

Statische Beanspruchung des Ackerschleppers durch Frontlader

Von Walter Koenig, Bergisch Gladbach

Der Frontlader erweitert den Einsatzbereich des Ackerschleppers wesentlich. Seine Anwendung wird daher immer häufiger. Sie stellt erhebliche Ansprüche an die Standfestigkeit des Schleppers, weniger an seine bauteilmäßige Festigkeit (ausgenommen vielleicht die der Vorderachse und -bock), aber auch an die Schaltung, Lenkung und Bedienbarkeit. Frontladerarbeit ist Schwerstarbeit des Fahrers. Es gibt „geschickte“ und „ungeschickte“ Arten, den Schlepper mit einem Frontlader auszurüsten. Nicht deren bedienungsmäßige Vor- und Nachteile werden hier auseinandergesetzt, sondern vor allem der Eingriff der Laderarbeit in die Beanspruchung des Schleppers. Besonders eingehend wird ein praktisch erprobter Laderanbau unmittelbar an den Schlepperrumpf untersucht, welcher für Einstieg, Geräteanbau und Sicht auf die Geräte ein Mindestmaß an Behinderung bringt. Da die Laderarbeit sehr stark veränderliche, z. T. recht ungünstige Fahrzustände des Fahrzeuges „Schlepper“ beinhaltet, wird versucht, praktische Rezepte für eine Auslastung zu geben, die das Fahrzeug ohne langwierige Manipulationen für sein ganzes Tagewerk tauglich läßt.

1. Achslasten und Momentenverlauf im Gesamtsystem

Die statischen Beanspruchungen der Ackerschlepper durch Frontlader sind mit den normalen Mitteln der Statik leicht zu überschauen und einzugrenzen. Solange an der Frontladerschwinge nur statische Kräfte, d. h. Gewichte angreifen, ist der auf waagerechter Standebene stehende Schlepper als ein durch sein Eigengewicht und die Gewichte allen Zubehörs belasteter Träger auf zwei Stützen mit überstehenden Enden aufzufassen. **Bild 1** zeigt den grundsätzlichen Momentenverlauf, welcher für das System „Schlepper und Lader“ gilt; der Momentenverlauf wird in diesem stark vereinfachten Schema bestimmt

1. zwischen dem Schwerpunkt der vollen Laderschaufel und der Vorderachse: durch das Gewicht P_1 der Schaufelfüllung und den veränderlichen Abstand l von der Vorderachse,
2. in der senkrechten Ebene durch die Vorderachse: durch P_1 und l_1 ,
3. zwischen der senkrechten Querebene der Hinterachse und dem Angriffspunkt der Kraft P_4 : durch P_4 und l und
4. zwischen der Vorderachse und Hinterachse: durch die Größe der Momente in den senkrechten Ebenen durch diese Achsen und durch die Verteilung der Last q über l .

Der Frontlader greift jedoch nicht in der senkrechten Querebene der Vorderachse am Rumpf an. Da uns aber der Momentenverlauf im Rumpf des Schleppers interessiert, denken wir uns einstweilen die Schwinge und das Anbaugestell des Frontladers über den Schlepper bis z. B. zur Hinterachse hin verlängert und dort mit dem Schlepper verbunden, **Bild 2**. Wir sehen vom Gewicht des Schleppers ab und berücksichtigen vom Lader das Gesamtgewicht von Schaufel, Schwinge und Anbau als P_2 an der Stelle ihres gemeinsamen Schwerpunktes und das Gewicht der Nutzlast als P_1 an der Stelle ihres Angriffspunktes. Dann zeigt die Linie für M_b aus Lader + Nutzlast den Momentenverlauf in dem System von Schwinge und Anbau. Unter den gemachten Annahmen steigt das Moment zwischen den Lastangriffspunkten linear an. Es hat im Beispiel über der Vorderachse eine Größe von 1085 kpm, über der Hinterachse bereits eine Größe von 2350 kpm.

Andererseits fällt im Schlepper das Moment von der Hinterachse bis zur Vorderachse entsprechend der Momentenlinie $(M_b)_A$ von 2350 kpm auf Null linear ab, also steiler als in der Schwinge. Dieser Momentenverlauf im Schlepper ist lediglich durch die Größe der Vorderachslast und den Abstand l von der Vorderachse bedingt. (Selbstverständlich erfordert das statische Gleichgewicht auch eine Hinterachslast, die hier -570 kp beträgt.)

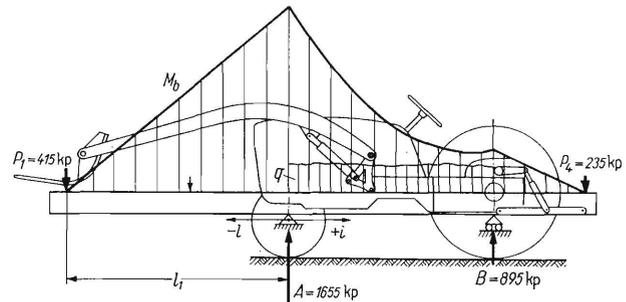


Bild 1. Grundsätzlicher Momentenverlauf für das System „Schlepper + Frontlader“.

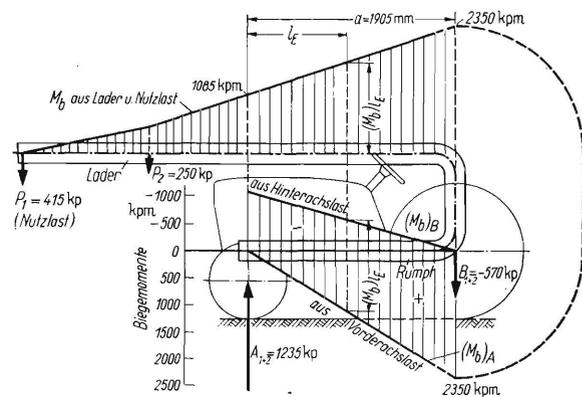


Bild 2. Momentenverlauf infolge der Nutzlast und des Ladergewichtes in einem gedachten Ersatzsystem.

Leiten wir das von Lader und Anbau herrührende Moment irgendwo zwischen Vorderachse und Hinterachse durch ein mit dem Schlepper verbundenes „Querschott“ in den Schlepperrumpf ein, so ist der durch den Lader hervorgerufene Momentenverlauf zwischen Hinterachse und Querschott einzig und allein von der durch den Lader hervorgerufenen Hinterachslast und den Abstand $a = l_B$ von der Hinterachse [Momentenlinie $(M_b)_B$] abhängig.

Zwischen Vorderachse und Querschott ist das Moment lediglich von der Vorderachslast und dem Abstand l [Momentenlinie $(M_b)_A$] abhängig; an der Stelle E des Querschottes in **Bild 2** springt das Biegemoment im Rumpf genau um den Betrag $(M_b)_{l_E}$ des Moments im System Schwinge und Anbau.

Zu diesen Momenten addieren sich die vom Eigengewicht des Rumpfes und vom Frontladergegegengewicht hervorgerufenen. Auf die Wirkungen des praktisch vorkommenden Laderanbaus gehen wir später ein; wir betrachten zuerst die praktisch vorkommenden bzw. notwendigen Achslasten. Als Beispiel dient ein 28-PS-Schlepper, welcher mit Kraftheber, Kraftstoff und Fahrer, jedoch ohne Lader und ohne Ballast ein Gewicht (Schleppergrundgewicht) von $G_0 = \text{rd. } 1485$ kp hat, **Bild 3**. Die prozentuale Hinterachslast beträgt 64%. Die Wirkungslinien

Dr.-Ing. habil. Walter Koenig ist Leiter der Radschlepper-Konstruktion der Firma Klöckner-Humboldt-Deutz AG., Köln-Deutz.

Tafel 1. Einfluß der Teilgewichte auf die Achslasten A und B

Teilgewichte			Vorderachslast		Hinterachslast			
	Bez.	kp	Lader	waage- recht	gehoben	Lader	waage- recht	gehoben
			Bez.	kp		Bez.	kp	
Schlepper mit Kraftheber, Kraftstoff und Fahrer	G_0	1485	A_0	525		B_0	960	
Nutzlast	P_1	415	A_1	865	695	B_1	-450	-280
Laderanbauten, Schwinde und Schaufel	P_2	250	A_2	370	305	B_2	-120	-55
Radballast	P_3	165	A_3	0		B_3	165	
Ladergegengewicht	P_4	235	A_4	-105		B_4	340	
Gesamt:		2550	A	1655	1420	B	895	1130

Schwerpunkts- lage	Schlepper- grundgewicht G_0	Lader P_2	Gegen- gewichte		Nutzlast P_1	Lader	
			P_3	P_4		waager.	gehoben
S_0	×	·	·	·	·	·	·
S_I	×	×	×	×	·	×	·
S_{II}	×	×	×	×	×	×	·
S_{III}	×	×	×	×	×	·	×

der verschiedenen am Schlepper wirkenden, statischen Teilkräfte (Gewichte) P haben den horizontalen Abstand l von der Vorderachse. Als Abszisse ist die auf den Radstand a bezogene Größe l/a aufgetragen. Ist P_n eine bestimmte Teilkraft mit dem Abstand l_n von der Vorderachse, und sind A_n und B_n die durch die Kraft P_n hervorgerufenen Achslasten, so ist

$$\frac{B_n}{P_n} = \frac{l}{a} \quad \text{und} \quad \frac{A_n}{P_n} = 1 - \frac{l}{a}$$

oder

$$B_n = \frac{l}{a} P_n \quad A_n = \left(1 - \frac{l}{a}\right) P_n$$

Das Strahlendiagramm in Bild 3 veranschaulicht die Abhängigkeit von B_n/P_n und A_n/P_n von l/a .

Die Säulendarstellung in Bild 3 zeigt den Einfluß der verschiedenen Teilgewichte P_n auf die Achslastanteile A_n und B_n . Die Laderschwinge mit den Zylindern, der Schaufel oder der Gabel und den Anbauteilen ergibt bereits eine gewisse Hinterachsentlastung B_2 . Diese wird durch eine Nutzlast P_1 von etwa 400 kp noch erheblich gesteigert. Werden Schwinde und Last gehoben, so ändern sich die horizontalen Abstände von der Vorderachse und damit die statischen Momente, wobei sich die Hinterachsentlastung merklich verringert. (Auf die Wirkung von Steigung und Gefälle, Fahrwiderstand, Beschleunigung und Verzögerung soll in einer späteren Veröffentlichung eingegangen werden.)

Auf Bild 3 ist auch die jeweilige Lage des Schwerpunktes des Schleppers mit den Anbauten und der Nutzlast bei waagerechter und gehobener Laderschwinge eingetragen. An ihr kann man die Verlagerung der prozentualen Achslasten erkennen. Von der Größe der Hinterachslast B bzw. von dem Verhältnis der Achslasten hängt die Zug- und Schubfähigkeit des Schleppers entscheidend ab bzw. seine Fähigkeit, sich überhaupt fortzubewegen, sowie oft auch seine Lenkfähigkeit.

Wir können daher die durch den Lader hervorgerufenen Veränderungen der Achslasten nicht ohne weiteres hinnehmen, d. h. wir müssen sie durch Zusatzgewichte kompensieren. Entscheidend für deren Beitrag zur Vorderachslast (A_4) und zur Hinterachslast (B_4) ist wiederum das statische Moment dieser Zusatzlast.

Wasserfüllung der Hinterradreifen und die leicht anzubringen- und zu entfernenden, daher sehr gebräuchlichen Gewichte P_3 an den Hinterrädern („Hinterradbollast“)²⁾ bringen natürlich keine Entlastung der Vorderachse. Ein Frontladergegengewicht P_4 in der Dreipunktkupplung bringt dagegen in dem obigen Beispiel

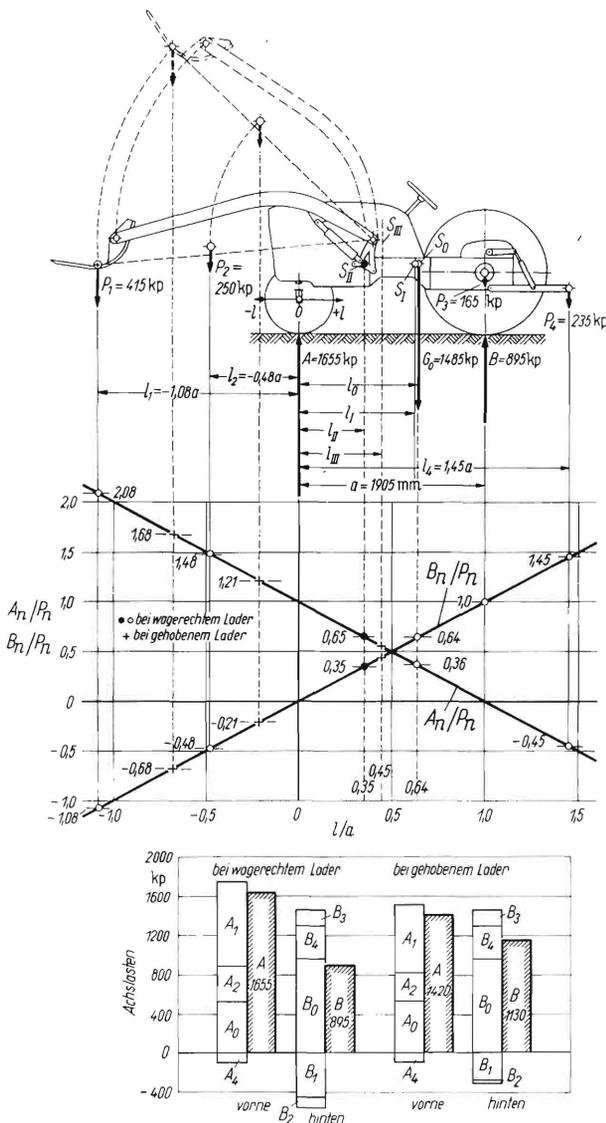


Bild 3. Die statischen Achslasten eines mit einem Frontlader ausgerüsteten 28-PS-Schleppers in Abhängigkeit von den einzelnen Teilgewichten, dem Radstand und dem Abstand der Wirkungslinien von der Vorderachse, im waagerechten und im gehobenen Zustand der Laderschwinge (s. auch Tafel 1).

1) Lage und Achslastbeitrag jeder beliebigen Einzel- oder Zusatzlast lassen sich in der industriellen und landwirtschaftlichen Praxis bequem und genau durch Wägung auf einer Fuhrwerkswaage bestimmen. Im vorliegenden Falle hatte das aus zwei Achslastwägungen errechnete Gesamtgewicht bei einer sehr guten Fuhrwerkswaage mit zwei Wiegeplattformen und Leuchtbildanzeige eine mittlere quadratische Abweichung von 2,3 bis 2,9 kp trotz eines Meßbereiches von je 60 Mp.

2) Radballast geht bei der Betrachtung von Beschleunigungen und Verzögerungen im Gegensatz zu Rumpfbollast, Frontladergegengewicht und vermutlich auch Wasserfüllung mit mehr als 100% in die träge Masse des Schleppers ein, nämlich mit etwa 117% (Reifen mit etwa 160 bis 170% und Räder mit etwa 125 bis 130%).

145% seines Gewichtes an zusätzlicher Hinterachslast, und es entlastet die Vorderachse um 45% seines Betrages. Noch wirksamer wäre beispielsweise ein Anbaupflug an der Dreipunkt-kupplung mit einem Gewicht von etwa 400 kp, dessen Schwerpunkt sich 1,5 bis 1,8 m hinter der Hinterachse befindet.

Für den praktischen Einsatz des Frontladers müssen wir jedoch davon ausgehen, daß aus betrieblichen Gründen

1. zwar das Frontladerarbeitsgerät (Schaufel u. a.), nicht aber die Schwinge abgebaut wird,
2. daß sich das Frontladergegengewicht in der Dreipunkt-kupplung nur bei ausgesprochener Frontladerarbeit am Schlepper befinden kann, aber leicht an- und abzubauen ist,
3. daß Wasserballast in dem Reifen niemals, metallener Radballast in der Praxis nur selten entfernt und wieder eingefüllt bzw. angebaut wird,
4. daß der Schlepper mit dem Allwetterverdeck und den ganzen Sommer über mit dem Zwischenachs-Seitenmäherwerk versehen ist, wobei auch der Mähbalken nicht abgebaut wird, und
5. daß Sattelasten von Einachsanhängern, insbesondere dem gebräuchlichen Zapfwellen-Stallungstreuer in der Größe von zur Zeit 600 bis 1000 kp vorkommen.

Tafel 2. Angleichung der Achslasten bzw. des Achslastverhältnisses des Schleppers mit Frontlader an die Achslasten des Schleppers ohne Frontlader (Schleppergrundgewicht) durch Gegengewichte.
28-PS-Schlepper mit Kraftheber, Reifen 11-28 AS und 5.50-16 AS Front

1 Ziel der Angleichung	2 3 4			5 6		7 Achslasten A_n und B_n kp	8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 Erforderliche Gegengewichte														
	Schleppergrundgewicht Teillasten ¹⁾			Schleppergrundgewicht + Teillasten			Hinterradballast + Wasserfüllung der Reifen ²⁾			Verhältnis	Frontladergegengewichte ⁴⁾			zusammen verfügbar und eingesetzt							
	Anbauzustand	P_n kp	l/a	l/a	P_3 kp		P'_3/P_n	P_3 kp	Soll		Ist	P_4 kp	P'_4/P_n	P_4 kp	Soll	Ist	P_3 kp	P_4 kp	Achslasten Soll Ist		
																				zum Ausgleich erforderlich	verfügbar bzw. eingesetzt
gleiche Vorderachslast A_0	Schleppergrundgewicht G_0	1525	2)	2)	1525	$A_0 = 530$	—	—	—	$\infty : 1$	—	—	—	A	—	—	A				
	Laderanbau mit Schwinge	170			1695		740	∞	∞		—	740	467		2,75	250		630	—	250	630
	Lader mit Schaufel	250			1775		900	∞	∞		—	900	822		3,29	400		720	—	400	720
	Lader mit Nutzlast	650			2175		1735	∞	∞		—	1735	2674		4,11	400		1555	—	400	1555
gleiche Hinterachslast B_0	Schleppergrundgewicht G_0	1525	2)	2)	1525	$B_0 = 995$	—	—	—	1,45 : 1	—	—	—	B	—	—	B				
	Laderanbau mit Schwinge	170			1695		955	(40)	0,23		(40)	995	28		0,16	250		1320	—	250	1320
	Lader mit Schaufel	250			1775		875	120	0,48		120	995	83		0,33	250		1240	—	250	1240
	Lader mit Nutzlast	650			2175		440	554	0,85		554	995	382		0,59	400		1020	650 oder 350	400	1670 1370
gleiches Achslastverhältnis $B_0/G_0 := l_0/a$	Schleppergrundgewicht G_0	1525	0,653	1525	0,653	—	—	—	l/a	2,30 : 1	—	—	—	l/a	—	—	l/a				
	Laderanbau mit Schwinge	170	- 0,235	1695	0,563	(434)	2,55	650	0,684		(193)	1,11	250	0,677	—	250	0,677				
	Lader mit Schaufel	250	- 0,480	1775	0,493	814	3,26	650	0,629		355	1,42	400	0,669	—	400	0,669				
	Lader mit Nutzlast	650	- 0,850	2175	0,203	2814	4,32	650	0,386		1225	1,89	400	0,397	650 oder 350	400	0,518 0,469				

1) Schleppergrundgewicht und Nutzlast sowie die daraus resultierenden Achslasten weichen in dieser Zahlentafel teilweise etwas von denen in Bild 3 ab.
2) $l/a = B_n/P_n$ (s. Bild 3). 3) 350 kp Hinterradballast + 300 kp Wasserfüllung mit Gefrierschutz. 4) Verfügbare Gegengewichte 250 und 400 kp.

Die Tafel 2 ist in die drei Möglichkeiten der Angleichung der Achslasten gegliedert (Spalte 1):

1. für gleiche Vorderachslast $A_0 = 530$ kp,
2. für gleiche Hinterachslast $B_0 = 995$ kp und
3. für gleiches Achslastverhältnis A_0/B_0 bzw. $B_0/G_0 = l_0/a = 0,653$.

Für die in Spalte 2 aufgeführten Betriebszustände gibt Spalte 3 die Teillasten und Spalte 5 die Gesamtlasten (Schleppergrundgewicht + jeweilige Teillast, ohne Gegengewichte) sowie die Spalten 4 und 6 die dazugehörigen Achslastverhältnisse (bzw. die prozentualen Hinterachslasten $B_n/P_n = l/a$) wieder. Spalte 7 nennt die Achslasten A_n und B_n für die verschiedenen Betriebszustände ohne Gegengewichte.

Spalte 8 zeigt das Gewicht und Spalte 9 das Wievielfache der auszugleichenden Last (Spalte 3) als Ballast an der Hinterachse angebracht werden muß,

Durch das Hinzufügen einer Last P_n (Bauteil, Ballast, Gegengewicht) an der Stelle l_n wandert der Schwerpunkt von S_0 nach S_1 , und der Abstand l_0 von der Vorderachse ändert sich in l_1 . Es ist dann nach Bild 3

$$\frac{l_1}{a} = \frac{G_0 l_0/a + P_n l_n/a}{G_0 + P_n}$$

Beispiele für l/a -Werte finden wir in Bild 3. $G_0 l_0/a$ ist die statische Hinterachslast B_0 im Ausgangszustand, $P_n l_n/a$ der Achslastbeitrag der Zusatzlast P_n zur Hinterachslast. Also ist nach Zufügen von Hinterradballast P_3 ($l_3/a = 1$) die prozentuale Hinterachslast

$$\frac{l_1'}{a} 100 = \frac{B_0 + P_3}{G_0 + P_3} 100\%$$

Für das Frontladergegengewicht mit $l_4/a = 1,45$ gilt

$$\frac{l_1''}{a} 100 = \frac{B_0 + 1,45 P_4}{G_0 + P_4} 100\%$$

Daraus kann man auch die Größe der Last P^* suchen, die an der gewählten Stelle l^* angebracht werden muß, um den Schwerpunkt von S_0 nach S_1 zu verschieben:

$$P^{**} = G_0 \frac{l_1/a - l_0/a}{l^{**}/a - l_1/a}$$

Oder umgekehrt: Um den durch den Anbau von P_2 (Lader) an der Stelle l_2 verschobenen Schwerpunkt wieder nach l_0 zurückzubringen, ist an der gewählten Stelle l^{**} ein Gegengewicht P^{**} anzubringen von der Größe:

$$P^{**} = P_2 \frac{l_0/a - l_2/a}{l^{**}/a - l_0/a}$$

Wieder sollen die Verhältnisse l_2/a und l_0/a nach Achslastmessungen aus Bild 3 bekannt sein; l^{**}/a kann mittels Waage oder Bandmaß bestimmt werden (im obigen Beispiel wurde l_1/a zu 1,45 gemessen).

Es ist ein Schwerpunktsabstand $l_{III}/a > 0,45$ auch bei der Laderarbeit anzustreben. Bei kleineren Werten kann der Fahrwiderstand der Vorderräder unter manchen Bedingungen schon zu groß, dagegen die übertragbare Umfangskraft der Hinterräder durch die verringerte Hinterachslast zu klein werden. So kann zum Beispiel ein Schlepper mit $l_{III}/a = 0,4$ bei der Rübenerte unter sehr ungünstigen Bedingungen schon versagen, weil er die Vorderräder nicht mehr durch den Boden bekommt. Die Verwendung von großvolumigen Vorderreifen bringt zwar, vor allem bei niedrigem Luftdruck, auf dem Acker einen gewissen Vorteil, unter sehr schlechten Bedingungen sind sie dagegen keine entscheidende Lösung des Problems, wenn sie so tief einsinken, daß sie sich nicht mehr drehen. Eine gewisse Besserung konnte in einem solchen Falle durch Vorderreifen mit einem Hochstollenprofil (z. B. 6.00—20 AS Farmer) bei einem 50-PS-Schlepper erzielt werden: Diese schmalen Reifen sanken zwar

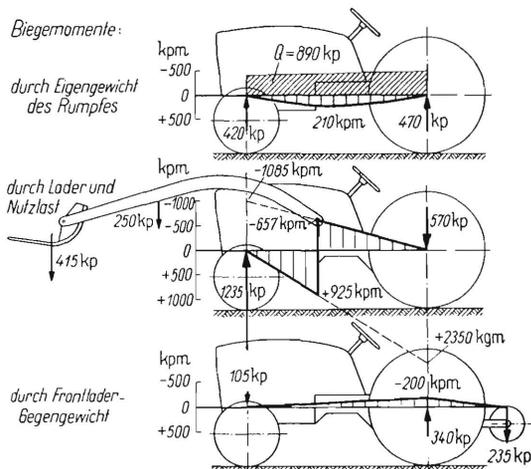


Bild 4. Anteile des Biegemomentes im Rumpf und die anteiligen Kräfte beim Laderanbau an einem „Querschott“, also ohne Zusatzrahmen.

ebenfalls sehr tief ein, kletterten aber immer wieder aus der eingesunkenen Spur nach vorn heraus (Antrieb der Vorderreifen durch Bodenkräfte), obgleich doch bekanntlich der Fahrwiderstand eines Hochstollenreifens auf normalem Ackerboden sonst grundsätzlich höher ist als der von glatten Reifen, z. B. AS-Frontreifen. Entscheidende Verbesserungen brachte jedoch in einem tiefgründig aufgeweichten Rübenacker erst eine Vergrößerung des Frontladergegengewichtes, so daß ein Achslastverhältnis $l_{III}/a = 0,45$ und eine herabgesetzte Vorderachslast erreicht wurden.

Tafel 2 zeigt für den betrachteten 28-PS-Schlepper die Veränderungen der Achslasten durch Zubehör sowie die Möglichkeiten, sie durch Gegenmaßnahmen rückgängig zu machen. Dort ist auch angegeben, das Wievielfache einer Last P_n wir an anderer Stelle aufwenden müssen, um die verschiedenen Wirkungen dieser Last aufzuheben. Hiernach kann der als Beispiel betrachtete 28-PS-Schlepper im normalen Einsatz mit Schwinde ohne Schaufel mit Wasserfüllung der Hinterrreifen oder mit Hinterradballast gefahren werden. Bei normaler Laderarbeit mit einer Nutzlast bis zu 400 kp ist ein Frontladergegengewicht von 400 kp hinzuzufügen. Selbst bei Frontladerarbeit unter äußerst

ungünstigen Bedingungen wird man bei diesem Schlepper außer dem Frontladergegengewicht nicht noch Radballast und gleichzeitig Wasserfüllung benötigen. Dagegen erfordert ein Frontladergegengewicht von nur 250 kp die Kombination aller drei Maßnahmen. Auch für eine erhebliche Sattelast bleibt noch genügend Tragfähigkeit, wenn für die Fahrt von und zum Felde das Frontladergegengewicht auf den Einachsanhänger geladen wird. Bei Reifen 9-32 kann man beim Fahren ohne Last ebenfalls mit einer der Maßnahmen auskommen, doch reicht für die Laderarbeit der Wasserballast selbst in Kombination mit dem Frontladergegengewicht nur knapp aus. Für eine Sattelast ist dieser Reifen ungeeignet.

2. Momentenverlauf im Schlepperrumpf

Bei unseren weiteren Betrachtungen nehmen wir an, die Vorderachslast werde in der senkrechten Querebene, die durch die Radlager der Vorderachse geht, in den Rumpf eingeleitet, ihr Moment sei dort Null; das Moment des Frontladergegengewichtes werde von den unteren Lenkern und den Hubarmen des Krafthebers in der durch die Hinterachse gehenden, senkrechten Querebene des Schleppers auf den Rumpf übertragen. Diese Annahmen geben den Momentenverlauf zwischen den Achsen des Schleppers ausreichend genau wieder.

Wir ersparen uns die Betrachtung der Biegemomente in der Vorderachse und den Achstrichtern der Hinterachse und betrachten lediglich den Schlepperrumpf. In **Bild 4** sind die aus Eigengewicht, Frontlader mit Last und Frontladergegengewicht resultierenden Biegemomente im Rumpf des betrachteten 28-PS-Schleppers zusammengestellt. Oben ist das aus dem Eigengewicht herrührende Moment (nach Abzug des Gewichtes von Rädern und Achsen; Kraftheber und Radballast sind ebenfalls als den Rumpf nicht belastend weggelassen) dargestellt und unten das Moment aus dem Frontladergegengewicht. Das mittlere Teilbild zeigt den Verlauf des Biegemomentes, der sich im Rumpf durch den beladenen Lader ergibt. Der Anbau des Laders wurde bei dem betrachteten Schlepper so gewählt, daß das Moment in vier Punkte einer Ebene senkrecht zur Fahrtrichtung 750 mm hinter der Vorderachse in den Rumpf eingeleitet wird („Querschott“). **Bild 5** zeigt die Summe der drei gleichzeitig wirkenden Momente im Rumpf des Schleppers bei diesem Laderanbau. In **Bild 8** ist dieses resultierende Moment (in einem anderen Maßstab) der Tragfähigkeit der Schraubenfelder gegenübergestellt, welche Vorderachsbock, Motorgehäuse, Kupplungsglocke und Getriebegehäuse verbinden. Dabei ist die Annahme gemacht, die aneinanderliegenden Flansche kippten um die gemeinsame obere bzw. untere Kante, und alle Schrauben erreichten gleichzeitig die Streckgrenze. Die anschließenden Gehäuseteile sind rechnerisch noch stärker. Die hohen Sicherheiten nach **Bild 8** sind der Grund, warum selbst durch den rauen Laderbetrieb noch keiner der vielen Schlepper beschädigt wurde, die diesen für die Handhabung (also hinsichtlich Einstieg, Geräteanbau, Bedienung) sehr günstigen Laderanbau haben.

Nun ist der Anbau des Laders in einer Querebene, **Bild 5**, ungewöhnlich. Üblich ist der Anbau mit einem Hilfsrahmen, der zwar meist in der Gegend des Angriffs von Schwinde und Zylindern mit dem Schlepperrumpf verbunden ist, daneben aber meist entweder nach vorn bis zum Vorderachsbock, **Bild 6**, oder aber nach hinten bis in die Gegend der Achstrichter, **Bild 7**, durchgeführt und dort mit dem Schlepper verbunden ist.

In den Bildern 5 bis 7 sind die Momentenverläufe im Rumpf einander gegenübergestellt, wie sie sich bei dem betrachteten 28-PS-Schlepper für die drei verschiedenen Anbauweisen des Laders ergäben, wenn an den einzelnen Verbindungsstellen des Zusatzrahmens mit dem Schlepperrumpf keine wesentlichen Momente vom einen zum anderen übertragen würden, sondern nur Kräfte. Das „Querschott“ in **Bild 4**, 5 und 8 hat zweimal je zwei Verbindungsstellen.

Der Anbau mit einem vorderen Zusatzrahmen nach **Bild 6** ergibt hinter dem Zusatzrahmen ebenso große Momente im Rumpf wie der in einer Querebene in **Bild 5**, im Bereich des Zusatzrahmens aber eine merkliche Entlastung (etwa halbes Biegemoment mit entgegengesetztem Vorzeichen). Eine Schwachstelle

im Motor, Vorderachsbock oder Rahmen des Schleppers könnte so gegen die durch den Lader verursachten Biegemomente geschützt werden. Dies ist aber nicht dem Zusatzrahmen, sondern der Lage der Kraftereinleitung zuzuschreiben.

Ein Anbau mit einem hinteren Zusatzrahmen nach Bild 7 ergibt gerade im Bereich desselben die unangenehmsten Beanspruchungen. Sollte es sein Zweck sein, z. B. etwa ein leichtmetallenes Getriebegehäuse vor zusätzlichen Beanspruchungen zu schützen, so wäre eigentlich das Gegenteil erreicht. Zwischen Vorderachse und Laderanbau sind dagegen die Momente die gleichen wie bei einem „Querschott“ nach Bild 5.

Am günstigsten schneidet hinsichtlich der durch den Lader hervorgerufenen Beanspruchungen der ebenfalls bekannte Laderanbau mit einem von der Vorderachse bis zur Hinterachse durchgehenden Hilfsrahmen ab, da er überhaupt keine zusätzlichen Beanspruchungen in den Rumpf bringt, doch behindert er sehr den Geräteanbau an den Schlepper.

In Bild 9 und 10 ist ein Zusatzrahmen, dessen Befestigungspunkte am Schlepper einen waagerechten Abstand von 375 mm haben, einmal mit seiner vorderen und einmal mit seiner hinteren Befestigung 750 mm hinter die Vorderachse gelegt worden. Die Biegemomente im Schlepperrumpf sind beachtlich verschieden.

Hierbei ist zu bedenken, daß bei den durch den Lader verursachten Momenten, insbesondere beim „Abfangen“ des Laders, vorübergehend Phasengleichheit der Nickbewegungen von Lader und Schlepper vorliegt, so daß mit maximalen quasi-statischen Kräften und Momenten vom 2,5- bis 3,5fachen der statischen im Schlepperrumpf gerechnet werden muß. Die dynamischen Seitenkräfte des Laders auf den Schlepper, die durch sie bewirkten Momente um Längs- und Hochachse sowie die Längskräfte beim Einstoßen ergaben in Schlepperrumpf dagegen relativ kleine Momente³⁾. Auf deren Nachprüfung hinsichtlich der Festigkeit wird man meistens verzichten können.

3. Einleitung der Kräfte und Momente in den Schlepperrumpf

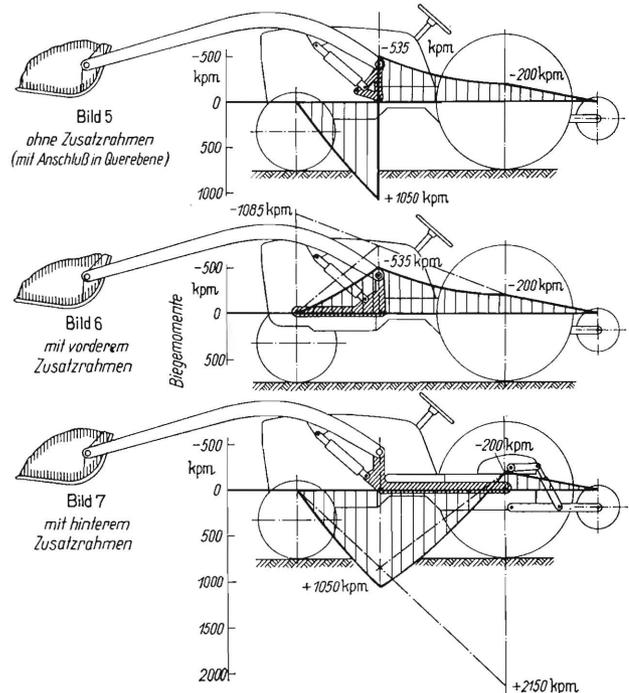
Nachdem untersucht wurde, wie die vom Lader herrührenden zusätzlichen Momente im Schlepperrumpf vom Ort der Kraftereinleitung abhängen, ist nun zu prüfen, wie die Art der Kraftereinleitung wirkt.

Dabei soll die Annahme gelten, daß die Verbindungsstellen zwischen Zusatzrahmen und Rumpf biegeweich sind; diese Stellen sollen aber zunächst hart sein gegen Kräfte, die durch Maßfehler (Teilungsfehler) hervorgerufen werden.

Der „vordere Zusatzrahmen“ nach Bild 6 ruft vertikale Auflagerkräfte, wie in Bild 11 gezeigt, hervor. Die Spiele zwischen den Befestigungsschrauben im Schlepperrumpf und den Bohrungen im Zusatzrahmen sind übertrieben groß gezeichnet. Stimmt die Teilung der Durchgangslöcher im Zusatzrahmen mit der Teilung der Gewindelöcher im Schlepperrumpf überein, Bild 11, so sind nur vertikale Auflagerkräfte zwischen den beiden Teilen vorhanden.

In Bild 12 ist angenommen, daß bei einem Spiel von 2 mm je Verbindung ein Teilungsfehler von 1 mm vorhanden sei. Die Vertikalkräfte V_E und V_F sind unverändert. Die Richtung der beiden Resultierenden ergibt sich daraus, daß die beiden Horizontalkräfte H_E und H_F entgegengesetzt gleich groß sein müssen; die Resultierenden, namentlich die kleinere der beiden, sind bereits merklich größer geworden. Bild 13 zeigt die Verhältnisse für ein Spiel von 1,4 mm je Verbindung bei gleicher Teilungsdifferenz von 1 mm.

Es ist sehr unwahrscheinlich, daß Schlepperrumpf und Zusatzrahmen gerade in den Lagen montiert werden, die Bild 11, 12 oder 13 entsprechen. Derartige Verbindungen sind jedoch bei Erschütterungen weich und stellen sich nach kurzer Zeit in die entsprechende, dargestellte Lage ein. Nach öfterem Einwirken von Horizontalkräften würde sich der Zusatzrahmen zum Schlepperrumpf nach Bild 14 einstellen.



Bilder 5 bis 7. Drei verschiedene Anbauweisen des Laders und die entsprechenden Biegemomente im Schlepperrumpf.

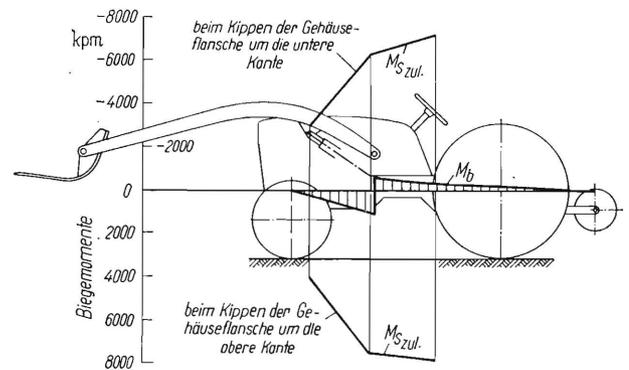


Bild 8. Resultierendes Biegemoment M_b im Schlepperrumpf beim Laderanbau in einer Querebene und Tragfähigkeit M_s der die Gehäuseflansche verbindenden Schraubenfelder.

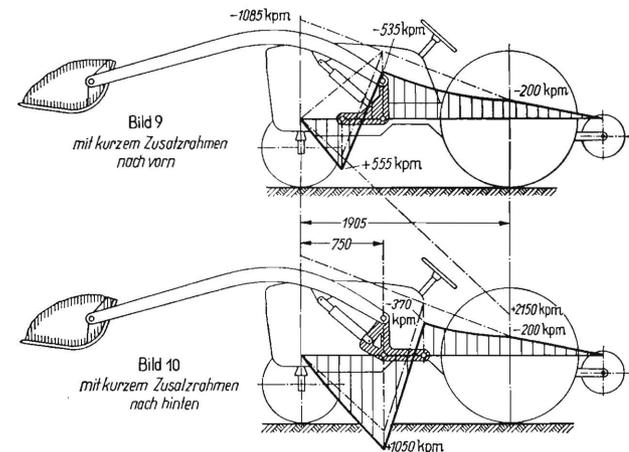
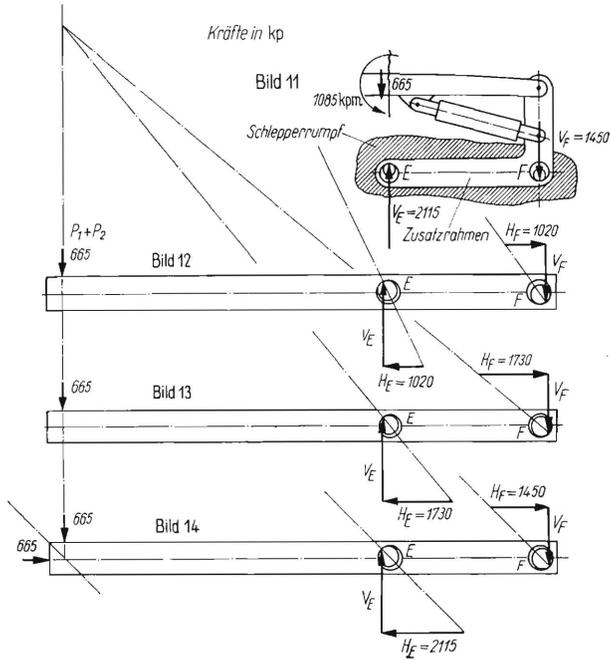


Bild 9 und 10. Zwei weitere Anbauweisen des Laders und die Biegemomente im Rumpf.

Diese unnötigen Horizontalkräfte beanspruchen die Verbindungselemente zusätzlich. Die Spannungen, die sie im Rumpf hervorrufen, sind bei symmetrischer Montage vernachlässigbar; die Biegemomente im Rumpf um die Hochachse und die zugehörigen Spannungen können bei falschen Toleranzen und

³⁾ H. H. Coenenberg, Einwirkungen des Frontladers auf den Schlepper. (In diesem Heft)



Bilder 11 bis 14. Zusätzliche horizontale Kräfte durch Teilungsfehler (Bild 12 und 13) und durch eine äußere Horizontalkraft (Bild 14).

Bild	Teilungsfehler mm	Spiel mm
11	0	≥ 0
12	1	2
13	1	1,4
14	1,4	2

unsachgemäßer Montage die Größenordnung der Momente und Spannungen erreichen, welche auftreten, wenn ein Vorderrad quer zur Furche steht und von den Hinterrädern die größtmögliche Umfangskraft ausgeübt wird. Jedoch hat der Rumpf auch bei diesen Spannungen noch eine hohe Sicherheit. Ungleich hohe Lage der Befestigungspunkte des Zusatzrahmens am Schlepperrumpf ändert die durch die Last hervorgerufenen Vertikalkräfte nicht, **Bild 15**; ungenaue Befestigung bringt auch hier zusätzliche Horizontalkräfte.

Lösen wir den vorderen Zusatzrahmen in Bild 11 nach **Bild 16** in einen senkrechten Biegestab T und eine schräge Stütze U auf, welche beide bei D (hier zugleich dem Angriffspunkt der Laderschwinge) gelenkig miteinander verbunden und bei E und F biegeweich an den Rumpf angeschlossen sind, so bleiben die Vertikalkomponenten V_E und V_F von P_E und P_F unverändert wie in den Bildern 11 bis 14, aber es kommt zusätzlich eine Horizontalkraft $H_E = H_F = V_E \text{ ctg } \alpha$ (im Beispiel 4915 kp) in den Rumpf hinein. Das Kräfteck in Bild 16 zeigt den Zusammenhang. Im Gegensatz zu den Bildern 12 bis 15 greift bei der weichen Konstruktion nach Bild 16 die große Horizontalkomponente H_E in der Symmetrieebene des Rumpfes an und beansprucht ihn nicht auf Biegung.

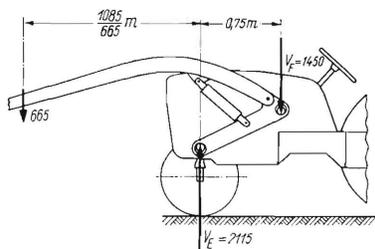


Bild 15. Durch ungleich hohe Lage der Befestigungspunkte des Zusatzrahmens ändern sich die Vertikalkräfte nicht. Teilungsfehler 1 mm; Spiel 2 mm

Die beim Einfahren ins Ladegut auftretende Horizontalkraft W belastet, wenn die Schaufelspitze in Höhe von E und F steht, nur den Gelenkpunkt F zusätzlich mit W ; im Gelenkpunkt E ist diese Kraft nicht merkbar. Die horizontale Kraft W kann gleichzeitig mit einer senkrechten Kraft auftreten, wenn der Schlepperfahrer beim „Losreißen“ versucht, vorwärts zu fahren. Befinden sich dagegen die Schaufelspitze in der Fahrbannebene und die Hydraulik des Laders in Neutralstellung, so ruft eine Horizontalkraft $W = 1330$ kp an der Schaufel eine Horizontal-komponente am unteren Gelenkpunkt F von etwa 3facher Größe, nämlich 3960 kp, und eine senkrechte Komponente von 1145 kp hervor, **Bild 17**.

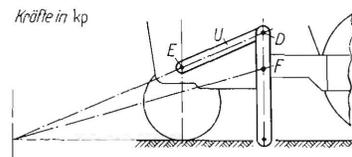
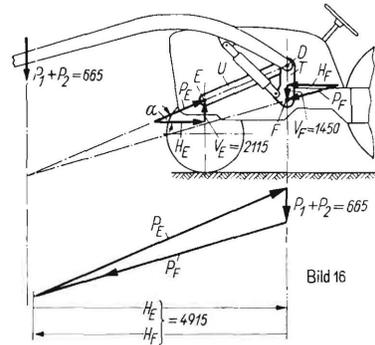


Bild 16 und 17. Einwirkungen eines aufgelösten vorderen Zusatzrahmens auf den Rumpf eines Schleppers durch den Lader und die Nutzlast (Bild 16) und durch eine waagerechte Widerstandskraft W an der Schaufel in Höhe der Fahrbahn (Bild 17).

Diese großen Kräfte können gleichzeitig mit den durch das Gewicht von Lader und Last verursachten Kräften nach Bild 16 auftreten, welche durch das Senken der Schwinge nur geringfügig verringert sind und sich mit ihnen addieren. Das ergäbe bei Überlagerung von Bild 16 mit Bild 17 im Punkt F eine Horizontalkomponente von 8870 kp, eine Vertikalkomponente von 2610 kp und eine Gesamtkraft von 9260 kp. Gegenüber dem Laderanbau nach Bild 5, welcher auf den ersten Blick so ungewöhnlich und rücksichtslos erscheint, ist das in Punkt F auf das kp genau die gleiche Horizontalkomponente, während die Vertikalkomponente dort sogar nur 665 kp und die Gesamtkraft 9100 kp beträgt. Diese ungünstige Wirkung der Strebe im vorderen Zusatzrahmen des Laders verschwindet erst, wenn die zusätzlichen Horizontalkräfte durch einen Zugstab von E nach F aufgenommen werden, und der Zusatzrahmen durch diesen Zugstab geschlossen wird. Dies wird man in der Praxis nicht tun, einmal des zusätzlichen Materialaufwandes wegen, zum anderen, weil dieser Platz im Raum zwischen E und F durch Geräteanbau, Lenkung und anderes sehr stark in Anspruch genommen ist. Die ungünstige Wirkung dieser häufig vorkommenden Strebe wird jedoch in der Praxis dadurch gemildert, daß das Gelenk bei D zwischen Strebe U und Biegestab T steif ausgeführt wird, und die Nachgiebigkeit des Laderanbaues im Gelenk D durch federnde Durchbiegung der Strebe U verkörpert wird. Doch dürften noch erhebliche zusätzliche Horizontalkräfte übrig bleiben, da die Streben im allgemeinen recht biegeweich sind und ihre Schräglage im Durchschnitt den Annahmen unseres Bildes entsprechen dürfte. Immerhin wird das Verhalten des

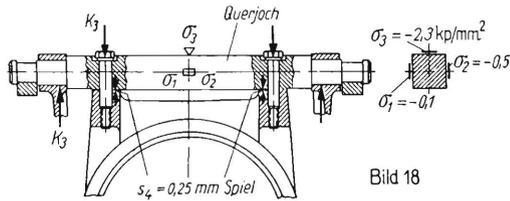


Bild 18

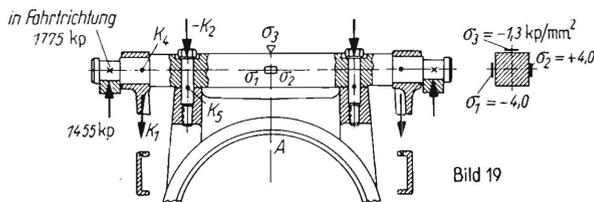


Bild 19

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.

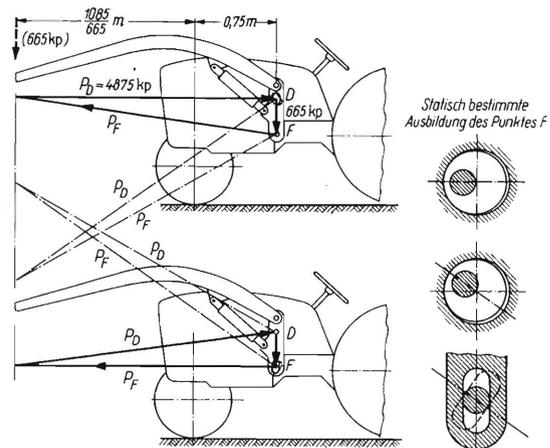


Bild 20. Der Versuch, Ungenauigkeiten wie in Bild 12ff. durch Exzenter auszugleichen, führt schon bei geringen Abweichungen zu großen Schräglagen und wesentlich vergrößerten Kräften.

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.