Versuche mit Gruppen gegeneinander schwingender Hackwerkzeuge

Von **Alfred Eggenmüller**

Bei den Versuchen mit einzelnen schwingenden Bodenbearbeitungswerkzeugen wurde gezeigt, daß die resultierenden Zugkräfte in Zugrichtung bei einer geeigneten Schwingungsbewegung bis auf etwa 30% des Zugwiderstandes starrer Werkzeuge verringert werden konnten. Durch die Trennung der Vorgänge in Schnitt- und Hubbewegung kann zudem der technologische Arbeitserfolg verbessert werden, wobei Schwingbewegungen mit großen vertikalen Komponenten, also mit großen Amplituden, bei gegebener Schwingungsrichtung von Vorteil sind.

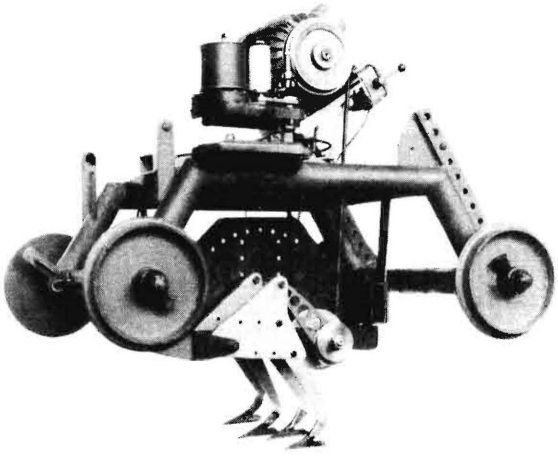


Bild 1. Messwagen mit Versuchseinrichtung für schwingende Werkzeuggruppen (Werkzeuge: Gänsefussschare).

Bei schwingenden Einzelwerkzeugen ist aber die Größe der Amplitude infolge der freien Massenkräfte begrenzt. Daher wurden die Untersuchungen mit einer Gruppe von schwingenden Werkzeugen fortgeführt, bei der die Massenkräfte der schwingenden Teile und der Bodenmasse durch paarweises Gegeneinanderschwingen ausgeglichen werden konnten.

Das Versuchsgerät hatte vier einzelne Werkzeuge. Als Werkzeuge wurden Gänsefußschare, Hackmesser und Modellmesser von verschiedener Längenausdehnung in Fahrtrichtung verwendet. Das Gerät in **Bild 1 und 2** besteht aus einem Grundrahmen, an dem vier Schwinghebel in Schwingmetalllagern befestigt sind. Die beiden Schwingmetalllager eines Schwinghebels haben eine große Lagerbreite, so daß eine seitliche Bewegung des Werkzeuges annähernd verhindert ist. Am Schwinghebel ist der Werkzeugstiel für die verschiedenen Schwingungsrichtungen, die bei den Versuchen zwischen 10° und 30° variiert wurden, verstellbar befestigt. Die Frequenz wurde durch Drehzahländerung der Exzenterwelle, die Amplitude durch Verstellen der Doppelexzenter verändert. Die Werkzeuge schwingen mit einer Kurbelversetzung von 90° in der Taktfolge 1 – 3 – 2 – 4 gegeneinander. Durch die Schwingmetallagerung an den Schwinghebeln und an den Kurbelstangen ergab sich ein nahezu spielfreier Lauf des Gerätes, wodurch das Gerät in Verbindung mit dem guten Massenausgleich ruhig lief und die Messung des Leistungsbedarfs und der Zugkraft erleichtert wurde. Das ganze Versuchsgerät war an der Meßbrücke des Meßwagens befestigt, wobei die Meßbrücke in Verbindung mit einem Indikator die Messung der Zugkraft ermöglichte. Der Abstand der Werkzeuge untereinander betrug 12,5 cm, die ganze Arbeitsbreite etwa 50 cm. Die Versuche wurden in der Bodenrinne in einem feinsandigen Lehm durchgeführt. Die Versuchsvorbereitungen und die Versuchsdurchführung waren die gleichen wie bei den Versuchen mit dem Einzelwerkzeug.

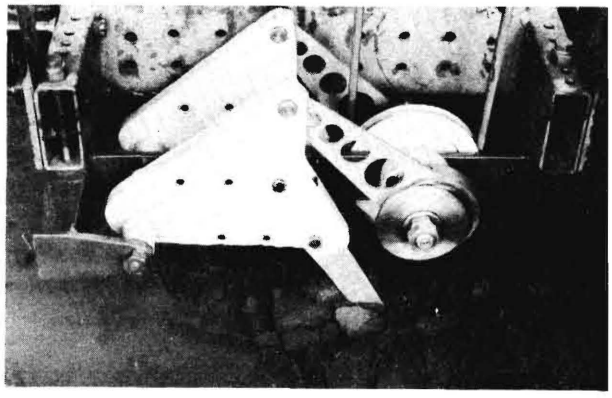


Bild 2. Versuchsgerät bei der Arbeit mit einer schwingenden Werkzeuggruppe mit Bodenaufbruch.

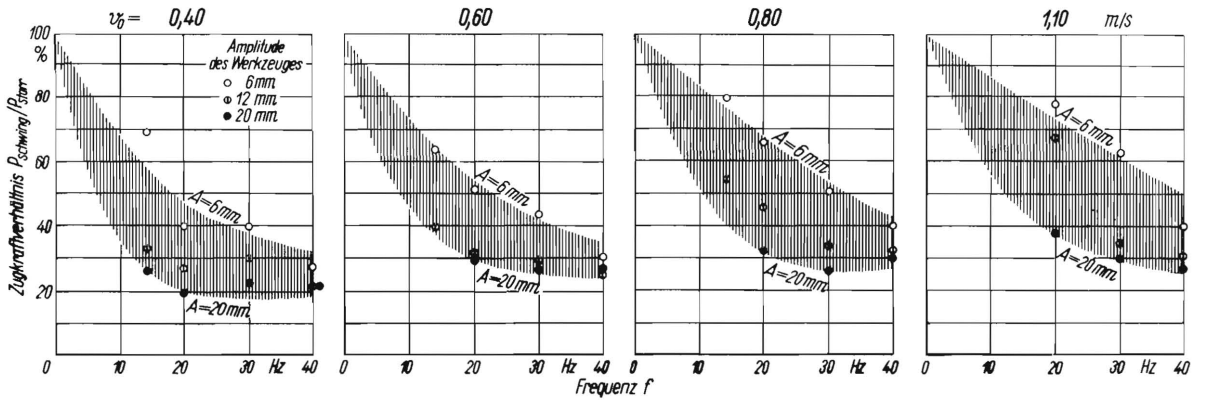


Bild 3. Zugkraftverhältnis einer Gruppe von schwingenden Gänsefussscharen in Abhängigkeit von der Frequenz für verschiedene Schwingungsamplituden, bezogen auf den Zugwiderstand der starren Werkzeuge. Schwingungsrichtung $\varphi = 30°$

Laborversuche mit Gänsefußscharen

Bei Gänsefußscharen ergeben sich infolge der vorgezogenen Spitze und der keilförmigen Schneide günstige technologische Schnittbedingungen und durch die dachförmige Ausbildung der Werkzeugoberseite wird der Boden auch in der Querebene häufiger aufgebrochen.

Bei günstig gewählten Schwingungsdaten konnten wiederum erhebliche Zugkraftverringerungen gemessen werden. In **Bild 3** sind die Ergebnisse der Zugkraftmessung bei schwingenden Werkzeugen, bezogen auf die Zugkraft starrer Werkzeuge gleich 100 Prozent, in Abhängigkeit von der Frequenz bei einer Schwingungsrichtung von 30° und bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten dargestellt. Bei der kleinen Fahrgeschwindigkeit ist die Zugkraftverringerung schon bei kleiner Amplitude und mittleren Frequenzen beträchtlich. Sie liegt bei 60% und kann bei der großen Amplitude 80% erreichen. Mit einer Frequenz von 20 Hz läßt sich bei dieser Fahrgeschwindigkeit bereits eine genügend große Zugkraftverringerung erzielen. Eine weitere Erhöhung der Frequenz bringt keine Verbesserung mehr, auch nicht bei größeren Amplituden. Eine Zugkraftverringerung von 80% scheint auch nach den früheren Überlegungen das Optimum des Erreichbaren zu sein. Es wurde bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0,40 m/s, einer Amplitude von 20 mm und einer Frequenz von 20 Hz erreicht. Das Zugkraftverhältnis ist bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0,60 m/s nur um etwa 5% höher.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0,80 m/s sind dagegen die Werte bei kleiner Amplitude und Frequenz ungünstig. Um hierbei Zugkraftverringerungen von 70% zu erreichen, muß bei einer Amplitude von 12 mm eine Frequenz von 40 Hz oder bei einer Frequenz von nur 20 Hz eine größere Amplitude von 20 mm gewählt werden.

Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 1,10 m/s genügen auch mittlere Amplituden bei mittleren Frequenzen nicht mehr. Der Einfluß der Frequenz ist besonders bei dieser hohen Fahrgeschwindigkeit und kleinen Amplituden sehr groß. Bei großen Amplituden wirkt sich die Frequenz nicht so stark aus, und zwar um so weniger, je kleiner die Fahrgeschwindigkeit ist.

Trägt man die Ergebnisse der Zugkraftmessung nach **Bild 4** über der Amplitude auf, so erkennt man, daß bei der kleinen Fahrgeschwindigkeit für eine Frequenz von 14 Hz die günstigste Amplitude bei etwa 15 mm und für eine Frequenz von 40 Hz bei etwa 10 mm liegt. Bei der Fahrgeschwindigkeit von 0,60 m/s liegt die günstigste Amplitude für 14 Hz bei 20 mm und für 40 Hz bei 10 mm.

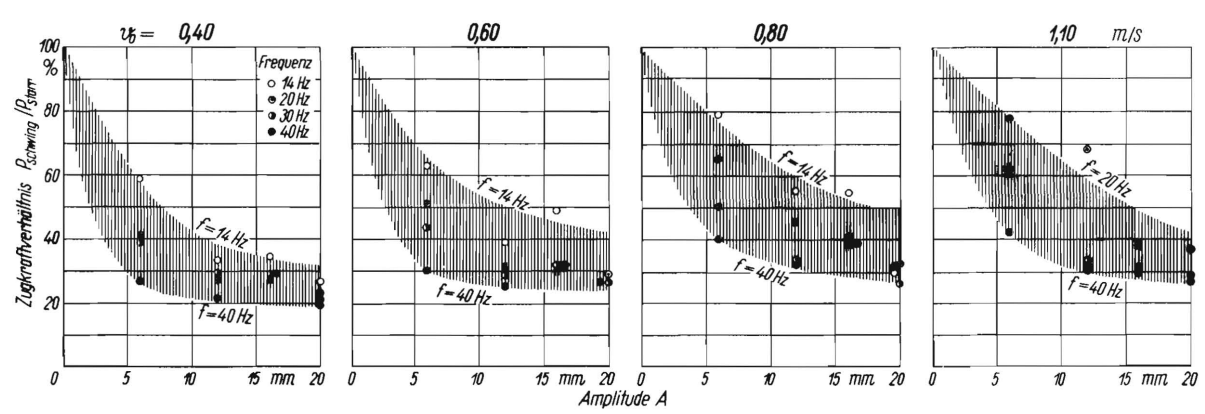


Bild 4. Zugkraftverhältnis einer Gruppe von schwingenden Gänsefussscharen in Abhängigkeit von der Amplitude für verschiedene Frequenzen, bezogen auf den Zugwiderstand der starren Werkzeuge.

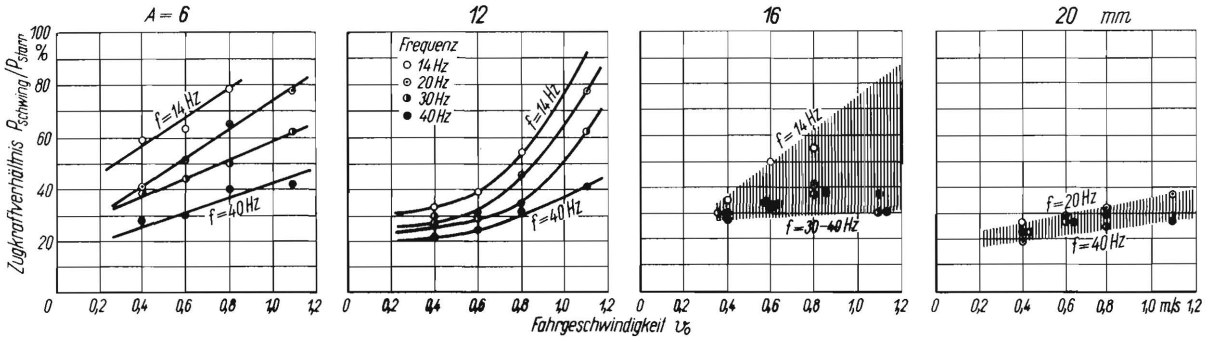


Bild 5. Zugkraftverhältnis einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Schwingungsdaten, bezogen auf den Zugwiderstand starrer Werkzeuge.

Bei 0,80 und 1,10 m/s müßte die Amplitude bei 14 und 20 Hz größer sein als 20 mm, um optimale Werte zu erhalten. Bei den hohen Frequenzen über 30 Hz erreicht man bei einer Amplitude von 15 mm günstige Ergebnisse in der Zugkraftverringerung.

In **Bild 5** ist die Zugkraftverringerung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Bei der kleinen Amplitude von 6 mm nehmen die Zugkräfte mit größer werdender Fahrgeschwindigkeit zu Ungunsten der schwingenden Werkzeuge stark zu, vor allem bei kleiner Frequenz. Bei höheren Frequenzen ist der Anstieg geringer. Bei einer Amplitude von 12 mm liegen die Zugkräfte der schwingenden Werkzeuge bei kleiner und mittlerer Fahrgeschwindigkeit schon günstiger, allerdings geht die Zugkraftverringerung bei schwingenden Werkzeugen bei der hohen Fahrgeschwindigkeit auch wieder stark zurück.

Bei einer Amplitude von 16 mm nehmen bei der mittleren und hohen Frequenz die Zugkräfte mit höher werdender Fahrgeschwindigkeit nur geringfügig zu. Bei der kleinen Frequenz steigen sie jedoch noch erheblich an. Dagegen werden die Zugkräfte bei einer Amplitude von 20 mm in allen Frequenzen mit höher werdender Fahrgeschwindigkeit nur geringfügig größer. Der Zugkraftbedarf der schwingenden Werkzeuge sinkt dabei auf 20 % bis 30 % von dem der starren Werkzeuge.

Wie beim Einzelwerkzeug hat auch bei einer Werkzeuggruppe die Schwingungsrichtung einen besonderen Einfluß. In allen untersuchten Fällen ergibt sich mit steilerer Schwingungsrichtung eine wesentliche Verbesserung. Am ausgeprägtesten ist dies bei der hohen Fahrgeschwindigkeit v_0 = 1,10 m/s (**Bild 6**). Dort liegt die Zugkraft der schwingenden Werkzeuge bei 10°-Schwingungsrichtung mit 65 % der Zugkraft der starren Werkzeuge noch sehr hoch; durch eine Steigerung der Schwingungsrichtung auf 30° läßt sich der Zugkraftbedarf auf 30 % senken. Bei der großen Amplitude von A = 20 mm ist der Einfluß einer Änderung der Schwingungsrichtung schon von 10° auf 20° beträchtlich; dagegen bringt eine Steigerung auf 30° keine große Verbesserung mehr.

Die Wahl optimaler Schwingungsdaten darf aber immer nur in Verbindung mit dem erforderlichen Leistungsaufwand für den Schwingungsantrieb getroffen werden. Der im folgenden angegebene Leistungsverbrauch N_S der vier gegeneinander schwingenden Gänsefußscharen ist der gesamte Leistungsverbrauch des Schwingungsantriebes abzüglich der Leerlaufleistung dieses Gerätes. Die Leistung N_S entspricht also der am Boden durch die schwingende Bewegung der Werkzeuge zusätzlich geleisteten Arbeit ohne irgendwelche Übertragungsverlusten im Getriebe, Lagern u. dergl. Dadurch

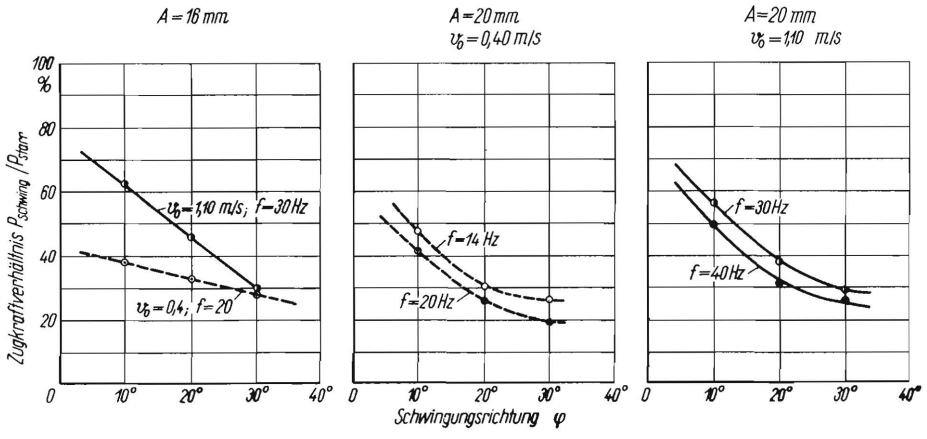


Bild 6. Zugkraftverhältnis einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Schwingungsrichtung für verschiedene Schwingungsdaten, bezogen auf den Zugwiderstand starrer Werkzeuge.

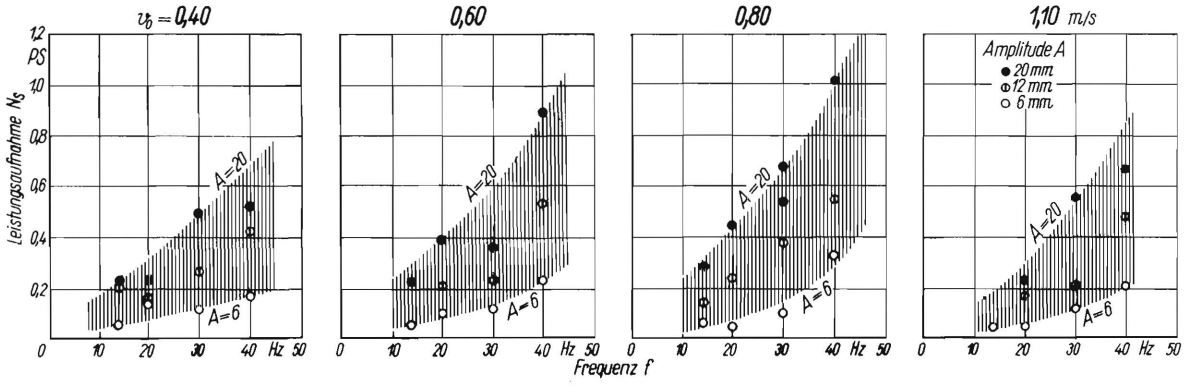


Bild 7. Leistungsbedarf des Schwingungsantriebes einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Frequenz bei verschiedenen Schwingungsdaten. Schwingungsrichtung φ = 30°.

ist ein entsprechender Vergleich mit starren Werkzeugen möglich, weil bei der Messung der Zugkraft sowohl bei den starren als auch den schwingenden Werkzeugen auch nur die vom Werkzeug auf den Boden ausgeübte Längskraft gemessen wird.

Bei allen untersuchten Fahrgeschwindigkeiten zeigte sich mit größer werdender Frequenz bei mittleren und großen Amplituden eine starke Zunahme der Leistung (**Bild 7**). Bei der kleinen Fahrgeschwindigkeit von 0,40 m/s ist der Leistungsanstieg bei der kleinen Schwingungsamplitude von 6 mm nur gering. Bei einer Amplitude von 20 mm steigt die Leistung dagegen schon beträchtlich an. Bei v_0 = 0,60 und 0,80 m/s ist dieser Anstieg noch stärker. Günstiger wird es wieder bei der hohen Fahrgeschwindigkeit von 1,10 m/s. Hier ist der Leistungsverbrauch eher kleiner als bei 0,80 m/s. Der Leistungsanstieg mit wachsender Frequenz ist jedenfalls so stark, daß nach Möglichkeit bei kleinen und mittleren Frequenzen gearbeitet werden soll, um nicht zu hohe Leistungen für den Schwingungsantrieb aufbringen zu müssen.

Wie aus den Darstellungen der Zugkraftverringerung (Bild 4 und 5) zu ersehen war, muß bei der kleinen Frequenz mit großer Amplitude gearbeitet werden, um bei den schwingenden Werkzeugen optimale Ergebnisse für die Zugkraft zu erhalten. Nach **Bild 8** kann jedoch mit zunehmender Amplitude unter Umständen auch die Leistung für den Schwingungsantrieb stark ansteigen, wodurch sich Grenzen für die Größe der Amplitude ergeben.

Bei der kleinen Fahrgeschwindigkeit von 0,40 m/s und bei 14 und 20 Hz steigt die Leistung nur gering mit der Amplitude an, während sie bei den höheren Frequenzen steil ansteigt. Der Leistungsverbrauch ist jedenfalls bei geringen Frequenzen und mittleren Amplituden immer günstiger; und er ist zwischen hohen Frequenzen und kleinen Amplituden und niedrigen Frequenzen mit großen Amplituden nahezu gleich.

Der Leistungsverlauf in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit steigt nach **Bild 9** im allgemeinen nur geringfügig an. Die einzelnen Bilder unterscheiden sich durch den Einfluß der verschiedenen Amplituden und zeigen wiederum den relativ kleinen Leistungsverbrauch bei kleiner Amplitude.

Oben wurde festgestellt, daß sich die Zugkraft mit steiler werdender Schwingungsrichtung immer mehr verringert. Die erforderliche Leistung für den Schwingungsantrieb steigt zwischen 10° und 20° Schwingungsrichtung nur gering und etwas stärker zwischen 20° und 30° an (**Bild 10**). Den höheren Leistungsbedarf bei steilerer Schwingungsrichtung kann man aber auf jeden Fall in Kauf nehmen, da die Verringerung der Zugkraft bei der steileren Schwingungsrichtung sehr beträchtlich war.

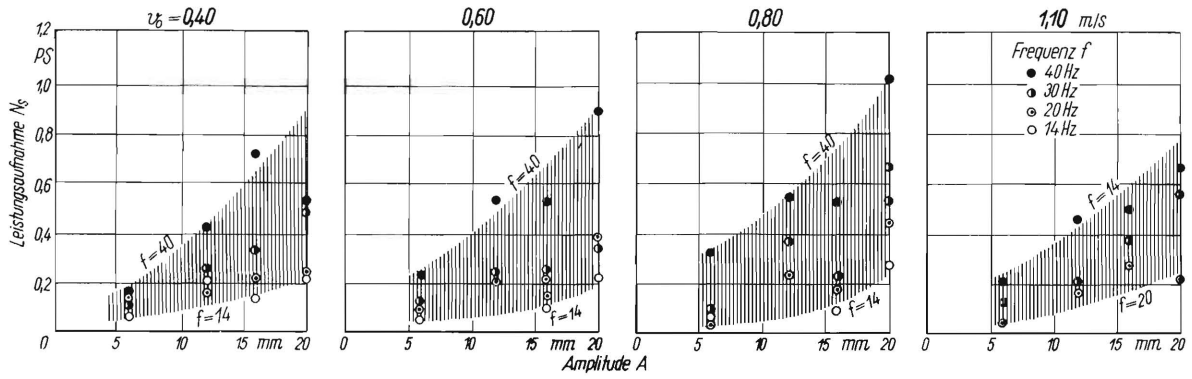


Bild 8. Leistungsbedarf des Schwingungsantriebes einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Amplitude bei verschiedenen Schwingungsdaten. Schwingungsrichtung φ = 30°.

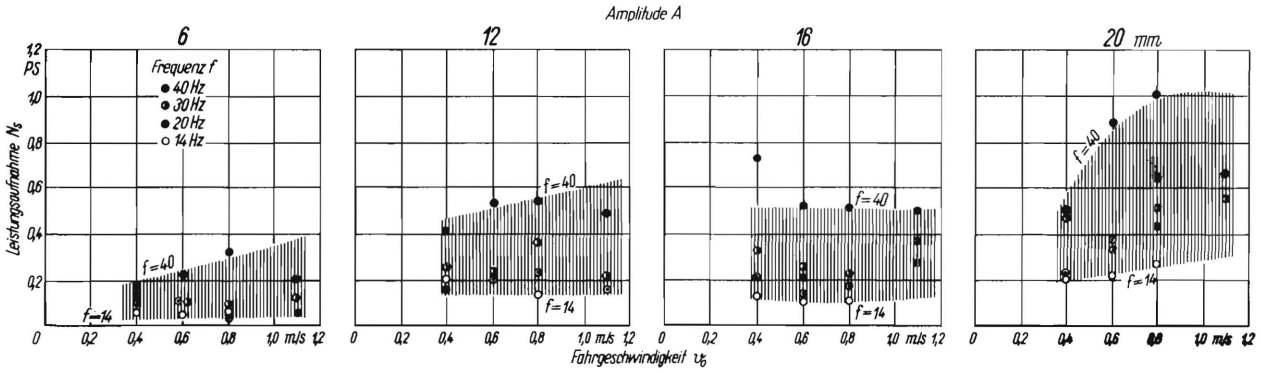


Bild 9. Leistungsbedarf des Schwingungsantriebes einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit bei verschiedenen Schwingungsdaten. Schwingungsrichtung $\varphi = 30°$

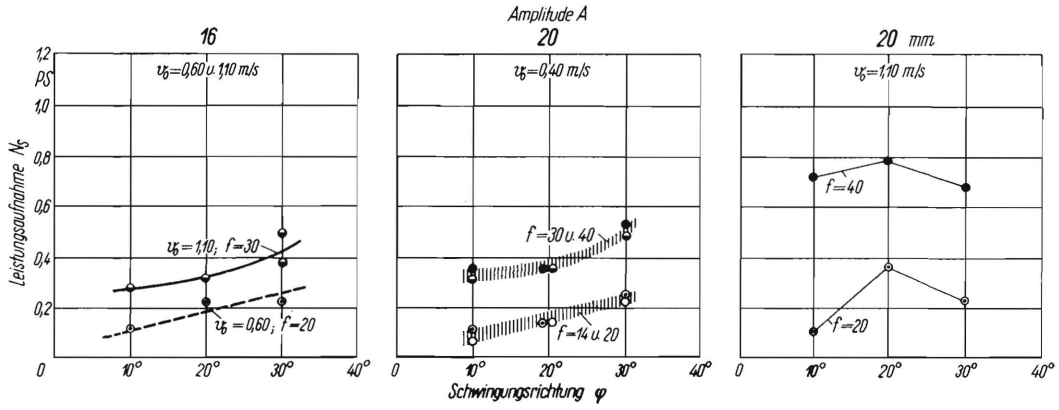
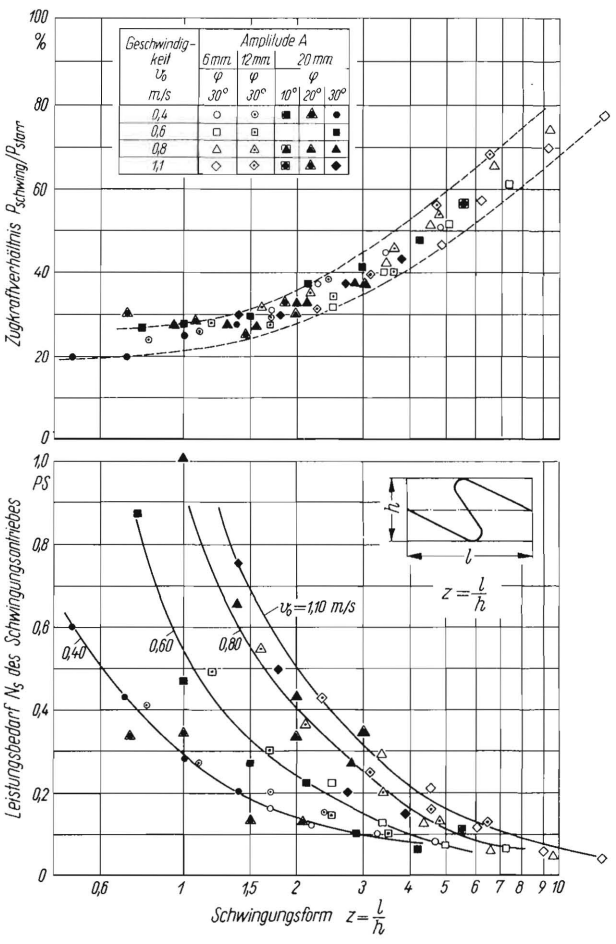


Bild 10. Leistungsbedarf des Schwingungsantriebes einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Schwingungsrichtung bei verschiedenen Schwingungsdaten.



Eine zusammenfassende Schau der Ergebnisse bei den verschiedenen Schwingungsdaten ergibt sich wieder, wenn man das Zugkraftverhältnis über $z = l/h = v_0/2\,A\,f \sin\varphi$ aufträgt (**Bild 11**). z ist der bei den Versuchen mit dem Einzelwerkzeug näher erläuterte Quotient aus Schwingungslänge und Schwingungshöhe. Dabei streuen die Werte für das Zugkraftverhältnis zwischen schwingenden und starren Werkzeugen nur geringfügig, obwohl ein bestimmter Wert von z sich durch ganz verschiedene Kombinationen der Schwingungsdaten, also der Schwingungsrichtung, Frequenz, Amplitude und Fahrgeschwindigkeit, ergeben kann. Bei $z = 2$ erreicht man Zugkraftverringerungen um 70% und eine Verringerung von z auf 0,6 (durch Erhöhung der Schwingungsdaten) bringt nur noch eine weitere Verringerung um 10%.

Trägt man den Leistungsbedarf für den Schwingungsantrieb ebenfalls über der Zahl z auf, so ergibt sich für jede Fahrgeschwindigkeit eine eigene Leistungskurve. Bei gleichem Verhältnis z erreicht man bei den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten wohl die gleiche Zugkraftverringerung

Bild 11. Zugkraftverhältnis und Leistungsbedarf des Schwingungsantriebes für vier schwingende Gänsefussschare über der Verhältniszahl z der Schwingungsform. Arbeitstiefe $t = 7$ cm Bodenfeuchtigkeit 18%
Textur des Bodens (feinsandiger Lehm):
12% Grobsand, 54% Feinsand, 26% Schluff und 8% Ton

durch die Schwingbewegung der Werkzeuge, der erforderliche Leistungsaufwand für den Schwingungsantrieb wächst aber mit der Fahrgeschwindigkeit. Der günstigste Bereich von z in bezug auf Zugkraftverringerung und erforderliche Schwingungsleistung liegt zwischen $z = 2$ und 3.

Zwischen der Leistungsaufnahme des Schwingungsantriebes und der Verringerung der Zugkraft bei schwingenden Werkzeugen besteht nun ein Zusammenhang (**Bild 12**). Bei derselben Fahrgeschwindigkeit ist für eine gewünschte Zugkraftverringerung eine bestimmte Leistungsaufnahme des Antriebes der schwingenden Werkzeuge erforderlich. Wie der Verlauf der Kurven für die verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten zeigt, verringert sich bei einem Leistungsaufwand über 0,4 PS die Zugkraft nicht mehr.

Beim schwingenden Werkzeug ist im allgemeinen die aus Zug- und Schwingungsleistung sich ergebende Gesamtleistungsaufnahme größer als bei starren Werkzeugen, jedoch ist bei günstig gewählten Schwingungsdaten auch eine Verringerung der Gesamtleistung möglich. Die Gesamtleistung enthält aber nicht die Anteile des Rollwiderstandes des Gerätes und die Getriebe-Leerlaufleistung des schwingenden Werkzeuges, sondern entspricht nur der am Boden geleisteten Arbeit:

$$N_{ges} = N_S + N_Z ,$$

wobei N_S die durch die schwingende Bewegung des Werkzeuges vom Boden aufgenommene Leistung und N_Z die Zugleistung bedeuten. Man kann diese Nettoleistung des Werkzeuges am Boden auch für eine Betrachtung der Bruttoleistung zwischen Schlepper und Gerät, also einschließlich der Übertragungsverluste, verwenden. Denn der Wirkungsgrad der Kraftübertragung zwischen Schleppermotor und Boden einschließlich Rollwiderstand und Sohlen- und Anlagenreibung des Gerätes dürfte in erster Annäherung gleich dem Wirkungsgrad der Kraftübertragung über Zapfwelle und Getriebe des schwingenden Werkzeuges sein.

In **Bild 13** sind die Leistungsbilanzen für vier paarweise gegeneinander schwingende Gänsefußschare bei verschiedenen Schwingungsdaten zum Vergleich einander gegenübergestellt. Bei der kleinen Amplitude von 6 mm erhält man bei verhältnismäßig geringem Leistungsaufwand zwar eine nicht allzu hohe Zugkraftverringerung, dafür ist in den meisten Fällen die Gesamtleistung der schwingenden Werkzeuge geringer als die Zugleistung der starren Werkzeuge. Mit höherer Fahrgeschwindigkeit wird dies noch günstiger. Selbst bei hohen Frequenzen liegt der Gesamtleistungsaufwand der schwingenden Werkzeuge unter der Zugleistung starrer Werkzeuge, allerdings bei verhältnismäßig kleiner Zugkraftverringerung.

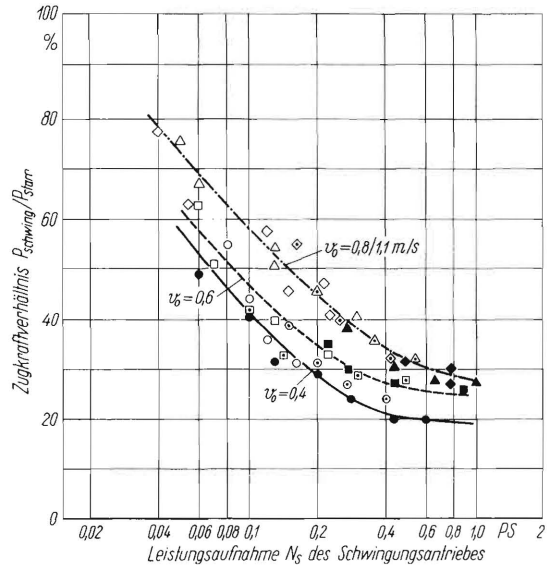


Bild 12. Leistungsaufwand des Schwingungsantriebes und Zugkraftverhältnis zwischen schwingenden und starren Werkzeugen bei verschiedenen Schwingungsdaten.

Bei der Amplitude von 12 mm liegt die Gesamtleistungsaufnahme der schwingenden Werkzeuge bei kleiner Fahrgeschwindigkeit zum Teil erheblich über der reinen Zugleistung starrer Werkzeuge. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten ist die Leistungsbilanz wieder günstiger.

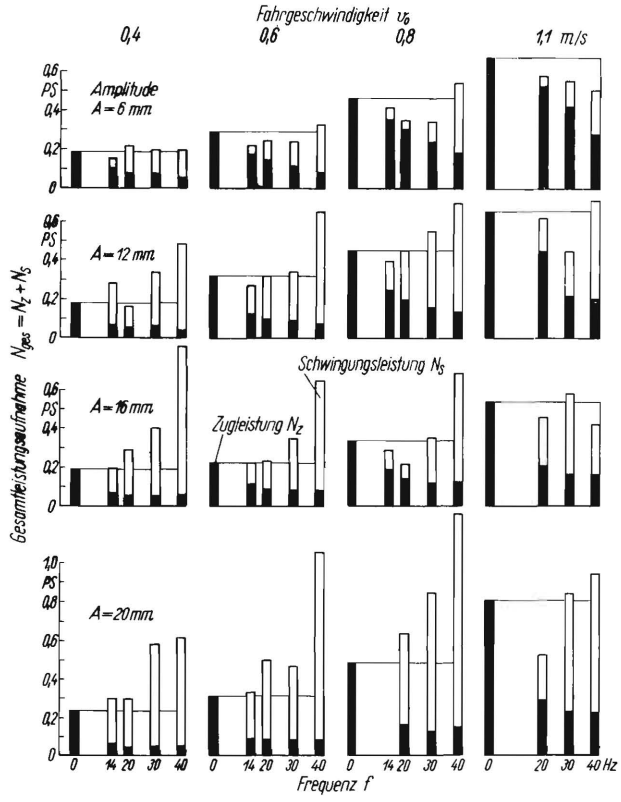


Bild 13. Leistungsbilanz einer Gruppe von vier schwingenden Gänsefussscharen bei verschiedenen Schwingungsdaten, bezogen auf die Zugleistung starrer Werkzeuge.
Schwingungsrichtung $\varphi = 30^\circ$
Arbeitstiefe $t = 7$ cm

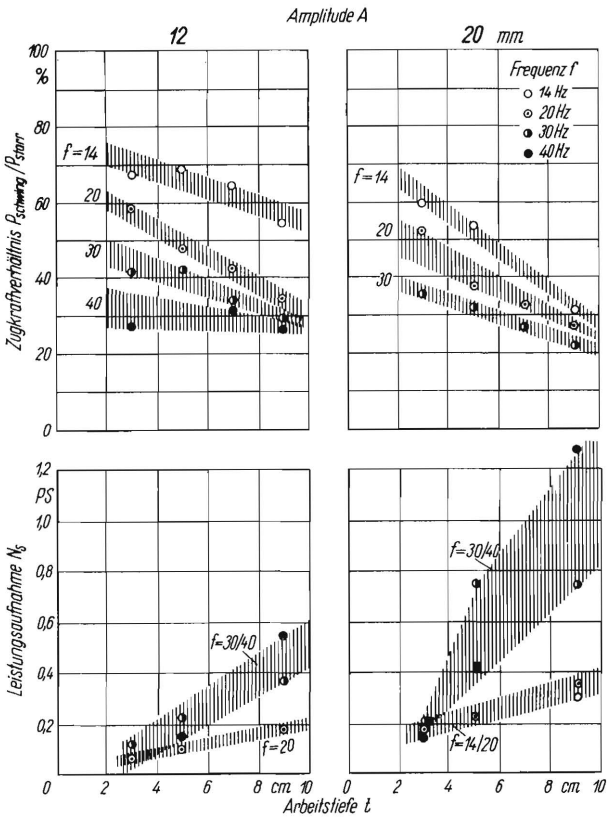


Bild 14. Zugkraftverhältnis und Leistungsaufnahme des Schwingungsantriebes bei einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Arbeitstiefe bei verschiedenen Schwingungsdaten.
Fahrgeschwindigkeit v_0 = 0,80 m/s
Schwingungsrichtung φ = 30°

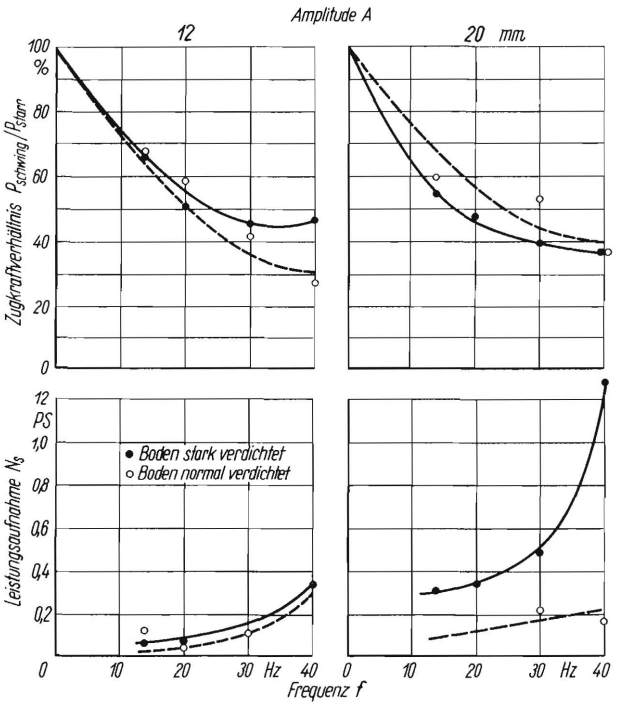


Bild 15. Zugkraftverhältnis und Leistungsaufnahme des Schwingungsantriebes bei einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Frequenz bei verschiedener Bodendichte bei einer Arbeitstiefe von 3 cm.
Fahrgeschwindigkeit v_0 = 0,80 m/s
Schwingungsrichtung φ = 30°

Bei der Amplitude von 20 mm ergeben sich schon in den mittleren Frequenzen und bei Fahrgeschwindigkeiten von 0,4 bis 0,8 m/s hohe Gesamtleistungsaufnahmen der schwingenden Werkzeuge; brauchbare Werte ergeben sich erst bei der hohen Fahrgeschwindigkeit von 1,10 m/s.

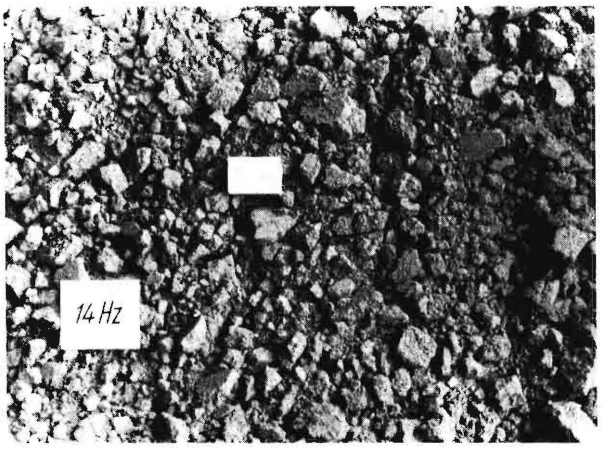
Nach den Leistungsbilanzen kann man die Gesamtleistung verringern, wenn man sich mit einer verhältnismäßig kleinen Zugkraftverringerung begnügt. Wünscht man jedoch eine große Zugkraftverringerung von 60 bis 70%, so ist dazu u.U. eine um 100 bis 200% höhere Gesamtleistung gegenüber der Zugleistung starrer Werkzeuge notwendig.

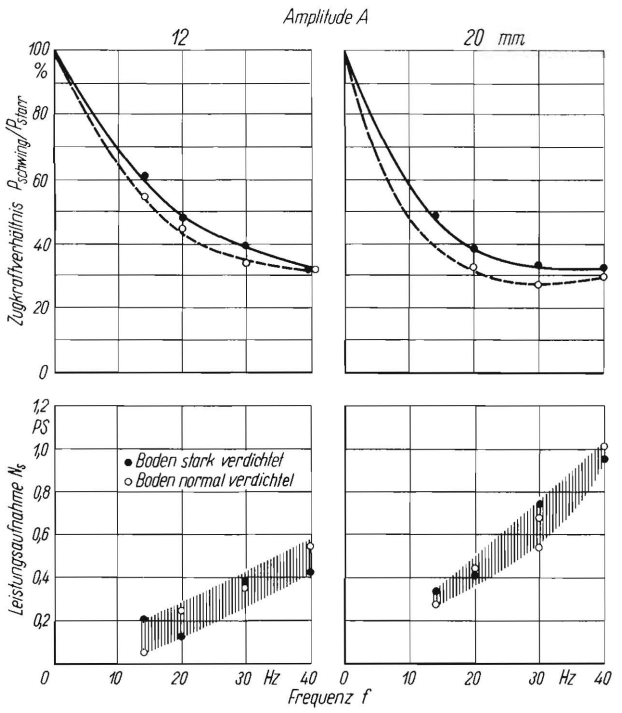
Die hier dargestellten Ergebnisse wurden bei einer Schwingungsrichtung von 30° ermittelt. Vergleicht man flachere Schwingungsrichtungen mit diesen Werten, so ändert sich die Tendenz der Ergebnisse wenig, da eine flachere Schwingungsrichtung einerseits eine etwas geringere Leistungsaufnahme der schwingenden Werkzeuge bedingt, auf der anderen Seite aber auch eine geringere Zugkrafteinsparung mit sich bringt.

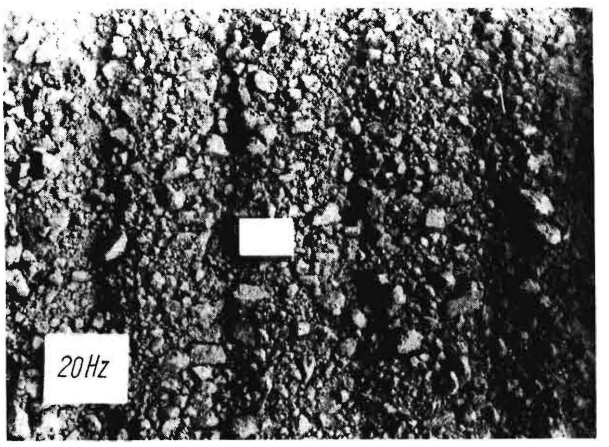
Die Zugkraftverringerung wird mit zunehmender Arbeitstiefe größer **(Bild 14)**. Das läßt sich dadurch erklären, daß bei schwingenden Werkzeugen die größere Bodenmasse kaum einen Einfluß auf die Zugkraft hat, während bei starren Werkzeugen die zum Aufbrechen und zum Beschleunigen notwendigen Kräfte sowie die davon herrührenden Reibungskräfte proportional mit der Bodenmasse ansteigen. Bei schwingenden Werkzeugen ist zwar eine höhere Schwingungsleistung erforderlich; die auf das Werkzeug wirkenden Bodenkräfte haben aber nur geringe zusätzliche Komponenten in Zugrichtung. Während also die Zugkraft bei starren Werkzeugen mit zunehmender Arbeitstiefe anwächst, ist dies bei schwingenden Werkzeugen weniger der Fall. Dadurch ergibt sich eine weitere Zugkraftverringerung zwischen schwingenden und starren Werkzeugen bei größerer Arbeitstiefe. Die Schwingungsleistung steigt allerdings proportional mit der Arbeitstiefe an. Der Anstieg ist bei hohen Frequenzen und großer Amplitude besonders steil.

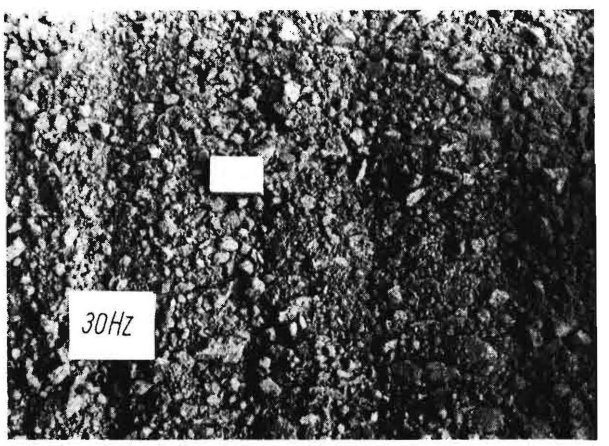
Versuche in Böden verschiedener Dichte zeigten nur einen geringen Unterschied in der Zugkraftverringerung und einen etwas höheren Leistungsverbrauch für den Schwingungsantrieb im dichteren Boden **(Bild 15 und 16)**. Der dichtere Boden wurde in der Bodenrinne mit einer höheren Walzenbelastung erzielt; er hatte dabei einen etwa doppelt so großen spezifischen Zugwiderstand (z = 18 – 22 bzw. 35 – 45 kg/dm²).

Wie die Leistungsbilanz (Bild 13) zeigte, erfordern schwingende Gänsefußschare häufig eine höhere Gesamtleistung als starre Werkzeuge. Dafür ist aber auch die Krümelstruktur des bearbeiteten









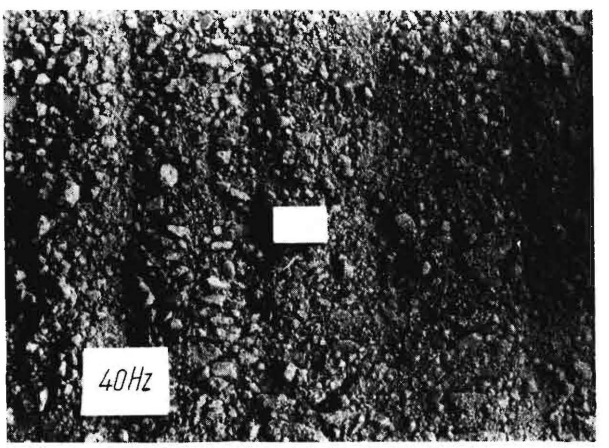


Bild 16. Zugkraftverhältnis und Leistungsaufnahme des Schwingungsantriebes bei einer Gruppe schwingender Gänsefussschare in Abhängigkeit von der Frequenz bei verschiedener Bodendichte bei einer Arbeitstiefe von 7 cm.
Fahrgeschwindigkeit v_0 = 0,80 m/s
Schwingungsrichtung φ = 30°

Bodens bei schwingenden Werkzeugen feiner. Die Krümelung des Bodens und damit die Verbesserung des Arbeitserfolges ist bei einer Gruppe von Gänsefußscharen, die gegeneinander schwingen und nebeneinander liegen, noch günstiger als beim Einzelwerkzeug.

In **Bild 17** sind Aufnahmen der Bodenoberfläche nach der Bearbeitung mit starren und schwingenden Werkzeugen zusammengestellt. Bei starren Werkzeugen (f = 0 Hz) ergeben sich große Schollen,

Bild 17. Krümelbildung durch starre und schwingende Gänsefussschare bei verschiedenen Frequenzen.
Fahrgeschwindigkeit v_0 = 0,60 m/s
Arbeitstiefe t = 7 cm
Schwingungsrichtung φ = 30°
Schwingungsamplitude A = 16 mm

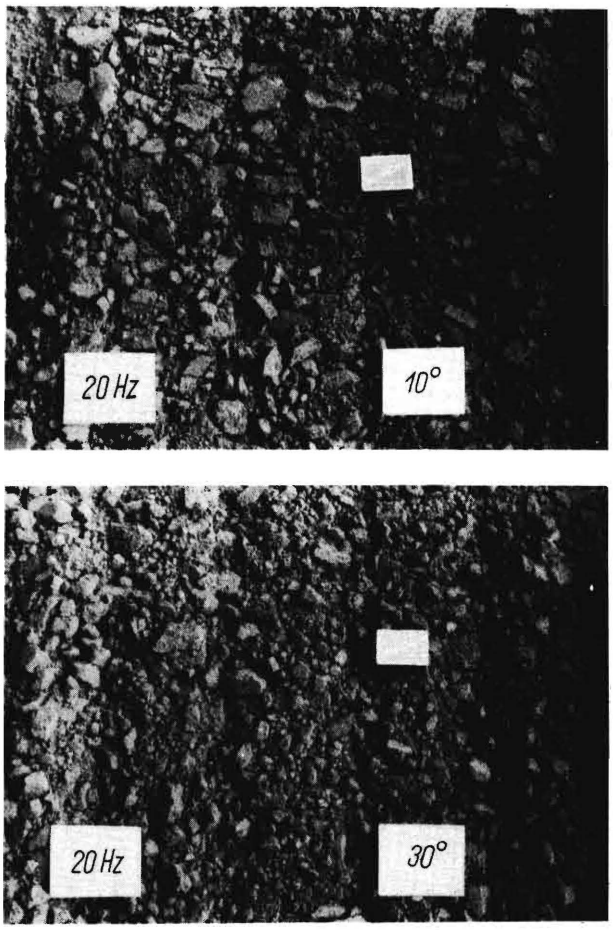


Bild 18. Krümelbildung durch schwingende Gänsefussschare bei einer Schwingungsrichtung von 10° und 30°.
Fahrgeschwindigkeit v_0 = 0,60 m/s
Arbeitstiefe t = 7 cm
Schwingungsamplitude A = 16 mm
Schwingungsfrequenz f = 20 Hz

ungenügender Randaufbruch sowie keine Mischung und Wendung des Bodens. Schon bei einer Frequenz von 14 Hz ist eine deutliche Verbesserung zu beobachten; die Schollen sind kleiner und der Randaufbruch ist gut. Bei 20 Hz sind die Schollen noch kleiner. Im Gegensatz zu den Verhältnissen am starren Werkzeug macht sich auch ein Einfluß des Stieles geltend. Bei einer Frequenz von 30 Hz ist die Krümelung noch besser; bei 40 Hz ist jedoch kaum mehr ein Unterschied gegenüber 30 Hz festzustellen.

Interessant ist auch der Einfluß der Schwingungsrichtung auf den Arbeitserfolg. Da bei steilerer Schwingungsrichtung die senkrechte Bewegung des Werkzeuges größer wird und bei den nebeneinander schwingenden Werkzeugen auf den Boden Kräfte ausgeübt werden, die eine Entstehung von Scherebenen längs der Fahrtrichtung verursachen, ist

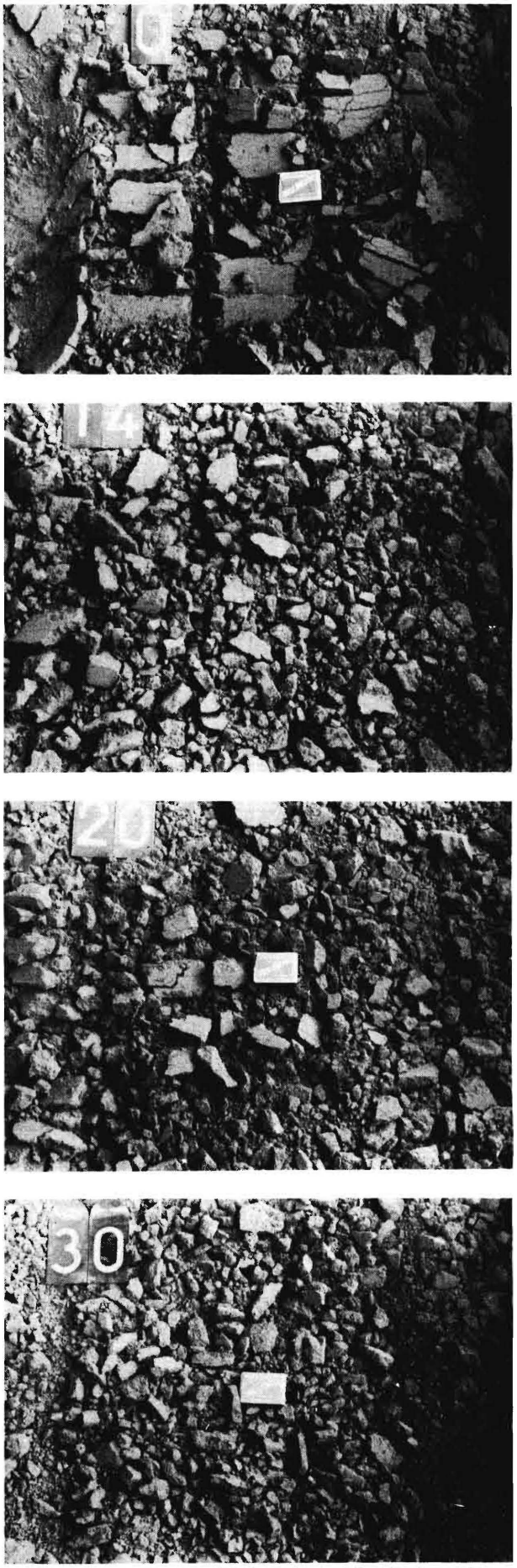


Bild 19. Krümelbildung durch starre und schwingende Gänsefussschare bei verschiedener Frequenz in stark verdichtetem Boden.
Fahrgeschwindigkeit v_0 = 0,80 m/s
Arbeitstiefe t = 7 cm
Schwingungsrichtung φ = 30°
Schwingungsamplitude A = 20 mm

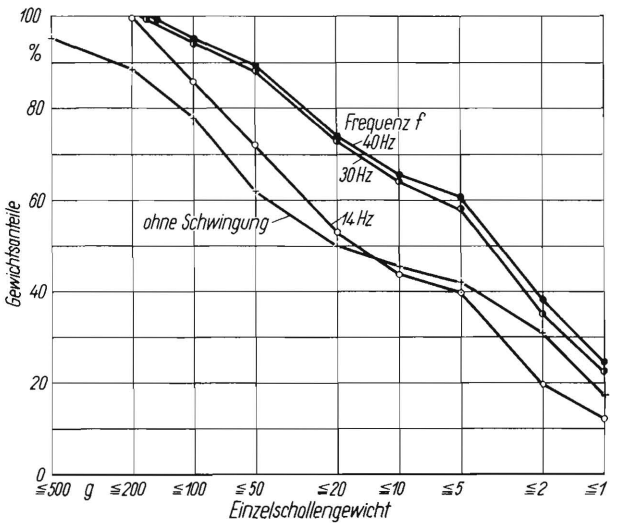


Bild 20. Verteilung des Einzelschollengewichtes bei einer Gruppe schwingender Gänsefussschare und verschiedenen Frequenzen gegenüber starren Werkzeugen.
Fahrgeschwindigkeit $v_0 = 0{,}80$ m/s
Arbeitstiefe $t = 7$ cm
Schwingungsrichtung $\varphi = 30°$
Schwingungsamplitude $A = 20$ mm

ein besserer Aufbruch des Bodens zu erwarten (**Bild 18**). Bei 10°-Schwingungsrichtung liegt die Oberfläche fast so da, als wäre sie beim Durchfahren mit starren Werkzeugen entstanden. Die Schollen wurden abgetrennt, angehoben und fielen dann fast wieder in ihre ursprüngliche Lage zurück. Bei der Schwingungsrichtung von 30° sind dagegen die Schollen kleiner, der Randaufbruch besser; es kann deutlich eine Mischung und Wendung der einzelnen Schollen festgestellt werden. Eine steilere Schwingungsrichtung bewirkt also nicht nur eine größere Zugkraftverringerung, sondern auch eine Verbesserung des Arbeitserfolges.

Noch deutlicher ist der Unterschied in der Krümelung in einem Boden, der stärker verdichtet ist und dabei eine um etwa das Doppelte größere spezifische Zugkraft erfordert (**Bild 19**).

Da eine Schollenanalyse durch Absieben des Bodens wegen der schlechten Krümelstabilität zu verfälschten Resultaten geführt hätte, wurde eine andere Methode zur Bestimmung der Verteilung der Krümelgrößen bei den verschiedenen Versuchen angewandt. Dies ist eine Kombination von Gewichts- und Siebanalyse. Die großen Schollen, deren Stabilität geringer ist als die der kleinen Scholien, wurden vorsichtig aus dem Boden herausgenommen und einzeln abgewogen und sortiert. Dies wurde so lange fortgesetzt, bis nur noch kleine Krümel vorhanden waren, deren Verteilung dann durch Absieben ermittelt wurde. Das Ergebnis solcher Gewichtsanalysen ist in **Bild 20** dargestellt. Bei der Bearbeitung mit starren Werkzeugen haben etwa 25% der Schollen ein Gewicht über 100 g, bei 14 Hz sind es 15%, bei 30 Hz und 40 Hz etwa 5% des Gesamtgewichtes.

Versuche mit Winkelmessern in der Bodenrinne

Winkelmesser werden meist als Werkzeuge bei Hackgruppen zur Bearbeitung der Bodenoberfläche verwendet; sie schneiden den Boden in geringer Tiefe ab und heben ihn nur geringfügig an. Bei den nachfolgenden Versuchen wurden zwei Paar Winkelmesser mit einer Schnittbreite von je 11 cm verwendet und auf der einen Seite des Versuchsgerätes zwei rechte und auf der anderen Seite zwei linke Messer angebaut (**Bild 21**). In der Mitte zwischen den beiden Gruppen bleibt ein unbearbeiteter Streifen stehen.

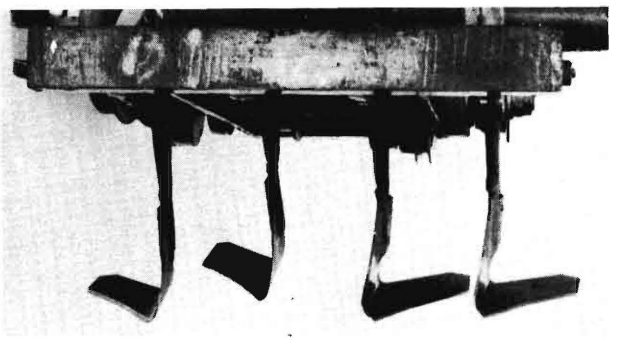


Bild 21. Werkzeuganordnung der untersuchten Winkelmesser am Versuchsgerät für schwingende Werkzeuggruppen.

Die Ergebnisse aus den Versuchen mit Winkelmessern unterscheiden sich nur wenig von den Ergebnissen bei den Gänsefußscharen. Nur für die günstigste Schwingungsrichtung ist ein nennenswerter Unterschied festzustellen (**Bild 22**). Der Einfluß der Frequenz auf die Zugkraftverringerung ist wieder sehr stark (**Bild 23**). Bei kleinen Amplituden sind bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0,80 m/s hohe Frequenzen erforderlich, um zu hohen Zugkrafteinsparungen zu kommen. Bei großen Amplituden genügt dagegen schon eine Frequenz von 20 Hz, um 65% Zugkrafteinsparung zu erzielen. Bei einer Amplitude $A = 12$ und 20 mm sowie 30°-Schwingungsrichtung geht die Zugkraftverringerung wieder zurück, wenn zu hohe Frequenzen verwendet werden (**Bild 24 und 25**). Es ergibt sich in dem Frequenzbereich von 14 bis 30 Hz ein Optimum. Der Wiederanstieg der Zugkraft mit hoher Frequenz läßt sich dadurch erklären, daß die Schwingungsbahn bei der Vorwärtsbewegung steiler wird und das Werkzeug an seiner Unterseite am Boden reibt.

Der Leistungsbedarf für den Schwingungsantrieb (Bild 22 bis 25) nimmt wiederum mit der Frequenz stark zu und liegt bei der großen Amplitude erheblich höher als bei der kleinen Amplitude (Bild 23).

Bei der kleinen Amplitude von 12 mm und bei der kleinen Frequenz von 14 Hz verringert sich die Zugkraft bei einer Schwingungsrichtung von $\varphi = 20°$ gegenüber $\varphi = 10°$ (**Bild 26**); über 20° Schwingungsrichtung tritt keine weitere Verbesserung ein.

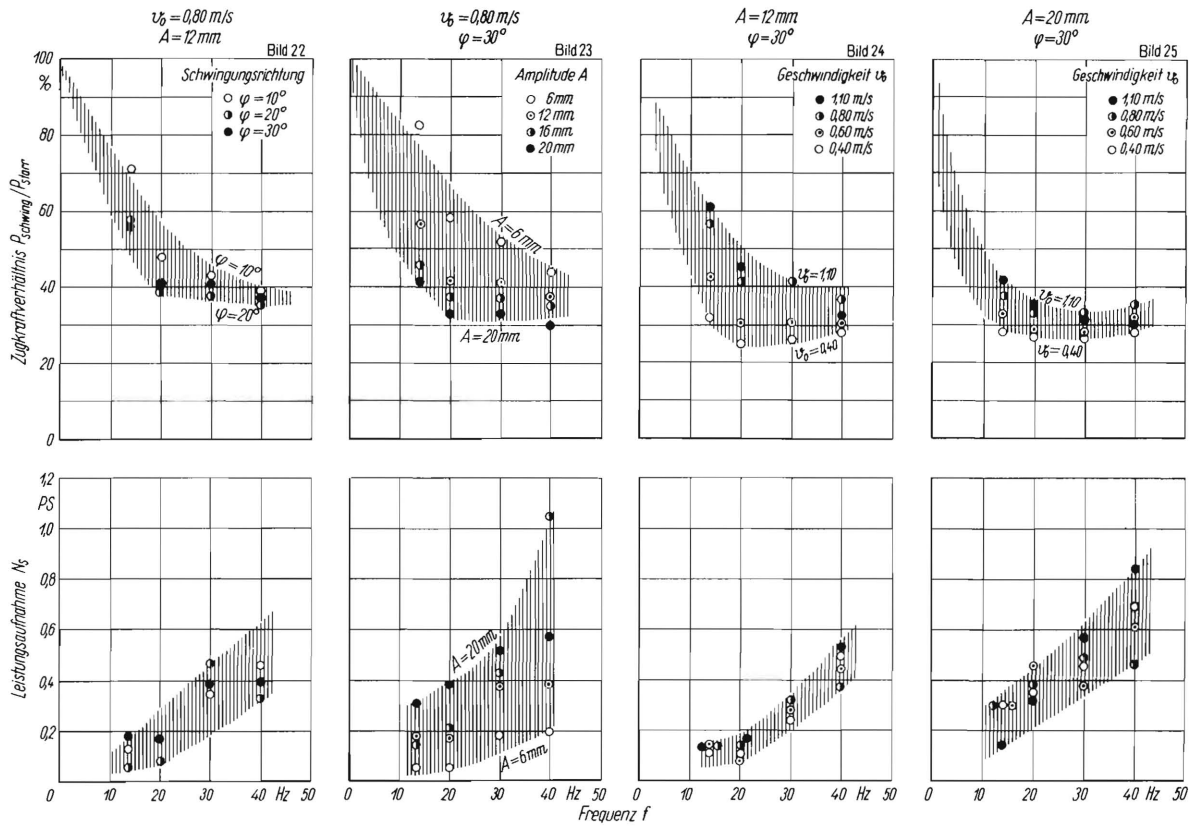


Bild 22 bis 25. Zugkraftverhältnis und Leistungsbedarf schwingender Winkelmesser in Abhängigkeit von der Frequenz bei verschiedenen Schwingungsdaten.

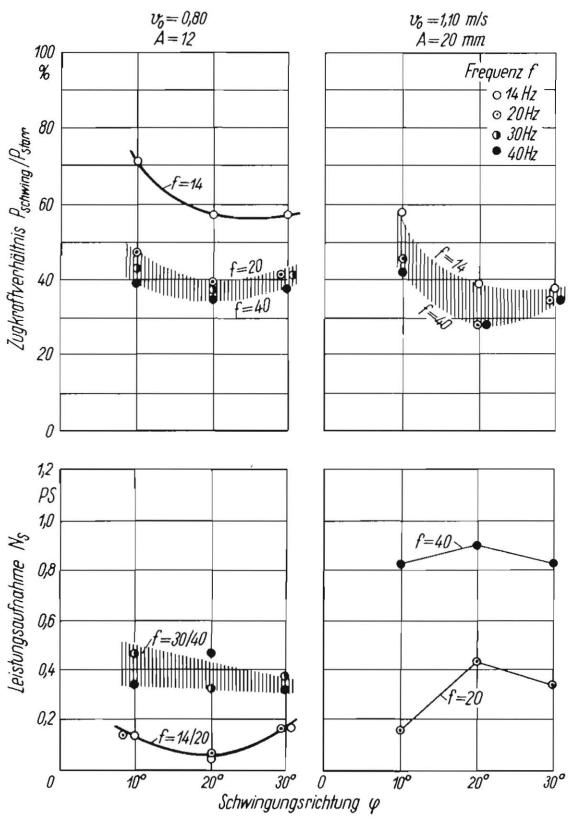


Bild 26. Zugkraftverhältnis und Leistungsbedarf schwingender Winkelmesser in Abhängigkeit von der Schwingungsrichtung.

Bei hohen Frequenzen ergeben sich schon bei 10°-Schwingungsrichtung verhältnismäßig kleine Zugkräfte, bei 20° ist ein Minimum und bei 30° steigen sie wieder an. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei der höheren Fahrgeschwindigkeit von 1,10 m/s und der großen Amplitude A = 20 mm. Die Schwingungsrichtung von 30° bringt also im Gegensatz zu den Gänsefußscharen kaum noch eine Verbesserung. Der Anstieg der Zugkraft ist auf die Reibung an der Werkzeugunterseite bei zu steiler Schnittbewegung zurückzuführen. Die Leistungsaufnahme zeigt ebenfalls bei kleinen Frequenzen und kleiner Amplitude bei einer Schwingungsrichtung von 20° ein Minimum, bei hohen Frequenzen ist sie nahezu konstant; bei der großen Amplitude ist der Einfluß der Schwingungsrichtung auf die Leistungsaufnahme infolge der geringen Zahl von Meßwerten nicht einwandfrei zu deuten, vor allem im Hinblick auf das Maximum bei φ = 20°.

Die Größe der Amplitude hatte auch bei den Winkelmessern einen erheblichen Einfluß auf die Zugkraft (**Bild 27**). Bei der kleinen Frequenz von 14 Hz ist eine Amplitude von über 20 mm erforderlich, bei 20 Hz genügen 15 mm, bei 30 Hz und bei 40 Hz kann die Amplitude bei etwa 10 mm liegen, um eine genügend große Zugkraftverringerung zu erreichen. Der Leistungsaufwand steigt mit der Amplitude an, bei kleinen und mittleren Frequenzen etwa linear, bei der hohen Frequenz stark progressiv.

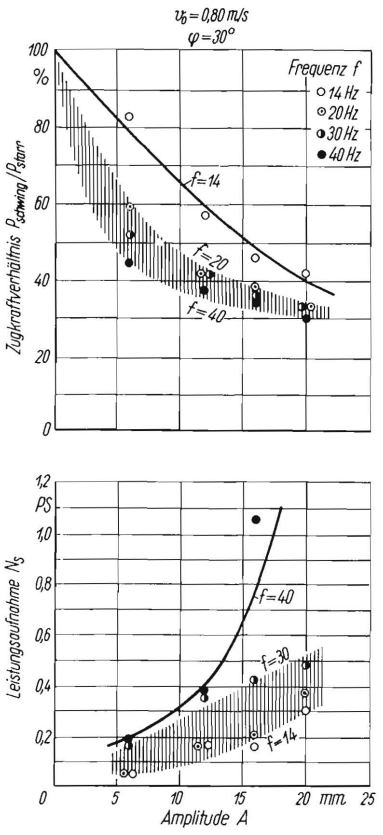


Bild 27.

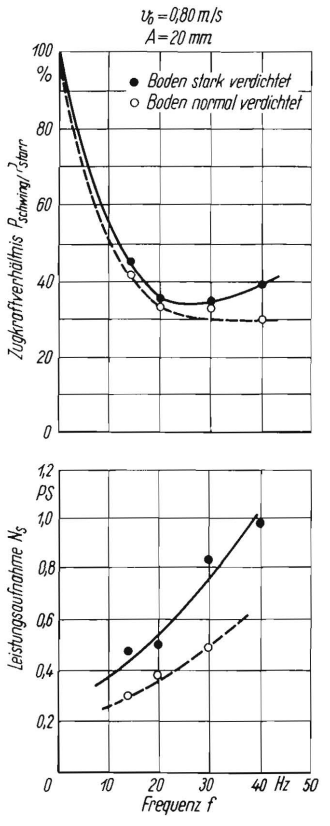


Bild 29.

Zugkraftverringerung und Leistungsbedarf schwingender Winkelmesser in Abhängigkeit von der Amplitude (Bild 27) und in Abhängigkeit von der Frequenz in Böden verschiedener Dichte (Bild 29).

Die Fahrgeschwindigkeit (**Bild 28**) wirkt sich bei der kleinen Amplitude wieder stärker aus als bei der großen Amplitude, vor allem bei kleinen Frequenzen. Bei der Amplitude von 20 mm ist nur ein geringer Anstieg der Zugkraft in allen Frequenzen zu beobachten. Die erforderliche Schwingungsleistung steigt bei kleiner Amplitude und bei kleinen Frequenzen mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit nur gering an, bei 30 Hz nimmt sie mit wachsender Geschwindigkeit zu, bei 40 Hz hat sie ein Minimum bei v_0 = 0,80 m/s. Bei der großen Amplitude zeigt sich das gleiche Minimum bei 40 Hz, zwischen 14 und 30 Hz bleibt die Leistung nahezu konstant.

Die Bodenfestigkeit hatte auch bei diesen Werkzeugen kaum einen Einfluß auf die Zugkraftverringerung (**Bild 29**). Versuche im stärker verdichteten Boden mit etwa dem doppelt so großen spezifischen Zugwiderstand erbrachten nur geringe Unterschiede in den Zugkräften; die Leistungsaufnahme des Schwingungsantriebes lag allerdings im stark verdichteten Boden höher.

Eine Leistungsbilanz (**Bild 30**) zeigt eindeutig den Vorteil der Schwingungsrichtung von 20°. Bei dieser Schwingungsrichtung ist die Gesamtleistung bei den mittleren Frequenzen erheblich niedriger

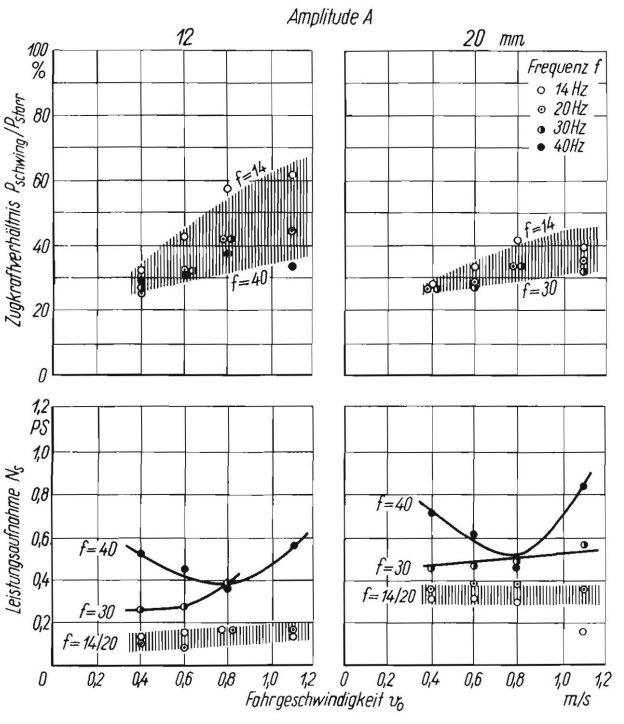


Bild 28. Zugkraftverringerung und Leistungsbedarf schwingender Winkelmesser in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Schwingungsrichtung φ = 30°.

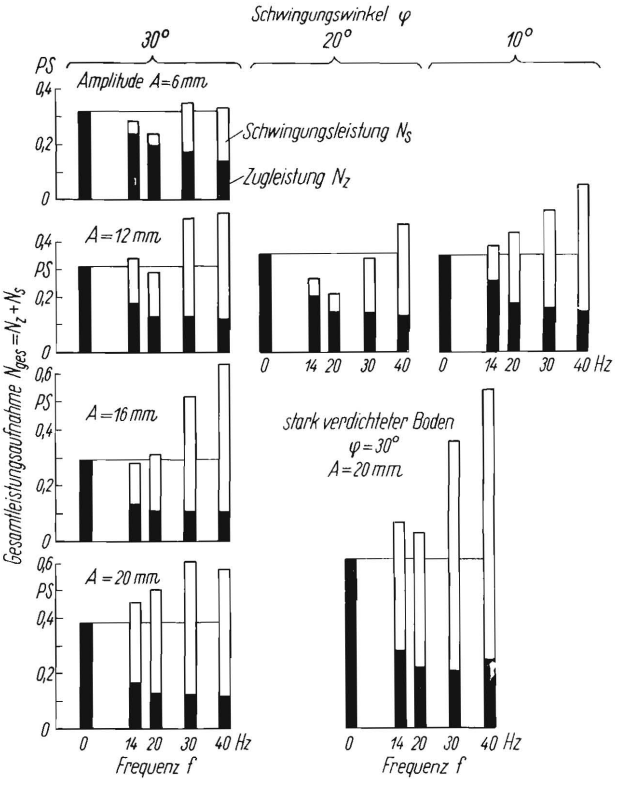


Bild 30. Leistungsbilanz einer Gruppe schwingender Winkelmesser bei verschiedenen Schwingungsdaten und Bodendichte.

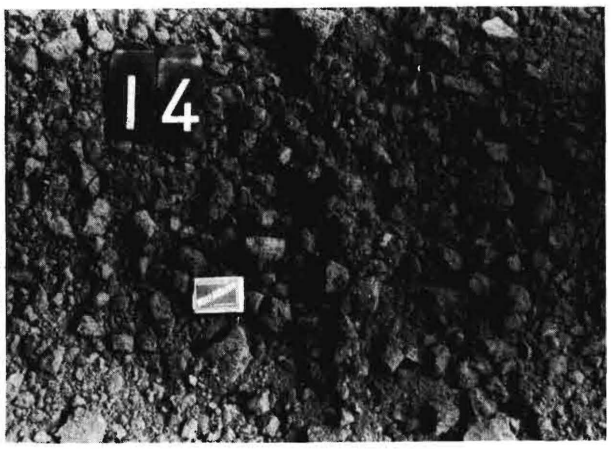
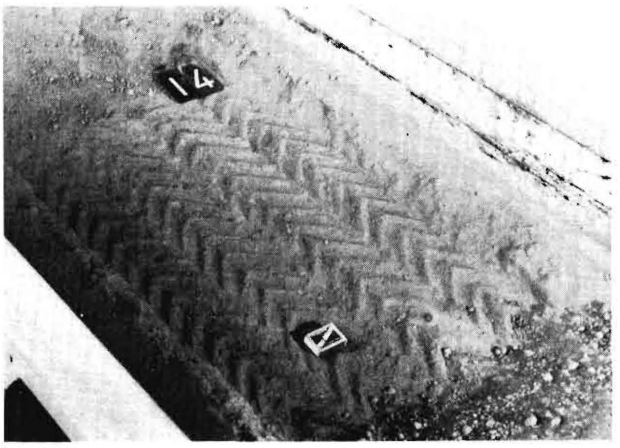
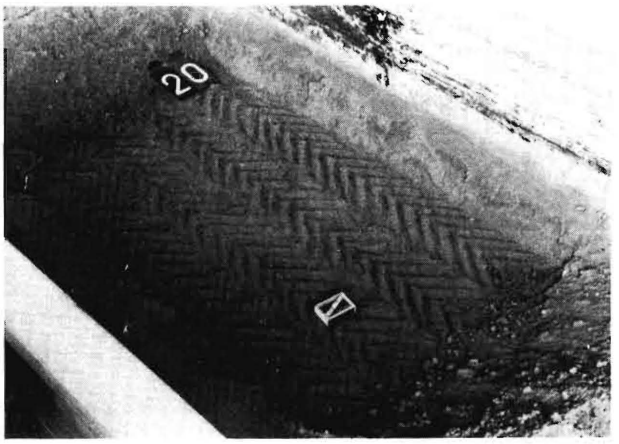
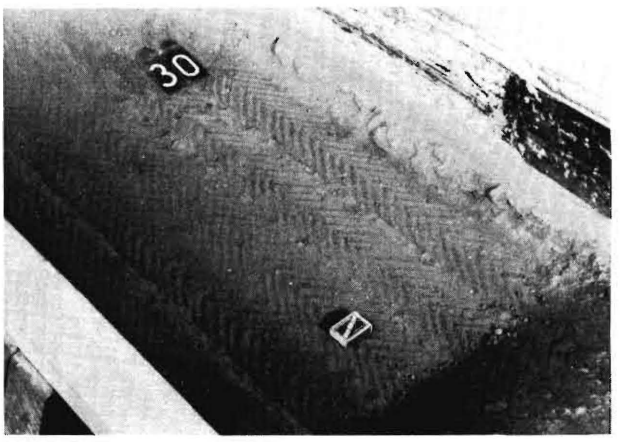


Bild 31.







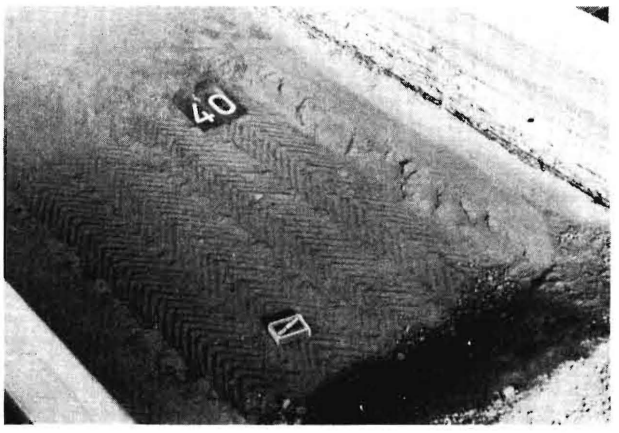


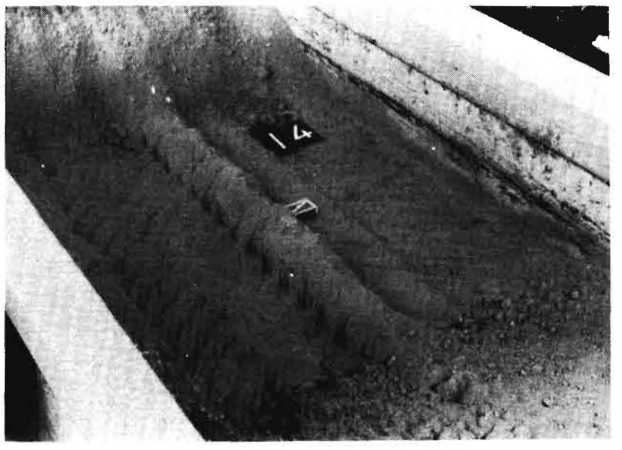
Bild 32.

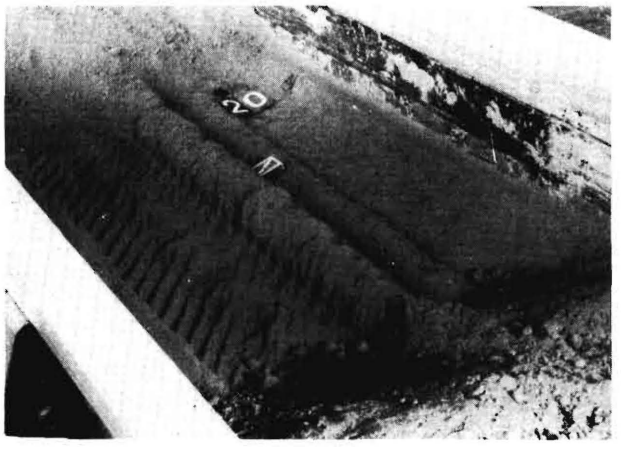
als bei den starren Werkzeugen. Bei der kleinen Amplitude von A = 6 mm erhält man auch trotz kleiner Zugkraftverringerung eine Verringerung der aufzuwendenden Gesamtleistung. Bei großen Amplituden von A = 16 und 20 mm ist zwar die Zugkraft bei den schwingenden Werkzeugen wesentlich zurückgegangen, der Gesamtleistungsaufwand ist aber auf 150 bis 200% der starren Werkzeuge angestiegen; dabei wird die Zugkraft durch Erhöhung der Frequenz nur noch geringfügig verbessert. Das gilt im normal verdichteten wie auch im stark verdichteten Boden.

Der Arbeitserfolg bei schwingenden Winkelmessern war (wie bei den Hackmessern) wieder besser als bei starren Winkelmessern (**Bild 31**). Die Schollen waren besonders bei hohen Frequenzen wesentlich kleiner. Eine Frequenz von 14 Hz verbessert die Krümelbildung gegenüber den starren Werkzeugen schon ganz beträchtlich. Bei 30 und 40 Hz macht der Boden schon beinahe einen pulverförmigen Eindruck, allerdings enthält er hier auch noch einige größere Schollen, die sicher davon herrühren, daß das Werkzeug sehr schmal war und dadurch der Boden nur kurze Zeit mit ihm in Berührung kam. Infolge der Schrägstellung der Schneide wurde der Boden bei schwingenden Werkzeugen seitlich nach außen befördert.

Eine gute Vorstellung, wie oft die Werkzeuge bei den verschiedenen Frequenzen auf einer bestimmten Strecke und bei der gleichen Fahrgeschwindigkeit schwingen, also über die Größe der Schwingungslänge, bekommt man, wenn die Sohle des bearbeiteten Bodens freigelegt wird. Bei schwingenden Gänsefußscharen (**Bild 32**) erkennt man deutlich das keilförmige Abbrechen des Bodens infolge der Form der Gänsefußschare und die verschiedenen Schwingungslängen bei den einzelnen Frequenzen. Ein entsprechend ähnliches Bild ergibt sich bei den Winkelmessern (**Bild 33**). Das Bild der Sohle beim schwingenden Werkzeug hängt von der Form der Werkzeuge und von den einzelnen Schwingungsdaten in ähnlicher Weise ab, wie es bei rotierenden Werkzeugen hinsichtlich der Form der Frässohle der Fall ist.

*





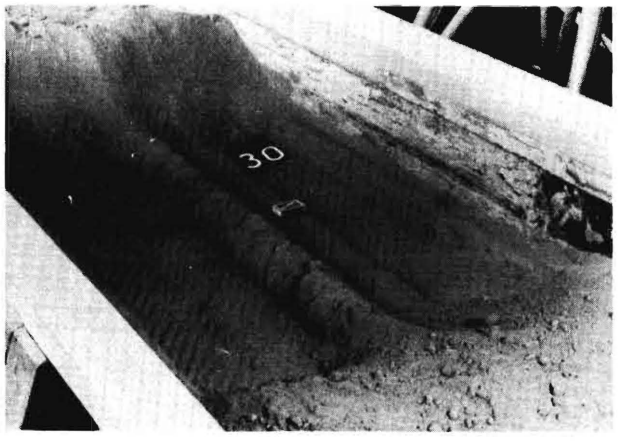


Bild 33.

Bild 31. Krümelbildung bei starren und schwingenden Winkelmessern bei verschiedenen Frequenzen und den Schwingungsdaten: v_0 = 0,80 m/s, φ = 30°, A = 20 mm und t = 7 cm.

Bild 32. Sohle bei schwingenden Gänsefussscharen bei verschiedener Frequenz und den Schwingungsdaten: v_0 = 0,80 m/s, φ = 30°, A = 20 mm und t = 7 cm.

Bild 33. Sohle bei schwingenden Winkelmessern und den Schwingungsdaten: v_0 = 0,80 m/s, φ = 30°, A = 20 mm und t = 7 cm.

Verschiedene Werkzeugaufhängungen und -bewegungen

Bei den bisher verwendeten Bahnkurven der schwingenden Werkzeuge in Form von Sinusschwingungen konnten recht gute Ergebnisse für die Zugkraftverringerung und den technologischen Arbeitserfolg erzielt werden. Mit anderen kinematischen Aufhängungen können jedoch Schwingungsbahnen erzielt werden, die darüber hinaus noch gewisse Vorteile haben.

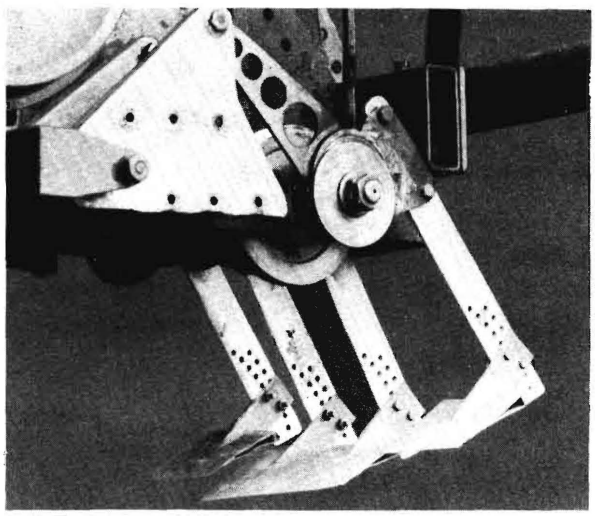


Bild 34. Modellmesser an schwingender Werkzeuggruppe zur Untersuchung des Einflusses der Werkzeugtiefe und des Anstellwinkels in Viergelenksanordnung. Die Werkzeugschneide beschreibt Koppelkurven.

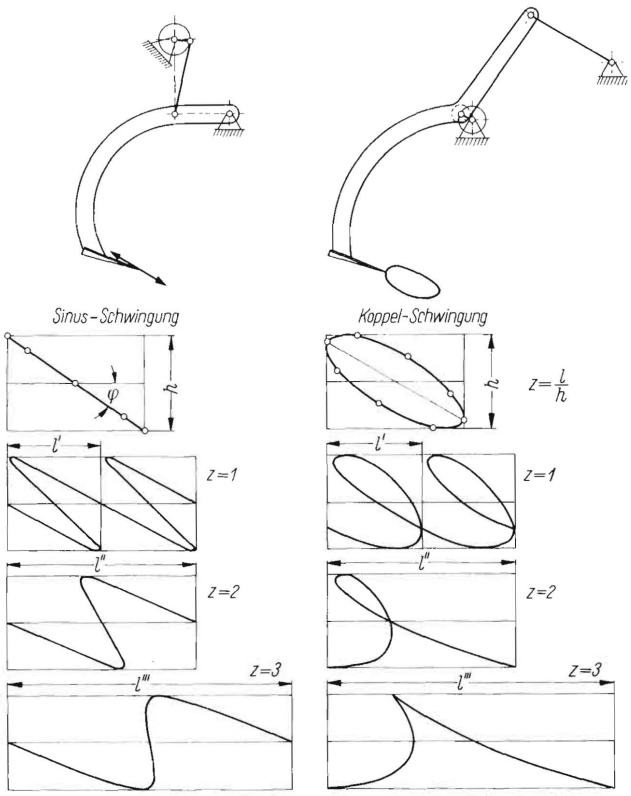


Bild 35. Gegenüberstellung der Schwingungsbahnen bei einem sinusförmigen Schwingungsverlauf und einer Koppelschwingung.

Ist das Werkzeug an einem Viergelenk aufgehängt (**Bild 34**), so erzeugt es bei einer Überlagerung der Schwingungsbewegung mit der Fahrbewegung eine Schwingungsbahn (**Bild 35**), die wieder in Schnittbewegung und Hubbewegung unterteilt werden kann. Im Vergleich zu der schräg liegenden Sinusschwingung erfolgt hier das Abschneiden neuen Bodens unter einem flacheren Winkel. Es ist daher zu erwarten, daß die Ergebnisse besonders bei Werkzeugen mit flachem Schnittwinkel besser sind als mit der schräg liegenden Sinusschwingung, bei der die Schnittbewegung unter einem etwas steilen Winkel erfolgt. Ein Vergleich der beiden Schwingungsbewegungen bei gleicher Schwingungslänge und gleicher Hubhöhe ergab für den technologischen Arbeitserfolg keinen erkennbaren Unterschied.

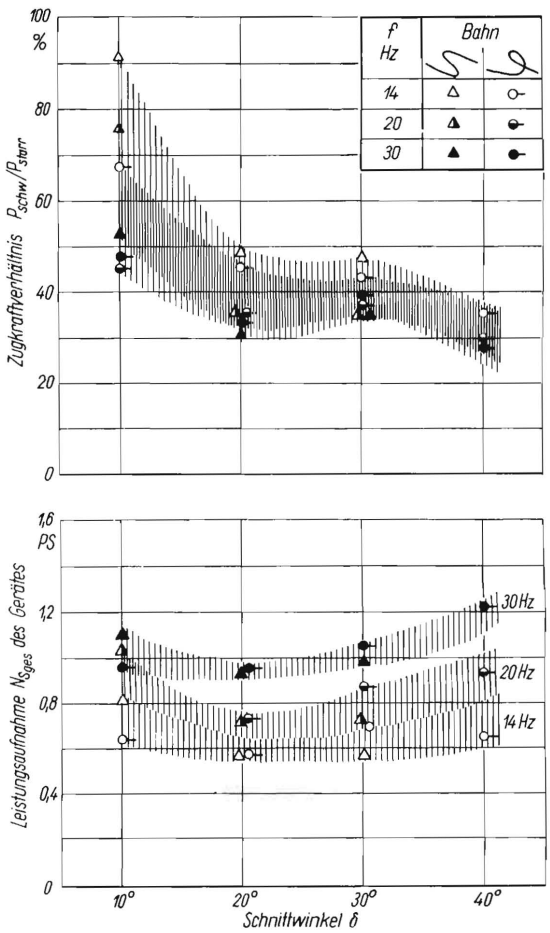


Bild 36. Zugkraftverhältnis und Leistungsbedarf in Abhängigkeit vom Anstellwinkel bei Gegenüberstellung der Sinusschwingung zur Koppelschwingung.

Die Zugkraftverringerung ist in beiden Fällen bei 20°, 30° und 40° Schnittwinkel dieselbe (**Bild 36**). Ein Unterschied ist nur bei einem Schnittwinkel von 10° festzustellen. Bei diesem flachen Schnittwinkel ist die Schwingungsbahn der Koppelkurve der Bahn der Sinusschwingung überlegen, weil die Schnittbewegung flacher erfolgt und dadurch die Reibung der Werkzeugunterseite vermieden wird.

Die erforderlichen Schwingungsleistungen unterscheiden sich für beide Fälle nur wenig und erreichen hier zwischen 20° und 30° Schnittwinkel ein Minimum. Die größere Leistungsaufnahme des Schwingungsantriebes bei 10°-Schnittwinkel ist auf die Reibung an der Werkzeugunterseite und bei 40° Schnittwinkel auf die größere Hubhöhe des Werkzeuges zurückzuführen. Die in Bild 36 und 37 angegebenen Werte für die Schwingungsleistung $N_{S\,ges}$ in PS geben im Gegensatz zu den obenstehenden Leistungsangaben die gesamte vom Gerät aufgenommene Schwingungsleistung, also einschließlich der Leerlaufleistung, wieder.

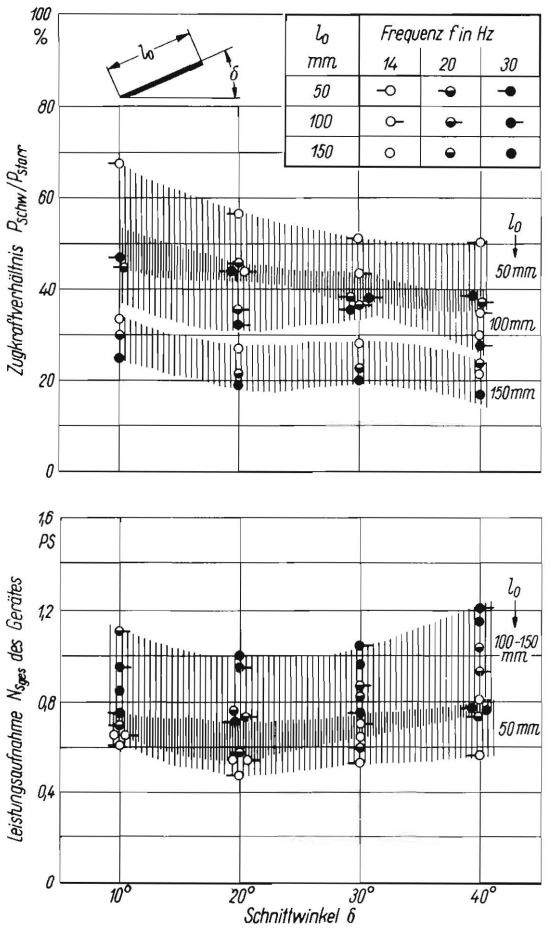


Bild 37. Zugkraftverhältnis und Leistungsbedarf einer Gruppe schwingender Modellmesser bei verschiedener Werkzeuglänge l_0 in Abhängigkeit vom Schnittwinkel δ. Der Schnittwinkel δ wurde in der Mittelstellung der Schwingbewegung gegen die Horizontale gemessen.

Versuche mit Modellwerkzeugen in der Bodenrinne

Bei der Schnittbewegung am schwingenden Werkzeug ist der Schnittwinkel des Werkzeuges und der Freiwinkel für das Auftreten einer Reibung an der Werkzeugunterseite bei steiler Schnittbewegung von Bedeutung. Zu kleine Schnittwinkel führen zu einem Anstieg der Zugkraft bei steiler Schnittbewegung, die infolge einer steilen Schwingungsrichtung bei hohen Frequenzen oder großen Amplituden entsteht.

Es wurden Versuche mit Modellwerkzeugen in Form geneigter Flächen (Bild 34) durchgeführt. Dabei bewegten sich die beiden äußeren Werkzeuge gegen das doppelt so breite innere Werkzeug, wodurch ein guter Massenausgleich der schwingenden Teile und der Bodenmasse erzielt wurde. Der Schnittwinkel δ wurde von 10° bis 40°, die Werkzeuglänge l_0 mit 50, 100 und 150 mm variiert. Als Schwingbewegungen wurden Koppelkurven verwendet, die einer mittleren Schwingungsrichtung von 30° und einer Amplitude von 20 mm entsprachen.

Bei den Versuchen zeigte sich, daß die Unterschiede in der Zugkraftverringerung bei verschiedener Werkzeuglänge l_0 größer waren als die Unterschiede zwischen den einzelnen Frequenzen **(Bild 37)**. Bei den schmalen schwingenden Werkzeugen mit l_0 = 50 mm sinkt die Zugkraft bis auf 50 %, bei l_0 = 100 mm sinkt sie weiter bis auf 30 % und bei l_0 = 150 mm erreicht sie Werte bis herunter auf 20 % der starren Werkzeuge. In Abhängigkeit vom Schnittwinkel ergibt sich für die Zugkraftverringerung und den Leistungsbedarf ein ähnlicher Verlauf wie bei den Versuchen mit verschiedenen Schwingungsbahnen (Bild 36).

Feldversuche mit schwingenden Werkzeugen

Die Ergebnisse aus den Untersuchungen schwingender Werkzeuggruppen in der Bodenrinne bedurften einer Bestätigung durch Versuche in natürlich gelagerten Böden. Für diese Feldversuche wurde die gleiche Einrichtung wie bei den Versuchen in der Bodenrinne benutzt. Dieses Gerät mit vier gegeneinander schwingenden Werkzeugen wurde für die Feldversuche an einem „Meßpflug" angebaut,

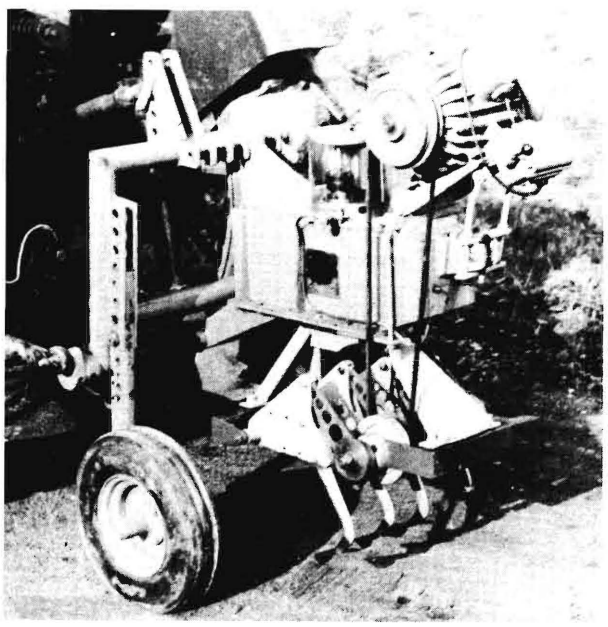


Bild 38. Versuchseinrichtung für schwingende Werkzeuggruppen am Einkomponentenmesspflug zur Durchführung von Feldversuchen.

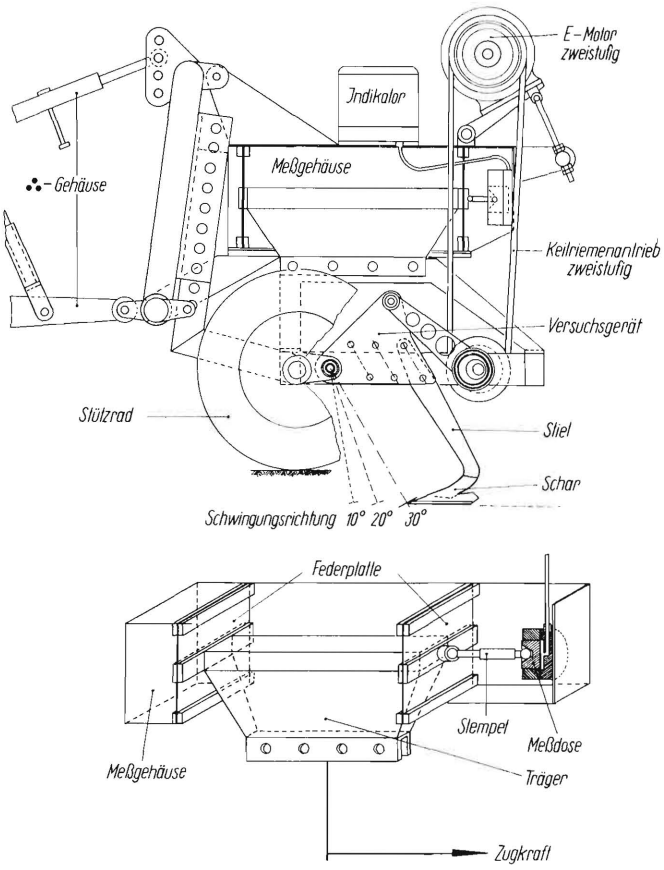


Bild 39. Schematische Darstellung der Versuchseinrichtung nach Bild 38 und Wirkungsweise des Einkomponentenmesspfluges.

der die Messung der Längskraft und damit der Zugkraft ermöglichte. „Meßpflug" und Versuchsgerät sind in **Bild 38** abgebildet und in **Bild 39** schematisch dargestellt.

Der „Meßpflug" ist im Prinzip seines Anbaues am Schlepper ein Gerät für das Dreipunktgestänge, wird also an drei Lenkern geführt und von einem Kraftheber ausgehoben. Er besitzt ein Meßgehäuse und einen Träger für das zu untersuchende Werkzeug. Träger und Meßgehäuse sind durch zwei Federplatten so miteinander verbunden, daß diese alle freien Momente und alle Kräfte mit Ausnahme der Längskraft aufnehmen können. Die Abstützung der Längskraft erfolgt über eine Meßdose, die in Verbindung mit einem Indikator die Messung dieser Kraft erlaubt. Der Indikator ist mit einer Schreibvorrichtung versehen, wodurch eine laufende Registrierung der Zugkraft ermöglicht wurde.

Am Träger dieses Meßgerätes wurde die Versuchseinrichtung für schwingende Werkzeuggruppen angebaut. Der zum Antrieb notwendige Motor war am Meßgehäuse des Gerätes befestigt und übertrug seine Leistung über einen Keilriemenantrieb. Das Stützrad des Meßgerätes nahm die senkrechten Kräfte der Werkzeuge und das Gewicht des Meßpfluges auf und diente zugleich zum Einstellen und Begrenzen des Tiefganges.

Mit dem Versuchsgerät für die schwingenden Werkzeuge konnten die gleichen Frequenzen, Amplituden und Schwingungsrichtungen untersucht werden wie bei den Untersuchungen in der Bodenrinne. Die Versuche wurden in zwei lehmigen Sandböden durchgeführt, von denen einer sehr dicht gelagert war und eine dünne Grasnarbe hatte. Hier genügten wenige Versuchsreihen, um die Ergebnisse der Versuche in der Bodenrinne zu bestätigen. Auf eine systematische Variation der einzelnen

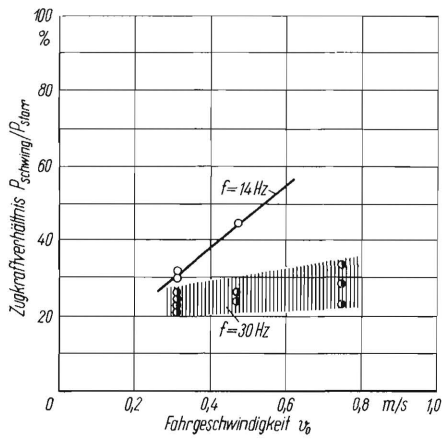


Bild 40. Zugkraftverringerung einer Gruppe von vier schwingenden Gänsefussscharen im lehmigen Sandboden.
$A = 20$ mm, $\varphi = 30°$, $t = 7$ cm

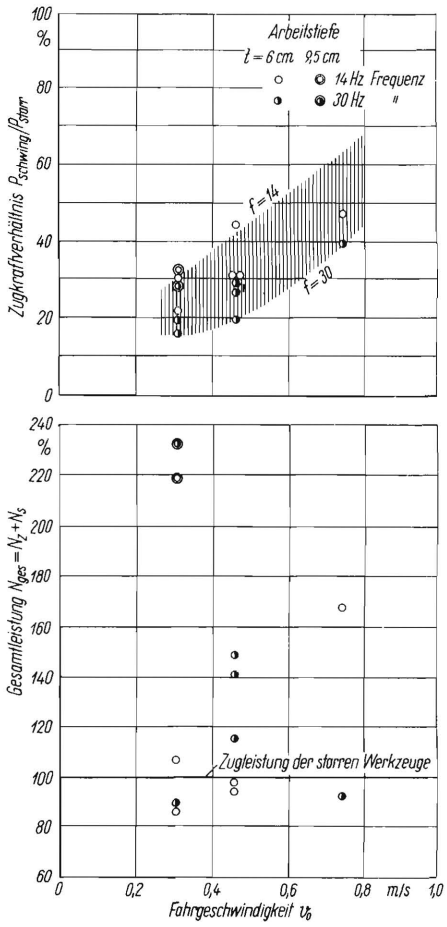


Bild 41. Zugkraftverringerung und erforderliche Gesamtleistung einer Gruppe von vier schwingenden Gänsefussscharen in einem dichtgelagerten, lehmigen Sandboden.
$A = 20$ mm, $\varphi = 30°$, $t = 6$ und $9{,}5$ cm

Größen konnte dadurch verzichtet werden. Gemessen wurde wieder die Zugkraft bei starren und bei schwingenden Werkzeugen sowie die zum Antrieb der Schwingung notwendige Motorleistung.

Bei einer Amplitude von 20 mm, einer Schwingungsrichtung von 30° und einer Frequenz von 14 Hz konnten bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0,3 m/s Zugkraftverringerungen um 70% erzielt werden. Bei 30 Hz wurde sogar 80% erreicht; mit höher werdender Fahrgeschwindigkeit stieg die Zugkraft wieder an (**Bild 40**).

Ähnlich waren die Ergebnisse aus den Versuchen im stark verdichteten lehmigen Sandboden (**Bild 41**). Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit erhöht sich wieder die Zugkraft. Die Werte bei der höheren Frequenz liegen um etwa 10% günstiger. Die Streuung der Meßwerte der Zugkraft bei gleichen Schwingungsdaten ist relativ gering.

Im unteren Teil des Bildes ist die für die Arbeit am Boden erforderliche Gesamtleistung bei schwingenden Werkzeugen, also Zugleistung plus Schwingungsleistung, aufgetragen. Bezogen wurde auf die Zugleistung der starren Werkzeuge gleich 100%. Die Werte für die einzelnen Geschwindigkeiten und die beiden Frequenzen streuen stark, so daß keine eindeutige Aussage über eine Tendenz gemacht werden kann. Im ganzen liegen jedoch auch diese Werte im Bereich der Ergebnisse aus den Versuchen in der Bodenrinne.

Es besteht also auch in natürlich gelagerten, leichten Böden die Möglichkeit, die Gesamtleistungsaufnahme schwingender Werkzeuge zu verringern. Sie kann aber auch um 50 bis 100% und mehr über der Zugleistung starrer Werkzeuge liegen.

Die beiden nach oben herausfallenden Meßpunkte wurden bei einem größeren Tiefgang gemessen. Die entsprechenden Punkte im Schaubild für die Zugkraft liegen etwas höher als die Werte bei kleinerem Tiefgang.

Verbesserung des technologischen Arbeitserfolges

Wie bei den Versuchen in der Bodenrinne war auch auf dem Acker der Arbeitserfolg bei schwingenden Werkzeugen bedeutend besser als bei starren. In **Bild 42** sind Aufnahmen der Bodenoberfläche für eine Fahrgeschwindigkeit von 0,5 m/s zusammengestellt. Deutlich ist die wesentlich bessere Arbeit der schwingenden Werkzeuge zu erkennen. Schon bei einer Frequenz von 14 Hz entstehen kleinere Schollen. Bei starren Werkzeugen wird der Boden nur angehoben, durch die Werkzeugstiele in Längsrichtung zerschnitten und fällt danach wieder in seine alte Lage zurück. Eine Ausbildung von Scherebenen quer zur Fahrtrichtung war viel weniger häufig als bei schwingenden Werkzeugen. Bei letzteren ergab sich eine gute Krümelung des Bodens, die sich, wie schon oben erklärt, auf die gegenläufige Bewegung der einzelnen Werkzeuge zurückführen läßt. Die kleine Frequenz bringt schon eine beträchtliche Verbesserung, eine Erhöhung auf 30 Hz wirkt sich demgegenüber nicht mehr viel aus. Auch eine höhere Fahrgeschwindigkeit von 0,75 m/s (**Bild 43**) ändert das Ergebnis kaum. Die Krümelbildung schien bei starren Werkzeugen infolge dynamischer Einflüsse hierbei etwas besser zu sein als bei der kleinen Fahrgeschwindigkeit.

Die starren Werkzeuge neigten infolge ihrer benachbarten Lage zueinander leicht zum Verstopfen. Sie werden daher meist gestaffelt angeordnet. Bei schwingenden Werkzeugen trat kaum eine Verstopfung auf, da hier der Boden wesentlich günstiger ablief. Die kleineren Schollen wurden weniger durch die Werkzeugstiele aufgehalten und das Wurzelwerk im Boden besser zerstört.

Bei der Messung der Zugkraft an starren Werkzeugen stieg diese stark an, wenn sich eine Verstopfung einleitete. Wurde daraufhin der Schwingungsantrieb eingeschaltet, reinigte sich das Gerät schnell. Bei schwingenden Werkzeugen ist also im Hinblick auf die Verstopfungsgefahr eine Staffelung der Werkzeuge nicht erforderlich. Die bessere Krümelung des Bodens ergibt sich gerade durch die nebeneinander liegenden und gegeneinander schwingenden Werkzeuge und wäre bei einer Staffelung der Werkzeuge sicher nicht so ausgeprägt.

Zusammenfassung

Mit schwingenden Gänsefußscharen, Hackmessern und auch Modellwerkzeugen wurden große Zugkraftverringerungen und ein besserer Arbeitserfolg in der Bodenrinne erzielt. Bei Feldversuchen in natürlich gelagerten, leichten Böden konnten diese Ergebnisse bestätigt werden. Bei letzteren ergaben sich für vier schwingende Gänsefußschare bei einer Fahrgeschwindigkeit von 0,75 m/s (Schwingungsrichtung 30°) Zugkräfte, die um 70 bis 80% geringer waren als an den starren Werkzeugen. Die günstigste Schwingungsrichtung hängt sehr stark von der Werkzeugform ab. Unter Umständen kann mit 20° Schwingungsrichtung schon ein gutes Ergebnis erreicht werden. Aus den systematischen Untersuchungen an schwingenden Werkzeuggruppen der verwendeten Werkzeugformen können optimale Schwingungsdaten für die jeweilige Fahrgeschwindigkeit bestimmt werden. Im günstigsten Fall kann die Zugkraft um etwa 80% verringert werden. Dieser Grenzwert erscheint bei allen systematischen Messungen und auch bei einer theoretischen Betrachtung der Kräfte und stellt das Optimum an Erreichbarem dar. Dabei ist allerdings die Gesamtleistung, nämlich verbleibende Zugleistung plus Leistungsaufwand für die Schwingbewegung, höher als die reine Zugleistung starrer Werkzeuge. Soll

Bild 42. Krümelbildung durch eine Gruppe schwingender Gänsefussschare bei verschiedenen Frequenzen und einer Fahrgeschwindigkeit von 0,5 m/s im dichtgelagerten, lehmigen Sandboden.

$A = 20\,\text{mm}$, $\varphi = 30^\circ$, $t = 6\,\text{cm}$

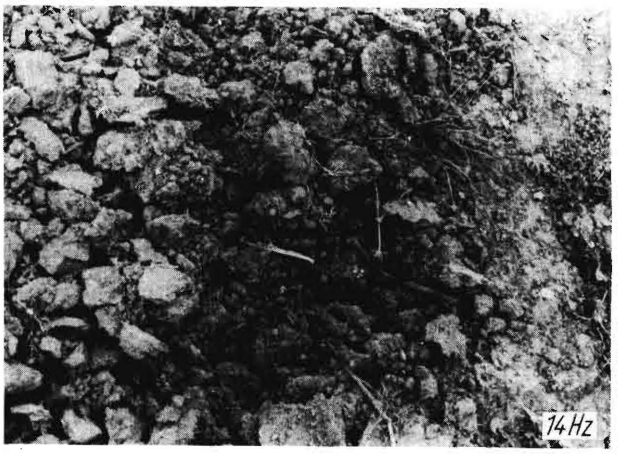


Bild 43. Krümelbildung einer Gruppe schwingender Gänsefussschare bei verschiedenen Frequenzen und einer Fahrgeschwindigkeit von 0,75 m/s in einem dichtgelagerten, lehmigen Sandboden.

jedoch die Gesamtleistung gleich oder kleiner sein als die Zugleistung starrer Werkzeuge, so kann dies durch geeignete Wahl der Schwingungsdaten erreicht werden, wobei man sich mit einer Zugkraftverringerung von etwa 40 bis 50% begnügen muß. Bei diesem Leistungsvergleich bleibt der bessere Arbeitserfolg schwingender Werkzeuge unberücksichtigt. Zieht man ihn in den Vergleich mit ein, so schneiden schwingende Werkzeuge besser ab, da bei starren Werkzeugen ein solcher nur unter Aufwendung zusätzlicher Zugleistung möglich ist.

Durch die gegenläufige Bewegung nebeneinander liegender Werkzeuge wird eine sehr gute Krümelung des Bodens erzielt. Bei starren Werkzeugen in dieser Anordnung traten häufig Verstopfungen auf, die bei den Versuchen durch das Einschalten des Schwingungsantriebes sofort beseitigt werden konnten und bei schwingenden Werkzeugen gar nicht erst entstanden. Eine Staffelung der Werkzeuge mit Rücksicht auf eine Verstopfungsgefahr ist also bei schwingenden Werkzeugen nicht notwendig, sondern im Hinblick auf ein günstiges Aufbrechen des Bodens unvorteilhaft.