

Schemata und Parameter von hydraulischen Mechanismen für die Handhabung von landwirtschaftlichen Anbaugeräten. Teil III¹⁾

Von D. A. TSCHUDAKOW, Moskau²⁾

DK 621.2: 631.3

Definition der Grundparameter von hydraulischen Mechanismen

Die Leistung des hydraulischen Mechanismus muß für den Aufzug aller Anbaugeräte berechnet werden, mit denen der Schlepper in der Arbeit aufeinandertreffen kann, außerdem wichtig ist die Geschwindigkeit des Aufzuges, die den agrotechnischen Anforderungen Rechnung trägt.

Bei einer hinteren Anhängung, die am häufigsten zur Anwendung kommt, wird das zulässige Gewicht des Gerätes durch die dynamischen Eigenschaften des Schleppers ausgewiesen. Bei einem Radschlepper darf das umstürzende Moment, das durch das Gewicht des Gerätes geschaffen wird, nicht die Längsfestigkeit des Schleppers verletzen oder seine Lenkbarkeit verschlechtern. Bei Raupenschleppern darf es nicht das Druckzentrum mehr als zulässig verschieben. Die Analyse einer Reihe von Schemata der Anhängereinrichtungen zeigte, daß bei ein und derselben Größe des Umstürzmomentes, geschaffen durch das Gewicht des emporgehobenen Gerätes, die Belastung des hydraulischen Mechanismus beim Aufzug schwererer Geräte höher ist, da sie eine geringere Ausladung des Schwerpunktes haben. Deshalb nimmt man für die Zuverlässigkeit der Berechnung der Leistung des hydraulischen Mechanismus an, daß der Schwerpunkt des Gerätes in der Vertikalebene angeordnet ist, die durch die Anhängenachse geht.

Bei der Bestimmung der berechneten Leistung des hydraulischen Mechanismus muß man eine Reihe von zusätzlichen Faktoren mit in Betracht ziehen, die in der Lage sind, die Belastung des hydraulischen Mechanismus zu erhöhen: die Möglichkeit der Anwendung schwererer Geräte beim Aufstellen von Zusatzlasten auf das Gestell des Schleppers oder die Verteilung von Teilen der Arbeitsorgane vor seine Antriebsachse; das Wachsen des Aufzugwiderstandes beim Losreißen von der Bodenschicht usw. Der Einfluß dieser Faktoren kann durch die Einführung eines entsprechenden Koeffizienten in die Formel der Leistungsberechnung des hydraulischen Mechanismus berücksichtigt werden. Auf Grund praktischer Erfahrungen nehmen wir ihn als gleich 1,5 an.

Im Einklang mit dem Dargelegten muß die Bestimmung der Leistung N_h des hydraulischen Mechanismus nach folgender Formel erfolgen:

$$N_H = \frac{1,5 \cdot G_{H \max} V_0}{\eta_0 \cdot \eta_m \cdot 75} \text{ PS,} \quad (6)$$

wobei ist:

- $G_{H \max}$ Gewicht in Kilogramm des schwersten Gerätes, das an den Schlepper angehängt werden kann,
 V_0 Durchschnittsgeschwindigkeit des Aufzuges der Anhängenachse des Gerätes (in m/s),
 η_0 Aufzugswirkungsgrad des hydraulischen Mechanismus,
 η_m mechanischer Wirkungsgrad des Hydraulikzylinders und der Anhängenachse.

Die in die Gleichung (6) eintretende Größe $G_{H \max}$ kann auf Grund folgender Erwägungen berechnet werden.

Man bezeichnet als Koeffizienten der Ausnutzung des Bestandes der Längsfestigkeit des Radschleppers bei der hinteren Anhängung der landwirtschaftlichen Arbeitsgeräte an ihn, das Verhältnis des Umstürzmomentes M_k , das geschaffen wird durch G_k des Gerätes, das es in Transportstellung hebt, zu dem Moment M_{lim} , das fähig ist, ein Lösen der Vorderräder des Schleppers vom Boden hervorzurufen. Wir bezeichnen diesen Koeffizienten mit X_H und werden seine Größe bei horizontaler

Lage des Schlepperaggregats bestimmen. Gemäß aufgestellter Gleichung ist:

$$X_H = \frac{M_H}{M_{\text{lim}}} = \frac{G_H a_H}{G_a} \quad (7)$$

Hierin ist:

- G Gewicht des Schleppers,
 a Längskoordinate des Schwerpunktes des Schleppers in bezug auf seine Treibachse,
 a_H Längsausladung des Schwerpunktes des Gerätes, gehoben in Transportstellung in bezug auf die Triebachse des Schleppers.

Die uns interessierende Größe des zulässigen maximalen Gewichtes $G_{H \max}$ des Gerätes kann auf Grund der Gleichung (7) in folgender Form ausgedrückt werden:

$$G_{H \max} = X_H \lim \frac{G a}{l_0} \quad (8)$$

Hierin ist:

- l_0 die Längsausladung der Anhängenachse des Gerätes in bezug auf die Achse der Triebäder des Schleppers,
 $X_H \lim$ der Grenzwert des Koeffizienten der Ausnutzung der Längsstandfestigkeit des Schleppers, der ohne den Zusammenfall seiner Lösungsstandfestigkeit und seiner Lenkbarkeit realisiert werden kann.

Außer von dem Gewicht des Gerätes hängt die Leistung des hydraulischen Mechanismus noch von der Geschwindigkeit des Geräteaufzuges ab. Die Geschwindigkeit des Aufzuges des Gerätes wird durch die Länge seines Weges bestimmt, auf dessen Strecke die Aushebung der Arbeitsorgane des Gerätes aus der Tiefe vor sich geht. Für die Vermeidung der Bodenglatzen an den Rändern der Schläge muß der Aufzug des Gerätes mit hinlänglicher Geschwindigkeit vollführt werden. Im Einklang mit den wesentlichsten agrotechnischen Forderungen kann man rechnen, daß bei den in gegenwärtiger Zeit angewendeten Arbeitsgeschwindigkeiten der Schlepperbewegung die Zeit des Aushebens der Arbeitsorgane eine Sekunde nicht überschreiten soll.

Für die Erfüllung der genannten Bedingungen muß der Aufzug der Anhängenachse des Gerätes mit der Durchschnittsgeschwindigkeit von einer Sekunde durchgeführt werden.

$$V_0 = h_{l \max}, \quad (9)$$

wobei

- $h_{l \max}$ die maximale Tiefe der Bodenbearbeitung, die durch die agrotechnischen Ansprüche vorgesehen ist, darstellt. Für Radschlepper kann man annehmen:

$$h_{l \max} = 0,25 \text{ m.}$$

Wir setzen nun in Gleichung (6) den Wert $G_{H \max}$ aus der Gleichung (8) und den Wert V_0 aus der Gleichung (9). Wir nehmen weiter an, auf Grund der üblichen konstruktiven Verhältnisse, daß die Längsordinate des Schwerpunktes des Schleppers $a = \frac{L}{3}$ ist, wobei L die Längsbasis des Schleppers ist, und daß entsprechend den gemachten Versuchen der zulässige Höchstwert des Koeffizienten der Ausnutzung des Bestandes der Längsstandfestigkeit des Schleppers $X_H \lim = 0,4$ ist. Nach der erwähnten Vertauschung und den notwendigen Umformungen nimmt die Gleichung (6) in bezug auf die Radschlepper folgende Form an:

$$N_{h \text{ rad}} \approx \frac{G}{375 \cdot \eta_0 \eta_m} \frac{L}{l_0} V_0 \quad (10)$$

¹⁾ Teil I in Heft 12 (1953), Teil II in Heft 1 (1954) veröffentlicht.

²⁾ Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства (Mechanisierung und Elektrifizierung der sozialistischen Landwirtschaft) Moskau (1953) Nr. 5, S. 3 bis 14; Übersetzer: G. Jury.

Das Gewicht des Schleppers G wird ausgedrückt in Funktion von der Leistung N_e seines Motors. Bei Radschleppern befindet sich das spezifische Gewicht auf 1 PS der Motorenleistung in den Grenzen von 75 bis 120 kg. Somit wird $G = (75 \text{ bis } 120) N_e \text{ kg}$.

Auf Grund der Verhältnisse, die bei einer Reihe von Schleppern existieren, die mit Anhängegeräten arbeiten, kann man annehmen, daß das Verhältnis $L:l_0$ in den Grenzen zwischen 1,6 bis 2,0 liegt.

Setzen wir die genannten Grenzwerte G und $L:l_0$ in die Gleichung (10) ein und nehmen als mittlere Aufzugsgeschwindigkeit der Antriebsachse des Gerätes $V_0 = 0,25 \text{ m/s}$ und als Wert für die Koeffizienten des Nutzeffektes $\eta_0 = 0,85$ und $\eta_m = 0,8$ an, so erhalten wir nach Umwandlung:

$$N_{h \text{ rad}} = (0,12 \div 0,2) N_e. \quad (11)$$

Je größer das spezifische Gewicht des Schleppers ist, desto größer muß das Verhältnis $N_h:N_e$ werden.

Bei Anwendung von hydraulischen Pumpen, die höhere Aufzugsverluste haben, als dies bei der Berechnung angenommen wurde, muß, der Leistung des hydraulischen Mechanismus entsprechend, im Einklang mit ihren Werten in der Gleichung (11) gesteigert werden.

Kennen wir die erforderliche Leistung des hydraulischen Mechanismus, so können wir die Produktivität Q_p ihrer Pumpe nach der gewöhnlichen Formel berechnen:

$$Q_p = \frac{N_h \cdot 540}{q} \text{ l/min.} \quad (12)$$

wobei q der Öldruck im Kraftzylinder (in kg/cm^2) bei berechnetem Arbeitsregime ist.

Die Größe q wird entsprechend den Typen und Konstruktionen von Pumpen festgesetzt.

Die Pumpe muß die Auffüllung des Arbeitsvolumens des Kraftzylinders während der Zeit t gewährleisten, die für den

Aufzug des Gerätes aus der niedrigsten in die obere Transportstellung festgesetzt ist.

Die Zeit ist:

$$t = \frac{S_0}{V_0}, \quad (13)$$

wobei S_0 die volle Geschwindigkeit der Antriebsachse des Gerätes ist.

Kennen wir die Produktivität der Pumpe Q_p und die Zeit t des Aufzugs des Gerätes, so können wir das Arbeitsvolumen W_z des Kraftzylinders aus folgendem Verhältnis bestimmen:

$$W_z = \frac{Q_p \cdot t}{60} = \frac{Q_p \cdot S_0}{V_0 \cdot 60} \text{ in l.} \quad (14)$$

Die Kolbengeschwindigkeit des Kraftzylinders ist:

$$S_z = \frac{S_0}{i_0}, \quad (15)$$

hierbei ist i_0 der mittlere (während des Geräteaufzugs) Wert der Übersetzungsverhältnisse der Hebel der Antriebsvorrichtung, die den Kolben mit der Antriebsachse des Gerätes verbinden.

Bei bekanntem W_z und S_z macht die Bestimmung des Druckmessers des Zylinders keine Mühe.

Der hydraulische Mechanismus kann eine bestimmte Schnelligkeit des Einsetzens der Arbeitsorgane in den Boden nur bei der Anwendung eines zweiseitig wirkenden Kraftzylinders gewährleisten. Bei Zylindern von einseitiger Wirkung hängt der Weg des Einsetzens von dem Einsinken der Arbeitsorgane in den Boden ab. Die mögliche maximale Geschwindigkeit des Gerätes wird in diesem Fall von der Durchlaßfähigkeit der Abflußkanäle des Zylinders bestimmt. Auf Grund durchgeführter Versuche kann man annehmen, daß die Abflußkanäle auf den Durchlaß des gesamten Öls des Arbeitsvolumens berechnet sein müssen, das den Zylinderraum anfüllt, und zwar in einer Zeit von 0,6 bis 0,8 s bei mittleren Drucken im Zylinder und einer Öltemperatur von 35° bis 40° C.

AU 1421

Die neue Kartoffellegemaschine SKG-4¹⁾

DK 631.332.7

Nachdem beim Kartoffellegen das Quadrat-Nest-Verfahren seine Vorzüge hinsichtlich mechanischer Pflanzenpflege und Ertragssteigerung bewiesen hat, war zwecks weitgehender Einführung dieses Verfahrens die Entwicklung einer entsprechenden Kartoffellegemaschine erforderlich. Die Landmaschinenfabrik Rjasan liefert jetzt nach Abschluß zweijähriger Erprobungen die neue vierreihige Legemaschine SKG-4, mit der je Schicht 6 bis 8 ha Kartoffeln nach dem neuen Verfahren ausgelegt und gleichzeitig mit Nestgaben von Kunstdünger versehen werden können.

Die in Bild 1 und 2 gezeigte Maschine schöpft die Knollen nach der von der Type SK-2 her bekannten Art mittels Schöpfgreifer, die am Umfang einer Radscheibe angeordnet sind und einen automatisch bewegten Festhaltefinger besitzen, aus den beiden je 120 kg fassenden Vorratsbehältern. Der Abwurf erfolgt bei der SKG-4 nicht wie üblich in ein Legerohr, sondern auf einen

¹⁾ Правда (Prawda) Moskau 26. April 1953, 2. Bilder.

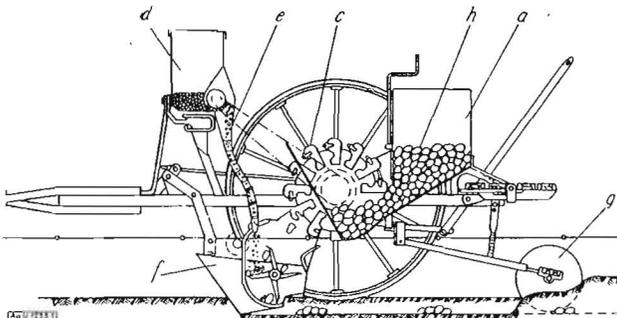


Bild 1. Die Kartoffellegemaschine SKG-4:
a Bunker, b Vorratswanne, c Legerod, d Mineräldünger-Behälter, e Düngierzuführung, f Furchenöffner mit einer Vorrichtung, die die Nester bildet, g scheibenförmiges Häufelschar

Ablegscheibenstern, der sich ähnlich einem Lochspatenstern innerhalb des schiffbugähnlichen Furchenöffners dreht. Die Drehzahl der vier Ablegscheiben jedes Sterns ist gegenüber der Schöpfgreiferradscheibe so abgestimmt, daß immer zwei Knollen auf eine Ablegscheibe fallen, die dann zwangsmäßig von dem sich in Fahrtrichtung weiter drehenden Ablegscheibenstern in stets gleichen Abständen von 70 cm in die Furche gelegt werden.

Durch ein Spiralarohr fließt regelmäßig Mineräldünger auf die Ablegscheiben; dem Spiralarohr wird der Dünger durch ein Schubrad aus den vier zylindrischen Eisenbehältern zugeführt, die sich auf dem Vorderteil der Maschine befinden. Hinten angebrachte Hohl scheiben decken die Furche flach zu; sie können auch zum sofortigen Hochhäufeln eingestellt werden. Zur Bedienung der neuen Kartoffellegemaschine SKG-4, mit der auch geschnittene Kartoffeln ausgelegt werden können, sind einschließlich Schlepperführer sechs Personen erforderlich.

AUK 1255 K. H. J.

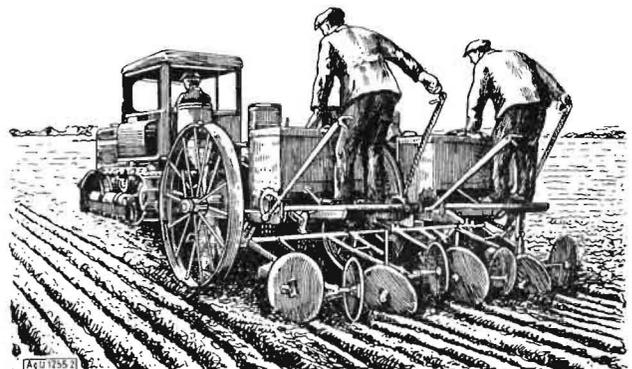


Bild 2. Die SKG-4 im Einsatz