

Zur äquivalenten Konizität

On the equivalent Conicity

Prof. em. Dr.-Ing Hans True, Kgs. Lyngby, Dänemark

Zusammenfassung

Die äquivalente Konizität spielt laut UIC eine entscheidende Rolle in der Beurteilung der Dynamik eines Eisenbahnfahrzeugs. Die entscheidende Bedeutung dieses Begriffs wird in diesem Artikel angefochten. Nach einer kurzen Wiederholung bekannter Tatsachen wie Multiplizität der Lösungen von nichtlinearen dynamischen Systemen, mathematische Definitionen der Stabilität und die korrekte mathematische Problemformulierung zur Berechnung der kritischen Geschwindigkeit für Eisenbahnfahrzeuge, wird der fehlende mathematische Hintergrund der äquivalenten Konizität erläutert.

Es wird durch Berechnungsbeispiele von Ahmadian, Jensen, Polach, Slivsgaard und True nachgewiesen, dass die Anwendung der äquivalenten Konizität in Stabilitätsberechnungen und zur Abschätzung der kritischen Geschwindigkeit zu Fehlern führt. Die kritische Geschwindigkeit wird von der Gesamtmenge der Konizitäten über die Rad/Schiene-Kontaktfläche beeinflusst, und die Konizität, die in der Stabilitätsrechnung auftritt, ist der Kontaktwinkel in der Mittellage des Radsatzes.

Das letzte Beispiel aus der realen Welt zeigt, wie sehr die Eisenbahn sich selber schaden kann, wenn die UIC Kriterien bezüglich der äquivalenten Konizität angewandt werden.

Abstract

According to UIC the equivalent conicity has a decisive role in the assessment of the dynamics of a railway vehicle. The validity of ‚decisive‘ will be contested in this article. After an introductory repetition of known properties of nonlinear dynamic systems the lack of mathematical basis for the equivalent conicity is presented.

Examples of earlier investigations of vehicle dynamics by Ahmadian, Jensen, Polach, Slivsgaard and True are presented and discussed. It is demonstrated that the application of the equivalent conicity in calculations of as well the stability limit of the stationary centered motion of a railway vehicle as of the critical speed leads to errors. The value of the critical speed is influenced by the entire set of conicities over the wheel/rail contact surface.

The last example from the real world demonstrates the harm the railways may inflict on themselves when the UIC criterion with respect to the equivalent conicity is applied as an acceptance criterion for a railway vehicle.

1. Einleitung

Der Kontaktwinkel, δ , eines auf einer Schiene laufenden Rades ist durch den spitzen Winkel zwischen der Achse des Radsatzes und der Tangente des Radprofils im Rad-Schiene Kontaktpunkt definiert, der Rollradius ist r (Bild 1).

Der momentane Wert sowohl des Rollradius wie des Kontaktwinkels hängt von der Seitenverschiebung des Radsatzes relativ zur Schiene ab. In der idealen Seitenlage, wenn der Radsatz im Gleis zentriert, geradeaus und ungestört rollt, sind die Rollradien und Kontaktwinkel der beiden Räder des Radsatzes gleich. Durch eine Seiten-

verschiebung aus der idealen Lage heraus ändern sich sowohl der Kontaktwinkel und als auch die Rollradien der beiden Räder. Es entsteht ein Moment um die Hochachse, das die Bewegung des Radsatzes in die Richtung des Rades mit dem kleinsten Rollradius zu steuern versucht. Dieser Vorgang ist ein rein kinematischer. Die übrigen auf dem Radsatz wirkenden Kräfte arbeiten dagegen. Wenn die Dynamik berücksichtigt wird, stellt sich heraus, dass die Rollbewegung des Radsatzes und damit des Fahrzeuges entlang der Gleisachse auf geradem Gleis eine mögliche und stationäre Bewegung ist. Die stationäre Bewegung verliert

aber bei höherer Fahrzeuggeschwindigkeit ihre Stabilität. Die Geschwindigkeit, bei der ein Fahrzeug seine Stabilität verliert, lässt sich berechnen, aber die berechnete Stabilitätsgrenze stimmt nur sehr selten mit der niedrigsten Geschwindigkeit überein, wo bei Messfahrten mit dem Fahrzeug eine periodische Bewegung – die sogenannte Schlingerbewegung – auftritt. Der Grund dafür besteht darin, dass die Dynamik nichtlinear ist, und die Störungen des Fahrzeuges in der realen Wirklichkeit endliche Größen sind.

Die gewöhnliche Stabilitätsuntersuchung eines nichtlinearen, parameterabhängigen,

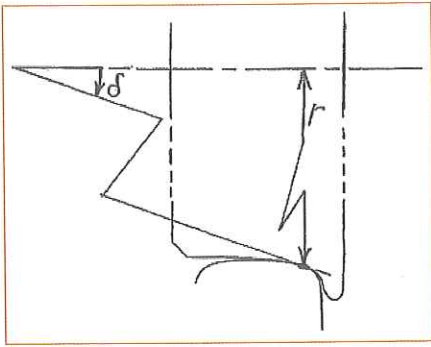


Bild 1: Kontaktpunkt eines Eisenbahnwagens mit zugehörigem Kontaktwinkel, δ , und Rollradius, r

dynamischen Systems führt auf eine Analyse des linearisierten dynamischen Systems. Das Ergebnis liefert Schranken für die Stabilität einer stationären und konstanten Lösung des dynamischen Systems gegenüber allen Störungen – auch beliebig kleinen Störungen. Wenn aber die stabile, stationäre Lösung in bestimmten Parameterbereichen nicht die einzige stabile Lösung des nichtlinearen dynamischen Problems ist, hängt die berechnete stationäre Lösung von den Anfangsbedingungen ab. Man könnte auch sagen, dass die stationären Lösungen in diesen Parameterbereichen nur instabil gegenüber hinreichend großen Störungen sind.

Wenn mehrere stationäre stabile Lösungen eines dynamischen Problems gleichzeitig existieren und die Lösungen dann gegenüber hinreichend großen Störungen instabil sind, liefert eine gewöhnliche Stabilitätsuntersuchung nicht die gesuchten Parameterbereiche für die stabilen stationären Lösungen. Statt auf eine Stabilitätsanalyse des nichtlinearen dynamischen Problems führt die Frage auf das mathematische Problem der Existenz von multiplen, stationären Lösungen zu dem nichtlinearen dynamischen Problem. Der Autor hat diese Problemstellung in der Fahrzeugdynamik in mehreren Abhandlungen behandelt. Zwei Hinweise in [1] und [2] genügen.

Wegen der vielen Freiheitsgrade und der Nichtlinearität der fahzeugdynamischen Probleme sind diese Probleme sehr komplex, und sie können nur mit erheblichem Aufwand numerisch analysiert werden. Erst wenn alle stationären Lösungen eines dynamischen Problems in Abhängigkeit der Parameter gefunden sind, wird die

Stabilität der einzelnen stationären Lösungen untersucht.

Für die Eisenbahnen ist die Berechnung der niedrigsten Geschwindigkeit, bei welcher Schlingerbewegungen eines Fahrzeugs in der Praxis auftreten können – die kritische Geschwindigkeit – von besonderer Bedeutung. Es ist falsch und irreführend, die Schlingerbewegung eines Fahrzeuges als Instabilität zu bezeichnen. Die Schlingerbewegung ist messbar, und sie muss daher stabil sein. Instabile, stationäre Bewegungen existieren, aber sie können niemals in einer Testfahrt gemessen werden. Man wird höchstens eine transiente Bewegung, die von der instabilen Bewegung weg strebt, messen können.

Wegen der Komplexität der fahzeugdynamischen Probleme werden bei ihrer theoretischen Analyse Annäherungen im Modell gemacht. Als Beispiel seien Linearisierungen des Gesamtproblems oder nur einzelner funktionalen Abhängigkeiten und eine Beschränkung auf gewisse Parameterbereiche genannt. Hier wird oft gesündigt, was zu ernststen Abweichungen der Berechnungen vom realen Fall führen kann. Wir werden deswegen im nächsten Abschnitt kurz ein Paar mathematische Begriffe nennen, die in der Fahrzeugdynamik wichtig sind.

2. Einige mathematische Grundlagen

- Eine Funktion ist ein Zusammenhang, der für jedes Argument der Funktion im Definitionsbereich einen und nur einen Wert liefert und
- eine Funktion kann man unter gewissen Voraussetzungen in einem Bezugspunkt linearisieren. Die Voraussetzungen sind:

Die Jacobimatrix des dynamischen Systems

$$\dot{x} = F(x; \lambda) \quad (1)$$

sei

$$J = [\delta f_i / \delta x_j], \quad i, j = 1, 2, \dots, N \quad (2)$$

und sie existiert im Bezugspunkt x_0 mit dem Wert J_0 . $x(t)$ ist ein Vektor, dessen N Komponenten x_j Funktionen der unabhängigen Variable t sind. \dot{x} ist die Zeitableitung

des Vektors, F ist eine N -dimensionale Vektorfunktion und λ ist ein Parametervektor. Der Bezugspunkt x_0 ist ebenso wie J_0 unabhängig von der Zeit t . Wir schreiben dann Gl. (1) in der Form

$$\dot{x} = F(x; \lambda) = J_0 x + G(x; \lambda), \quad J_0 = J_0(\lambda).$$

$G(x; \lambda)$ ist ein Restglied, das alle die nichtlinearen Funktionsteile enthält.

Wenn $\|G(x; \lambda)\| / \|x\| \rightarrow 0$ für $x \rightarrow x_0$, wobei durch $\| \cdot \|$ eine Norm – z. B. Euklidische – bezeichnet wird und $J_0 \neq 0$, dann ist die Gleichung

$$\dot{x} = J_0 x \quad (3)$$

die im Bezugspunkt x_0 linearisierte Gleichung (1).

Der Bezugspunkt für eine Linearisierung ist durch das Argument der Funktion eindeutig bestimmt. Beispiele von Zusammenhängen, die keine mathematische Funktionen sind, sind $f(x) = \pm\sqrt{x}$, $x > 0$, oder $y = \arcsin x$, $-1 < x < 1$. In Bild 2 ist die Linearisierung der eindimensionalen Funktion $y = y(x)$ in $x = 0.6$ dargestellt.

Wichtig ist, dass die Linearisierung des dynamischen Systems nach Gleichung (1) nur für zeitunabhängige Zustände sinnvoll ist und daher nur für solche Zustände durchgeführt werden soll. In diesem Zusammenhang ist es wichtig nicht zu vergessen, dass ein lineares, dissipatives und dynamisches System unter den gewöhnlichen mathematischen Voraussetzungen hinreichender Glattheit der Funktionen höchstens einen stationären Zustand haben kann im Gegensatz zu den nichtlinearen dynamischen Systemen, die mehrere stationäre Zustände haben können. Ist das dynamische System nichtlinear, ist es daher notwendig einen Bezugspunkt (Bezugszustand) zu wählen.

c) Das Superpositionsprinzip gilt nicht für nichtlineare Systeme.

Das bedeutet, dass die Wirkung einer Erregung, die aus mehreren einzelnen Erregungen besteht, nicht die Summe der Wirkungen der einzelnen Erregungen auf das nichtlineare System gleich ist. Hat das nichtlineare dynamische System (1) zum Beispiel unter der Erregung $f_1(t)$ die Lösung $x_1(t)$ und unter der Erregung $f_2(t)$ die Lösung $x_2(t)$, dann ist die Summe $x_1(t) + x_2(t)$

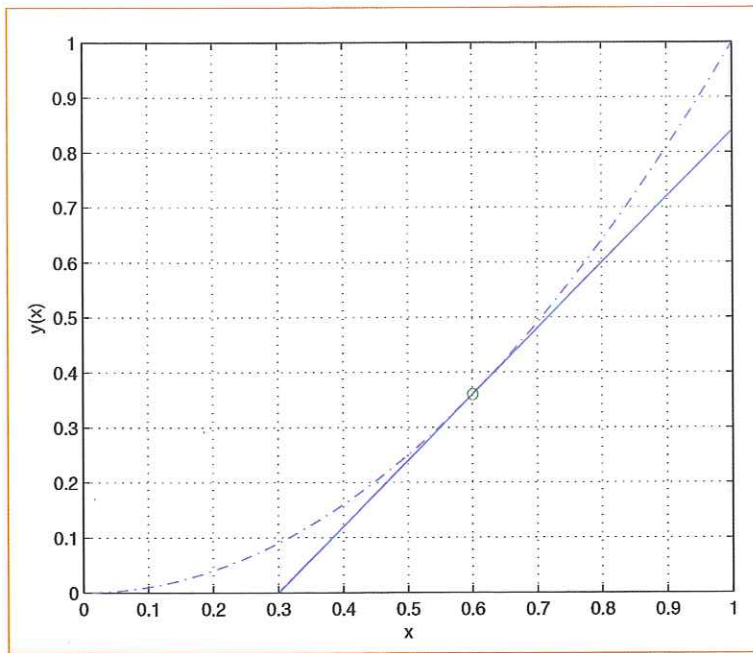


Bild 2: Beispiel einer nichtlinearen Funktion und ihrer linearisierten Funktion. Die linearisierte Funktion ist die Kurventangente im Punkt (0.6, y(0.6))

nicht eine Lösung des Systems (1) unter der Erregung $f_1(t) + f_2(t)$. Bei einer klassischen Stabilitätsanalyse der stationären, zentrierten Bewegung eines Fahrzeugs auf einem geraden Gleis findet eine Linearisierung des dynamischen Systems um diesen Bezugspunkt statt. Die Rad/Schiene-Kontaktgeometrie wird auch linearisiert, und die Rad/Schiene-Kontaktfunktion wird im linearisierten Problem durch die Tangente des Radprofils im Kontaktpunkt ersetzt. Es muss vorausgesetzt werden, dass dieser Punkt eindeutig bestimmt ist. Diese Linearisierung ist dann mathematisch begründet, und die Ergebnisse, die durch eine Analyse des linearisierten Systems hergeleitet werden, sind dann unter den Voraussetzungen für die Anwendung der Linearisierung korrekt. Eine klassische Stabilitätsanalyse des linearisierten Problems liefert dann genau den Wert der Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der die untersuchte stationäre Bewegung ihre Stabilität gegenüber sogar infinitesimalen Störungen verliert. Bei höheren Geschwindigkeiten ist also die stationäre, zentrierte Bewegung instabil. Die Anwendung des Kontaktwinkels des Radprofils im Kontaktpunkt beim zentrierten Lauf für die Berechnung der Stabilitätsschranke ist wohldefiniert und in den Sätzen der Mathematik begründet. Der Kontaktwinkel δ (Bild 1)

wird auch als Konizität bezeichnet, und – wie früher erwähnt – hängt der Wert des Kontaktwinkels von der momentanen Seitenlage des Radsatzes im Gleis ab. Die Konizität, δ_0 , in der Neutrallage des Radsatzes – also wenn der Radsatz geradeaus und zentriert im Gleis läuft, geht in das Stabilitätsproblem ein. δ_0 ist also ein wichtiger Parameter. In der nichtlinearen Dynamik hängt aber der Verlust der Stabilität mit einer Verzweigung einer anderen Lösung zusammen. Bei

den Eisenbahnfahrzeugen ist diese neue Lösung eine zeitperiodische, deren Amplitude mit dem Abstand vom Verzweigungspunkt zunimmt. Dieser Art von Verzweigung nennt man Hopf-Verzweigung. Ferner wächst die Lösung meistens mit abnehmender Geschwindigkeit, und die periodische Lösung ist dann instabil, d. h. sie kann in der Praxis nicht gesehen und gemessen werden. Eine derartige Verzweigung wird als subkritisch bezeichnet. Bei einer bestimmten Geschwindigkeit hört das Wachstum mit abnehmender Geschwindigkeit auf, und die Amplitude wächst weiter mit zunehmender Geschwindigkeit. Gleichzeitig wird die periodische Lösung fortan stabil. Die Dynamiker bilden diesen Verlauf übersichtlich in einem Verzweigungsdiagramm ab. Ein typisches Verzweigungsdiagramm für ein Drehgestellfahrzeug ist Bild 3. Es ist in der Literatur beschrieben, wie ein Verzweigungsdiagramm berechnet wird. In fahrdynamischem Zusammenhang wird auf [1] und [2] hingewiesen.

Es wird die Amplitude der Bewegungen r in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit V gezeigt. Die durchgezogenen Kurven sind die stabilen Bewegungen, und die gestrichelten Kurven sind die instabilen Bewegungen. Die zeitunabhängige, stationäre Lösung ist in dieser Darstellung die Referenzlösung – also die Null-Lösung. Bild 3 zeigt, dass die zeitunabhängige, stationäre Bewegung des Drehgestellwagens

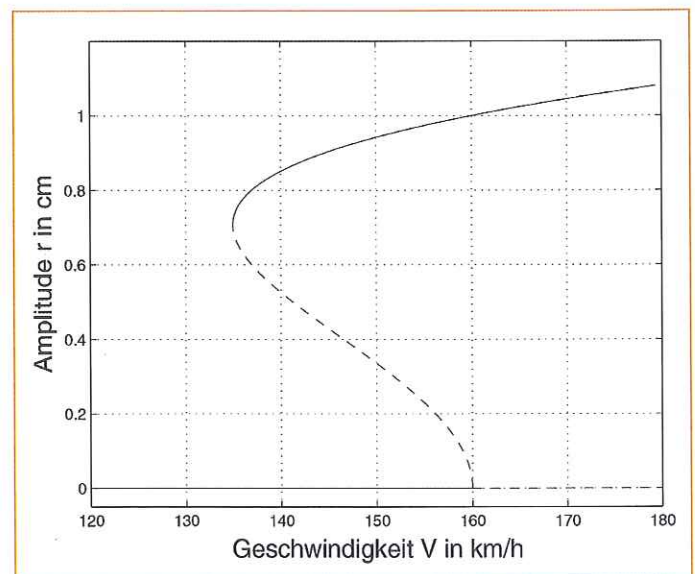


Bild 3: Ein Verzweigungsdiagramm für einen Drehgestellwagen

bis zur Geschwindigkeit 133.4 km/h eindeutig und stabil ist. Zwischen 133.4 km/h und 160.0 km/h ist die Bewegung immer noch stabil aber nicht länger eindeutig. Es existieren zusätzlich zwei stationäre, periodische Bewegungen – eine instabile mit abnehmender Amplitude und eine stabile, die Schlingerbewegung, mit wachsender Amplitude. Oberhalb 160 km/h existieren zwei Bewegungen – die zeitunabhängige, die jetzt instabil geworden ist, und eine stabile Schlingerbewegung. Die Geschwindigkeit 160.0 km/h ist nicht der einzige Verzweigungspunkt. In der Dynamik wird auch die Geschwindigkeit 133.4 km/h Verzweigungspunkt genannt und zwar Wendepunkt. Im gesamten Intervall $133.4 \text{ km/h} < V < 160.0 \text{ km/h}$ existieren zwei mögliche, messbare Bewegungsformen, und es hängt von den Fahrzeugstörungen ab, welche der möglichen Bewegungen als die stationäre Bewegung auf der Strecke gefunden wird. Weil die Gleisstörungen im rauen täglichen Betrieb hinreichend groß sind, ist es die zeitperiodische, stabile Bewegung – die Schlingerbewegung, die in diesem Geschwindigkeitsintervall gefunden wird. Die nun jahrelangen Erfahrungen haben gezeigt, dass die Geschwindigkeit im Wendepunkt sehr gut mit der bei Messfahrten gemessenen kritischen Geschwindigkeit des Fahrzeugs übereinstimmt. Es ist deswegen natürlich, den Wendepunkt als die kritische Geschwindigkeit des Fahrzeuges zu bezeichnen. Er weicht aber oft erheblich von dem Hopf-Verzweigungspunkt, wo die zeitunabhängige Bewegung instabil wird, ab, und er lässt sich nicht durch eine lineare Analyse mit der zeitunabhängigen Bewegung als Bezugspunkt berechnen. Unterhalb des Wendepunktes sind die Abweichungen von der stabilen stationären Bewegung bloß die Fahrzeugreaktionen auf die Störungen. Oberhalb des Wendepunktes werden diese Fahrzeugreaktionen größtenteils von den großen Amplituden der Schlingerbewegung geschluckt. Die Störungen können doch auch durch Kopplung mit der Schlingerbewegung zu komplizierten nichtlinearen Bewegungen führen. Sie wurden von Engbo Christiansen [3] untersucht.

Wenn die Fahrzeugdynamik durch ein Verzweigungsdiagramm wie Bild 3 beschrieben wird, ist es – wie erwähnt – ma-

thematisch nicht möglich, die kritische Geschwindigkeit durch eine lineare dynamische Analyse zu berechnen. Es hat dazu geführt, dass die UIC einige Akzeptanzkriterien eingeführt hat, die keine ordentliche mathematische Grundlage haben, weil sie alle auf linearen Betrachtungen fußen, und es muss daher von ihren Anwendungen abgeraten werden.

3. Die äquivalente Konizität

Die Rad/Schiene-Kontaktgeometrie ist durch die Geometrie des Radprofils, des Schienenprofils und durch den Neigungswinkel der Schiene bestimmt. Die heutigen Profilpaarungen führen zu einem komplexen nichtlinearen Zusammenhang zwischen der lateralen Lage des Radsatzes im Verhältnis zum Gleis und der Lage des Kontaktpunktes auf der Schiene und dem Rad. Der Kontaktpunkt in Abhängigkeit der Seitenverschiebung des Radsatzes und dadurch auch die Konizität kann deswegen nur numerisch berechnet oder direkt gemessen werden. Der große Einfluss der Konizität auf die Fahrzeugdynamik führte zum Wunsch, die variable Konizität durch eine Konstante abzuschätzen, um mittels dieser Konstante Akzeptanzkriterien für die Fahrzeugdynamik aufstellen zu können. Dieser Wunsch kann aber aus zwei entscheidenden Gründen nicht in Erfüllung gehen. Erstens ist die Konizität eine rein kinematische Größe, die zwar einen großen Einfluss auf die Fahrzeugdynamik ausübt, aber entscheidend für die Dynamik sind die Kräfte und Momente – sowohl die äußeren wie die, die die Bindungen hervorrufen, und hierzu zählen die Rad/Schiene-Kontaktkräfte. Zweitens ist das dynamische System nichtlinear. Die Dynamik wird durch ein komplexes Zusammenwirken aller im Problem eingehenden Parameter, von denen mehrere von dem Zustand des Systems und daher generell zeitvariabel sind, bestimmt, und das dynamische System kann mehrere stationäre Lösungen haben. Trotzdem wurde der Begriff äquivalente Konizität eingeführt. Es gibt einige Berechnungsmethoden der äquivalenten Konizität, die unterschiedliche Ergebnisse für dieselbe Profilpaarung liefern, und allen ist gemeinsam, dass die äquivalente

Konizität keine Linearisierung im Sinne der Mathematik ist. Das Beispiel einer korrekten Linearisierung ist im Bild 2 dargestellt. Die Anwendung der äquivalenten Konizität in den theoretischen Berechnungen der Fahrzeugdynamik ist gefährlich, weil die sichere mathematische Grundlage für die Berechnungen dann nicht existiert. Es ist ferner falsch, ein Fahrzeug allein wegen des Wertes eines Parameters, der wie die äquivalente Konizität sogar nicht einmal mathematisch wohldefiniert ist, nicht zu akzeptieren. Mathematisch ausgedrückt: das Superpositionsprinzip gilt nicht! Alle abhängigen Variablen hängen von einander gegenseitig ab, und der gesamte Parametervektor entscheidet die Dynamik. Im Fall der Eisenbahnfahrzeugdynamik kann eine durch die Rad/Schiene-Kontaktgeometrie erzeugte unerwünschte Dynamik durch die Auslegung der Aufhängung in vielen Fällen vermieden werden. Im folgenden Abschnitt werden Beispiele, sowohl theoretische wie aus der Praxis, demonstrieren, wie falsch es wäre, die äquivalente Konizität als alleinstehendes Kriterium für das Entstehen der Schlingerbewegungen eines Eisenbahnfahrzeuges anzuwenden.

4. Beispiele

Jensen et al. [4] untersuchten die Dynamik des dänischen IC3-Dieseltriebzuges. Der Einfluss wichtiger Parameter auf die kritische Geschwindigkeit und die Hopf-Verzweigung (Verlust der Stabilität der geradlinigen Bewegung) wurde berechnet. Wir zeigen hier nur zwei der Diagramme. Bild 4 zeigt den Hopf-Verzweigungspunkt und die kritische Geschwindigkeit des IC3-Zuges bezüglich des Rad/Schiene-Adhäsionskoeffizienten. Das Radprofil ist DSB 82-1, die Schiene ist UIC60 mit einer Neigung 1/40 und die Spurweite ist 1435 mm. Der Hopf-Verzweigungspunkt wird – wie früher bereits erwähnt – durch eine lineare Stabilitätsanalyse berechnet. Die angewandte Konizität ist dann der konstante Kontaktwinkel δ_0 im Kontaktpunkt beim Fahren entlang der Gleisachse auf geradem Gleis. Bei diesem Zug *wächst* der Hopf-Verzweigungspunkt mit wachsender Adhäsion, während die kritische Geschwindigkeit abnimmt, wie uns die Erfahrung

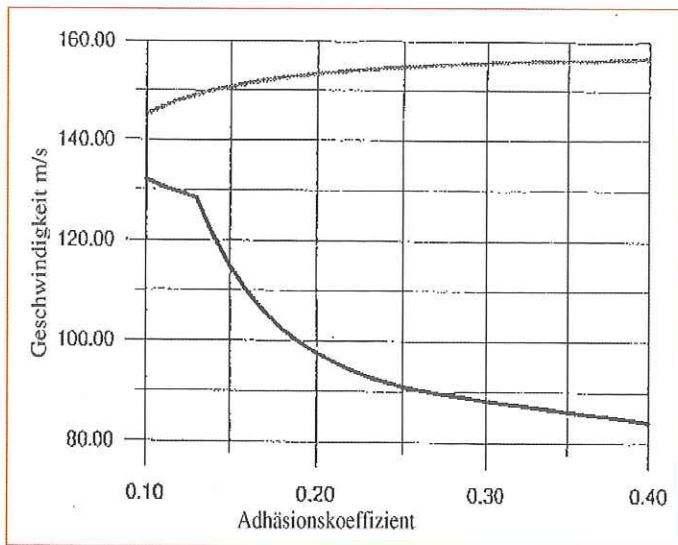


Bild 4: Der Hopf-Verzweigungspunkt (obere Kurve) und die kritische Geschwindigkeit (untere Kurve) bezüglich des Rad/Schiene-Adhäsionskoeffizienten, 1435 mm, 1/40

lehrt. Die große Variation des Kontaktwinkels in der Schlingerbewegung und ihre Wirkung auf die Fahrzeugdynamik werden bei der Berechnung der kritischen Geschwindigkeit unter Anwendung einer Konizität, die während der Schlingerbewegung konstant bleibt, nicht berücksichtigt. Die Variation führt zu großen Unterschieden zwischen dem Verzweigungspunkt und der kritischen Geschwindigkeit. Es ist deutlich zu sehen, dass der Verzweigungspunkt und die kritische Geschwindigkeit von der Adhäsion abhängen. Beim normalen Bezugswert des Adhäsionskoeffizienten von 0.3 beträgt der Unterschied zwischen der Hopf-Verzweigung und der kritischen Geschwindigkeit rund 67 m/s (240 km/h). Die Erhöhung der Hopf-Verzweigung mit der Adhäsion ist laut Jensen [4] auf die Rad/Schiene-Paarung zurückzuführen. In dem hier untersuchten Fall ist der Bohrschlupf in der Neutrallage des Radsatzes besonders groß.

Bild 5 zeigt den Hopf-Verzweigungspunkt und die kritische Geschwindigkeit bezüglich des normierten Dämpfungskoeffizienten des Schlingerdämpfers für den IC3-Zug. Die Dämpfung ist durch den nominellen Wert des Dämpfers normiert. Man findet wieder ein Geschwindigkeitsintervall zwischen der kritischen Geschwindigkeit und der Hopf-Verzweigung, in dem sowohl eine stabile, ungestörte und geradlinige Bewegung im Gleis wie eine stabile Schlingerbewegung möglich sind. Die Größe des

Intervalls wächst mit dem Dämpfungskoeffizienten. In den beiden gezeigten Untersuchungen wird nur die Adhäsion oder die Schlingerdämpfung alleine variiert. Eine äquivalente Konizität – wie sie auch definiert wäre – ist konstant und taugt als einziges Kriterium nichts. Eine berechnete kritische Geschwindigkeit für den IC3-Triebzug wurde in einer Versuchsfahrt durch Messungen verifiziert.

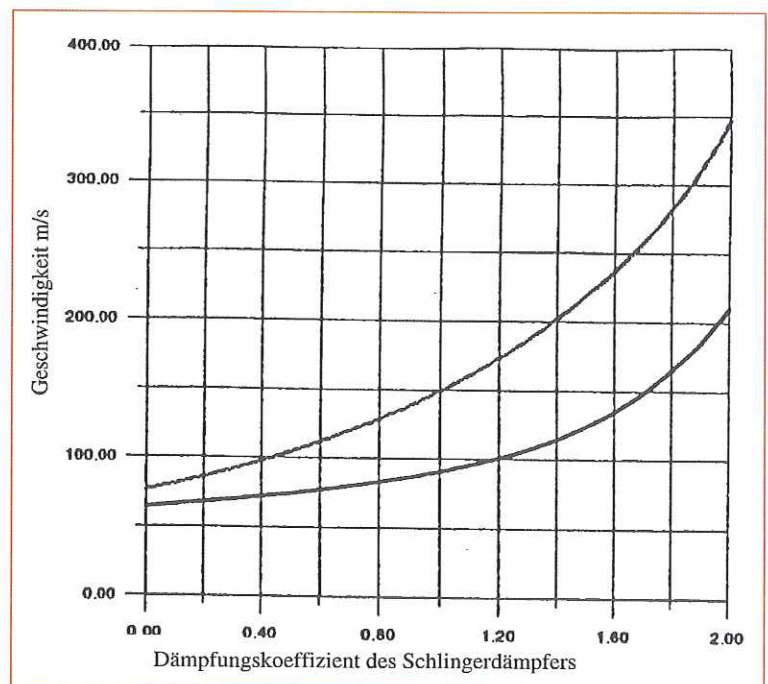


Bild 5: Der Hopf-Verzweigungspunkt (obere Kurve) und die kritische Geschwindigkeit (untere Kurve) bezüglich des normierten Dämpfungskoeffizienten des Schlingerdämpfers eines dänischen IC3-Triebzuges, 1435 mm, 1/40

Ahmadian and Yang [5] untersuchten die Hopf-Verzweigung und die kritische Geschwindigkeit eines Radsatzes mit nichtlinearen primären Schlingerdämpfern und nichtlinearen Rad/Schiene-Kontaktkräften. Die Rad/Schiene-Kontaktgeometrie ist linear mit Ausnahme der Wirkung der Radkante, die als eine lineare Feder mit Freigang modelliert wird. Der Radsatz ist mit nicht linearen Schlingerdämpfern und sonst linearen Federn und Dämpfern mit dem Drehgestellrahmen verbunden. Wir zeigen auch hier nur eines der Ergebnisse – nämlich das Verzweigungsdiagramm für fünf verschiedene Dämpfungscharakteristiken in Bild 6.

Die nichtlinearen Dämpfungscharakteristiken sind alle durch Polynome vierten Grades als Annäherungen wirklicher Dämpfungscharakteristiken gegeben. Die Dämpfung wächst von Dämpfer Nummer 1 bis Nummer 5 mit der höchsten Dämpfung. Die Konizität des Rades ist 0.05, und weil die Rad/Schiene-Geometrie linear ist, kann sie als eine äquivalente Konizität definiert werden. Man sieht, dass die kritischen Geschwindigkeiten alle kleiner sind als die Verzweigungspunkte. Die kleinste Abweichung beträgt ungefähr 28 km/h – also über 10 % mehr als die berechnete kriti-

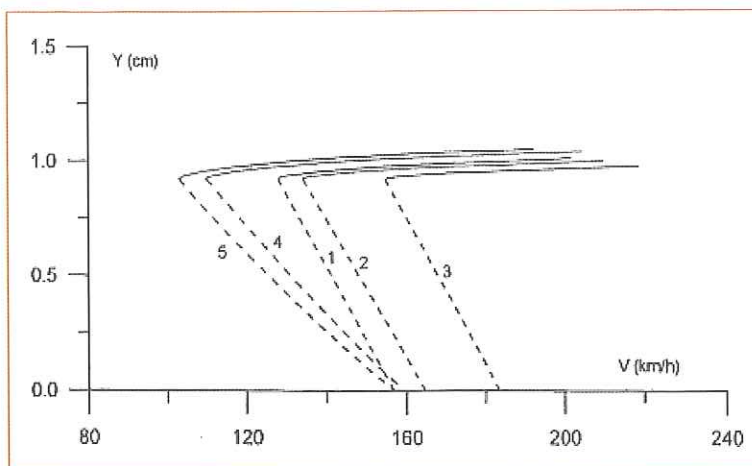


Bild 6: Verzweigungsdiagramm eines Radsatzes, Seitenverschiebung Y bezüglich der Fahrzeuggeschwindigkeit V für fünf verschiedene primäre Schlingerdämpfer. Die Dämpfung steigt von Dämpfer 1 bis 5

sche Geschwindigkeit. Bild 6 zeigt auch den großen Einfluss der primären Schlingerdämpfer auf die kritische Geschwindigkeit, die in Abhängigkeit der Dämpfung in diesem Fall von 104 km/h mit Dämpfer 5 auf 156 km/h mit Dämpfer 3 steigt – bei konstanter äquivalenter Konizität.

Polach und Vetter [6] untersuchten mit dem Simulationsprogramm SIMPACK ein Gliederfahrzeug mit vier Wagen. Sie verglichen die Ergebnisse der Berechnungen der kritischen Geschwindigkeit unter Anwendung verschiedener Methoden. Für unsere Belange interessant sind die Ergebnisse der Berechnungen unter Anwendung der äquivalenten Konizität. Polach und Vetter [6] verglichen vier verschiedene Beispiele von Rad/Schiene-Kontaktgeometrien mit hoher äquivalenter Konizität. Es wurden zwei Paare von nominellen äquivalenten Konizitäten von je 0.4 und 0.6, die auf der Grundlage einer Seitenverschiebung von 3 mm berechnet sind, untersucht. Die äquivalente Konizität in Abhängigkeit von der maßgeblichen Breite des Definitionsintervalls ist in Bild 7 aufgetragen. Für jede der nominellen Konizitäten wurden zwei Fälle untersucht. Im ersten Fall war die Konizität eine wachsende Funktion der Breite des Definitionsintervalls (04A, 06A), während im zweiten Fall (04B, 06B) die Konizität mit der Breite abnahm (Bild 7).

Die entsprechenden Verzweigungsdiagramme sind in Bild 8 abgebildet.

Die Rechenergebnisse zeigen deutlich eine große Abnahme der kritischen Geschwindigkeit von den Fällen A (275 bzw. 231 km/h)

zu den Fällen B (160 bzw. 145 km/h) obwohl die nominelle äquivalente Konizität vom Fall A zu Fall B unverändert ist. Ferner ist ersichtlich, dass die kritische Geschwindigkeit im Fall 04A 212 km/h und im Fall 06A 63 km/h kleiner ist als der Verzweigungspunkt, den eine lineare Berechnung als kritische Geschwindigkeit geliefert hätte. Das hat zur Folge, dass sowohl eine Berechnung der kritischen Geschwindigkeit in einer Simulation als auch eine Abschätzung der kritischen Geschwindigkeit in einer Testfahrt – beide auf der Grundlage der äquivalenten Konizität als Charakterisierung der Rad/Schiene Kontaktgeometrie – wertlos sind.

Der aufmerksame Leser hat bemerkt, dass eine Stabilitätsanalyse in den Fällen 04B und 06B auch die kritische Geschwindigkeit liefert. Der Grund hierfür liegt darin, dass die periodische Lösung im Verzweigungspunkt dann gegen die höhere Geschwindigkeit abzweigt und daher stabil ist. Eine solche Verzweigung wird *superkritisch* genannt. Superkritische Hopf-Verzweigungen sind aber in der Eisenbahnfahrzeugdynamik selten und dürfen nicht als Rechtfertigung für die Anwendung einer äquivalenten Konizität als Kriterium weder für das Entstehen der Schlingerbewegung noch für den Stabilitätsverlust der ungestörten Geradeausfahrt gelten. Wir erinnern daran, dass die Konizität, die den Verzweigungspunkt mit entscheidet, der Kontaktwinkel δ_0 beim Fahren entlang der Gleisachse auf geradem Gleis ist. δ_0 ist im Allgemeinen von dem Wert der äquiva-

lenten Konizität verschieden, so dass die Anwendung der äquivalenten Konizität in einer Stabilitätsanalyse zu einem falschen Ergebnis führen würde. Eine superkritische Hopf-Verzweigung schließt aber nicht aus, dass die periodische Bewegung in einer neuen Verzweigung bei einer höheren Geschwindigkeit z. B. in eine stabile chaotische Bewegung umschlägt, die man in einer linearen Problemanalyse gar nicht finden kann. Eine solche chaotische Bewegung könnte auch schon bei kleineren Geschwindigkeiten als die der Hopf-Verzweigung existieren. Es würde bedeuten, dass Polach und Vetter nicht alle coexistierenden Bewegungen gefunden hätten und dass die kritische Geschwindigkeit in den beiden Fällen B doch kleiner als die Hopf-Verzweigung wäre.

Polach diskutiert in drei weiteren Aufsätzen [7], [8], [9] die Verfahren zur Untersuchung der Dynamik der Eisenbahnfahrzeuge.

Zum Schluss folgt ein Beispiel aus der realen Welt, das illustriert zu welchem Irrtum die Anwendung der äquivalenten Konizität als ein Akzeptanzkriterium für Eisenbahnfahrzeuge führen kann.

In den Jahren 2002 und 2003 lieferte BOMBARDIER 67 Doppelstockwagen an die Porterbrook Leasing Company (Bild 9). Die Wagen sollen auf bestimmten Strecken der Dänischen Staatsbahnen eingesetzt werden und sind für Reisegeschwindigkeiten bis 160 km/h ausgelegt.

Damals gab es aber immer noch einige Streckenabschnitte bei den Dänischen Staatsbahnen mit engen Spurweiten, herunter bis 1428 mm – auch auf den Strecken, wo die neuen Doppelstockwagen eingesetzt werden sollten. Die Dänischen Staatsbahnen verwenden deswegen eine Modifikation des S1002-Radprofils, das sogenannte „DSB 97“-Radprofil, für ihre eigenen Triebfahrzeuge und Personenwagen. Weil die DSB die Doppelstockwagen nur für einen beschränkten Zeitraum einsetzen wollten, wäre es unzweckmäßig, die Doppelstockwagen mit dem DSB 97-Radprofil auszurüsten, weil Porterbrook dann für einen folgenden Mieter alle Räder auf das S1002-Radprofil mit dem daraus folgenden Materialverlust hätte umprofilieren müssen. Die Räder der neuen Doppelstockwagen erhielten deswegen das S1002-Radprofil.

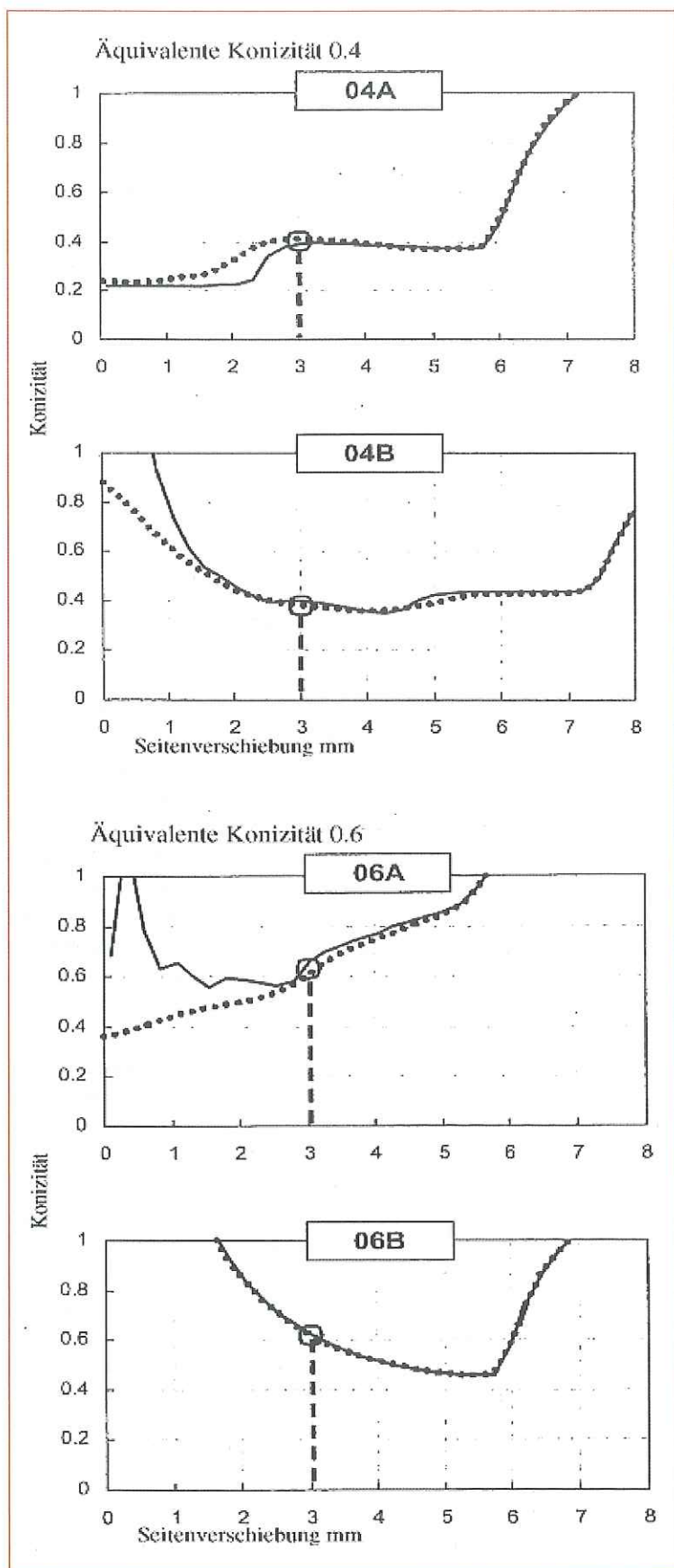


Bild 7: Die Konizitäten der Fälle A und B. Die durchgezogenen Kurven sind die Ergebnisse unter Anwendung des quasi-elastischen Kontaktes, und die gestrichelten Kurven sind die Ergebnisse des Festkörperkontaktes

Vor dem Einsatz im öffentlichen Verkehr fanden Testfahrten auf allen Gleisen statt, die von den neuen Doppelstockwagen befahren werden sollten und wo die Fahrzeugdynamik bis zu einer Geschwindigkeit von 176 km/h (160 + 10 %) gemessen wurde. Die Messergebnisse waren sehr zufriedenstellend. Auf allen Gleisen liefen die neuen Doppelstockwagen bis zur erlaubten Höchstgeschwindigkeit plus 10 % ruhig – auch auf den Streckenabschnitten mit engen Spurweiten.

Die zuständige Zulassungsbehörde lehnte aber trotzdem eine höhere Höchstgeschwindigkeit als 140 km/h für die neuen Doppelstockwagen mit der Begründung ab, dass die äquivalente Konizität auf den Strecken mit engen Spurweiten, die es auf der freien Bahn gaben, größer als 0.4 sein konnte. Laut UIC518 darf die Höchstgeschwindigkeit dann 140 km/h nicht überschreiten.

Bahndänemark (= Dänisches Eisenbahnnetz) bat dann mich um Hilfe, weil diese Entscheidung offenbar sinnlos war.

Wir wandten uns an den Hersteller der Doppelstockwagen, BOMBARDIER GÖRLITZ, und es wurde vereinbart, dass ich mit dem Chefrechner der Firma eine dynamische Simulation des dort vorhandenen und verifizierten SIMPACK-Simulationsmodell durchführen durfte. Für die Simulationen wurden die ungünstigsten Parameterwerte gewählt, d. h. der leichteste Wagen – der Mittelwagen, leer, UIC60-Schienen mit Neigungen sowohl 1/40 wie 1/20 und mit neuem S1002-Radprofil gepaart, Adhäsionsbeiwert 0.36, auf geradem, ebenem Gleis und Spurweite 1427 mm – also noch kleiner als die kleinste gemessene Spurweite in Dänemark. Alle Berechnungen sind selbstverständlich nichtlinear durchgeführt worden. Die Simulationsergebnisse zeigten, dass die kleinste kritische Geschwindigkeit des Wagens mit den verwendeten Parametern 208 km/h ist. Das bedeutet, dass ein großer Spielraum über die 176 km/h (160 + 10 %) Höchstgeschwindigkeit bis zur kritischen Geschwindigkeit des Doppelstockwagens vorhanden ist. Die Zulassungsbehörde ließ sich davon auch überzeugen und genehmigte die Höchstgeschwindigkeit 160 km/h für die neuen Doppelstockwagen.

Aber schon am folgenden Tag verfügte die Zulassungsbehörde, dass die Höchst-

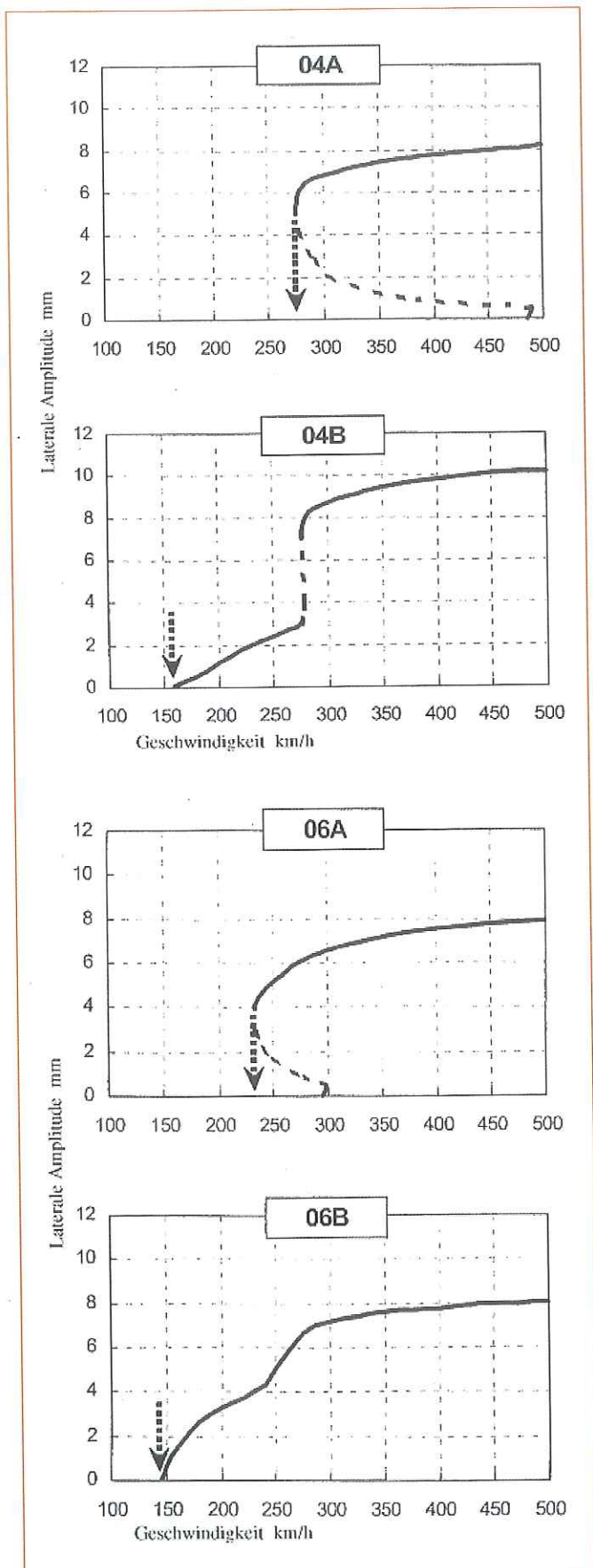


Bild 8: Die Verzweigungsdiagramme der untersuchten Profilkombinationen

geschwindigkeit aller dänischen Lokomotiven ab sofort 140 km/h nicht überschreiten darf – eine Verfügung, die heute noch gilt. Das traf insbesondere die Diesellokomotiven Litra ME, die bis dahin eine erlaubte Höchstgeschwindigkeit von 160 km/h hatte und die mit den neuen Doppelstockwagen eingesetzt werden. Die Räder der ME-Lokomotiven haben das DSB 97-Radprofil, das den besonderen Bedingungen in Dänemark entspricht – aber durch die neue Verfügung wurde es ja unmöglich gemacht, die Züge mit den neuen Doppelstockwagen schneller als 140 km/h fahren zu lassen.

5. Konklusion

Bei der Definition der äquivalenten Konizität wurde eine lineare Größe für die Beurteilung der Eisenbahnfahrzeugdynamik eingeführt, die keine Grundlage in der Mathematik hat. Die äquivalente Konizität ist keine Linearisierung der Rad/Schiene-Kontaktgeometrie, und sie darf deswegen in den Stabilitätsuntersuchungen eines Eisenbahnfahrzeuges nicht angewandt werden. Die Stabilitätsanalyse der zeitunabhängigen stationären Fahrt eines Eisenbahnfahrzeuges – im Gleis zentriert – führt auf ein lineares Eigenwertproblem, in dem bei der Linearisierung der Rad/Schiene-Kontaktgeometrie der Kontaktwinkel δ_0 eingeht. Die Stabilitätsanalyse dient zur Berechnung der unteren Fahrgeschwindigkeit, bei der das Fahrzeug seine Laufstabilität gegenüber beliebigen Störungen verliert. Diese Geschwindigkeit ist aber im Allgemeinen nicht die kritische Geschwindigkeit, die als das Einsetzen der Schlingerbewegungen bei Streckenfahrten des Fahrzeugs definiert ist und die es in erster Reihe zu berechnen gilt. Die Berechnung der unteren Schranke für die kritische Geschwindigkeit – die in der Praxis gut mit der bei Streckenfahrten gemessenen übereinstimmt – ist ein Problem der Existenz coexistierender stabiler Bewegungen der nichtlinearen Dynamik. Ein Beispiel ist in Bild 3 gezeigt. Dieses Problem kann *nicht* durch irgendein lineares Problem mathematisch gelöst werden! Eine Stabilitätsuntersuchung auf der Grundlage der äquivalenten Konizität kann deswegen nur zu falschen Ergebnissen so-

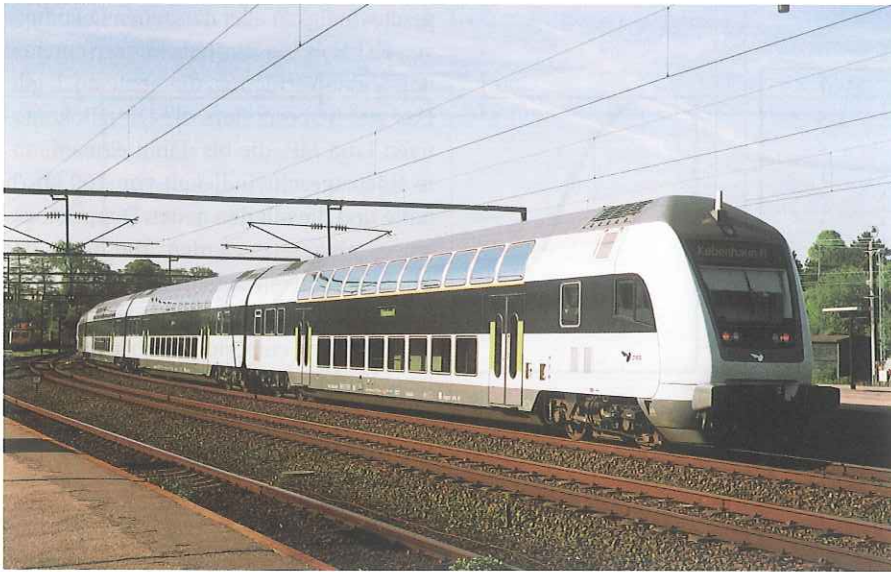


Bild 9: Die DSB Doppelstockwagen von BOMBARDIER, Görlitz

wohl für die kritische Geschwindigkeit als auch für die Stabilitätsgrenze führen! Die ersten drei Berechnungsbeispiele von Parametervariationen verschiedener Fahrzeuge, in denen die äquivalente Konizität – wie sie auch definiert worden wäre – konstant ist, demonstrieren deutlich, dass die äquivalente Konizität als alleiniges Kriterium für die Beurteilung der Laufdynamik eines Eisenbahnfahrzeuges wertlos ist und deswegen zu Fehlschlüssen führen wird. Sowohl die Stabilität als auch die kritische Geschwindigkeit hängen beide auch von anderen Parametern ab, die nichts mit der Rad/Schiene-Kontaktgeometrie gemeinsam haben.

Polach und Vetter [6] untersuchten im vierten Berechnungsbeispiel die Dynamik eines und desselben Eisenbahnfahrzeuges mit vier verschiedenen Rad/Schiene-Kontaktgeometrien. Hier wird also der Einfluss der Variationen der Geometrie alleine untersucht. Zwei der Rad/Schiene-Kontaktgeometrien bilden ein Paar mit derselben äquivalenten Konizität, aber die Variationen der Konizität bezüglich des Definitionsintervalls sind unterschiedlich. Die Ergebnisse in Bild 8 zeigen eindeutig, dass die Variationen der Konizität – trotz der konstanten äquivalenten Konizität – einen signifikanten Einfluss auf das Verzweigungsdiagramm haben. Die Schlussfolgerung besteht darin, dass die äquivalente Konizität nicht einmal zu geometrischer Bezugsgröße für die Fahrzeugdynamik taugt.

Das letzte Beispiel aus der realen Welt der Eisenbahn zeigt, dass ein Eisenbahnfahrzeug auch auf Strecken mit einer äquivalenten Konizität von 0.4 alle dynamischen Akzeptanzkriterien bei Geschwindigkeiten bis 176 km/h erfüllen kann. Es zeigt auch, wie sehr die Eisenbahn sich selber bei Anwendung einer in der Dynamik grundlosen Bezugsgröße schaden kann, wie die äquivalente Konizität sie darstellt.

Die Anwendung der äquivalenten Konizität in der Eisenbahnfahrzeugdynamik führt zu Trugschlüssen. Der Begriff ist irreführend, weil er glauben lässt, dass die Eigendynamik eines Eisenbahnfahrzeugs – und insbesondere die Berechnung der kritischen Geschwindigkeit – sich durch eine lineare Analyse abschätzen ließe. – A 424 –



Prof. em. Dr.-Ing. Hans True (70). Studium des Maschinenbaus an der Dänischen Technischen Universität und Angewandte Mathematik an der Albert-Ludwigs Universität, Freiburg i. Br. und der Harvard Universität, Cambridge, Mass, USA. Promotion 1964. 1960–61 Assistent an der Dänischen Technischen Universität. 1967–2003 Lehrer in Angewandter Mathematik an der Dänischen Technischen Universität. Gast an der Yale Universität 1964–65, Woods Hole Oceanographic Institution Sommer 1965, der Albert-Ludwigs Universität, Freiburg i. Br. 1970–72, Pennsylvania State University 1974–

(Indexstichworte: Eisenbahnfahrzeuge, Spurführungstechnik)

(Bildnachweis: 1 bis 9, Autor)

Literatur

- [1] True, H.: Does a Critical Speed for Railroad Vehicles exist? Proc. of the 1994, ASME/IEEE Joint Railroad Conference, Chicago Ill., March 22–24 1994, RTD-Vol. 7 (1994) S. 125–131. American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [2] True, H.: Nichtlineare Schienenfahrzeugdynamik, neue Grundlagen, Methoden und Ergebnisse. ZEVrail Glas. Ann. 128 (2004) 11–12, S. 526–537.
- [3] Engbo Christiansen, L.: The Dynamics of a Railway Vehicle on a disturbed Track. Diplomarbeit, Institut der Physik, Die Dänische Technische Universität (2001).
- [4] Jensen, J. C.; Slivsgaard, E. C.; True, H.: Mathematical Simulation of the Dynamics of the Danish IC3 Train, Proc. 15th IAVSD Symposium on Vehicle System Dynamics, The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, (1997) S. 760–765. Swets & Zeitlinger, Lisse.
- [5] Ahmadian, M.; Yang, S.: Hopf Bifurcation and Hunting Behavior in a Rail Wheelset with Flange Contact, Nonlinear Dynamics (1998) 15, S. 15–30.
- [6] Polach, O.; Vetter, A.: Methods for Running Stability Prediction and their Sensitivity to Wheel/Rail Contact Geometry, Proc. 8th Int. Conference on Railway Bogies and Running Gears, Budapest 13–16 Sept. 2004, (2006) S. 191–200. Technical University of Budapest, Budapest, Hungary.
- [7] Polach, O.: On non-linear Methods of Bogie Stability Assessment using Computer Simulations, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, F, Journal of Rail and Rapid Transit (2006) 220, S. 13–27.
- [8] Polach, O.: Berührgeometrie Rad/Schiene und Fahrzeugauslegung im Hinblick auf Stabilität, angenommen zur Veröffentlichung in ZEVrail Glas. Ann.
- [9] Polach, O.: Comparability of the non-linear and linearized stability assessment during railway vehicle design, Proc. 19th IAVSD Symposium on Vehicle System Dynamics, The Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Milano 29 Aug.–2 Sept. 2005, (2007). Taylor and Francis, London, UK.

75, California Institute of Technology Sommer 1975, University of Leeds 1985, Northwestern University 1987–88 und Clemson University Sommer 1988. Senior Ingenieur bei ES-Consult, Dänemark 1992–96 und bei Scan Rail Consult 1997–98. Eigene Beraterfirma „True Consult“ seit 1997. Fulbright fellow 1964–67 und Alexander von Humboldt Stipendiat 1970–71. Sondergutachter der DFG und Alexander von Humboldt Stiftung. Seit 2003 Präsident der „International Association for Vehicle System Dynamics“. Anschrift: Dänische Technische Universität, Informatik und Mathematische Modellierung, Richard Petersens Plads 321, DK-2800 Kgs. Lyngby, Dänemark. E-Mail: ht@imm.dtu.dk