

Numerische Berechnung von Radlader-Sicherheitskabinen

Von Eugeniusz Rusiński, Breslau*)

DK 621.869.44:614.7:519.673

In dieser Arbeit wird eine Möglichkeit der numerischen Berechnung von Lader-Sicherheitskabinen dargestellt. Das Berechnungsmodell stützt sich auf die Methode der finiten Elemente (FEM). Die Belastungsannahmen und das Berechnungsschema wurden allein anhand von ISO-Anforderungen bestimmt. Der dargestellte Rechnungsgang findet besonders Anwendung beim computergestützten Entwurf von Lader-Sicherheitskabinen in der Phase der Vorprojektierung.

In der Arbeit wird ein Berechnungsbeispiel für eine reale Konstruktion dargestellt. Die Ergebnisse der numerischen Berechnungen werden mit den Meßergebnissen am Versuchsmodell verglichen.

1. Einleitung

Die weltweiten Tendenzen im Bau von Baumaschinen beziehen sich vor allem auf:

- Verminderung des Kraftstoffverbrauchs,
 - Reduzierung des Eigengewichts,
 - Erhöhung der Lebensdauer und der Zuverlässigkeit der Maschine,
 - verbesserte Konstruktion der Sicherheitskabinen usw.
- und bedürfen immer neuer Untersuchungsmethoden.

Untersuchungen von Baumaschinen unter Verwendung von Simulationsmethoden gehören zu den leistungsfähigsten Formen, die zum Erreichen der zuvor genannten Ziele führen. Für die Sicherheitskabinen von Baumaschinen und Schleppern gibt es eine Fülle von Laboruntersuchungen auf dem Prüfstand und im Versuchsgelände, die durch entsprechende Belastungen ein Umkippen der Maschine simulieren.

Die Richtung der Laboruntersuchungen wurde durch die Arbeitsgruppe am Institut für Landmaschinen der TU München stark geprägt [1, 2]. Die Laboruntersuchungen von Schutzkonstruktionen bewirken beim Test eine mehr oder weniger starke Zerstörung der vorhandenen Schutzkabine.

Wenn man die Kosten der Untersuchungen, die ausschließlich auf einem Prüfstand durchgeführt werden, sowie die Notwendigkeit der Bereitstellung einer großen Anzahl von Prototypen berücksichtigt, dann zeigt sich, daß solche Untersuchungen sehr aufwendig sind.

Deshalb besteht schon in der Phase der Vorprojektierung die Notwendigkeit einer Voraussage über die Festigkeitseigenschaften einer Sicherheitskabine. Solche Voraussagen lassen sich mittels einer numerischen Simulation erreichen. Bisher sind Aufsätze über die numerische Simulation des Umsturzes eines Bus, eines Lkw und eines Schleppers erschienen [3 bis 5].

Bei der numerischen Methode sind vor allem die Erarbeitung eines Berechnungsmodells und einer effektiven Methode zur Bestimmung der Belastungen der Kabine und schließlich zur Bestimmung der wirklichen zeitlichen Beanspruchungen an ausgewählten Punkten der Kabine erforderlich.

*) Dr.-Ing. E. Rusiński ist wissenschaftlicher Adjunkt am Institut für Konstruktion und Maschinenbetrieb der Politechnika Wroclawska, Breslau.

2. Berechnungsmodell

Sehr wichtig ist die Annahme eines entsprechenden Modells für die Berechnungen, mit dem einzelne Zustände des Umkippen der Maschine simuliert werden. Ein solches Modell soll zwei Bedingungen erfüllen:

1. es soll möglichst genau das Verhalten der Konstruktion wiedergeben und
2. es soll möglich machen, Zahleninformationen über statische oder dynamische Fragen zu liefern.

Schutzkabinen von Radladern, **Bild 1**, sind räumliche Stabkonstruktionen und mehrfach statisch unbestimmt.

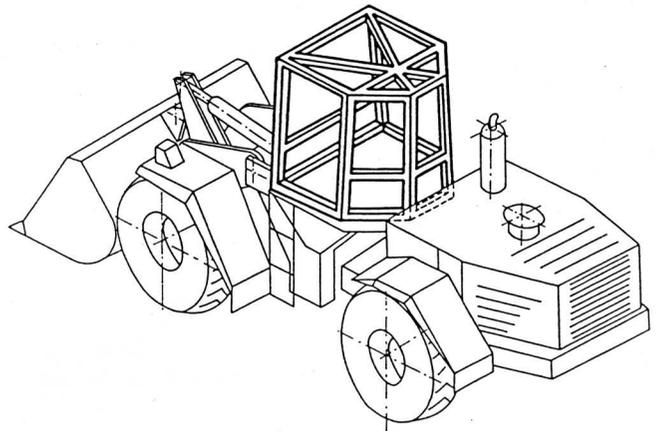


Bild 1. Ansicht eines typischen Radladers mit einer Schutzkabine.

Ein Berechnungsmodell kann die ganze Maschine — dargestellt in **Bild 2** — oder nur die Schutzkonstruktion allein umfassen, z.B. die den bestimmten Belastungen ausgesetzte Kabine. Beide Modelle sind durch internationale Normen der ISO [6] zugelassen.

Beim Simulieren eines Schlages oder des Umkippen des Laders muß das Berechnungsmodell die Reaktion des realen Objekts wiedergeben. Das bedeutet, daß beim Schlagtest auf dem Prüfstand gleichzeitig folgende nichtlineare Effekte entstehen:

- örtliche plastische Verformungen, abhängig von der Art des Schlages und der eingeleiteten Kraft,
- lokaler Verlust der Standfestigkeit der Blechbekleidung der Schutzkonstruktion,
- progressive Abfederung des Schubes in der Schutzkonstruktion infolge einer starken Ausbreitung des Schlages,
- weitere Belastung der zuvor entstandenen Verformungen eines Teils der Struktur bei weiterer Prüfung.

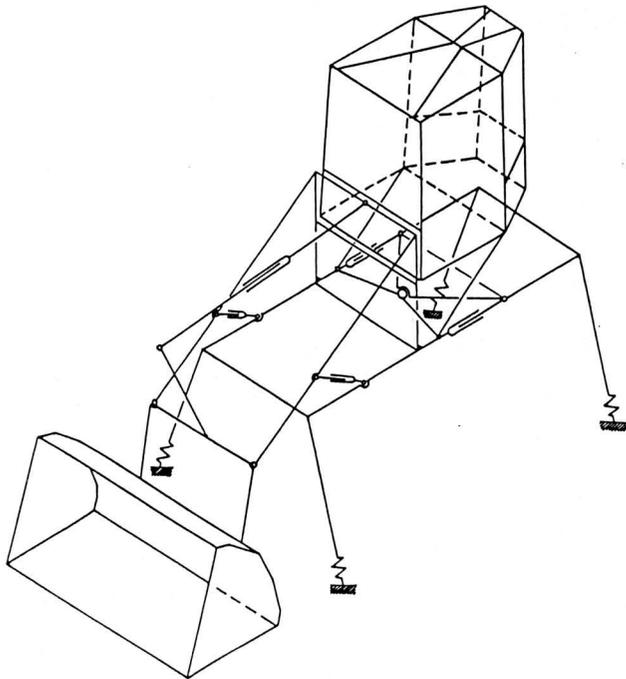


Bild 2. Modell des ganzen Laders für die numerische Berechnung der Schutzkabine.

3. Äußere Belastungen

Anhand der ISO 3471 lassen sich die äußeren Belastungen bestimmen, denen die Schutzkonstruktion auf dem Prüfstand ausgesetzt werden soll. Diese Norm [6] sieht folgende Fälle der äußeren Belastungen vor:

- Statische Belastung von der Seite durch die horizontale Kraft F ,
- statische Belastung von oben durch die vertikale Kraft F_Q ,
- Fallenlassen eines Prüfbelastungsgewichts von 230–330 kg auf das Dach der Schutzkabine.

Die Angriffspunkte der einzelnen äußeren Belastungen zeigt **Bild 3**. Die genannten Belastungen, die bei der Prüfung der Schutzkonstruktion verwendet werden, haben folgende Begründung: Beim seitlichen Umkippen des Laders erfolgt im allgemeinen ein Schlag von der Seite, was einer seitlichen Kraft entspricht (Bild 3a); das trifft auf die meisten Unfälle zu. Bei steilen Hängen und tiefen Gräben kommt es aber auch zum Umkippen des Laders auf das Dach. In diesem Fall soll die Kabine außer dem Stoß von der Seite auch die Belastung durch das Eigengewicht der Maschine so aushalten, daß der Schutzraum DLV (deflection-limiting volume) nicht beeinträchtigt wird. Um die ungünstigsten Fälle zu simulieren, wird vorausgesetzt, daß sich die ganze Maschine nur auf eine Kabinenecke stützt.

Bei der Prüfung wird diese Beanspruchung durch eine Belastung der Kabine mit zwei Kräften simuliert, deren Summe gleich dem doppelten Gewicht des Laders ist (Bild 3b).

Die dritte äußere Belastung bezieht sich auf den Fall, daß der Lader, wenn er in der Nähe einer Baustelle arbeitet, durch Herabfallen verschiedener Gegenstände wie Bauteile und Werkzeuge usw. auf das Dach der Kabine gefährdet wird. Die auf das Dach fallenden Gegenstände dürfen weder das Dach durchdringen, noch den Schutzraum der Kabine eindrücken.

Die Werte der äußeren Belastungen für Radlader-Sicherheitskabinen lassen sich aus folgenden Gleichungen [6] ableiten:

Minimale seitliche Kraft

$$F = 60000 (M/10000)^{1,20} \text{ (N)} \quad (1).$$

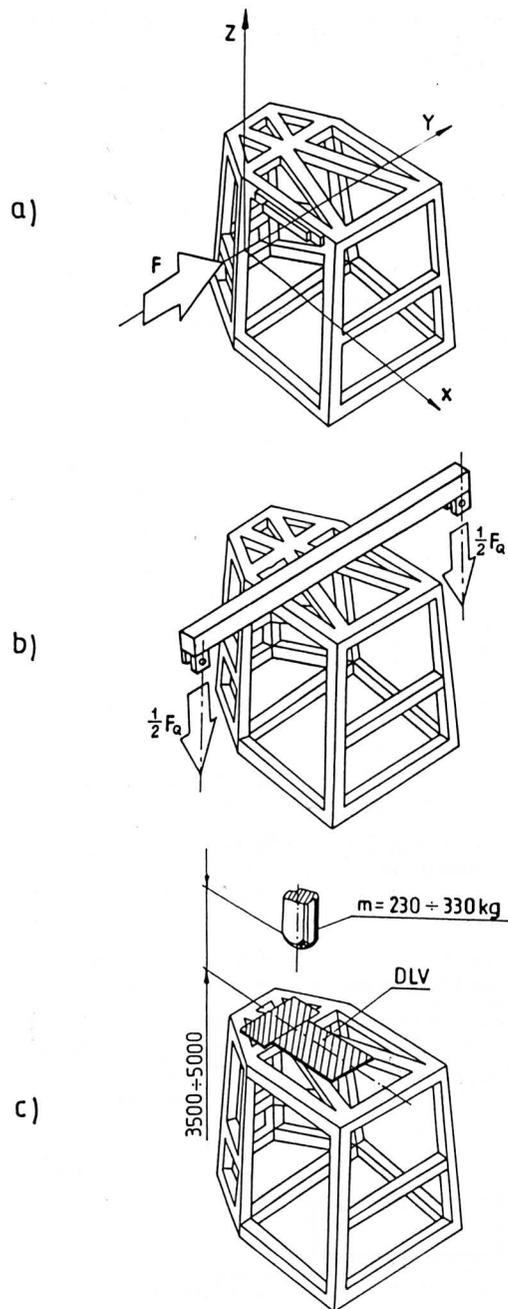


Bild 3. Arten und Orte der äußeren Belastungen einer Lader-Schutzkabine nach ISO.

- a) horizontale Belastung,
- b) vertikale Belastung,
- c) dynamische Belastung des Kabinendachs

Minimale Energie U , absorbiert bei der Belastung von der Seite

$$U = 12500 (M/10000)^{1,25} \text{ (J)} \quad (2).$$

Minimale Kraft von oben

$$F_Q = 2 M g \text{ (N)} \quad (3).$$

Minimale Energie des Stoßes von oben (der fallenden Gegenstände)

$$U_Q = m g h \text{ (J)} \quad (4).$$

Es bedeuten:

- M Masse der Maschine, kg,
- g Erdbeschleunigung, m/s^2 ,
- m Masse des Prüfbelastungsgewichts, kg (230–330 kg)
- h Hubhöhe des Prüfbelastungsgewichts.

Für das Beispiel wurden die Werte der Kräfte und der Energie mit den Gln. (1) bis (4) für einen Radlader mit der Masse $M = 9700$ kg berechnet. Diese Werte sind **Tafel 1** zu entnehmen.

Richtung der Belastung	Kraft kN	Energie kJ
Horizontal	$F = 57,85$	$U = 12,03$
Vertikal	$F_Q = 190,31$	$U_Q = 7,89-16,18$

Tafel 1. Minimalwerte der Kräfte und der Energie für einen Radlader von 9700 kg.

4. Berechnungsverfahren

Da die Sicherheit des Fahrers beim Umkippen des Laders ein Problem von höchstem Rang ist, soll der Projektierungsgang einer Schutzkabine in zwei Etappen verlaufen. Auch im Projektierungsgang sollen Faktoren der aktiven und passiven Sicherheit am Radlader, **Bild 4**, beachtet werden.

Die erste Etappe stellt eine Computer-Simulation eines Radlader-Umkippen dar. Anhand dieser Simulation lassen sich die Abmessungen und die Querschnitte einzelner Stäbe des Prototyps einer Kabine bestimmen.

Die zweite Etappe stellt die praktische Prüfung des Prototyps und damit zugleich die Überprüfung des numerischen Verfahrens dar.

Im Falle einer numerischen Simulation ist die wichtigste und auch die schwierigste Frage die Methode der Berechnungen von Verformungen und Beanspruchungen in der Kabine.

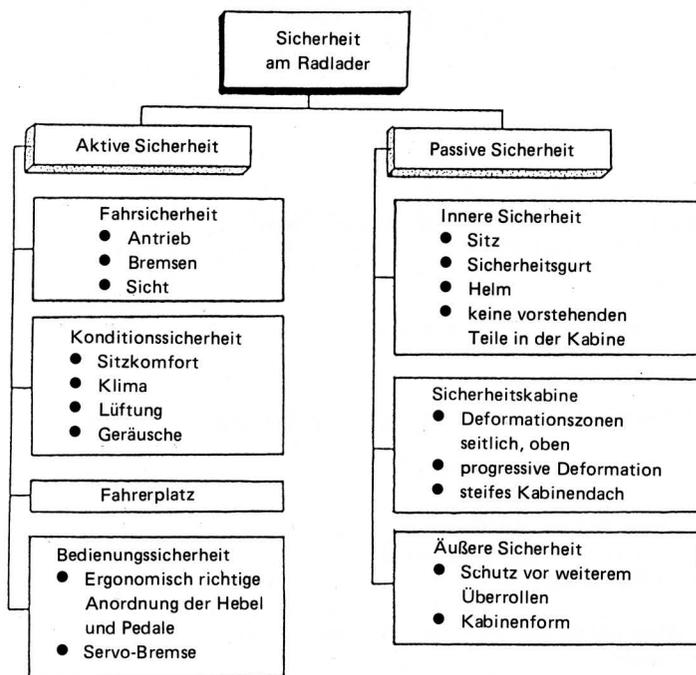


Bild 4. Faktoren der Sicherheit am Radlader.

Da die Tragstruktur der Kabine mehrfach statisch unbestimmt ist, und wir haben es hier hauptsächlich mit dem elasto-plastischen Bereich zu tun, läßt sich dieses Problem nur mit einer computer-gestützten Methode lösen. Eine der verbreitetsten Methoden, hauptsächlich für Festigkeitsberechnungen, ist die Methode der finiten Elemente (FEM), ausgeführt in verschiedensten Konfigurationen. Es gibt eine Reihe von Computersystemen (z.B. das System ASKA), die für die Analyse von Konstruktionen die FEM benutzen. Weil aber die Fragestellung recht spezifisch ist, wurde ein eigenes Verfahren erarbeitet, das sich auf die FEM stützt.

Wegen des hier auftretenden nichtlinearen Stoffverhaltens wurde ein inkrementales Verfahren [7] eingesetzt. Das Verfahren erlaubt, das gegebene System durch eine Reihe von linearisierten Systemen zu ersetzen, die zeitweilig das Verhalten der Konstruktion wiedergeben. Das zu diesem Zweck eingesetzte Verfahren kann, vom Standpunkt der Mechanik her, als stufenweises Aufbringen der Belastung erklärt werden.

Der erste Schritt in dem inkrementalen Verfahren ist die Bestimmung des Anfangszustandes für den elastischen Bereich der Berechnungen. Daraufhin wird nach jeder Stufe der Belastungszunahme aus den gewonnenen inneren Kräften die Verformungsarbeit der Schutzstruktur berechnet und mit der Energie des Stoßes für den gegebenen Fall des Lader-Umsturzes verglichen. Das vorgestellte Verfahren bedarf zusätzlicher Daten, z.B. zum Stoffverhalten, das durch eine Gleichung ausgedrückt werden muß. Das Verfahren wird in [8] eingehend besprochen.

Zur numerischen Simulation mit dem inkrementalen Verfahren wurde das Programm PLAS für die EDV erarbeitet. Mit diesem Programm ist es möglich, beliebige Kabinen-Stabkonstruktionen im elasto-plastischen Bereich zu berechnen. Das Programm ist in der Sprache FORTRAN IV und PASCAL für IBM PC/XT verfaßt. Programm-Aufbau und Beschreibung beinhaltet [9].

5. Numerisches Beispiel

Das erarbeitete Programm wurde in Untersuchungsarbeiten für die Industrie eingesetzt. Es wurden beispielsweise Berechnungen einer Lader-Kabine durch numerische Simulation eines Maschinen-Umsturzes für die Maschinen-Eigenmasse $M = 9700$ kg durchgeführt.

Das Schema zur Berechnung der Kabine ergibt sich u.a. aus Bild 2, in dem die Einteilung in Stabelemente vorgenommen wurde. Die Kabine wurde aus quadratischen Rohren $50 \times 50 \times 4,9$ gefertigt. Die Berechnungen wurden für den seitlichen Umsturz und für den Umsturz auf das Dach durchgeführt.

Bild 5 stellt die Verformung der Kabine und mit den römischen Ziffern die Reihenfolge der Entstehung von Fließgelenken bei seitlichem Umsturz dar. Auch der Schutzraum des Fahrers (DLV) wurde gekennzeichnet.

Bild 6 gibt die reduzierten Beanspruchungen im Zeitpunkt der Entstehung des ersten Fließgelenkes für die horizontale Kraft dar. In **Bild 7** werden dagegen die Beanspruchungen in der Vorderwand bei vertikaler Belastung dargestellt.

6. Experimentelle Versuche

Zur Überprüfung des Berechnungsverfahrens wurden einige Versuchsausführungen von Lader-Sicherheitskabinen gebaut, die für die Untersuchungen auf dem Prüfstand bestimmt waren. Die Untersuchungen wurden auf einem speziellen Prüfstand durchgeführt, der nach ISO-Vorschriften gebaut wurde. Dieser Prüfstand ermöglicht es, die zu untersuchende Kabine abwechselnd durch die seitliche und obere Kraft zu belasten.

Die Kräfte wurden hydraulisch aufgebracht. An ausgewählten Stellen der Tragkonstruktion des Kabinenprototyps wurden 20 Dehnmeßeinheiten angebracht.

Die auf solche Weise präparierte Kabine wurde mittels stoßdämpfender Elemente am Prüfstand befestigt. Im Kabinenraum wurde

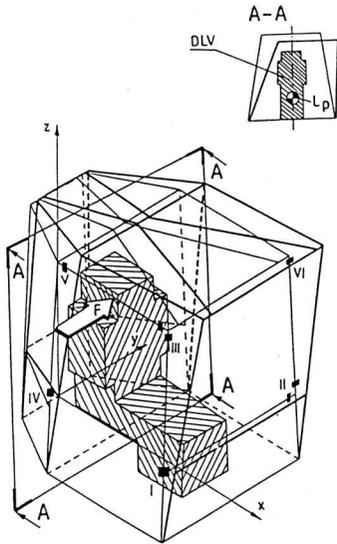


Bild 5. Verformung der Lader-Schutzkabine bei Belastung durch eine horizontale Kraft. Fließgelenke durch ■ gekennzeichnet und in der Reihenfolge des Auftretens mit römischen Ziffern numeriert.

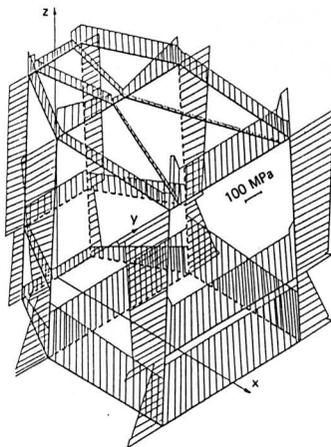


Bild 6. Diagramm der reduzierten Beanspruchungen in einer Lader-Schutzkabine bei Belastung durch eine horizontale Kraft im Zeitpunkt des Entstehens des ersten Fließgelenkes.

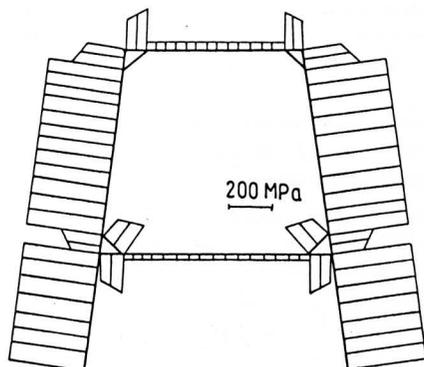


Bild 7. Diagramm der reduzierten Beanspruchungen in der Vorderwand bei Belastung durch vertikale Kräfte (F_Q) im Zeitpunkt des Entstehens des ersten Fließgelenkes.

gemäß den ISO-Vorschriften eine Attrappe des Schutzraumes DLV (deflection-limiting volume) untergebracht. Ihr Aussehen stellt Bild 5 dar.

Die Untersuchungen wurden durchgeführt, indem man – gemäß den ISO-Vorschriften – mit der horizontalen Kraft, die an der Seite der Kabine angreift, begann. Diese Kraft wurde quasistatisch vergrößert, indem man den Kabinenaufbau in kleinen Schritten (10 mm) hydraulisch verformte. Die Kraft wurde durch den Hydraulikzylinder erzeugt, der an dem rechten horizontalen Balken der Tragkonstruktion der Kabine angebracht war (Bild 3a).

Um die aufgenommene Energie zu bestimmen, wurde die Verformung der Konstruktion in Richtung der Kraftwirkung mittels zweier unabhängiger Methoden gemessen:

- mit einem Zugbandfühler,
- mit einem induktiven Fühler der Verlagerungen.

Nach jeder Verformungsänderung wurde die Größe der aufgenommenen Energie aus den gemessenen Größen, Bild 8, berechnet. Entsprechend den ISO-Vorschriften wurde die Belastung vergrößert, bis die aufgenommene Energie größer als 12,03 kJ war, und das war bei einer Verformung von 210 mm der Fall. Die Untersuchungen wurden bei einer seitlichen Kraft von 129,8 kN endet, Bild 9.

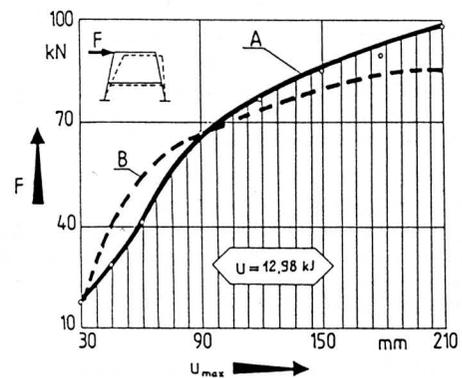


Bild 8. Diagramm der maximalen Verformung der Kabine beim Angriff einer horizontalen Kraft.

- A experimentell gemessen
- B numerisch berechnet (mittels PLAS-Programm)
- aufgenommene Energie, experimentell gemessen

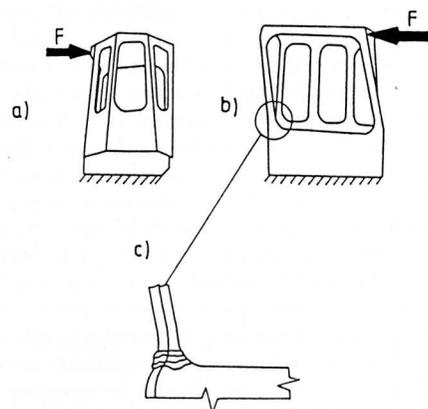


Bild 9. Seitliche Deformation der Sicherheitskabine nach der Prüfung.

Nachdem überprüft war, daß die simulierte Fläche des Gestells bei der seitlichen Belastung den Schutzraum des Fahrers (DLV) nicht beeinträchtigt hatte, ging man zur zweiten Etappe der Untersuchungen über, und zwar zur Untersuchung der vertikalen Belastung. Diese Belastung wurde mittels zweier Hydraulikzylinder

durchgeführt, die durch einen frei über das Dach der Kabine gelegten Balken (Bild 3b) verbunden waren. Die Belastung wurde gesteigert, bis die Kraft 194 kN, d.h. das doppelte Gewicht der Maschine überschritt. Auch in diesem Fall wurde keine Beeinträchtigung des Schutzraumes des Fahrers (DLV) festgestellt, und somit erfüllt die geprüfte Kabine die durch ISO 3471 gestellten Anforderungen.

7. Schlußbemerkungen

In der vorliegenden Arbeit wurde der Versuch unternommen, ein Berechnungsmodell zu bauen, das sich auf die FEM stützt und zur numerischen Simulation der Beanspruchungen beim Umkippen eines Laders dient.

Ein solches Verfahren erlaubt es, schon in der Entwurfsphase der Schutzkonstruktion eines Laders entsprechende Tragelemente so anzupassen, daß die Konstruktion die Sicherheit gewährleistet. Für die numerische Simulation wurde das Programm PLAS für eine EDV IBM PC/XT erstellt.

Im Hinblick auf die Sicherheit des Fahrers ist es zweckmäßig und durchaus möglich, die maximalen Werte der numerisch berechneten Verformungen mit den Verformungen zu vergleichen, die man aus Prüfstand-Untersuchungen erhält, wie es Bild 8 zeigt. Anhand der Prüfstand-Untersuchungen und der numerischen Berechnungen erwies sich, daß für diese Kabine keine Beeinträchtigung des Schutzraumes (DLV) bei seitlichem Umkippen des Laders zustande kam. Die mit den numerischen Berechnungen erzielten Ergebnisse für die ertragbaren Kräfte sind kleiner als die aus den Prüfungen, und das gewährleistet eine gewisse Sicherheitsreserve.

Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß das vorgeschlagene Berechnungsmodell einer Lader-Schutzkabine eine zufriedenstellende Übereinstimmung der Ergebnisse im Vergleich zu experimentellen Untersuchungen zeigt. Dieses numerische Modell (Programm PLAS) läßt sich somit bei der computergestützten Projektierung neuer Sicherheitskabinen einsetzen.

Schrifttum

- [1] *Schwanghart, H.*: Der statische Test als Prüfung der Festigkeit von Schlepperumsturzschutzvorrichtungen in der Europäischen Gemeinschaft. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 184/89.
- [2] *Söhne, W. u. H. Schwanghart*: Stand und Entwicklung von Prüfmethode bei Schlepperumsturzschutzvorrichtungen. Grundl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 178/84.
- [3] *Tidbury, G.U. u. D. Kecman*: Investigation into the behaviour of hinges produced by bending collapse of vehicle structural components. Congress F.I.S.I.T.A., Budapest, 1978.
- [4] *Appel, H.*: Strategische Aspekte zur Erhöhung der Sicherheit im Straßenverkehr. Automobil-Industrie 3/82.
- [5] *Rusiński, E.*: Numerische Berechnung von Schlepper-Sicherheitskabinen. Grundl. Landtechnik Bd. 34 (1984) Nr. 6, S. 254/57.
- [6] ISO 3471 (1980): Earth-moving machinery. Roll-over protective structures. Laboratory tests and performance requirements.
- [7] *Argyris, J.H., H. Balmer u. J.S. Doltsinis*: Nieliniowość materiału w analizie metoda elementów skończonych. Praca zbiorowa n.t. Metody obliczeniowe w mechanice nieliniowej. Ossolineum, PAN 1977.
- [8] *Rusiński, E.*: Die elasto-plastische Berechnung von dünnwandigen Rahmen mit der Methode der finiten Elemente. Vorträge zum Problemseminar "FINITE ELEMENTE IV", Gaußig 1985, Heft TU Dresden.
- [9] *Rusiński, E.*: Die elasto-plastische Berechnung von Stabkonstruktionen. Programmsystem PLAS. Bericht der Preprint-Reihe Nr. 007/86, IKEM Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1985, S. 1/30.

Notizen aus Forschung, Lehre, Industrie und Wirtschaft

7. VDI/MEG-Kolloquium "Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge"

Am 27. und 28. April 1989 fand an der Technischen Universität München im Neuen Theresianum das 7. VDI/MEG-Kolloquium statt, das sich erstmals mit landwirtschaftlichen Reifen beschäftigte. Die Tagung wurde vom Institut für Landmaschinen (Prof. Dr.-Ing. K.Th. Renius) ausgerichtet. Herr Priv. Dozent Dr.-Ing. habil. H. Schwanghart hatte als Leiter der dortigen Abteilung Terramechanik die Organisation übernommen. Besonderen Wert legten die Veranstalter schon bei der Vorplanung auf eine möglichst breite Beteiligung der Industrie sowohl bei den Vorträgen als auch in der Zuhörerschaft. Herr Professor Renius konnte als Hausherr etwa 140 Teilnehmer begrüßen, die sich aus etwa 120 Fachleuten aus der Bundesrepublik und angrenzenden Ländern sowie 20 Studenten zusammensetzten. Nach einem Grußwort von Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Göhlich, dem Vorsitzenden der VDI-Gesellschaft Agrartechnik, übernahm Herr Dr. Schwanghart die Diskussionsleitung. In 22 Vorträgen wurde am Nachmittag des 27. und am Vormittag des 28. April der neueste Stand der Reifentechnik vorgestellt und diskutiert.

Der behandelte Stoff gliederte sich in fünf Themenbereiche:

1. Berechnung, Konstruktion und Erprobung von Reifen (7 Vorträge)
2. Reifennormung (2 Vorträge)
3. Reifenwirkung auf den Boden (5 Vorträge)
4. Betriebsverhalten von Einzelreifen (5 Vorträge)
5. Reifenbedingtes Fahrzeugverhalten (3 Vorträge)

Wenn auch die Breite des Stoffes schon an die Grenzen des für ein Kolloquium gesteckten Rahmens stieß, so zeigten doch die spontanen Dankesadressen am Schluß der Veranstaltung, daß offenbar die Mischung des Gebotenen bei den Besuchern angekommen war. Insbesondere herrschte Einigkeit darüber, daß der Kerngedanke der VDI/MEG-Kolloquien, nämlich das möglichst offene Fachgespräch auf der Basis guter Informationen, erreicht wurde. Begrüßt wurde auch das gemütliche und ausgedehnte "bayerische" Miteinander bei Leberkäs, Bier und vieler guter Laune.

Nach den Vorträgen des zweiten Tages und dem gemeinsamen Mittagessen nahmen noch zahlreiche Teilnehmer die Möglichkeit der Besichtigung des Instituts für Landmaschinen wahr.

Die Vorträge der Tagung werden derzeit zu einem Tagungsband zusammengefaßt, der allen Vortragenden und Teilnehmern zugeschickt werden wird. Darüber hinaus ist es auch möglich, weitere Exemplare beim Institut für Landmaschinen der Technischen Universität München, Arcisstr. 21, 8000 München 2 zu bestellen.

LTM-TUM München