



1 Berechnung

1.1 Allgemeine Angaben

Die Berechnungen müssen den anerkannten Regeln der Statik, Dynamik und Festigkeitslehre entsprechen.

Werden zusätzliche Versuche zur Ermittlung von Spannungen im Rahmen der Lastannahmen durchgeführt, dann können die Versuchsergebnisse unter Einhaltung gleicher Sicherheit der Berechnung zugrunde gelegt werden.

Die Angaben über System, Maße und Querschnitte müssen in Berechnungen und Zeichnungen übereinstimmen. Abweichungen sind zulässig, wenn dadurch zweifelsfrei die Sicherheit in allen Teilen erhöht ist.

1.2 Ausführung der Berechnung

Für die Lastannahmen nach Abschnitt 2 werden die drei möglichen Ursachen des Versagens in Betracht gezogen:

- A – Überschreiten der Streckgrenze,
- B – Überschreiten der kritischen Belastung für die Stabilitätsfälle Knicken, Beulen und Kippen,
- C – Überschreiten der Ermüdungsgrenze (Zeitfestigkeitsgrenze)

1.3 Zulässige Beanspruchungen

Die zulässigen Beanspruchungen zu A, B und C sind im einzelnen den zukünftigen FEM-Berechnungsgrundlagen für Krane zu entnehmen.

Für die Übergangszeit gelten nationale Normen.

2 Lastannahmen

Die auf das Tragwerk wirkenden Lasten werden eingeteilt in

Hauptlasten,
Zusatzlasten und
Sonderlasten.

Hauptlasten sind:

- Eigenlasten,
- Hublasten (Hubwagen-Totgewicht und Gewicht der Ladeeinheit),
- Massenkräfte aus horizontal wirkenden Antrieben,
- Statische Führungskräfte.

Zusatzlasten sind:

- Kräfte aus Schräglauf,
- Temperaturwirkungen,
- Lasten auf Laufstegen, Treppen, Podesten und Geländern.

Sonderlasten sind:

- Pufferkräfte,
- Prüflasten,
- Fanglasten.

2.1 Hauptlasten

2.1.1 Eigenlasten

Eigenlasten sind die Gewichtskräfte aller im Betrieb stets vorhandenen festen und beweglichen Teile, der mechanischen und elektrischen Anlagen und des Anteils der Tragmittel, z. B. Seile, mit Ausnahme der Lasten nach Abschnitt 2.1.2.

2.1.2 Hublasten

Die Hublasten bestehen aus dem Gewicht der Ladeeinheiten und aus den Eigenlasten der Teile zur Aufnahme der Ladeeinheit, z. B. Teleskopgabel, Rollentisch, Lastgabel und Hubwagengewicht sowie des Anteils der Tragmittel, z. B. Seile, Ketten u. ä.

2.1.3 Wirkung lotrechter Massenkräfte

Die Wirkungen lotrechter Massenkräfte, die beim Bewegen vom Hubwagen und von Lasten nach den Abschnitten 2.1.1 und 2.1.2 entstehen, werden durch „Eigenlastbeiwerte“ φ und „Hublastbeiwerte“ ψ berücksichtigt.

2.1.3.1 Eigenlastbeiwerte φ

Die Eigenlasten bewegter Regalbediengeräte nach Abschnitt 2.1.1 und die Schnittgrößen oder die Spannungen hieraus sind mit einem Eigenlastbeiwert φ nach Tabelle 1 zu vervielfachen.

Tabelle 1

Fahrgeschwindigkeit v_f in m/min Fahrbahnen		Eigenlast- beiwert φ
mit Stößen	ohne Stöße	
bis 63	bis 100	1,1
über 63 bis 125	über 100 bis 200	1,2
über 125	über 200	1,3

Bei Verkehrslasten mit gefederten Rädern darf unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit und der Ausführung der Fahrbahn mit $\varphi = 1,1$ gerechnet werden (z. B. Kunststofflaufräder usw.).

Beispiel RBG mit Stahlaufrädern:

- a) Fahrgeschwindigkeit $v_f = 125$ m/min, $\varphi = 1,2$
- b) Fahrgeschwindigkeit $v_f = 50$ m/min, $\varphi = 1,1$

2.1.3.2 Hublastbeiwert ψ und Hubklassen

Die Hublasten nach Abschnitt 2.1.2 oder die Schnittgrößen oder die Spannungen hieraus sind mit einem Hublastbeiwert ψ nach Tabelle 2 zu vervielfachen. Sein Wert ist von dem zu Beginn des Anhebens der Hublast zu erwartenden Ruck des Tragemittels und somit von der Nennhubgeschwindigkeit v_H abhängig; er ist um so kleiner, je weicher die Federung des Hubwerkes, je größer die Elastizität des Tragwerkes und je kleiner

Fortsetzung Seite 2 bis 5

und stetiger, die Beschleunigung und Verzögerung bei Änderungen der Hubbewegungen sind.

Die RBG werden demgemäß in „Hubklassen“ H1, H2 und H3 mit verschiedenen Hublastbeiwerten ψ nach Tabelle 2 eingestuft.

Tabelle 2

Hubklassen	Hublastbeiwert ψ bei Hubgeschwindigkeit v_H bis 90 m/min	Mittlere Haupthubbeschleunigung $\pm a_m$ in m/s ²
H1	$1,1 + 0,0022 \cdot v_H$	$\leq 0,6$
H2	$1,2 + 0,0044 \cdot v_H$	$\leq 1,3$
H3	$1,3 + 0,0066 \cdot v_H$	$> 1,3$ ¹⁾

1) $\pm a_m$ maximal 1,3 m/s² bei vertikalem Personentransport

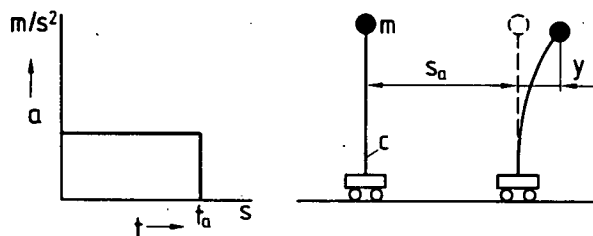
2.1.4 Massenkräfte aus horizontal wirkenden Antrieben

2.1.4.1 Dynamischer Schwingbeiwert

Die beim Beschleunigen und Verzögern von RBG-Bewegungen, z. B. Fahren, Heben, Teleskopieren, auf das Tragwerk wirkenden Massenkräfte sind aus den größten im regelmäßigen Betrieb auftretenden Kräften der Antriebe zu ermitteln. Statt einer genaueren Berechnung dürfen zur Berücksichtigung der dynamischen Wirkung die auf das Tragwerk wirkenden quasistatischen Kräfte, welche aus der Betrachtung der Schwerpunktbewegung des Systems unter der Einwirkung der Kräfte der Antriebe, der Bewegungswiderstände und der Massenkräfte folgen, mit dem Beiwert S_w vervielfacht werden. Die Anwendung des Beiwertes S_w setzt ferner voraus, daß die Kräfte des Antriebs auf das RBG praktisch spielfrei erfolgen.

Die exakte Kenntnis der Schwingungsbeanspruchung aus der Fahrbewegung ist für die Dimensionierung der Regalbediengeräte erforderlich. Durchbiegungen, Spannungen und Schnittkräfte sind mit dem dynamischen Schwingbeiwert S_w zu multiplizieren.

Bild 1. Dynamisches Ersatzsystem



$$m\ddot{y} + c \cdot y + m \cdot a = 0$$

$$\ddot{y} + \frac{c}{m} y + a = 0$$

$$\ddot{y} + \omega^2 \cdot y + a = 0$$

$$\ddot{y} + \omega^2 \cdot y = -a$$

$$\omega^2 = \frac{c}{m}$$

Die Lösungsfunktion der obigen Differentialgleichung lautet:

$$y(t) = c_1 \cdot \sin \omega t + c_2 \cdot \cos \omega t - \frac{a}{\omega^2}$$

Die Integrationskonstanten c_1 und c_2 ermitteln sich aus den Anfangsbedingungen:

$$y(0) = 0 = c_1 \cdot 0 + c_2 - \frac{a}{\omega^2} \quad c_2 = \frac{a}{\omega^2}$$

$$y'(0) = 0 = \omega \cdot c_1 + c_2 \cdot 0 \quad c_1 = 0$$

Somit lautet die Schwingungsgleichung:

$$y(t) = 0 \cdot \sin \omega t + \frac{a}{\omega^2} \cdot \cos \omega t - \frac{a}{\omega^2}$$

$$y(t) = \frac{a}{\omega^2} \cdot (\cos \omega t - 1) \quad \text{oder}$$

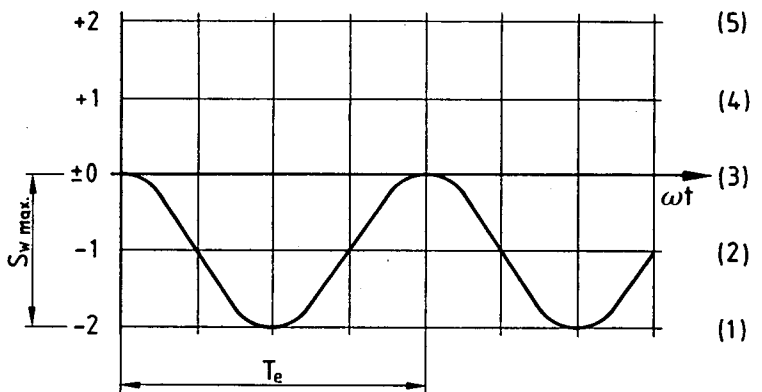
$$y(t) = \frac{m \cdot a}{c} \cdot (\cos \omega t - 1)$$

dynamische = statische · Schwing-
Verformung = Verformung · beiwert S_w

Hierin bedeuten:

- m dynamische Ersatzmasse der gefederten Massen
- c Federkonstante der Tragkonstruktion
- a mittlere Verzögerung (Beschleunigung) der Horizontalbewegung
- s_a Bremsweg (Beschleunigungsweg)
- t_a Verzögerungsdauer (Beschleunigungsdauer)
- $y(t)$ dynamische Verformung

Bild 2. Schwingbeiwert $S_w = \cos \omega t - 1$



- (1) Maximaler Schwingungsausschlag während der Verzögerung (-) $S_w \max$
- (2) Quasistatische Mittellage während der Verzögerungsphase
- (3) Statische Ruhelage
- (4) Quasistatische Mittellage während der Beschleunigung
- (5) Maximaler Schwingungsausschlag während der Beschleunigung (+)

Annahmen:

- Vernachlässigung der Dämpfung
- Konstante Verzögerung (bzw. Beschleunigung)
- $t_a > T_e$
(T_e = Eigenschwingzeit der Konstruktion)

Die Schwingungsfunktion $y(t) = \frac{m \cdot a}{c} \cdot (\cos \omega t - 1)$ erreicht ihr Maximum, wenn der Klammerausdruck $(\cos \omega t - 1)$ den Wert (-2) annimmt.

Da die Beanspruchungen in der Tragkonstruktion direkt proportional den dynamischen Verformungen sind, muß der Schwingbeiwert bei den weiteren Berechnungen für Verformungen, Spannungen und Schnittkräfte mit dem Faktor $S_{w \max} = 2$ berücksichtigt werden.

2.1.4.2 Wirkung horizontaler Massenkräfte

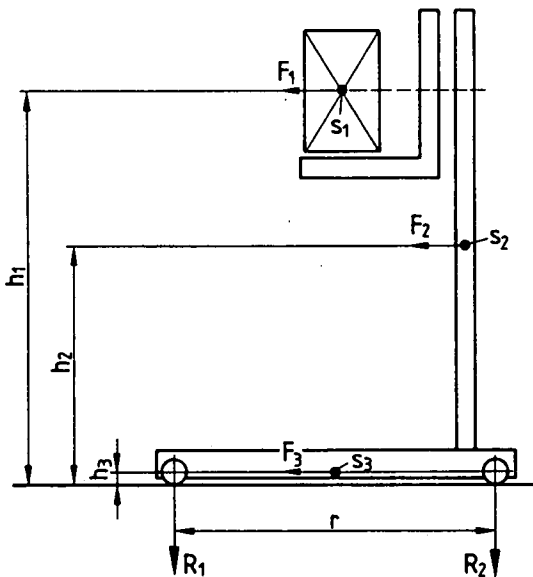
Die dynamischen Wirkungen der durch die elastische Tragkonstruktion „gefederten“ Massen sind ohne Beiwert φ und ψ nach Abschnitt 2.1.3, jedoch mit Schwingbeiwert nach Abschnitt 2.1.4.1 als in den Einzelschwerpunkten (s_1, s_2, s_3 usw.) angreifende Kräfte anzusetzen.

Beispiel:

- F_1 Horizontale dynamische Beschleunigungskraft aus Ladeinheit, Hubwagengewicht
- F_2 Horizontale dynamische Beschleunigungskraft aus Säulenstreckenlast
- F_3 Horizontale Beschleunigungskraft aus Bodentraversen-, Fahrwerks- und Anbautengewicht (z. B. Schaltschrank, Hubwerk o. ä.)

Im konkreten Fall ist die genaue Massenverteilung zu berücksichtigen.

Bild 3.



Die dynamischen Massenkräfte wirken sich je nach Beschleunigungsrichtung auf die Raddrücke R_1 und R_2 be- oder entlastend aus.

$$F_1 = (m_L + m_H) \cdot 2 \cdot a_m, \text{ da } S_w = 2$$

$$F_2 = m_s \cdot 2 \cdot a_m, \text{ da } S_w = 2$$

$$F_3 = (m_B + m_A) \cdot a_m, \text{ da } S_w = 1 \text{ (ungefedert)}$$

Hierin bedeuten:

- m_L Masse der Ladeinheit
- m_H Masse des Hubwagens
- m_s Masse der Säule
- m_B Masse der Bodentraverse
- m_A Masse der Anbauten an der Bodentraverse
- a_m Mittlere Beschleunigung

$$R_{\min} = R_{\text{stat}} - \frac{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3}{r}$$

$$R_{\max} = R_{\text{stat}} + \frac{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3}{r}$$

Die Definition der Standsicherheit lautet für RBG:

Standsicherheit:

$$\nu = \frac{\sum \text{Standmomente}}{\sum \text{Kippmomente}}$$

$$\nu = \frac{R_{\text{stat}} \cdot r}{F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 + F_3 \cdot h_3}$$

Die Standsicherheit ν muß unter betriebsmäßigen Bedingungen $\geq 1,5$ sein; in Ausnahmesituationen, z. B. bei Notbremsung, mindestens jedoch 1,1 (ohne Wirkung der Fanghaken).

Bei zwangsweise gegen Kippen gesicherten Regalbedien-geräten (z. B. zwangsgeführten Laufrollen) entfällt der Standsicherheitsnachweis, wenn die negativen Raddrücke einwandfrei von der Führungskonstruktion aufgenommen und in die Hallen- oder Regalkonstruktion abgeleitet werden.

2.1.4.3 Kraftschlußbeiwert μ

Die Antriebskräfte am Laufradumfang werden durch den Reibungskoeffizienten der Paarung Laufrad – Schiene begrenzt.

Die stetig übertragbare Antriebskraft ist somit $\leq R_{\min} \cdot \mu$. Für die Paarung Stahl – Stahl ist μ mit max. 0,2 anzusetzen

2.1.4.4 Seitenkräfte S_2

Treten aus Massenkräften quer zur Fahrbahn gerichtete Seitenkräfte auf, so sind sie entsprechend den Systemen von Trag- und Fahrwerk und der Art der Führungsmittel form- und kraftschlüssig an den Schienen zu stützen.

2.2 Zusatzlasten

2.2.1 Kräfte aus Schräglauf

Bei RBG entstehen durch Schräglauf unter dem Schräglaufwinkel α an den Führungsmitteln – Spurkränze oder Führungsrollen – vom Fahrwerk- und Tragwerk-system abhängige formschlüssige Kräfte und infolgedessen in den Aufstandsflächen der Laufräder wirkende kraftschlüssige Kräfte.

Für eine Stahlschiene mit zwei Laufrädern aus Eisenwerkstoff gilt bei den üblichen Toleranzen für Laufraddurchmesser, Achsparallelität der Laufradbohrungen und Lage der Fahrbahn ein linearisiertes, gleichermaßen für Längs- und Querschlupf geltendes Kraftschlußgesetz:

$$f = 0,30 \cdot (1 - e^{-0,25 \cdot \alpha})$$

Hierin bedeuten:

- $e = 2,71828$ Basis der natürlichen Logarithmen
- $\alpha =$ Schräglaufwinkel in $^\circ/\text{oo}$

Tabelle 3. Kraftschlußbeiwert in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel α

α ‰	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	15,0
f	0,035	0,066	0,094	0,118	0,139	0,158	0,175	0,190	0,203	0,214	0,233	0,248	0,259	0,268	0,275	0,300

$$S = f \cdot R_{\text{stat}} \quad (\text{Schräglaufrkraft})$$

Hierin bedeuten:

R_{stat} Radlast aus Eigenlasten und Hublast ohne Beiwerte nach Abschnitt 2.1.3 und 2.1.4.

$$\alpha = \alpha_F + \alpha_v + \alpha_o + \alpha_s \leq 10 \text{ ‰}$$

Schräglaufwinkel aus der Summe aller auf den Abstand der formschlüssigen Führungsmittel bezogen bei Schrägstellung der RBG möglichen Verschiebungen quer zur Fahrbahn

α_f Schräglaufwinkel aus Spurspiel zwischen gerader Schiene und formschlüssigen Führungsmitteln, jedoch mindestens aus 5 mm bei Spurkränzen und 3 mm bei Führungsrollen

α_v Schräglaufwinkel aus Verschleiß mindestens 1,5 ‰ der Schienenkopfbreite bei Führungsrollen und mindestens 5 ‰ der Schienenkopfbreite bei Spurkränzen

$\alpha_o \leq 1 \text{ ‰}$ Schräglaufwinkel aus der Toleranz des RBG

$\alpha_s \leq 1 \text{ ‰}$ Schräglaufwinkel aus der Toleranz der Bodenschiene

2.2.2 Temperaturwirkungen

Temperaturwirkungen sind nur in besonderen Fällen zu berücksichtigen. Für RBG in offenen Hallen sind dann bei einer angenommenen Aufstellungstemperatur von + 10 °C Temperaturunterschiede von ± 35 K, bei ungleichmäßiger Erwärmung einzelner Teile Temperaturunterschiede von ± 15 K anzunehmen.

Bei RBG, die in Warmbetrieben oder Tiefkühlagern arbeiten, müssen diese Werte den örtlichen Verhältnissen entsprechen.

In den Berechnungen ist ein Längen-Ausdehnungskoeffizient

$$\alpha_t = 12 \cdot 10^{-6} \text{ mm/mm} \cdot \text{K} \quad (\text{für Stahl})$$

einzusetzen.

2.2.3 Lasten auf Podesten und Geländern

Für Podeste ist neben den Eigenlasten noch eine wandernde Einzellast anzusetzen, und zwar

300,0 kg bei Begehen mit Traglasten,
150,0 kg bei Begehen ohne Traglasten.

An Geländerholmen ist eine wandernde, waagerechte, nach außen oder innen wirkende Einzellast anzunehmen, und zwar

30,0 kg bei Begehen mit Traglasten,
15,0 kg bei Begehen ohne Traglasten.

Diese Einzellasten brauchen bei allen durch Hublasten nach Abschnitt 2.1.2 beanspruchten Bauteilen nicht berücksichtigt zu werden.

2.3 Sonderlasten

2.3.1 Pufferkräfte

Für diesen Sonderlastfall wird vorausgesetzt, daß im normalen Betrieb Regalbediengeräte nicht zusammenprallen.

Die Pufferkräfte F_p beim Anprall von Regalbediengeräten gegen Anschläge sind durch Puffer oder gleichwertige energieaufnehmende Einrichtungen zu begrenzen. Das erforderliche Arbeitsaufnahmevermögen der Puffer sowie die größten Pufferkräfte F_p sind bei Regalbediengeräten aus 100 % der Nennfahrgeschwindigkeit zu ermitteln.

Wird durch zwangsläufig²⁾ wirkende Einrichtungen ein Herabsetzen der Geschwindigkeit sichergestellt, so dürfen das erforderliche Arbeitsaufnahmevermögen der Puffer und die größten Pufferkräfte F_p aus der dann größtmöglichen Fahrgeschwindigkeit – jedoch mindestens aus 70 % der Nenngeschwindigkeit – berechnet werden.

Die kinetische Energie ist anzusetzen zu

$$W_{\text{kin}} = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

Für den Nachweis der Puffer und der Festigkeit des Tragwerks sind die Kräfte aus den bewegten Massen der Eigenlasten und der geführten³⁾ Hublasten in der jeweils ungünstigsten Stellung anzusetzen, aber ohne die Beiwerte nach Abschnitt 2.1.3 und 2.1.4.

Für rotierende Fahrwerksteile ist eine entsprechende Ersatzmasse in die Rechnung einzuführen. Die Verteilung der Pufferkräfte ist entsprechend den Pufferkennlinien und den Bewegungsmöglichkeiten des Tragwerkes vorzunehmen.

Bei Ausführung mit energiewandelnden Puffern kann von der Gesamtenergie ein Betrag von 10 % für das freie Ausschwingen der Tragkonstruktion in Abzug gebracht werden.

Falls nicht genauer gerechnet wird, sind beim Spannungsnachweis der Tragwerke die Pufferendkräfte mit einem Schwingbeiwert nach Tabelle 4 entsprechend der Form der Fläche unter der Pufferkennlinie zu vervielfachen.

Tabelle 4. Schwingbeiwerte zur vereinfachten Berechnung

Fläche unter der Pufferkennlinie \approx	Schwingbeiwert S_p beim Anprall mit RBG
Dreieck	1,25
Viereck	1,50

2) Bei elektrischen Einrichtungen – z. B. mindestens zwei Sicherungen, die sich gegenseitig kontrollieren

3) Die Ladeinheit als nicht geführte Hublast ist mit der max. möglichen Reibungskraft zwischen Ladeinheit und Lastaufnahmemittel zu berücksichtigen.

Bei Regalbediengeräten mit oder ohne Nutzlast dürfen infolge der 1,1-fachen Pufferendkraft und der vorgeannten Eigen- und Hublasten die Laufräder nicht abheben. Gegendruckrollen oder Schienenklammern sind gegebenenfalls zur Aufnahme der negativen Raddrücke anzubringen.

Die Pufferanschläge sind mindestens für die auftretende Pufferendkraft $\cdot S_p$ auszulegen.

2.3.2 Prüflasten

2.3.2.1 Allgemeine Funktionsprüfung

Für Regalbediengeräte werden die Funktionen Lastaufnahme, Heben, Senken, Fahren mit folgenden Lasten geprüft:

Prüflast: $P_k = 1,25 \cdot \text{Nutzlast}$

Für die Spannungsnachweise – Überschreiten der Streckgrenze – und für den Stabilitätsnachweis ist die Prüflast P_k mit dem reduzierten Hublastbeiwert $\psi' = \frac{1 + \psi}{2}$ zu vervielfachen.

Die Lastannahme setzt folgendes Vorgehen bei der Durchführung der Prüfbelastung voraus:

Mit Prüflast müssen alle Bewegungen einzeln mit den ungünstigsten Laststellungen, aber mit gebotener Vorsicht, ausgeführt werden. Eine neue Bewegung darf erst eingeleitet werden, wenn die Schwingung aus der vorangegangenen Bewegung abgeklungen ist.

2.3.3 Fanglasten

2.3.3.1 Funktionsprüfung Fangvorrichtung

Für RBG mit geschwindigkeitsabhängigen Fangvorrichtungen wird die Funktionsprüfung mit der Fanglast $P_k = 1,25 \cdot \text{Nutzlast}$ durchgeführt.

Die Fanglast muß sich in der Mittelstellung des Lastaufnahmemittels befinden.

Es sind folgende Prüfungen durchzuführen:

- 1) Funktionsprüfung Geschwindigkeitsbegrenzer durch beschleunigte Abwärtsfahrt des Hubwagens oder durch Simulation dieses Zustandes
- 2) Funktionsprüfung Fangvorrichtung durch manuelles Sperren des Geschwindigkeitsbegrenzers während der Senkbewegung
- 3) Freifallprobe des angehobenen Hubwagens mit Fanglast

Die Freifallfangprobe nach Punkt 3) kann entfallen, wenn es sich um bauteilgeprüfte Fangvorrichtungen handelt, für die ein amtliches Zertifikat vorliegt.

Für die Spannungsnachweise zu Abschnitt 1.2 A „Überschreitung der Streckgrenze“ und B „Überschreitung der Stabilitätsgrenze“ ist die Fanglast mit dem erhöhten Hublastbeiwert ψ'' zu vervielfachen.

Bei der Zugrundelegung der erhöhten Hublastwerte ψ'' wurde berücksichtigt, daß die tatsächliche Abfanggeschwindigkeit V_{ab} wesentlich über der Nennhubgeschwindigkeit V_o liegt nach folgender Beziehung:

$$V_{ab} = \sqrt{V_g^2 + 2 \cdot g \cdot S_R + 2 \cdot g \cdot S_F}$$

Hierin bedeuten:

- V_g Eingestellte Auslösegeschwindigkeit des Geschwindigkeitsbegrenzers $\approx 1,4 \cdot V_o$
- S_R Rastenabstand im Geschwindigkeitsbegrenzer, bezogen auf den Vertikalweg des Hubwagens

S_F Totweg des Fangmechanismus bis Bremsbeginn

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

Die Abhängigkeit der mittleren Fangverzögerung ergibt sich aus der Energiegleichung:

$$\frac{m \cdot v_{ab}^2}{2} + m \cdot g \cdot h - m \cdot a_m \cdot h = 0$$

hieraus: $a_m = \frac{v_{ab}^2}{2h} + g$

Hierin bedeuten:

- a_m Mittlere Verzögerung
- h Fang- bzw. Bremsweg des Hubwagens
- m Masse der Prüflast und des Hubwagentotgewichts

Die maximale Verzögerung a_{max} im Fangfall ergibt sich aus der Kennlinie des Arbeitsdiagramms der Fangvorrichtung und unter Einarbeitung eines Schwingbeiwertes nach Tabelle 4.

Tabelle 5

a_{max}	$2 \cdot a_m$	Dreieckdiagramm
	$1,75 \cdot a_m$	Trapezdiagramm
	$1,5 \cdot a_m$	Rechteckdiagramm

Der erhöhte Hublastbeiwert ψ'' ergibt sich aus dem Verhältnis der maximalen Bremsverzögerung zur Erdbeschleunigung.

$$\psi'' = \frac{a_{max}}{g}$$

Falls eine genauere Ermittlung des erhöhten Hublastbeiwertes nicht erfolgt, kann zur vereinfachten Berechnung ψ'' der Tabelle 6 entnommen werden.

Tabelle 6 Anhaltswerte für ψ''

Erhöhter Hubbeiwert ψ'' ⁴⁾		Hubgeschwindigkeit v_o (m/min)			
Für Fangfall	Arbeitsdiagramm \approx	≤ 20	$\leq 31,5$	≤ 50	> 50
Klemmrollensperrefangvorrichtung	Dreieck	5	6	–	–
Bremsfangvorrichtung	Trapez	2,5	3	3,5	–
Gleitfangvorrichtung	Rechteck	2	2	2	2

4) Die obigen Werte für ψ'' können durch geeignete konstruktive Maßnahmen (Winkel der Fangschräge, Breite und Durchmesser der Fangrolle) beeinflusst werden.

Eventuell sind je nach Einsatzfall zusätzlich schwingungsdynamische Berechnungen angezeigt, wenn die Elastizität des Tragwerks eindeutig einen gewissen Teil der Fangenergie aufzunehmen vermag.

Erstellt durch den Technischen Ausschuß der Sektion IX der
Prepared by the Technical Committee of Section IX of the
Etabli par le Comité Technique de la section IX de la

} Fédération Européenne de la Manutention (FEM)

Sekretariat: Sekretariat der FEM Sektion IX
Secretariat: c/o VDMA
Secrétariat: Fachgemeinschaft Fördertechnik
Postfach 71 08 64
D-6000 Frankfurt 71

Zu beziehen durch das oben angegebene Sekretariat oder durch die folgenden Nationalkomitees der FEM
Available from the above secretariat or from the following national committees of the FEM
En vente auprès du secrétariat ou des comités nationaux suivants de la FEM

Belgique

Comité National Belge de la FEM
Fabrimétal
Rue de Drapiers 21
B - 1050 Bruxelles

Deutschland

Deutsches Nationalkomitee der FEM
VDMA
Fachgemeinschaft Fördertechnik
Lyoner Straße 18
Postfach 71 08 64
D - 6000 Frankfurt/Main 71

España

Comité Nacional Español de la FEM
Asociación Nacional de Ingenieros Industriales (ANII)
Vía Layetana, 39
E - 08003 Barcelona

Finland

Finnish National Committee of FEM
Federation of Finnish Metal,
Engineering and Electrotechnical Industries FIMET
Eteläranta 10
SF - 00131 Helsinki

France

Comité National Français de la FEM
c/o Syndicat des industries de matériels de manutention
39/41 rue Louis Blanc - 92400 Courbevoie
cedex 72 - 92038 Paris la Défense

Great Britain

British National Committee of FEM
British Materials Handling Federation
Bridge House
Smallbrook Queensway
GB - Birmingham B5 4JP

Italia

Comitato Nazionale Italiano della FEM
Federazione delle Associazioni Nazionali dell'Industria
Meccanica Varia ed Affine (ANIMA)
Via L. Battistotti Sassi, 11
I - 20133 Milano

Luxembourg

Comité National Luxembourgeois de la FEM
Groupement des Constructeurs et Fondateurs du
Grande-Duché de Luxembourg
R. Alcide de Gasperi 7/B.P. 1304
L - 1013 Luxembourg

Nederland

Nederlands Nationaal Comité bij de FEM
FME / GKT
Bredewater 20
Postbus 190
NL - 2700 Ad Zoetermeer

Norge

Norwegian FEM Groups
Norsk Verkstedsindustri
Standardiseringsentral NVS
Oscars gate 20 / P.O. Box 7072 H
N - 0306 Oslo 3

Portugal

Comissão Nacional Portuguesa da FEM
Federação Nacional do Metal
FENAME
Rua do Quelhas, 22-3
P - 1200 Lisboa

Schweiz / Suisse / Svizzera

Schweizerisches Nationalkomitee der FEM
Verein Schweizerischer Maschinen-Industrieller (VSM)
Kirchenweg 4 / Postfach 179
CH - 8032 Zürich

Sverige

Swedish National Committee of FEM
Sveriges Verkstadsindustrier
Materialhanteringsgruppen
Storgatan 5, Box 5510
S - 114 85 Stockholm