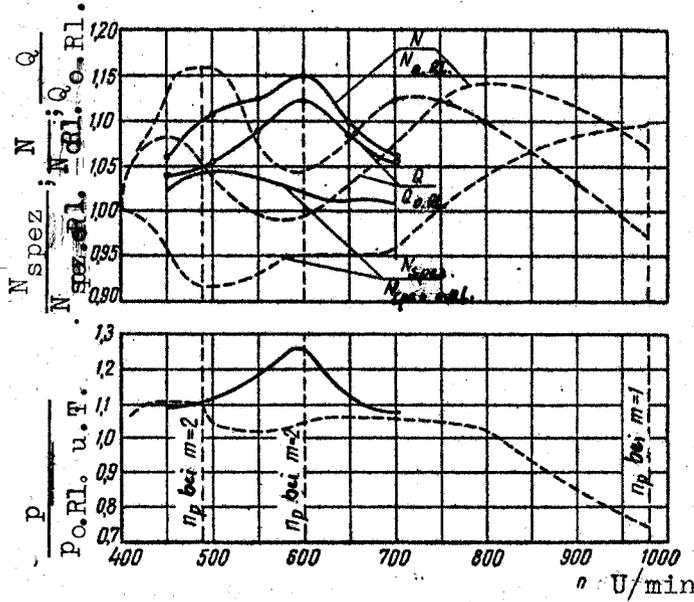


Abb. 10..Abhängigkeit bezüglich Druckveränderung im Hohlraum vor dem Ansaugventil, Leistung, indizierter Leistung und spezifischem Verbrauch an indizierter Leistung des KSE-3m-Verdichters von der Drehzahl:

———— Ansaugleitung mit $l = 3,71$ m;
 - - - - Ansaugleitung mit $l = 4,68$ m.

Bei Resonanz mit der ersten Harmonischen, d.h. bei großen Schwankungen, nimmt der Druck in der Rohrleitung während des Ansaugens stark ab, wodurch der Ansaugdruck im Zylinder vermindert wird und die Leistungsverluste beim Ansaugen zunehmen; in diesem Fall nimmt die spezifische indizierte Leistungsaufnahme zu. Dies zeigt ein Vergleich mit einem Verdichter ohne Rohrleitung, und zwar ungeachtet der Leistungsabnahme. Insbesondere beim KSE-3m-Verdichter mit einer 4,68 m langen Rohrleitung ist die spezifische Leistungsaufnahme bei Resonanz mit der ersten Harmonischen um beinahe 10 % höher als ohne Rohrleitung ($n = 980$ U/min).

Bei einem Verdichter mit zwei Zylindern, die aus einer Rohrleitung ansaugen, oder bei einem doppeltwirkenden Verdichter zieht die Resonanzaufladung kaum eine Wirtschaftlichkeitsminderung nach sich. Die Resonanz mit der ersten Harmonischen verändert bei solchen Maschinen weder die Leistung noch die Kapazität des Verdichters.

Bei der Erprobung des Luftverdichters 2VG mit $100 \text{ nm}^3/\text{min}$ Leistung bei 8 atü Druck wurde die Ansaugleitung auf Druckschwankungen überprüft. Die Länge der Ansaugleitung betrug $l = 13,61 \text{ m}$, ihr Querschnitt $F = 0,1192 \text{ m}^2$. Am Ende der Rohrleitung war ein Filter angebracht. Der Ventilkolben war doppelwirkend, sein Volumen betrug $V_0 = 0,275 \text{ m}^3$ und seine Drehzahl pro Minute $n = 167$.

Nach Gleichung (3) ist die Eigenschwingungsfrequenz des Gases $\omega_0 = 33,2$ 1/sec und die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle $\omega = 17,5$ 1/sec. Nach Gleichung (9) ist $m = 1,9$, d.h. die Ansaugleitung arbeitete in einem Bereich, der der Resonanz mit der zweiten Harmonischen nahekommt. Durch Indizieren der Ansaugleitung ergab sich, daß die Druckschwankungen in der Rohrleitung dem Verlauf der Resonanzschwingungen nahekommen.

Die Messungen der Leistung und der vom Verdichter aus dem Stromnetz benötigten elektrischen Energie zeigten, daß die Leistung eines Verdichters mit Rohrleitung aufgrund der akustischen Aufladung um 5,5 % und der spezifische Kraftverbrauch insgesamt nur um 0,4 % zunimmt.

Auf der Grundlage dieser Untersuchungen kann man folgende **S c h l u ß - f o l g e r u n g e n** ziehen.

1. Die Verwendung der Druckschwankungen in der Rohrleitung zur akustischen Aufladung kann die Leistung eines Kolbenverdichters um 10 - 15 % steigern. Wenn man Rohrleitungen ohne Resonanzberechnung einsetzt, dann kann dies andererseits zu einer Leistungsminderung des Verdichters und zu höherem Kraftverbrauch führen.

2. Die Resonanz mit der ersten und zweiten Harmonischen hat einen starken Einfluß auf die Arbeitsweise des Verdichters. Die Harmonischen höherer Größenordnung brauchen für die Ansaugleitung nicht berücksichtigt zu werden.

Bei einem Verdichter mit einem Zylinder erster Stufe ergibt die Resonanz

mit der ersten Harmonischen die größte Schwingungsamplitude und führt zur Abnahme der Verdichterleistung bei stark zunehmendem spezifischen Kraftverbrauch. Die Resonanz mit der zweiten Harmonischen ergibt eine Leistungszunahme bei praktisch unverändertem spezifischem Kraftverbrauch.

Bei einem Verdichter mit zwei Zylindern oder einem doppelwirkenden Zylinder tritt die größte Schwingungsamplitude bei Resonanz mit der zweiten Harmonischen auf. Dabei nimmt die Leistung des Verdichters zu, und der spezifische Kraftverbrauch ändert sich kaum. Die Resonanz mit der ersten Harmonischen hat keinen Einfluß auf die Verdichterleistung.

Druckschwankungen in der Rohrleitung sind für einen Verdichter mit einem Zylinder eine sehr große Gefahr, da die Resonanz mit der ersten Harmonischen neben der Leistungsabnahme eine Zunahme des spezifischen Kraftverbrauchs hervorrufen kann.

3. Das Ansaugssystem muß unbedingt auf Resonanz berechnet werden. Unerwünschte Gasschwankungen müssen bei ganz einfachen Systemen dadurch verhindert werden, daß eine Rohrleitung gewählt wird, die den Abmessungen von Abb. 1 entspricht; bei komplizierteren Systemen dadurch, daß die Gasschwankungen an ihrem Entstehungsort, d.h. unmittelbar am Verdichter, gedämpft werden.

L i t e r a t u r

1. Voissel, Peter: Resonanzerscheinungen in der Saugleitung von Kompressoren und Gasmotoren.
In: Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Berlin, 106 (1911), S. 27 - 59.
2. Lutz, Otto: Grundsätzliche Betrachtungen über den Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen.
In: Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Berlin, 5 (1934), Nr 6, S. 275 - 289.

3. Lutz, Otto, Maier, Wilhelm.
Resonanzerscheinungen in den Rohrleitungen von Kolbenmaschinen.
Stuttgart: Wittwer, 1934, 110 S.
4. Schmidt, Thomas: Schwingungen in Auspuffleitungen von Verbrennungsmotoren.
In: Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Berlin, 5 (1934), Nr 5, S. 226 - 237.
5. Lutz, Otto: Resonanzschwingungen in den Ansaug- und Auspuffleitungen von Reihenmotoren. I. Teilbericht: Die Vorgänge in unverzweigten, an mehreren Stellen angeregten Leitungen.
In: Luftfahrt-Forschung. München, 16 (1939), Nr 3, S. 139 bis 147.
[II. Teilbericht: Die Vorgänge in verzweigten Leitungen.
In: ebenda, 16 (1939), Nr 7, S. 384 - 390.]
6. Schweitzer, P.H.
Scavenging of Two Stroke Cycle Diesel Engines.
New York: 1949, 12. Kapitel.
7. Чарный И. А.. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах. Гостехиздат, 1951.
Čarnyj, I.A.
Neustanovivšeesja dviženie real'noj židkosti v trubach. [Moskva:] Gostechizdat, 1951.
<Instationäre Bewegung einer realen Flüssigkeit in Rohren; russ.>
8. Groth, Klaus: Untersuchung über Schwingungen in der Druckleitung von Kolbenverdichtern.
In: VDI Forschungsheft. Düsseldorf, 440 (1953), S. 5 - 22.
9. Leiker, Max: Die Auspuffanlage des Zweitaktmotors.
In: Motortechnische Zeitschrift. MTZ. Stuttgart, 13 (1952), Nr 7, S. 171 - 184.
10. Френкель М. И.. Конструирование и исследование компрессоров, Сборник статей НИИХИММАШа № 8, Машгиз, 1952.
Frenkel', Michail Isaakovič
Konstruirovanie i issledovanie kompressorov. (Sbornik statej. Vsesojuznyj naučno-issledovatel'skij i konstruktorskij institut chimičeskogo mašinostroenija). Moskva: Verlag "Mašgiz", 1952, Nr 8.
<Konstruktion und Untersuchung von Verdichtern; russ.>

Stuttgart, den 15.2.1980

übersetzt von

Ottmar Pertschi
(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer