

Entwicklungsmethoden und Simulation

Eröffnungssymposium Engineeringzentrum Graz 25.-26. Juni 1998

Development Methods and Simulation

International Symposium Engineering Centre Graz June 25-26, 1998

Modellbildung und Simulation von Schlechtwegfahrten

Modelling and Simulation of Rough Road Driving

W. Hirschberg

Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik AG

Zusammenfassung

Dieser Beitrag berichtet über neuere Arbeiten der Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik AG auf dem Gebiet der Fahrzeugsimulation mittels Mehrkörpersystemen (MKS). Ziel der Untersuchungen ist die Berechnung der bei Schlechtwegfahrten auftretenden Fahrwerkskräfte undmomente, welche als Bauteilbelastungen für die nachfolgende Betriebsfestigkeitsuntersuchungen übergeben werden.

Die bisher erzielten Ergebnisse und Erfahrungen bilden einen wichtigen Schritt auf dem Weg zur verkürzten Fahrzeugentwicklung und ermuntern zur Weiterentwicklung des Verfah-Vorteilhaft gegenüber rens. Prüfstandsversuchen ist hier die Berücksichtigung jener Krafteinflüsse, die aus den " großen" Bewegungen herrühren. Nachteilig für die beschriebene, semi-empirische Methode der Fahrzeug-Teilmodellierung ist die Notwendigkeit des Vorliegens von Eingangsmeßdaten aus zumindest "dynamisch ähnlichen" Prototypen, was sich auf die für Festigkeitsaussagen sensible Berechnungsgenauigkeit nicht gerade günstig auswirkt. Dennoch lassen sich trotz mancher ingenieurmäßigen Näherung hinreichend gute Übereinstimmungen herstellen.

Abstract

The present paper deals with the recent works in the field of multibody vehicle simulation (MBS), carried out by Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik AG. The major aim of the researches is to perform the computation of the resulting suspension forces and torques, which act during driving on rough road test tracks. These load series are transferred to the subsequent analysis tools for component strength and fatigue.

The previous results and experiences represent an important step on the way to the reduced period of vehicle development and stimulate to make further developments of the method itself. Compared with the test bench procedures, one major advantage is to get additionally those load forces, which are caused by the "large" vehicle motions in the whole. As a disadvantage, the described semiempirical method is based on available measurement inputs from at least "dynamical similar" prototypes. However, this may obviously reduce the sensitive accuracy of the computation. Nevertheless, in spite of the use of some engineer approaches, the method is well corresponding with the experimental results.

1. Einleitung

Neben den in der Fahrzeugentwicklung üblichen experimentellen Verfahren zur Feststellung bzw. Optimierung des Festigkeitsverhaltens von Komponenten gewinnen die rechnerischen Methoden zunehmend an Bedeutung. Diese Entwicklung wird entscheidend durch den Umstand begünstigt, daß sich hinsichtlich der jeweiligen Vor- und Nachteile die rechnerischen Methoden und die Anwendung der experimentellen Verfahren in fast idealer Weise ergänzen. Setzt man die Simulation nicht als Insellösung, sondern im Verbund mit den meßtechnischen Verfahren ein, so läßt sich dadurch insbesondere eine Verkürzung der Entwicklungszeit erzielen [1]. Auch die Entwicklung des Preis-Leistungsverhältnisses von Rechenanlagen begünstigt weiterhin die Simulationslösung hinsichtlich der dabei erforderlichen, zum Teil enormen Rechnerleistungen.

Der Zusammenhang zwischen den drei Verfahren zur Lebensdauerermittlung

- Fahrversuch-Dauerläufe
- Prüfstandserprobung
- Simulation

ist in [3] ausführlicher dargestellt. Dabei ist die Simulation der Belastbarkeit von Fahrzeugkomponenten eine Domäne der Methode der Finiten Elemente (FEM) im Verbund mit den problemorientierten Postprozessoren. Um die Verläßlichkeit und Aussagekraft der Betriebsfestigkeitssimulation zu gewährleisten, ist es zusätzlich zur detaillierten Abbildung des untersuchten Bauteils und der Einbeziehung seiner wesentlichen physikalischen Nichtlinearitäten notwendig, auch die zwischen dem Bauteil und seiner Umgebung wirkenden Schnittkräfte und -momente als wichtige Eingangsgrößen hinreichend genau zu beschreiben. Schnittkräfte und -momente sollen im folgenden auf den Begriff "Schnittkräfte" verallgemeinert werden.

Die Simulation dieser Schnittkräfte, welche aus der durch die Kontaktkräfte zwischen Reifen und Fahrbahn angeregten Bewegungen des Fahrzeugs resultieren, ist wiederum ein klassisches Aufgabengebiet der Methode der Mehrkörpersysteme (MKS). Hier lassen sich insbesondere die kinematischen Nichtlinearitäten des kraftübertragenden Fahrwerks beschreiben, wie sie bei der Überfahrt von beanspruchenden Schlechtwegen in Verbindung mit den

(in einem verallgemeinerten Sinn) großen Fahrzeugbewegungen auftreten. Auch die physikalischen Nichtlinearitäten in Fahrwerken kann man damit gut abbilden, z.B. Federanschläge, Dämpferkennungen u.a.m.

Bezüglich der MKS-Methodik sei in diesem Zusammenhang erwähnt, daß die Bestimmung von Schnittkräften die schwierigste Stufe in der Anwendungsskala der dynamischen Fahrzeugsimulation darstellt, [1]. Die Gründe hierfür sind:

- Die genaue Erfassung der bauteilbeanspruchenden Spitzenkräfte erfordert eine besonders feine Modellbeschreibung des Fahrzeugs, die über dem für die reine Bewegungssimulation der Fahrdynamik üblichen Standard liegt;
- Während fahrdynamische Studien in der Regel auf ebenen oder leicht welligen Fahrbahnen erfolgen, [2], [5], erfordert die Beschreibung der Vorgänge auf stark unebenen Fahrbahnen subtilere Ansätze. Insbesondere stehen derzeit praktikable 3D-Reifenmodellierungen für raue Fahrbahnen nur vereinzelt zur Verfügung, z.B. [4], bzw. befinden sich diese noch in der Entwicklung.
- Die Simulation der Schnittkräfte erfordert schließlich aufgrund der langen Zeitintervalle, der detaillierten Modellierungen und der anspruchsvollen numerischen Kondition einen unvergleichbar höheren Aufwand an Rechnerleistung.

Bezüglich der Bildung eines MKS-Fahrzeugmodells für Schlechtwege kann grundsätzlich unterschieden werden zwischen

- a) Fahrzeug-Teilmodellen, beaufschlagt mit gemessenen Radkräften und -momenten aus Radnabenmessungen (semi-empirische Methode) und
- b) Fahrzeug-Vollmodellen mit 3D-Reifenmodellierung und Eingabe eines Fahrund geometrischen Streckenprofils.

Die Vorgangsweise nach a), die eine gewisse prinzipielle Ähnlichkeit mit dem Betrieb eines Dynamikprüfstands (Hydropulsanlage) besitzt, bietet den Vorteil einer etwas einfacheren Realisierbarkeit. Nachteilig dabei ist, daß Informationen aus Fahrversuchen mit zumindest artverwandten Fahrzeugen bzw. Prototypen a priori vorliegen müssen. Weiterhin sind bei dieser an sich recht effizienten Methode einige

Besonderheiten zu beachten, die im nachfolgenden Kapitel beschrieben werden.

Die aufwendigere Methode b), auf die im letzten Abschnitt noch eingegangen wird, befindet sich bei SFT derzeit zusätzlich in Bearbeitung und ist noch nicht Gegenstand dieser Veröffentlichung.

2. Modellbildung von freigeschnittenen Fahrwerken.

Ziel der Simulation ist die Ermittlung der im Fahrbetrieb nur sehr aufwendig meßbaren Fahrwerks-Gelenkskräften \mathbf{F}_{Gj} (Abb. 1), welche für das Betriebsfestigkeitsverhalten der untersuchten Bauteile, einschließlich der Karosserie maßgebend sind.

Die Beaufschlagung eines Fahrzeugmodells mit gemessenen Radnabenkräften und momenten bedeutet den Übergang von den im Fahrbetrieb tatsächlich anregenden, äußeren Reifen-Kontaktkräften \mathbf{F}_R auf die an der Schnittstelle Felge-Radnabe auftretenden inneren Reaktionskräfte \mathbf{F}_{MN} bzw. -momente \mathbf{M}_{MN} . Dabei entfällt insbesondere die Massenwirkung des Reifen-Felge-Systems, als auch die rückstellende und damit die Fahrzeugbewegung stabilisierende Reifenelastizität, siehe (Abb. 1). Je nach der Art der Karosseriemodellierung erfordert dies also eine zusätzliche Bewegungsstabilisierung des Fahrzeugs für die Simulation.

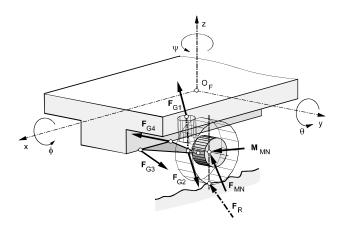


Abb. 1: Freigeschnittenes MKS-Fahrzeugmodell

2.1 Stufen der Modellbildung

Bezüglich der Karosserie lassen sich drei unterschiedliche Stufen der Modellierung unterscheiden, (Abb. 2):

- a) Starre, an das Inertialsystem gefesselte Karosserie.
- b) Starre, freie Karosserie und
- c) Elastische, freie Karosserie.

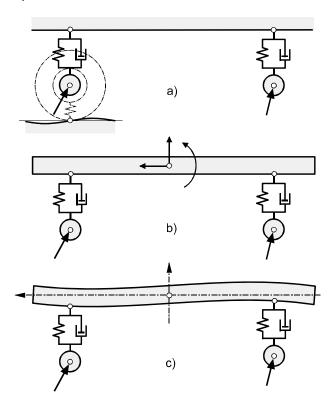


Abb. 2: Stufen der MKS-Modellbildung

Zu a): Dieser einfache Fall, der von der dominanten Trägheit der Karosserie im Fahrzeugsystem Gebrauch macht ("Sperrmasse"), kann im tieffrequenten Bereich bereits befriedigende Näherungen bei der Berechnung der auftretenden Fahrwerks-Schnittkräfte Fs liefern. Bei dieser Vorgangsweise wird jedoch die (wenn auch beschränkte) Karosseriereaktion auf eingeleitete Kraftspitzen unterdrückt, was in der Regel zu etwas überhöhten Bauteilschnittkräften in den Gelenken des Fahrwerks führt ("Worst Case Simulation"). Dies kann höhere Ansprüche an die Genauigkeit unter Umständen nicht mehr erfüllen. Insbesondere lassen sich die belastenden Lagerkräfte der Motor-Getriebeaufhängung nicht erfassen. Vorteilhaft dabei ist allerdings, daß infolge der Karosseriefesselung keinerlei weiteren Maßnahmen zur Stabilisierung der Fahrzeugbewegung erforderlich sind.

Zu b): Die freie, starre Karosserie ermöglicht eine etwas realistischere Abbildung des Fahrzeugs, welche den erwähnten Nachteil von a) vermeidet. Die Idealisierung der Karosserie als Starrkörper unterdrückt zunächst die Wirkung der Nachgiebigkeit der Gelenkspunkte auf die Schnittkraftspitzen, d.h. auch hier findet eine Überzeichnung der tatsächlich auftretenden Gelenkskräfte statt.

Diese Unzulänglichkeit läßt sich jedoch durch einen ingenieurmäßigen Näherungsansatz zumindest teilweise korrigieren. Die Einbeziehung der um den Gelenkspunkt P_K der Karosserie verteilten Steifigkeit c_{KH} in das angrenzende Fahrwerkslager mit der Steifigkeit c_{LH} in Hauptbelastungsrichtung führt auf die Ersatzsteifigkeit c_{LH}* des Fahrwerkslagers, (Abb. 3). Diese Näherung liefert zwar einigermaßen realistische, statische Lagersteifigkeiten, kann aber die Dynamik der Karosserie selbst noch nicht abbilden.

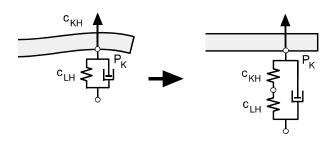


Abb. 3: Ersatzsteifigkeit für ein Fahrwerkslager an starrer Karosserie

Zu c): Die Einbeziehung der elastischen Karosserie als FEM-Struktur in das MKS-Modell führt auf ein komplexes starr-elastisches Fahrzeugmodell, welches die unter a) und b) angeführten Probleme vermeidet. Um den rechnerischen Aufwand bei der Simulation bewältigbaren Grenzen zu halten, bedarf es einer reduzierten, schlanken FEM-Teilstruktur, welche nur den interessierenden tieffrequenten Frequenzbereich der Karosserie abbildet. Die Übernahme einer detaillierten FEM-Modellierung, wie sie für Festigkeitsuntersuchungen üblich ist, wäre für diese Aufgabenstellung eine enorme Vergeudung an Rechenzeit.

2.2 Stabilisierung der freien Karosserie.

Die Beaufschlagung des freigeschnittenen, dynamischen Fahrzeug-Teilmodells mit den gemessenen Radnabenkräften und Momenten entspricht einem instabilen, gesteuerten System. Deshalb bedarf es - ähnlich wie bei einer Hydropulsanlage - einer zusätzlichen Rückführung des dynamischen Bewegungszustands, um die durch das Freischneiden verlorengegangene Reifenrückstellung durch eine Lageregelung zu ersetzen.

Bezüglich der Fahrzeugbewegung wird entsprechend seinen 6 Starrkörper-Freiheitsgraden zwischen den folgenden Zustandsgrößen unterschieden, (Abb. 4):

- Unbeschränkte, "große" Bewegungen: Fahren x(t), Querschieben y(t), Gieren Ψ(t),
- Beschränkte, "kleine" Bewegungen: Hub z(t), Wanken Φ(t), Nicken Θ(t).

Der aus den Lage- und Geschwindigkeitsgrößen bestehende Ist-Bewegungzustand **x** des Modells zum Zeitpunkt t läßt sich dann schreiben als

$$\begin{split} \boldsymbol{x}(t) &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{y}(t) & \dot{\boldsymbol{y}}(t) \end{bmatrix}, \text{ mit dem Lagevektor} \\ \boldsymbol{y}(t) &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{x}(t) & \boldsymbol{y}(t) & \boldsymbol{z}(t) & \boldsymbol{\phi}(t) & \boldsymbol{\theta}(t) & \boldsymbol{\psi}(t) \end{bmatrix}. \end{split}$$

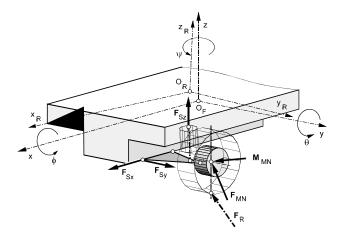


Abb. 4: Freigeschnittenes Fahrzeugmodell mit Bewegungsstabilisierung

Nun fesselt man das Modell über eine geeignete PD-Regelung mit den angesetzten Rückstellkräften \mathbf{F}_{Sx} , \mathbf{F}_{Sy} , \mathbf{F}_{Sz} an den Fahrzustandsverlauf $\mathbf{x}_{S}(t)$ bei der Original-Meßfahrt entlang der Teststrecke (Sollbewegung), sodaß die Eigendynamik des stabilisierten Modells etwa

mit der des Originalfahrzeugs mit seiner Referenzlage $\{O_R, x_R, y_R, z_R\}$ entspricht, (Abb. 4). Das bedeutet, daß die Abweichung der Ist- von der Sollbewegung $\Delta \mathbf{x}(t) = \mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_{S}(t)$ umso kleiner wird, je genauer die Modellannahmen mit gemessenen Fahrzeugdaten übereinstimmen. Entsprechend gilt für die zu den Gelenksschnittkräften hinzukommenden Stabilisierungskräfte Fs, daß diese umso kleiner werden, je genauer die simulierten Bewegungen mit denen des Ausgangsfahrzeugs übereinstimmen. Der Idealfall, daß diese völlig verschwinden, ist jedoch wegen der praktisch unvermeidbaren Irregularitäten sowohl bei der Messung, als auch bei der Simulation nicht zu erreichen.

Für die rechentechnische Umsetzung dieses Konzepts ist es also notwendig, bei den Aufzeichnungs-Meßfahrten neben den eigentlich interessierenden Radnabenkräften \mathbf{F}_{MN} , \mathbf{M}_{MN} zusätzlich auch Eingangsgrößen für die Ermittlung des Fahrzustands x_S(t) mit ausreichender Beobachtbarkeit aufzuzeichnen. Auf Schlechtwegen sind folgende Bewegungsgrößen mit hinreichender Verläßlichkeit meßbar: Federwege, Giergeschwindigkeit, Absolutbeschleunigungen, Raddrehzahlen und Fahrgeschwindigkeit. Dagegen versagen hier die in der Fahrdynamik üblichen Bewegungs-Meßprinzipe mittels sensibler 3D-Kreiselgeräte und optischer Geschwindigkeit-über-Grund Sensoren.

Vorteilhaft für dieses Konzept ist, daß durch die Kopplung an die Fahrbewegung auch jene festigkeitsrelevanten Schnittkraftanteile erfasst werden, die von den Trägheitskräften infolge der oben angegeben "großen" Bewegungen herrühren: Bremsen, Längs- und Querbeschleunigungen. Damit bildet die Simulation der Schnittkräfte auf Schlechtwegfahrten eine interessante Alternative zu den Hydropuls-Prüfstandsversuchen, bei denen die Realisierung der "großen" Fahrbewegungen bei ungefesselter Karosserie aufgrund der begrenzten Zylinderwege nur sehr eingeschränkt möglich ist.

2.3 Starr-elastische Modellbildungen von Fahrzeugen.

Bei der Abbildung eines Fahrzeugs als starrelastisches Modell handelt es sich um die höchste Genauigkeitsstufe der Berechnung der auf ein oder mehrere elastische Bauteile wirkenden Belastungsverläufe. Diese Möglichkeit wird über die heute verfügbaren FEM-MKS - Schnittstellen angeboten, wobei SFT im untersuchten Fall die Kopplung mittels der Programme NASTRAN (FEM) und DADS (MKS) vornimmt, [6].

Diese Vorgangsweise stellt für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen gewissermaßen einen Umweg im Berechnungsablauf FEM - MKS -FEM dar, der aber aus Gründen der Recheneffizienz nicht vermeidbar ist. Durch die Beschränkung auf ein schlankes, auf die interessierenden Größen reduziertes, nichtlineares MKS-Bewegungsmodell ergibt sich eine günstigere Rechenzeit, als wenn die Zeitintegration direkt im FEM-Programm vorgenommen würde. Dabei lassen sich insbesondere die Einflüsse der oben erwähnten, "großen" Fahrzeugbewegungen berücksichtigen. Ein weiterer Vorteil der starr-elastischen Modellbildung besteht in einem zusätzlichen, "kostenlosen" Gewinn an Genauigkeit der dynamischen Beschreibung, da sich die Verfahren FEM und MKS bezüglich ihrer systematischen Abweichungen gegensätzlich verhalten und diese sogar zum Teil kompensieren können.

Zur Verbindung der elastischen FEM-Teilstruktur mit dem Fahrzeug-MKS eignen sich unter vorheriger Vereinbarung gemeinsamer Knotenpunkte (Koinzidenzbedingung) die folgenden numerischen Übergabegrößen:

- Linearisierte Systemmatrix A der reduzierten FEM-Teilstruktur (in physikalischen Koordinaten) oder
- Modalmatrix X und Eigenwerte λ der FEM-Teilstruktur, was einer vergleichsweise kompakten Darstellung in Modalkoordinaten entspricht.

Für die Übergabe der mit der starr-elastischen MKS-Simulation berechneten Zeitverläufe der Kräfte- und Momentenvektoren \mathbf{F}_{Gj} , \mathbf{M}_{Gj} an das nachfolgende Postprocessing ist es vorteilhaft und naheliegend, diese Größen gleich in die Koordinaten der jeweiligen bauteilfesten Bezugssysteme zu transformieren. Damit sind diese Daten unmittelbar als Eingangsgrößen für die nachfolgenden Betriebsfestigkeitsanalysen am untersuchten Bauteil gemäß [3] bereitgestellt.

3. Simulation einer Schlechtwegüberfahrt.

3.1 Beschreibung des Fahrzeugmodells.

Als Beispiel für eine Anwendung des beschriebenen Verfahrens wird der Prototyp eines allradgetriebenen PKW mit den folgenden Fahrzeugdaten herangezogen:

- Geschlossener, allradgetriebener PKW mit Einzelradaufhängung
- Achsen: McPerson-Vorderachse, Dreilenker-Hinterachse
- Gesamtmasse 1800 kg, Achslastverteilung vorne/hinten: 55/45 %
- Radstand 2500 mm, Spurweite vorne/hinten 1500 mm.

Das komplexe MKS-Modell des Fahrzeugs besteht insgesamt aus 48 starren Teilkörpern, welche das Fahrwerk abbilden, siehe (Abb. 5). Dazu kommt für die Modellierungsstufen a), b) noch ein Starrkörper bzw. für c) eine importierte, elastische Struktur für die Karosserie hinzu.

Die dominanten Starrkörper des Modells sind:

- 1 Karosserie (optional)
- 1 Motor-Getriebe-Aggregat
- 1 Fahrschemel hinten
- 1 Hinterachsgetriebe
- 4 Radnaben mit Bremsscheiben
- 4 Radträger

Die restlichen Starrkörper bilden die Fahrwerkslenker und Stabilisator- und Stoßdämpferführungen der beiden Achsen ab, sowie Teile der Lenkung und des Antriebsstranges.

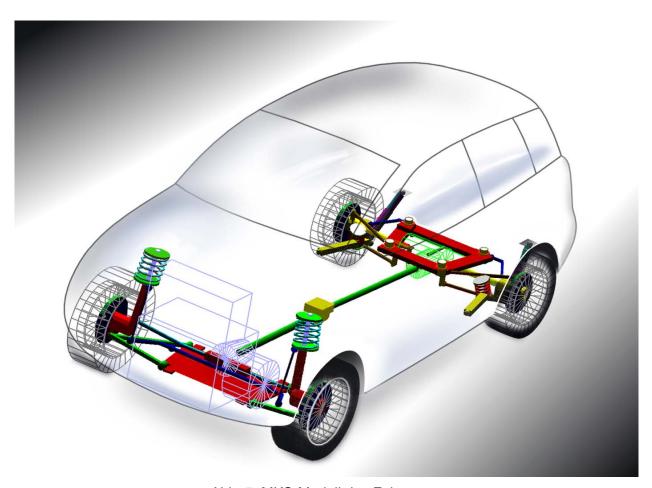


Abb. 5: MKS-Modell des Fahrzeugs

Alle vier starren Radnaben sind über Drehgelenke an den Radträgern angeordnet, welche über ideale Gelenke mit den starren Fahrwerkslenkern verbunden sind. Die Verbindung

der Fahrwerkslenker zur Karosserie erfolgt durch räumlich wirkende, nachgiebige Fahrwerkslager. Die Fahrzeuglenkung wird durch eine kinematische Kette vom rechten Rad der gelenkten Vorderachse über das Zahnstangen-Lenkgetriebe auf das linke Rad gebildet. Je eine torsionselastische Verbindung zwischen den rechten mit den linken Radaufhängungen berücksichtigt die Rückstellwirkungen der Stabilisatoren beim Wanken des Aufbaus.

Die Hinterachse ist als Dreilenkerachse ausgeführt, deren Lenker an einem am Karosserieboden mit vier Elastomerlagern aufgehängten Fahrschemel mittels nachgiebiger Gelenke angeordnet sind. Dagegen erfolgt die Verbindung der hinteren Lenker zu den Radträgern wieder mit idealen, starren Gelenken. Weiterhin trägt der Fahrschemel das elastisch gelagerte, hintere Ausgleichsgetriebe.

Um die festigkeitsmäßigen Einflüsse der auf Schlechtwegen heftigen Bewegungen des Motor-Getriebe-Aggregats zu erhalten, wird dieses als eigener, starrer Modellkörper berücksichtigt, welcher über die nachgebildete, elastomere Motor-Getriebelagerung mit der Karosserie in Verbindung steht. Für die Berücksichtigung der dynamischen Kopplungen zwischen den Radnaben mit dem Motor-Getriebe-Aggregat an der Vorderachse, bzw. mit dem hinteren Verteilergetriebe, dient ein aus starren Teilwellen und ihren Verbindungsgelenken bestehender Antriebsstrang.

Alle Verbindungspunkte zwischen der Karosserie und der Vorderachse, der Lenkung, dem hinteren Fahrschemel, sowie dem Motor-Getriebe-Aggregat bilden "natürliche" Knoten für eine Verbindung der elastischen Teilstruktur "Karosserie" und dem übrigen Mehrkörpersystem "Antrieb und Fahrwerk".

3.3 Ausgewählte Simulationsergebnisse

Die Beaufschlagung des Fahrzeugmodells erfolgt mit den als Zeitreihen numerisch abgespeicherten Meßnabenkräften und -momenten aus der Referenzmeßfahrt, welche im Verlauf der Integration an den aktuellen Zugriffszeitpunkten interpoliert werden. Dabei stellen diese Eingangssignale wegen ihrer sehr unregelmäßigen, stoßartigen Verläufe hohe Ansprüche an die numerische Stabilität und Effizienz des Simulationsprogrammes. (Abb. 6) zeigt im

unteren Bild den zeitlichen Ausschnitt des Verlaufs der vertikalen Meßnabenkraft F z MN linken Rades auf einer vorderen, Schlechtwegstrecke. Beim Zeitpunkt t = 83 serkennt man die Wirkung einer rampenartig gesteigerten Bremsung, die zwischen 88 und 90 s unterbrochen und danach wieder scharf fortgesetzt wird. Als Ergebnis erhält man die Verläufe der an den Fahrwerkslenkern auftretenden Kräfte- und Momentenvektoren, welche wiederum im vereinbarten Ausgaberaster tabellarisch interpoliert und Übergabedateien für das nachfolgende Betriebsfestigkeitsprogramm gespeichert werden. Das mittlere Bild in (Abb. 6) zeigt die simulierte, vertikale Reaktionskraft F z Dvl am Federbeindom, die als belastende Fahrwerkskraft auf die Karosserie wirkt.

Die vertikale Schwingungsantwort z_Dvl der freien Karosserie auf die Fahrbahnanregung über die Räder ist im oberen Diagramm von (Abb. 6) gezeigt. Es stellt sich das Tiefpaßverhalten der massenmäßig dominierenden Karosserie ein, wobei während des Bremsvorgangs große Vertikalbewegungen des Anlenkpunktes D "Federbeindom" auftreten. Es ist zu beachten, daß in der gezeigten Lagegröße z_Dvl auch die Anteile von Wanken und Nicken des Fahrzeugs enthalten sind.

Frequenzbereich läßt sich die Übertragungverhalten von Krafterregungen auf die Karosseriebewegung in der Form einer normierten Verstärkung anschaulich darstellen. Die mittels FFT berechnete, ausgewählte Verstärkung der vertikalen Meßnabenkraft F_z_Dvl (vorn links) auf den Karosseriehub z_Dvl (Abb. 7) zeigt das typische Verhalten eines dynamisch stabilen PT2 - Tiefpasses mit der Grenzfrequenz f_G = 1.5 Hz, welche etwa der ersten Eigenfrequenz des um diesen Bewegungszustand linearisierten Systems entspricht. Bei den höheren Frequenzen gehen die Amplituden stark zurück - die träge Karosserie kann hier der Anregung nicht mehr folgen. Dies begründet auch die Zulässigkeit der groben Näherung bei der Modellbildung a) "Feste Karosserie".

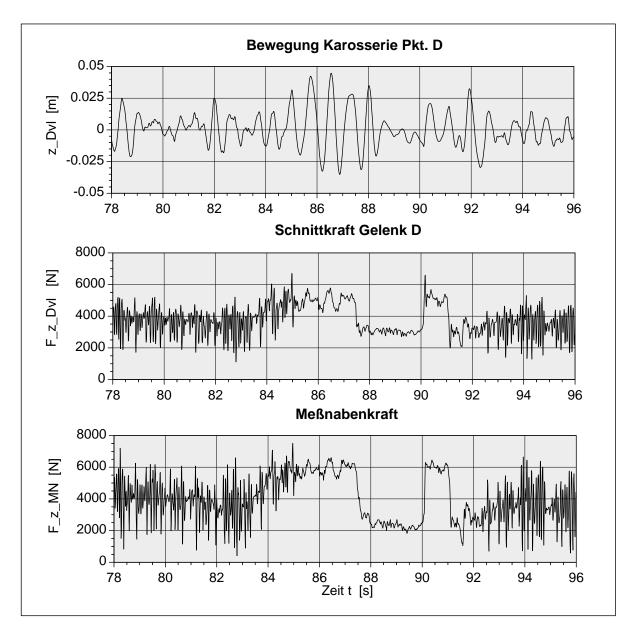


Abb. 6: Simulationsergebnis (Ausschnitt) einer Schlechtweg-Überfahrt.

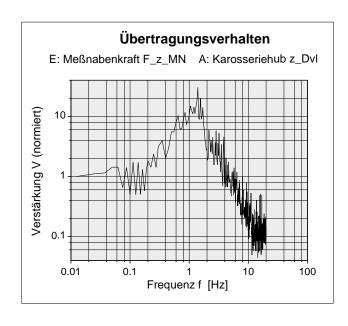


Abb. 7: Übertragungsverhalten des freigeschnittenen Fahrzeugs (Auswahl)

3.4 Korrelation zwischen berechneten und gemessenen Größen.

Die Forderung nach der verläßlichen Abbildung der Fahrwerkskräfte auf die betriebsfestigkeitsmäßig untersuchten Bauteile führt auf die Notwendigkeit der ständigen Überprüfung der Übereinstimmung von Messung und Simulation. Die Plausibilitätskontrolle der Ergebnisse ist dafür nicht ausreichend, obwohl sie an sich anzustreben ist. Insbesondere ergeben sich wegen der komplexen Kopplungen gelegentlich schwer verständliche Zusammenhän-

ge; das "ingenieurmäßige Gefühl" kann hier täuschen. Zur Kontrolle der Simulationsergebnisse eignen sich gerade jene der oben genannten, bei den Ausgangsmeßfahrten miterfaßten Zustandsgrößen der Fahrzeugbewegung, welche die Bauteilbelastungen maßgeblich beeinflussen: (relative) Federwege und -geschwindigkeiten und (absolute) Beschleunigungen.

Für das beschriebene Fahrzeug ist der Vergleich Simulation-Messung anhand der Federwege am linken Vorderrad in (Abb. 8) dargestellt. Man sieht die bei der Schlechtwegfahrt auftretenden großen Federwege im Bereich von ±60 mm. D.h., die Fahrzeugfederung geht hier häufig in die Endanschläge, was eine enorme Belastung der benachbarten Bauteile einschließlich der Karosserie bewirkt. Das Ergebnis zeigt eine befriedigende Korrelation, wobei zu berücksichtigen ist, daß hier die Abweichungen der Messungen ebenso wie die der Simulation enthalten sind.

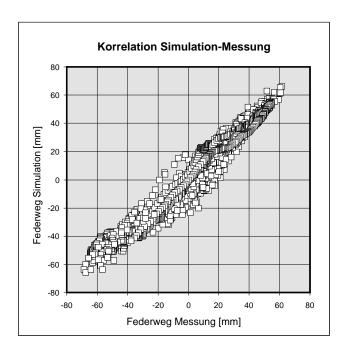


Abb. 8: Federweg vorn links: Vergleich Simulation-Messung

4. Zusammenfassung und Ausblick

Die bisher erzielten Ergebnisse und Erfahrungen aus der Simulation von Schlechtwegfahrten bilden einen wichtigen Schritt auf dem Weg zur verkürzten Fahrzeugentwicklung und ermuntern zur Weiterentwicklung des Verfahrens. Vorteilhaft gegenüber den Prüfstandsversuchen ist hier die Berücksichtigung jener Krafteinflüsse, die aus den Fahrbewegungen "im großen" herrühren. Nachteilig für die beschriebene, semi-empirische Methode der Fahrzeug-Teilmodellierung ist die Notwendigkeit des Vorliegens von Eingangsmeßdaten aus zumindest "dynamisch ähnlichen" Prototypen, was sich auf die für Festigkeitsaussagen sensible Berechnungsgenauigkeit nicht gerade günstig auswirkt. Dennoch lassen sich trotz mancher ingenieurmäßigen Näherung hinreichend gute Übereinstimmungen herstellen.

Als weiterer Schritt ist deshalb der Übergang zur Fahrzeug-Vollmodellierung nahe liegend, einschließlich eines speziellen Schlechtweg-Reifenmodells, sowie der geometrischen Beschreibung der Teststrecke. Damit ist man vor allem der Unsicherheiten in Zusammenhang mit der Stabilisierung der freigeschnittenen Fahrzeuge entbunden, sowie hinsichtlich der möglichen Einflüsse durch die gegenüber den schwereren Meßnabenräder. Serienfelgen Dennoch werden auch hier begleitende Messungen auf Schlechtwegstrecken nicht überflüssig: die Forderung nach ständiger Kontrolle der Simulationsergebnisse bleibt weiterhin bestehen.

Zusammenfassend lassen sich die nötigen Weiterentwicklungen wie folgt definieren:

- Schlechtweg-Reifenmodell auf synthetischer Teststrecke,
- Verbesserung der Datendurchgängigkeit und
- Bereitstellung der erforderlichen, hohen Rechenleistung.

5. Schrifttum

[1] Hirschberg W.:

MKS-Simulation in der Automobilindustrie. "Mehrkörpersysteme", Technische Akademie Esslingen, 15.-16.12.1997.

[2] Hirschberg W.:

Tyre Forces Computation Module DTIRE. Proc. of 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Delft. Amsterdam: Swets & Zeitlinger 1993.

[3] Mayer A.:

Betriebsfestigkeitssimulation in der PKW-Entwicklung.

Proc. Eröffnungssymposium Engineering Zentrum Graz, 25.-26.06.1998.

[4] Oertel Ch.:

On Modelling Contact and Friction: Calculation of Tyre Response on Uneven Roads. Proc. of 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Berlin. Amsterdam: Swets & Zeitlinger, 1997.

[5] Rill G.:

Simulation von Kraftfahrzeugen. Braunschweig: Verlag Vieweg 1994

[6] Zeischka J.:

Kopplung von MKS- und FEM-Modellen. "Mehrkörpersysteme", Technische Akademie Esslingen, 15.-16.12.1997.