

*Simulationstechnik, Optimierung, Landmaschinen***Optimierung von Konstruktionsparametern  
am Beispiel ungefederter Fahrzeuge**

B. Langenbeck, Lauf, G. Leister und W. Schiehlen, Stuttgart, sowie H. D. Kutzbach, Hohenheim

**Inhalt.** Am Beispiel eines Ackerschleppers wird ein Verfahren zur Optimierung dynamisch beanspruchter Konstruktionen vorgestellt, wobei das dynamische Verhalten mit Mehrkörpersystemen approximiert wird. Die Autoren beschreiben das Ersatzsystem und die Bewertungskriterien; die Optimierung läuft weitgehend automatisiert ab.

**Anwendungen aus der Sicht des Herausgebers.** Mehrere Beiträge in der Zeitschrift *Konstruktion* zur Optimierung von Konstruktionsparametern durch Modellbildung eines Produkts als Mehrkörpersystem zeigen die Bedeutung solcher Simulationsprogramme und ihre Leistungsfähigkeit exemplarisch für ein spezielles Produkt. Zur konkreten Anwendung muß sich der interessierte Leser an die jeweilige Forschungsstelle wenden.

**1 Einführung****1.1 Aufgabenstellung aus der Sicht des Konstrukteurs**

Das dynamische Verhalten einer Konstruktion beeinflußt maßgeblich die Bauteildimensionierung und die Arbeitsqualität. Bei der Konzeption neuer Maschinen muß daher dem dynamischen Verhalten große Beachtung geschenkt werden. Für den Konstrukteur ist es wünschenswert, in einem möglichst frühen Stadium der Konstruktion zuverlässige Aussagen über das dynamische Verhalten der geplanten Maschine zu erhalten.

Aus Kostengründen werden experimentelle Untersuchungen nur selten vorgenommen. Ein bewährtes Vorgehen zur Untersuchung der grundsätzlichen Konzeption ist die Simulation des Betriebsverhaltens von Maschinen mit Rechenmodellen. Bei der systematischen Auswertung der einzelnen Einflußgrößen auf das dynamische Verhalten zeigt sich meist eine Vielfalt von Abhängigkeiten, die oft nicht einfach zu überschauen sind. Wünschenswert ist daher für den Konstrukteur eine Möglichkeit zur Variation der einzelnen Parameter, um ihren Einfluß auf das Betriebsverhalten hinsichtlich Qualität und Quantität abschätzen zu können, sowie ein Verfahren zur gleichzeitigen Optimierung mehrerer einander beeinflussender Parameter.

**1.2 Aufgabenstellung  
aus der Sicht der Technischen Dynamik**

Mit zunehmender Komplexität der zu untersuchenden Konstruktionen steigen auch die Anforderungen an die Methoden zur Bildung und Simulation des mechanischen

Ersatzsystems einer technischen Konstruktion. Die Aufstellung der Bewegungsgleichungen und die Einbindung in eine geeignete Simulationsumgebung sind aufwendig und fehlerträchtig. Daher wurden in den letzten Jahren Programmpakete entwickelt, die den Konstrukteur bei der Durchführung der Simulationen unterstützen [1]. Die Lösung komplexer Optimierungsaufgaben, welche die Verknüpfung mehrerer Methoden erfordert, ist jedoch mit herkömmlichen Programmsystemen nicht möglich. So ist es zur Lösung derartiger Aufgabenstellungen (beispielsweise der Optimierung des Fahrverhaltens eines Ackerschleppers) erforderlich, ein modulares Konzept zur Simulation zu entwickeln.

**2 Modellbildung eines Ackerschleppers****2.1 Modelleigenschaften**

Mit dem Modell des Ackerschleppers soll die Fahrt auf vorgegebenen Fahrbahnen simuliert werden. Ziel der Untersuchung ist die Optimierung des Fahrverhaltens des Fahrzeugs. Das Modell muß daher die Bewegungen des Fahrzeugumpfes, der Achsen und des Fahrersitzes im Raum beschreiben.

Damit die Bewegung des Schleppers auf der Fahrbahn berechnet werden kann, muß das Reifenmodell die Radkräfte in Abhängigkeit vom aktuellen Bewegungszustand des Fahrzeugs liefern. Zur Untersuchung des Fahrverhaltens werden zunächst die vertikalen Federungseigenschaften der Reifen beschrieben. Die horizontalen Kräfte sollen sich aus Schräglauf, Rollwiderstandsbeitrag und Antriebskraft ergeben.

**2.2 Mechanisches Ersatzmodell des Fahrzeugs**

Als mechanisches Ersatzmodell für das Fahrzeug wird ein Mehrkörpersystem verwendet, das aus den Körpern Fahrzeugumpf mit Hinterachse, pendelnd gelagerte Vorderachse, Fahrzeugsitz sowie Frontballast besteht (Bild 1). Der Fahrzeugumpf ist ein starrer Körper mit Masse und Drehträgheit; er hat alle sechs Bewegungsmöglichkeiten im Raum. Dies sind die Fahrtbewegung, die Querbewegung und die Hubbewegung sowie drei rotatorische Bewegungen, nämlich das Wanken um die Längsachse des Modells, das Nicken um die Querachse und das Gieren um die Hochachse.

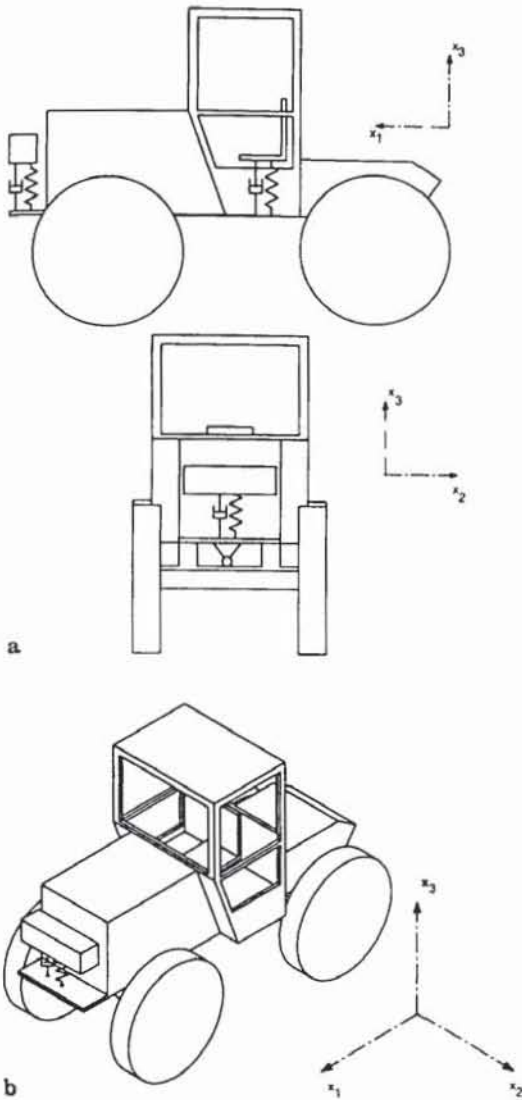


Bild 1. Ackerschleppermodell

Der Fahrersitz ist über eine lineare Feder und einen parallel geschalteten nichtlinearen Dämpfer, der unterschiedliche Konstanten in beiden Bewegungsrichtungen hat, mit dem Fahrzeugrumpf gekoppelt. Er kann gegenüber dem Rumpf des Fahrzeugs lediglich Vertikalbewegungen ausführen. Der Sitz selbst ist als Massenpunkt modelliert, der die Masse des Fahrers einschließt.

Die Vorderachse ist über ein Pendelgelenk, das einen Freiheitsgrad aufweist, mit dem Rumpf des Fahrzeugs verbunden. Die Gelenkdrehachse zeigt in die Fahrzeuglängsrichtung. Das Pendelgelenk kann mit einer Drehsteifigkeit und einer Drehdämpfung versehen werden. Zusätzlich ist ein Frontballast zur Erhöhung der Vorderachslast vorgesehen. Der Frontballast ist wahlweise starr oder über eine lineare Feder und parallel geschaltete lineare Dämpfer mit dem Fahrzeugkörper verbunden. Im Fall der Kopplung über Feder und Dämpfer wird das Frontballastsystem als Fronttilger bezeichnet.

Die Hinterachse wird, wie bei Ackerschleppern üblich, als starr mit dem Fahrzeugrumpf verbunden betrachtet. Ihre Trägheitseigenschaften müssen somit in der Beschreibung des Rumpfes enthalten sein. An den vier Radaufstandspunkten werden jeweils Radkräfte mit drei Komponenten eingeleitet, die sich aus Fahrzustand, Rollwiderstand, Radantriebsmoment und Radschraglaufwinkel ergeben.

### 2.3 Reifenmodell

Das Reifenmodell (Bild 2) hat die Aufgabe, dem Fahrzeugmodell für jedes Rad drei Radkräfte bereitzustellen [2, 3]. Die Reifenelastizitäten werden im besonderen in vertikaler Richtung berücksichtigt, wie dies zur Beschreibung von Fahrsicherheit und Komfort bei einem nur schwach beschleunigten Einzelfahrzeug notwendig ist.

Die vertikalen Radkräfte ergeben sich aus der Einfederung und der Einfederungsgeschwindigkeit zwischen Achse und Reifenlatsch [4]. Dabei werden die mit einer Potenzfunktion beschriebene nichtlineare dynamische

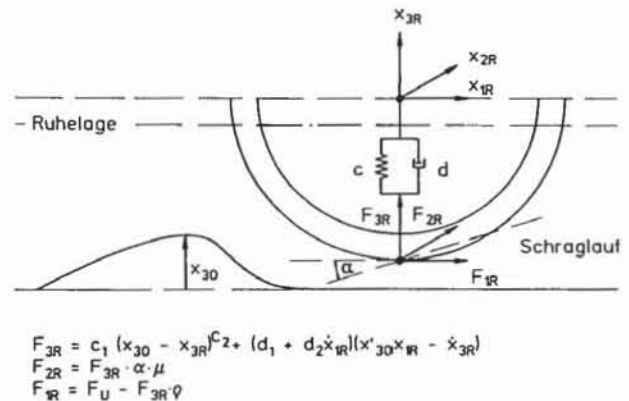


Bild 2. Reifenmodell

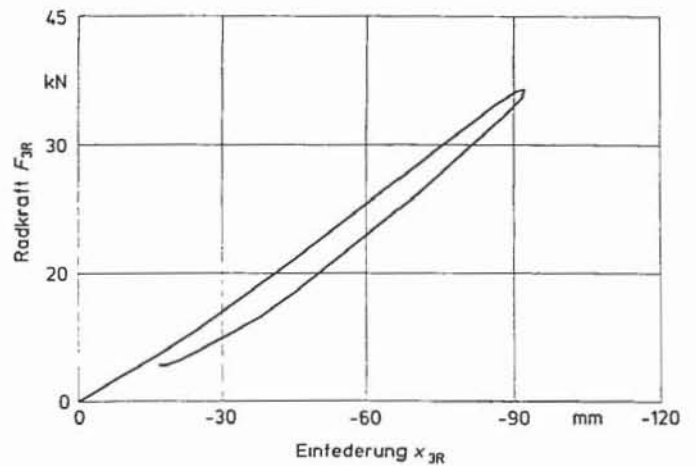


Bild 3. Reifenfederkennlinie

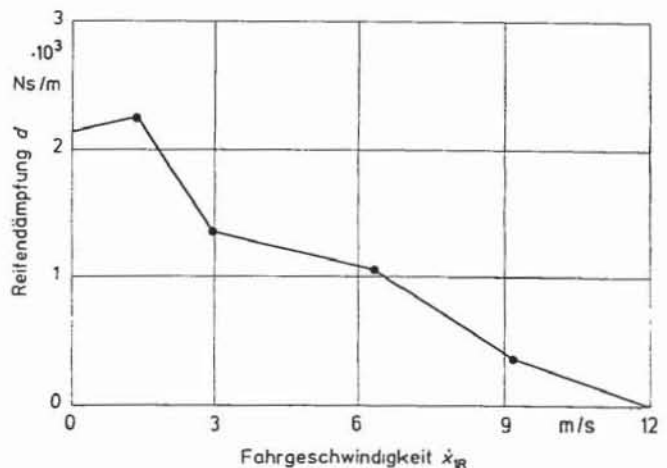


Bild 4. Reifendämpfung



Reifenfederkennlinie (Bild 3) und die zur Reifeneinfederungsgeschwindigkeit proportionale Reifendämpfung (Bild 4) berücksichtigt. Die Reifendämpfung wird in erster Näherung durch eine mit der Fahrgeschwindigkeit fallende Kennlinie beschrieben. Um beim Abheben des Reifens von der Fahrbahn die Entstehung von negativen vertikalen Radkräften zu vermeiden, wird die vertikale Position des Latsches durch eine eigene Koordinate ermittelt. Dabei wird davon ausgegangen, daß der Latsch nach dem Abheben, unterstützt von der Drehbewegung des Rades, verzögerungsfrei ausfedert. Die Massen der Reifen und der Felgen werden den Achsen zugeschlagen.

Aus der aktuellen vertikalen Radkraft und dem Triebkraftbeiwert ergeben sich die maximal horizontal übertragbaren Kräfte. Die Seitenkraft wird als lineare Funktion von Schräglauf und Radlast angesetzt [5]. Die Radlängskraft ergibt sich aus dem Radantriebsmoment und dem Rollwiderstand, der mit dem Rollwiderstandsbeiwert aus der vertikalen Radkraft folgt; sie kann niemals die Radantriebskraft überschreiten und ist der Bewegungsrichtung stets entgegengerichtet.

Bei einem Abheben des Rades sind alle drei Radkräfte Null, bis der Kontakt zur Fahrbahn wieder hergestellt ist. Das Kriterium für ein Abheben ist das Auftreten einer negativen vertikalen Radkraft, das Kriterium des Aufsetzens eine Überschneidung von Fahrbahn und Reifenlatsch. Das Fahrprofil für die linke und die rechte Spur sowie die gegebene Antriebskraft liegen in Abhängigkeit von der Fahrstrecke tabellarisch vor. Sie werden bei der Simulation zwischen den Stützstellen interpoliert.

## 2.4 Kriterien zur Beurteilung des Fahrverhaltens

Bei der Bewertung des Fahrverhaltens wird zwischen Fahrsicherheit und Fahrkomfort unterschieden. Zur Bewertung der Fahrsicherheit werden die vertikalen Radkräfte während der simulierten Überfahrt einer Fahrstrecke herangezogen, für den Komfort die vertikale Beschleunigung des Fahrersitzes bzw. die zugehörige Kraft auf den Fahrersitz. Dabei wird jeweils ein Stoßfaktor zur Beschreibung der ungünstigsten aufgetretenen Situation und ein Integralkriterium als Mittelwert gebildet. Aus den jeweils vier Werten der Räder wird der schlechteste ausgewählt, da die Fahrsicherheit maßgeblich vom ungünstigsten Rad bestimmt wird.

Man erhält also insgesamt zwei Stoßfaktoren und zwei Integralkriterien, bei denen jeweils kleine Werte wünschenswert sind. Kleine Werte werden erreicht durch möglichst gleichmäßige vertikale Rad- und Sitzkräfte [6]. Geringere Radlastschwankungen bedeuten nahezu konstante übertragbare Horizontalkräfte am Rad und stehen somit für gute Lenk- und Beschleunigungsfähigkeit, d. h. hohe Fahrsicherheit des Fahrzeugs. Wenig schwankende Sitzkräfte bedeuten geringe auf den Fahrer wirkende Beschleunigungen und somit hohen Komfort.

## 3 Modellbildung mit Hilfe der Programmsysteme NEWEUL und NEWSIM

Zur Modellierung von Fahrzeugen hat sich die Methode der Mehrkörpersysteme bestens bewährt. Die Verwendung computergestützter Formalismen ist dabei unverzichtbar. Zur Aufstellung von Gleichungen lassen sich zwei Methoden anwenden: die numerische und die sym-

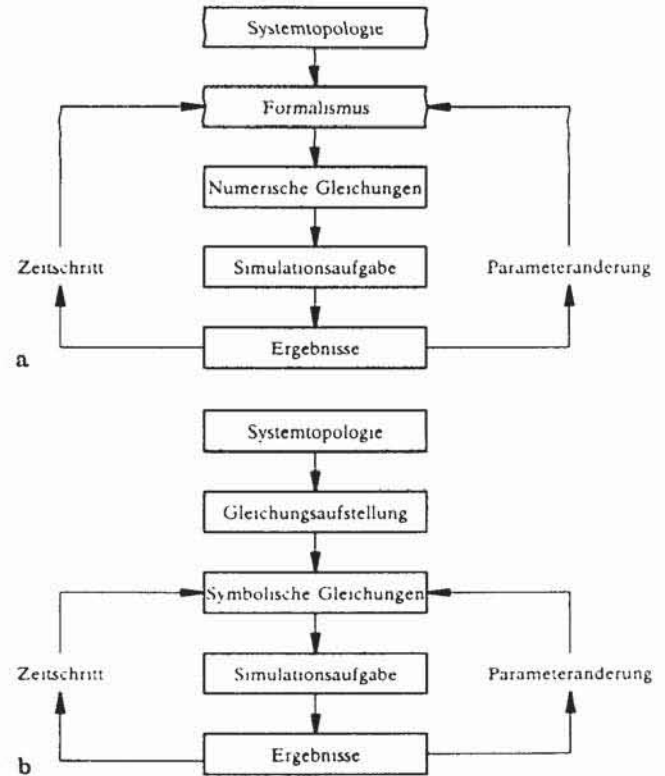


Bild 5a, b. Vorgehensweisen der Mehrkörperdynamik a Numerische, b symbolische Vorgehensweise

bolische Vorgehensweise [1]. Während bei der numerischen Vorgehensweise die Bewegungsgleichungen bei jedem Zeitschritt aufzustellen sind, ist dies bei einem symbolischen Formalismus nur ein einziges Mal nötig. Bei der Simulation des Mehrkörpersystems werden dann lediglich die zuvor generierten Gleichungen ausgewertet (Bild 5).

Symbolische Bewegungsgleichungen sind dem jeweiligen Mehrkörpersystem angepaßt, d. h., unnötige Operationen werden vermieden. Ein weiterer wichtiger Vorteil symbolischer Bewegungsgleichungen ist die explizite Verfügbarkeit der Gleichungen für die Weiterverarbeitung und damit eine klare Schnittstelle zwischen Aufstellung und Simulation von Bewegungsgleichungen.

## 3.1 Aufstellung der Bewegungsgleichungen

Ein speziell für die Berechnung symbolischer Bewegungsgleichungen konzipiertes Programmsystem ist NEWEUL [7]. Es ist ein Programmpaket für die dynamische Analyse mechanischer Systeme auf der Basis der Methode der Mehrkörpersysteme. NEWEUL liefert die symbolischen Bewegungsgleichungen und bereitet die Simulation des dynamischen Verhaltens mit NEWSIM vor. Ausgangspunkt für die dynamische Analyse eines Systems ist die mechanische Modellbildung. Das reale technische System wird als ein idealisiertes Ersatzmodell nachgebildet. Modelle nach der Methode der Mehrkörpersysteme bestehen aus massebehafteten starren Körpern, auf die an diskreten Punkten Einzelkräfte und Einzelmomente wirken. Diese Kräfte und Momente gehen unter anderem auf idealisierte masselose Federn, Dämpfer und Stellmotoren sowie auf starre Gelenke und beliebige andere Lager zurück.

Die Bewegungsgleichungen werden ausgehend von der Mehrkörpersystembeschreibung mit Hilfe des Newton-

Euler-Formalismus berechnet [8]. Als Ergebnis erhält man symbolische Bewegungsdifferentialgleichungen, die wahlweise linear, teillinear oder nichtlinear sein können.

### 3.2 Simulation der Bewegungsgleichungen

Unter der Simulation von Mehrkörpersystemen ist die Zeitintegration der Bewegungsdifferentialgleichungen zu verstehen. Häufig ist es aber auch erforderlich, bei gegebenen Bewegungen die erforderlichen Antriebskräfte, welche die Bewegung erzwingen (inverses Problem der Dynamik), zu berechnen und die Gleichgewichtslage zu ermitteln. Für die Lösung dieser Aufgaben kann das Programmsystem NEWSIM herangezogen werden, das zur Kopplung mit dem Programmsystem NEWEUL vorgesehen ist.

Das Programmsystem NEWSIM ist modular aufgebaut, wobei sowohl die implementierten Methoden als auch die Bewegungsgleichungen als Module eingeführt sind. Ein Datenmodell für Mehrkörpersysteme bildet die Basis für die Strukturierung der Module [9]. Die modulare Aufteilung der Bewegungsgleichungen ist in [10] beschrieben. In Bild 6 sind sowohl Methodenmodule als auch die Gleichungsmodule erkennbar.

Alle für eine Simulation erforderlichen Matrizen und Vektoren werden vom Programmsystem NEWEUL in symbolischer Form berechnet und mit allen weiteren für eine automatische Simulation erforderlichen Informationen in FORTRAN-kompatiblen Dateien bereitgestellt. Darüber hinaus werden alle für einen Simulationslauf erforderlichen Parameter und Steuergrößen in einem problemspezifischen Datenfile zusammengefaßt.

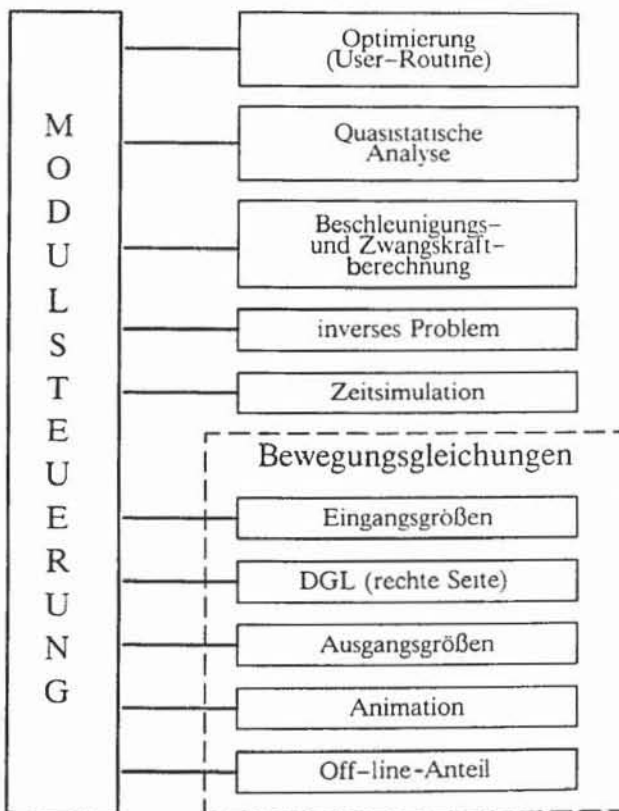


Bild 6. Modulkonzept von NEWSIM

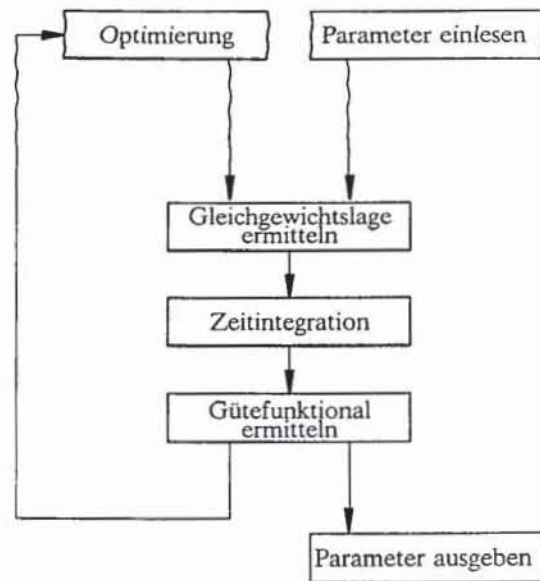


Bild 7. Simulationsablauf

### 3.3 Modularisierung der Simulationsaufgabe

Bei der Optimierung eines Ackerschleppers stellen die zu minimierenden Gütefunktionale die Ausgangsgrößen des Mehrkörpersystems dar. Die Eingangsgrößen des Mehrkörpersystems sind das Straßenprofil sowie die Zeitverläufe der Antriebskräfte. Die zu optimierenden Parameter sind in einem Parametervektor zusammengefaßt.

Sowohl zur Berechnung der Gütefunktionale als auch zur Ermittlung der Startwerte der Integration ist es erforderlich, die Gleichgewichtslage des Mehrkörpersystems zu kennen. Da die Gleichgewichtslage jedoch vom aktuellen Parametersatz abhängt, ist vor Beginn jeder Zeitintegration die Bestimmung der aktuellen Gleichgewichtslage erforderlich (Bild 7).

Die Realisierung einer solchen Aufgabe erfordert bei den bestehenden Programmsystemen eine aufwendige Umprogrammierung. Ein Konzept zur Lösung derartiger Aufgabenstellungen in der Mehrkörperdynamik ohne Modifikation bestehender Software besteht in der Verwendung eines Modulkonzepts [11].

### 3.4 Optimierung der Konstruktionsparameter

Zur Optimierung der Parameter wird ein von Hooke und Jeeves [13] angegebener Algorithmus verwendet, der modular in das Programmsystem eingebunden wurde. Diese Optimierungsroutine arbeitet nach einem Suchverfahren. Ausgehend von einem Startparametervektor werden nacheinander die einzelnen Systemparameter jeweils in positiver und negativer Richtung variiert. Liegt nach der Variation ein verbessertes Ergebnis vor, wird die bessere Variante gespeichert. Nach jedem erfolgreichen Durchlauf der Parameter wird das Suchraster in der eingeschlagenen Richtung weiter verschoben, anschließend wieder variiert und überprüft. Führt weder eine Variation noch eine Verschiebung zur Verbesserung der Ergebnisse, so wird die Schrittweite reduziert. Als Abbruchkriterium dient das Erreichen der kleinsten zulässigen Schrittweite.



### 4 Optimierung eines Ackerschleppers

#### 4.1 Ziel der Optimierung

Ziel einer Optimierung des Ackerschleppers ist primär das Erlangen einer möglichst hohen Fahrsicherheit und sekundär das Erreichen eines hohen Komforts mit nur geringen Einschränkungen zugunsten der Fahrsicherheit. Dieses Ziel soll durch die Auswahl einer besonders günstigen Kombination von Konstruktionsparametern erreicht werden. Hierbei sind konstruktive und funktionelle Randbedingungen zu berücksichtigen.

Zur Berechnung der Kriterien für Fahrsicherheit und Komfort simuliert man jeweils mit einem Satz von Konstruktionsparametern die Fahrt über eine gewählte Fahrbahn. Als Fahrmanöver wird die Geradeausfahrt über ein schräg zur Fahrtrichtung liegendes 50 mm hohes rechteckiges Hindernis mit einer Fahrgeschwindigkeit von 5 m/s verwendet. Diese Konstellation ermöglicht bei geringen Rechenzeiten die Untersuchung aller entscheidenden Konstruktionsparameter.

#### 4.2 Ausgangsmodellparameter

Als Ausgangsparameter wird für das Fahrzeug der Datensatz eines Standardschleppers mit der Achslastverteilung 40:60 (vorn:hinten) übernommen. Für den Sitz werden übliche Werte eines Schwingsitzes verwendet. Als Masse des Frontballastes werden 800 kg eingesetzt. Damit ergibt sich eine Umkehrung der Achslastverteilung auf 60:40, wie sie auch bei sogenannten Trac-Schleppern gegeben ist.

Zur Bestimmung der Federsteifigkeit des Tilgers wurde die Eigenfrequenz des Fahrzeugs durch eine Spektralanalyse ermittelt. Das Überfahren des Hindernisses führt dabei zur Erregung. Das Tilgersystem wurde auf die Haupteigenfrequenz der vertikalen Bewegung der Vorderachse abgestimmt. Die Dämpfung ergibt sich aus einer konstruktiv sinnvollen Beschränkung des vertikalen Tilgerwegs.

Die Reifenparameter zur Beschreibung des Reifenverhaltens wurden experimentell bestimmt [2, 3]. Ein Reifenparametersatz enthält die Daten zur Beschreibung aller Fahrzustände. Zur Optimierung des Fahrzeugs allein werden bei allen Berechnungen die Parameter der Reifen konstant gehalten.

#### 4.3 Ergebnisse der Simulationsrechnungen mit Parametervariationen

Zu einer ersten Beurteilung des Einflusses der einzelnen Konstruktionsparameter auf das Fahrverhalten wird zunächst eine Parameterstudie durchgeführt. Die äußeren Abmessungen des Fahrzeugs werden dabei als konstant vorgegeben betrachtet.

Als wichtige Einflußgröße auf die Fahrsicherheit wird zunächst die Position des Schwerpunkts in der Fahrzeuglängsrichtung variiert. Bei der Betrachtung von Stoßfaktor und Belastung zeigt sich, daß eine Schwerpunktlage, die zur Achslastverteilung von 60:40 führt, günstig ist (Bild 8). Sie ist durch den Anbau des Frontballastes oder die grundsätzliche Konzeption des Schleppers als Trac-Schlepper erreichbar.

Im folgenden werden die Pendelgelenkparameter Federsteifigkeit und Dämpfung variiert. Die Auswertung

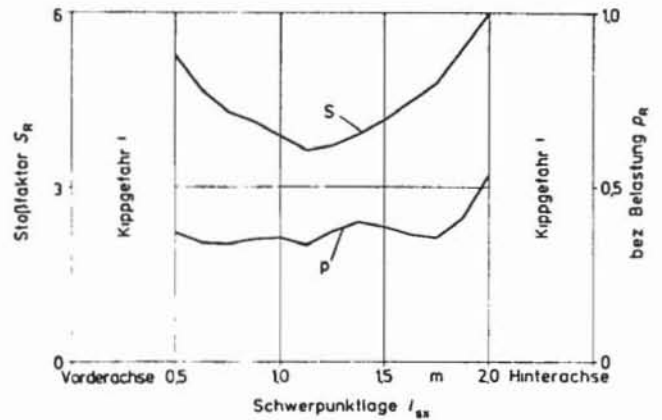


Bild 8. Einfluß der Schwerpunktlage auf die Fahrsicherheit

wurde sowohl in bezug auf den Stoßfaktor (Bild 9) als auch auf die Belastung (Bild 10) der Räder durchgeführt. Übereinstimmend zeigt sich, daß die Dämpfung bei optimaler Federsteifigkeit möglichst gering sein sollte. Im Hinblick auf den gleichmäßigen Verlauf des Stoßfaktors zu höheren Federsteifigkeiten hin sollte die Federsteifigkeit entsprechend dem Minimum der Belastung gewählt werden.

Der Komfort des Fahrzeugs, in Bild 11 dargestellt durch die Fahrerbelastung, wird stark von der Sitzposition und der Schwerpunktlage in Fahrzeuglängsrichtung beeinflusst. Es ist zu erkennen, daß sich hierbei eine günstige Kombination von Schwerpunktlage und Sitzposition ergibt, wenn beide leicht aus der Mitte nach vorn verschoben werden. Diese Schwerpunktposition ist auch für die Fahrsicherheit günstig. Das tiefere Minimum bei einem weit hinten liegenden Schwerpunkt sollte aus konstruktiven und Sicherheitsgründen vermieden werden.

Alle hier dargestellten Abhängigkeiten sind in geringem Maße von der Fahrgeschwindigkeit abhängig. Eine stärkere Beeinflussung bei gleichbleibendem qualitativen Verlauf der Abhängigkeiten findet durch das vorgegebene Fahrbahnprofil statt. So verschiebt sich zum Beispiel die günstigste Position des Fahrzeugschwerpunkts beim Überfahren eines Feldwegs [12] um etwa 0,1 m im Vergleich zur Hindernisüberfahrt nach vorn.

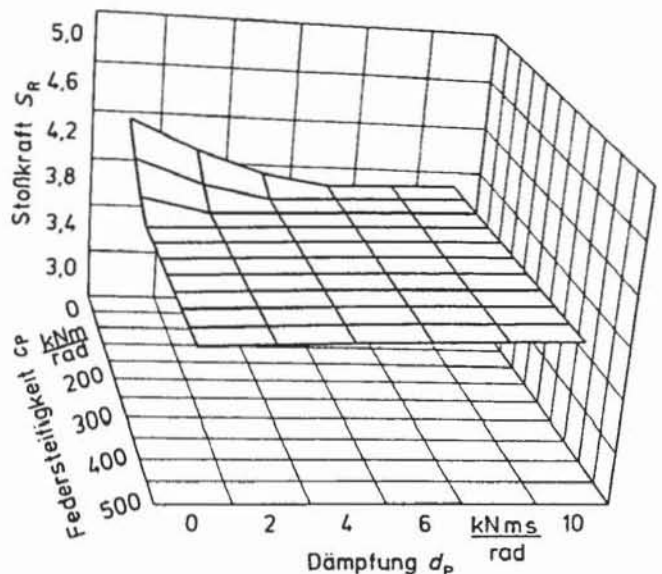


Bild 9. Einfluß der Pendelgelenkabstimmung auf die Radstoßfaktoren



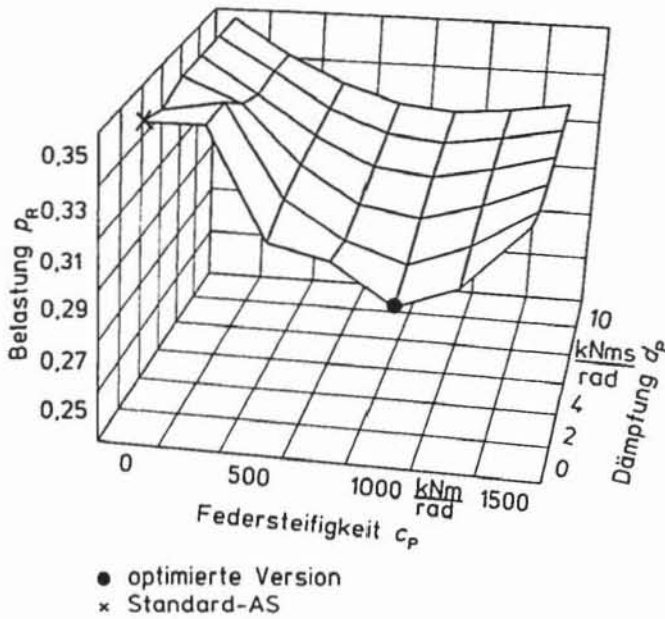


Bild 10. Einfluß der Pendelgelenkabstimmung auf die Radbelastungen

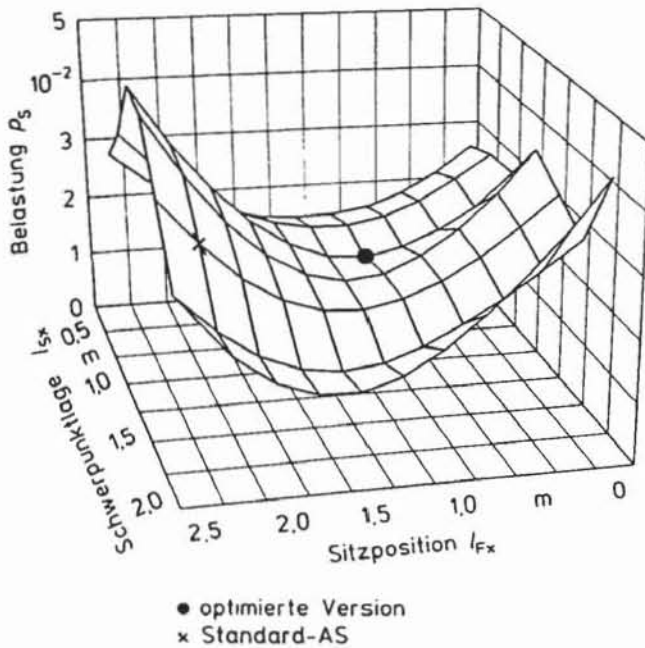


Bild 11. Fahrkomfort in Abhängigkeit von Schwerpunktlage und Sitzposition

Bei der Konstruktion muß hier ein in der Praxis tragfähiger Kompromiß zwischen den unterschiedlichen Einsatzbedingungen gefunden werden.

Die Auswirkungen der Sitzposition auf die Fahr-sicherheit des Fahrzeugs sind aufgrund der relativ zum Fahrzeug niedrigen Sitz- und Fahrer-masse gering. Die Sitzposition sollte, wie bei Trac-Schleppern bereits verwirklicht, in der Mitte des Fahrzeugs liegen.

4.4 Ergebnis der Optimierung

Für eine gleichzeitige Optimierung mehrerer Parameter werden diese sämtlich von einem Rechenprogramm variiert. Das Programm sucht dabei die günstigste Kombination aller beteiligten Parameter in bezug auf ein frei

wählbares Kriterium [13]. Bei der großen Zahl von Bewertungskriterien und Konstruktionsparametern ergeben sich oft widersprüchliche Tendenzen oder Forderungen an die einzelnen Parameter. Besondere Beachtung ist daher auf die Bewertung der einzelnen Kriterien bzw. auf die Reihenfolge der Optimierungen bei getrennten Kriterien zu legen.

Ausgangspunkt für die Optimierung des Ackerschleppers ist der Datensatz des konventionellen Standard-schleppers. Da bei einigen landwirtschaftlichen Arbeiten ein geringes Fahrzeuggewicht wünschenswert ist, wird das Fahrzeug zunächst ohne Frontballast durch die Variation des Pendelgelenks der Vorderachse auf Fahr-sicherheit optimiert. Um der Fahr-sicherheit den Vorzug vor dem Komfort zu geben, wurde erst in einem zweiten Durchgang die günstigste Sitzposition bestimmt. Da bei vielen landwirtschaftlichen Arbeiten eine hohe Vorder-achslast funktionell vorteilhaft ist, wird zur weiteren Verbesserung des Fahrverhaltens der gefederte Frontballast als Schwingungstilger hinzugezogen.

Bei der Neukonstruktion eines Ackerschleppers lassen sich bereits im ersten Schritt gemeinsam die beiden Parameter des Pendelgelenks und die Lage des Schwerpunkts optimieren. Hierbei ergibt sich auch ohne Zusatzgewicht eine höhere Fahr-sicherheit, da alle drei Parameter in der gemeinsamen Optimierung aufeinander abgestimmt werden können. Bei dem sich so ergebenden Trac-Konzept kann man im Fall der Rahmenbauweise auch den elastisch aufgehängten Motor als Tilgersystem in die Optimierung mit einbeziehen. Die günstigste Position für den Fahrersitz liegt wiederum in der Mitte zwischen den Achsen.

Tabelle 1. Fahrverhalten des Ackerschleppers

Standard-Ackerschlepper	ungefederte Vorderachse		drehgefederte Vorderachse	
	$S_R$	$p_R$	$S_R$	$p_R$
ohne Frontballast	4,35	0,363	3,88	0,288
mit Frontballast	3,35	0,304	2,95	0,334
mit Tilger	3,31	0,278	2,79	0,256

Tabelle 1 zeigt die Werte für das Fahrverhalten der beiden Fahrzeugvarianten in den unterschiedlichen Optimierungsstadien. Festzustellen ist, daß sowohl eine drehgefederte Vorderachse als auch eine Gewichtsverlagerung zur Vorderachse mit Hilfe des Frontballastes die Fahr-sicherheit verbessert. Besonders günstig ist dabei die Ausführung des Ballastes als Tilger. Eine weitere Steigerung läßt sich mit der Kombination der beiden Maßnahmen erreichen. Interessant ist, daß sich bei der Ausführung mit Ballast beim Integralkriterium keine Verbesserung durch das Hinzufügen der drehgefederten Vorderachse erreichen läßt.

5 Zusammenfassung

Ein effizientes Verfahren zur Optimierung der meist zahlreichen Konstruktionsparameter einer Maschine im

Entwurfsstadium mit weitgehender Rechnerunterstützung ist Gegenstand der vorstehenden Ausführungen. Aufbauend auf der Methode der Mehrkörpersysteme, sind geeignete Programme zur Parametervariation und Optimierung entwickelt worden.

Die Methode zur Optimierung von Konstruktionsparametern wurde am Beispiel eines Ackerschleppers dargestellt. Die Autoren geben Hinweise für die Auslegung eines Ackerschleppers mit verbessertem Fahrverhalten.

## Literatur

- 1 Schiehlen, W (Ed.): Multibody Handbook Berlin: Springer 1990
- 2 Langenbeck, B.: Ermittlung von Kennwerten für ein nicht-lineares Reifenmodell Landtechnik 46 (1991) H. 5, S. 221 bis 224
- 3 Armbruster, K., Kutzbach, H. D.: Combined Lateral and Longitudinal Forces on Driven Angled Tractor Tyres. J Terramechanics 28 (1990) H. 4, S. 331–338
- 4 Langenbeck, B.: Nichtlineares Reifenmodell VDI MF-G-Kolloquium Landtechnik Reifen landwirtschaftlicher Fahrzeuge. München 1989
- 5 Software for Dynamic Analysis and Design of Mechanical Systems. CCG-Kurs V1.08. Oberpfaffenhofen 1985
- 6 Langenbeck, B.: Untersuchung zum Fahrverhalten von Ackerschleppern unter besonderer Berücksichtigung der Reifeneigenschaften. Fortschr.-Ber. VDI-Z, Reihe 14, Nr. 55. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992
- 7 Kreuzer, E., Leister, G.: Programmsystem NEWEUL'88. Beispielsammlung Univ. Stuttgart, Inst. B f Mechanik. Anleitung AN-23 (1991)
- 8 Schiehlen, W.: Technische Dynamik. Stuttgart: Teubner 1986
- 9 Otter, M. u. a.: Ein objektorientiertes Datenmodell zur Beschreibung von Mehrkörpersystemen unter Verwendung von RSYST Univ. Stuttgart, Inst. B f Mechanik 1990
- 10 Leister, G.: Beschreibung und Simulation von Mehrkörpersystemen mit geschlossenen kinematischen Schleifen. Fortschr.-Ber. VDI-Z, Reihe 11, Nr. 167. Düsseldorf: VDI-Verlag 1992
- 11 Leister, G.: Programmpaket NEWSIM Univ. Stuttgart, Inst. B f Mechanik. Anleitung AN-24 (1991)
- 12 ISO-Norm: Smooth-Trac Technical Report, Ref. No. ISO TR 5007-1980
- 13 Bunday, B. D.: Basic Optimisation Methods. London, Edward Arnold 1984