

Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung

Von Hans Molly, Malsch¹⁾

Bei der Einführung des stufenlosen hydrostatischen Fahrzeugantriebes an Stelle des einfachen Zahnradschaltgetriebes muß man von den Bauformen stationärer Anlagen abgehen und zu speziellen, auf den Verwendungszweck abgestellte Antriebsaggregate kommen. Es wird ein für den Ackerschlepper entwickeltes hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung gezeigt, bei dem ein Teil der Motorleistung unmittelbar durch das Getriebe auf die Antriebswelle geht, und der andere Teil der Leistung dieser Welle hydrostatisch umgeformt zugeführt wird. Alle Bauteile des Getriebes sind auf eine wirtschaftliche Fertigung hin konstruiert.

Die Idee, ein hydrostatisches Getriebe zur Energieübertragung im Kraftfahrzeug zu verwenden, ist so alt wie das Kraftfahrzeug selbst. Das Unvermögen der Verbrennungsmaschine, selbst anzulaufen und ihr relativ unelastisches Verhalten sind die Hauptgründe, die den entwickelnden Ingenieur immer wieder an eine stufenlose Übertragung denken lassen. Die einfachen Zahnradschaltgetriebe mit der im Schwungrad des Motors angeordneten Kupplung und die für ihre Bedienung entstandenen Erleichterungen verwehrt aber die Einführung hydrostatischer Getriebe aus preislichen und gewichtsmäßigen Gründen. Zudem fehlte es in früherer Zeit an Erfahrungen über den richtigen konstruktiven Aufbau dieser Getriebe; auch waren die Werkstoffe und die Bearbeitungsverfahren noch nicht weit genug entwickelt.

Neuerdings sind für die mobile Ausrüstung Hydraulikanlagen im Handel, die sich in Baumaschinen und anderen schweren Fahrzeugen gut bewährt haben. Diese Hydrauliken weichen in ihren Abmessungen und ihrer Belastbarkeit bewußt von denen für stationäre Anlagen ab. Ihre Anwendung zeigt, daß die Möglichkeit des hydrostatischen Fahrzeugantriebes insbesondere dann gegeben ist, wenn von den allgemeinen Bauformen ab- und zu speziellen Antriebsaggregaten übergegangen wird.

Der Ackerschlepper, bei dem die Forderungen nach geringem Gewicht noch nicht so bestimmend sind, kann mit seinen robusten betrieblichen Bedingungen als die nächste Stufe für die Anwendung hydrostatischer Getriebe angesehen werden. Das im nachfolgenden beschriebene hydrostatische Getriebe ist für diesen Anwendungsfall durchentwickelt worden. Es arbeitet mit Leistungsverzweigung, d. h. es geht ein Teil der Motorleistung unmittelbar durch das Getriebe auf die Abtriebswelle, der andere Teil der Motorleistung wird dieser Welle hydrostatisch umgeformt zugeführt. Im allgemeinen verbindet sich mit der Vorstellung der Leistungsverzweigung die Anwendung eines Zahnrad-differentials, was aber nicht unbedingt der Fall zu sein braucht. Für den Fahrzeugantrieb läßt sich eine sehr einfache hydraulische Leistungsverzweigung verwirklichen.

Bild 1 zeigt das Schema eines hydrostatischen Drehmomentwandlers. Links wird die primäre Drehzahl n_1 und das primäre Moment M_1 eingeleitet. Der Zylinderblock wird in Rotation versetzt, wodurch die in ihm befindlichen Kolben an einer feststehenden Schiefscheibe ablaufen und entsprechend dem Rotationsvorgang eine Hubbewegung vollführen. Das von ihnen geförderte Öl tritt in einen Ölmotor ein, dessen Zylinder die sekundäre Welle dreht und dessen Kolben an einer wiederum feststehenden Schiefscheibe sich unter Hubbewegungen abrollen. Den Leistungsfluß zeigt das Sankey-Diagramm in räumlicher Darstellung, **Bild 2**. Die Drehzahl n_1 und das Drehmoment M_1 bilden eine Fläche, die der Leistung entspricht. Diese mechani-

sche Leistung wird in hydraulische Leistung N_{hydr} umgeformt. Der veränderte Querschnitt in **Bild 2** gibt die Größe der hydraulischen Leistung wieder. Im Ölmotor setzt sich die hydraulische Leistung wieder in mechanische Leistung $N = n_2 M_2$ um, wobei die Größe der Leistungsfläche N erhalten bleibt. Durch Veränderung des Pumpen- oder des Motorvolumens kann die Drehzahl n_2 bzw. das Drehmoment M_2 beeinflusst werden.

Die Wirkungsweise aller hydrostatischen Drehmomentwandler, bei denen, wie in dem dargestellten Beispiel, Ölpumpe und Ölmotor direkt zu einem Getriebe zusammengeschaltet sind, ist gleichartig.

Um nun die Funktion der hydraulischen Leistungsverzweigung einfach darstellen zu können, werden zunächst die Verhältnisse einer hydrostatischen Kupplung in **Bild 3** betrachtet. In diesem Schema ist wieder eine Pumpe gezeichnet, die der in **Bild 1** entspricht. Die Schiefscheibe dieser Pumpe ist aber rotierend gelagert und mit der Sekundärwelle, die auch die Steuerscheibe mitnimmt, fest verbunden. Beim Drehen der Primärwelle erzeugen die Kolben eine Hubbewegung und das von ihnen geförderte Öl tritt hier über eine Drosselstelle aus. Die Drosselung des austretenden Ölstromes verursacht das Moment M_{R1} an der Sekundärwelle, das bei geeignet ausgebildeter Drosselung so weit gesteigert werden kann, daß sich diese zu drehen beginnt.

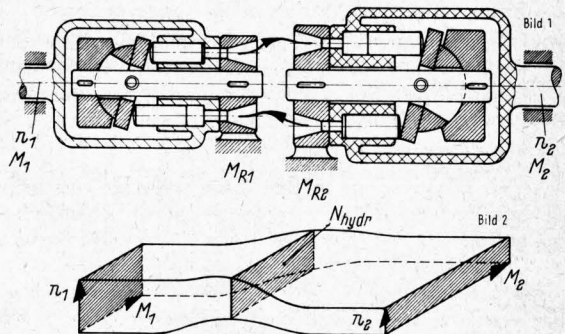


Bild 1 und 2. Hydrostatisches Getriebe für direkte Drehmomentumformung. Den Leistungsfluß zeigt das Sankey-Diagramm in **Bild 2**.

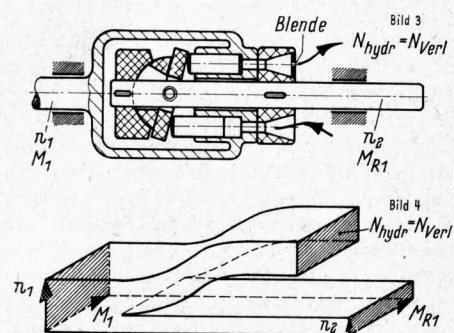


Bild 3 und 4. Hydrostatische Kupplung, bei der die abgespaltete hydraulische Leistung verlorengeht.

Dieser Zustand ist in dem Sankey-Diagramm in **Bild 4** gezeigt. Auf der linken Seite sind die eintretende Drehzahl n_1 und das eintretende Moment M_1 der Maschine dargestellt. Das gleichgroße Reaktionsmoment M_{R1} hat den Fahrwiderstand überwunden, und die Welle dreht sich mit der Drehzahl n_2 . Das Produkt aus M_{R1} und n_2 stellt eine Leistung dar, die mechanisch unmittelbar übertragen wird. Das Primärmoment tritt verlustlos über, und die Sekundärdrehzahl n_2 wird von der primären verlustlos abgespalten. Im Ölkreislauf fließt nun eine hydraulische Energie ab, die an der Blende in Wärme umgesetzt wird;

¹⁾ Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völkenrode am 7. 4. 1964.

Dipl.-Ing. Hans Molly, 7502 Malsch, ist beratender Ingenieur für Entwicklung und Konstruktion auf dem Gebiete der Hydraulik und Lehrbeauftragter für hydrostatische Maschinen an der Technischen Hochschule Karlsruhe.

in Bild 4 ist diese Verlustleistung mit $N_{hydr} = N_{verl}$ bezeichnet. Wird die Drosselung erhöht oder der Fahrwiderstand gesenkt, so vergrößert sich die sekundäre Drehzahl, was bis zum direkten Übertragen der primären Leistung auf die Sekundärwelle geschehen kann. In diesem Zustand macht die hydrostatische Pumpe keine Bewegungen. Moment und Drehzahl werden wie bei einer gewöhnlichen Kupplung verlustlos übertragen.

Es besteht nun die Aufgabe, die im Diagramm gezeigte Verlustleistung $N_{hydr} = N_{verl}$ nutzbringend zu verwerten. Bild 5 zeigt, daß die Rückgewinnung der abgespalteten hydraulischen Leistung durch einfache Maßnahmen erfolgen kann. Das von der Pumpe geförderte Öl wird nicht gedrosselt und in Wärme umgesetzt, sondern einem sekundären Zylinderblock (Motor) zugeführt, der ortsfest angeordnet ist und dessen Kolben gegen eine Schiefscheibe anlaufen, die mit der Sekundärwelle Verbindung hat. Die Kolben des Motors übertragen jetzt ebenfalls ein Drehmoment auf die Sekundärwelle, während sein Zylinderblock sich am ortsfesten Teil abstützt. Das Sankey-Diagramm in Bild 4 wird ergänzt durch die Rückführung der hydraulischen Leistung an die direkt durch das Getriebe geleitete mechanische Leistung $N_{mech} = n_2 M_{R1}$. Die Addition der beiden Leistungsstränge zeigt das Diagramm in Bild 6.

Bei der Erörterung der hydrostatischen Kupplung in Bild 3 und 4 hatte sich ergeben, daß sich je nach Größe der abgedrosselten hydraulischen Leistung eine ganz bestimmte Drehzahl n_2 an der Sekundärwelle einstellt. Entsprechend ergibt sich natürlich auch in der Getriebschaltung nach Bild 5, je nach Größe der abgezweigten hydraulischen Leistung, eine ganz bestimmte Drehzahl n_2 der durch das Getriebe geführten Abtriebswelle. Das Sekundärmoment M_2 setzt sich zusammen aus dem mechanischen Anteil M_{R1} und einem hydraulischen Anteil M_{hydr} , der vom Ölmotor auf die Abtriebswelle übertragen wird. Das Moment M_{hydr} des Motors ist dabei eindeutig mit der Größe der abgezweigten hydraulischen Leistung N_{hydr} und der Sekundär-drehzahl n_2 gegeben:

$$M_{hydr} = \frac{N_{hydr}}{n_2}$$

Die Sankey-Diagramme in Bild 7 bis 10 lassen verschiedene Betriebszustände des Getriebes nach Bild 5 erkennen. Das Diagramm in Bild 9 stellt wie Bild 6 den Verzweigungszustand für die Übersetzung 3 : 1 dar. Es wird $1/3$ der Primärdrehzahl mit dem vollen Primärmoment auf die Sekundärwelle übertragen, $2/3$ der primären Drehzahl dienen zur Erzeugung der hydraulischen Leistung, die nach Umformung im Ölmotor der Sekundärseite wieder als mechanische Leistung zugeführt wird. Auf der Pumpen- wie auch auf der Motorseite treten bei der Umformung Verluste auf. Das Sankey-Diagramm in Bild 9 weist die volumetrischen und mechanischen Verluste getrennt nebeneinander aus.

Durch entsprechende Veränderung des Hubvolumens, in diesem Fall des Sekundärhubvolumens, kann die Übersetzung von 3 : 1 auf 1,1 : 1, also sehr nahe dem direkten Gang gebracht werden; dieser Zustand ist in dem Diagramm Bild 8 zu sehen. Die eingeführte Leistung N_1 wird zum größten Teil als mechanische Leistung bis zur Ausgangsseite weitergeleitet. Ein geringer Teil der eingeführten Leistung wird als hydraulische Leistung abgezweigt und nach Umformung der Sekundärseite wieder zugeführt, so daß dort die für den Antrieb des Fahrzeuges zur Verfügung stehende Leistung N_2 auftritt.

In der Übertragung 1 : 1 ist die hydraulische Leistung völlig verschwunden und die Leistung N_1 tritt praktisch ohne Verluste auf der Sekundärseite als N_2 wieder aus. Wird über diesen Zustand 1 : 1 auf etwa 0,75, Bild 7, weitergeregelt, so bekommt man eine erhöhte Sekundärdrehzahl n_2 , der ein Moment M_2 zugeordnet ist, das kleiner ist als das auf der primären Seite eingeleitete Moment M_1 . Dementsprechend spaltet der Ölmotor eine hydraulische Leistung ab, die auf die Primärseite zurückgeleitet wird; die zurückfließende hydraulische Leistung ist in Bild 7 zu erkennen. Der durch das Getriebe fließende mechanische Leistungsanteil ist größer als die eingeleitete mechanische Leistung N_1 . Es liegt hier also eine Blindleistung vor, die der Übersetzung ins Schnelle sehr bald Grenzen setzt. Das Diagramm Bild 10 stellt den Rückwärtsgang bei -3 : 1 dar. Hier wird die mechanische Energie konvertiert und ein Teil — nämlich der

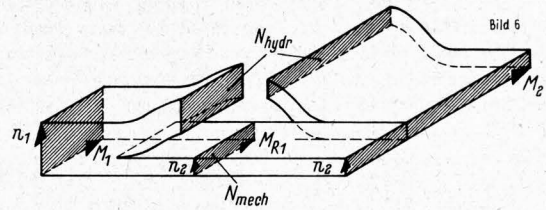
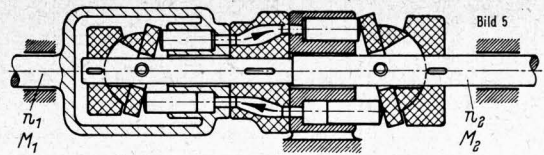


Bild 5 und 6. Hydrostatische Leistungsverzweigung, mit der die abgespaltete hydraulische Leistung wieder zurückgewonnen wird.

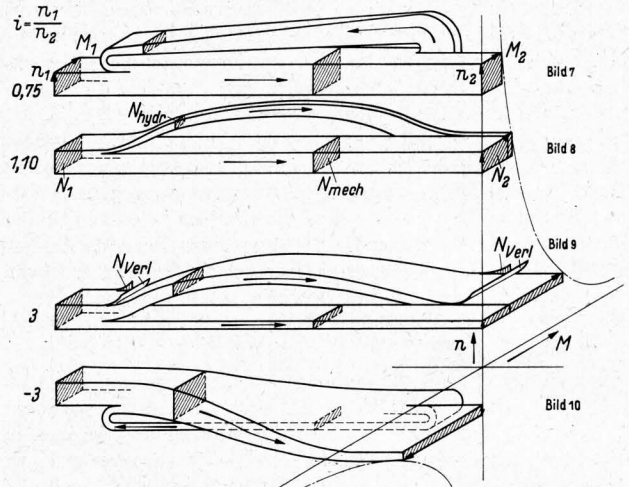


Bild 7 bis 10. Energiefluß und Leistungsverluste des Getriebes in Bild 5 für verschiedene Übersetzungen i .

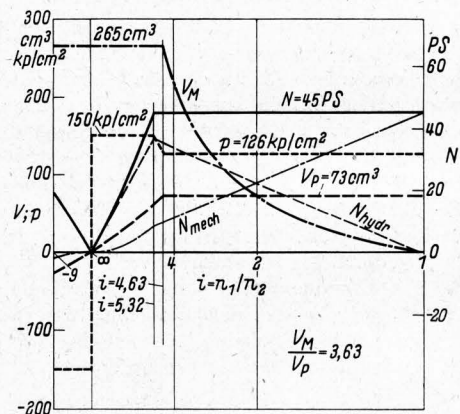


Bild 11. Kennlinien des leistungsverzweigten hydrostatischen Getriebes nach Bild 5.

p Öldruck N übertragbare Leistung
 V_P Pumpenvolumen i Übersetzungsverhältnis
 V_M Motorvolumen

mit dem primären Moment versehene — wird als hydraulische Leistung vom Ölmotor wieder zur Pumpe zurückgeschickt.

Die Kennlinien des Getriebes, die in Bild 11 zusammengestellt sind, geben Aufschluß über die inneren Betriebszustände. Von 1 : 1 bis etwa 5 : 1, d. h. bis zur Traktionsgrenze wird volle Leistung übertragen. Bei Übersetzungen, die über $i = 5,32$ liegen, sinkt die übertragbare Leistung ab, wenn der Öldruck nicht über 150 kp/cm^2 steigen soll.

Im normalen Arbeitsbereich von 1 : 1 bis 4,63 ist bei voller Leistung ein Öldruck von 126 kp/cm^2 vorhanden. Das Pumpenvolumen V_P bleibt unverändert und nur das Motorvolumen V_M verändert sich nach der dargestellten Hyperbelkurve. Oberhalb von 4,63 : 1 erfolgt Pumpenverstellung. Der Ölmotor behält

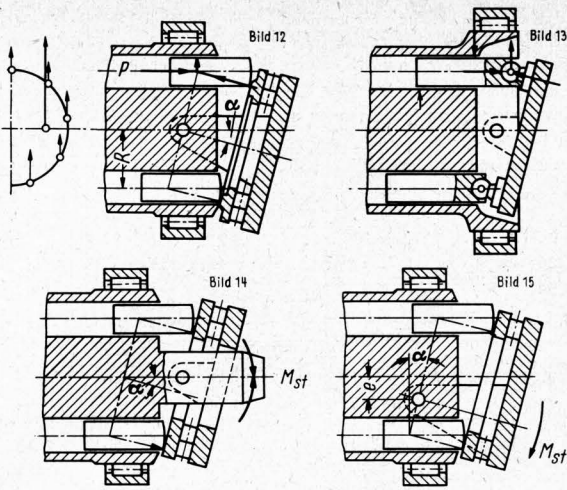


Bild 12 bis 15. Drehmomententwicklung und Lagerung der Schiefscheibe.

Drehmoment M_d der Maschine
 $M_d = 0,318 P z R \tan \alpha$
 für $\alpha = 15^\circ$ $M_d = 0,0853 P z R$

Drehmoment M_{st} zur Verstellung der Schiefscheibe

Bild 12	Bild 13	Bild 14	Bild 15
$M_{st} = 0$	$M_{st} = 0$	$M_{st} = P \frac{z}{2} r \frac{\tan \alpha}{\cos \alpha}$	$M_{st} = P \frac{z}{2} e \frac{1}{\cos^2 \alpha}$

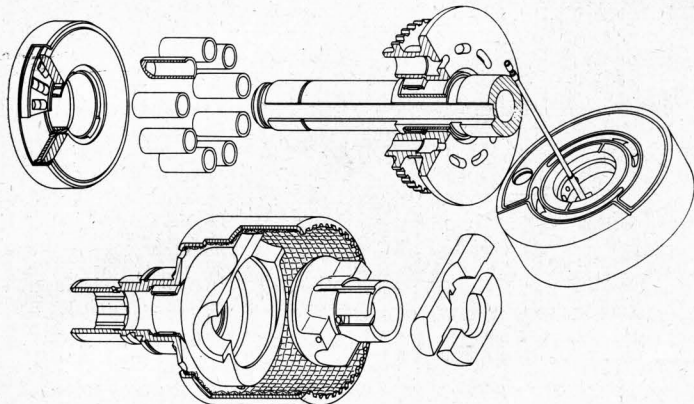


Bild 16. Primärseite des Getriebes (zerlegt).

sein volles Volumen, und die Pumpe wird von vollem Hubvolumen bis auf Volumen Null und schließlich auf negatives Volumen verändert, um die betrieblichen Zustände dieses Diagrammteiles zu erreichen.

Das Axialkolbengetriebe hat im Gegensatz zu den Triebwerken, die z. B. bei Verbrennungsmotoren verwendet werden, ein räumlich wirkendes Hubsystem. Der Kolbenhub wird über eine Schiefscheibe erzeugt, deren Achse zu der des Zylinderblocks angewinkelt ist. Es entfallen — oder treten sehr weit zurück — die Probleme der endlichen Stangenlänge, dafür muß mit hohen axialen Kräften gearbeitet werden. **Bild 12** zeigt die Kräfteentwicklung innerhalb eines solchen Triebwerkes. Der Kolben stützt die vom Öldruck her kommende Kraft P mit seiner kugeligen Kopffläche senkrecht auf der Schiefscheibe ab. Die relativ kleine, sektantial wirkende Kraftkomponente, die von jedem der im Druckhalbkreis arbeitenden Kolben erzeugt wird, ist maßgebend für die Entwicklung des Drehmomentes. Werden nämlich die Sekantialkräfte der einzelnen Kolben zu einer Resultierenden zusammengesetzt, dann wirkt diese im Schwerpunkt des dargestellten Halbkreises und bildet das Drehmoment der Maschine. Die Größe des Drehmomentes ergibt sich aus:

$$M_d = 0,636 R P \frac{z}{2} \tan \alpha \quad (1).$$

Der Zylinderblock muß senkrecht über dem Knickpunkt, der als Schnittpunkt der Kraftzerlegungslinie mit der Zylinder-

blockachse definiert sei, gelagert werden, um unerwünschte Auswirkungen bei der Umsteuerung des Ölstromes zu vermeiden. Zum Zwecke der Hubvolumenänderung ist die Neigung der Schiefscheibe zu verstellen. Legt man die Lagerung in den Knickpunkt, dann erhält man die erwünschte Bedingung $M_{st} = 0$, d. h. das resultierende Moment zur Verstellung der Schiefscheibe ist Null.

Die hohen Axiallasten, die zu den Drehkräften im Verhältnis $1/\tan \alpha$ stehen, führten dazu, anstelle des Axialrollenlagers Gleitschuhe zu verwenden, die bei richtiger Konstruktion sich als tragfähiger erwiesen haben, **Bild 13**.

Wird die Schiefscheibe, wie das **Bild 14** zeigt, im Schnittpunkte der Projektion der Kolbenauflagefläche mit der Zylinderblockachse schwenkbar gelagert, so treten erhebliche Stellmomente auf, die auf die Schwenklage Null hinwirken. Die Größe des Stellmomentes kann errechnet werden aus:

$$M_{st} = P \frac{z}{2} r \frac{\tan \alpha}{\cos \alpha} \quad (2).$$

Wie bedeutend dieses Stellmoment ist, das die Anwendung einfacher Handverstellungen meistens nicht mehr zuläßt, kann man durch Gegenüberstellung der Gl. (1) und (2) erkennen. Der $\cos \alpha$ ist bei den in der Praxis auftretenden Winkeln von $\alpha \approx 15^\circ$ vernachlässigbar. Setzt man weiter $r \tan \alpha = 0,636 R$, dann zeigt sich, daß das Stellmoment durchaus die gleichen Werte wie das Drehmoment der Maschine annehmen kann. In den meisten Fällen werden deshalb bei Konstruktionen, die nach **Bild 14** ausgeführt sind, doppelt wirkende Servosysteme für die Winkelverstellung eingesetzt. Ein Vorteil der Anordnung nach **Bild 14** besteht darin, daß für eine durchgehende Welle wesentlich günstigere Bedingungen vorliegen als bei der Anordnung nach **Bild 12**.

Wird die Schiefscheibe wie in **Bild 15** exzentrisch gelagert, so tritt ein erhebliches Stellmoment auf der Schiefscheibe auf, das immer in einer Richtung wirkt und daher durch einen einfach wirkenden Öldruckzylinder aufnehmbar ist. Das aus dem Arbeitsdruck her wirkende Stellmoment ist also in der vorliegenden Getriebekonstruktion ganz bewußt nutzbar gemacht worden.

Bild 16 zeigt die einzelnen Bauteile der Primärseite des Getriebes, die alle auf einer zentralen Welle aufgereiht sind: die Umsteuerung mit einer Steuernadel, die in einer Nute der Welle liegt, einen Zylinderblock, die dazugehörigen Kolben, ein Axialrollenlager, das pendelnd auf der Welle gelagert ist, zwei Halbzylinder, gegen die sich das Axialrollenlager abstützt, und die jeweils im Stellzylinder und im Stellkolben gehalten werden. Stellzylinder und Stellkolben sind auf der Nute der gemeinsamen Welle gegen Drehung gesichert. Über alle Bauteile hinweg ragt die Stellglocke, die den Zylinderblock antreibt. Sie enthält das Drahtnetz eines Ölseparators.

Bild 17 zeigt den Schnitt durch das gesamte Getriebe. Die eben beschriebenen Bauteile der Pumpe sind im zusammengebauten Zustand wiederzuerkennen, ebenso die Bauteile des Ölmotors, die gleichartig, aber wesentlich größer ausgebildet sind.

Der Zylinderblock des Ölmotors wird durch ein rohrförmiges Kupplungsstück im Getriebegehäuse festgehalten. Antriebsglocke und Sekundärwelle sind so gestaltet, daß die Motorzapfwelle zentral durch das Getriebe geführt werden kann. Das Getriebe übersetzt vom Rückwärtsgang über die Leerlaufstellung $\infty:1$ bis $1:1$. Wenn die primäre Schiefscheibe den Schwenkwinkel $\alpha = 0^\circ$ hat, kann der Verbrennungsmotor über die Primärglocke den Zylinderblock ohne Ölförderung leer drehen: das Getriebe übersetzt $\infty:1$ und das Fahrzeug steht still. Wird die Primärschiefscheibe, wie im **Bild 17** gezeigt, bis auf vollen Schwenkwinkel verstellt, so tritt eine Übersetzung von etwa $5:1$ ein. Das von der Pumpe geförderte Öl geht über die Steuerscheibe zum Ölmotor und setzt diesen in Bewegung. Die Sekundärwelle bekommt von der Pumpe her das primäre Reaktionsmoment und auf der Sekundärseite das Aktionsmoment des Ölmotors. Die Summe beider bildet das Sekundärmoment.

Wird der Winkel der Ölmotor-Schiefscheibe aus der gezeichneten Stellung bis in die Lage $\alpha = 0^\circ$ zurückgestellt, was durch Einpressen von Öl unter den Stellkolben geschieht, so steigt mit

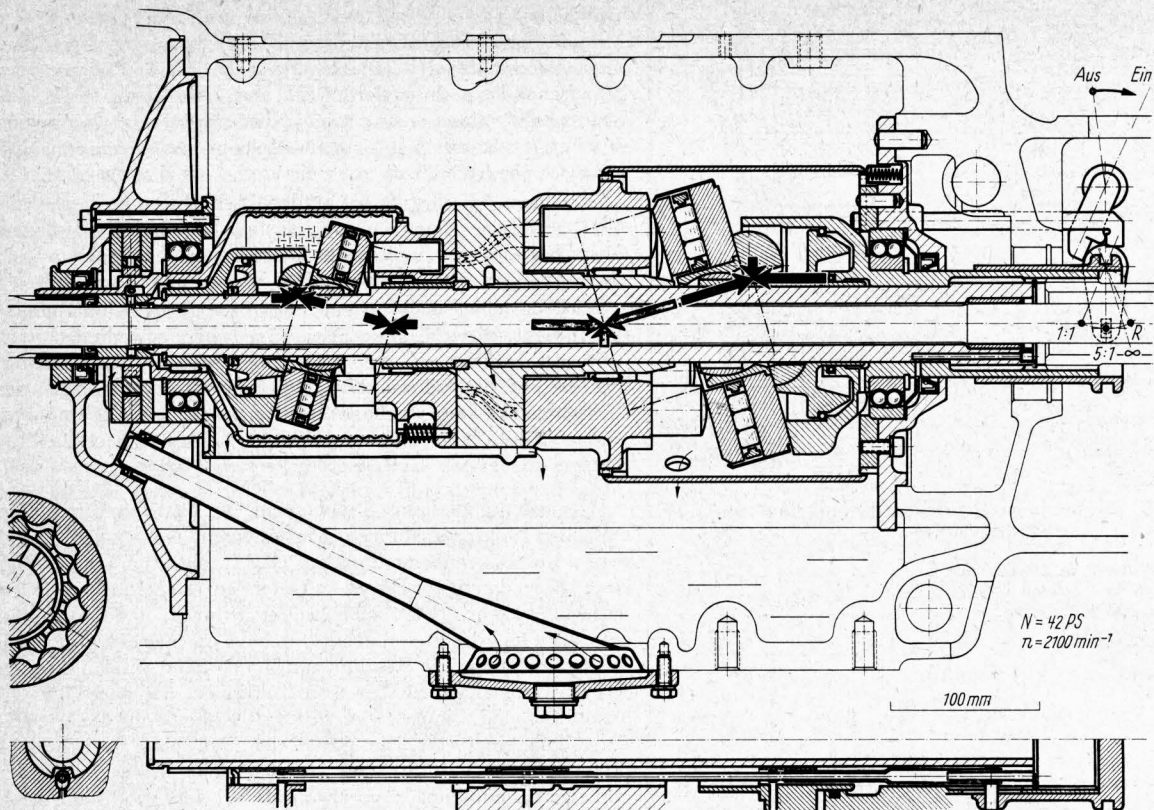


Bild 17. Querschnitt durch das leistungsverzweigte hydrostatische Schleppergetriebe mit Kraftzerlegung.

sich verringerndem Schluckvolumen des Ölmotors die Drehzahl der Sekundärwelle.

In der Stellung 1 : 1, in der die Sekundärschiefscheibe keine Winkeleinstellung aufweist, fließt auch keine hydraulische Leistung. Die Ölpumpe ist nicht in der Lage, Drucköl zu fördern, da der Motor keines aufnimmt, und die inneren Teile der Pumpe bleiben bewegungslos. Beide Stellkolben, primär- und sekundärseitig, sind über eine Stellnadel mit dem Hochdruckraum verbunden, wie das untere Teilbild zeigt. Die Steuernadel liegt in der Nute der Keilwelle. Sie ist hohl gebohrt und führt das Hochdrucköl. Durch Bewegungen der Steuernadel von rechts nach links werden hintereinander die ebengenannten Folgebewegungen der Kolben erzeugt. Sobald die Primärschiefscheibe vollen Winkel angenommen hat, beginnt die Sekundärschiefscheibe sich zu bewegen und schließlich die vertikale Stellung einzunehmen. Die Bewegung der Nadel, die nur einen Durchmesser von 5 mm hat, ist außerordentlich leicht durchzuführen, und die Stellkolben folgen schnell ihren Einstellungen.

Die Arbeitsräume des Getriebes müssen ständig unter Druck gehalten werden, damit die Kolben Anlagekontakt an der Schiefscheibe behalten. Zu diesem Zweck ist eine Füllpumpe vorgesehen, die aus dem Ölsumpf heraus Öl ansaugt. Sie ist auf der Primärwelle angeordnet. Es ist eine Eatonpumpe, deren

Aufbau und Wirkungsweise noch ausführlich behandelt wird.

Bild 18 zeigt das Füllsystem und die soeben schon beschriebene Steuerung. Im unteren Teil des Bildes sind schematisch angedeutet der Primär- und der Sekundär-Zylinderblock mit Schiefscheiben und Stellkolben. Zwischen den beiden Folgekolben wirkt die Steuernadel, die auch in der Umsteuerscheibe des Getriebes gelagert ist und dort das Hochdrucköl erhält.

Im darüberliegenden Schema ist die Füllpumpe e mit Füllleitung und Ölbehälter zu sehen. Die gezeichnete Stellung der Schiefscheiben bedingt, daß der um 90° versetzt dargestellte untere Kanal der Steuerscheibe mit Füllöl zu versorgen ist. Die Pumpe e fördert das Öl also über das Rückschlagventil a in den Niederdruckteil des Hauptkreislaufes. Das Rückschlagventil b wird dabei vom Arbeitsdruck des Öles im oberen Kanal der Steuerscheibe gesperrt. Das zuviel geförderte Füllöl fließt über das Druckbegrenzungsventil f, das für einen Fülldruck von etwa 3 kp/cm² ausgelegt ist, wieder in den Öltank zurück. Zuvor jedoch wird es durch entsprechend gestaltete Ausströmöffnungen über die Laufflächen der beiden Schiefscheiben geleitet, um diese zu kühlen. Das über die primäre Schiefscheibe fließende Öl wird außerdem noch in der mit primärer Drehzahl rotierenden Antriebsglocke gefiltert. Das Öl fließt in der schnell rotierenden Glocke über ein am inneren Umfang angeordnetes Drahtnetz. Die Schmutzpartikel werden in ein darunterliegendes Filtertuch gepreßt, wo sie sich verkrustend ablagern.

Das Umschaltventil c, das über zwei Steuerleitungen von den beiden Seiten des Hauptkreislaufes (Fülldruck und Arbeitsdruck) betätigt wird, sorgt dafür, daß — gleichgültig, ob die Drücke in den beiden Seiten des Hauptkreislaufes durch entsprechende Änderung des Schiefscheibenwinkels vertauscht werden — die Steuernadel h immer Öl aus der Hochdruckseite bekommt und daß der Druckschalter d mit seiner rechten Steuerleitung ebenfalls vom Hochdruck beaufschlagt wird. Sinkt der Arbeitsdruck bis auf etwa 3fachen Fülldruck, dann springt der Druckschalter d um und führt über eine Steuerleitung Öl aus dem Füllkreislauf auf die linke Seite des Füllkreis-Überdruckventiles f. Der Druck des Füllkreislaufes steigt dann wegen der entsprechenden Auslegung der Wirkflächen auf etwa 12 kp/cm².

Während bei normalem Fahrbetrieb der Fülldruck von 3 kp/cm² ausreichend ist, um eine sichere Anlage der Kolben auf

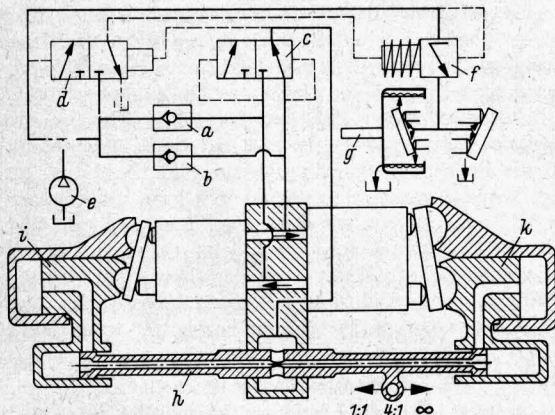


Bild 18. Das Füll- und Stellschema für das Getriebe in Bild 17.

der Schiefscheibe zu gewährleisten, ist beim Absinken des Arbeitsdruckes — z. B. beim Fahren mit hoher Geschwindigkeit ohne nennenswerte Leistungsabgabe — die beschriebene Umschaltung des Fülldruckes auf 12 kp/cm^2 erforderlich, um zu verhindern, daß sich unerwünschte Betriebszustände einstellen. Die Schiefscheiben, die im übrigen massenausgeglichen gelagert sind, möchten z. B. im oberen Drehzahlbereich unter dem Einfluß des Fliehmomentes die Nullstellung einnehmen, was durch den höheren Fülldruck vermieden wird.

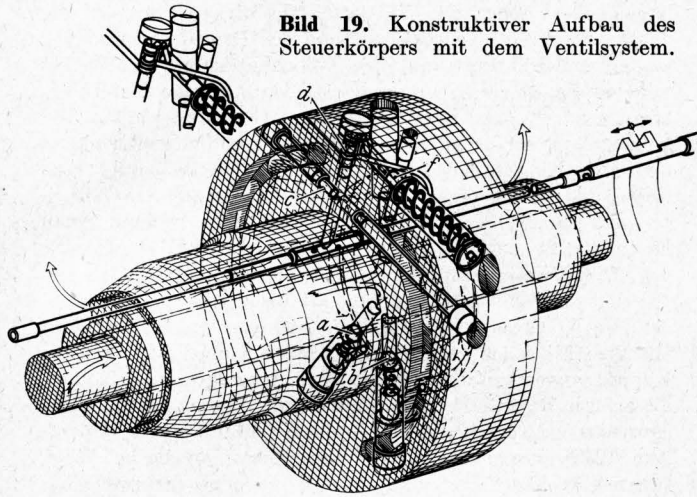


Bild 19. Konstruktiver Aufbau des Steuerkörpers mit dem Ventilsystem.

Der Stellmechanismus, ein hydraulisches Folgekolbensystem, besteht im wesentlichen aus der Steuernadel h und den beiden Stellkolben i und k mit ihren Zylindern. Wird die Steuernadel aus der gezeichneten Lage nach links geführt, dann ändert sich auf der Primärseite (links) nichts, da der Stellkolben i schon am Endanschlag liegt. Die linke Seite der Steuernadel läuft also wirkungslos in die Führungsbohrung. Auf der Sekundärseite (rechts) dagegen wird über die Steuerbohrung im Stellkolben k Hochdrucköl hinter den Stellkolben geleitet, so daß dieser sofort der Bewegung der Steuernadel folgt (Folgesystem!) und dabei über die in ihm gelagerte Halbwalze die Sekundär-Schiefscheibe auf kleineren Schwenkwinkel stellt. Auf diese Weise wird durch weiteres Verschieben der Steuernadel schließlich die Nullstellung der Sekundär-Schiefscheibe erreicht. Die Getriebeübersetzung ist dann $1:1$.

Aus dieser linken Endstellung heraus bewegt man die Steuernadel nach rechts. Die rechte Seite der Steuernadel gibt dabei einen Querschnitt frei, so daß aus dem rechten Steuerzylinder Öl ausströmen kann. Die unter Öldruck stehenden Kolben drücken dann sofort über Schiefscheibe und untere Halbwalze den Stellkolben k nach rechts. Auch in dieser Richtung folgt also der Stellkolben sofort der Steuernadel. Bewegt man die Steuernadel aus der gezeichneten Stellung noch weiter nach rechts, so schiebt sich entsprechend das rechte Ende der Steuernadel wirkungslos in die Führungsbohrung, und auf der linken Seite wird ein Steuerquerschnitt freigegeben. Das Hochdrucköl wirkt nun auf den Stellkolben i . Dieser folgt wieder sofort der Bewegung der Steuernadel und verstellt dabei die Primär-Schiefscheibe. Bei Schwenkwinkel Null ergibt sich der Leerlauf mit der Übersetzung $\infty:1$. Ein weiteres Verschwenken der Primär-Schiefscheibe über die Nullstellung hinaus führt schließlich dazu, daß die Abtriebswelle des Getriebes im entgegengesetzten Drehsinn läuft (Rückwärtsgang).

Den konstruktiven Aufbau des Steuerkörpers mit dem Ventilsystem, das in Bild 18 beschrieben wurde, zeigt das **Bild 19**. Man erkennt die beiden Rückschlagventile a und b , das Umschaltventil c , den Druckumschalter d und das Überdruckventil f des Füllkreises. Links oben im Bild ist der Druckumschalter in der Funktionsstellung für 12 kp/cm^2 Fülldruck dargestellt.

Die Füllpumpe e des Schaltschemas in Bild 18, die die auftretenden volumetrischen Verluste im Triebwerk zu ergänzen hat und gleichzeitig mehrere Nebenfunktionen erfüllt (Kühlölkreislauf, Filterkreislauf), ist mit dem Radsatz einer Eaton-

pumpe aufgebaut, **Bild 20 und 21**. Da bei der Entwicklung des Getriebes besonderer Wert auf gute Wirkungsgrade und geringen Leistungsbedarf der Hilfseinrichtung gelegt wurde, ist auch die Füllpumpe so konstruiert worden, daß nur geringe Reibungsverluste auftreten können. Der Außenrotor ist fest angeordnet. Der innere Rotor ist frei beweglich über den dargestellten Exzenterring geschoben. Der Innenrotor läuft in der Verzahnung des Außenrotors ab, wobei der Mittelpunkt einen kleinen Kreis mit etwa 3 mm Halbmesser beschreibt. Wegen der Übersetzung innerhalb der Rotorverzahnung tritt nur eine sehr geringe Drehzahl des Innenrotors auf. Sie beträgt nur etwa 170 U/min , wenn der Rotormittelpunkt mit der Drehzahl $n = 2200$ des Verbrennungsmotors umläuft. Die Exzenteranordnung bot gleichzeitig die Möglichkeit, das von der Füllpumpe geförderte Öl über die Umsteuerung der Pumpe direkt in die Sekundärwelle zu bringen. Problematisch bei dieser Lösung, wie überhaupt bei der Eatonpumpe, ist die Sicherung der 3 mm Exzentrizität, die von der Verzahnung erzwingen wird. In Bild 20 und 21 ist die Lösung dieses Problems angedeutet. Der Exzenterring mit den Mittelpunkten B und C , der über den Exzenter der Primärglocke (Mittelpunkt A und B) geschoben ist, arbeitet als Stoßkurbel-exzenter und kann sich frei einstellen. Die Normalen in den Zahnberührungspunkten schneiden sich alle im Punkt Q , dem Momentanpol für die Bewegung des Innenrotors. Der Massenausgleich für das System ist am Exzenterring untergebracht. Der Lageplan der wirksamen Kräfte läßt sich einfach mit Hilfe des Ersatzgetriebes aufbauen, das in Bild 21 dargestellt ist. Dieses Getriebeschema ist nicht maßstäblich. Es soll an diesem Bild nur das Prinzip der Kraftführung innerhalb des Füllpumpensystems deutlichgemacht werden.

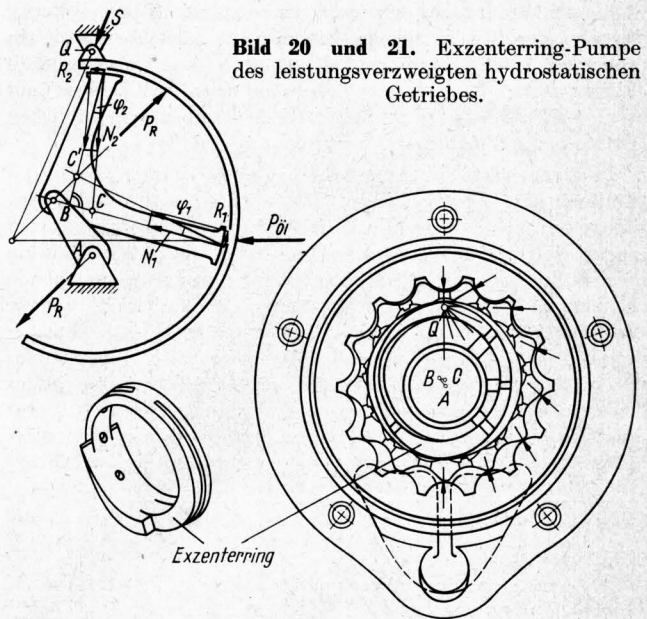


Bild 20 und 21. Exzenterring-Pumpe des leistungsverzweigten hydrostatischen Getriebes.

Für den momentanen Bewegungs- und Kräftezustand stellt man sich dabei den als Halbring gezeichneten Innenrotor im Punkt Q aufgehängt vor. Auf den Halbring wirkt dann die Öldruckkraft P_{01} , deren Größe und Lage sich aus der Projektion der unter Druck stehenden Umfangsfläche des Innenrotors ermitteln läßt. Von der Kraft P_{01} aus wird auf den Exzenterring — im Schema als zweiarmiger Hebel dargestellt — die Normalkraft N_1 übertragen, deren Lage durch die Mittelpunkte B und C gegeben ist. Zwischen Exzenterring und Innenrotor tritt eine Relativbewegung auf, die durch die Übersetzung des Eatonradsatzes bestimmt ist. Die Normalkraft N_1 führt deshalb zu einer Reibungskomponente R_1 , die in der angegebenen Richtung auf den Exzenterring wirkt. Die Resultierende aus N_1 und R_1 wirkt dann je nach Größe des Reibungskoeffizienten unter einem Winkel φ_1 auf den Exzenterring und erzeugt ein links drehendes Moment um den Punkt B . Der Exzenterring sucht sich deshalb einen zweiten Stützpunkt, in dem er das Moment mit der Normalkraft N_2 , die natürlich wieder durch den Mittelpunkt C des Halbringes geht, abstützen kann. Auch die Normalkraft N_2 erzeugt eine Reibungskomponente. Die Resultierende aus N_2

und R_2 wirkt nun je nach den Reibungsverhältnissen unter einem Winkel φ_2 und hebt das linksdrehende Moment auf. Entsprechend den Verhältnissen bei ebenen Flächen, kann man auch hier bei zylindrischen Flächen annehmen, daß sich als Stützpunkt immer der Punkt einstellt, bei dem die Größe der Stützkraft ein Minimum erreicht. Im vorliegenden Fall ist das Minimum der Resultierenden aus N_2 und R_2 dann gegeben, wenn der Wirkradius um Punkt B den Maximalwert annimmt. Die geometrischen Zusammenhänge zeigen, daß diese optimale Gegenstützstellung immer dann erreicht wird, wenn die unter dem Winkel φ_2 wirkende Resultierende aus R_2 und N_2 senkrecht auf der Normalkraft N_1 steht. Den Schnittpunkt C' der beiden Resultierenden kann man sich als den unter dem Einfluß der Reibung verschobenen Mittelpunkt C vorstellen. Die Kraft P_R , die von der Kurbel AB (Exzenter auf der Primärglocke) aus auf den Exzentering wirkt, ergibt sich im geschlossenen Kräftezug aus N_1 , R_1 und N_2 , R_2 . Ihre Richtung im Lageplan ist durch die Punkte B und C gegeben. Die Richtung der Zahnstützkraft S ergibt sich, wenn eine Gerade durch den Schnittpunkt von P_{O1} und P_R und durch den Polpunkt Q gezogen wird. Ihre Größe erhält man aus dem entsprechenden Kräfteplan.

Wie diese Beschreibung zeigt, ist man also in der Lage, durch geeignete Wahl der Exzenterpunkte B und C die Reibungseinflüsse zu berücksichtigen und darüber hinaus die Zahnstützkraft S so zu verändern, daß diese zwar die ihr übertragene Aufgabe der Dichtung erfüllen kann, andererseits aber beim gleitenden Kopf-über-Kopf-Lauf der beiden Eatonräder keinen Verschleiß hervorruft.

Durchbiegungen und elastische Verformungen, die durch das Kräftepaar P_R auftreten können, bleiben außerdem ohne störenden Einfluß auf den kinematischen Ablauf des Systems, da sich der freinstellende Exzentering allen Verhältnissen anpassen kann. Damit ist es gelungen, den mechanischen Wirkungsgrad der Pumpe zu heben und einen verlässlichen Lauf auch bei höheren als sonst für diese Pumpentypen üblichen Drücken zu ermöglichen.

Im Querschnitt des Getriebes, Bild 17, läßt sich der Weg des Füllpumpenöles gut verfolgen. In der Mitte des Ölsumpfes wird über eine große Zahl von Löchern das Füllöl in langsamem Strom angesogen und in einer verhältnismäßig weiten Saugleitung der Füllpumpe zugeführt. Der beim Ansaugen entstehende Unterdruck ist sehr gering. Die über dem Ölspiegel liegende Füllpumpe wird durch einen „Ölvorhang“ gegen das Ansaugen von Luft abgesichert. Es ist also dafür gesorgt, daß nur luftfreies Öl in den Kreislauf eintreten kann. Der Innenrotor bildet zusammen mit dem feststehenden Außenrad Zahnkammern und quetscht bei der Rotation das angesaugte Öl durch die Steueröffnungen des Exzenteringes und die Bohrungen in der Primär-

glocke in den ringförmigen Spalt zwischen Sekundärwelle und die mit primärer Drehzahl umlaufende Zapfwelle. Auf diesem Wege erreicht das Füllöl schließlich den Steuerkörper zwischen den beiden Zylinderblöcken und tritt dann in den schon beschriebenen Füllölkreislauf ein.

Die Kraftführung innerhalb des Getriebes zeigt Bild 17. Die kugelige Enden der Kolben übertragen die Öldruckkräfte auf die Schiefscheibe, die sich über je zwei Halbwalzen an der Sekundärwelle abstützen. Über die Belastbarkeit der Kolbenköpfe gibt das Diagramm Bild 22 Auskunft. Es zeigt die Abhängigkeit zwischen dem bei Verstellung maximal erreichbaren Schwenkwinkel α , Öldruck p_{O1} und der Druckbeanspruchung p_{max} im Berührungspunkt des Kolbenkopfes mit der Schiefscheibe. Es ist dabei vorausgesetzt, daß für die Kraftübertragung nur $9/10$ des Kopfdurchmessers D genutzt werden. Der Kugelhalbmesser r des Kolbenkopfes ist vom Schwenkwinkel α und vom Kopfdurchmesser D abhängig. Berücksichtigt man weiter, daß die auf den Kolben wirkende Ölkräft aus dem Öldruck p_{O1} und der Kolbenfläche gebildet wird, dann bekommt man die in Bild 23 angegebene Form der Hertzschen Gleichung, die dem Diagramm zugrunde liegt. Mit Ausnahme des Öldruckes, der in kp/cm^2 einzusetzen ist, sind alle Dimensionen verschwunden. Das Diagramm ist deshalb unabhängig von der Größe für alle Konstruktionen anwendbar, in denen Kolben mit kugeligem Kappen vorgesehen sind. Für die Normalausführung der Kolben, die auch in dem Getriebe gewählt wurde, ist die Größe $a = 0,9$ einzusetzen, da bei diesen Kolben der Kopfdurchmesser D gleich dem Kolbendurchmesser d ist. Übernimmt man die bei Wälzlager festgesetzte Grenze $p_{max} \approx 200 \text{ kp/mm}^2$, dann zeigt das Diagramm, daß für $\alpha = 16^\circ$ der Betriebsöldruck etwa 120 kp/cm^2 betragen darf, ohne daß eine Überbeanspruchung bei der Kraftübertragung vom Kolben auf die Schiefscheibe erfolgt.

Der relativ niedrige Betriebsdruck ließ es zu, die Kolben hohl im Fließpreßverfahren herzustellen. Die Gleitbahnpressung durch Fliehkraft konnte dadurch sehr niedrig gehalten werden. Weiterhin ist durch geeignete Wahl des Knickpunktes der Schiefscheibe dafür gesorgt worden, daß die Kolben während ihrer Hubbewegung rotieren. Da die Rotation auch beim Durchlaufen der Totlagen nicht unterbrochen wird, kann sich ein Ölfilm zwischen Kolben und Zylinderbohrung bilden, der eine stoßfreie Umkehrbewegung der Kolben sichert.

Für die Wahl des Achsenknickpunktes im Schwerpunkt der Schiefscheibe waren folgende Gesichtspunkte maßgebend:

1. Massenausgleich der umlaufenden Schiefscheiben;
2. große Entfernung des Kolbenkappen-Mittelpunktes vom Knickpunkt, um die erwünschte Kolbenrotation zu erzeugen;

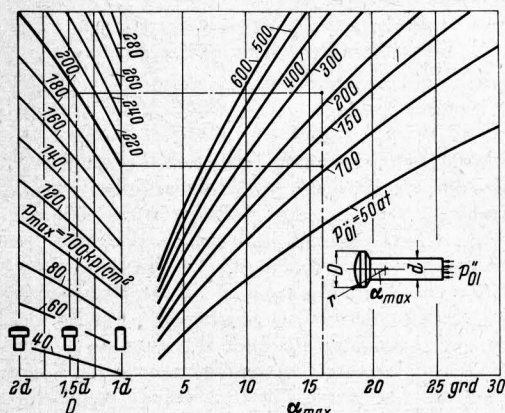


Bild 22. Die Belastbarkeit der Kolbenköpfe. Maximale Druckbeanspruchung im Berührungspunkt des Kolbenkopfes mit der Schiefscheibe

$$p_{max} = 100 \sqrt{\frac{0,81}{a^2} p_{O1} \sin^2 \alpha_{max}} \text{ kp/mm}^2$$

$a = 0,9 D/d$
 α_{max} maximal erreichbarer Schwenkwinkel
 p_{O1} Öldruck
 D Kopfdurchmesser
 d Kolbendurchmesser

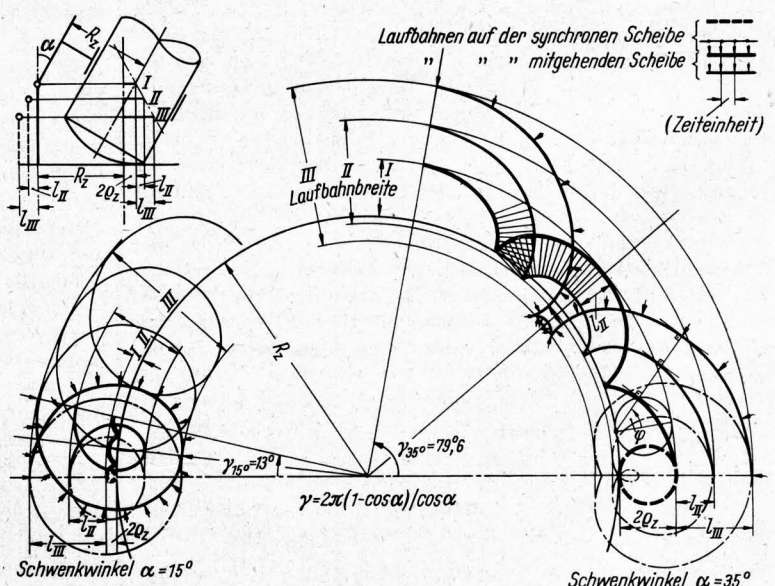


Bild 23. Kolbenlaufbahnen auf synchron bzw. kraftschlüssig mitgehender Schiefscheibe.

3. breite Auflagefläche für die Kolbenlaufbahnen für eine vorteilhafte Lastverteilung.

Diese drei Forderungen sind durch Untersuchung der die Rotation der Kolben bestimmenden kinematischen Bedingungen in optimaler Weise gelöst worden. **Bild 23** zeigt die Laufspuren, die der Kolben auf der Schiefscheibe hinterläßt. Die Laufspuren sind eine Folge der Lage der Knickpunkte K zwischen der Rotationsachse der Schiefscheibe und der Rotationsachse des Zylinderblockes. Das Nebenbild von **Bild 23** läßt unter I die Verhältnisse erkennen, bei denen die Schiefscheibenachse in der Ebene angewinkelt ist, in der der Kugelmittelpunkt der Kolbenköpfe sich befindet. In diesem Fall beschreibt der Kolbenkopf einen Berührungskreis mit $2 \varrho_z$ außerhalb des Kreises mit R_z .

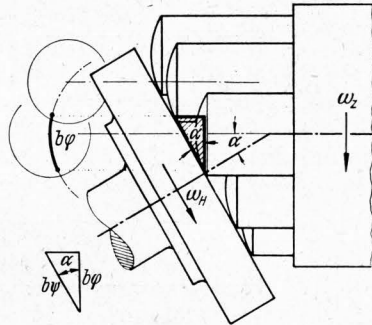


Bild 24. Reibungsmittnahme der Hubscheibe (Schiefscheibe).

Der besonderen Deutlichkeit wegen ist die rechte Hälfte der Abbildung für einen übergroßen Schwenkwinkel von $\alpha = 35^\circ$ gezeichnet und der Kreis $2 \varrho_z$ stark ausgezogen dargestellt. Der Berührungspunkt macht während einer Rotation des Zylinderblockes zwei Umdrehungen auf diesem Kreis. Die linke Seite läßt den hier sehr viel kleineren Kreis bei einem Schwenkwinkel von $\alpha = 15^\circ$ ebenfalls erkennen. Wird die Ebene der Schiefscheibe aus dem Knickpunkt heraus, z. B. in die Stellung II und III, verschoben (Nebenbild oben links), so entstehen durch Einwirkung der Strecken l_{II} und l_{III} auf den $2 \varrho_z$ -Kreis Pascalsche Kurven, die strichpunktiert auf der rechten Seite $\alpha = 35^\circ$ und auf der linken Seite $\alpha = 15^\circ$ bei gleichgroßen Strecken l gezeichnet worden sind. Die Strichpunktierung gibt gleichzeitig Zeiteinheiten für den Drehvorgang an.

Der geometrische Ort der Pascalschen Kurven ist in allen eben genannten Fällen eine Schiefscheibe, die synchron mit dem Zylinderblock rotiert. Im praktischen Betrieb wird aber die Schiefscheibe von den Kolben mitgenommen und muß in ihrer Drehzahl den Gesetzen gehorchen, die durch die Anwinkelung gegeben sind. **Bild 24** läßt dieses erkennen. In der gezeichneten Stellung läuft ein Kolben in mittlerer Hublage im Kontakt mit der Schiefscheibe und schleppt diese um eine mittlere Strecke $b\psi = b\varphi/\cos\alpha$. Diese Abhängigkeit ist in gleicher Weise in den Winkelgeschwindigkeiten von Schiefscheibe (Hubscheibe) und Zylinderblock gegeben:

$$\omega_H = \omega_Z / \cos \alpha.$$

Während die Kolbenlaufbahnen auf der Synchroscheibe Pascalsche Kurven sind, entstehen auf der kraftschlüssigen, mitgehenden Scheibe nunmehr Epizykloiden und Äquidistante

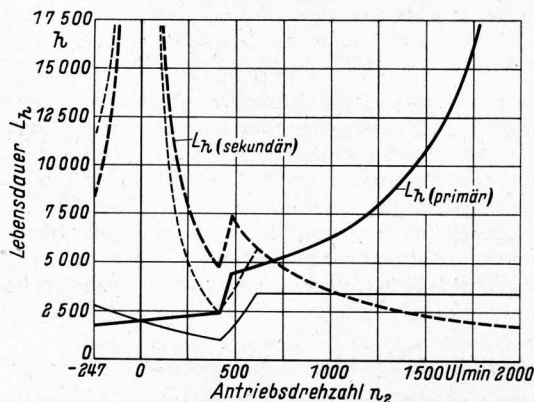


Bild 25. Lebensdauer der Axialkugellager der Schiefscheiben.

dazu. Es ist wichtig zu wissen, daß diese Bahnen an dem am Kolben sich abzeichnenden Berührungskreis tangieren, d. h. daß die beiden Körper miteinander im wesentlichen einen rollenden Kontakt haben, wenn auch mit verschiedenen Laufradien. Die Epizykloidenbahnen sind ausgezogen für den Schwenkwinkel $\alpha = 35^\circ$ und auch wieder für den Schwenkwinkel $\alpha = 15^\circ$. Für die mit III bezeichnete Lage der Schiefscheibe und $\alpha = 15^\circ$ ergibt sich ein Kurvenbild auf der Schiefscheibe, das die breite Berührungsfläche erkennen läßt. Das Spiel wiederholt sich hier mit einem Wert $\gamma = 13^\circ$.

Die breite Berührungsaufgabe der Kolben auf den Schiefscheiben bietet die Möglichkeit einer großen Rollenlagerbreite hinter der Scheibe, die wegen der ohnedies sehr hohen Wälzlastbelastung sehr erwünscht ist.

Der Vergleich der Lebensdauerwerte für die Axialrollenlager in den Schiefscheiben, **Bild 25**, läßt erkennen, daß sich auch hier durch die Leistungsverzweigung Vorteile ergeben. Das Primärlager läuft immer mit der Differenz zwischen Antriebs- und Abtriebsdrehzahl. Die Lebensdauer des Lagers steigt deshalb enorm, wenn im oberen Drehzahlbereich gefahren wird. Zum Vergleich ist mit der ausgezogenen dünnen Linie dargestellt, welche Lebensdauerwerte sich für das gleiche Lager ergeben würden, wenn es in einem direkt geschalteten Getriebe bei gleichen Druck- und Leistungsverhältnissen eingesetzt wird. Für das Sekundärlager ist die Lebensdauerkurve stark punktiert gezeichnet. Die entsprechende Lebensdauerkurve für den Einsatz dieses Lagers in einem direkt geschalteten Getriebe ist dünn punktiert dargestellt. Die Lebensdauer des Sekundärlagers ist im oberen Drehzahlbereich für beide Einsatzfälle gleich. Bei niedrigeren Drehzahlen jedoch tritt bei Leistungsverzweigung eine geringere Belastung durch niedrigeren Öldruck auf, so daß auch hier die theoretischen Lebensdauerwerte gesteigert werden konnten.

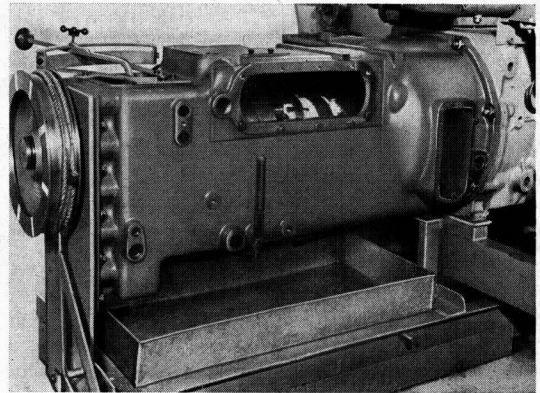


Bild 26. Versuchsstand für das leistungsverzweigte hydrostatische Getriebe.

Der von dem Getriebe zu erwartende Wirkungsgrad wird relativ hoch liegen, da durch die Leistungsverzweigung jeweils ein Teil der Leistung mechanisch mit sehr gutem Wirkungsgrad übertragen wird und nur die Restleistung mit dem ungünstigeren Wirkungsgrad der hydraulischen Übertragung behaftet ist. Im Übersetzungsbereich 1:1 ist der hydraulische Leistungszweig völlig aufgehoben, und es wird sich in diesem Bereich ein sehr hoher Wirkungsgrad einstellen. Der Wirkungsgrad sinkt bei Verstellung nach Leerlauf langsam und erreicht in dem Bereich von 6:1 bis 10:1 etwa die gleichen Werte, die bei normalgeschalteten hydrostatischen Getrieben vorliegen. Die bei der Leistungsverzweigung auftretenden geringeren Relativdrehzahlen zwischen den rotierenden Teilen wirken sich ebenfalls günstig auf Wirkungsgrad und Lebensdauer des Getriebes aus.

Bei den bisherigen Versuchsläufen bei Teillast auf dem Prüfstand, **Bild 26**, hat sich gezeigt, daß die theoretischen Betrachtungen zur Verbesserung des Wirkungsgrades zum Erfolg geführt haben dürften, da während der Versuche nur sehr geringe Erwärmungen aufgetreten sind.

Das Getriebe mit Verstellmechanismus ist eine Einheit, die konstruktiv und funktionell so gestaltet wurde, daß sie besonders für den Einsatz im Ackerschlepper geeignet ist. Alle Bauteile

sind in einer bisher ungewöhnlichen Weise auf wirtschaftliche Fertigung hin konstruiert worden. Den gewichtsmäßig größten Anteil des Getriebes stellen Sphärogußteile. Die Festigkeits-eigenschaften dieses Materials sind sehr gut. Die Härtung der Steuerflächen und anderer Gleit- und Lagerflächen an den Gußteilen bereitet keine Schwierigkeiten. Um die entsprechende Genauigkeit zu erreichen, die viele Fräsoperationen überflüssig macht, wurde für den Guß das Formmaskenverfahren nach *Croning* angewendet. Die für die Hydraulik geforderte Sauberkeit der Gußteile wurde durch das Kolene-E-Verfahren, ein neueres Verfahren zur absoluten Entsandung des Gusses, erzielt. In dem Salzbad dieses Verfahrens wirkt gleichzeitig ein chemischer Lösungsvorgang und eine kathodische Reduktion, die den Lösungsvorgang beschleunigt. Außerdem werden die Metalloxyde zu Metall reduziert, so daß die Gußoberfläche völlig von Sand und Zunder befreit wird. Karbide und Graphit werden bei der Behandlung nicht angegriffen.

Die einzelnen Positionen der Fertigungskosten des Getriebes sind in **Bild 27** zusammengestellt. Von einer Nulllinie ausgehend sind nach links die Materialkosten in DM je kg aufgetragen, wobei der Wert des zerspannten Materials durch die schraffierten Flächen gekennzeichnet ist. Nach rechts sind die Bearbeitungskosten aufgetragen. Unsicher ist die Angabe der Kosten für die Axialrollenlager, deren Preis bisher wesentlich höher liegt als hier angegeben. Bezieht man jedoch nur die Rollen und eventuell die Käfige, dann können die Lager ohne Schwierigkeiten auch in Eigenfertigung hergestellt werden. Unter diesen Gesichtspunkten sind die hier angegebenen Kosten für die Axiallager ermittelt

worden. Bei den Kosten für die Sphärogußteile aus GGG 50 ist dargestellt worden, wie hoch schätzungsweise die zusätzlichen Kosten wären, wenn nicht Gußteile, sondern Schmiedeteile verwendet worden wären. Die Kalkulation wurde für die Fertigung von 500 Getrieben im Monat aufgestellt.

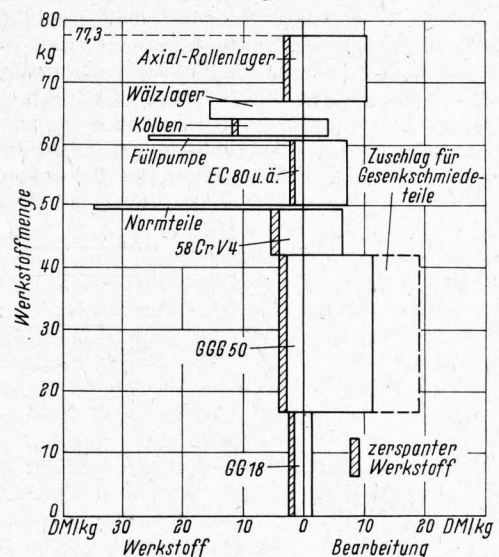


Bild 27. Gliederung des Fabrikverkaufspreises. Summe der Einzelflächen = Fabrikverkaufspreis (März 1964).

DK 531.7:631.372.013

Eine tragbare Zapfwellenleistungs-Meßvorrichtung und ihre Anwendung

Von **A. A. Bahasoean**, Eindhoven¹⁾

Die bekannten Methoden der Messung des Zapfwellenleistungsbedarfs der Landmaschinen im Feldbetrieb mit dem Meßschlepper oder dem Meßwagen sind kosten- und arbeitszeitmäßig oft zu aufwendig. Das neuentwickelte Gerät ist bei Maschinenprüfungen und ersten Tastversuchen rasch einsatzbereit. Die Meßwerte können gegenüber den registrierenden Methoden unmittelbar bei dem Versuch beobachtet und abgelesen werden.

Bei der Entwicklung einer neuen Landmaschine möchte man wissen, wie sie funktioniert und welche Zapfwellenleistung sie bei verschiedenen Drehzahlen und Arbeitsbedingungen benötigt. Häufig entsprechen Maschinen, welche mit Hilfe von labormäßig gefundenen Daten entwickelt worden sind, nicht den Erwartungen. In vielen Fällen können Leistungsmessungen Hinweise geben, wo die Ursachen eines Mißerfolges liegen oder in welcher Richtung weitere Laboruntersuchungen nötig sind oder mit welchen Änderungen Verbesserungen zu erzielen sind.

Eine andere interessante Frage ist, welche Leistung ein Schlepper während der Arbeit auf dem Felde über die Zapfwelle abgeben kann. Die Angaben in Prüfungsberichten und Werbeblättern sind auf dem Prüfstand mit der Wasserbremse gemessene Höchstwerte. Die im Feldeinsatz zur Verfügung stehende Leistung kann dagegen infolge Rollwiderstand und Schlupf des Schleppers und Zugbedarf der Landmaschine bis zur Hälfte sinken. Es ist wichtig, dies zu erkennen und herauszufinden, warum soviel Leistung verlorenght. Durch Verbesserung der angetriebenen Maschine läßt sich manchmal die Zugleistung verringern und damit die zur Verfügung stehende Motorleistung des Schleppers besser ausnützen.

¹⁾ Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völknerode am 9. 4. 1964.

ir. A. A. Bahasoean ist Mitarbeiter am Laboratorium für Landmaschinen an der Technischen Hochschule Eindhoven.

Bislang wurden die beiden nachstehend beschriebenen Methoden zur Messung der Zapfwellenleistung auf dem Feld angewendet.

Meßschlepper

Ein Meßschlepper und eine angehängte Landmaschine werden von einem zweiten Schlepper gezogen, der die gesamte Fahrleistung aufbringt. Der Radantrieb des Meßschleppers ist während der Messung nicht eingeschaltet. Aus dem Brennstoffverbrauch je Zeiteinheit und der Motordrehzahl des Meßschleppers wird an Hand der mit der Wasserbremse ermittelten Leistungskurven die abgegebene Zapfwellenleistung bestimmt. Die Messung ist eine Mittelwertmessung über etwa 5 Minuten. Innerhalb dieser Zeit können Leistungsschwankungen nicht beobachtet werden.

Während der Messung muß der Fahrer des Meßschleppers die Motordrehzahl möglichst konstant halten. Bei Beginn und Ende der Messung muß er gleichzeitig die Brennstoffzufuhr des Brennstoffverbrauchsmessers und die Stoppuhr bedienen, wenn ihm diese Aufgabe nicht durch ein Uhrwerk abgenommen wird.

Meßwagen

Zwischen Zapf- und Gelenkwelle werden elektrische Drehmoment- und Drehzahlgeber angebracht, deren Signale mit einem Kabel auf einen neben dem Schlepper fahrenden Meßwagen übertragen werden. Im Meßwagen befinden sich elektronische Geräte zur graphischen oder digitalen Registrierung. Die Vorbereitung einer Messung und die Auswertung der gemessenen Größen zur Leistungsbestimmung sind sehr zeitraubend. Der Meßwagen und die Meßeinrichtung sind sehr teuer. Die Messungen sind für viele Zwecke zu aufwendig.

Ein neues Gerät zur Leistungsmessung

Da die für die Prüfung oder Untersuchung an Landmaschinen zur Verfügung stehende Zeit beschränkt ist und man in kurzer