

Bild 18

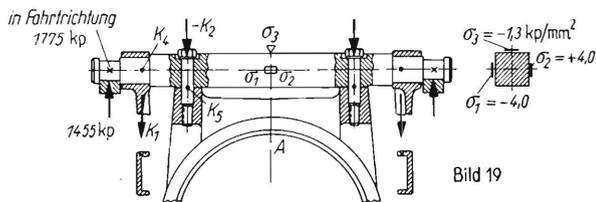


Bild 19

Bild 18 und 19. Durch Messung ermittelte Spannungen im Querjoch des Frontladeranbaues durch Anziehen der Schrauben am Querjoch (Bild 18) und durch 430 kp Nutzlast (Bild 19).

Zu Bild 18: Die Kraft K_3 errechnet sich aus den gemessenen Spannungen und der Biegelinie des Querjoches wie folgt:

$$\begin{aligned} \sigma_3 &= -2,3 \text{ kp/mm}^2 \\ &\text{entspricht einer Durchbiegung} \\ f_3 &= 0,084 \text{ mm} = 0,34 s_4 \\ &\text{daraus} \\ K_3 &= 1425 \text{ kp.} \end{aligned}$$

Anbaues in Bild 16 wieder dem des vorderen Zusatzrahmens in Bild 6 angenähert, doch ist die Wirkung von Teilungsfehlern weniger unangenehm.

Der mehrfach betrachtete Laderanbau nach Bild 5 und 8 ist statisch unbestimmt. Um zu wissen, welche Spannungen durch „normale“ Montagemängel hervorgerufen werden, wurden Dehnungsmessungen durchgeführt. Die daraus errechneten Spannungen sind in **Bild 18 und 19** dargestellt. Die gemessenen Spannungen erreichen für den Schraubenanzug, Bild 18, nur etwa ein Drittel der Werte, die bei Annahme eines starren Schlepperrumpfes und starrer Laderanbauteile aber elastischen Querjoches zu erwarten waren. Demnach ist das Querjoch in diesem Falle wohl das steifere Teil, das elastische Formänderungen der übrigen Teile mit entsprechenden Spannungen herbeiführen kann.

Unter der Nutzlast ($P_1 = 430 \text{ kp}$) des Laders betragen die gemessenen Spannungen in der Horizontalebene, Bild 19, etwa 80% der für ein statisch bestimmtes System erwarteten. In der Vertikalebene läßt sich aus den Spannungen errechnen, daß K_1 etwa 1725 kp beträgt; über die Formänderungen kann hier

nichts sicheres gesagt werden. Als zuverlässige Aussage bleibt also nur die, daß die gemessenen Spannungen unerwartet klein sind.

Auch eine Ausführungsform, die durch Exzenter nach **Bild 20** das System „statisch bestimmt“ zu machen und Ungenauigkeiten auszugleichen versucht, führt schon bei geringen Maßabweichungen zu großer Neigung der Kraftvektoren und damit zu starker Vergrößerung der Kräfte. Die Betrachtungen zu Bild 18 und 19 zeigen, daß sich eine solche Ausführungsform nicht lohnt. Die Ausführung mit Bolzen in Schlitzen (Bild 20, rechts unten) ergäbe zwar erträgliche Flächendrücke, wäre aber teuer. Wenn man „statisch bestimmt“ arbeiten will, sollte man, wie auch in den Bildern 12 bis 14, zu großen Spielen greifen.

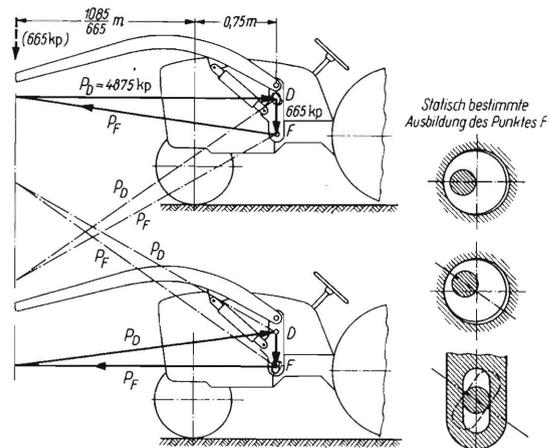


Bild 20. Der Versuch, Ungenauigkeiten wie in Bild 12ff. durch Exzenter auszugleichen, führt schon bei geringen Abweichungen zu großen Schräglagen und wesentlich vergrößerten Kräften.

Der Kräftemaßstab ist so gewählt, daß das Kräfteck mit der Lastenfigur identisch ist.

Der Verfasser hofft, daß seine Untersuchungen der statischen Verhältnisse zwischen Lader und Schlepper als Arbeitsunterlage dienen können, weil nach Feststellungen von Coenenberg³⁾ die dynamischen Lasten in bestimmten und etwa konstanten Verhältnissen zu den statischen stehen, so daß man bei Überschlagsrechnungen im allgemeinen damit auskommen wird, am Schwerpunkt der Nutzlast zusätzlich die festgestellten Trägheitskräfte anzutragen und wie statische zu behandeln.

Gestaltung von Bauelementen im Landmaschinenbau

Von **Gustav Ackermann**, Wolfenbüttel

Von der Konstruktionspraxis aus soll versucht werden, an Hand einiger Beispiele, die zum Teil durch Gebrauchsmuster oder Patent geschützt sind, zu zeigen, welche Wege man beschreiten kann, um zu wirtschaftlicheren Bauelementen und ganzen Baugruppen zu kommen. In den meisten Fällen wird das auf den Leichtbau hinauslaufen, der aber nicht zwangsläufig billiger werden muß. Oft kann aber der Konstrukteur in enger Zusammenarbeit mit der Arbeitsvorbereitung, dem Werkzeugbau und der Fertigung neuere Herstellungsverfahren ausnutzen und dadurch die Maschinen und Geräte erheblich leichter und billiger werden lassen.

Ölbadgetriebe

In vielen Landmaschinen werden Ölbadgetriebe benötigt, die oft einen erheblichen Kostenanteil der Gesamtmaschine darstellen. So wurden z. B. bis vor einigen Jahren stationäre Ballenpressen gebaut, die aber schon Ende der 20er Jahre entwickelt wurden, mit folgenden technischen Daten:

Stroh- bzw. Heuleistung	2,5 bis 4,0 t/h
Leistungsbedarf	10 PS
Drehzahl der Antriebswelle	520 1/min
Kolbenhubzahl	32 bis 34 1/min
Gesamtmasse der Maschine	5,3 t
Masse des Ölbadgetriebes A	ca. 2,0 t = 40% der Gesamtmasse
(zweistufiges Stirnradgetriebe mit $i = 16 : 1$ und 15 l Ölinhalt)	
Herstellungskosten des Getriebes 1950	2500 DM = 23% der Herstellungskosten der Maschine

Dr.-Ing. Gustav Ackermann ist Chefkonstrukteur der Firma Gebrüder Welger in Wolfenbüttel.

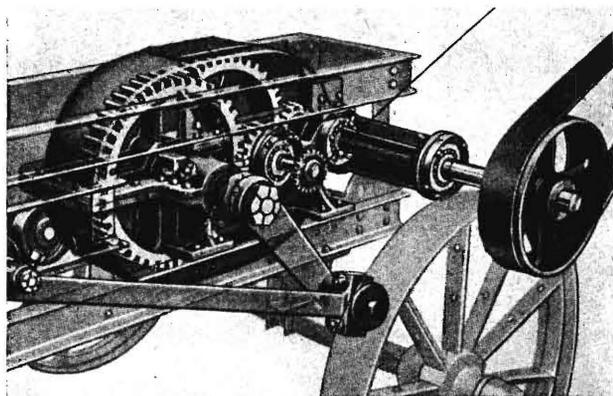


Bild 1. 2 t schweres Ölbadgetriebe A im eingebauten Zustand.

Diese Daten mögen hier zunächst genügen. **Bild 1** zeigt das Getriebe im eingebauten Zustand.

Bei zapfwellengetriebenen Aufsammelpressen verwendet man heute meistens einstufige Kegelrad-Ölbadgetriebe, denen dann weitere Untersetzungen in Form von Stirnrad-, Flach- oder Keilriemen- bzw. Kettentrieben nachgeschaltet werden. Die entsprechenden Daten für eine solcher Maschinen mit zwei verschiedenen Getrieben B oder C sind:

Stroh- bzw. Heuleistung	3,0 bis 5,0 t/h
Leistungsbedarf	3,5 bis 11,3 PS
Drehzahl der Antriebswelle	540 1/min
Kolbenhubzahl	53 bis 55 1/min
Gesamtmasse der Maschine	950 kg
Masse des Getriebes B (mit 1,0 l Ölinhalt)	40 kg = 4,2% der Gesamtmasse
Masse des Getriebes C (mit 0,5 l Ölinhalt)	22 kg = 2,3% der Gesamtmasse
Herstellungskosten des Getriebes B:	7,4% der Herstellungskosten der Maschine
Herstellungskosten des Getriebes C:	4,2% der Herstellungskosten der Maschine

In den Jahren 1958/59 wurde in der gleichen Maschine das Getriebe B, **Bild 3**, durch Getriebe C, **Bild 2**, ersetzt. Das bedeutete eine Verminderung der Getriebemasse von 100 auf 55% und eine Herabsetzung der Herstellungskosten des Getriebes von 100 auf 57%.

Das wurde erreicht durch bessere Material- und Raumaussnutzung, bessere Formgestaltung und geringere Bearbeitungszeiten. Auf vielseitige Einsatzmöglichkeiten wurde bei der Konstruktion besonders geachtet. Mit dem gleichen Kegelradpaar kann sowohl eine Unter- als auch eine Übersetzung verwirklicht werden. An- und Abtriebswelle können im gleichen Gehäuse gegeneinander ausgetauscht werden. Den Drehsinn kann man beliebig wählen. Die eine Getriebewelle kann wahlweise durchgehend sein, oder das Gehäuse erhält an der Stelle einen geschlossenen Lagerdeckel. Ölablaßschraube kann sowohl unten als auch oben — wenn nämlich das Getriebe hängend eingebaut wird — angeordnet werden. Ölmeßstab wird entsprechend eingesetzt, entweder oben oder unten. Auf diese Art hat man es ermöglichen können, daß das gleiche Getriebe inzwischen in 9 verschiedene Typen von Maschinen und Geräten eingebaut werden konnte.

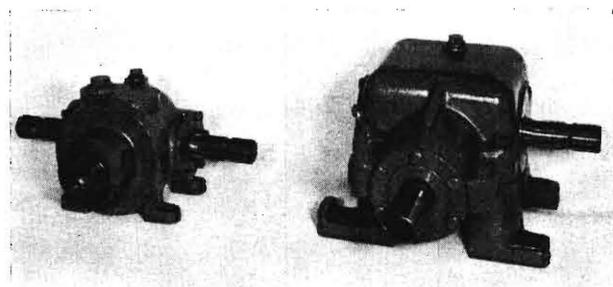


Bild 2 und 3. Neuere Ölbadgetriebe B (rechts) und C (links).

Bild 4 zeigt hierzu abschließend noch einmal der Kuriosität wegen die Größenverhältnisse der Getriebe A und C, wobei ein direkter Vergleich der Massen und Preise nicht statthaft ist, da die Voraussetzungen nicht gleich sind. Immerhin sind beide Getriebe für Maschinen gleicher Stundenleistungen und annähernd gleichen Leistungsbedarfes in PS bestimmt. Nun wird man sicher sagen, daß das Getriebe A doch maßlos überdimensioniert sei. In der ersten Getriebestufe möchte man das ganz bestimmt bejahen, in der letzten allerdings soll es doch schon Brüche gegeben haben, weil bei der geringen Kolbenhubzahl und dem großen Kanalquerschnitt tatsächlich bei Bedienungsfehlern enorm hohe Kräfte auftreten könnten.

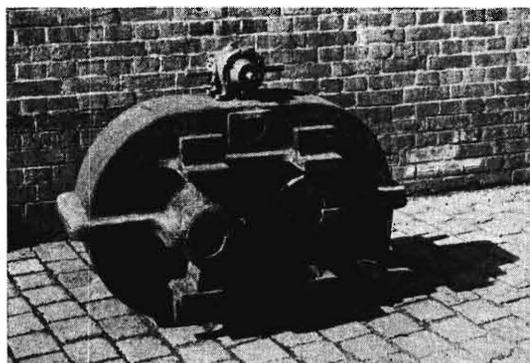


Bild 4. Die Größenverhältnisse der Getriebe A und C. Die Massen der Getriebe verhalten sich etwa wie 100:1.

Das Getriebe A wurde in eine Hochdruckpresse mit einem Kanalquerschnitt von $500 \times 600 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}^2$ eingebaut. Die gleiche Querschnittsfläche von $300 \times 1000 \text{ mm} = 0,3 \text{ m}^2$ hat zwar auch die Niederdruckpresse mit den Getrieben B bzw. C. Dabei treten aber erheblich geringere Kräfte auf, zumal mit höheren Kolbenhubzahlen und weiteren Untersetzungen in Form von Stirnrad- und Flachriementrieben sowie mit Schwungmassen auf Wellen mit höheren Drehzahlen gearbeitet wird.

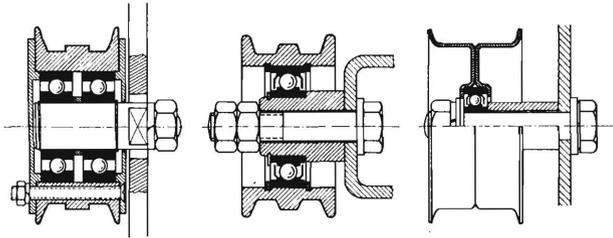
Das gleiche kleine Getriebe C wurde aber versuchsweise auch bereits in Hochdruckpressen mit noch höheren Strohleistungen und auch größerem Leistungsbedarf als im Fall A mit Erfolg verwendet. Das war nur dadurch möglich, daß die Kanalquerschnittsfläche auf etwa die Hälfte herabgesetzt und die Kolbenhubzahl auf etwa das Dreifache wie im Fall A heraufgesetzt wurden. Außerdem spielt dabei die richtige Dimensionierung und Anordnung der Schwungmassen eine entscheidende Rolle, weil bei den Pressen ausgesprochen stoßweise Belastungen vorliegen, wobei nach elektronischen Messungen die zwar sehr hohen Kraftspitzen immer nur ganz kurzzeitig auftreten.

Spannrollen

Flachriemen, Keilriemen und Ketten haben leider den Nachteil, daß sie sich mit der Zeit dehnen. Bei konstantem Achsabstand braucht man also Spannrollen.

Im klassischen Maschinenbau würde man eine Kettenspannrolle etwa so konstruieren, wie es **Bild 5** zeigt. Auf einem allseitig bearbeiteten Lagerzapfen mit den vorgeschriebenen Passungen sind zwischen zwei Seegerringen zwei Kugellager und ein Distanzring vorgesehen. Die ebenfalls allseitig bearbeitete eigentliche Spannrolle mit dem mittleren Laufring für die Rollen der Kette wird mittels der beiden Lagerdeckel und langer Senkschrauben montiert. Am Lagerzapfen benötigt man noch zwei angefräste Flächen als Drehsicherung beim Montieren der Spannrolle in ihrem Halter und darin ein entsprechendes Langloch, das in diesem Falle zur Verstellung nicht erforderlich wäre. Wartungsfreie Lagerung ist gegeben durch die zentrale Fettkammer, die nur bei der Montage einmal mit Fett gefüllt zu werden braucht.

Ein großer Teil an mechanischer Bearbeitung, die beiden Lagerdeckel mit den langen Senkschrauben und den Bohrungen sowie das zweite Kugellager können eingespart werden, wenn man nach **Bild 6** vorgeht und ein einziges wartungsfreies ZZ-Lager



Bilder 5 bis 7. Drei verschiedene Spannrollen mit einem Selbstkostenverhältnis von 100:45:20.

vorsicht. Die innere Buchse kann aus dickwandigem Rohr sehr günstig gefertigt werden, wobei lediglich die Stirflächen zu planen und der Kugellagersitz mit dem Seegerringeinstich zu drehen sind. Zur Befestigung der Spannrolle an ihrem Halter dient eine einfache DIN-Schraube mit zwei Muttern.

Wenn die erforderlichen Stückzahlen groß genug sind, kann man eine Keilriemenspannrolle, wie im **Bild 7**, ohne jegliche spanabhebende Bearbeitung — abgesehen von dem Abstechen des Distanzrohres — herstellen. Für das Tiefziehen der beiden genau gleichen Hälften der Spannrolle aus 1,5 mm starkem Blech benötigt man nur ein einziges Werkzeug.

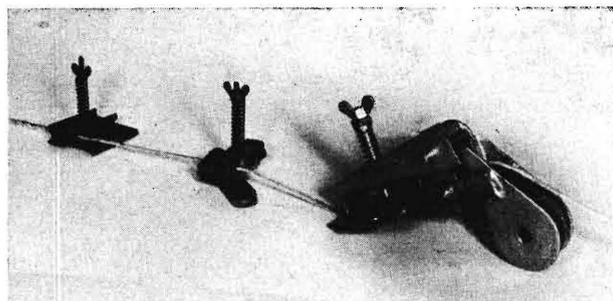
Man kann auf jeglichen Seegerring und auch auf eine bestimmte Passung des zentralen Bolzens verzichten, wenn man den Kugellagerinnenring in der gezeigten Form mit einer normalen DIN-Schraube axial einspannt. Um die Herstellungskosten dieser Spannrollen, die sich inzwischen zu Tausenden in der Praxis sehr gut bewährt haben, so niedrig wie möglich zu halten, wurde bewußt eine Auswechselbarkeit des ZZ-Lagers nicht berücksichtigt. Die beiden Spannrollenhälften werden nämlich nach dem Einsetzen des Lagers an vier Stellen auf dem mittleren Umfang durch Punktschweißung dauerhaft miteinander verbunden. Das verwendete Lager hat einen Listenpreis von 3,10 DM, der in jedem Fall bei Ersatz aufgewendet werden müßte. Der höhere Preis für eine etwa geschraubte Ausführung und die zusätzlichen Montagekosten für das Einsetzen eines Ersatzlagers würden genau so hoch kommen wie der Ersatzteilpreis der beiden Spannrollenhälften.

Wie teuer sind nun die drei Ausführungen überhaupt?

Die Selbstkosten der kompletten Spannrollen nach **Bild 5**, **6** und **7** verhalten sich wie 100:45:20. Es lohnt sich also unbedingt, hier einige Mühe bei der Konstruktion und Gestaltung aufzuwenden.

Garnbremsen

Ein ähnliches Ergebnis bringt der Vergleich von drei Garnbremsen nach den **Bildern 8 bis 10**, die alle den gleichen Zweck erfüllen, nämlich das Bindegarn bei Pressen oder Bindern immer unter der gleichen einstellbaren Spannung zu halten. Da nach jahrelangen Erfahrungen die Wirkung aller drei Ausführungen als nahezu gleich angesehen werden kann, soll hier auf die Funktion nicht näher eingegangen werden. Es sei lediglich erwähnt, daß bei der sogenannten Rollenbremse in **Bild 10** das Garn zwischen den mehr oder weniger abgebremsten gezahnten Rollen hindurchgezogen wird, während in den beiden anderen



Bilder 8 bis 10. Die Rollenbremse (in **Bild 10**) und zwei neuere Ausführungen von Garnbremsen an Strohpressen verhalten sich massenmäßig wie 100:30:18.

Ausführungen direkt gleitende Reibung von den zusammengepressten Hälften der Bremse auf das Garn ausgeübt wird. Die Bremsen sind einmal aus Temperguß, **Bild 9**, und zum anderen aus spanlos verformtem Stahlblech nach **Bild 8** gefertigt. Die Masse konnte von 100% bei der Rollenbremse auf 30% (Temperguß) und schließlich auf 18% (Stahlblech) verringert werden. Die entsprechende Preisrelation ist 100:40:20. Der Konstrukteur sollte also jederzeit den Mut aufbringen, auch dann neue Wege zu suchen und fortschrittlichere Gestaltung zu wählen, wenn eine lange „eingefahrene“ Baugruppe in der Funktion nicht unbedingt geändert werden müßte.

Verstellvorrichtungen

Landmaschinen zum Anhängen an die Ackerschiene eines Schleppers müssen oft dem Typ und der vorhandenen Bereifung des Schleppers in der Höhe angepaßt werden. In **Bild 11** ist jeweils das vordere Ende einer Anhängedeichsel dargestellt. Durch die Verwendung eines geraden und eines gekröpften Flachstahlstückes können in einfacher Weise sechs verschiedene Höhen verwirklicht werden.

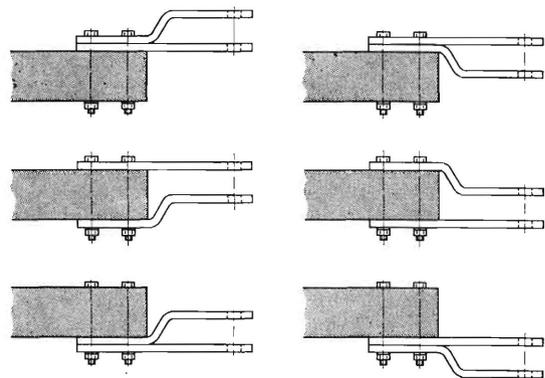


Bild 11. Einfache Höheneinstellung an der Deichsel einer Landmaschine.

Noch wichtiger ist die Einstellmöglichkeit z. B. von einachsigen Stalldungstreuern, die in der Anhängerkupplung des Schleppers eingehängt werden. Die normale Spindellänge der üblichen Stützräder mit etwa 300 mm Hub reicht erfahrungsgemäß nicht aus für alle in der Praxis vorkommenden Höhen der Kupplungen. Eine Verlängerung der Spindel, so daß alle Möglichkeiten erfaßt und auch in allen Fällen die ausreichende Stabilität gewährleistet würden, käme sehr teuer, zumal bei der richtigen einmaligen Grundeinstellung für einen bestimmten Schlepper die normale Hubhöhe von 300 mm vollauf ausreicht.

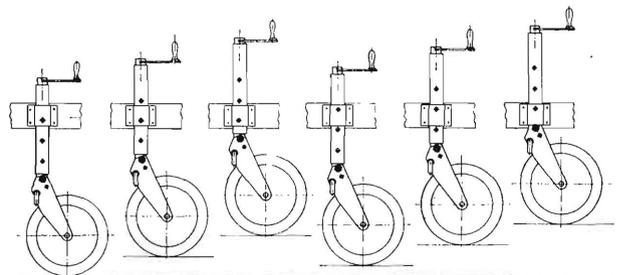


Bild 12. Sechs mögliche Höheneinstellungen des Stützrades an einachsigen Stalldungstreuern.

Eine aus Stahlblech im Gesenk geschlagene Schelle mit vier Befestigungslöchern und einer außermittigen Bohrung erlaubt nach **Bild 12** in Verbindung mit drei auf dem Außenrohr der Stützspindel aufgeschweißten Nocken sechs verschiedene Grundeinstellungen. Da das komplette Stützrad sowieso am Rahmen des Fahrzeuges angeschraubt werden muß — auch wenn man nur eine Grundeinstellung vorsieht — bedingt diese Verstellvorrichtung praktisch keinen Mehrpreis — abgesehen von zwei zusätzlich aufgeschweißten Nocken. Durch vier Nocken könnte man übrigens 8 Stellungen erreichen usw.

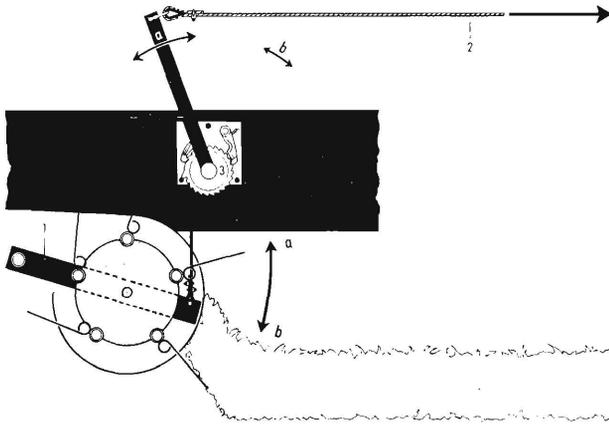


Bild 13. Aufsammler-Hebevorrichtung an einer Aufsammelpresse. Durch ein einziges Seil kann der Aufsammler vom Schleppersitz aus sowohl gehoben als auch gesenkt werden.

Bei Aufsammelmaschinen muß die Höhe des Aufsammlers variiert, d. h. von der Transportstellung in eine dem Erntegut und den Bodenverhältnissen entsprechende Arbeitsstellung gebracht werden können. Außerdem verlangen Bodenwellen und Unebenheiten ein Nachregulieren während der Aufsammelarbeit möglichst vom Schleppersitz aus. Die eleganteste Lösung dieses Problems mit Hilfe hydraulischer Steuerung ist leider verhältnismäßig teuer und verbietet sich vorerst, da noch zu viele Schlepper ohne Hydraulik im Einsatz sind. Es bleibt also bei der mechanischen Verstellung, zumal die Kräfte durch Ausgleichsfedern in niederen Grenzen gehalten werden können.

Bild 13 zeigt eine solche Aufsammler-Hebevorrichtung an einer Aufsammelpresse. Das vordere Ende des Zugseiles wird am Schlepper befestigt. Durch wiederholtes kurzes Anziehen und Nachlassen des Seiles kann man sowohl ein Heben als auch ein Senken des Aufsammlers bewirken. Im Schwenkbereich a erfolgt Heben und im Bereich b Senken. Auf eine genaue Beschreibung der Funktion muß hier verzichtet werden. Die Ausführung ist in mehreren Ländern patentiert.



Bild 14. Gummifederter Ackerwagen in stark verwundenem Zustand. Eigenmasse des Wagens 600 kg verhält sich zur Nutzmasse 2,8 t wie 1:4,7.

Wichtig erscheint hier aber noch folgende Bemerkung: Die Vorrichtung wurde zunächst mit einer neuen Type einer Hochdruckpresse eingeführt; sie wurde aber bald auch für eine Niederdruckpresse mit einem einfachen Verstellhebel, der vom Schleppersitz aus nicht erreichbar ist, verlangt. Eine Verteuerung dieser Maschine hätte nicht vermieden werden können, wenn nicht gleichzeitig das vorher behandelte kleine Getriebe C eine entsprechende Verbilligung gebracht hätte. Also nicht jede Neukonstruktion kann billiger sein als die ältere, wenn funktionelle Verbesserungen verlangt werden.

Gummifederung

Ein typisches Beispiel für den konsequenten Leichtbau ist die Gummifederung bei luftbereiften Ackerwagen. Immerhin wurde es durch sie möglich, ein stabiles, sehr verwindungsfähiges Fahrzeug, **Bild 14**, in der kompletten Ausrüstung mit Auflauf- und Handbremse bei einer Ladefläche von 4000×1700 mm und einer Nutzmasse von 2,8 t mit einer Eigenmasse des Wagens von nur 600 kg zu erstellen. Das Verhältnis von Eigenmasse zu Nutzmasse beträgt also 1:4,7.

Die seit Jahrzehnten im Fahrzeugbau üblichen Blattfedern, **Bild 15**, werden nur auf Biegung beansprucht. Erst eine Beanspruchung auf Zug, Druck oder Torsion bringt die volle Ausnutzung der Materialquerschnitte. Da aber Federstahl bei direkter Belastung auf Zug oder Druck als Federelement völlig ungeeignet ist, bliebe hierbei nur noch der Umweg über die Verdrehung und führt damit z. B. zur Schrauben- oder Kegelfeder, deren Querschnitte außer der Verdrehung auch noch der weniger günstigen Biegung ausgesetzt sind. Reine Torsion haben wir lediglich bei einer geraden Drehstabfeder (z. B. beim Volkswagen) mit besonderer Lagerung und einem Schwingarm, der wiederum der Biegung unterliegt.

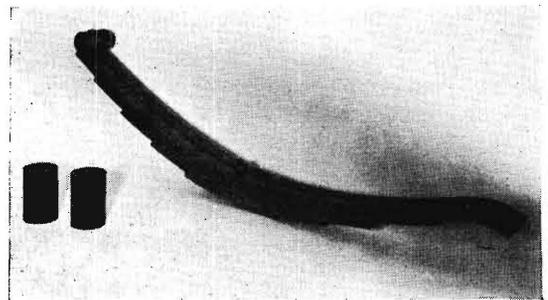


Bild 15. Eine Stahl-Blattfeder und zwei Gummikörper gleicher Tragfähigkeit; die Massen verhalten sich wie 47:1.

Gummi dagegen mit seiner spezifischen Masse (Dichte) von nur etwa 20% des Federstahls ist ein von Natur aus sehr elastischer Werkstoff, noch dazu mit guten Dämpfungseigenschaften. Richtig gestaltete Gummikörper können einfach auf Druck beansprucht werden und ergeben ein ideales Federelement mit progressiver Wirkung, d. h. die Federung benötigt einen kleinen Federweg bis zu ihrer Höchstbelastung und ist trotzdem auch bei geringer Belastung sehr weich, sie federt also etwa gleich gut, unabhängig davon, ob der Wagen leer oder beladen ist. Wegen des kleinen Federweges von nur 40 mm kann die bisher oft verwendete Federabstützung entfallen. Die Gummifederung arbeitet geräuschlos ohne Verschleiß und benötigt keinerlei Schmierung und Wartung.

Der Massenvergleich von zwei Gummikörpern mit einer Blattfeder mit gleicher Tragfähigkeit nach **Bild 15** ergibt $0,5 : 23,7 = 1 : 47$. An dem besagten Fahrzeug mit vier Federelementen konnten also allein in den Federelementen etwa 93 kg an der Eigenmasse des Wagens eingespart werden.

Die konstruktive Gestaltung der Baugruppe Gummifederung bis zur Serienreife erforderte jedoch langwierige Entwicklungsarbeiten. Das größte Problem dabei war, auf einfache und sichere Art die Rückdrehmomente der Bremskräfte vom Fahrzeugrahmen über die Federung auf die Achsen und Räder übertragen zu können. Wie sieht nun die Lösung dieser Aufgabe aus?

Bild 16 zeigt das mit der Achse zu verschraubende Unterteil der Baugruppe. Die Gummi-Hohlzylinder ruhen auf den seitlichen Konsolen und werden durch die eingeschweißten Rohrenden geführt. Der zentrale Hohlkörper mit den eingeschraubten Kunststoffrollen und den aufgeschraubten Kunststoffplatten dient zur Führung während der Federung und zur Aufnahme der Bremsmomente. Durch die Verwendung von Kunststoff wurde völlige Wartungsfreiheit erreicht. Es war sehr schwierig, die erforderlichen Toleranzen der zentralen Führung einzuhalten,

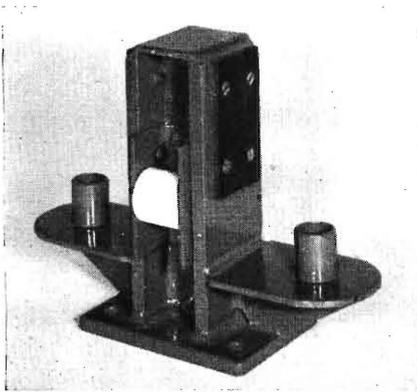


Bild 16. Unterteil der Baugruppe „Gummifederung“. Völlige Wartungsfreiheit wurde durch Kunststoffplatten und -rollen erreicht.

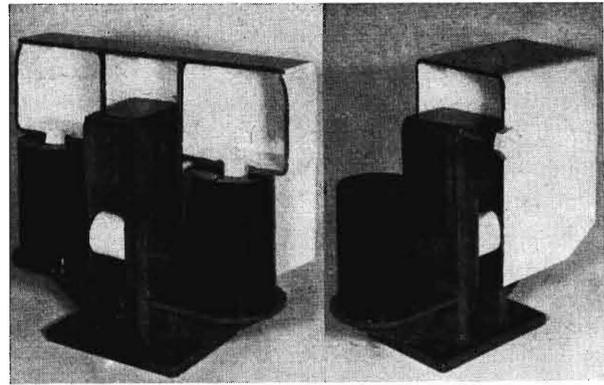


Bild 17. Baugruppe „Gummifederung“ mit Längs- und Querschnitt des Oberkastens. Eine einzige M-16-Schraube verhindert ein Auseinanderfallen der Baugruppe.

zumal ein Bearbeiten nach dem Zusammenschweißen des Grundkörpers mit Rücksicht auf die Kosten und die Serienfertigung unterbleiben mußte. So wurde nach anfänglichen Schwierigkeiten mit der Maßhaltigkeit für die entscheidenden Einzelteile gezogener Flachstahl vorgesehen.

Den Aufbau des Oberteils ersieht man aus **Bild 17**. Zum besseren Verständnis der Gestaltung wurde einmal ein Längs- und zum anderen ein Querschnitt angefertigt. Eine einzige M-16-Schraube verhindert ein Herausfallen des Unterteiles aus dem oberen Federgehäuse.

Der in **Bild 14** gezeigte, gummigefederte Ackerwagen wurde im Institut für landtechnische Grundlagenforschung auf Verwindungsfestigkeit untersucht. Er hat auf Antrieb vollbeladen nach 15 000 Verwindungen von $\pm 9,5^\circ$ (wie sie bei einseitigen Bodennebenheiten von etwa 230 mm auftreten) an keiner Stelle Risse oder Brüche im Fahrgestell und Pritschenaufbau gezeigt. Das entspricht nach der Statistik einer Lebensdauer von 15 Jahren.

Dabei konnte der Verkaufspreis dieses Wagens durch die Gummifederung, durch sehr sorgfältige Berechnung und Konstruktion der übrigen Fahrzeugteile und vor allem durch die Großserienfertigung um 680,— DM = 26% gegenüber dem bisherigen Typ in genau gleicher Ausrüstung herabgesetzt werden. Das war aber nur möglich, weil von vornherein jegliche Sonderwünsche, etwa die Plattform wahlweise auch kürzer oder länger, schmaler oder breiter auszuführen, konsequent — auch bis heute noch — abgelehnt wurden. Zu diesem Beispiel sei noch vermerkt, daß schließlich die Verkaufserfolge und ein Minimum an Reklamationen der schönste Lohn für den Konstrukteur sind.

Werkzeugkästen

Wenn man schon von Reklamationen spricht, dann ist es sehr naheliegend, auch an das Werkzeug, das den Maschinen beigegeben wird, zu denken. Grundsätzlich sollte so konstruiert werden, daß möglichst wenige Schmierstellen vorhanden sind (z. B. durch wartungsfreie Lager) und daß der Kunde nur wenig Werkzeug benötigt. Man sollte einheitliche Schraubengrößen überall da, wo in der Praxis verstellt und montiert werden muß, verwenden, dabei wird man Flügelschrauben und -mutter, Ringschrauben oder sonstige Schnellverschlüsse ohne Werkzeug vorziehen. Ganz ohne Fettpresse und Schraubenschlüssel geht es aber selten.

Wo bringt man nun den Werkzeugkasten mit dem unvermeidbaren Zubehör unter, so daß die harmonische Form der Gesamtmaschine nicht darunter leidet?

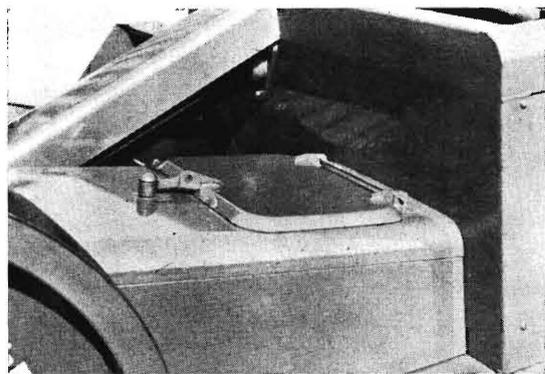


Bild 18. Bei einer Hochdruck-Aufsammlerpresse wurde der Werkzeugkasten in eine Schutzverkleidung eingebaut.

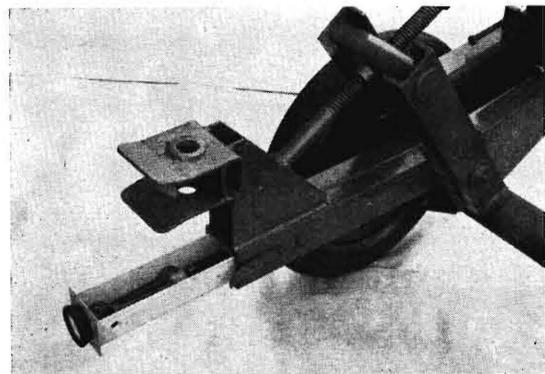


Bild 19. Werkzeugkasten im hinteren Ende einer Deichsel ist auch ohne besonderen Deckel regensicher untergebracht. Als Handgriff dient ein Rückstrahler.

Zwei Beispiele sollen hier angeführt werden. Bei einer Hochdruckpresse wurde der Kasten in eine Schutzverkleidung eingebaut, **Bild 18**. An einem Feldschneider, für den zwei Schlüssel und eine Fettpresse für die fünf oder sechs Schmierstellen ausreichen, „versteckte“ man dieses notwendige Übel im hinteren Ende der Deichsel, **Bild 19**. Hier ist der Werkzeugkasten auch ohne besonderen Deckel regensicher untergebracht und bedarf zur Befestigung lediglich einer kleinen Blattfeder. Als Handgriff dient ein an dieser Stelle ohnehin erforderlicher Rückstrahler mit Gummieinfassung. Einfacher geht es wohl kaum!