

Berührgeometrie Rad/Schiene und Fahrzeugauslegung im Hinblick auf Stabilität

Wheel/rail contact geometry and vehicle layout calculation with regard to stability

Dr.-Ing. habil. Oldrich Polach, Winterthur

Zusammenfassung

Trotz des großen Potenzials der Computersimulationen können die Auslegungs- und Nachweisberechnungen für Schienenfahrzeuge im Hinblick auf die Stabilität unterschiedliche Resultate liefern, bedingt durch die Vielfalt von Methoden, Beurteilungsgrößen und Kriterien. Der Einfluss der Eigenschaften der Berührgeometrie Rad/Schiene und der Wahl der Methodik zur Berechnung der Stabilitätsgrenze wird an Beispielen mit gleicher äquivalenter Konizität dargestellt, und die Zusammenhänge werden erläutert. Die Analyse der Berührgeometrie kann eine Abschätzung des Verhaltens des Schienenfahrzeugs an der Stabilitätsgrenze ermöglichen, die Interpretation von Computersimulationen aufwerten und zum Verständnis von Messresultaten beitragen.

Abstract

Despite the significant potential of computer simulations, the layout and verification calculations of railway vehicles can deliver varying results with regard to stability due to the large number of methods, assessment values and criteria. The influence of the characteristics of the wheel/rail contact geometry and the choice of methods regarding calculation of the stability limit is illustrated with the aid of examples with the same equivalent conicity and their interrelationships explained. The analysis of contact geometry can enable an assessment of the railway vehicles behaviour at the stability limit, enhance the interpretation of computer simulation and contribute towards better comprehension of measuring results.

1. Einleitung

Computersimulationen bilden heute einen festen Bestandteil der Entwicklung der Schienenfahrzeuge. Moderne Programme zur Simulation von Mehrkörpersystemen ermöglichen es, das Fahrzeugmodell in einer virtuellen Umgebung noch vor der Fertigung weitgehend zu untersuchen und die Parameter entsprechend zu optimieren. Über die Anwendung der Computersimulationen während der Entwicklung der Schienenfahrzeuge wurde in dieser Zeitschrift bereits mehrfach berichtet. Iwnicki [1] beschrieb die modernen Simulationstools zur Untersuchung der Systemdynamik Fahrzeug/Gleis, Ofierzynski und Brundisch [2] haben sich ausführlich mit der Zuverlässigkeit der Prognose von Fahrkomforteigenschaften mittels Simulation beschäftigt, Bußmann [3] hat über Veränderungen der

Analysen der Bogenfahrt berichtet, und die Aspekte der nichtlinearen Dynamik bei der Stabilitätsanalyse wurden von True [4] erläutert, um nur einige Beiträge aus den letzten Jahren zu nennen.

Die Computersimulationen zur Untersuchung des Risikos der Instabilität bilden einen anspruchsvollen Teil der Auslegung der Schienenfahrzeuge, da für eine virtuelle Untersuchung eine Vielfalt von Methoden und Kriterien zur Anwendung gelangen kann. Die kritische Geschwindigkeit eines realen Fahrzeugs kann während einer Messung nur selten erreicht werden, so dass das Verhalten bis zur Stabilitätsgrenze oft nicht bekannt ist und die Auslegung deswegen nicht verifiziert werden kann. Die selbst erregte Schwingung eines Schienenfahrzeugs kann verschiedene Schwin-

gungsformen annehmen und ist stark von der Berührgeometrie und den Bedingungen im Kontakt Radsatz/Gleis abhängig. Über den Einfluss der Berührgeometrie Rad/Schiene auf das Stabilitätsverhalten der Schienenfahrzeuge unter realen Bedingungen des Eisenbahnbetriebs wurde in dieser Zeitschrift von Müller [5], Bergander et al. [6] sowie Scheunemann et al. [7] berichtet. Solche Einflüsse können zwar mittels Computersimulationen während der Fahrzeugentwicklung untersucht werden, jedoch sind die Parameter der Berührgeometrie oft nur ungenügend oder nur für neue, theoretische Profile der Räder und Schienen bekannt.

Der Berechnungsingenieur steht somit trotz zahlreicher fachlicher Publikationen vor der Frage, welche Methode und Vor-

gehensweise bei der Stabilitätsauslegung anzuwenden sind und welche Bedingungen in der Berührung von Rad und Schiene modelliert werden sollen. Die Experten bei der Abnahme oder die Bahnen fragen sich wiederum, wie weit die Simulationen zur Auslegung der Stabilität des Fahrzeugs den realen Bedingungen im Betrieb entsprechen.

Der folgende Beitrag konzentriert sich auf die Instabilität der Drehgestelle, die zur Gleisverschiebung führen kann und somit sicherheitsrelevant ist. Die in der Industrie am meisten benutzten Methoden der Stabilitätsanalyse werden aufgeführt und im Hinblick auf die Berührgeometrie Rad/Schiene verglichen. Des Weiteren wird die Komplexität dieser Problematik erläutert und einige bis jetzt nicht publizierte Zusammenhänge werden präsentiert.

2. Risikobeurteilung für die Instabilität

Bei den Fahrversuchen zur Zulassung der Schienenfahrzeuge gemäß EN 14363 [8] und UIC-Merkblatt 518 [9] wird das Risiko der Instabilität als eines der sicherheitsrelevanten Kriterien geprüft. Die Stabilität ist neben den Fahrzeugparametern maßgebend von den geometrischen Eigenschaften der Rad/Schiene-Paarung abhängig, die in der Eisenbahnpraxis traditionell durch die äquivalente Konizität charakterisiert werden. Die Instabilität, die zu einer Überschreitung des Kriteriums der Fahrsicherheit führt, kann vor allem im Bereich von hohen äquivalenten Konizitäten auftreten. Bei niedrigen äquivalenten Konizitäten kann eine niedrigfrequente periodische Bewegung des Drehgestells mit der Bewegung des Wagenkastens gekoppelt sein. Diese Erscheinung wird in der Eisenbahnpraxis des Öfteren als Resonanz bezeichnet, obwohl es sich um eine selbst erregte Schwingung und deshalb eine Art der Instabilität handelt. In einem solchen Fall werden bei modernen konventionellen Drehgestellfahrzeugen – im Unterschied zu Güterwagen – die sicherheitsrelevanten Kriterien der Instabilität gemäß [8] und [9] meistens nicht überschritten und die periodische Schwingung führt vor allem zur Verschlechterung des

Fahrverhaltens und des Fahrkomforts in Querrichtung.

Der vorgelegte Beitrag konzentriert sich auf die sicherheitsrelevante Instabilität der Drehgestelle. Die Ausführungen und dargestellten Vergleiche sind insofern nicht zutreffend für die selbst erregte niedrigfrequente Schwingung des Fahrzeugkastens.

Bei der Auslegung eines Fahrzeugs im Hinblick auf das Risiko der Instabilität hat der Berechnungsingenieur folgende Fragen zu beantworten: „Wie soll das Fahrzeug ausgelegt werden, damit es bei der vorgegebenen Berührgeometrie Radsatz/Gleis noch stabil fährt?“ oder „Wie groß ist die für die vorgegebene Berührgeometrie Radsatz/Gleis höchstzulässige Fahrgeschwindigkeit?“ Statt der Berührgeometrie Radsatz/Gleis ist oft nur der Höchstwert der äquivalenten Konizität spezifiziert oder durch den Verweis auf Normen und Vorschriften wie [8] und [9] indirekt angegeben. Die Beantwortung dieser elementaren Fragen ist keineswegs einfach und eindeutig, da der Fachmann einerseits die geeignete Methodik, andererseits mehrere ergänzende Parameter wählen muss, welche überwiegend nicht spezifiziert sind.

Bereits die Interpretation des weit verbreiteten Begriffs äquivalente Konizität ist nicht eindeutig. Die Konizität in der Berührung von Radsatz und Gleis wird einerseits durch Schienenprofil, Schienenneigung und Spurweite beeinflusst, andererseits durch Radprofil, Abstand der Radrückseiten oder der Messkreisebenen und Differenz der Durchmesser des linken und rechten Rades eines Radsatzes, falls die Durchmesser durch den Verschleiß nicht identisch sind.

Wenn die Geometrie der Rad/Schiene-Berührung durch die maximal zulässige äquivalente Konizität definiert ist, kann diese Konizität verschiedene Kombinationen der realen Bedingungen repräsentieren, so dass die Modellierung einer vorgegebenen äquivalenten Konizität mit dem nichtlinearen Rad/Schiene-Kontakt nicht eindeutig ist. In den Publikationen über die nichtlinearen Analysen im Hinblick auf die Stabilität der Eisenbahn-radsätze, Drehgestelle oder Schienenfahrzeuge werden meistens Berechnungen mit neuen Rad- und Schienenprofilen präsentiert, die nicht unbedingt die

ungünstigsten berührgeometrische Bedingungen bezüglich der Instabilität darstellen. Das ist z. B. der Fall in Berechnungen von Instabilität und Chaos in [10] und [11], in Studien über den Einfluss der Nichtlinearitäten der Fahrzeugparameter [12] oder den Einfluss von Unstetigkeiten in der Berührung von Rad und Schiene [13], den Einfluss der Flexibilität des Schlingerdämpfers [14], in Untersuchungen zur Optimierung von Güterwagendrehgestellen [15] und zur Reibung in der Radsatzführung [16] sowie in einer Studie über den Einfluss der Radsatz- und Gleiselastizität auf die Instabilität [17].

Zur Überprüfung der Stabilität in den Berechnungen für Schienenfahrzeuge kommt eine Reihe von diversen Methoden zur Anwendung. Ein Grund für diese Vielfalt ist bereits die Definition der Instabilität der Schienenfahrzeuge an sich. Aus der Sicht der Mechanik ist der Begriff „Instabilität“ nicht korrekt, wie schon verschiedentlich berichtet wurde (siehe [18] und [4]). Bei einem Grenzyklus des Eisenbahnfahrwerks handelt es sich um einen grenzstabilen Zustand, der lediglich durch ein höheres Amplitudenniveau gekennzeichnet ist. Der Begriff „Instabilität“ hat sich jedoch in der Bahntechnik eingebürgert, er wird auch in Normen (z. B. [8] und [9]) verwendet und in diesem Sinn auch im vorliegenden Beitrag benutzt.

Tritt bei einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit ein Grenzyklus mit konstanter Amplitude auf, wird diese Geschwindigkeit als kritische Geschwindigkeit bezeichnet. In der Eisenbahnpraxis und den Vorschriften für die Zulassung der Fahrzeuge im Betrieb [8 und 9] wird dagegen die Instabilität mittels Grenzwerten der Messgrößen definiert. Neben den unterschiedlichen Definitionen der Stabilitätsgrenze in der Mechanik und in der Eisenbahnpraxis können auch verschiedene Rad/Schiene-Modelle und verschiedene Arten der Anregung angewendet werden. Die Methoden, die während der Entwicklung der Fahrwerke und Fahrzeuge für Prognose und Beurteilung der Stabilität zur Anwendung gelangen, werden zuerst an linearisierten Berechnungen und nachfolgend an nichtlinearen Simulationen dargestellt und im Hinblick auf die Berührgeometrie Rad/Schiene verglichen.

3. Linearisierte Stabilitätsberechnung

Bei den linearisierten Berechnungen werden die Eigenwerte des linearisierten Systems bestimmt und die relative Dämpfung (Lehr'sche Dämpfung) der Eigenformen als Funktion der Geschwindigkeit und Konizität ausgewertet. Die Linearisierung der Rad/Schiene-Paarung wird anders als diejenige anderer Nichtlinearitäten behandelt. Es wird die so genannte Quasi-Linearisierung für eine definierte Amplitude der Querauslenkung des Radsatzes verwendet, meistens für eine Amplitude von $y_0 = 3 \text{ mm}$.

Da in den linearisierten Berechnungen die Konizität als ein Eingabeparameter des Modells Radsatz/Gleis eingeht, könnte vermutet werden, dass die Spezifikati-

Bild 1 dargestellten Größen e_0 , r_0 , R_R , R_S und δ_0 verwendet werden können, oder, was öfter der Fall ist, die folgenden nicht-linearen Funktionen der Berührgeometrie in Abhängigkeit von der Radsatz-Querauslenkung y :

- Funktion der Rollradiendifferenz eines Radsatzes,
- Funktion der Kontaktwinkeldifferenz der Neigungswinkel in den Radaufstandspunkten sowie
- Funktion des Radsatz-Wankwinkels.

Aus diesen Angaben über die Berührung von Radsatz und Gleis werden die folgenden normierten Linearisierungsgrößen bestimmt:

λ : äquivalente Konizität,

ε : Kontaktwinkelparameter und

σ : Wankwinkelparameter (Laufwinkelparameter).

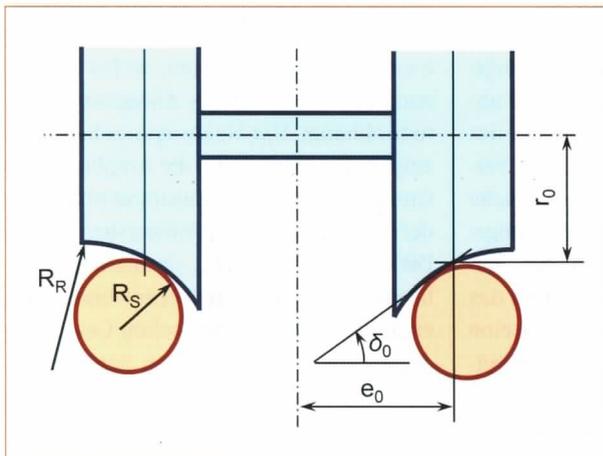


Bild 1: Quasi-lineares Modell Radsatz/Gleis

on der äquivalenten Konizität für die lineare Stabilitätsberechnung ausreichend ist. Dies ist jedoch nicht der Fall. Obwohl es meistens nicht erwähnt wird, ist das linearisierte Rad/Schiene-Modell durch mehrere Parameter definiert, die die Resultate der Stabilitätsanalyse – wenn auch weniger bedeutend als die Konizität – ebenfalls beeinflussen.

Um die Paarung Rad/Schiene zu linearisieren, werden die nichtlinearen Profile von Rad und Schiene durch Kreisbögen ersetzt (*Bild 1*). Für die Berechnung der Linearisierungsgrößen wird meistens die harmonische Linearisierung verwendet [19], wobei als Eingabeparameter entweder die in

$$\varepsilon = 85 \cdot \lambda, \quad (1)$$

andererseits für das Radprofil P8 und Schiene BS 113A mit Einbauneigung 1:20:

$$\varepsilon = 50 \cdot (\lambda - 0,05) \quad (2)$$

Über die Werte des Wankwinkelparameters sind außer in [21] kaum Angaben zu finden; es wurden keine Studien über die Abhängigkeit des Wankwinkelparameters von der Konizität publiziert. Die Simulationsprogramme benutzen unterschiedliche Approximationen. Im für die dargestellten Berechnungen verwendeten Simulations-

tool SIMPACK wird die folgende Abhängigkeit gewählt

$$\sigma = 0,2 \cdot \lambda. \quad (3)$$

Das Tool ADAMS/Rail verwendet dagegen die Funktion

$$\begin{aligned} \sigma &= 0,4 \cdot \lambda && \text{für } \lambda \leq 0,166 \text{ und} \\ \sigma &= 0,05 + 0,1 \cdot \lambda && \text{für } \lambda > 0,166. \end{aligned} \quad (4)$$

Die realen Rad/Schiene-Paarungen ergeben bei der Linearisierung oft andere Parameter ε und σ in Abhängigkeit von der Konizität als die hier verwendete Approximation. *Bild 2* zeigt eine Darstellung der Linearisierungsparameter als Funktion der Konizität für verschiedene Paarungen sowohl für neue Rad- und Schienenprofile als auch für Varianten mit abgenutzten Schienenprofilen aus geraden Strecken. *Bild 2* zeigt, dass fast alle Werte des Kontaktwinkelparameters zwischen den Funktionen gemäß (1) und (2) liegen. Die Werte des Wankwinkelparameters erreichen beträchtliche Streuungen, teilweise mehr als 50 %. Die Empfindlichkeitsanalyse in *Bild 3* zeigt die kritische Geschwindigkeit eines Fahrzeugs als Funktion der Parameter ε und σ . Während der Einfluss des Kontaktwinkelparameters ε klein ist, nimmt die kritische Geschwindigkeit mit zunehmendem Wankwinkelparameter σ – insbesondere bei niedrigeren Konizitäten – deutlich zu. Abhängig von der Annahme für diesen (normalerweise nicht erwähnten) Parameter kann die berechnete kritische Geschwindigkeit auch bei gleicher Konizität beachtlich variieren.

4. Nichtlineare Stabilitätsberechnung

Für nichtlineare Auslegungs- und Nachweisrechnungen für die Stabilität wird die Zeitschrittsimulation verwendet. Je nach angewandeter Methode und Beurteilungsgröße können verschiedene Vorgehen resultieren. Nach der Art der Anregung kann unterschieden werden zwischen

- Anregung mit einer singulären Störung oder einer kurzen Gleislagestörung, gefolgt vom idealen Gleis,

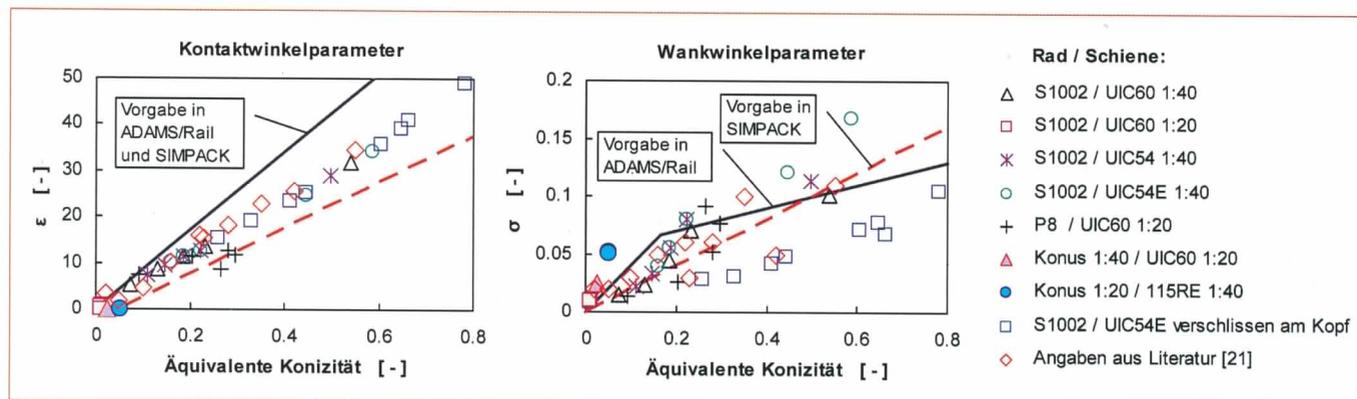


Bild 2: Zusammenhang des Kontaktwinkelparameters ϵ und des Wankwinkelparameters σ mit der äquivalenten Konizität

- Anregung mit stochastischer (gemessener) Gleislagestörung und
- Simulation der Fahrt auf idealem Gleis ohne Anregung.

Als Beurteilungsgröße kann einerseits das Abklingverhalten der Radsatzbewegung nach der Anregung, andererseits können die messtechnischen Größen und Kriterien wie Summe der Führungskräfte Radsatz/Gleis oder Querbeschleunigung am Fahrwerkrahmen verwendet werden.

Wird das Abklingverhalten nach einer einzelnen Anregung untersucht, kann ab einer bestimmten Geschwindigkeit das Auftreten eines Grenzyklus beobachtet werden.

Da es sich bei einem Schienenfahrzeug allein auf Grund der Nichtlinearitäten in der Berührung Rad/Schiene immer um ein nichtlineares System handelt, kann das System in Abhängigkeit von den Anfangsbedingungen beziehungsweise von der

Amplitude der Anregung nicht nur eine, sondern mehrere Lösungen haben, eine stationäre und eine oder mehrere periodische. Weil die zweite Lösung unter Veränderung des Parameters sozusagen aus der ersten herauswächst, nennt man das Phänomen „Lösungsverzweigung“ [4].

Zur Darstellung dieses Phänomens wird bei Schienenfahrzeugen ein Verzweigungsdiagramm mit der Geschwindigkeit als unabhängiger Variable und der Amplitude des Grenzyklus als abhängiger Variable verwendet (siehe Bild 4). Die schematische Darstellung eines solchen Verzweigungsdiagramms, die als Hopf-Verzweigung bezeichnet wird [4], ist entscheidend für das Verständnis. Bild 4 zeigt gleichzeitig eine Möglichkeit zur Erstellung des Verzweigungsdiagramms durch die Simulation des Abklingverhaltens. Das Abklingverhalten nach Anregung mit zwei unterschiedlichen

Amplituden wird in den kleinen Fenstern gezeigt. Während die beiden Anregungsamplituden bei Geschwindigkeiten kleiner als v_{cr} zu der stationären Lösung führen und bei Geschwindigkeiten größer als v_{lin} wiederum beide Amplituden dieselbe periodische Lösung ergeben, existieren im Geschwindigkeitsbereich $v_{cr} < v < v_{lin}$ zwei mögliche Lösungen, wobei die Lösung von der Größe der Anregungsamplitude abhängt. Das Verzweigungsdiagramm zeigt somit gleichzeitig die Amplitude des Grenzyklus und den Zusammenhang mit der Anregung oder der Anfangsbedingung. Die Geschwindigkeit v_{lin} , die als lineare kritische Geschwindigkeit bezeichnet wird, entspricht nicht der kritischen Geschwindigkeit aus der linearisierten Berechnung, da in der linearisierten Berechnung ein quasi-lineares Rad/Schiene-Modell verwendet wird. Das Verzweigungsdiagramm

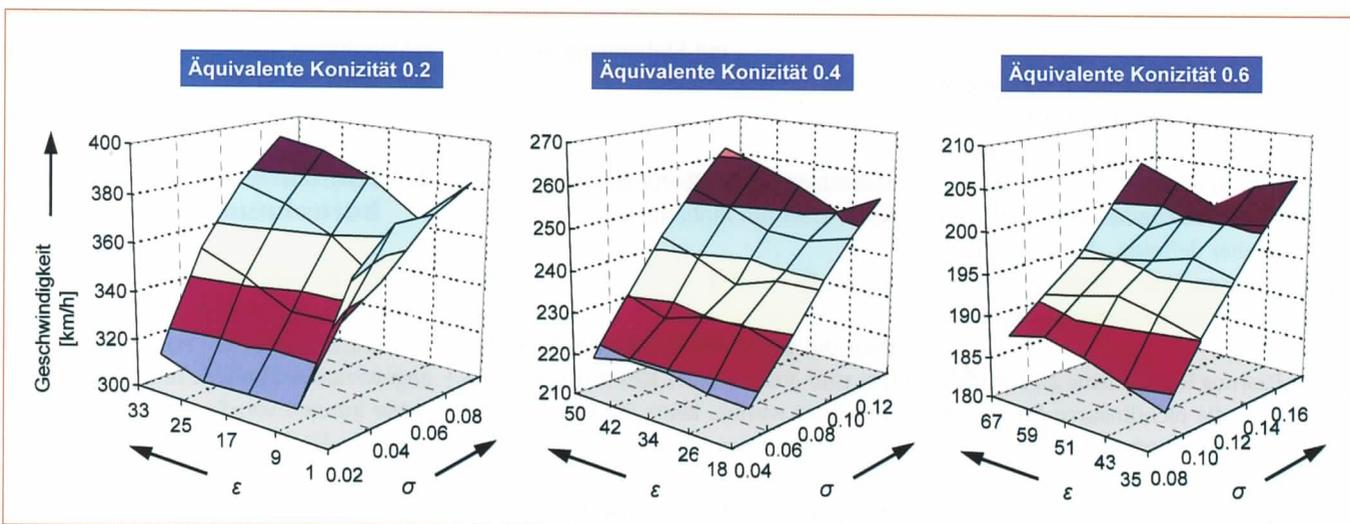


Bild 3: Einfluss des Kontaktwinkelparameters ϵ und des Wankwinkelparameters σ auf die kritische Geschwindigkeit

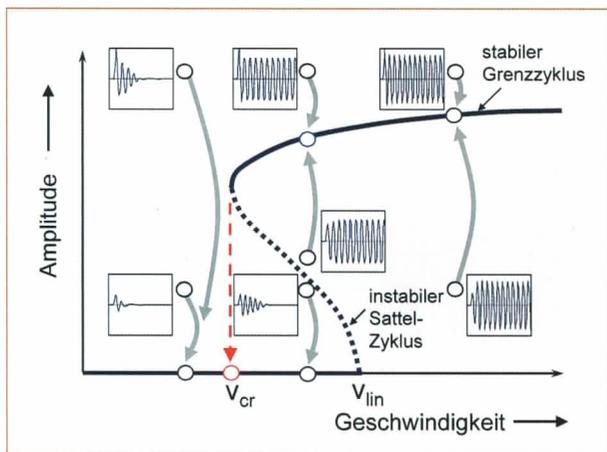


Bild 4: Bestimmung des Verzweigungsdiagramms durch Simulationen des Abklingverhaltens nach Einzelanregung mit verschiedenen Amplituden

kann deshalb nicht als Vergleich der bei der Konstruktion von Schienenfahrzeugen verwendeten linearisierten und nichtlinearen Berechnungen zur Auslegung der Stabilität interpretiert werden.

Neben der Berechnung des Verzweigungsdiagramms durch eine Reihe von Simulationen mit Parametervariation der Geschwindigkeit und Anregung (oder Anfangsbedingung) kann die Methode der Pfadverfolgung verwendet werden. Dabei wird, beginnend bei einer Geschwindigkeit $v > v_{lin}$, die periodische Lösung mit einer in kleinen Schritten sinkenden Geschwindigkeit verfolgt und jeweils auf die Periodizität überprüft (siehe [11, 13, 16] und die Imp-

entspricht. Die Berechnung wird durch eine Simulation der Fahrt auf einem idealen Gleis ohne Störung durchgeführt, ausgehend von einer hohen Geschwindigkeit, bei der sich das Fahrwerk in einem Grenzyklus befindet. Anschließend wird die Geschwindigkeit kontinuierlich langsam reduziert (siehe Bild 5). Als kritische Geschwindigkeit wird diejenige Geschwindigkeit bezeichnet, bei der die Schwingung vollständig abklingt.

Eine ganz andere Methode ist die Anlehnung der Stabilitätsauslegung eines Schienenfahrzeugs an das Vorgehen bei Messungen. Eine Fahrt des Fahrzeugs im Gleis wird simuliert und die Ausgabegrößen werden nach Normen für die fahrtechnische Prüfung für die Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen ausgewertet.

Als Kriterium für die Instabilität nach dem normalen Messverfahren gemäß [8] und [9] wird die Summe der Führungskräfte verwendet. Der gleitende Mittelwert der Summe der Führungskräfte über 2 m wird mit einem Bandpassfilter mit der Frequenz $(f_0 \pm 2)$ Hz gefiltert, wobei f_0 die Eigenfrequenz der instabilen Schwingungsform ist. Danach wird der gleitende quadratische Mittel-

wert über 100 m der Streckenlänge mit 10 m Fortschrittslänge gebildet und mit folgendem Grenzwert verglichen:

$$(\sum Y)_{lim} = \frac{(\sum Y_{2m})_{lim}}{2}, \quad (5)$$

wobei

$$(\sum Y_{2m})_{lim} = \alpha \cdot \left(10 + \frac{2 \cdot Q_0}{3}\right) \text{ in kN} \quad (6)$$

der Grenzwert nach Prud'homme gegen Verschieben des Gleises ist, mit

α : Koeffizient, für Reisezugwagen und Triebfahrzeuge: $\alpha = 1$, für Güterwagen: $\alpha = 0,85$ und

Q_0 : vertikale Radkraft in kN.

Das Kriterium für Instabilität nach dem vereinfachten Messverfahren gemäß [8] und [9] ist die Querbeschleunigung am Drehgestellrahmen. Das Signal wird mit einem Bandpassfilter mit der Frequenz $(f_0 \pm 2)$ Hz gefiltert und der gleitende quadratische Mittelwert über 100 m der Streckenlänge mit 10 m Fortschrittslänge gebildet. Der Grenzwert ist definiert als

$$(\ddot{y}_{DG})_{lim} = \frac{1}{2} \cdot \left(12 - \frac{m_{DG}}{5}\right) \text{ in m/s}^2 \quad (7)$$

mit m_{DG} : Drehgestellmasse in t.

Zur Überwachung während der Messungen wird ein Grenzwert verwendet, der in der inzwischen ungültigen Version von UIC-Merkblatt 515 [23] definiert wurde. Der Grenzwert gilt dann als überschritten, wenn die Querbeschleunigung am Drehgestellrahmen bei einer Schwingung mit einer Frequenz von 4 bis 8 Hz mehr als sechsmal in Folge den Wert von 8 m/s² überschreitet. Da diese Beurteilung in einem Zeitdiagramm visuell einfach möglich ist, wird die Methode weiterhin benutzt und wurde auch in den nachfolgenden Vergleichen angewendet.

Als Beispiel sind in Bild 6 zwei Simulationen nach den aufgeführten Kriterien ausgewertet, wobei statt 10 m Fortschrittslänge eine gleitende Auswertung durchgeführt wurde. Die Überschreitungen der Grenzwerte (mit Kreis markiert) sind nicht bei allen Kriterien identisch. Die auf diese Weise berechnete kritische Geschwindigkeit hängt außerdem von der Gleislagestörung

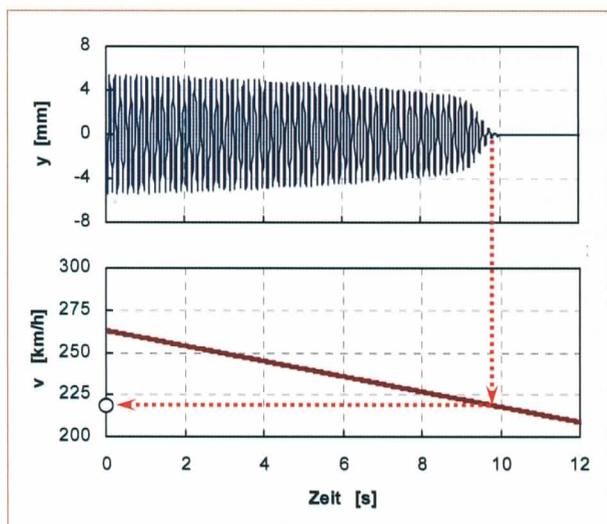


Bild 5: Berechnung der kritischen Geschwindigkeit durch Simulation der Fahrt auf einer idealen Gleislage mit kontinuierlicher Abnahme der Geschwindigkeit

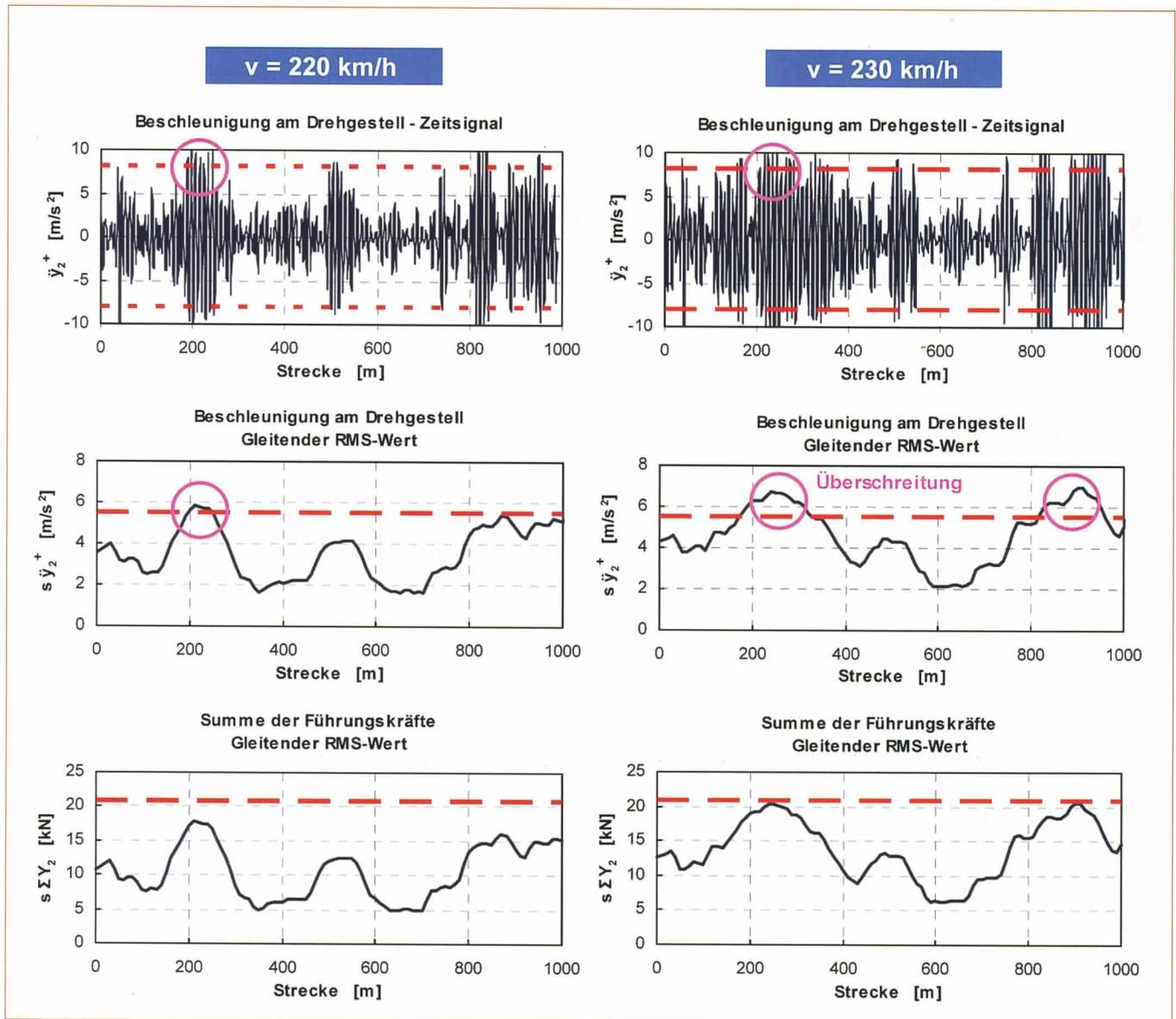


Bild 6: Simulation der Fahrt auf gemessener Gleislagestörung und Auswertung der Instabilität gemäß messtechnischen Kriterien

ab. Damit der Grenzzyklus auch für Geschwindigkeiten $v_{cr} < v < v_{lin}$ im Verzweigungsdiagramm in *Bild 4* angeregt wird, muss die Anregung ausreichend groß sein – die Gleislagestörung soll eher einer schlechteren Gleislagequalität entsprechen. Durch eine schlechtere Gleislagequalität wird das Drehgestell jedoch stärker angeregt, so dass zwischen der angeregten und der selbst erregten Schwingung kaum zu unterscheiden ist und die Grenzwerte der Instabilität überschritten werden können, auch wenn die Schwingung noch gedämpft ist. Diese Tatsachen gelten sowohl für Messungen als auch für Rechnungen, können aber bei einer reduzierten Anzahl der Si-

mulationen stärker zum Tragen kommen als während der Messung. Neben der Methodik der Stabilitätsberechnung stellt die Wahl der Parameter der Berührgeometrie Rad/Schiene oder Radsatz/Gleis eine noch wichtigere Entscheidung dar. Bekanntlich nimmt die kritische Geschwindigkeit der Fahrwerke bei hohen äquivalenten Konizitäten deutlich ab. Für die Auslegung ist deshalb die im Hinblick auf die Instabilität ungünstigste Berührgeometrie zu wählen. Wenn für eine solche Berührgeometrie die Profile von Rad und Schiene sowie die anderen Parameter nicht vorliegen, müssen solche Profile von Rad und Schiene gewählt werden, welche die

vorgegebene äquivalente Konizität repräsentieren. Der Umkehrprozess zum Originalprozess der Bestimmung der äquivalenten Konizität soll hergestellt werden. Wie sieht der Originalprozess der Auswertung der äquivalenten Konizität aus? Es gibt mehrere Methoden zur Berechnung der äquivalenten Konizität, über die leider kaum etwas in öffentlich zugänglicher Literatur zu finden ist. Auch wenn die statistischen Methoden außer Betracht bleiben und nur jene Methoden verglichen werden, die eine periodische Bewegung des Radsatzes im Gleis annehmen, führen die Berechnungen der äquivalenten Konizität teilweise zu unterschiedlichen Resultaten, wie in

[6] und [24] berichtet wird. Hier sollte der seit kurzem veröffentlichte UIC-Kodex 519 [25] Klarheit bringen. Allerdings schreibt dieses Dokument mit dem Titel „Methode zur Bestimmung der äquivalenten Konizität“ kein Berechnungsverfahren vor. Es beschreibt zwar die Methode der äquivalenten Linearisierung, verlangt aber nicht deren Anwendung. Es werden lediglich die Referenzfälle und die Resultate mit der Toleranzbreite, welche mit dem verwendeten Berechnungsverfahren unter Berücksichtigung der maximalen durch das Messsystem erzeugten Zufallsfehler zu erfüllen ist, spezifiziert. Die in den Computeranwendungen geläufigste Methode der harmonischen Linearisierung wird in [25] nicht erwähnt. Die Berechnung der äquivalenten Konizität gemäß [25] soll unter Annahme der Berührung von starren Körpern durchgeführt werden, während in der Realität die Elastizität der Körper (Hertzsche Steifigkeit k_H) zum Tragen kommt:

$$k_H = \frac{dN}{d\delta} \quad (8)$$

mit N : Normalkraft und δ : Annäherung der berührenden Körper.

Während bei der Berührung von starren Körpern die Kontaktpunkte infolge der Querauslenkung des Radsatzes oft von einem zum anderen Kontaktpunkt springen, verschieben sich beim elastischen Kontakt die Kontaktpunkte kontinuierlich durch eine Ausdehnung der Berührfläche von einer zur anderen Position, was zu einer „Glättung“ der Kontaktfunktionen führt.

Der elastische Kontakt ist realistischer und gleichzeitig weniger empfindlich gegen numerische Instabilitäten während der Simulation, so dass moderne Simulationstools überwiegend das elastische Kontaktmodell Rad/Schiene verwenden. Im Simulationsprogramm SIMPACK, das für die präsentierten Berechnungen angewendet wurde, wird die Kontaktelastizität Rad/Schiene durch ein quasi-elastisches Kontaktmodell [26] berücksichtigt.

Die aufgeführten Methoden zur Stabilitätsanalyse werden im Weiteren an ausgewählten Beispielen der Berührgeometrie Radsatz/Gleis mit hoher äquivalenter Konizität vorgestellt und verglichen. Die Analysen und Vergleiche beziehen sich auf den Rad/Schiene-Kontakt, die Methode der Analyse und die verwendeten Grenzwerte.

Das Fahrzeugmodell stellt einen Triebzug mit Jakobs-Drehgestellen dar, es wurde auch für die in *Bild 3* präsentierten linearisierten Berechnungen benutzt. Die Parameter des untersuchten Fahrzeugmodells sind so gewählt, dass sich die Unterschiede zwischen dem linearisierten und dem nichtlinearen Modell auf die Rad/Schiene-Berührung, die Schlingerdämpfer und die Kinematik des Modells beschränken.

Für die Vergleiche wurden vier Profilkombinationen gewählt, die bei einer Queramplitude von $y_0 = 3$ mm eine relativ hohe äquivalente Konizität aufweisen und gleichzeitig eine Querbewegung des Radsatzes von mindestens ± 5 mm ermöglichen und somit nicht zur Verengung der Spurweite führen. *Bild 7* zeigt die un-

tersuchten Profilkombinationen und die Kontaktpunkte bei Querauslenkung des Radsatzes im Gleis. Zwei Profilkombinationen ergeben äquivalente Konizitäten gemäß [8] und [9] (das heißt für eine Amplitude von $y_0 = 3$ mm) von ungefähr 0,4, die anderen ungefähr 0,6 (siehe *Bild 8*). Reale Kombinationen zeigen selten einen konstanten Verlauf der Konizität im Bereich der Radsatz-Queramplituden unterhalb von 3 mm, es zeigt sich eher eine zunehmende oder abnehmende Tendenz. Der Einfluss der Kontaktelastizität kann den Verlauf der Konizität-Funktion wesentlich beeinflussen, wie in *Bild 8* zu sehen ist. In den Simulationen wurde das quasi-elastische Kontaktmodell verwendet, weshalb für weitere Analysen die für das quasi-elastische Kontaktmodell bestimmten Konizitätsverläufe betrachtet werden. Die gewählten Profile von Rad und Schiene repräsentieren sowohl neue als auch gemessene Profile. Es sind Profilkombinationen, die bei der gleichen äquivalenten Konizität gemäß [8] und [9] einen deutlich abweichenden Verlauf der äquivalenten Konizität im Bereich von kleineren Amplituden unterhalb von 3 mm repräsentieren: Einerseits eine zunehmende (*Bild 8a*), andererseits eine abnehmende (*Bild 8b*) Konizität-Funktion.

Ein Vergleich der kritischen Geschwindigkeiten, berechnet mittels

- Simulation der Fahrt mit abnehmender Geschwindigkeit auf idealem Gleis,
- Berechnung des Verzweigungsdiagramms und

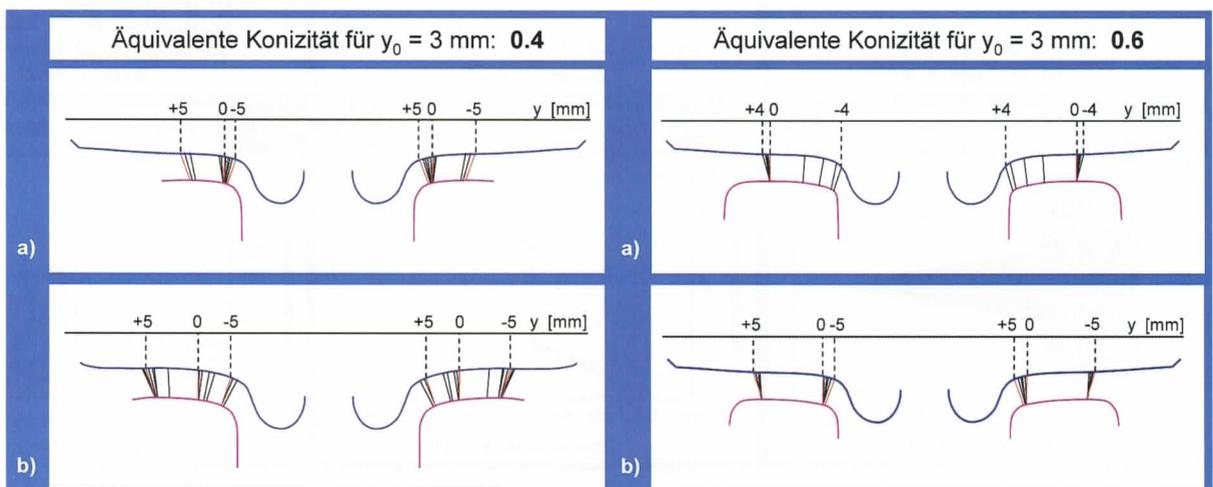


Bild 7: Querprofile der untersuchten Kombinationen Rad/Schiene und Kontaktpunkte bei der Querauslenkung des Radsatzes im Gleis

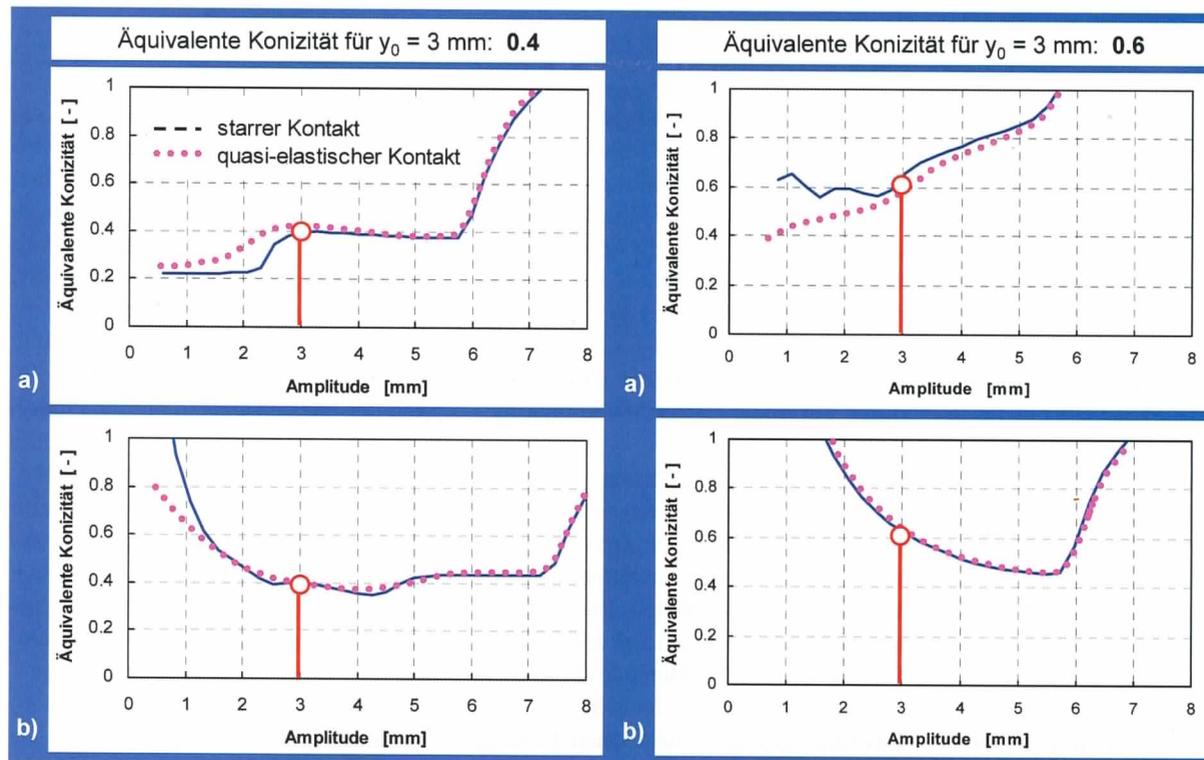


Bild 8: Die untersuchten Profilkombinationen Radsatz/Gleis: Äquivalente Konizität als Funktion der Amplitude der Radsatz-Querauslenkung

c) Simulation der Fahrt auf einem geraden Gleis mit gemessener Gleislagestörung ist in Bild 9 für die äquivalente Konizität 0,4 und in Bild 10 für die äquivalente Konizität 0,6 dargestellt.

Für die letztgenannte Methode (Bilder 9ac, 9bc, 10ac, 10bc) wurde eine auf einer deutschen Ausbaustrecke gemessene Gleislagestörung verwendet. Die messtechnischen Kriterien sind als dimensionslose, auf den Grenzwert bezogene Zahlen dargestellt, so

dass der Wert 100 % dem Erreichen des Grenzwerts der Instabilität und somit dem Erreichen der kritischen Geschwindigkeit entspricht. Das Kriterium gemäß [23] ist dargestellt als 0 %: eingehalten und 100 %: überschritten.

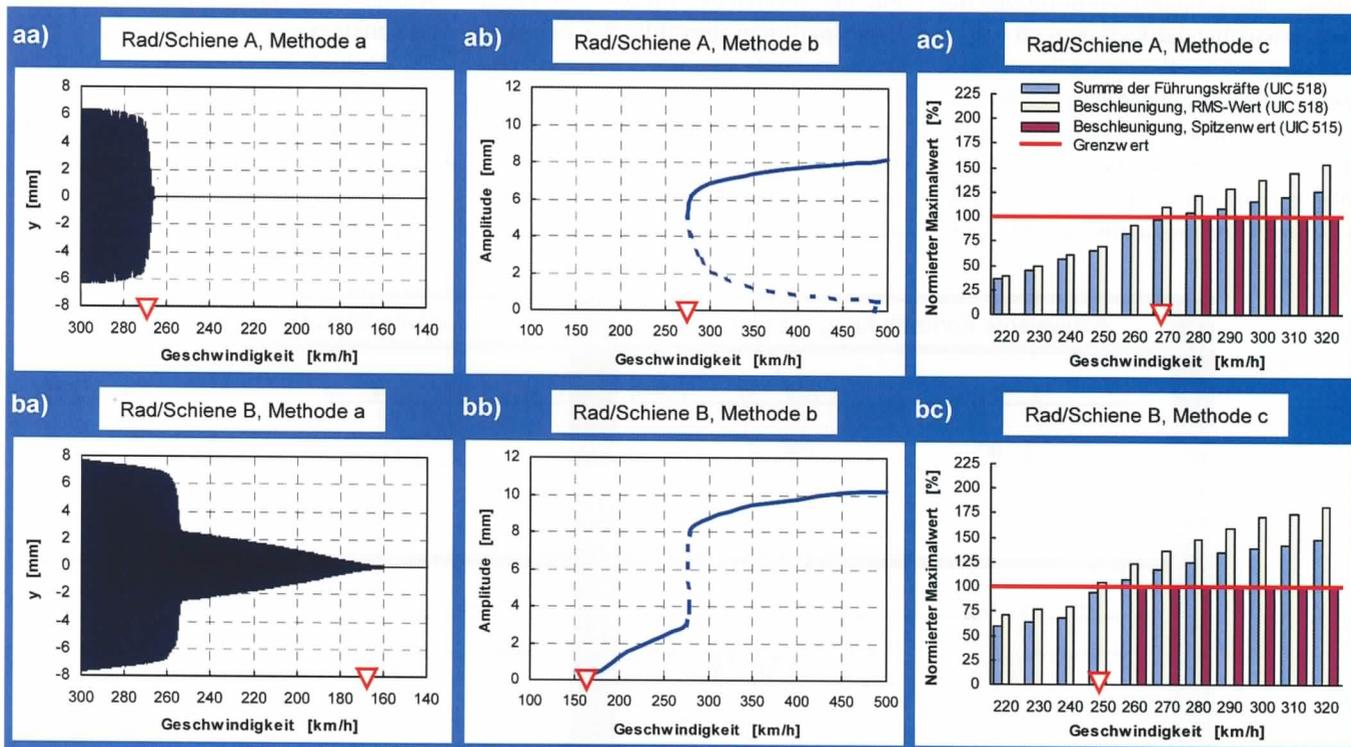


Bild 9: Einfluss unterschiedlicher Berührgeometrien Radsatz/Gleis mit derselben äquivalenten Konizität von 0,4 auf die Resultate der Stabilitätsanalyse mittels unterschiedlicher Methoden

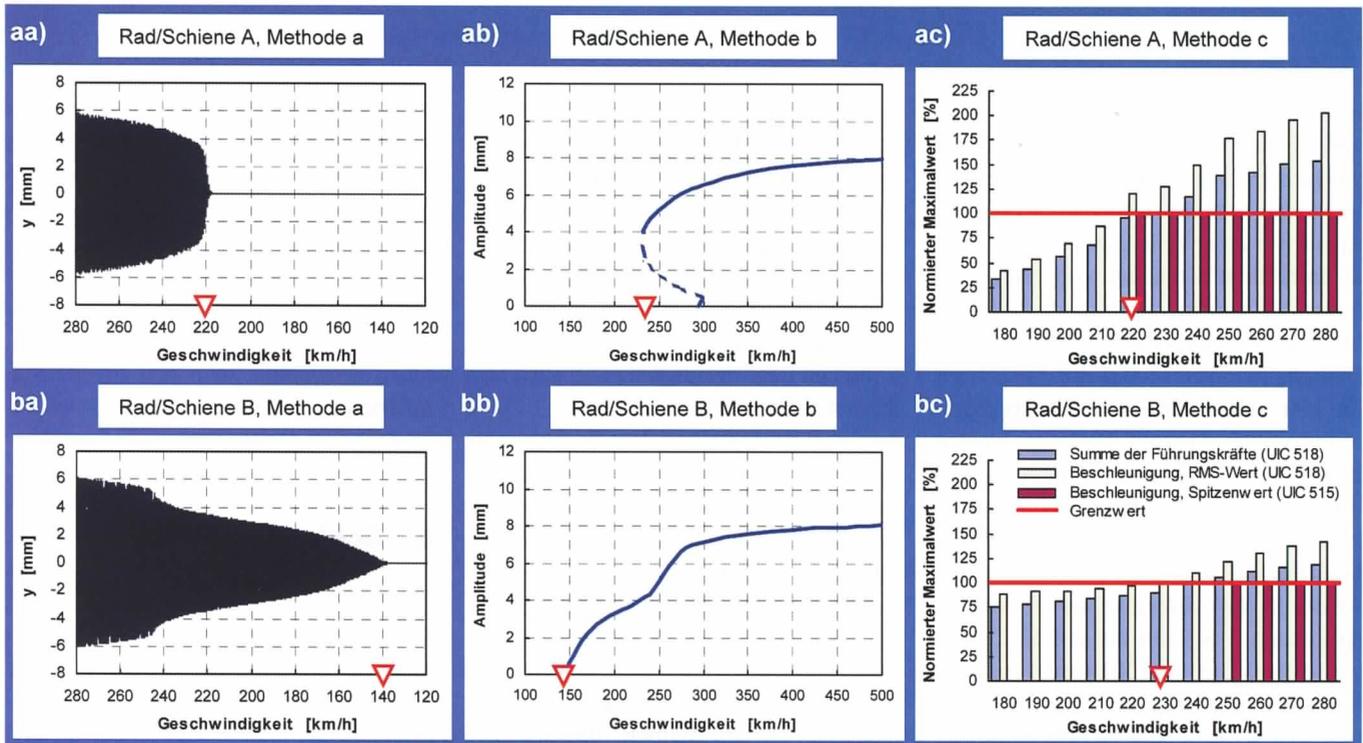


Bild 10: Einfluss unterschiedlicher Berührgeometrien Radsatz/Gleis mit derselben äquivalenten Konizität von 0,6 auf die Resultate der Stabilitätsanalyse mittels unterschiedlicher Methoden

Die Ergebnisse der ersten zwei Methoden, die sich auf die Theorie der nichtlinearen Dynamik stützen, könnten nur durch Vergleich mit einem Prüfstandsversuch verifiziert werden. Sie zeigen einen deutlichen Unterschied zwischen den zwei kritischen Geschwindigkeiten, die für denselben Wert der äquivalenten Konizität berechnet wurden.

Die Berechnungsmethode in Anlehnung an Messungen zur Fahrzeugzulassung liefert für beide Berührgeometrien ähnliche kritische Geschwindigkeiten und somit eine wesentlich kleinere Empfindlichkeit gegen den eigentlichen Verlauf der Konizität-Funktion. Die Zunahme des untersuchten Kriteriums mit der Geschwindigkeit ist aber bei gleicher äquivalenten Konizität deutlich unterschiedlich.

Diese Resultate repräsentieren Zusammenhänge, die im Weiteren näher diskutiert werden. Ein ausführlicher Vergleich der nichtlinearen Stabilitätsberechnungen bei Schienenfahrzeugen ist in [27] aufgeführt.

5. Diskussion

Die Vergleiche haben den Einfluss der üblicherweise nicht erwähnten Parameter auf die resultierende kritische Geschwindig-

keit sowohl in den linearisierten als auch nichtlinearen Berechnungen gezeigt. Die Simulationen, die alle Nichtlinearitäten der Berührung zwischen Rad und Schiene berücksichtigen, zeigen bei derselben äquivalenten Konizität sogar noch größere Differenzen zwischen den berechneten kritischen Geschwindigkeiten als die linearisierten Berechnungen. Es soll nicht die Bedeutung der genaueren nichtlinearen Simulationen in Zweifel gezogen werden. Der Vergleich zeigt lediglich, wie bedeutend es ist, die Zusammenhänge und die Differenzen der einzelnen Methoden und Kriterien zu verstehen und die in den Simulationen verwendete Berührgeometrie Rad/Schiene genau zu analysieren.

Auf den Vergleich der nichtlinearen und linearisierten Berechnungen der Stabilität ist der Autor in [28] näher eingegangen. Die folgende Diskussion ist auf die nichtlinearen Auslegungs- und Nachweisrechnungen der Stabilität fokussiert. Eine genauere Betrachtung zeigt einen Zusammenhang des Verlaufs der äquivalenten Konizität als Funktion der Radsatz-Queramplitude mit der Form des Verzweigungsdiagramms. Dieser Zusammenhang wurde trotz zahlreicher Publikationen über die Stabilität der Schienenfahrzeuge bis jetzt nicht beschrieben. Die hier präsentierten Berechnungen zeigen, dass beide grundsätzlich unter-

schiedlichen Formen des Verzweigungsdiagramms mit unterkritischer (Bilder 9ab, 10ab) und überkritischer (Bilder 9bb, 10bb) Hopf-Verzweigung (siehe [4]) bei den Stabilitätsanalysen für Schienenfahrzeuge vorkommen können, und dass ein Zusammenhang mit der Berührgeometrie besteht, insbesondere mit der Differenz der Rollradien und der äquivalenten Konizität als Funktion der Radsatz-Querauslenkung. Die hier präsentierten Beispiele können als nicht ausreichend betrachtet werden, aber die Untersuchungen des Autors haben diesen Zusammenhang für eine hohe, bezüglich der Stabilität ungünstige Reibungszahl Rad/Schiene bis jetzt immer bestätigt. Natürlich spielen auch die Nichtlinearität der Kraftschlussättigung und alle Nichtlinearitäten im Modell des Fahrzeugs eine Rolle. Es zeigt sich aber, dass die Berührgeometrie den entscheidenden Einfluss hat. Wenn im unteren Bereich der Radsatz-Queramplitude die Konizität-Funktion einen deutlich ansteigenden Verlauf aufweist, führt die Stabilitätsanalyse auf das unterkritische Verzweigungsdiagramm, bei einem deutlich fallenden Verlauf der Konizität-Funktion auf das überkritische Verzweigungsdiagramm.

Diese Zusammenhänge beeinflussen die berechnete kritische Geschwindigkeit, wie in den Bildern 9 und 10 zu sehen ist. Die

in den Bildern 9ba, 9bb und 10ba, 10bb berechnete kritische Geschwindigkeit ist viel kleiner als bei der Anwendung anderer Methoden, weil eine Schwingung des Radsatzes mit einer sehr kleinen Amplitude als Instabilität betrachtet wird. Nun kann hinterfragt werden, ob eine periodische Bewegung des Radsatzes im Gleis mit einer Queramplitude von z. B. 1 mm tatsächlich die hier untersuchte sicherheitsrelevante Instabilität darstellt. Wenn ja, welche Bedeutung hat dann eine Amplitude von 0,1 mm? Eine ausreichend kleine Amplitude würde sicher nicht mehr als sicherheitsrelevante Instabilität bezeichnet – aber welche ist das? Hierzu ist kein Grenzwert spezifiziert – es kann nur auf die Grenzwerte gemäß [8] und [9] verwiesen werden.

Und was ist die praktische Bedeutung dieser Aspekte? Die unterschiedlichen Formen der Verzweigungsdiagramme können in der Praxis dazu führen, dass in einem Fall eine schlagartige Instabilität mit Bewegung des Radsatzes von Spurkranz zu Spurkranz und mit großen Werten der Gleisverschiebungskraft auftritt, während im anderen Fall ein Grenzyklus mit Querbewegung des Radsatzes ohne Spurkranzkontakt vorliegt und bei einer Erhöhung der Geschwindigkeit die Amplitude nur langsam zunimmt. Mit anderen Worten, die Charakteristik der Berührgeometrie Rad/Schiene kann das Risiko einer gefährlichen Instabilität wesentlich beeinflussen. Dies gilt unter der Annahme, dass die Berührgeometrie während der Fahrt eine eindeutige Form behält und die äquivalente Konizität als Funktion der Radsatz-Queramplitude immer denselben charakteristischen Verlauf aufweist. In der Realität variieren jedoch die berührgeometrischen Bedingungen während der Messungen stark und diese Vielfalt nimmt mit dem Umfang der Messungen zu, so dass meistens beide hier präsentierten Formen der Berührgeometrie zum Tragen kommen und die dargestellten Unterschiede während der Messungen weniger ersichtlich sind.

Die vorgestellten Resultate der nichtlinearen Stabilitätsberechnungen zeigen, dass die kritischen Geschwindigkeiten für dieselbe äquivalente Konizität wesentlich unterschiedliche Werte erreichen können, wenn Grenzyklen mit kleiner Amplitude

auftreten und diese nach Grundsätzen der Mechanik als Stabilitätsgrenze betrachtet werden. Wenn die Grenzyklen mit kleinen Amplituden und ohne Spurkranzkontakt nicht auftreten oder in der Auswertung nicht berücksichtigt werden, d. h. die Instabilität z. B. nach Kriterien von [8] oder [9] ausgewertet wird, liegen die resultierenden kritischen Geschwindigkeiten bei allen Methoden näher beieinander.

Aus den dargestellten Untersuchungen geht hervor, dass die gemäß [8] und [9] spezifizierte äquivalente Konizität, also die äquivalente Konizität für eine Queramplitude von $y_0 = 3$ mm, trotz der praktischen Bedeutung dieses Parameters im Engineering und bei fahrtechnischen Messungen der Schienenfahrzeuge nicht ausreichend ist, um die Berührgeometrie Radsatz/Gleis eindeutig zu beschreiben. Weitere Forschungsarbeiten sind notwendig, um Parameter einer genaueren und gleichzeitig komprimierten Beschreibung der Berührgeometrie Rad/Schiene zu definieren. Der Bedarf ist sehr aktuell, damit die Aktivitäten der Bahnen zur kontinuierlichen Erfassung der Gleisparameter [5 und 6] zu solchen Parametern umgesetzt werden können, welche den Fahrzeugherstellern die zur Auslegung der Fahrzeuge benötigten Eingabeparameter liefern.

Wegen der Bedeutung der Berührgeometrie spielt die Modellierung der Berührung Rad/Schiene oder Radsatz/Gleis eine sehr wichtige Rolle. Die Stabilitätsanalysen sollen mit einer realistischen Kontaktmodellierung mit Berücksichtigung der Elastizität der berührender Körper durchgeführt werden, denn der Unterschied zwischen der Berührgeometrie von starren und elastischen Körpern kann die berührgeometrischen Eigenschaften und somit auch das Verhalten des Fahrzeugs an der Stabilitätsgrenze bedeutend beeinflussen [13].

Neben der hier analysierten Berührgeometrie ist es die Reibungszahl, die in der Schnittstelle Rad/Schiene die Stabilitätsberechnung wesentlich beeinflusst und während der Messungen nur ungenau bekannt ist. Die Stabilitätsbeurteilung wird auch durch Parameter des Fahrzeugmodells beeinflusst, so dass die Resultate der Stabilitätsauslegung durch viele Eingabegrößen beeinflusst werden können. Eine Verifikation der Berechnung durch Vergleich zwi-

schen Messung und Rechnung gilt nur für eine bestimmte Methode und Bedingungen und ist für diese Bedingungen zu erbringen. Dabei müssen möglichst alle Parameter gut bekannt sein. Nur bei ausreichender Kenntnis der Parameter, sorgfältiger Spezifikation der Bedingungen, ausgereifter Modellierung und fundiertem technischen Verständnis kann eine zuverlässige Auslegung des Fahrzeugs im Hinblick auf die Stabilität erzielt werden.

6. Schlussfolgerung

Der Vergleich diverser Berechnungsmethoden zur Auslegungs- und Nachweisrechnung der Stabilität hat gezeigt, dass die kritischen Geschwindigkeiten bei demselben Fahrzeug und derselben äquivalenten Konizität weit streuen können. Dabei ist die äquivalente Konizität oft die einzige Angabe, die als Information über die Berührgeometrie Rad/Schiene bei der Auslegung zur Verfügung steht und während der fahrtechnischen Versuche zur Fahrzeugzulassung diskutiert wird.

Der Beitrag zeigt, wie die Berührgeometrie Rad/Schiene und die Wahl der Methode die Resultate der Berechnung entscheidend verändern können. Die Berührgeometrie Rad/Schiene spielt in den Simulationen eine noch wichtigere Rolle als bei Messungen, da in den Simulationen nur eine limitierte Anzahl von konstanten berührgeometrischen Bedingungen untersucht wird, und die während der Messungen auftretende Mischung unterschiedlicher berührgeometrischer Bedingungen nur begrenzt oder gar nicht vorkommt. Die Analyse der Berührgeometrie, die für die Linearisierung des Rad/Schiene-Kontakts entwickelt wurde, kann auch bei Anwendung der modernen nichtlinearen Simulationstools eine sehr nützliche Unterstützung bieten. Der beschriebene Zusammenhang zwischen der äquivalenten Konizität als Funktion der Querauslenkung des Radsatzes und dem Verhalten des Fahrwerks am Übergang vom stabilen Lauf zum Grenzyklus kann zum Verständnis des Verhaltens des Fahrwerks und des Fahrzeugs an der Stabilitätsgrenze beitragen.

Das Potenzial der Simulationen kann nur bei einer detaillierten Kenntnis der Parame-

ter vollständig genutzt werden, wobei die Schnittstelle Rad/Schiene immer zu den bedeutendsten Parametern zählt. Weitere Forschungsarbeiten zur genaueren und gleichzeitig komprimierten Beschreibung dieser Schnittstelle sind anzustreben. Nur durch eine eindeutige Spezifikation der Bedingungen in der Berührung Radsatz/Gleis, eine geeignete Wahl der Berechnungsmethode und eine ausgereifte Modellierung kann eine zuverlässige Prognose der Stabilität und Übereinstimmung zwischen der Auslegung des Fahrzeugs und dem Fahrverhalten während der Zulassungsversuche und im Betrieb erreicht werden.

7. Danksagung

Die präsentierten Untersuchungen wurden durch Diskussionen mit anderen Fachleuten über „die richtige Methode“ der Stabilitätsberechnung für Schienenfahrzeuge angeregt. Der Verfasser möchte an dieser Stelle die Herren Prof. Dr.-Ing. Hans True und Dr.-Ing. Walter Kik erwähnen und sich für deren Anregungen bedanken. Der größte Dank gebührt Herrn Ing. FH Adrian Vetter, der die dargestellten Simulationen mit SIMPACK durchgeführt hat. – A 205 – (Indexstichworte: Eisenbahnfahrzeuge, Spurführungstechnik, Fahrwerke) (Bildnachweis: 1 bis 10, Verfasser)

Literatur

- [1] Iwnicki, S. D.: Simulation tools for railway vehicle/track-systems. ZEVrail Glas. Ann. 128 (2004) 4, S. 140–149.
- [2] Ofierzynski, M.; Brundisch, V.: Fahrkomfort von Schienenfahrzeugen – Die Zuverlässigkeit moderner Simulationstechnik. ZEV+DET Glas. Ann. 124 (2000) 2–3, S. 109–119.
- [3] Bußmann, C.: Die Praxis der Bogenlaufberechnung im Wandel der Zeiten. ZEVrail Glas. Ann. 128 (2004) 8, S. 308–315.
- [4] True, H.: Nichtlineare Schienenfahrzeugdynamik, neue Grundlagen, Methoden und Ergebnisse. ZEVrail Glas. Ann. 128 (2004) 11–12, S. 526–537.
- [5] Müller, R.: Aktuelle Probleme der Berührgeometrie Rad/Schiene. ZEVrail Glas. Ann. 127 (2003) 10, S. 494–503.
- [6] Bergander, B.; Dendl, G.; Nefzger, A.; Nicklisch, D.: Die Entwicklung von Rad- und Schienenprofilen. ZEVrail Glas. Ann. 127 (2003) 10, S. 482–493.
- [7] Scheunemann, E.; Kolbe, T.; Müller, R.: Geometrie Rad/Schiene, ein gemeinsames Thema für Fahrzeug und Fahrweg. ZEVrail Glas. Ann. 129 Tagungsband SFT Graz 2005, S. 168–189.
- [8] DIN EN 14363: Bahnanwendungen – Fahrtechnische Prüfung für die fahrtechnische Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche. Beuth Verlag GmbH, Berlin 2005.
- [9] UIC-Kodex 518: Fahrtechnische Prüfung und Zulassung von Eisenbahnfahrzeugen – Fahrsicherheit, Fahrwegbeanspruchung und Fahrverhalten. Internationaler Eisenbahnverband, 3. Ausgabe, Paris, August 2005.
- [10] Moelle, D.; Gasch, R.: Nonlinear bogie hunting. In: „The dynamics of vehicles on roads and on railway tracks“, Proceedings 7th IAVSD-Symposium in Cambridge (UK), September 1981, pp. 455–467. Swets and Zeitlinger B. V., Lisse 1982.
- [11] True, H.; Jensen, J. Ch.: Parameter study of hunting and chaos in railway vehicle dynamics. Proceedings of the 13th IAVSD Symposium, Chengdu, China, 1993. Vehicle System Dynamics Supplement 23 (1994) pp. 509–521.
- [12] Ahmadian, M.; Yang, S.: Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability. Vehicle System Dynamics 29 (1998) pp. 365–384.
- [13] True, H.; Jensen, J. Ch.; Slivsgaard, E.: Systemdynamik von Schienenfahrzeugen. Einfluss von Unstetigkeiten in der Rad/Schiene Geometrie auf die Systemdynamik von Schienenfahrzeugen. EI 50 (1999) 2, S. 37–42.
- [14] Wrang, M.: Instability phenomena of a passenger coach, caused by internal yaw damper flexibility. Vehicle System Dynamics Supplement 33 (1999) pp. 406–417.
- [15] Orlova, A.; Boronenko, Y.; Scheffel, H.; Fröhling, R.; Kik, W.: Tuning von Güterwagen-drehgestellen durch Radsatzkopplungen. ZEVrail Glas. Ann. 126 (2002) Tagungsband SFT Graz 2002, S. 200–212.
- [16] True, H.; Trzepacz, L.: Die Dynamik eines Güterwagensatzes mit Trockenreibungsdämpfung. EI 54 (2003) 7, S. 37–42.
- [17] Kaiser, I.: Modellierung und Simulation des Laufverhaltens von elastischen Radsätzen auf elastischen Schienen. EI 56 (2005) 7, S. 67–71.
- [18] Zottmann, W.: Zur Frage der Instabilität beim Radsatzlauf. ZEV Glas. Ann. 100 (1976) 2/3, S. 46–51.
- [19] Mauer, L.: Die modulare Beschreibung des Rad/Schiene-Kontaktes im linearen Mehrkörperformalismus. Dissertation, TU Berlin, 1988.
- [20] ORE B 176: Drehgestelle mit radial einstellbaren Radsätzen. Bericht Nr. 1: Vorstudien und Lastenhefte, Band 3: Lastenheft für ein Drehgestell mit verbesserten Eigenschaften bei Fahrt im Bogen für eine gleisbogenabhängige Wagenkastenneigung. ORE, Utrecht 1989.
- [21] Vohla, G.; Wolff, P.: Laufstabilität in Rechnung und Feldversuch. ZEV Glas. Ann. 114 (1990) 3, S. 65–73.
- [22] Schupp, G.: Numerische Verzweigungsanalyse mit Anwendung auf Rad-Schiene-Systeme. Dissertation TU Stuttgart. Shaker Verlag, Aachen 2004.
- [23] UIC-Kodex 515: Reisezugwagen Laufwerke (1), 2. Ausgabe, 1.1.1984.
- [24] Bonadero, A.: Riesame dei problemi relativi a concità equivalenti e velocità critiche per sale con cerchioni usurati. Ingegneria Ferroviaria Nr. 9/2003, S. 769–787.
- [25] UIC-Kodex 519: Methode zur Bestimmung der äquivalenten Konizität. Internationaler Eisenbahnverband, 1. Ausgabe, Paris, Dezember 2004.
- [26] Schupp, G.; Weidemann, Ch.; Mauer, L.: Modelling the contact between wheel and rail within multibody system simulations. Vehicle System Dynamics 41 (2004) pp. 349–364.
- [27] Polach, O.: On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F, Journal of Rail and Rapid Transit, Volume 220, No. F1/2006, pp. 13–27.
- [28] Polach, O.: Comparability of the non-linear and linearized stability assessment during railway vehicle design. Proceedings of the 19th IAVSD Symposium, Milan, Italy, August 29–September 2, 2005. Vehicle System Dynamics 44 (2006), Supplement, pp. 129–138.



Dr.-Ing. habil.

Oldrich Polach (51). Studium des Maschinenbaus an der Hochschule für Verkehrs- und Nachrichtenwesen in Žilina, Tschechoslowakei, bis 1979; Promotion im Jahr 1984. Nachdiplomstudium an der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen bis 1985. Anschließend von 1985 bis 1993 Lehrauftrag und Habilitation an der Hochschule für Verkehrs- und Nachrichtenwesen in Žilina. Seit 1993 in der FIAT-SIG Schienenfahrzeuge AG, Neuhausen am Rheinfall, Schweiz, tätig, seit 1996 Leiter Fahrzeugdynamik bei der SLM Schweizerische Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur, jetzt Bombardier Transportation. Seit 2001 Chief Engineer Dynamics in Business Unit Bogies von Bombardier Transportation.

Lehrbeauftragter an der ETH Zürich und der TU Berlin, Mitglied des Redaktionsbeirats der Zeitschriften Vehicle System Dynamics, International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing und European Railway Review. Mitglied der Arbeitsgruppe WG10 „Interaktion Fahrzeug-Fahrweg“ des Europäischen Normenausschusses CEN TC 256. Vom Eisenbahn-Bundesamt anerkannt als Gutachter und Sachverständiger für das Sachgebiet Fahrzeuge, für Prüfen der Fahr- und Lauftechnik. Auszeichnung der Fachpublikationen mit „PE Publishing Award“, „WA Agnew/CN Goodall Award“ and „George Stephenson Prize 2002“.

Anschrift: Bombardier Transportation, Zürcherstr. 39, CH-8401 Winterthur, Schweiz; Tel.: +41-52-264 16 56, Fax: -11 01; E-Mail: oldrich.polach@ch.transport.bombardier.com