# Hervorragender Geräuschkomfort durch Simulation – Neue Methoden zur Berechnung von Stabilitätskarten

Sergio Carvajal Gonzalez, Dr. Daniel Wallner

Dr. Ing. h.c. Porsche AG, Stuttgart, Deutschland

Dr. Nils Wagner, Dr. Michael Klein

#### INTES GmbH, Deutschland

#### 1 Einsatz der Simulation in der Industrie

Numerische Methoden für die Simulation von Bremsenquietschen sind in der Industrie inzwischen anerkannt. Der Ansatz der komplexen Eigenwertanalyse (KEA) ist mit PERMAS bei der PORSCHE AG mit erfolgreich im Einsatz, um das akustische Verhalten des Bremssystems zu prognostizieren. Durch den Einsatz von Simulationen schon in der frühen Konzeptphase wird die Entwicklungszeit bis zur Serienreife reduziert. Gleichzeitig werden Kosten gespart als auch das physikalische Verhalten und die Robustheit des Systems verbessert.

#### 2 Stand der Technik

Der heutige Stand der Technik bei der Simulation des Bremsenquietschens ist, einen Berechnungslauf für einen Betriebspunkt mit einem Satz von Parametern durchzuführen [1,2]. Einige dieser Parameter der Bremsanlage können durch beispielsweise Messung vorab bestimmt werden und ändern sich auch während des Betriebes kaum. Aber in der Praxis hat ein Bremssystem eine unzählbare Anzahl von Betriebspunkten. Das System hat viele weitere Parameter, die bei jeder Bremsanlage in einem weiten Bereich variieren. Aufgrund des Materialabtrags an Bremsbelag und Scheibe ändern sich Parameter auch während der Lebensdauer der Bremsanlage. Typische in der Simulation berücksichtigte Betriebsparameter sind der Bremsdruck, der Reibungskoeffizient Bremsscheibe-Bremsbelag und die Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Eine weitere Klasse von Parametern unterliegt einer Streuung in der Produktion. Dazu gehören zum Beispiel Materialparameter.



## 3 Sampling

Ein wichtiges Entwicklungsziel ist die simulative Auslegung eines Bremssystems mit einer hohen Robustheit für mehrere Parametersätze. Der Schlüssel für dieses Ziel ist die Berechnung einer Stabilitätskarte mittels Sampling (Abb. 1).

Wenn die etablierten Analyseverfahren allerdings einfach mit verschiedenen Parametersätzen wiederholt würden, würde die Rechenzeit mit jedem zusätzlichen Parameter drastisch ansteigen. Daher sind erweiterte zeitsparende Ansätze erforderlich, um in vertretbarer Zeit eine Stabilitätskarte berechnen zu können. Diese zeitsparenden Ansätze für das Sampling wurden entwickelt und in PERMAS umgesetzt.

## 4 Schritt 1: Stabilitätskarte für das Gesamtsystemverhalten

Für eine Bremsenmodell (Abb. 2) aus einem Serienfahrzeug der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG wird ein Sampling durchgeführt.



Abb. 2: Bremsenmodell aus einem Serienfahrzeug der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG

Das Entwicklungsziel in der Simulation ist die Auslegung des Bremssystems mit einer hohen Robustheit für mehrere Parametersätze. Das Beispielmodell hat 2.107.320 Freiheitsgrade und dabei 18.852 Kontaktfreiheitsgrade. Es werden 219 reelle Eigenwerte und 240 komplexe Eigenwerte berechnet. Folgende Parameter werden mit dem neuen Samplingverfahren untersucht:

- 79 Drehgeschwindigkeiten von  $\omega$ =1 bis  $\omega$ =40 [rad/s] in 0,5 rad/s Schritten
- 3 E-Moduln für die Bremsscheibe E=86, 105 und 120 [GPa]

- 30 Reibungskoeffizienten zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe von  $\mu$ =0,3 bis  $\mu$ =0,9 Mit dem konventionellen Verfahren werden (79\*3\*30=) 7.110 Solverläufe benötigt.



Abb. 3: Stabilitätskarte basierend auf 7.110 Ergebnissen

Abb. 3 zeigt die Stabilitätskarte mit dem Dämpfungsverhältnis über der Frequenz für die 7.110 Parametersätze. Es sind nur die negativen Werte dargestellt, da diese auf eine potentielle Quietschneigung hindeuten. Je größer der negative Wert ist, desto stärker ist die Quietschneigung ausgeprägt. Bei drei Frequenzen wird potentielles Quietschen identifiziert (ca. 1000 Hz, 1700 Hz und

3800 Hz). Bei 1000 Hz gibt es nur eine geringe Frequenzänderung und eine hohe Quietschneigung liegt nur für einzelne Parametersätze vor. Eine Aufspaltung in zwei nah beieinander liegende Frequenzen zeigt sich bei ca. 1700 Hz in Abhängigkeit von den Parametern. Eine größere Abhängigkeit der Eigenfrequenz von den Parametern zeigt sich bei den komplexen Eigenmoden um 3800 Hz.

Basierend auf der Stabilitätskarte wird eine Detailauswertung für den auffälligsten Bereich um 1700 Hz durchgeführt. Alle dafür notwendigen Daten liegen bereits vor. Die Abhängigkeit von jedem variierten Parameter kann analysiert werden. In Abb. 4 wurde, wie zuvor, jeweils das Dämpfungsverhältnis auf der Abszisse aufgetragen. Auf der Ordinate ist jeweils die Drehgeschwindigkeit aufgetragen.



Abb. 4: Änderung des Dämpfungsverhältnisses bezüglich der Rotationsgeschwindigkeit, der Bremsscheibensteifigkeit und des Reibungskoeffizienten

Die linke Darstellung zeigt das Dämpfungsverhältnis für eine Änderung der Bremsscheibensteifigkeit über der Drehgeschwindigkeit. Eine erhöhte Steifigkeit für die Bremsscheibe führt demnach zu einer höheren Quietschneigung. Die Zunahme ist im unteren Geschwindigkeitsbereich stärker als bei höheren Geschwindigkeiten. Die rechte Darstellung zeigt zusätzlich zur Drehzahländerung die Variation des Reibungskoeffizienten. Es ist zu erkennen, dass sich die Erhöhung des Reibungskoeffizienten im niedrigen Drehzahlbereich positiv und im höheren Drehzahlbereich negativ auswirkt. Markiert sind die Drehzahlen ohne Sensitivität gegenüber dem Reibungskoeffizienten. Einen weiteren Ansatz zum besseren Verständnis des Systemverhaltens bieten die Beteiligungen der reellen Moden an einer potentiell instabilen komplexen Mode (Abb. 5).



Mode 78 dominiert mit fast 35% Beteiligung den komplexen Mode. Mode 75 und 79 zeigen Verformungen hauptsächlich in der Bremsscheibe, während Mode 83 und 84 eine Bewegung des Bremssattels zeigen. Im Gegensatz zu den anderen Moden mit hoher Beteiligung zeigt Mode 73 Bewegungen in vielen Einzelbauteilen des Systems.

Eine genauere Analyse dieser reellen Mode wird anhand der Dehnungsenergieverteilung vorgenommen. Dargestellt sind in Abb. 6 aus zwei verschiedenen Betrachtungswinkeln die Dehnungsenergien von Mode 73. Die Bremsscheibe und die Nabe sind ausgeblendet, damit die dahinter liegenden Bauteile sichtbar werden. Hohe Dehnungsenergien liegen im Bereich des Radträgers und des Bremssattels.



Abb. 6: Reeller Mode 73, Bereiche mit hohen Dehnungsenergien

## 5 Schritt 2: Sampling zur Detailanalyse

Zum besseren Verständnis des Systemverhaltens und um das Verbesserungspotential durch die Simulationsergebnisse zu quantifizieren, wird basierend auf der Ergebnisanalyse des 1. Schrittes ein zweites Sampling durchgeführt.

Im Fokus stehen dabei beispielhaft die Steifigkeiten der Bauteile, die hohe Dehnungsenergien bei wichtigen reellen Moden aufweisen. In diesem Fall sind dies der Radträger und der Bremssattel. Beide werden mit fünf unterschiedlichen Steifigkeitswerten gerechnet. Zusätzlich wird noch die Drehzahl variiert, da dies in PERMAS [3] ohne deutliche Auswirkungen auf die Rechenzeit möglich ist.



Abb. 7: Auswirkung der Bauteilsteifigkeit auf das Dämpfungsverhältnis

Abb. 7 zeigt, dass das Systemverhalten bei höherer Steifigkeit der beiden Bauteile stabiler wird. Der Einfluss des Bremssattels ist deutlich stärker als der des Radträgers. Dieses beispielhafte Vorgehen lässt sich einfach auf weitere Bauteile übertragen.

## 6 Zusammenfassung

Parameter wie der Bremsdruck, die Drehgeschwindigkeit der Bremse, der Reibungskoeffizient Bremsbelag-Bremsscheibe und der Elastizitätsmodul der Bremsscheibe werden beim PERMAS-Sampling in einem einzigen Rechenlauf effizient und daher schnell variiert. Die daraus resultierende Stabilitätskarte erweitert deutlich das Wissen über das zu erwartende NVH-Verhalten und die Robustheit des Bremssystems für eine Vielzahl von Parameterkombinationen. Zusätzlich kann das Sampling, wie beispielhaft gezeigt, für weitere Schritte zur Detailanalyse eingesetzt werden. Durch die sehr effizienten neuen Ansätze sind die Laufzeiten für das PERMAS-Sampling dabei deutlich kürzer als von klassischen Methoden zur Parametervariation. Die zusätzlichen Informationen von der Stabilitätskarte unterstützen die Entwicklung eines robust geräuscharmen Bremssystems.

## 7 References

- [1] Carvajal Gonzalez, S.: "Application of PERMAS in virtual brake development", Finite Elements in Engineering Applications, Proceedings of the 11<sup>th</sup> PERMAS User's Conference, Heidelberg, Germany, 2012, ISBN 978-3-926494-12-2
- [2] Ast, M., Kirchgäßner, B.: "Brake Squeal Analysis with PERMAS", Finite Elements in Engineering Applications, Proceedings of the 9<sup>th</sup> PERMAS User's Conference, Stuttgart, Germany, 2008, ISBN 3-926494-08-5
- [3] PERMAS Version 15: "PERMAS User's Reference Manual", INTES Publications No. 450, Stuttgart 2014