

bei dem von den Seitenflächen so viel herausgefräst war, daß an den Ecken nur 5 mm breite Flächen stehenblieben. Man sieht, daß die Profilform die Größe der Zugkräfte zwar beeinflußt, aber nur in verhältnismäßig kleinen Grenzen, die vermutlich weitgehend durch die Güte der jeweiligen Bearbeitung gegeben sind.

Wenn die Notwendigkeit weiterer wesentlicher Verringerung der Schiebkräfte besteht, bleibt noch der Übergang von gleitender zu rollender Reibung, was für die Ausstattung von Landmaschinen wegen des bedeutend höheren Preises zunächst ausscheiden dürfte.

Wenngleich diese Versuche nur an stillstehenden Wellen vorgenommen sind und aus den Meßwerten nicht ohne weiteres die absoluten Werte der Praxis abzuleiten sind, zeigen sie

doch, daß die Schiebkräfte stark schwanken, und berechtigen zur grundsätzlichen Festlegung der Einflußfaktoren, die folgendermaßen zusammengefaßt werden sollen:

Das innere und äußere Schiebeteil sind mit glatten tragenden Flächen zu versehen, müssen ein geringes Spiel haben, sollen nur so tief ineinanderfassen, wie für eine gute Führung und Übertragung des Drehmomentes erforderlich ist, und müssen ständig gut geschmiert werden.

Werden diese Gesichtspunkte von Hersteller und Benutzer beherzigt, dann ist die Gelenkwelle und ihre Befestigung an der Schlepperzapfwelle mit Klemmverbindungen oder Schnellkupplungen wesentlich geringer beansprucht, eine größere Lebensdauer wird erreicht und die Schaffung neuer Schnellverschlüsse erleichtert.

DK 631.372.022

Ing. Karl Fröhlich, Stuttgart-Zuffenhausen:

Beitrag zur Bemessung der Schlepper-Getriebe

Betrachtet man Schlepper ausländischer Herkunft, die weltweite Verbreitung haben, fallen einem zunächst zwei vollkommen gegensätzliche Merkmale auf:

1. Die ungewöhnliche Stärke der Hinterachswellen (etwa 70 mm Durchmesser),
2. die im Vergleich zu den großen Laufrädern kleinen Bremsstrommeln (250 bis 280 mm Durchmesser).

Man fühlt sich verleitet, die Stärke der Hinterachswelle mit den großen Rädern in Verbindung zu bringen. Die Rechnung ergibt aber, daß beim Schleudern der Hinterachse gegen ein Hindernis, ein Straßenbord zum Beispiel, ein Verbiegen der Welle nicht vorkommen kann, da sie für diese Beanspruchung zu stark dimensioniert ist. Die Räder sind auf der Hinterachswelle verstellbar und die Kraftübertragung erfolgt über eine Paßfeder mit Klemmung. Man könnte annehmen, daß die Biegungsbeanspruchung bei äußerster Stellung der Räder (größtmögliche Spurweite) ein Grund für die ungewöhnlich große Dimensionierung sei.

Das zweite auffallende Merkmal jener Schlepper sind die im Verhältnis zur Größe der Räder und Reifen (9,00—20 AS) ungewöhnlich kleinen Bremsstrommeln. Es ist außer den kleinen Bremsstrommeln auf der Hinterachse noch eine Getriebebremse vorhanden. Die kleinen Bremsen an der Hinterachse werden als Lenkbremsen für kleine Wendekreise verwendet, wobei ein Rad abgebremst wird. Unsere deutschen Schlepperkonstruktionen haben fast ausschließlich schwächere Hinterachswellen und größere, in ihrer Wirkung auch bessere Bremsen.

Wir wollen an das Problem von zwei Seiten herangehen. Eine bekannte Firma empfiehlt in ihren Berechnungsgrundlagen für die Ermittlung der Dimensionen, die Rechnung sowohl von der Motorgetriebe- als auch von den Antriebsrädern her vorzunehmen. Außerdem werden von ihr Sicherheitsfaktoren für die Bruchsicherheit angegeben, die sich aus dem Verhältnis der zulässigen Belastung (aus der Lewis-Gleichung¹⁾) zur Umfangskraft ergeben. Es ist

$$S_b = \frac{P_{bB}}{P_u}$$

wobei S_b = Bruchsicherheit
 P_{bB} = Bruchbelastung in kg
 P_u = Umfangskraft in kg im mittleren Teilkreis \varnothing

Diese Sicherheitsfaktoren sollen betragen:

für Lastwagen im 1. Gang 0,9 bis 1,3
 für Ackerschlepper . . im 1. Gang 2,5 bis 4

In diesen Angaben mit den Sicherheitswerten von 2,5 bis 4 für Ackerschlepper sind bereits die höheren Beanspruchungen durch Stöße und Massenkraft beachtet. Außerdem findet in diesen Werten die Blockbauweise der Schleppergetriebe Be-

rücksichtigung. Diese Bauweise bedingt, daß keine elastischen Zwischenglieder eingebaut sind, die eine schonende Kraftübertragung ergeben, wie dies bei Personen- und Lastkraftwagen der Fall ist. Es sollen daher kurz die besonderen Merkmale herausgestellt werden, die bei der Konstruktion von PKW- und LKW-Getrieben gegenüber den Schleppergetrieben zu berücksichtigen sind.

Bei *Personenwagen* ergibt sich fast durchweg, daß die Rechnung von der Hinterachse, also von den Treibrädern her nicht nötig ist, da das Motordrehmoment, multipliziert mit der Übersetzung des ersten Ganges und mit der Hinterachsübersetzung dem Hinterachsdrehmoment annähernd gleich ist. Diese Tatsache ergibt sich aus der notwendigen Gewichtsbeschränkung im Personenwagenbau. Bei größeren Personenwagen mit stärkeren Motoren kommt man mit Gesamtübersetzungen von 1 : 4,5 bis 1 : 6 aus. Heute werden Schnellgänge bis zu 32% ausgeführt, während früher solche mit 18% schon als hoch angesehen wurden, d. h. die Antriebsdrehzahl des Getriebes liegt um 32% bzw. 18% höher als die Antriebsdrehzahl des Motors. Das geschieht alles, da von der Motorseite her Leistungsreserven vorhanden sind. Man spricht von Schongängen, da der Motor sonst nur unnötig hoch drehen würde, ohne seine Leistung voll zu verbrauchen. Anders liegen die Dinge schon bei *Lastwagen*, besonders aber bei den Kleinlastwagen, bei denen das Antriebsdrehmoment durch hohe Hinterachsübersetzung bei einer gewissen Geschwindigkeitsbeschränkung erhöht wird, damit noch ein gutes Steigvermögen vorhanden ist. Wenn nun ein Durchschnittsfahrer entgegen der Vorschrift bei ausgetretener Kupplung einen solchen Wagen den Berg hinunterrollen läßt und dann einkuppelt, kommt plötzlich ein viel höheres Drehmoment von der Hinterachse her in das gesamte Antriebssystem als es von der Motorgetriebe- her möglich ist. Bei diesem Vorgang ist das einzige Regulator die Kupplung.

Kupplungen werden aber gewöhnlich von dem Hersteller aus Gründen der einwandfreien Funktion auf ein größeres Drehmoment eingestellt als es der Typenbezeichnung entsprechen würde. Das geschieht wegen der unvermeidlichen Abnutzung der Kupplungsbeläge. Bei schwächeren Kupplungsbelägen sinkt der Anpreßdruck der Kupplungsfedern. Durch Schleifenlassen der Kupplung tritt eine Erwärmung der Kupplungsplatte ein. Dadurch kann außer dem Setzen der vorgeschannten Kupplungsfedern durch natürliches Altern noch ein Setzen, also ein Nachlassen der Federkraft, durch Erwärmung eintreten. Außerdem kann noch eine Verminderung des Reibwertes der Beläge durch Oldunst oder Ölspritzer vorkommen. Diese Momente muß der Hersteller berücksichtigen — er läßt sich einige Reserven. Daher ist der Übertragungswert der Kupplungen meist 18 bis 20% höher als angegeben. Es ist tatsächlich so, daß beispielsweise eine Kupplung, für die ein Drehmoment von 1000 cm/kg angegeben ist, im Neuzustand 1300 bis 1500 cm/kg überträgt.

¹⁾ Die Lewis-Gleichung erschien in „Klingelberg-Werksnorm KN 3014 Ausgabe August 1949“.

Bei Kleinlastwagen kommt es aus preislichen Gründen vor, daß eine Kupplung, die in großen Stückzahlen hergestellt wird und die für ein größeres Drehmoment ausgelegt ist, für kleinere Maschinen verwendet wird.

Solche höheren Übertragungswerte neuer Kupplungen sind bei der Getriebedimensionierung zu berücksichtigen, da beim Schieben des Fahrzeuges der Motor beschleunigt wird. Die oft großen Schwungmassen der Motoren werden schlagartig beschleunigt, und dabei erfolgt erst dann ein Rutschen der Kupplung, wenn der höhere Übertragungswert der neuen Kupplung überwunden ist.

Ganz anders liegen die Dinge im Schlepperbau. Dort ist man aus Gründen der Verwendung verschiedenartiger Geräte genötigt, auch auf geringe Geschwindigkeiten zu gehen. Natürlich ergibt sich dadurch in vielen Fällen ein Drehmomentüberschuß, der nicht benötigt würde, der sich aber zwangsläufig aus der Unterersetzung auf niedrige Geschwindigkeit ergibt. Es ist jedem Schlepperfahrer bekannt, daß bei diesen hohen Übersetzungen die Räder durchrutschen, wenn unvorsichtig Gas gegeben wird. Man kann bei Schleppern unter Last in jedem Gang wegfahren, während bei Personen- und Lastkraftwagen zum allmählichen Beschleunigen des Fahrzeuges die Anfahrgänge hintereinander benutzt werden müssen.

Nehmen wir beispielsweise für unsere Betrachtungen als Kraftquelle einen Motor von 20 PS bei $n = 2000$ U/min., dann ergibt sich ein Drehmoment

$$M_d = 71.620 \cdot \frac{20}{2.000} = 716 \text{ cmkg.}$$

Das maximale Drehmoment wird ungefähr bei 1200 U/min. liegen und 750 bis 800 cm/kg betragen.

Für ein Schleppergetriebe wollen wir folgende Geschwindigkeitsübersetzungen annehmen, wie sie nach Veröffentlichungen des Instituts für Landmaschinenforschung, Braunschweig-Völkenrode, von Prof. Brenner und Graf Luckner in der „Landtechnik“ angegeben wurden:

1. Kriechgang	2	km/h
2. Pferdengang	3,6	km/h
3. Pfluggang	5	km/h
4. Drill-, Mäh- und Hackgang	7,5	km/h
5. Kleiner Transportgang	10—11	km/h
6. Großer Transportgang	18—22	km/h

Unter der Annahme, daß an der Hinterachse der für diese Leistung verhältnismäßig kleine Reifen von 6,50—20 AS mit einem wirksamen Halbmesser von $r = 400$ mm verwendet würden, ergäben sich bei einer Motordrehzahl von $n = 2000$ U/min. folgende Gesamtübersetzungen \ddot{u}_g aus der allgemeinen Formel:

$$v = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} \cdot \ddot{u}_g \quad \text{in m/sec} \quad \text{oder}$$

$$v = \frac{0,4 \cdot \pi \cdot 2.000}{30} \cdot 3,6 \cdot \ddot{u}_g \quad \text{in km/h.}$$

Nach entsprechender Kürzung ergibt sich:

$$\ddot{u}_g = \frac{v}{300} \quad \text{und damit für die einzelnen Gänge:}$$

1. Gang = 2 : 300 = 1 : 150
2. Gang = 3,6 : 300 = 1 : 83,5
3. Gang = 5 : 300 = 1 : 60
4. Gang = 7,5 : 300 = 1 : 40
5. Gang = 10 : 300 = 1 : 30
6. Gang = 20 : 300 = 1 : 15.

Da das Lager am Trieblingshals wegen der zusammengesetzten Beanspruchung aus Drehung und Biegung mindestens 30 bis 35 mm Durchmesser haben muß, ergibt sich fast zwangsläufig — das Tellerrad darf aus Härtegründen nicht zu groß werden —, daß man die Hinterachsübersetzung von 1:15 im sechsten Gang aufteilen muß. Es wären entsprechend den baulichen Verhältnissen zwei Übersetzungsstufen von 1:3 und 1:5 oder von 1:3,75 und 1:4 usw. möglich.

1. Gang	750 · 150 = 112 500 cm/kg
2. Gang	750 · 83,5 = 62 500 cm/kg
3. Gang	750 · 60 = 45 000 cm/kg
4. Gang	750 · 40 = 30 000 cm/kg
5. Gang	750 · 30 = 22 500 cm/kg
6. Gang	750 · 15 = 11 250 cm/kg

Nimmt man an, daß auf feuchter Grasnarbe mit dem Reifen 6,50—20 AS eine maximale Zugkraft von 250 kg je Reifen auf den Boden übertragen werden kann, so kommt man auf das Hinterachsdrehmoment von $2 \cdot 250 \cdot 40 = 20 000$ cm/kg bei einem wirksamen Radius von 400 mm. Zur Kontrolle dieses Wertes soll noch einmal von der Hinterachsbelastung ausgegangen werden. Bei einem Gesamtgewicht des Schleppers von 1500 kg und 60% Hinterachsbelastung ergibt sich ein Hinterachsdruk von 900 kg. Bei einem Bodenreibungskoeffizienten von 0,6 würde sich eine Zugkraft für beide Reifen von $900 \cdot 0,6 = 540$ kg ergeben oder je Reifen 270 kg. Dieser Wert liegt nach einwandfreien Versuchen zu hoch, und es soll — wie oben angegeben — für die weitere Rechnung nur mit einer Zugkraft von 250 kg je Reifen gerechnet werden. (Bei Raupenfahrzeugen muß man mit einem Bodenreibungskoeffizienten = 1 rechnen.)

Es ergibt sich also von der Hinterachse her ein maximales Drehmoment an der Rutschgrenze von 20 000 cm/kg. Im ersten Gang steht aber von der Motorseite her ein Drehmoment von 112 500 cm/kg zur Verfügung (unter Vernachlässigung des Wirkungsgrades der Getrieberäder). Man fühlt sich verleitet, nach dem Grundsatz zu handeln, eine optimale Leistung mit einem Minimum an Materialaufwand zu erreichen, in unserem Fall, die Dimensionierung der Hinterachswellen nach dem maximalen Drehmoment von der Hinterachse her vorzunehmen. Das größere Drehmoment von der Motorseite her würde sich nur in einem Durchrutschen der Hinterräder bemerkbar machen und keine Steigerung der Beanspruchung in den Hinterachswellen bedeuten.

Ein Gang durch die Ersatzteilabteilung einer Schlepperfirma und ein Blick in ihre Statistik belehrt uns eines Besseren. Hinterachswellen, die nach dem Hinterachsdrehmoment von den Laufrädern her berechnet waren, sind gebrochen. Man mußte verstärken und hat nach zwei Jahren nochmals verstärkt, obwohl die Rechnung genügende Sicherheit ergab. — Warum?

Die Statistik sagt nichts aus, ob die Brüche im bergigen Gelände häufiger sind als im Flachland. Die Annahme wäre naheliegend, daß nur die Behandlung des Schleppers ausschlaggebend sei. Nachfragen beim Eigentümer des Schleppers sind stets erfolglos, da der Bedienungsmann am Versagen eines Schlepperteils niemals schuldig sein will.

Die Ursache fand sich. Bei einer Schleppervorführung wurde der „neue“ Mann angewiesen, vor dem Wegfahren die Bremse zu lüften. Die Bremse wurde gelüftet, aber erst, nachdem die Lüfte Däfte verbreiteten, die man gewöhnlich als penetrant bezeichnet, und die man bei überhitzten Bremsbelägen beizend in den Augen empfindet.

Trotz angezogener Bremse war der Motor imstande, im Pfluggang, das heißt bei 5 km/h, mit einem $M_d = 45 000$ cm/kg den Schlepper in Bewegung zu halten. Bei einem PKW wäre der Motor längst abgewürgt worden. Die überschüssigen 25 000 cm/kg von der Motorseite her haben den Widerstand der angezogenen Bremse überwunden. Es ist bei der Auslegung der Wellen und Getrieberäder mit den 112 500 cm/kg im ersten Gang zu rechnen, weil neben der Zugkraft der Räder bei gutwirkenden Bremsen dieses volle Drehmoment auf die Hinterachswellen kommen kann, wenn vergessen wird, die Bremse zu lüften. Daher findet man so starke Wellen bei ausländischen Schleppern, denn diese müssen in den verschiedensten Einsatzgebieten mit den primitivsten Forderungen an die Qualität des Bedienungspersonals rechnen.

Welche Sicherheitsmaßnahmen gegen Brüche gibt es bei Zugrundelegung dieser Tatsache, wo sind sie anzubringen und wie hilft man sich? Man macht die Bremsen kleiner, also unwirksamer, natürlich in Grenzen und die Hinterachswellen.

stärker. Die Annahme ist berechtigt, daß die ausländischen Schlepper trotz starker Hinterachswellen verhältnismäßig kleine Bremsen nur wegen möglicher Fehler des Bedienungsmannes haben. Diese Überlegungen führen natürlich zwangsläufig zu Getriebekonstruktionen, die „fool proof“ sein können, ohne Getriebeteile und Wellen über das nötige Maß verstärken zu müssen. Jedenfalls baut man in Amerika serienmäßig bereits Flüssigkeitskupplungen zur Schonung der Getriebe- und Motorteile ein. Langsam findet dieses Bauelement auf Umwegen wieder in seine Gedankenheimat zurück, und es wird in einigen deutschen Schleppertypen bereits serienmäßig eingebaut. Damit ist für obiges Problem schon einiges getan. Von der Motorseite her tritt eine große Schonung der Triebwerksteile ein.

Zusammenfassung:

1. Schleppergetriebe müssen wegen der Stoßbelastungen und aus Mangel an federnden Zwischengliedern, bedingt durch die Blockbauweise mit größeren Sicherheitsfaktoren in bezug auf die Bruchsicherheit ausgelegt werden.
2. Zur Schonung der Triebwerks- und Motorteile sollen Flüssigkeitskupplungen verwendet werden. Amerikanische Firmen geben an, daß rund 80% der Getriebe- und Motorteile dadurch geschont würden.
3. Die Hinterachswellen müssen mit Rücksicht auf das Anfahren mit angezogener Bremse für das ganze, motorseitig zur Verfügung stehende Drehmoment bemessen werden.
4. Die Bremsen sollen nicht so scharf wirken, das heißt es müssen kleine Bremsen eingebaut werden.

DK 631.372.231

Résumé:

Ing. K. Fröhlich: „Tractor Transmissions“.

Tractor power transmissions must be designed with high factors of safety, particularly with respect to the liability to fracture. This is the result of the heavy stresses to which such transmissions are subjected, as well as the lack of intermediate sprung elements in the transmission. Fluid drives should be used to protect the transmission and motor. American manufacturers claim that approximately 80% of the transmission and motor are saved from damage by the application of such fluid drives.

The rear axle must be of such dimensions that will allow of the possibility of starting up with all available starting torque with the hand brake still applied. The alternative is that the brakes must not be designed to act so sharply, i. e., smaller brakes must be used.

Ing. K. Fröhlich: „Mécanisme des tracteurs“.

Consécutivement à l'absence d'éléments souples intermédiaires dans leur construction massive, le mécanisme des tracteurs doit comporter, à cause des chocs des facteurs de sécurité plus élevés, quant aux risques de rupture. Pour ménager les pièces du moteur et de la transmission, il faudrait employer des accouplements à bain d'huile. Des maisons américaines estiment que, grâce à leur utilisation, 80% des pièces du moteur et du mécanisme peuvent, en général, être épargnées. Les dimensions des arbres du pont arrière et des tambours de freins doivent être calculées. — eu égard à l'éventualité de démarrages les freins serrés. — en tenant compte du moment maximum de rotation provenant du moteur, si non, les freins ne doivent pas agir aussi fort, ce qui signifie qu'il faut alors utiliser des freins moins puissants.

Ing. Karl Fröhlich: „Engranajes para tractores“:

A causa de los choques que por falta de acoplamientos elásticos ó de fricción, ocasionada por el modo de construcción, los engranajes de los tractores han de aplicarse mayores coeficientes de seguridad al calcularlos contra la rotura. Para la conservación de los órganos de la transmisión y del propio motor deberían emplearse acoplamientos hidráulicos. Firmas americanas informan que mediante esos acoplamientos se alcanza una conservación de 80% en cifras redondas, de los órganos del mecanismo motor y del motor.

El dimensionado de los ejes traseros debe realizarse, considerando al arranque con los frenos aplicados, para todo el par motor que han de soportar; en otro caso deben emplearse frenos más pequeños.

Prof. Dr.-Ing. G. Segler und Dipl.-Landwirt G. Peschke:

Versuche zur Entwicklung des Häckseldruschverfahrens

Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig

Vom Institut für Landmaschinen der Technischen Hochschule Braunschweig werden seit 1950 mit Hilfe von ERP-Mitteln Versuche zur Frage des Häckseldrusches durchgeführt. Mit Häckseldrusch wird hier ein völlig neuartiges Verfahren bezeichnet, das grundlegend von der bisherigen Technik des Dreschens abweicht. Während man bisher die Garben gedroschen und das Stroh anschließend gehäckselt hat, werden beim Häckseldruschverfahren die Garben zuerst gehäckselt und dann als Häcksel gedroschen (Abb. 1). In der Fachpresse veröffentlichte Berichte über dieses Verfahren*) [1] lösten in der

Landwirtschaft ein so starkes Echo aus, daß wir uns auf Anregung des Vorsitzenden des Kuratoriums für Technik in der Landwirtschaft, Oberlandwirtschaftsrat Landwirt Wesselhoef, entschlossen, den Häckseldrusch grundlegend auf seine Brauchbarkeit zu prüfen. Die ersten tastenden Versuche wurden in unserem Institut von Dipl.-Landwirt Birk durchgeführt und später auf breiterer Grundlage fortgeführt. Hier soll zunächst über die bisherigen Ergebnisse berichtet werden; ein ausführlicher Bericht über die weiteren Arbeiten erscheint später.

Bei erster Betrachtung erscheint es schwer, einen offenkundigen Vorteil des Häckseldruschverfahrens zu entdecken. Als

*) Der Häckseldrusch wurde praktisch zuerst von den Landwirten Trauncker und Lueg (s. Schrifttumsverzeichnis) erprobt.

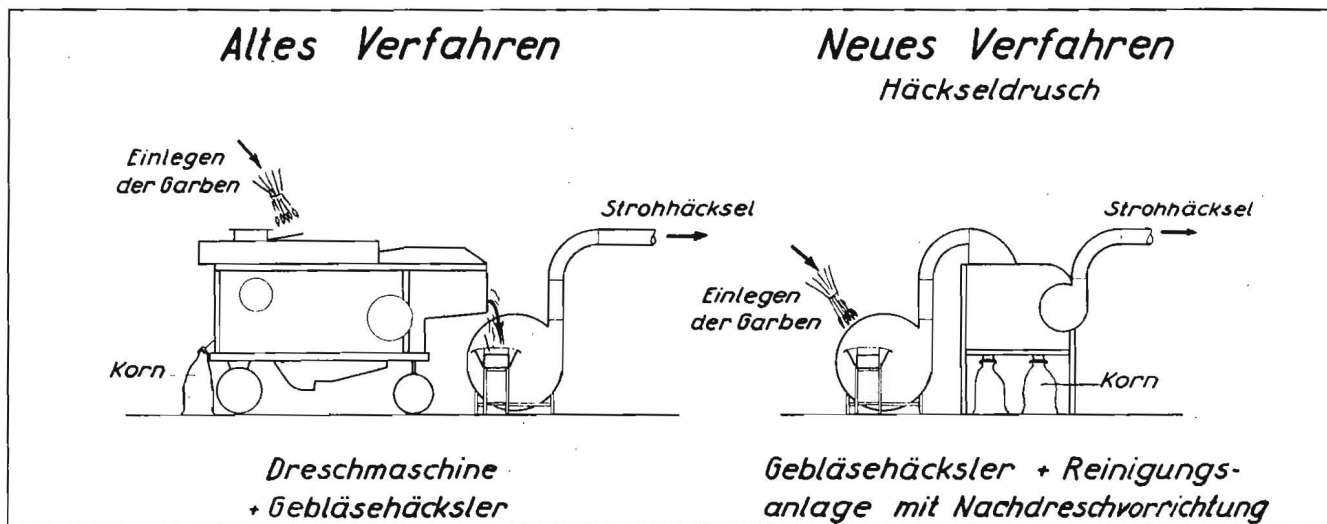


Abb. 1: Bisheriges Dreschen und Häckseln und neuartiges Häckseldruschverfahren.