

# Landtechnische Forschung

HERAUSGEBER: KURATORIUM FÜR TECHNIK IN DER LANDWIRTSCHAFT  
UND LANDMASCHINEN- UND ACKERSCHLEPPER-VEREINIGUNG IM VDMA

Heft 3/1963

Fahr A. G., Gottmadingen

MÜNCHEN

13. JAHRGANG

Eing. 8. JULI 1963 J.G.F.

Erl.

Werner Kiene:

## Der Kraftheber in der Technischen Prüfung von Ackerschleppern und seine Hubkräfte im Dreipunktanbau der Geräte

*Schlepper-Prüffeld, Darmstadt*

Bereits in der 1950 veröffentlichten Fassung der Prüfregeln für Ackerschlepper [1] war bestimmt worden, daß im Rahmen der Technischen Prüfung Messungen am Kraftheber durchzuführen seien. Der betreffende Abschnitt sagt, daß das Arbeitsvermögen und die Hubzeit des Krafthebers zu messen seien. Trotz dieser klaren und eindeutigen Anweisung an das Schlepper-Prüffeld geschah hierzu zunächst nichts. Es gab mehrere Gründe dafür, auf die hier nicht näher eingegangen werden soll.

Im Jahre 1959 wurden die im Rahmen der OECD vereinheitlichten Prüfregeln eingeführt [2]. Auch sie enthalten eine Vorschrift für Angaben über den Kraftheber. Danach sollte ursprünglich das Drehmoment an den Kraftheberarmen angegeben werden. Diese Vorschrift wurde aber sehr bald dahingehend abgeändert, daß nunmehr die maximale Hubkraft an den unteren Lenkern anzugeben ist.

Nachdem das Schlepper-Prüffeld im Jahre 1958 nach Darmstadt umgezogen und dort arbeitsfähig geworden war, beschloß es, die Krafthebermessungen endgültig in die Technische Prüfung aufzunehmen. Nach Abschluß der notwendigen Vorarbeiten konnten 1960 die ersten Prüfungen durchgeführt werden. Während in den bisher veröffentlichten Prüfregeln für alle vorgesehenen Prüfläufe zur Bestimmung der Motor-, Riemenscheiben-, Zapfwellen- und Zugleistung genaue Vorschriften enthalten sind, welche Größen im einzelnen gemessen werden und welche Bedingungen bei der Messung erfüllt sein müssen, ist für die Kraftheberprüfung noch nichts dergleichen festgelegt. Das Schlepper-Prüffeld mußte also selbst Prüfregeln dafür ausarbeiten. Es lag nahe, hierfür die bis dahin erschienene Literatur über Forschungen und Untersuchungen am Kraftheber heranzuziehen, um Anregungen daraus zu erhalten.

Bevor vom Kraftheber und seiner Prüfung gesprochen werden kann, muß definiert werden, was man darunter verstehen will. Im allgemeinen Sprachgebrauch ist es üblich, die ganze Einrichtung, die zum Heben und Führen der Geräte hinter dem Schlepper erforderlich ist, als Kraftheber zu bezeichnen, also alle Aggregate, angefangen von der Kraftheberpumpe bis zum äußeren Hubgetriebe einschließlich der unteren und des oberen Lenkers. Diese Auffassung soll in den folgenden Ausführungen übernommen werden, obwohl es andere Autoren vorziehen, eine Trennung dieses Systems in den eigentlichen Kraftheber und den Geräteanbau vorzunehmen. Das Schlepper-Prüffeld ist der Ansicht, daß auch die englische Auffassung vom power lift den Geräteanbau einschließt.

Der Kraftheber und das dazugehörige Hubgetriebe mit dem Geräteanbau waren seither Gegenstand einer inzwischen umfangreich gewordenen wissenschaftlichen Literatur, und doch läßt sich nur sehr wenig im bisherigen Schrifttum finden, was als Ausgang und Grundlage für Prüfregeln dienen könnte.

SEIFERT hat Untersuchungen an Krafthebern durchgeführt, aus denen er gewisse Folgerungen für die Konstruktion des Krafthebers abgeleitet und Forderungen an ihn aufgestellt hat [3 . . . 5]. Insbesondere hat er vorgeschlagen, Krafthebergößen ihrem Ar-

beitsvermögen nach festzulegen und bestimmten Schlepperleistungen zuzuordnen. Ähnliche Untersuchungen finden sich bei SÖRENSEN und STANLEY [6], bei BARRETT [7] sowie bei WORTHINGTON und SEIPLE [8]. Auch REICHERT hat Untersuchungen über die zweckmäßige Auslegung von hydraulischen Krafthebern für Ackerschlepper angestellt und daraus Zuordnungen abgeleitet [9].

SKALWEIT hat am Geräteanbau, vorzugsweise dem Dreipunktanbau, sehr eingehende Untersuchungen vorgenommen [10 . . . 14]. Dabei hat er sich aber hauptsächlich mit den Kräften befaßt, die vom arbeitenden Gerät her auf den Schlepper rückwirken bzw. die bei der Führung des Gerätes im Geräteanbau auftreten. Auch NESTOROVIC [15] und andere von SKALWEIT zitierte Autoren, insbesondere aus den USA, befassen sich mit der Untersuchung der Kräfte zwischen Schlepper und arbeitendem Gerät.

Weitere Veröffentlichungen liegen von HAIN vor [16 . . . 21], der sich besonders mit der Kinematik der Hubgetriebe beschäftigt hat, sowie von THAER [22] und FLERLAGE [23], die die Normung des Dreipunktanbaues zum Inhalt haben. Die neuesten Arbeiten verschiedener Autoren über die regelnden Kraftheber sollen nicht in den Kreis dieser Betrachtungen einbezogen werden. Bezüglich Prüfungsmöglichkeiten für die Zwecke des Schlepper-Prüffeldes ist aus ihnen nichts zu entnehmen, außerdem entziehen sich diese Kraftheber bezüglich ihrer Regelfunktionen vorläufig noch jeder labormäßigen Prüfung. Es sind auch bislang keine Veröffentlichungen bekannt geworden, die sich mit der Untersuchung der Regelfunktionen solcher Kraftheber auf einem Prüfstand befassen. Was aber ihr Hubvermögen anbelangt, so gilt für sie das gleiche wie für die anderen Kraftheber ohne Regelfunktionen.

Betrachtet man alle zitierten Veröffentlichungen und die daraus ableitbaren Forderungen an den Kraftheber kritisch, dann findet man, daß sie sich fast alle nur auf einen Teil des Krafthebers, nämlich den Geräteanbau beziehen, der seinerseits wieder nur ein Teil des äußeren Hubgetriebes ist. Lediglich die Forderung SEIFERTS nach gleichbleibendem Druck im Arbeitszylinder beziehungsweise nach gleichbleibender Kolbenkraft während des Hubvorganges macht davon eine Ausnahme.

Es kann nicht Aufgabe des Schlepper-Prüffeldes sein, im Rahmen der Technischen Prüfung eines Ackerschleppers dessen Zusammenspiel mit einem oder gar mit einer ganzen Reihe von Geräten zu prüfen und dabei festzustellen, wie weit es dem Schlepperkonstrukteur gelungen ist, den Geräteanbau zweckmäßig auszulegen. Dies muß der Sinn der DLG-Gebrauchswertprüfungen sein. Aufgabe der Technischen Prüfung durch das Schlepper-Prüffeld ist es vielmehr festzustellen, welche Kräfte vom Schlepper her auf das Gerät ausgeübt werden können, damit es gehoben wird.

Als Prüfungsaufgabe kann also formuliert werden, daß das Hubvermögen des Krafthebers zu messen ist. Sieht man von der Messung der Motorleistung ab, dann werden bei allen Prüfläufen, die im Rahmen einer Schlepperprüfung gefahren werden, die Kräfte beziehungsweise Momente sowie die Leistungen ermittelt, die an

den betreffenden Kraftabgabestellen des Schleppers zur Verfügung stehen. Es liegt also nahe, beim Kraftheber genau so zu verfahren und die an den Kupplungspunkten für die Geräte zur Verfügung stehenden Hubkräfte zu messen und daraus die Hubleistung zu ermitteln. Die Bestimmung aller anderen Größen, wie beispielsweise des Arbeitsvermögens, des Drehmomentes an der Hubwelle und deren Bekanntgabe im Prüfungsbericht, ist wenig sinnvoll. Der Benutzer des Prüfungsberichtes kann damit nichts anfangen, wenn die Konstruktion des inneren und äußeren Hubgetriebes nicht bekannt und deshalb eine Weiterrechnung unmöglich ist.

Die an den Kupplungspunkten zur Verfügung stehende größte Hubkraft richtet sich in erster Linie nach der zur Verfügung stehenden Kolbenkraft, die ihrerseits wiederum von der Kolbenfläche und dem am Druckbegrenzungsventil eingestellten Maximaldruck abhängig ist. Weiterhin richtet sie sich auch nach dem Übersetzungsverhältnis des Hubgetriebes. Bei den heute üblichen Konstruktionen handelt es sich sowohl beim inneren als auch beim äußeren Hubgetriebe um ungleichförmig übersetzende Getriebe, so daß die an den Kupplungspunkten verfügbare Hubkraft je nach Stellung des Arbeitskolbens und damit auch je nach Höhenlage der Kupplungspunkte trotz gleichbleibender Kolbenkraft veränderlich ist. Es kann demnach nur dann eine einwandfreie Aussage über die Hubkraft gemacht werden, wenn gleichzeitig die zugehörige Lage der Kupplungspunkte im Hubbereich angegeben wird. Bei einer Prüfung muß also der gesamte Hubbereich durchgemessen werden, damit nicht nur die absoluten Größen der Hubkraft bekannt, sondern auch die Tendenz der Hubkraftkurve erkennbar wird. Die Angabe einer einzelnen Hubkraft, wie beispielsweise nach der Vorschrift des OECD-Test-Code, herausgelöst aus der Hubkraftkurve, genügt nicht, da sie zu falschen Schlüssen Anlaß gibt. Wenn aber aus irgendwelchen Gründen Wert darauf gelegt wird, im Prüfungsbericht nur eine Zahl anzugeben, dann darf nicht die größte Kraft aus der Hubkraftkurve, sondern es muß die kleinste angegeben werden. Warum das so sein muß, wird später bei der Behandlung der Hubzeitmessung klar.

Das Schlepper-Prüffeld entschloß sich also dazu, im Rahmen der Technischen Prüfung die Messung der maximalen Hubkraft an den Kupplungspunkten der unteren Lenker abhängig von deren Höhenlage einzuführen. Von einer Angabe der Hubleistung wurde zunächst abgesehen. Die Hubzeiten und damit die Hubgeschwindigkeiten sind bei den heutigen Schleppern so wenig unterschiedlich, daß eine Angabe der Hubleistung nicht unbedingt erforderlich ist. Es hat sich aber gezeigt, daß eine Messung der Hubzeit vorteilhaft ist. Hierauf wird später zurückgekommen.

Nachdem nun die Meßaufgabe festlag, mußten noch die Bedingungen bei der Messung definiert werden. Wie oben bereits ausgeführt, ist die maximale Hubkraft abhängig von dem am Druckbegren-

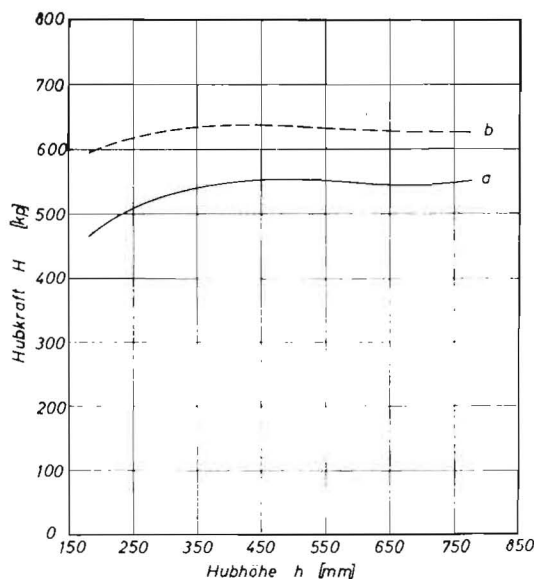


Bild 1: Hubkräfte an den unteren Kupplungspunkten eines Schleppers mit 14 PS Motorleistung abhängig von der Hubhöhe bei zwei verschiedenen Öltemperaturen aber ohne Eingriff am Druckbegrenzungsventil  
 a — Öltemperatur 60° C, Arbeitsdruck 118 atü  
 b - - - Öltemperatur 15° C, Arbeitsdruck 128 atü

zungsventil der Anlage eingestellten Druck. Obwohl heute allgemein fest eingestellte Ventile üblich sind, ist der Arbeitsdruck wegen der Abhängigkeit der kinematischen Zähigkeit des Hydrauliköles von der Temperatur keineswegs konstant. Je kälter das Öl, je größer demnach die Zähflüssigkeit ist, um so höher ist auch der Arbeitsdruck. Bei der Prüfung muß also dafür gesorgt werden, daß der vom Konstrukteur vorgesehene Arbeitsdruck vorhanden ist. Damit die Prüfung auch von der Umgebungstemperatur unabhängig ist und weil das Hydrauliköl sich sowieso wegen des Arbeitens der Hydraulikpumpe gegen Druck erhitzt, wurde festgelegt, daß das Öl bei der Messung eine Temperatur von 60°C haben soll, die mit einer Toleranz von  $\pm 2^\circ\text{C}$  einzuhalten ist. Hierbei soll dann der vom Hersteller vorgesehene Arbeitsdruck vorhanden sein. Es hat sich bei den bis jetzt durchgeführten Prüfungen gezeigt, daß diese Temperatur richtig gewählt worden ist. Im allgemeinen war hierbei der vorgeschriebene Arbeitsdruck vorhanden und Nachregulierungen waren nur selten nötig. Weiterhin ist diese Temperatur hoch genug, um sie mit geringem Aufwand konstant halten zu können. Wärmezufuhr durch das Arbeiten gegen Druck und Wärmeabgabe über die Wandungen des Systems an die Umgebung können bei dieser Temperatur bei den meisten Maschinen weitgehend im Gleichgewicht gehalten werden. Schließlich ist die Temperatur aber noch nicht so hoch, daß die Pumpen gefährdet wären. Auch beim praktischen Einsatz in der Landwirtschaft erreicht das Hydrauliköl etwa diese Temperatur. Eine Bestätigung für die Richtigkeit dieser Temperatur findet sich bei BEACHAM und FORLER [24].

Bild 1 zeigt den Verlauf der Hubkräfte an den unteren Lenkern eines 14-PS-Schleppers bei verschiedener Öltemperatur und damit verschiedenem Arbeitsdruck, ohne daß ein Eingriff am Druckbegrenzungsventil vorgenommen wurde.

Ein besonderer Prüfstand für die Krafthebermessungen war nicht erforderlich. Es mußte nur eine genau horizontale Aufstandsfläche unmittelbar an einer Montagegrube geschaffen werden. Bei der Messung der Hubkräfte wird der Schlepper so aufgestellt, daß die Gerätekupplungspunkte über der Montagegrube liegen (Bild 2). In den unteren Lenkern wird eine  $\square$ -Schiene eingehängt, die so ausgebildet ist, daß sie nicht krumm gezogen werden kann. In der Grube ist ein Widerlager angebracht, an dem ein hydraulischer Zugkraftmesser in der Weise befestigt wird, daß auch bei veränderter Höhenlage der Schiene immer vertikaler Zug gewährleistet ist. Das andere Ende dieses Zugkraftmessers wird an einer Gewindestange angehängt, die ihrerseits mittels eines Handrades derart an der Schiene angebracht ist, daß durch Verstellen dieses Handrades die Hubhöhe des Geräteanbaues variiert werden kann. Der Schlepper wird sowohl an der Hinterachse als auch an der Vorderachse durch eine Zurrung festgelegt, damit er nicht aufbäumen kann. Er wird so ausgerichtet, daß die Mitte der Räder mit dem in DIN 7808 angegebenen Maß für den wirksamen statischen Halbmesser der verwendeten Vorderrad- und Triebtradbereifung über der Standfläche steht. Zu Beginn der Messung wird die Länge der Hubstangen des äußeren Hubgetriebes so eingestellt, daß die Kupplungspunkte mit dem Richtmaß  $m$  (180 mm nach DIN 9674 [25]) über der Standfläche liegen. Von dieser Grundeinstellung ausgehend wird bei allen Schleppern die erste Meßreihe gefahren, bei der nur durch Verstellen der Gewindestange, an der der Zugkraftmesser angegreift, die Höhenlage der unteren Kupplungspunkte stufenweise so

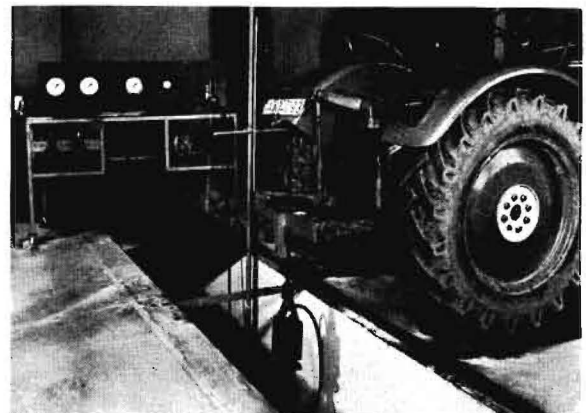
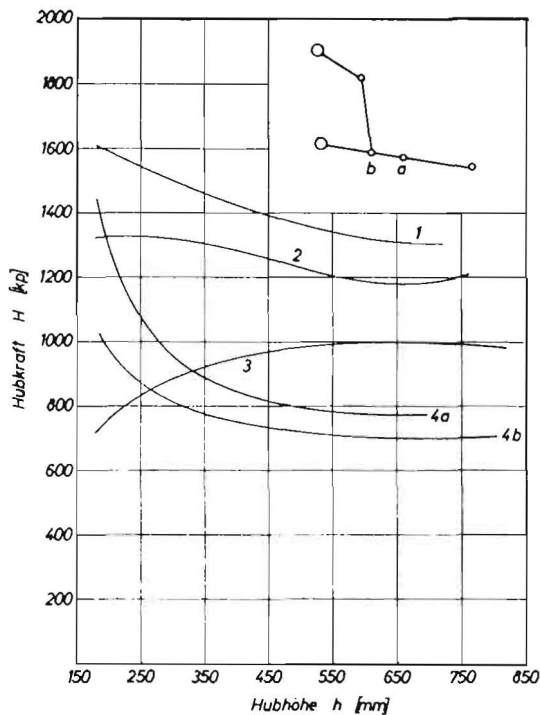


Bild 2: Versuchseinrichtung zur Kraftheberprüfung



**Bild 3:** Hubkräfte verschiedener Ackerschlepper von 25 . . . 30 PS abhängig von der Hubhöhe  
Bei Schlepper Nr. 4 entspricht a bzw. b verschiedenen Möglichkeiten der Befestigung der Hubstangen an den unteren Lenkern

verändert wird, daß der ganze verfügbare Hubbereich durchgemessen wird. Bei Schleppern bis 30 PS, also bei den Maschinen, die mit genormtem Dreipunktbau nach Größe I ausgerüstet sein sollten, wird je eine weitere Meßreihe entsprechend DIN 9674, Anmerkung 7, gefahren, wobei durch Verlängern oder Verkürzen der Hubstangen die Tiefstellung der unteren Kupplungspunkte um je 100 mm nach unten oder oben verschoben wird. Wird nach einer der beiden Richtungen die Verstellung von 100 mm nicht erreicht, dann wird von dem erreichbaren Maß ausgegangen. Bei Schleppern von mehr als 30 PS Motorleistung werden diese beiden Meßreihen nicht gefahren. Wird bei einer dieser Grundeinstellungen das Maß l (= 820 mm in der Hochstellung) nicht erreicht, dann wird eine weitere Meßreihe gefahren, bei der die Hubstangen soweit verkürzt werden, daß 820 mm als Hochstellung erreicht wird. Wenn mehr als eine Befestigungsmöglichkeit für die Hubstangen vorhanden ist, dann werden auch mit diesen anderen Hubstangenanordnungen Meßreihen gefahren.

Wenn in Zukunft der Dreipunktbau für Geräte auch für Schlepper von mehr als 30 PS Motorleistung genormt sein wird, dann wird auch für diese Schlepper die Kraftheberprüfung entsprechend ausgebaut, so daß alle Einstellungsvorschriften berücksichtigt werden. Sollte der Normenausschuß irgendwann einmal beschließen die Maße l oder m zu ändern, dann wird auch die Kraftheberprüfung den dann geltenden Maßen angepaßt werden.

Bei der Messung wird stets so vorgegangen, daß von tieferen Lagen der Kupplungspunkte nach höheren fortgeschritten wird, niemals umgekehrt. Dabei wird der Steuerhebel solange in der Stellung „Heben“ belassen, bis das Druckbegrenzungsventil anspricht und die maximale Kolbenkraft mit Sicherheit erreicht ist. Eine vorhandene automatische Rückführung des Steuerhebels wird deshalb ausgeschaltet.

Ist eine Vorrichtung zur Achslasterhöhung vorhanden, wurde bisher in der Grundeinstellung der unteren Kupplungspunkte von 180 mm die Hubkraft bei jeder einzelnen Raststellung des Bedienungshebels dieser Vorrichtung gemessen. Andere Höhen wurden nicht eingestellt. Hier wird ab sofort eine Änderung eintreten. Die Wirkung der Vorrichtung zur Achslasterhöhung wird in Zukunft bei der Lage der unteren Kupplungspunkte 400 mm über der Standebene gemessen werden, weil dies etwa die Höhenlage der Kupplungspunkte bei arbeitendem Gerät ist.

Die so gemessenen Kräfte sind die maximal möglichen an den Kupplungspunkten, die der Kolbenkraft bei vollem Arbeitsdruck

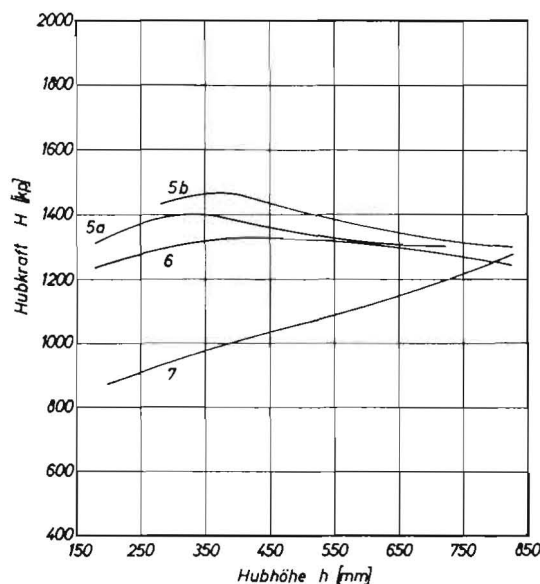
das Gleichgewicht halten. Sie sind nicht identisch mit den möglichen, zu hebenden Lasten beziehungsweise Gerätegewichten, die von der Konstruktion, insbesondere von der Schwerpunktlage des Gerätes abhängig sind. In den Prüfungsberichten [26] werden die Meßergebnisse in Form einer Tabelle veröffentlicht, in der bisher nur die erreichten Kräfte bei verschiedenen Höhenlagen mitgeteilt worden sind. Neuerdings werden außerdem die den aufgeführten Höhenlagen zugehörigen Horizontalabstände der unteren Kupplungspunkte von der Hinterachse angegeben, damit der Leser des Berichtes die Einwirkung auf die Achslasten beurteilen kann.

In den Bildern 3, 4 und 5 sind einige Prüfungsergebnisse in Kurvenform dargestellt. Aus Bild 3, das die von vier verschiedenen Schleppern erhaltenen Ergebnisse zeigt, ist zu erkennen, daß in der Schlepperklasse mit 25 . . . 30 PS Motorleistung anscheinend noch keine einheitliche Meinung darüber besteht, welche Hubkräfte an den Kupplungspunkten der unteren Lenker erforderlich sind. Ebenso scheinen noch unterschiedliche Auffassungen über die Tendenz, die die Hubkraftkurve haben soll, zu herrschen. Das letztere läßt auch Bild 4 erkennen, das Messungen an drei Maschinen zwischen 30 und 40 PS Motorleistung wiedergibt.

Verschiedene Autoren, wie zum Beispiel SCHILLING [27], und auch das Schlepper-Prüffeld sind der Meinung, daß das Hubkraftmaximum am Anfang der Hubbewegung liegen und daß der weitere Verlauf der Hubkraftkurve zunächst fallende Tendenz haben sollte, wobei aber gegen Ende des Hubes ein leichter Wiederanstieg der Hubkraft wünschenswert sein kann. Bei einer solchen Auslegung des Krafthebers und des äußeren Hubgetriebes wäre zu Beginn der Bewegung nicht nur eine ausreichende Kraft vorhanden, um das Gewicht des zu hebenden Gerätes zu überwinden, sondern auch noch eine gewisse Reserve, die der Beschleunigung des Gerätes und der Überwindung von Bodenwiderständen dienen könnte. Ein leichter Anstieg der Hubkraft gegen Hubende könnte der Einleitung von Umsteuervorgängen des Gerätes dienen, die sonst von Hand ausgeführt werden müßten. Demnach müßte also ein Verlauf der Hubkraftkurve ähnlich wie der von Kurve 2 aus Bild 3 angestrebt werden.

Bild 5 zeigt die vollständigen Prüfungsergebnisse der Maschine Nr. 4 aus Bild 3 mit allen Möglichkeiten der Hubstangenbefestigung an den unteren Lenkern mit den zugehörigen Grundeinstellungsbereichen. Bei dieser verwirrenden Fülle, die bei diesem Schlepper geboten wird, dürfte der Fahrer bei der Auswahl der richtigen Einstellung überfordert sein, wenn ihm nicht eine bis ins einzelne ausgearbeitete Bedienungsanleitung gegeben wird. Man muß sich fragen, ob der Konstrukteur hier nicht über das gebotene Maß an Einfachheit hinausgegangen ist.

Bei den bisher durchgeführten Prüfungen hat sich gezeigt, daß es zweckmäßig ist, zusätzlich zu den Hubkräften auch die Hubzeiten für verschiedene Lasten an den unteren Kupplungspunkten zu



**Bild 4:** Hubkräfte verschiedener Ackerschlepper von 30 . . . 40 PS abhängig von der Hubhöhe

Bei Schlepper Nr. 5 entspricht a bzw. b verschiedenen Grundeinstellungen der unteren Kupplungspunkte bei gleicher Befestigung an den unteren Lenkern

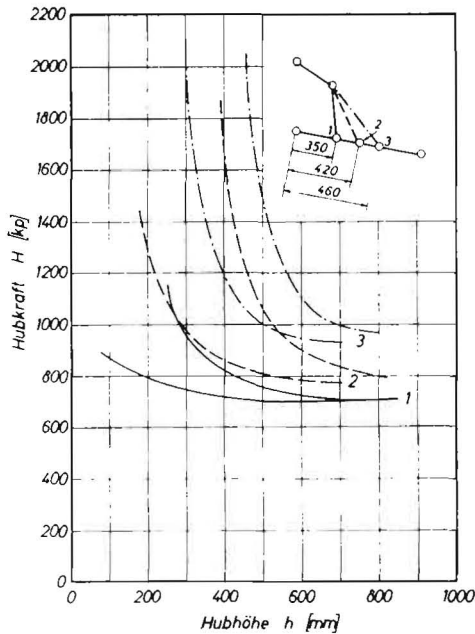


Bild 5: Hubkräfte am unteren Kupplungspunkt des Krafthebers eines 25 PS-Schleppers

messen, um dabei festzustellen, welche größte Last noch zügig durchgehoben werden kann. Betrachtet man die Hubkraftdiagramme, beispielsweise Kurve 2 aus Bild 3, so kann man hieraus nur entnehmen, daß es in diesem Fall eine Last sein muß, die kleiner als 1190 kp ist. Mit jeder größeren Last wird unterwegs Gleichgewicht zur Kolbenkraft erreicht. Der Kraftheber kommt zum Stillstand, bevor die größte Hubhöhe erreicht ist, weil das Druckbegrenzungsventil anspricht. Auch die Last von 1190 kp wird mit Sicherheit nur bis zur Höhe von 650 mm über der Standebene gehoben. Weiteres Heben wird zumindest unsicher, obwohl die Hubkraftkurve dann wieder ansteigt und ein Überschuß an Hubkraft für weiteres Heben verfügbar wird. Volle Hubhöhe läßt sich sicher nur mit kleineren Lasten erreichen. Aus der Hubkraftkurve kann aber nicht entnommen werden, um wieviel kleiner die Last sein muß.

Theoretisch ist die Hubzeit unabhängig von der Hublast so lange konstant, wie das Druckbegrenzungsventil nicht anspricht. In Wirklichkeit ist sie aber mit der Hublast veränderlich aus folgenden Gründen:

1. Je größer die Hublast ist, desto größer ist der Öldruck vor dem Arbeitskolben. Mit steigendem Öldruck steigt der Leistungsanspruch der Kraftheberpumpe an den Schleppermotor, dessen Drehzahl deshalb entsprechend seiner Reglerkennlinie fällt. Damit wird auch die Förderleistung der Pumpe geringer und die Hubzeit länger.
2. Je größer die Hublast und je größer damit der Öldruck wird, um so größer werden die Leckverluste der Pumpe, des Steuergerätes und des Arbeitszylinders. Auch damit sinkt die Förderleistung und verlängert sich die Hubzeit.
3. Beim Umstellen des Steuerhebels auf „Heben“ wird der Ölstrom mehr oder weniger plötzlich in den Arbeitszylinder geleitet. Dabei müssen die Massen des Krafthebers und die zu hebende Last be-

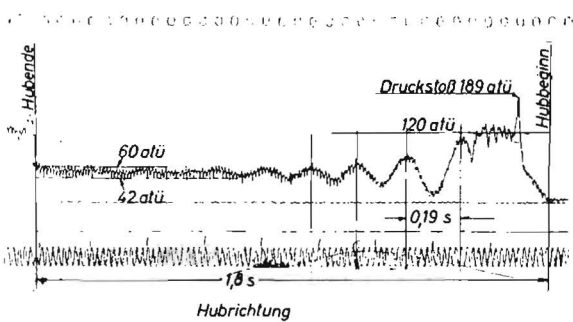


Bild 6: Druckverlauf in der Druckleitung eines Krafthebers beim Hubvorgang

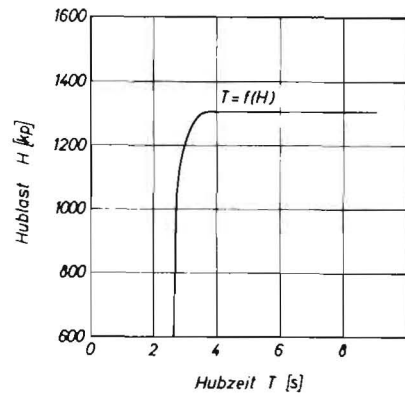


Bild 7: Hubzeit abhängig von der Hublast bei Schlepper Nr. 1 aus Bild 3

schleunigt werden. Der dabei auftretende Druckstoß bringt das Druckbegrenzungsventil zum kurzzeitigen Ansprechen, wodurch der Ölstrom teilweise abgesteuert wird. Hierdurch erhält der Arbeitszylinder nicht die volle Menge des von der Pumpe geförderten Öles und die Hubzeit wird verlängert. Je größer die zu beschleunigende Hublast, um so größer wird der Druckstoß und um so länger bleibt das Druckbegrenzungsventil geöffnet und um so mehr Öl wird abgesteuert. Es kann sich auch in der Druckleitung eine Druckwelle bilden, die zur Resonanz kommen kann, so daß das Druckbegrenzungsventil mehrmals während des Hubvorganges anspricht. Bild 6 zeigt einen solchen Druckverlauf. Die Druckspitze kurz nach Beginn des Hubvorganges und das darauf folgende mehrmalige Ansprechen des Druckbegrenzungsventils ist gut zu erkennen. Auch die Druckwelle, die erst unmittelbar vor dem Ende des Hubvorganges abklingt, ist deutlich vorhanden. In diesem Fall war die Hublast nicht so groß, daß beim weiteren Fortlauf der Welle das Ventil nochmals angesprochen hätte.

Aus diesen drei Gründen folgt, daß die Hubzeit abhängig von der Hublast zunächst nur geringfügig, mit größer werdenden Hublasten aber zunehmend länger wird, bis sie schließlich unendlich groß wird. Bild 7 zeigt den Verlauf der Hubzeit für den Schlepper Nr. 1 aus Bild 3. Aus diesem Kurvenverlauf kann geschlossen werden, daß es eine Hublast geben muß, für die die Hubzeit ein Optimum erreicht. Diese Last kann als diejenige Maximal- oder Optimallast angesprochen werden, die noch „zügig“ gehoben wird.

Es wird vorgeschlagen, diejenige Last als „die Optimale Hublast“ zu definieren, für die der Quotient mit der Hubzeit oder, was in einem anderen Maßstab dasselbe ist, für die die Hubleistung zum Maximum wird (Bild 8).

Diese Messung wurde bisher im Rahmen der Technischen Prüfung nicht durchgeführt, sie soll aber ab sofort eingeführt und durch die Messung der Hubzeit des unbelasteten Krafthebers ergänzt werden.

In den Bildern 9 und 10 ist die Meßeinrichtung dafür gezeigt. Der Zugkraftmesser an der Schiene an den unteren Lenkern wird durch eine Wanne ersetzt, in die Gewichte eingelegt werden können. An der Hubwelle oder einem anderen geeigneten Teil des Hubgetriebes

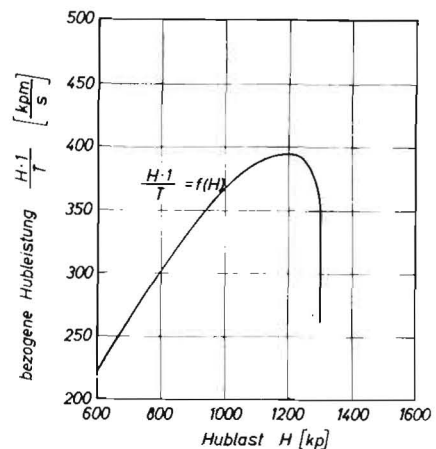


Bild 8: Bezogene Hubleistung abhängig von der Hublast bei Schlepper Nr. 1 aus Bild 3

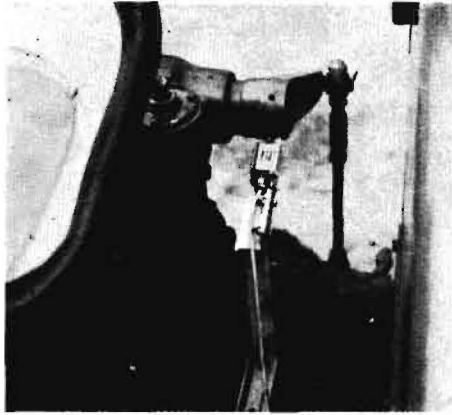


Bild 9: Impulsgeber an den Hubarmen des Krafthebers zur Messung der Hubzeit

werden zwei Kontaktpunkte so angebracht, daß der eine zu Beginn, der andere am Ende des Hubvorganges einen Impulsgeber betätigt, der eine elektromagnetische Stoppuhr mit Einteilung in 1/100 s startet und stoppt.

In der Praxis wird aber der Schwerpunkt der zu hebenden Last beziehungsweise ihr Angriffspunkt nicht wie bei dieser Messung in der Verbindungslinie der unteren Kupplungspunkte liegen. Er wird sich vielmehr immer irgendwo hinter dem Dreipunktanbau befinden. Da ein Geräteanbau ohne den oberen Lenker unmöglich ist, weil dieser das Moment des Gerätes um die unteren Kupplungspunkte aufzunehmen hat, könnte, abgesehen von der Schwerpunktlage des Gerätes, die sich auf die Kupplungspunkte an den unteren Lenkern umrechnen läßt, insofern ein Unterschied zwischen der Messung bei der Prüfung und der Wirklichkeit auftreten, als bei der Prüfung mit dem Lastangriff in den unteren Kupplungspunkten kein Moment um diese auftritt. Der obere Lenker wird deshalb nicht benötigt und nicht angebaut. Dadurch können andere Reibungsverhältnisse und eine Verfälschung der Prüfungsergebnisse eintreten. Um das zu klären, wurden Versuche durchgeführt.

Es wurde ein Hebel angefertigt, der mit einer Koppel von 460 mm Länge im Dreipunktanbau befestigt werden kann. An ihm kann in einer horizontalen Entfernung von 820 mm von den unteren Kupplungspunkten eine Wanne mit Gewichten angebracht werden. Der Hebel wurde so ausgewogen, daß sein Schwerpunkt genau in der Ebene liegt, die durch die beiden unteren Kupplungspunkte und die Anbringungspunkte für die Gewichtswanne gebildet wird. Vor dem Versuch wurde der Hebel durch entsprechende Einstellung der Länge des oberen Lenkers in eine Lage gebracht, bei der die Verbindungslinie vom Lastangriffspunkt zu den unteren Kupplungspunkten genau horizontal lag.

Es wurden dann diejenigen Lasten bestimmt, die einmal beim Aufbau der Wanne mit Gewichten an diesem Hebel und zum anderen an den unteren Kupplungspunkten über die gleiche Hubstrecke bei gleicher Öltemperatur, bei gleichem Arbeitsdruck und bei gleichem Schmierzustand (ungeschmiert) der Gelenke gerade eben noch gehoben werden konnten (Bild 11). Gleichzeitig wurden bei Berücksichtigung des Gewichtes und der Schwerpunktlage des Prüfhebels graphisch aus den an den Schleppern abgenommenen Konstruktionsmaßen des Dreipunktanbaus die Hebelverhältnisse bestimmt. Wenn durch die Lastschwerpunktlage außerhalb der Verbindungslinie der unteren Kupplungspunkte, nämlich durch Einbau des unteren Lenkers erhöhte Reibung aufträte, dann müßten am Prüfhebel kleinere Lasten als theoretisch möglich gemessen werden. Dies war im Rahmen der Versuchsgenauigkeit

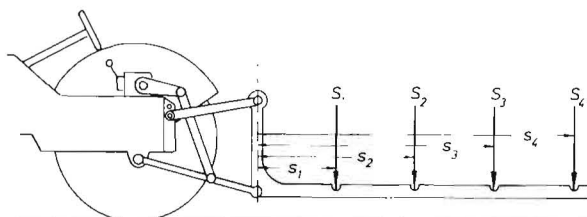


Bild 12: Vorschlag für eine Methode zur Kraftheberprüfung nach Zödlner

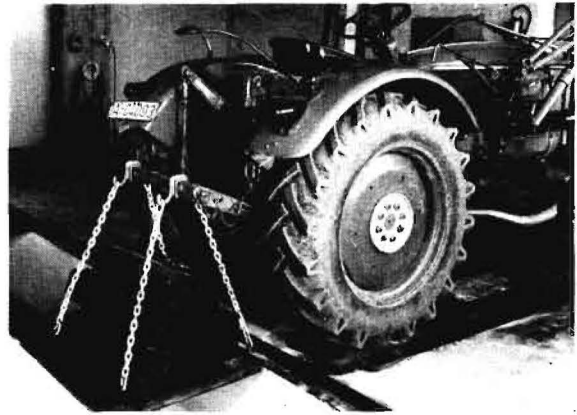


Bild 10: Wanne mit Gewichten an den unteren Kupplungspunkten zur Bestimmung der optimalen Hublast



Bild 11: Wanne mit Gewichten am Hebel bei Versuchen zur Klärung der Reibungsverhältnisse

nicht festzustellen. Bei einem Versuch trat eine recht gute Übereinstimmung mit Abweichungen  $<0,5\%$  auf. Dagegen wurden bei einem anderen Versuch mit einem anderen Schlepper zu hohe Lasten am Prüfhebel ermittelt. Diese Erscheinung kann nur so erklärt werden, daß unter der Einwirkung der Last am Prüfhebel so große Durchbiegung der unteren Lenker auftrat, daß der Momentenbezugspunkt in der Wirklichkeit eine andere Lage hat und dadurch andere Hebelverhältnisse entstehen als beim graphischen Aufriß.

#### Die Hubkräfte im Dreipunktanbau

Es wurde oben bereits festgestellt, daß die Hubkräfte an den unteren Lenkern, die auf die beschriebene Weise bei der Kraftheberprüfung gemessen werden, nicht identisch sind mit den möglichen zu hebenden Lasten beziehungsweise Gerätegewichten. Es ist deshalb verständlich, daß diese Art der Kraftheberprüfung zunächst Kritik hervorgerufen hat. Insbesondere ist der Wert dieser Messungen bestritten worden, weil hierbei der obere Lenker nicht benutzt wird und deshalb die Kräfte angeblich nicht im Dreipunktanbau ermittelt seien. Man könne darum dem Bericht nicht ohne weiteres entnehmen, ob ein bestimmtes Gerät gehoben werden kann. Weiterhin ist die Zweckmäßigkeit der Angabe der Hubkräfte angezweifelt und vorgeschlagen worden, stattdessen die Drehmomente an den unteren Lenkern anzugeben. Dieses war, wie oben bereits erwähnt, ursprünglich im OECD-Test-Code vorgesehen, ist aber inzwischen fallengelassen.

ZÖDLER<sup>1)</sup> hat eine andere Prüfungsmethode vorgeschlagen, und zwar die nach Bild 12 [28]. Hierbei wird im Dreipunktanbau ein Hebel angebaut, der eine bestimmte Koppelhöhe hat. An dem freien Arm dieses Hebels sollen der Reihe nach in verschiedenen Abständen Lasten angebracht und mittels Hubzeitmessungen festgestellt werden, welche Last in dem jeweiligen auf die unteren Kupplungspunkte bezogenen Schwerpunktabstand noch zügig gehoben werden kann. Abgesehen davon, daß bei dieser Art der Kraftheberprüfung von den Personen, die die Messungen auszuführen haben, erhebliche Massen bewegt werden müssen, und auch

<sup>1)</sup> Siehe Beitrag auf Seite 68 dieses Heftes

abgesehen davon, daß die Bestimmung des jeweiligen wirklichen Systemschwerpunktes nicht ganz einfach ist, weil die Masse des Hebels nicht vernachlässigt werden darf, können Meßergebnisse, die so gewonnen wurden, auch nicht befriedigen. Es kann stets nur ein bestimmter Fall aus der unendlichen Fülle der Möglichkeiten herausgegriffen werden. Es dürfte unmöglich sein, eine Form des Hebels zu finden, mit der jeder zufriedengestellt ist.

Wenn es aber unmöglich ist, im Rahmen einer Prüfung alle nur denkbaren Fälle in der direkten Messung zu berücksichtigen und zu erfassen — was an sich wünschenswert wäre, dann bleibt als korrekter Ausweg nur die eine Möglichkeit, einen genau definierten und bevorzugten Sonderfall zu wählen und zur Basis der Messung zu machen, auf den alle anderen gleichermaßen reduziert werden können. Davon ausgehend, können auf möglichst einfache Weise, mathematisch korrekt, die gemessenen Werte auf alle anderen beliebigen Fälle umgerechnet werden. Im Fall der Kraftheberprüfung ist dieser bevorzugte Sonderfall der Kraftangriff an den Kuppelungspunkten der unteren Lenker.

Zur Frage der Berichtsabfassung und der Angabe von Kräften oder Momenten ist festzustellen, daß sowohl das eine als auch das andere möglich ist. Dies ist eine reine Frage der Zweckmäßigkeit. Wenn man aber die Wahl zwischen zwei Möglichkeiten hat, dann sollte man die einfachere Art der Darstellung wählen, zumal der Prüfbericht sich nicht nur an Fachleute wendet, sondern auch von Landwirten und Landmaschinenhändlern gelesen und verstanden werden sollte. Dieser Personenkreis kann aber mit dem Begriff des Drehmomentes leider nicht viel anfangen. Die Behauptung, daß bei einer Angabe der vom Schlepper an den unteren Lenkern aufgebrauchten Drehmomente eine Zuordnung von Schlepper und Gerät erleichtert wird, trifft nicht zu; auch dann nicht, wenn die Gerätekonstrukteure bereit wären, ihrerseits in Prospekten oder anderen Druckschriften anzugeben, welche Drehmomente zum Ausheben der von ihnen hergestellten Geräte erforderlich sind. Für die Drehmomente gilt sinngemäß in vollem Umfang das gleiche, was im folgenden für die Kräfte ausgeführt wird. Die Angabe der für ein bestimmtes Gerät erforderlichen Hubkraft an den unteren Kuppelungspunkten ist auch im Schrifttum bereits üblich [29 . . . 31], so daß es schon deshalb unzweckmäßig ist, nun die Angabe der Drehmomente einführen zu wollen.

Nunmehr wird das Verfahren beschrieben, nach dem die Umrechnung erfolgen kann. Für den nach DIN 9674 genormten Dreipunktgeräteeinbau, Größe 1, werden einige Kurventafeln für die Umrechnung gebracht und schließlich werden aus der Diskussion der von dem betrachteten Normalfall abweichenden Möglichkeiten Korrekturfaktoren entwickelt. Das Verfahren ist einfach und für jeden beliebigen Dreipunkteinbau anwendbar, auch wenn dieser in seinen Maßen DIN 9674 nicht entspricht. Wenn hier für die Besprechung der genormte Dreipunkteinbau gewählt wird, dann nur deshalb, weil durch die mitgeteilten Kurventafeln eine ganze Schlepperleistungsklasse erfaßt wird und diese genormte Ausführung deshalb eine bevorzugte Stellung einnimmt. Alle Angaben, die für ihn gemacht werden, gelten im übrigen uneingeschränkt auch für nicht genormte Dreipunkteinbauvorrichtungen, wenn diese der genormten in allen Teilen geometrisch ähnlich sind.

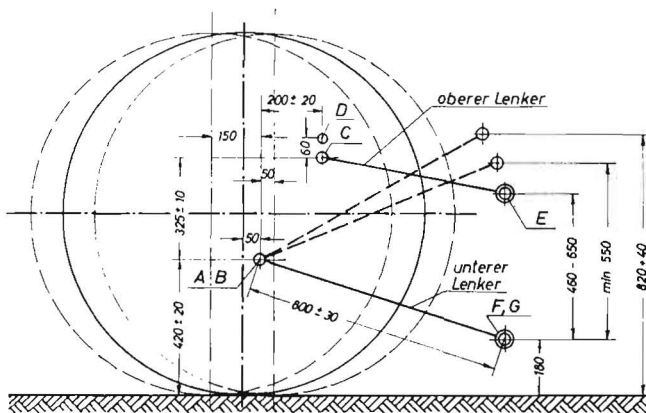


Bild 13: Maße am Dreipunkteinbau nach DIN 9674 Gr. 1

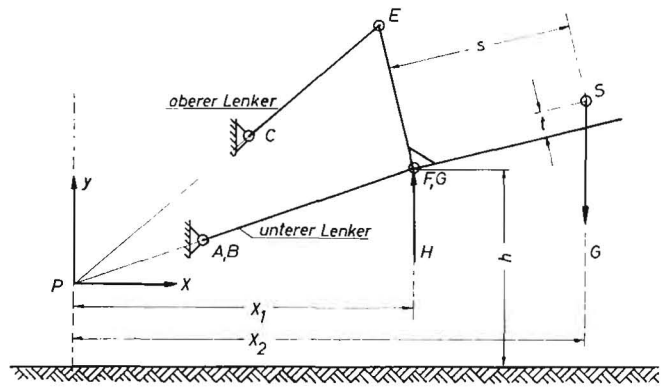


Bild 14: Kräfte am Dreipunkteinbau

Zum einfacheren Verständnis zeigt Bild 13 als Ausschnitt aus DIN 9674 die am Dreipunkteinbau genormten Maße, soweit sie für die Umrechnung der an den Kuppelungspunkten gemessenen Kräfte auf andere Lastangriffspunkte von Bedeutung sind. Die Lage zur Schlepperhinterachse, die der Vollständigkeit halber auch angegeben ist, ist in diesem Zusammenhang ohne Belang. Wie man sieht, sind die Toleranzen für die Lage der Punkte A . . . D, die das Anlenkdreieck bestimmen, verhältnismäßig eng. Ebenso ist die zulässige Maßabweichung für die projizierte Länge der unteren Lenker gering. Trotzdem können sich Maßänderungen im Rahmen dieser Toleranzen recht beträchtlich auswirken, wie sich weiter unten in Bild 18 zeigen wird. Der einzige in der Norm vorhandene große Maßbereich betrifft die Koppellänge, für die in DIN 9674, Fußnote 14, ausdrücklich festgestellt wird, daß ihr Maß vom Gerätehersteller bestimmt wird.

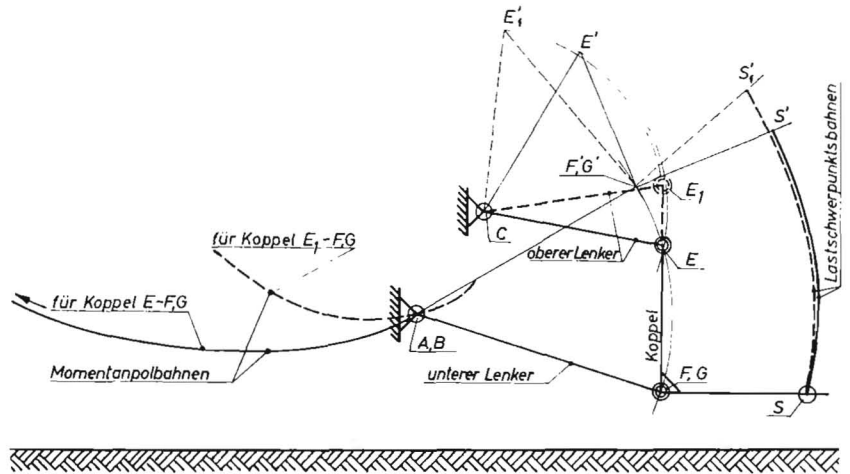
Für den Normalfall sollen folgende Voraussetzungen für den Schlepper gelten:

1. Der Schlepper stehe auf einer horizontalen Ebene;
2. die Maße für die Lage der Anlenkpunkte und die Länge der unteren Lenker seien die toleranzfreien Richtmaße nach DIN 9674 (Größe 1);
3. der obere Lenker sei in C angelenkt;
4. in der Ausgangslage zu Beginn des Hubvorganges liegen F und G 180 mm über der Schlepperstandebene entsprechend dem Richtmaß  $m$  nach DIN 9674 (Größe 1) und
5. das Hubgetriebe sei so ausgelegt, daß die volle Hubhöhe von 820 mm entsprechend dem Maß  $l$  nach DIN 9674 bei der Ausgangslage entsprechend Punkt 4 erreicht wird. Nach der Norm braucht dieses Maß bei der hier vorgesehenen Ausgangsstellung nicht erreicht zu werden. Normgerecht ist der Dreipunkteinbau auch dann, wenn die Hubhöhe 820 mm erst von einer Ausgangslage aus erreicht wird, die höher als 180 mm liegt, entsprechend DIN 9674, Fußnoten 10 und 11. Es genügt, wenn ein Hub von 550 mm, vom Konstrukteur vorgesehen, demnach also von der hier vorausgesetzten Ausgangslage aus eine Hubhöhe von 730 mm erreicht wird. 550 mm ist aber ein Mindestmaß und kann nicht als Regelfall angesehen werden. Die Umrechnungsfaktoren für größere Hubhöhen werden ungünstiger (Bild 14), so daß es zweckmäßig ist, einen ungünstigen Normalfall zu betrachten, weil dann eine Sicherheitsreserve für die eigenen Schlußfolgerungen bleibt.

Vom Gerät her sollen folgende Bedingungen für den Normalfall festgesetzt werden:

1. Der Kuppelungspunkt E am oberen Lenker liege senkrecht über der Verbindungslinie der Kuppelungspunkte F und G an den unteren Lenkern. Das Kuppelungsdreieck stehe also senkrecht auf der Schlepperstandebene;
2. die Koppellänge sei 460 mm, und
3. die Lastschwerpunkte außerhalb F und G sollen in der Ausgangslage zu Beginn des Hubvorganges ebenfalls 180 mm über der Schlepperstandebene liegen (s. Punkt 4).

Wenn im folgenden der Begriff „Hubhöhe“ gebraucht wird, soll damit immer die Höhenlage der Kuppelungspunkte der unteren Lenker über der Schlepperstandebene gemeint sein.



**Bild 15: Bewegungsverhältnisse am Dreipunktanbau**  
 Bahnkurven der Kupplungspunkte, eines Lastschwerpunktes und des Momentanpols bei kürzester und längster Koppel. Maße nach DIN 9674

Unter diesen Voraussetzungen wurden die Kurventafeln für die Umrechnungsfaktoren entwickelt. Nach Bild 14 gilt für die Kräfte im Dreipunktanbau

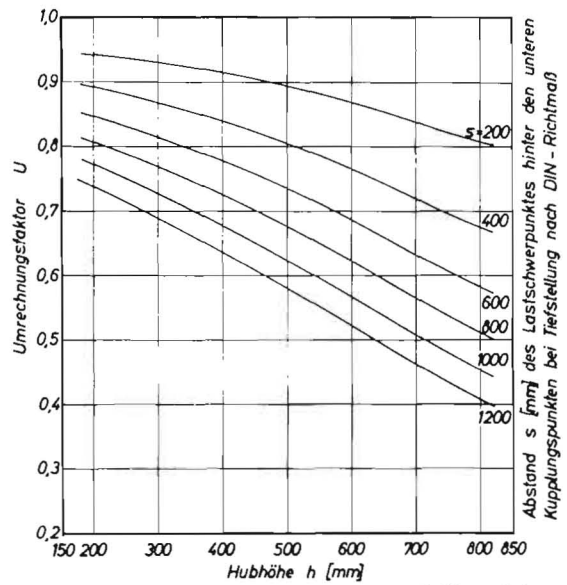
$$\begin{aligned}
 H \cdot x_1 &= G \cdot x_2 \\
 G &= \frac{x_1}{x_2} \cdot H \\
 G &= U \cdot H
 \end{aligned}$$

Um den Umrechnungsfaktor  $U$  für verschiedene Hubhöhen ermitteln zu können, muß man sich die Bewegungsverhältnisse am Dreipunktanbau klar machen. Der Momentenbezugspunkt P, der gleichzeitig der Momentanpol der Bewegung der Koppel ist, bewegt sich auf einer Bahn, deren Lage von den Konstruktionsmaßen des Dreipunktanbaues und des Gerätes abhängt. Man kann sicher nach den Methoden der analytischen Geometrie eine Gleichung für diese Bahnkurve aufstellen, da der Pol als Schnittpunkt von zwei Geraden bestimmt ist. Die Bewegungsverhältnisse sind aber leider etwas verwickelt, da die Drehung des oberen Lenkers über die Koppel zwangsweise mit der der unteren Lenker verbunden ist. Eine mathematische Gleichung der Bahnkurve wird also nicht einfach sein. Am bequemsten ist es daher, diese graphisch durch punktweise Konstruktion als Schnittpunkt der rückwärtigen Verlängerungen der oberen und unteren Lenker bei verschiedenen Hubhöhen zu ermitteln. Ebenso lassen sich die Bahnkurven der Lastschwerpunkte punktweise konstruieren. Beider Lage wird wesentlich von der Koppellänge beeinflusst (Bild 15). Es läßt sich aber auch übersehen, daß die Bahnkurve der Lastschwerpunkte stark von deren Lage zu den Kupplungspunkten an den unteren Lenkern bestimmt wird, und zwar sowohl durch die horizontalen als auch die vertikalen Abstände. Mit Hilfe dieser so ermittelten Bahnkurven können die Hebellängen  $x_1$  und  $x_2$  einfach ermittelt und der Umrechnungsfaktor  $U$  bestimmt werden.

Bild 16 gibt die Umrechnungsfaktoren abhängig von der Hubhöhe für verschiedene horizontale Abstände des Lastschwerpunktes hinter den unteren Kupplungspunkten an. In Bild 17 sind die gleichen Umrechnungsfaktoren in anderer Darstellung abhängig vom Horizontalabstand des Lastschwerpunktes für verschiedene Hubhöhen gezeigt.

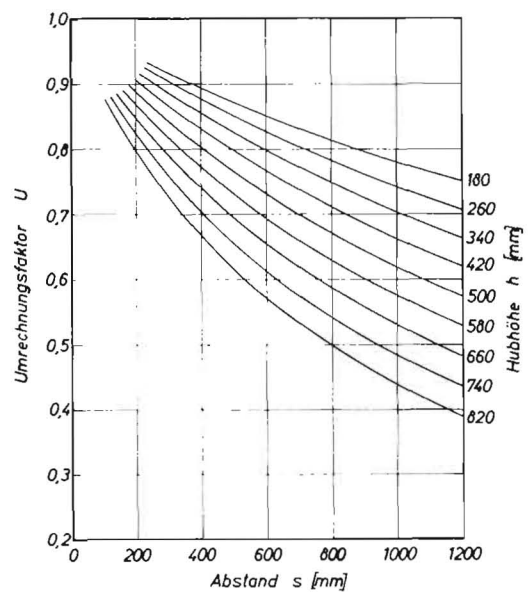
Wenn nunmehr die vom Normalfall vorkommenden Abweichungen behandelt werden, dann kann hier nicht mehr jede mögliche Hubhöhe berücksichtigt werden. In allen nun folgenden Fällen werden nur die für die volle Hubhöhe von 820 mm geltenden Kurven der Umrechnungswerte angegeben, sofern nichts anderes gesagt wird. Wie die Bilder 16 und 17 zeigten, sind zwei Darstellungsweisen möglich. Bei den jetzt folgenden Bildern wird dem Koordinatensystem mit den horizontalen Abständen des Lastschwerpunktes von den Kupplungspunkten der unteren Lenker als Abszisse der Vorzug gegeben.

Werden die nach DIN 9674 zulässigen Maßabweichungen für die Lage der Anlenkpunkte zueinander und für die Länge der unteren Lenker vom Konstrukteur in Anspruch genommen, dann können sich die Kurven für die Umrechnungsfaktoren bis zu den in Bild 18 angegebenen Grenzlagen verschieben.



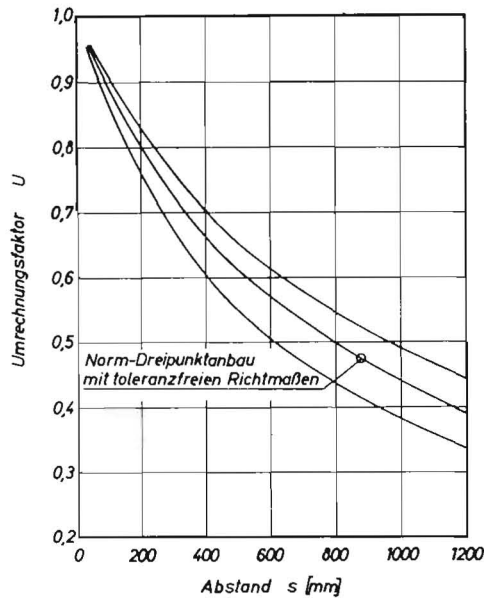
**Bild 16: Umrechnungsfaktoren abhängig von der Hubhöhe bei verschiedenen Abständen des Lastschwerpunktes hinter den unteren Kupplungspunkten**

Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Koppellänge: 460 mm. Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit dem unteren Kupplungspunkt in Tiefstellung gemäß Richtmaß 180 mm nach DIN 9674 Gr. 1. Anlenkung des oberen Lenkers in C



**Bild 17: Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten bei verschiedenen Hubhöhen**

Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Koppellänge: 460 mm. Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten in Tiefstellung gemäß Richtmaß 180 mm nach DIN 9674. Anlenkung des oberen Lenkers in C

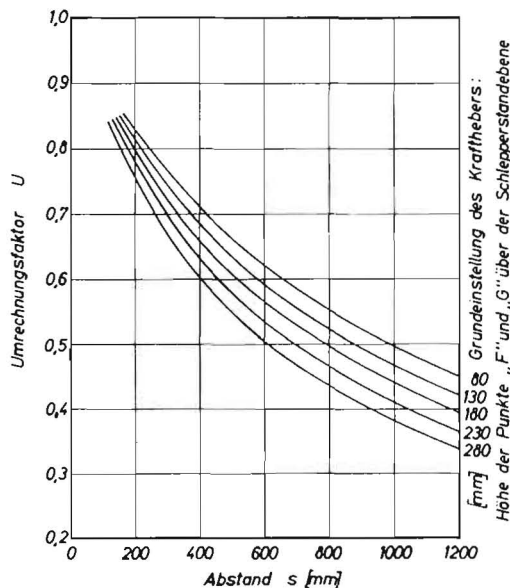


**Bild 18:** Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten. Grenzwerte bei Ausnutzung der nach DIN 9674 zugelassenen Toleranzen für die Lage der Anlenkpunkte zueinander und für die Länge des unteren Lenkers  
Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten. Hubhöhe: 820 mm. Anlenkung des oberen Lenkers in C

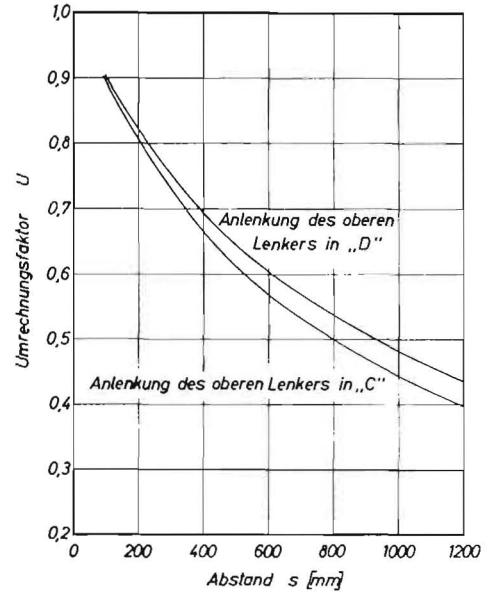
Wird der obere Lenker in D statt in C angelenkt, dann verschiebt sich die Kurve für die Umrechnungsfaktoren wie in Bild 19 angegeben. Zwischenlagen sind nicht möglich, wenn sich sonst nichts ändert.

Soll von einer anderen Grundeinstellung als 180 mm über der Schlepperstandebene ausgegangen werden, so gelten für die dann erreichbare volle Hubhöhe die in Bild 20 angegebenen Kurven. Bei deren Errechnung wurde unterstellt, daß der Drehwinkel der unteren Lenker gleich bleibt, was wohl mit sehr großer Annäherung richtig sein wird. Für die Ausgangslage 180 mm gilt auch hier die Hubhöhe 820 mm als erreichbar. Bei anderen Ausgangslagen werden aber andere Hubhöhen erreicht. Als Grenzen der Ausgangslage wurden 80 mm und 280 mm entsprechend DIN 9674, Fußnote 11, angenommen.

Die in den Bildern 18, 19 und 20 behandelten Abweichungen vom Normalfall sind bedingt durch Änderungen des Dreipunktanbaues am Schlepper. Auch vom Gerät her sind Abweichungen möglich, die nunmehr besprochen werden sollen.



**Bild 20:** Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten bei verschiedener Grundeinstellung der unteren Kupplungspunkte und bei gleichem Drehwinkel der unteren Lenker  
Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Koppellänge: 460 mm. Hubhöhen entsprechend den Ausgangslagen zwischen 725 und 905 mm. Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten. Anlenkung des oberen Lenkers in C



**Bild 19:** Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten bei Anlenkung des oberen Lenkers in C oder in D

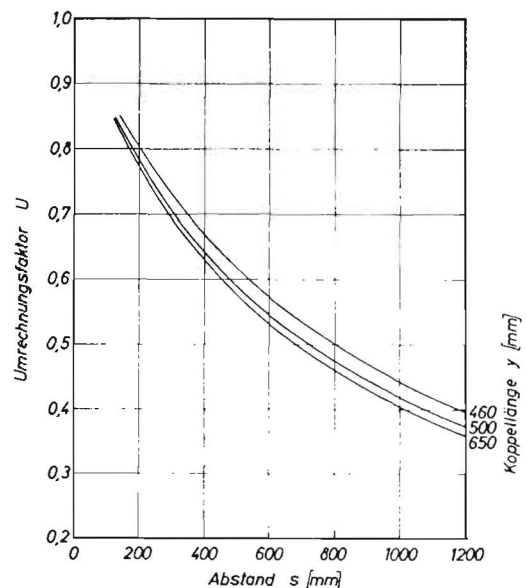
Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Koppellänge: 460 mm. Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten in Tiefstellung gemäß Richtmaß 180 mm nach DIN 9674.

Für andere Koppellängen als 460 mm gibt Bild 21 die Umrechnungsfaktoren. Beim genormten Dreipunktanbau ist der Einfluß einer Verlängerung der Koppel nicht bedeutend, bei Koppellängen über 500 mm bleibt der Umrechnungsfaktor praktisch konstant. Dies kann aber bei anderen Dreipunktanbauvorrichtungen, die der Norm nicht entsprechen, durchaus anders sein.

Wenn der Lastschwerpunkt in der Ausgangslage nicht in gleicher Höhe mit den Kupplungspunkten der unteren Lenker über der Schlepperstandebene liegt, sondern darunter oder darüber, dann gelten die Umrechnungsfaktoren nach Bild 22.

Schließlich kann noch die Möglichkeit eintreten, daß der Kupplungspunkt E am oberen Lenker nicht senkrecht über der Verbindungslinie der Kupplungspunkte an den unteren Lenkern liegt, wenn also das Kupplungsdreieck schräg geneigt auf der Schlepperstandebene steht. Bild 23 zeigt die Umrechnungsfaktoren für diesen Fall.

Alle Diagramme für die Umrechnungsfaktoren lassen erkennen, daß die Werte für kleiner werdenden horizontalen Schwerpunkt-



**Bild 21:** Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten bei verschiedenen Koppellängen

Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Hubhöhe: 820 mm. Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten in Tiefstellung gemäß Richtmaß 180 mm nach DIN 9674 Gr. 1. Anlenkung des oberen Lenkers in C



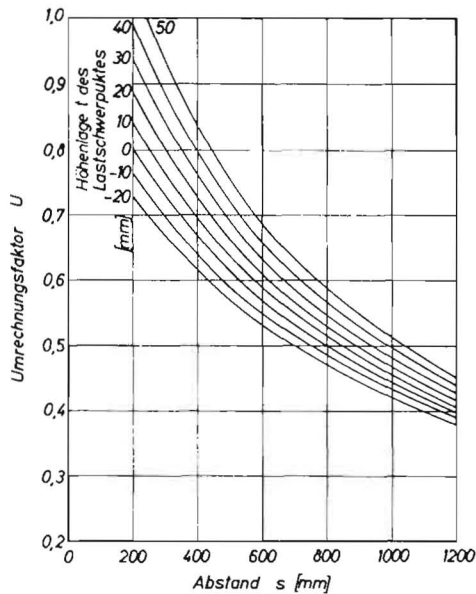


Bild 22: Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten bei verschiedener Höhenlage zu den unteren Kupplungspunkten

Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Hubhöhe: 820 mm. Koppellänge: 460 mm. Anlenkung des oberen Lenkers in C

abstand nach 1,0 streben. Wenn also der Lastangriffspunkt mit den Kupplungspunkten an den unteren Lenkern zusammenfällt, ist es gleichgültig, ob eine Koppel vorhanden ist oder nicht. Die Ergebnisse der Hubkraftmessung ändern sich durch Anbau einer Koppel nicht. Der Einwand, daß die Hubkräfte nicht am Dreipunktanbau ermittelt seien, entfällt damit.

Analog zu der hier durchgeführten Untersuchung kann man entsprechende Kurventafeln für jeden beliebigen Schlepper aufstellen, wenn die Maße seines Dreipunktanbaues bekannt sind. Wie Bild 16 zeigte, nehmen die Umrechnungsfaktoren mit zunehmender Hubhöhe immer kleinere Werte an. Es genügt also, wenn man die Kurve für die Umrechnungsfaktoren nur für die größte mögliche Hubhöhe abhängig von verschiedenen horizontalen Abständen des Lastschwerpunktes von den Kupplungspunkten an den unteren Lenkern aufträgt und den Fall als Normalfall annimmt, bei dem, wie im obigen Beispiel, die Lastschwerpunkte in der Ausgangslage auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten liegen, die Koppellänge 460 mm beträgt und das Kupplungsdreieck senkrecht auf der Schlepperstandebene steht. Die Ausgangslage kann den eigenen Bedürfnissen angepaßt frei gewählt werden, muß aber dann beibehalten werden. Zweckmäßig dürfte es sein, für alle Abweichungen von diesem Normalfall nicht die Umrechnungsfaktoren in Kurvenzügen darzustellen, sondern Korrekturzahlen für den Umrechnungsfaktor zu bilden. Diese erhält man, indem die Umrechnungsfaktoren für die Abweichungen vom Normalfall zu denen beim Normalfall ins Verhältnis gesetzt werden. Das hat den Vorteil, daß das System übersichtlicher und einfacher zu handhaben ist. Bild 24 zeigt solch ein Kurvensystem für das oben behandelte Beispiel des Normdreipunktanbaues, jetzt aber beschränkt auf den konkreten Fall einer bestimmten Ausführung. Mit diesem Diagramm kann man nun an Hand der im Bericht über die Technische Prüfung eines Schleppers angegebenen Hubkräfte für jedes beliebige Gerät sofort feststellen, ob es gehoben werden kann. Das gilt allerdings nur für den still stehenden Schlepper, wenn das Gerät nicht in den Boden eingedrungen ist. Zügig gehoben werden kann ein Gerät dann, wenn es leichter oder gleich der „Optimalen Hublast“ multipliziert mit dem Umrechnungsfaktor für seinen horizontalen Schwerpunktabstand und den drei Korrekturzahlen ist.

Eine einfachere, korrekte Zuordnung von Schlepper und Gerät in der Frage, ob ein bestimmtes Gerät von einem gegebenen Schlepper gehoben werden kann, besonders durch die Angabe nur einer einzigen Zahl, sei dies eine Kraft oder ein Drehmoment, ist nicht möglich, weil Schlepper und Gerät im Augenblick des Hubvorganges eine unteilbare Einheit sind, wenn nicht eine wesentliche Einbuße an Exaktheit in Kauf genommen werden soll. Es scheint deshalb zweckmäßig, daß die Schlepperkonstrukteure diese Kur-

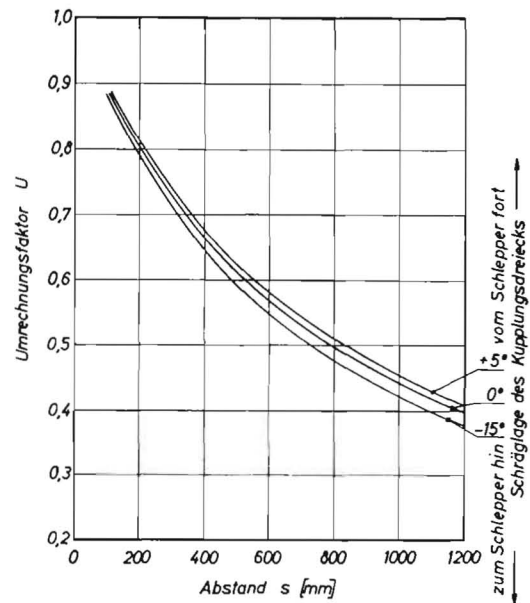


Bild 23: Umrechnungsfaktoren abhängig vom Abstand des Lastschwerpunktes von den unteren Kupplungspunkten bei verschiedener Schräglage des Kupplungsdreiecks

Maße des Dreipunktanbaues nach Richtmaßen entsprechend DIN 9674 Gr. 1. Hubhöhe: 820 mm. Koppellänge: 460 mm (vertikaler Abstand zwischen oberem und unterem Kupplungspunkt). Lastschwerpunkte auf gleicher Höhe mit den unteren Kupplungspunkten in Tiefstellung gemäß Richtmaß 180 mm nach DIN 9674. Anlenkung des oberen Lenkers in C

ventafeln entsprechend Bild 24 anfertigen und den Gerätekonstrukteuren zur Verfügung stellen.

Es ist bisher nicht üblich gewesen, über die bei der Prüfung ermittelten Meßwerte hinaus Erläuterungen und Anwendungsvorschläge dafür in den Prüfbericht aufzunehmen. Das Schlepperprüffeld hält es deshalb nicht für angebracht, dieses Prinzip jetzt zu durchbrechen und diese Kurventafeln im Rahmen des Berichtes zu veröffentlichen. Es muß auch weiterhin den Schlepper- und Gerätekonstrukteuren überlassen bleiben, sich den Bericht auszuliegen und die Anwendungsunterlagen selbst zu schaffen.

Außerdem könnte das Schlepper-Prüffeld diese Kurventafeln auch nur für jeweils die Ausführungsform eines Schleppers mit derjenigen Bereifung aufstellen, wie er zur Prüfung gestellt war. Aus

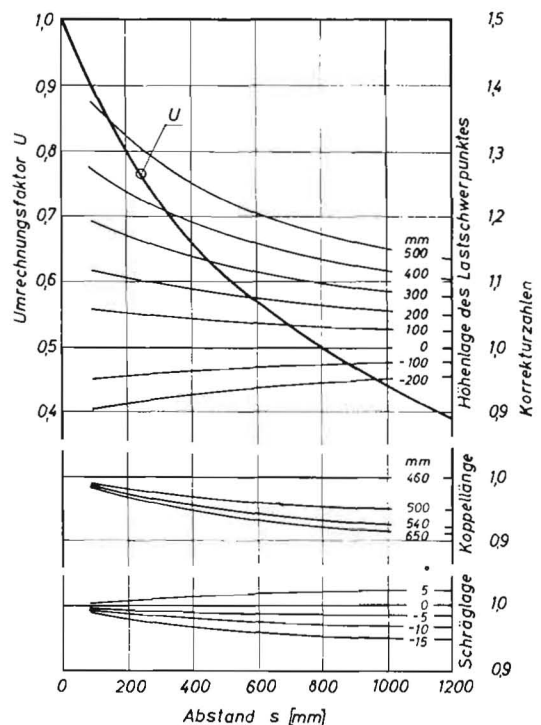


Bild 24: Umrechnungsfaktoren und Korrekturzahlen zur Umrechnung der Hubkräfte an den Kupplungspunkten der unteren Lenker auf mögliche zu hebende Lasten und Gerätegewichte

den vorstehenden Ausführungen und aus Bild 13 geht klar hervor, daß sich bei Bereifungen mit anderem Durchmesser nicht nur die Höhenmaße der unteren Anlenkpunkte A und B ändern, sondern auch wegen des damit veränderten Schlepperaufrisses die vertikale und horizontale Entfernung der oberen Anlenkpunkte C und D von den unteren. Gleichzeitig ändert sich weiterhin die maximal erreichbare Hubhöhe und für gleiche Ausgangslage auch die Länge der Hubstangen. Damit ist aber die Änderung der kinematischen Verhältnisse so groß, daß es erforderlich ist, für jeden infrage kommenden Reifendurchmesser eine Umrechnungskurventafel aufzustellen.

### Zusammenfassung

Im ersten Teil dieser Abhandlung wird beschrieben, nach welchem Verfahren der Kraftheber im Rahmen der Technischen Prüfung von Ackerschleppern beim Schlepper-Prüffeld Darmstadt behandelt wird, wenn die Technische Prüfung nach deutschen Regeln abläuft. In den bisher bekannt gewordenen Prüfregeln für Ackerschlepper und in der einschlägigen wissenschaftlichen Literatur sind noch keine Verfahren mitgeteilt worden, wie eine Prüfung an dieser heute so wichtigen Kraftabnahmestelle des Schleppers ausgeführt werden kann. Es erschien dem Schlepper-Prüffeld zweckmäßig, zunächst Hubkraftmessungen an den Kupplungspunkten der unteren Lenker durchzuführen. Auf Grund der Ergebnisse der bisher abgelaufenen Prüfungen und bei kritischer Würdigung aller Einwände, die gegen diese Art der Prüfung erhoben sowie aller Vorschläge, die hierzu von anderer Seite gemacht wurden, ist das Schlepper-Prüffeld zu der Überzeugung gekommen, daß dieses Verfahren zur Zeit das korrekteste von allen als möglich erkannt ist. Hubkraftmessungen der geschilderten Art allein reichen aber nicht aus. Sie müssen durch Hubzeitmessungen ergänzt werden, bei welcher eine „Optimale Hublast“ zu ermitteln ist, deren Definition beschrieben wird. Es wird ferner festgestellt, daß es notwendig ist, den Kraftverlauf abhängig von der Hubhöhe anzugeben, weil alle zur Zeit verwendeten Hubgetriebe ungleichförmig übersetzen und daß bei der Angabe nur eines einzigen Wertes, wie es beispielsweise im OECD-Prüfbericht vorgesehen ist, zu Fehlschlüssen Anlaß gegeben wird.

Im zweiten Teil wird behandelt, wie durch Errechnung von Kurvenschaubildern nach einem graphischen Verfahren die Umrechnung der gemessenen Hubkräfte auf mögliche zu hebende Lasten und Gerätegewichte vorgenommen werden kann. Für den nach DIN 9674, Größe 1, genormten Dreipunktbau werden solche Kurventafeln aufgestellt, wobei alle Möglichkeiten der Norm in die Behandlung einbezogen wurden.

### Schrifttum

- [1] Prüfregeln für Ackerschlepper. Landtechnik 5 (1950), S. 759—762.
- [2] OEEC-Standard Code and Test Bulletin for Agricultural Tractors. (1959 Series, Nr. 20) Documentation in Food and Agriculture, published by the European Productivity Agency.
- [3] SEIFERT, A.: Öhydraulische Kraftheber für den Ackerschlepper. In: 9. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 1). Düsseldorf 1951. S. 45—60.
- [4] SEIFERT, A.: Versuche und Erfahrungen mit öhydraulischen Krafthebern. In: 11. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 4). Düsseldorf 1953. S. 84—100.
- [5] SEIFERT, A.: Ackerschlepper. In: Hütte — Des Ingenieurs Taschenbuch. 28. Aufl. Bd. 11 B. Berlin 1960. S. 138—152.
- [6] SÖRENSEN, K. B., und M. STANLEY: Capacity Requirements for Power-Controlled Agricultural Implements. SAE Quarterly Transactions 2 (1948) No. 2.
- [7] BARRETT, R. D.: Determination of Loads Required to Lift Hydraulically Operated Implements. Agricultural Engineering 30 (1949).
- [8] WORTHINGTON, W. H., und Y. W. SEIPLE: Hydraulic Capacity Requirements for Control of Farm Supplements. Agricultural Engineering 33 (1952) S. 273—276.
- [9] REICHERT, R.: Auslegung von hydraulischen Krafthebern für Ackerschlepper mit Dreipunktaufhängung nach DIN 9674. Unveröffentlichtes Referat von Schlepperkolloquium des Instituts für Schlepperforschung der FAL-Braunschweig 1957.
- [10] SKALWEIT, H.: Kräfte zwischen Schlepper und Arbeitsgerät. In: 9. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 1). Düsseldorf 1951. S. 25—36.
- [11] SKALWEIT, H.: Über die bei der Tiefenhaltung von Schlepperranbaugeräten auftretenden Kräfte. In: 10. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 3). Düsseldorf 1952. S. 109—118.
- [12] SKALWEIT, H.: Die Führungskräfte von Schlepperarbeitsgeräten bei den genormten Anbausystemen. In: 11. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 4). Düsseldorf 1953. S. 54—64.
- [13] SKALWEIT, H.: Einfluß der Pflugkräfte auf Schlepper und Dreipunktaufhängung. Landtechnische Forschung 5 (1955), S. 6—11.
- [14] SKALWEIT, H., und K. HAIN: Dreipunktbau: Kompromiß zwischen Zugfähigkeit des Schleppers und Tiefenhaltung des Pfluges. Landtechnische Forschung 7 (1957), S. 127—133.
- [15] NESTOROVIC, M.: Kraftkomponentenmessung an der Dreipunktaufhängung. Landtechnische Forschung 10 (1960), S. 89—92.

- [16] HAIN, K.: Kräfte und Bewegungen in Krafthebergetrieben. In: 12. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 6). Düsseldorf 1955. S. 45—68.
- [17] HAIN, K.: Konstruktion des Krafthebergetriebes für konstante Kolbenkraft. In: 12. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 6). Düsseldorf 1955. S. 69—83.
- [18] HAIN, K.: Die Entwicklung von Anbausystemen für Schleppergeräte aus sechsgliedrigen kinematischen Ketten. In: 11. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 4). Düsseldorf 1953. S. 65—71.
- [19] HAIN, K.: Die Kinematik der Aushebevorrichtungen. In: 9. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 1). Düsseldorf 1951. S. 36—44.
- [20] HAIN, K.: Das Übersetzungsverhältnis in periodischen Getrieben von Landmaschinen. Landtechnische Forschung 3 (1953), S. 97—108.
- [21] HAIN, K.: Die Weiterleitung von Bewegungen und Kräften durch Gewindespindeln. Landtechnische Forschung 6 (1956), S. 1—14.
- [22] THAER, R.: Untersuchungen über die Dreipunktaufhängung der Geräte am Schlepper. In: 13. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 7). Düsseldorf 1956. S. 72—88.
- [23] FLERLAGE, B.: Normung der Dreipunktaufhängung am Schlepper. In: 13. Konstrukteurheft. (Grundlagen der Landtechnik, Heft 7). Düsseldorf 1956. S. 89—106.
- [24] BEACHAM, T. E., und F. H. TORLER: Hydraulic Seals. Automobile Engineer (1949), S. 202.
- [25] DIN 9674. April 1958.
- [26] Bericht über die Technische Prüfung Nr. 199, 204, 205, 206, 207, 209, 210, 211. Beilage zur „Landtechnik“ in unregelmäßiger Folge.
- [27] SCHÜLLING, E.: Ackerschlepper. In: Landmaschinen 2. Aufl. Bd. 1. Köln 1960.
- [28] ZÖDLER, H.: Kraftheberteste. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 68—70.
- [29] DLG-Maschinenprüfbericht Nr. 686 Gruppe 4a/3; Nr. 720 Gruppe 4a/14; Nr. 740 Gruppe 3c/15 u. a. Herausgegeben von der DLG-Prüfungsabteilung für Landmaschinen in unregelmäßiger Folge.
- [30] HECHELMANN, H.: Kartoffellegemaschinen und ihre Arbeitsverfahren. Landtechnik 16 (1961), S. 452—455.
- [31] HECHELMANN, H.: Arbeitstechnik beim Kartoffellegen. Der Landmaschinenfachbetrieb 15 (1963), S. 118—120 und 122.

### Résumé

Werner Kiene: „The Power Lift in Technical Tests of Farm Tractors and its Lifting Forces in the Three-Point Mounting of the Implements“.

The first part of this paper describes the method by which the power lift is treated in technical tests of farm tractors on the tractor test field Darmstadt, if the technical test is carried out according to German rules. The hitherto known testing rules for farm tractors and the pertinent scientific literature give no information on methods for the testing of this power end of the tractor, which is so important today. It seemed suitable to measure first the lifting force at the coupling points of the lower guide. Owing to the results of the tests made so far and after considering critically all objections raised to this kind of testing as well as all proposals made from other sources, one came to the conclusion that of all possible methods this method is the most correct one for the time being. However, measurements of the power lift alone as described are not sufficient. They have to be supplemented by measurements of the lifting time, and an „optimum weight-lifting capacity“ has to be determined, the definition of which has been described. It has been found necessary to state the course of the power in relation to the lifting height, since all lift gears used at present transmit nonuniformly. Moreover it is pointed out that when stating only one value, as stipulated for example in the OECD test report, false conclusions may be drawn.

The second part shows how the measured lifting forces can be converted into possible loads and implement weights to be lifted by calculating diagrams according to a graphical method. Such graphs are for made the three-point mounting standardized according to DIN 9674 (size 1), all possibilities of the norm having been including in the treatment.

Werner Kiene: «Les systèmes de relevage dans l'essai technique des tracteurs agricoles et leurs forces de relevage dans l'attelage trois points des outils».

Dans la première partie de cette étude, on décrit la méthode d'après laquelle les systèmes de relevage sont essayés dans le cadre de l'essai technique des tracteurs au champ d'essai de tracteurs à Darmstadt, si l'essai est réalisé d'après le règlement allemand. Les règlements d'essai de tracteurs connus jusqu'ici et indiqués dans la littérature scientifique spécialisée ne mentionnent pas encore des méthodes d'essai si important du tracteur. Le champ d'essai de tracteurs a jugé intéressant d'effectuer d'abord des mesures de la force de relevage aux points d'attelage des bras inférieurs. Les résultats des essais entrepris jusqu'ici et la prise en considération de toutes les observations que l'on a formulées au sujet de cette sorte d'essai et de toutes les propositions que l'on a fait de différents côtés, ont persuadé le champ d'essai que cette méthode représente actuellement la plus correcte de toutes les méthodes possibles. Toutefois, les mesures de la force de relevage décrites ne suffisent pas. Elles doivent être complétées par des mesures du temps de relevage lors desquelles il faut déterminer une «charge de relevage optimum» dont on donne une définition. On doit remarquer en outre qu'il est nécessaire de tracer la courbe de force en fonction de la hauteur de relevage étant donné que tous les systèmes de transmission utilisés actuellement

## Ehrendoktor für Professor Duffee



Die Landwirtschaftliche Hochschule Hohenheim verlieh Prof. FLOYD WALDO DUFFEE am 8. Mai 1963 die Würde eines Dr. agr. h. c.

„in Anerkennung seiner wissenschaftlichen Verdienste auf dem Gebiet der Landtechnik und der vorausschauenden Förderung technischer Entwicklungen zur Mechanisierung der Halmfuttermittel“.

Mit dieser hohen Auszeichnung werden die Verdienste eines namhaften amerikanischen Wissenschaftlers der

Landtechnik anerkannt, dessen zukunftsweisende Arbeiten sich auch auf die europäische Landtechnik ausgewirkt haben.

Professor DUFFEE wurde am 21. Januar 1893 auf einer Farm in Wayne County, Indiana, geboren. Nach seinem Studium an der Ohio State University ist er zunächst als Berater für Landtechnik am Landwirtschaftlichen College in Connecticut, der jetzigen Universität von Connecticut, tätig. 1918 wird er Mitarbeiter am Institut für Landtechnik der Universität Wisconsin, wo er bis 1937 als Berater und Dozent, dann als Direktor wirkt. Dort entfaltet er eine wirkungsvolle Tätigkeit, die ihm die Wertschätzung der amerikanischen Landtechnik und Landwirtschaft einbringt. Die American Society of Agricultural Engineers verleiht ihm 1959 die Cyrus Hall McCormick Medaille, eine hohe fachliche Auszeichnung, die unter anderem mit Namen wie Prof. ROY BAINER, Prof. EUGENE G. MCKIBBEN, Forschungsingenieur W. H. WORTHINGTON und Konstrukteur THOMAS CARROLL verbunden ist. Verschiedene deutsche Landtechniker kennen Prof. F. W. DUFFEE persönlich von ihren Besuchen an seiner Wirkungsstätte im Institut für Landtechnik der Universität von Wisconsin.

Die Verdienste von Prof. DUFFEE reichen vom erfolgreichen Universitätslehrer bis zum Forscher und Entwicklungsingenieur. Betrachtet man seine wissenschaftlichen Arbeiten in der Zeitfolge, dann sind sie gleichzeitig Marksteine der Mechanisierung der amerikanischen Landwirtschaft. Anfang der zwanziger Jahre waren es die grundlegenden Versuche mit Gebläsehäckslern für

Silomais und andere Halmfrüchte, die zu Konstruktionen führten, wie sie in der ganzen Welt in mehr oder weniger abgewandelter Form Eingang fanden. Seine damaligen Untersuchungen an Wurfegebläsen haben den Anfang für viele nachfolgende Arbeiten gemacht und sind in der Anlage und Durchführung für lange Zeit Vorbild landtechnischer Forschung gewesen.

An diese Untersuchungen schlossen sich solche an Futtermühlen, Erntemaschinen, Säeinrichtungen und Elektrifizierung landwirtschaftlicher Betriebe an. Prof. DUFFEE war einer der ersten, der auf die Bedeutung des Feldhäckslers hinwies und der auf die Entwicklung dieser arbeitssparenden Maschine hingewirkt hat. Hierfür wurde ihm 1951 auf dem Grassland Farming Contest Roundup eine offizielle Anerkennung ausgesprochen. Bekannt geworden sind ferner seine Vorschläge zur Verbesserung der Heuertetechnik und seine Arbeiten zur Entwicklung von Heuwendern, Stengelknickmaschinen und Heubelüftungsanlagen. Die Ergebnisse dieser Bemühungen haben nicht nur in einer langen Liste von Veröffentlichungen im amerikanischen Fachschrifttum Niederschlag gefunden, sondern ihm in seiner Heimat die ehrenvolle Bezeichnung "hay king" eingetragen.

Dem Wirken von Prof. DUFFEE und seinen Erfolgen kann man durch eine einfache Aufzählung seiner Arbeiten nicht gerecht werden. Sein Erfolg liegt vielmehr tief in seiner Persönlichkeit und ihrer Auswirkung auf die landwirtschaftliche Praxis begründet. Die höchste Befriedigung findet er darin, die erfolgreichen Auswirkungen seiner Arbeiten auf dem Gebiete der Mechanisierung in der landwirtschaftlichen Praxis selbst sehen zu können. Wer ihn jemals in Wisconsin besucht hat, wird erlebt haben, wie gerne er das Gespräch am Schreibtisch mit einer Besichtigung im landwirtschaftlichen Betrieb vertauscht. Seine praxisnahe Lehrtätigkeit hat ihm das Vertrauen und die Verehrung seiner zahlreichen Schüler in einem der schönsten landwirtschaftlichen Gebiete Amerikas, dem Maisanbaugesbiet, eingebracht.

Nach Beendigung des letzten Krieges war er einer der ersten, die sich für einen freien fachlichen Meinungsaustausch zur Verfügung stellten und deutschen Landtechnikern bei ihren Amerikareisen unvoreingenommen hilfreiche Gastfreundschaft gewährten. Mit der Anerkennung der wissenschaftlichen Verdienste von Prof. DUFFEE soll gleichzeitig der Dank der deutschen Landtechnik an Prof. DUFFEE, an seine Heimatuniversität und die amerikanische Landbauwissenschaft verbunden sein.

G. S.

*pour les relevages, ne transmettent pas le mouvement de façon uniforme et que l'indication d'une seule valeur comme le prévoit par exemple le rapport d'essai de l'OECD conduit à des conclusions erronées.*

*Dans la deuxième partie de l'étude, on décrit comment on peut déduire des forces de relevage mesurées les charges admises et le poids de l'outil par le calcul de courbes suivant une méthode graphique. Pour l'attelage trois points normalisés suivant DIN 9674 (taille 1), on a tracé de telles courbes en prenant en considération toutes les possibilités de la norme.*

*Werner Kiene: "El gato mecánico en el ensayo de tractores agrícolas y su fuerza de elevación en la suspensión de los aperos en tres puntos."*

*En la primera parte de este artículo se describe el procedimiento de emplearse el gato mecánico en el campo de pruebas de Darmstadt, cuando el ensayo técnico se efectúa de acuerdo con las reglas alemanas. En las reglas para el ensayo de tractores agrícolas que se han llegado a conocer hasta aquí, y en la literatura científica correspondiente, no se ha publicado todavía ningún procedimiento para ejecutar el ensayo en este punto de toma de fuerza del tractor que hoy día tiene tanta importancia. A los encargados del campo de pruebas les ha parecido*

*conveniente ejecutar mediciones de la potencia elevadora en los puntos de acoplamiento de las guías de abajo. Fundándose en los resultados de los ensayos hechos hasta la fecha y teniendo en cuenta todas las críticas que se oponen a esta forma de ensayo, así como todas las proposiciones de otra parte, los encargados del campo de ensayos para tractores han llegado al convencimiento de que hasta ahora este procedimiento viene a ser el más correcto. Pero la medición de la fuerza elevadora en la forma descrita no basta por sí sola, siendo preciso completarla con mediciones del tiempo de elevación, por lo que debe averiguarse la carga de elevación óptima que se define. Además se hace constar la necesidad de averiguar el transcurso de la fuerza, en dependencia de la altura de elevación, porque todas las transmisiones de elevación actualmente en uso, transmiten de forma desigual, y que la indicación de un solo valor, preciso p. e. en el informe del OECD, da lugar a conclusiones erróneas.*

*En la segunda parte se trata de la forma de calcular los esfuerzos de elevación sobre cargas y aperos que posiblemente tendrían que levantarse, por curvas, según un procedimiento gráfico, a base de los esfuerzos medidos. Según el montaje en tres puntos, normalizado por DIN 9674 (tamaño 1), se establecen tales tables de curvas, teniéndose en cuenta en el procedimiento todas las posibilidades que ofrece la norma.*