

Wint. Nr. 83

Die Flachsraufmaschinen und ihre technologischen und konstruktiven Probleme

Von Ob.-Ing. R. WINTER, Dresden

DK 631.358: 631.558.5

Das Ernten des Flachses darf bekanntlich weder durch das Mähen mit der Sense noch mit der Mähmaschine, sondern allein durch das Raufen von Hand oder mit der Raufmaschine erfolgen. Handraufen erfordert sehr viel Kraft, Geschick und Zeit. Das Maschinenraufen setzt jedoch eine geeignete und leistungsfähige, aber ebenso im Feldeinsatz unempfindliche und fehlstellenfreie Raufmaschine voraus.

Konstruktive Schwierigkeiten in der Entwicklung einer Raufmaschine führten daher im Jahre 1903 nach KUHNERT [1] zu den an sechs verschiedenen Orten durchgeführten Versuchen, Flachs durch eine besondere Flachsmähmaschine ernten zu lassen. Das interessante Resultat zeigte, daß die Ausbeute an Langfaser und Werg im Verhältnis zu handgerauten Ernten kaum eine nennenswerte Differenz ergab, da entgegen früherer Annahme sich in der Pfahlwurzel keine nutzbaren Fasern befinden. Als Folge dieser Erkenntnis ernten amerikanische Automobilwerke mit eigener Rohstoffbasis (FORD) Flachs auf ebenen Kulturen nach diesem Verfahren, weil der hohe Anteil an Wirstroh für die spezielle Werggewinnung hier ohne Bedeutung ist.

Beim Maschinenmähen verirrt sich also der Stengelflachs in nicht geringem Maße, und daher konnte infolge des Zeitverlustes und der Wertminderung durch die vielen Knickstellen dieses System in Europa keinen Eingang finden. Den Raufvorgang mit einer Handraufmaschine nachzuahmen versuchte RINDFLEISCH. Die Vorrichtung scheiterte aber an dem relativ hohen Eigengewicht, der bald erlahmenden Muskelkraft ihres Trägers und nicht zuletzt an der geringen Leistung.

Mit DRP 162507 erhielten 1903 die Geschwister KAEHLER (Güstrow) ihre Idee geschützt, den Flachs durch zwei parallele endlose Riemen steigender Anordnung nach Bild 1 zu raufen. Ähnliche Konstruktionen wurden in Kanada von VESSOT und MATHER (Ottawa) [2] und in Rußland im etwa gleichen Zeitraum durchgeführt.

Im Sommer 1920 kam es dann zu Versuchen mit der von SCHNEIDER [3] aus Amerika importierten Raufmaschine System PUSCH-TOMBYLL. Die Versuche ergaben eine Tagesleistung von einem Hektar. HERRMANN (Sorau) verbesserte die Maschine und versah sie mit Bindeapparat und Schwadenrechen. Aber auch dann blieb das Aggregat in seiner Leistung unter den Erwartungen.

SOENENS (Belgien) konstruierte schließlich eine Raufmaschine, die nur mit einem Raufapparat arbeitete. In ihm bildete eine größere schräggestellte und mit Gummibelag versehene Raufscheibe das Kernstück. Wie Bild 2 zeigt, führte ein endloser Gummiriemen über drei Leit- und Antriebsrollen als Trans-

portband etwa 120° um die Raufscheibe und brachte so die zunächst aufrecht stehenden Stengel an der Abgabe zum Abgabeband in die geeignete Lage. Als Antriebskraft dienten Pferde. Aus dieser Konstruktion ging die 1938 ebenfalls von SOENENS entwickelte DUPLEX-Raufmaschine nach Bild 3 hervor. Die zwei Raufscheiben wurden dabei sehr steil gestellt und erreicht der Anstellwinkel 75 bis 80°. Daraus ergibt sich, daß die Raufelemente die Stengel erst abbeugen, bis die Stengelachsen fast mit der Achse der Raufscheiben parallel liegen, und erst in dieser Neigung das Raufen erfolgt. Ein Querförderband besorgte die Ablage der Stengel 400 mm über Boden in

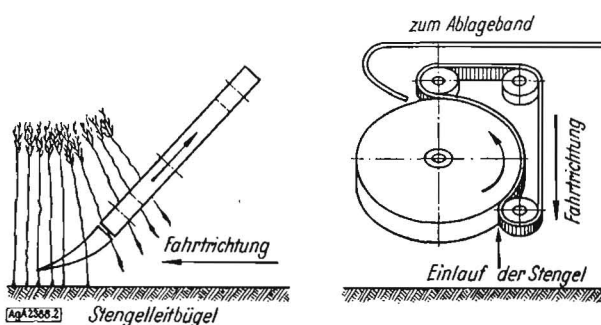


Bild 2. Seiten- und Vorderansicht der Scheiben-Raufmaschine nach SOENENS im Schema-Prinzip

portband etwa 120° um die Raufscheibe und brachte so die zunächst aufrecht stehenden Stengel an der Abgabe zum Abgabeband in die geeignete Lage. Als Antriebskraft dienten Pferde. Aus dieser Konstruktion ging die 1938 ebenfalls von SOENENS entwickelte DUPLEX-Raufmaschine nach Bild 3 hervor. Die zwei Raufscheiben wurden dabei sehr steil gestellt und erreicht der Anstellwinkel 75 bis 80°. Daraus ergibt sich, daß die Raufelemente die Stengel erst abbeugen, bis die Stengelachsen fast mit der Achse der Raufscheiben parallel liegen, und erst in dieser Neigung das Raufen erfolgt. Ein Querförderband besorgte die Ablage der Stengel 400 mm über Boden in

Schwaden. Während die Raufmaschine selbst von Pferden gezogen wurde, trug das Maschinenfahrwerk zugleich einen Vergasermotor für den Antrieb der Raufelemente als Hilfsmotor kleiner Leistung. Sein Gewicht diente dabei als Masseausgleich gegenüber dem Raufapparat.

Besondere Schwierigkeiten bereitet bei diesen Maschinen das Ablegen der gerauften Stengel auf das Querförderband, da die Stengelruten sich verketteten und so zur Bildung von Wirstroh führen. Das gefürchtete Umkehren der Stengel, bei dem die Ruten mit den Kapseln auf die richtig abgelegten Wurzelenden fallen, kann nur durch den zwangsläufigen Transport der Stengel im Quertrum verhütet werden.

Soll eine Raufmaschine, die für Pferdezug eingerichtet ist, mittels Schlepper gezogen und betrieben werden, so ist dies nur dann möglich, wenn der Apparat mit Schaltgetriebe ausgerüstet wird. Bei motorischem Antrieb tritt eine höhere Fahrgeschwindigkeit ein, die von vornherein berücksichtigt werden muß. Es kommt sonst zu einem Mißverhältnis zwischen ihr und der Riemen- bzw. Raufgeschwindigkeit, das sich in ungenauer Arbeit (Fehlstellen und Verstopfungen) äußert.

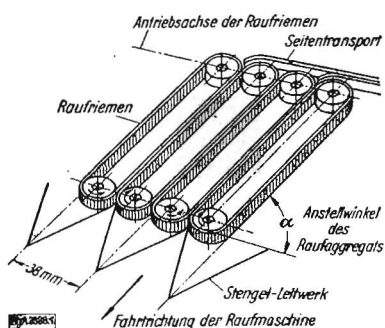


Bild 1. Schematische Darstellung eines zwei-trumigen Raufaggregates. Die Stengel werden durch die schräg nach hinten ansteigenden Raufriemen erfaßt, aus dem Boden gezogen und vom Seitentransport zur Ablage gebracht

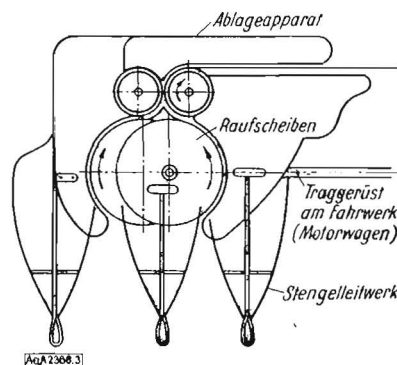


Bild 3. Vorderansicht der Duplex-Scheiben-Raufmaschine SOENENS 1938

Eine weitere Beachtung muß dem Knickwinkel der Stengel durch die Arbeitsbreite der einzelnen Raufaggregate gewidmet werden.

Wie aus Bild 4 ersichtlich, sind der Arbeitsbreite der einzelnen Aggregate wie der daraus resultierenden Gesamtarbeitsbreite aus technischen Gründen Grenzen gesetzt. So ist es nicht möglich, die Elemente mit einer geringeren Breite als rd. 350 mm betriebsicher zu bauen. Wird das Breitenmaß aber noch vergrößert, so erhöht sich zwangsläufig der Einlaufwinkel und die jeweils im Grenzraum stehenden Stengel müssen, um einbezogen zu werden, stark abgebogen werden. Dabei treten die gefürchteten Knicke im Stengel auf. Überschreitet der Winkel 30° , dann liegt die Gefahr des Knickens vor.

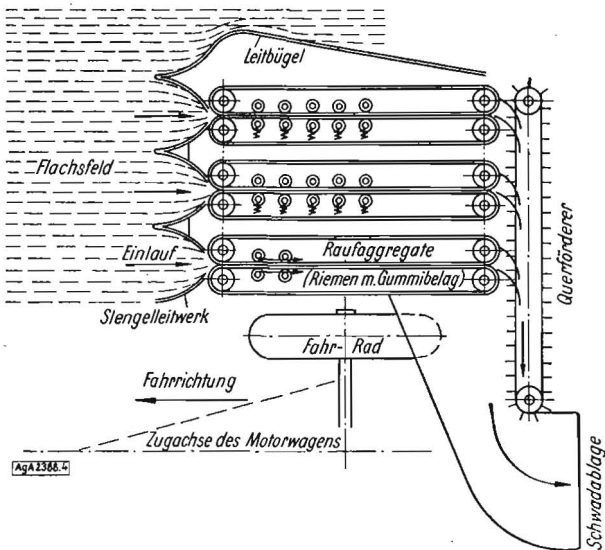


Bild 4. Grundriß einer Riemen-Raufmaschine mit drei Raufaggregaten, deren Riementrums erhöhten Anpreßdruck durch Druckrollen erhalten

Erfahrungsgemäß unterbleiben aber Knickungen dann, wenn die Raufhöhe über Boden nicht unter 300 mm und nicht über 450 mm und die Arbeitsbreite bei besagten 350 mm liegen. Sollen Unkräuter nicht mitgerauft werden, und will man die Knickzone vermeiden, darf die Raufhöhe auch aus konstruktiven Gründen keinesfalls 250 mm über Boden unterschreiten.

Von ausschlaggebender Bedeutung für die Leistung der Maschine ist die Raufarbeit. In dem Bestreben, diese zu sichern und zu erhöhen, erhielten die Raufaggregate zur Verbesserung der Riemenarbeit Druckrollen mit Federbelastung, wie ebenfalls in Bild 4 im Grundriß dargestellt. Die Druckrollen pressen die Raufriemen so aneinander, daß die Stengel unbedingt aus der Erde herausgezogen werden und nicht durch die Riemen gleiten können.

ZIESMER [4] gibt die Arbeitsbreite für Maschinen dieser Bauart von 1150 bis 2700 mm an und beweist, daß die Riemenraufapparate weit wirtschaftlicher und besser arbeiten als Maschinen mit Scheibensystemen. Die Antriebsleistungen beziffern sich für die kleine Type auf 12 PS, während die großen Maschinen (2350 bis 2700 mm) 20 bis 30 PS Schlepperleistung erfordern.

Kleine Raufmaschinen erreichen Leistungen von etwa 0,5 ha/h, indes die bisher breitesten Maschinen bis über 1 ha/h abraufen. Letztere ersetzen dadurch 90 bis 100 Arbeitskräfte, die beim manuellen Raufen eingesetzt werden müßten. Für deutsche Verhältnisse (flachen, welligen und gebirgigen Boden) ergab sich aus den gewonnenen Erfahrungen eine vorteilhafte Arbeitsbreite zu 1700 bis 1900 mm, für die auch die passende Schlepperleistung mit 24 PS im allgemeinen zur Verfügung steht.

Für großflächige Kulturen des Auslandes (Argentinien, USA und UdSSR) sind Maschinen vom Typ JIT-7 des sowjetischen

Flachsziehers geeignet. Diese Maschine besitzt sieben Zupfbänder (Riemenaggregate) und der Neigungswinkel kann bei ihr während der Raufarbeit verstellt werden. Zur Kennzeichnung ihrer Größe seien die Hauptbaumaße vermerkt: Die Maschinenbreite beträgt 4150 mm, die Länge 3600 mm und die Höhe 1350 mm.

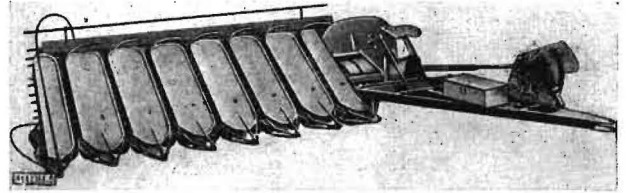


Bild 5. Flachszieher JIT-7 mit sieben Stütz- und Preßsektionen 4150 mm breit für Schlepperzug und Antrieb

Das Maschinengewicht wird mit 1400 kg genannt. Die in Bild 5 wiedergegebene Raufmaschine verfügt über eine Arbeitsbreite von 2660 mm und die Arbeitsgeschwindigkeit bewegt sich zwischen 0,97 bis 1,25 m/s. Schließlich ergibt sich daraus die Leistung zu 0,93 bis 1,20 ha/h bei einem Schlepper von 15 bis 30 PS.

Die Konstruktion von Raufmaschinen erfolgte lange Zeit fast ausschließlich nach empirischen Werten. Die Grundlagen zur Berechnung der Flachserntemaschinen legte WOITSCHACH in seiner Dissertation fest. Es würde den Rahmen dieser Arbeit übersteigen, die erschöpfenden Phasen der Berechnungen hier wiederzugeben. Da aber die Raufarbeit zu den maßgeblichsten Verrichtungen der Raufmaschinen zählt, sollen die Wege zur Ermittlung der Raufkräfte und des theoretischen Anpreßdruckes nach WOITSCHACH [5] aufgezeigt werden.

Von der Riementgeschwindigkeit werden die Größen der Raufkräfte bestimmt und es ergibt sich für das Verhältnis $V_R = V$ aus der Geschwindigkeit, daß sich der Klemmpunkt B des Stengels beim Raufen relativ zum Bodenpunkt M nicht zur Fahrtrichtung der Maschine verschiebt. Diese durchfährt in der Raufzeit t_r mit der Geschwindigkeit V die Wegstrecke $C - D$. Da diese aber der Tiefe des Arbeitsstreifens s entspricht, sind alle in diesem Bereich stehenden Stengel in verschiedenen Phasen des Raufvorganges befindlich.

Aus Bild 6 ist ersichtlich, daß der Stengel 1 vom Riemen bei Punkt B soeben erfaßt wird, indes der Stengel 2 bei Punkt C bereits gerauft ist. Der Raufweg s_r entspricht der Strecke BC und ergibt sich daher für die Tiefe des Arbeitsstreifens

$$s = s_r \cdot \cos \alpha \quad \text{oder} \\ s = \frac{w \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} = w \cdot \cotg \alpha.$$

Aus der Gesamtarbeitsbreite B der Maschine und der Anzahl der Raufaggregate u mit der Teilarbeitsbreite b errechnet sich die in der Zeit t_r befahrene Arbeitsfläche nach

$$F_t = B \cdot s = u \cdot b \cdot s = u \cdot b \cdot V \cdot t_r$$

und somit

$$F_t = u \cdot b \cdot w \cdot \cotg \alpha \quad \text{in m}^2.$$

Diese Fläche ist mit $F_t \cdot i$ Stengeln bestückt, wobei i die Stengeldichte je m^2 ausdrückt. Also muß die Riemenkraft der Maschine auf jeden Fall so groß sein, daß $F_t \cdot i$ Stengel auf einmal aus dem Boden gehoben werden können. Hieraus resultiert, daß bei u Bauelementen auf eine jede Raufstrecke derselben der u -te Anteil der Gesamtraufkraft kommt.

Nun werden aber nur die Stengel erfaßt, die in den Riemen-einlauf gedrückt werden, die wirksame Zugkraft ist somit

nicht p , sondern allgemein $p_x = \frac{p}{\sin \gamma_x}$.

Die spezifische Raufkraft erreicht für $\gamma_x = \gamma$ ihren größten Wert mit

$$p' = \frac{p}{\sin \gamma} = p \cdot \sqrt{1 + \frac{b^2}{4 \cdot H^2}} \quad \text{in kg Stengel.}$$

Als Mittelwert für die Gesamtraufkraft setzt man p und p' und dieser ist

$$p'_m = \frac{p}{\sin \gamma_m} = p \cdot \frac{l_m}{H} = p \cdot \frac{\ln\left(\frac{1}{\sin \gamma}\right)}{1 - \sin \gamma} \text{ kg Stengel.} \quad (1)$$

Die von der Maschine einzuleitende Gesamtraufkraft ist dann

$$P'_{ges} = F_t \cdot i \cdot p'_m \cdot \xi = B \cdot s \cdot i \cdot p'_m \cdot \xi \\ = B \cdot w \cdot \cotg \alpha \cdot i \cdot p'_m \cdot \xi \text{ in kg.} \quad (2)$$

Als Rechenbeispiel erklärt, ergeben sich folgende Werte:

1. Von der Maschine wird in der Zeit $t_r = 0,08$ s bei $V'_R = V = 1$ eine Arbeitsfläche befahren zu

$$F_t = B \cdot V \cdot t_r = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,08 = 0,08 \text{ m}^2.$$

2. Der Abbiegewinkel der außenliegenden Stengelreihe ist

$$\text{tg } \gamma = \frac{2 \cdot H}{b} = \frac{2 \cdot 0,35}{1/3} = 2,33, \quad \gamma = 64^\circ 30'.$$

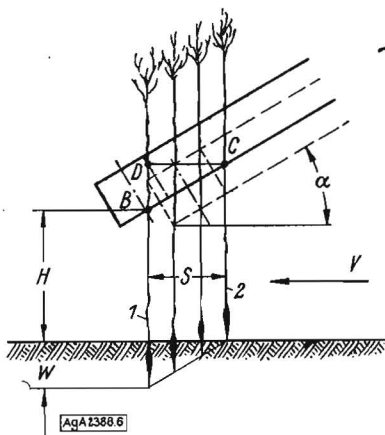


Bild 6. Bewegungsschema zur Ermittlung der Raufkräfte (nach WOITSCHACH)

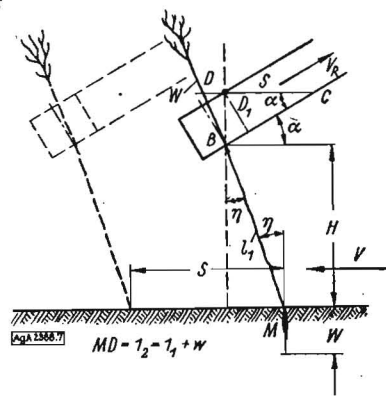


Bild 7. Entwicklung der Raufverhältnisse beim Vorfahren der Raufmaschine (nach WOITSCHACH)

3. Da die mittlere Stengellänge l_m errechnet wird nach

$$l_m = \frac{F}{l} = \frac{H \cdot \ln\left(\frac{1}{\sin \gamma}\right)}{1 - \sin \gamma} \text{ in m,} \quad (3)$$

so ist daraus

$$l_m = \frac{H \cdot \ln\left(\frac{1}{\sin \gamma}\right)}{1 - \sin \gamma} = \frac{0,35 \cdot \ln\left(\frac{1}{0,9}\right)}{1 - 0,9} = 0,364 \text{ m.}$$

4. Der mittleren Stengellänge ist der Neigungswinkel zugeordnet und ergibt sich zu

$$\sin \gamma_m = \frac{H}{l_m} = \frac{0,35}{0,364} = 0,961 \\ m = 73^\circ 50'.$$

5. Bei $p = 0,8$ ermittelt sich die mittlere spezifische Raufkraft zu

$$p_m = \frac{p}{\sin \gamma_m} = \frac{0,8}{0,961} = 0,815 \text{ kg.}$$

6. Nach der obengenannten Gleichung ist dann die von der Maschine insgesamt zu leistende Raufkraft

$$P'_{ges} = F_t \cdot i \cdot p'_m \cdot \xi = 0,08 \cdot 1500 \cdot 0,815 \cdot 0,5 = 50,0 \text{ kg.}$$

Das Raufverhältnis $V'_R = V$ zeigt weiterhin Bild 7 und man sieht, daß der Klemmpunkt B beim Vorgang der Maschine seine Lage relativ zum Wurzelpunkt M beibehält, sich aber längs der unteren Riemenkante nach aufwärts verschiebt und infolgedessen der Stengel gerauft wird. Da $l_1 = \frac{H}{\cos \eta}$ die ursprüngliche Einspannlänge, so ist l_2 bei Arbeitsende gleich $l_1 + w$. Einfachen geometrischen Beziehungen zufolge ergibt sich schließlich

a) der Raufweg $BC = s_r = \frac{w \cdot \cos \eta}{\sin \alpha}$ in m, (4)

b) die Raufgeschwindigkeit $v_r = \frac{V}{\cos \alpha} = V_R$ in m/s. (5)

c) die Raufzeit $t_r = \frac{w \cdot \cos \eta}{V \cdot \text{tg } \alpha}$ in s, (6)

d) die Arbeitsstreifentiefe $s = \frac{w \cdot \cos \eta}{\text{tg } \alpha}$ in m (7)

und endlich

e) die spezif. Stengelraufkraft $p\eta = \frac{p}{\cos \eta}$ in kg Stengel.

Bei Maschinen mit Druckrollen zur Erhöhung des Anpreßdruckes der Riemen befindet sich der Stengel länger unter der Einwirkung der notwendigen Raufkraft. Infolgedessen wird er auch in diesem Bereich gezogen und festgehalten und gleitet nicht wegen ungenügender Klemmwirkung aus dem Riemenpaar. Natürlich ist die Wirkung der Raufstrecke der Riemen sehr von der Neigung der Stengel abhängig. Aber auch die

Wechselfolge von Rauf- und Gleitzonen, Zonen, die durch die Druckrollen und deren Zwischenräume gebildet werden, beeinflussen charakteristisch gerade Riemenaufstrecken.

Wenn der Mindestanpreßdruck der Rollen sich zu $P_{Ro} = p_R \cdot h \cdot b'$ mit $h \cdot b'$ als der von der Rolle gedrückten Riemenfläche errechnet, dann ist bei $b' = 2$ cm

$$P_{Ro} = \frac{2 \cdot p \cdot h}{\mu \cdot l \cdot d} \text{ in kg} \quad (8)$$

und als Beispiel nach dem gleichen Autor

$$P_{Ro} = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10}{0,6 \cdot 10 \cdot 0,2} = 13,3 \text{ kg.}$$

Gesetzt wurde für die Einspannlänge des

| | |
|---|-------------------|
| Stengels | $l' = h = 100$ mm |
| der Stengeldurchmesser | $d = 2$ mm |
| der Reibungswert für Flachs/Gummi | $\mu = 0,6$ |
| und die spez. Stengelraufkraft | $p = 0,8$ kg. |

Wird die Mittelentfernung der Rollen von 65 mm Dmr. mit 70 mm angenommen, dann ergibt sich der Druckunterschied in der Raufstrecke im Abstand von $e_R = 70$ mm zu

$$P_{Ro} - P_T = 13,3 - 5,99 = 7,31 \text{ kg,}$$

denn

$$P_T = P + 2 \cdot S_R = 1,43 + 2 \cdot 2,28 = 5,99 \text{ kg}$$

als die wirksame Riemenspannung.

Der Elastizitätsmodul von Gummigewebriemen kann bei $\frac{2}{3} b$ Gummiauflage und $\frac{b}{3}$ Gewebeschicht mit 100 bis 250 kg/cm² in Rechnung gesetzt werden.

Die Riemenspannkraft wurde mit $S_R = 50$ kg,

$$P = \frac{384 \cdot f_1 \cdot E \cdot J}{5 \cdot e_R^3} \quad \text{mit } 1,43 \text{ kg und}$$

$$S_R = S_R \cdot \text{tg } \beta_0 = 50 \cdot 0,0456 \quad \text{mit } 2,28 \text{ kg}$$

berücksichtigt und die Riemendurchbiegung f_1 zu 1 mm, $E = 150$ kg/cm², die Riemendicke $b = 8$ mm, die Riemenbreite $h = 100$ mm und der Druckrollenabstand $e_R = 70$ mm angenommen, wobei praktische Werte die Basis bilden.

Zusammenfassung

Die Behandlung der verschiedenen Raufmaschinensysteme läßt erkennen, daß die Riemenraufmaschine dem Scheibenraufapparat in mehrfacher Hinsicht überlegen ist. Es darf an dieser Stelle auf die vielen Entwürfe, Patente und die mühevollen Arbeit der Erfinder um neue und erfolgversprechendere Maschinenkonstruktionen sowie ihre oft enttäuschten Hoffnungen hingewiesen werden. Die großen Schwierigkeiten beruhen auf dem Verketteten der Stengelruten, der Empfindlichkeit des Stengelmaterials und den mechanischen Bedingungen. Nur zu oft wird auch übersehen, daß die Raufmaschiffe auf dem Feld

eingesetzt wird und daher den dort herrschenden Bedingungen gerecht werden muß. Aber auch die Forderung, die Maschine ohne Schaden über Landstraßen und Feldwege befördern zu können, ist zu beachten. Über allem steht jedoch, daß die Raufarbeit zu keiner Beschädigung der Flachsstengel noch deren Faserbündel Anlaß geben darf, da sonst die später erfolgende Röste der Stengel ein ungleiches Ergebnis bringt und die beschädigten Stengelteile überrostet. Die Folgen sind für die Bastfaseraufbereitung durch schwierigere Isolierung der Faser mit erhöhtem Anfall von Kurzfasern und Werg an Stelle gesunder Langfaser das wertmindernde Resultat. Im Interesse der verlustlosen Ernte der Samenkapseln dürfen auch keine Ursachen für das ungewollte Abstreifen derselben bestehen.

Die Technik kennt keinen Stillstand, und deshalb können diese Zeilen trotz der vielfachen Widerstände des Problems doch Anregung und Grundlage für dessen weitere Entwicklung bilden.

Literatur

- [1] KUHNERT, R.: Der Flachs. Berlin, 1920, S. 70 bis 74.
- [2] BEHM, H. W.: Von Kleidung und Geweben. 1923, KOSMOS, S. 43 bis 44.
- [3] ZIESMER, W.: VDI-Z. Bd. 87, Nr. 17/18, S. 261 bis 263.
- [4] ZIESMER, W.: Technik in der Landwirtschaft (1942), 23, S. 153 bis 155.
- [5] WOITSCHACH, K.: Klepzig Textil-Z. 45/46 (1942/43). A 2388

Die Konstruktionssystematik und ihre Anwendungsmöglichkeit im Landmaschinenbau

(7. Kolloquium des Institutes für Landmaschinenbau am 19. Januar 1956)

Referent: Dipl.-Ing. F. HANSEN, Jena

Zweck des Kolloquiums war, die Kollegen der Entwicklungsstellen, der Hochschulinstitute und der Fachschulen für Landtechnik mit dem Wesen der Konstruktionssystematik vertraut zu machen, so daß sie in die Lage versetzt werden, nach entsprechender Durcharbeitung der bisherigen Veröffentlichungen auf diesem Gebiet nach den Richtlinien dieser Systematik zu arbeiten und damit die Arbeit selbst nach einer gewissen Übergangszeit rationeller zu gestalten und bessere Leistungen zu erzielen.

Der Referent ging in seinen Ausführungen, die durch reiches Bildmaterial unterstützt wurden, von der Feststellung aus, daß jede Arbeit zu einem besseren Ziel geführt werden kann, wenn man planmäßig und systematisch an sie herangeht. Er gab zunächst eine Begriffserklärung und betonte, daß in diesem Zusammenhang das Konstruieren in weitestem Umfange aufzufassen ist. Konstruieren ist schöpferisches, vorwiegend bildhaftes Vorandenken eines technischen Gebildes unter Beachtung aller durch die Aufgabe bedingten Gesichtspunkte und Schaffung aller zweckmäßigen Unterlagen für seine stoffliche Verwirklichung.

Die vorgetragene und vielfach schon mit Erfolg erprobte Konstruktionssystematik zeigt, daß zum Konstruieren einmal ein Fachwissen gehört, das die vielen Einzelerkenntnisse auf allen Gebieten der technischen Wissenschaft umfaßt; daß dazu aber auch die Kenntnis der Methoden gehört, nach denen aus der Vielzahl der Einzelerkenntnisse die richtigen ausgewählt und in der zweckmäßigen Weise kombiniert werden, um dem gewünschten Resultat in kürzester Zeit möglichst nahe zu kommen. Die hierfür notwendigen Richtlinien sind in der Konstruktionssystematik verankert. Sie beruht nicht nur auf theoretischen Erwägungen, sondern vor allem auf einer scharfen und kritischen Beobachtung der Arbeitsweise der besten Konstrukteure. Sie ist damit aus einer guten Verknüpfung von Theorie und Praxis entstanden.

Die Konstruktionssystematik geht davon aus, daß die Tätigkeit des Konstruierens sich, ausgehend von der Aufgabenstellung, in ganz bestimmten stets wiederkehrenden Abschnitten vollzieht. Der Präzisierung der Aufgabe folgt die Aufstellung des Grundprinzips (1. Entwicklungsstufe). Aus diesem werden mit Hilfe der Methode der ordnenden Gesichtspunkte Arbeitsprinzipien entwickelt, die gleichzeitig das Grundsätzliche der möglichen Lösungen darstellen (2. Entwicklungsstufe). Sie sind

sämtlich mit mehr oder weniger großen Mängeln oder Fehlern behaftet, deswegen hat nun eine Fehlerkritik einzusetzen, die zu verbesserten Arbeitsprinzipien und damit zur 3. Entwicklungsstufe führt. Aus diesen wird mit Hilfe eines Wertigkeitsvergleiches das beste verbesserte Arbeitsprinzip ausgewählt, das anschließend der gestalterischen Durcharbeitung und damit der 4. und letzten Entwicklungsstufe zugeführt wird.

Dieser Ablauf wurde anhand zweier Einzelteile, eines Doppelhebels und eines Dreifachhebels, näher erläutert.

Es wurden dann noch einige Arbeitsmethoden besprochen, die beim Erreichen der verschiedenen Stufen sehr gute Hilfe leisten. Darunter vor allem die schon erwähnte Methode der ordnenden Gesichtspunkte, weiterhin die Methoden der Aufgabenverzweigung, der Fehlerkritik, der virtuellen Abweichung sowie die der variablen Bestimmung. Sehr ausführlich wurde der Nutzen der Leitblätter dargestellt, die bei jeder Aufgabenbearbeitung von selbst anfallen, die aber andererseits so allgemeingültig sind, daß sie für spätere ganz anders geartete Aufgaben wieder verwendet werden können. Es besteht die Absicht, diese Leitblätter bei Vorliegen einer genügenden Anzahl und nach gründlicher Bearbeitung in Sammelmappen allen Konstrukteuren zur Verfügung zu stellen. Dazu ist allerdings die Mitarbeit aller Kollegen aus allen Fachgebieten notwendig.

Es wurden dann noch weitere Hilfsmittel für die Konstruktionsarbeit besprochen, die wie der „Fahrplan“ oder das „Blockbild“ einen stark rationalisierenden Faktor darstellen können. Am Beispiel einer Rübenverhackmaschine wurde gezeigt, wie die vorgetragenen Richtlinien bei einem landwirtschaftlichen Gerät etwa angewendet werden können.