

Kamenskaja, E.A. (Kandidat d. techn. Wiss.)

THEORETISCHE UND EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DER GRUNDLEGENDEN
BETRIEBSPARAMETER VON GABELSTAPLERN

Übersetzung aus:

Trudy. Moskovskij institut inženerov železnodorožnogo
transporta. Moskva, 294 (1969), S. 23 - 33.

Russ.: ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ
ПАРАМЕТРОВ ПОГРУЗЧИКОВ

Teoretičeskoe i éksperimental'noe issledovanie osnovnych
ékspluatacionnyh parametrov pogruzčikov

Dargestellt wird eine Methode zur Be-
stimmung der wichtigsten Betriebskenn-
werte von Gabelstaplern auf der Grund-
lage von Versuchsangaben (am Beispiel
des Gabelstaplers 4004). 6 Abb., 2 Tab.

Durch den im Laboratorium des Lehrstuhls "Mechanisierung der Be-
und Entladearbeiten" geschaffenen Prüfstand zur Untersuchung von
Gabelstaplern ist es möglich geworden, auf der Grundlage von Ver-
suchsangaben eine Reihe von wichtigen Parametern für Gabelstapler
auf analytischem Wege zu bestimmen.

Dieser Artikel enthält eine Methode zur Bestimmung der wichtigsten Betriebskennwerte von Gabelstaplern auf der Grundlage von Versuchangaben. Die Methode wurde am Gabelstapler 4004, der auf dem Prüfstand getestet wurde, überprüft. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen und einige Rechenangaben sind in den Arbeiten des Moskauer Instituts für Ingenieure des Eisenbahnwesens, Nr 183, erschienen 1966,¹⁾ enthalten.

Stabilität und Kippsicherheit von Flurförderfahrzeugen sind die hauptsächlichsten Betriebsbedingungen. Die Stand- bzw. Kippsicherheit eines Fahrzeugs wird durch den Stabilitätskoeffizienten bestimmt. Dieser Wert sowie die Methode zu seiner Bestimmung bei Gabelstaplern ist in den verschiedenen Ländern unterschiedlich.

Für den Stabilitätskoeffizienten K_s wird in der UdSSR für kleine Gabelstapler 1,4 angenommen, und für große 1,75 bei vertikaler Stellung des Hubwerkrahmens. In den USA wird der Stabilitätskoeffizient bei vertikaler Stellung des Hubwerkrahmens mit $K_s = 1,25$ bestimmt. In der DDR gilt $K_s = 1,33$, jedoch bei nach vorne geneigtem Hubgerüst.

All dies beweist, daß es kein einheitliches Verfahren zur Bestimmung des Stabilitätskoeffizienten gibt, und daß seine Werte in relativ großen Grenzen schwanken.

Den größten Stabilitätskoeffizienten haben sowjetische Gabelstapler, da ihr tatsächlicher Wert teilweise über dem vorgeschriebenen liegt. So beträgt er für Gabelstapler mit Vollgummibereifung $K_s = 1,45 - 1,60$ und für Gabelstapler mit Luftbereifung $K_s = 1,55 - 1,65$.

Um den Einfluß des Stabilitätskoeffizienten auf die Konstruktion des Gabelstaplers richtig abschätzen zu können, sind allumfassende Untersuchungen notwendig, weil ein höherer Stabilitätskoeffizient

¹⁾ Kamenskaja, E.A., Ratner, E.A.: Ispytanie pogruzčikov na stende. In: Trudy. Moskovskij institut inženerov železnodorožnogo transporta. Moskva, 183 (1966), S. 95 - 103.
<Untersuchung von Gabelstaplern auf dem Prüfstand, russ.>

einerseits die Betriebssicherheit des Fahrzeugs steigert und andererseits das Gewicht des Fahrzeugs zunimmt, die Abmessungen und die Achslast größer werden und weil die Manövrierfähigkeit abnimmt.

Wenn man das Eigengewicht eines Gabelstaplers mit seiner Tragfähigkeit vergleicht, dann beträgt das Verhältnis des Eigengewichts zur Tragfähigkeit bei kleinen sowjetischen Gabelstaplern 1,87 bis 4, und bei großen 1,73 - 2,40. Bei neuen Gabelstaplern sollte dieses Verhältnis verringert werden, nämlich auf 1,5 - 3,0 bei kleinen und 1,10 - 1,65 bei großen.

Diese Verhältnisse betragen bei kleinen USA-Gabelstaplern 1,54 - 2,86, bei englischen 1,47 - 4,25 und bei westdeutschen 1,36 - 3,0.

Ein zu hoher Stabilitätskoeffizient kann sich negativ auf die Lebensdauer und Betriebssicherheit des Fahrzeugs auswirken. Wenn der Gabelstapler eine Standsicherheit von 1,5 - 1,6 hat, dann bedeutet dies, daß das Fahrzeug bei Stellung der Last im vorgegebenen rechnerischen Abstand auch dann standfest ist, wenn die Last 50 - 60 % größer ist als die Nennlast. Der Gabelstapler bleibt zwar standfest, aber die Mechanismen, in erster Linie der Antrieb, arbeiten mit großer Überlastung, was eine kürzere Betriebsdauer und einen vorzeitigen Ausfall der Fahrzeugteile zur Folge hat. Wenn man also nach einer grossen Betriebssicherheit strebt, dann verringert man bewußt die Lebensdauer und Sicherheit der wichtigsten Fahrzeugteile.

Die rechnerische Last muß alle möglichen Betriebsüberlastungen berücksichtigen.

Um das Fahrzeug nicht schwerer zu machen als notwendig, muß der Stabilitätskoeffizient den kleinst zulässigen Wert haben, welcher unter den ungünstigsten Bedingungen unter Berücksichtigung der statischen Belastungen, der Trägheitskräfte und der Windeinwirkung bestimmt wird.

Zur Herstellung von manövrierfähigen Fahrzeugen mit langer Lebensdauer und zur Bestimmung ihrer Betriebskennwerte, welche dem heuti-

gen Stand von Wissenschaft und Technik entsprechen sollten, sind allumfassende Untersuchungen einer jeden Fahrzeugserie, Prüfstand-erprobungen und Betriebsprüfungen notwendig.

Bestimmung der Lage des Schwerpunkts des Systems "Last-Gabelstapler" je nach der Höhe. Zur Bestimmung der Standsicherheit eines Gabelstaplers muß man unbedingt die Lage des Schwerpunkts des Systems "Last-Gabelstapler" kennen. Die analytische Bestimmung der Lage dieses Schwerpunkts in der Vertikale ist ziemlich schwierig. Deshalb sind die Koordinaten des Schwerpunkts von allen bei uns in Betrieb befindlichen Gabelstaplern unbekannt. Dadurch ließ sich die Standsicherheit der Fahrzeuge nicht bestimmen, und um ein Kippen zu vermeiden, ging man dazu über, die Hubhöhe zu begrenzen oder das Gewicht der zu hebenden Lasten um 25 - 30 % zu senken. All dies minderte jedoch den Einsatzgrad, und auch die Betriebssicherheit hing von der Erfahrung des Gabelstaplerführers ab.

Bei gehobener Maximallast zum Zeitpunkt der Entladung befindet sich der Gabelstapler häufig im Zustand des Grenzgleichgewichts, besonders wenn das Hubgerüst nach vorne geneigt wird.

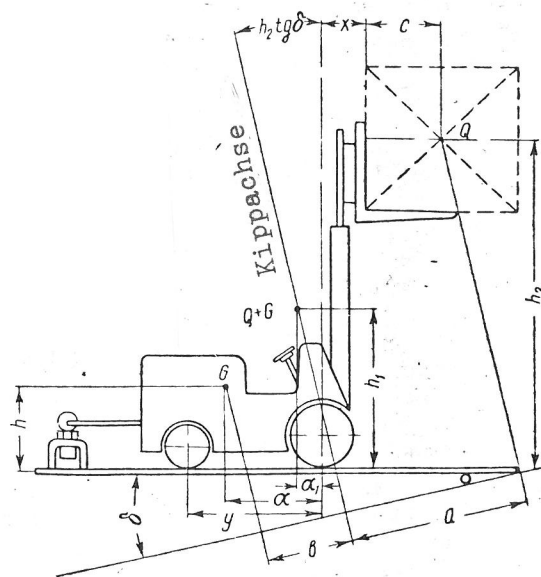


Abb. 1. Stellung des Gabelstaplers während der Überprüfungen.

Die Lage des Schwerpunkts des Systems "Last-Gabelstapler" in der jeweiligen Höhe kann man auf der Grundlage von Versuchsangaben bestimmen. In Abb. 1 ist Prüfung Nr 1 abgebildet: die Nennlast wird auf Maximalhöhe gehoben, der Hubwerksrahmen ist in senkrechter Stellung. Da wir den Winkel kennen, bei dem der Grenzgleichgewichtszustand (Abheben der Hinterräder) eintritt, können wir die Lage des Schwerpunkts des Systems "Last-Gabelstapler" nach Formel

$$h = \frac{\alpha_1}{\operatorname{tg} \delta'} \text{ mm} \quad (1)$$

bestimmen, mit α_1 Entfernung zwischen Schwerpunkt und Kippachse;
 δ' Summenwinkel des Grenzgleichgewichts, gleich

$$\delta' = \delta + \delta_{\text{zus}}.$$

Hier bezeichnet δ den Neigungswinkel der Prüffläche, und δ_{zus} berücksichtigt die zusätzliche Abweichung des Hubwerkrahmens von der Vertikalen.

Bei der Prüfung betrug der Grenzgleichgewichtswinkel δ $3^{\circ}50'$. Der zusätzliche Winkel für die Abweichung des Hubgerüsts wurde aufgrund der Federelastizität des Rahmens und des Hubgerüsts mit $1^{\circ}10'$ angenommen. Folglich beträgt der Summenwinkel der Abweichung $\delta' = 5^{\circ}$.

Die Industrial Transport Association ITA nimmt auf der Grundlage von praktischen Überprüfungen der Fédération européenne de la manutention FEM in der Berechnung für die zusätzliche Rahmenabweichung an:

$1,2^{\circ}$, $1,7^{\circ}$ und zwar für Gabelstapler auf Vollgummi- und Luftreifen.

In der UdSSR wurden darüber keine Untersuchungen durchgeführt, wie aber vorweg durchgeführte Überprüfungen zeigten, ist die zusätzliche Abweichung des Hubwerkrahmens beim Gabelstapler 4004 etwas größer.

Zur Bestimmung der zusätzlichen Abweichungen des Hubwerkrahmens wurden in die Untersuchungsmethode zusätzliche Überprüfungen zur Bestimmung der tatsächlichen Abweichungen des Hubwerkrahmens von der Vertikale unter Belastung, verglichen mit den Datenblättern, herangezogen. Diese Untersuchungen werden gegenwärtig am Lehrstuhl durchgeführt.

Die Entfernung zwischen dem Schwerpunkt des Systems "Last-Gabelstapler" und der Kippachse kann man nach Formel

$$\alpha_1 = \frac{P_1 Y}{Q + G} \text{ mm} \quad (2)$$

bestimmen, mit P_1 Achslast an der Hinterachse im beladenen Zustand in kp;
 Y Radabstand des Gabelstaplers in mm;
 Q Lastmasse in kg;
 G Masse des Gabelstaplers in kg.

Bei richtiger Bestimmung der Lage des Schwerpunkts muß Gleichung

$$Qa = Gb \quad (3)$$

erfüllt werden.

Die Größen a und b kann man nach den folgenden Formeln bestimmen:

$$a = (c + x + h_2 \operatorname{tg} \delta) \cos \delta \text{ mm}; \quad (4)$$

$$b = (\alpha - h \operatorname{tg} \delta) \text{ mm}; \quad (5)$$

hierbei ist h, h_2 Lage des Schwerpunkts des Gabelstaplers und der Last in der jeweiligen Höhe;
 α Entfernung zwischen dem Schwerpunkt des Gabelstaplers und der Kippachse.

Die Größe α bestimmen wir aus der Gleichung

$$P' Y = G \alpha, \quad (6)$$

mit P' Last auf die Hinterachse des unbeladenen Gabelstaplers.

Die Lage des Schwerpunkts des Gabelstaplers in der Höhe kann man graphisch oder analytisch bestimmen (Abb. 2).

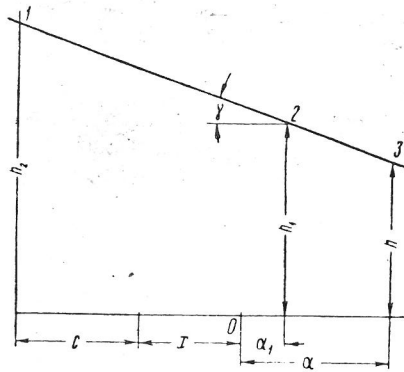


Abb. 2. Bestimmung der Lage des Schwerpunkts des Gabelstaplers.

Da der Schwerpunkt des Gabelstaplers, der Last und des Systems "Last-Gabelstapler" auf einer Geraden liegt und die Lage des Schwerpunkts der Last und des Systems "Last-Gabelstapler" bekannt ist, werden zum Auffinden von h auf der Abszisse vom Kipppunkt O aus, für den Null angenommen wird, rechts und links die Werte α , α_1 , $(c+x)$ aufgetragen. Durch diese Punkte werden Senkrechten errichtet, auf denen die Werte h_1 und h_2 angeschrieben werden. Durch die oberen Punkte dieser Größe ziehen wir eine Gerade, bis sie sich mit der vom Schwerpunkt des Gabelstaplers α ausgehenden Senkrechten schneidet. Die Überschneidung in Punkt 3 bezeichnet dann die Lage des Schwerpunkts des Gabelstaplers in der Höhe.

Wenn wir die in Abb. 2 angegebene Konstruktion benutzen, dann können wir die Größe h analytisch bestimmen. Dafür ermitteln wir den Tangens des Neigungswinkels der Geraden $1 - 2$:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h_2 - h_1}{c + x + \alpha_1}$$

oder

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h_2 - h}{c + x + \alpha}$$

Wir setzen die Gleichung ein und erhalten

$$h = h_2 - (c + x + \alpha) \operatorname{tg} \gamma. \quad (7)$$

Die Lage des Schwerpunkts des Gabelstaplers bei beliebiger Stellung des Hubgerüsts können wir nach Formel

$$h = h_1 - (\alpha - \alpha_1) \frac{h_2 \cos \theta - h_1}{c + x + a_1 \pm h_2 \sin \theta} \quad (8)$$

bestimmen, mit θ Winkel der Hubwerkrahmenabweichung
«+» Hubgerüst nach vorne geneigt;
«-» Hubgerüst nach hinten geneigt.

Am besten anzuwenden ist das analytische Verfahren zur Berechnung von h , da es ein genaueres Ergebnis liefert und nicht so aufwendig ist

Wenn wir die Größen α , h , h_2 und δ kennen, dann können wir die Tragfähigkeit des Gabelstaplers in Abhängigkeit von der Lasthubhöhe bei bestimmtem K_S bestimmen, die Lastcharakteristik aufstellen und den Stabilitätskoeffizienten des Gabelstaplers ermitteln.

Die Tragfähigkeit des Gabelstaplers bei unterschiedlicher Lagerhöhe wird nach Formel

$$Q = \frac{G (\alpha - h \operatorname{tg} \delta)}{K_S (c + x + h_2 \operatorname{tg} \delta')} \quad (9)$$

bestimmt. Nach dieser Formel bestimmen wir auch den Stabilitätskoeffizienten.

So lauten z.B. die wichtigsten räumlichen Abmessungen für den Gabelstapler 4004, die man für die Berechnungen braucht: $c = 400$ mm, $y = 1\,000$ mm; $x = 325$ mm. Die Wiegedaten sind: $P = 7\,850$ N, $P_1 = 2\,150$ N; $G = 16\,400$ N. Abgewogen wurde, nachdem die Gabeln auf $1\,600$ mm Höhe vom Boden gehoben worden waren und das Hubgerüst vertikal eingestellt war. Die Masse der Last und der Palette betrug 780 kg.

Die Angaben, die man aufgrund der Berechnung erhält, sind: $\alpha_1 = 89$ mm; $\alpha = 478$ mm; $h_1 = 990$ mm; $h = 580$ mm.

Die Werte des Stabilitätskoeffizienten bei einer Nennlast in Abhängigkeit von der Hubhöhe und der Tragfähigkeit bei $K_s = 1,4$ sind in Tab. 1 angegeben.

T a b e l l e 1

Kennwerte	Lasthubhöhe in mm			
	1 910	1 500	1 000	500
Q in kg	645	667	707	750
K_s	1,2	1,24	1,32	1,4

Die Kurven für $Q = f(h_2)$ und $K_s = f(h_2)$ sind in Abb. 3 dargestellt.

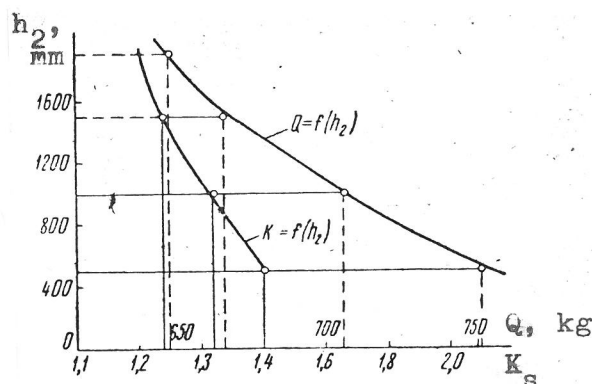


Abb. 3. Graphische Darstellung der Abhängigkeit $Q = f(h_2)$ und $K_s = f(h_2)$.

In Verbindung mit der gewöhnlichen Tragfähigkeitskennlinie, die die Abhängigkeit der Tragfähigkeit des Gabelstaplers von der Lage der Last auf den Gabeln liefert, vermitteln uns diese Kurven einen Gesamteindruck von den Betriebseigenschaften des Gabelstaplers.

Auf Vorschlag der ITA kam die American Society of Mechanical Engineers ASME nach der Durchführung der experimentellen Untersuchung und mathematischen Analyse der Stabilität von Gabelstaplern zu dem Schluß, daß die Lage des Schwerpunkts des Systems "Last-Gabelstapler" seine Stabilität bestimme.

Damit die Knickfestigkeit gewahrt bleibe, ist auch eine ausreichende Einhaltung des Verhältnisses $\frac{h_1}{\alpha_1}$ innerhalb 10 - 6 notwendig; für Gabelstapler mit Gummireifen ist $\frac{h_1}{\alpha_1} \leq 10$, für Gabelstapler mit Luftbereifung $\frac{h_1}{\alpha_1} \leq 7,5$.

Damit die Seitenstabilität garantiert ist, muß dieses Verhältnis gleich oder weniger sechs sein. Für sowjetische Gabelstapler ist das Verhältnis $\frac{h_1}{\alpha_1}$ bis zum heutigen Tage noch nicht bestimmt worden.

Durch unseren Untersuchungen soll eine Überprüfung der Werte h_1, α_1 für sowjetische Gabelstapler angeregt werden. Man muß jedoch im voraus darauf hinweisen, daß die Fahrzeuge bei derartigen Verhältnissen äußerst schwer werden und eine mehr als notwendig große Standfestigkeit besitzen. Dies bezieht sich vor allem auf Fahrzeuge mit großer Hubhöhe.

Beim Gabelstapler 4004 betrug das Verhältnis $\frac{h_1}{\alpha_1}$ 11, was über der von der ITA vorgeschlagenen Richtlinie liegt. Nichtsdestoweniger ist die Standfestigkeit sowohl beim Transport der Last in Transportstellung als auch bei maximaler Hubhöhe völlig ausreichend. Der Stabilitätskoeffizient des Gabelstaplers mit Nennlast, Palette und Abschieber bei einer Stellung der Gabeln 300 mm über dem Boden beträgt 1,4 - 1,47; bei maximaler Hubhöhe der Nennlast beträgt dieser Koeffizient 1,2.

Bestimmung von Bremsweg und Bremszeit. Beim Betrieb von Gabelstaplern ist es wichtig, den sicherheitstechnisch zulässigen Bremsweg und die Bremszeit eines Gabelstaplers zu kennen. Faktoren wie Zustand der Gleitflächen, Trägheitsbelastungen u.a. wirken sich auf Bremszeit und Bremsweg aus, am wichtigsten sind jedoch die Konstruktionskennwerte.

Bremsweg und Bremszeit kann man auf der Grundlage von Versuchsangaben analytisch bestimmen. Die Versuche werden auf derselben Versuchsanlage durchgeführt. Die Versuchsbedingungen geben die Wirkung der

Kräfte wieder, die bei Vollast eines sich mit höchster Geschwindigkeit vorwärtsbewegenden Gabelstaplers auftreten, wenn er mit maximalem Bremsmoment abgebremst wird.

Die Versuchsbedingungen sind: Gabelstapler mit Nennlast, Gabeln um 300 - 350 mm vom Boden gehoben, Hubgerüst nach hinten geneigt. Die Prüffläche wird so weit hochgehoben, daß der Gabelstapler nicht an Stabilität verliert. In dieser Stellung wird der Winkel festgehalten, bei dem das Grenzgleichgewicht eintritt. Die Einwirkung der Kräfte auf den Gabelstapler ist in Abb. 4 dargestellt. Wenn wir den Neigungswinkel der Ladefläche δ , das jeweilige Grenzgleichgewicht und die Resultante R kennen, können wir die Größe der maximalen Bremsverzögerung a bestimmen:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{P}{W} = \frac{ma}{mg} = \frac{a}{g}; \quad a = g \operatorname{tg} \delta,$$

mit P Bremskraft;

m Gesamtmasse des Gabelstaplers und der Last;

a maximale Bremsverzögerung beim Bremsen;

g Fallbeschleunigung;

W Gesamtgewicht des Gabelstaplers und der Last.

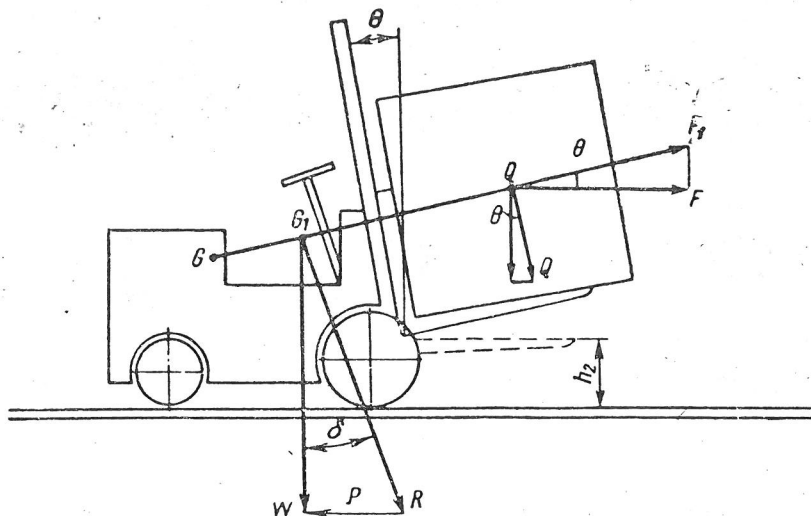


Abb. 4. Die auf den Gabelstapler während des Bremsens einwirkenden Kräfte.

Wenn wir die Bremsverzögerung kennen, können wir Bremszeit und Bremsweg bestimmen:

$$t = \frac{v_{\max} - v_t}{a} \text{ s};$$
$$S = v_{\max} t - \frac{at^2}{2} \text{ m}, \quad (10)$$

mit v_t, v_{\max} End- und Höchstgeschwindigkeit.

Da in unserem Fall $v_t = 0$ ist, gilt

$$t = \frac{v_{\max}}{a} \text{ s}. \quad (11)$$

Bestimmung von Bremsweg und Bremszeit für den Gabelstapler 4004:

Versuchswinkel $\delta = 10^\circ 47'$; $h_2 = 610 \text{ mm}$. Der Rahmen ist um 9° nach hinten geneigt; $a = 1,87 \text{ m/s}$. Die Rechenergebnisse sind in Tab. 2 angegeben.

T a b e l l e 2

Fahrge- schwin- digkeit km/h	Brems- zeit in s	Brems- weg in m
10,0	1,520	2,860
8,5	1,260	1,350
7,0	1,040	1,045
5,0	0,710	0,500
3,0	0,446	0,188

In Abb. 5 sind die Abhängigkeiten $t = f(v)$ und $S = f(v)$ dargestellt.

Überprüfung des Abrutschens der Last. Bei scharfem Bremsen kann die Last von den Gabeln abrutschen. Der Betriebssicherheit wegen wurde die Stabilität der Last auf den Gabeln überprüft.

Die Einwirkung der Kräfte auf die Last während des Bremsens ist in Abb. 4 dargestellt.

Die für ein Abrutschen der Last infolge scharfen Bremsens notwendige Kraft wird bestimmt nach:

$$F = \frac{F_1}{\cos \theta}; \quad (12)$$

$$F_1 = \mu Q \cos \theta + Q \sin \theta,$$

mit $F = Q(\mu + \operatorname{tg} \theta)$; $F = 0,368 Q$,

- μ Reibungszahl zwischen Paletten und Gabel des Gabelstaplers; für Holzpaletten ist $\mu = 0,21$;
- θ Winkel für die Abweichung des senkrechten Hubgerüsts nach hinten, gleich 9° .

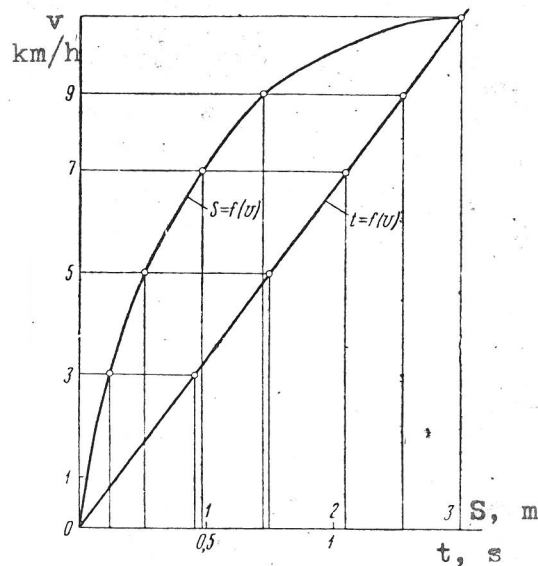


Abb. 5. Abhängigkeit von Bremsweg und Bremszeit von der Geschwindigkeit.

Für die Kraft, welche auf die Last beim Bremsen einwirkt und diese zum Kippen bringt, gilt:

$$P = \frac{Qa}{g} = \frac{Qg \operatorname{tg} \delta}{g} = Q \operatorname{tg} \delta, \quad (13)$$

$$P = Q \operatorname{tg} \delta,$$

mit δ für den Neigungswinkel der Prüffläche bei Prüfung Nr 2.

Damit die Last nicht von der Gabel des Gabelstaplers abrutscht, müssen die Ungleichungen

$$Q \operatorname{tg} \delta < Q(\mu + \operatorname{tg} \theta), \quad (14)$$

oder

$$Q \operatorname{tg} \delta < 0,368 Q;$$

$$\operatorname{tg} \delta < 0,368.$$

erfüllt werden.

Wenn diese Kräfte gleich sind, dann befindet sich die Last im Zustand des Grenzgleichgewichts, d.h.

$$\mu + \operatorname{tg} \theta = \operatorname{tg} \delta,$$

wonach man den kleinst zulässigen Winkel für die Abweichung des Hubgerüsts bestimmen kann:

$$\operatorname{tg} \theta_{\min} = \operatorname{tg} \delta - \mu. \quad (15)$$

In Abb. 6 sind die Werte der kleinst zulässigen Abweichungen des Hubgerüsts bei einer Höchstgeschwindigkeit von 8,5 km/h in Abhängigkeit vom Zustand der Gleitflächen (der Last und der Palette) dargestellt.

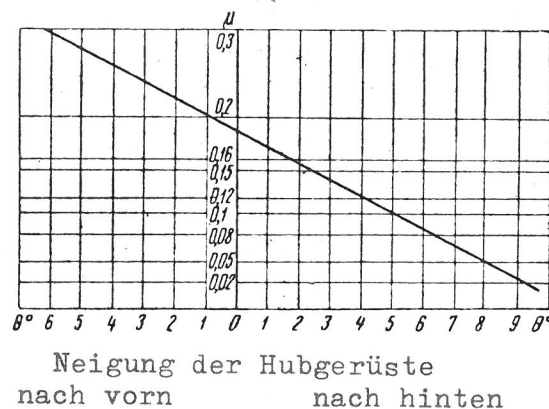


Abb. 6. Graphische Darstellung der Werte der kleinst zulässigen Winkel für die Abweichung des Hubgerüsts für den Gabelstapler 4004.

Aus dem Diagramm geht hervor:

eine Last auf einer Holzpalette liegt stabil auf der Gabel. Der Zustand des Grenzgleichgewichts tritt bei einer Notbremsung nur dann ein, wenn der Gabelstapler mit um 1° nach vorn geneigter Hebeeinrichtung gefahren wird;

bei feuchter und glatter Gabel und bei einer Palette im gleichen Zustand, wobei die Reibungszahl 0,08 beträgt, tritt der Grenzgleichgewichtszustand erst bei einem Neigungswinkel des Hubgerüsts von 6° nach hinten ein.

Da es möglich ist, das Hubgerüst des Gabelstaplers um 9° nach hinten zu neigen, ist somit die Stabilität der Last auch unter ungünstigsten Bedingungen gewährleistet.

Wenn man in Betracht zieht, daß der Winkel für die Abweichung des Hubgerüsts aufgrund der Federwege, Verformung der Räder und Durchbiegung des Hubgerüsts selbst vergrößert wird, so ist dieser Winkel bei einer großen Hubhöhe um $1,6 - 2,5^\circ$ größer als nach der Konstruktion. Bei der Planung von neuen Fahrzeugen kann man deshalb den Winkel für die Abweichung des senkrechten Hubgerüsts nach vorn verringern, da die Betriebssicherheit auch noch bei $\theta = 6^\circ$ gewährleistet ist.

S c h l u ß f o l g e r u n g e n

Durch die durchgeführten Untersuchungen am Gabelstapler 4004 wird es möglich:

die Lage des Schwerpunkts des Gabelstaplers und des Systems "Last-Gabelstapler" bei verschieden hoher Lage der Last zu bestimmen;
die Tragfähigkeitskurven für den Gabelstapler 4004 in Abhängigkeit von der Höhenlage der Last zu konstruieren. Durch die Untersuchungen ließ sich ebenfalls feststellen, daß beim Gabelstapler 4004 die Tragfähigkeit bei maximaler Hubhöhe und bei Gebrauch eines Abschiebers um ungefähr 14 % sinkt, und nicht um 25 %, wie dies bis heute angenommen wurde;

die Knickfestigkeit bei unterschiedlicher Lasthubhöhe zu bestimmen;

Bremsweg und Bremszeit des Gabelstaplers bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten zu bestimmen und graphisch darzustellen;

die Last in Bezug auf das Abrutschen zu überprüfen, wodurch sich wiederum die Sollwinkel für die Neigung des Hubgerüsts nach vorn und nach hinten in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und dem Zustand der Gleitflächen der Palette und der Last bestimmen ließen; den Einfluß der Geschwindigkeit und des Zustands der Gleitflächen auf die Abweichung des Hubgerüsts graphisch darzustellen.

Stuttgart, den 18. Mai 1979

**Übersetzungsstelle
der Universitätsbibliothek Stuttgart**

übersetzt von

Ottmar Pertschi
(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer