

Ingo Kaiser

Modellierung und Simulation des Laufverhaltens von elastischen Radsätzen auf elastischen Schienen

Es wird ein Simulationsmodell eines Reisezugwaggons vorgestellt, in dem die Radsätze und die Schienen als elastische Körper beschrieben werden. Bisher wird die Elastizität der Radsätze und der Schienen für die Untersuchung des Laufverhaltens von Schienenfahrzeugen nur selten berücksichtigt. Anhand von Ergebnissen, die mit diesem Modell errechnet wurden, wird der Einfluss dieser Elastizitäten auf das Laufverhalten aufgezeigt.

Bei der Entwicklung von Schienenfahrzeugen gewinnt die Computersimulation immer mehr an Bedeutung. Durch Simulationsrechnungen lassen sich wesentliche Eigenschaften des Fahrzeugs ermitteln wie beispielsweise die kritische Geschwindigkeit, d.h. die Geschwindigkeitsgrenze, oberhalb der Schlingerbewegungen einsetzen können, die dann nicht mehr abklingen. Hierfür stehen leistungsfähige Programme für Mehrkörpersysteme (MKS) als Werkzeuge zur Verfügung; Beispiele für solche Programme sind SIMPACK, MEDYNA und ADAMS/Rail.

In den meisten heute verwendeten Simulationsmodellen für die Laufdynamik werden die Radsätze üblicherweise als starre Körper idealisiert und die elastischen Eigenschaften des Gleises nur in eingeschränktem Maße erfasst. Andererseits ist jedoch schon seit langem bekannt, dass der Kontakt zwischen Rad und Schiene stark ausgeprägte Nichtli-

nearitäten aufweist, wodurch schon kleine Veränderungen der Relativlage von Radkranz und Schienenkopf zu starken Änderungen der Berührungssituation führen können. Da aber elastische Deformationen von Radsätzen und Schienen – verursacht sowohl durch statische Lasten als auch durch dynamische Kräfte – veränderte Relativlagen und veränderte Schlüpf (Relativgeschwindigkeiten im Kontaktpunkt) im Kontakt bewirken, stellt sich die Frage, wie stark dieser Einfluss ist, d.h. inwieweit die Elastizitäten von Radsätzen und Schienen das Laufverhalten beeinflussen.

Die Berücksichtigung der Elastizitäten bei der Simulation der Laufdynamik gibt über diese Frage Aufschluss und stellt somit eine Verfeinerung und Weiterentwicklung hin zu realitätsnäheren Ergebnissen dar.

Darüber hinaus wird damit auch die Beschreibung eines größeren Frequenzbereichs ermöglicht. Wie sich zeigen wird, treten die niedrigsten Struktur-Eigenfrequenzen eines Radsatzes im Bereich von 80 Hz auf. Eine zutreffende Beschreibung von Bereichen höherer Frequenz ist daher mit einer Modellierung von Radsatz und Schiene als Starrkörper unmöglich. Solche Bereiche sind für Probleme wie Verschleiß und Akustik relevant.

Modellierung des Gesamtsystems

Für die Simulation wird eine spezielle, selbst entwickelte Software benutzt, die auch tief greifende Modifikationen und Erweiterungen des Modells problemlos ermöglicht. Um prinzipielle Aussagen über den Einfluss der Elastizitäten auf das Laufverhalten – insbesondere im Hochgeschwindigkeitsbereich – zu gewinnen und die grundsätzlichen Potentiale der Modellierung elastischer Radsätze und Schienen aufzuzeigen, wurde dem Modell ein nicht angetriebenes Fahrzeug für hohe Geschwindigkeiten zugrunde gelegt. Hierfür wurde ein Reisezugwaggon mit zwei zweiaxigen Drehgestellen der Bauart Minden-Deutz 522 ausgewählt.

Die Modellierung beruht auf der Beschreibung als Elastisches Mehrkörpersystem (EMKS), d.h. das Modell besteht aus mehreren, teils starren, teils elastischen Körpern, die durch Kraftelemente miteinander verbunden sind. Im Gegensatz zu „herkömmlichen“ Mehrkörpersystemen (MKS), die üblicherweise aus starren Körpern bestehen, werden hier die Strukturelastizitäten einzelner Körper, in diesem Fall der Radsätze und der Schienen, berücksichtigt. Abb. 1 gibt einen Überblick über die Körper, aus denen das Elastische Mehrkörpersystem besteht;

Der Autor

Dipl.-Ing. Ingo Kaiser, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR), Weßling

Als Vortrag gehalten auf der Rad 05 im Februar 2005 in Dresden.

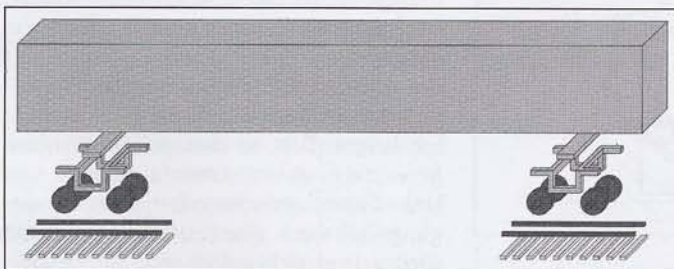


Abb. 1: Körper des Gesamtsystems

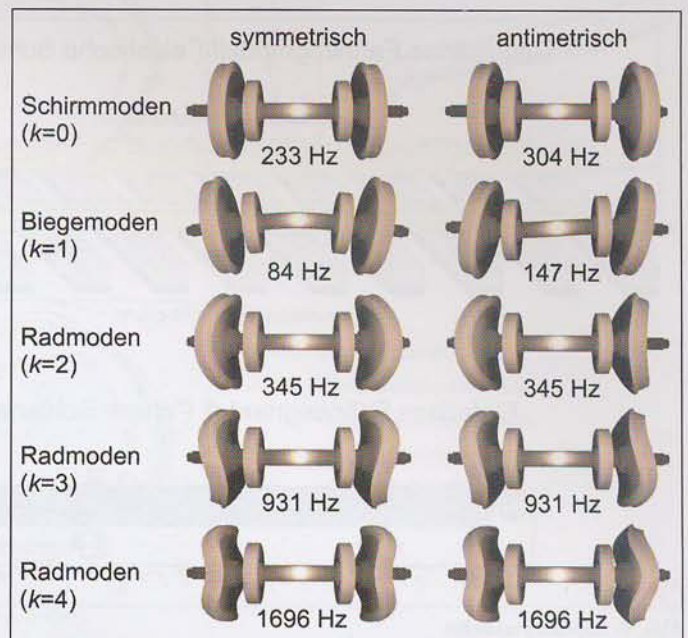


Abb. 2: Eigenmoden des Radsatzes



Abb. 3: Eigenmoden der Schiene

Körper, deren Elastizität berücksichtigt wird, sind dunkel gefärbt. Der besseren Übersicht halber sind die Kraftelemente zwischen den Körpern, also die Federn und Dämpfer der Primär- und Sekundärfederung, die Zwischenlagen zwischen Schienen und Schwellen usw., hier nicht dargestellt.

Die Bewegungen der elastischen Körper werden durch eine Überlagerung der Verschiebungen und Drehungen des entsprechenden Starrkörpers mit seinen elastischen Deformationen beschrieben. Für die Beschreibung der Deformationen wiederum

Modellierung der Radsätze

Die Modellierung der Strukturmechanik beruht auf einem dreidimensionalen Kontinuum; Grundlage dieses Modells ist ein Reisezugwagen-Radsatz mit zwei Bremscheiben und einem Raddurchmesser von 920 mm. Die ermittelten Moden des Radsatzes lassen sich in mehrere Typen unterteilen, zum einen nach ihren Symmetrieeigenschaften bezüglich der Quermittenebene – hier treten symmetrische und antisymmetrische Moden auf, zum anderen nach der Anzahl k der quer

wird eine Modalsynthese angewendet. Hierfür werden durch eine separate Berechnung nach der Methode der Finiten Elemente (FEM) die Eigenschwingungsformen (Moden) der elastischen Körper vorab bestimmt; durch Überlagerung ausgewählter Moden, die nun die entsprechenden Freiheitsgrade darstellen, ergibt sich näherungsweise der tatsächliche Verformungszustand des Körpers. Die Integration der Radsätze als rotierende elastische Körper in das Modell ist in [1] näher beschrieben.

über den Kreisquerschnitt verlaufenden Knotenlinien (Knotendurchmesser). Einen Überblick mit Beispielen für die einzelnen Typen der Moden gibt Abb. 2. Für $k=0$ Knotendurchmesser ergeben sich rotationssymmetrische Eigenformen. Hierzu zählen die dargestellten Pilz- oder Schirmschwingungen der Räder, die mit einer Dehn- und Stauchbewegung der Welle gekoppelt sind. Weiterhin gehören hierzu noch die Torsionsschwingungen, deren niedrigste Eigenfrequenz bei 74 Hz auftritt. Für $k=1$ Knotendurchmesser treten Biegeschwingungen auf. Die in Abb. 2 dargestellten Biegemoden, bei denen sowohl eine Biegung der Radscheibe als auch der Radsatzwelle auftreten, gehören mit 84 Hz und 147 Hz neben dem ersten antisymmetrischen Torsionsmodus bei 74 Hz zu den niedrigsten Eigenfrequenzen. Dies zeigt, dass für eine zutreffende Beschreibung des Frequenzbereichs ab etwa 70 Hz die Strukturdynamik des Radsatzes zwingend berücksichtigt werden muss. Für $k>1$ sind die Deformationen fast ausschließlich auf die Rad- und die Bremscheiben beschränkt; die Räder schwingen, als wenn sie an ihrer Nabe eingespannt wären, was daran liegt, dass sich ihr Schwerpunkt für $k>1$ nicht verschiebt und somit die resultierende Kraft und das resultierende Moment an der Nabe verschwinden. Mit steigender Anzahl k der Knotendurchmesser steigen auch die Eigenfrequenzen der Radmoden an.

Modellierung der Schiene

Die Schiene wird ebenfalls als dreidimensionales Kontinuum mit Finiten Elementen modelliert. Dadurch können neben Biege- und Torsionsbewegungen auch Deformationen des Querschnitts, beispielsweise ein Kippen des Schienenkopfs gegenüber dem Schienenfuß, beschrieben werden. Solche Bewegungen sind vor allem deswegen zu erwarten, weil die Schiene am Fuß mit der Schwelle verbunden ist und am Schienenkopf Querkräfte eingeleitet werden; zudem ist der Schienensteg verhältnismäßig dünn. Mit den sonst üblichen Balkentheorien, die von unveränderlichen Querschnitten ausgehen, können solche Verformungen nicht erfasst werden. Abb. 3 zeigt einige Eigenmoden einer Schiene des Typs UIC 60 für eine Wellenlänge von 2,4 m.

Die geeignetste Idealisierung zur Simulation des Geradeauslaufs wäre ein unendlich langes Gleis, so dass sich Schwingungen, die sich im Gleis ausbreiten, im Unendlichen verschwinden. Das Bewegungsverhalten eines unendlich langen Gleises lässt sich jedoch nur für periodische Bewegungen bestimmen, was hier

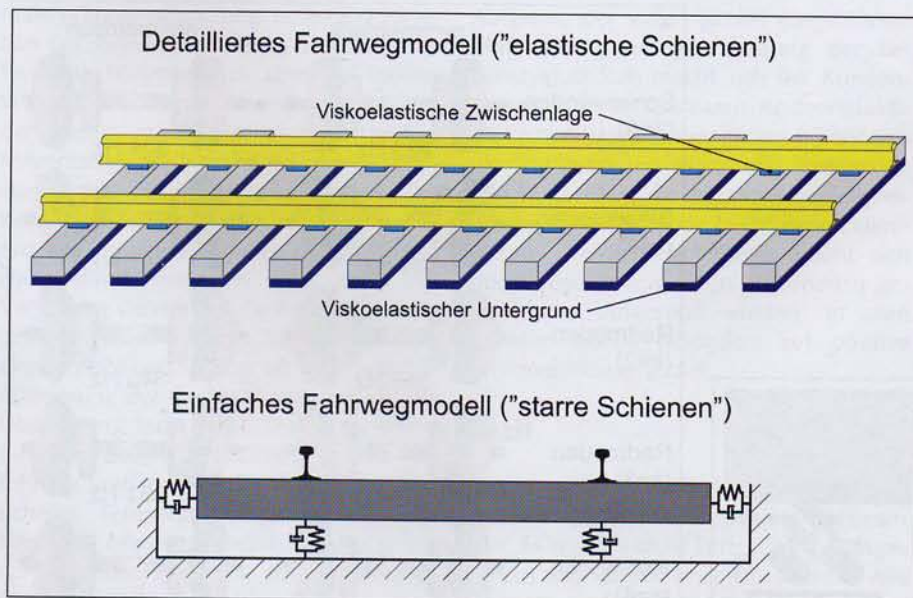


Abb. 4: Fahrwegmodelle

eine sehr starke Einschränkung bedeutet. Für nichtperiodische Bewegungen muss die Struktur daher endlich sein. Wie schon in dem Gleismodell von Ripke [2] wird zu diesem Zweck ein Ringmodell verwendet, d.h. die Enden der Schienen werden verbunden, wobei jedoch die Kreiskrümmung des Rings vernachlässigt wird. Dadurch erreicht das Fahrzeug nie das Ende des Fahrwegs. Entsprechende Berechnungen zeigen, dass die Berücksichtigung von 64 Schwellen, was einer Länge von 38,4 m entspricht, ausreichend ist, um die Abklingvorgänge der Wellen, die sich im Gleis ausbreiten, mit guter Näherung zu beschreiben.

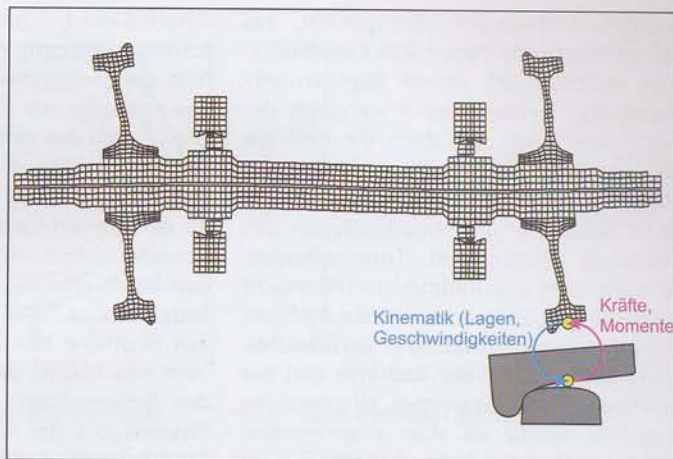
Das Gleismodell besteht aus zwei elastischen Schienen. Die Zwischenlagen, über die sich die Schienen auf den starren Schwellen abstützen, werden durch verteilte lineare Feder/Dämpfer-Elemente beschrieben. Die Schwellen wiederum sind über lineare Feder/Dämpfer-Elemente, die den Untergrund repräsentieren, mit der Umgebung verbunden. Für jedes Drehgestell wird ein separates Gleismodell verwendet, so dass sich dessen beide Radsätze über die Schienen gegenseitig beeinflussen können. Die gegenseitige Beeinflussung der beiden Drehgestelle über das Gleis wird wegen des großen Abstandes dagegen vernachlässigt. Dieses Gleismodell wird im Folgenden mit „elastische Schienen“ bezeichnet.

Für Vergleichszwecke wird daneben noch ein einfaches Fahrwegmodell verwendet, bei dem Schienen und Schwellen einen einzigen Starrkörper bilden, der über lineare Feder/Dämpfer-Elemente mit der Umgebung verbunden ist. Jedem Radsatz ist dabei ein solches Fahrwegelement zugeordnet. Im Folgenden wird dieses Modell als „starre Schienen“ bezeichnet. Abb. 4 zeigt die beiden Fahrwegmodelle.

Kopplung von Fahrzeug und Fahrweg

Die Radsätze und Schienen sind durch nichtlineare Rad-Schiene-Koppelemente miteinander verbunden. Ein solches Rad-Schiene-Koppelement besteht aus einem zusätzlichen masselosen Radkörper und einem ebensolchen Schienenkörper, bei denen Deformationen nur im Kontaktbereich zulässig sind. Die globalen Deformationen, die durch die verwendeten Schwingungsmoden von Radsätzen und Schienen beschrieben werden, und die lokalen Deformationen im Kontakt werden also separat behandelt. Aus der Durchdringung der unverformten Rad- und Schienenkörper und aus ihrer Relativgeschwindigkeit im Kontakt lassen sich die wirkenden Kontaktkräfte bestimmen. Für

Abb. 5:
Integration des Rad-Schiene-Kontaktes



die Normalkräfte wird die Hertzsche Theorie verwendet, für die Tangentialkräfte der Polach-Algorithmus [3], der auf der Kalkerschen Theorie beruht. Für das Rad wird das Profil S1002, für die Schiene das Profil UIC 60 mit einer Einbauneigung von 1/40 verwendet.

Der Radkörper und der Schienenkörper werden durch die Bewegungen des elastischen Radsatzes und der elastischen Schiene geführt; umgekehrt werden die aus dem Kontakt resultierenden Kräfte den elastischen Körpern aufgeprägt. Der Austausch dieser Bewegungsgrößen und Kräfte erfolgt an Bezugspunkten, die auf dem Messkreis des Radsatzes und auf dem Scheitel der Schiene liegen. Dieser Modellierung liegt die Vorstellung zugrunde, dass der Radkranz und der Schienenkopf, also die Träger der Profile, relativ massive Teile sind, die sich zwar aufgrund

der Deformationen bewegen können, aber sich selbst kaum im Querschnitt verformen, so dass man näherungsweise unveränderte Profile annehmen kann. Der tatsächliche Kontaktpunkt muss mit dem Bezugspunkt nicht notwendigerweise identisch sein; Verlagerungen werden durch zusätzliche Rotationsanteile für die Geschwindigkeiten im Kontakt und durch zusätzliche Versatzmomente der Kontaktkräfte berücksichtigt. Die Kopplung des elastischen Radsatzes mit dem Rad-Schiene-Kontakt ist in Abb. 5 schematisch dargestellt.

Ergebnisse

Um den Einfluss der einzelnen Strukturelastizitäten von Radsatz und Schiene und der daraus resultierenden Deformationen auf das Laufverhalten besser zu verstehen,

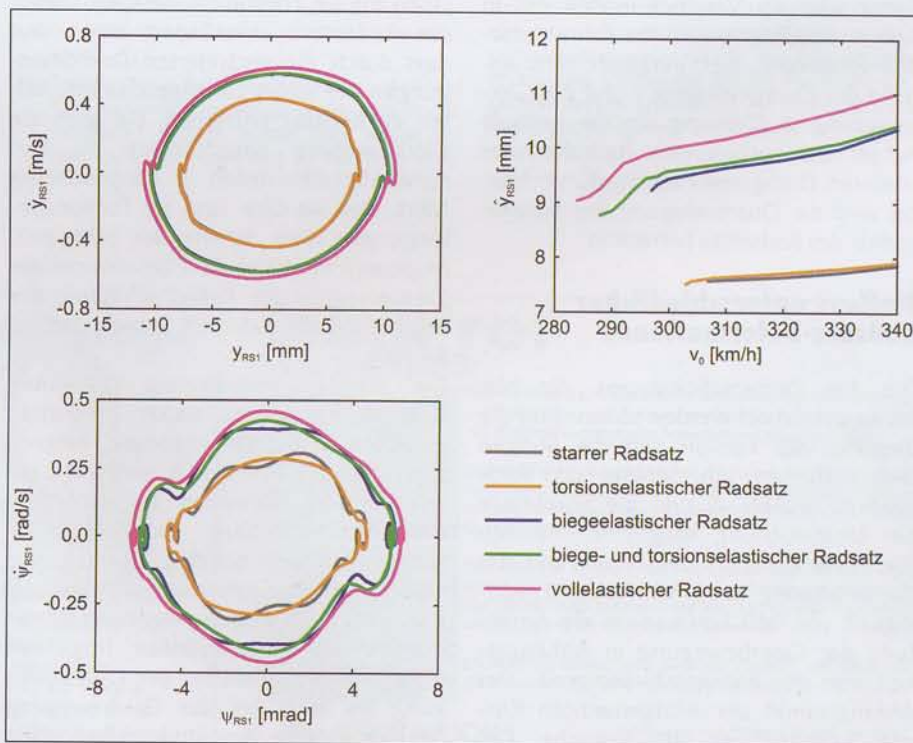


Abb. 6: Einfluss unterschiedlicher Radsatz-Deformationen

werden Rechnungen durchgeführt, bei denen bestimmte Typen von Deformationen berücksichtigt, andere dagegen vernachlässigt werden. Durch Vergleich der Ergebnisse lassen sich dann die Einflüsse der einzelnen Deformationen erkennen. Zum einen sollen hier die Einflüsse unterschiedlicher Deformationstypen des Radsatzes (Biegemoden, Torsionsmoden, Schirmmoden und Radmoden) untersucht werden, zum anderen sollen die Einflüsse der gesamten Elastizität (d.h. Berücksichtigung aller Moden) der Radsätze und der Schienen verglichen werden. Während die Radsätze hierfür als starr angenommen werden können, ist die Annahme eines vollkommen starren Gleises unrealistisch;

bei der andauernde Schlingerbewegungen einsetzen; unterhalb dieser Geschwindigkeit klingen die Bewegungen ab. Für diese Untersuchung wird das einfache Fahrwegmodell verwendet (Abb. 4).

Die Phasenkurven der Querbewegung für den starren Radsatz und den rein torsionselastischen Radsatz unterscheiden sich kaum und liegen praktisch übereinander. Bei ca. ± 7 mm weisen die Kurven deutliche Knicke auf; dies resultiert vom Anschlagen des Spurkranzes gegen den Schienenkopf. Dagegen weicht die Phasenkurve der Gierbewegung für den torsionselastischen Radsatz deutlich von der des starren Radsatzes ab. Charakteri-

der Querbewegung wird durch die Biegebewegungen geglättet. Dies liegt daran, dass der Stoß beim Anlaufen des Spurkranzes durch die Elastizität des Radsatzes abgefedert wird. Berücksichtigt man zusätzlich zu den Biege- noch die Torsionsbewegungen, so ergibt sich eine ähnliche Veränderung wie schon beim starren Radsatz: Während die Querbewegungen sich kaum ändern, ist auch hier wieder eine Glättung der Kurve für die Gierbewegungen festzustellen. Auffällig ist bei gleichzeitiger Berücksichtigung von Biegung und Torsion insbesondere der starke Rückgang der kritischen Geschwindigkeit: Während der Schlingerlauf des starren Radsatzes ab 307 km/h auftritt, setzt er im Fall des biege- und torsionselastischen Radsatzes schon bei 288 km/h ein.

Die übrigen Deformationen – also insbesondere die Deformationsbewegungen der Räder – haben nur einen relativ schwachen Einfluss. Berücksichtigt man diese Moden zusätzlich zu den Biege- und Torsionsmoden, so liegt ein vollelastischer Radsatz vor. Die Amplituden der Quer- und der Gierbewegung steigen leicht an, während sich die Form der Kurven kaum ändert. Weiterhin fällt auch die kritische Geschwindigkeit leicht ab. Als Ergebnis ist festzuhalten, dass die Biegebewegungen die stärksten Abweichungen des Laufverhaltens gegenüber dem starren Radsatz bewirken. Gemeinsam mit den Torsionsbewegungen bewirken sie einen deutlichen Rückgang der kritischen Fahrgeschwindigkeit.

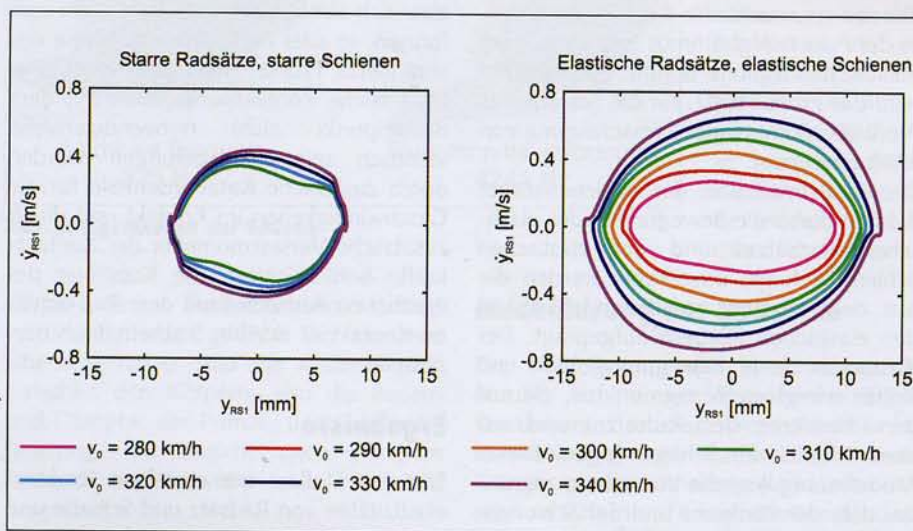


Abb. 7: Vergleich der Modellierung als starre Körper und als elastische Körper

daher wird als Vergleichsmodell das in Abb. 4 dargestellte einfache Fahrwegmodell verwendet. Der Vergleich wird anhand der Querbewegung y und der Gierbewegung ψ (Drehung um die vertikale Achse) des vorlaufenden Radsatzes des vorderen Drehgestells durchgeführt; hierbei wird die Querbewegung des Schwerpunkts des Radsatzes betrachtet.

Einfluss unterschiedlicher Radsatz-Deformationen

Die drei Deformationstypen, die hier näher betrachtet werden sollen, sind die Biegung, die Torsion und die übrigen Deformationen, d.h. Schirm- und Radmoden. In Abb. 6 sind die Ergebnisse der Untersuchung dargestellt, nämlich die Phasenportraits der Quer- und der Gierbewegung bei einer Fahrgeschwindigkeit von 340 km/h sowie die Amplitude der Querbewegung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit. Der Anfangspunkt der letztgenannten Kurven kennzeichnet die kritische Geschwindigkeit, also die niedrigste Ge-

stisch für die Torsion ist, dass die Kontur des Radsatzes unverändert bleibt und dass durch die veränderten Drehbewegungen der Räder Längsgeschwindigkeiten im Kontakt entstehen. Da auch die Gierbewegung hauptsächlich zu Geschwindigkeitsanteilen in Längsrichtung führt, sind die Gier- und die Torsionsbewegungen stark miteinander gekoppelt. Insgesamt erscheint die Phasenkurve der Gierbewegung bei Berücksichtigung der Torsion glatter als bei einem starren Radsatz.

Die stärkste Veränderung gegenüber dem Verhalten des starren Radsatzes bewirken die Biegebewegungen: Biegungen in der y,z -Ebene, d.h. senkrecht zur Fahrtrichtung, bewirken ein Einfedern des Radsatzes in Quer- und Vertikalrichtung und führen damit zu zusätzlichem Querschlepp; in der waagerechten x,y -Ebene liegende Biegebewegungen führen dagegen zu Längsschlüpfen. Insgesamt ergeben sich sowohl bei der Querbewegung als auch bei der Gierbewegung deutlich größere Amplituden. Der schon angesprochene Knick der Phasenkurve

Einfluss der Strukturelastizitäten von Radsätzen und Schienen

Für das Zusammenwirken elastischer Radsätze und elastischer Schienen erhält man die in Abb. 7 dargestellten Ergebnisse. Auch hier unterscheiden sich sowohl die Quer- als auch die Gierbewegung für die elastischen Radsätze und die elastischen Schienen deutlich von denen für die starren Radsätze und die starren Schienen. Der bereits angesprochene ausgeprägte Knick infolge des Spurkranzanlaufs, der bei den starren Radsätzen und starren Schienen auftritt, verschwindet für die elastischen Radsätze und Schienen fast völlig. Weiterhin fällt auf, dass die Kurven für die starren Radsätze und Schienen nahe beieinander liegen, während sie für die elastischen Radsätze und Schienen deutlich nebeneinander liegen. Dies ist auf die Einfederbewegungen von Radsätzen und Schienen zurückzuführen.

Da die Radsätze und die Schienen jeweils sowohl als starr als auch als elastisch betrachtet werden können, erhält man vier

mögliche Modellkombinationen. In Abb. 8 sind für diese vier Kombinationen sowohl das Phasenportrait der Querbewegung bei 340 km/h als auch die Amplitude in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Im Phasenportrait ist deutlich der glättende Einfluss der Strukturelastizitäten auf die Kurven zu sehen: Der Knick infolge des Spurkranzanlaufs tritt nur für die Kombination starre Radsätze/starre Schienen auf; wird eine der beiden Elastizitäten, d.h. die der Radsätze oder die der Schienen, berücksichtigt, wird der Knick geglättet. Insgesamt zeigt der Vergleich, dass die Strukturelastizität des Radsatzes einen stärkeren Einfluss auf das Laufverhalten hat als die Strukturelastizität der Schiene: Die Elastizität des Radsatzes bewirkt sowohl ein stärkeres Anwachsen der Amplitude als auch einen größeren Rückgang der kritischen Geschwindigkeit als die Elastizität der Schiene. Dennoch ist der Einfluss der Schienenelastizität nicht zu vernachlässigen.

Zusammenfassung

Die Simulation des Laufverhaltens eines Reisezugwaggon zeigt, dass die Strukturelastizitäten von Radsätzen und Schienen einen deutlichen Einfluss auf das Laufverhalten eines Schienenfahrzeugs haben. Bei Berücksichtigung dieser Elastizitäten treten deutlich größere Amplituden der Quer- und Gierbewegungen der Radsätze auf; weiterhin setzt der Schlingerlauf des Fahrzeugs für elastische Radsätze und elastische Schienen bei einer um etwa 10 Prozent niedrigeren Fahrgeschwindigkeit ein als bei der Annahme starrer Radsätze und starrer Schienen. Der Einfluss dieser Elastizitäten ist also nicht vernachlässigbar. Die Radsatzelastizität wirkt sich stärker auf das Laufverhalten aus als die Schienenelastizität; von den unterschiedlichen Deformationstypen des Radsatzes spielen die

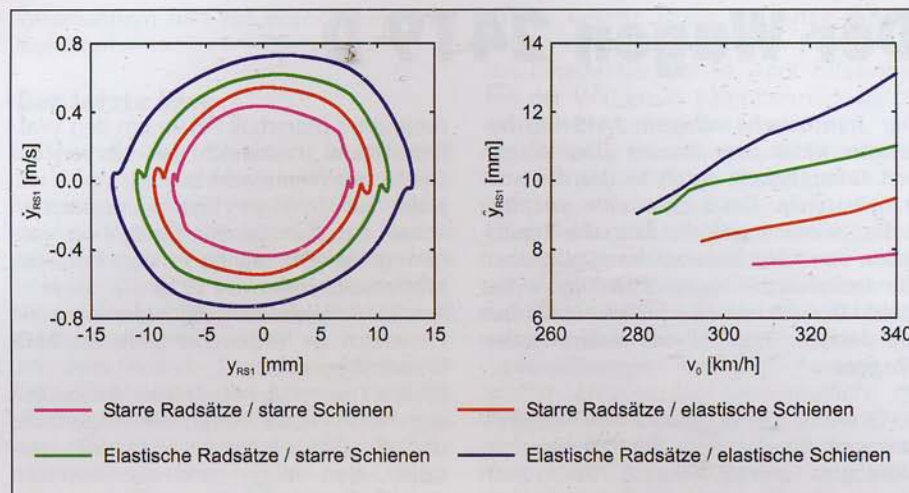


Abb. 8: Einfluss der Strukturelastizitäten von Radsätzen und Schienen

Biege- und die Torsionsbewegungen die größte Rolle. Insgesamt eröffnet die vorgestellte Modellierung eine verfeinerte, realitätsnähere Beschreibung des Laufverhaltens. Da die Strukturdynamik der Radsätze und Schienen voll berücksichtigt wird, ist diese Modellierung auch für höherfrequente Phänomene wie Verschleiß und Akustik geeignet.

Literatur

- [1] Arnold, J.; Kaiser, I.; Schupp, G.: Simulation of a Railway Vehicle's Running Behaviour: How Elastic Wheelsets Influence the Simulation Results. Proceedings of the 18th IAVSD Symposium, Kanagawa (Japan), August 2003. Vehicle System Dynamics Supplement 41 (2004), S. 242-251
- [2] Ripke, B.: Hochfrequente Gleismodellierung und Simulation der Fahrzeug-Gleis-Dynamik unter Verwendung einer nichtlinearen Kontaktmechanik. Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 12 (Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik), Nr. 249. Düsseldorf 1995.
- [3] Polach, O.: A fast wheel-rail forces calculation computer code. Proceedings of the 16th IAVSD Symposium, Pretoria, August 1999. Vehicle System Dynamics Supplement 33 (1999), S. 728-739

Summary / Résumé

Modelling and simulating operational situations when using elastic wheel sets on elastic rails

This report presents a simulation model whereby wheel sets and rails are described as 'elastic bodies'. Hitherto, the elasticity of wheel sets and rails has rarely been taken into consideration when analyzing operations-related situations. Based on the results achieved from using this model, a record is presented of the elasticity effect on rail operations.

Modélisation et simulation du comportement en marche des roues élastiques sur des rails élastiques

Un modèle de simulation est présenté, dans lequel les essieux et les rails sont décrits comme des corps élastiques. Jusqu'à présent, l'élasticité des essieux et des rails a été rarement prise en considération pour l'étude du comportement en marche. L'influence des ces élasticités sur le comportement en marche est montrée au vu des résultats qui ont été calculés avec ce modèle.