

Vergleichende Betrachtungen zum Leistungsbedarf von Feldhäckslern

Institut für Landmaschinen, TH Braunschweig

Bei der Mechanisierung der Grünfütterernte haben die Exaktfeldhäcksler — Scheibenrad- und Trommelfeldhäcksler — bekanntlich immer mehr an Bedeutung gewonnen. Diese Entwicklung ist darin begründet, daß die Exaktfeldhäcksler ein gleichmäßiges kurzes Häckselgut liefern, das sowohl für eine gute Silierung als auch für die Entnahme aus Rundsilos mit Silofräsen erforderlich ist. In den USA werden in zunehmendem Maße Trommelfeldhäcksler hergestellt; deutsche Firmen dagegen bauen zur Zeit trotz der wesentlichen Vorteile der Trommelfeldhäcksler noch überwiegend Scheibenradfeldhäcksler. Während die früher in Deutschland gebauten Trommelfeldhäcksler mit einer langen Trommel von kleinem Durchmesser ausgerüstet waren, arbeiten die modernen amerikanischen Trommelfeldhäcksler mit einer kurzen Trommel von großem Durchmesser. Sie verbinden dadurch die Vorteile des Scheibenradfeldhäckslers mit denen des Trommelfeldhäckslers. Die heute gebauten Trommelfeldhäcksler haben eine verhältnismäßig große Förderleistung, sind wenig störanfällig, und die Schneidmesser können mit einer einfachen an dem Feldhäcksler angebauten Schleifvorrichtung nachgeschliffen werden, ohne daß die Messer ausgebaut werden müssen, wie es bei den meisten Scheibenradfeldhäckslern noch erforderlich ist.

Die Hauptaufgabe dieser Untersuchungen¹⁾ bestand darin, die beiden Feldhäckslerbauarten bezüglich wesentlicher Kenngrößen, wie Leistungsbedarf, Beanspruchung der Hauptorgane und Verhalten im Leerlauf, zu vergleichen und gegebenenfalls Differenzen aufzuzeigen. Alle Versuche wurden auf dem Felde durchgeführt, um praxisnahe Werte zu ermitteln.

1. Versuchsdurchführung

Von der Industrie wurden für die Versuche zwei Maschinen — ein deutscher Scheibenradfeldhäcksler und ein amerikanischer Trommelfeldhäcksler — zur Verfügung gestellt, und als Antriebsmaschine wurde ein 50-PS-Schlepper eingesetzt. Der leistungsstarke Schlepper brachte den großen Vorteil, daß bei den Versuchen, abgesehen von extrem hohen Belastungen, die Antriebsdrehzahl der Feldhäcksler nahezu konstant gehalten werden konnte. Auf diese Weise

wurde es ermöglicht, daß zur Ermittlung der Antriebsleistung der Feldhäcksler jeweils nur das mittlere Drehmoment der Antriebswelle bestimmt werden mußte.

Der grundsätzliche Aufbau der beiden Versuchs-Feldhäcksler geht aus den in den Bildern 1 und 2 gezeigten Querschnitten deutlich hervor. Bei dem Scheibenradfeldhäcksler (Bild 1) wird das Erntegut vom Aufsammler aus dem Schwad aufgenommen, von der nachfolgenden Zubringerschnecke zur Mitte hin zusammengezogen und gelangt auf den Elevator, der zusammen mit der oberen Vorpreßwalze das vorverdichtete Gut den Einziehwalzen zuführt. Die Einziehwalzen verdichten das Gut verhältnismäßig hoch und transportieren die Gutschicht weiter in das Schnittmaul hinein, wo das Gut von den auf dem Scheibenrad befestigten Messern an der Gegenschneide abgeschert wird. Anschließend erfassen die Wurf-schaufeln das zerkleinerte Gut und transportieren es teils durch Wurf- und teils durch Blaswirkung aus dem Ausblas hinaus. Im Gegensatz zum Scheibenradfeldhäcksler erfolgt die Gutzufuhr beim Trommelfeldhäcksler (Bild 2) nur über Aufsammler, Zubringerschnecke und Einziehwalzen, die das Gut zur Schneid- und Wurf-trommel hin transportieren. Auf eine Vorverdichtung des Gutes vor den Einziehwalzen konnte bei dieser Konstruktion verzichtet werden, weil für die Gutzufuhr eine mehr als doppelt so große Einzugsbreite (Einzugsbreite \approx Trommelbreite) zur Verfügung steht und die Höhe der zu erfassenden und weiterzutransportierenden Gutschicht dementsprechend geringer ist. Bei Scheibenradfeldhäckslern dagegen muß die Schneidöffnung aus konstruktiven Gründen verhältnismäßig schmal gehalten werden.

Um vergleichende Messungen an den Feldhäckslern unterschiedlicher Bauart durchführen zu können, wurden an den Häckslern die folgenden Messungen vorgenommen:

- Messung des Zapfwellendrehmomentes
- Messung des Scheibenrad- beziehungsweise des Trommellendrehmomentes
- Messung des Drehmomentes an der oberen profilierten Einziehwalze
- Messung des Drehmomentes an der unteren glatten Einziehwalze

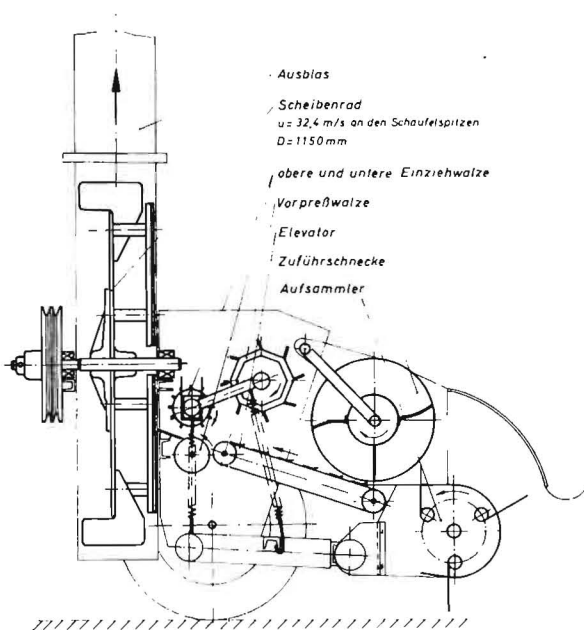


Bild 1: Querschnitt durch den untersuchten Scheibenradfeldhäcksler

¹⁾ Die Finanzierung der am Institut für Landmaschinen der TH Braunschweig (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H.J. Matthies) durchgeführten Untersuchungen erfolgte mit Mitteln des Niedersächsischen Ministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten; dafür wird an dieser Stelle nochmals gedankt

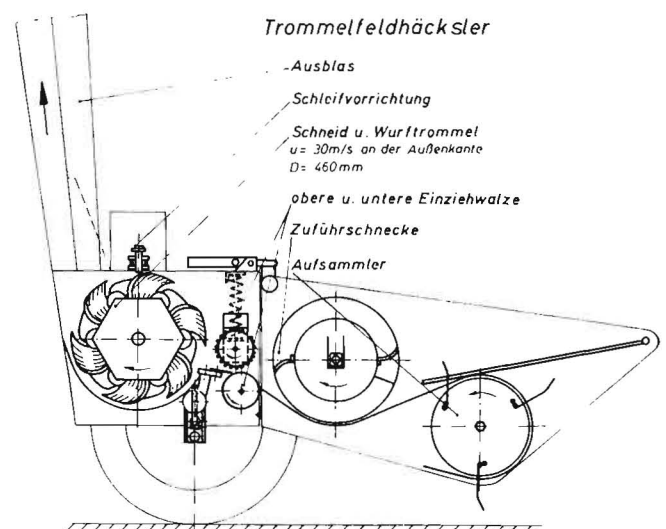


Bild 2: Querschnitt durch den untersuchten Trommelfeldhäcksler

Bestimmung der Materialschichtdicke zwischen den Einziehwalzen

Die Materialschichtdicke, die ein ungefähres Maß für den momentanen Gutdurchsatz darstellt, wurde als Abstand zwischen oberer und unterer Walze mit Hilfe von induktiven Wegaufnehmern gemessen. Zur Messung der Drehmomente wurden die betreffenden Wellen mit jeweils vier zu einer WHEATSTONESCHEN BRÜCKE verschalteten Dehnungsmeßstreifen beklebt. Außerdem wurden die Drehzahlen der Zapfwelle, des Scheibenrades beziehungsweise der Trommel und der unteren Einziehwalze in üblicher Weise gemessen, und zwar durch Kontaktunterbrechung in den Schleifringübertragern für die Drehmomentaufnehmer.

Die genaue Lage der Meßstellen und Übertrager sowie die Art des Antriebes für die Feldhäcksler gehen aus den Bildern 3 und 4 hervor. Auf die Antriebsschemen wird später bei der Erläuterung der SANKEY-Diagramme noch einmal eingegangen.

Die Meßstellen in den Feldhäckslern wurden durch ein etwa 12 m langes Kabelbündel mit dem Meßwagen verbunden (Bild 5), in dem sich die zur Verstärkung der Meßspannungen erforderlichen Trägerfrequenzverstärker sowie der Lichtstrahloszillograph zum Registrieren der Meßwerte befanden. Die Stromversorgung der Meßeinrichtungen erfolgte durch ein Notstromaggregat, das in einem Einachsanhänger hinter dem Meßwagen untergebracht war.

In den Jahren 1965/66 wurden in etwa 150 Einzelversuchen auf Feldern landwirtschaftlicher Großbetriebe im Raume Braunschweig/Helmstedt die wichtigsten Halmgüter gehäckselt und die dabei auftretenden Beanspruchungen gemessen.

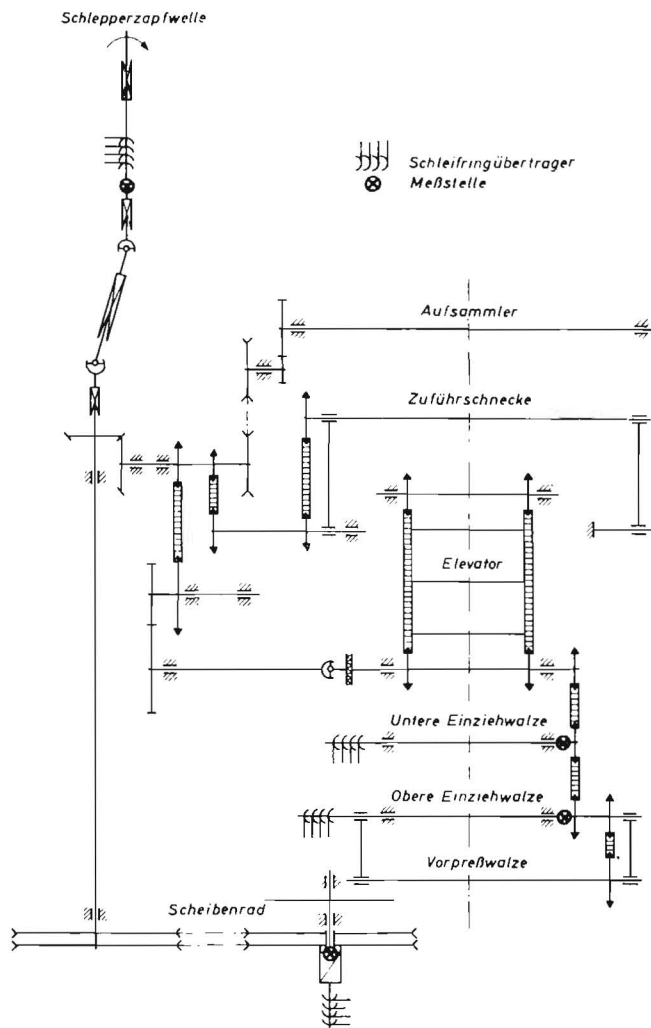


Bild 3: Antriebsschema des Scheibenradfeldhäckslers

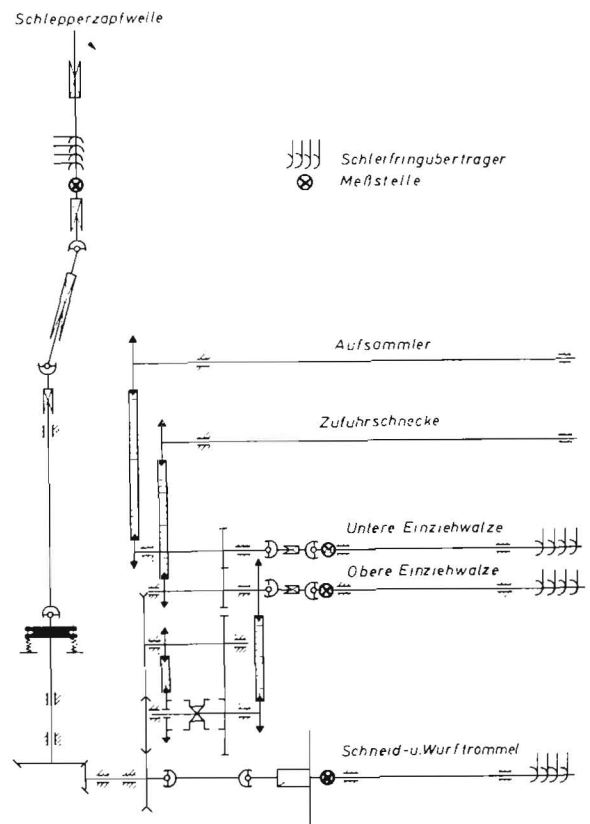


Bild 4: Antriebsschema des Trommelfeldhäckslers

Als Versuchsgut dienten: Wiesengras, Weidelgras, Landsberger Gemenge, Luzerne, Wintergerstenstroh, Roggenstroh und Grünmais.

Für jeden Einzelversuch wurde der mittlere Gutdurchsatz durch Messen der zum Häckseln benötigten Zeit sowie der am Ausblas des Häckslers aufgefangenen Gutmenge bestimmt. Weiterhin mußte für einen Vergleich darauf geachtet werden, daß die theoretische Häcksellänge für beide Maschinen gleich groß war. Für alle Versuche wurde die theoretische Häcksellänge auf etwa 30 mm konstant gehalten. Dafür war es erforderlich, den Trommelfeldhäcksler mit drei und den Scheibenradfeldhäcksler mit sechs Messern auszurüsten. Um außerdem den Einfluß der Messerschärfe auszuschalten, wurden die Messer verhältnismäßig oft nachgeschliffen.

2. Versuchsauswertung

Einen Ausschnitt aus einem bei den Feldversuchen für den Scheibenradhäcksler aufgenommenen Meßschieb zeigt Bild 6. In dem Schrieb sind die Momentenverläufe bei Beginn des Häckselns aufgezeichnet; der Übersichtlichkeit

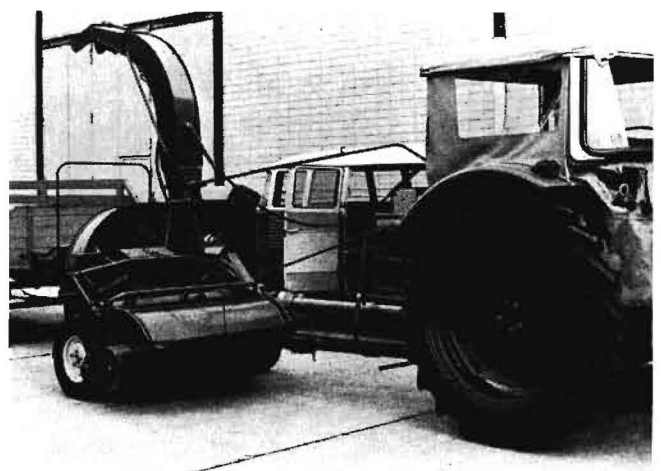


Bild 5: Versuchszug, bestehend aus Schlepper, Feldhäcksler, Ackerwagen, Meßwagen und Einachsanhänger

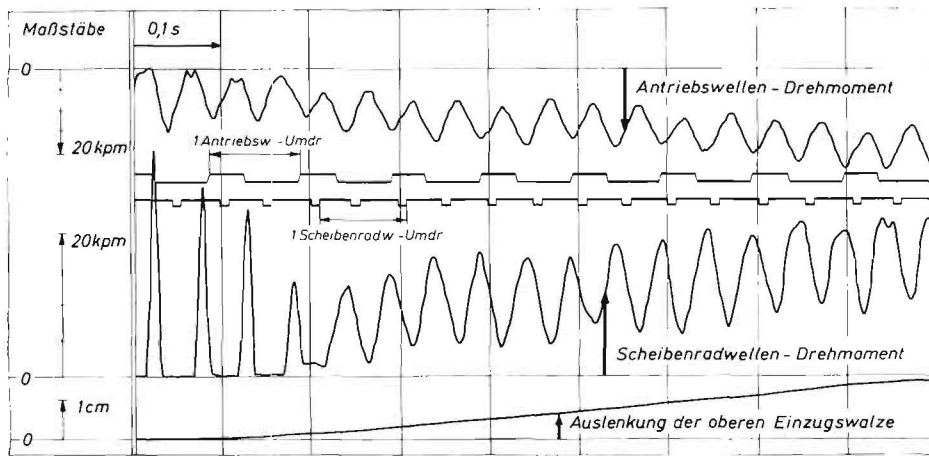


Bild 6: Meßschrieb mit den Drehmomentverläufen von Antriebs- und Scheibenradwelle sowie der Kurve für die Auslenkung der oberen Einziehwalze beim Beginn des Häckselns

wegen sind die Drehmomentenkurven für die obere und untere Einziehwalze weggelassen worden. Das Anwachsen der zu häckselnden Gutmenge ist an der zunehmenden Auslenkung der oberen Einziehwalze zu erkennen. Zur Kontrolle der Drehzahlen sind die Drehzahlmarken von der Zapfwelle und dem Scheibenrad registriert worden. Die bei jedem Schrieb eingblendeten Eichsprünge geben die für die Auswertung erforderlichen Maßstäbe an.

Erwartungsgemäß steigen sowohl die Drehmomentenspitzen als auch das mittlere Drehmoment der Antriebswelle mit wachsender Gutmenge an (Bild 6). Die Drehmomentenspitzen an der Scheibenradwelle sind bereits im Leerlauf sehr groß, werden bei kleinen Förderermengen infolge der Guldämpfung geringer und erreichen erst wieder bei sehr großen Gutdurchsätzen die hohen Werte des Leerlaufes. Da nahezu die gesamte Antriebsleistung von dem Schneid- und Wurforgan verbraucht wird, steigt der Mittelwert des Drehmomentes an der Scheibenradwelle ähnlich dem des Antriebswellen-Drehmomentes an. Die hohen Drehmomentenspitzen der Scheibenradwelle im Leerlauf werden in erster Linie durch den ungleichförmigen Antrieb der nicht genau fluchtenden Gelenkwelle, durch den Freilauf im Antrieb des Scheibenrades und durch die große Schwungmasse des Scheibenrades ($\theta_s = 1,75 \text{ kpm} \cdot \text{s}^2$) verursacht; beim Trommelfeldhäcksler liegen die Drehmomentenspitzen im Leerlauf wegen des kleineren Trägheitsmomentes der Schneid- und Wurftrummel niedriger.

Da die Meßschriebe zum Teil über 10 m lang sind und ein Ausplanimetrieren von Hand daher kaum möglich ist, war es erforderlich, eine elektronische Auswerteeinrichtung (Bild 7), zu entwickeln, mit der auf einfache Weise die Mittelwerte der gemessenen Drehmomentenkurven bestimmt werden können. Bei der Auswertung wird der Meß-

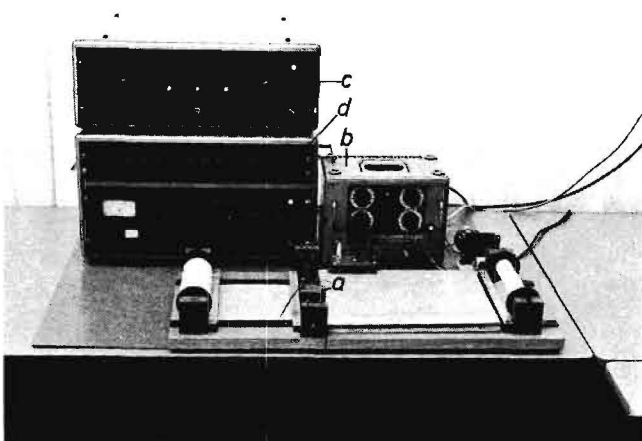


Bild 7: Elektronische Auswerteeinrichtung, bestehend aus Kurvenabstuvorrichtung a, Gleichspannungsspelsegerät b, Summator c und Klassiergerät d

schrieb mit einer konstanten Geschwindigkeit unter der Abtastvorrichtung hindurchgezogen und der Verlauf der auszuwertenden Kurve quer zur Vorschubrichtung nachgefahren. Die Auslenkung der Abtastnadel ist ein Maß für die Größe des momentanen Meßwertes, und der mit der Nadel verbundene Schleifkontakt, der auf einem elektrischen Widerstand gleitet, greift nach dem Prinzip der Spannungsteilung eine dem Meßwert analoge Gleichspannung ab. Mit Hilfe eines Klassiergerätes wird diese Meßspannung in zeitlich konstanten Abständen, beispielsweise mit einer Frequenz von 10 Hz, abgefragt und klassiert. An Hand der am Ende der Auswertung von den zehn Zählwerken angezeigten Klassenhäufigkeit sowie der gesamten Stichprobenzahl läßt sich auf einfache Weise der Mittelwert der abgetasteten Kurve errechnen.

3. Versuchsergebnisse

Das Ziel dieser Versuche bestand darin, wesentliche Einflußgrößen zu untersuchen sowie Grundlagen für einen Vergleich der beiden Feldhäcksler bezüglich ihrer Leistungsaufnahme zu schaffen. Da das mittlere Antriebswellen-Drehmoment bei gleichbleibender Drehzahl ein direktes Maß für die vom Feldhäcksler aufgenommene Drehleistung darstellt, wurde mit der bereits erläuterten Auswerteeinrichtung für alle Versuche das mittlere Antriebswellen-Drehmoment er-

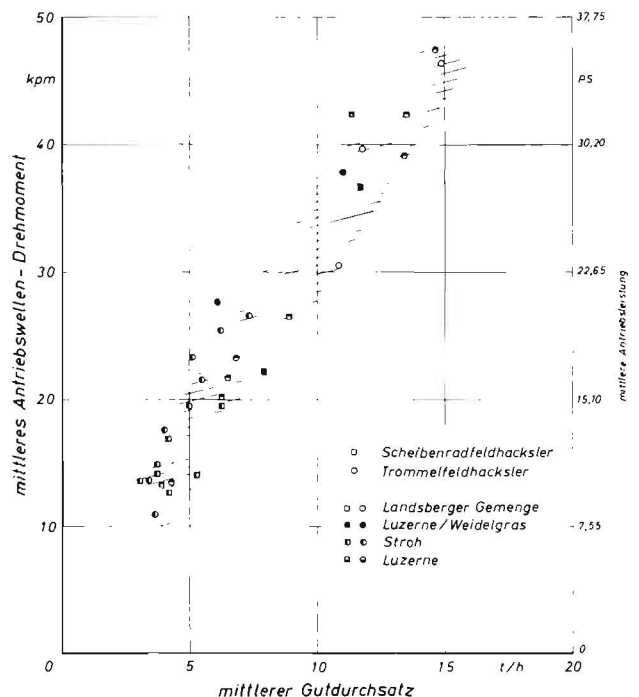


Bild 8: Mittleres Antriebswellen-Drehmoment beziehungsweise mittlere Antriebsleistung der Häcksler in Abhängigkeit vom mittleren Gutdurchsatz für verschiedene Gutarten mit einem Feuchtegehalt von 15 bis 35 %

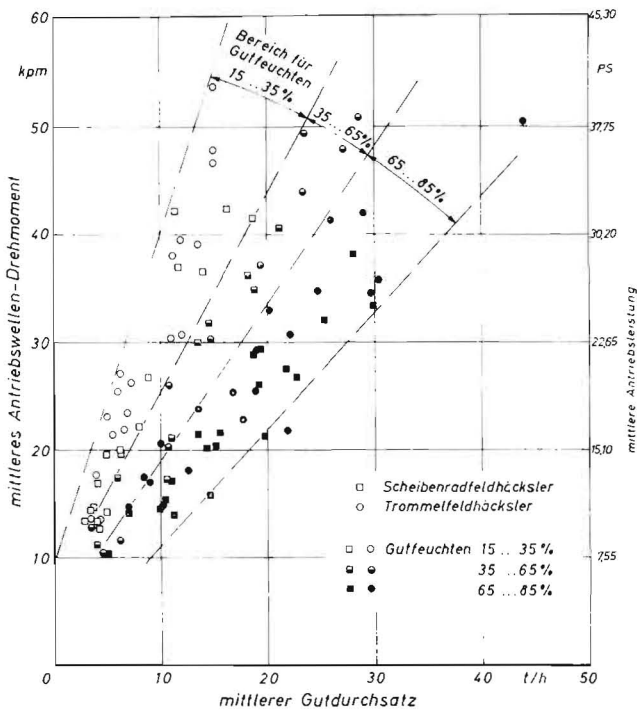


Bild 9: Mittleres Antriebswellen-Drehmoment beziehungsweise mittlere Antriebsleistung der Häcksler in Abhängigkeit vom mittleren Gutdurchsatz bei einer Aufteilung der Gutfeuchte in drei Bereiche

mittelt. Bei jedem Versuch wurde in etwa die Zapfwellen-Normdrehzahl von 540 U/min eingehalten.

Zunächst wurde der Einfluß der Gutart sowie der Feldhäckslerbauart auf die zum Häckseln erforderliche Antriebsleistung untersucht. In Bild 8 ist das mittlere Antriebswellen-Drehmoment in Abhängigkeit vom Gutdurchsatz für verschiedene Gutarten aufgetragen. Der Feuchtegehaltsbereich wurde möglichst eng gehalten (15 bis 35%), um den Einfluß der Gutfeuchte weitgehend auszuklammern. Bild 8 zeigt, daß weder die Gutart noch die Feldhäckslerbauart einen wesentlichen Einfluß auf das mittlere Antriebswellen-Drehmoment haben; denn die Meßwerte liegen regellos in einem verhältnismäßig schmalen Bereich. Daher wird in den folgenden Diagrammen die Gutart nicht mehr besonders gekennzeichnet, sondern es werden lediglich die Gutfeuchte und die Feldhäckslerbauart angegeben.

Einen wesentlichen Einfluß auf den Leistungsbedarf hat der Feuchtegehalt des Gutes, wie bereits frühere Untersuchungen zeigten [1; 2]. Daher wurden die in Bild 9 eingetragenen Werte für das mittlere Antriebswellen-Drehmoment in Abhängigkeit vom mittleren Gutdurchsatz entsprechend dem Feuchtegehalt des Gutes in drei Bereiche eingeteilt. Die eingetragenen Bereichsgrenzen zeigen, daß eine ziemlich klare Trennung der Werte nach dem Feuchtegehalt möglich ist. Die aus Feldversuchen ermittelten Werte (Bild 9) stimmen gut mit früheren, an anderer Stelle durchgeführten Labormessungen des Leistungsbedarfes von Trommelfeldhäckslern überein [2].

Aus Bild 9 geht wiederum hervor, daß die Bauart der untersuchten Feldhäcksler das mittlere Antriebswellen-Drehmoment kaum beeinflusst; der Feuchtegehalt hat dagegen einen sehr großen Einfluß auf den Leistungsbedarf. Das mittlere Antriebswellen-Drehmoment steigt bei trockenem Gut mit wachsendem Durchsatz wesentlich steiler an als bei feuchtem Gut; beispielsweise erhöht sich bei einem Gutdurchsatz von 20 t/h das Antriebswellen-Drehmoment von etwa 25 kpm auf 55 kpm, wenn die mittleren Werte des Bereiches großer und kleiner Feuchte zugrunde gelegt werden. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die großen Fördermengen in erster Linie durch den hohen Feuchtegehalt zustande kommen. Aus diesem Grunde erscheint es sinnvoll, den Trockenmassendurchsatz als Bezugsgröße zu wählen, da die Trocken-

masse ein sehr gutes Maß für das verarbeitete Halmvolumen beziehungsweise für die Halmzahl ist. Bild 10 bestätigt diese Annahme, indem es zeigt, daß die Werte für das mittlere Antriebswellen-Drehmoment in Abhängigkeit vom Trockenmassendurchsatz in einem verhältnismäßig schmalen Bereich liegen. Um die Diagramme (Bilder 9 und 10) direkt vergleichen zu können, erschien es zweckmäßig, die gleichen Maßstäbe zu verwenden.

Neben der gesamten Antriebsleistung ist auch ihre Aufteilung auf die einzelnen Baugruppen untersucht worden, wodurch ein noch eingehenderer Vergleich der Maschinen möglich ist. Die Auswertung der Meßschiebe ergab, daß die Leistungsaufteilung bei den untersuchten Feldhäckslern unterschiedlich ist, daß jedoch das Verhältnis der Aufteilung für jeden Häcksler in einem weiten Bereich der Antriebsleistung nahezu konstant bleibt. Daher ist in Bild 11 für die Häcksler jeweils nur ein SANKEY-Diagramm angegeben worden, das die prozentualen Leistungsanteile der einzelnen Organe am Gesamtleistungsbedarf wiedergibt. Ein Vergleich der SANKEY-Diagramme zeigt, daß bei beiden Feldhäckslern der weitaus größte Teil der Antriebsleistung von den Schneid- und Wurforganen verbraucht wird. Der Anteil der Schneid- und Wurftrummel liegt in allen Fällen um etwa 7% niedriger als beim Scheibenrad, dafür ist der Leistungsbedarf der oberen Einziehwalze des Trommelfeldhäckslers etwa 7% höher. Hinsichtlich der zum Häckseln des Gutes erforderlichen Leistung eignet sich die Trummel also besser als Schneid- und Förderorgan als das Scheibenrad. Es ist dabei aber zu berücksichtigen, daß aufgrund der höheren Schnittfrequenz beim Trommelfeldhäcksler für eine bestimmte theoretische Häcksellänge eine entsprechend größere Guteinziehgeschwindigkeit notwendig ist als beim Scheibenradfeldhäcksler. Da für die Ermöglichung dieser größeren Einziehgeschwindigkeit außerdem eine höhere Gutpressung zwischen den Einziehwalzen erforderlich ist, steigt das mittlere Antriebsdrehmoment der oberen Walze ebenfalls an, und so ergibt sich für die obere Einziehwalze ein verhältnismäßig großer Leistungsbedarf. Insgesamt ist die zum Einziehen so-

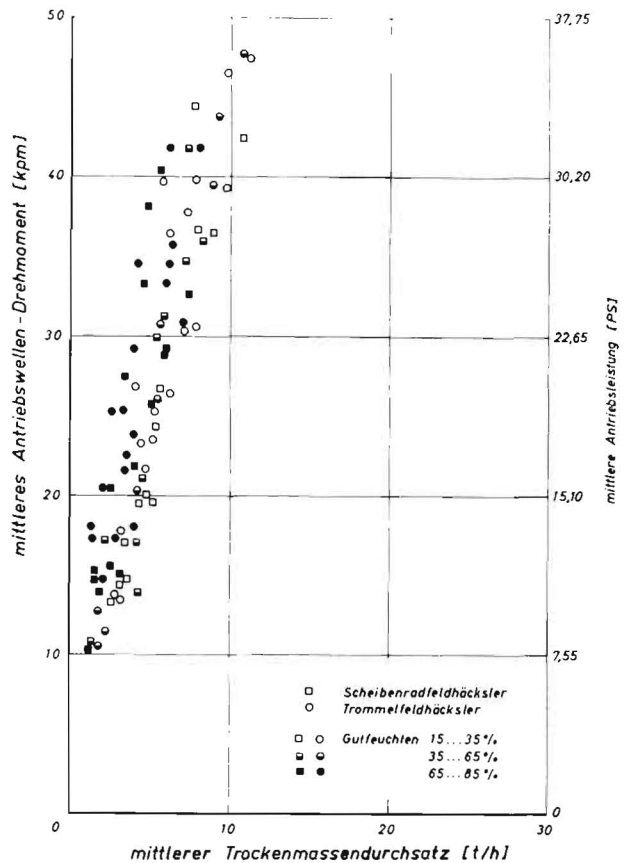


Bild 10: Mittleres Antriebswellen-Drehmoment beziehungsweise mittlere Antriebsleistung der Häcksler in Abhängigkeit vom Trockenmassendurchsatz

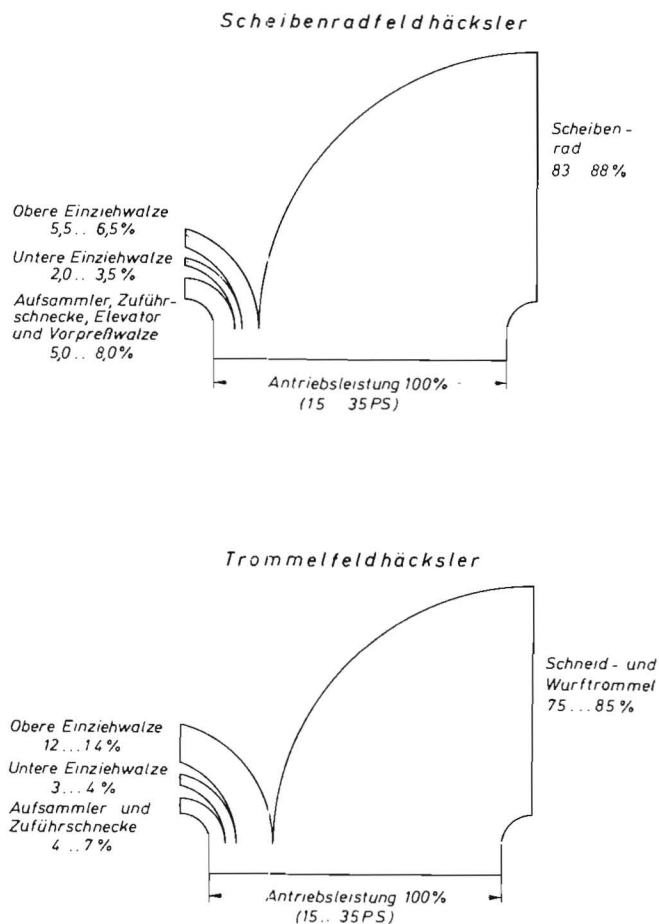


Bild 11: Prozentuale Aufteilung der Antriebsleistung bei den untersuchten Häckslern für den Bereich von 15 bis 35 PS (Lage der Meßstellen und Leistungsfluß siehe Antriebs-schemen, Bilder 3 u. 4)

wie zum Schneiden und Fördern des Gutes benötigte Leistung bei den untersuchten Häckslern etwa gleich groß. Auch die noch verbleibenden Leistungsanteile, die für die Gutaufnahme und Gutzufuhr erforderlich sind, stimmen ziemlich gut überein.

Die zum Fahren auf dem Felde erforderliche Zugleistung wurde im Rahmen dieser Untersuchungen nicht bestimmt, da hierüber bereits genauere Versuchsergebnisse vorliegen [1], die übertragbar sind, weil die Zugleistung in erster Linie von dem Gewicht der Feldhäcksler und der angehängten Wagen, den Bodenverhältnissen sowie der Fahrgeschwindigkeit abhängt.

Die vergleichenden Untersuchungen bezüglich des mittleren Leistungsbedarfs haben ergeben, daß die bei gleichen Betriebsbedingungen zum Häckseln erforderliche Antriebsleistung bei beiden Feldhäckslern etwa gleich groß ist und daß nur in der Leistungsaufteilung geringe Unterschiede vorliegen. Aus den Meßschrieben geht aber hervor, daß die an den einzelnen Organen auftretenden Drehmomentspitzen zum Teil wesentlich höher liegen als die Mittelwerte. Daher ist eine Dimensionierung an Hand der mittleren Drehmomente nicht möglich. Für eine genauere Auslegung der Bauteile hinsichtlich der Betriebsfestigkeit ist es erforderlich, die während des Feldeinsatzes auftretenden Beanspruchungsverläufe eingehend zu analysieren und in Form von Lastkollektiven darzustellen [3], die ein genaues Bild von der Größe und Häufigkeit der Lastspitzen für eine bestimmte Lebensdauer geben.

Zusammenfassung

In zahlreichen Feldversuchen mit einem Scheibenrad- und einem Trommelfeldhäcksler wurden die Drehmomentverläufe an den wichtigsten Organen dieser Maschinen gemessen. Die

Auswertung der Meßschriebe erfolgte mit einer hierfür entwickelten elektronischen Auswerteeinrichtung, mit der durch Nachfahren der Kurvenverläufe die Mittelwerte auf einfache Weise bestimmt werden konnten. An Hand der so ermittelten Drehmomentwerte, die bei gleichbleibender Drehzahl ein direktes Maß für die Leistung darstellen, und der bei den Versuchen gemessenen Mittelwerte für den Gutsdurchsatz und der Gutfeuchte wurden die wesentlichen Einflußgrößen untersucht sowie Grundlagen für einen Vergleich der beiden Feldhäcksler erstellt.

Die Auswertung ergab, daß zwar die Gutart und die unterschiedliche Bauart den Leistungsbedarf der untersuchten Feldhäcksler nicht wesentlich beeinflussen, wohl aber der Feuchtegehalt des Gutes einen besonders starken Einfluß ausübt. Wählt man den Trockenmassendurchsatz als Bezugsgröße, so liegen alle Meßwerte in einem verhältnismäßig schmalen Bereich, denn auf diese Weise wird die Gutfeuchte nicht berücksichtigt. Die Aufteilung der von den Häckslern aufgenommenen Antriebsleistung auf die einzelnen Organe ist in SANKEY-Diagrammen dargestellt worden, die aufzeigen, daß bei den untersuchten Feldhäckslern der weitaus größte Teil der Antriebsleistung (bis zu 90 %) in den Schneid- und Wurforganen verbraucht wird.

Schrifttum

- [1] DOLLING, C.: Untersuchungen über den Leistungsbedarf von Feldhäckslern. Landtechnische Forschung 7 (1957), S. 65—70
- [2] BRENNER, W. G. und K. GRIMM: Schneid- und Wurfvorgänge in Trommel-Feldhäckslern. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 142—150
- [3] GLUTH, M. und H. VOSS: Ein Beitrag zur Frage der Betriebsbeanspruchungen von Feldhäckslerorganen. Landtechnische Forschung 16 (1966), S. 177—183

Résumé

Manfred Gluth and Helmut Voß: "Comparative Considerations on the Power Requirement of Field Choppers"

In numerous field trials with a disk-wheel and drum-type field chopper the torque courses of the most important organs in the machines were measured. The recordings were evaluated with a specially developed electronic instrument. The mean values could be easily determined by following the courses of the curves. By means of the so obtained torque values, representing with a uniform number of revolutions a direct measure for the capacity, and the measured mean values for the throughput and moisture content of the crops, the essential factors of influence were examined. Moreover, bases for comparing both field choppers were provided.

The evaluation showed that though the kind of material and the different kind of construction do not influence remarkably the power requirement, the moisture content of the crops exercises a particularly great influence. When the throughput of the dry mass is chosen as reference magnitude, all measured values are in a comparatively narrow range because the moisture content of the crops has not been considered. The division of the driving power taken up by the choppers into the individual organs is represented by SANKEY diagrams. They show that of the field choppers tested the by far greatest part of the driving power (up to 90 %) is consumed in the cutting and reciprocating organs.

Manfred Gluth et Helmut Voss: „Etudes comparatives de la puissance absorbée par les hache-paille mobiles.“

On a enregistré pendant de nombreux essais au champ effectués avec des hache-paille à disques et à tambour, les courbes des couples mesurés aux organes essentiels des machines. Le dépouillement des mesures enregistrées a été fait à l'aide d'un appareillage électronique étudié à cet effet qui permet de déterminer de façon simple les valeurs moyennes en suivant les courbes enregistrées. En se basant sur les valeurs de couples enregistrées qui donnent une

mesure directe de la puissance à un nombre de tours uniforme et sur les valeurs moyennes du débit et de l'humidité du produit mesurées lors des essais, on a examiné les facteurs d'influence essentiels et établi les bases pour une comparaison des deux types de hache-paille.

Le dépouillement des résultats a montré que le type de produit et le mode de construction des machines n'influent que peu sur la puissance absorbée par les hache-paille examinés, mais que la teneur en humidité des produits a une influence considérable sur elle. En prenant comme référence le débit en matière sèche, toutes les valeurs mesurées se situent dans une zone relativement étroite étant donné que l'humidité du produit n'est ainsi pas prise en considération. La répartition de la force motrice absorbée par les différents organes des hache-paille a été représentée par des diagrammes de Sankey qui montrent que la plus grande partie de la force motrice (jusqu'à 90 %) est absorbée par les organes de coupe et d'expulsion dans le cas des hache-paille examinés.

Manfred Gluth y Helmut Voss: „Consideraciones comparativas acerca del consumo necesario de potencia en las cortadoras-recolectoras“

A base de numerosos ensayos en el campo con una cortadora-recolectora de tambor y una de rueda de discos, se

midieron los transcurros del momento de torsión en los órganos más importantes de estas máquinas. La evaluación de los datos de medición se realizó por medio de un dispositivo electrónico proyectado y construido para tal efecto, mediante el cual, al seguir los decursos de las curvas, se pudieron determinar, en forma sencilla, los valores medios. En virtud de las cifras así constatadas del momento de torsión, que, para un régimen constante, constituyen una medida directa de la potencia, y a base de los valores medios determinados en los ensayos para el paso del forraje y la humedad de éste, se estudiaron las magnitudes esenciales de influencia así como se sentaron las bases de comparación entre las dos cortadoras-recolectoras.

De la evaluación resultó que, si bien la clase de forraje y el distinto tipo de construcción no influyen esencialmente en el consumo de potencia de las máquinas objeto de estudio, sí ejerce, sin embargo, el contenido en humedad del producto una influencia esencialmente pronunciada. Si el paso de masa seca se toma como punto de referencia, se mueven todas las cifras de medición dentro de un campo relativamente pequeño, pues de este modo no se tiene en consideración la humedad del producto. La división de la potencia necesaria para el accionamiento de las cortadoras-recolectoras por órganos de éstas ha sido representada en diagramas Sankey, diagramas estos que, en el caso de las cortadoras-recolectoras, muestran que la mayor parte de la potencia es consumida, con mucho, (hasta el 90 %) por los órganos cortadores y lanzadores.

Manfred Gluth und Helmut Voß:

Ein Beitrag zur Frage der Betriebsbeanspruchungen von Feldhäckslerorganen

Institut für Landmaschinen, TH Braunschweig

Die Güte einer Konstruktion hängt nicht nur von der Einhaltung gewünschter Kennwerte ab, die bei einer landwirtschaftlichen Erntemaschine beispielsweise durch den Gutfurchsatz und die Arbeitsqualität gegeben sind, sondern in entscheidendem Maße auch von ihrer Lebensdauer [1]. Als Lebensdauer soll im folgenden die Betriebsstundenzahl bis zum Funktionsausfall der Maschinenelemente durch Bruch bezeichnet werden. Es ist daher eine der Hauptaufgaben des Konstrukteurs, sich Klarheit über die Art und die Größe der an den einzelnen Bauelementen auftretenden Beanspruchungen zu verschaffen, damit die Organe der Maschine für eine vorgegebene Lebensdauer hinsichtlich der Werkstoffausnutzung optimal ausgebildet werden können. Angaben über die zum Antrieb von Landmaschinen erforderlichen Drehleistungen, die für Vergleiche von Maschinen sehr wertvoll sind, genügen in den meisten Fällen nicht zur Dimensionierung der einzelnen Organe; denn beim Feldebetrieb sind die Bauelemente von Landmaschinen dynamischen Beanspruchungen von veränderlicher Größe ausgesetzt, die regellos und mit unterschiedlicher Häufigkeit aufeinander folgen. Beanspruchungsspitzen werden bei landwirtschaftlichen Erntemaschinen vor allem durch eine ungleichmäßige Gutzufuhr und bei zapfwellengetriebenen Maschinen zusätzlich durch die Gelenkwelle hervorgerufen; hinzu kommen noch die beim Anlauf beziehungsweise Anfahren auftretenden Belastungsspitzen. Weiterhin können bei ungünstiger Auslegung der Antriebs- und Arbeitsorgane Eigenschwingungen auftreten, die ebenfalls zum Teil erhebliche zusätzliche Drehmoment-spitzen verursachen. Da diese vielfältigen Einflüsse im einzelnen nicht genau erfaßt werden können, ist es sinnvoll, die beim Feldeinsatz gemessenen Beanspruchungsverläufe mit den Methoden der Großzahlforschung auszuwerten [2] und in Form von sogenannten Lastkollektiven anschaulich

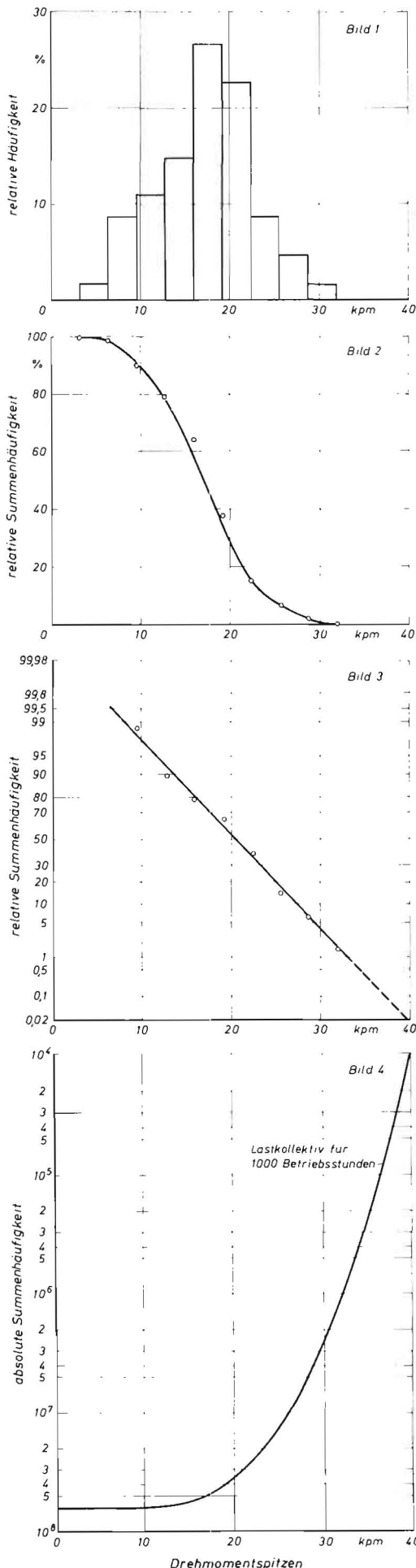
darzustellen. Auf die unterschiedlichen Klassierverfahren zur Ermittlung von Lastkollektiven soll im Rahmen dieser Arbeit nicht näher eingegangen werden, da diese Verfahren bereits an anderer Stelle [3] eingehend erläutert worden sind.

Ziel der in den Jahren 1965/66 sehr zahlreich durchgeführten Feldversuche war es, die an den wichtigsten Häckslerorganen auftretenden Drehmomentverläufe zu registrieren und nach verschiedenen Gesichtspunkten auszuwerten¹⁾. Als Versuchsmaschinen standen ein deutscher Scheibenradfeldhäcksler und ein amerikanischer Trommelfeldhäcksler zur Verfügung. Die Bestimmung der mittleren Drehmomente ergab, daß fast die gesamte von den Antriebswellen der Feldhäcksler aufgenommene Leistung in den Schneid- und Wurforganen verbraucht wird; ferner zeigten die Meßschriebe, daß die mit einer bestimmten Frequenz in diesen Bauteilen auftretenden Belastungsspitzen erheblich höher liegen als die mittleren Drehmomente [4]. Aus diesem Grunde wurden nur die Lastkollektive dieser extrem beanspruchten Organe ermittelt.

1. Ermittlung von Lastkollektiven

Im folgenden soll für ein Beispiel aufgezeigt werden, wie sich aus dem im Feldversuch für einen bestimmten Betriebszustand gemessenen Drehmomentenverlauf für eine vorgegebene Einsatzdauer das dazugehörige Lastkollektiv ergibt (Bilder 1 bis 4). Zunächst ist der Bereich zwischen dem größten Spitzenwert und der Nulllinie des zu klassierenden Meßwertverlaufes in zehn gleich große Klassen einzuteilen und jeder Maximalwert der seiner Lage entsprechenden Klasse zuzuordnen. Auf diese Weise stellt man die absolute Häufigkeit der in den einzelnen Klassen liegenden Spitzenwerte fest und erhält durch Umrechnung, bezogen auf die gesamte Anzahl der ausgewerteten Spitzen, die relative Häufigkeit für die einzelnen Klassen. Bild 1 zeigt die relative Häufigkeitsverteilung der Drehmoment-spitzen für das ausgewählte Beispiele. Die scheinbar sehr grobe Aufteilung in

¹⁾ Die am Institut für Landmaschinen der TH Braunschweig (Direktor: Prof. Dr.-Ing. H. J. Matthies) durchgeführten Untersuchungen wurden mit Mitteln des Niedersächsischen Ministeriums für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten finanziert, dem an dieser Stelle nochmals dafür gedankt wird



nur zehn Klassen — bei der in Bild 1 aufgetragenen Verteilung lag in der niedrigsten Klasse kein Spitzenwert — reicht vollkommen zur Charakterisierung des Lastkollektivs aus [5]. Werden die Werte der relativen Häufigkeit, beginnend mit der höchsten Klasse, fortlaufend aufsummiert, dann ergibt sich für die Klassengrenzen die sogenannte Summenhäufigkeit der Spitzenwerte. Die Summenhäufigkeitskurve für die relative Häufigkeitsverteilung nach Bild 1 ist in dem darunterliegenden Bild 2 dargestellt und hat die für eine statistische Verteilung charakteristische S-Form. Zwar könnte das Lastkollektiv bereits aus dieser Summenhäufigkeitskurve ermittelt werden, es ist aber, wie später noch näher erläutert wird, zweckmäßig, diese Kurve zunächst im sogenannten Wahrscheinlichkeitsnetz dazustellen (Bild 3). Entspricht die Häufigkeitsverteilung der Spitzenwerte einer Gaußschen Normalverteilung, so muß sich für die Summenhäufigkeitskurve im Wahrscheinlichkeitsnetz eine Gerade ergeben, denn die Ordinate ist entsprechend dem Gaußschen Integral geteilt [6]. Bild 3 zeigt, daß die ermittelte Häufigkeitsverteilung nahezu einer Gaußschen Normalverteilung entspricht. Die Darstellung von Summenhäufigkeitskurven im Wahrscheinlichkeitsnetz bietet bei eindeutigen Kurventendenzen als großen Vorteil die Möglichkeit zur Bestimmung von selten auftretenden Extrembeanspruchungen durch Extrapolation (gestrichelter Teil der Geraden, Bild 3), es kann also ziemlich genau vorausgesagt werden, mit welcher Häufigkeit noch zum Teil wesentlich größere Drehmomentsspitzen auftreten als die während der im Vergleich zur Lebensdauer verhältnismäßig kurzen Versuchszeit gemessenen Werte.

Um aus der prozentualen Summenhäufigkeit das Lastkollektiv bestimmen zu können, ist es zunächst erforderlich, die Frequenz der an der Antriebswelle des Feldhäckslers auftretenden Drehmomentsspitzen zu ermitteln. Da die Belastungsspitzen in den Antriebsorganen der Feldhäcksler in erster Linie durch die Gelenkwelle hervorgerufen werden — bei nicht exakt ausgerichteten Gelenkwellen ergibt sich im Antrieb eine zweimalige Beschleunigung und Verzögerung je Zapfwellenumdrehung — treten bei einer Zapfwellennormdrehzahl von 540 U/min in den Antriebswellen 1 080 Lastspitzen in der Minute auf. Bei einer Betriebsdauer von 1 000 Stunden wird die Antriebswelle somit von $6,48 \times 10^7$ Lastspitzen (1 080 Lastspitzen/min \times 60 min/h \times 1 000 h) beansprucht. Mit Hilfe der Anzahl der Drehmomentsspitzen sowie der bereits erläuterten Kurve für die relative Summenhäufigkeit nach Bild 3 läßt sich nun auf einfache Weise das in Bild 4 dargestellte Lastkollektiv der Antriebswelle des Scheibenradfeldhäckslers errechnen. Die Gesamtzahl der Lastspitzen entspricht der Summenhäufigkeit von 100 %, die Zwischenwerte lassen sich entsprechend bestimmen. Das Lastkollektiv ergab sich aus dem beim Häckseln von sehr feuchtem Grüngut aufgenommenen Drehmomentverlauf für einen verhältnismäßig geringen Gutdurchsatz von 10,4 t/h. Es hat sich jedoch schon bei früheren Versuchsauswertungen [4] als zweckmäßig erwiesen, die verarbeitete Trockenmasse als Bezugsgröße zu verwenden, da sie ein ungefähres Maß für die Halmzahl beziehungsweise für das Gutvolumen ist; aus diesem Grunde wird im folgenden bei allen Lastkollektiven außerdem der Trockenmassendurchsatz angegeben.

Im Feldhäckslerbetrieb treten im allgemeinen sehr unterschiedliche Einsatzbedingungen hinsichtlich der Gutart, der Gutfeuchte und des Gutdurchsatzes auf. Daher ist es erforderlich, die den wichtigsten Einsatzbedingungen entsprechenden Lastkollektive aufzustellen. Bei den Messungen auf dem Felde wurden deshalb während eines Versuches Gutart, Gutfeuchte, Schwadstärke und Fahrgeschwindigkeit in etwa konstant gehalten, so daß dadurch jeweils ein bestimmter Betriebszustand charakterisiert werden konnte. Zunächst sollen die an den Schneid- und Wurforganen der untersuchten Feldhäcksler gemessenen Betriebsbelastungen in Form von Lastkollektiven dargestellt werden. Bereits bei Vorversuchen stellte sich heraus, daß die Summenhäufigkeitskurven für die Lastspitzen bei beiden Feldhäckslern in den meisten Fällen nicht einer Gaußschen Normalverteilung entsprechen, da sie im Wahrscheinlichkeitsnetz keine Geraden ergeben. Da zu erwarten war, daß die Lage der Lastspitzen hauptsächlich durch die momentane Dicke der zugeführten Materialschicht bestimmt wird, erfolgte eine genauere Untersuchung der Gutzufuhr. Eine Normalverteilung der Lastspitzen ist nur dann zu erwarten, wenn auch die

Bilder 1 bis 4 (links): Ermittlung eines Lastkollektivs für ein Beispiel
(Daten des Beispiels siehe Bild 8, Kurve h)

Bild 1: Relative Häufigkeit der Drehmomentsspitzen in der Antriebswelle des Scheibenradfeldhäckslers bei einer Aufteilung in zehn Klassen

Bild 2: Relative Summenhäufigkeitskurve der Drehmomentsspitzen für die relative Häufigkeitsverteilung nach Bild 1

Bild 3: Darstellung der relativen Summenhäufigkeitskurve im Wahrscheinlichkeitsnetz

Bild 4: Lastkollektiv der Antriebswelle für 1 000 Betriebsstunden und 1 080 Drehmomentsspitzen je Minute, dargestellt im halblogarithmischen Netz

Bild 5 (links): Typische Schwankungen des Wertes für den momentanen Gutzdurchsatz (Auslenkung der oberen Einziehwalze) während eines Versuches, dargestellt im Wahrscheinlichkeitsnetz

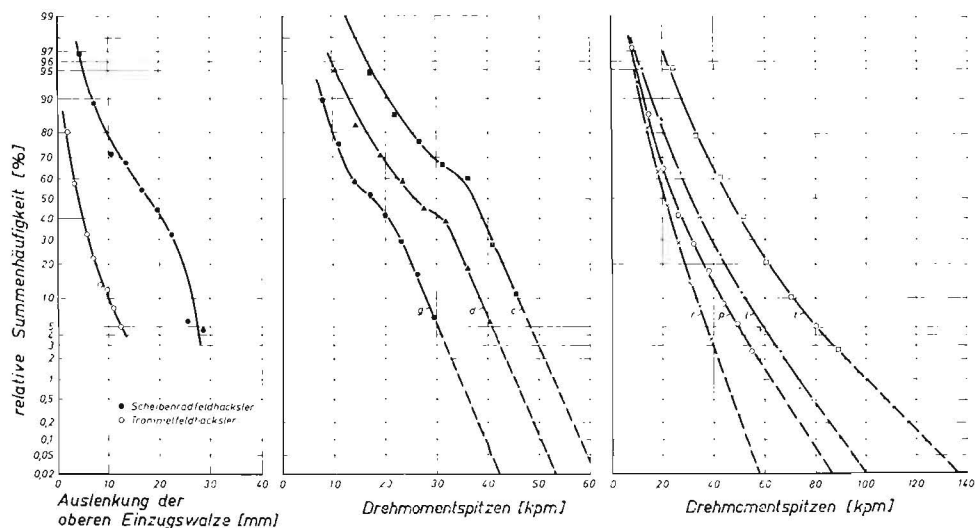


Bild 6 (Mitte): Relative Summenhäufigkeitskurven der Drehmomentspitzen in der Scheibenradwelle für drei verschiedene Betriebsbedingungen

(Betriebsdaten zu den Kurven c, d und g siehe Bild 8)

Bild 7 (rechts): Relative Summenhäufigkeitskurven der Drehmomentspitzen in der Schneid- und Wurftrömmelwelle für vier verschiedene Betriebsbedingungen

(Betriebsdaten zu den Kurven l, p, r und t siehe Bild 9)

Schwankungen in der Gutzufuhr dem Gesetz der Normalverteilung entsprechen. Als ungefähres Maß für die Schichtdicke wurde die Auslenkung der oberen profilierten Einziehwalzen während der Versuche registriert und der zeitliche Verlauf dieser Auslenkung klassiert. Bild 5 zeigt zwei für die beiden untersuchten Feldhäcksler auf diese Weise ermittelte typische relative Summenhäufigkeitskurven für die Schwankungen in der Walzenauslenkung. Die Kurvenverläufe bestätigen die Vermutung, daß der zeitliche Verlauf der Materialschichtdicke nicht entsprechend einer GAUSSschen Normalverteilung schwankt.

In den Bildern 6 und 7 sind die für verschiedene Betriebsbedingungen ermittelten relativen Summenhäufigkeitskurven der Drehmomentspitzen der Scheibenrad- beziehungsweise Trommelwelle aufgetragen. Aus Bild 6 geht hervor, daß alle Kurven den gleichen charakteristischen Verlauf haben und in ihrer Tendenz sehr stark der in Bild 5 für den Scheibenradfeldhäcksler dargestellten Kurve ähneln; die gleiche tendenzmäßige Übereinstimmung zwischen Gutzufuhr und Beanspruchung der Trommelwelle ergibt sich für den Trommelfeldhäcksler (Bild 5 und 7). Diese eindeutigen Zusammenhänge weisen auf die Möglichkeit hin, daß die Erfolge konstruktiver Abänderungen bezüglich einer günstigeren Materialzufuhr bereits durch einfache Messungen der Einziehwalzenauslenkungen überprüft werden können. Die Lage der in Bild 6 dargestellten Kurven bestätigt die oben gemachte Annahme, daß sich die von der Maschine verarbeitete Trockenmasse besonders gut als Parameter für die Kurven eignet; andere Einflußgrößen, wie Gutart und Gutfeuchte, sind dagegen von wesentlich geringerer Bedeutung. Beispielsweise liegt die für einen verhältnismäßig hohen Gutzdurchsatz von 20,0 t/h geltende Kurve d unterhalb der für einen Durchsatz von nur 11,8 t/h geltenden Kurve c. Betrachtet man dagegen den Trockenmassendurchsatz, dann ergibt sich eine eindeutige Tendenz, die bei der Auswertung der Meßergebnisse des Scheibenradfeldhäckslers immer wieder bestätigt wurde. Zwar zeigen die in Bild 7 aufgetragenen Summenhäufigkeitskurven für die Drehmomentspitzen der Trommelwelle bezüglich des Trockenmassendurchsatzes die gleiche Tendenz wie die für den Scheibenradfeldhäcksler ermittelten Kurven (Bild 6), jedoch ergab sich dieser Zusammenhang nicht bei allen Versuchen. Es stellte sich heraus, daß der Freilauf und die Trommel ein Schwingungssystem bilden, das bei gewissen Betriebsbelastungen in starkem Maße zu Eigenschwingungen angeregt wird und die Belastungsspitzen zusätzlich erhöht. Obwohl die Schneid- und Wurftrömmel etwa die 2,3fache Drehzahl des Scheibenrades hat und dementsprechend die Drehmomentspitzen an der Trommelwelle bei gleichem Betriebsverhalten wesentlich geringer sein müßten, liegen die an der Trommelwelle gemessenen Momentenspitzen in Wirklichkeit viel höher als die an der Scheibenradwelle festgestellten Belastungsspitzen. Die hohen Beanspruchungsspitzen werden zum Teil durch die

Eigenschwingungen des Systems Freilauf/Wurftrömmel, vor allem aber durch das verhältnismäßig kleine Trägheitsmoment der Trommel bewirkt; denn das Trägheitsmoment des Scheibenrades ist etwa 17 mal so groß wie das der Schneid- und Wurftrömmel, und die im Scheibenrad gespeicherte Drehenergie beträgt trotz der geringeren Drehzahl immer noch das etwa 3,2fache der in der Trommel gespeicherten Energie. An Hand der in den Bildern 6 und 7 gezeigten sowie weiterer der Übersichtlichkeit wegen hier nicht aufgeführter relativer Summenhäufigkeitskurven der Drehmomentspitzen wurden entsprechend der am Anfang dieser Arbeit erläuterten Methode (Bilder 3 und 4) die zugehörigen Lastkollektive ermittelt.

2. Lastkollektive der Hauptorgane

In Bild 8 sind für unterschiedliche Einsatzbedingungen und eine Betriebsdauer von jeweils 1000 Stunden die Lastkollektive der Scheibenradwelle aufgetragen. Die Meßschriebe zeigen, daß die Drehmomentspitzen an der Antriebswelle und an der Scheibenradwelle die gleiche Frequenz haben, und dementsprechend beträgt die Gesamtzahl der Lastspitzen auch hier $6,48 \times 10^7$. Da diese absoluten Summenkurven im direkten Zusammenhang mit den in Bild 6 gezeigten relativen Summenhäufigkeitskurven stehen, tritt auch bei dieser Darstellungsart die vom Häcksler verarbeitete Trockenmasse als der entscheidende Parameter auf. Lediglich die

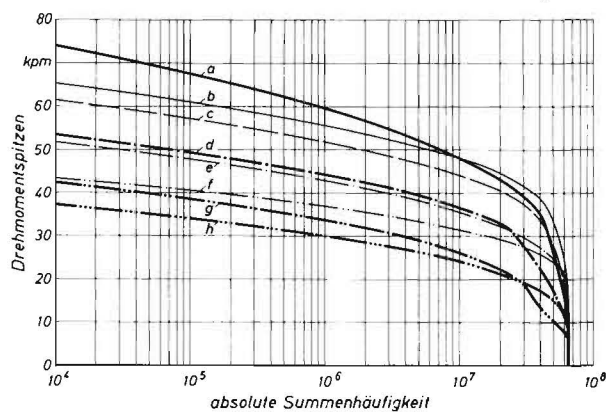


Bild 8: Lastkollektive der Scheibenradwelle für verschiedene Betriebsbedingungen bei jeweils 1000 Betriebsstunden

Kurve	Gutart	Gut durchsatz [t/h]	Feuchtegehalt [%]	Trockenmassendurchsatz [t/h]
a	Luzerne	18,2	60	7,3
b	Luzerne	14,6	35	9,5
c	Luzerne/Weidelgras	11,8	32	8,0
d	Mais	20,0	70	6,0
e	Landsberg. Gemenge	18,8	68	6,0
f	Luzerne	15,5	73	4,2
g	Luzerne	6,2	23	4,8
h	Luzerne	10,4	83	1,8

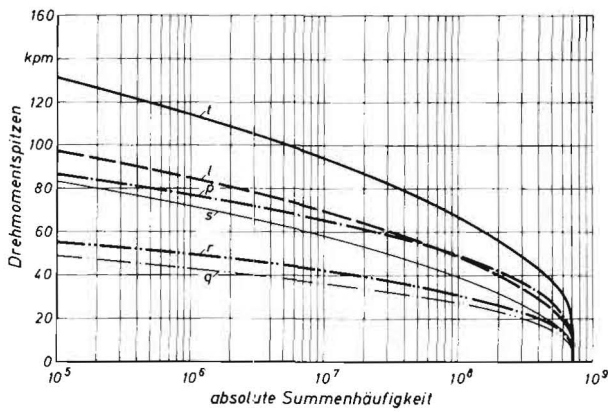


Bild 9: Lastkollektive der Schneid- und Wurftrummelwelle für verschiedene Betriebsbedingungen bei jeweils 1000 Betriebsstunden (Betriebsdaten der Kurven l, p, q und r siehe Bild 11)

Kurve	Gutart	Gutdurchsatz [t/h]	Feuchtegehalt [%]	Trockenmassendurchsatz [t/h]
t	Luzerne	27,3	60	10,9
s	Luzerne	10,7	48	5,6

Kurve a (Bild 8) durchbricht diese Tendenz; aus dem zu diesem Versuch gehörenden Meßschrieb geht hervor, daß diese Abweichung durch eine extrem starke Schwankung des Gutdurchsatzes verursacht wurde, es traten also kurzzeitig sehr große Belastungsspitzen an der Scheibenradwelle auf.

Die Lastkollektive der Schneid- und Wurftrummel des Trommelfeldhäckslers zeigt Bild 9. Bereits bei der Erläuterung der relativen Summenhäufigkeitskurven der Drehmomenten Spitzen (Bild 7) wurde darauf hingewiesen, daß die Trommel und der Freilauf ein Schwingungssystem bilden, das eine Frequenz der Lastspitzen von etwa 200 Hz bewirkt; die Gesamtzahl der während einer Betriebsdauer von 1000 Stunden auftretenden Lastspitzen liegt dementsprechend höher als bei der Scheibenradwelle. Zwar hängen die an der Trommel auftretenden Drehmomenten Spitzen grundsätzlich auch von der Größe des Gut- beziehungsweise Trockenmassendurchsatzes ab, aber wegen der zum Teil sehr großen Eigenschwingungsspitzen zeigt sich keine so klare Tendenz wie bei der Scheibenradwelle.

Aus den oben erläuterten Gründen sind außerdem die Lastkollektive für die Antriebswellen der untersuchten Feldhäckslers ermittelt worden (Bilder 10 und 11). Die für die Antriebswelle des Scheibenradfeldhäckslers geltenden Summenkurven der Drehmomenten Spitzen in Bild 10 ähneln sehr stark den für die Scheibenradwelle ermittelten Lastkollektiven (Bild 8). Bereits die Meßschriebe zeigten, abgesehen vom Leerlauf, eine verhältnismäßig gute Übereinstimmung dieser Drehmomentenverläufe; die Momenten Spitzen der Antriebswelle hatten lediglich eine etwas höhere Lage, da die Antriebswelle außer dem Scheibenrad auch noch die

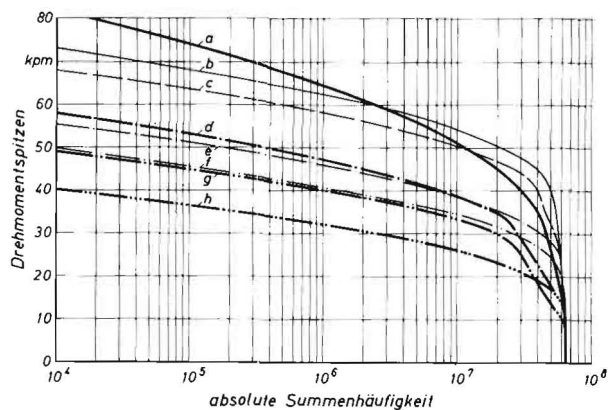


Bild 10: Lastkollektive der Antriebswelle des Scheibenradfeldhäckslers für verschiedene Betriebsbedingungen bei jeweils 1000 Betriebsstunden (Betriebsdaten siehe Bild 8)

Aufnahme- und Einzugsorgane antreibt. Dementsprechend liegt in jedem Falle das Lastkollektiv der Antriebswelle etwas höher als das der Scheibenradwelle.

Die Versuchsdauer mußte bei den Messungen am Trommelfeldhäckslers verhältnismäßig kurz gehalten werden, da zum Aufzeichnen der Meßwerte wegen der hohen Frequenz der Lastspitzen an der Schneid- und Wurftrummel eine sehr große Geschwindigkeit des Registrierpapiers erforderlich

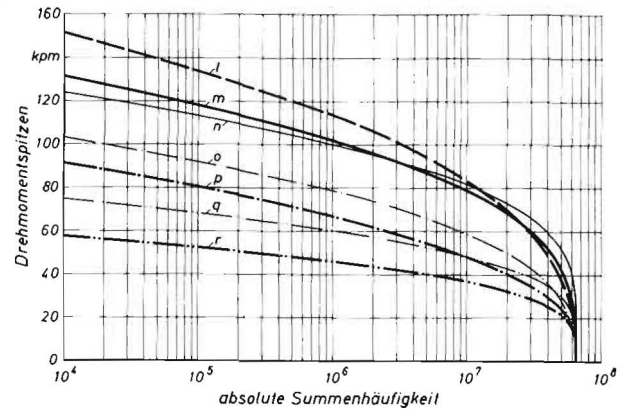


Bild 11: Lastkollektive der Antriebswelle des Trommelfeldhäckslers für verschiedene Betriebsbedingungen bei jeweils 1000 Betriebsstunden

Kurve	Gutart	Gutdurchsatz [t/h]	Feuchtegehalt [%]	Trockenmassendurchsatz [t/h]
l	Mais	26,4	70	7,9
m	Luzerne			
	Landsb. Gemenge	29,0	64	10,4
n	Luzerne	14,0	30	9,8
o	Luzerne	6,7	25	5,0
p	Luzerne	7,1	60	4,3
q	Weidelgras	6,1	34	4,0
r	Luzerne	9,9	79	2,1

war. Daher wurden bei der Erstellung der Lastkollektive für die Antriebswelle des Trommelfeldhäckslers teilweise die Meßergebnisse einiger unter nahezu gleichen Betriebsbedingungen durchgeführter Versuche zusammengefaßt; denn durch eine höhere Anzahl von Meßwerten kann der Kurvenverlauf des Lastkollektivs mit größerer Sicherheit bestimmt werden. Die Belastungsspitzen an der Antriebswelle werden vor allem durch die Gelenkwelle verursacht, und dementsprechend stimmt die während einer Betriebsdauer von 1000 Stunden auftretende Anzahl von Lastspitzen mit der für die Antriebswelle des Scheibenradfeldhäckslers bereits ermittelten Gesamtzahl ($6,48 \times 10^7$ Spitzenwerte in 1000 Stunden) überein. Die hochfrequenten Drehmomenten Spitzen der Trommelwelle wirken sich kaum auf die Antriebswelle aus. Aus der Lage der in Bild 11 aufgetragenen Lastkollektive für die Antriebswelle geht klar hervor, daß im Gegensatz zu den in Bild 9 gezeigten Kollektiven der Trommelwelle bei diesen Summenkurven der Trockenmassendurchsatz wieder die maßgebende Einflußgröße für die Betriebsbeanspruchung darstellt; Gutart und Feuchtegehalt wirken sich nicht nennenswert auf die Lage der Kurven aus. Eine Ausnahme bildet lediglich der Verlauf des für das Häckseln von Mais geltenden Lastkollektivs l. Da für den Häckslers kein Maisgebiß für die Gutaufnahme vorhanden war, erfolgte die Gutzufuhr sehr ungleichmäßig, und es ergaben sich kurzzeitig sehr große Beanspruchungsspitzen an der Antriebswelle, die den ungünstigen Verlauf der Kurve l bewirkten.

3. Ermittlung des Gesamtkollektivs

Alle bisher ermittelten Lastkollektive gelten jeweils nur für einen bestimmten Betriebszustand bei einer Betriebsdauer von 1000 Stunden. In der Praxis wird ein Feldhäckslers jedoch nie 1000 Stunden lang unter völlig gleichbleibenden Einsatzbedingungen arbeiten. Es ist daher erforderlich, aus den einzelnen Lastkollektiven das Gesamtkollektiv so zu ermitteln, daß die unterschiedlichen Einsätze des Feldhäckslers in der Praxis entsprechend ihrer Art und Dauer berücksichtigt werden. In dem Gesamtkollektiv sind alle während der vollen Lebensdauer auftretenden Lastspitzen

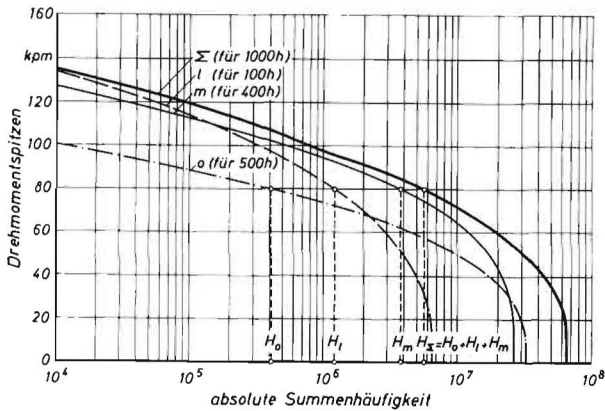


Bild 12: Ermittlung des Gesamtkollektivs durch Addieren der Summenhäufigkeiten für bestimmte Betriebsbedingungen und Betriebszeiten (Betriebsdaten der Kurven l, m und o siehe Bild 11)

ihrer Größe und Häufigkeit nach erfaßt. Für die Ermittlung dieses Kollektivs muß zunächst ziemlich genau abgeschätzt werden, in welchem Umfange die einzelnen Betriebszustände während der gesamten Lebensdauer der Maschine zu erwarten sind. Im folgenden soll als Beispiel das Gesamtkollektiv der Antriebswelle des Trommelfeldhäckslers für eine Betriebsdauer von insgesamt 1000 Stunden ermittelt werden (Bild 12). Die Grundlage für die Aufstellung des Gesamtkollektivs bilden die in Bild 11 für die wichtigsten Einsatzbedingungen dargestellten Lastkollektive. Der Übersichtlichkeit wegen wird angenommen, daß sich die Gesamtbeanspruchungen an der Antriebswelle im wesentlichen nur aus drei für verschiedene Betriebsbedingungen geltenden Lastkollektiven wie folgt zusammensetzen:

- Häckseln von Landsberger Gemenge und Luzerne bei hohem Gut- und Trockenmassendurchsatz, entsprechend der Kurve m (Bild 11) 400 Stunden
 - Häckseln von Mais bei hohem Gut- und Trockenmassendurchsatz, entsprechend der Kurve l (Bild 11) 100 Stunden
 - Häckseln von Luzerneheu bei niedrigem Gut- und mittleren Trockenmassendurchsatz, entsprechend der Kurve o (Bild 11) 500 Stunden
- Betriebsdauer insgesamt: 1000 Stunden

Die Lastkollektive l, m und o aus Bild 11 sind entsprechend den gewählten Betriebsstundenzahlen umzurechnen. Auf diese Weise ergeben sich die in Bild 12 aufgetragenen Kollektive l (für 100 h), m (für 400 h) und o (für 500 h). Das für das Häckseln von Mais geltende Lastkollektiv l (für 100 h) liegt beispielsweise in Bild 12 um eine Zehnerpotenz nach links verschoben, da die gewählte Betriebsdauer nur ein Zehntel der bei der Ermittlung des Kollektivs l angenommenen Betriebsstundenzahl beträgt. Für die Ermittlung des Gesamtkollektivs sind jeweils die bei gleichen Drehmomentenspitzen liegenden Werte der absoluten Summenhäufigkeit zu addieren (Bild 12). Das Gesamtkollektiv zeigt deutlich den großen Einfluß des besonders ungünstigen Einzelkollektivs l (für 100 h). Obwohl die Maschine den extremen Beanspruchungen beim Häckseln von Mais ohne Maisgebiß nur während 100 Betriebsstunden ausgesetzt sein soll, bestimmt bereits das für diese Einsatzbedingung geltende Einzelkollektiv den Verlauf des Gesamtkollektivs im Bereich sehr hoher Drehmomentenspitzen. Dementsprechend müssen also die Lastkollektive ungünstiger Betriebsbedingungen unbedingt bei der Erstellung des Gesamtkollektivs berücksichtigt werden, auch wenn die Dauer so extremer Beanspruchungen im Vergleich zur gesamten Lebensdauer kurz ist.

4. Anwendung des Gesamtkollektivs

Das Gesamtkollektiv für ein Bauteil gibt in anschaulicher Weise Aufschluß über die Größe und die Anzahl der Lastspitzen, die während der geforderten Betriebsdauer zu erwarten sind, und stellt somit eine wichtige Grundlage für die

Ermittlung der Betriebsfestigkeit dar. Zur Zeit ist die rein rechnerische Dimensionierung eines Bauteiles an Hand des dafür geltenden Lastkollektivs noch nicht möglich, da genauere Untersuchungen bezüglich des Zeit- und Dauerfestigkeitsverhaltens bisher nur für den Einstufenversuch vorliegen. Die Prüfkörper werden bei diesen Versuchen nur durch eine konstante Wechsellast beansprucht; die Ergebnisse sind als WÖHLER-Kurven allgemein bekannt. Auf die Möglichkeit, die WÖHLER-Kurven für die Abschätzung der Betriebsfestigkeit durch einen Vergleich mit dem Gesamtkollektiv zu verwenden, wurde bereits an anderer Stelle näher eingegangen [2; 3; 7]. Da die WÖHLER-Kurven aber nur für wenige Werkstoffe und einfache Bauteilformen vorliegen, ist dieses Vergleichsverfahren für viele in der Praxis vorkommende Fälle kaum anwendbar. Die sicherste Methode zur Untersuchung des Betriebsfestigkeitsverhaltens eines Bauteiles ist zur Zeit immer noch der Mehrstufen-Festigkeitsversuch, bei dem das Bauelement in einer programmgesteuerten Prüfmaschine mit dem aus den Betriebsbelastungen ermittelten Gesamtkollektiv beansprucht wird. Für die Durchführung eines Mehrstufen-Festigkeitsversuches muß das in Form der Summenhäufigkeitskurve vorliegende Gesamtkollektiv durch eine Treppenkurve angenähert werden (Bild 13). Die Aufteilung des Gesamtkollektivs ist so vorzunehmen, daß die Lastabschnitte zu höheren Spitzenwerten hin immer kleiner werden [1], da vor allem die größeren Lastspitzen für die Betriebsfestigkeit von ausschlaggebender Bedeutung sind. Aus Bild 13 geht die Annäherung des in Bild 12 ermittelten Gesamtkollektivs durch eine treppenförmige Summenkurve hervor. Nach der Aufteilung des gesamten Lastbereiches in einzelne Stufen können die zu den Stufen gehörenden Lastspielzahlen durch Subtraktion der absoluten Summenhäufigkeitswerte an den Grenzen der Stufen bestimmt werden; beispielsweise treten in dem Lastabschnitt von 85 kpm bis 95 kpm — Mittelwert 90 kpm — $2,4 \times 10^6$ Drehmomentenspitzen auf ($H_6 - H_5 = 3,7 \times 10^6 - 1,3 \times 10^6$, s. Bild 13). Für den Mehrstufen-Festigkeitsversuch wählt man als Belastung jeweils den Mittelwert des Lastabschnittes, lediglich für die höchsten Belastungswerte wird aus Sicherheitsgründen die obere Abschnittsgrenze eingesetzt. Da bei dem Klassieren von Lastverläufen nach Spitzenwerten nichts über die Lage der zwischen den Spitzen liegenden Lastminima ausgesagt wird, erfolgt die Belastung beim Festigkeitsversuch als sinusförmige Schwellbeanspruchung ohne Vorlast, das heißt nach jeder Lastspitze erfolgt eine Entlastung auf den Wert Null. Diese Art der Versuchsdurchführung ergibt eine gewisse Sicherheit gegenüber solchen Betriebsverhältnissen, bei denen die Lastminima größer als Null bleiben.

Mit dem Mehrstufen-Festigkeitsversuch kann eine besonders gute Annäherung an die beim praktischen Einsatz vorliegenden Verhältnisse erzielt werden, wenn das Gesamtkollektiv in mehrere gleich große Teilkollektive unterteilt wird. In den Teilkollektiven müssen alle Laststufen mit Häufigkeiten vorkommen, die im gleichen Verhältnis zu den Häufigkeiten des Gesamtkollektivs stehen, die Summe aller

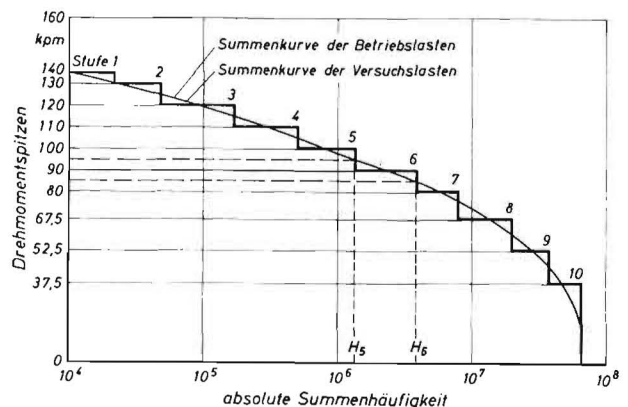


Bild 13: Ersatz der stetigen Summenhäufigkeitskurve der Betriebslasten (Gesamtkollektiv) durch eine treppenförmige Kurve der Versuchslasten

Teilkollektive muß also wieder das Gesamtkollektiv ergeben. Ein weiterer großer Vorteil der Aufteilung in Teilkollektive liegt darin, daß bei einem Bruch des Bauteils während des Mehrstufen-Festigkeitsversuches bereits genauere Rückschlüsse bezüglich der erreichbaren Lebensdauer möglich sind. Wird das Gesamtkollektiv beispielsweise in 100 Teilkollektive zerlegt und bricht das zu untersuchende Bauteil bei der Beanspruchung mit dem 80. Teilkollektiv, so kann angenommen werden, daß das Teil etwa 80 % der geforderten Lebensdauer erträgt; tritt dagegen bei der Überprüfung der Festigkeit eines Bauteils mit dem Gesamtkollektiv ein Bruch ein, kann nichts über die eventuell erreichbare Lebensdauer ausgesagt werden.

Untersuchungen über die Bedeutung der Belastungsgeschwindigkeit beziehungsweise der Belastungsfrequenz haben ergeben, daß sich für Frequenzen von 4 bis 250 Hz kein nennenswerter Einfluß auf die Lebensdauer feststellen läßt [1; 8]. Es ist somit in vielen Fällen möglich, die Versuchszeit beim Festigkeitsversuch durch Erhöhen der Belastungsfrequenz wesentlich zu verkürzen. Bei der Durchführung des Mehrstufen-Festigkeitsversuches ist es zweckmäßig, die Lastspitzen der Teilkollektive monoton steigend und monoton fallend aufzubringen, da auch dies einen Einfluß auf das Festigkeitsverhalten hat. Außerdem dürfen auf keinen Fall die verhältnismäßig kleinen Lastspitzen, die beim Einstufenversuch (Versuch zur Ermittlung von WÖHLER-KURVEN) bereits im Bereich der Dauerfestigkeit liegen würden, vernachlässigt werden, da sie einen ungünstigen Einfluß auf die Lebensdauer haben.

5. Ausblick

Die Ermittlung der relativen Häufigkeit (Bild 1), die als Ausgangsbasis zur Bestimmung der erläuterten Lastkollektive diente, erfolgte auf die bisher übliche sehr zeitaufwendige Weise; dabei wurden die auf Papierschriften registrierten Drehmomentverläufe mechanisch ausgewertet. Mit den modernen Mitteln der Meß- und Auswertetechnik — Magnetbandgeräte für die Meßwertspeicherung und elektronische Klassiergeräte, die sich für hohe Zählfrequenzen eignen — werden heute bereits in vielen großen Industriebetrieben in relativ kurzer Zeit Unterlagen für die Betriebsfestigkeitsuntersuchungen geschaffen. Die Frage, ob die Ergebnisse von Festigkeitsversuchen durch verfeinerte Klassier- und Prüfverfahren — beispielsweise durch die Einführung des zweiparametrischen Klassierverfahrens [3] — wesentlich verbessert werden können und ob der damit verbundene größere Aufwand gerechtfertigt ist, muß noch geklärt werden. Bei der Verwendung eines Magnetbandgerätes bietet sich außerdem die Möglichkeit, den während einer verhältnismäßig langen Versuchsdauer aufgenommenen Beanspruchungsverlauf direkt und beliebig oft wiederholbar anstelle eines programmierten Lastkollektivs in die Prüfmaschine einzugeben.

Zusammenfassung

Die Untersuchung des Betriebsfestigkeitsverhaltens von Bauteilen setzt in jedem Falle voraus, daß die Betriebsbeanspruchungen, die in anschaulicher Weise durch ein Lastkollektiv dargestellt werden können, genau bekannt sind. Zunächst wird die Ermittlung von Lastkollektiven aus den im Feldeinsatz bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen registrierten Drehmomentverläufen ausführlich beschrieben. Jedes so erstellte Lastkollektiv kennzeichnet die Betriebsbeanspruchungen für eine bestimmte Einsatzbedingung hinsichtlich des mittleren Gutdurchsatzes, der Gutart und der Gutfeuchte.

Ein Vergleich der Summenhäufigkeitskurve für die Schwankungen bei der Gutzufuhr und für die Drehmomentspitzen der Schneid- und Wurforgane zeigt den direkten Einfluß der Gutzufuhr auf die Betriebsbeanspruchung dieser Organe; denn beide Summenhäufigkeitskurven stimmen in ihrer Tendenz gut überein.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden für die Antriebswellen sowie für die Trommel- und Scheibenradwelle die Lastkollektive bei verschiedenen Betriebsbedingungen er-

mittelt, da vor allem in diesen Organen extrem hohe Beanspruchungen auftreten. Grundsätzlich zeigte sich bei allen Lastkollektiven, daß die von den Häckslern verarbeitete Trockenmasse der entscheidende Parameter für die Lage der Kollektive war. Lediglich bei der Trommelwelle wurde diese Tendenz durch zusätzliche Drehmomentspitzen infolge von Eigenschwingungen teilweise gestört.

Obwohl die mittlere Antriebsleistung der untersuchten Feldhäcksler für eine bestimmte Betriebsbedingung etwa gleich groß war, traten beim Trommelfeldhäcksler wesentlich höhere Drehmomentspitzen auf, wie auch die Lastkollektive deutlich zeigen.

Zur Beurteilung der insgesamt an einem Bauteil auftretenden Betriebsbeanspruchungen ist es erforderlich, ein möglichst praxisnahes Gesamtkollektiv aufzustellen. Das Gesamtkollektiv erfaßt alle während der vollen Lebensdauer auftretenden Lastspitzen entsprechend ihrer Größe und Häufigkeit und bildet die Grundlage für genauere Betriebsfestigkeitsuntersuchungen. An einem einfachen Beispiel wurde die Erstellung eines solchen Gesamtkollektivs eingehend erläutert.

Für die Ermittlung der Betriebsfestigkeit liegen zur Zeit noch keine Berechnungsverfahren vor. Nach dem heutigen Stand des Wissens stellt der Mehrstufen-Festigkeitsversuch die sicherste und in nahezu allen Fällen anwendbare Methode zur genaueren Untersuchung des Betriebsfestigkeitsverhaltens von Bauteilen beziehungsweise Baugruppen dar. Aus diesem Grunde wurde für das ermittelte Gesamtkollektiv die Aufteilung der stetigen Summenkurve der Betriebslasten in die treppenförmige Summenkurve der Versuchslasten aufgezeigt.

Schrifttum

- [1] GASSNER, E.: Betriebsfestigkeit. Eine Bemessungsgrundlage für Konstruktionsteile mit statistisch wechselnden Betriebsbeanspruchungen. Konstruktion 6 (1954), S. 97—104
- [2] KLOTH, W., und TH. STROPPEL: Kräfte, Beanspruchungen und Sicherheiten in den Landmaschinen. VDI-Z 80 (1936), S. 85—92
- [3] KAHRS, M.: Die Auslegung von Landmaschinenbauteilen nach Lastkollektiven. Landtechnische Forschung 13 (1963), S. 171—179
- [4] GLUTH, M., und H. VOSS: Vergleichende Betrachtungen zum Leistungsbedarf von Feldhäckslern. Landtechnische Forschung 16 (1966), S. 172—177
- [5] FLÖTENMEYER, E.: Hilfsgeräte zur rationellen Auswertung von Meßwerten. Technisches Zentralblatt für praktische Metallbearbeitung 54 (1960), S. 543—548
- [6] DAEVES, K., und A. BECKEL: Großzahl-Methodik und Häufigkeits-Analyse. Weinheim 1958
- [7] SACHT, H. O.: Betriebsbeanspruchungen in den Organen einer Hochdruckballenpresse. Landtechnische Forschung 16 (1966), S. 184—188
- [8] EIMER, M.: Möglichkeiten einer festigkeitgerechten Bewertung von Belastungsaufzeichnungen. Landtechnische Forschung 16 (1966), S. 56—62

Résumé

Manfred Gluth and Helmut Voß: "A Contribution to the Question of the Operating Stress of Field Chopper Organs."

For examining the operating strength behaviour on structural parts, the operating stresses which can be clearly represented by a load collective must be known. The determination of load collectives from torque courses recorded in the field under different conditions is described in detail. Each load collective obtained in this manner designates the operating stresses for a certain working condition with regard to the mean throughput, kind and moisture of material.

Comparing the sum frequency curves for the variation in the material supply and for the torque peaks of the cutting and reciprocating organs shows the direct influence of the material supply on the operating stress of these organs; for both sum frequency curves conform well in their tendency. Within the framework of these examinations the load collectives for the driving shaft as well as for the drum and disk wheel shaft were determined under various working conditions, because especially these organs were found to suffer from extremely high stresses. On principle, all load collectives showed that the dry mass treated in the choppers was the decisive parameter for the position of the collectives. Only in case of the drum shaft this tendency was

partly disturbed by additional torque peaks because of own vibrations.

Though the mean driving power of the field choppers examined was about the same for a certain working condition, the drum-type field chopper showed substantially higher torque peaks, as was also clearly shown by the load collectives.

For judging the altogether occurring operating stresses on a structural part, it is necessary to establish a total collective approaching practice as much as possible. The total collective covers all load peaks proportionate to their size and frequency which occur during the whole operational life. It forms the basis for more exact examinations on the operating strength.

The establishment of such a total collective is described in detail by a simple example.

At present there are no methods of calculation for determining the operating stress. According to the present state of knowledge the multiple-stage strength experiment represents the safest and in nearly all cases applicable method for a more exact examination of the operating strength behaviour of structural parts and assemblies, respectively. For this reason the division of the continual sum curve of the operating loads into the stepped sum curve of the experimental loads is shown for the total collective determined.

Manfred Gluth et Helmut Voss: „Etude des efforts subis par les organes de hache-paille mobiles pendant le travail au champ.“

Les recherches sur la résistance mécanique des pièces de construction exigent en premier lieu une connaissance exacte des efforts subis par les organes de la machine pendant son fonctionnement pratique. Ces efforts peuvent être représentés clairement par des tableaux collectifs des charges. Les auteurs décrivent d'abord la méthode d'établissement des tableaux collectifs des charges à partir des courbes de couple enregistrées au champ dans des conditions de travail différentes. Chaque tableau collectif des charges caractérise les efforts subis pendant le travail dans des conditions déterminées, c'est-à-dire pour un débit moyen et des variétés de plantes et des teneurs en humidité déterminées.

Une comparaison des courbes des fréquences additionnées reproduisant les variations dans l'alimentation et les pointes de couples au organes de coupe et d'expulsion montre l'influence directe de l'alimentation sur les efforts subis par ces organes, car les deux courbes des fréquences additionnées concordent parfaitement dans leur allure.

Dans le cadre de ces recherches, on a déterminé les tableaux collectifs des charges pour les arbres moteurs ainsi que pour l'arbre du tambour et des disques de coupe dans des conditions d'utilisation différentes puisque ces organes subissent des efforts extrêmement élevés. Les tableaux collectifs des charges ont montré que la matière sèche traitée par les hache-paille est le paramètre décisif pour l'état des tableaux collectifs des charges. Seules les mesures faites à l'arbre du tambour s'écartent partiellement de cette tendance étant donné que cet arbre subit des pointes de couple supplémentaires par suite de ses vibrations propres.

Bien que la puissance moyenne absorbée par les hache-paille examinés soit à peu près identique dans des conditions de travail déterminées, on a mesuré des pointes de couple de beaucoup plus élevées sur le hache-paille à tambour comme le montrent nettement les tableaux collectifs des charges établis.

Pour déterminer la totalité des efforts subis pendant l'utilisation par une pièce de construction, il est nécessaire d'établir un tableau collectif des charges totales aussi rapproché que possible de la pratique. Le tableau collectif des charges totales comprend toutes les pointes de charge subies pendant toute la durée de vie classées suivant leur grandeur et leur fréquence et constitue la base pour des recherches plus exactes sur la résistance mécanique des pièces. A l'aide d'un exemple simple, les auteurs ont montré

plus en détail le mode d'établissement d'un tableau collectif des charges totales.

Il n'existe actuellement pas encore des procédés de calcul pour déterminer la résistance des pièces dans la pratique. D'après l'état actuel des connaissances les essais de résistance par paliers constituent la méthode la plus sur et applicable dans presque tous les cas pour étudier plus exactement la résistance des pièces respectivement des ensembles de construction dans l'utilisation pratique. C'est pourquoi les auteurs ont montré comment on peut transformer la courbe progressive des charges additionnées subies pendant l'exploitation déduite du tableau collectif des charges totales, en la courbe brisée des charges additionnées subies pendant les essais.

Manfred Gluth y Helmut Voss: „Una colaboración en torno a la cuestión de las sollicitaciones de órganos de las cortadoras-recolectoras“

El estudio de la resistencia en el trabajo de elementos de construcción presupone, en todos los casos, que las sollicitaciones, que pueden ser representadas en forma clara por un gráfico de cargas, sean exactamente conocidas. Primeramente, se describe, con detalle, la determinación de diagramas de cargas partiendo de los distintos desarrollos del momento de torsión registrados bajo diferentes condiciones de trabajo. Cada uno de los diagramas de cargas así determinados caracteriza las sollicitaciones para una determinada condición de servicio en razón del paso, la clase y la humedad del forraje.

La comparación de las curvas de frecuencia total para las oscilaciones en el acceso del producto y para las puntas del momento de torsión de los órganos cortadores y lanzadores pone de manifiesto la influencia directa que tiene el acceso del forraje sobre la sollicitación de los referidos órganos, pues ambas curvas de frecuencia total son muy idénticas en su tendencia.

En el marco de estos estudios se determinaron los diagramas de cargas de los ejes impulsores así como del eje del tambor y de la rueda de discos bajo diversas condiciones de servicio, pues en estos órganos, sobre todo, se presentan sollicitaciones extremadamente altas. Por principio, se manifestó en todos los diagramas de cargas que la masa seca elaborada por las cortadoras-recolectoras era el parámetro decisivo para el estado de los diagramas. Únicamente para el eje del tambor se vio perturbada, en parte, esta tendencia por puntas adicionales del momento de torsión a consecuencia de oscilaciones propias.

Aunque la potencia media de impulsión de las cortadoras-recolectoras examinadas era aproximadamente igual para una misma condición de servicio, se presentaron en la cortadora-recolectora de tambor puntas considerablemente mayores del momento de torsión, como muestran claramente los diagramas de cargas.

Para enjuiciar las sollicitaciones que en conjunto se presentan en un determinado elemento de construcción se requiere hacer un diagrama total lo más ajustado posible a la práctica. Este diagrama total comprende todas las puntas de carga que se presentan durante toda la vida en consonancia con su tamaño y frecuencia y constituye la base para más exactos estudios de la resistencia en servicio. A raíz de un ejemplo sencillo, se explicó, con detalle, la realización de un diagrama total.

Para la determinación de la resistencia en servicio no se dispone hoy todavía de ningún procedimiento de cálculo. De acuerdo con el estado actual de la ciencia, el estudio de la resistencia en varias etapas constituye el método más seguro y empleable en casi todos los casos para el más exacto estudio de la resistencia en servicio de elementos o grupos de construcción. Por tal razón, para el determinado diagrama total se presentó la división de la curva total continua de las cargas en servicio en la curva total quebrada de las cargas de estudio.