

bläse E, was sicher auf die große, abgerundete Ansaugöffnung sowie die strömungstechnisch ebenso günstige, einseitig geschlossene Bauform des Schaufelrades zurückzuführen ist. Diese Erklärung liegt hier ziemlich nahe, zumal ja die Einflüsse bestimmter konstruktiver Merkmale auf das Betriebsverhalten eines Gebläses bekannt sind [5]. Dennoch ist bei der Deutung der erzielten Meßergebnisse große Vorsicht geboten. Offensichtlich überdecken sich nämlich in vielen Fällen mehrere verschiedene Einflüsse so, daß ihre eindeutige Klärung nicht restlos gelingt.

Ein Vergleich der Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelräder (Abb. 12) — ebenfalls bei festgehaltener Fördergeschwindigkeit — zeigt ganz ähnliche Verhältnisse. Bei Annahme eines festen Durchmessers ist die Umfangsgeschwindigkeit der Drehzahl verhältig. Bedenkt man einmal die ungünstige Wirkung

zu hoher Umfangsgeschwindigkeit auf das Fördergut und weiter die Tatsache, daß die Antriebsleistung mit der dritten Potenz der Drehzahl steigt, leuchtet der Vorteil niedriger Umfangsgeschwindigkeit sofort ein. Auch hier zeigt sich Gebläse E am besten, während Gebläse A offenbar wegen seiner geringen Schaufelzahl sehr hohe Werte für  $u$  erreicht.  
DK 631.374.678

#### Schrifttum:

- [1] Denker, C., Untersuchungen an Gebläseförderanlagen für Heu und Stroh. RKTU Heft 1, 1928.
- [2] Segler, G., Untersuchungen an Körnergebläsen und Grundlagen für ihre Berechnung. Mannheim 1934.
- [3] Matthies, H. J. und Breustedt, H., Wurf Förderung und pneumatische Förderung bei Gebläsehäcksclern. Landtechnische Forschung 1/1952, S. 14.
- [4] VDI-Regeln für Leistungsmessungen an Ventilatoren.
- [5] Segler, G., Konstruktion landwirtschaftlicher Fördergebläse. Landtechnische Forschung 1/1951, S. 2.

## Résumé:

*Dipl.-Ing. L. Clasen: „Vergleichende Untersuchungen über den Kraftbedarf von Spreugebläsen.“ Eine Auswahl von sechs auf dem Markt befindlichen Spreugebläsen wurde auf dem Prüfstand des Instituts für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig insbesondere auf ihren Kraftbedarf hin untersucht. Einige Meßergebnisse werden mitgeteilt und kurz besprochen. Aus ihnen läßt sich entnehmen, wie stark verbesserungsbedürftig die heutigen Konstruktionen von Häcksel- und Spreugebläsen noch sind. Demgegenüber gestatten sie noch keine einwandfreie Aufklärung der Beziehungen zwischen den Konstruktionseinzelheiten und dem Betriebsverhalten. Den nächsten Schritt in dem erwähnten Forschungsprogramm soll deshalb eine systematische Untersuchung bilden, die diese Zusammenhänge sowohl bei Luft- wie bei Gutförderung klärt, damit die gegenwärtigen Konstruktionen mit Aussicht auf Erfolg verbessert werden können.*

*Dipl.-Ing. L. Clasen: „Comparative Tests on Power Requirements of Pneumatic Chaff Conveyors.“ Six pneumatic chaff conveyors were selected from the range now available in the open market, and were tested for power requirements on the test plant of the Agricultural Department of the Technical University of Braunschweig. Some results of these tests are presented and discussed. The results demonstrate effectively the great necessity for improvement in present-day designs of pneumatic chaff conveyors. However, the results obtained did not permit of any lucid explanation of the relations between details of design and actual operating conditions. The next step in the research programme referred to in the early part of the article should therefore be a systematic series of tests which will further elucidate these relations in present-day pneumatic and impeller type chaff conveyors, whereby existing designs should be greatly improved.*

*Dipl.-Ing. L. Clasen: «Examens comparatifs sur l'énergie absorbée par les élévateur pneumatiques de balle.»*

*Six élévateurs, sélectionnés parmi les machines se trouvant sur le marché, ont été examinés sur le champ d'essai de l'Institut de Mécanisme Agricole de l'Ecole Supérieure Technique de Braunschweig, en particulier en ce qui concerne l'énergie qu'ils absorbent. Quelques résultats des mesures prises sont indiqués et brièvement décrits. On peut en déduire combien les constructions actuelles d'élévateurs pneumatiques de balle et de paille-hachée ont encore besoin d'être améliorées. Par contre, il n'a pas encore été possible de déterminer exactement les relations entre les détails de construction et le comportement pendant le service. C'est pourquoi un examen systématique doit constituer le prochain stade du programme d'études prescrit, en vue d'expliquer ces relations, aussi bien dans l'air que dans l'envoi de la balle, afin de pouvoir améliorer les constructions actuelles, en vue de succès.*

*Ing. dipl. L. Clasen: «Investigaciones comparativas sobre la fuerza que requieren los ventiladores de granzas (o desgranzadoras neumáticas).»*

*En el banco de pruebas del Instituto para Máquinas Agrícolas de la Academia Técnica de Braunschweig se reconocieron seis de las desgranzadoras neumáticas que hay en el mercado, en cuanto a la fuerza que requieren. Se comunican y se comentan algunos resultados, desprendiéndose de las consideraciones la necesidad de importantes mejoras en la construcción de desgranzadoras y de separadoras de paja neumáticas. Sin embargo, estas consideraciones no aclaran todavía las relaciones existentes entre los detalles de la construcción y el uso práctico. Como segundo paso del programa se propone una investigación sistemática de estas relaciones tanto para transporte neumático como para transporte mecánico, para que puedan emprenderse trabajos de perfeccionamiento en las actuales construcciones con probabilidades de éxito.*

Ing. Kurt Hain:

## Die günstigste Übertragung von Schwingbewegungen

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

In Landmaschinen und am Akerschlepper sind viele Bewegungen zu erfüllen, bei denen die Getriebeglieder nur hin- und herschwingen. Diese Bedienungs-, Hub-, Verstell- und Steuerungsgestänge haben im einfachsten Falle einen Aufbau nach Abbildung 1. Ein in einem festen Punkt  $A_0$  gelagerter Antriebshebel soll um einen vorgegebenen Winkel  $\varphi$  schwingen. Von ihm aus soll ein in einem anderen festen Punkt  $B_0$  gelagerter Hebel so bewegt werden, daß dieser um einen ebenfalls gegebenen Winkel  $\psi$  schwingt.

Als Maßstab für die Güte der Bewegungsübertragung kann die Größe des Winkels  $\mu_1$  (Abb. 1), den die Verbindungsstange  $A_1B_1$  mit dem Antriebshebel  $B_0B_1$  einschließt, eingesetzt werden.<sup>1)</sup> Ist dieser Winkel  $90^\circ$ , so liegen die günstigsten Bedingungen zugrunde. Bei einem Winkel  $\mu = 0^\circ$  oder  $\mu = 180^\circ$  ist jede Bewegung unmöglich. Es ist also zweckmäßig, die Abweichungen des Winkels  $\mu$  von  $90^\circ$  während des gesamten Bewegungsbereiches so gering wie möglich zu halten, wobei z. B. ein Winkel  $\mu = 70^\circ$  mit einem solchen von  $110^\circ$  gleichzusetzen ist. Da während der Bewegung der kleinste Übertragungswinkel zur Bewertung heranzuziehen ist, muß auch die diesem kleinsten Winkel entsprechende Getriebeelage bekannt sein.

Nach Abbildung 2 sollen die den Winkel  $\varphi$  einschließenden Lagen  $A_0A_1$  und  $A_0A_2$  des Antriebshebels und dessen Länge gegeben sein. Wenn nur der Winkel  $\psi$  des Hebels  $B_0B$  und

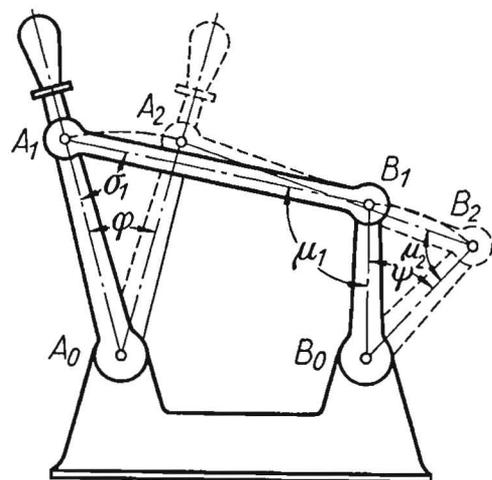


Abb. 1: Übertragung schwingender Bewegung mit Hilfe des Gelenkvierecks.

<sup>1)</sup> H. A. I., Der Übertragungswinkel und seine Bedeutung für das Konstruieren periodischer Getriebe. Werkstatttechnik 26 (1932), H. 4, S. 61.

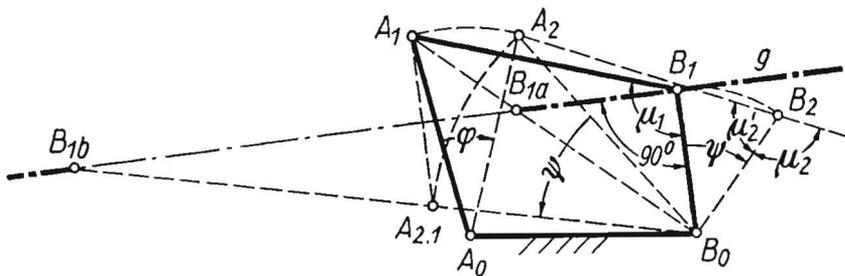


Abb. 2: Ermittlung des günstigsten Gelenkvierecks bei vorgegebenen Kurbelanlagen  $A_0A_1$  und  $A_0A_2$ .

nicht dessen Lage gegeben sein soll, kann man den Punkt  $B_1$  beliebig auf der Geraden  $g$  annehmen, die man als Mittelsenkrechte auf der Strecke  $A_1A_2$  findet. Der Punkt  $A_2$  ergibt sich aus der Verschwenkung des Punktes  $A_2$  um den Punkt  $B_0$  um den Winkel  $\psi$  im entgegengesetzten Sinne, wie sich das Abtriebsglied  $B_0B$  um diesen Winkel drehen soll. Die beste Übertragungsmöglichkeit, die größten Werte des kleinsten Winkels  $\mu$  während der Bewegung erhält man, wenn man vom Punkt  $B_0$  das Lot auf die Gerade  $g$  fällt. Damit findet man die Länge der Verbindungsstange  $A_1B_1$  und des Abtriebsgliedes  $B_0B_1$ . Unter diesen Voraussetzungen ist der innere Übertragungswinkel  $\mu_1$  in der Stellung  $B_0B_1$  gleich dem äußeren Übertragungswinkel  $\mu_2$  in der Stellung  $B_0B_2$ , oder die inneren Übertragungswinkel  $\mu_1$  und  $\mu_2$  ergänzen sich zu  $180^\circ$ .

Es ist aber wichtig, außer den Abmessungen des Getriebes mit dem kleinsten auftretenden Übertragungswinkel noch den Bereich aller praktisch verwertbaren Getriebe zu kennen, wenn sich also der Winkel  $\mu$  zwischen den Grenzen  $0^\circ$  und  $180^\circ$  bewegt. Zeichnet man in Abbildung 2 die Geraden  $B_0A_1$  und  $B_0A_2$  und bringt beide zum Schnitt mit der Geraden  $g$ , so erhält man die Punkte  $B_{1a}$  und  $B_{1b}$ , und der Bereich von  $B_{1a}$  über  $B_1$  nach  $B_{1b}$  gibt die Lage aller Gelenkpunkte  $B_1$  an, die gangbare Getriebe ergeben. Selbstverständlich ist die Nähe der Punkte  $B_{1a}$  und  $B_{1b}$  zu vermeiden. Der brauchbare Bereich auf  $g$  geht also von  $B_{1a}$  aus ins Unendliche und kommt von dort wieder bis  $B_{1b}$ . Zwischen  $B_{1a}$  und  $B_{1b}$ , wenn also  $B_1$  nicht dazwischen liegt, gibt es keine brauchbaren Getriebe, weil hierbei der Winkel  $\mu$  die Grenzwerte  $0^\circ$  bzw.  $180^\circ$  überschreitet und eine Bewegungsübertragung unmöglich wird.

Es muß allerdings darauf hingewiesen werden, daß sich auch innerhalb des Bereiches  $B_{1a}-B_1-B_{1b}$  ungünstige oder unbrauchbare Getriebe ergeben können dadurch, daß der Winkel  $\sigma_1$  (Abb. 1) zwischen Antriebsglied und Verbindungsmitglied  $0^\circ$  oder  $180^\circ$  werden kann, wodurch eine Bewegungsübertragung des Gliedes  $B_0B$  bei weiterlaufendem Antriebsglied  $A_0A$  oder

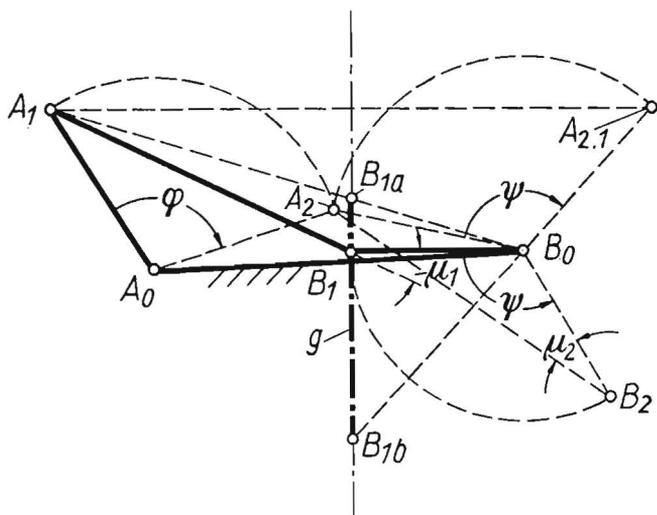


Abb. 3: Aufgabenstellung wie in Abbildung 2 für gegensinnige Bewegung der Glieder  $A_0A_1$  und  $B_0B_1$ .

auch Bewegungsunmöglichkeit eintreten kann. Die natürlichen Bewegungsgrenzen des Gelenkvierecks können nicht überschritten werden. Die Zuordnung z. B. eines Winkels  $\varphi = 300^\circ$  zu einem Winkel  $\psi = 30^\circ$  ist ohne Bewegungsüberkehr des Gliedes  $B_0B_1$  praktisch nicht möglich. In dem hier gezogenen Rahmen soll auf diese Bewegungsgrenzen noch nicht eingegangen werden.

In Abbildung 3 ist die gegensinnige Bewegung im Gegensatz zur gleichsinnigen Bewegung in Abbildung 2 der Glieder

$A_0A$  und  $B_0B$  durch die Winkel  $\varphi$  und  $\psi$  vorgeschrieben. Die Konstruktion über den Punkt  $A_2$  und die Gerade  $g$  ist die gleiche wie in Abbildung 2. Bei vorgegebenen Lagen  $A_0A_1$  und  $A_0A_2$  ergibt sich das beste Gelenkviereck durch den Punkt  $B_1$  als Fußpunkt des Lotes von  $B_0$  auf  $g$ . Auch der im oben erwähnten Sinne brauchbare Bereich  $B_{1a}-B_1-B_{1b}$  ist kenntlich gemacht.

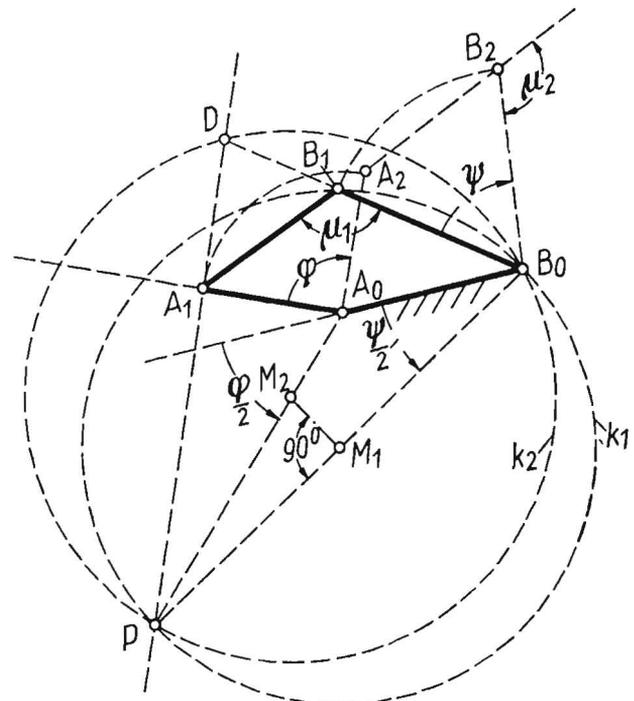


Abb. 4: Bestimmung aller möglichen Gelenkvierecke mit gleichem Übertragungswinkel in beiden Getriebestellungen.

In vielen Fällen ist die Aufgabe nicht so eng begrenzt, wie bisher besprochen, sondern man kann die Lagen  $A_0A_1$  und  $A_0A_2$  des Antriebsgliedes und auch dessen Länge in gewissen Grenzen frei wählen. Im folgenden soll gezeigt werden, wie die Punkte  $B_1$  den Punkten  $A_1$  zuzuordnen sind, wenn wieder die Bedingung für einen günstigen Übertragungswinkel zu erfüllen ist, der Punkt  $A_1$  aber ebenfalls frei gewählt werden kann.

In Abbildung 4 soll wieder der Winkel  $\varphi$  des Antriebsgliedes  $A_0A$  dem Winkel  $\psi$  des Abtriebsgliedes  $B_0B$  zugeordnet werden, wobei die Lagen dieser Getriebeglieder relativ zum Gestell noch nicht vorgeschrieben sein sollen. Trägt man in  $A_0$  und  $B_0$  die Winkel  $\varphi/2$  und  $\psi/2$  an  $A_0B_0$  im entgegengesetzten Sinne an, wie sich die Glieder  $A_0A$  und  $B_0B$  drehen sollen, so schneiden sich deren freie Schenkel im Punkt  $P$ . Der Kreis  $k_1$  mit  $B_0P$  als Durchmesser ist nunmehr der geometrische Ort aller Punkte  $B_1$ , das sind die Gelenkpunkte aller derjenigen Getriebe, bei denen in den Stellungen 1 und 2 der Übertragungswinkel die gleiche Abweichung von  $90^\circ$  hat. Jedem Punkt  $B_1$  ist eine unendliche Anzahl von Gelenkpunkten  $A_1$  zugeordnet, die sämtlich auf der Geraden  $PD$  liegen, wenn der Punkt  $D$  gefunden wird als Schnittpunkt der Geraden  $B_0B_1$  mit einem Kreis  $k_2$ , dessen Mittel-

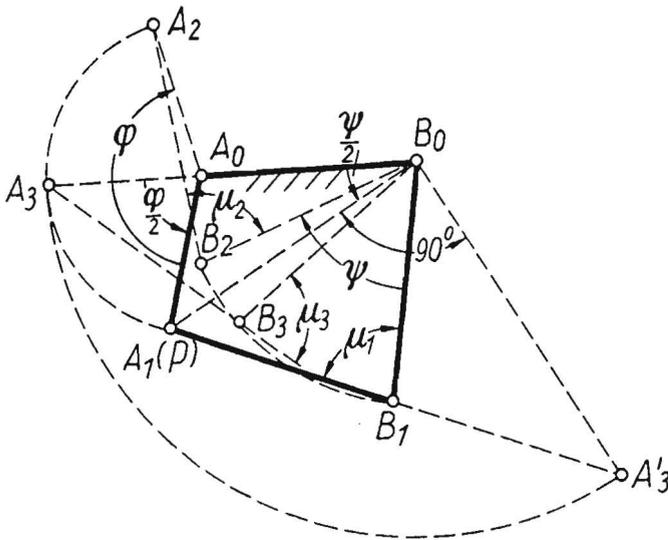


Abb. 5: Ermittlung des günstigsten Gelenkvierecks bei freier Wahl der Kurbel- und Schwingenlagen.

punkt  $M_2$  der Schnittpunkt von  $A_0P$  mit dem Lot in  $M_1$ , dem Mittelpunkt von  $k_1$ , auf  $B_0P$  ist.

Man kann also auch leicht zu jedem beliebigen Punkt  $A_1$  in der Zeichenebene den besten Punkt  $B_1$  bestimmen, wenn man  $PA_1$  zum Schnitt  $D$  mit dem Kreis  $k_2$  bringt,  $D$  mit  $B_0$  verbindet, wobei der Schnittpunkt dieser Geraden mit dem Kreis  $k_1$  den Punkt  $B_1$  ergibt. Eine Sonderstellung nimmt der Punkt  $P$  ein. Wählt man ihn nämlich als Gelenkpunkt  $A_1$ , so kann man ihm jeden beliebigen Punkt  $B_1$  auf  $k_1$  zuordnen. In jedem dieser unendlich vielen Gelenkvierecke beschreibt das Abtriebsglied  $B_0B$  den Winkel  $\psi$ , wenn das Antriebsglied den Winkel  $\psi$  durchläuft. Außerdem wird dabei auch immer in den beiden Endstellungen die gleiche Abweichung des Winkels  $\mu$  von  $90^\circ$  garantiert, d. h. es ist immer  $\mu_1 = \mu_2$ . Es erhebt sich nun die Frage, welches von den unendlich vielen Getrieben das günstigste hinsichtlich des Übertragungswinkels ist. Um dieses Getriebe zu bestimmen, legt man den Punkt  $P$  (Abb. 5) in der gleichen Weise wie vorher fest, indem man in  $A_0$  an  $A_0B_0$  den Winkel  $\varphi/2$  und in  $B_0$  ebenfalls an  $A_0B_0$  den Winkel  $\psi/2$  anträgt, deren freie Schenkel sich in  $P$  schneiden. Beide Winkel werden im entgegengesetzten Sinne, wie sich die Glieder  $A_0A$  und  $B_0B$  drehen sollen, angetragen.

Den Punkt  $P$  wählt man als Gelenkpunktlage  $A_1$ . Nimmt man in der gesamten Zeichenebene irgendeinen beliebigen Punkt  $B_1$  an, so beschreibt in jedem der dadurch festgelegten Gelenkvierecke  $A_0A_1B_1B_0$  das Glied  $B_0B$  den Winkel  $\psi$ , wenn das Glied  $A_0A$  den Winkel  $\varphi$  durchläuft.

Bei der Wahl des günstigsten Punktes  $B_1$  muß berücksichtigt werden, daß wegen der symmetrischen Lage der Kurbellagen  $A_0A_1$  und  $A_0A_2$  zum Gestell  $A_0B_0$  in beiden Getriebe-lagen der gleiche Übertragungswinkel  $\mu_1 = \mu_2$  auftritt. Außerdem hat dieser Winkel immer ein Minimum, wenn sich das Antriebsglied  $A_0A$  ( $A_0A_3$  in Abbildung 5) mit dem Gestell  $A_0B_0$  deckt. Es ergibt sich deshalb das günstigste Getriebe, wenn in der Stellung  $A_0A_3B_3B_0$  der Außenwinkel  $\mu_3$  gleich den Innenwinkeln  $\mu_1$  und  $\mu_2$  in den beiden anderen Getriebeanlagen ist.

Für diese Bedingungen findet man den Punkt  $B_1$  auf folgende Weise: Man errichtet in  $B_0$  auf  $B_0A_1$  das Lot und macht auf diesem  $B_0A_3' = B_0A_3$ . Der Punkt  $B_1$  ergibt sich dann als Mittelpunkt der Strecke  $A_1A_3'$ , es ist also  $B_1A_1 = B_1A_3'$ .

DK 631.3:621—231

## Résumé:

Ing. K. Hain: „Die günstigste Übertragung von Schwingbewegungen.“

Die hier angeführten Konstruktionsvorschläge sollen zeigen, wie aus der unendlich großen Anzahl aller möglichen einfachen Getriebe bei vorgeschriebenem Schwingwinkel der Antriebs- und Abtriebs-

glieder die jeweils günstigsten Abmessungen bestimmt werden können. Da hierfür wiederum unendlich viele Getriebe möglich sind, können noch andere Bedingungen, beispielsweise der angenäherte Verlauf eines vorgeschriebenen Übersetzungsverhältnisses und eine gute Anpassung an die Platzverhältnisse, erfüllt werden.

\*

Ing. K. Hain: „Transmission of Oscillatory Movement.“

The suggestions referred to in this article are intended to demonstrate methods of obtaining the most advantageous dimensions for the large and varied number of transmissions at specified angles of oscillation of the driving and driven members. As so many methods of transmission are possible in each case, additional requirements, such as securing a certain specified transmission ratio or a suitable adjustment of the transmission mechanism to space limitations, may be specified.

\*

Ing. K. Hain: «La transmission la plus avantageuse des mouvements oscillatoires.»

Les propositions de construction faites dans cet exposé visent à démontrer comment, parmi le nombre infiniment grand de tous les engrenages, les dimensions les plus avantageuses peuvent être déterminées par l'angle d'oscillation prescrit des organes moteurs et des organes entraînés. Puisque dans ces cas un nombre infini d'engrenages est possible, d'autres conditions peuvent jouer, par ex. l'écoulement approximatif d'un rapport de transmission prescrit et une bonne adaptation de l'espace à utiliser.

\*

Ing. K. Hain: «La transmisión más favorable de movimiento oscilantes.»

Estas proposiciones para la construcción indican el modo de determinar de entre el número infinito de toda clase de transmisiones sencillas las dimensiones más favorables para el caso, con ángulos dados de las oscilaciones de los brazos accionado y el transmisor. Como para esto existe la posibilidad de emplear un sinnúmero de transmisiones, se pueden cumplir al mismo tiempo otras condiciones más, por ejemplo el curso aproximado de una relación de transmisión multiplicadora dada y la buena adaptación al espacio disponible.

\*

Von Ing. K. Hain, dem Verfasser des vorstehenden Aufsatzes erschien kürzlich:

**Angewandte Getriebelehre** von Kurt Hain, Hannover-Darmstadt 1952, Hermann Schroedel Verlag KG., 411 Seiten und 491 Abbildungen. Preis broschiert DM 21.50, Ganzleinen DM 24.—.

Ein gutes Buch und ein notwendiges Buch. In kluger Beschränkung auf die „periodischen“ Getriebe, also mit Ausscheidung alles nur der gleichförmigen Drehzahlwandlung dienenden Räder- und Zugorgangetriebe, behandelt der Verfasser in einem sehr sorgfältig zusammengestellten Teil „Getriebe-Analyse“ die wichtigsten Grundfragen der Getriebelehre (Aufbau der Getriebe, Zwanglauf, Bewegungszustand, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen in ebenen Getrieben, Übertragungswinkel), um dann in einem wesentlich umfangreicheren Teil „Getriebe-Synthese“ in das Gebiet vorzustoßen, in dem die Getriebelehre für den Mann der schöpferischen Praxis erst richtig fruchtbar wird.

Gegenüber der bisher üblichen Reihenfolge zunächst etwas überraschend beginnt er seine Betrachtungen mit den Kurvengetrieben, um erst danach die Kurbelgetriebe systematisch vorzunehmen. Das Schwergewicht legt der Verfasser dabei auf die „Maßsynthese“, die die Aufgabe hat, für bestimmt gegebene Bedingungen geeignete Maße der einzelnen Getriebeglieder, die Lage der Gelenkpunkte usw. aufzufinden, eine Aufgabe, die dem Konstrukteur bisher immer noch ein zeitraubendes, umständliches und dabei trotz allem doch nur unsicheres Probieren aufzwang.

Besonders wertvoll erscheinen hier die vom Verfasser entwickelten oder weitergeführten Verfahren für das sechsgliedrige „Zweistandgetriebe“ und die Methode der „Punktlagenreduktionen“. Damit werden auch gesteigerte Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Getriebe erfüllbar. Konkrete Aufgaben aus der getriebelehren Praxis halten beim Benutzer des Buches ständig die Überzeugung wach, daß das Buch aus der Praxis entstanden ist und der Praxis dienen will.

Jahr.