



Bild 2. VALMET 880 S beim Rücken von Holzstämmen

Motorleistung (82 bis 125 PS), in den Abmessungen und in der Ausführung (Zugschlepper mit Seilwinde und Planierschild, Transportfahrzeug mit Spezialaufbau bzw. Spezialanhänger, Triebfahrzeug für Arbeitsgeräte oder -maschinen u. a.). Alle genannten Typen haben einen Vierradantrieb, überwiegend erfolgt das Abbremsen aller vier Räder durch Druckluft, z. T. wirken auf die Vorderräder mechanische Backenbremsen (Typ 865 B). Auch die Getriebeausführung ist unterschiedlich, z. B. verfügt der Terra 865 B über ein synchronisiertes Getriebe mit 6 Vorwärtsgängen (2,7 bis 23,3 km/h) und der VALMET 880 über einen mit Doppel-turbine versehenen Drehmomentwandler und ein „Power-Shift“-Getriebe (0 bis 33 km/h). Alle VALMET-Waldschlepper sind mit Turbokupplungen (Bild 3) ausgerüstet, die die Übertragung des vollen Motordrehmoments bereits beim Anfahren

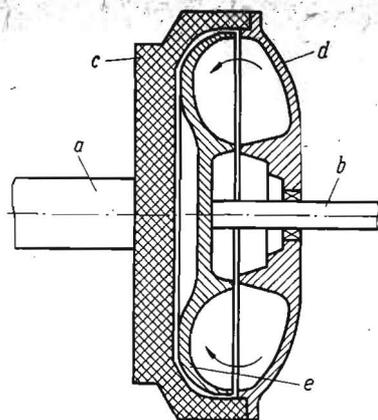


Bild 3. Prinzip der Turbokupplung der VALMET-Waldschlepper; a vom Motor, b zum Getriebe, c Schwungrad des Motors, d Pumpenrad, e Turbinenrad (Weitere Fotos auf der 3. Umschlagseite)

ermöglichen, die Belastung an Achsen und anderen Kraftübertragungsteilen auf ein Minimum begrenzen und den Reifenverschleiß verringern. Lenkung und Rahmenkonstruktion sind den starken Belastungen im Wald angepaßt, z. B. ermöglicht die hydraulisch betätigte Rahmenlenkung beim Typ Terra 865 B einen Einschlag des Rahmens in beiden Richtungen um 38°, das Horizontalgelenk läßt Verdrehungen um 15° in beiden Richtungen zu. Zur Lenkungshydraulik gehört auch ein Belastungsventil, das die durch das unebene Gelände verursachten Belastungsstöße auffängt.

Zusammenfassend kann man sagen, daß die VALMET-Waldschlepper in ihren vielfältigen Ausführungsformen allen Anforderungen an ein Mechanisierungsmittel für eine moderne Forstwirtschaft gerecht werden.

A 7623

Ing. W. PFLÜGER*

Zur Bestimmung der erforderlichen Hubkraft und der zulässigen Anbau- und Aufsattelmassen an Traktoren

1. Internationaler Entwicklungsstand

Es ist eine bis zum gegenwärtigen Zeitpunkt anstoßerregende Tatsache, daß in einer Vielzahl von Fällen die vorhandene Hubkraft an den unteren Kopplungspunkten der Dreipunktaufhängung von Traktoren den Ansprüchen der Hersteller und Benutzer von Anbaumaschinen und -geräten nicht gerecht wird. Diese Feststellung gilt — von einigen, vor allem neueren Traktorentypen abgesehen — sowohl im nationalen als auch im internationalen Maßstab. Insbesondere gestattet die Auslegung der Kraftheberanlage oftmals nicht die Ausnutzung der sich durch die Anbringung von Frontballastmassen bietenden Möglichkeiten zum Anbau schwererer Geräte. Zur Beseitigung dieses unbefriedigenden Zustandes erscheint es notwendig, für Neukonstruktionen von Traktoren Richtlinien über die erforderliche Auslegung der Kraftheberanlage auszuarbeiten und in Form eines Standards als verbindlich zu erklären. Außer in den USA gibt es bis jetzt noch nirgendwo in der Welt derartig verbindliche Festlegungen. In dem amerikanischen Standard ASAE S 217.6 [1] ist die untere Grenze der erforderlichen Hubkraft an der Dreipunktaufhängung wie folgt definiert:

In einem Abstand von 610 mm hinter den unteren Kopplungspunkten soll bei 80 % des Öffnungsdruckes des Druckbegrenzungsventils über dem gesamten Hubbereich eine Mindest-Hubkraft wirksam werden, die sich

als 18,14facher Wert der maximalen Zugleistung des jeweiligen Traktors errechnet.

(Freie Übersetzung).

Diese Formulierung wurde 1964 gleichlautend auch in das Dokument ISO/TC 22 T/WG 3—30 E aufgenommen [2].

Die Anwendung dieser Methode für die Berechnung der Hubkraft auf einen Traktor mit einer Motorleistung von z. B. 100 PS führt zu folgenden Erkenntnissen:

Die erste Schwierigkeit besteht darin, daß es kaum möglich ist, die Zugleistung vor der praktischen Einsatzerprobung eines neuen Traktors theoretisch zu ermitteln. Als Richtwert kann die maximale Zugleistung mit etwa 60 % der Motorleistung angenommen werden. Hiermit ergibt sich im vorliegenden Beispiel eine maximale Zugleistung von 60 PS.

Die Hubkraft in einem Abstand von 610 mm hinter den unteren Kopplungspunkten errechnet sich zu

$$H'' = 18,14 \cdot 60 = 1088 \text{ kp}$$

Bei Annahme einer mittleren Länge der unteren Lenker von 850 mm ergibt sich als Hubkraft an den unteren Kopplungspunkten

$$H' = \frac{1088 (850 + 610)}{850} = 1870 \text{ kp}$$

Da diese Hubkraft bei 80 % des Öffnungsdruckes des Druckbegrenzungsventils wirken soll, ergibt sich als maximale Hubkraft bei vollem Arbeitsdruck

$$H = \frac{1870 \cdot 100}{80} = 2340 \text{ kp}$$

* Institut für Landmaschinentechnik Leipzig (Direktor: Dr.-Ing. H. REICHEL)

Auf analoge Weise errechnet sich für einen Traktor mit einer Motorleistung von 50 PS und einer unter Berücksichtigung der gegenüber dem vorangegangenen Beispiel geringeren Traktorgröße verminderten Länge der unteren Lenker auf 800 mm eine maximale Hubkraft an den unteren Kopplungspunkten von $H = 1200$ kp.

Der Vergleich dieser Ergebnisse mit den nach dem heutigen Stand der Entwicklung für einige Anbaugeräte erforderlichen und auch bereits traktorseitig realisierten Hubkräften führt zu der Erkenntnis, daß die Anwendung der zitierten Beziehungen im Gegensatz zu den praktischen Erfordernissen zu niedrige Werte ergibt. Am Traktor ZT 300 beispielsweise beträgt die maximale Hubkraft derzeit rd. 3500 kp.

In Erkenntnis dieser Zusammenhänge wurde 1967 anlässlich der Tagung des Technischen Komitees Ackerschlepper der ISO (ISO/TC 22 T) in Moline/USA die Überarbeitung der angeführten Formulierung von 1964 als Aufgabe gestellt, wobei es nach vorläufigen Ermittlungen als notwendig erscheint, die amerikanischen Werte um rd. 15 bis 20 % zu erhöhen [3].

In der DDR wurden 1966 Untersuchungen mit dem Ziel begonnen, unter Bezugnahme auf logische, aus dem amerikanischen Standard nicht ohne weiteres erkennbare Zusammenhänge die erforderliche Hubkraft in Abhängigkeit von der derzeit in den RGW-Ländern gültigen Klassifikation der Traktoren nach der Nennzugkraft festzulegen. Darüber hinaus sollten gleichzeitig Aussagen über die in Verbindung mit den einzelnen Traktoren-Zugkraftklassen zulässigen Massen der Anbaumaschinen und -geräte getroffen werden.

Nachfolgend wird der Stand der bisher erreichten Ergebnisse bekanntgegeben und diskutiert.

2. Fahrtmechanische Grundlagen

Um von vornherein die Möglichkeit bzw. Notwendigkeit späterer Forderungen der Gerätehersteller nach einer Erhöhung der Hubkraft auszuschließen, ist es am sinnvollsten, bei der Festlegung der Hubkraft eines neu zu konstruierenden Traktors einen die Konzeption des Traktors berücksichtigenden, alle einsetztechnischen Möglichkeiten („Gegen-Aufbäummoment“ und Ballastmassen) voll ausschöpfenden Maximalwert zu realisieren. Aus der Berücksichtigung dieses Grundsatzes leiten sich folgende Zusammenhänge ab:

Die Triebkraft eines Traktors ergibt sich nach [4] [5] aus der Beziehung

$$T = G'_H (\mu_K - f_r) \quad [\text{kp}] \quad (4)$$

wobei

G'_H Hinterachsbelastung des Traktors im Feldeinsatz in kp,

μ_K Kraftschlußbeiwert, angenommen mit $\mu_K = 0,65$,

f_r Rollwiderstandsbeiwert, angenommen mit $f_r = 0,1$

bedeuten.

Mit diesen Werten wird

$$T = 0,55 \cdot G'_H \quad [\text{kp}] \quad (2)$$

Für die Zugkraft gilt nach [4]

$$Z = T - G'_V \cdot f_r \quad [\text{kp}] \quad (3)$$

wobei

G'_V die Vorderachsbelastung des Traktors im Feldeinsatz in kp bedeutet.

Zur Gewährleistung einer ausreichenden Lenkfähigkeit wird von der Schutzgütekommision der Erzeugnisgruppe Landmaschinen gefordert, daß sich die Achslasten auf dem Acker mit abgesenktem Gerät und unter Einwirkung der Zugkraft — d. h. in Arbeitsstellung — genauso verteilen, wie dies nach § 39 der StVZO für die Straßenfahrt mit

ausgehobenem Gerät gefordert wird, d. h. die „dynamische“ Lenkachsbelastung im Feldeinsatz muß $\geq 25\%$ der Gesamtmasse von Traktor (einschließlich Ballastmassen und Wasserfüllung in den Reifen) und Anbaugerät betragen.

Damit ergibt sich:

$$G'_V = 0,25 (G_{Tr} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{Ger}) \quad [\text{kp}] \quad (4)$$

$$G'_H = 0,75 (G_{Tr} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{Ger}) \quad [\text{kp}] \quad (5)$$

Hierin sind:

G_{Tr} im Schwerpunkt des Traktors durch dessen Masse wirkende Kraft in kp

$\sum_{i=1}^n B_i$ Gesamtheit aller in den jeweiligen Schwerpunkten von Ballastmassen (einschl. Wasserfüllung in den Reifen) wirkenden Kräfte in kp

G_{Ger} im Schwerpunkt des Anbaugerätes durch dessen Masse wirkende Kraft in kp

Durch Einsetzen der Beziehungen (2), (4) und (5) in Formel (3) ergibt sich:

$$Z = 0,55 \cdot G'_H - G'_V \cdot f_r \quad (3)$$

$$Z = 0,55 \cdot 0,75 (G_{Tr} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{Ger})$$

$$- 0,25 \cdot 0,1 (G_{Tr} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{Ger})$$

$$Z = 0,3875 (G_{Tr} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{Ger}) \quad [\text{kp}] \quad (6)$$

3. Ermittlung der Hubkraft aus dem „Gegen-Aufbäummoment“ des Traktors

Hubkraft = minimale, jeweils senkrecht zur Längsachse der unteren Lenker an den unteren Kopplungspunkten wirkende, über den gesamten Hubbereich — d. h. von der tiefsten Tiefstellung m_1 bis zur höchsten Hochstellung m_2 (Bild 1) — zur Verfügung stehende Aushubkraft [6].

Kraftheberanlage = gesamte Einrichtung zum Koppeln, Heben, Senken und Führen der Anbaugeräte hinter dem Traktor; d. h. alle Aggregate von der Hydraulikpumpe, dem Luftkompressor oder dgl. bis zum äußeren Hubgetriebe [7].

Forderung:

Die Kraftheberanlage ist unter Berücksichtigung ihres Gesamtwirkungsgrades so auszulegen, daß die in den nachfolgenden Beziehungen ermittelte Mindesthubkraft als tatsächlicher Wert bei einem dem Öffnungsbeginn des Druckbegrenzungsventils entsprechenden Druck zur Verfügung steht [6].

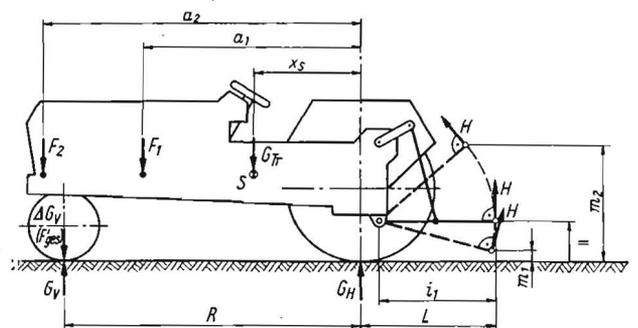


Bild 1. Schema der am Radtraktor angreifenden Kräfte

Es ist:

- F im Schwerpunkt der jeweiligen Frontballastmasse wirkende Kraft in kp
(„Frontballastmasse“ = vor der Hinterachsmitte angeordnete Ballastmasse)
- F' auf die Vorderachsmittle reduzierte Kraftwirkung der jeweiligen Frontballastmasse in kp
- G_H statische Hinterachsbelastung des Traktors in kp
- G_V statische Vorderachsbelastung des Traktors in kp
- ΔG_V Differenz in der Vorderachsbelastung zwischen statischem Zustand und Feldeinsatz in kp
- L Abstand zwischen senkrechter Hinterachsmitte und unteren Kopplungspunkten bei waagerechter Lage der unteren Lenker in m
- R Radabstand in m
- a Abstand zwischen senkrechter Hinterachsmitte und dem davor liegenden Schwerpunkt der jeweiligen Frontballastmasse in m
- x_s Abstand zwischen senkrechter Hinterachsmitte und dem davor liegenden Schwerpunkt des Traktors in m.

Es besteht teilweise die Meinung, daß die Hubkraft über dem gesamten Hubbereich als stets senkrecht wirkende Kraft betrachtet werden müsse. Diese Methode hat jedoch den Nachteil, daß sich die aus dem Gegen-Aufbäummoment errechnete senkrechte Hubkraft über dem gesamten Hubbereich infolge des sich verändernden Hebelarms in relativ weiten Grenzen ändert, während die Normalkomponente auf die unteren Lenker annähernd konstant bleibt und somit ein einziger Festwert über den gesamten Hubbereich gefordert werden kann.

Außerdem ist es auf diese Weise möglich, in jeder Lage bei bekannter Länge der unteren Lenker sofort das (annähernd konstante) für den Gerätehersteller oftmals interessante Aushubmoment um die unteren Anlenkpunkte zu ermitteln.

Aus diesen Gründen wurde die Hubkraft als Normalkomponente auf die unteren Lenker definiert.

3.1. „1. Methode“ zur Ermittlung der Hubkraft

Verzichtet man auf die Zugrundelegung einer bestimmten Achslastverteilung der Traktoren im statischen Zustand, so kann in Anbetracht der darüber hinaus undefinierten Größe und Lage von Ballastmassen keine größenmäßige Aussage, sondern nur eine allgemeingültige Formel für die erforderliche Hubkraft angegeben werden.

Es ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$F_1 \cdot a_1 = F'_1 \cdot R$$

$$F'_1 = \frac{F_1 \cdot a_1}{R} \text{ analog: } F'_2 = \frac{F_2 \cdot a_2}{R}$$

$$F'_{\text{ges}} = \frac{\sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i)}{R} \quad [\text{kp}] \quad (7)$$

$$G_V = \frac{G_{\text{Tr}} \cdot x_s + \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i)}{R} \quad [\text{kp}] \quad (8)$$

$$\Delta G_V \text{ zul} = G_V - G'_V \quad [\text{kp}] \quad (9)$$

$$\Delta G_V \text{ zul} = \frac{G_{\text{Tr}} \cdot x_s + \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i)}{R} - 0,25 \left(G_{\text{Tr}} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{\text{Ger}} \right) \quad (4;8)$$

$$\Delta G_V \text{ zul} = \frac{G_{\text{Tr}} \cdot x_s + \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) - 0,25 R \left(G_{\text{Tr}} + \sum_{i=1}^n B_i + G_{\text{Ger}} \right)}{R} \quad [\text{kp}] \quad (10)$$

Für den Gleichgewichtszustand gilt mit der hinteren Aufstandslinie als Kippachse:

$$H \cdot L = \Delta G_V \text{ zul} \cdot R \quad (11)$$

$$H \cdot L = G_{\text{Tr}} (x_s - 0,25 R) + \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) - 0,25 R \left(\sum_{i=1}^n B_i + G_{\text{Ger}} \right)$$

$$G_{\text{Tr}} = \frac{H \cdot L - \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) + 0,25 R \left(\sum_{i=1}^n B_i + G_{\text{Ger}} \right)}{x_s - 0,25 R} \quad [\text{kp}] \quad (12)$$

Die maximale, mit einer bestimmten Hubkraft aushebbare Gerätemasse ergibt sich bei Annahme eines durch die unteren Kopplungspunkte gehenden Geräteschwerpunktes. Für diesen, die maximale Vorderachsenentlastung bestimmenden Fall ist also

$$G_{\text{Ger}} = H \quad [\text{kp}] \quad (13)$$

Damit wird die Zugkraft entsprechend Gleichung 6:

$$Z = 0,3875$$

$$\left[\frac{H \cdot L - \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) + 0,25 R \left(\sum_{i=1}^n B_i + H \right)}{x_s - 0,25 R} + H + \sum_{i=1}^n B_i \right] \quad (14)$$

$$Z = 0,3875 \cdot H \left[\frac{L + 0,25 R}{x_s - 0,25 R} + 1 \right] - 0,3875 \left[\frac{\sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) - 0,25 R \sum_{i=1}^n B_i}{x_s - 0,25 R} - \sum_{i=1}^n B_i \right]$$

$$H = \frac{Z}{0,3875 \left[\frac{L + 0,25 R}{x_s - 0,25 R} + 1 \right]} + \frac{\left[\frac{0,3875 \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) - 0,25 R \sum_{i=1}^n B_i}{x_s - 0,25 R} - \sum_{i=1}^n B_i \right]}{0,3875 \left[\frac{L + 0,25 R}{x_s - 0,25 R} + 1 \right]}$$

$$H = \frac{2,58 \cdot Z (x_s - 0,25 R) + \sum_{i=1}^n (F_i \cdot a_i) - x_s \cdot \sum_{i=1}^n B_i}{L + x_s} \quad (15)$$

Auf Grund der eingerechneten Bedingungen hat der Ausdruck „Z“ hierbei den Charakter einer dynamischen Größe, d. h. es handelt sich um diejenige Zugkraft, die an den im Feldeinsatz herbeigeführten Grenzen der zulässigen Achslastverteilung vom jeweiligen Traktor aufgebracht werden kann. Im Durchschnitt kann man damit rechnen, daß die „dynamische“ oder effektive Zugkraft um etwa 20 % größer als die Nennzugkraft P_{nenn} (siehe TGL 33-50092 der Traktoren ist, d. h. also

$$Z_{\text{eff}} \approx 1,2 P_{\text{nenn}} \quad [\text{kp}] \quad (16)$$

Da eine Beziehung zwischen der Nennzugkraft und der erforderlichen Hubkraft der Traktoren hergestellt werden soll, ist dieser Umstand in (15) zu berücksichtigen.

Da weiterhin im allgemeinen die Nennzugkraft in Mp angegeben wird, ist noch eine Umrechnung in kp erforderlich, d. h. der erste Summand der Formel (15) ist mit dem Faktor 1200 zu multiplizieren (1,2 Mp = 1200 kp).

Für eine ausreichende Funktionssicherheit der Krafthebeanlage ist es außerdem erforderlich, die nach Formel (15) errechnete Hubkraft noch um einen Sicherheitszuschlag zu erhöhen, dessen Größe wie folgt vorgeschlagen wird:

- Für Losreiß- und Beschleunigungskräfte beim Ausheben von Bodenbearbeitungsgeräten aus dem Erdreich (Funktion der Regelhydraulik): 30 %
 - Zur Kompensierung des Einflusses des vor allem bei steiler Lage der Hubbewegung hemmenden oberen Lenkers (vor allem bei Verwendung von Koppelhöhen über 460 mm): 20 %
 - Zur Kompensierung von Leckverlusten und des mit steigender Einsatzzeit absinkenden Wirkungsgrades: 10 %
- Gesamtzuschlag = 60 %

Die sich daraus ergebende Multiplikation mit dem Faktor 1,6 ist nur bei dem ersten Summanden der Gl. (15) notwendig, da ja der zweite Summand nur in praktischer Auswirkung des Hebelgesetzes den statischen Gleichgewichtszustand zwischen Ballast- und Maschinenmassen und die Einhaltung des § 39 der StVZO zu garantieren hat.

Aus der Gesamtheit aller vorhergehenden Überlegungen ergibt sich für die Ermittlung der Hubkraft folgende Endformel:

$$H = \frac{2,58 \cdot 1200 \cdot 1,6 \cdot P_{\text{nenn}} (x_s - 0,25 R)}{L + x_s} + \frac{\sum_{i=1}^n (F_1 \cdot a_1) - x_s \sum_{i=1}^n B_1}{L + x_s}$$

$$H = \frac{4960 \cdot P_{\text{nenn}} (x_s - 0,25 R) + \sum_{i=1}^n (F_1 \cdot a_1) - x_s \sum_{i=1}^n B_1}{L + x_s} \quad [\text{kp}]$$

wobei

P_{nenn} Nennzugkraft des Traktors entsprechend TGL 33-50002 in Mp bedeutet.

Diese Formel gilt auf Grund ihrer allgemeingültigen Ableitung für alle Radtraktoren — unabhängig davon, ob sie Hinterrad- oder Allradantrieb besitzen.

Am konkreten Beispiel des ZT 300 soll die Auswirkung der Formel (17) untersucht werden:

a) Ermittlung der Nennzugkraft nach TGL 33-50002: Bereifung: 15-30 AS

Tragfähigkeit G_1 der Reifen bei einem Luftüberdruck von 1,0 at:

$$G_1 = 1975 \cdot 2 = 3950 \text{ kp}$$

$$\varphi_{\text{KP}} = 0,7 \text{ entsprechend TGL 33-50002}$$

$$P_{\text{nenn}} = G_1 \cdot \varphi_{\text{KP}}$$

$$P_{\text{nenn}} = 3950 \cdot 0,7$$

$$P_{\text{nenn}} = 2760 \text{ kp} = 2,76 \text{ Mp}$$

b) Mögliche Ballastmassen:

Frontballastmasse:	400 kg
Zusatzmasse an den Hinterrädern:	460 kg
Wasserfüllung in den Hinterrädern:	570 kg

$$\text{Gesamtheit aller Ballastmassen } \Sigma B_1 = 1430 \text{ kg}$$

c) Abmessungen:

Schwerpunktstand des Traktors vor der Hinterachsmittelpunkt $x_s \approx 1,15 \text{ m}$

Schwerpunktstand der Frontballastmasse vor der Hinterachsmittelpunkt $a \approx 3,4 \text{ m}$

Radstand $R = 2,8 \text{ m}$

Abstand der unteren Kopplungspunkte zur Hinterachsmittelpunkt $L = 1,15 \text{ m}$

d) Ermittlung der Hubkraft nach Formel (17):

$$H = \frac{4960 \cdot 2,76 (1,15 - 0,7) + 400 \cdot 3,4 - 1,15 \cdot 1430}{1,15 + 1,15}$$

$$H = 2560 \text{ kp}$$

Vergleichsweise dazu betrug die nach der bisherigen Empfehlung der ISO errechnete Hubkraft für einen 100-PS-Traktor 2340 kp. Es ergibt sich ein Vervielfältigungsfaktor von

$$\frac{2560}{2340} \approx 1,1$$

und damit nur ein annähernd analoges Ergebnis zu der anfangs zitierten Einschätzung in der ISO nach einer erforderlichen Erhöhung der bisherigen Werte um 15 bis 20 %.

Literatur

- [1] Standard ASAE S 217.6
- [2] Dokument ISO/TC 22 T/WG 3 - 30 E (1964)
- [3] STAUFFER, O.: ISO-Schleppertagung in USA. Landtechnik (1968) H. 3, S. 70 bis 78
- [4] FRANKE, R.: Beiwerte über Rollwiderstand, Kraftschluß und Zugkraft von Wagen und Ackerschleppern. Landtechnische Forschung (1965) H. 5, S. 137 bis 143
- [5] HASSLAUER, G.: Hydraulik in der Landtechnik (Teil IV). Deutsche Agrartechnik (1967) H. 5, S. 232 bis 234
- [6] 5. Entwurf TGL 33 - 500 10 „Krafthebeanlage“ vom September 1968 (unveröffentlicht)
- [7] KIENE, W.: Der Kraftheber in der Technischen Prüfung von Ackerschleppern und seine Hubkräfte im Dreipunktanbau der Geräte. Landtechnische Forschung (1963) H. 3, S. 57 bis 66

Im Text nicht zitierte Quellen zum Thema sind:

- COWELL, P. A.: Die Hubkraft der Traktor-Dreipunktaufhängung. Farm Mechanization (1966) H. 202, S. 28 bis 30
- CORNI, A.: Der Hydraulikheber beim Kuppeln landwirtschaftlicher Geräte. Macchine e Motori Agricoli (1966) H. 6, S. 65 bis 71

(Fortsetzung im nächsten Heft)

A 7534/1

Zur Entwicklung der Speisekartoffellagerung

Dr. E. PÖTKE, KDT*

Das wichtigste Hauptnahrungsmittel nach dem Getreide ist die Kartoffel. Aus ihr deckt die Bevölkerung bis 10 Prozent des Bedarfes an Nahrungsenergie und bis zu 25 Prozent des Vitamin-C-Bedarfes.

Für die Landwirtschaft ist die Bedeutung der Kartoffelproduktion durch ihren Anteil von etwa 14 Prozent an der Anbaufläche und den Wert der Bruttoproduktion mit 1,4 bis 1,5 Md. Mark gekennzeichnet (etwa 16 Prozent der pflanzlichen Produktion).

Die wichtigen Volkswirtschaftszweige Schiffbau und Energie-

wirtschaft liegen mit 1,85 und 1,76 Md. Mark Bruttoproduktion 1967 [1] nur wenig über der Kartoffelproduktion.

Dieser Vergleich zeigt, daß die Kartoffelproduktion mit ihrem Hauptgebrauchswert als Speisekartoffel zu den strukturbestimmenden Teilproduktionszweigen der Land- und Nahrungsgüterwirtschaft gehört.

* Direktor des Ingenieurbüros für Kartoffelwirtschaft der Zentralen Konsum-Wirtschaftsvereinigung Obst - Gemüse - Speisekartoffeln, Groß Lüsewitz