

Überraschendes Ergebnis der Untersuchung ist, daß hochentwickelte Systeme mit Konstantvolumenpumpen (System 4) gleiche Energieeinsparungen ermöglichen wie heute technisch realisierbare Systeme mit Verstellpumpen (System 7 und 10).

Mit der Untersuchung eines Modellsystems (System 9) wurde ermittelt, welche Energieeinsparungen überhaupt möglich sind. Dieses System erfordert eine Pumpe, die auch bei sehr tiefen Öltemperaturen noch selbständig saugt. Das Lenksystem ist so zu gestalten, daß große Ackerschlepper, die mit einem solchen Einpumpensystem ausgestattet sind, eine Zulassung für den öffentlichen Straßenverkehr erhalten.

Schrifttum

- [1] Hesse, H.: Vergleich der Energieverluste von Hydrauliksystemen für Ackerschlepper.
Vortrag auf der Internationalen Tagung Landtechnik, München 27./29. Okt. 1976.
(Load Sensitive System, Bosch-Hydraulik System-Information, Stuttgart 1980).

- [2] Siegenführ, R.: Rechnerische und experimentelle Verlustanalyse für unterschiedliche Hydrauliksysteme in Ackerschleppern.
Diplomarbeit am Institut für Kolbenmaschinen, TU Karlsruhe 1981, unveröffentlicht.
- [3] Garbers, H.: Untersuchung der Belastungsgrößen und Leistungsbilanzen von Schlepperhydrauliksystemen.
Vortrag auf der Internationalen Tagung Landtechnik, Ulm 25./26. Okt. 1984.
- [4] Biller, R.H.: Einsatzzeiten von Ackerschleppern auf Großbetrieben.
Landtechnik Bd. 26 (1981) Nr. 1, S. 19/21.
- [5] O'Connor, J.W.: Filtration system for an integrated tractor hydraulic system.
SAE-Paper 73-1503, St. Joseph, Michigan 1973.

Numerische Berechnung von Schlepper-Sicherheitskabinen

Von Eugeniusz Rusiński, Breslau*)

DK 631.372:614.7:519.673

Diese Arbeit berichtet über Möglichkeiten der numerischen Berechnung von Sicherheitskabinen für Schlepper. Schlepper und Sicherheitskabine wurden mit der Methode der finiten Elemente modelliert und simulierten Pendelschlägen sowie statischen Belastungen ausgesetzt. Die hier behandelte numerische Berechnungsmethode ist besonders in der Projektierungsphase einer Kabine sehr nützlich.

1. Einleitung

Nachdem in vielen Ländern Sicherheitsrahmen oder -kabinen zur Pflicht wurden, sind auch diesbezügliche Vorschriften [1, 2] entstanden, die die Festigkeitsanforderungen an diese Konstruktionen beschreiben. Diese Vorschriften spiegeln den jeweiligen Wissensstand zum Thema Sicherheitsrahmen und -kabinen wider.

Es liegt auch eine Reihe von Arbeiten vor, die sich auf die Prüfverfahren für Sicherheitskabinen nach den Testvorschriften von ISO, EG, OECD dyn (stat) und ASAE dyn (stat) beziehen. Ergebnisse solcher Untersuchungen beinhaltet [3], worin die Energie des Pendelschlags analysiert wird. Der Verfasser dieser Arbeit stellt interessante Untersuchungsergebnisse dar, die sich auf einzelne Komponenten der Schlagenergie beziehen. Ähnliche Fragen behandelt u.a. auch [4]. Diese Arbeit berichtet über die Entstehung und den derzeitigen Stand der Prüfmethoden für Sicherheitsvorrichtungen wie Pendeltest, statischer Belastungstest, Umsturztest und Berechnung des Weiterrollverhaltens.

Dagegen findet man keine Arbeiten, die sich auf Festigkeitsberechnungen beziehen und die schon in der Entwurfsphase die Wahl einer optimalen Gestalt und optimaler Abmessungen der Bauteile von Sicherheitsvorrichtungen ermöglichen.

Die vorliegende Arbeit stellt sich daher die Aufgabe, eine Methode für die Festigkeitsberechnung von Sicherheitsrahmen oder -kabinen darzustellen.

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

2. Stoßenergie und Darstellung eines Berechnungsmodells

Es gibt normierte Prüfverfahren für das Umkippen des Schleppers auf die Seite bzw. nach hinten oder vorn [1, 2]. Man muß für diese drei Grundfälle die Stoßenergie bestimmen. Diese Stoßenergie bildet dann eine definierte äußere Belastung der Schlepperkabine, die bei der Prüfung durch die Stoßenergie eines Pendelschlags erzeugt wird, Bild 1.

Die Sicherheitskabine wird durch das Pendel in 3 verschiedenen Richtungen belastet, die den Umsturzmöglichkeiten des Schleppers entsprechen. Die theoretische Stoßenergie wird ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes berechnet. Die Länge des Pendelarms wird mit R und die Masse des Pendels mit m_p bezeichnet. Vernachlässigt man den Einfluß der Reibung im Pendellager sowie den Einfluß der Temperaturerhöhung während der Deformation der Kabine, dann ist Stoßenergie des Pendels gleich:

$$E_{\text{Pendel}} = m_p g H \quad (1)$$

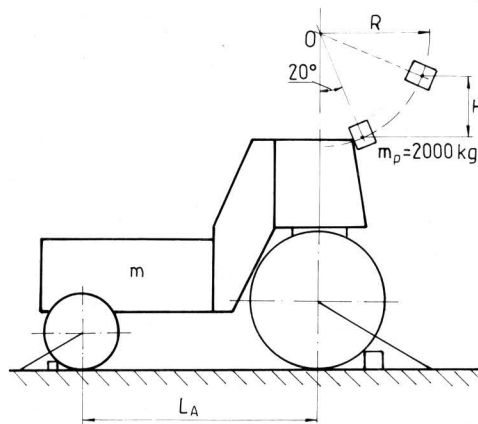


Bild 1. Schematische Darstellung eines rückseitigen Pendelschlagtests.

Die Höhe H ist von der Schleppermasse, dem Radstand des Schleppers und von einem Korrektorkoeffizienten abhängig. Der Korrektorkoeffizient wird durch dynamische Versuche [1, 2] bestimmt.

Versuchsergebnisse zeigen [3], daß 40–80 % der Energie des Pendels während des Pendeltests für die elastische und plastische Deformation der Kabine umgesetzt wird. Der übrige Anteil der Energie entfällt auf verschiedene Vorgänge, die eingehend in [3] besprochen werden.

Neben dem Pendeltest werden auch statische Untersuchungen mit einer Druckbelastung der Schlepperkabine durchgeführt. Die Kabine wird dabei mit Kräften belastet, die der doppelten Gewichtskraft der Schleppermasse entsprechen und an der Vorder- bzw. Hinterkante des Kabinendachs so angreifen, daß die Resultierende der Kraft in der Längsmittlebene des Schleppers liegt.

Als Beispiel der Belastung sind in **Tafel 1** Energie des Schlags und Hubhöhe des Pendels für einen Schlepper mit der Masse $m = 3\,130\text{ kg}$ und dem Radstand $L_A = 2\,125\text{ mm}$ angegeben.

Sehr wichtig ist es, daß man das Modell, an dem dann die verschiedenen Belastungsfälle simuliert werden, für Schlepper samt Sicherheitskabine aufstellt. Ein solches Modell soll zwei Bedingungen erfüllen:

- es soll möglichst wahrheitsgetreu das Verhalten der Konstruktion wiedergeben,
- es muß numerische Informationen über die interessierenden statischen oder dynamischen Fragen liefern.

Ein Berechnungsmodell kann auch die Schlepperkabine allein in Form eines räumlichen oder ebenen Rahmens sein.

Richtung des Stoßes	Hubhöhe des Pendels mm	Energie des Pendels*) Nm
von hinten	306	4807
von vorn	190	2992
seitlich	595	9339

*) 80 % des theoretischen Wertes

Tafel 1. Hubhöhe des Pendels und für die Verformung der Sicherheitskabine wirksame Energie des Pendels.

Ein Berechnungsmodell eines Schleppers mit Kabine, das den realen Bedingungen entspricht und für die Simulation statischer Tests geeignet ist, wird in **Bild 2** dargestellt. Der räumliche Rahmen der Kabine ist in diesem Modell aus Stäben aufgebaut und mit einem starren, unverformbaren Fahrwerk des Schleppers verbunden, das auf vier elastischen Stützen steht. Diese Stützen modellieren die Bereifung des Schleppers.

Die Sicherheitsvorrichtungen sind meistens mehrfach statisch unbestimmte räumliche Rahmen und die Ermittlung der inneren Kräfte im elastisch-plastischen Bereich bedarf somit des Einsatzes von numerischen Berechnungsmethoden.

3. Numerische Berechnung

Zuverlässige Voraussagen können nur erhalten werden, wenn eine möglichst vollständige numerische Berechnung des Testablaufes erfolgt. Als Rechenverfahren für komplexe Gebilde bietet sich die Methode der finiten Elemente an [5].

Bei diesem computerorientierten Berechnungsverfahren werden die zu untersuchenden Strukturen in eine endliche Anzahl kleiner, an Knoten miteinander verknüpften Elemente zerlegt und im Computer zur sogenannten Ersatzstruktur wieder zusammengesetzt. Solche Elemente sind einfache Stäbe, Platten usw., aber auch hochkomplizierte Makro- und Superelemente mit komplexer innerer Struktur.

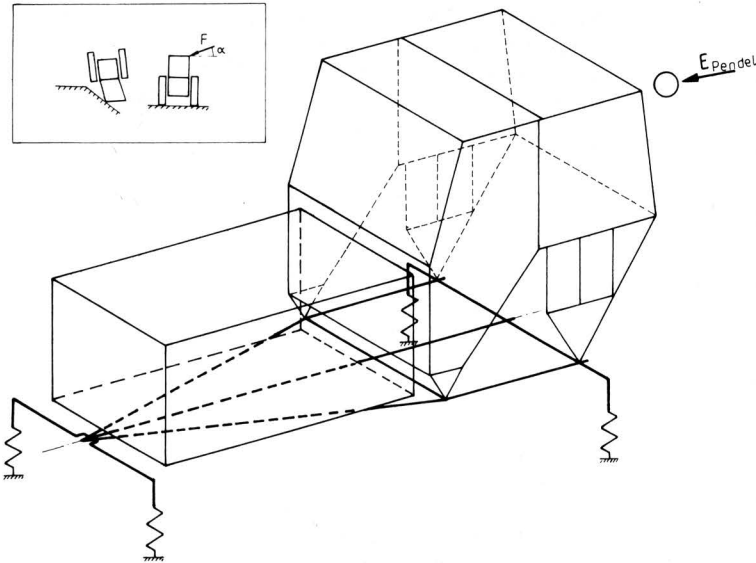


Bild 2. Modell für die numerische Berechnung einer Schlepper-Sicherheitskabine.

Für Analysen in der Statik existieren bewährte numerische Programme, die teilweise auch ein elastoplastisches Werkstoffverhalten berücksichtigen [6].

Während der Pendeltestfolge treten gleichzeitig folgende nichtlineare Effekte auf:

- stoßartige Krafteinleitung, verbunden mit örtlichen plastischen Verformungen an der Aufprallstelle,
- örtliche Stabilitätsprobleme von Stabelementen,
- stark progressive Kabinen und Schlepperfederungen infolge der Anschlagwirkung,
- Belastung von bereits bleibend vorverformten Strukturteilen bei nachfolgenden Testschritten.

Auf der Basis der Methode der finiten Elemente wurde das Programm PLAS aufbereitet. Dieses Programm ermöglicht die Berechnung von ebenen und räumlichen Stabkonstruktionen im elastisch-plastischen Bereich.

Für die Elemente wird ein ideal-plastisches Werkstoffverhalten angenommen sowie ein schrittweises Aufbringen der statischen bzw. dynamischen Belastung. Nach jedem Schritt werden die Spannungen der kritischen Teile überprüft und per Programm die Deformationsarbeit der Kabine berechnet. Wenn die Deformationsarbeit der Kabine ($A_{Def.}$) gleich der Stoßenergie des Pendels wird, endet die Berechnung.

$$E_{Pendel} = A_{Def.}$$

Die Berechnungen können mit dem Programm PLAS für:

- Pendelschlag von hinten,
- Vertikale Druckbelastung des Dachs hinten,
- Pendelschlag von vorn,
- Pendelschlag von der Seite,
- Vertikale Druckbelastung des Dachs vorn,

durchgeführt werden.

Nach dieser Prozedur wird der noch zur Verfügung stehende Kabinenfreiraum mit dem Soll-Überlebensfreiraum verglichen.

4. Numerische Ergebnisse

Numerische Berechnungen der Kabine wurden für eine Schleppermasse $m = 3\,130\text{ kg}$ durchgeführt. Die Kabine ist aus dünnwandigen rechteckigen Rohren ($\square 40 \times 60 \times 3$) in Form eines räumlichen Rahmens gefertigt, dessen Berechnungsmodell in **Bild 2** dargestellt ist. Das Modell besteht aus 30 Knoten und 39 Stabelementen. Weitere Daten, die sich z.B. auf Abmessungen der Kabine beziehen, beinhaltet [7].

Die Berechnungen wurden mit dem Programm PLAS für die 3 verschiedenen Simulationsfälle des Pendelschlages durchgeführt. Die Kabine wurde auch einer numerischen Simulation der statischen Druckbelastung des Daches vorn und hinten ausgesetzt. Die für den Schlepper nach den in [1, 2] angegebenen Formeln berechneten Stoßenergien des Pendels sind in Tafel 1 aufgeführt.

4.1 Rückseitiger Stoß

Die Berechnungen wurden für einen Pendelschlag an einer rückseitigen Ecke der Kabine vorgenommen. Die Energie des Pendelschlages wird durch einen Kraftangriff an dem entsprechenden Kabinenknoten (Aufprallstelle) simuliert. Die Größe der Aufprallkraft wird schrittweise von Null bis zum maximalen Wert gesteigert.

Eine erste örtliche Plastifizierung (Fließgelenk I) tritt bei der Kraft $F_1 = 12477 \text{ N}$ auf. In Bild 3 sind die Fließgelenke als schwarze rechteckige Punkte gekennzeichnet und in der Reihenfolge ihres Auftretens mit römischen Zahlen durchnummeriert. Nach Auftreten des ersten Fließgelenks verformt sich die Kabine elastisch-plastisch und die Berechnungen tragen nichtlinearen Charakter. Die Belastung wird dann in 30 Schritten von je $\Delta F_1 = 200 \text{ N}$ bis zum Endwert von 18477 N gesteigert. Nach jeder Belastungszunahme errechnet das Programm PLAS die Deformationsarbeit der Kabine und vergleicht sie mit dem Wert der Energie des Pendelschlages.

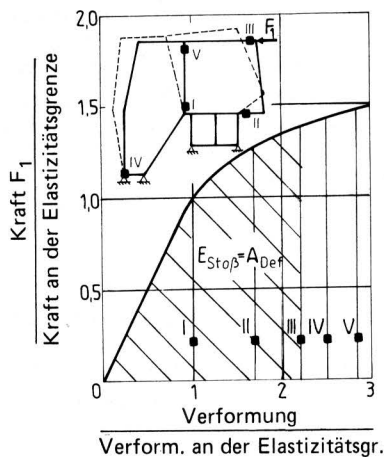


Bild 3. Kraft-Verformungs-Diagramm für den Knoten der Krafteinleitung bei Pendelschlag von hinten und Verformung des Rahmens der Seitenwand; Fließgelenke durch ■ gekennzeichnet und in der Reihenfolge des Auftretens mit römischen Zahlen numeriert.

Die Deformationsarbeit der Kabine (A_{Def}), die gleich der Stoßenergie des Pendels ($E_{Stoß}$) ist, wurden in Bild 3 als schraffiertes Feld gekennzeichnet. Die Berechnungen können bis zur Bildung von Fließgelenk V weitergeführt werden, womit die Tragfähigkeit des Systems ausgeschöpft ist. Die größte auftretende Verformung ist im Bild gestrichelt dargestellt. Den Verlauf der Biegemomente in der Seitenwand der Kabine zeigt Bild 4.

4.2 Stoß von der Seite

Zur Modellierung des seitlichen Pendelschlages ist die Darstellung des Gesamtschleppers, bestehend aus Kabine, Schlepperrumpf, Achsen einschließlich Reifen, durch finite Elemente (Bild 2) erforderlich. In den Berechnungen wird die Energie des Pendels durch eine punktförmig angreifende Kraft – gemäß der Bewegungsrichtung des Pendels – ersetzt und diese von Null bis zum maximalen Wert gesteigert.

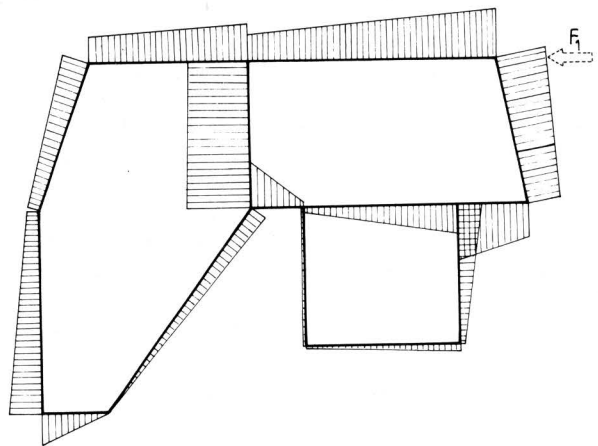


Bild 4. Biegemomentenverlauf für den Rahmen der Seitenwand bei Pendelschlag von hinten.

Beginnend mit dem Auftreten des ersten Fließgelenks wird wie im vorhergehenden Fall die angreifende Kraft über das Programm PLAS so lange gesteigert, bis die Deformationsarbeit gleich der Stoßenergie des Pendels ist.

Bild 5 stellt die Abhängigkeit zwischen der Stoßkraft F_3 (Seitenkraft) und der maximalen Verformung der Vorderwand des Schleppers sowie die Bildung der Fließgelenke dar. Bild 6 zeigt den Biegemomentenverlauf in der Vorderwand des Schleppers.

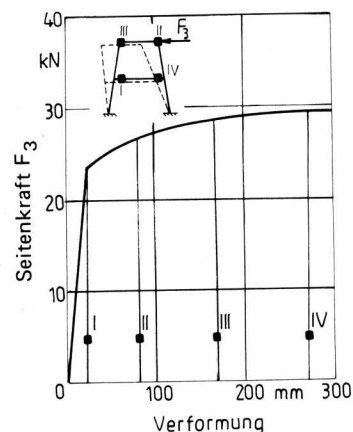


Bild 5. Kraft-Verformungs-Diagramm für den Knoten der Krafteinleitung bei Pendelschlag von der Seite und Verformung des Rahmens der Frontwand; Fließgelenke durch ■ gekennzeichnet und in der Reihenfolge des Auftretens mit römischen Zahlen numeriert.

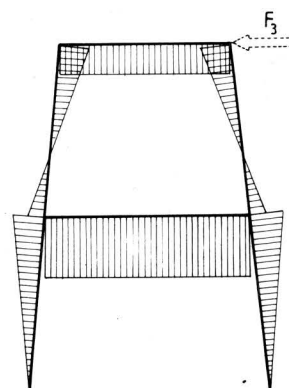


Bild 6. Biegemomentenverlauf für den Rahmen der Frontwand bei Pendelschlag von der Seite.

4.3 Druckbelastung des Daches

Die Untersuchungen auf dem Prüfstand [1, 2] sehen die Druckbelastung des Kabinendaches jeweils vorn und hinten – Kräfteinleitung symmetrisch zur Längsmittelachse – vor.

In den numerischen Berechnungen wird diese Belastung, wie in Bild 7 gezeigt, durch den Kraftangriff (F_4) an den zwei Kabinenecken ersetzt. Der Berechnungsgang entspricht dem Vorgehen bei den zuvor dargestellten Fällen. Die maximale Kraft F_4 entspricht der Gewichtskraft der Schleppermasse. Für diesen Belastungsfall tritt das erste Fließgelenk bei einer Kraft von 24 119 N auf. Eine weitere Kraftzunahme erfordert ein nichtlineares Berechnungsverfahren [6], das bei der Kraft 30 705 N endet. Verformungen der Kabine und Fließgelenke sind in Bild 7 dargestellt.

Bild 8 zeigt den Biegemomentenverlauf in einer Seitenwand für die Druckbelastung des Kabinendaches an der hinteren Kante.

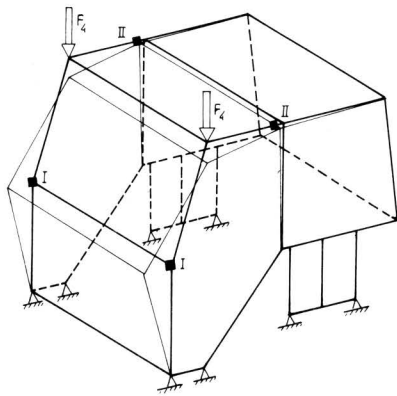


Bild 7. Verformung der Kabine bei Druckbelastung an der Vorderkante des Kabinendaches; Fließgelenke durch ■ gekennzeichnet und in der Reihenfolge des Auftretens mit römischen Zahlen nummeriert.

5. Zusammenfassung

Das vorgeschlagene numerische Verfahren zur Prüfung von Schlepper-Sicherheitskabinen ist schon in der Entwurfsphase sehr brauchbar. Diese Berechnungen der Sicherheitskabinen mit den Belastungen, die sie während der späteren realen Prüfung erfahren [1, 2], bieten dem Konstrukteur wichtige Informationen. Das numerische Berechnungsmodell erlaubt es, das Verformungsverhalten der Sicherheitskabine für Schlepperumstürze auf das Dach vorauszusagen und macht es möglich, Schwachstellen der Konstruktion zu erkennen und gegebenenfalls entsprechende Verstärkungen vorzunehmen. Aufgrund der Ergebnisse kann schon beim Entwurf die ganze Konstruktion den geltenden Bestimmungen entsprechend ausgelegt werden. Die Vorausberechnung des Verformungsverhaltens der Sicherheitskabine erfüllt somit die Aufgabe, die Anzahl der erforderlichen Tests zu reduzieren und Entwicklungszeit und Kosten zu sparen.

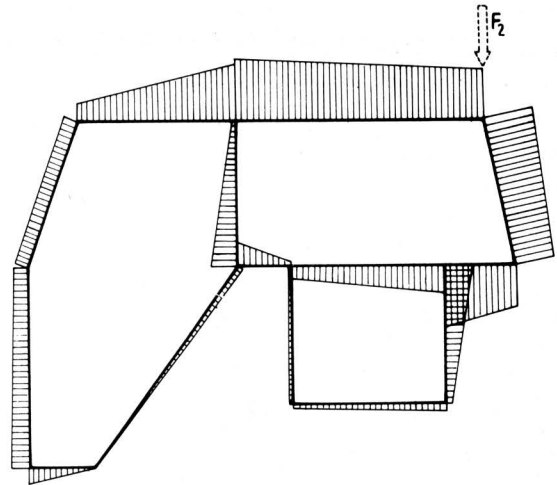


Bild 8. Biegemomentenverlauf für den Rahmen der Seitenwand bei Druckbelastung der Hinterkante des Kabinendaches.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] ISO 5700 – Agricultural and forestry wheeled tractors – Protective structures – Static test method and acceptance conditions.
- [2] ISO 3463 – Agricultural and forestry wheeled tractors – Protective structures – Dynamic test method and acceptance conditions.
- [3] Schwanghart, H.: Der statische Test als Prüfung der Festigkeit von Schlepperumstürzschutzvorrichtungen in der Europäischen Gemeinschaft. Grndl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 184/89.
- [4] Söhne, W. u. H. Schwanghart: Stand und Entwicklung von Prüfmethode bei Schlepperumstürzschutzvorrichtungen. Grndl. Landtechnik Bd. 28 (1978) Nr. 5, S. 178/84.
- [5] Zienkiewicz, O.C.: The finite element method in engineering science. London: McGraw-Hill 1971.
- [6] Rusiński, E.: Numerische Aspekte in der Analyse der Schutzkabinen von Schleppern. VI. Konferenz, Computergestützte Methoden in der Konstruktionsmechanik, Bialystok, 1983.
- [7] Rusiński, E. u. J. Teisseyre: Festigkeitsanalyse der Schutzkabine des Schleppers C-360. SPR-Bericht Nr. 007/82 Technische Hochschule Wrocław.