

EIN BEITRAG ZUR HALTBARKEIT DER HEUWENDERGABELN

Von R. Thiel und W. Bergmann

Eine jede Maschine kann umso wirtschaftlicher gebaut werden, je besser man über die auftretenden Kräfte und Beanspruchungen unterrichtet ist. Solche Kenntnisse sind umso nötiger, je näher man in der Praxis an die von den Maschinenteilen ertragbaren Grenzwerte herankommt. Wie mancherlei Brüche zeigen, ist das bei Heuwendergabeln und -zinken der Fall.

In einer eingehenden Untersuchung hat *Stoppel* über die Massen und Arbeitskräfte in Gabelheuwendern berichtet [1] und dabei u.a. den Drehmomentverlauf im Antriebsrad eines sechsgabligen Heuwenders gemessen (Bild 1). Er hat an Hand dieser Mes-

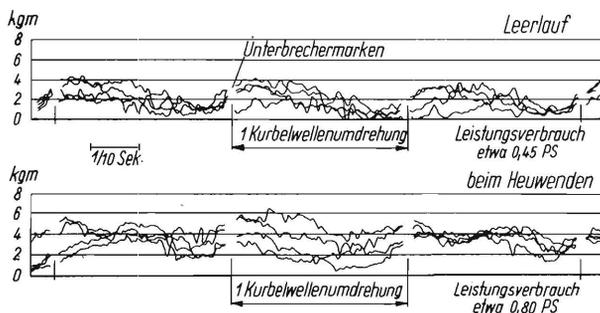


Bild 1. Drehmomentverlauf im Antriebskettenrad der Kurbelwelle eines sechsgabligen Heuwenders (nach *Stoppel* [1]). Die Schwabungen des Drehmomentes im Rhythmus der Kurbelwellenumdrehungen treten in der obigen Form nur wenig auf; im allgemeinen ist der Verlauf des Drehmomentes unregelmässig.
Fahrtgeschwindigkeit $v = 1,25$ m/s
Drehzahl der Kurbelwelle $n = 165$ U/min

sungen eine Analyse der an den Gabeln auftretenden äusseren Kräfte durchgeführt mit dem Ergebnis, dass ein erheblicher Anteil der Beanspruchungen der Gabeln und der Lagerungen allein durch die auch schon im Leerlauf der Maschine auftretenden Massenkkräfte bedingt sind. Der Einfluss des Gabelgewichtes sowie der Lage des Gabelschwerpunktes auf die Kräfte und den Lagerverschleiss führten dann zu der Forderung, die umlaufenden Getriebeteile so leicht wie irgend möglich zu bauen, ohne dabei die Haltbarkeit herabzusetzen.

In der vorliegenden Arbeit wurden nun die Spannungen in zwei verschiedenen Gabeln bzw. Zinken während des Betriebes gemessen, um an Hand dieser Messungen Hinweise für Verbesserungen der Heuwendergabeln zu bekommen. Der eine Gabelheuwender war mit den üblichen Gabeln mit Gelenk und Schraubenfeder ausgerüstet, während der andere extrem leichte Federdrahtgabeln hatte. Zum Vergleich dazu wurden noch die Spannungen an einem Trommelheuwender-Zinken gemessen.

Durchführung der Messungen

Das Messen der Kräfte, Beschleunigungen und Drehmomente wird heute fast ausschliesslich mit elektrischen Methoden durchgeführt [2]. Die Messgrössen werden dabei durch den Messvorgang am wenigsten verfälscht. Nachfolgend wird über solche Messungen an betriebsmässig arbeitenden Gabeln von Heuwendern berichtet.

Die verwendete elektrische Messeinrichtung, – deren Funktionsweise als bekannt vorausgesetzt werden darf [3], – setzte sich folgendermassen zusammen: Für die Dehnungsmessungen an einer Messstelle wurde entweder ein induktiver Dehnungsgeber mit 10 mm Messlänge (nach *Ratzke*) oder ein Dehnungsmessstreifen mit 20 mm Messlänge (Ausführung *Huggenberger*) zusammen mit einem selbstgebauten dynamischen Dehnungsmessgerät (sogen. Kraftverlaufmesser) verwendet. Das Dehnungsmessgerät bestand aus Messbrücke, Röhrenverstärker, Gleichrichterbrücke und 5000 Hz-Röhrengenerator. Für die Beschleunigungsmessungen diente ein induktiver Beschleunigungsgeber mit einer induktiven dynamischen Messanlage (Ausführung *Askania*). Die Ergebnisse der Beschleunigungsmessungen, die in einem anderen Zusammenhange durchgeführt wurden, werden ohne Kommentar wiedergegeben. An der Kurbel- bzw. Trommelwelle der Heuwender war ein Kontaktgeber angebracht, durch welchen eine bestimmte Gabelstellung während der Wurfperiode in den Oszillogrammen markiert werden konnte. Die Messgrössen wurden mit einem tragbaren Dreischleifenzillographen (Ausführung *Siemens*) registriert. Ein Zeitkontaktgeber (Ausführung *Wetzer*) lieferte die Zeitmarken. Die gesamte Messanlage wurde aus einem Akkumulator (12 V, 75 Ah) – teils über rotierende Umformer – gespeist. Von den Gebern und Kontakten führten Messkabel zu den Messgeräten in einem



Bild 2. Messungen an Heuwendergabeln beim Wenden. Die elektrischen Registriergeräte sind in dem Volkswagenbus, der neben dem Versuchsgerät herfährt, untergebracht.

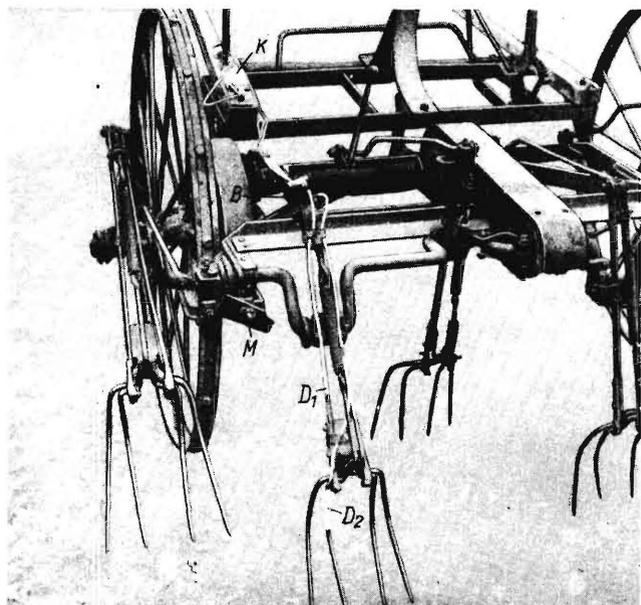


Bild 3. Messstellen am Gabelheuwender.

- D_1 Dehnungsgeber nach Ratzke
 - D_2 Dehnungsmessstreifen (Ausführung Huggenberger)
 - M Markengeber für die Kurbelstellung
 - B Beschleunigungsgeber
 - K Kompensationsgeber
- Gewicht der kompletten Gabel 4,3 kg

Messwagen (Volkswagenbus), der bei den Messungen neben dem Heuwender herfuhr (Bild 2).

Die Empfindlichkeit der verwendeten Messeinrichtung wurde jeweils vor der Messung und gelegentlich auch zusätzlich nachher durch mechanische oder elektrische Eichung bestimmt. Die Dehnungsmessungen wurden immer gleich in Spannungen umgerechnet

und ausgewertet. Bei der Auswertung der Oszillogramme wurde festgestellt, dass die Streuung der Eichwerte der Spannungsmessungen während einer Messreihe weniger als $\pm 3,5\%$ betrug. Sowohl die Dehnungs- als auch die Beschleunigungsmesseinrichtung arbeiteten in den vorkommenden Frequenzbereichen linear; es waren also keine Korrekturen der Amplituden bei verschiedenen Frequenzen nötig. Die Eigenfrequenz des Beschleunigungsgebers betrug (nach Firmenangabe) etwa 1000 Hz. Sein Gewicht von 155 g war im Vergleich zu der bewegten Masse der Gabeln unbedeutend.

Die Versuche wurden auf verschiedenen Wiesen durchgeführt. Dabei wurde entweder halbtrockenes Heu oder, für eine grössere Belastung, frisch gemähte Luzerne bei normaler oder starker Belegung gewendet.

Gabel mit Gelenk und Schraubenfeder

Eine Übersichtsaufnahme des bei den Versuchen verwendeten Gabelheuwenders mit den Messstellen auf der Gabel zeigt Bild 3. Es wurden an der in Bild 4 dargestellten Messgabel die Dehnungen des Gabelstiels in der Nähe des Gabeltrieblagers im Punkte D_1 und die Dehnungen eines mittleren Zinkens im Punkte D_2 sowie die Beschleunigungen am Lenkhebel senkrecht zur Hebelrichtung gemessen.

Die in Bild 4 gezeichnete Lage wurde bei jeder Umdrehung im Oszillogramm markiert.

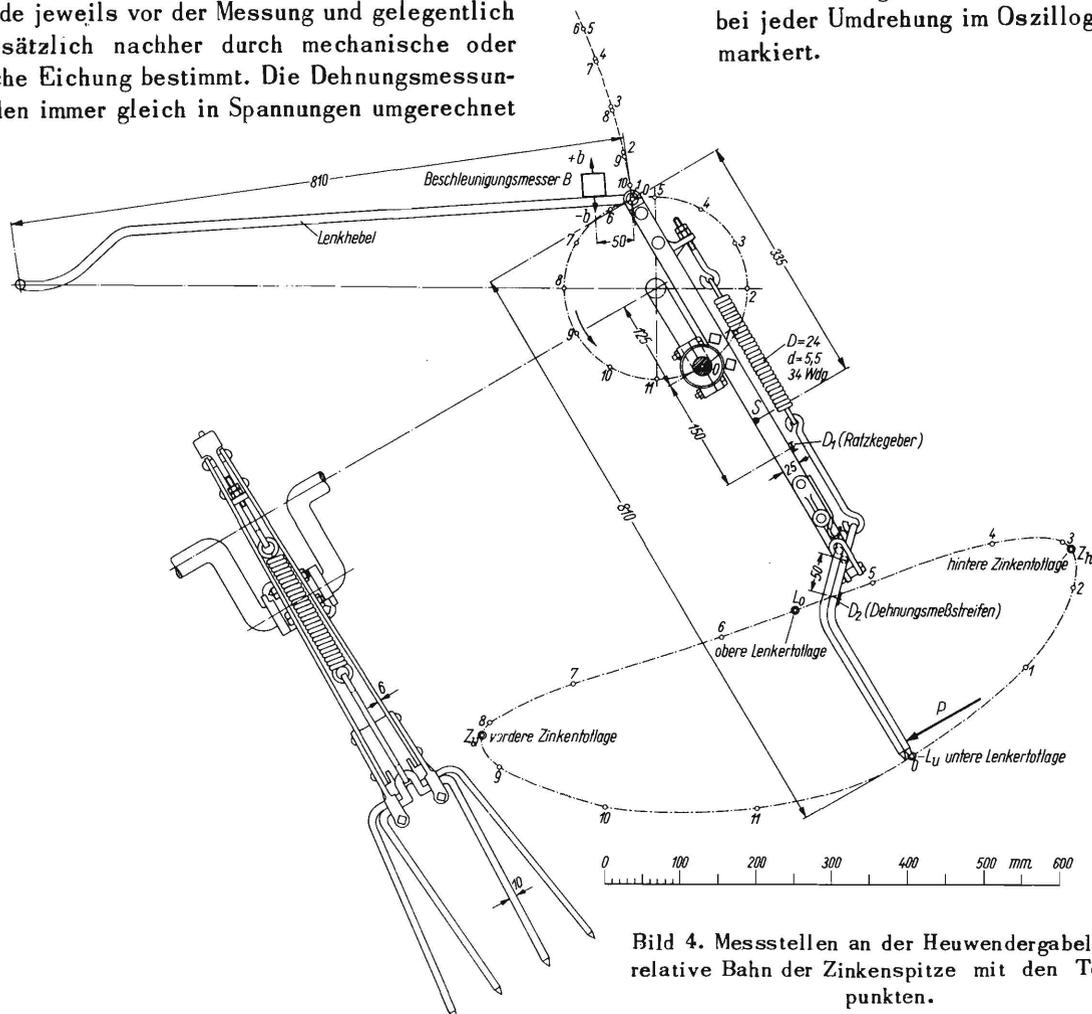


Bild 4. Messstellen an der Heuwendergabel sowie relative Bahn der Zinkenspitze mit den Totlagepunkten.

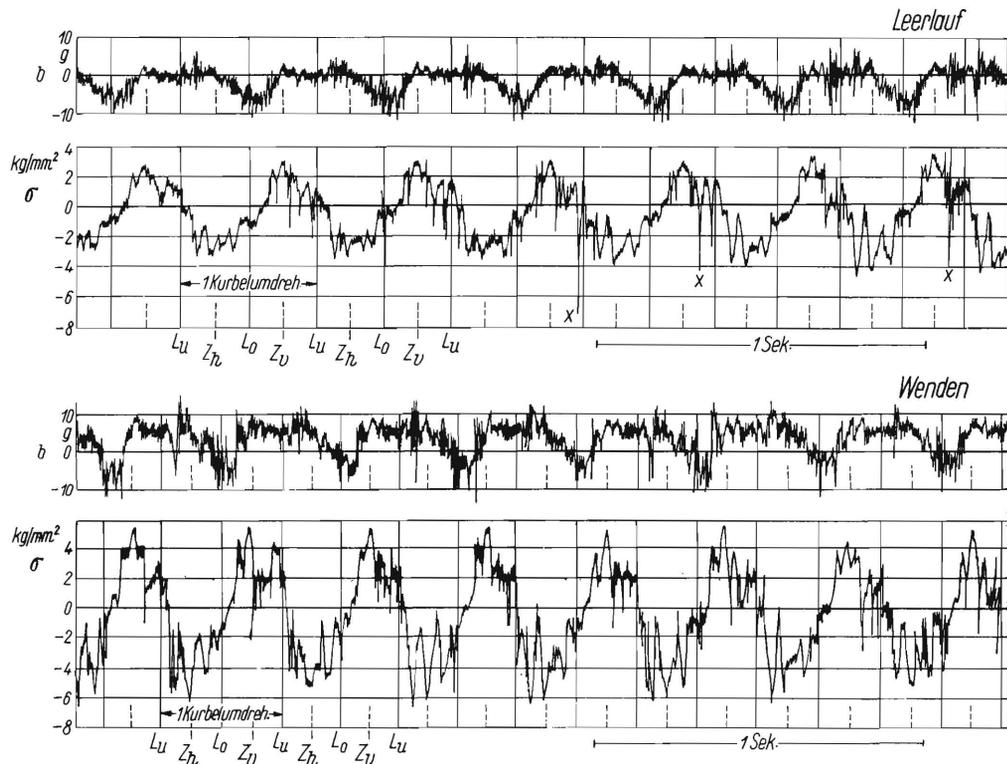


Bild 5 und 6. Spannungen σ im Gabelstiel im Punkte D_1 sowie Beschleunigungen b im Punkt B , im Leerlauf und beim Wenden.

In Bild 5 und 6 ist der gleichzeitige Verlauf der gemessenen Dehnungen ϵ bzw. der daraus errechneten Spannungen $\sigma = \epsilon \cdot E$ des Gabelstiemes und der Beschleunigungen b des Lenkhebels nach den Originaloszillogrammen wiedergegeben. Die Fahrgeschwindigkeit betrug 1,2 bis 1,4 m/s und die Kurbeldrehzahl beim Leerlaufversuch 145 U/min und beim Wenden 170 U/min. Die obere und die untere Totlage des Lenkhebels ist in Bild 4 mit L_o und L_u bezeichnet. Die vordere und hintere Totlage der Zinken (Z_v und Z_h) liegen dagegen um etwa 90° versetzt.

Bei der Bewegung der Gabel entstehen im Gabelstiel Biegespannungen, die in der Hauptsache durch die Massenkräfte infolge der Pendelbewegung der Gabel hervorgerufen werden. Im vorderen Totpunkt Z_v der Gabelzinken wird auf der Oberseite des Gabelstiemes die grösste Zugspannung, im hinteren Totpunkt Z_h die grösste Druckspannung erreicht. Die Spannungen schwanken jedoch nicht nur im Rhythmus der Kurbelumdrehung, sondern es sind dieser Grundschwingung auch auffallend grosse Oberschwingungen verschiedener Frequenzen und Amplituden überlagert. Die Ursache für die Oberschwingungen geringer Frequenz sind Drehschwingungen mit der Frequenz von 6 Schwingungen je Kurbelumdrehung, die mit der Gabelzahl übereinstimmen (Bild 7). Daraus kann gefolgert werden, dass die Beanspruchung einer Gabel durch die Bewegungsvorgänge der anderen Gabeln über die Kurbelwelle beeinflusst wird. Die in den Diagrammen enthaltenen höheren Frequenzen von 10 und mehr Schwingungen je Kurbelumdrehung

scheinen durch den ungleichförmigen Antrieb der Kurbelwelle angeregt zu werden. Auf der Kurbelwelle sass ein Zahnrad mit 10 Zähnen, welches durch eine Kette von einem Zahnrad auf der Zwischenachse mit 15 Zähnen angetrieben wurde. Möglicherweise rühren diese Impulse von der Kettenübertragung her. Eine Oberschwingung mit der Eigenfrequenz des Gabelstiemes konnte durch entsprechende Versuche nicht nachgewiesen werden.

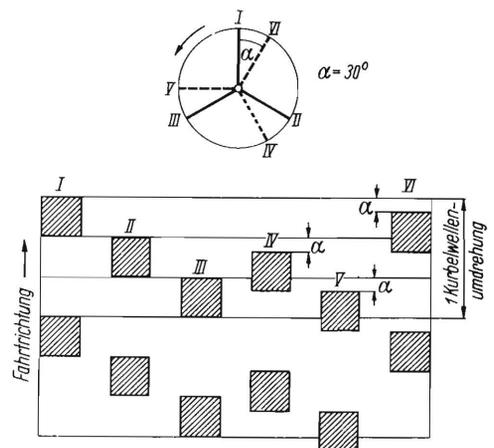


Bild 7. Kurbel- und Arbeitsfolge der sechs Gabeln des Gerätes.

Im Leerlauf (Bild 5) liegen die maximalen Spannungsspitzen an der Messstelle D_1 (die nicht die grössten Spannungen auf dem Gabelstiel sind) bei etwa $+3,5 \text{ kg/mm}^2$ und -5 kg/mm^2 ¹⁾. Es sind noch

1) + bedeutet Zugspannung, - bedeutet Druckspannung

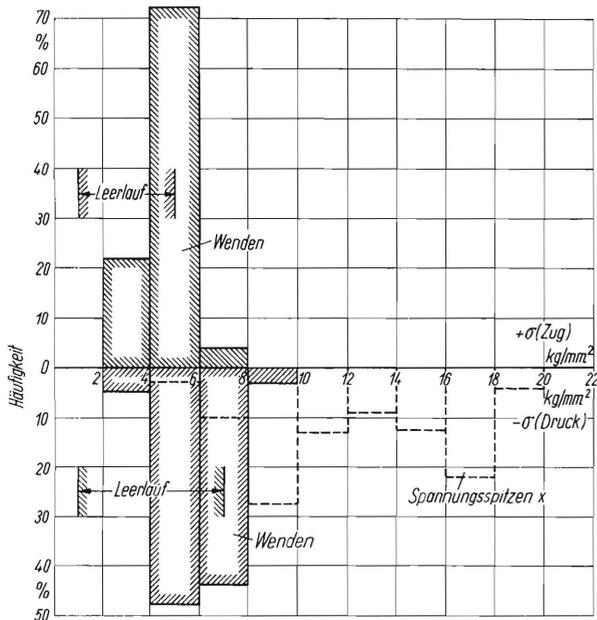


Bild 8. Grösse und Häufigkeit der grössten Zug- und Druckspannungen im Gabelstiel (Messstelle D_1) beim Wenden sowie Streubereich der Leerlaufspitzen.
 x Störungsspitzen kurz vor der Stellung L_u

besonders rasch verlaufende, hohe Stössspitzen x kurz vor der jeweiligen unteren Totlage L_u des Lenkhebels zu erkennen. Diese Stössspitzen x kurz vor der Totlage L_u können (besonders beim Wenden) daher rühren, dass die Feder der Gabel infolge Bodenberührung der Zinkenspitzen gespannt war und die Zinkenspitzen kurz vor der Stellung L_u die Bodenberührung wieder verlieren. Die Gabel schnell unter

der Federwirkung in ihre Ausgangslage am Gabelstiel zurück und ruft infolge ihrer Massenwirkung beim Anschlag eine Druckwirkung im Gabelstiel hervor.

Die Spannungen sind beim Wenden (Bild 6) grösser als im Leerlauf, und zwar werden die Zugspannungen durch diejenigen Kräfte erhöht, welche an den Gabelzinken beim Zetten und Beschleunigen des Heues angreifen. Aber auch an den anderen fünf Gabeln wird eine Erhöhung der Kräfte eintreten, die rückwirkend infolge einer Drehschwingung der Kurbelwelle zu einer Erhöhung der bereits im Leerlauf vorhandenen Amplituden der Oberschwingung im Rhythmus der Gabelfolge beitragen.

Beim Wenden ist naturgemäss die Streuung der grössten Spannungswerte je Kurbelumdrehung sehr gross. Bild 8 zeigt Grösse und Häufigkeit der Spitzenwerte der Zug- und Druckspannungen beim Wenden, sowie den Streubereich bei Leerlauf. Den Häufigkeitskurven liegt eine Versuchsmessstrecke von etwa 30 m Länge zugrunde, was etwa 60 Messwerten entspricht. Beim Wenden betragen die höchsten Zugspannungen etwa $6,5 \text{ kg/mm}^2$ und die grössten Druckspannungen etwa 8 kg/mm^2 . In dem Bild ist ausserdem (gestrichelt) die Häufigkeit der obenerwähnten Stössspitzen x eingetragen, die z.T. mehr als doppelt so gross (19 kg/mm^2) wie die normalen Betriebsspannungen sind.

Bild 9 und 10 zeigen Oszillogramme mit Messungen der Dehnungen am Zinken an der Stelle D_2 . Es

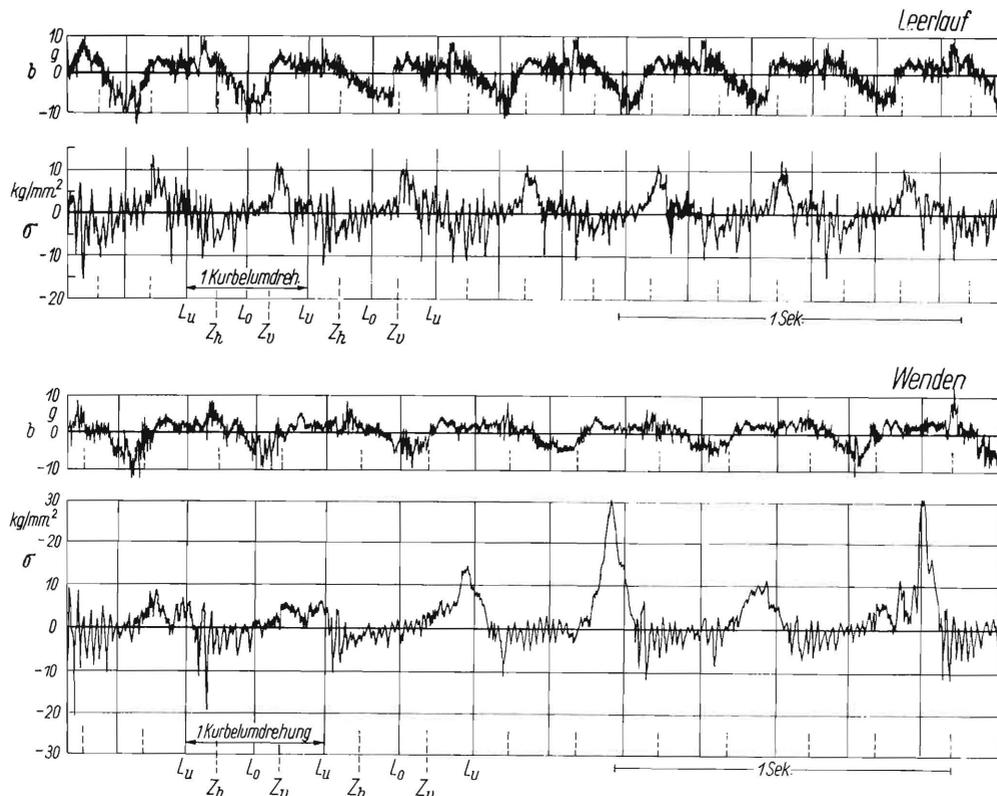


Bild 9 und 10. Spannungen σ im Zinken im Punkte D_2 sowie Beschleunigungen b im Punkte B , im Leerlauf und beim Wenden.

bedeuten darin σ die aus den Dehnungen errechneten Zinkenspannungen und b die Beschleunigungen am Ende des Lenkhebels wie bei der vorherigen Messung. Das obere Diagramm wurde im Leerlauf bei einer Kurbeldrehzahl von 165 U/min, das untere beim Wenden bei 140 U/min aufgenommen.

Die Zinkenspannungen σ schwanken im Leerlauf infolge der bei der Wurfbewegung auf sie wirkenden Massenkraft zwischen einer Zugspannungsspitze gleich nach dem vorderen Totpunkt Z_v des Zinkens und einer Druckspannungsspitze vor dem hinteren Totpunkt Z_h des Zinkens. Dieser Grundschiwingung ist wieder eine stark ausgeprägte Oberschwingung überlagert, deren Frequenz von etwa 56 Hz (das sind etwa 20 Schwingungen je Kurbelumdrehung), wie durch besondere Versuche festgestellt wurde, der Eigenfrequenz des Zinkens entspricht. Beim Wenden wird diese Eigenschwingung während der Wurfbelastung durch die Berührung mit dem Schnittgut teilweise gedämpft. Bei den Messungen am Zinken treten die Zugspannungsspitzen durch die Wurfbelastung beim Wenden gegenüber den Zugspannungsspitzen durch reine Massenkraftwirkung im Leerlauf sehr viel deutlicher hervor als bei den Messungen am Gabelstiel (Bild 6).

Im Zinken wurden im Leerlauf grösste Zug- und Druckspannungsspitzen von $\pm 16 \text{ kg/mm}^2$ gemessen. Beim Wenden betrug die maximale Zugspannung (bei der Wurfbewegung) im Zinken etwa 30 kg/mm^2 , die maximale Druckspannung dagegen nur etwa 20 kg/mm^2 . Um die besonders grosse Streuung der Zugspannungsspitzen durch die unterschiedliche Wurfbelastung zu verdeutlichen, wurde in Bild 11

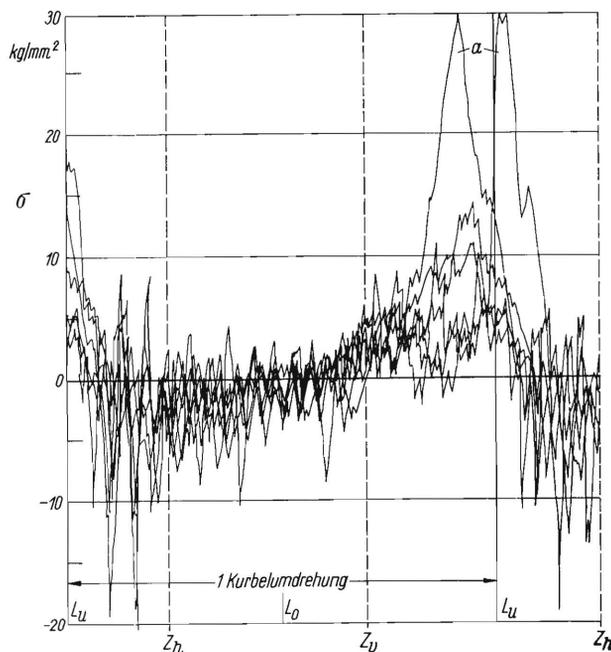


Bild 11. Spannungsverlauf im Zinken beim Wenden während einer Kurbelumdrehung (mehrere Diagramme übereinander gezeichnet).

Die besonders hohen Spitzen a entstehen beim Kratzen der Zinkenspitzen auf der Grasnarbe.

der Spannungsverlauf einiger Kurbelumdrehungen übereinander gezeichnet. Die besonders hohen Spannungsspitzen a in der Nähe der Stellung L_u sind mit Sicherheit durch Kratzen der Zinkenspitzen auf der Grasnarbe entstanden.

Die Messstellen für die dynamische Dehnungsmessung konnten nicht immer an die Orte höchster Spannung gelegt werden, weil die Schutzkappen für die Messstreifen grösseren Platz in Anspruch nehmen als der Messstreifen selbst und weil vermieden werden sollte, dass der Messstreifen mit seiner Messlänge von 20 mm in einem Bereich ungleichförmiger Spannungsverteilung und steiler Spannungsgefälle aufgeklebt wurde. Aus statischen Dehnungsmessungen längs des Gabelstieles ergab sich, dass die Spannung an der höchstbeanspruchten Stelle etwa 35% höher war als an der Messstelle. Es soll fürs erste angenommen werden, dass sich auch die dynamischen Messwerte an den Stellen höchster Beanspruchung ebenfalls um 35% erhöhen. Auf dem Gabelzinken war der Dehnungsmessstreifen an der höchstbeanspruchten Stelle angebracht.

Für die Betrachtung der Haltbarkeit von Gabelstiel und -zinken ist bei den auftretenden Wechselbeanspruchungen als Belastungsgrenze für den verwendeten Werkstoff die Biegewechselfestigkeit anzusetzen. Nimmt man einen jährlichen Einsatz des Heuwenders von 30 Tagen mit täglich 5 Betriebsstunden bei einer Kurbeldrehzahl von 150 U/min an und rechnet damit, dass bei einer Kurbelumdrehung nur ein Lastwechsel auftritt (infolge der Oberschwingung müsste man eigentlich mit mehreren Lastwechseln rechnen), so ergeben sich $1,4 \cdot 10^6$ Lastwechsel in jedem Jahr. Für mehrjährigen Betrieb, währenddessen die Gabeln und Zinken nicht brechen sollen, gilt also als zulässige Festigkeit des Gabelwerkstoffes die Biegewechselfestigkeit. Diese ist kleiner als die statische Biegestreckgrenze. Für einen Stahl von 50 kg/mm^2 Zugfestigkeit würde man unter Berücksichtigung einer Oberfläche mit Walzhaut [4] mit einer Biegewechselfestigkeit von $\pm 16 \text{ kg/mm}^2$ zu rechnen haben, Bild 12. Für einen Federstahl 65 Si 7 mit einer Zugfestigkeit von 158 kg/mm^2 , wie er beispielsweise für die Zinken verwendet wird, gibt Amareller [5] bei einer Oberfläche mit Walzhaut die Biegewechselfestigkeit σ_{wb} mit $\pm 24 \text{ kg/mm}^2$ an (Bild 13). Dieser Wert σ_{wb} gilt für gleichmässige Wechselbeanspruchung während $10 \cdot 10^6$ Lastwechseln.

Der untersuchte Gabelstiel aus einem Stahl von 55 kg/mm^2 Zugfestigkeit würde demnach im höchstbeanspruchten Querschnitt, das ist nahe dem Kurbelager, durch die bei normalem Betrieb auftretenden Spannungen von etwa 8 kg/mm^2 (+ 35%) nicht bruchgefährdet sein. Die beobachteten Spitzenwerte von 19 kg/mm^2 (+ 35%) würden vermutlich ebenfalls von dem Gabelstiel ertragen werden können, da sie we-

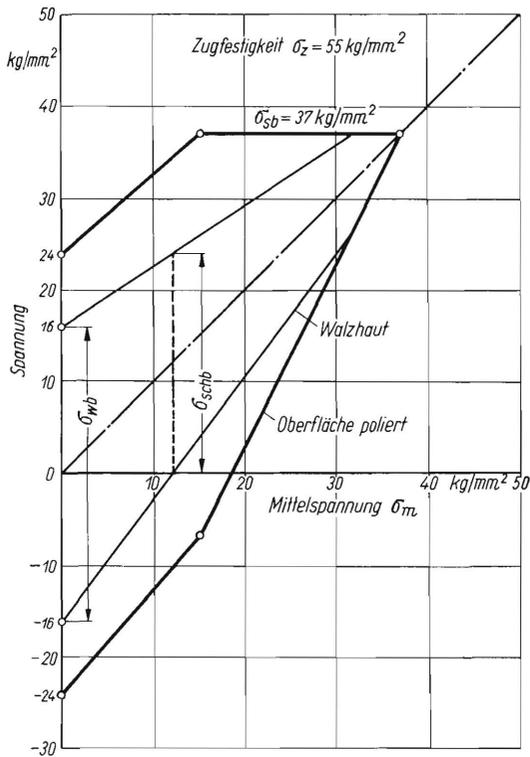


Bild 12. Dauerfestigkeitsschaubild des Kohlenstoffstahles St 50.11 [4].

	poliert kg/mm ²	m. Walzhaut kg/mm ²
Biegewechselfestigkeit σ_{wb}	± 24	± 16
Biegeschwelfestigkeit σ_{schb}	$+18,5 \pm 18,5$	$+12 \pm 12$

gen ihrer geringen Häufigkeit im unteren Bereich der Zeitfestigkeit liegen. Bei den Gabelzinken aber würden in dem höchstbeanspruchten Querschnitt, also an der Messstelle, die Spannungsspitzen mit 30 kg/mm^2 des öfteren die angegebene Dauerbiegewechselfestigkeit überschreiten. Es kann also angenommen werden, dass die Zinken nicht $1,4 \cdot 10^6$ Lastwechsel aushalten und bereits im ersten oder zweiten Betriebsjahr brechen werden – sofern sie dauernd so stark beansprucht werden, wie aus Bild 10 hervorgeht.

Um Brüche der Gabelzinken, der Gabelstiele oder im Getriebe beim Auftreten von Hindernissen an den Zinkenspitzen (Steine, Maulwurfshügel, Bodenwellen u.ä.) zu verhindern, werden die Gabelzinken nicht starr an dem Gabelstiel befestigt, sondern wie z.B. in Bild 4 federnd an diesen angelenkt. Treffen nun die Zinkenspitzen auf einen Widerstand, der grösser ist als die der gewählten Vorspannung der Feder entsprechende Kraft an den Zinkenspitzen, so schwenkt die Gabel gegenüber dem Gabelstiel aus. Die Grösse der zusätzlichen Kraft an den Zinkenspitzen hängt von dem Schwenkwinkel α , von der Steifigkeit der Feder und der Kinematik der Federanlenkung ab (Bild 14 unten). Je kleiner α und je weicher die Feder ist, umso kleiner ist die zusätzliche Kraft P an den Zinkenspitzen.

Man wird im allgemeinen die Vorspannung der Feder so gross wählen, dass bei der normalen Wendearbeit die Gabel nicht federnd ausschwenkt. Beim Ausschwenken infolge eines grösseren Arbeitswiderstandes soll die Kraft nur soviel ansteigen, dass die dabei gespeicherte Federenergie die Gabel wieder in die Ausgangslage zurückzubringen vermag, wenn das Hindernis überwunden ist. Auf die grossen Unterschiede sowohl hinsichtlich der Vorspannung als auch der Steifigkeit der Federung hat bereits Stoppel [1] hingewiesen.

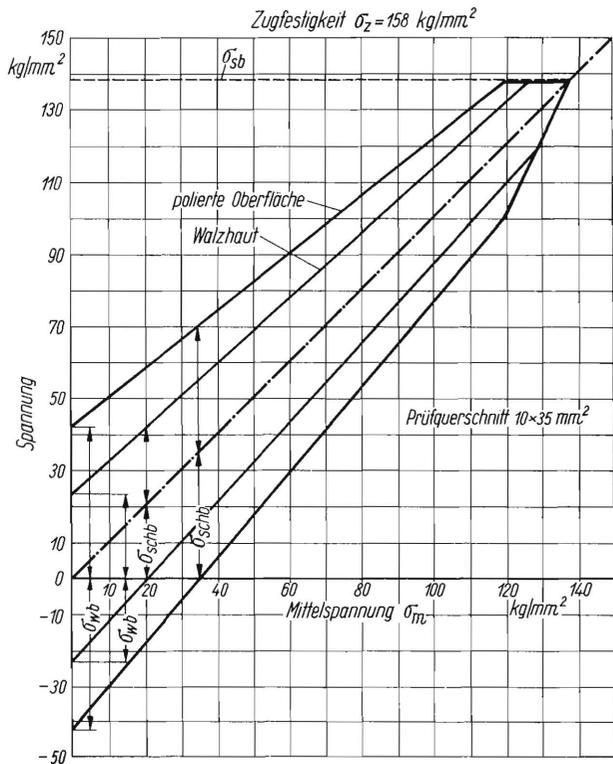


Bild 13. Dauerfestigkeitsschaubild des Federstahles 65Si7 nach Amareller [5].

	bei polierter Oberfläche kg/mm ²	bei Walzhaut kg/mm ²
Biegewechselfestigkeit σ_{wb}	± 42	± 24
Biegeschwelfestigkeit σ_{schb}	$+35 \pm 35$	$+21 \pm 21$

Bei der untersuchten Gabel wurde in einem statischen Versuch die Abhängigkeit der Kraft P an den Zinkenspitzen einer Gabel von der Ausschwenkung festgestellt (Bild 14). Man erkennt, dass das Ausschwenken des Gabelgelenkes bei einer relativ geringen Kraft $P = 1,5 \text{ kg}$ beginnt. An fabrikneuen Gabeln ist die Vorspannung der Feder meist grösser und entspricht einer Kraft $P = 2$ bis 7 kg (siehe das Streugebiet in Bild 14). Beim Ausschwenken steigt die Kraft jedoch mit 2 kg pro cm Zinkenweg steil an – im Vergleich zu Gabelauführungen mit einer sehr viel weicheren Abfederung (bis herab auf $0,4 \text{ kg/cm}$). Vielleicht ist hier ein Weg, die oben erwähnten hohen Spannungswerte abzubauen.

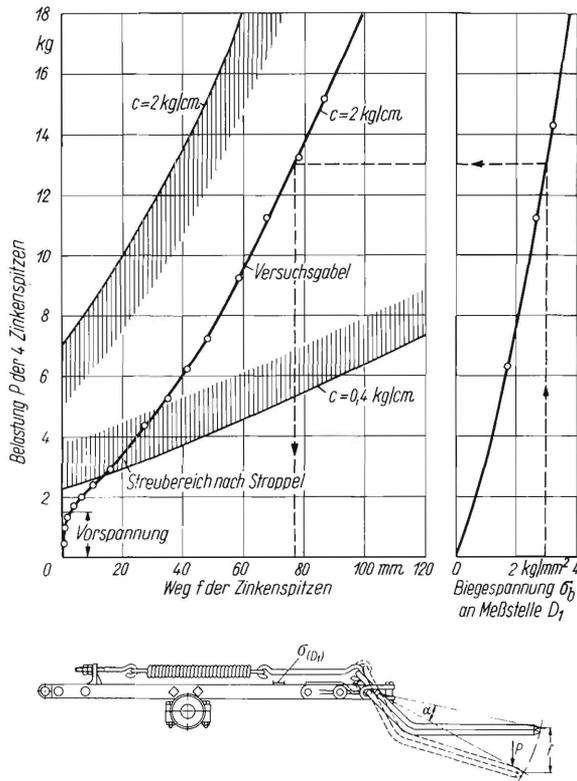


Bild 14 (links). Weg der Zinkenspitzen relativ zum Gabelstiel in Abhängigkeit von der Kraft P .
Bild 14 (rechts). Biegespannung σ_b im Gabelstiel an der Messstelle D_1 in Abhängigkeit von der Kraft P (statisch gemessen).

Ausserdem wurde zur Ermittlung der Kräfte, die beim Werfen des Heues bzw. beim Kratzen auf dem Boden an den Zinkenspitzen wirken, die Biegespannung an der Messstelle D_1 des Gabelstieles in Abhängigkeit von der Kraft an den Zinkenspitzen statisch ermittelt. Dabei wurde angenommen, dass die Kräfte an den Zinkenspitzen beim Werfen des Heues etwa senkrecht zur Bewegungsrichtung der Zinkenspitze wirken (Kraft P in Bild 4). In Bild 14 ist die Abhängigkeit der Spannungen σ_b am Gabelstiel von der Belastungskraft P an den Zinkenspitzen wiedergegeben.

Wie beim Vergleich von Bild 6 mit Bild 5 zu erkennen ist, addieren sich die Spannungsspitzen während des Wendens (zwischen Stellung Z_v und L_u) mit den im Leerlauf an derselben Stelle auftretenden Spannungsspitzen infolge der an der Gabel wirkenden Beschleunigungskräfte. Die Differenz der Spannungswerte ist also auf die äusseren Kräfte an den Zinkenspitzen beim Wendens (und Kratzen am Boden) zurückzuführen:

	grösste Zugspannungen
beim Wendens	6,5 kg/mm ²
im Leerlauf	3,5 „
Differenz	3,0 kg/mm ²

Geht man mit diesem Differenzwert in das Bild 14, so ergibt sich unter der Voraussetzung, dass die dynamische Spannungsverteilung längs der Gabel

der statischen Verteilung entspricht, eine maximale Kraft an den Zinkenspitzen einer Gabel von insgesamt 13 kg, der nach demselben Bild eine maximale Ausschwenkung der Gabel von etwa 80 mm entspricht.

Die Beschleunigungen am Lenkhebel (Bild 5, 6, 9 und 10) verliefen in Form einer unsymmetrischen Grundschiwingung, die von einer Oberwelle von 160 Hz überlagert war. Die maximalen Beschleunigungen betrugen im Leerlauf etwa ± 12 g und beim Wendens etwa ± 15 g. Diese grossen Beschleunigungen haben bei der verhältnismässig grossen Gabelmasse (Gabelgewicht $G = 4,3$ kg) sehr hohe Lagerdrücke und somit einen starken Verschleiss der Gabel- und Kurbelwellenlager zur Folge. Ausführliche Untersuchungen über diese Lagerdrücke wurden von Stropfel [1] durchgeführt.

Federdrahtgabel

Die Gabeln und Zinken des zweiten Heuwenders waren aus Federstahldraht von 7 mm Durchmesser hergestellt; zur Sicherung gegen Überbeanspruchung diente eine einfache Windung im Zinken, Bild 15.

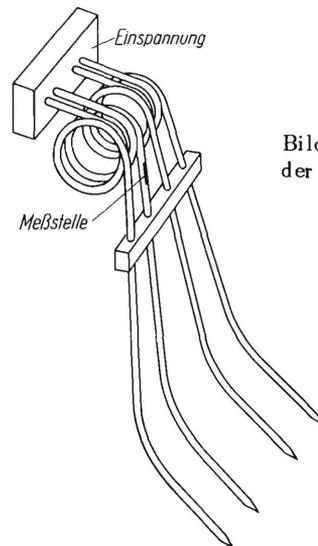


Bild 15. Federdrahtgabel mit der Messstelle für die Biegespannungen.

Die Spannungen wurden auf der Oberseite eines Zinkens in der Nähe der Drahtwindung gemessen. Zuerst wurden Leerlaufmessungen bei verschiedenen Kurbeldrehzahlen durchgeführt. Bei den Versuchen in Bild 16, 17 und 18 liefen alle 12 Gabeln auf der Kurbelwelle bei kleiner, normaler und hoher Kurbeldrehzahl, während in Bild 19, 20 und 21 nur die Versuchsgabel auf der Kurbelwelle montiert war. Die Kurven σ stellen die Biegespannungen an der Messstelle und die Kurven b die Beschleunigungen am Lenkhebel dar.

Die Grundschiwingung ist in den Biegespannungen nur bei höherer Drehzahl (Bild 18) klar zu erkennen und ist durch eine ausgeprägte Oberschiwingung stark überlagert. Da die Frequenz dieser Oberschiwingung sowohl bei den niedrigen Drehzahlen (Bild 16 und 17) als auch bei der hohen Drehzahl in Bild 18 gleich-

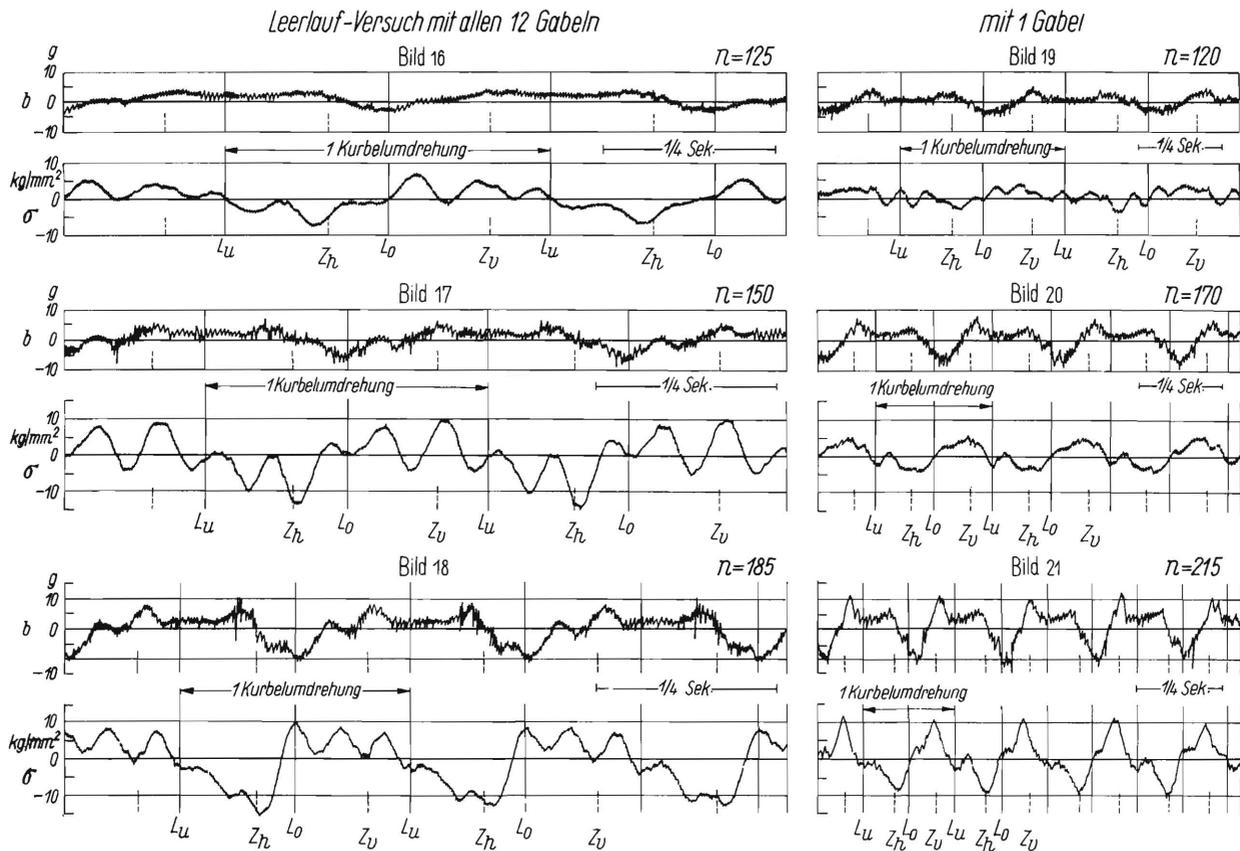


Bild 16 bis 21. Biegespannungen in der Federdrahtgabel bei Leerlaufversuchen bei verschiedenen Kurbeldrehzahlen. Bild 16 bis 18. Der Heuwender ist mit sämtlichen 12 Gabeln ausgerüstet. Bild 19 bis 21. In dem Heuwender sind sämtliche Gabeln bis auf die Versuchsgabel ausgebaut. (Der Papiervorschub ist in diesen Diagrammen nur etwa halb so gross wie in den danebenstehenden Diagrammen).

bleibend 5 Schwingungen pro Umdrehung beträgt und diese Oberschwingung in den Diagrammen, die nur mit einer Gabel aufgenommen sind, besonders bei höherer Geschwindigkeit (Bild 21) fehlen, darf angenommen werden, dass die Oberschwingung auf die Massenwirkung der übrigen auf der Kurbelwelle befindlichen Gabeln zurückzuführen ist. Infolge dieser Massenwirkung läuft die Kurbelwelle mit einer im Rhythmus der Gabelfolge periodisch veränderlichen Drehschnelle.

Die Eigenfrequenz der Zinken von etwa 12 Hz tritt bei der kleinen Drehzahl von 120 U/min in Bild 19 in Erscheinung. Bei einer normalen Betriebsdrehzahl ($n = 150$) betragen im Leerlauf mit allen Gabeln die maximalen Biegespannungen an der Messstelle $+12$ bzw. -18 kg/mm^2 (Bild 17). Mit nur einer Gabel ergaben sich bei etwa derselben Drehzahl die maximalen Spannungen zu nur etwa $\pm 7 \text{ kg/mm}^2$ (Bild 20). Die Massenwirkungen der anderen Gabeln wirken sich also über die veränderliche Drehschnelle der Kurbelwelle erhöhend auf die Spannungen der Zinken aus. Welchen Einfluss die Drehzahl der Kurbelwelle, die Eigenfrequenz der Zinken und die Kurbelfolge auf die Erhöhung der Spannungen haben, müsste noch näher untersucht werden.

Die Biegespannungen beim Wenden von frischgemähter Luzerne zeigen Bild 22 und 23. Die Schicht-

dicke des Schnittgutes war in Bild 22 normal, während diese bei den Versuchen in Bild 23 künstlich erhöht worden war, um zu Grenzwerten für die Spannungen zu kommen. In diesen Diagrammen fallen die gut ausgeprägten Arbeitsspitzen auf, die beim Wenden in der Stellung L_u der Gabel auftreten. Die dazwischen liegenden Spannungserhöhungen in der Stellung L_o der Gabel scheinen mit der schon im Leerlauf vorhandenen Oberschwingung identisch zu sein. Die Biegespannungen reichten in der Häufigkeitsdarstellung nach Bild 24 sowohl bei normaler wie auch bei grosser Schichtdicke bis etwa 44 kg/mm^2 . Wenn man annimmt, dass die Spannungen im gefährdeten Zinkenquerschnitt um etwa 50 % höher sein können, so erkennt man beim Vergleich mit der ertragbaren Dauerfestigkeit in Bild 13, dass diese hohen Biegespannungen in erster Linie der Grund für die oftmals beobachteten Brüche der Zinken sind. Auf die Beeinflussung der Spannungen wird bei der Besprechung der Gestaltfestigkeit weiter unten noch näher eingegangen.

Wieder unter der Voraussetzung, dass die dynamische Spannungsverteilung längs der Gabel gleich der statischen ist, kann man unter Zuhilfenahme einer statischen Eichung der Gabelzinken die grösste äussere an den Zinkenspitzen wirkende Kraft und

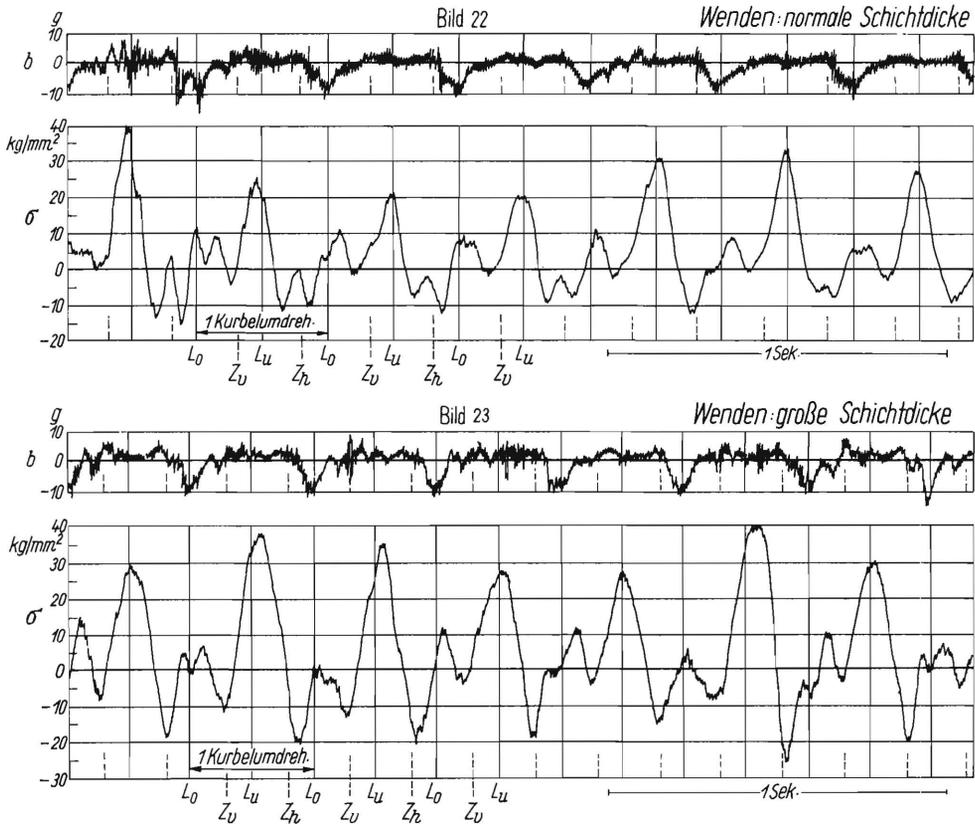


Bild 22 und 23. Biegespannungen in der Federdrahtgabel beim Wenden sowie die Beschleunigungen des Lenkhebels.
Bild 22. Die Spannungen bei normaler Schichtdicke frischgemähter Luzerne (bei $n = 155$).
Bild 23. Die Spannungen bei grosser Schichtdicke des Schnittgutes (bei $n = 170$).

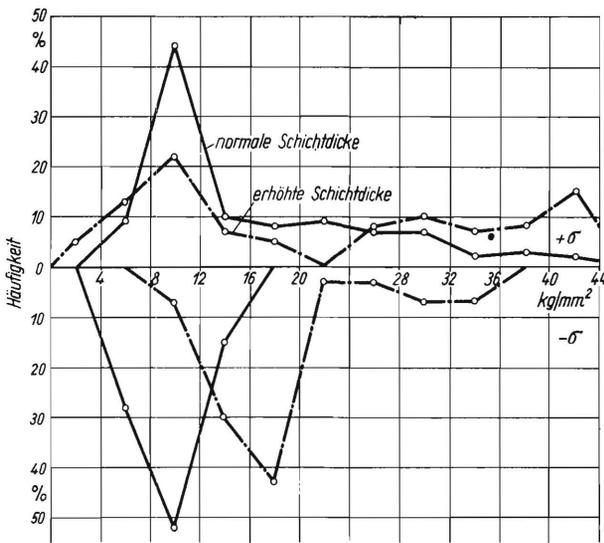


Bild 24. Die Grösse und Häufigkeit der grössten Spannungen in den Zinken einer Federdrahtgabel.

den dabei auftretenden Zinkenweg ermitteln. Dabei kann man von dem maximalen Zugspannungswert beim Wenden (bzw. Kratzen) ausgehen, da in der Stellung L_u (im Augenblick der grössten Arbeitspannung) kaum nennenswerte von den Massenkräften herrührende Spannungen (im Leerlauf) auftreten, wie aus dem Vergleich von Bild 23 mit Bild 17 zu erkennen ist. Der grössten Biegespannung von $44 kg/mm^2$ entspricht eine grösste Kraft an den Zinken einer Ga-

bel von etwa 17 kg (Bild 26) und ein grösstes Ausschwenken der Zinkenspitzen von etwa 140 mm (Bild 25).

Der Federweg f bei jeder Wurfbewegung wird bei dieser Gabel in den Grenzen zwischen 40 und 140 mm liegen. Bei der Gabel mit Gelenk und Feder lag der Federweg f zwischen 30 und 80 mm.

Die Beschleunigungen am Lenkhebel betragen in diesem Fall im Leerlauf ($n = 150$) etwa + 7 g und - 10 g. Beim Wenden waren es + 12 g und - 18 g.

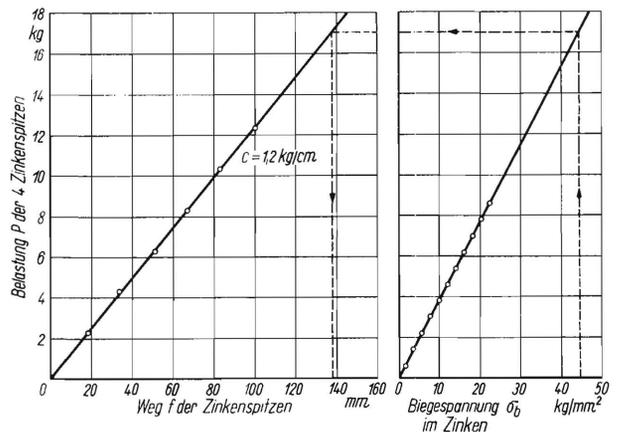


Bild 25 (links). Weg der Zinkenspitzen zu ihrer Ausgangslage in Abhängigkeit von der Kraft P an der Zinkenspitze. Bild 26 (rechts). Biegespannung in den Zinken (Messstelle siehe Bild 15) in Abhängigkeit von der Kraft P (statisch gemessen).

Trommelheuwender-Zinken

An den Zinken eines Trommelheuwenders wurden nur einige wenige Messungen als Vergleich zum Gabelheuwender durchgeführt. Die Messungen waren insofern erschwert, als die elektrische Verbindung des Dehnungsgebers auf den rotierenden Zinken (5,5 mm Ø) mit den Registriergeräten im Messwagen hergestellt werden musste. Der Messwert wurde behelfsmässig über ein auf die Zinkentrommel aufgewickelter Kabel abgeleitet, wie es in Bild 27 zu sehen ist. Hierin ist auch die Messstelle *D* an einem der Zinken zu erkennen. Mit dieser Methode ist allerdings ein Versuch über nur etwa 15 Trommelumdrehungen möglich. Bild 28 zeigt ein Oszillogramm beim Wenden und Bild 29 eines beim Schwaden. Der Charakter des Spannungsverlaufes in den Zinken während einer Arbeitsperiode ist hier gegenüber dem eines Gabel-

heuwenders grundsätzlich verschieden. Die Massenkraften im Leerlauf sind so klein, dass sie in den Spannungsmessungen kaum erscheinen. Die kleinen Schwingungen um die Nullage sind Eigenschwingungen, die durch die Erschütterungen der Maschine erregt werden. Die Beanspruchung der Zinken trat beim Wenden nur während einer Viertel-, beim Schwaden während einer Achteltrommelumdrehung auf. Als maximale Spannungswerte wurden an der Messstelle -21 kg/mm^2 und beim Schwaden entsprechend der entgegengesetzten Drehrichtung etwa $+65 \text{ kg/mm}^2$ gemessen. Im gefährdeten Querschnitt sind die Biegespannungen an der Innenfaser der Federwicklung nach überschlägigen statischen Dehnungsmessungen um etwa 25% grösser [6].

Auch hier zeigen die Messergebnisse, dass die Ursache der in der Praxis beobachteten Zinkenbrüche in den hohen Biegespannungen liegen. Es wird vor allem die Aufgabe sein, die Spannungen in den Teilen durch festigkeitsgerechte Gestaltung so niedrig wie möglich zu halten.

Gestaltfestigkeit der Federdrahtgabeln

Die Haltbarkeit der Heuwender ist erfahrungsgemäss einmal durch den Verschleiss der Gabel- und Kurbelwellenlager und zum anderen durch das Verbiegen oder gar Brechen der Gabelzinken bedingt. Um den durch die hohen Massenkraften der Gabeln bedingten Verschleiss der Lagerstellen zu vermindern, muss das Gabelgewicht verkleinert werden. Die Weiterentwicklung in dieser Richtung führte zu der Federdrahtgabel, die nur halb soviel wiegt wie die gewöhnliche Gabel mit Gelenk und Schraubfeder. Diese extreme Gewichtsverminderung wurde dadurch erreicht, dass die Feder Werkzeug (Zinken) und Werkzeugträger (Gabelstiel) zugleich geworden ist. Während nun aber hinsichtlich der Haltbarkeit der gewöhnlichen Gabeln mit Gelenk und Schraubfeder der Verschleiss der Lagerstellen im Vordergrund stand, können bei den Federdrahtgabeln die hohen Biegebeanspruchungen für die Haltbarkeit entscheidend werden, wie dies heute noch durch die

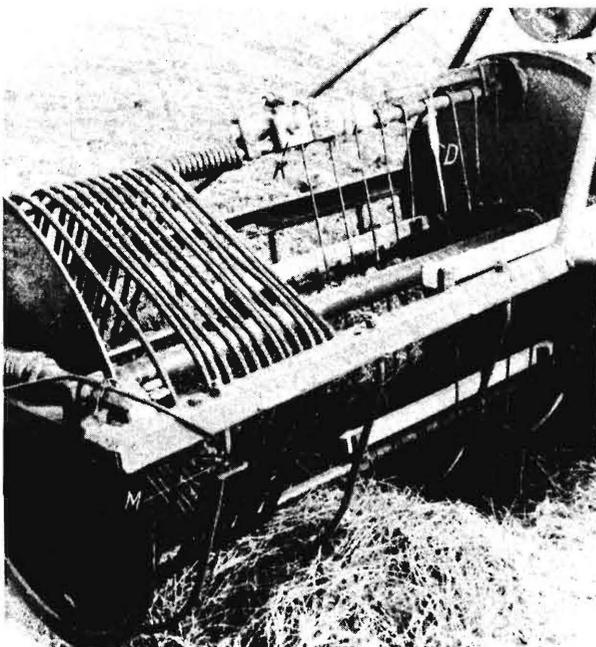


Bild 27. Messeinrichtung für die Zinkenspannung in einem Trommelheuwender.

D Dehnungsmessstreifen
K Kompensationsgeber
M Markengeber für Trommelstellung

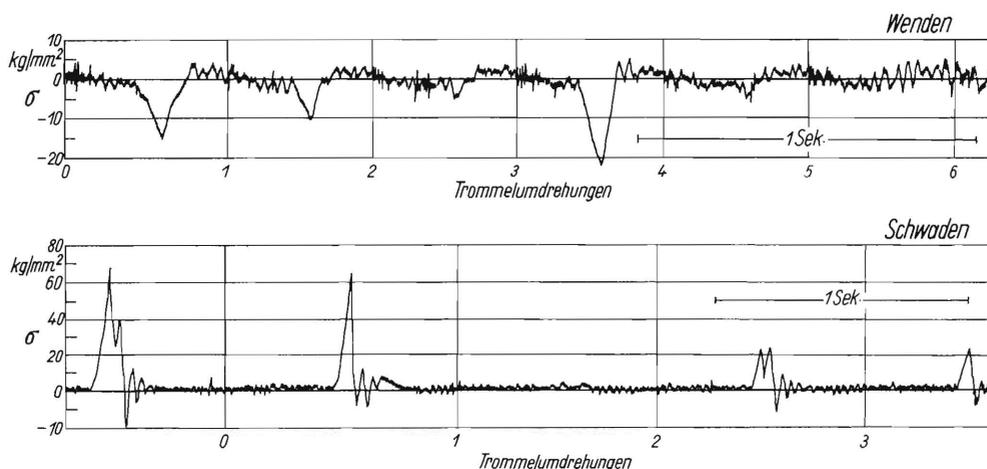


Bild 28 und 29. Spannungen in einem Trommelheuwenderzinken beim Wenden ($n = 126$) und Schwaden ($n = 65$).

grosse Zahl der im Einsatz gebrochenen Zinken in Erscheinung tritt.

Durch die Feldversuche bekam man einen Einblick in die Grössenordnung der Biegespannungen der Zinken. Der Dehnungsmessstreifen konnte dabei aus messtechnischen Gründen nicht an der Stelle höchster Beanspruchung, d.h. dort wo erfahrungsgemäss die Brüche eintraten, aufgeklebt werden (Bild 29). Um aber die Spannungsverteilung längs der Zinken, im Besonderen an der Bruchstelle, kennen zu lernen, wurden statische Dehnungsmessungen durchgeführt. Bild 30 zeigt die Spannungsverteilung über der abgewickelten Länge eines Zinkens bei einer Belastung von 2,1 kg. Die Spannungen steigen von der Zinkenspitze aus bis zum Windungsbeginn linear an.

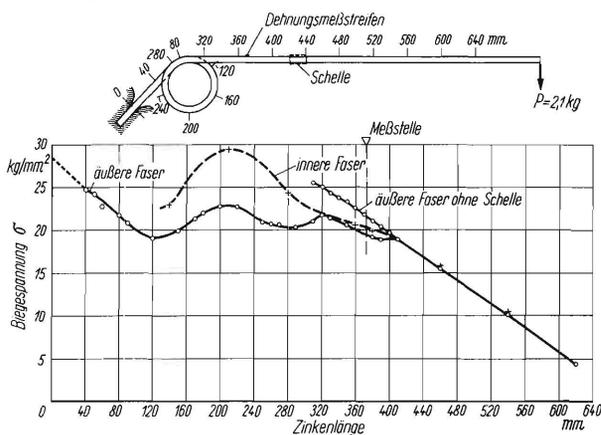


Bild 30. Spannungsverteilung über einem Federdrahtzinken bei einer Belastung an der Zinkenspitze von 2,1 kg.

Die ausgezogene Kurve zeigt die Spannungen auf der Aussenfaser des Drahtes, die gestrichelte die Spannungen auf der Innenfaser. Im Bereich der Messstellen 410 bis 320 ist die Spannungsverteilung für den gleichen Zinken, jedoch ohne die verbindende Schelle gezeigt.

Die Störung dieses geradlinigen Spannungsverlaufes zwischen den Messstellen 410 und 320 ist eine Folge der Verbindungsschelle für die 4 Zinken der Gabel (vergl. auch Bild 15). Das ausserdem über dieser Spannungsverteilungskurve im geraden Bereich des Zinkens gezeichnete geradlinige Kurvenstück ist das Messergebnis ohne Schelle und zeigt in diesem Gebiet keine Störung. Es sei an dieser Stelle bemerkt, dass diese geradlinige Spannungsverteilung auch rechnerisch sehr gut nachzuweisen ist. Im Bereich der Windung verläuft die Spannungsverteilungskurve sinusförmig und steigt dann im Zinkenteil hinter der Windung bis zur Einspannstelle weiter geradlinig an. Der sinusförmige Verlauf der Spannungen im Windungsbereich ist aus der stetigen Richtungsänderung dieses „Biegeträgers“ in Bezug auf die Lage der am Zinkenende angreifenden Kraft zu erklären. Der Unterschied zwischen den absoluten Spannungsbeiträgen auf Aussen- und Innenfaser kann aus dem Spannungszustand in stark gekrümmten Trägern [6] gedeutet werden. Wie man sieht, treten bei diesem Belastungsfall die grössten Spannungen im Einspannquerschnitt des Zinkens und auf der Innenfaser der Windung an der Messstelle 210 auf.

Wie die Dehnungsmessungen im praktischen Einsatz gezeigt haben, kann die Wechselfestigkeitsgrenze schon an weniger hoch beanspruchten Stellen des Zinkens überschritten werden. Hieraus kann geschlossen werden, dass nahe der Einspannstelle schon Brüche der Zinken im Bereich der Zeitfestigkeit eintreten. Bild 31 zeigt solche Zinkenbrüche zwischen Einspannstelle und Windung. Die Untersuchung ergab, dass es sich um Dauerschwingungsbrüche handelt. Ein Werkstofffehler im Stahldraht war schon wegen der Vielzahl der immer an der gleichen Stelle und in gleicher Form auftretenden Brüche als Bruchursache wenig wahrscheinlich, konnte auch nicht festgestellt werden.

Da mit der Wahl eines Werkstoffes noch höherer Zerreiissfestigkeit kein Gewinn an Biegewechselfestigkeit erzielt werden kann, wird man zur Erhöhung der Haltbarkeit die Zinkengestalt ändern müssen. Da die Kraft an der Zinkenspitze durch den Arbeitsvorgang festgelegt ist, und bei dieser Kraft eine bestimmte Durchbiegung der Federn bei der Wurfarbeit nicht überschritten werden darf, kann man die Spannungen im Zinken nur durch Vergrösserung des Biege widerstandes, d.h. des Durchmessers des Zinkendrahtes vermindern. Die erforderliche Biege weichheit des Zinkens lässt sich durch eine Änderung der Windungsgestalt erreichen. Vermehrung der Windungen und Vergrösserung des Windungsdurchmessers bewirken eine grössere Nachgiebigkeit des Zinkens, ohne die Spannungen im Zinken bei derselben Kraft am Zinkenende zu beeinflussen.

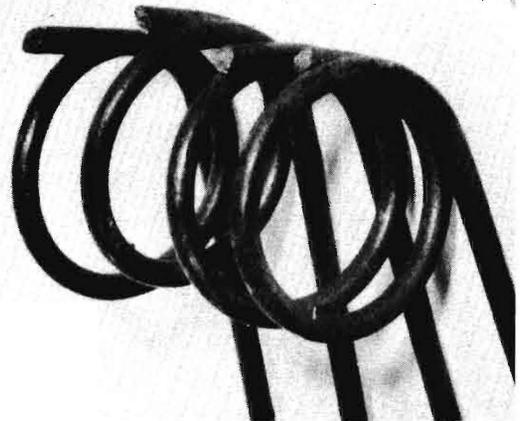


Bild 31. Brüche an Federdrahtzinken.

In dem folgenden Beispiel soll gezeigt werden, wie man mit einer genügend genauen Näherungsrechnung die beanspruchungsgerechte Gestalt eines Zinkens aus gebogenem Federdraht im voraus bestimmen kann. Die Abmessungen der Feder im Bild 32 seien:

$$\begin{aligned}
 l^* &= 540 \text{ mm} & d &= 7 \text{ mm} \\
 l' &= 490 \text{ mm} & D_m &= 64 \text{ mm} \\
 l &= 420 \text{ mm} & i &= 1 \\
 a &= 70 \text{ mm} & W &= \frac{\pi \cdot d^3}{32} = 33,7 \text{ mm}^3 \\
 E &= 2,1 \cdot 10^4 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

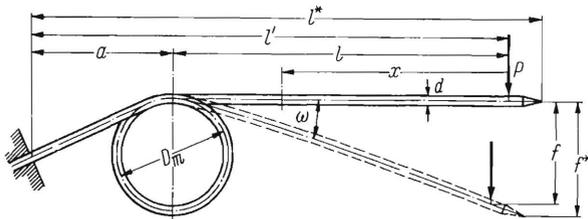


Bild 32. Skizze eines Federdrahtzinkens mit den für die Rechnung wichtigen Abmessungen.

An der Stelle x (entspricht der Messstelle in Bild 30) wurde bei der Federdrahtgabel im praktischen Betrieb eine höchste Spannung von $\sigma_{(x)} = 44 \text{ kg/mm}^2$ gemessen. Die Spannung entspricht nach der Eichkurve in Bild 26 einer Kraft von $P = 4,25 \text{ kg}$ für einen Zinken. Diese Kraft wird der Rechnung zugrunde gelegt. Die Durchbiegung an der Zinkenspitze betrug dabei 140 mm. Aus der Spannungsverteilungskurve in Bild 30 ist zu entnehmen, dass die Spannung im Einspannquerschnitt 50 % höher sein wird, also etwa 66 kg/mm^2 . Die Biegegewichselfestigkeit darf aber an der höchstbeanspruchten Stelle nicht grösser als $\sigma_{wb} = 24 \text{ kg/mm}^2$ sein (vergl. Bild 13). Also darf an der Messstelle x die Spannung nicht höher als $\sigma_{(x)zul} = 16 \text{ kg/mm}^2$ sein. Mit Hilfe der Gleichung für die Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{P \cdot x}{W} = \frac{P \cdot x \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

ergibt sich für d bei der Kraft von 4,25 kg

$$d^3 = \frac{4,25 \cdot 350 \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{(x)zul}}$$

$$d \sim 10 \text{ mm}$$

Diese Drahtstärke würde aber eine grössere Steifigkeit des Zinkens zur Folge haben. Um auf die gleiche Weichheit wie bei dem Zinken mit einem Draht von 7 mm Durchmesser zu kommen, ist die Möglichkeit gegeben, den Windungsdurchmesser D_m und die Windungszahl i zu vergrössern. Dies geht aus der Formel für den Federweg einer gewundenen Biegefeder deutlich hervor

$$\omega = \frac{P \cdot l \cdot \pi \cdot D_m \cdot i}{E \cdot J} \quad \text{oder}$$

$$\omega = \frac{64 \cdot P \cdot l \cdot D_m \cdot i}{E \cdot d^4}$$

hierin bedeutet ω den Neigungswinkel des geraden Zinkenteils an der Stelle des Windungsbeginns (vergl. Bild 32). Verlangt man also vom Federzinken mit 10 mm Drahtdurchmesser die gleiche Biegesteifig-

keit wie vom 7 mm Draht, so ergibt die Rechnung für $d = 10 \text{ mm}$

$$i = 2 \quad \text{und} \quad D_m = 125 \text{ mm}$$

$$\text{oder } i = 3 \quad \text{und} \quad D_m = 83 \text{ mm}$$

$$\text{oder } i = 4 \quad \text{und} \quad D_m = 62 \text{ mm}$$

$$\text{oder } i = 5 \quad \text{und} \quad D_m = 50 \text{ mm}$$

Verkleinert man also den Windungsdurchmesser D_m , so braucht man zur Erlangung gleicher Zinkensteifigkeit entsprechend mehr Windungen. Der Verkleinerung der Windung ist aber durch die Grösse der Spannungen auf der Innenfaser des Drahtes im gewundenen Bereich eine Grenze gesetzt, so dass man im vorliegenden Beispiel zweckmässigerweise beide Möglichkeiten zur Vergrösserung der Nachgiebigkeit der Feder ausnutzt, also etwa

$$i = 2 \quad \text{und} \quad D_m = 125 \text{ mm}$$

bei einem Drahtdurchmesser von $d = 10 \text{ mm}$. Wird zur Verkleinerung der Abmessungen des Zinkens ein möglichst kleiner Windungsdurchmesser verlangt, so ist zu beachten, dass dann die Spannungen auf der Innenfaser der Windung erheblich ansteigen können [6]. In diesem Falle wäre es notwendig, zu anderen Querschnitten als dem Kreisquerschnitt überzugehen, etwa zum Rechteck- oder Trapezquerschnitt. Diese Massnahme kann im übrigen auch zu einer Verringerung des Zinkengewichtes führen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Bestimmung der Betriebsbeanspruchungen durch dynamische und statische Messungen einen guten Einblick in die Einzelheiten der Beanspruchungsvorgänge gibt und als Unterlage für die Konstruktion von Maschinen wohl eine gute Hilfe darstellen kann.

Schrifttum

- [1] Stoppel, Th.: Untersuchungen an Gabelheuwendern. In: RKTL-Schriften Heft 91 (5. Konstrukteur-Kursus). Berlin 1939. S. 103/14.
- [2] Thiel, R.: Zur Praxis der dynamischen Dehnungsmessung I, II, III Arch. f. Techn. Messen J 135-1,2,3 (1953).
- [3] Kloth, W.: Über das Messen von Kräften und Spannungen in der Landtechnik. In: Grndlgn. d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 129/32.
- [4] - Dauerfestigkeitsschaubilder von Kohlenstoffstählen. Beilage des Fachausschusses für Maschinenelemente beim VDI. Z. VDI 77 (1933) Heft 42. Arbeitsblatt Nr. 1, Bild 3 und Arbeitsblatt Nr. 2.
- [5] Amareller, S.: Die Federstähle, ihre Entwicklung, Eigenschaften und Anwendungsgebiete. Stahl und Eisen 72 (1952) S. 478.
- [6] Bergmann, W.: Neue Erkenntnisse über beanspruchungsgerechte Gestaltung. In: Grndlgn. d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 12/23.

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Kloth

Anschrift der Verfasser: Dipl.-Ing. Roman Thiel und Dr.-Ing. Walter Bergmann, beide (20b) Braunschweig, Bundesallee 50