

Prof. Dr.-Ing. G. Segler: "The Design of Mobile Hay and Straw Cutters."

The design of mobile hay and straw cutters for use in the field as component units of modern, fully mechanised harvesting methods is still in a fluid state. The writer examines the relationships between principal dimensions, speed and performance, and gives some valuable hints on the design of individual components. A design that is to be of practical utility postulates a careful setting of the working speeds of the units feeding the cutter as well as that of the conveyors. The output must be arranged to suit existing field conditions by means of a careful adjustment of the rate of progression of the outfit. Hence, the only tractors that are suitable for this purpose are those which are fitted with a wide range of gears, so that fine adjustments of speeds may be made. The reduction in power requirements, so urgently needed, can only be obtained when the results of actual investigations of conditions obtaining in the field are taken into account.

Prof. Dr.-Ing. G. Segler: «La construction du hache-paille travaillant sur champ.»

La construction du hache-paille travaillant sur champ est encore en pleine évolution, car c'est une machine nouvelle de récolte. L'auteur examine l'interdépendance des dimensions principales, de la vitesse de marche et de la puissance, et donne des conseils judicieux pour la construction des diverses parties. Une construction valable exige un dimensionnement minutieux et une synchronisation des vitesses de travail, des organes d'alimentation du hache-paille et des installations de transport. Le rendement quantitatif doit être obtenu par l'adaptation de la vitesse de marche à la quantité de paille à ramasser. C'est pourquoi seuls les tracteurs possédant un étagement serré des vitesses procurent un service sans interruption. L'abaissement de la puissance nécessaire, vivement souhaité, ne peut être réalisé que si de nouvelles recherches visent à expliquer les exigences réelles se présentant au cours du travail sur champ.

Ing. Dr. G. Segler, catedrático: «La construcción de la recogedora - ensiladora.»

La construcción de la recogedora ensiladora, como nueva máquina de recolección autónoma, no ha llegado todavía a la perfección. El autor investiga las relaciones recíprocas existentes entre las dimensiones principales, la velocidad de marcha y el rendimiento, haciendo indicaciones apreciables para la construcción de los elementos que integran estas máquinas. Una buena construcción supone dimensiones y proporciones adecuadas entre la velocidad de la alimentación de la ensiladora y la de transporte. El rendimiento, en cuanto a cantidades, debe conseguirse conformando la velocidad de marcha a la vegetación que haya en el campo. De ahí que sólo los tractores con esalonamiento más fino de las velocidades de marcha permitan un servicio libre de fallos y de inconvenientes. La reducción tan necesaria del consumo de potencia, sólo es realizable después de aclaradas las sollicitaciones efectivas en las labores agrícolas, por investigaciones más profundizadas.

Dr.-Ing. M. Haack:

Über die Vorderachsfederung luftbereifter Ackerschlepper mit ungefederter Hinterachse

Institut für Schlepperforschung, Braunschweig-Völkenrode

Die Abfederung der Vorderachse luftbereifter Ackerschlepper mit ungefederter Hinterachse ist sehr problematisch. Wird eine Federung eingebaut, so erfolgt dies meist rein gefühlsmäßig und aus der Vermutung, daß hierdurch wahrscheinlich eine Verbesserung erzielt werde. Da diese Ansicht auch oft vom Käufer vertreten wird, so geschieht die Verwendung einer Vorderachsleder häufig mehr aus verkaufstaktischen Gründen. Was läßt sich nun an Hand von theoretischen Überlegungen dazu sagen?

Für die schwingungstechnische Behandlung des Problems kann auf bekannte fahrzeugtechnische Berechnungsverfahren zurückgegriffen werden. Um solche Rechnungsansätze zu treffen, muß zuerst der Schlepper mit seinem Federungs-system in einem Schema erfaßt werden (Abb. 1).

Es ergibt sich ein ziemlich verwickeltes System von gekoppelten Schwingungsvorgängen, deren streng rechnerische Behandlung sehr schwierig und unübersichtlich ist. Es lassen sich jedoch weitere Vereinfachungen treffen, die noch ein ausreichend genaues Bild des Grundvorganges erwarten lassen. Man trennt daher zweckmäßig das gekoppelte System der Sitzschwingungen gänzlich ab, wobei jedoch zu beachten ist, daß dieses System einerseits auf die Hinterachsfederung einen dämpfenden Einfluß ausübt, andererseits auch stark durch die auftretenden Nickschwingungen des Schleppers angeregt wird [1 und 2]. Auch die vorhandenen Dämpfungen, die als geschwindigkeitsabhängig anzusehen wären, sollen vernachlässigt werden. Diese Vereinfachungen führen zu Abbildung 2.

Das so dargestellte System könnte beim Überfahren von Hindernissen Hub- und Nickschwingungen ausführen. Von diesen beiden Schwingungsarten ist die Nickschwingung am unangenehmsten; man trachtet daher danach, sie gegenüber den Hubschwingungen verschwindend klein zu halten. Dieser Wunsch führt zu der Forderung, daß die beiden Einzellre-quenzen des gekoppelten Systems der Vorderachse genügend weit auseinander liegen, so daß von der Vorderachse keine zusätzlichen Nickschwingungen infolge Resonanzüberhöhung eingeleitet werden. Somit ist nur die Grundschwingung mit

$\omega^2 = \frac{c_{res}}{m_v}$ zu beachten, wobei

$$c_{res} = \frac{c_f \cdot c_{Rv}}{c_f + c_{Rv}}; m_v = \frac{G_v}{g}; G_v = \text{Vorderachslast.}$$

Die Forderung nach einer „symmetrischen“ Federung voraus, d. h. es muß sein

$$c_{res} \cdot l_v \cdot a_1 = c_{Rh} \cdot l_v \cdot a_2$$

Durch Eliminieren von c_{Rv} findet sich die gesuchte Federzahl der Vorderachsfederung

$$c_f = \frac{c_{Rv} \cdot c_{Rh} \cdot a_2}{c_{Rv} \cdot a_1 - c_{Rh} \cdot a_2}$$

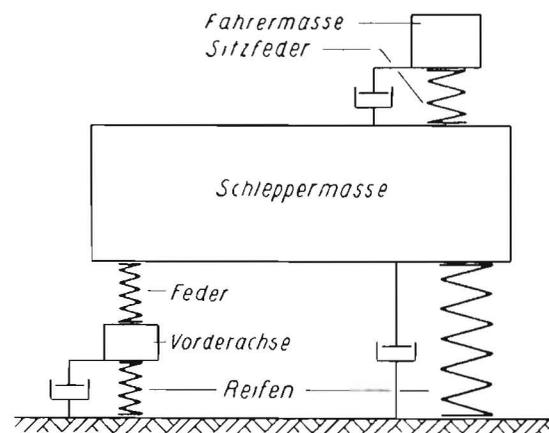


Abb. 1: Ersatzschema des luftbereiften Ackerschleppers mit Vorderachsfederung

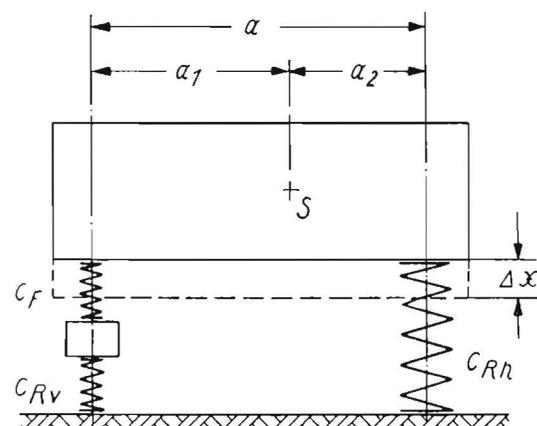


Abb. 2: Vereinfachtes Ersatzschema

- c_f = Federzahl der zusätzlichen Vorderachsfederung
- c_{Rv} = Federzahl des Vorderrad-Reifens
- c_{Rh} = Federzahl des Hinterrad-Reifens
- l_v = Auslenkung, a = Radstand
- S = Schwerpunkt

Aus dieser Gleichung lassen sich die Längen a_1 und a_2 durch Einführung eines Verhältniswertes

$$\lambda = \frac{a_1}{a_2} = \frac{G_V}{G_V} \quad (G = \text{Schleppergewicht})$$

für eine übersichtliche Darstellung herausnehmen. Man kann dann schreiben

$$c_F = \frac{c_{Rv} \cdot c_{Rh}}{c_{Rv} (\lambda - 1) - c_{Rh}}$$

Somit ist c_F eine Funktion dreier willkürlich Veränderlicher

$$c_F = f(c_{Rv}, c_{Rh}, \lambda)$$

Da bei einer vorliegenden Konstruktion meist jedoch c_{Rh} durch die Wahl des für die Schleppergröße erforderlichen Hinterradreifens festliegt, und λ durch die vorgesehene Gewichtsverteilung bestimmt ist, so bleibt als eigentlich willkürliche Veränderliche nur die Federzahl des Vorderreifens übrig. Die so bestimmbar Parameter c_{Rh} und λ liegen bei den üblichen Schlepperkonstruktionen in folgenden Grenzen:

$$100 < c_{Rh} < 300 \text{ kg/cm}$$

$$2,1 < \lambda < 2,9$$

Für diese Bereiche wurde die Funktion $c_F = f(c_{Rv})$ in Abbildung 3 graphisch dargestellt. Die Federzahlen c_R der meist gebräuchlichen Reifengrößen können unter Beachtung des vorgesehenen Luftdruckes aus der nebenstehenden Tabelle entnommen werden:

Es handelt sich hier um eine Angabe der Bereiche, innerhalb derer die meisten Reifen im Neuzustand liegen. Es muß aber noch mit Überschreitungen der Grenzen je nach Fabrikat und Abnutzungsgrad gerechnet werden. Eine Nachprüfung für den speziellen Fall wird daher meist erforderlich sein.

Mit der Abbildung 3 läßt sich für den gesamten Variationsbereich leicht untersuchen, ob eine zusätzliche Federung der Vorderachse erforderlich ist oder nicht.

Die so ermittelte Federzahl der Vorderachsfederung soll nicht unterschritten werden, da man sonst eine sogenannte „negative Federkopplung“ (Moment der Vorderachsfederung kleiner als das der Hinterachsfederung) erhält. Aus den Arbeiten von Lehr [3] u. a. ist bekannt, daß im Personwagenbau sogar eine „positive Federkopplung“ (Moment der Vorderachsfederung größer als das der Hinterachsfederung) zu bevorzugen ist. Man erzielt dadurch ein Herabsetzen der Eigenfrequenz der Nickschwingungen, wie eingangs schon als Wunschziel angedeutet. Es spricht also alles dafür, die zusätzliche Vorderachsfederung härter zu machen, als sie nach der obigen Rechnung gefunden wird. In manchen Fällen bedeutet dies, daß eine besondere Vorderachsfederung gänzlich überflüssig ist, da durch sie nur eine Verschlechterung statt einer Verbesserung erzielt wird. Läßt die Rechnung die Vorderachsfederung für besondere Bedingungen als zu weich erscheinen, dann sollte man erst die Federzahl c_{res} be-

Federzahlen c_R der gebräuchlichsten AS-Reifengrößen

Reifengröße	Federzahl c_R in kg/cm			
	0,8 atü	1,0 atü	1,5 atü	2,0 atü
4,00—15	80—100	90—110	120—140	130—160
4,50—16				
5,00—16				
5,50—16				
6,00—16	100	110—130	140—170	160—200
6,00—20				
6,50—20				
8,00—20				
6—24	120—140	150—180	160—200	230—260
7—30				
8—36				
9,00—24				
9,00—40	150—180	180—220	230—250	260—300
9—42				
10—28				
11—28				
11—38				
11,25—24				
12,75—28				

rechnen, ehe man sie endgültig festlegt. Geringe Unterschreitungen des Sollwertes sind zulässig. Für die Aufnahme von Stoßbeanspruchungen muß ein ausreichender Federweg vorhanden sein. Die im rauhen Fahrbetrieb auftretenden dynamischen Kräfte können den $2\frac{1}{2}$ - bis 3fachen Betrag der statischen Belastung erreichen. Der mögliche Gesamtfederweg muß daher — außer bei Progressivfederung — mindestens das $2\frac{1}{2}$ fache der statischen Federeinsenkung betragen, anderenfalls sind schwerste Schläge durch Aufsetzen der gefederten Massen zu erwarten.

Bei gegebenen Luftreifen und vorhandener Vorderachsfederung kann bei bestimmten Luftdrücken die auftretende negative Federkopplung dem Fahrer als Nickbewegung lästig werden. Es bleibt ihm dann nichts anderes übrig, als in dem durch die Reifentragfähigkeit gegebenen Rahmen entweder den Luftdruck der Vorderräder zu erhöhen oder denjenigen der Hinterräder zu senken.

Als Rechnungsbeispiel sei ein Schlepper mit folgenden Konstruktionsangaben angenommen:

Vorderachslast $G_V = 600$ kg; Reifen 5,00—16

Hinterachse $G_H = 900$ kg; Reifen 8—36.

$$\text{Daraus ergibt sich } \lambda = \frac{G_V \cdot G_H}{G_V} = \frac{1500}{600} = 2,5$$

Für die Hinterachsbereifung wird für die Ackerarbeit und für kurze Straßenfahrten ein Luftdruck von 0,8 atü und für ausgedehnte Straßenfahrten ein solcher von 1,5 atü vorgesehen. Damit findet sich aus der Tabelle die zugehörige Federzahl

$$c_{Rh} = 140 \text{ kg/cm für } 0,8 \text{ atü Reifenluftdruck und}$$

$$c_{Rh} = 200 \text{ kg/cm für } 1,5 \text{ atü Reifenluftdruck.}$$

Der niedrigere Wert liegt dem Bereich für $c_{Rh} = 150$ kg/cm in Abbildung 3 am nächsten, während der Bereich für $c_{Rh} = 200$ kg/cm vorhanden ist.

Für die Vorderachsbereifung ergibt sich bei dem für die Vorderachslast erforderlichen Luftdruck von 2,0 atü eine Federzahl

$$c_{Rv} = 150 \text{ kg/cm.}$$

Die unter diesen Voraussetzungen erforderliche Federzahl c_F der zusätzlichen Vorderachsfederung kann aus der Abbildung 3 entnommen werden. Es findet sich bei 0,8 atü Luftdruck vorzugsweise für Ackerbetrieb $c_F = 300$ kg/cm und für ausschließliche Straßenfahrt bei 1,5 atü $c_F > 1000$ kg/cm. Durch Rechnung mit $c_{Rh} = 140$ bzw. 200 kg/cm findet man $c_F = 250$ bzw. 1200 kg/cm.

Bei den Bedingungen der ausschließlichen Straßenfahrt wäre somit hier eine zusätzliche Vorderachsfederung praktisch unnötig, während bei einem für den Ackerbetrieb bestimmten

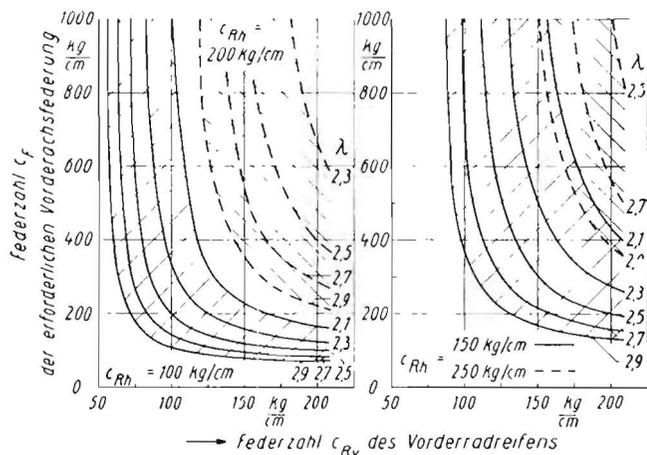


Abb. 3: Erforderliche Federzahl der Vorderachsfederung bei verschiedener Federzahl c_{Rv} der Vorderachstreifen unter Berücksichtigung der Parameter c_{Rh} und λ .

Luftdruck der Hinterachsreifen von 0,8 atü eine solche durchaus erforderlich erscheint.

Wenn man sicherheitshalber auch den Einfluß hinten angebaute Geräte auf die Vorderachsfederung nachrechnet, kommt man bei einem schweren Gerät wie z. B. dem Anbauwechselflug, der noch dazu weit ausladet, zu dem Ergebnis, daß die Federzahl weniger als ein Drittel des oben angegebenen Wertes haben sollte. Da eine so weiche Feder für den Schlepper ohne Gerät eine negative Federkopplung bringt, darf sie nicht verwendet werden.

Mit jeder Hubschwingung ist infolge der Kopplung der Federkräfte auch noch eine Nickschwingung verbunden. Die Verkopplung soll hier rechnerisch nochmals dargestellt werden, um daraus Konstruktions-Richtlinien für eine Verbesserung der Fahreigenschaften abzuleiten. Der Rechnung sei das Schema der Abbildung 4 zugrunde gelegt.

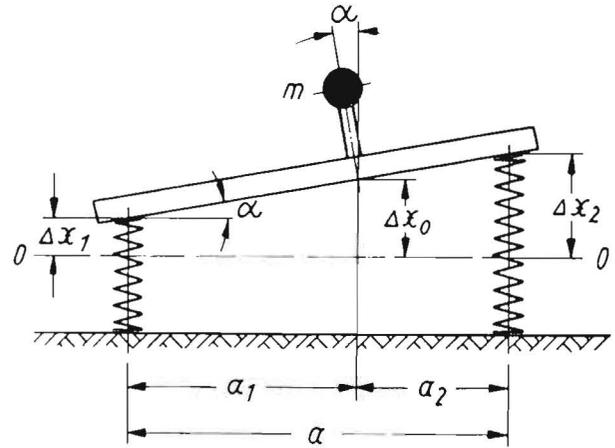


Abb. 4: Grundscha für Nick- und Hubschwingungen
Gesamte Masse m im Schwerpunkt vereinigt. a im Bogenmaß

Hierbei ist $\tan \alpha = \frac{I_{x_1} - I_{x_2}}{a}$, da nur kleine Winkel und

$$I_{x_2} = I_{x_1} + a_1^2 m$$

$$I_{x_0} = I_{x_1} + a_1^2 m$$

Nach den Grundgesetzen der Dynamik gelten dabei die Gleichgewichtsbedingungen:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = \Sigma P \quad P = \text{äußere Kraft}$$

$$J \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = \Sigma M \quad M = \text{äußeres Moment}$$

$J = \text{Massenträgheitsmoment, bezogen auf den Schwerpunkt}$

Dies angewandt, führt zu den Gleichungen:

$$I_{x_1} c_1 - m \cdot \omega^2 I_{x_0} \frac{a_2}{a} - J \omega^2 \frac{a}{a}$$

$$I_{x_2} c_2 - m \cdot \omega^2 I_{x_0} \frac{a_1}{a} + J \omega^2 \frac{a}{a}$$

Hieraus bekommt man nach Oehler [4] durch Verwenden der obigen Bestimmungsgleichungen für x_2 , x_0 und Eliminieren von a bei Beachten der Formel $m \cdot r^2 = J$ eine Gleichung für ω^2 in folgender Form:

$$\omega^4 - \frac{(a_1^2 + r^2) c_1 + (a_2^2 + r^2) c_2}{J} \omega^2 + \frac{a^2 \cdot c_1 \cdot c_2}{J} = 0$$

Hierbei ist r der Trägheitsradius des Massenträgheitsmoments J .

In den vorhergegangenen Überlegungen wurde zum Erzielen einer reinen Hubschwingung gefordert, daß

$$a_1 c_1 = a_2 c_2 \quad (\text{symmetrische Federung})$$

sein müßte, wobei c_1 bzw. c_2 mit den früher eingeführten Begriffen c_{res} , bzw. c_{Rb} identisch sind. Für diesen Fall findet man die beiden Lösungen:

Résumé:

Dr.-Ing. M. Haack:

„Über die Vorderachsfederung luftbereifter Ackerschlepper mit ungefederter Hinterachse.“

Bei der Fahrt eines Schleppers über ein Hindernis entstehen neben den Hubschwingungen immer auch Nickschwingungen infolge der Federkopplungen. Da Hubschwingungen leichter ertragen werden als Nickschwingungen, versucht man die Nickschwingungen möglichst klein zu machen. Unter der Annahme, daß eine symmetrische Federung für den Ackerschlepper die günstigsten Verhältnisse erwarten läßt, findet sich eine Berechnungsmöglichkeit für die zusätzliche Vorderachsfederung.

Dr.-Ing. M. Haack: "On the Springing of the Front Axles of Pneumatic Tyred Agricultural Tractors with Unsprung Rear Axles."

When a tractor moves over an obstacle, vertical as well as horizontal oscillation takes place. The vertical movement is due to the spring hangers. Since the tractor can resist the horizontal oscillation better than the vertical, every attempt is made to keep this vertical movement to a minimum. Assuming that symmetrical arrangement of the springs will ensure optimum conditions, it is possible to calculate the additional springing required for the front axle.

Dr.-Ing. M. Haack: «Sur la suspension de l'essieu avant des tracteurs agricoles à pneumatiques à pont arrière non suspendu.»

Lors du passage d'un tracteur sur un obstacle, outre les oscillations verticales, il se produit toujours en plus des oscillations horizontales, par suite des accouplements à ressort. Comme des oscillations verticales sont supportées plus facilement que les oscillations dans les sens horizontal, on cherche à rendre ces dernières aussi faibles que possible. En supposant qu'une suspension symétrique du tracteur conduise aux conditions les plus avantageuses, il se trouve alors une possibilité de calcul tendant vers une suspension complémentaire de l'essieu avant.

Ing. Dr. M. Haack: «De la suspensión elástica del eje delantero de tractores agrícolas con neumáticos con eje trasero no-elástico.»

Pasando un tractor por encima de un obstáculo, a más de las vibraciones de elevación, siempre se producen también vibraciones de cabeceo, debidas al acoplamiento de las ballestas. Como las vibraciones de elevación se soportan mejor que las de cabeceo, se trata de reducir éstas al valor mínimo. Como una suspensión en ballestas simétrica justifica la suposición de que con ella se han de conseguir, en el tractor agrícola, las condiciones más favorables, ha de encontrarse la posibilidad para el cálculo de la suspensión elástica adicional del eje delantero.

$$\omega_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{m} \quad \text{und} \quad \omega_2^2 = \frac{a_1^2 c_1 + a_2^2 c_2}{J}$$

Davon stellt ω_1 die Eigenkreisfrequenz der senkrechten Schwingung und ω_2 die der Nickschwingung dar.

Gewünscht wird nun

$$\omega_1 > \omega_2,$$

also muß man schreiben:

$$\frac{c_1 + c_2}{m} > \frac{a_1^2 c_1 + a_2^2 c_2}{J}$$

und es findet sich:

$$a_1 < r < a_2$$

Das Ergebnis sagt, daß man die Gesamtmasse gleichmäßig teilen und die so gewonnenen Hälften möglichst weit weg vom Schwingungsmittelpunkt nach vorn und hinten legen müßte. Dieser Bedingung kann im Schlepperbau aus den konstruktiven Gegebenheiten nicht ganz entsprochen werden. Man soll jedoch versuchen, dem Idealfall möglichst nahe zu kommen.

DK 631.372.3—272

Schrifttum:

- [1] Den Hartog, J. P.: Mechanische Schwingungen. Berlin 1936, S. 97.
- [2] Haack, M.: Über die günstigste Gestaltung der Schleppersitzfederung bei luftbereiften Ackerschleppern mit starrer Hinterachse. Landtechnische Forschung 2 (1953), S. 1—13.
- [3] Lehr, E. und Bertschinger, E.: Über den Zusammenhang zwischen Schwingungseigenschaften und Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. ATZ 49 (1947), S. 79.
- [4] Oehler, E.: Schwingungen der Kraftfahrzeuge. Taschenbuch für den Auto-Ingenieur. Stuttgart, 2. Aufl., S. 17.