

Das Institut für Landtechnik der DAL führte am 14. Oktober 1960 das zweite berechnungstechnische Kolloquium durch, an dem 70 Gäste aus Wissenschaft, Verwaltung und Praxis teilnahmen. Die Veranstaltung hatte das Ziel, die in der Arbeitsgruppe „Berechnungstechnik“ in diesem Jahr gesammelten Versuchserfahrungen in einem größeren Kreise zu diskutieren und die sich hieraus für die Weiterentwicklung der Berechnungstechnik sowie für die Projektierung von Berechnungsanlagen ergebenden Schlußfolgerungen zu ziehen. Die Veranstaltung wurde durch Berichterstattungen von Vertretern anderer Institutionen über aktuelle berechnungstechnische Einzelprobleme bereichert und vermittelte somit einen interessanten Überblick über den derzeitigen Stand des Gesamtgebietes.

Im Hauptreferat sprach Prof. Dr. K. SCHWARZ über „Die Rationalisierung und Mechanisierung des Berechnungsbetriebes und die sich daraus ergebenden Schlußfolgerungen für die Entwicklung, Fertigung und Projektierung von Berechnungsanlagen“. Ausgehend von einer Analyse der Arbeitsgänge beim Berechnungsbetrieb wurden an Hand von Arbeitszeitstudien die wichtigsten Rationalisierungsabschnitte herausgestellt und die zur Zeit bestehenden Mechanisierungsmöglichkeiten unter besonderer Berücksichtigung des RS 09 mit Rohrtragegerüst sowie selbstfahrender Regnerflügel dargelegt. Die zahlreichen Einzeluntersuchungen über die verschiedenen Rohrtransportformen gaben Anlaß, eine Reihe von Gerätesystemen für die Haupteinsatzbedingungen der Feldberechnung aufzustellen, nach deren Vorbild einige neue Anlagen als Beispiels- und Untersuchungsobjekte eingerichtet werden sollten. Empfehlungen über die im nächsten Zeitabschnitt auf wissenschaftlichem, praktischem und administrativem Gebiet zu treffenden Maßnahmen schlossen sich an.

Die Kurzreferate von Ing. O. FRITZSCHE, ROB Bitterfeld, „Berechnungstechnische Entwicklungsarbeiten“, von Ing. HAUSDORF, VEB (K) Wasserwirtschaft Jüterbog, „Notwendigkeit und Bedeu-

tung der Eigenentwicklung von selbstfahrenden Regnerflügeln in der DDR“; sowie der Bornimer Mitarbeiter Dipl.-Ing. VOIGT „Die aufsichtslose Durchführung des Berechnungsbetriebes“ und Ing. ZECH über „Die Auswertung der Regnervergleichsprüfung“ bereicherten die Diskussion über die Weiterentwicklung der Berechnungstechnik. Die Berichte über die Verwendung von Schläuchen bzw. Plastmaterial von Obering. BARTSCH, VEB (K) Wasserwirtschaft Karl-Marx-Stadt, „Kunststoffe in der Berechnungstechnik“ sowie von Dipl.-Gärtner VOGEL, Institut für Gartenbau Großbeeren, „Einsatz von Schläuchen in der Berechnungstechnik“ gaben Ansatzpunkte für eine kritische Einschätzung der derzeitigen Situation und ihrer Verbesserung. Als weiterer Vertreter der Praxis unterstrich Hauptbuchhalter PUHLMANN vom VEB (K) Wasserwirtschaft Jüterbog, an Hand von Buchführungsergebnissen die Einsatzvorteile des RS 09 mit Rohrtragegerüst für die Rationalisierung der Transportarbeiten in Abwasserwertungsgebieten mit Reihenberechnung, während Dipl.-Landw. FINDEISEN, Institut für Landwirtschaftliche Betriebs- und Arbeitsökonomik Gundorf, die ersten Ergebnisse arbeitsphysiologischer Gemeinschaftsuntersuchungen bei verschiedenen Rohrtransportformen – ebenfalls mit günstigen Werten für den Geräteträger – mitteilte.

Einen weiteren Einblick in die Bornimer Institutsarbeit vermittelte eine von der Arbeitsgruppe „Berechnungstechnik“ vorbereitete Ausstellung sowie die praktische Vorführung verschiedener Pumpenaggregate, Transportgeräte, Regner, Rohre, Schläuche und Zubehörteile.

Die in den Referaten sowie zahlreichen Diskussionsbeiträgen enthaltenen wichtigsten Gesichtspunkte wurden abschließend zu einem Arbeitsprogramm für den nächsten Entwicklungsabschnitt zusammengestellt.

A 4134 Prof. Dr. K. SCHWARZ

Dipl.-Ing. H. REGGE*)

Versuche zur Verminderung der dynamischen Beanspruchung des Mähhäckslers E 065 durch freie Massenkräfte

Seit 1957 arbeitet unsere Landwirtschaft bei der Grün- und Silofutterernte mit dem vom VEB Fortschritt Ernteberegnungsmaschinen Neustadt/Sa. entwickelten Mähhäckslers E 065. Diese zapfwellengetriebene Anhängemaschine mäht, häckseln und ladet in einem Arbeitsgang, bei Abnahme des Schneidwerks kann das zu häckselnde Erntegut mit der Aufnehmertrommel auch aus dem Schwad aufgenommen werden.

Wie bei Neuentwicklungen allgemein üblich, traten auch bei dieser Maschine während der Arbeit verschiedene Funktionsstörungen auf, die die sehr gute Hektarleistung erheblich herabsetzten¹⁾. Solche Ursachen, wie das Lösen von Schraubverbindungen, Reißen von Schweißverbindungen und Verkleidungsblechen sowie der übermäßige Verschleiß in den Antriebs-elementen des Mähwerks ließen unter Berücksichtigung der starken Schwingungserscheinungen auf erhebliche dynamische Beanspruchung durch freie Massenkräfte schließen.

Die Minderung dieser zusätzlichen Beanspruchung setzt eine genaue Kenntnis der mechanischen Belastung und des Schwingungsverhaltens der Maschine voraus. Deshalb wurden im Rahmen von studentischen Beleg- und Diplomarbeiten diese Probleme eingehend untersucht und aus den Ergebnissen geeignete Maßnahmen zur Verringerung derartiger Funktionsstörungen abgeleitet.

1 Ursachen, Wirkungen und Quellen freier Massenkräfte im Mähhäckslers E 065 (Bild 1)

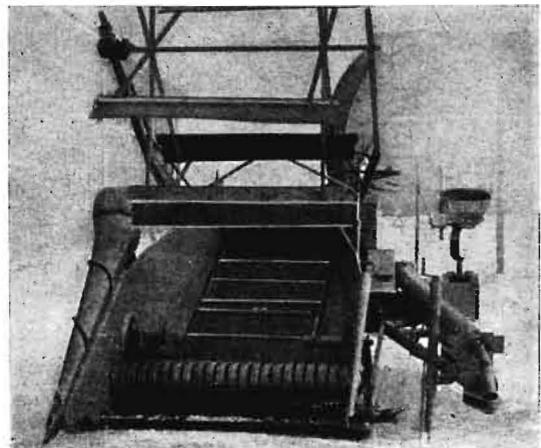
In einem beschleunigt bewegten System materieller Punkte treten entsprechend dem Grundgesetz der Dynamik Kräfte auf, die durch die kinetische Reaktion der sich bewegenden Masse hervorgerufen und demzufolge als Trägheits- oder Massenkräfte bezeichnet werden. Stehen diese Kräfte und deren statische Momente im vollständigen Gleichgewicht, dann herrscht Massenausgleich und die Wirkung dieser Kräfte bleibt auf die sie verursachenden Elemente beschränkt. Bei teilweisem oder fehlendem Gleichgewicht werden die nicht kompensierten Kräfte als „freie Massenkräfte“ wirksam, und diese rufen neben der erstgenannten Wirkung auch Reaktionskräfte in den benachbarten Lager- und Stützelementen des Systems hervor.

Trägheitskräfte verursachen in den sie erzeugenden Elementen und im Falle freier Massenkräfte auch in den benachbarten Funktions-

*) Technische Hochschule Dresden, Institut für Landmaschinentechnik (Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. GRÜNER).

¹⁾ Siehe auch H. 11 (1958) S. 518 „Schwingungsminderung am Schneidwerk des Mähhäckslers E 065 von RÖSEL.“

Bild 1. Mähhäckslers E 065



kreisen zusätzliche mechanische Beanspruchungen. Bei wechselhaftem Auftreten werden die Festigkeitseigenschaften der beanspruchten Werkstoffe gemindert und in schwingungsfähigen Systemen sind Schwingungserscheinungen nicht ausgeschlossen.

Schon augenscheinliche Beobachtungen bestätigen, daß während des Einsatzes in den verschiedenen Baugruppen des Mähhäckslers E 065 freie Massenkräfte auftreten müssen. Läßt man die zusätzlichen Beanspruchungen, die durch Fahrbahnunebenheiten hervorgerufen werden, außer acht, dann bleiben als Quellen freier Massenkräfte der Mähwerktrieb, die Aufnehmetrommel und der Halmteiler. Erfahrungsgemäß werden im Mähwerktrieb auf Grund der hin- und hergehenden Massen die größten kinetischen Reaktionen verursacht. Deshalb soll dieser Funktionskreis als erster einer eingehenden Untersuchung unterzogen werden.

2 Massenkräfte und deren Lagerreaktionen im Mähwerktrieb des Mähhäckslers E 065 sowie einige Möglichkeiten ihrer Minderung

Massenkräfte – und unter Benutzung des Begriffs des Massenträgheitsmomentes auch dessen statisches Moment – bestimmt man aus der Masse der sich bewegenden Elemente, der Massenverteilung und dem vorliegenden Bewegungsgesetz. Die dazugehörigen Lagerreaktionen ergeben sich dann aus den statischen Gleichgewichtsbedingungen.

In Bild 2 ist das kinematische Schema des Mähwerktriebes dargestellt. Aus den darin eingetragenen kinetischen Wirkungen der sich bewegenden Massen und den vorliegenden geometrischen Beziehungen lassen sich die Lagerreaktionen ableiten. Hier sei bemerkt, daß bei dieser Betrachtung die Zentrifugalkräfte in den Koppelgliedern BC und EF außer acht gelassen wurden, da ihr Einfluß auf die Lagerbelastung noch nicht einmal 1% beträgt.

Für eine Kurbeldrehzahl von 477 min^{-1} – diese Drehzahl entspricht einer Zapfwellendrehzahl von 540 min^{-1} – sind die Lagerreaktionen der freien Massenkräfte errechnet und graphisch dargestellt worden. Bild 3 zeigt den erwartungsgemäß sinusförmigen Verlauf der einzelnen Lagerkraftkomponenten, der durch die Kreisbewegung der Antriebskurbel zustande kommt. Das periodische Auftreten dieser Kräfte und die Größe ihrer Scheitelwerte geben eine eindeutige Erklärung für die eingangs erwähnten Schwingungserscheinungen und Funktionsstörungen.

Welche Möglichkeiten gibt es nun, um diese für die Konstruktion so schädlichen Wirkungen zu mindern? Das Naheliegendste ist es wohl, die sich bewegenden Massen und ihre Beschleunigungen zu verringern. Diesen Vorhaben sind aber in den meisten Fällen enge Grenzen gesetzt, da einerseits die für die Funktion erforderliche Bewegungscharakteristik nur selten wesentliche Veränderungen erfahren darf und weil andererseits die Festigkeitseigenschaften des Konstruktionsmaterials sowie die Fragen des Form- und Werkstoffleichtbaues schon beim Entwurf in gebührender Weise berücksichtigt worden sind.

Lassen sich die freien Massenkräfte nicht verringern, so kann man ihre Wirkung mindern, indem man diese Kräfte kompensiert. Durch den sogenannten Massenausgleich, dem hauptsächlich nur durch den Raumbedarf und Fertigungsaufwand eine natürliche

Grenze gesetzt wird, ist dies in weitestgehendem Maße möglich. Aber auch durch geänderte Wirkungsrichtungen der Massenkräfte auf Grund vorteilhafter Auslegung und Anordnung der Bewegungselemente lassen sich beachtliche Teilerfolge erzielen.

Nach welcher dieser genannten Varianten zu verfahren ist, das entscheiden die jeweiligen praktischen Bedingungen. Im Falle des Mähwerktriebes ergeben sich die zu treffenden Maßnahmen zur Verminderung der freien Massenkräfte und ihrer Wirkungen aus der Art der Lagerbelastungen und aus dem kinematischen Aufbau des Antriebes. Bild 3 läßt in dieser Hinsicht erkennen, daß die X- und Y-Komponenten der Schwingenlagerkraft die entsprechenden Kraftkomponenten im Kurbellager fast vollständig kompensieren und daß die Z-Komponente der Schwingenlagerbelastung in voller Größe erhalten bleibt. Unter Berücksichtigung dieses Ergebnisses lassen sich an Hand des Bildes 2 verschiedene Schlußfolgerungen ziehen:

1. Die Ausgleichsmasse der Kurbelscheibe erfüllt bis zu einem gewissen Grade die Aufgaben des Massenausgleichs im Schubkurbeltrieb der X-Y-Ebene. Eine geringe Vergrößerung derselben führt zur weiteren Verbesserung des Massenausgleichs in dieser Ebene.
2. Die Schränkung der Schubkurbel bedingt eine Phasenverschiebung der zugeordneten Lagerbelastungen und erschwert dadurch den Massenausgleich. Durch Drehen des Schwingenlagers um seine Z-Achse und eine erhöhte Anlenkung kann diese Schränkung beseitigt werden. Sofern sich diese Lösung nicht verwirklichen läßt, ist die Phasenverschiebung auch durch Ändern des Sektorenwinkels zwischen Kurbelzapfen und Ausgleichsmasse korrigierbar.
3. Der Massenausgleich der X-Y-Ebene übt auf die Lagerreaktionen der Z-Richtung keinen Einfluß aus. Diese Belastungskomponente kann nur durch einen eigenen Ausgleich verringert oder vollkommen beseitigt werden. Somit ist also der Massenausgleich in räumlichen Getrieben komplizierter als in ebenen und insofern ist in dieser Beziehung den letzteren der Vorzug zu geben.

In Bild 4 ist eine zweckmäßige Lösung für den Massenausgleich in Z-Richtung dargestellt. Die Schwinde erhält einen weiteren Schwingarm und treibt über eine Koppel die in Z-Richtung angeordnete erforderliche Ausgleichsmasse. Eine derartige Ausführung ist jedoch für eine rationelle Fertigung viel zu kompliziert. Deshalb entwickelte der VEB Fortschritt von diesem Grundprinzip ausgehend den links im Bild gezeigten Ausgleich. Durch diese Vereinfachung wird zwar die theoretisch erzielte Kompensation nicht ganz erreicht, es ergeben sich dadurch jedoch erhebliche Vorteile für die Fertigung und ein nachträglicher Ausgleich in bereits im Einsatz stehenden Maschinen ist ohne zusätzliche Umbauarbeiten ebenfalls möglich.

Die Wirksamkeit eines solchen Ausgleichs ist aus Bild 5 zu ersehen. Die Scheitelwerte der ausgeglichenen Lagerkraftkomponente betragen noch nicht einmal 10% der ursprünglichen. Daß sich durch den Massenausgleich die auf eine Kurbelumdrehung entfallende Anzahl von Kraftamplituden verdoppelt hat, kann einstweilen nur zur Kenntnis genommen werden, da dieses Problem erst im nächsten Abschnitt seine Klärung findet.

Die Wirksamkeit dieses Ausgleichs zeigt sich auch noch in anderer Form. In gleicher Weise wie die Lagerreaktionen charakterisieren auch ihre statischen Momente bezüglich einer festgelegten Drehachse den Grad der zusätzlichen mechanischen Beanspruchung. Auf

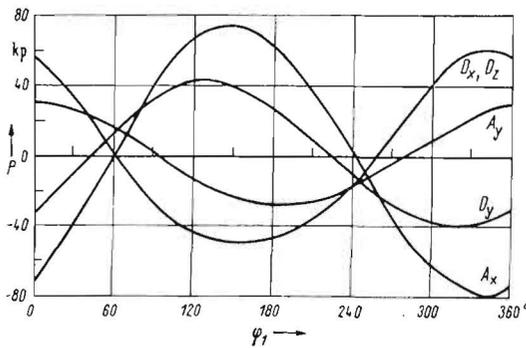


Bild 2
Kinematisches Schema des Mähwerktriebes. Die eingetragenen kinematischen Wirkungen bedeuten: $m\ddot{x}$ Massenkraft auf Grund beschleunigter Schiebewegung in x-Richtung; $m r \dot{\varphi}^2$ Zentrifugalkraft auf Grund der Drehbewegung; $\theta \dot{\varphi}$ statisches Moment des Trägheitsmomentes bezüglich des angegebenen Drehpunktes

Bild 3. Lagerreaktionen der freien Massenkräfte des Mähwerktriebes

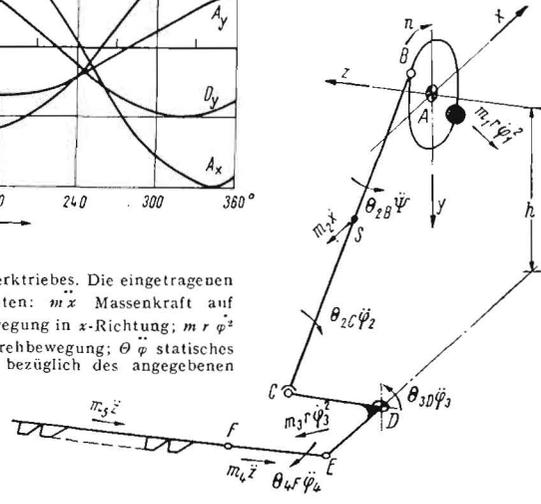
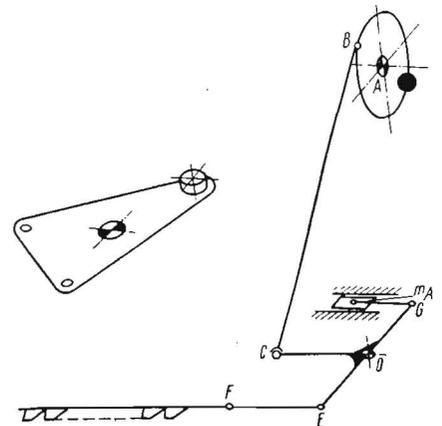


Bild 4 (rechts). Theoretischer und praktischer Massenausgleich im Mähwerktrieb. m_A = Ausgleichsmasse



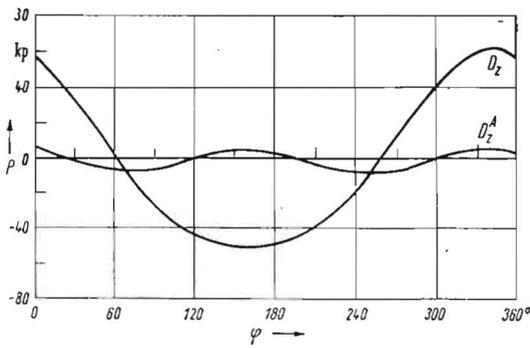


Bild 5. Z-Komponente der Schwingenlagerkraft vor und nach dem Massenausgleich

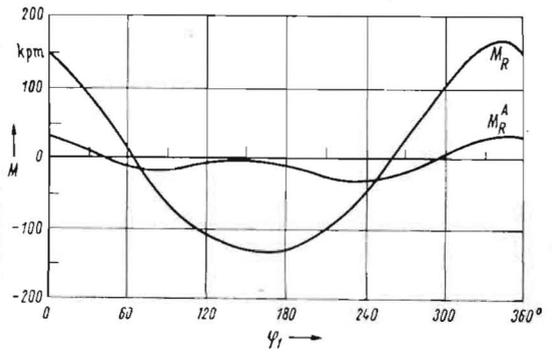


Bild 6. Resultierender Momentenverlauf bezüglich der Schnittlinie zwischen vertikaler Fördertrogssymmetrieebene und der X-Y-Ebene vor und nach dem Massenausgleich

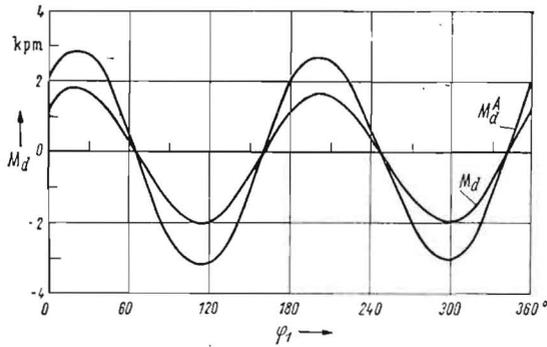


Bild 7. Erforderliches Antriebsmoment vor und nach dem Massenausgleich

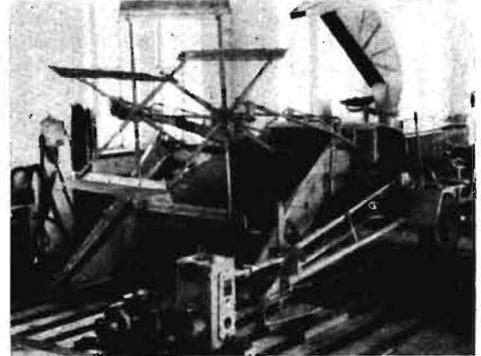


Bild 8. Mähhäcksler E 065 und sein vereinfachtes Ersatzsystem

die Schnittlinie der vertikalen Fördertrogssymmetrieebene²⁾ mit der Y-Z-Ebene bezogen, liefern die Lagerreaktionen der X-Z-Ebene den in Bild 6 aufgezeichneten resultierenden Momentenverlauf. Auch hier beträgt das ausgeglichene Moment nur noch rund 20% des unausgeglichene.

Bleibt nur noch die Frage zu klären, welchen Einfluß der Massenausgleich auf das Antriebsmoment ausübt. Da die Beschleunigungen der ausgleichenden und ausgeglichenen Massen notwendigerweise in Phase liegen müssen, kommt es zwangsläufig zu einer Überlagerung der erforderlichen Einzelantriebsmomente. Das sich in diesem Falle ergebende resultierende Antriebsmoment ist in Bild 7 wiedergegeben.

Insgesamt gesehen zeigt sich also, daß der Massenausgleich durch erhöhte Antriebsenergie erkauft werden mußte und daß die Verminderung der Rahmenbeanspruchung nur auf Kosten einer erhöhten mechanischen Belastung der Antriebskomponenten erzielt werden konnte.

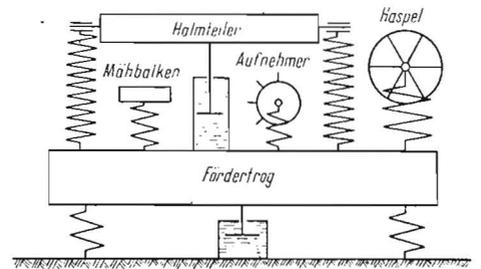
3 Der Mähhäcksler E 065 als Schwingensystem

Treten freie Massenkräfte in einem schwingungsfähigen System auf, dann hängt das Maß der mechanischen Beanspruchung nicht nur von der Größe, Lage und Richtung der wirkenden Kräfte, sondern auch vom Schwingungszustand des erregten Systems ab. Nicht selten begegnet man bei Unkenntnis des Schwingungsverhaltens der Erscheinung, daß sich eine beanspruchungsmindernde Maßnahme, wie die Verringerung sich bewegender Massen und deren Beschleunigungen zu erhöhten Schwingungen und Werkstoffbeanspruchungen führt, weil mit diesem Eingriff auch gleichzeitig die Federhärte, Dämpfung und Abstimmung des schwingenden Systems beeinflußt worden sind.

Ob nun eine Änderung von Masse, Federhärte, Dämpfung und Erregerfrequenz die Laufruhe eines Systems mindert oder erhöht, richtet sich nach der Art der Resonanzschwelle und danach, ob das System unter- oder oberhalb dieser Resonanzschwelle schwingt. Kurz gesagt hängt die Beeinflussung der Laufruhe von der Lage der Arbeitspunkte auf der Resonanzkurve ab. Somit zeigen schon diese wenigen Feststellungen eindeutig, daß es bei der Behandlung derartiger Aufgaben unbedingt notwendig ist, neben den Massenkräften und deren Lagerreaktionen auch das Schwingungsverhalten und den Schwingungszustand des beanspruchten Systems zu untersuchen.

Entsprechend seinen Betriebskennwerten wird der Mähhäcksler vorwiegend mit Frequenzen bis zu 10 Hz erregt. Für derartige Schwingungsverhältnisse sind mechanische Meßverfahren am geeignetsten. Aus diesem Grunde wurden die Schwingungsuntersuchungen mit Tastschwingenschreibern der Metallwerker K.-G., Meerane, durchgeführt.

²⁾ Senkrechte Längsebene, auf der Mittellinie des Fördertroges errichtet.



Die ersten Untersuchungen sollten das prinzipielle Schwingungsverhalten des Mähhäckslers klären. Die diesbezüglichen McBergergebnisse bestätigten, daß das eigentliche Mehrmassensystem, wie es das Bild 8 zeigt, auch als solches schwingt. Mähbalken, Aufnahmetrommel und Haspel beeinflussen die Grundschiwingung nur unbedeutend. Die Schwingung des Halmteilers wirkt sich jedoch auf den Verlauf der Grundschiwingung störend aus, wobei interessant ist, daß die Schwingung des Halmteilers weniger durch seine Unwucht, als durch die erzwungene periodische Bewegung des Fördertrags verursacht wird.

Für alle weiteren Untersuchungen wurde der Halmteiler abgebaut. Sein Schwingungsverhalten sowie Möglichkeiten zur Minderung der durch ihn verursachten Schwingungserscheinungen sollten in einer gesonderten Versuchsreihe behandelt werden. Ausschwingversuche am Innenschuh des Mähhäcklerschneidwerks (Bild 9) lieferten das Ergebnis, daß die Schwingungen fast ausschließlich geschwindigkeitsproportional gedämpft werden. In diesem Fall bilden die Amplituden der Schwingung eine geometrische Reihe und der natürliche Logarithmus des Verhältnisses zweier benachbarter, gleichsinniger Amplituden liefert einen konstanten Wert, das sogenannte logarithmische Dekrement δ . Das logarithmische Dekrement δ und die Schwingdauer T_e sind die Ausgangswerte zur Bestimmung der Abklingkonstanten δ , der Eigenfrequenzen ω_e und ω_0 des gedämpften und ungedämpften Systems und der Dämpfungszahl D .

Tabellarisch zusammengefaßt lieferte die Auswertung der Ausschwingversuche folgende Ergebnisse:

Tabelle 1

Koordinatenrichtung	T_e [s]	δ [l]	δ [s ⁻¹]	ω_e [s ⁻¹]	ω_0 [s ⁻¹]	D [l]
X	0,349	0,511	1,47	18,00	18,05	0,0812
Y	0,465	0,437	0,94	13,50	13,55	0,0695
Z	0,215	0,37	1,72	29,20	29,30	0,0587

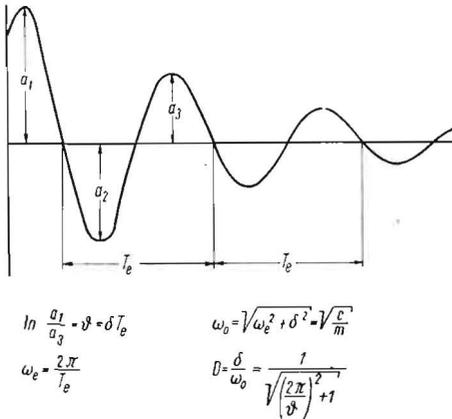
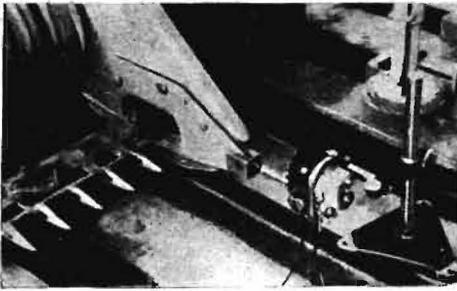


Bild 9. Meßanordnung und Auswertverfahren zur Bestimmung der Eigenfrequenz und Dämpfung des Schwingensystems

Durch diese Schwingungskennwerte ist das Schwingungsverhalten des vereinfachten Ersatzsystems hinreichend gekennzeichnet. Einen besseren Überblick als diese Zahlen liefern jedoch die dazugehörigen Resonanzkurven (Bild 10), die bei bekannter Dämpfung sehr einfach darzustellen sind. Eine Charakteristik des Schwingungsverhaltens durch die dem System eigenen Resonanzkurven hat den Vorteil, daß sich durch Eintragen der Arbeitspunkte auch gleichzeitig der Schwingungszustand des Systems festlegen läßt. Für eine Erregerkreisfrequenz von $\Omega = 50 \text{ s}^{-1}$ – das ist die Frequenz des Mähwerktriebs bei Nenndrehzahl – sind die Arbeitspunkte im Resonanzdiagramm eingezeichnet.

Wie sind nun diese ersten Meßergebnisse zu beurteilen?

1. Der Mähhäcksler E 065 ist ein nur sehr schwach gedämpftes Schwingensystem, das bei Nenndrehzahl genügend weit oberhalb der Resonanzschwellen arbeitet. Durch die 6- bis 9fache Amplitudenvergrößerung im Bereich der Resonanzschwellen besteht beim Durchfahren dieser Sektoren eine akute Gefahr der mechanischen Überbeanspruchung.
2. Der Ausgleich der freien Massenkräfte in Z-Richtung hat nicht nur die in diese Richtung fallende Lagerbelastung gemindert, sondern durch gleichzeitige Verdoppelung der Erregerfrequenz ist auch das Vergrößerungsverhältnis erheblich reduziert worden.
3. Eine weitere wirksame Minderung der Laufunruhe ist durch Erhöhung der Abstimmung nicht mehr möglich. Nur durch Beeinflussung der Lagerbelastung sind noch verbesserte Laufeigenschaften zu erwarten.

Diese Aussagen verleihen den Ergebnissen richtungweisenden Charakter. Da die Arbeitspunkte des Mähhäckslers genügend weit oberhalb der Resonanzschwelle liegen, läßt sich die Laufunruhe durch Verändern der Abstimmung nicht mehr wesentlich beeinflussen. Demzufolge muß es das Ziel der weiteren Untersuchungen sein, den schwingungserregenden Einfluß der im Mähhäcksler auftretenden Kräfte derart zu klären, daß sich daraus weitere Maßnahmen zur Schwingungsminderung ableiten lassen.

Als Untersuchungsobjekt wurde wieder der Mähwerktrieb gewählt, weil sich dadurch die Möglichkeit ergibt, auch den Einfluß derjenigen Maßnahmen auf den Schwingungszustand des Systems zu klären, die aus den Ergebnissen der Massenkraftuntersuchungen abgeleitet worden sind.

4 Der Einfluß der Schwingenlagerbelastung auf die Schwingungsbeanspruchung des Mähhäckslers

Wie jede mechanische Schwingung überhaupt, so hängt auch die durch die Schwingenlagerbelastung erzeugte von der Größe, Lage und Richtung der sie verursachenden Kraft ab. Der Einfluß der Kraftgröße auf die Schwingung kann als geklärt angesehen werden,

da entsprechend den Grundlagen der Schwingungslehre die Schwingungsamplituden den Kraftamplituden proportional sind. Welchen Einfluß die Lage des Kraftangriffspunktes auf die Schwingung ausübt, wird ebenfalls nicht untersucht, da die Kinematik des Systems keine funktionellen Veränderungen erfahren soll. Somit gilt es lediglich, den Einfluß der Kraftwirkungsrichtung auf den Schwingungszustand zu klären, da bei einem schwingungsmäßig derart komplizierten Aufbau die theoretischen Ergebnisse einfacher Schwingerteils erhebliche Überlagerungen erfahren.

Um die Kraftwirkungsrichtung beliebig variieren zu können, wurde die Schwinde durch einen allseitig einstellbaren Unwuchterreger (Bild 11) ersetzt, der entsprechend seinem Aufbau eine gerichtete, periodisch wirkende Kraft der Form

$$P = P_0 \sin \Omega t$$

erzeugt. Größe und Frequenz dieser Kraft lassen sich durch Änderung der rotierenden Unwuchtmassen und deren Drehzahl beliebig regeln. Es wurden aber für die Untersuchung n Verhältnisse festgelegt, die etwa den Betriebswerten des Mähhäckslers entsprechen.

Damit die Untersuchungen zu übersichtlichen Ergebnissen führen, erfolgte die Erregung des Mähwerks nacheinander in den drei von

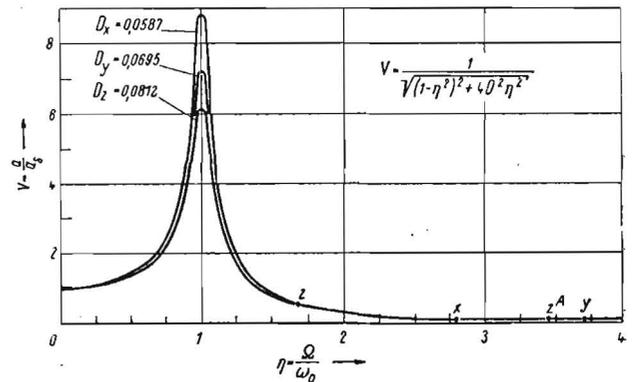


Bild 10. Resonanzkurven des Schwingensystems

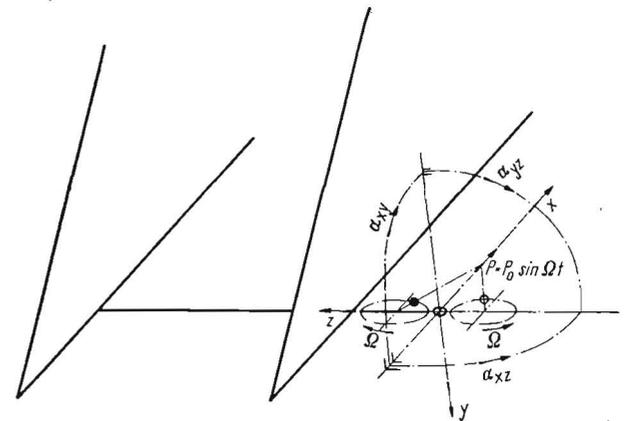


Bild 11. Wirkungsweise und Versuchsanordnung des Unwuchterregers. Ist m die punktförmig eingetragene Unwuchtmasse und r ihr Abstand zur Drehachse, dann ist $P_0 = 2 m r \Omega$

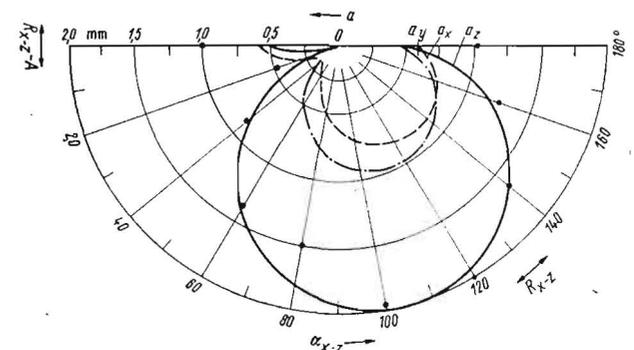


Bild 12. Kreisdiagramm bei Erregung in der $x-z$ -Ebene. a Schwingungsamplituden, R Wirkungsrichtung der Resultierenden der horizontalen Schwingenlagerkraftkomponenten

den Koordinatenachsen aufgespannten Ebenen über einen Schwenkbereich von 180°. Die erzeugten Schwingungen wurden in den drei Koordinatenrichtungen in bereits bekannter Weise am Innenschuh des Mähwerks gemessen und deren Amplituden in sogenannten Kreisdiagrammen eingezeichnet. Zu dieser Art Diagramme gelangt man, wenn die Schwingungsamplituden über die Erregerrichtung direkt aufgetragen werden, und sie haben den Vorzug, daß die Schwingungscharakteristik anschaulicher hervortritt als bei kartesischer Darstellung.

Bild 12 zeigt ein solches Kreisdiagramm mit den eingezeichneten Schwingungsamplituden der X-, Y- und Z-Richtung, die sich als Funktion der Erregerrichtung in der X-Z-Ebene ergeben. Bei näherer Betrachtung lassen sich aus dieser Graphik folgende Aussagen gewinnen:

1. werden durch den Unwuchterreger außer den Schwingungen in der Erregerebene auch solche erzeugt, die senkrecht zu dieser Ebene stehen. Derartige Erscheinungen sind eine Folge von Biege- und Drillschwingungen und für die Schwingungsbekämpfung ergibt sich somit, von seiten der Konstruktion und Belastung solche Bedingungen zu schaffen, die die schwingungserregende Biege- und Drillbeanspruchung auf ein Minimum reduzieren.
 2. hängt die Größe der Schwingungsamplituden von der Erregerrichtung ab, und für jede der drei Schwingungen gibt es eine sogenannte „Erreger-Vorzugsrichtung“, bei der der Schwingungsausschlag Null wird.
- Diese Feststellung verleiht der Erregerrichtung erstrangige Bedeutung. Demnach hat sich die konstruktive Gestaltung nicht nur nach den zu verwirklichenden Funktionsgedanken zu richten, sondern es muß auch gleichzeitig angestrebt werden, daß die schwingungserregenden Kräfte in den Erregervorzugsrichtungen wirken.

Vollkommen ähnliche Schwingungsbilder lieferten auch die Versuchsergebnisse, die bei Erregung in den beiden anderen Koordinatenebenen aufgenommen wurden.

Sind nun die den drei Koordinatenebenen zugeordneten Schwingungsbilder eines räumlich beanspruchten Schwingungssystems bekannt, dann erhält man daraus die endgültigen Schwingungsamplituden durch einfache Überlagerung derjenigen Einzelschwingungen, die von den Kraftkomponenten verursacht werden. In unserem Falle sind zu den Schwingungsamplituden des Bildes 12 die zugeordneten zu addieren, die durch die Vertikalkomponente der Schwingungslagerbelastung hervorgerufen werden. Da die Letztgenannten mit den Erstgenannten nahezu in Phase liegen, bleibt die Lage der Erregervorzugsrichtung unverändert. Die Amplitudenkreise werden zu Ellipsen.

In dem Kreisdiagramm sind die Richtungen eingetragen worden, die die Resultierende der horizontalen Schwingungslagerkraftkomponenten vor und nach dem Massenausgleich einnimmt. Dadurch ist es möglich, den entwickelten Massenausgleich nicht nur kraftmäßig, sondern auch schwingungsmäßig zu beurteilen. Nunmehr zeigt sich, daß die so vorzügliche Lösung schwingungsmäßig nicht die besten Ergebnisse liefert, da die Wirkungsrichtung der horizontalen Lagerkraft nicht mit der Erregervorzugsrichtung zusammenfällt. Zweifels ohne hätte eine vorherige Kenntnis des Schwingungsverhaltens zu zweckmäßigeren Lösungen für den Massenausgleich geführt.

5 Der Halmteiler als Schwingensystem

Neben dem Mähwerktrieb ist der Halmteiler der augenscheinlichste Schwingungserreger im untersuchten System. Die im praktischen Betrieb nicht selten eintretenden Brüche in der Halmteileranlenkung bekräftigen diese Wahrnehmung.

Es wurde bereits erwähnt, daß es nicht die Unwucht des rotierenden Halmteilers allein ist, die die Schwingungen verursacht. Maßgeblicher scheinen die durch den Mähwerktrieb und die Aufnehmertrommel erzeugten periodischen Bewegungen des gesamten Systems zu sein. Klarheit über das Schwingungsverhalten, den Schwingungszustand und die Zweckmäßigkeit zu ergreifender schwingungsmindernder Maßnahmen schafft, wie bereits anschaulich gezeigt werden konnte, das Resonanzdiagramm des Schwingensystems mit den eingetragenen Arbeitspunkten.

Bild 13 zeigt die Resonanzkurve des Halmteilers mit den eingetragenen Abstimmungen. Danach wird das System durchweg unterhalb seiner Resonanzschwelle erregt, und den gefährlichsten Einfluß übt der Mähwerktrieb aus. Nur geringfügige Überschreitungen der Nennzahl, wie sie im praktischen Einsatz ständig vorkommen, führen schon zu empfindlichen Überbelastungen und letzten Endes zu den erwähnten Brüchen in den Anlenkungen. Die Erregerfrequenz des Halmteilers und der Aufnehmertrommel liegt weit genug unterhalb der Resonanzschwelle, so daß durch diese Erregerquellen unter

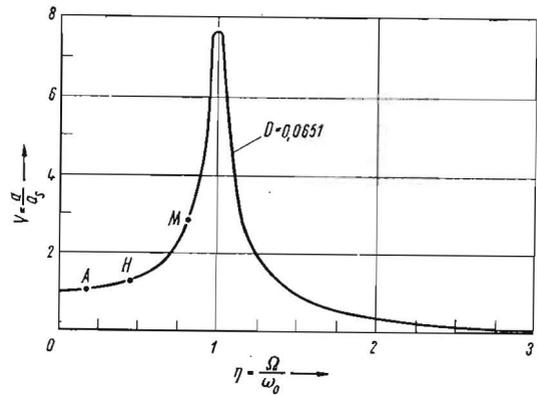


Bild 13. Resonanzkurve des Halmteilers

Berücksichtigung der in ihnen auftretenden freien Massenkräfte keine nennenswerten Funktionsstörungen zu erwarten sind.

Entsprechend diesen Ergebnissen liegt die Hauptaufgabe der Schwingungsbekämpfung darin, die Erregung des Mähwerktriebes aus dem Bereich der Resonanzschwelle zu bringen. Vorteilhaft ist eine Verkleinerung der Abstimmung, und da eine Verringerung der Erregerfrequenz nicht in Frage kommt, muß die Halmteileranlenkung schwingungssteifer gestaltet werden.

6 Schlußbetrachtungen

Durch die Untersuchungen am Mähwerktrieb und am Halmteiler ist die dynamische Beanspruchung des Mähhäckslers noch keineswegs vollkommen geklärt worden. Ähnliche Untersuchungen am Mähbalken, Fördertrograhmen und Kurbellager haben weitere positive Ergebnisse geliefert, beinhalten aber gegenüber den dargelegten keine neuen Erkenntnisse, so daß ihre Behandlung nicht lohnenswert erscheint. Es lag auch nicht in der Absicht, alle bisher erarbeiteten Ergebnisse bis ins einzelne zu behandeln, sondern es sollte vielmehr das Ziel verfolgt werden, an Hand einiger treffender Beispiele zu zeigen, mit wie wenig Aufwand und mit welcher einfachen Mitteln Massenkraft- und Schwingungsuntersuchungen möglich sind und welche Bedeutung ihnen insbesondere für die betriebliche Entwicklung und Erprobung zukommt. Gerade die Untersuchungen am Mähwerktrieb und am Halmteiler waren hierzu bestens geeignet, denn über allem steht danach: Nicht durch den Massenkraftausgleich allein, sondern nur bei gleichzeitiger Kenntnis des Schwingungsverhaltens ist eine wirksame Minderung dynamischer Beanspruchungen möglich.

Literatur

HEYDE, H.: Mechanik für Ingenieure, Band I, 4. Auflage, B. G. Teubner Verlagsgesellschaft Leipzig 1955. A 4071

KDT-Arbeit auf dem Gebiet der Forsttechnik

Der Vorstand des FV „Land- und Forsttechnik“ der KDT hatte maßgebende Mitglieder des FA „Forsttechnik“ zu seiner Arbeitstagung im StFB Ballenstedt am 27. Oktober 1960 eingeladen, um die freiwillige technische Gemeinschaftsarbeit auf dem Gebiet der Forsttechnik zu aktivieren und vor allem die Tätigkeit des FA „Forsttechnik“ zu beleben. Dipl.-Forstwirt SCHWAB als Leiter des StFB Ballenstedt berichtete zunächst über die Problematik der Arbeit in diesem Betriebe (bis zu 40000 ha Waldgebiete im Umkreis von 40 bis 60 km, 700 Arbeiter, unzureichende technische Ausstattung) und die Schwerpunkte der erforderlichen Mechanisierung (Stockrodung und Vollumbruch, Nutzung sowie Wegebau). Er sprach dann über die Arbeit des FA, die im Jahre 1960 noch nicht in allen Bezirken in der notwendigen Breite und Tiefe erfolgte. Für 1961 ist deshalb eine Aufgliederung der Bezirke in drei Gruppen vorgesehen, die dann spezielle Beratungen mit den Arbeitsausschüssen und Betriebssektionen durchführen. Außerdem sollen drei zentrale Erfahrungsaustausche (Stockholzerzkleinerung, im StFB Peitz, chemische Unkrautbekämpfung, in Dessau, sowie zur Landwirtschaftsausstellung in Marktleeburg) stattfinden. Als Ergebnis der Diskussion wurde dem Min. LEF eine Empfehlung übermittelt, die vorhandenen Landmaschinen und Geräte in bezug auf ihre Eignung für den Forstbetrieb zu überprüfen bzw. entsprechende Umänderungen auf zentraler Ebene zu ermöglichen. In weiteren Beratungen wurde festgelegt, vom Vorstand in Vorbereitung des VI. Deutschen Bauernkongresses Empfehlungen der KDT zum Beschlußentwurf auszuarbeiten und weiterzuleiten. In seinem Bericht über die Gründung der Deutschen Agrarwissenschaftlichen Gesellschaft betonte Prof. RIEDEL die Notwendigkeit einer engen Zusammenarbeit des FV mit der neuen Organisation. Eine gemeinsame Erklärung des FV „Land- und Forsttechnik“ der KDT und der Fachkommission „Landtechnik“ der DAG über ein solches Zusammenwirken wird in Heft 2/1961 dieser Zeitschrift veröffentlicht. Für Ihre vorbildlichen Leistungen bei der Vorbereitung und Durchführung der beiden Wischekonferenzen zeichnete Prof. RIEDEL Dipl.-Landwirt TEGGE und Ing. GROTHE vom Fachvorstand Magdeburg der KDT mit der Ehrenurkunde des Fachverbandes aus. A 4214