

Beitrag zur konstruktiven Auslegung von Rübenköpfelementen

Von H. E. Albrecht, Marktoberdorf

Die in Deutschland üblichen Bauelemente zum Rübenköpfen — angetriebene Tastwalze mit stehendem Köpfmesser — sind in den letzten Jahren zu einer funktionssicheren Reife gelangt, die durch eine vieltausendfache Anwendung dieser Bauelemente in Rübenvollerntemaschinen wesentlich gefördert worden ist. Funktionssicherheit bedeutet aber noch nicht Sicherheit vor Köpfverlusten. Durch die von Heller durchgeführten Arbeiten [1 bis 4] ist das Ausmaß der durch Köpffehler verursachten Verluste errechenbar. Sie können so erschreckend groß sein, daß der im folgenden vorgenommene Versuch lohnend erscheint, durch optimale konstruktive Gestaltung der Köpfeinrichtung die Verlustquellen zu mindern.

Hellers aufschlußreiche Arbeiten lassen sich für den Gebrauch des Konstrukteurs in folgende zwei Sätze zusammenfassen:

1. Ein um 10 mm falsch gelegter Köpfschnitt bewirkt im Mittel eine etwa 10%ige Veränderung der Erntegutmasse.
2. Der zuviel am Blatt verbleibende Teil der Rübe ist zwar nicht verloren, aber er bringt auf dem Umweg über den Viehstall einen um etwa 50% geringeren Geldertrag als auf dem Weg über die Zuckerfabrik.

Um das Ausmaß dieser Zahlen sichtbar zu machen, sei erwähnt, daß etwa 4000 Waggon (zu je 250 dz) weniger in die Zuckerfabrik gerollt wären, wenn jede im Jahre 1960 im Bundesgebiet gewachsene Rübe 1 mm zu tief geköpft worden wäre. Oder, wenn man fahrlässigerweise einen Köpffehler (als Verlust) von 3 mm zugesteht, dann würde das bedeuten, daß je Hektar 2000 bis 3000 Rüben liegen bleiben dürfen. Man würde, wenn diese Rüben gleichmäßig quadratisch verteilt auf dem Acker liegen würden, etwa alle 2 m über eine Rübe stolpern.

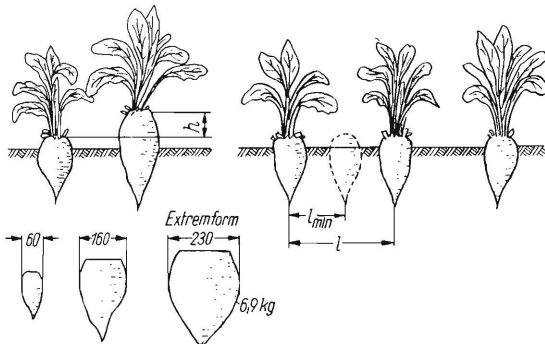


Bild 1. Wachstums- und Anbauabweichungen bei Zuckerrüben.

Höhendifferenz der Rübenköpfe: $h = 80$ bis 100 mm.

Standweite l in der Reihe bei einem Bestand von 70 000 Rüben/ha

bei 500 mm Reihenabstand: $l_1 = 286$ mm

bei 417 mm Reihenabstand: $l_2 = 343$ mm

Kleinstwerte $l_{min} = 120$ bis 150 mm

Rübendicke $d = 60$ bis 160 mm

Extremform: $d_{max} = 230$ mm (Hofgut Stubenwald, Bensheim/Bgstr.)

Die Bereiche für die Wachstums- und Anbauabweichungen, die störungsfrei und verlustarm von den Köpfelementen bewältigt werden sollten, sind in **Bild 1** abgegrenzt. Das schließt extreme Ausnahmen, wie beispielsweise die in **Bild 1** gezeigte, 6,9 kg schwere Rübe nicht aus.

Ingenieur Hermann E. Albrecht ist Abteilungsleiter in der Entwicklungsabteilung der Maschinen- und Schlepperfabrik Xaver Fendt & Co., Marktoberdorf im Allgäu.

Jede Rübe soll so knapp wie möglich, aber auch so geköpft werden, daß kein zu Verlustanrechnung berechtigendes Grünzeug am Rübenkörper verbleibt. Das meist am Rande der Rübenkuppe anzutreffende kleine Blattwerk wird seit einigen Jahren erfolgreich mit sogenannten Putzschleudern weggeschlagen. In **Bild 2** ist der dadurch mögliche Gewinn an Erntemasse schematisch dargestellt.

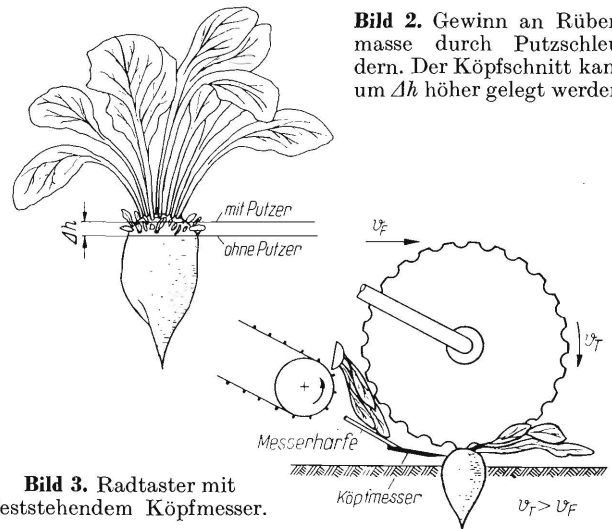


Bild 2. Gewinn an Rübenmasse durch Putzschleudern. Der Köpfschnitt kann um Δh höher gelegt werden.

Bild 3. Radtaster mit feststehendem Köpfmesser.

Die Aufgaben der Tastwalze sind

1. Führung des Köpfmessers durch Abtasten der Rübe;
2. Festhalten der Rübe durch Voreilung und Rauigkeit. Die Umfangsgeschwindigkeit v_T der Tastwalze ist größer als die Fahrgeschwindigkeit v_F .
3. Weitertransport des abgetrennten Kopfes mit Blatt.

Funktion und Aufgaben der Köpfelemente sind schematisch in **Bild 3** erkennbar. Die mit Voreilung angetriebene Tastwalze bringt das starr (oder unter starker Federspannung stehende) mit ihr verbundene Köpfmesser an der durch Einstellung vorgewählten Stelle zum Schnitt, verleiht der Rübe Halt gegen den Druck des Köpfmessers und fördert den abgetrennten Kopf mit Blatt über die Messerfläche und die daran anschließende gitterförmige Messerharfe einer beliebig gestalteten Fördereinrichtung zu.

Tastwalzenvoreilung

In trockenem Boden und bei niedrigen Rüben verträgt die Auslegung der Tastwalzenvoreilung einen verhältnismäßig großen Spielraum, der aber in der Nässe der Späternte und bei den neuerdings vermehrt angebauten, höher wachsenden Polytetarüben sehr eng werden kann. Bei zu geringer Voreilung kann die Rübe wegen der fehlenden Stützkraft ausweichen und wird schräg geköpft, **Bild 4**. Sie kann auch ganz herausgerissen werden und ist, da ein Nachlesen von Hand nicht mehr vorausgesetzt werden darf, für die Ernte verloren. Durch eine zu groß gewählte

Bild 4. Wirkungen einer zu geringen Tastwalzenvoreilung.



Voreilung fräst sich die Tastwalze, die aus einzelnen dünnen Scheiben besteht, in den Rübenkopf ein, **Bild 5**, der dadurch zu tief geköpft wird, Einzelne Blätter werden abgetrennt; sie neigen als lose, nicht mehr mit dem Kopf verwachsene Blätter zu Verstopfungen oder fallen beim Weitertransport zwischen den Stäben der Förderbänder durch.

Man kann den Bewegungsablauf der Tastwalze in drei typische Fälle gliedern:

1. Bei gleich hohen Rüben beschreibt die Tastwalze eine leichte Wellenbewegung, die man annähernd als geradlinig bezeichnen kann, **Bild 6**. Wie der Geschwindigkeitsplan zeigt, wird hier die Tastwalzenvoreilung v_V in vollem Umfang aktiv.
2. Der Mittelpunkt der nach **Bild 7** auf eine höhere Rübe aufsteigenden Tastwalze wird zu einem Kreisbogen um den Berührungspunkt an der höheren Rübe gezwungen und erhält momentan eine vergrößerte, schräg aufwärts gerichtete Eigengeschwindigkeit v'_F . Hier weist der Geschwindigkeitsplan aus,

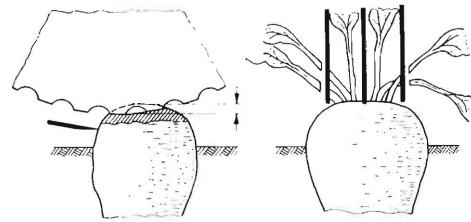
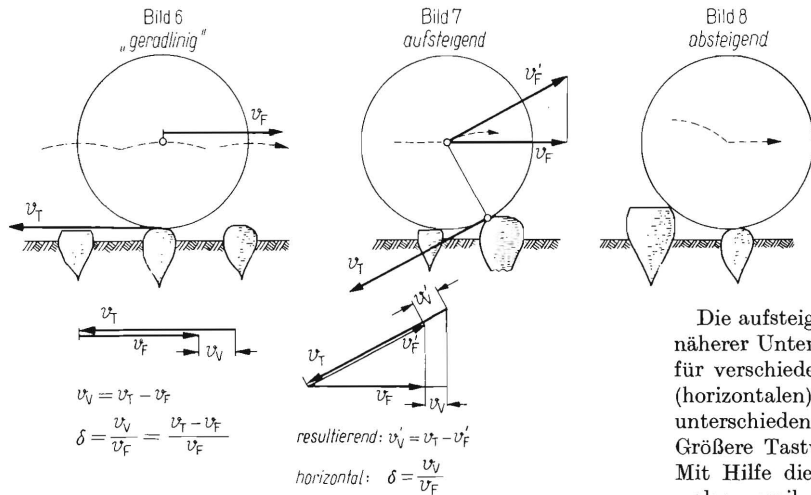


Bild 5. Wirkungen einer zu hohen Tastwalzenvoreilung.

daß nur noch ein Teilbetrag v'_V der ursprünglichen Voreilung bei horizontaler Bewegung nach **Bild 6** aktiv werden kann, wobei für die weiteren Untersuchungen nur die Horizontalkomponente v_V interessiert.

3. Die absteigende Bewegung der Tastwalze in **Bild 8** wird beim Berühren der niedrigen Rübe in eine geradlinige überleitet; dieser Fall ist dem Fall in **Bild 6** etwa identisch.

Bild 6 bis 8. Bewegungsverhältnisse zwischen Tastwalze und Rübenkopf.

Die aufsteigende Bewegung der Tastwalze in **Bild 7** ergibt bei näherer Untersuchung das Diagramm nach **Bild 9**, aus welchem für verschiedene theoretische Voreilungen δ_{th} die tatsächlichen (horizontalen) Voreilungen δ in Abhängigkeit von den Höhenunterschieden h der Rübenköpfe abgelesen werden können. Größere Tastwalzendurchmesser weisen sich als günstiger aus. Mit Hilfe dieses Schaubildes kann die Abgrenzung der Tastwalzenvoreilung nach unten hin erfolgen, wobei die Entscheidung über die unterste Grenze zunächst vorbehalten bleibt.

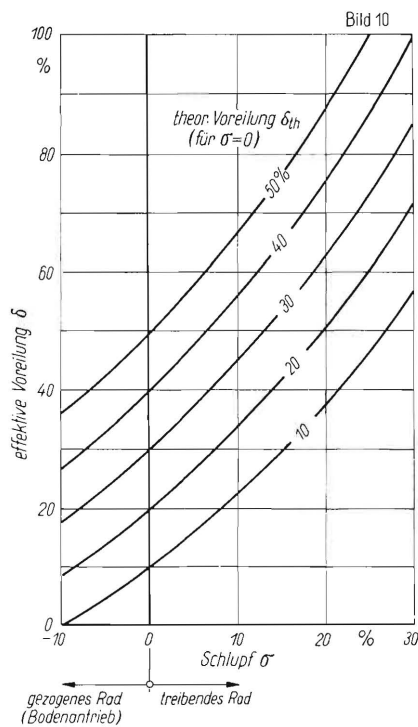
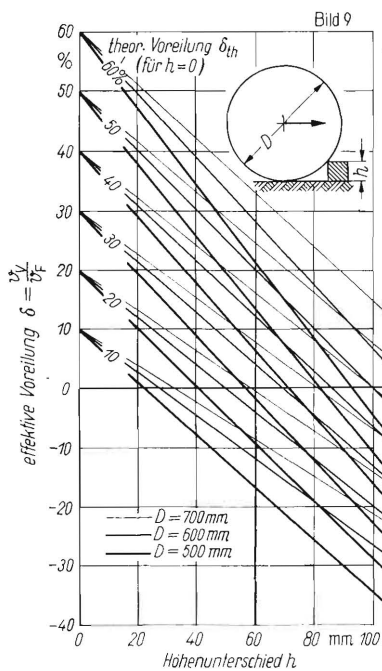


Bild 9. Voreilung δ in Abhängigkeit von dem Höhenunterschied der Rübenköpfe nach **Bild 7** (schlupffrei).

Bild 10. Tastwalzenvoreilung in Abhängigkeit vom Schlupf des Antriebsfahrrades.

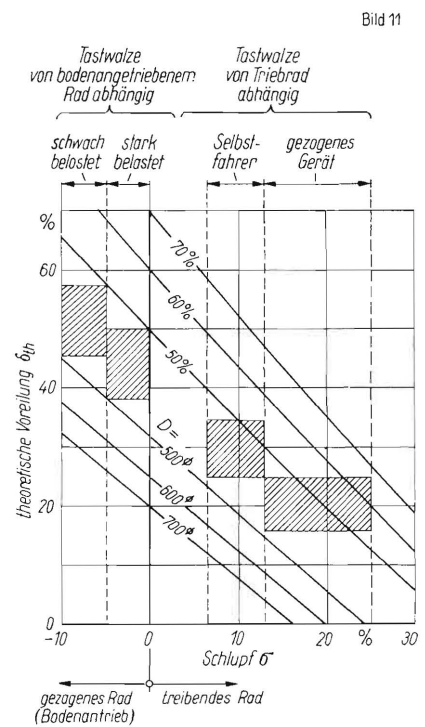


Bild 11. Kennfeld als Empfehlung für die Wahl der theoretischen Tastwalzenvoreilung bei den verschiedenen Antriebsarten. Obere Abgrenzung: höchstzulässige Voreilungen $\delta = 50\%$, 60% und 70% . Untere Abgrenzung: Tastwalzendurchmesser $D = 500, 600$ und 700 mm (Voreilung $\delta \geq 0$ für Höhenunterschiede $h \leq 60$ mm, Voreilung $\delta \geq 0$ für Höhenunterschiede $h \geq 60$ mm)

Nach oben hin muß bei der Abgrenzung der Voreilung der Voreilungszuwachs bzw. die Voreilungsminderung, die durch den Schlupf der treibenden bzw. getriebenen Fahrräder bedingt sind, berücksichtigt werden. **Bild 10** zeigt für verschiedene theoretische Voreilungen δ_{th} die effektiven Voreilungen δ abhängig vom Schlupf jenes Fahrrades, dessen Drehzahl proportional mit der Tastwalzendrehzahl zusammenhängt. Bei zapfwelengeführten Tastwalzen ist es beispielsweise der Triebdrehzahl des Schleppers; der negative Schlupfbereich gilt für gezogene, als Tastwalzenantrieb benutzte Fahrräder.

In **Bild 11** ist der Versuch gemacht worden, durch Zusammenfassung dieser beiden Diagramme ein Kennfeld als Empfehlung für die günstigsten Voreilungsgrößen zu bilden. Das Kennfeld ist nach oben durch Linien gleicher, höchstzulässiger Voreilungen abgegrenzt, nach unten durch verschiedene Tastwalzendurchmesser unter der Bedingung, daß die Voreilung erst bei Höhenunterschieden über 60 mm negativ werden darf. Innerhalb der eingezeichneten Schlupfklassen verschiedener Antriebsarten lassen sich nun die (schraffiert) gekennzeichneten Räume für die als Empfehlung aufzufassenden theoretischen Voreilungen, die dem Entwurf von Köpferäten zugrunde zu legen wären, eintragen.

Bei diesem Schaubild war vorausgesetzt, daß die Tastwalze eine unabhängig von ihren Vertikalbewegungen konstant bleibende Winkelgeschwindigkeit besitzt. Durch einen kinematischen Trick im Antrieb läßt sich der im Zusammenhang mit **Bild 9** erläuterte Voreilungsverlust ausgleichen oder sogar überkompensieren. Läßt man nämlich ein Getriebe (der Einfachheit wegen in **Bild 12** als Kettengeräte dargestellt) die Nickbewegungen des Tastwalzenträgers mitmachen, dann kann man, abhängig von der Schwingenlänge l und dem Übersetzungsverhältnis i , eine Addition von Winkelgeschwindigkeiten erzielen, welche die aufsteigende Tastwalze schneller, die absteigende langsamer laufen läßt.

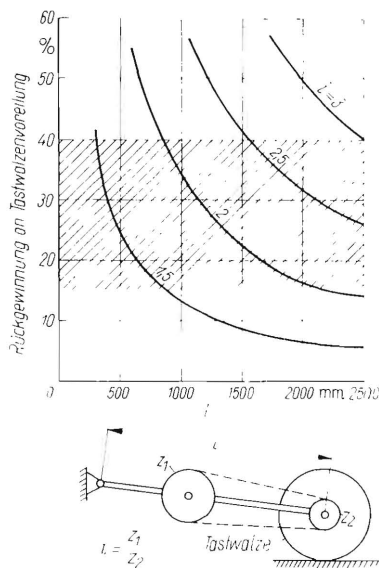


Bild 12. Rückgewinn an Tastwalzenvoreilung für eine theoretische Voreilung von 30% bei einem Tastwalzendurchmesser von 500 mm und einem Höhenunterschied der Rübenköpfe von 60 mm.

Das Rad z_1 muß aber eine von den Nickbewegungen unabhängige, konstant bleibende Winkelgeschwindigkeit besitzen, d. h., es muß seinen Antrieb von einer Stelle beziehen, die an den Nickbewegungen des Tastwalzenträgers nicht teilnimmt. Alle nachfolgenden Getriebeteile müssen zusammengefaßt ein Übersetzungsverhältnis $i > 1$ haben, um den beabsichtigten Effekt zu gewährleisten. Das Prinzip, das der Lehre von Planetengetrieben entspricht, soll hier nicht mathematisch ausgebreitet, sondern nur das Ergebnis in **Bild 12** gezeigt werden: Einer Schwingenlänge l und einem Übersetzungsverhältnis i entspricht auf der Ordinate ein in Prozenten ausgedrückter Rückgewinn an Tastwalzenvoreilung. Das Schaubild ist errechnet für eine Tastwalzenvoreilung von 30% bei einem Tastwalzendurch-

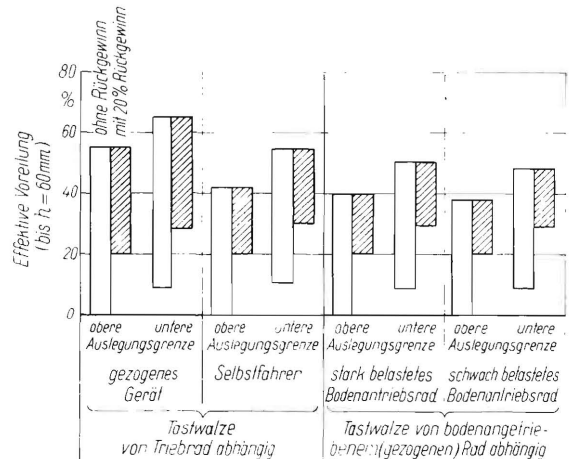


Bild 13. Spielbereich der effektiven Voreilung für die verschiedenen Antriebsarten nach den Auslegungsempfehlungen.

messer von 500 mm und einem Höhenunterschied von 60 mm. Die gefundenen Prozentzahlen sind in **Bild 9** im Schnittpunkt der schrägen 30%-Linie mit der senkrechten 60 mm-Höhenlinie nach oben abzutragen, auf der Ordinate ist dann die korrigierte Voreilung abzulesen. Der interessierende Bereich ist in **Bild 12** durch Schraffur hervorgehoben.

Das **Bild 11** behält trotzdem seine Gültigkeit. Der erzielbare Zuwachs an Voreilung wirkt sich lediglich mildernd (oder aufhebend) auf den unangenehmen, voreilungsmindernden Einfluß der Höhenunterschiede aus. Jedoch empfiehlt es sich, bei Voreilungsrückgewinn den kleineren Wert des jeweiligen Toleranzfeldes als Auslegungsgröße zu benutzen. **Bild 13** zeigt für die verschiedenen Antriebsarten den Spielbereich der Tastwalzenvoreilung bei der Arbeit, wenn die konstruktive Auslegung den in **Bild 11** empfohlenen Werten entspricht.

Bei zapfwelengeführten Tastwalzen muß die Voreilung sorgfältig auf die Fahrgeschwindigkeit abgestimmt sein. Das Umschalten auf einen anderen als den vorgesehenen Gang ist immer mit mehr oder weniger großen Verlusten verbunden. Da aber das Bedürfnis besteht, die Fahrgeschwindigkeit den jeweiligen Verhältnissen anpassen zu können, empfiehlt es sich, bei Neukonstruktionen wegababhängige Tastwalzenantriebe vorzusehen.

Köpfmessernacheilung

Unter Köpfmessernacheilung a ist in folgendem der Abstand der Messerschnittkante von der vertikalen Tastwalzenmittellinie zu verstehen. Ist dieser Abstand gleich Null, **Bild 14**, dann wird eine dünne Rübe flacher, eine dicke Rübe höher geköpft, was im Prinzip wünschenswert ist, wogegen aber gewichtige Gründe sprechen. Bei dicken Rüben will die Tastwalze, nachdem das Messer schon zum Schnitt angesetzt hat, noch weiter steigen, der Rübe wird Gewalt angetan. Dadurch kann der normalerweise durch die Messerunterseite geführte Schnitt in ein unkontrollierbares Abreißen des Rübenkopfes übergehen, oder aber die Rübe wird aus dem Boden gerissen. Eine zu große Messernacheilung, **Bild 15**, wirkt sich ungünstig auf die Köpfföhe zwischen kleinen und großen Rüben aus.

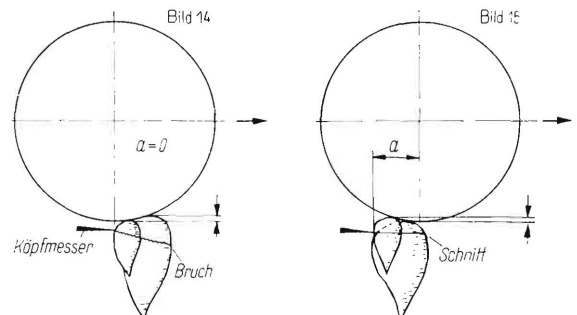


Bild 14 und 15. Einfluß der Messernacheilung a auf das Köpfen und die Köpfföhe.

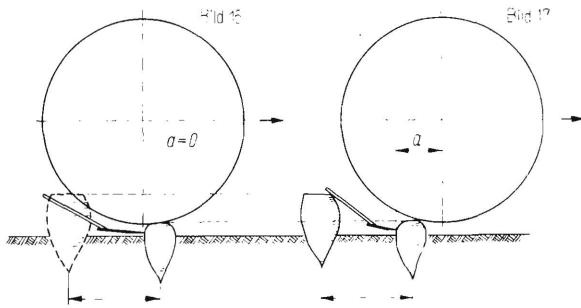


Bild 16 und 17. Einfluß der Messernacheilung auf das Köpfen unterschiedlich hoher, nahe beieinander stehender Rüben.

Bedeutungsvoll ist aber die Messernacheilung auch für den zur Anpassung an verschiedene Rübenhöhen benötigten Freiraum unter der Köpfeinrichtung. In **Bild 16 und 17** ist rübenseitig zweimal dieselbe Situation dargestellt. Die Überlegenheit der in **Bild 17** gezeigten Ausführungen gegenüber der in **Bild 16** ist ohne weitere Erklärung verständlich.

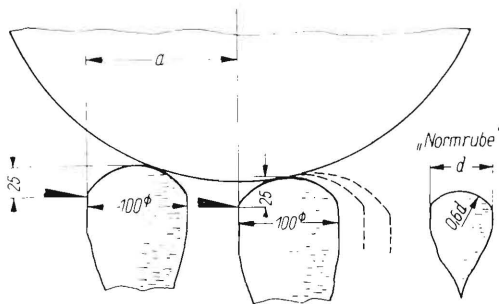


Bild 18. Köpfmessereinstellung nach einer „Normrübe“.

Eine Hilfe für die optimale Auslegung der Köpfeinrichtung gibt uns die Forderung nach verlustarmer Köpfung, was nach folgender Methode untersucht worden ist: Alle Rüben von 60 bis 160 mm Durchmesser werden als geometrisch ähnlich der blattfreien, in **Bild 18** rechts dargestellten „Normrübe“ angenommen. Wird nun die als Durchschnittsgröße angenommene Rübe von 100 mm Durchmesser bei einer Messernacheilung $a = 0$ so an Tastwalze und Köpfmesser angelegt, daß die Köpffhöhe 25 mm beträgt, dann entspricht dieser Maßnahme ein genau festliegender vertikaler Abstand des Köpfmessers von der Tastwalze. Die nacheinander in diese Situation hineingedachten Rüben von 60 bis 160 mm Durchmesser erhalten nun exakt errechenbare Köpffhöhen. Wenn diese Untersuchung für verschiedene Messernacheilungen a wiederholt wird, dann lassen sich die Köpffhöhen in Abhängigkeit von der Messernacheilung für verschiedene Rübendurchmesser wie in **Bild 19** darstellen. Die „Normrübe“ mit 100 mm Durchmesser wird gemäß der obigen Voraussetzung über den ganzen Bereich der Messernacheilung hin exakt um 25 mm geköpft, während die Köpffhöhen bei anderen Rübendurchmessern nach oben oder unten abweichen. Entnimmt man **Bild 19** die maximale Streuung der Köpffhöhe, die sich für jede Messernacheilung ergibt, dann läßt sich die in **Bild 20** gezeigte Kurve aufzeichnen, die ein ausgeprägtes Minimum zwischen 40 und 50 mm Nacheilung aufweist. Um dieser Kurve mehr Aussagekraft zu verleihen, wurden in **Bild 21** die Ausgangswerte variiert. Alle so gefundenen Kurven haben in einem verhältnismäßig schmalen Band Platz, das auch wieder zwischen 40 und 50 mm ein Minimum zeigt.

Köpfmesserform

Die zwei gebräuchlichen Köpfmesserformen sind in **Bild 22** dargestellt, einmal das halbmondförmige, beiderseits eingespannte, symmetrische Messer A, dann das fliegend gelagerte, schräg angestellte Messer B, dessen Neigungswinkel mitunter noch wesentlich größer ist. Bei beiden Messerarten ist eine nach hinten fliehende Kontur erforderlich, um Verstopfungen vorzubeugen.

Über den dargestellten Messern ist die Kurve der maximalen Streuung der Köpffhöhe nach **Bild 21** aufgezeichnet. Richtig aus-

legen, d. h. auf das Fehlerminimum bringen, läßt sich bei beiden Messern nur der naturgemäß am meisten beaufschlagte Mittelbereich der Messer. Bei einer mit 250 mm angenommenen Messerbreite eilen die seitlich liegenden Zonen der Messerkanten nach oder vor, doch weichen sie bei dem halbmondförmigen Messer weit weniger ab als bei dem schräg angestellten. Die Abweichungen der Vor- bzw. Nacheilung des schräg angestellten Messers gehen in **Bild 22** schon weit über den in **Bild 21** untersuchten Bereich hinaus. Dabei wird aber noch angenommen, daß das Messer nach unten gewölbt ist. Bei den allgemein üblichen, plan ausgeführten Messern wird demnach noch ein wesentlich größerer Fehler zu erwarten sein.

Daraus kann gefolgert und empfohlen werden: Die Messernacheilung sollte in dem am meisten beaufschlagten mittleren Bereich 40 bis 50 mm betragen. Bei Neukonstruktionen sollte dem halbmondförmigen Messer der Vorzug gegeben werden. Sind aus konstruktiven Gründen schräggestellte Köpfmesser nicht zu umgehen, dann sollte man sie so wölben, daß der Fehler in den äußeren Bereichen nicht zu groß werden kann. Man wird damit rechnen müssen, daß sich der Köpffvorgang mehr als bisher

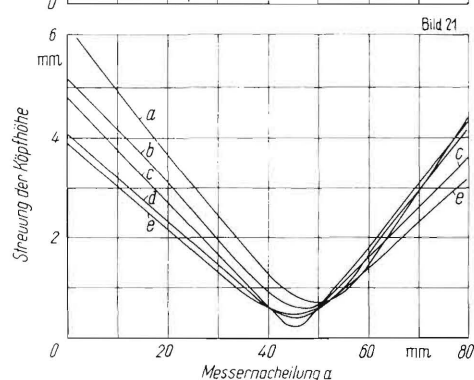
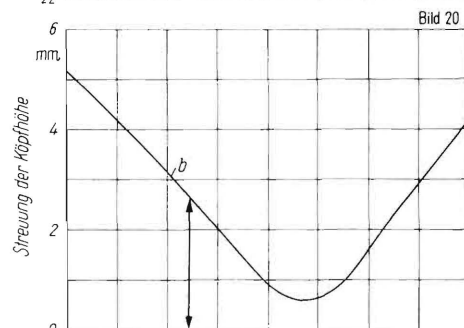
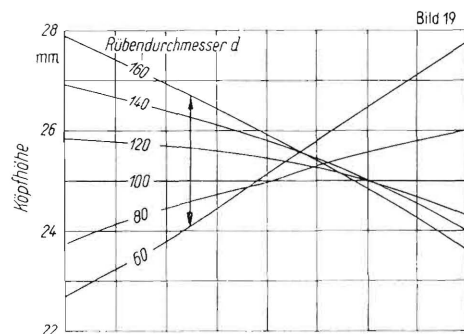


Bild 19 bis 21. Einfluß der Messernacheilung auf die Köpffhöhe bei verschiedenen Rübendurchmessern zwischen 60 und 160 mm.

Bild	Kurve	Tastwalzen- durchmesser mm	„Norm- rüben“- durchmesser mm	Köpffhöhe mm
21	a	500	100	30
19 bis 21	b	500	100	25
21	c	500	100	20
21	d	500	140	25
21	e	700	100	25

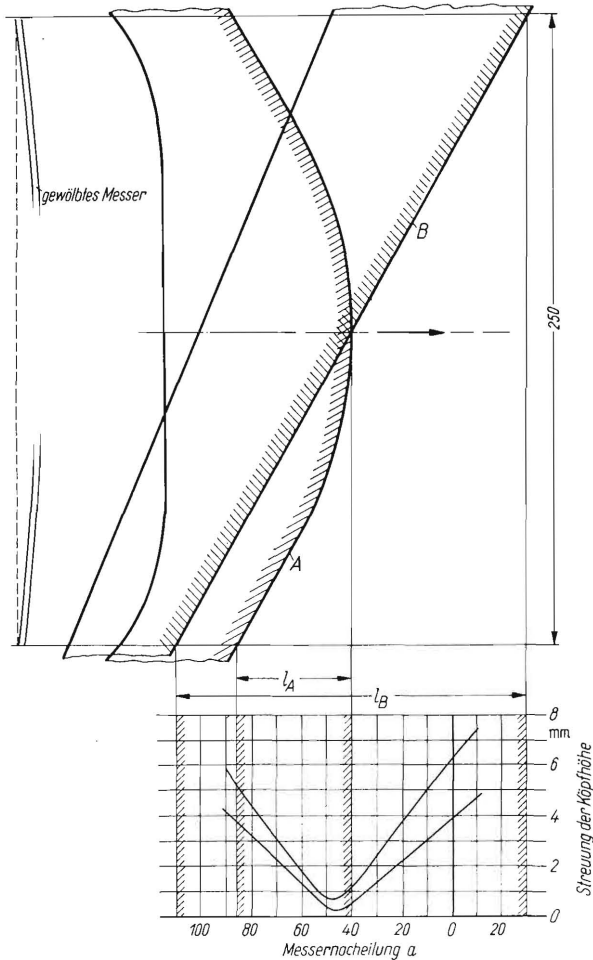


Bild 22. Zwei typische Köpfmesserformen. Bei Neukonstruktionen sollte dem halbmondförmigen Messer A der Vorzug gegeben werden. Schräggestellte Messer sollte man wölben, damit der Köpffehler in den äußeren Bereichen nicht zu groß wird.

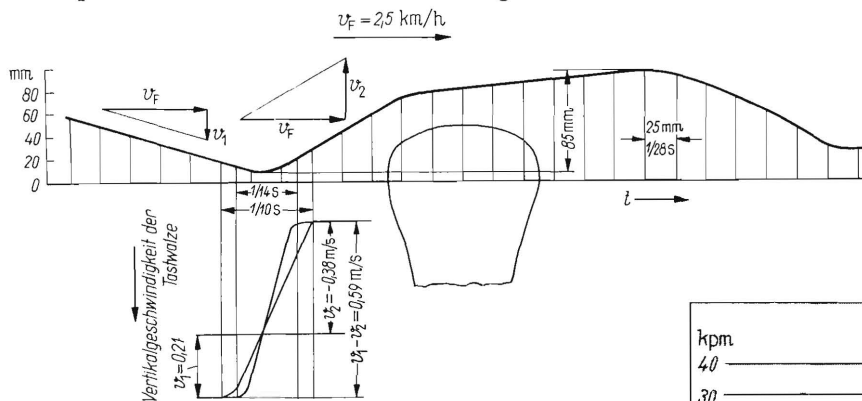


Bild 23. Tastwalzenbewegung nach einer Filmaufnahme für eine Fahrgeschwindigkeit $v_F = 2,5 \text{ km/h}$.

auf der ganzen Messerbreite abspielt, weil die Tendenz zum Einmangern geht, wobei kein zweiter Steuermann die Reihen- und Lenkungsfehler ausgleichen kann.

Auf Grund von praktischen Erfahrungen kann gesagt werden, daß je näher die konstruktive Auslegung bei den nach der vorstehenden Theorie gefundenen Bestwerten lag, um so günstiger war das Ergebnis.

Dynamisches Verhalten

An Hand einer Filmaufnahme wird im folgenden der Versuch gemacht, das Bewegungsverhalten der Tastwalze beim Überrollen einer Rübe festzustellen und daraus die Größe der auftretenden Kräfte zu bestimmen. In **Bild 23** ist maßstabsgetreu

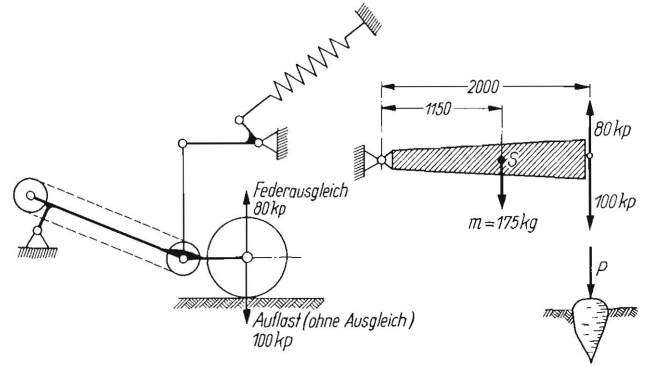


Bild 24. Schema der starr mit der Fördereinrichtung verbundenen Tastwalze mit Federausgleich.

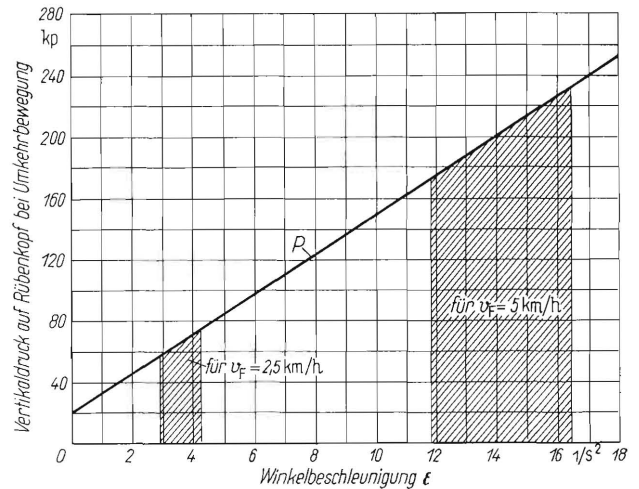


Bild 25. Kräfte zwischen Tastwalze und Rübenkopf durch die vertikale Beschleunigung der Köpfeinrichtung beim Auflaufen der Tastwalze auf einen Rübenkopf bei zwei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten.

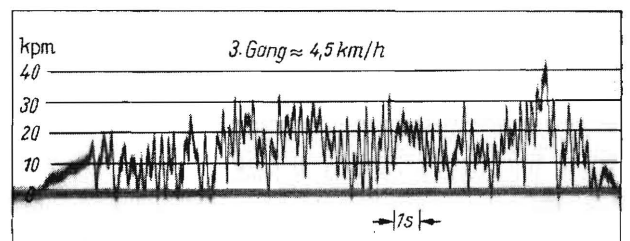
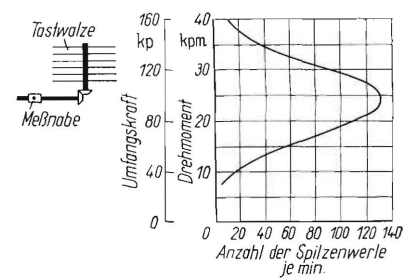


Bild 26. Drehmomentmessung an der Tastwalze.

Schlepper: 3. Getriebe gang
Fahrgeschwindigkeit $v_F = 4,5 \text{ km/h}$

die aus den einzelnen Filmbildern (jeder Teilstrich ein Bild) gewonnene Weg-Zeit-Kurve der Tastwalze aufgezeichnet.

Der Anstieg der Tastwalze über und nach der eingezeichneten Rübe läßt auf einen falschen Anstellwinkel des Messers schließen. Bei der vor der Rübe ersichtlichen Umlkehrbewegung, wo die Tastwalze von einer absteigenden in eine aufsteigende Bewegung übergeht, erfährt die Köpfeinrichtung eine Beschleunigung,

deren Größe ein Maß für die auf den Rübenkörper ausgeübten Kräfte ist. Im Umkehrbereich besitzt die Kurve nur zwei Meßpunkte, ist also mathematisch unbestimmt. Deshalb wurde eine konstante Beschleunigung während einer Zeit von mindestens $\frac{1}{14}$ s und höchstens $\frac{1}{10}$ s angenommen. Daraus läßt sich eine Beschleunigung von etwa 5,9 bis 8,2 m/s^2 errechnen. Dies entspricht der bei der Filmaufnahme gefahrenen Geschwindigkeit von 2,5 km/h. Wenn für die beim Rübenroden übliche Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h der gleiche Bewegungsverlauf angenommen wird, dann errechnet sich die Beschleunigung zu etwa 23,6 bis 32,8 m/s^2 .

Bei der Berechnung der Kräfte muß berücksichtigt werden, daß die Filmaufnahmen an einem schwenkbar angeordneten Köpfer gemacht sind, dessen Aufbau schematisch in **Bild 24** dargestellt ist. Die Tastwalze, die mit der Fördereinrichtung starr verbunden ist, liegt mit etwa 100 kp auf dem Boden auf, wovon aber 80 kp über ein Hebelsystem durch eine Feder ausgeglichen werden. Das dynamische Ersatzgebilde besteht aus dem in **Bild 24** dargestellten Körper mit nach außen zunehmender Masse. Mit den aus den vertikalen Beschleunigungen errechneten Winkelbeschleunigungen lassen sich nach dem Prinzip von *d'Alembert* nach der Formel

$$P = \frac{\varepsilon \int r^2 dm}{l} + (100 - 80) \text{ kp}$$

die auf den Rübenkörper ausgeübten Kräfte errechnen, **Bild 25**. Die Erfahrung lehrt, daß die Vertikalkräfte, die bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 km/h zwischen 180 und 230 kp liegen können, von der Rübe hingenommen werden.

Die an der mit der Tastwalze im Übersetzungsverhältnis 1 : 1 verbundenen Vorgelegewelle auftretenden Drehmomente wurden elektronisch gemessen. Das in **Bild 26** auszugsweise wiedergegebene Oszillogramm zeigt eine Frequenz, die keinen Zusammenhang mit von außen kommenden Einflüssen erkennen läßt. Es handelt sich um Eigenschwingungen im Antriebssystem der Tastwalze. Das am häufigsten auftretende Spitzendrehmoment beträgt 25 kpm, was einer Umfangskraft an der Tastwalze von 100 kp gleichkommt. Wenn man diese gemessenen Werte mit den Vertikalkräften in **Bild 25** vergleicht, dann erkennt man eine ungefähre Übereinstimmung in der Größenordnung zwischen Vertikalkraft P und Umfangskraft U . Dabei ergibt sich ein Kraftschlußbeiwert zwischen Tastwalzenoberfläche und Rübenkopf von $\kappa = U/P \approx 0,5$, der der Größe nach eine grobe Bestätigung für die Richtigkeit der nach **Bild 23** und **25** gefundenen Werte ist.

Schrifttum

- [1] Heller, C.: Sichtbare Verluste in der Zuckerrübenerte. Landtechn. Forsch. **9** (1959) S. 44/49.
- [2] Heller, C.: Sichtbare Verluste in der Zuckerrübenerte durch die Rodeorgane. Landtechn. Forsch. **10** (1959) S. 117/21.
- [3] Hartfiel, W., und C. Heller: Verluste durch starkes Köpfen der Zuckerrüben. Landtechn. **14** (1959) S. 670/73.
- [4] Heller, C., und P.-N. Evers: Das Ernten von Zuckerrüben. Landtechn. **16** (1961) S. 145/51.
- [5] Schünke, U.: Schlepper-Triebradbauart und Zuckerrübenpflege. Landtechn. **14** (1959) S. 714/15.

Experimentelle Ermittlungen an Köpfmechanismen für Zuckerrüben

Von Konrad Riedel und Heinz Tischler, Halle/Saale

Wenn man die Köpfmechanismen für Zuckerrüben konstruktiv in Richtung einer besseren Köpfqualität weiterentwickeln will, so ist es zweckmäßig, zunächst einmal die Arbeitsqualität bekannter Konstruktionen experimentell möglichst genau zu fixieren. Für die hier mitgeteilten Versuchsergebnisse standen zwei industrielle Bauarten zur Verfügung, die konstruktiv erheblich voneinander abweichen.

Bei der einen Bauart in **Bild 1** handelt es sich um einen dreireihigen Köpfschlitten mit rotierenden, jedoch nicht angetriebenen Tastscheiben und schräg stehenden Messern. Die Tastscheiben haben über die Spitzen gemessen einen Durchmesser von 480 mm. In der Tastscheibenebene gemessen beträgt der horizontale Abstand zwischen Scheibenmitte und Messerschneide 70 mm (Messernacheilung). Die Messerschneide ist in einem Winkel von 138° gegen die Fahrtrichtung geneigt. Die Vertikalkraft an der Tastscheibe aus der Tastermasse (kein Federausgleich) beträgt 20 kp.

Diesem Köpfschlitten ist ein ebenfalls dreireihiger Köpfschwader nach **Bild 2** gegenübergestellt. Auf dem Umfang der angetriebenen Tastscheiben laufen Ketten, die das Rübenblatt

zu einem Querförderband transportieren. Die Spitzen der auf den Ketten sitzenden Finger beschreiben über den Tastscheiben einen Kreisbogen von 605 mm Durchmesser. Die Umfangsgeschwindigkeit der Fingerspitzen beträgt normalerweise das 1,15fache der Fahrgeschwindigkeit. Die Messer sind bei dieser Bauart in Fahrtrichtung konvex gekrümmt; der Krümmungsradius beträgt 170 mm. Der horizontale Abstand des vordersten Punktes der Messerschneide von der Tastscheibenmitte beträgt rund 65 mm; er schwankt geringfügig mit dem vertikalen Abstand zwischen

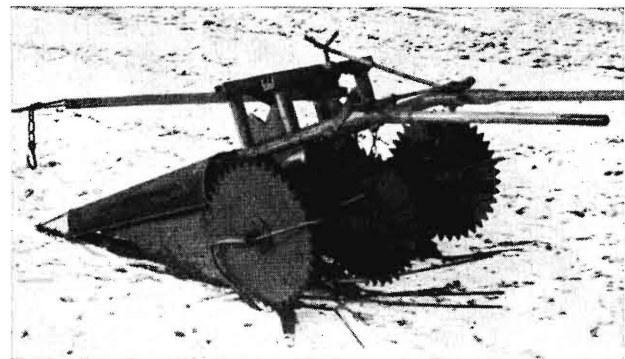


Bild 1. Dreireihiger Köpfschlitten.