

innerhalb $\pm 5\%$. Im ganzen lassen sich die Ergebnisse dieser Messungen noch besser als die der Messungen in [7] durch Normalverteilungen wiedergeben.

Aufgrund der Fehlerrechnungen kommt man also zu dem Schluß, daß für Verlustrechnungen beim Kartoffelroden passend gewählte Normalverteilungen einen guten Ersatz der empirischen Knollenverteilungen darstellen. Sie müssen nur den Knollenverteilungen im unteren Teil des Dammes approximiert werden. Die Benutzung von Normalverteilungen bringt eine bedeutende Vereinfachung der Rechnung und erleichtert das Erkennen von Zusammenhängen wesentlich. Durch Benutzung des Nomogramms in Bild 5 kann die Rechnung noch weiter vereinfacht werden.

4 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird mit Hilfe der Wahrscheinlichkeitsrechnung eine Berechnungsmethode für landtechnische Probleme der folgenden Art angegeben: Gegeben ist ein Pflanzenbestand (Gut), der bearbeitet oder geerntet werden soll. Zu diesem Zweck ist ein Werkzeug entlang den Pflanzen oder Pflanzenteilen oder in bestimmter Höhe über den Pflanzen zu führen. Die Abmessungen oder die Lage des Gutes, kurz seine Verteilung quer zum Werkzeugweg ist unregelmäßig, so daß sie nur statistisch erfaßt werden kann. Auch der Werkzeugweg weist infolge wechselnder Einsatz- und Betriebsbedingungen zufällige Schwankungen auf. Der mittlere Abstand zwischen Gut und Werkzeug soll möglichst klein gehalten werden, es dürfen dabei am Gut sogar Beschädigungen oder Verluste vorgegebener Größe auftreten. Zur Beurteilung von Führungssystemen soll die Abhängigkeit der am Gut auftretenden Beschädigungen oder Verluste vom mittleren Abstand zwischen Gut und Werkzeug, von dessen Schwankungen und der Gutsverteilung ermittelt werden, um danach den optimalen Abstand festzulegen.

Die Berechnung der Verluste führt auf ein zweidimensionales Flächenintegral, dessen Auswertung im allgemeinen numerisch erfolgen muß und umständlich ist. Unter der Voraussetzung, daß sich die Verteilung des Gutes und die Schwankungen des Werkzeugweges durch zwei voneinander unabhängige Normalverteilungen wiedergeben lassen, konnte das Flächenintegral auf die standardisierte Normalverteilung zurückgeführt werden. Die Auswertung dieser Formeln wurde durch Kurvenblätter, die ein unmittelbares Ablesen der interessierenden Parameterwerte gestatten, dann noch weiter vereinfacht. Für den Fall, daß eine

der beiden Verteilungen nur zum Teil durch eine Normalverteilung angenähert werden kann, wurde eine Fehlerabschätzung durchgeführt.

Zur Prüfung auf ihre praktische Verwendbarkeit wurde die Methode dann auf die Tiefenführung des Rodeschars beim Kartoffelroden angewendet. Auf die Fehler, die dadurch entstehen, daß bei praktischen Problemen die theoretischen Voraussetzungen nicht exakt, sondern nur mehr oder weniger angenähert erfüllt sind, wurde ausführlich eingegangen. Dabei konnte gezeigt werden, daß man sich bei der Berechnung der Rodeverluste auf die Verteilung der tiefliegenden Knollen beschränken kann. Diese ließen sich aber — im Gegensatz zur Verteilung der Knollen über die gesamte Tiefe — gut durch Normalverteilungen annähern.

In der Landtechnik treten neben Problemen, die sich mit der hier beschriebenen Methode lösen lassen, auch Probleme verwandter Art auf, bei denen die Methode nicht unmittelbar anwendbar ist. Als Beispiele seien die Randüberdeckung beim Ausbringen von Stalldung mit hin- und hergehenden Streuwerken und beim Verteilen von Spritzmitteln von einem schwankenden Fahrzeug aus genannt. In diesen Fällen können ähnliche Ansätze unter Benutzung der Wahrscheinlichkeitsrechnung ebenfalls zum Ziele führen.

5 Schrifttum

- [1] *Heinhold, J.*, und *K.-W. Gaede*: Ingenieur-Statistik. München/Wien: Oldenbourg-Verlag 1964.
- [2] *Hammelrath, F.*: Begegnungswahrscheinlichkeiten zwischen bewegten Objekten. Dt. Luft- und Raumfahrt, Forsch.-Ber. 65—42.
- [3] *Weber, E.*: Grundriß der biologischen Statistik. 4. Aufl. Jena: Fischer-Verlag 1961.
- [4] *Thaer, R.*: Tiefenlage der Kartoffeln im Damm und Tiefenführung des Rodeschars. Landtechn. Forsch. **17** (1967) H. 1.
- [5] *Schmetterer, L.*: Einführung in die mathematische Statistik. Wien: Springer-Verlag 1956.
- [6] *Pfanzagl, J.*: Allgemeine Methodenlehre der Statistik II. Berlin: Verlag Walter de Gruyter & Co. 1962.
- [7] *Bialojan, G.*: Ein Verfahren zur Ermittlung der Lage rodefähiger Kartoffeln im Dammquerschnitt. Dt. Agrartechn. **10** (1960) S. 427/28.
- [8] *Daeves, K.*, und *A. Beckel*: Großzahl-Methodik und Häufigkeits-Analyse. 2. Aufl. Weinheim: Verlag Chemie GmbH 1958.

DK 531.7:631.372-58

Die Entwicklung einer hydrostatischen Leistungsbremse zur Prüfung von Fahrzeug- und Schleppergetrieben

Von **Manfred Kahrs**, Braunschweig

Mit den bisher verwendeten Prüfständen für Fahrzeug- und Schleppergetriebe ist es nur unter Schwierigkeiten möglich, die Prüflinge bei kleinen Abtriebsdrehzahlen mit hohen Momenten zu belasten, wie es ihrem Einsatz entspricht. Nach einem Überblick der bekannten Prüfstände und Leistungsbremsen sowie deren Arbeitskennlinien und -grenzen werden die Möglichkeiten auf öhydrostatischer Basis arbeitender Leistungsbremsen dargestellt. Mit dieser Bauart ist nämlich das maximale Bremsmoment in jedem Punkt des Drehzahlbereichs einstellbar, und außerdem besteht die günstige Möglichkeit, stoßförmige Betriebsbelastungen aufzubringen. Wegen dieser und weiterer Vorzüge wurde eine öhydrostatische Leistungsbremse entwickelt und gebaut, deren Wirkungsweise, Konstruktion, Arbeitskennlinien und Herstellungskosten ausführlich beschrieben werden.

Dipl.-Ing. Manfred Kahrs ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Landmaschinen (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. J. Matthies) der Technischen Hochschule Braunschweig.

1. Einleitung

Bei der Entwicklung von Fahrzeugen, Landmaschinen und Schleppern hat die Erprobung der Bauteile hinsichtlich ihrer Funktion und Haltbarkeit in den letzten Jahren infolge der gestiegenen Anforderungen und der größeren Produktionszahlen eine immer größere Bedeutung gewonnen. Dabei hat es sich herausgestellt, daß es zweckmäßig und vielfach sogar unumgänglich ist, die Erprobung hauptsächlich im Laborversuch durchzuführen und den Betriebsversuch auf der Straße oder auf dem Acker nur noch in wenigen notwendigen Fällen vorzunehmen.

Die für die Laboruntersuchungen benötigten Prüfeinrichtungen sind daher ihrer Verwendung entsprechend sehr vielfältig. Hier sollen jedoch nur die für die Entwicklung von Fahrzeuggetrieben — oder besser Wandlern — benötigten Prüfstände behandelt werden. Schon seit langer Zeit sind verschiedene Bauarten von Prüfständen für Getriebe bekannt, über die im nächsten Abschnitt zunächst ein kurzer Überblick gegeben wird. Für die in

Ackerschleppern und selbstfahrenden Landmaschinen oder allgemein für die in Fahrzeugen mit hoher Zugkraft und kleinen Fahrgeschwindigkeiten verwendeten Wandler sind die vorhandenen Prüfstände jedoch alle weniger gut geeignet, weil die Belastung des Prüflings mit hohen Momenten bei kleinen Drehzahlen immer Schwierigkeiten bereitet. Im Rahmen eines größeren Versuchsprogramms mit verschiedenartigen Wandlern wurde daher vom Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig eine geeignete Prüfanlage entwickelt. Es handelt sich hierbei um eine auf öhydrostatischer Basis arbeitende Leistungsbremse, deren Funktion, konstruktiver Aufbau und Betriebsverhalten im folgenden ausführlich beschrieben werden.

2. Bekannte Prüfeinrichtungen für Fahrzeug- und Schleppergetriebe

Vor der Serienherstellung von Getrieben sind bekanntlich umfangreiche Laborversuche zur funktionellen Erprobung durchzuführen. Es müssen Wirkungsgrade, Betriebstemperaturen, Schwingungsverhalten und Schlupf, Schaltbarkeit und Geräusch, Gehäusedeformationen und Gehäuse dichtigkeit ermittelt werden. Darüber hinaus wird auch immer mehr die Bedeutung der Betriebsfestigkeitsversuche erkannt [1], bei denen bekanntlich die im Einsatz gemessenen Belastungen, die zu einem Lastkollektiv ausgewertet wurden, im Laborversuch nachgefahren werden.

Für diese Aufgaben werden heute eine Reihe verschiedenartiger Getriebeprüfstände eingesetzt, die man am besten nach der Art des Energieflusses in Energiekreislauf-Prüfstände und Energiedurchfluß-Prüfstände einteilt [2]. In **Bild 1** sind der maschinelle Aufbau und der Energiehaushalt beider Arten einander gegenübergestellt, wie sie beispielsweise zur Untersuchung eines mechanischen Schaltgetriebes verwendet werden. Beim Energiekreislaufprinzip werden zwei Prüflinge benötigt, und

Verdrehwinkel zwischen Zylinder und Kolben kleiner als 360° bleiben muß, wodurch bei Getrieben mit langen Wellen und geringer Verdrehsteifigkeit unter Umständen die gewünschte Belastung nicht mehr erreicht werden kann.

Das Kreislaufprinzip kann zur Prüfung hydrodynamischer Kupplungen und Wandler wegen des fehlenden Formschlusses und des damit verbundenen Schlupfes dieser Aggregate nicht benutzt werden; für hydrostatische Getriebe dagegen, die über das Hydrauliköl formschlüssig arbeiten und nur einen geringen Schlupf aufweisen, ist das Prinzip gut zu verwenden. Oft werden auch einzelne verstellbare Hydropumpen und -motoren auf diese Weise geprüft, indem die Saug- und Druckleitungen zweier Aggregate sowie deren Wellen verbunden werden. Die Belastung wird dann durch etwas unterschiedliche Einstellung der Schwenkwinkel aufgebracht, so daß die Pumpe einen geringfügig größeren Ölstrom fördert, als der Motor ohne Belastung zu schlucken in der Lage ist. Auch hier braucht wieder nur die Verlustleistung zugeführt zu werden [3].

Eine andere Möglichkeit, das Energiekreislaufprinzip zu verwirklichen, ist die elektrische Verspannung, wobei die Versuchsanlage aus einem Prüfling, einem Leonard-Umformer-Satz und einem Bremsgenerator besteht. Dabei dient der Leonardsatz — der bekanntlich aus einem Drehstrommotor und dem mit diesem gekuppelten Gleichstromgenerator (mit Steuergenerator) und dem Gleichstrommotor besteht — zum Antrieb des Prüflings mit veränderlichen Drehzahlen, während mit dem Bremsgenerator durch Veränderung der Steuerspannung die Belastung aufgebracht wird.

Die vom Bremsgenerator erzeugte elektrische Energie wird dem Generator des Leonardsatzes wieder zugeführt. Zum Antrieb des Prüflings wird daher die gesamte Prüfleistung benötigt, so daß die Aggregate groß ausgelegt werden müssen, jedoch wird

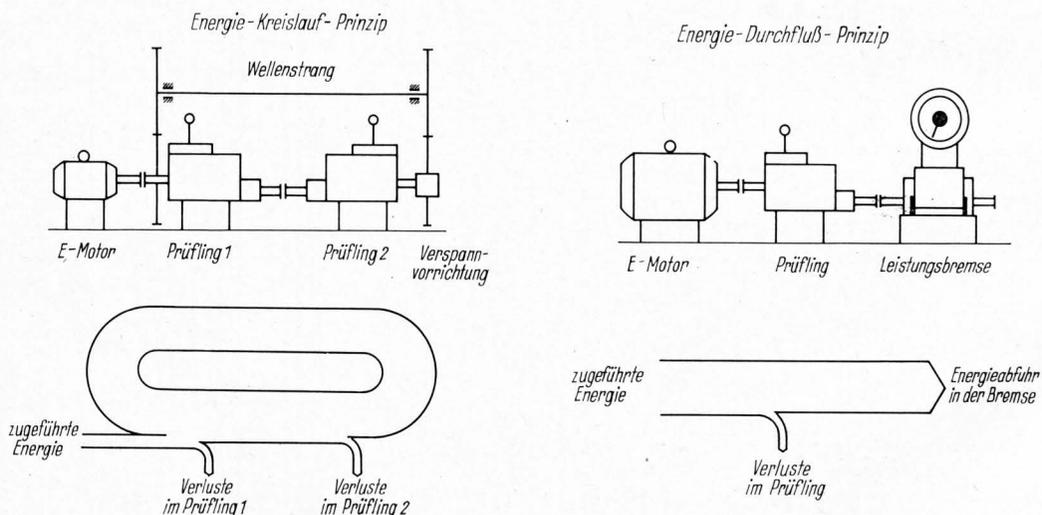


Bild 1. Aufbau und Energiehaushalt des Energiekreislauf-Prüfstandes und des Energiedurchfluß-Prüfstandes für Fahrzeug- und Schleppergetriebe.

sowohl die Eingangs- als auch die Ausgangswellen der beiden Getriebe werden verbunden. Die Prüflast kann schon im Stillstand aufgebracht werden — indem beispielsweise die Eingangswellen beider Getriebe vor ihrem Zusammenschluß gegeneinander verdreht oder verspannt werden —, es ist daher auch die Bezeichnung Verspannungsprüfstand üblich; beim Antrieb über eine der Wellen braucht lediglich die in den beiden Prüflingen auftretende Verlustleistung zugeführt zu werden. Die Verspannungsvorrichtung kann mechanisch mit verzahnten Verbindungselementen ausgeführt werden, deren Handhabung aber sehr unbequem ist, da die Verspannungsmomente nur im Stillstand und nur stufenweise entsprechend der Zahnteilung verändert werden können. Um diese Nachteile zu vermeiden, sind auch Verspannungseinrichtungen entwickelt worden, die auf hydrostatischer Basis arbeiten. Sie bestehen aus einem umlaufenden Drehzylinder mit Drehkolben, und das Verspannungsmoment, das mit dem zugeführten Öldruck feinfühlig variiert werden kann, wirkt zwischen Zylinder und Drehkolben um deren gemeinsame Achse. Nachteilig ist dabei allerdings, daß der

ein Teil der zugeführten Energie zurückgewonnen. Es sind noch zahlreiche Abwandlungen des beschriebenen Versuchsaufbaus möglich, und die Gleichspannungsmaschinen könnten auch durch verstellbare Hydropumpen und -motoren ersetzt werden.

Neben dem Nachteil hoher Anschaffungskosten treten bei dieser Ausführung des Kreislaufprinzips auch schon beträchtliche Energieverluste auf, bedingt durch die Anzahl der laufenden Maschinen und die mehrfache Energiewandlung. Damit verliert der Hauptvorteil der Kreislaufprüfstände, nämlich die geringen Betriebskosten, hier seine Bedeutung, im Gegensatz zu den rein mechanischen Verspannungsprüfständen. Bei diesen werden allerdings stets zwei Prüflinge benötigt, die mit entgegengesetzter Last- und Drehrichtung laufen, und die Einstellung und Messung der Drehmomente ist schwieriger und weniger genau durchzuführen.

So ist es besonders bei Funktionserprobungen in den meisten Fällen einfacher und vorteilhafter, einen nach dem Energiedurchflußprinzip arbeitenden Prüfstand zu verwenden, der, wie im rechten Teil von Bild 1 ersichtlich, aus einer Antriebs-

maschine, dem Prüfling und einer Belastungseinrichtung, nämlich der Leistungsbremse, besteht. Dieser Prüfstand hat außerdem den Vorzug, daß neben Getrieben auch Kraftmaschinen belastet werden können. Der Antriebsmotor, für veränderliche Drehzahlen oft ein Leonardsatz, muß allerdings die volle Prüfleistung aufbringen. Diese wird abzüglich der im Prüfling auftretenden Verluste von der Bremse aufgenommen, in Wärme umgesetzt und abgeführt. Bei den Prüfständen nach dem Energie-durchflußprinzip werden also die Betriebskosten hoch sein, da die gesamte Prüfenergie als Wärme verlorengeht, deren größter Teil noch mit Kühlwasser abgeführt werden muß. Im allgemeinen ist es notwendig, Drehmoment und Drehzahl auf der Antriebs- und auf der Bremsseite zu kennen bzw. zu messen; für die Drehmomentmessung werden der Antriebsmotor und die Bremse meistens als Pendelmaschinen ausgebildet, so daß die Reaktionsmomente sehr genau durch einfaches Austarieren oder mit Neigungspendelwaagen gemessen werden können.

Leistungsbremsen sind als wichtigstes Aggregat des Durchflußprüfstandes in verschiedenen Ausführungen bekannt, die man am besten nach der Art der Energiewandlung einteilt. Am ältesten — schon im Jahre 1790 als Pronyscher Zaum bekannt — sind mechanische Reibungsbremsen, die als Backen-, Band- oder Scheibenbremsen ausgebildet werden können. In **Bild 2** ist eine bekannte Anordnung schematisch dargestellt. Das Bremsmoment wird hierbei durch Austarieren des die Bremsbacken tragenden und mit einer Spannvorrichtung versehenen Zaums

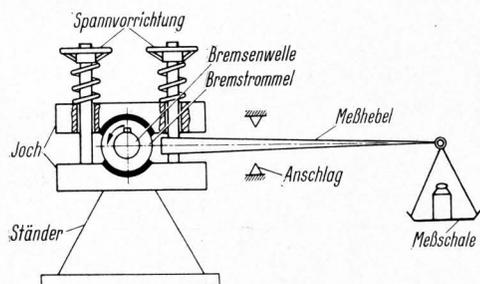


Bild 2. Aufbau einer mechanischen Reibungsbremse mit direkter Abstützung und Wägung des Bremsmoments.

gemessen. Eine moderne Abwandlung der mechanischen Reibbremse ist die Magnetpulverbremse, bei der im Magnetfeld verfestigtes Eisenpulver die Relativbewegung zwischen dem hier feststehenden Gehäuse und dem angetriebenen Rotor mit einem Gegenmoment zu hindern sucht. Der Hauptvorteil der mechanischen Reibbremsen ist neben ihrem einfachen Aufbau darin zu sehen, daß beliebige Bremsmomente unabhängig von der Drehzahl eingestellt werden können; Bremsmoment und Drehzahl beeinflussen sich kaum. Dagegen bereiten die Wärmeabfuhr und die Einhaltung der für die Reibpaarungen zulässigen Temperaturen große Schwierigkeiten, so daß diese Bremsen für Dauerbetrieb bei größeren Leistungen wenig geeignet sind.

Die größte Verbreitung haben indessen die hydrodynamischen Bremsen — meist Wasserwirbelbremsen genannt — gefunden, bei denen die von einem angetriebenen Pumpenrad erzeugte kinetische Energie der Flüssigkeit in einem feststehenden Turbinenrad verwirbelt wird. Als Flüssigkeit wird Wasser verwendet, so daß bei Anschluß an das Leitungsnetz das ständig durch die Maschine fließende Wasser gleichzeitig zur Energiewandlung und zur Wärmeabfuhr benutzt werden kann. Den Aufbau einer Wasserwirbelbremse zeigt **Bild 3**; angetrieben wird der Rotor, der eine doppelseitige Pumpenradbeschaukelung trägt; er läuft im Gehäuse mit den entsprechenden Turbinenschaufeln, das zur Drehmomentmessung pendelnd gelagert ist. Für den Wasserfluß durch das Gehäuse sind zwei Schlauchleitungsanschlüsse mit Ventilen vorgesehen. Mit der Wasserfüllung des Gehäuses wird dann das Bremsmoment eingestellt, während der Wasserdurchfluß der Wärmeabfuhr dient und der Bremsleistung angepaßt werden muß. Da die Wasserwirbelbremse eine Strömungsmaschine ist, ergeben sich als Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien durch den Koordinatenursprung laufende Parabeln, und auch das maximale Moment ist durch eine dieser Parabeln begrenzt.

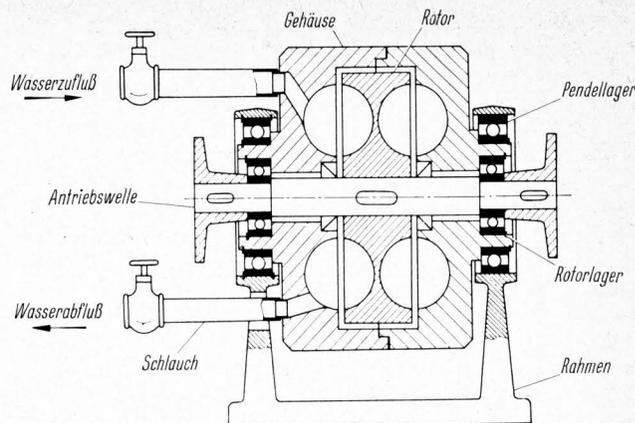


Bild 3. Aufbau einer Wasserwirbelbremse.

Schließlich wird die Elektrowirbelstrombremse als neuere Entwicklung auf diesem Gebiet immer häufiger verwendet. Bei ihr ist ein scheibenförmiger Rotor von ringförmig im Gehäuse eingebetteten Erregerspulen umschlossen, **Bild 4**. Wird der Rotor angetrieben und eine Spannung an die Spulen gelegt, so bewegt er sich in einem Magnetfeld, und es werden Wirbelströme induziert. Diese erzeugen wieder ein der Bewegung entgegenwirkendes magnetisches Feld, so daß eine Bremswirkung entsteht. Die dabei anfallende Induktionswärme muß wieder mit Kühlwasser abgeführt werden, das durch die Kühlkammern des Gehäuses fließt; für die Drehmomentmessung ist dieses auch hier pendelnd gelagert. Das gewünschte Bremsmoment wird bei der Wirbelstrombremse mit der angelegten Erregerspannung eingestellt, ist aber auch von der Drehzahl abhängig. So ergibt sich bei konstanten Spannungswerten eine Schar in den Koordinatenursprung des Drehmoment-Drehzahl-Diagramms laufender degressiver Kurven; die Linie des maximalen Moments ist durch die maximale Erregerspannung gegeben. Vorzüge der Wirbelstrombremse sind der einfache Aufbau sowie die Möglichkeiten der Regelung und Programmsteuerung von Bremsmoment und -drehzahl durch Beeinflussung der Erregerspannung.

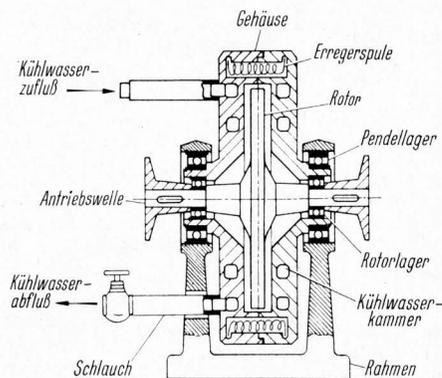


Bild 4. Aufbau einer Elektrowirbelstrombremse.

Zuletzt sei noch die wenig verwendete Möglichkeit genannt, mit einem Gleichspannungsgenerator zu bremsen und die von diesem erzeugte elektrische Energie mit Widerständen in Wärme umzusetzen. Die Maschinengröße und die Anschaffungskosten sind dabei aber recht ungünstig, und das Bremsmoment ist durch die zulässigen Stromstärken bei niedrigen Drehzahlen auch auf kleine Werte begrenzt.

Neben der Getriebeprüfung werden Leistungsbremsen auch zur Erprobung von Kraftmaschinen verwendet. Für beide Fälle sind die Arbeitskennlinien sowie die Kennfeldgrenzen der Bremsen von großer Wichtigkeit. Daher sind die Arbeitskennlinien und die Kennfeldgrenzen der Wasserwirbelbremse und der Elektrowirbelstrombremse in **Bild 5** und **6** dargestellt.

Bei der Wasserwirbelbremse werden die parabolischen Arbeitskennlinien 6, wie schon erwähnt, mit der Wasserfüllung des Turbogehäuses eingestellt. Die unterste Linie 5, die sogenannte Leerlaufkennlinie, ergibt sich dann bei entleertem Gehäuse durch Lüftungs- und Lagerreibungsverluste, während die oberste

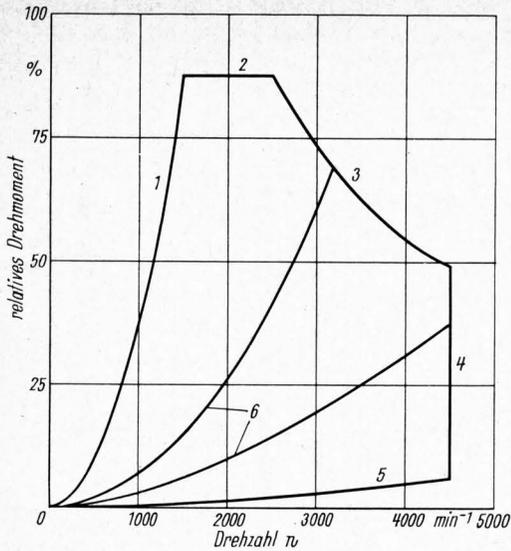


Bild 5. Kennfeldgrenzen und Arbeitskennlinien der Wasserwirbelbremse.

- 1 Linie des maximalen Momentanstiegs bei größter Wasserfüllung
- 2 Linie des maximalen Moments
- 3 Hyperbel konstanter Höchstleistung
- 4 Grenze der Höchstdrehzahl
- 5 Linie minimaler Leerlaufleistung
- 6 Arbeitskennlinien bei verschiedener Einstellung der Wasserfüllung

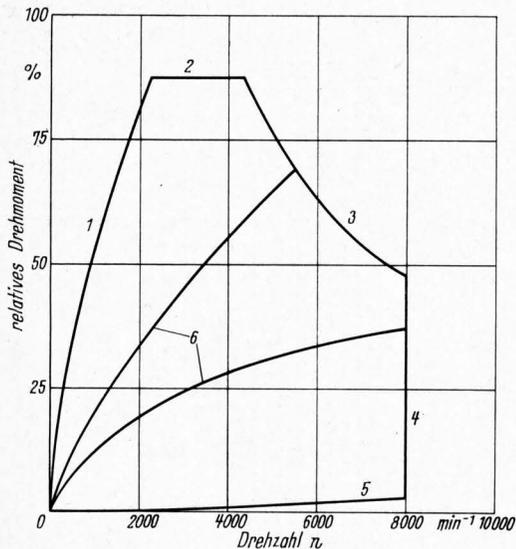


Bild 6. Kennfeldgrenzen und Arbeitskennlinien der Elektrowirbelstrombremse.

- 1 Linie des maximalen Momentanstiegs bei größtem Erregerstrom
- 2 Linie des maximalen Moments
- 3 Hyperbel konstanter Höchstleistung
- 4 Grenze der Höchstdrehzahl
- 5 Linie minimaler Leerlaufleistung
- 6 Arbeitskennlinien bei verschiedener Einstellung des Erregerstromes

Linie 1 sich bei maximaler Wasserfüllung einstellt. Hier zeigt sich auch der größte Nachteil dieser Bremse für Getriebeuntersuchungen: die Bremse hält bei kleinen Drehzahlen nur sehr geringe Momente, während bei der Prüfung von Fahrzeuggetrieben, wie später noch gezeigt wird, gerade bei niedrigen Drehzahlen die größten Momente verlangt werden. Das Kennfeld wird nach oben weiter durch eine Linie 2 maximalen Drehmoments begrenzt, die durch die Festigkeit der Bremswelle gegeben ist; hieran schließt eine Linie 3 konstanter Höchstleistung — hier der maximalen Kühlleistung —, die im Drehmoment-Drehzahl-Diagramm als Hyperbel erscheint. Die Höchstdrehzahl 4 ist schließlich durch die Festigkeit der rotierenden Teile gegeben.

Prinzipiell ähnlich sind die Kennlinien und Grenzen der Wirbelstrombremse, Bild 6. Die hier degressiven Arbeitskennlinien 6 werden mit der Erregerspannung eingestellt, und der

höchstzulässige Erregerstrom ergibt wieder eine im Ursprung beginnende Linie 1 mit kleinen Momenten bei niedrigen Drehzahlen. Im Betrieb müssen die Kennlinien der Bremsen stabile Schnittpunkte mit denen des Prüflings haben. Als typische Beispiele werden daher in **Bild 7** Drehmomentkennlinien eines Ottomotors, die sich bei festen Drosselklappeneinstellungen ergeben sowie die Charakteristik eines Drehstrom-Asynchronmotors dargestellt. Man sieht, daß die Kombination dieser Motoren mit einer der Bremsen stabile Betriebspunkte ergeben wird.

Im folgenden **Bild 8** sind außerdem die Kennfeldgrenzen eines Schleppergetriebes im Drehmoment-Drehzahl-Diagramm dargestellt. Im Anfahrpunkt ergibt sich ein sehr steiler Momentenanstieg 1, der praktisch mit der Ordinate zusammenfällt, und im Bereich kleiner Abtriebsdrehzahlen ist das sehr hohe Moment 2 durch den Kraftschluß der Triebäder auf festem Boden begrenzt. Diese Linie geht dann beim idealen stufenlosen Getriebe in die Triebkrafthyperbel 3 über, die aus der maximalen Leistung des Antriebsmotors folgt. Im Fall des mechanischen Stufengetriebes wird diese Hyperbel bekanntlich durch eine Zahl von Kurvenabschnitten angenähert, die der Gangzahl entspricht. Die

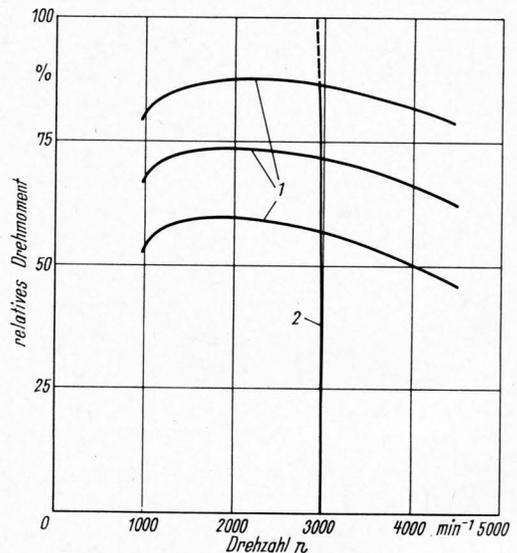


Bild 7. Arbeitskennlinien verschiedener Antriebsmaschinen.

- 1 Ottomotor bei verschiedenen Drosselklappen-Einstellungen
- 2 Drehstrom-Asynchronmotor (eine Kurvenschar ähnlichen Verlaufs ergibt sich beim drehzahleregelten Dieselmotor)

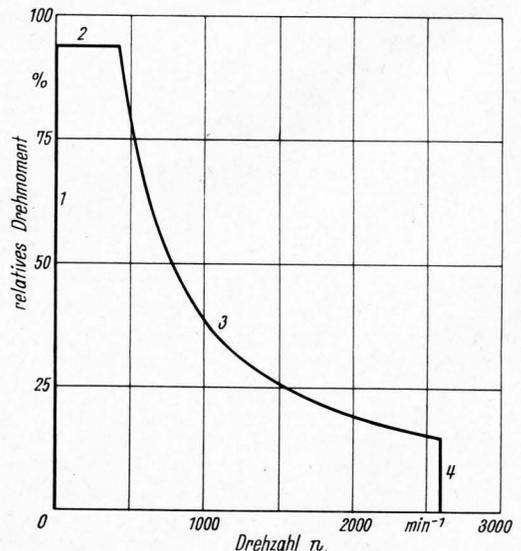


Bild 8. Kennfeldgrenzen eines stufenlosen Wandlers für einen Schlepper.

- 1 maximaler Momentanstieg beim Anfahren (fällt mit Ordinate zusammen)
 - 2 Linie des maximalen Moments durch Kraftschluß der Triebäder bestimmt
 - 3 Hyperbel konstanter Motorhöchstleistung
 - 4 Höchstdrehzahl durch vorgeschriebene Höchstgeschwindigkeit bestimmt
- Beim Stufengetriebe wird die Hyperbel 3 durch einzelne den Gängen entsprechende Kurvenabschnitte angenähert.

ist weiter eine Speise- und Spülanlage notwendig. Wieder im Interesse einer geringen Leerlaufleistung wird als Speisepumpe eine kleine, von einem separaten Elektromotor 7 angetriebene Zahnradpumpe 8 gewählt. Diese saugt Öl aus dem Behälter, das nach einer Verzweigung der Leitung wieder durch Rückschlagventile 9 gesteuert automatisch in die Saugseite des Hauptkreises gespeist wird; zum Schutz der Speisepumpe ist auf ihrer Druckseite ein Druckbegrenzungsventil 10 angeordnet. Der von der Speisepumpe gelieferte Ölstrom wird natürlich nur teilweise als Leckölergänzung benötigt, während der überschüssige Teil über das zwischen Kühler und Filter auf der Saugseite liegende Spülventil 11, ein Druckbegrenzungsventil mit niedrigem Einstell- druck, aus dem Kreis gedrückt und wieder dem Behälter zu- geleitet wird. Mit diesem Ventil wird auch der für die Saugseite der Axialkolbenpumpe notwendige Vordruck von 5...10 kp/cm² eingestellt.

Schließlich sind noch an beiden Seiten der Bremspumpe Druckbegrenzungsventile 12 angeordnet, die zur Sicherung der Anlage gegen Überlast auf den maximal zulässigen Druck ein- gestellt werden und bei Ansprechen den Pumpenstrom im Kurz-

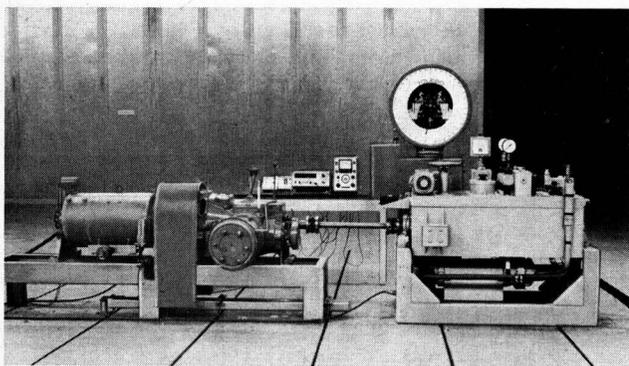


Bild 11. Hydrostatische Leistungsbremse, zu Wirkungsgrad- messungen an einem mechanischen Schleppergetriebe eingesetzt.

schluß von der jeweiligen Druckseite zur Saugseite leiten. Die verwendeten Ventile haben außerdem eine Entlastungsmög- lichkeit, so daß bei Öffnung der Steuerleitung mit einem kleinen 3/3-Wegeventil 13 die Druckbegrenzungsventile jederzeit ge- öffnet, der Ölstrom drucklos und damit die Bremse entlastet werden kann. Außerdem können durch periodisches Öffnen und Schließen der Druckbegrenzungsventile stoßartige Lastwechsel aufgebracht werden. Dies wird bei der Haltbarkeitserprobung dann wichtig, wenn im Einsatz des Prüflings stoßartige Bean- spruchungen mit größerer Häufigkeit gemessen wurden. Das Kollektiv der Betriebsbeanspruchungen kann dann mit elektro- magnetischer Betätigung des Entlastungsventils programm- gesteuert nachgefahren werden. Als Kontrollinstrumente sind außerdem noch an der Pumpe zwei Manometer 14 und am Öl- kühler zwei Thermometer 15 vorgesehen.

Der verwendete Öl-Wasser-Kühler wurde so ausgelegt, daß auch im ungünstigsten Betriebspunkt die aufgenommene Energie mit dem zur Verfügung stehenden Leitungswasser bei einer höchsten Öltemperatur von etwa 65°C abgeführt werden kann. Diese Temperatur sollte aber im Hauptkreis bei jeder Belastung konstant gehalten werden, weil bei wechselnden Temperaturen sich die Zähigkeit des Hydrauliköls stark ändert und dadurch auch der Druckabfall am Drosselventil beeinflußt wird; bei fester Einstellung würde sich also das Bremsmoment ändern, eine im Betrieb sehr unerwünschte Erscheinung. Dies wird durch einen am Wasseraustritt des Kühlers angeordneten periodisch ar- beitenden Zweipunkt-Regler vermieden, dessen Temperatur- fühlher hinter dem Kühler in der Ölleitung liegt. Wenn eine bestimmte Höhe der Öltemperatur erreicht ist, die dem Regler vom Fühler übermittelt wird, öffnet der Regler den Kühlwasser- durchfluß so lange, bis das im Hauptkreis fließende Öl um etwa 3...5° heruntergekühlt worden ist. Mit der Temperaturhöhe des Öffnungspunktes, die am Regler eingestellt werden kann, läßt sich noch die Kühlleistung variieren und dem Bedarf anpassen. Durch dieses Arbeitsspiel wird also die Temperatur des im

Hauptkreis fließenden Öls in engen Grenzen konstant gehalten, so daß eingestellte Werte des Bremsmoments bei konstanter Drehzahl gut gehalten werden können.

3.2 Konstruktiver Aufbau

Bild 11 zeigt eine Aufnahme der ausgeführten hydrostatischen Leistungsbremse. Man erkennt den aus Profilen geschweißten Maschinenrahmen, auf dem der als Ölbehälter ausgebildete Bremsenkörper mit allen Hydraulikelementen pendelnd gelagert ist. Auf einem Ausleger des Rahmens hinter dem Bremsenkörper ist die Drehmomentwaage angebracht, die das Reaktionsmoment aufnimmt und anzeigt. Als Pendellager für den Bremsenkörper wurden ein Rillenkugellager und ein Zylinderrollenlager gewählt. Auf der Antriebsseite der Bremse ist als Festlager das Kugellager angeordnet, durch das noch die Pumpenwelle geführt werden muß. Von dem gegenüberliegenden Rollenlager können Längs- verschiebungen, die durch Wärmedehnungen des Bremsenkörpers entstehen, ohne Klemmen aufgenommen werden. Da die Gäng- igekeit der Drehmomentmessung ganz von der Leichtgängig- keit der Pendellagerung abhängt, mußte auf eine formsteife Konstruktion des Rahmens, des Bremsenkörpers und der Lager- gehäuse sowie auf eine sorgfältige Montage geachtet werden.

Weiter ist die Meßgenauigkeit von der Führung zweier Wasser- leitungen abhängig, die den am Bremsenkörper aufgehängten Kühler mit dem Wassernetz und dem Abfluß verbinden. Die verwendeten weichen Schläuche werden parallel zur Drehachse der Bremse an die Anschlüsse des Kühlers geführt und mit diesen verbunden; durch den Wasserdruck bedingte Momente um die Drehachse treten daher nicht auf, und die bei den kleinen Pendel- bewegungen durch Biegung der Schläuche verursachte Reibungs- hysterese ist vernachlässigbar gering.

Ein Schnitt durch den Bremsenkörper mit allen Hydroele- menten des Schaltplanes ist in **Bild 12** dargestellt. Wichtigstes Element ist dabei die Axialkolbenverstellpumpe 1. Aus dem Angebot verschiedener Hersteller wurde sie nach der spezi- fischen Fördermenge und dem zulässigen Druck so ausgewählt, daß das geforderte Drehmoment — hier ein Wert von min- destens 50 kpm — erreicht wird; dabei sollte der Druck im Inter- esse einer kleinen Baugröße natürlich möglichst hoch liegen. Gewählt wurde eine Pumpe der Thoma-Bauform mit einer maximalen spezifischen Fördermenge von $q = 0,135 \text{ l/U}$, einem maximal zulässigen Druck $p_{\text{max}} = 260 \text{ kp/cm}^2$ und der Höchst- drehzahl $n_{\text{max}} = 3000 \text{ U/min}$. Für diesen Maximaldruck müssen dann auch die übrigen Hydroelemente ausgelegt werden. Die Pumpe wird mit horizontaler Schwenkachse in die Stirnseite des Bremsenkörpers eingeflanscht, so daß die Antriebsachse mit der Pendelachse zusammenfällt und die Antriebswelle durch das vordere Pendellager geführt wird. Da die Pumpe unter Öl laufen muß, wurde der Bremsenkörper als geschweißter Kasten aus- geführt, der oben mit einzelnen Deckeln verschlossen wird; als Behälter nimmt er eine Ölmenge von etwa 120 l auf. An die Pumpe werden die Rückschlagventile 2, 6 und 9 angeschlossen, die mit unter Öl im Behälter liegen, während die übrigen Ele- mente, wie das Drosselventil 3, die Druckbegrenzungsventile 12 mit dem Wegeventil 13, das Spülventil 11 und das Filter 5 auf dem Behälter und in den Deckeln angeordnet sind. So kann nahezu der gesamte Hydraulikkreis, der zur Drehachse der Pumpe symmetrisch aufgebaut ist, als Ganzes in den Behälter eingesetzt werden. Außerdem wird noch die Speisepumpe 8, die mit dem Elektromotor 7 als kompaktes Aggregat ausgeführt ist, auf den Behälter gesetzt und der Ölkühler 4 unter den Behälter gehängt. Vom geschlossenen Hydraulikkreis sind dann nur die Ansaug- leitung der Speisepumpe und die Rücklaufleitung des Spülventils zum Behälter offen. An den Kühler ist auf der Wasseraustritts- seite noch der Temperaturregler 17 geschraubt; dessen flüssig- keitsgefüllter Fühler 16 taucht hinter dem Kühler in einen Stutzen der Ölleitung. Als Meßwertübertrager ist ein Kapillarrohr mit Fühler und Regler verbunden. Für die Drehmomentmessung mit der an den Bremsenkörper angeschlossenen Waage ist natürlich die Kippstabilität des pendelnden Systems erforderlich. Dazu war es notwendig, den Schwerpunkt des vollständigen Bremsen- körpers mit Ölfüllung durch ein unter den Kühler geschraubtes Zusatzgewicht tief genug unter die Pendelachse zu bringen.

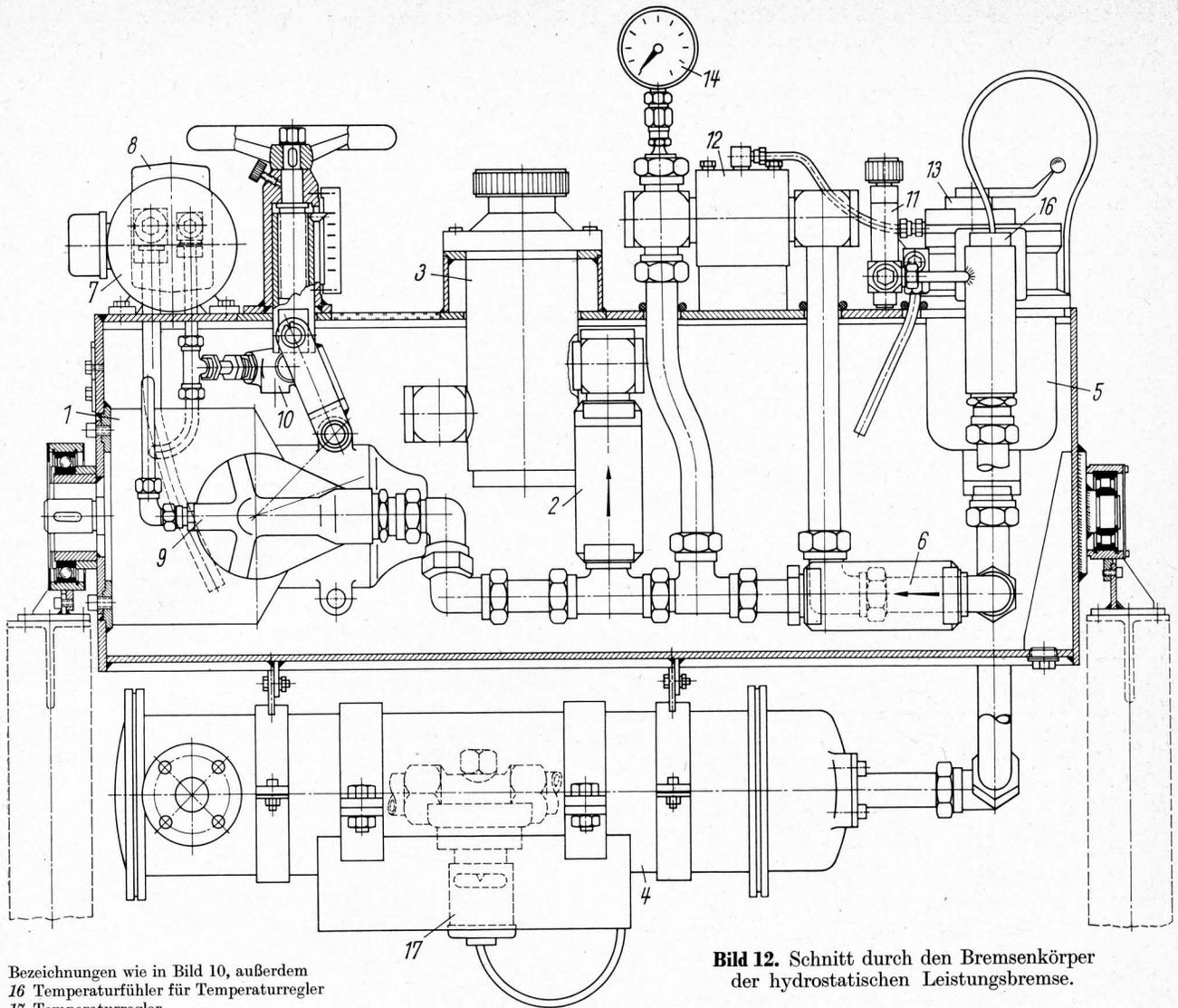


Bild 12. Schnitt durch den Bremskörper der hydrostatischen Leistungsbremse.

Bezeichnungen wie in Bild 10, außerdem
16 Temperaturfühler für Temperaturregler
17 Temperaturregler

Die Einstellung des Bremsmoments kann mit der Verstellung des Pumpenschwenkwinkels und mit der Zustellung des Drosselventils erfolgen. Dabei genügt es, die Pumpe in nur einer Richtung vom Schwenkwinkel Null bis zum Maximalwert von 25° auszu-schwenken. Das geschieht mit Hilfe eines Schubkurbelgetriebes, dessen Handrad vertikal auf dem Bremskörper angeordnet ist; die Verstellkräfte sind gering. Die Zustellung des Drosselventils erfolgt mit einem Drehknopf, der auf dem Drosselventil ebenfalls vertikal in unmittelbarer Nähe des Pumpenhandrades sitzt. Ein Sollwert des Bremsmoments kann nun mit den verschiedensten Zuordnungen der Pumpen- und Drosselventileinstellung erreicht werden, wenn nur das Produkt aus spezifischer Fördermenge und Druck konstant bleibt. Beim Betrieb der Bremse hat es sich als zweckmäßig erwiesen, entsprechend dem verlangten Moment die Pumpeneinstellung vorzuwählen und die Feineinstellung mit dem Drosselventil vorzunehmen. Schließlich dient der Betätigungshebel des für die Druckbegrenzungsventile vorgesehenen Wegeventils 13 als Notschalter, mit dem der gesamte Prüfstand augenblicklich entlastet werden kann.

3.3 Zugehörige Meßeinrichtung

Zur Messung des Bremsmoments wurde eine Neigungspendelwaage vorgesehen, weil sie die genauesten Messungen ermöglicht. Da die Bremse in beiden Drehrichtungen betrieben werden kann, muß auch die Waage in beiden Krafrichtungen arbeiten. Durch Verwendung einer Waage mit Umkehrhebelwerk wird erreicht, daß die Skalanzeige, die direkt in kpm geeicht wurde, unabhängig von der Krafrichtung nur im Uhrzeigersinn über einen Zeigerausschlag von fast 360° erfolgt. Zur Erzielung einer besseren Genauigkeit wurde der Meßbereich außerdem in den Skalenbereich und in einen zweiten Bereich mit einer Gewichtszu-

schaltung aufgeteilt. Die Eichung der Waage kann jederzeit in beiden Krafrichtungen vorgenommen werden, indem an der dafür vorgesehenen Platte am Bremskörper und an dem Meßhebel im Waagenschrank besondere Eichhebel mit Gewichtsschalen angeflanscht werden. Für die Registrierung von Meßwerten wurde noch ein Drehpotentiometer als elektrischer Meßwertgeber mit der Zeigerwelle verbunden.

Zur Drehzahlmessung wird ein Gleichspannungs-Meßgenerator verwendet, der über einen Zahnriemen von der Bremsenwelle synchron mit angetrieben wird. Die Linearität und Genauigkeit dieser Geräte ist gut, und der elektrische Meßwert steht gleichzeitig für die Anzeige mit einem elektrischen Meßwerk und die Registrierung mit einem Schreibgerät zur Verfügung.

4. Kennfeld, Kennlinien und Betrieb der hydrostatischen Leistungsbremse

Die Kennfeldgrenzen und die gemessenen Arbeitskennlinien der hydrostatischen Leistungsbremse sind in **Bild 13** dargestellt. Die Linie 1 des maximalen Momentenanstiegs fällt darin fast mit der Ordinate zusammen und wird bei geschlossenem Drosselventil erreicht, wobei die Steigung der Linie durch den volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe bestimmt ist. Hier stellte sich das maximale Moment etwa von der Grenzdrehzahl $n = 10 \dots 30$ U/min an ein, ein Wert, der mit keiner der anderen beschriebenen Leistungsbremsen erzielt werden kann. Das maximale Moment, durch die Linie 2 gekennzeichnet, kann über einen weiten Drehzahlbereich gehalten werden und ist nach Gl. (5) durch die spezifische Fördermenge, den maximalen Druck und den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad der Pumpe bestimmt. Mit

der gewählten Pumpe beträgt dieser Wert etwa $M_{\max} = 55 \text{ kpm}$; dabei handelt es sich, wie leicht einzusehen, um das Kuriosum, daß eine Leistungsgröße einer Maschine, hier das Moment, um so besser wird, je schlechter der Wirkungsgrad der Maschine ist. Bei der Drehzahl $n = 750 \text{ U/min}$ schließt an die Linie des konstanten maximalen Moments eine Hyperbel 3 an, die sich aus der Leistungsgrenze des Kühlers ergibt und im Dauerbetrieb nicht überschritten werden darf. Die Linie 4 gibt die Höchstdrehzahl der Bremse an — durch die höchstzulässige Pumpendrehzahl bedingt — und die Linie 5 schließlich das gemessene minimale Leerlaufmoment, wenn der Pumpenschwenkwinkel auf Null gestellt ist und daher kein Ölstrom gefördert wird.

Außerdem sind in Bild 13 noch zwei Arbeitskennlinien 6 der Bremse eingetragen, die beim Pumpenschwenkwinkel $\alpha_{\max} = 25^\circ$ und verschiedenen Drosselventileinstellungen aufgenommen wurden. Diese Kurven haben etwa parabolischen Verlauf, und es werden sich mit allen Antriebsmaschinen stabile Betriebspunkte einstellen.

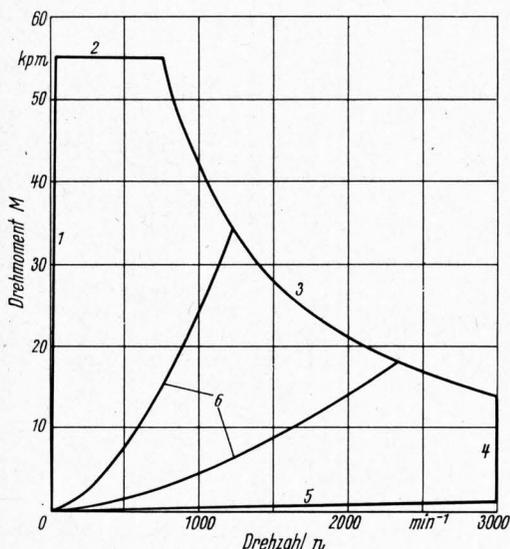


Bild 13. Kennfeldgrenzen und Arbeitskennlinien der hydrostatischen Leistungsbremse (für beide Antriebsdrehrichtungen).

- | | |
|--|---|
| 1 Linie des maximalen Momentanstiegs bei geschlossenem Drosselventil | 4 Grenze der Höchstdrehzahl |
| 2 Linie des maximalen Moments | 5 Linie minimaler Leerlaufleistung |
| 3 Hyperbel konstanter Höchstleistung | 6 Arbeitskennlinien beim Pumpenschwenkwinkel $\alpha = 25^\circ$ und verschiedene Drosselventileinstellungen. |

Die fertiggestellte Bremse wurde zuerst zu Wirkungsgradmessungen an einem 8-Gang-Schleppergetriebe eingesetzt, wobei der Antrieb des Prüflings durch einen Leonardsatz erfolgte. Es traten keinerlei Schwierigkeiten auf. Nach Erreichen der Betriebstemperatur wurden eingestellte Bremsmomente im gesamten Last- und Drehzahlenbereich sicher gehalten, und es gab keinerlei störende Schwingungen. Nur bei kleinsten Drehzahlen ist die geringe Ungleichförmigkeit der Pumpenföderung — die verwendete Pumpe hat 11 Kolben — am Geräusch zu bemerken, nicht aber am Zeiger der Waage. Auch traten im Betrieb — wie anfangs befürchtet — keine Anstände durch Verstopfen des Drosselventils auf, obwohl dessen Drosselspalt als lange axiale Kerbe kleinen Querschnitts ausgebildet ist. Da der saugseitige Speisedruck bei angetriebener Bremspumpe unbedingt vorhanden sein muß, erwies es sich als zweckmäßig, das Ein- und Ausschalten des Elektromotors der Speisepumpen mit der Antriebsmaschine des Prüflings zu koppeln oder eine Warneinrichtung für das Einschalten der Speisepumpe vorzusehen.

Die Wartung der Bremse ist sehr einfach. Der Ölstand kann jederzeit durch einen Plexiglasdeckel auf dem Behälter kontrolliert werden, und das Ölfilteroberteil, das gut zugänglich auf dem Bremskörper angeordnet ist, kann ebenfalls leicht zum Reinigen ausgebaut werden. Die Erneuerung des Hydrauliköls sollte nach Vorschrift des Pumpenherstellers jeweils nach 2000 Betriebsstunden erfolgen.

5. Herstellungskosten

Die Herstellung der Bremse erfolgte als Einzelstück in der Institutswerkstatt. Daher wurden schon bei der Konstruktion die hier vorhandenen fabrikatorischen Möglichkeiten berücksichtigt, so daß beispielsweise der Maschinenrahmen und der Behälter als Schweiß- und nicht als Gußkonstruktion ausgeführt wurden. Eine schwierigere mechanische Bearbeitung auf einem Bohrwerk ist nur bei dem vorderen Flansch und dem hinteren Zapfen des Bremskörpers, deren Achsen fluchten müssen, erforderlich; dabei müssen auch die Planflächen der seitlichen Flansche des Bremskörpers zur Aufnahme des Waagen- und des Eichhebels in Abstand und Lage zur Drehachse mit enger Toleranz plangefräst werden. Die übrigen Werkstattarbeiten, Schweißen, Rohrbiegen, Sägen, Drehen und Montage sind einfach und erfordern keine besonderen Fertigungseinrichtungen.

Eine schnelle Fertigung der hydrostatischen Bremse mit nur bescheidener maschineller Einrichtung ist vor allem auch deshalb möglich, weil sämtliche benötigten Hydraulikelemente wie auch der Ölkühler und der Temperaturregler aus dem laufenden Produktionsprogramm verschiedener Firmen bezogen werden können. So wird es auch erklärlich, daß für diese Fertigteile ein Betrag von etwa 6000 DM aufgewendet werden muß, während die in der Werkstatt selbst verarbeiteten Materialien wie Profilstahl, Bleche, Rohre und anderes nur rund 1000 DM kosten. Für diese Werkstattarbeiten einschließlich der Montage des Einzelstücks waren dann noch etwa 500 Schlosserarbeitsstunden erforderlich.

Schließlich kostete die Meßeinrichtung, nämlich die Drehmomentenwaage mit Potentiometer und Zubehör, der Gleichspannungsgenerator mit Anzeigegerät für die Drehzahlmessung sowie je zwei Manometer und Thermometer als Kontrollinstrumente noch etwa 5000 DM. Damit kann die hydrostatische Leistungsbremse auch preislich gut mit den anderen auf dem Markt befindlichen Bremsenbauarten konkurrieren.

6. Zusammenfassung

Für die Erprobung von Fahrzeug- und Schleppergetrieben im Labor werden Prüfstände benötigt, die es gestatten müssen, die Prüflinge bei niedrigen Drehzahlen mit hohen Drehmomenten zu belasten. Dies ist grundsätzlich mit Verspannungseinrichtungen möglich, deren Anwendungsmöglichkeiten aber sehr beschränkt sind, während die heute gebräuchlichen Leistungsbremsen, die Wasserwirbelbremse und die Elektrowirbelstrombremse, die genannte Forderung überhaupt nicht erfüllen können. Hierfür bietet sich nun eine Bremsenkonstruktion auf öhydrostatischer Basis an, deren Bremsmoment bis zum Maximalwert vollkommen unabhängig von der Drehzahl eingestellt werden kann. Ein weiterer Vorzug dieser Bremse ist die Möglichkeit, den Prüfling stoßartig zu belasten, so daß gemessene Betriebsbeanspruchungen naturgetreu nachgefahren werden können. Der Hydraulikschaltplan, die Wärmeabfuhr und Temperaturregelung sowie die konstruktive Ausführung dieser Bremse werden ausführlich beschrieben und die Herstellungskosten überschlägig angegeben. Außerdem werden die an einem bisher fertiggestellten Einzel exemplar aufgenommenen Arbeitskennlinien und Kennfeldgrenzen dargestellt. Interessenten für den Nachbau der Bremse stehen weitere Unterlagen zur Verfügung.

Schrifttum

- [1] Kahrs, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechn. Forsch. **13** (1963) H. 6, S. 171/79.
- [2] Grabherr, A.: Ermittlung der Übertragungsfähigkeit von Ackerschlepper-Triebwerken auf Prüfständen mit Leistungskreislauf. Landtechn. Forsch. **14** (1964) H. 1, S. 25/28.
- [3] Bloch, P.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem Flüssigkeitsübersetzungsgetriebe. Diss. ETH Zürich 1952.
- [4] Kahrs, M.: Die Grundlagen der hydrostatischen Leistungsübertragung. Landtechn. Forsch. **14** (1964) H. 6, S. 168/79.