

- c) Mit der Konstruktion von Geräten nach Punkt a) ergibt sich die zwingende Notwendigkeit der Einführung neuer Prüf- und Erprobungsverfahren, wobei obligatorische Langzeit- und Klimaprüfungen vorzuziehen sind. Für die Messungen an Elektrozaungeräten sind ausschließlich Meßverfahren mit hochwertigen Kathodenstrahloszillographen (Genauigkeit größer als $\pm 7.5\%$) vorzuschreiben.
- d) Auf der Grundlage einer Analyse von Schadensfällen durch Elektroweidezaunanlagen (LANGE, DECKER, 1965) wird empfohlen, die Produktion von Elektrozaungeräten mit offenen Metallkontakten und Pendelunterbrechersystemen einzustellen.

Abschließend soll hervorgehoben werden, daß einige der genannten Vorschläge von den zuständigen Arbeitsgremien bereits verwirklicht werden konnten.

5. Zusammenfassung

Die Ergebnisse der Tierversuche zeigten, daß es möglich ist, Elektrozaungeräte stärkerer Leistung zu konstruieren, ohne daß eine Gefährdung von Mensch und Tier eintritt. Die untere und optimale Reizschwelle sowie die Verträglichkeitsgrenzen und Tierkörperwiderstände konnten fixiert und daraus schlußfolgernd Vorschläge für die Weiterentwicklung der Elektrozauntechnik unterbreitet werden.

Literatur

FRANZKE, H.: Zu einigen Fragen des Entwicklungsstandes der Elektrozauntechnik. Agrartechnik 9 (1959) H. 4, S. 189 bis 192, H. 6, S. 252 bis 254

- JÄGER, H.: Haftung bei Ausbrechen von Großvieh aus Elektrozäunen. Recht der Landwirtschaft 4, (1954), S. 5 und 6
- JÄGER, H.: Zur Entwicklung der Elektrozauntechnik in den letzten Jahren. Die Elektropost (1954) H. 33, S. 2 bis 4
- JÄGER, H.: Aufgaben und Grenzen der Elektrozauntechnik. Elektrizität 6, (1956), S. 211 bis 214
- JÄGER, H.: Erfahrungen mit Elektrozäunen. Landtechnik 11. (1956), H. 1, S. 5 und 6
- JÄGER, H.: Grundlagen zur Rechtsprechung bei Elektrozaunproblemen. Landbanforschung Völknerode 7, (1957), H. 2, S. 27 bis 31
- KOEPPEL, S. / P. OSYPKA / G. v. MICKWITZ: Impulsgröße und -dauer bei elektrischen Weidezaungeräten. Elektrotechnische Zeitschrift 15, (1963), S. 107 bis 113
- LANGE, W.: Über physiologische Probleme bei der Entwicklung verbesserter Elektroweidezaunanlagen für Rinder. Mh. Vet. Med. 17 (1962) S. 215 bis 224
- LANGE, W.: Über die Wirkung elektrischer Impulse beim Rind. Habilitationsschrift, Berlin 1967
- LANGE, W. / W. DECKER: Über die Reizung des Rindes durch rechteckige Gleichstromimpulse. Arch. exp. Veterinärmed. 18 (1964) S. 275 bis 285
- LANGE, W. / W. DECKER: Über die Wirkung von Hochspannungsimpulsen auf das Rind. Mh. Vet. Med. 20 (1965) S. 969 bis 974
- LANGE, W. / W. DECKER: Über die Unfallmöglichkeiten durch Elektroweidezaunanlagen. Mh. Vet. Med. 20 (1965) S. 1004 bis 1011
- LANGE, W. / W. WACHTEL / W. DECKER: Die reflektorische Wirkung elektrischer Reizimpulse auf den Blutdruck des Rindes. Arch. exp. Veterinärmed. 20 (1966) S. 451 bis 464
- VON MICKWITZ, G. / P. OSYPKA: Ein Beitrag zur Verbesserung der Weidetechnik in der Schweinestallhaltung. Dtsch. Tierärztl. Wschr. 72 (1965) S. 222 bis 226
- OSYPKA, P.: Meßtechnische Untersuchungen über Stromstärke, Einwirkungsdauer und Stromweg bei elektrischen Wechselstromunfällen an Mensch und Tier. Bedeutung und Auswertung für Starkstromanlagen. Elektromedizin 8 (1963) S. 153 bis 179 und S. 193 bis 213 A 6754

Aus dem Institut für Landmaschinen- und Traktorenbau Leipzig

Dipl.-Ing. G. HASSLAUER, KDT*

Hydraulik in der Landtechnik (Teil V)¹

5. Leistungsübertragung mit hydrostatischen Rotationsmotoren

5.1. Allgemeines

Nachdem hydrostatische Motore mit geradliniger Bewegung als Fernsteuerzylinder oder „freie“ Arbeitszylinder in steigendem Maße eingesetzt werden und — wie in 3.2 (Teil III) gezeigt — zu „internationalen“ Baueinheiten mit gleichen Einbaumaßen wurden, erscheint analog dazu die Benutzung hydrostatischer Rotationsmotore — von der Hydraulikanlage der Traktoren gespeist — als ferngesteuerte oder „freie“ Rotationsmotore für Dauerbetrieb als logische Folge.

Die z. T. in Veröffentlichungen und in der Praxis geführte Diskussion zum vorgenannten Komplex und der oft zitierte Ausdruck „hydraulische Zapfwelle“ machen es notwendig, auf die Grenzen der rotierenden Leistungsübertragung zwischen Traktor und Landmaschine mit Hilfe hydrostatischer Motore hinzuweisen.

In [1] [2] wurden einige Schwierigkeiten und Voraussetzungen hinsichtlich der hydrostatischen Leistungsübertragung aufgezeigt. Dazu gehören u. a.:

- Standardisierung zum Zwecke der Austauschbarkeit
Soll der Hydromotor als Teil des Traktors oder als Teil des Gerätes bzw. der Maschine geliefert werden?
Wird der Motor als Teil des Traktors angenommen, müssen Ausgangsdrehzahl, Gesamtabmessungen, Montagemethode, Drehmomentabgabe, Antriebskupplung und Verbindungsschlauchlängen standardisiert sein.
Wird der Motor als Teil des Gerätes angenommen, sind Förderstrom, Arbeitsdruck, Schlauchkupplungen und Verbindungsschläuche zu vereinheitlichen.
- Wahl des Steuersystems
Ein Hauptfaktor in der Bestimmung, ob der Hydromotor dem Traktor oder der damit zu koppelnden Landmaschine zugeordnet

* Institut für Landmaschinen- und Traktorenbau Leipzig
(Direktor: Dr.-Ing. H. REICHEL)

¹ Teil I s. H. 1/1967, S. 36; Teil II s. H. 2/1967, S. 86; Teil III s. H. 4/1967, S. 179; Teil IV s. H. 5/1967, S. 232

werden soll, ist der Typ des in der Traktor-Hydraulikanlage vorhandenen Steuersystems: offen, mittig oder geschlossen-mittig (mit oder ohne freien Durchlauf in der Mittelstellung des Wegeventils).
- Wärmeentwicklung und -abführung in Hydraulikanlagen

Nachfolgend werden — ohne spezielle konstruktive Einzelheiten der Traktor-Hydraulikanlage oder hydrostatischer Baugruppen zu berücksichtigen — die Grenzen der rotierenden Leistungsübertragung zwischen Traktor und Landmaschine mit Hydromotoren im Vergleich zu den energetischen Forderungen der Landmaschinen sowie entsprechende Parameter für die mögliche Dauer-Leistungsübertragung angenähert ermittelt, wobei vorerst die Ölbehälter-Verhältnisse untersucht und eine angenäherte Wärmebilanz der Traktoranlage aufgestellt werden.

5.2. Ölbehälter

5.2.1. Allgemein

In der kompletten Hydraulikanlage spielt der Ölbehälter eine wichtige Rolle. An ihn werden folgende Forderungen gestellt [3]:

- die Größe des Behälters muß den jeweiligen Betriebsverhältnissen entsprechen;
- die Behälteroberfläche soll im Verhältnis zur Umlaufmenge eine gute Wärmeabfuhr gewährleisten;
- Saug- und Rücklaufleitung müssen sich im Behälter strömungsgünstig anordnen lassen;
- beim Flüssigkeitswechsel soll der Behälter leicht zu reinigen sein;
- der Behälter muß sich auch unter ungünstigen Bedingungen noch einwandfrei entlüften lassen.

Bei Hydraulikanlagen in beweglichen Maschinen, wie Traktoren und selbstfahrende Landmaschinen, wird es oft notwendig sein, mit einem technisch vertretbaren Minimum an Raum auszukommen.

Allerdings kann man durch geschickte Anordnung des Behälters den Fahrtwind zur Kühlung benutzen und damit Raum einsparen. Jedoch muß bei Traktoren und Landmaschinen mit beträchtlichen Schwankungen des Flüssig-

keitsspiegels im Behälter durch Neigungs- und Beschleunigungseinflüsse (s. 1.2.2.2, Teil I) gerechnet werden, die entweder eine Vergrößerung des Ölbehälters oder eine entsprechend angepaßte Form des Ölbehälters verlangen.

5.2.2. Behälterform

Um die Forderung zu erfüllen, daß die Behälteroberfläche im Verhältnis zum Behälterinhalt eine gute Wärmeabfuhr gewährleistet, macht sich ein schmaler und hoher Behälter erforderlich, weil Flüssigkeiten im Vergleich zu Metallen schlechte Wärmeleiter sind und eine gute Wärmeableitung aus der Flüssigkeitsmenge heraus am besten durch kurze Wege vom Flüssigkeitskern bis zur Behälterwand ermöglicht wird. Damit wird auch die für die Wärmeableitung bedeutungslose Bodenfläche des Behälters klein im Verhältnis zu den für die Wärmeableitung wichtigen Seitenwänden. Außerdem wird gewährleistet, daß bei den bereits genannten Schwankungen des Ölspiegels, z. B. durch Neigungen des Traktors, der Saugstutzen nicht über den Flüssigkeitsspiegel hinausragt.

Unter der Voraussetzung, daß ein separater — nicht mit dem Getriebegehäuse identischer — Ölbehälter zum Einsatz kommt, wird nachfolgend anhand praktisch verwirklichter Größenverhältnisse des Ölbehälters die Behälteroberfläche im Vergleich zum Behältervolumen untersucht.

Da bei maximaler Füllung des Ölbehälters schon etwa 15 % [4] bzw. 20 bis 25 % [3] der gesamten Flüssigkeitsmenge als Luftpolster über dem Flüssigkeitsspiegel angesetzt werden sollen, wird das Ölbehälter-Volumen V_{Beh} vorerst dem effektiv vorhandenen Flüssigkeits-Volumen $V_{\text{Öl Beh}}$ und damit die Behälter-Abstrahlfläche der benetzten Fläche gleichgesetzt und anschließend das Luftpolster mit dem 1,2fachen Wert der Höhe berücksichtigt.

Das Flüssigkeits-Volumen $V_{\text{Öl Beh}}$ wird als ein Würfel mit den Kantenlängen a , d. h. $V_{\text{Öl Beh}} = a^3$ angenommen.

Bild 1 zeigt die Maße des Behälters, aus denen sich die Behälterfläche F_{Beh} errechnet.

$$V_{\text{Öl Beh}} = a^3; \quad a = \sqrt[3]{V_{\text{Öl Beh}}}$$

$$h = a + x$$

$$b = \frac{V_{\text{Öl Beh}}}{a \cdot h} = \frac{a^2}{h} = \frac{a^2}{(a + x)}$$

x zur praktischen Verwirklichung = 0 ... 2a

$$F_{\text{Beh}} = 2 \cdot a \cdot b + 2 \cdot a \cdot 1,2 h + 2 \cdot b \cdot 1,2 h$$

$$= 2 \cdot a \cdot b + 2,4 \cdot a \cdot h + 2,4 \cdot b \cdot h$$

für $x = 0$:

$$a = b = h$$

$$F_{\text{Beh}} = 6,8 \cdot a^2 = \frac{6,8}{a} \cdot V_{\text{Öl Beh}} = \frac{6,8}{\sqrt[3]{V_{\text{Öl Beh}}}} \cdot V_{\text{Öl Beh}}$$

$$= 6,8 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3}$$

für $x = a$:

$$a = a \quad b = a/2 \quad h = 2a$$

$$F_{\text{Beh}} = 8,2 \cdot a^2 = 8,2 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3}$$

für $x = 2a$:

$$a = a \quad b = a/3 \quad h = 3a$$

$$F_{\text{Beh}} = 10,3 \cdot a^2 = 10,3 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3}$$

Für die weitere Rechnung wird $F_{\text{Beh}} = 9 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3}$ gesetzt.

5.2.3. Behältergröße

Die erforderliche Mindestgröße eines Ölbehälters richtet sich nach der Bestimmung der Anlage, d. h. werden hydrostatische Verbraucher intermittierend bei kurzzeitiger Druckbelastung betätigt (einfach- oder doppeltwirkende Arbeitszylinder) oder erfolgt konstante Dauerbelastung (durch Drosseln oder Hydromotore für Drehbewegungen).

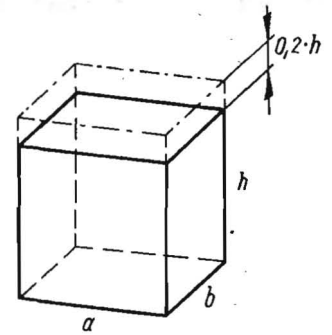


Bild 1. Maße des Ölbehälters

Bei Rotationsmotoren und doppeltwirkenden Arbeitszylindern mit durchgehender Kolbenstange treten während des Betriebes keine Niveauschwankungen im Ölbehälter auf, da das zufließende Ölvolume gleich dem abfließenden ist.

Bei doppeltwirkenden Arbeitszylindern mit einseitiger Kolbenstange ergeben sich geringe Schwankungen des Flüssigkeitsspiegels in der Größenordnung des Kolbenstangenvolumens, bei einfachwirkenden Arbeitszylindern — die nicht gegenseitig zueinander geschaltet werden können — ist mit großen Schwankungen zu rechnen.

Als Mindestgröße eines Ölbehälters kann angesetzt werden [3]:

$$V_{\text{Beh min}} = 1,2 \dots 1,25 \cdot \left(\frac{Q_P}{5} + \Sigma V_{\text{einfw. Zylinder}} \right) \quad [l]$$

Darin sind

Q_P Förderstrom der Pumpe in l/min

$V_{\text{einfw. Zylinder}}$ Hubvolumen aller an einer Niveauänderung beteiligten, einfachwirkenden Zylinder in l

Der Faktor 1,2 ... 1,25 berücksichtigt das Luftpolster über dem Flüssigkeitsspiegel.

Da in der weiteren Rechnung das effektiv vorhandene Flüssigkeitsvolumen $V_{\text{Öl Beh}}$ interessiert, gilt demzufolge:

$$V_{\text{Öl Beh min}} = \frac{Q_P}{5} + \Sigma V_{\text{einfw. Zylinder}} \quad [l]$$

Mit den Förderströmen nach 4.5 (Teil IV), dem vereinfachend angenommenen Lenkkreis-Förderstrom $Q_{P \text{ Lenk}} = Q_{P \text{ Regel}}$, und bei Berücksichtigung der Forderung hinsichtlich Kipp-Anhänger nach 1.2.2.2 (Teil I) ergibt sich:

$$V_{\text{Öl Beh min}} = \frac{1}{5} \Sigma Q_P + V_{\text{Kipp-Zylinder}} \quad [l]$$

$$\frac{1}{5} \cdot \Sigma Q_P = \frac{1}{5} (Q_P + Q_{P \text{ Lenk}} + Q_{P \text{ Regel}}) \quad [l/\text{min}]$$

$$\frac{1}{5} \cdot \Sigma Q_P (0,9 \text{ MP}) = 12 \text{ l/min}$$

$$\frac{1}{5} \cdot \Sigma Q_P (1,4 \text{ MP}) = 15 \text{ l/min}$$

$$\frac{1}{5} \cdot \Sigma Q_P (2,0 \text{ MP}) = 19 \text{ l/min}$$

Folgende Volumen sollten für die Kipp-Zylinder bereitstehen:

$$V_{\text{Kipp-Zylinder}} (0,9 \text{ MP}) = 20 \text{ l/min}$$

$$V_{\text{Kipp-Zylinder}} (1,4 \text{ MP}) = 25 \text{ l/min}$$

$$V_{\text{Kipp-Zylinder}} (2,0 \text{ MP}) = 30 \text{ l/min}$$

Damit ergibt sich ein Flüssigkeits-Mindestvolumen im Behälter:

$$V_{\text{Öl Beh min}} (0,9 \text{ MP}) = 12 + 20 = 32 \text{ l}$$

$$V_{\text{Öl Beh min}} (1,4 \text{ MP}) = 15 + 25 = 40 \text{ l}$$

$$V_{\text{Öl Beh min}} (2,0 \text{ MP}) = 19 + 30 = 49 \text{ l}$$

Allgemein kann damit gesetzt werden:

$$V_{\text{Öl Beh min}} = 0,8 \cdot Q_P \quad [l]$$

5.3. Wärmebilanz der Traktoranlage

5.3.1. Allgemein

Beim Betrieb einer Hydraulikanlage führt eine Reihe unvermeidlicher Verluste in den einzelnen Bauelementen zur Erwärmung der Betriebsflüssigkeit und der einzelnen Bauelemente der Anlage.

Da der Wirkungsgrad der hydrostatischen Leistungsübertragung u. a. von der Viskosität und damit der Temperatur der Druckflüssigkeit abhängig ist, die Schmierfähigkeit der Druckflüssigkeit erhalten und die temperaturempfindlichen Teile wie Dichtungen usw. vor der Zerstörung bewahrt werden sollen, ist eine konstante und kontrollierte Betriebstemperatur anzustreben.

Um sicherzustellen, daß keine nachträglichen Schwierigkeiten durch zu hohe Flüssigkeitstemperaturen — hervorgerufen durch Dauerbelastung — entstehen, ist anhand einer angenäherten Berechnung die zu erwartende Betriebstemperatur und der mögliche Dauerdruck voranzubestimmen.

5.3.2. Anfallende Wärmemenge im Betrieb

Während des Betriebes der Anlage wird ein bestimmter Leistungsanteil in Wärme umgewandelt.

Die dadurch anfallende Wärmemenge W_{Betr} läßt sich aus der Summe der mit genügender Genauigkeit berechenbaren Einzelverluste vorausberechnen.

Zu diesen Einzelverlusten gehören im wesentlichen durch Steuer- und Regelvorgänge in Ventilen, sowie in Verschraubungen und ähnlich entstehende Drosselverluste, Strömungs- und Leckverluste sowie Verluste in einzelnen Baugruppen. Bei Hydromotor-Antrieb ergibt sich der entsprechende Leistungsverlust aus dem Gesamtwirkungsgrad von Pumpe bis Hydromotor.

Allgemein gilt:

$$W_{\text{Betr}} = 632,5 \cdot N_{\text{Verlust}} = 632,5 \cdot N_{\text{eff}} (1 - \eta_{\text{ges}}) \quad [\text{kcal/h}]$$

$$= 632,5 \cdot \frac{p \cdot Q_P}{450} \cdot (1 - \eta_{\text{ges}})$$

$$W_{\text{Betr}} = 1,41 \cdot p \cdot Q_P \cdot (1 - \eta_{\text{ges}})$$

Da bei Hydromotor-Antrieb mit einem bestimmten Dauerdruck gearbeitet werden soll, ist dafür zu setzen:

$$W_{\text{Betr}} = 1,41 \cdot p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P \cdot (1 - \eta_{\text{ges}}) \quad [\text{kcal/h}]$$

Während des Hydromotor-Betriebes sind die nach 4.5 (Teil IV) zugeordneten Förderströme Q_P , Q_P Regel sowie Q_P Lenk beteiligt.

Für die spezielle Berechnung der anfallenden Wärmemenge wird der Belastungsfall angesetzt, bei dem Q_P und Q_P Lenk gleichzeitig und voll beansprucht werden, während Q_P Regel nur mit Strömungswiderständen belastet ist:

$$Q_P - p_{\text{Dauer}} - \eta \approx 0,7$$

$$Q_P \text{ Lenk} = \frac{1}{4} \cdot Q_P - p_{\text{Dauer}} - \eta \approx 0,85$$

$$Q_P \text{ Regel} = \frac{1}{4} \cdot Q_P - 0,2 \cdot p_{\text{Dauer}} - \eta \approx 0,9$$

Mit diesen Werten fällt im Betrieb folgende Wärmemenge an:

$$W_{\text{Betr}} = 1,41 \cdot p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P \cdot (0,3 + 0,038 + 0,005)$$

$$W_{\text{Betr}} \approx 0,48 \cdot p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P \quad [\text{kcal/h}]$$

Darin sind

$$Q_P \text{ in l/min und } p_{\text{Dauer}} \text{ in kp/cm}^2 \text{ einzusetzen.}$$

5.3.3. Abführbare Wärmemenge

Streng genommen müßten alle von der Flüssigkeit durchströmten Leitungen und Baugruppen und die von ihnen abgegebenen Wärmemengen in die Rechnung einbezogen werden. Zur Vereinfachung gelte die Annahme, daß die gesamte Wärmemenge vom Ölbehälter und von einem in den Rücklaufstrom Q_P Lenk geschalteten Öl-Luft-Wärmeaustauscher (Kühler) mit Rippenkühler-Oberfläche abgeführt wird, während die Wärmeabstrahlung an Baugruppen und Rohrleitungen als Reserve gilt.

Die abführbare Wärmemenge ergibt sich aus

$$W_{\text{ab}} = W_{\text{ab Beh}} + W_{\text{ab Kühler}} \quad [\text{kcal/h}]$$

$$W_{\text{ab}} = K_{\text{Beh}} \cdot F_{\text{Beh}} \cdot \Delta T_{\text{Beh}} + K_{\text{Kühler}} \cdot F_{\text{Kühler}} \cdot \Delta T_{\text{Kühler}}$$

Darin sind:

$$K_{\text{Beh}} = 12 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad [5]$$

$$K_{\text{Kühler}} = 120 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{grad} \quad [4]$$

$$\Delta T_{\text{Beh}} = T_{\text{Öl Beh}} - T_{\text{Luft}} = (60 - 30) \text{ grad} = 30 \text{ grad}$$

$$\Delta T_{\text{Kühler}} = T_{\text{Ölein}} - T_{\text{Luft ein}} = (70 - 30) \text{ grad} = 40 \text{ grad}$$

$$F_{\text{Beh}} = 0,09 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3} \quad [\text{m}^2] \text{ nach 5.2.3 mit } V_{\text{Öl Beh}} \text{ in l}$$

$$F_{\text{Kühler}} = F_k \text{ in m}^2$$

Damit ergibt sich die abführbare Wärmemenge zu:

$$W_{\text{ab}} = 12 \cdot 0,09 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3} \cdot 30 + 120 \cdot F_k \cdot 40$$

$$= 33 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3} + 4800 \cdot F_k \quad [\text{kcal/h}]$$

5.3.4. Wärmebilanz und Dauerdruck

Nach Erreichen des Beharrungszustandes wird die in der Anlage entstehende Wärme — ohne die Flüssigkeitstemperatur zu erhöhen — an die Umgebung abgegeben.

$$W_{\text{an}} = W_{\text{ab}}$$

$$0,48 \cdot p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P = 33 \cdot V_{\text{Öl Beh}}^{2/3} + 4800 \cdot F_k$$

Zur Ermittlung des Dauerdruckes kann das Mindest-Flüssigkeits-Volumen $V_{\text{Öl Beh min}} = 0,8 \cdot Q_P$ eingesetzt werden. Damit ergibt sich nach Umstellung vorstehender Gleichung der Wärmebilanz:

$$p_{\text{Dauer}} = \frac{59}{\sqrt[3]{Q_P}} + 10^4 \cdot \frac{F_k}{Q_P} \quad [\text{kp/cm}^2]$$

Darin sind Q_P in l/min und F_k in m² einzusetzen.

In Bild 2 ist die Abhängigkeit des Dauerdruckes von der Kühlerfläche — mit den Nenn-Förderströmen als Parameter — dargestellt.

Aus den Kurven in Bild 2 ist zu erkennen, daß der Dauerdruck für Hydromotore max. 100 kp/cm² betragen soll, weil damit die Kühlerfläche in technisch vertretbaren Grenzen gehalten wird. Dieser Maximalwert stimmt außerdem mit dem für Zahnradmotore annehmbaren Maximal-Dauerdruck von ≈ 100 kp/cm² überein [4] [6], während lediglich Flügelzellenmotore höheren Druck zulassen und die für praktischen Einsatz günstigen Orbitmotore bei ≈ 70 kp/cm² arbeiten.

5.4. Energetische Forderungen der Landmaschinen

Um einen direkten Vergleich zwischen hydrostatischer und bisher mechanischer Leistungsübertragung zu bekommen, werden durch nachfolgende Rechnungen die Grenzen der Leistungs- und Momentenübertragungen durch Hydromotore ermittelt und anhand der Nennparameter nach 4.5 (Teil IV) eine mögliche Zuordnung von Hydromotor-Nennparametern zu den Traktor-Zugkraftklassen — bei engbegrenztem Sortiment — untersucht.

5.4.1. Leistungs- und Momentenbedarf

In Auswertung der Veröffentlichung [7] werden die in Tafel 1 zusammengestellten Leistungen und Momente bei einer Zapfwelldrehzahl $n = 540$ U/min gefordert.

Die mechanische Arbeitsleistung des Hydromotors ist

$$N_{\text{Mot mech}} = \frac{p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P}{450} \cdot \eta_{\text{Mot}} = \frac{0,8}{450} \cdot p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P$$

$$= \frac{p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P}{530} \quad [\text{PS}]$$

Dabei sind

p_{Dauer} in kp/cm² und Q_P in l/min einzusetzen.

Das mechanische Abtriebsmoment des Motors ist

$$M_{\text{Mot mech}} = 716,2 \cdot \frac{N_{\text{Mot mech}}}{n_{\text{Mot}}} \quad [\text{kpm}]$$

$$= \frac{716,2}{n_{\text{Mot}}} \cdot \frac{p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P}{530} = 1,35 \cdot \frac{p_{\text{Dauer}} \cdot Q_P}{n_{\text{Mot}}}$$

$$= 1,35 \cdot V_{\text{th Mot}} \cdot \frac{n_{\text{Mot}}}{n_{\text{Mot}}} \cdot p_{\text{Dauer}}$$

$$M_{\text{Mot mech}} = 1,35 \cdot 10^{-3} \cdot V_{\text{th Mot}} \cdot p_{\text{Dauer}} \quad [\text{kpm}]$$

Darin sind

Q_P in l/min; $V_{\text{th Mot}}$ in cm³/U;

n_{Mot} in U/min;

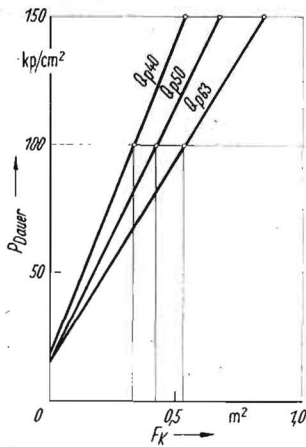
p in kp/cm²

Die Abtriebsdrehzahl des Motors ergibt sich durch Umformungen zu:

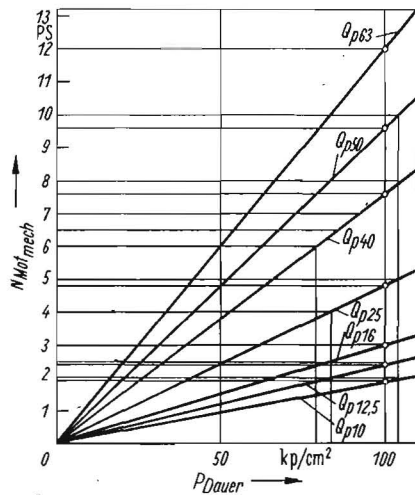
$$n_{\text{Mot}} = \frac{Q_P}{V_{\text{th Mot}}} \cdot 10^3 \quad [\text{U/min}]$$

5.4.2. Übertragbare Dauerleistung

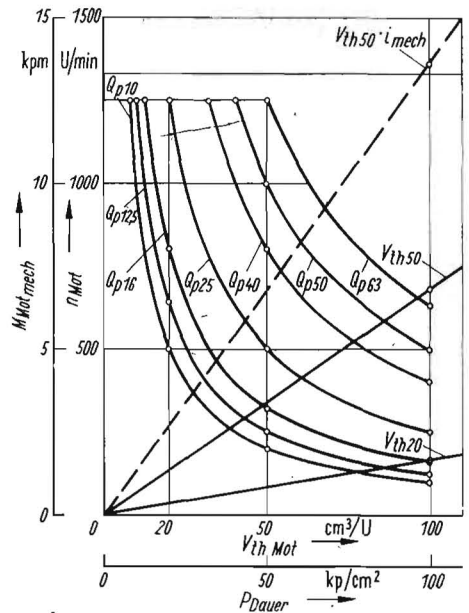
Werden in die Formel für die mechanische Abtriebsleistung $N_{\text{Mot mech}}$ der in 5.3.4 ermittelte Dauerdruck und die den Zugkraftklassen zugeordneten Nenn-Förderströme nach 4.5 (Teil IV) eingesetzt, ergeben sich die in Bild 3 eingetragenen Diagrammverläufe $N_{\text{Mot mech}}$ in Abhängigkeit von p_{Dauer} .



2



3



4

Bild 2. Abhängigkeit des Dauerdruckes von der Kühlerfläche

Bild 3. Motor-Abtriebsleistungen in Abhängigkeit vom Dauerdruck

Bild 4. Motordrehzahlen in Abhängigkeit vom theoretischen Schluckvolumen in der Zuordnung zu den Nenn-Förderströmen und Motor-Abtriebsmomente in Abhängigkeit vom Dauerdruck

Vom Wert $p_{Dauer} = 100 \text{ kp/cm}^2$ ist eine senkrechte Hilfslinie nach oben eingetragen. Die Schnittpunkte mit den einzelnen Kurven ergeben die von den Nenn-Förderströmen $Q_{P10} \dots 63$ übertragbaren Dauerleistungen. Der Schnittpunkt mit der Linie für Q_{P63} ergibt eine mit Hydromotor übertragbare Maximal-Dauerleistung von $\approx 12 \text{ PS}$. In [4] wurden als Grenze der Leistungsübertragung 10 PS genannt.

Auf der rechten Seite der Ordinate sind die erforderlichen Leistungsgrößen aus Tafel 1 eingetragen und von der Ordinate zur Abszisse parallele Hilfslinien bis zu den Kurven gezogen. Damit wurde der Bereich der übertragbaren Dauerleistungen für die Traktor-Zugkraftklassen sowie der damit verbundene Dauerdruckbereich eingegrenzt. Die in Tafel 1 aufgeführten Leistungen sind demzufolge in den Zugkraftklassen wie folgt übertragbar:

$N_{Mot \text{ mech}}$ (0,6 Mp)	:	... 4,0 PS
(0,9 Mp)	:	4,0 ... 6,5 PS
(1,4 Mp)	:	6,5 ... 8,0 PS
(2,0 Mp)	:	8,0 ... 10,0 PS
(0,9 ... 2,0 Mp)	:	... 3,0 PS mit Q_P Regel

5.4.3. Zuordnung von Motor-Nenngrößen zu Nenn-Förderströmen und Zugkraftklassen

Aus den in Bild 4 eingetragenen Funktionen $M_{Mot \text{ mech}} = f(p_{Dauer})$ und $n_{Mot} = f(V_{th \text{ Mot}})$ geht hervor:

Zur Überdeckung des erforderlichen Bereiches $M_{Mot \text{ mech}}$ sind nur 2 Nenngrößen $V_{th \text{ Mot}}$ (20 und $50 \text{ cm}^3/\text{U}$ — Nennwerte nach TGL 10860) erforderlich, und zwar bis $\approx 7 \text{ kpm}$, die Verdopplung des Abtriebsmomentes erfolgt mit einer mechanischen Nachschaltstufe (i_{mech}).

Der dabei auftretende Dauerdruck beträgt $50 \dots 100 \text{ kp/cm}^2$.

Die erreichbaren Drehzahlen n_{Mot} ergeben sich aus den Schnittpunkten der von den $V_{th \text{ Mot}}$ -Werten (20 und 50) der Abszisse senkrecht nach oben gezogenen Hilfslinien mit den jeweiligen Kurven.

Mit den den Traktor-Zugkraftklassen zugeordneten Nenn-Förderströmen $Q_{P10} \dots 63$ ergeben sich folgende Drehzahlen n_{Mot} :

$V_{th \text{ Mot } 50}$	(0,6 Mp)	= 500 U/min
$V_{th \text{ Mot } 50} \cdot i_{mech}$	(0,9 Mp)	= 400 U/min
$V_{th \text{ Mot } 50} \cdot i_{mech}$	(1,4 Mp)	= 500 U/min
$V_{th \text{ Mot } 50} \cdot i_{mech}$	(2,0 Mp)	= 625 U/min
$V_{th \text{ Mot } 20}$	(0,9 ... 2,0 Mp _{Regel})	= 500 ... 800 U/min
$V_{th \text{ Mot } 50}$	(0,9 ... 2,0 Mp _{Regel})	= 200 ... 300 U/min

Tafel 1. Erforderliche Zapfwellenleistungen und -momente bei $n_{Zapfwelle} = 540 \text{ U/min}$

Leistung [PS]	Moment [kpm]	Traktoren-Zugkraftklassen			
		0,6 Mp	0,9 Mp	1,4 Mp	2,0 Mp
2,0	2,65	×			
2,5	3,3	×			
4,0	5,3	×	×		
5,0	6,7	×	×		
6,0	8,0	×	×		
6,5	8,5				×
7,0	9,3		×		
8,0	10,6	×	×		
10,0	13,3		×	×	

Wenn man beide Motor-Nenngrößen mit einer Drossel-einrichtung versieht (Bypass-Ventil) und berücksichtigt, daß die effektiven Förderströme im allgemeinen höher als die Nenn-Förderströme liegen und die Zapfwelldrehzahl $n = 540 \text{ U/min}$ zulässige Toleranzen hat, kann mit vorgenannten Motor-Nenngrößen die genannte Drehzahl annähernd gewährleistet werden.

In Verbindung mit den Regelströmen sind noch zusätzlich niedrigere Drehzahlen erreichbar.

Literatur

- [1] Remote Hydraulic Power, Implement & Traktor (1966) H. 7
- [2] ALLEN, J. R.: Sources and dissipation of heat in hydraulic systems. Machine Design (1965) H. 5
- [3] KURZHALS, H.: Behälter. VDI - Bildungswerk BW 229
- [4] PANZER/BEITLER: Arbeitsbuch der Ölhydraulik. Krauskopf-Verlag, Mainz 1965
- [5] DODGE, L.: Oil-system cooling. Product Engineering (1962), June 25.
- [6] Ölhydraulik in der Praxis. Kraft Pumpen-Motorenfabrik KG
- [7] GRÜSSMANN, L.: Zugkraft- und Leistungsbedarf für die einzelnen Arbeitsgänge der wichtigsten Maschinensysteme. Landtechnische Informationen (1966) H. 11, S. 209 bis 216 A 6867