Schraubenkompressoren

Autor(en): **Künzler, M.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **85 (1967)**

Heft 20

PDF erstellt am: **28.03.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-69457

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Schraubenkompressoren

DK 621.514.5

Die Verbreitung der Schraubenkompressoren hat in den letzten Jahren stark zugenommen. Vom ursprünglichen, fast ausschliesslichen Einsatz für die Luftförderung in kleinen Mengen, eroberte diese Bauart mit fortschreitender technischer Vervollkommnung Gebiete, die ihr bis anhin verschlossen waren. Dazu trugen die ihr anhaftenden Vorteile entscheidend bei.

In der Arbeitsweise gehört der Schraubenkompressor zur gleichen Gruppe wie die Einwellen-Rotationsverdichter und die Kolbenverdichter. Diese Bauarten bewirken eine Volumenverringerung des Fördermediums in abgeschlossenen Kammern, weshalb sie mit Vorteil für die Verdichtung von leichten Gasen eingesetzt werden können. Wie der Turbokompressor, besteht der Schraubenkompressor ausschliesslich aus rotierenden Teilen, welche mit kleinem Aufwand ausgewuchtet werden können und einen ruhigen Lauf gewährleisten. Es ist daher oft möglich, solche Maschinen fundamentlos aufzustellen. Der einfache Aufbau sowie der geringe Verschleiss infolge des reibungslosen Laufes ergeben niedrige Wartungskosten; allfällige Ausfallzeiten sind daher kurz. Dank Abwesenheit unausgeglichener Massenkräfte können hohe Drehzalhen zugelassen werden, was nicht nur raumsparende Bauweisen gestattet, sondern auch einen hochfrequenten Gasausstoss mit annähernd kontinuierlicher Förderung bewirkt, wodurch sich in vielen Fällen eine Pulsationsdämpfung mittels Speicher erübrigt.

Eine weitere Eigenschaft dieser Bauart besteht darin, dass sie im Arbeitsraum keine Schmierung benötigt. Schraubenkompressoren können daher so konstruiert werden, dass das Fördermedium an keiner Stelle mit Öl oder sonstigen Schmiermitteln in Berührung kommt, wodurch sie mit Vorteil auch in der Kälteindustrie zur Anwendung gelangen. Ein Ölabscheider erübrigt sich alsdann.

Schraubenkompressoren sind zweiwellige Maschinen, bei welchen die beiden Drehkolben ein stark verwundenes Zahnprofil besonderer Form aufweisen. Bild 1 zeigt die von der *Demag Aktiengesellschaft*, Duisburg, für ihre Anlagen entwickelte Zahnform. Diese Profile ermöglichen die innere Volumenverringerung des Fördermediums, erlauben das Ansaugen eines grossen Gasvolumens und beschränken, auf Grund des sehr kleinen Spiels zwischen den Flanken sowie zwischen den Rotoren und dem Gehäuse, die Leckverluste auf ein Minimum. Bei der beschriebenen Bauart wurde für beide Rotoren der gleiche Durchmesser, jedoch mit unterschiedlicher Zähnezahl gewählt. Der Hauptrotor weist vier, der Steuerrotor sieben Zähne auf. Um die Gefahr des Festfressens der Rotoren gegen das Gehäuse zu vermindern, werden sie entlang der äusseren Schraubenlinie zusätzlich mit flachen Labyrinthnuten versehen. Diese sind auf Bild 1 erkennbar.

Die Rotorprofile werden aus perlitischem Sphäroguss im Abwälz-Hobelverfahren hergestellt und auf die Wellen aus Vergütungsstahl aufgeschrumpft. Das Gehäuse besteht aus Maschinenguss und weist im Arbeitsbereich und auf der Druckseite Kanäle für den Kühlwasserkreislauf auf. Die Drehkolben und das Gehäuse können auch aus anderen Werkstoffen hergestellt werden, um die Förderung aggressiver Gase zu ermöglichen. Die äusseren Labyrinthdichtungen der Wellendurchführungen sind aus nichtrostendem Stahl und werden auf die Wellen aufgeschrumpft. Sie laufen berührungsfrei in galvanisch verzinnten Weicheisenbuchsen und erlauben die Anordnung von Zwischenkammern, so dass das Leckgas abgesaugt und ein geeignetes Sperrgas zugeführt werden kann. Die Abdichtung kann auch auf andere Art ausgeführt werden, so zum Beispiel mit Wasser- oder Ölabsperrung. Durch die zweckdienliche Anordnung eines neutralen, mit der Atmosphäre verbundenen Raumes und ein auf der Welle vorgesehenes Rückführgewinde wird das Eindringen von Schmieröl aus dem Getriebe in den Arbeitsraum verhindert.

Die Wellenlager sind als Gleitlager ausgebildet und werden mit Drucköl geschmiert, ebenso die Axiallager, welche ballig ausgeführt sind und sich selbsttätig einstellen. Durch die besondere Form der Zahnprofile wird das Drehmoment zu rd. 90% durch den Hauptkolben übertragen. Der Nebenkolben dient als Steuerorgan. Aus diesem Grund werden die Gleichlaufzahnräder nur gering belastet, was zur langen Lebensdauer entscheidend beiträgt. Auch lässt sich der Zwischenraum zwischen den Drehkolben auf diese Weise klein halten,

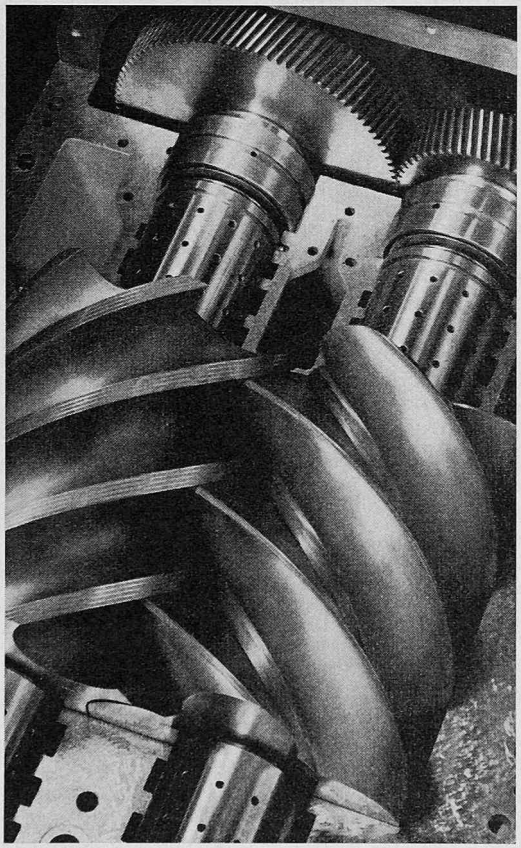


Bild 1 (oben). Ansicht des Drehkolbenpaares in einem Demag-Schraubenkompressor

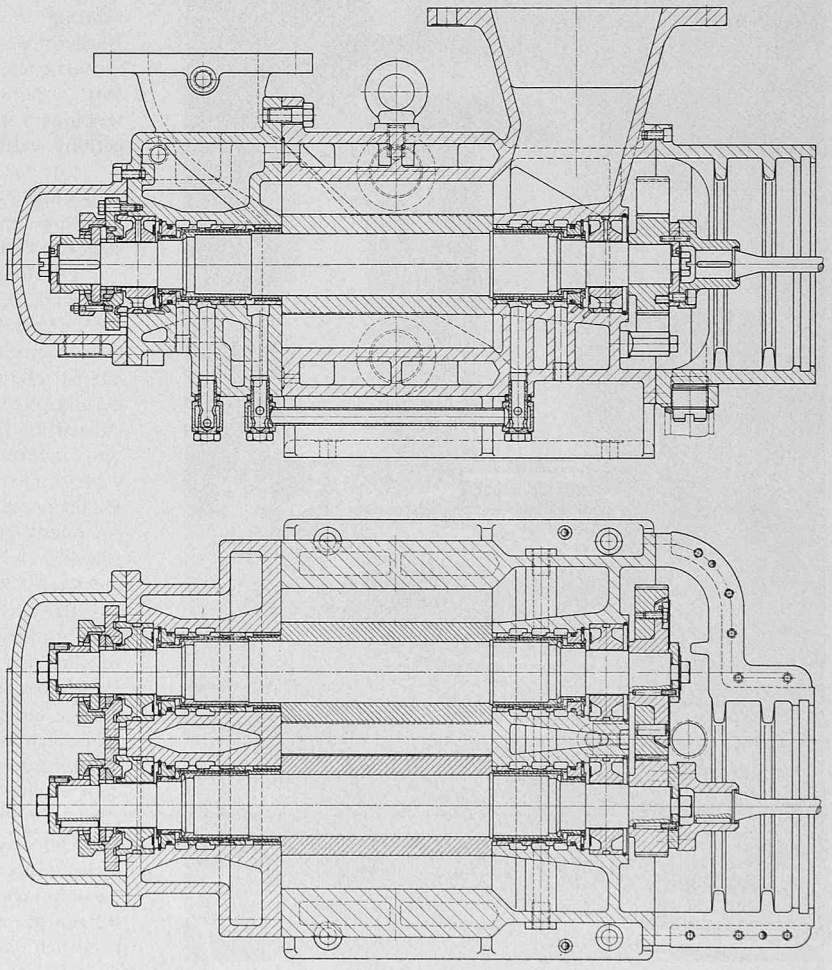


Bild 2 (rechts). Schnittbild eines Demag-Schraubenkompressors

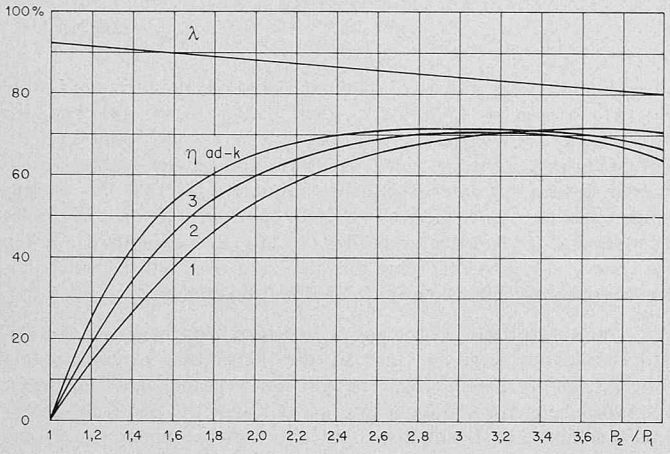
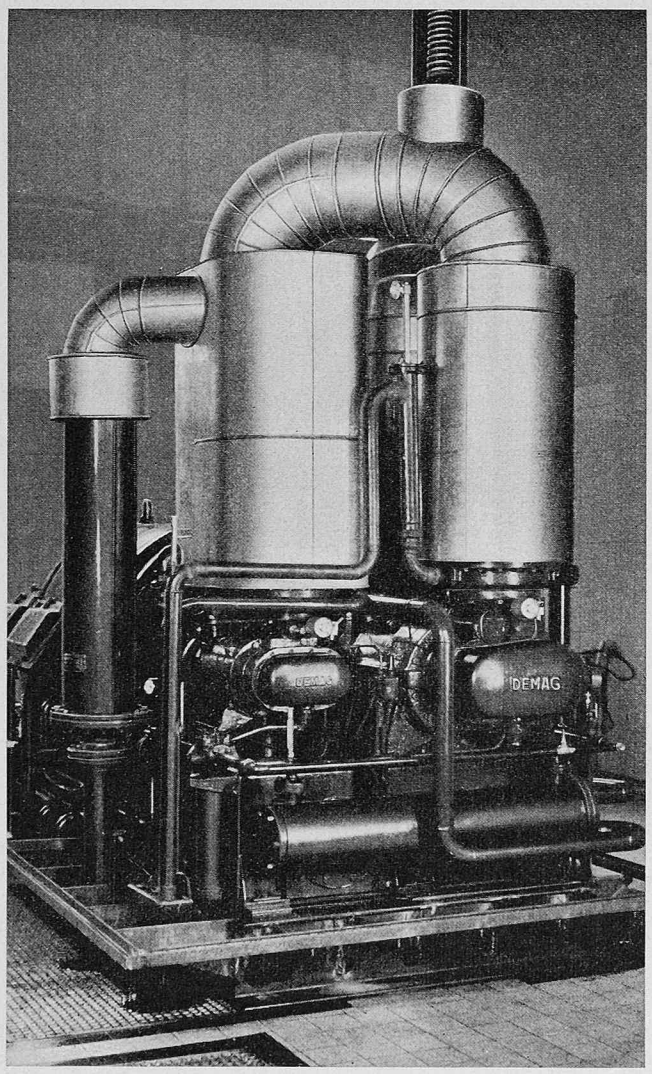


Bild 3. Volumetrischer Wirkungsgrad λ in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und adiabatischer Wirkungsgrad $\eta_{ad\text{-}k}$ eines Schraubenkompressors, der mit verschiedenen eingebauten Druckverhältnissen gefahren wurde. Kurve 1: $P_2/P_1 = 3{,}7$; Kurve 2: $P_2/P_1 = 3{,}2$; Kurve 3: $P_2/P_1 = 2{,}7$

da der Flankenverschleiss der Antriebszahnräder sehr gering ist. In Bild 2 ist der Aufbau eines Demag-Schraubenverdichters im Schnitt dargestellt.

Die Arbeitsweise des Schraubenverdichters ist sehr einfach; die beiden Kolben drehen sich gegenläufig im Gehäuse und zwar so, dass sie an der unteren Seite auseinander laufen. Hier endet der Zahneingriff, durch das bei weiterer Drehung stattfindende Auseinanderstreben von Zahn und Zahnlücke wird das Volumen vergrössert und füllt sich aus der Saugleitung mit dem zu fördernden Medium auf. Sobald die ganze Zahnlücke bis zur gegenüberliegenden (Druck-) Seite freigegeben wird, ist der Ansaugvorgang beendet. Kurz vorher haben die Zahnlücken die Steuerkanten der Saugseite überschritten, so dass das Gasvolumen allseits eingeschlossen ist und an die Oberseite transportiert wird. Dabei kommen Zahn und Zahnlücke an der Saugseite oben wieder in Eingriff. Durch weitere Drehung verkürzen sich die aufgefüllten Zahnlücken und komprimieren das eingeschlossene Medium solange, bis die Auslass-Steuerkanten an der Druckseite überstreift werden.

Bild 4. Ansicht einer zweistufigen Schraubenkompressoren-Anlage für 1 ata Ansaugedruck, 8 ata Enddruck bei einer Fördermenge von 5200 m³/h



Damit ist der Enddruck der «inneren Kompression» erreicht und die Verbindung mit dem Druckstutzen hergestellt. Bei weiterer Drehung schiebt die sich verkürzende Zahnlücke das verdichtete Gas solange in die Druckleitung, bis auf der druckseitigen Stirnwand Zahnlücke und Zahn wieder vollkommen in Eingriff sind. Dieser Vorgang wiederholt sich mit jeder Zahnlücke, also viermal pro Umdrehung des Hauptkolbens. Durch die hohen zulässigen Drehzahlen dieser Kompressoren ist der Gasausschub annähernd kontinuierlich. Die Lage der druckseitigen Steuerkanten bestimmt den Wert der inneren Verdichtung. Stimmt dieser Wert nicht mit dem Betriebsdruck der Leitung überein, so ist eine entsprechende Mehrarbeit aufzuwenden. Ist der Leitungsdruck höher, so erfolgt ein Gasrückstrom in den Kompressor und es wird um die Differenz nachverdichtet. Ist aber der Wert der inneren Kompression höher, so erfolgt eine Überverdichtung und das Medium expandiert um die Differenz zum Betriebsdruck. Bei eingebauten Druckverhältnissen über 2,6 fällt dieser Mehraufwand nicht so sehr ins Gewicht, unterhalb 2,6 ist es dagegen ratsam, die Steuerkanten zu verlegen. Bild 3 veranschaulicht den Verlauf des adiabatischen Wirkungsgrades $\eta_{ad\text{-}k}$ in Abhängigkeit vom Kompressionsverhältnis P_2/P_1 eines Schraubenverdichters. Die Kurven 1 bis 3 wurden beim gleichen Verdichter ermittelt, der jedoch mit verschiedenen eingebauten Druckverhältnissen gefahren wurde ($P_2/P_1 = 2{,}7$; 3,2 und 3,7). Es fällt der flache Verlauf der Kurven über weite Bereiche auf, woraus ersichtlich ist, dass eine Anpassung des inneren Druckverhältnisses an das äussere ohne grosse Einbusse an Wirkungsgrad oft vernachlässigt werden kann. Der volumetrische Wirkungsgrad λ nimmt in Abhängigkeit vom gefahrenen (nicht vom eingebauten) Druckverhältnis linear ab.

Aus Bild 4 ist die kompakte Bauweise eines Schraubenkompressors zu erkennen. Es zeigt eine zweistufige Anlage in einer Druckluftzentrale; die Kenndaten sind: Ansaugedruck 1 ata, Enddruck 8 ata, Fördermenge 5200 m³/h. Die hohen Drehzahlen machen bei elektromotorischem Antrieb ein Übersetzungsgetriebe unerlässlich. Dieses wird, zusammen mit der Ölversorgungsanlage und den zwei Verdichterstufen auf einer Grundplatte montiert, welche als Ölbehälter ausgeführt werden kann.

Für das entlastete Anfahren und Stillsetzen der Anlage sorgt eine saugseitig angebrachte Leerlaufeinrichtung. Diese kann, im Zusammenhang mit einem druckseitigen Speicher, ebenfalls als druckgesteuerte Vollast-Leerlaufregelung verwendet werden.

Die Regelung der Fördermenge kann in weitem Bereich durch Änderung der Drehzahl erzielt werden. Diese ist allerdings wirtschaftlich nur bei Turbinenantrieb möglich, obwohl sie ebenfalls mit stufenlosen Getrieben, polumschaltbaren Elektromotoren usw., durchführbar ist. Die meistverwandte Regelungsart ist das Aussetzen der Förderung. Wenn ein einstellbarer Enddruck erreicht ist, wird der Druckstutzen ins Freie entlastet und gleichzeitig die Saugöffnung geschlossen. Dadurch arbeitet der Kompressor als Vakuumpumpe im Leerlauf weiter und verbraucht dabei nur einen kleinen Teil der Normalleistung. Damit bei diesem System die Schalthäufigkeit nicht zu gross wird, ist ein relativ grosses Speichervolumen dem Verdichter nachzuschalten. Ein Rückschlagventil verhindert das Rückströmen der bereits verdichteten Luft aus dem Druckluftnetz.

Bei Gasförderung wird in der Hauptsache die Rückstrom-Regulierung angewandt. Hierdurch wird vermieden, dass durch das Vakuum, welches sich bei saugseitiger Drosselung bildet, Luft angesaugt wird. Diese Regelung arbeitet allerdings ohne Energieersparnis, weil die Anlage laufend das Gas gegen den Betriebsdruck auszustossen hat. Üblicherweise wird ein Überströmregler verwandt, der den Betriebsdruck in der Leitung konstant hält und das überschüssige Gas hinter dem Kühler aus der Druckleitung abzweigt und in die Saugleitung zurückfördert.

Der druckseitig eingebaute Rippenrohr-Gaskühler hat durch sein dickwandiges Gussgehäuse schalldämpfende Wirkung. Bei zweistufigen Anlagen befinden sich je ein gleicher Kühlerteil auf dem Druckstutzen der ersten Stufe und dem Saugstutzen der zweiten Stufe. Es brauchen daher besondere Schalldämpfer nur saugseitig an der ersten

Stufe, druckseitig an der zweiten Stufe und für die Leerlaufentlastung vorgesehen zu werden. Eine direkt von dem Verdichter angetriebene Zahnradpumpe versorgt sämtliche Schmierstellen mit Drucköl. Beim Anfahren und beim Auslaufen der Anlage sorgt eine Hilfspumpe für die Aufrechterhaltung des nötigen Öldruckes.

Die Firma Demag stellt Schraubenverdichter für Fördermengen bis 24000 m³/h her. Hierbei ist die obere Grenze noch nicht erreicht. Die minimale Fördermenge dürfte dagegen bei rd. 500 m³/h liegen. Je kleiner der Kompressor, desto grösser ist das Verhältnis der Leckverluste zur Ansaugmenge. Dies ist eine Folge der fertigungstechnisch erreichbaren Genauigkeit sowie der erforderlichen Toleranzen der Spalträume zwischen den Rotorprofilen. Daher wird bei kleinen Einheiten das Druckverhältnis geringer gewählt. Diese Erscheinung tritt auch bei der Förderung leichter Gase auf, da hier die Leckverluste mit kleinerem spezifischen Gewicht grösser werden.

Ausschlaggebend für die Bemessung eines Schraubenkompressors sind das Druckverhältnis und die Druckdifferenz. Die maximal zulässigen Temperaturen von 200 bis 220 °C begrenzen das erreichbare Druckverhältnis; die mechanische Belastbarkeit der Bauteile begrenzt die erzielbare Druckdifferenz. Bei der ersten Stufe wird normalerweise ein Druckverhältnis bis 4 zugrundegelegt; bei den weiteren Stufen kann die Druckdifferenz in Normalausführung bis 7 kp/cm² betragen. In einer verstärkten Ausführung kann diese bis auf rd. 14 kp/cm² gesteigert werden.

Für besondere Anwendungsgebiete kann auch saugseitig eine Flüssigkeitseinspritzung vorgesehen werden. Durch die damit erzielte Sperrwirkung erhöht sich der volumetrische Liefergrad der Anlage, die Leckverluste verkleinern sich und es wird ausserdem eine Kühlung erzielt. Es kann dadurch das Druckverhältnis vergrössert werden, ohne dass sich die Temperaturen erhöhen[1]).

Schraubenkompressoren sind unempfindlich gegen im Gasstrom mitgeführten Staub. Oft füllen sich die Spalten der Drehkolben mit solchen Ablagerungen; diese verkleinern das Laufspiel und vermindern die Leckverluste. Der überschüssige Schmutz wird druckseitig vom verdichteten Medium mitgerissen. Falls gereinigtes Gas benötigt wird, kann eine Reinigungsanlage dem Kompressor nachgeschaltet werden mit dem Vorteil, dass diese nur für das bereits verringerte Volumen bemessen werden muss und daher kleiner ausfällt und billiger wird.

Diese Maschinen eignen sich auch gut als Vakuumpumpen und finden als solche vermehrten Einsatz in der chemischen Industrie, besonders dort, wo Ölfreiheit gefordert wird. Als Vakuumpumpe kann der Schraubenkompressor mit grossen Druckverhältnissen gefahren werden, ohne dass die Temperaturen unzulässig hohe Werte annehmen. Mit zweistufigen Anlagen können ohne Flüssigkeitseinspritzung Unterdrücke von wenigen Torr erreicht werden. *M. K.*

[1]) Siehe auch «Schraubenkompressoren mit Öleinspritzung für die Kälteindustrie», SBZ 1966, H. 46, S. 816.

Über die Verschiebung des Trägerendes beim Rollenlager des einfachen Balkens

Von **Marc Ladner**, dipl. Ing. ETH, EMPA, Dübendorf

DK 624.072.221

Selten findet man in der Literatur Angaben über die Grösse der Verschiebung des Trägerendes beim beweglichen Auflager des einfachen Balkens, die durch die äussere Belastung hervorgerufen wird. Es ist aber von Interesse sich zu überlegen, welche Einflüsse dabei eine Rolle spielen können.

Zunächst resultiert aus der Durchbiegung des Balkens eine Verdrehung des Endquerschnittes. Ist der Balken wie üblich unten aufgelagert, so entsteht daraus eine Verschiebung des Trägerendes (Bild 1). Sie ist auf der Trägerunterseite positiv (Verlängerung), auf der Trägeroberseite dagegen negativ (Verkürzung). Hinzu kommt aber, dass die Spannweite der Neutralaxe eine Verkleinerung erfährt, da ja nicht die Spannweite, sondern die Länge der gebogenen Neutralaxe konstant bleibt. Die gesamte Verschiebung des Trägerendes setzt sich somit aus dem Einfluss der Endquerschnittsverdrehung und der Sehnenverkürzung zusammen.

Der Verschiebungsanteil aus der Endquerschnittsverdrehung ist einfach anzugeben:

$$\Delta v_1 = \frac{h}{2}\left(\sin|\alpha_l| + \sin|\alpha_r|\right) \cong \frac{h}{2}\left(|\alpha_l| + |\alpha_r|\right),$$

wenn die Auflagerdrehwinkel α_l und α_r als relativ klein angenommen werden.

Für die Berechnung der Sehnenverkürzung wird von der Biegelinie der Neutralaxe ausgegangen. Ist diese bekannt, dann muss nur noch ausgedrückt werden, dass die Bogenlänge konstant bleibt:

$$\int_0^l ds = l\,.$$

Wird die Integration dagegen über die Sehnenlänge durchgeführt, dann ist die obere Integrationsgrenze um die Verkürzung der Sehne Δv_2 gegenüber der Bogenlänge zu verkleinern. Da weiterhin der Tangentenwinkel φ an die Biegelinie als klein angenommen werden kann, dürfen $\sin\varphi \cong \varphi$ gesetzt und die Glieder höherer Ordnung von φ vernachlässigt werden. Somit erhält man

$$ds = \frac{dx}{\cos\varphi} = \frac{dx}{\sqrt{1-\sin^2\varphi}} \cong \frac{dx}{\sqrt{1-\varphi^2}} \cong \left(1 + \frac{1}{2}\varphi^2 + \frac{3}{8}\varphi^4 + \frac{5}{16}\varphi^6 + \ldots\right) dx\,,$$

$$\int_0^{l-\Delta v_2} \left(1 + \frac{1}{2}\varphi^2\right) dx = l\,.$$

Beim Einsetzen der oberen Integrationsgrenze kann man wegen der Kleinheit der Sehnenverkürzung die Glieder höherer Ordnung von Δv_2 unterdrücken. Damit erhält man eine lineare Gleichung für Δv_2. Die gesamte Verschiebung Δv beträgt somit

$$\Delta v = \Delta v_1 - \Delta v_2\,.$$

Beispiele

1. Gleichmässig verteilte Belastung p

$$y = \frac{p l^4}{24\,EI}\left(\xi - 2\,\xi^3 + \xi^4\right) \qquad \xi = x/l \qquad f = y\left(\xi = \frac{1}{2}\right) = \frac{5}{384}\frac{p l^4}{EI}$$

$$y' = \varphi = \frac{p l^3}{24\,EI}\left(1 - 6\,\xi^2 + 4\,\xi^3\right) \qquad \alpha_l = -\alpha_r = \varphi\,(\xi = 0) = \frac{p l^3}{24\,EI}$$

$$\boxed{\frac{\Delta v}{l} = 3{,}2\,\frac{f}{l}\left[\frac{h}{l} - \frac{1{,}554\,f/l}{2 + 10{,}24\,(f/l)^2}\right]}$$

Für $f/l < 1$, $\quad (f/l)^2 \ll 1$ gilt näherungsweise

$$\boxed{\frac{\Delta v}{l} \cong 3{,}2\,\frac{f}{l}\left[\frac{h}{l} - 0{,}78\,\frac{f}{l}\right]}$$

2. Einzellast P in Balkenmitte

$$y = -\frac{P l^3}{48\,EI}\left(4\,\xi^3 - 3\,\xi\right)\left(0 \leqslant \xi \leqslant \frac{1}{2}\right) \qquad f = y\left(\xi = \frac{1}{2}\right) = \frac{P l^3}{48\,EI}$$

$$y' = \varphi = -\frac{P l^2}{16\,EI}\left(4\,\xi^2 - 1\right) \qquad \alpha_l = -\alpha_r = \varphi\,(\xi = 0) = \frac{P l^2}{16\,EI}$$

$$\boxed{\frac{\Delta v}{l} = 3\,\frac{f}{l}\left[\frac{h}{l} - 0{,}80\,\frac{f}{l}\right]}$$

Die Bilder 2 und 3 stellen die Diagramme für die beiden Lastfälle dar. Die darin eingezeichneten Versuchswerte zeigen eine gute Über-