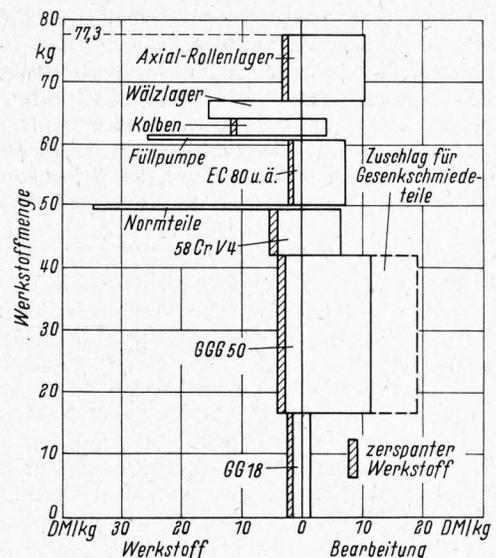


sind in einer bisher ungewöhnlichen Weise auf wirtschaftliche Fertigung hin konstruiert worden. Den gewichtsmäßig größten Anteil des Getriebes stellen Sphärogußteile. Die Festigkeits-eigenschaften dieses Materials sind sehr gut. Die Härtung der Steuerflächen und anderer Gleit- und Lagerflächen an den Gußteilen bereitet keine Schwierigkeiten. Um die entsprechende Genauigkeit zu erreichen, die viele Fräsoperationen überflüssig macht, wurde für den Guß das Formmaskenverfahren nach *Croning* angewendet. Die für die Hydraulik geforderte Sauberkeit der Gußteile wurde durch das Kolene-E-Verfahren, ein neueres Verfahren zur absoluten Entsandung des Gusses, erzielt. In dem Salzbad dieses Verfahrens wirkt gleichzeitig ein chemischer Lösungsvorgang und eine kathodische Reduktion, die den Lösungsvorgang beschleunigt. Außerdem werden die Metalloxyde zu Metall reduziert, so daß die Gußoberfläche völlig von Sand und Zunder befreit wird. Karbide und Graphit werden bei der Behandlung nicht angegriffen.

Die einzelnen Positionen der Fertigungskosten des Getriebes sind in **Bild 27** zusammengestellt. Von einer Nulllinie ausgehend sind nach links die Materialkosten in DM je kg aufgetragen, wobei der Wert des zerspannten Materials durch die schraffierten Flächen gekennzeichnet ist. Nach rechts sind die Bearbeitungskosten aufgetragen. Unsicher ist die Angabe der Kosten für die Axialrollenlager, deren Preis bisher wesentlich höher liegt als hier angegeben. Bezieht man jedoch nur die Rollen und eventuell die Käfige, dann können die Lager ohne Schwierigkeiten auch in Eigenfertigung hergestellt werden. Unter diesen Gesichtspunkten sind die hier angegebenen Kosten für die Axiallager ermittelt

worden. Bei den Kosten für die Sphärogußteile aus GGG 50 ist dargestellt worden, wie hoch schätzungsweise die zusätzlichen Kosten wären, wenn nicht Gußteile, sondern Schmiedeteile verwendet worden wären. Die Kalkulation wurde für die Fertigung von 500 Getrieben im Monat aufgestellt.



**Bild 27.** Gliederung des Fabrikverkaufspreises. Summe der Einzelflächen = Fabrikverkaufspreis (März 1964).

DK 531.7:631.372.013

## Eine tragbare Zapfwellenleistungs-Meßvorrichtung und ihre Anwendung

Von **A. A. Bahasoean**, Eindhoven<sup>1)</sup>

*Die bekannten Methoden der Messung des Zapfwellenleistungsbedarfs der Landmaschinen im Feldbetrieb mit dem Meßschlepper oder dem Meßwagen sind kosten- und arbeitszeitmäßig oft zu aufwendig. Das neuentwickelte Gerät ist bei Maschinenprüfungen und ersten Tastversuchen rasch einsatzbereit. Die Meßwerte können gegenüber den registrierenden Methoden unmittelbar bei dem Versuch beobachtet und abgelesen werden.*

Bei der Entwicklung einer neuen Landmaschine möchte man wissen, wie sie funktioniert und welche Zapfwellenleistung sie bei verschiedenen Drehzahlen und Arbeitsbedingungen benötigt. Häufig entsprechen Maschinen, welche mit Hilfe von labormäßig gefundenen Daten entwickelt worden sind, nicht den Erwartungen. In vielen Fällen können Leistungsmessungen Hinweise geben, wo die Ursachen eines Mißerfolges liegen oder in welcher Richtung weitere Laboruntersuchungen nötig sind oder mit welchen Änderungen Verbesserungen zu erzielen sind.

Eine andere interessante Frage ist, welche Leistung ein Schlepper während der Arbeit auf dem Felde über die Zapfwelle abgeben kann. Die Angaben in Prüfungsberichten und Werbeblättern sind auf dem Prüfstand mit der Wasserbremse gemessene Höchstwerte. Die im Feldeinsatz zur Verfügung stehende Leistung kann dagegen infolge Rollwiderstand und Schlupf des Schleppers und Zugbedarf der Landmaschine bis zur Hälfte sinken. Es ist wichtig, dies zu erkennen und herauszufinden, warum soviel Leistung verlorenght. Durch Verbesserung der angetriebenen Maschine läßt sich manchmal die Zugleistung verringern und damit die zur Verfügung stehende Motorleistung des Schleppers besser ausnützen.

<sup>1)</sup> Vorgetragen auf der 22. Tagung der Landmaschinen-Konstrukteure in Braunschweig-Völknerode am 9. 4. 1964.

*ir. A. A. Bahasoean ist Mitarbeiter am Laboratorium für Landmaschinen an der Technischen Hochschule Eindhoven.*

Bislang wurden die beiden nachstehend beschriebenen Methoden zur Messung der Zapfwellenleistung auf dem Feld angewendet.

### Meßschlepper

Ein Meßschlepper und eine angehängte Landmaschine werden von einem zweiten Schlepper gezogen, der die gesamte Fahrleistung aufbringt. Der Radantrieb des Meßschleppers ist während der Messung nicht eingeschaltet. Aus dem Brennstoffverbrauch je Zeiteinheit und der Motordrehzahl des Meßschleppers wird an Hand der mit der Wasserbremse ermittelten Leistungskurven die abgegebene Zapfwellenleistung bestimmt. Die Messung ist eine Mittelwertmessung über etwa 5 Minuten. Innerhalb dieser Zeit können Leistungsschwankungen nicht beobachtet werden.

Während der Messung muß der Fahrer des Meßschleppers die Motordrehzahl möglichst konstant halten. Bei Beginn und Ende der Messung muß er gleichzeitig die Brennstoffzufuhr des Brennstoffverbrauchsmessers und die Stoppuhr bedienen, wenn ihm diese Aufgabe nicht durch ein Uhrwerk abgenommen wird.

### Meßwagen

Zwischen Zapf- und Gelenkwelle werden elektrische Drehmoment- und Drehzahlgeber angebracht, deren Signale mit einem Kabel auf einen neben dem Schlepper fahrenden Meßwagen übertragen werden. Im Meßwagen befinden sich elektronische Geräte zur graphischen oder digitalen Registrierung. Die Vorbereitung einer Messung und die Auswertung der gemessenen Größen zur Leistungsbestimmung sind sehr zeitraubend. Der Meßwagen und die Meßeinrichtung sind sehr teuer. Die Messungen sind für viele Zwecke zu aufwendig.

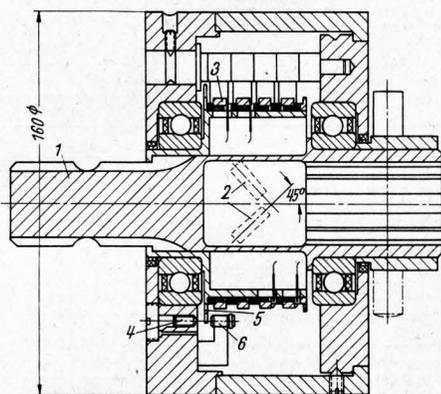
### Ein neues Gerät zur Leistungsmessung

Da die für die Prüfung oder Untersuchung an Landmaschinen zur Verfügung stehende Zeit beschränkt ist und man in kurzer

Zeit möglichst viele Leistungsmessungen machen will, wurde im Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Eindhoven ein Zapfwellen-Leistungsmesser entwickelt, der die Nachteile der beiden klassischen Methoden eliminiert und vielseitig angewendet werden kann.

Folgende Anforderungen wurden an das Gerät gestellt:

1. Mit dem Instrument sollen Zapfwellenleistung und -drehzahl direkt abgelesen oder aufgeschrieben werden können,
2. das Ablese- oder Schreibgerät soll tragbar sein (transportabel genügt nicht) und muß auch von einem Nichtspezialisten bedient werden können,
3. das Gerät soll eine eigene Energiequelle haben oder von der Batterie des Schleppers gespeist werden,
4. der Meßfehler soll wie üblich nicht höher als 5% sein,
5. Leistungsschwankungen mit Frequenzen kleiner als 1 Hz müssen beobachtet werden können,
6. Drehmomente und Drehzahlgeber sollen möglichst einfach und ohne Werkzeug angebracht werden können. Die Verlängerung der Zapfwelle durch den Meßwertgeber und der Durchmesser des Gehäuses des Aufnehmers dürfen bestimmte Maße nicht überschreiten,



**Bild 1.** Der Aufnehmer für Drehmoment und Drehzahl.

- 1 Anschluß für die Gelenkwelle
  - 2 Dehnungsmeißstreifen zur Messung des Drehmomentes
  - 3 Schleifringe zur Abnahme der Meßwerte
  - 4 Lichtquelle
  - 5 Schlitzscheibe
  - 6 Fototransistor
- } photoelektrischer Impulsgeber  
zur Messung der Drehzahl

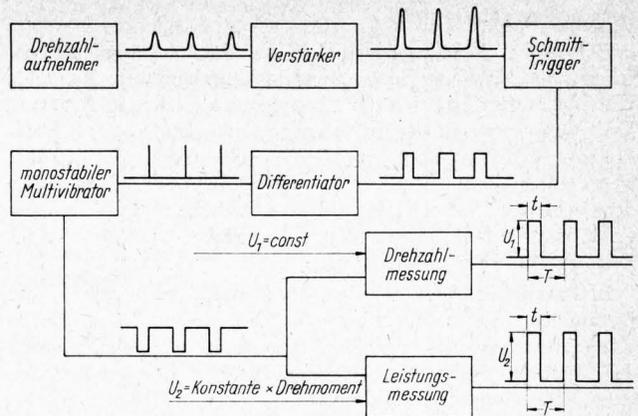
7. das Gerät soll unter schwierigen Bedingungen eingesetzt werden können und
8. hohe Zuverlässigkeit ist wichtiger als ein niedriger Preis. Anscheinend billige und einfache Meßgeräte sind manchmal unzuverlässig und deshalb im Gebrauch teuer.

### Beschreibung des Gerätes

Zunächst wurden Lösungen mit mechanisch-pneumatischen und mechanisch-hydraulischen Systemen gesucht. Dabei ergaben sich folgende Nachteile: Der Aufnehmer wurde zu groß; Spitzenmomente beeinträchtigten die Genauigkeit der abgelesenen oder aufgeschriebenen Werte; tragbare Ablese- oder Schreibgeräte für pneumatische oder hydraulische Größen mit eingebautem Multiplikator waren nicht erhältlich.

Demgegenüber schien eine Lösung mit elektrisch bzw. elektronischen Elementen besser geeignet zu sein, da sich elektrische Drehmomentgeber mit Dehnungsmeißstreifen in der Praxis bewährt haben und mit Hilfe von Transistoren leichte und zuverlässige Geräte für die Verarbeitung von Meßwerten gebaut werden können. Der Aufnehmer kann auch für Messungen von sehr kleinen Drehmomenten, Drehzahlen usw. sowohl im Labor wie in Verbindung mit einem Meßwagen benutzt werden.

**Bild 1** stellt den Aufnehmer für Drehmoment und Drehzahl dar. Er wird in gleicher Weise wie eine Gelenkwelle auf die Zapfwelle aufgesteckt. Der Außendurchmesser des Gehäuses ist 160 mm, die Zapfwelle wird um 136 mm verlängert. Die Meßwelle erträgt Dauerdrehmomente von 60 kpm und Spitzendreh-



**Bild 2.** Schaltbild der Meßeinrichtung.

momente von 150 kpm. Das Drehmoment wird mit Dehnungsmeißstreifen, die Drehzahl mit einem photoelektrischen Impulsgeber gemessen, der aus Lichtquelle, Schlitzscheibe und Fototransistor besteht.

In **Bild 2** ist das Blockschaltbild der Meßeinrichtung dargestellt. Die vom Drehzahl-aufnehmer gelieferten Impulse steuern einen Schmitt-Trigger. Die Breite und der Abstand der durch den Schmitt-Trigger gelieferten Rechteckimpulse sind von der Drehzahl abhängig. Der Mittelwert ändert sich kaum mit der Drehzahl. Deshalb werden sie in einem Differentiator differenziert, wobei nur der positive Differentialquotient geliefert wird, also sehr scharfe Nadelimpulse mit von der Drehzahl abhängigem Abstand. Diese Impulse steuern einen monostabilen Multivibrator, woraus Rechteckimpulse mit konstanter Breite geliefert werden.

Für die Drehzahlmessung werden die durch den Multivibrator gelieferten Impulse benutzt zur Steuerung eines „clamp and switch circuit“, der mit einer konstanten Spannung  $U_1$  gespeist ist.

Da  $t$  konstant ist und  $1/T$  im geraden Verhältnis zur Drehzahl  $n$  steht, ist

$$U_1 \frac{t}{T} = U_{dr} = k n \quad (1)$$

Wird statt der konstanten Spannung  $U_1$  die dem Drehmoment proportionale Gleichspannung  $U_2$  benutzt, dann ergeben sich am Ausgang Impulse, deren Mittelwerte proportional der Leistung  $N$  sind:

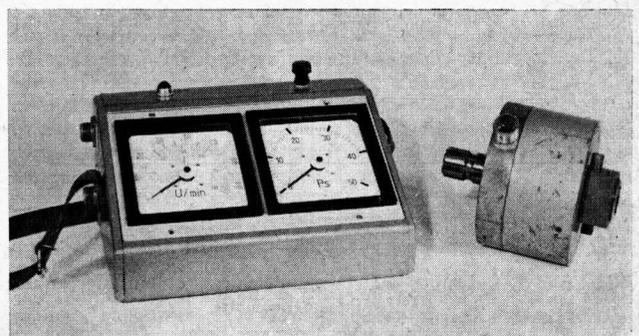
$$U_2 \frac{t}{T} = k' n M_d = k'' N \quad (2)$$

Man kann auch die Spannung  $U_{dr}$  als Speisespannung für den Drehmomentgeber benutzen. Dann ist die Ausgangsspannung  $U_N$  des Drehmomentgebers proportional dem Produkt aus Drehzahl  $n$  und Drehmoment  $M_d$ , also auch proportional der Leistung  $N$ :

$$U_N = U_1 \frac{t}{T} c M_d = k' n M_d = k'' N \quad (3)$$

Leistung und Drehzahl können an Zeigergeräten, **Bild 3**, abgelesen werden.

**Bild 3.** Aufnehmer- und Zeigergerät.



## Anwendungsbeispiele

Es wurden Leistungsmessungen an Feldhäckslern, Rübenrodern und an einer Spatenmaschine durchgeführt. Bei allen Untersuchungen hat sich das Ablesegerät als sehr handlich und brauchbar erwiesen. Der Aufnehmer kann meistens ohne Schwierigkeiten zwischen Zapf- und Gelenkwelle angebracht werden, wenn eine  $1\frac{3}{8}$ "-Zapfwelle vorhanden ist. Ein Mann, der neben dem Schlepper hergeht oder auf dem Schlepper sitzt, kann das Gerät längere Zeit tragen, ohne zu ermüden. Das Gewicht des Zeigergerätes beträgt etwa 5 kg.

In Zusammenarbeit mit dem Institut für Landtechnik und Rationalisierung in Wageningen wurden Messungen an Feldhäckslern verschiedener Hersteller gemacht. Dabei wurden die Ergebnisse der neuentwickelten Meßeinrichtung mit denen eines Meßschleppers verglichen.

Mit der neuen Methode konnten Leistungsschwankungen beobachtet und festgestellt werden, daß häufig momentan höhere Leistungen als der Mittelwert von der Maschine abgenommen wurden. Außerdem konnte man die Leerlaufdrehzahl der Maschinen bei jeder Drehzahl sofort ablesen. Bild 4 und 5 zeigen die Abhängigkeit der Zapfwellenleistung von der Drehzahl bei Leerlauf von zwei Feldhäckslern. Bei Arbeiten ohne Hilfsschlepper konnte beobachtet werden, wie mit zunehmender Füllung des mitgezogenen Ackerwagens die an der Zapfwelle verfügbare Leistung abnahm.

Während einer Vorführung von Zuckerrübenrodern verschiedener Hersteller wurden Messungen durchgeführt, wobei Unterbrechungen während der Arbeit nicht erwünscht waren. Weil die Hersteller für die Roder spezielle Anhängpunkte an ihrem Schlepper vorgesehen hatten, war es manchmal ein Mysterium, wie man die Gelenkwelle anzukuppeln hat. Infolge der Schwierigkeiten bei der Anknüpfung der Gelenkwelle konnte nur an zwei der elf vorgeführten Maschinen der Aufnehmer ohne weiteres aufgesteckt werden. Tafel 1 zeigt die Meßergebnisse von einer der beiden Maschinen.

Tafel 1. Zapfwellenleistung beim Antrieb eines Rübenrodern in Abhängigkeit von der Drehzahl.

Zapfwelldrehzahl	U/min	540	650
Leistungsbedarf bei Leerlauf	PS	5 bis 6	7 bis 8
Leistungsbedarf bei der Arbeit	PS	8 bis 11	16 bis 18
Fahrgeschwindigkeit	km/h	3,0	3,5

Beim Entwurf eines neuen Baggerprinzips wollte man wissen, welchen Einfluß die Schärfe der Schneiden auf den Schnittwiderstand hat. Hierzu wurden mit der Spatenmaschine am Strand Versuche mit Messern verschiedener Schärfe gemacht. Der Sand, der normalerweise gebaggert werden soll, ist derselbe wie am Strand und genauso fest. Bild 6 bis 8 zeigen die Ab-

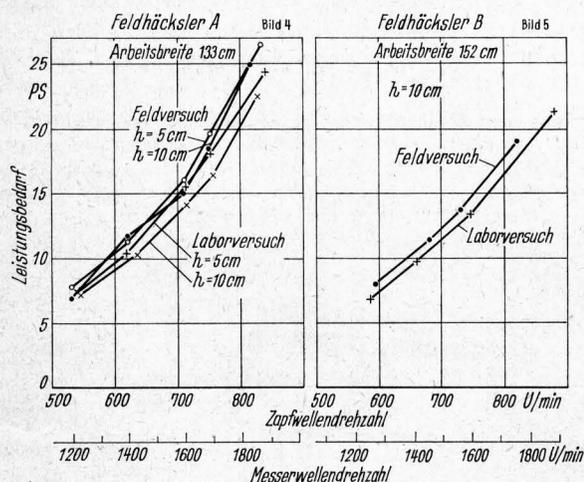


Bild 4 und 5. Leistungsbedarf zweier Schlegelfeldhäcksler an der Zapfwelle bei Leerlauf.

$h$  Abstand der Messer vom Boden

messungen der benutzten Messertypen und die Meßergebnisse. Bei Messertyp II und III wurde der Leistungsbedarf alle drei Sekunden abgelesen; bei Messertyp I war der Zeiger ruhiger,

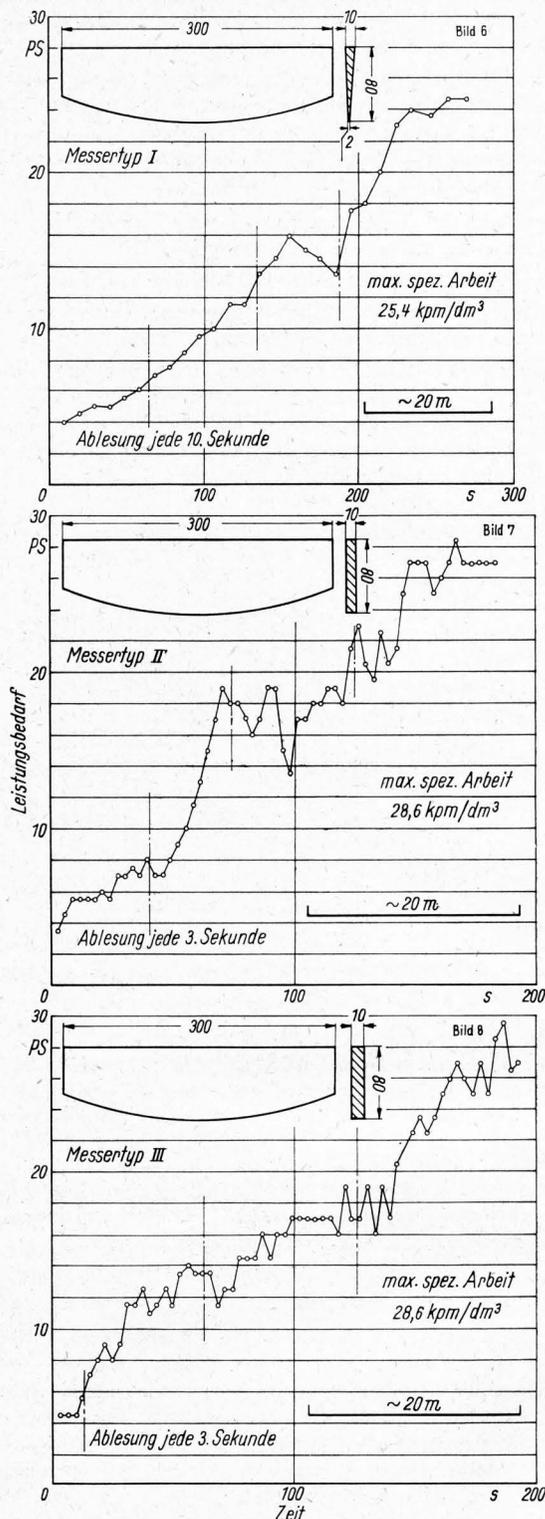


Bild 6 bis 8. Leistungsmessungen an einer Spatenmaschine mit Messern verschiedener Schärfe.

In den Bildern 6 bis 8 sind die Kurven durch drei senkrechte, strichpunktierte Linien in vier Abschnitte steigenden Bodenwiderstandes eingeteilt:

- Gebiet I entspricht dem Leistungszunahme mit zunehmenden Wassergehalt des Sandes,
- Gebiet II zeigt die Leistungszunahme mit zunehmenden Wassergehalt des Sandes,
- Gebiet III: hier ist die Leistung nahezu konstant, weil der Sand mit Wasser gesättigt ist, d. h. konstanten Wassergehalt hat und im
- Gebiet IV nimmt die Leistung wieder zu, weil unter Wasser gearbeitet wird. Die Leistungsaufnahme nimmt mit zunehmender Tiefe des Wassers zu.

Zapfwelldrehzahl  $n = 530-550$  U/min  
 Fahrgeschwindigkeit  $v = 0,86$  km/h  
 Arbeitstiefe  $t = 18$  cm  
 Arbeitsbreite  $b = 210$  cm

weshalb nur alle 10 Sekunden abgelesen zu werden brauchte. Die Diagramme zeigen die Leistungsaufnahme der Spatenmaschine beim Arbeiten in Richtung von den Dünen zum Meer, wobei der Bodenwiderstand erheblich zunimmt. Aus den Ergebnissen geht hervor, daß die Schärfe der Schneide den Leistungsbedarf nur um 15 bis 20% ändert. Laborversuche haben dies bestätigt. Diese Versuche konnten in einer Entfernung von etwa 200 km vom Institut von drei Personen innerhalb von zwei Tagen gemacht werden, einschließlich der notwendigen Änderungen an der Maschine. Im Vergleich mit anderen Methoden ergab sich eine sehr große Kosten- und Zeitersparnis.

### Zusammenfassung

Die verschiedenen Untersuchungen mit dem neuentwickelten Gerät zur Leistungsmessung an Zapfwellen haben ergeben, daß diese Methode den Messungen mit Meßschleppern oder Meßwagen überlegen ist. Die kennzeichnenden Vorteile sind:

1. Zeit- und Arbeitskraftersparnis wegen der sofortigen Einsatzbereitschaft und leichten Handhabung,
2. Kostenersparnis, weil Meßschlepper oder Meßwagen überflüssig sind,
3. im Gegensatz zu den herkömmlichen Methoden können Leistungsschwankungen und -verlauf unmittelbar beobachtet werden, und
4. das Gerät hat sich als zuverlässig erwiesen. Eine Wiederholung nach zwei Jahren Betriebszeit ergab keine Abweichung in der Anzeige.

### Schrifttum

- [1] Perry, C. C., und H. R. Lissner: The strain gage primer. McGrawhill, New York 1962.
- [2] Bahasoan, A. A., und M. Verduin: An instrument for measuring the power transmitted between the tractor P.T.O. and the agricultural machine. J. Agric. Engng. Res. 8 (1963) Nr. 4.

## KURZAUSZÜGE AUS DEM SCHRIFTTUM

### Ermüdungsbrüche bei Federgrubberzinken und ihre Vermeidung

Richardson, R. D., und E. P. Coleman: Avoiding fatigue in cultivator spring tines. Farm Mechanization 17 (1965) Nr. 186, S. 14/15. DK 620.17:631.316.2

Feingrubberzinken werden durch verhältnismäßig langsam veränderliche Biegekräfte beansprucht. Die Steifigkeit der handelsüblichen Zinken ist so ausgelegt, daß die Zinken eine Eigenfrequenz von etwa 7 Hz haben. Die Brüche treten im Bereich des größten Biegemomentes auf und sind Dauerbiegebrüche. Die Dauerbiegefestigkeit der Zinken wird durch eine schlechte Oberfläche und Korrosionsangriffe ungünstig beeinflusst. In Feldversuchen wurde mittels Dehnungsmeßstreifen die Biegespannung im Bereich des größten Biegemomentes des Zinkens gemessen. Sie schwankte bei drei verschiedenen Böden im Durchschnitt zwischen +43 kp/mm<sup>2</sup> und -6 kp/mm<sup>2</sup> mit Spitzen bis +62 kp/mm<sup>2</sup>. Die Schwingungsdauer betrug jeweils 2,5 Sekunden. Bei 80 Einsatzstunden je Saison ergibt sich eine Lastwechselzahl von 115000. Um die Lebensdauer der Zinken bei verschiedenen hohen Beanspruchungen feststellen zu können, wurde im National Institute of Agricultural Engineering in Silsoe eine Versuchseinrichtung entwickelt und mit dieser die Wöhlerkurven verschiedener Zinkenausführungen ermittelt. Dabei zeigte sich, daß die Stahlqualität und die Wärmebehandlung eine untergeordnete Wirkung auf die Lebensdauer haben (sofern die Oberflächeneinflüsse vorherrschen) und die im Labor gemessene Dauerfestigkeit der Zinken erheblich unter den im Feldbetrieb auftretenden Beanspruchungen liegen. Durch Kugelstrahlen der Zinkenoberfläche konnte die Dauerfestigkeit so weit angehoben werden, daß keine Bruchgefahr mehr besteht. Die Versuche mit den Grubberzinken bestätigen die anderwärts gemachten Erfahrungen, daß bei wechselbeanspruchten Federn die Dauerfestigkeit durch Verminderung der Oberflächenrauigkeit, Vermeiden von Entkohlung und Erzeugung eines Eigenspannungssystems verbessert werden kann. GL 12 G. Petit

### Einfluß der Entkohlung auf die Ermüdungseigenschaften und den Rißfortschritt in Siliziumstählen

Spiegler, B.; B. Z. Weiss and A. Taub: Influence of decarburization on the fatigue properties and the propagation of cracks in silicon-steels. J. Iron Steel Institute. June 1964, S. 509/17, 20 Lit. DK 620.17

Die Dauerwechselfestigkeit eines Werkstückes wird maßgeblich durch den Zustand der äußeren Schicht beeinflusst, besonders durch Oberflächenrauigkeit, Gefügewechsel in der Randzone und Vorhandensein eines Eigenspannungssystems, dessen Spannungen sich je nach dem Vorzeichen der Eigenspannungen und der Betriebsspannungen addieren oder subtrahieren können. Die Verfasser haben den Einfluß der Entkohlung auf die Dauerfestigkeit eingehend untersucht. Sie benutzten dazu Rundstäbe aus einem Silizium-Federstahl (0,61% C, 1,86% Si, 0,92% Mn, 0,39% Cr). Die Wärmebehandlung der Proben und das Ergebnis geht aus der Tafel hervor. Alle drei Wärmebehandlungszustände wurden ohne und mit entkohelter Randzone untersucht. Durch die Entkohlung ergab sich eine Verringerung der Dauerbiegefestigkeit beim perlitischen Gefüge um ungefähr 30%, beim angelassenen

Martensit um 44% und beim martensitischen Gefüge um 52%. Dabei war die Dauerbiegefestigkeit der entkohlten Proben bei allen drei Wärmebehandlungen etwa gleich groß. Die Dicke der Entkohlungsschicht, die zwischen 0,1 mm und 0,6 mm variiert wurde, hatte keinen Einfluß auf die Größe der Verminderung der Dauerfestigkeit. Zeitlich gesehen, reißt die entkohlte Schicht zuerst bei den perlitischen, dann bei den vergüteten und zuletzt bei den martensitischen Proben ein. Im perlitischen Gefüge ver-

Wärmebehandlung und Gefüge der Proben	Härte HRC	Zugfestigkeit $\sigma_B$ kp/mm <sup>2</sup>	Dauerfestigkeit		
			Oberfläche		Verringerung $\frac{\sigma_D - \sigma_{De}}{\sigma_D}$ %
			nicht entkohlt $\sigma_D$ kp/mm <sup>2</sup>	entkohlt $\sigma_{De}$ kp/mm <sup>2</sup>	
geglüht (perlitisch)	23—25	110	47	33	30
vergütet 850°C/Wasser 600°C angelassen (angel. Martensit)	40—42	125	63	35	44
gehärtet u. angelassen 850°C/Wasser 200°C angelassen (martensitisch)	59—60	200	69	33	52

läuft der Riß in Abhängigkeit von der Gefügebildung, im vergüteten von Karbid zu Karbid und im Martensit verläuft der Riß in gerader Richtung, ohne erkennbare Abhängigkeit vom Gefüge. Im Martensit bricht die Probe bald nach dem Auftreten des ersten Anrisses, bei den beiden anderen Gefügearten reißen die Proben verhältnismäßig langsam ein. GL 13 G. Petit

### Sortierung der Früchte bei der mechanischen Tomatenernte

Stephenson, K. Q.: Selective fruit separation for mechanical tomato harvester. Argicult. Engng. 45 (1964) Nr. 5, S. 250/53. DK 631.362

Bei der Tomatenernte sind in den USA bisher noch 6 bis 10 Arbeitskräfte notwendig, um die unreifen Früchte auf den Erntemaschinen auszulesen. Es wird eine Versuchseinrichtung beschrieben, welche die Tomaten mittels einer speziellen Schüttel-einrichtung von den Pflanzen trennt und die reifen und unreifen Früchte nach ihrer Farbe (rot = reif, grün = unreif) sortiert. Die Farbsortierung erfolgt durch zwei parallel geschaltete Cadmiumsulfid-Photozellen in einer abgedunkelten Kammer. Das Licht einer 150-Watt-Lampe wird von den Früchten reflektiert und gelangt durch Rotfilter auf die Photozellen, deren Ausgangsstrom in einem Transistorverstärker zu einem Regelimpuls verstärkt wird. Die Parallelanordnung der Photozellen bewirkt eine größere Ansprechbarkeit auf das von unregelmäßigen Oberflächen reflektierte Licht. Gleichzeitig wird die Empfindlichkeit im Verhältnis 2,75:1 heraufgesetzt. Mit dieser Sortiereinrichtung können bis zu acht Sortiervorgänge je Sekunde durchgeführt werden. Die ganze Anlage ist unempfindlich gegen Erschütterungen und damit gut geeignet für den Einbau in Felderntemaschinen. Ergebnisse über durchgeführte Sortierversuche werden noch nicht mitgeteilt. GL 14 Chr. v. Zabeltitz