

Schraubenverdichterläufer mit Evolventenflanken

Dr. techn. **L. Rinder**, Wien

Zusammenfassung

Durch Abänderungen am genormten Zahnstangen - Bezugsprofil können Evolventenverzahnungen so gestaltet werden, daß sie dichte Zahnlücken ergeben und als Verzahnungen für Schraubenkompressorläufer geeignet werden. Durch Wahl der Zahnstangenform können Blaslochflächen und die Spaltlängen der Berührungslinienspalte für die üblichen Zähnezahlverhältnisse bei Schraubenverdichterrotoren minimiert werden. Schraubenverdichterläufer mit Evolventenflanken sind mit einfachen Werkzeugen gut wälzfräsbar und erfüllen in allen Flankenpunkten die Verzahnungsgesetze. Sie sind ohne Koppelgetriebe gut lauffähig und ergeben im Kompressor gute Wirkungsgrade.

1 Einführung

1.1 Allgemeines

Schraubenkompressoren beziehungsweise - motoren sind Verdrängermaschinen. Die Arbeitsräume solcher Maschinen sind die Zahnlückenräume eines schrägverzahnten Zahnradpaares. Das Läuferpaar, das immer eine Sonderverzahnung aufweist, kann als das Herzstück einer Schraubenmaschine angesehen werden. Funktion, Verschleiß und Wirkungsgrad hängen wesentlich von der Genauigkeit, den Laufeigenschaften aber auch den dynamischen Eigenschaften der Läuferverzahnung ab.

Die Entwicklungsgeschichte der Schraubenmaschinen ist von Beginn an gekennzeichnet durch die Suche nach dichten, kinematisch einwandfreien, lauffähigen Verzahnungen. So war die erste 1878 von Krigar angegebene Verzahnung theoretisch dicht, war aber kinematisch nicht einwandfrei lauffähig /1/. Die Entwicklung ging weiter über das

asymmetrische Lysholmprofil zum kinematisch einwandfreien aber nicht völlig dichten symmetrischen SRM -Profil (1946) /2/. Die heute meist verwendeten asymmetrischen Profile sind Weiterentwicklungen des asymmetrischen Lysholm- bzw. des symmetrischen SRM-Profiles, wobei höhere Dichtigkeit oft unter Verzicht auf strenge Einhaltung aller Verzahnungsgesetze in einigen Flankenteilen erzielt wird.

1.2 Anforderungen und Gestaltungsrichtlinien

Schraubenverdichterläufer sind kinematisch gesehen schräg verzahnte Zylinderradpaare, die eine gleichförmige Drehzahl- und Drehmomentenübertragung gestatten müssen. Zum Unterschied zu konventionellen Zahnrädern tritt die Drehmomentenübertragung zwischen Haupt- und Nebenläufer, bei Schraubenverdichterverzahnungen in den Hintergrund. Aufgrund der Art der Verzahnung und der herrschenden Kraftverhältnisse überträgt der meist angetriebene Hauptläufer nur wenige Prozente der mechanischen Leistung auf den Nebenläufer. In manchen Fällen wechselt sogar das Nebenläufermoment das Vorzeichen, was zum Klappern der Verzahnung führen kann. Die Drehübertragung erfolgt bei Schraubenverdichtern nur in einer Richtung, sodaß die Läuferzahnflanken zweckmäßigerweise nicht symmetrisch ausgebildet sind.

Zu den Hauptanforderungen an Schraubenverdichterverzahnungen zählen, die Dichtigkeit der Zahnlückenräume gegenüber dem Gehäuse und den Nachbarzahnflanken und die Forderung nach guter, genauer Wälzfräsbarkeit der Profile.

Eine theoretisch einwandfreie Abdichtung der Zahnlückenräume kann nur erreicht werden, wenn die Berührungslinien der Verzahnung im Eingriff einen ununterbrochenen, geschlossenen Linienzug vom Zahngrund bis zum Zahnkopf bilden - eine Forderung, die zusammen mit den übrigen Verzahnungsgesetzen nicht immer erfüllbar ist. Reichen die Berührungslinien nicht bis zum Zahnkopf, so entsteht zwischen dem außen liegenden Eingriffspunkt und dem Gehäuse eine Öffnung - das Blasloch der Verzahnung - durch die Gas aus dem Arbeitsraum abströmen kann.

Stellt man die wesentlichen Anforderungen an eine brauchbare Läuferverzahnung zusammen, erhält man :

1.2.1. Kinematische Bedingungen - Verzahnungsgesetze

1) Bewegungsübertragung nach der Beziehung

$$R_{w1} \omega_1 = R_{w2} \omega_2 \quad (1)$$

R_{w1}, R_{w2} Wälzkreisradien
 ω_1, ω_2 Winkelgeschwindigkeiten

2) Im Eingriffspunkt fallen Tangenten und Flankennormalen von Haupt- und Nebenträgerflanke zusammen (Die Flanken berühren einander). Dazu muß eine Tangente und Flanken- normale in jedem Flankenpunkt existieren. Ecken und punkterzeugte Flanken erfüllen diese Bedingung nicht.

3) Um die Beweglichkeit zu garantieren, dürfen in keinem Eingriffspunkt die Krümmungskreismittelpunkte der Flankenlinien zusammenfallen. Eine Ausnahme liegt vor, wenn die Krümmungskreismittelpunkte in den Wälzpunkt der Verzahnung fallen (Bild 1).

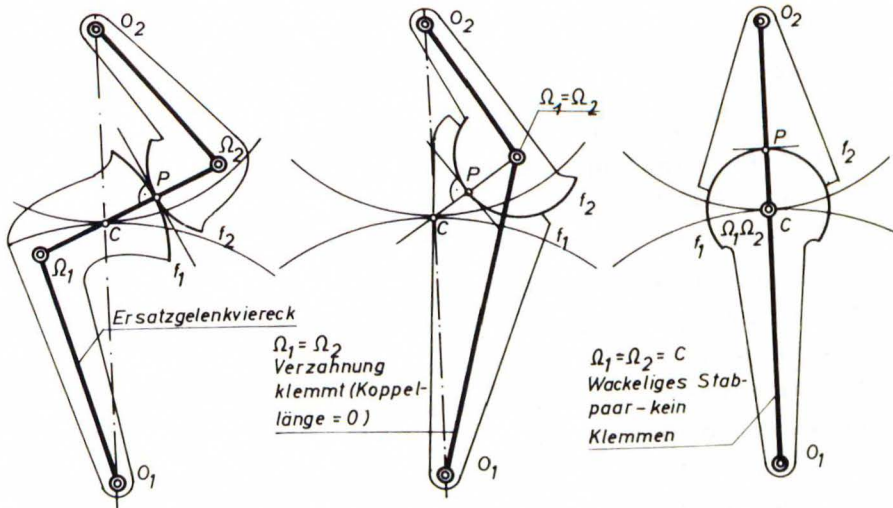


Bild 1. Beweglichkeit einer allgemeinen Verzahnung.

4) Im Eingriffspunkt geht die gemeinsame Flankennormale durch das Momentanzentrum der Relativbewegung also durch den Wälzpunkt.

5) Überdeckungsgrad

Die Gesamtüberdeckung des Getriebes muß größer 1 sein. Dies kann auch erreicht werden, wenn die Stirnüberdeckung kleiner 1 ist und die Zähne entsprechend verschraubt sind.

1.2.2. Geometrische Bedingungen

Dichtheit: Die Berührungslinie der Verzahnung soll einen geschlossenen, nicht unterbrochenen Linienzug vom Zahngrund möglichst bis zum Zahnkopf bilden.

Die gesamte, einen Zahnlückenraum abgrenzende Spaltlänge soll möglichst kurz sein.

1.2.3. Dynamische Bedingungen

Das Nebenläuferdrehmoment soll wesentlich kleiner sein als das Hauptläuferdrehmoment um Verschleiß und Reibungsverluste klein zu halten. Das über die Flanken übertragene Drehmoment soll das Vorzeichen nicht wechseln (eindeutige Flankenanlage). Die Läuferdurchbiegung soll möglichst klein gehalten werden.

1.2.4. Herstellung

Die Verzahnung soll gut wälzfräsbar sein, das heißt, das Zahnprofil im Normalschnitt der Verzahnung, welches ja dem Profil eines Wälzfräasers entspricht, soll einwandfreie Schnittbedingungen gewährleisten.

Aus den in 1.2.1. bis 1.2.4. aufgestellten Forderungen an eine brauchbare Läuferverzahnung ergeben sich folgende qualitative Gestaltungsrichtlinien:

Um einen Zahnlückenraum relativ dicht zu gestalten, muß das Zahnlückenvolumen groß, die das Volumen abgrenzende Leckspaltfläche aber klein sein. Läufer mit geringer Zähnezahl und tief eingeschnittenen Zahnlücken erfüllen diese Bedingung. Die heute verwendeten Zähnezahlen liegen zwischen 4 und 7 Zähnen.

Die Spaltlänge der Begrenzungsspalte kann durch die Verzahnungsgeometrie beeinflußt werden. Lediglich die Länge der Stirnspalte und der Berührungslinienspalte wird durch die Zahnform geändert. Die Stirnspaltlänge ist bezogen auf das geförderte Volumen dann ein Minimum, wenn die Zahn-lücken Kreisgestalt haben. Eine minimale Berührungslinienlänge hingegen bedingt, daß die Berührungslinien Geradenstücke zwischen Zahngrund und Zahnkopf sein müssen.

Die Länge der zwischen Zahnkopf und Läufergehäuse liegenden schraubenlinienförmigen Kopfspalte wird durch die Flankenform nicht beeinflußt. Eine wesentliche Größe stellt die Blaslochfläche für die Dichtheit einer Schraubenverdichterverzahnung dar. Im Idealfall müßten die beiden Kopfpunkte zum Eingriff kommen, was durch punkterzeugte Flanken unter Verzicht auf Einhaltung des zweiten Verzahnungsgesetzes (1.2.1.) erreichbar ist.

Die Forderung nach strenger Einhaltung der Verzahnungsgesetze, nach verschwindender Blaslochfläche, nach minimalen Stirnspalten und minimalen Berührungslinienspalten stehen im Widerspruch zueinander.

Hinzu kommt noch die wesentliche Bedingung nach guter Wälzfräsbarkeit. Eine Schraubenverdichterverzahnung kann daher immer nur ein Kompromiß aus allen diesen Anforderungen sein.

Die Generierung der Flankenprofile erfolgte bisher fast immer durch Angabe der Flankenlinien am Nebenläufer. Diese setzen sich aus mehreren verschiedenen Kurvenstücken zusammen. Es werden Kreise, Trochoiden, Ellipsen und Geradflankenstücke verwendet. Unter Anwendung des 4. Verzahnungsgesetzes (1.2.1.) ergibt sich dann die Flankenform am Hauptläufer /3/.

Die Einhaltung des 2. und 3. Verzahnungsgesetzes, eine geschlossene kurze Berührungslinie, ein kleines Blasloch und gute Herstellbarkeit ist dabei nicht automatisch gewährleistet.

Es ist nun naheliegend zur Erzeugung der Verzahnung einen anderen Weg zu beschreiten, wie er bei konventionellen

Zahnradern längst üblich ist. Im Vordergrund steht dabei die Herstellung und die einfache Werkzeugform, also das Zahnstangenprofil, welches mit beiden Läufern kämmen kann (Bild 2).

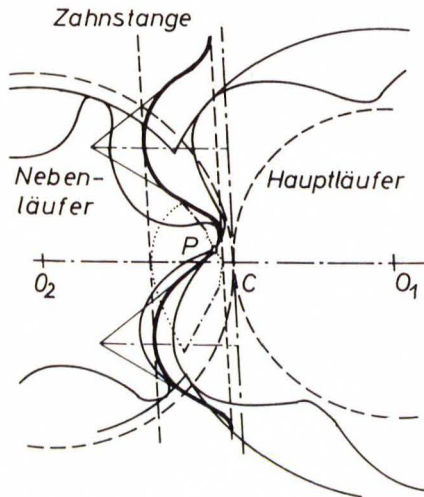


Bild 2. Von einem Zahnstangenprofil erzeugte Haupt- und Nebenläuferverzahnung.

Ein einfaches Zahnstangenprofil mit geraden Flanken führt zwangsweise auf die allgemein bekannte Evolventenverzahnung. Verschraubte Evolventenverzahnungen haben überdies Gerade als Berührungslinien [3], sind aber in der üblichen Form als Normverzahnung nicht für Schraubenverdichterläufer geeignet, da sie nicht dicht sind. Durch einige Änderungen ist es aber möglich auch Schraubenverdichterverzahnungen mit Evolventenprofilen zu entwickeln.

2. Evolventenprofile

2.1. Allgemeines

Bild 3 zeigt eine Evolventen-Normverzahnung. Die Eingriffslinie, die auch als der Grundriß der Berührungslinie

gedeutet werden kann /2/, besteht aus zwei Geraden. Sie ist nicht geschlossen und reicht nicht bis zum Schnittpunkt der beiden Kopfkreise. Die Verzahnung ist auch bei spielfreiem Gang nicht dicht und weist große Blaslöcher auf.

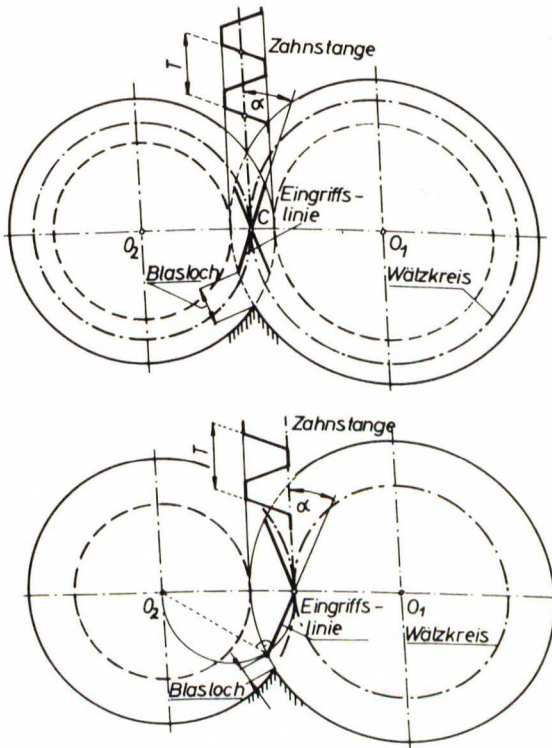


Bild 3. Normverzahnung und modifizierte Evolventenverzahnung.

Es ist daher notwendig wie das zweite Teilbild 3 zeigt, einen Läufer nur mit Zahnköpfen, den anderen Läufer nur mit Zahnlücken zur versehen. Durch geeignete Anpassung des Eingriffswinkels können sehr kleine Blaslöcher an der Druckseite der Verzahnung erreicht werden. Damit die Verzahnung an der Laufflanke keine zu lange Berührungslinie erhält ist es zweckmäßig das Zahnstangenprofil nicht symmetrisch auszubilden, sondern den Eingriffswinkel an der Laufflanke möglichst groß zu machen. Dadurch werden auch

2.2. Ausführungsgrenzen

Jede Evolventenverzahnung, die durch eine Zahnstange erzeugt wird weist Ausführungsgrenzen auf. Es sind dies im wesentlichen die Unterschnittgrenze, die wieder die Mindestzähnezahl und die Größe einer negativen Profilverschiebung bestimmt und das Spitzwerden der Zähne, das den Kopfkreisdurchmesser bzw. die Größe einer positiven Profilverschiebung begrenzt.

Bei einer nach Bild 4 abgeänderten Zahnstange ist auch noch der Flankenanschluß der von den Rundungskreisen erzeugten Flankenteile an die Evolventenflanken zu untersuchen.

2.2.1. Unterschnittgrenze der Evolventenflanken

Jede gespitzte Kreisevolvente besteht aus zwei Ästen und einer Spitze am Grundkreis. Für eine brauchbare Verzahnung ist nur ein Ast der Evolvente verwendbar, da in der Spitze weder Tangente noch Kurvennormale existiert (vgl. Verzahnungsgesetze).

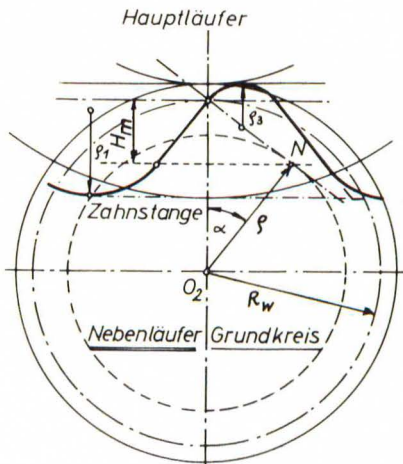


Bild 5. Unterschnittgrenze am Nebenläufer.

Bild 5 zeigt eine Zahnstange nach Bild 4 bei der Erzeugung des Nebenläufers wobei die Evolvente bis zur Spitze ausgenutzt wird.

Tiefer ist die Verzahnung bei einem gegebenen Eingriffswinkel nicht in den Läufer einzuschneiden, da sonst der zweite Evolventenast benützt werden würde.

Für den Grundkreisradius erhält man:

$$\rho = R_w \cos \alpha$$

R_w Wälzkreisradius, α Eingriffswinkel

Die maximale Tiefe der von den Evolventenflanken gebildeten Zahnücke H_m erhält man mit Bild 5 zu

$$H_m = R_w \sin^2 \alpha \quad (2)$$

mit $2\pi R_w = z_N T$ T Teilung

wird

$$H_m / T = z_N (1/2\pi) \sin^2 \alpha \quad (3)$$

Kleine Eingriffswinkel α ergeben flache, wenig tief eingeschnittene Verzahnungen. Der Winkel α wird aber dadurch bestimmt, daß die Eingriffslinie annähernd bis zum Schnittpunkt der Läuferkopfkreise reichen soll um das Blasloch klein zu halten (vgl. Bild 3).

Da eine dichte Verzahnung erreicht wird, wenn der Hauptläufer nur Zahnköpfe, der Nebelläufer nur Zahnücken aufweist wird klar, daß eine Unterschnittgefahr nur für den Nebelläufer existiert, da die Zahnstange beim Hauptläufer nicht unterhalb des Wälzkreises einschneidet (Bild 2).

2.2.2. Spitzwerden der Hauptläuferzähne

Den maximalen Kopfkreisradius eines Läufers erhält man dort, wo sich die beiden Evolventenflanken, die durch die Zahnstange erzeugt werden, schneiden (Bild 6).

Üblicherweise liegt der maximale Kopfkreisradius über dem Wälzkreis, sodaß die Gefahr des Spitzwerdens nur für den Hauptläufer existiert.

Mit Bild 6 erhält man:

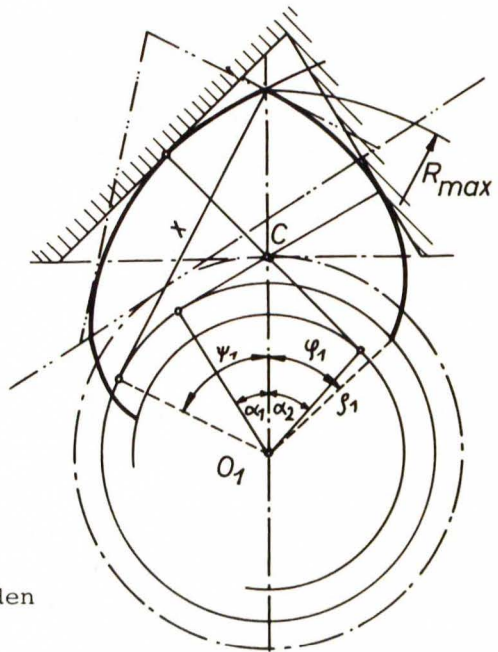


Bild 6. Spitzwerden der Läuferzähne.

Grundkreis der Evolvente mit dem Eingriffswinkel α_1

$$\rho_1 = R_w \cos \alpha_1$$

Grundkreis der Evolvente mit dem Eingriffswinkel α_2

$$\rho_2 = R_w \cos \alpha_2$$

$$R_{\max} = \rho_1 / \cos \psi_1 \quad \text{bzw.} \quad R_{\max} = \rho_2 / \cos \psi_2 \quad (4)$$

oder

$$\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} = \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad (5)$$

Aus der Evolventenbeziehung folgt für die beiden Evolventen

$$\varphi_1 = ev \psi_1 \quad \varphi_2 = ev \psi_2 \quad (ev \psi = tg \psi - \psi) \quad (6)$$

und die Zahnstärke der Evolventenzähne am Wälzkreis folgt mit Bild 4

$$(H_1 + H_2) = R_w (ev \psi_1 - ev \alpha_1 + ev \psi_2 - ev \alpha_2) \quad (7)$$

Die Gleichungen 5 und 7 sind zwei Gleichungen für die unbekanntenen Winkel ψ_1 und ψ_2 .

Bei Kenntnis von ψ_1 bzw. ψ_2 kann R_{\max} aus Gleichung 4 errechnet werden. Die Lösung geschieht numerisch.

Für den Fall der symmetrischen Zahnstange erhält man die bekannte Beziehung für die Zahnstärke H im Wälzkreis.

$$R_w (e^{v\psi} - e^{-v\alpha}) = H/2 \quad (8)$$

Die Gleichungen 4, 5 und 7 ermöglichen folgende qualitative Aussagen:

Große Eingriffswinkel α ergeben kleine maximale Kopfkreisradien. Große Zahnstärken ($H_1 + H_2$) der verlängerten Evolventenzähne im Wälzkreis ergeben große maximale Kopfkreisradien (vgl. Bild 4). Da die fiktive Zahnstärke im Wälzkreis proportional der Zahnteilung ist und nach Bild 3 Wälzkreis und Fußkreis am Hauptläufer annähernd identisch sind ergeben sich große Werte ($H_1 + H_2$) nur für wenige Hauptläuferzähne.

Große Kopfkreise am Hauptläufer und damit tief eingeschnittene Verzahnungen erhält man nur, wenn die Hauptläuferzahnzahl klein ist (4 - 5 Zähne).

2.2.3. Von den Kopfrundungskreisen erzeugte Flankenteile

Die Rundungskreismittelpunkte der Zahnstange nach Bild 4 durchlaufen beim Abwälzen der Zahnstange an den Läuferwälzkreisen gestreckte Kreisevolventen für den Hauptläufer und verschlungene Kreisevolventen für den Nebelläufer. Die eigentlichen Läuferflanken sind dann Kreishüllbahnen dieser Evolventen (Bild 7).

Bild 7 zeigt eine solche Flankenkurve mit 3 Ästen bei der der Anschluß zur Evolventenflanke am Ast drei erfolgt (Punkt P_3). Es entsteht damit eine technisch nicht ausführbare und für die Verzahnung unbrauchbare Spitze in den Zahnflanken die über den Kopfkreis hinausgeht.

Der Anschluß der Flanken die von den Kopfrundungskreisen der Zahnstange erzeugt werden an die Evolventenflanken ist deshalb in jedem Fall genau zu untersuchen. Dazu werden am besten Rechnerprogramme eingesetzt, die die Flankenkoordinaten der Hauptläuferflanke und der Nebenzählerflanke entsprechend den Verzahnungsgesetzen aus den Zahnstangenkoordinaten berechnen.

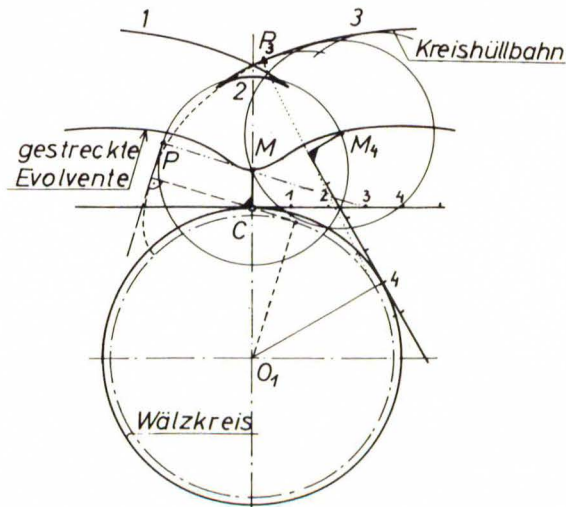


Bild 7. Von den Kopfrundungskreisen erzeugte Flanken.

2.3 Lückenflächen- und Volumenberechnung eines Zahn- lückenpaares

Die Berechnung der Zahnflächen und des Zahnflächen-
volumens geschieht bei Läufern mit Evolventenflanken
in der gleichen Weise wie bei allen anderen Schrauben-
verdichterverzahnungen /2/ /4/ /5/ .

Für die Berechnung der Zahnlückenflächen in Abhängigkeit vom Drehwinkel der Verzahnung sind drei Bereiche zu unterscheiden (Bild 8).

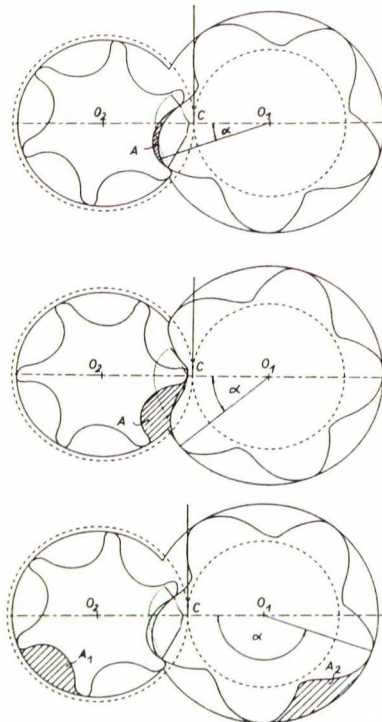


Bild 8. Berechnung der Zahnlückenfläche bei einem 5:6 Zahnstangenprofil.

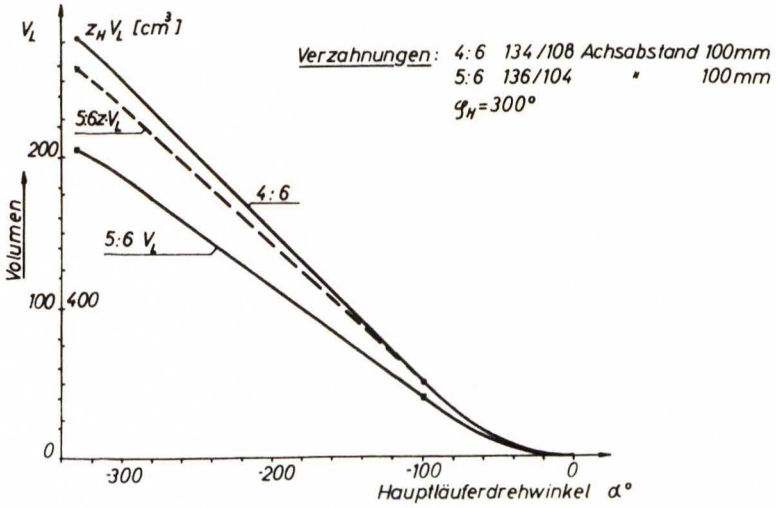


Bild 9. Volumskurven bei Läufern mit Zahnstangen-Evolventenprofil

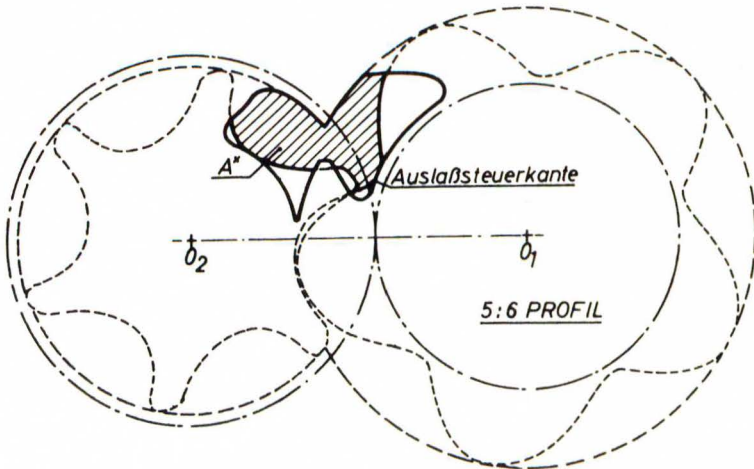


Bild 10. Steuerkantenausbildung beim Evolventenprofil

Bereich 1 mit 2 Eingriffspunkten: Die Zahnflanke wird nur durch die Zahnflanken begrenzt.

Bereich 2 mit 1 Eingriffspunkt: Die Zahnflanke wird durch die Hauptläuferflanke, die Nebenläuferflanke und durch das Gehäuse begrenzt.

Bereich 3: Die Zahnflanken von Haupt- und Nebenläufer sind außer Eingriff.

Die Berechnung der Zahnflankenflächen kann nur numerisch erfolgen und geschieht zweckmäßigerweise mit dem Umlaufintegral

$$A(\alpha) = 1/2 \oint x dy - y dx \quad (9)$$

x, y Koordinaten der Berandung

doppelpunktfreie Berandung vorausgesetzt

Bei Kenntnis der Zahnflankenflächen $A(\alpha)$ erhält man das Zahnflankenflächenvolumen

$$V(\alpha) = h_1 / 2\pi \int_0^{\bar{\gamma}} A(\alpha + \gamma) d\gamma \quad h_1 \text{ Hauptläufersteig.} \quad (10)$$

Die obere Integrationsgrenze $\bar{\gamma}$ wird $\bar{\gamma} = \alpha$ solange der Drehwinkel α kleiner ist als der Verschraubungswinkel der Zähne am Hauptläufer, bzw. $\bar{\gamma} = \varphi_H$ wenn der Drehwinkel α größer ist als der Verschraubungswinkel der Verzahnung (saugseitig vom Gehäuse geschlossene Zahnflanke) /2/.

Bild 9 zeigt berechnete Volumskurven für zwei Verzahnungen mit 4:6 und 5:6 Zähnen.

2.4. Steuerkantenausbildung

Die Steuerkantenausbildung erfolgt analog wie bei den heutigen üblichen Profilen /6/. Die Gestalt der Steuerkante ist ähnlich wie für andere bekannte Läuferprofile.

Bild 10 zeigt die Gestalt der Steuerkante und die Ausschubfläche A^* für eine bestimmte Läuferstellung an einem 5:6 Evolventenprofil.

2.5. Leckspaltfläche und Blasloch

Die Berechnung der Spalte und des Blaslochs der Verzahnung kann in der in /2/ beschriebenen Art erfolgen.

Durch geeignete Art der Zahnstangenparameter kann das druckseitige Blasloch sehr klein gemacht werden. Überdies sind die Berührungslinien an den Evolventenflanken Gerade, also die kürzest mögliche Verbindung zwischen Zahngrund und Zahnkopf wie die Eingriffslinie in Bild 8 zeigt. Bild 11 stellt die Gestalt des Blaslochs einer 4:6 Verzahnung dar.

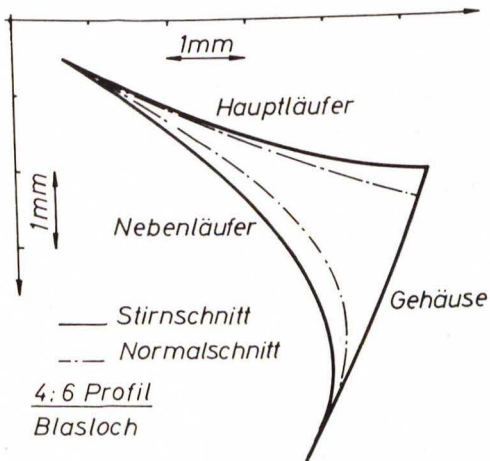


Bild 11. Blasloch eines 4:6 Evolventenprofils.

In Bild 12 sind die Spaltenlängen der Begrenzungsspalte in Abhängigkeit von der Läuferstellung wiedergegeben.

3. Vergleich mit anderen Schraubenverdichterprofilen

Durch Variation der Zahnstangenparameter in Bild 4 ist eine Vielzahl von Zahnformen zu erhalten die alle gut wälzfräsbar sind. Es ist immer möglich für beliebige Haupt- und Nebenläuferzähnezahlen durch optimale Parameterwahl kinematisch einwandfreie, in allen Flankenpunkten lauffähige Verzahnungen zu erreichen, die sehr kleine Blaslöcher aufweisen und große relative Dichtigkeit besitzen. Für die üblichen Zähnezahlverhältnisse von 4:6, 5:6, 5:7 ist der Nebenläuferdurchmesser stets kleiner als der Hauptläuferdurchmesser. Erst ab 5:8 Zähnen kann bei brauchbarer Dichtigkeit der Verzahnung Durchmessergleichheit erzielt werden.

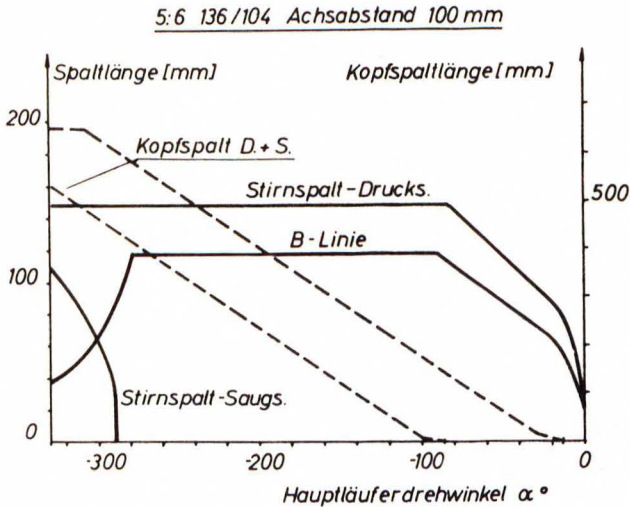


Bild 12. Verlauf der Begrenzungsspalte bei einer 5:6 Verzahnung mit Evolventenprofil.

Gegenüber den meisten anderen Schraubenverdichterverzahnungen ergeben Evolventenprofile flachere Zahnücken, das heißt, daß bei gleicher Fördermenge und gleichem Längen- Durchmesser- verhältnis der Läufer der Achsabstand der Läufer mit Evolventenprofil um ca. 15 - 20% größer wird als für das übliche SRM - Profil. Dafür sind die Läufer steifer, weisen also weniger Biegeverformung auf und ermöglichen den Einbau größerer Lager. (Bild 13)

Einfache Ähnlichkeitsbetrachtungen zeigen, daß immer dann wenn die Läuferbelastung und die Lagerbelastung groß wird, also etwa bei Kältemittelverdichtern Läufer mit flachen Profilen vorteilhaft eingesetzt werden können. Durch geeignete Parameterwahl gelingt es immer das Zahnückenvolumen an der Druckseite des Verdichters bis auf Null zu verkleinern und auch das Nebenläufermoment ohne Vorzeichenwechsel im Bereich von 5 - 9% des Hauptläufermomentes zu halten (vgl. auch /7/).

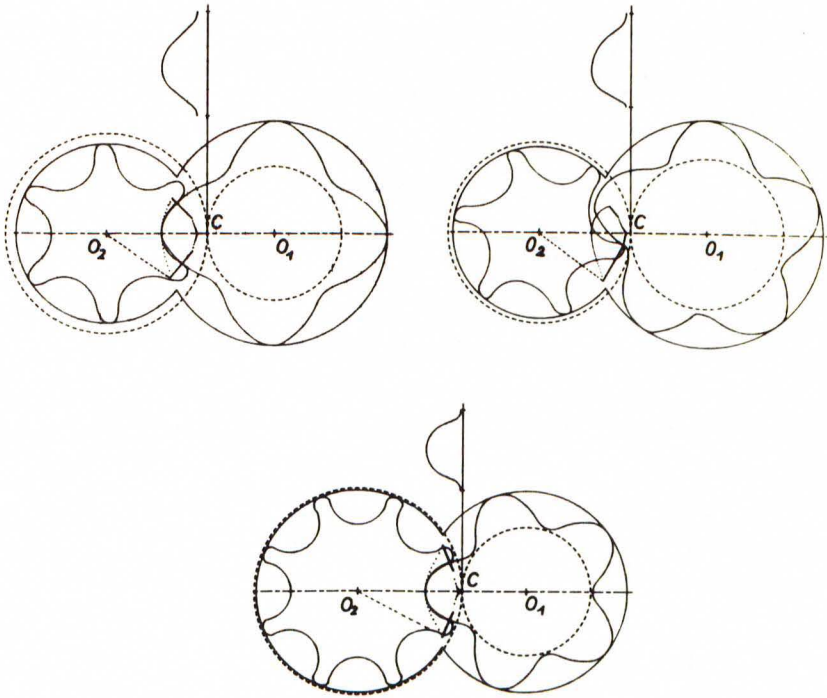


Bild 13. Läufer mit Evolventenprofil und verschiedenen Zähnezahlen.

4. Versuchsergebnisse mit Evolventenprofilen

Prototypen von Läufern mit Evolventen- Zahnstangenprofilen wurden in einem Luftverdichter mit 100mm Achsabstand und Öleinspritzkühlung untersucht. Zu Vergleichszwecken wurden 4 Zähne am Hauptläufer und 6 Zähne am Nebenläufer ausgeführt. Die Verzahnung gleicht der in Bild 13 dargestellten 4:6 Verzahnung. Die Läufer hatten eine mittlere Leckspalthöhe von 0,03 - 0,04mm. Die gemessene spezifische Arbeit in Abhängigkeit von der gefahrenen Umfangsgeschwindigkeit am Hauptläuferkopf und der eingespritzten spezifischen Ölmenge ist für einen Verdichtungsenddruck von 7 bar und eine Verdichtungsendtemperatur von 85°C in Bild 14 wiedergegeben /8/.

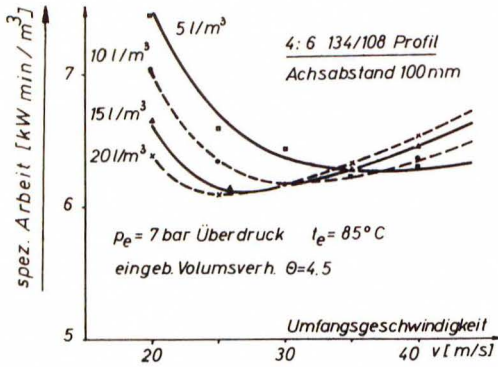


Bild 14. Spezifische Arbeit beim 4:6 Evolventenprofil.

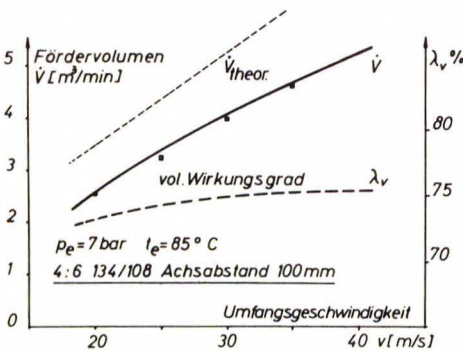


Bild 15. Volumetrischer Wirkungsgrad und Fördervolumen beim 4:6 Evolventenprofil.

Bild 15 zeigt den Verlauf des volumetrischen Wirkungsgrades in Abhängigkeit von der gefahrenen Umfangsgeschwindigkeit am Hauptläuferkopf.

5. Schrifttum

- /1/ Fischer, W. Production Design of a Modern Axial- Flow Positive Displacement Rotary Compressor. ASME (1959).
- /2/ Rinder, L. Schraubenverdichter. Wien, New York: Springer Verlag 1979.
- /3/ Wunderlich, W. Ebene Kinematik. BI- Hochschultaschenbücher 447/447a Mannheim, Wien, Zürich: Bibliografisches Institut 1970
- /4/ Greve, H. Über die Arbeitsweise und Berechnung von SRM-Schraubenverdichtern. Diss. TU Hannover 1971
- /5/ Naujoks, R. Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - ein Vergleich von Rechnung und Experiment. VDI-Fortschrittbericht, Reihe 7 Nr. 69 Düsseldorf VDI-Verlag 1982
- /6/ Mokolke, H. Energieeinsparung bei ölüberfluteten Schraubenverdichterstufen und -anlagen Konstruktion, 35 Jg. (1983) H.4, S 133
- /7/ Rinder, L. Schraubenverdichter berechnen unter Berücksichtigung der inneren Leckverluste Riegler, G. Maschinenmarkt 85 Jg. (1979) H.56, S1127
- /8/ Rinder, L. Wirkungsgrad- und Liefergradoptimierung an einspritzölgekühlten Schraubenverdichtern mit Hilfe eines Prozessrechners. ÖIZ, 21 Jg. H.4, S 114,