

Fahrzeugregelung II

Einführung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Andreas Hartmann
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches

Anmeldung, Vorlesung- und Übungstermine

- **Anmeldung in ISIS** bis spätestens 16.04.19 und über **Anmeldeliste** in der 3. VL-Woche.
- **Vorlesung und Übung** finden im Wechsel statt.

Vorlesung: Di, 14.15 – 15.45 Uhr, TIB13.5, Raum 353

Übung: Di, 16.00 – 17.30 Uhr, TIB13.5, Raum 353

- Die aktuellen Vorlesungs- und Übungsinhalte sind im **Zeitplan** zu finden.

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Namen und Kontakte

Vorlesung

Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

Geb. TIB13, Raum 343

Tel.: -72970

Email: steffen.mueller@tu-berlin.de

Homepage: <http://www.kfz.tu-berlin.de/menue/home/>



Übung

M.Sc. Andreas Hartmann

Geb. TIB13, Raum 346A

Tel.: -72990

Email: andreas.hartmann@tu-berlin.de

Sekretariat

Frau Kerstin Ipta

Geb. TIB13, Raum 342

Tel.: -72970

Email: kerstin.ipta@tu-berlin.de

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Sprechzeiten

Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

Vorbeikommen oder per Email über Sekretariat

M.Sc. Andreas Hartmann

Vorbeikommen oder Termin per Email

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Prüfung

- Prüfungsvoraussetzung ist das **Bestehen der Projektaufgabe**.
- Die Anzahl der Teilnehmer ist **auf 25 Teilnehmer begrenzt**. **Auswahl** wird **nach Dringlichkeit** durchgeführt.
- Die **Prüfung** findet **mündlich** statt. Termin wird noch bekannt gegeben.

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Studien- und Abschlussarbeiten

- Themen für Studien- und Abschlussarbeiten werden auf der **Homepage**, am **Schwarzen Brett** und in der **Lehrveranstaltung** bekannt gegeben.
- Wir vergeben aber auch Studien- und Abschlussarbeiten **auf Anfrage**.

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Internet

- ISIS2-Kurs „Fahrzeugregelung 2018/2019“
- Password für Studenten: FaReWS1819

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Literatur

- [1] Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge,
Springer-Verlag, 4. Auflage, 2004.
- [2] Kortüm, Lugner: Systemdynamik und Regelung von Kraftfahrzeugen,
Springer, 1994.
- [3] Winner, H. et al.: Handbuch der Fahrerassistenzsysteme,
Springer, 2015.
- [4] Bubb, H., Bengler, K., Grünen, R. und M. Vollrath: Automobilergonomie,
Vogel Buchverlag.
- [5] R. Rajamani: Vehicle Dynamics and Control, Springer.

Organisatorisches Übersicht



Einführung Fahrzeugregelung - Übersicht

Fahrdynamikregelung

- Kraftübertragung Rad-Fahrbahn
- Antrieb und Antriebsregelung
- Bremsverhalten und Bremsregelung
- Fahrverhalten und Stabilitätsregelung
- Antriebskraftverteilung
- Lenkverhalten und Lenkungsregelung
- Vertikaldynamik und Komfortregelsysteme

Fahrerassistenz und Automatisiertes Fahren

- Fahrerverhalten
- Fahrerassistenz
- Automatisiertes Fahren

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung II

Vertikaldynamik und Vertikaldynamikregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung

Motivation

Die **Beschleunigung des Fahrzeugaufbaus** und die **Höhe der Radlastschwankungen** werden maßgeblich von der Kraftübertragung zwischen Aufbau, Reifen und Fahrbahn und dem zugehörigen Schwingungsverhalten (**Vertikaldynamik**) bestimmt.

Hohe Fahrsicherheit und **hoher Fahrkomfort** ergeben dabei einen **Zielkonflikt**, der mit **aktiven Systemen** besser als mit rein passiven Komponenten **gelöst** werden kann.

Beurteilungsmaßstäbe für Vertikaldynamik Übersicht



Fahrsicherheit



Fahrkomfort

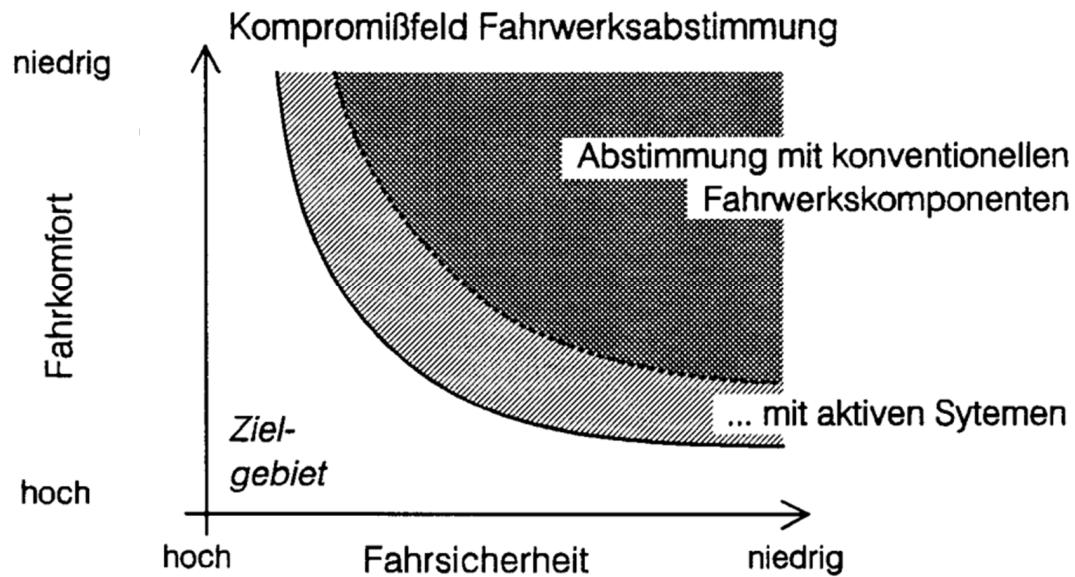


• Fahrzeughöhenanpassung
• Fahrzeughaltung
• Fahrzeugschwingungen



Einleitung

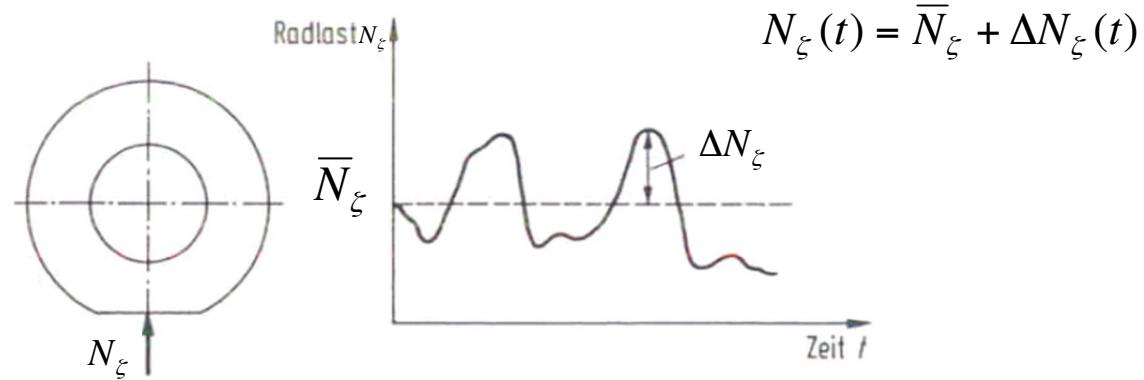
Motivation



Quelle: Ammon, Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeudynamik, Teubner, 1997.

Beurteilungsmaßstäbe für Vertikaldynamik Fahrsicherheit

Ziel: Radlastschwankungen sollten möglichst gering sein, um Abheben des Rades und negative Auswirkungen auf Seitenführung zu vermeiden.

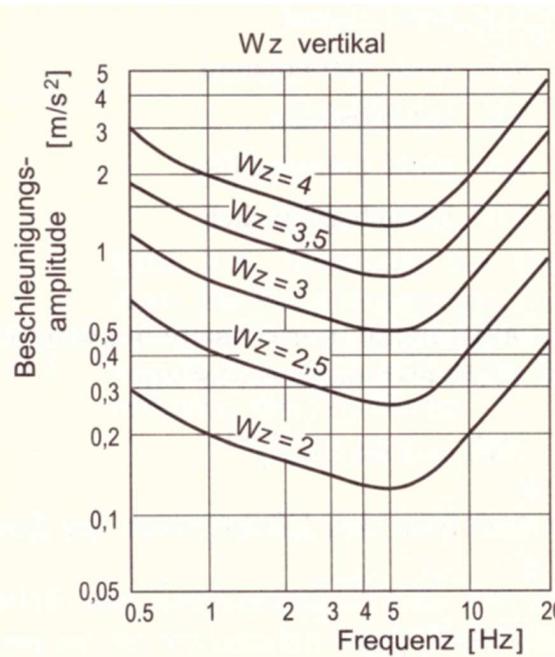
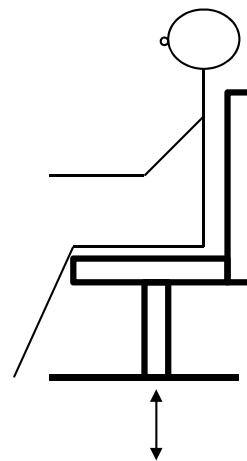


Für die Schwingung / Varianz der Radlast gilt

$$\sigma_N^2 = \frac{1}{T} \int_0^T (N_\xi(t) - \bar{N}_\xi)^2 dt = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta N_\xi^2(t) dt$$

Beurteilungsmaßstäbe für Vertikaldynamik Fahrkomfort

Ziel: Empfindungswerte, z.B. W_z , sollten möglichst gering sein



W_z	
1	Gerade spürbar
2	Gut spürbar
3	Stärker spürbar, erträglich
3,25	Stärker spürbar, noch erträglich
3,5	Außerordentlich unruhig, bei längerer Dauer nicht erträglich
4	Außerordentlich unangenehm, bei längerer Dauer schädlich

Quelle: Knothe, Stichel, Schienenfahrzeugdynamik, Springer, 2003.

Anregung von Vertikalschwingungen

Übersicht

Anregungsmechanismen, die zu Vertikalschwingungen führen,
lassen sich unterteilen in

- **Periodische Anregung**
 - Harmonische und allg. period. Fahrbahnunebenheiten
 - Physikalische Radungleichförmigkeiten
 - Geometrische Radungleichförmigkeiten
 - ...
- **Deterministische Anregung**
 - Schlagloch
 - Bordsteinkante
 - ...
- **Stochastische Anregung**
 - Stochastische Fahrbahnunebenheiten

Anregung von Vertikalschwingungen

Übersicht

Anregungsmechanismen, die zu Vertikalschwingungen führen, lassen sich in unterteilen in

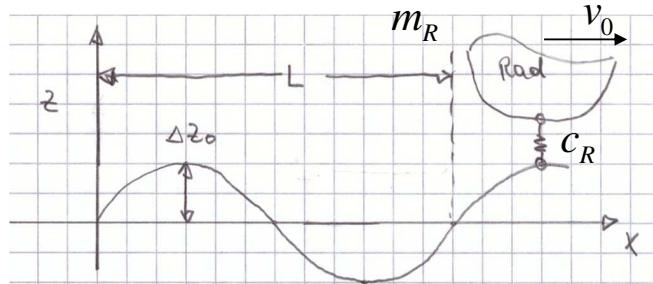
- **Periodische Anregung**
 - Harmonische und allg. period. Fahrbahnunebenheiten
 - Physikalische Radungleichförmigkeiten
 - Geometrische Radungleichförmigkeiten
 - ...
- **Deterministische Anregung**
 - Schlagloch
 - Bordsteinkante
 - ...
- **Stochastische Anregung**
 - Stochastische Fahrbahnunebenheiten

Anregung von Vertikalschwingungen

Periodische Anregung

(简)谐振

Modell der harmonischen Fußpunktanregung



Worum cos, ?
oder sin, ?

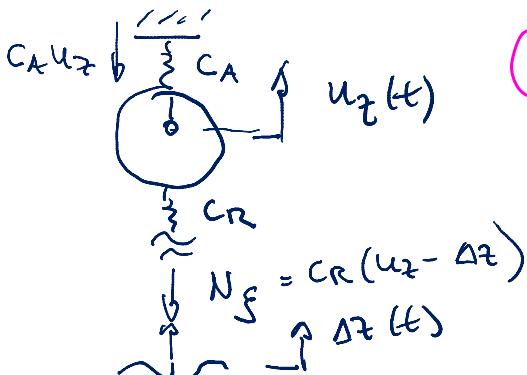
$$\Delta z(x) = \Delta z_0 \cos\left(\frac{2\pi}{L}x\right)$$

auch OK?

Mit $x = v_0 t$ folgt

$$\Delta z(t) = \Delta z_0 \cos\left(\frac{2\pi v_0}{L}t\right)$$

Mathematische Beschreibung der Anregungskraft



$$A \uparrow u_z \quad \ddot{u}_{xz}(t) = -c_A u_z(t) - c_R(u_z(t) - \Delta z(t))$$

lzw.

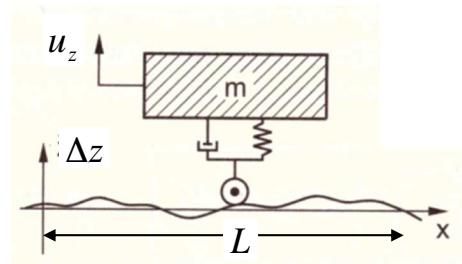
$$\ddot{u}_{xz}(t) + (c_A + c_R)u_z(t) = c_R \Delta z_0 \cos \omega t$$

Ausregungskraft F_{FP}

Anregung von Vertikalschwingungen

Periodische Anregung

Allgemein periodische Fußpunktanregung



$$\Delta z(x) = \frac{\Delta z_0^c}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\Delta z_n^c \cos\left(n \frac{2\pi}{L} x\right) + \Delta z_n^s \sin\left(n \frac{2\pi}{L} x\right) \right]$$

mit $\Delta z_n^c = \frac{2}{L} \int_0^L \Delta z(x) \cos\left(n \frac{2\pi}{L} x\right) dx$

$$\Delta z_n^s = \frac{2}{L} \int_0^L \Delta z(x) \sin\left(n \frac{2\pi}{L} x\right) dx$$

Anregung von Vertikalschwingungen

Periodische Anregung

Allgemein periodische Fußpunktanregung

Eine kompaktere Schreibweise ist

$$\Delta z(x) = \frac{\Delta z_0^c}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n \cos(n \underbrace{\frac{2\pi}{L}x}_{\bar{s}_n} - \beta_n)$$

Die Bestimmungsgleichungen für Δz_n und β_n folgen aus

$$\begin{aligned} \Delta z_n \cos(n \bar{s}_n x - \beta_n) &= \Delta z_n (\cos n \bar{s}_n x \cos \beta_n + \sin n \bar{s}_n x \sin \beta_n) \\ &= \Delta z_n^c \cos n \bar{s}_n x + \Delta z_n^s \sin n \bar{s}_n x \end{aligned}$$

mit

$$(\Delta z_n^c)^2 + (\Delta z_n^s)^2 = \Delta z_n^2 \cos^2 \beta_n + \Delta z_n^2 \sin^2 \beta_n = \Delta z_n^2$$

$$\Rightarrow \Delta z_n = \sqrt{(\Delta z_n^c)^2 + (\Delta z_n^s)^2}$$

und

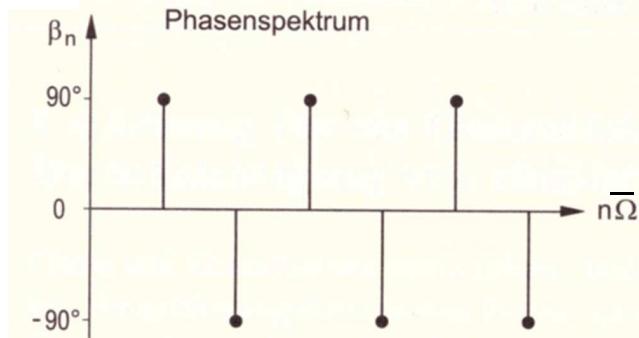
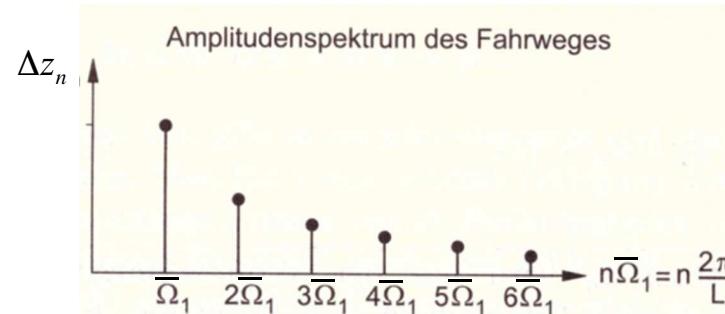
$$\frac{\Delta z_n^s}{\Delta z_n^c} = \tan \beta_n \quad \Rightarrow$$

$$\beta_n = \arctan \frac{\Delta z_n^s}{\Delta z_n^c}$$

Anregung von Vertikalschwingungen

Periodische Anregung

Allgemein periodische Fußpunktanregung



Es gilt mit $x = v_0 t$
 $\cos(n\bar{s}_n x) = \cos(nv_0 t)$
mit
 $s_n = v_0 \bar{s}_n$

Mathematische Beschreibung der Anregungskraft

Aus der Radkraft N_g
 $N_g(t) = c_R (u_2(t) - \Delta z(t))$
folgt
 $F_{Fr} = c_R \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n \cos(nv_0 t - \beta_n)$

Anregung von Vertikalschwingungen

Übersicht

Anregungsmechanismen, die zu Vertikalschwingungen führen, lassen sich unterteilen in

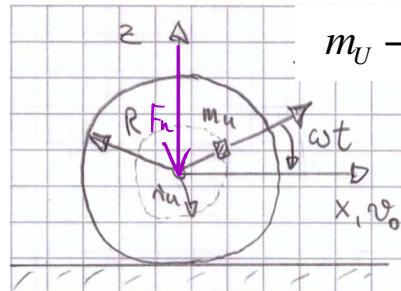
- **Periodische Anregung**
 - Harmonische Fahrbahnunebenheiten
 - Physikalische Radungleichförmigkeiten
 - Geometrische Radungleichförmigkeiten
 - ...
- **Deterministische Anregung**
 - Schlagloch
 - Bordsteinkante
 - ...
- **Stochastische Anregung**
 - Stochastische Fahrbahnunebenheiten

Anregung von Vertikalschwingungen

Periodische Anregung

(车轮) 不平衡

Modell der Unwuchtanregung



Fliehkraft 离心力 der Unwuchtmasse

$$F_u = m_U \cdot r \cdot \omega^2 \quad \omega = \frac{V}{R}$$

Mathematische Beschreibung der Anregungskraft

Für die Oberflächenanregung in z-Richtung gilt

$$F_u = -m_U \cdot r \cdot \omega^2 \sin \omega t$$

Anregung von Vertikalschwingungen

Übersicht

Anregungsmechanismen, die zu Vertikalschwingungen führen, lassen sich in unterteilen in

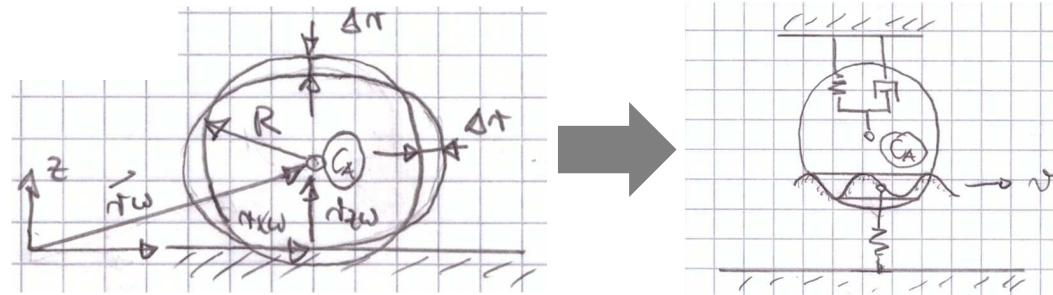
- **Periodische Anregung**
 - Harmonische Fahrbahnunebenheiten
 - Physikalische Radungleichförmigkeiten
 - Geometrische Radungleichförmigkeiten
 - ...
- **Deterministische Anregung**
 - Schlagloch
 - Bordsteinkante
 - ...
- **Stochastische Anregung**
 - Stochastische Fahrbahnunebenheiten

Anregung von Vertikalschwingungen

Periodische Anregung

Modell des Höhenschlags

车轮被冲击(导致的高度(宽)变化形)



$$\Delta z(t) = \Delta r \cos\left(n \frac{2\pi}{T} t\right)$$

mit

$$\frac{\Delta r}{T} = \omega$$

Mathematische Beschreibung der Anregungskraft

Analog zur Fließpunktanregung gilt

$$N_S(t) = c_R (u_z(t) - \Delta z(t))$$

und damit

$$F_{HS} = c_R \Delta r \cos n \omega t \quad \text{Ans (*)}$$

Anregung von Vertikalschwingungen

Übersicht

Anregungsmechanismen, die zu Vertikalschwingungen führen, lassen sich unterteilen in

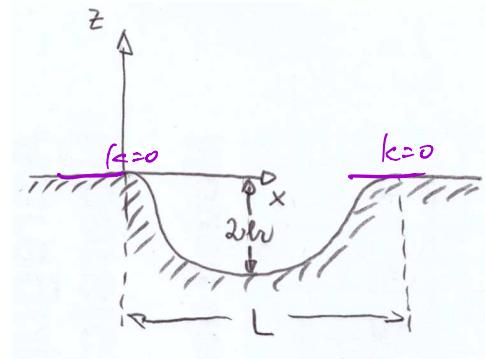
- Periodische Anregung
 - Harmonische Fahrbahnunebenheiten
 - Physikalische Radungleichförmigkeiten
 - Geometrischen Radungleichförmigkeiten
 - ...
- Deterministische Anregung
 - Schlagloch
 - Bordsteinkante
 - ...
- Stochastische Anregung
 - Stochastische Fahrbahnunebenheiten

Anregung von Vertikalschwingungen

Deterministische Anregung $L > 4 \cdot \text{Latschlänge}$

地面凹陷/单个洞

Modell Schlagloch



$$\Delta f(x) = 0 \quad \text{für } x \leq 0 \text{ und } x \geq L$$

$$\Delta f(x) = -\ln(1 - \cos \frac{2\pi}{L}x) \quad \text{für } 0 \leq x \leq L$$

d.h. für $x = \vartheta_0 t$ $(1 - \cos)$ beschreibt
Einzelhöckernisse,

$$\Delta f(t) = -\ln(1 - \cos \frac{2\pi \vartheta_0}{L}t) \quad \begin{array}{l} -4-\text{da} \\ \text{an Anfang und} \\ \text{am Ende } k=0. \end{array}$$

Mathematische Beschreibung der Anregungskraft ($L > 2R$)

Analog zu Fußpunktanregung folgt

$$F_{SL} = -c_R \ln(1 - \cos \omega t)$$

Anregung von Vertikalschwingungen

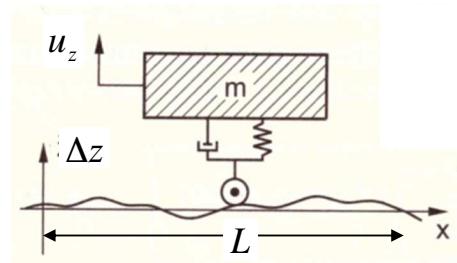
Übersicht

Anregungsmechanismen, die zu Vertikalschwingungen führen, lassen sich unterteilen in

- Periodische Anregung
 - Harmonische Fahrbahnunebenheiten
 - Physikalische Radungleichförmigkeiten
 - Geometrischen Radungleichförmigkeiten
 - ...
- Deterministische Anregung
 - Schlagloch
 - Bordsteinkante
 - ...
- Stochastische Anregung
 - Stochastische Fahrbahnunebenheiten

Anregung von Vertikalschwingungen

Stochastische Anregung



Arithmetischer Mittelwert $\Delta \bar{z} = \frac{1}{L} \int_0^L \Delta z(x) dx$

Quadratischer Mittelwert / Varianz $\sigma_{\Delta z}^2 = \frac{1}{L} \int_0^L (\Delta z(x) - \Delta \bar{z})^2 dx$

Effektivwert / Standardabweichung $\sigma_{\Delta z} = \sqrt{\sigma_{\Delta z}^2}$

Für eine a. g. period. Fahrwegverteilung ergibt sich z.B.

$$\sigma_{\Delta z}^2 = \frac{1}{L} \int_0^L \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n^2 \cos^2 \left(\frac{n \pi}{L} x + \beta_n \right) dx = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n^2$$

- ▷ Unterschiedliche Fahrwegverteilungen können zu gleichen quadratischen Mittelwerten führen (da β_n entfällt)

Anregung von Vertikalschwingungen

Stochastische Anregung

Für statistische Betrachtungen wird L als unendlich groß angenommen. Die Grundeigenfrequenz $\bar{\Omega}_1 = 2\pi/L$ geht dann gegen Null und das Amplitudenspektrum Δz_n^2 lässt sich nicht mehr sinnvoll darstellen. Daher wird dieses wie folgt in das Leistungsspektrum überführt.

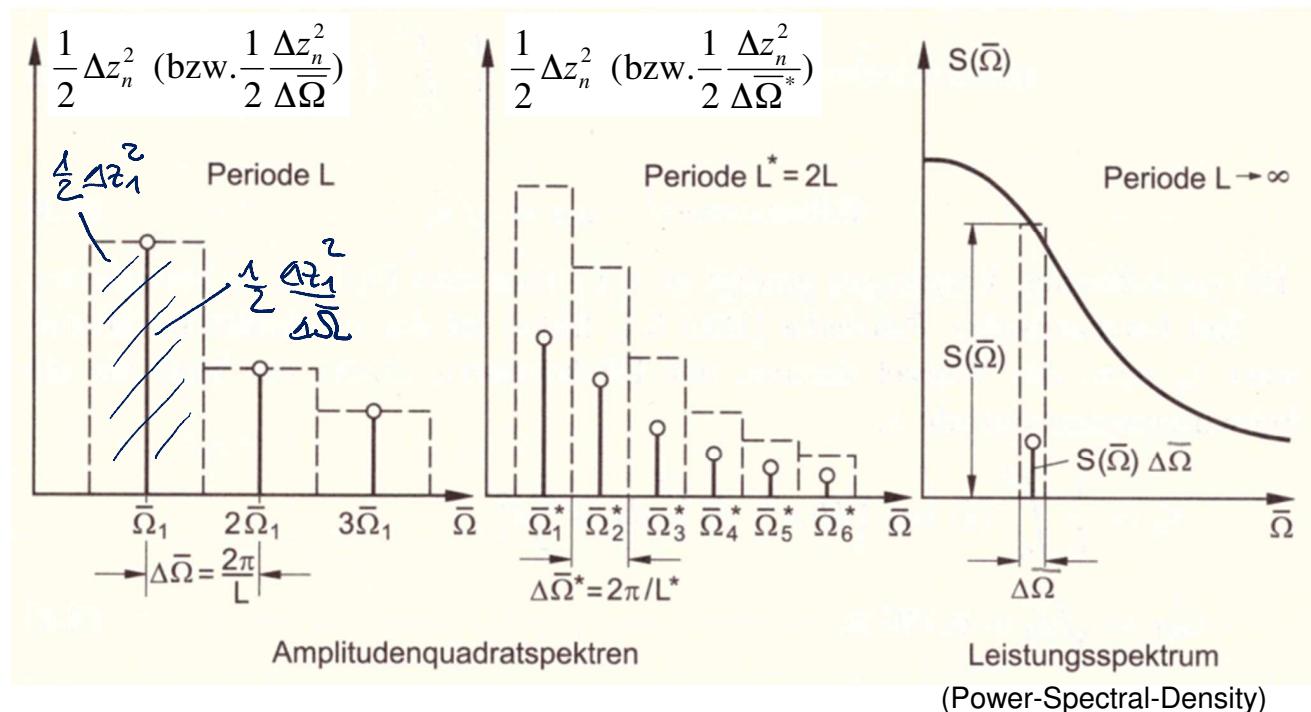
$$G_{\Delta \bar{\Omega}}^2 = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n^2 = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Delta z_n^2}{\Delta \bar{\Omega}} \Delta \bar{\Omega} \quad \text{mit } \Delta \bar{\Omega} = \frac{2\pi}{L}$$

Für $L \rightarrow \infty$ geht die Summe in ein Integral über

$$G_{\Delta \bar{\Omega}}^2 = \int_{\Delta \bar{\Omega} = 0}^{\infty} S(\Delta \bar{\Omega}) d\Delta \bar{\Omega} \quad \text{mit } S(\Delta \bar{\Omega}) = \lim_{\Delta \bar{\Omega} \rightarrow 0} \frac{1}{2} \frac{\Delta z_n^2(n\Delta \bar{\Omega})}{\Delta \bar{\Omega}}$$

Anregung von Vertikalschwingungen

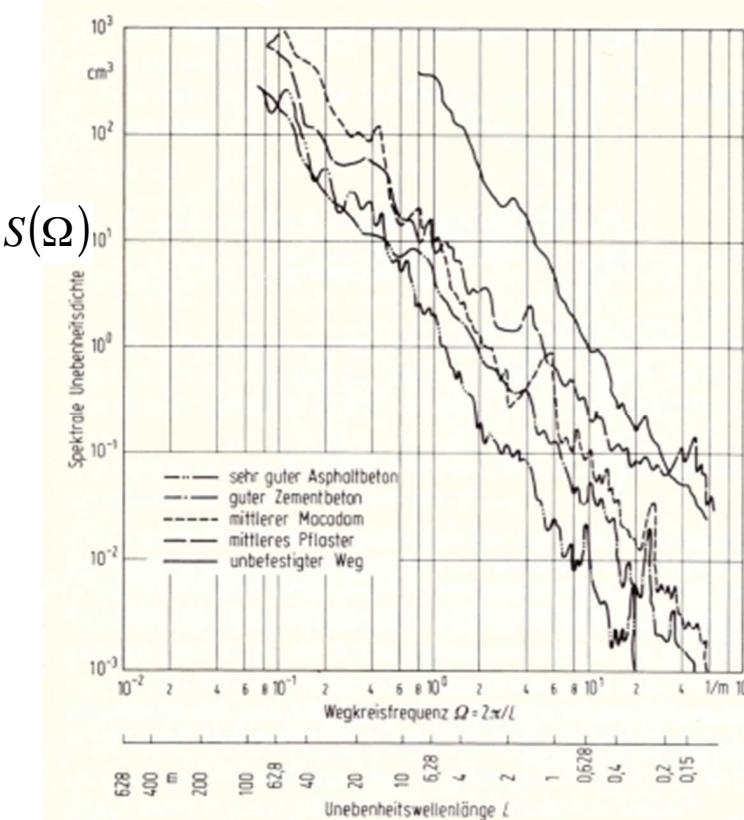
Stochastische Anregung



Quelle: Knothe, Stichel, Schienenfahrzeugdynamik, Springer, 2003.

Anregung von Vertikalschwingungen

Stochastische Anregung



Hin

$$\log S(\Omega) = \log S(\Omega_0) + \log \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w}$$

Näherungsgleichung

$$S(\Omega) = S(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w}$$

Ω_0 - Bezugswegkreisfrequenz
 $S(\Omega_0)$ - „Unebenheitsmaß“
 w - „Welligkeit“

Kennwerte	Straßenklasse (Anz. der Meßstrecken)	Wertebandbreite		
		min. ...	Mittel ...	max. ...
Unebenheitsmaß $S(\Omega_0)$ in cm^3 bei $\Omega_0 = 2\pi/L_0 = 1 \text{ m}^{-1}$	Bundesautobahn (240) Bundesstraßen (70) Landesstraßen (35) Kreisstraßen (30)	0,3 0,4 0,4 0,7	1,0 2,1 5,3 12,2	7,8 9,5 29,0 62,0
Welligkeit w	Bundesautobahn (240) Bundesstraßen (70) Landesstraßen (35) Kreisstraßen (30)	1,5 1,7 1,9 1,8	2,0 2,3 2,4 2,3	2,6 2,9 2,9 2,9

Quelle: Mitschke, Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer, Springer 2004.

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik Modellbildung

Bei jeder Modellbildung sollte man mit einem Minimalmodell beginnen, dieses zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus

- räumlich und zeitlich eng begrenzt
- möglichst kleine Anzahl von FGs
- möglichst wenige und robuste Parameter
- nur die wesentlichen physikalischen Vorgänge werden berücksichtigt
- Ergebnisse sind nur qualitativ und quantitativ tendenziell richtig

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik

Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften

Notwendige Bedingungen

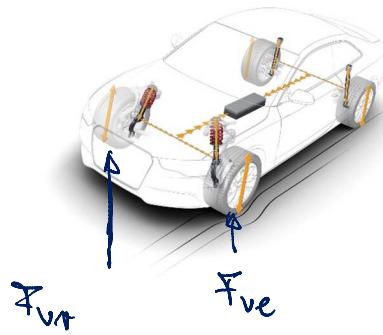
- Es liegt Symmetrie bzgl. Geometrie, physikalischen Eigenschaften und Randbedingungen vor („Struktursymmetrie“).
- Berechnung wird linear durchgeführt
- Belastungen müssen symmetrisch oder antimetrisch bzgl. der Symmetrielinie sein.
Hierbei gilt :
Jede Belastung kann in einen symmetrischen und antimetrischen Lastfall überführt werden.

对称

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik

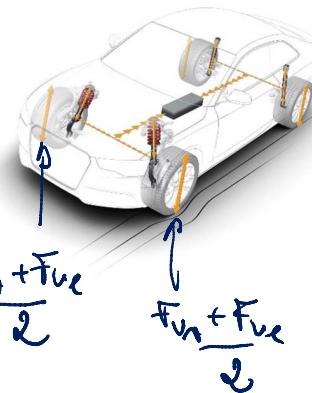
Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften

Allgemeiner
Lastfall



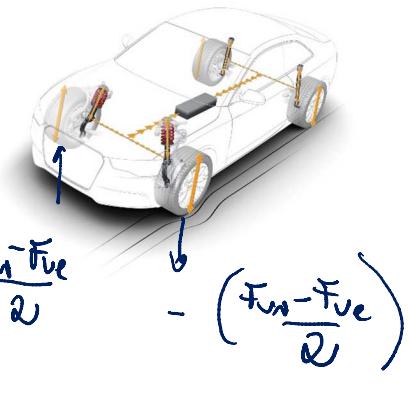
=

Symmetrischer
Lastfall



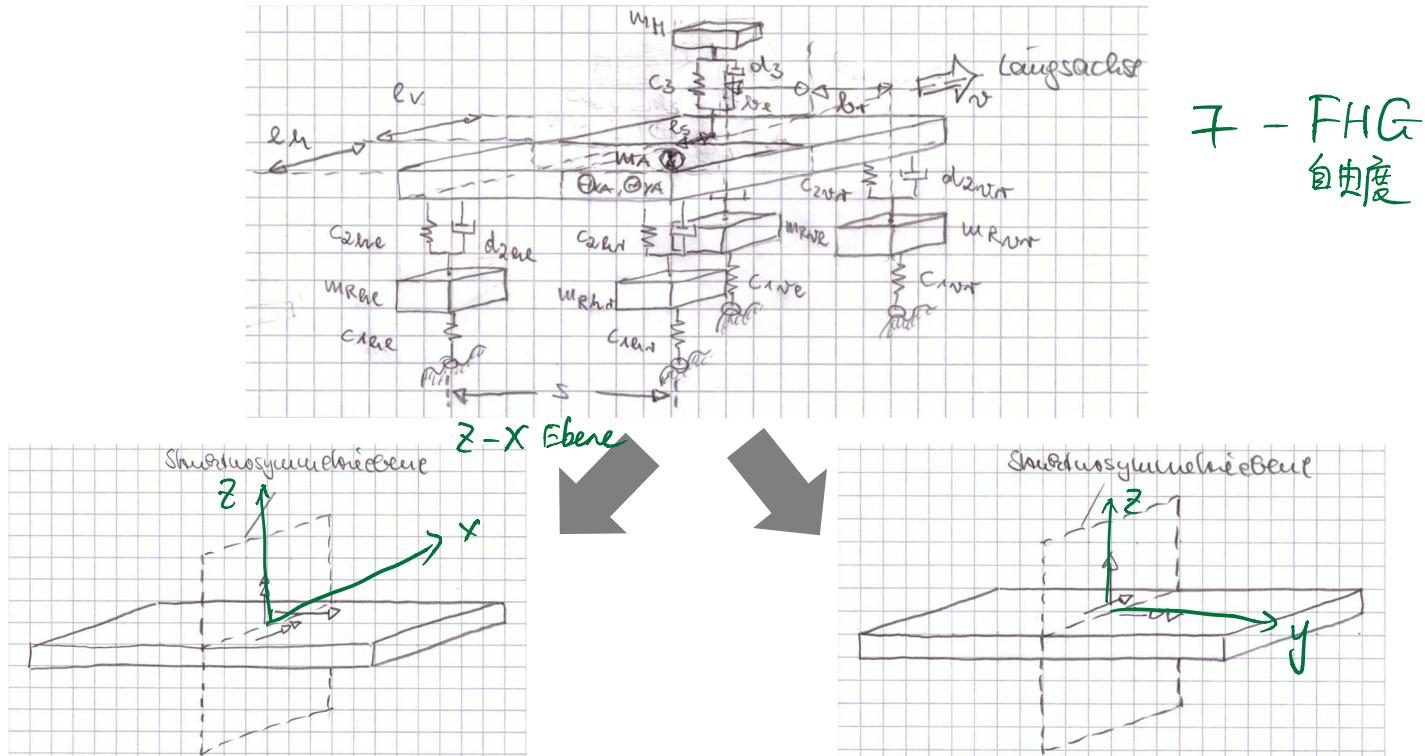
+

Antimetrischer
Lastfall



Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik

Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften



Verschiebungsgrößen, die sich bei einer
symmetrischen Belastung zu Null ergeben

Verschiebungsgrößen, die sich bei einer
antimetrischen Belastung zu Null ergeben

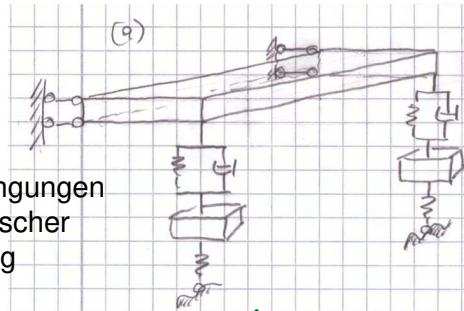
↳ Nick- / Hub schwingung

Wank schwingung

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik

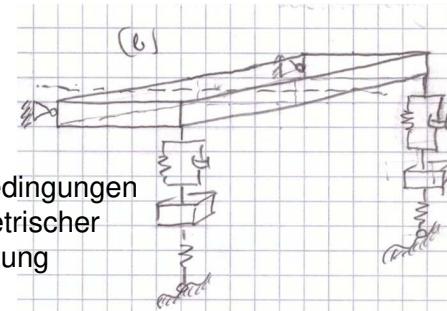
Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften

Lagerungsbedingungen
bei symmetrischer
Belastung



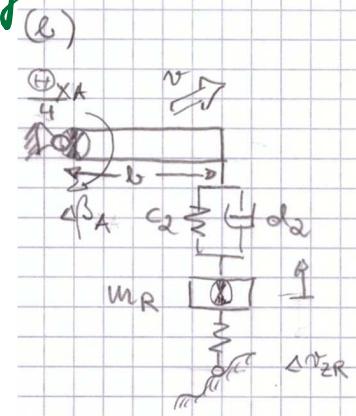
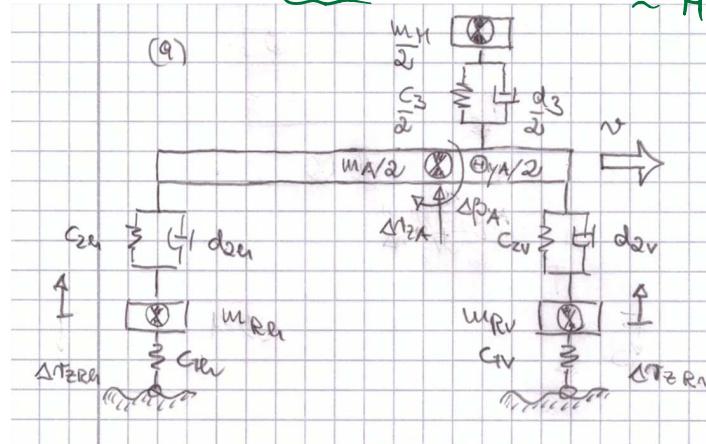
Ebenes Tauch- und Nickmodell

Lagerungsbedingungen
bei antimetrischer
Belastung

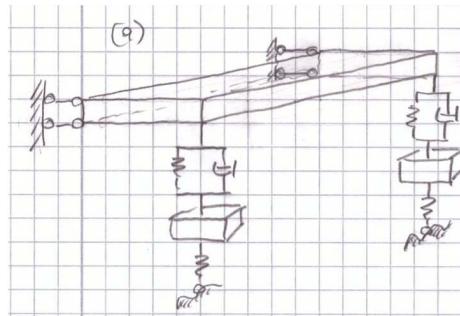


Ebenes Wankmodell

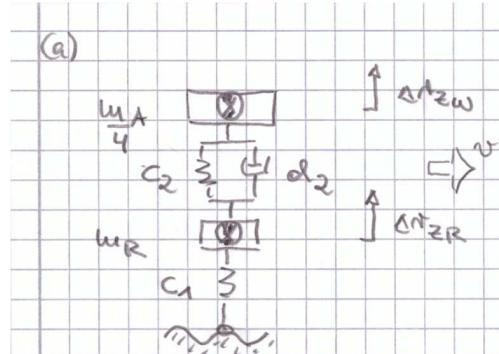
Tauchschrängung
 \approx Hubsschrängung



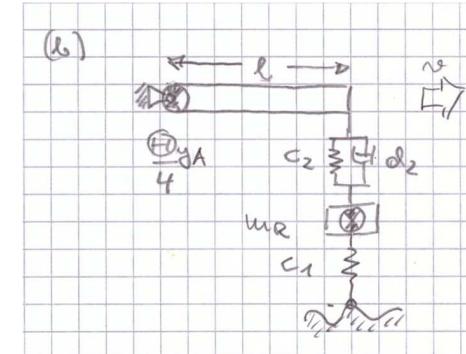
Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik Ausnutzung von Symmetrieeigenschaften



Viertelfahrzeugmodell für Tauchbewegung
(symmetrische Anregung)



Viertelfahrzeugmodell für Nickbewegung
(antimetrische Anregung)



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung II

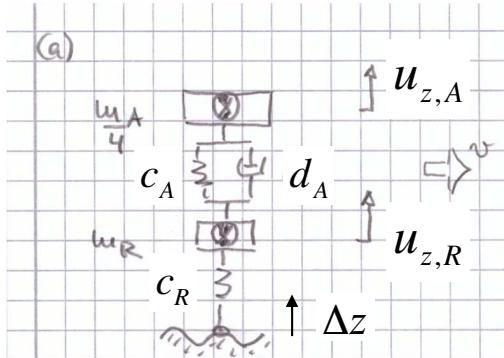
Vertikaldynamik und Vertikaldynamikregelung



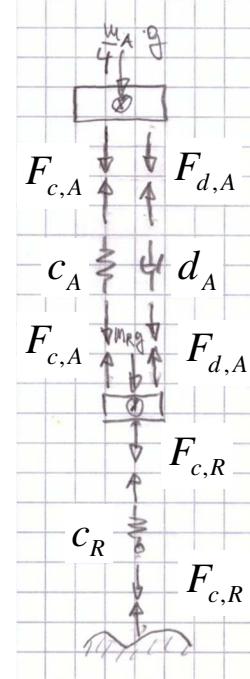
**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Jochen Gallep
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik BDGL für das Viertelfahrzeug (Tauchen) 潜入/没入

1. Mechanisches Ersatzsystem



2. Freischnitt



3. Feder- und Dämpferkräfte

$$F_{c,A} = c_A (u_{z,A} - u_{z,R})$$

$$F_{d,A} = d_A (\dot{u}_{z,A} - \dot{u}_{z,R})$$

$$F_{c,R} = c_R (u_{z,R} - \Delta z)$$

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik BDGL für das Viertelfahrzeug (Tauchen)

4. Anwendung des Schwerpunktsatzes

$$m\ddot{r}_{0S/I} = F_{/I}$$

hier ergibt sich direkt von die statische Ruhelage

$$\frac{m}{4} \ddot{u}_{z,A} = -F_{C,A} - F_{d,A}$$

$$m_R \ddot{u}_{z,R} = F_{C,A} + F_{d,A} - F_{C,R}$$

bzw. in Rahmenform

$$\begin{matrix} \left[\begin{array}{c|c} u_A/4 & 0 \\ \hline 0 & m_R \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \ddot{u}_{z,A} \\ \ddot{u}_{z,R} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c|c} d_A & -d_A \\ \hline -d_A & d_A \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \dot{u}_{z,A} \\ \dot{u}_{z,R} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c|c} c_A & -c_A \\ \hline -c_A & c_R \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} u_{z,A} \\ u_{z,R} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} 0 \\ c_R \end{array} \right] \end{matrix} \quad (4)$$

H ü + D i + S u = f

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik Eigenwertanalyse und homogene Lösung

Ausgehend von

DGL $\underline{M}\ddot{\underline{y}} + \underline{D}\dot{\underline{y}} + \underline{S}\underline{y} = \underline{Q}$

führt der Ansatz

$$u_{\text{er}}(t) = u_0 e^{\lambda t}$$

auf

$\xrightarrow{\text{Austausch}}$ $[\lambda^2 \underline{M} + \lambda \underline{D} + \underline{S}] u_0 = \underline{Q}_{\text{ext}}$

Dieses Gleichungssystem hat nur dann nicht-triviale Lösungen,
wenn

$$\det [\lambda^2 \underline{M} + \lambda \underline{D} + \underline{S}] = 0 \quad (\text{charakt. Gleichung})$$

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik Eigenwertanalyse und homogene Lösung

Für das Vierfachwurzelmödell ergibt sich

$$\det \begin{bmatrix} \lambda^2 m_A & \lambda d_A + c_A \\ -\lambda d_A - c_A & \lambda^2 m_B + \lambda d_A + (c_A + c_B) \end{bmatrix} = 0$$

Es folgt für das charakt. Polynom

$$a_4 \lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0 = a_4 (\lambda - \lambda_1)(\lambda - \lambda_2)(\lambda - \lambda_3)(\lambda - \lambda_4) = 0$$

Für die so berechneten vier Eigenwerte λ_1 bis λ_4 gilt,
falls alle Koeffizienten von \underline{M} , \underline{D} und \underline{S} reell,

λ_k 是实数 • λ_{k1} sind reell

λ_{k2} 是实数/共轭复数 λ_{k2} sind reell oder paarweise konjugiert komplex

Bewegungsgleichungen der Vertikaldynamik

Eigenwertanalyse und homogene Lösung

Einsetzen eines λ_2 führt auf

$$[\lambda_{02} \underline{M} + \lambda_{02} \underline{D} + \underline{S}] \underline{u}_{0,02} = \underline{0}$$

Eine Komponente von \underline{u}_0 ist frei wählbar. Es folgt
für die homogene Lösung

$$\underline{u}_h(t) = \sum_{q=1}^n q_{02} \underline{u}_{0,02} e^{\lambda_{02} t}$$

freie Faktoren

q_{02} - freier Faktor

Mit den **Aufangsbedingungen** $\dot{\underline{u}}(t_0) = \dot{\underline{u}}_0$ und $\underline{u}(t_0) = \underline{u}_0$
folgt

$$\begin{pmatrix} \dot{\underline{u}}_0 \\ \underline{u}_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda_1 \underline{u}_{0,01} & \lambda_2 \underline{u}_{0,02} & \lambda_3 \underline{u}_{0,03} & \lambda_4 \underline{u}_{0,04} \\ \underline{u}_{0,01} & \underline{u}_{0,02} & \underline{u}_{0,03} & \underline{u}_{0,04} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{pmatrix} \Rightarrow q_{02}$$

Fahrzeugregelung II

Vertikaldynamik und Vertikaldynamikregelung



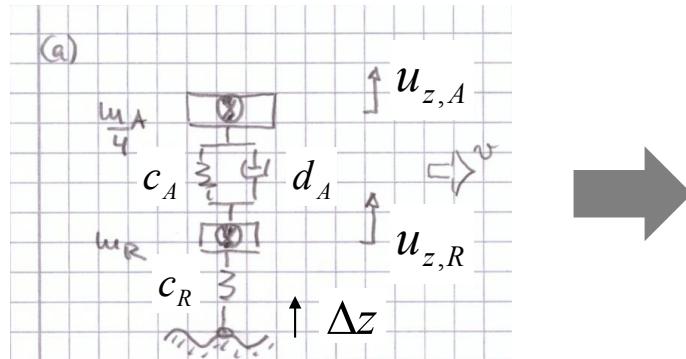
Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

M.Sc. Osama Al-Saidi

Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich Modellreduktion

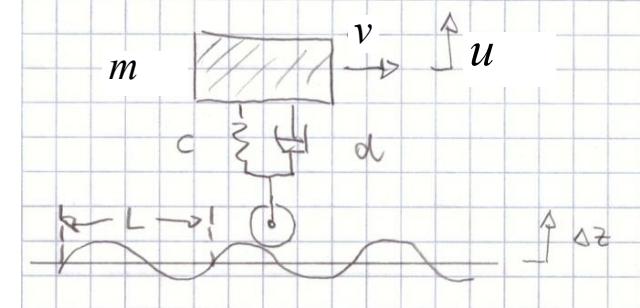
Ausgangspunkt für die Behandlung erzwungener Schwingungen im Frequenzbereich ist ein EMS auf periodischer Fahrbahn.



Eigenfrequenz des Aufbaus
ca. 1 Hz

Eigenfrequenz der gefederten Radmasse
ca. 10 Hz

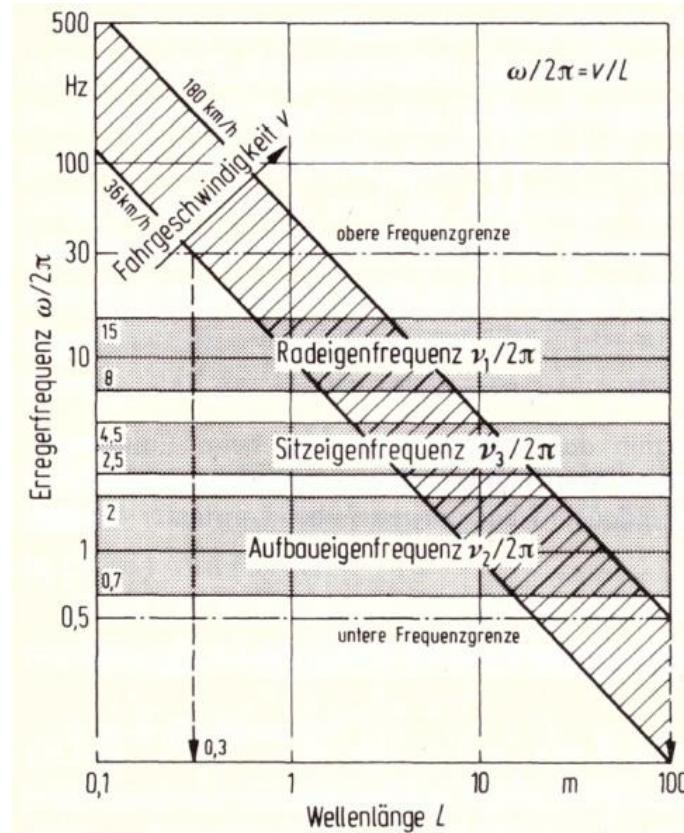
$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}}$$



Nur gültig im niedrigen Frequenzbereich
($v/L \ll 10$ Hz).

Zur Vereinfachung der Schreibweise wird auf den Faktor $\frac{1}{4}$ und den Index A verzichtet.

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich Modellreduktion



Quelle: Mischke, Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Aufstellen der BDGL und Lösungsansatz

Für die um die statische Ruhelage linearisierte BDGL folgt

$$\ddot{m}u(t) + d\dot{u}(t) + c u(t) = c \Delta z(t) + d \Delta \dot{z}(t)$$

Die periodische Fahrbahnunebenheit kann beschrieben
wesentlich durch 路面对平度

$$\Delta z(t) = \Delta z_0 \cos\left(\frac{2\pi}{L}vt\right) = \Delta z_0 \cos \Omega t \quad \text{mit} \quad \Omega = \frac{2\pi v}{L}$$

Somit

$$\ddot{m}u(t) + d\dot{u}(t) + c u(t) = c \Delta z_0 \cos \Omega t - d\Omega \Delta z_0 \sin \Omega t$$

Ausatz "Typ rechte Seite" für den eingeschwungenen Zustand

$$u(t) = u^c \cos(\Omega t - \gamma) + u^s \sin(\Omega t - \gamma) \quad \text{假设这也为一个解}$$

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Lösung in komplexer Schreibweise

Für die BDDGL ergibt sich im komplexen Schreibweise 复数表示法

$$m\ddot{u}(t) + d\dot{u}(t) + c u(t) = \frac{c}{2} (e^{ist} + e^{-ist}) \Delta z_0 + \frac{d}{2} i \omega (e^{ist} - e^{-ist}) \Delta z_0$$

$$= [(i\omega d + c) \Delta z_0 e^{ist} + (-i\omega d + c) \Delta z_0 e^{-ist}] \frac{1}{2}$$

Ausdruck „Typ rechte Seite“

$$u_e^+(t) = u_0^+ e^{ist}$$

Einsetzen liefert

$$(-m\omega^2 + id\omega + c) u_0^+ = (id\omega + c) \Delta z_0$$

Hieraus folgt der komplexe Frequenzgang

$$\underline{\underline{u}_0^+} = \frac{id\omega + c}{-m\omega^2 + id\omega + c}$$

Verwendungslässigung des konjugiert komplexen Anteils und des Vorfaktors $\frac{1}{2}$

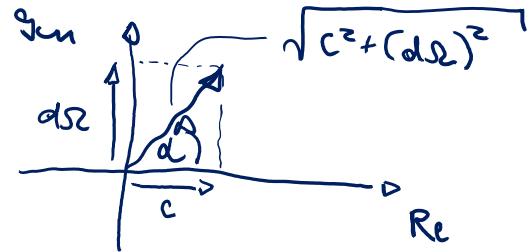
Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Lösung in komplexer Schreibweise

In Polardarstellung mit

$$c + i \omega s_2 = \sqrt{c^2 + (\omega s_2)^2} e^{i \alpha}$$

$$c - \omega^2 m + i \omega s_2 = \sqrt{(c - \omega^2 m)^2 + (\omega s_2)^2} e^{i \gamma}$$



mit

$$\alpha = -\arccos \frac{c}{\sqrt{c^2 + (\omega s_2)^2}}$$

$$\gamma = \arccos \frac{c - \omega^2 m}{\sqrt{(c - \omega^2 m)^2 + (\omega s_2)^2}}$$

Folgt

$$u_e^+(t) = \frac{\sqrt{c^2 + (\omega s_2)^2}}{\sqrt{(c - \omega^2 m)^2 + (\omega s_2)^2}} \Delta z_0 e^{i(\omega t - \alpha - \gamma)} = u_0 e^{i(\omega t - \alpha - \gamma)}$$

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Lösung in reeller Schreibweise

Es gilt

$$u_e(t) = \frac{1}{2} (u_e^+(t) + u_e^-(t)) = \frac{1}{2} u_0 (e^{i(\omega t - \alpha - \gamma)} + e^{-i(\omega t - \alpha - \gamma)}) \\ = u_0 \cos(\omega t - \alpha - \gamma)$$

Für u_0 folgt mit den Abkürzungen

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad \eta = \frac{d}{\omega} \quad D = \frac{d}{2\sqrt{cm}}$$

$$u_0 = \frac{\sqrt{1 + (2D\eta)^2}}{\sqrt{(1-\eta^2) + (2D\eta)^2}} \quad 120$$

und

$$\varphi = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + (2D\eta)^2}}$$

$\gamma = \arccos$

$$\frac{1-\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2) + (2D\eta)^2}}$$

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Lösung für Aufbaubeschleunigung und Radlast

Für die Aufbaubeschleunigung gilt

$$\ddot{u}_e(t) = -\omega^2 u_e(t) = a_0 \cos(\omega t - \alpha - \gamma)$$

mit

$$\left\{ \begin{array}{l} a_0 = -\gamma^2 \omega^2 u_0 \end{array} \right.$$

Für die dyn. Radlast gilt für den EITL

$$N_f(t) = -c(u(t) - \Delta f(t)) - d(\dot{u}(t) - \dot{\Delta f}(t)) = m\ddot{u}(t)$$

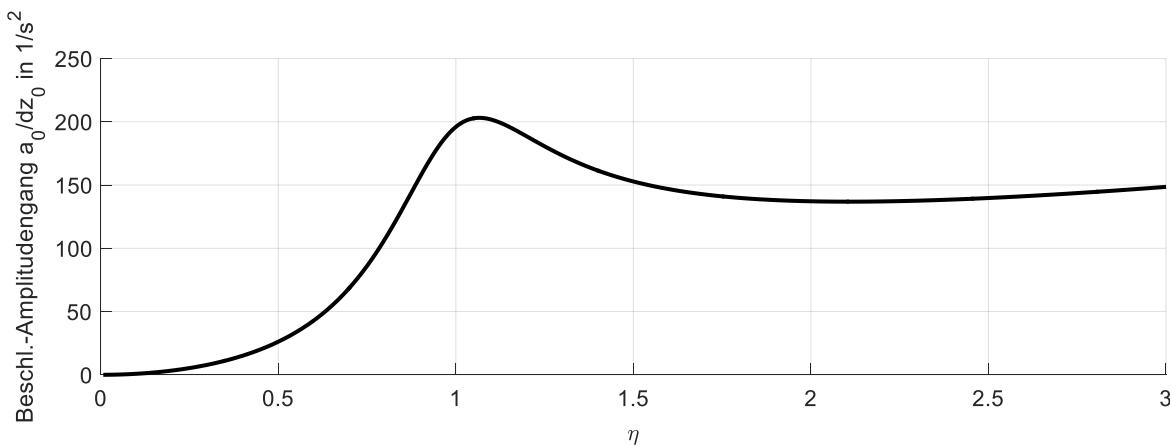
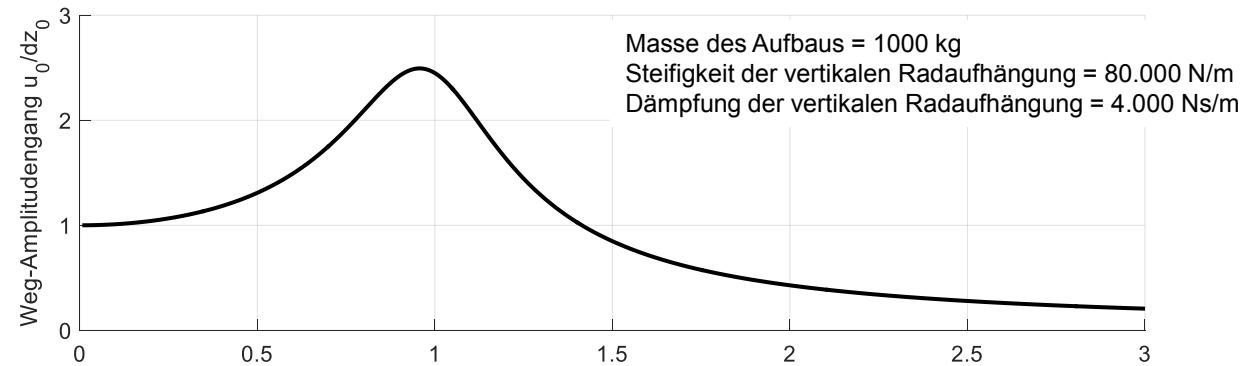
$$\omega^2 = \frac{c}{m}$$

Für den eingeschwungenen Zustand folgt

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{fe}(t) = -c\gamma^2 u_0 \end{array} \right.$$

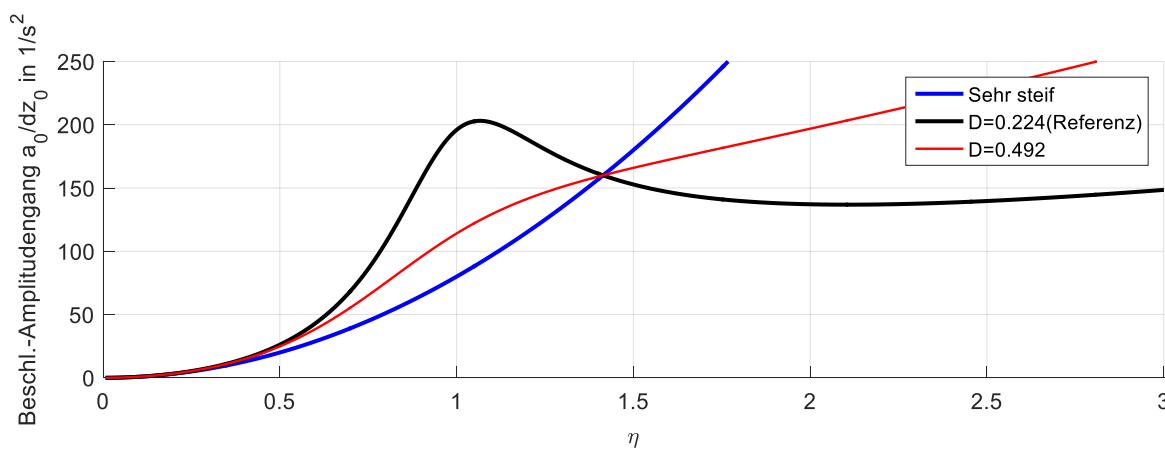
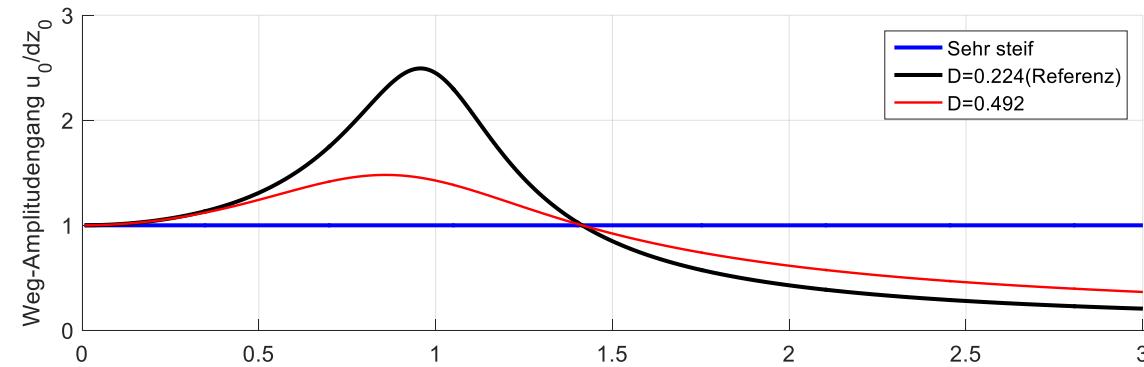
Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Amplitudengänge des Aufbaus



Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Variation von Aufbausteifigkeit und -dämpfung



$f \mapsto \sqrt{f}$

Dämpfer härter

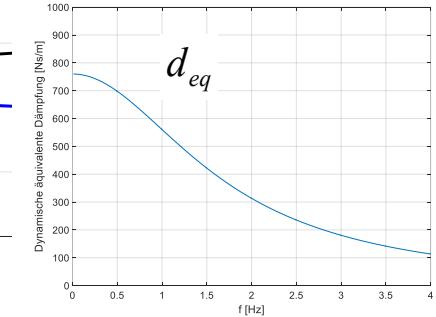
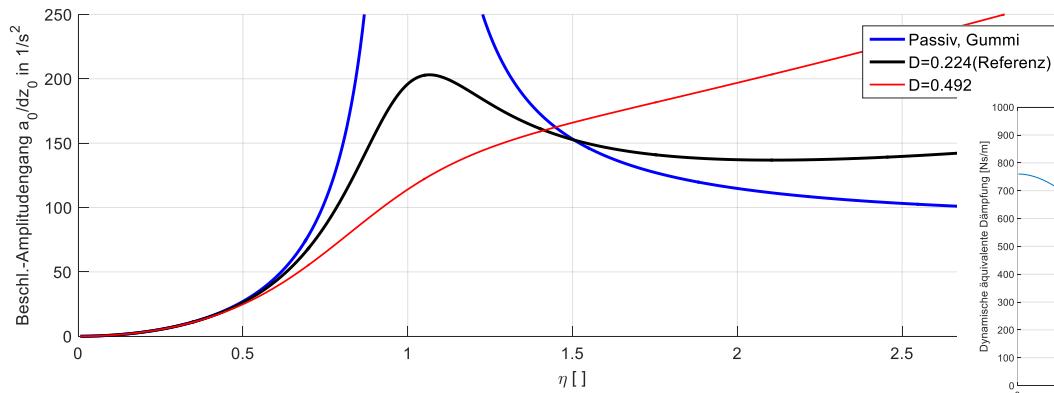
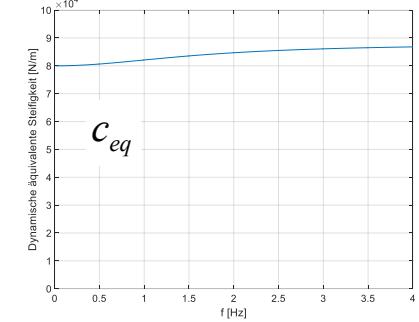
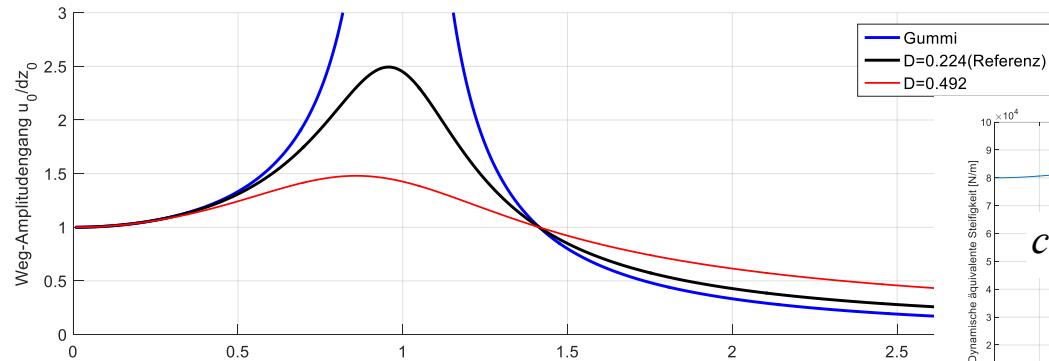
Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Gummidämpfung [S. 227]

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

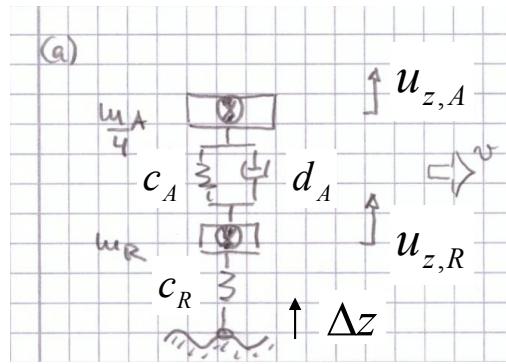
Gummidämpfung

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich Gummidämpfung



Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Vertikalmodell mit 2 und mehr Freiheitsgraden



Anwendung des SPS ergibt

$$\ddot{\underline{M} \underline{U}}(t) + \underline{\Sigma} \dot{\underline{U}}(t) + \underline{\Sigma} \underline{K}(t) = \underline{f}_0 = \begin{cases} 0 \\ c_R \end{cases} \Delta z(t)$$

$$\text{mit } f_0(t) = f_0 e^{i\omega t}$$

und dem Gleichverhältnisatz
 $\underline{U}^+(t) = \underline{U}_0^+ e^{i\omega t}$

$$[-\omega^2 \underline{M} + i\omega \underline{\Sigma} + \underline{\Sigma}] \underline{U}_0 = f_0$$

Hieraus folgt

$$\underline{U}_0^+ = [-\omega^2 \underline{M} + i\omega \underline{\Sigma} + \underline{\Sigma}]^{-1} f_0$$

$$\underline{Q}_0^+ = -\omega^2 \underline{U}_0^+$$

$$\underline{N}_{S_0}^+ = c_R (u_{z,R} - \Delta z) = -c_R [\underline{c}_1^T \underline{U}_0^+ - \underline{c}_2^T f_0]$$

Bsp. 2-FG

$$[0, 1]$$

$$[0, \frac{1}{c_R}]$$

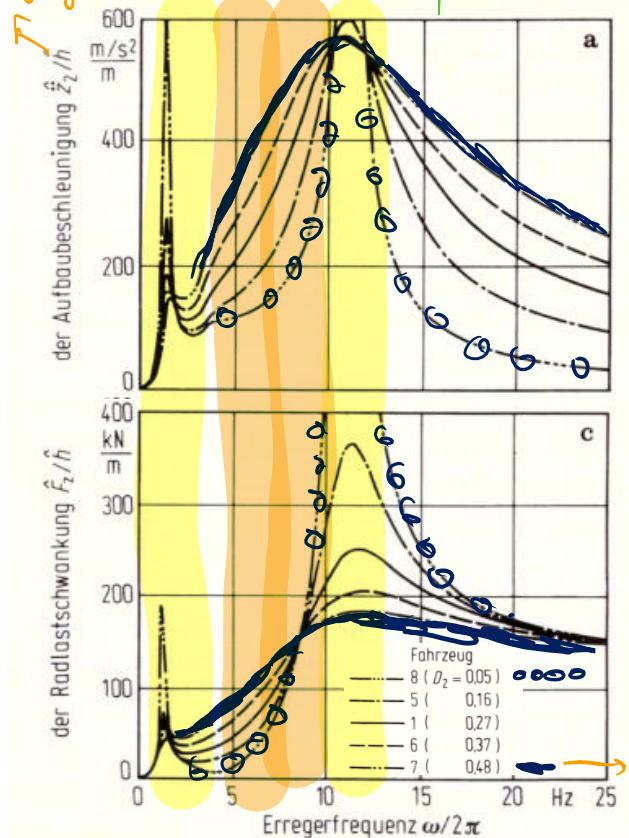
Amplitude
Fußpunktanregung

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Zielkonflikt Fahrsicherheit vs. Fahrkomfort

EF: Eigenfrequenz

Bsp: 3 FG-System mit Rad, Aufbau und Sitz+Fahrer



Quelle:
Mitschke,
Wallentowitz:
Dynamik der
Kraftfahrzeuge

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung II

Vertikaldynamik und Vertikaldynamikregelung



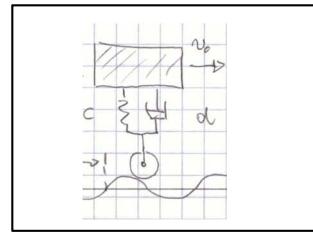
**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Jochen Gallep
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Allgemein periodische Unebenheit

Harmonische Unebenheit

$$\Delta z(t) = \Delta z_1 \cos(\Omega_1 t)$$



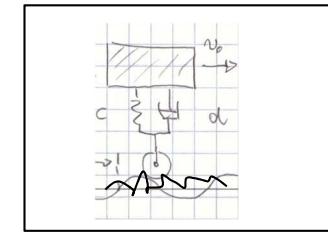
$$u_e(t) = V(\Omega_1) \Delta z_1 \cos(\Omega_1 t - \alpha_1 - \gamma_1)$$

mit

$$V(\Omega_1) = \frac{\sqrt{1 + (2D\eta_1)^2}}{\sqrt{(1 - \eta_1^2)^2 + (2D\eta_1)^2}}$$

Allg. period. Unebenheit

$$\Delta z(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n \cos(n\Omega_1 t - \beta_n)$$



$$u_e(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \underbrace{V(n\Omega_1) \Delta z_n}_{u_n} \cos(n\Omega_1 t - \alpha_n - \gamma_n - \beta_n)$$

mit

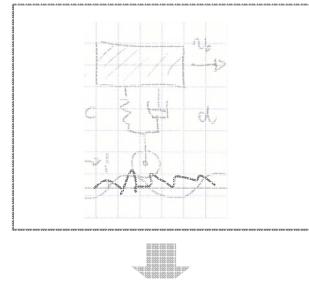
$$V(n\Omega_1) = \frac{\sqrt{1 + (2Dn\eta_1)^2}}{\sqrt{(1 - n^2\eta^2)^2 + (2Dn\eta_1)^2}}$$

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Allgemein periodische Anregung

Allg. period. Unebenheit

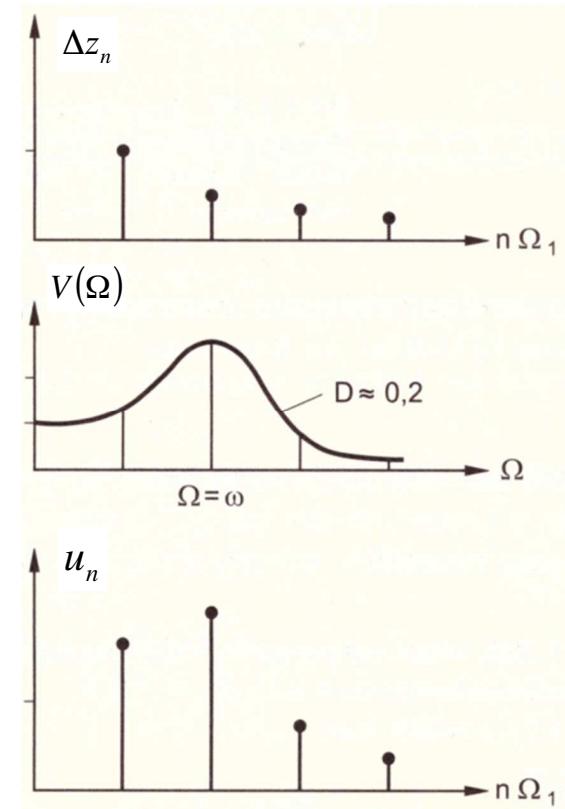
$$\Delta z(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \Delta z_n \cos(n\Omega_1 t - \beta_n)$$



$$u_e(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \underbrace{V(n\Omega_1)}_{u_n} \Delta z_n \cos(n\Omega_1 t - \alpha_n - \gamma_n - \beta_n)$$

mit

$$V(n\Omega_1) = \frac{\sqrt{1 + (2Dn\eta_1)}}{\sqrt{(1 - n^2\eta^2)^2 + (2Dn\eta_1)^2}}$$



Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Stochastische Anregung

Die stochastische Antwort wird charakterisiert durch den quadratischen Mittelwert

$$\sigma_u^2 = \frac{1}{T} \int_0^T \left[\sum_{n=1}^{\infty} \underbrace{V(n\Omega_1) \Delta z_n}_{u_n} \cos(n\Omega_1 t - \alpha_n - \gamma_n - \beta_n) \right]^2 dt$$

$$= \frac{1}{2} [u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + \dots] = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} V^2(n\Omega_1) \Delta z_n^2$$

mit

$$\begin{aligned} \sigma_u^2 &= \frac{1}{T} \int_0^T u_n^2 \cos^2(n\Omega_1 t) dt \\ &= \frac{1}{T} u_n^2 \int_0^T \cos^2(n\Omega_1 t) dt \\ &= \frac{u_n^2}{2} \end{aligned}$$


Nun schreibt man analog zur stochastischen Anregung

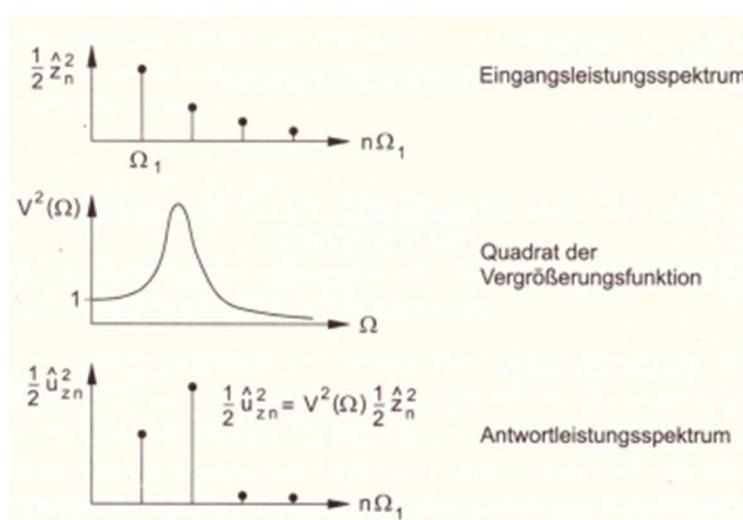
$$\bar{u}_n^2 = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{V^2(n\Omega_1) \Delta z_n^2}{\Delta \Omega} \Delta \Omega \quad \text{mit } \Delta \Omega = \frac{2\pi}{L}$$

und mit $L \rightarrow \infty$

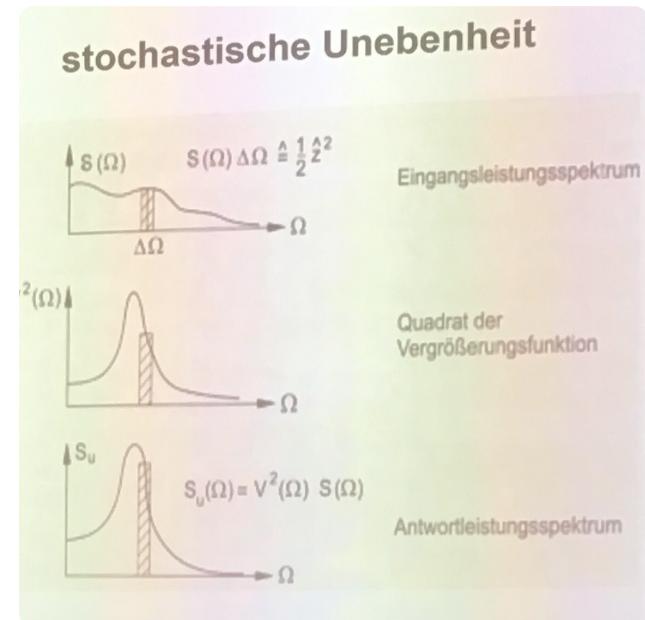
$$\bar{u}_n^2 = \int_{\Omega=0}^{\infty} V^2(\Omega) S(\Omega) d\Omega \quad \text{mit } S(\Omega) = \lim_{\Delta \Omega \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta \Omega} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Delta z_n^2(n\Omega)}{\Delta \Omega}$$

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich Stochastische Anregung

Allg. period. Unebenheit



stochastische Unebenheit

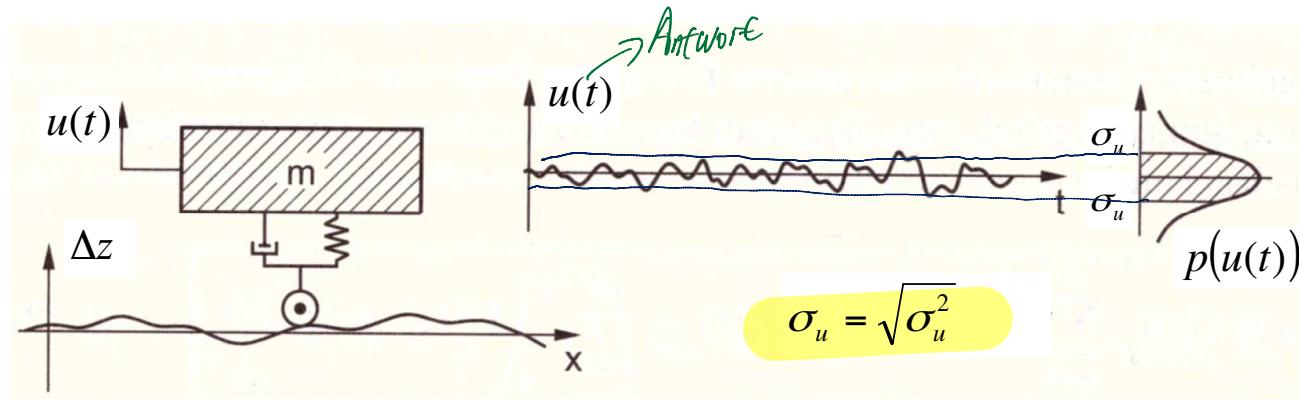


Quelle: Knothe, Stichel, Schienenfahrzeugdynamik, Springer, 2003.

Erzwungene Schwingungen im Frequenzbereich

Stochastische Anregung

Statistische Interpretation *静態表示*



$u(t)$ liegt in 68,2% der Zeit zwischen $\pm \sigma_u$ und in 95,4% der Zeit zwischen $\pm 2\sigma_u$.

Quelle: Knothe, Stichel, Schienenfahrzeugdynamik, Springer, 2003.

Bewertung der Fahrsicherheit

Radlastschwankungen

Es gilt

$$N_\xi = N_{\xi_0} + \Delta N_\xi \quad \text{mit } \Delta N_\xi = C_R(\mu_e - \Delta Z) = \sum \underbrace{C_R(V(n\Omega_1) - 1)}_{V_N(n\Omega_1)} \Delta z_n$$

Für die Varianz folgt

$$\sigma_N^2 = \frac{1}{T} \int_0^T (N_{\xi_0} + \Delta N_\xi - \bar{N}_\xi)^2 dt = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta N_\xi^2 dt$$

Im Fall einer allg. period. Unebenheit gilt

$$\Delta N_\xi = \sum_{n=1}^{\infty} V_N(n\Omega_1) \underline{\Delta z_n} \cos(n\Omega_1 t - \varphi_n)$$

Fahrwerkunebenheit

Für die Varianz im Fall einer allg. period. Unebenheit folgt

$$\sigma_N^2 = \frac{1}{T} \int_0^T \sum_{n=1}^{\infty} V_N^2(n\Omega_1) \Delta z_n^2 \cos^2(n\Omega_1 t - \varphi_n) dt = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} V_N^2(n\Omega_1) \Delta z_n^2$$

Bewertung der Fahrsicherheit

Radlastschwankungen - stochastisch

Dann

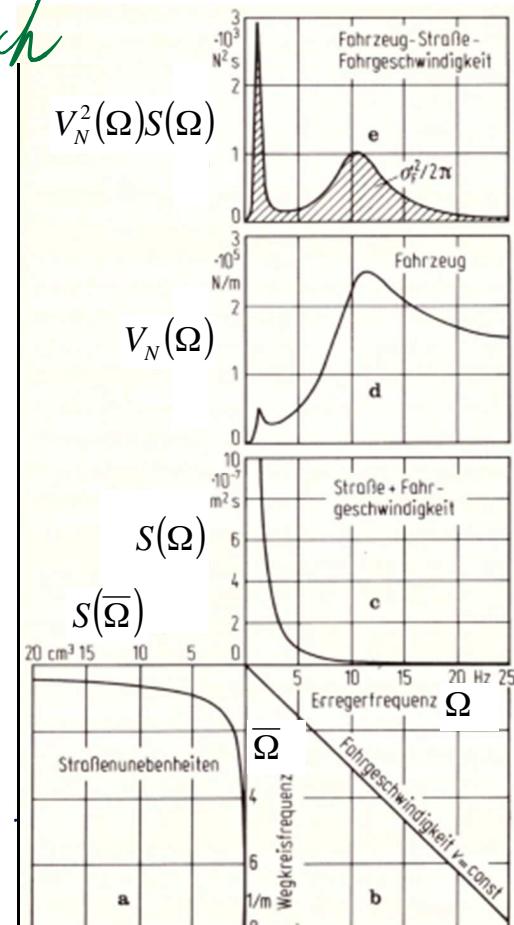
$$\sigma_N^2 = \sum_{\Omega=1}^{\infty} V_N^2(\Omega) \left(\frac{1}{2} \frac{\sigma_{2u}^2}{\Delta \Omega} \right) \Delta \Omega \quad S(\Omega) = \frac{1}{v} S(\bar{\Omega})$$

und mit $\Delta \Omega \rightarrow 0$

$$\sigma_N^2 = \int_{\Omega=0}^{\infty} V_N^2(\Omega) S(\Omega) d\Omega$$

Mit der Näherungsgleichung für $S(\Omega) = S(\bar{\Omega}_0) \left(\frac{\Omega}{\bar{\Omega}_0} \right)^{-w}$

$$\sigma_N^2 = \int_{\Omega=0}^{\infty} V_N^2(\Omega) \frac{1}{v} S(\bar{\Omega}_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\bar{\Omega}_0} \right)^{-w} d\Omega$$

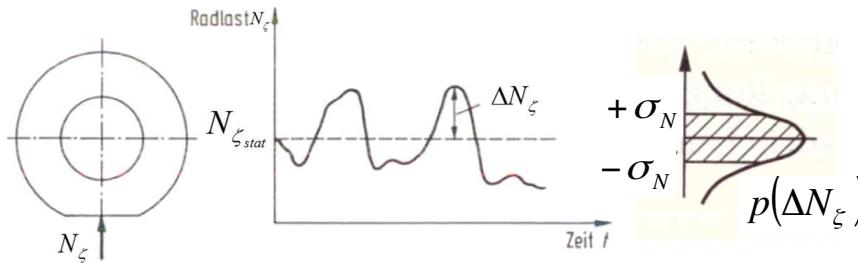


Quelle: Mitschke, Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage, Springer, Springer 2004.

Bewertung der Fahrsicherheit

Aspekte der Fahrsicherheit

Abheben des Rades - Statistische Interpretation



Kriterium: $\frac{\sigma_N}{N_{z\text{stat}}}$ möglichst klein

WSP: $N_{z\text{stat}} = 3000 \text{ N}$, $G_N = 1.000 \text{ N}$

⇒ $g_N \sim 0,32\%$ aller Fälle hebt Rad ab
+,- ½ - ¼

⇒ jede $\frac{100}{0,15} = 667$ te Radlastspitze führt zum folgenden Abheben
667↑

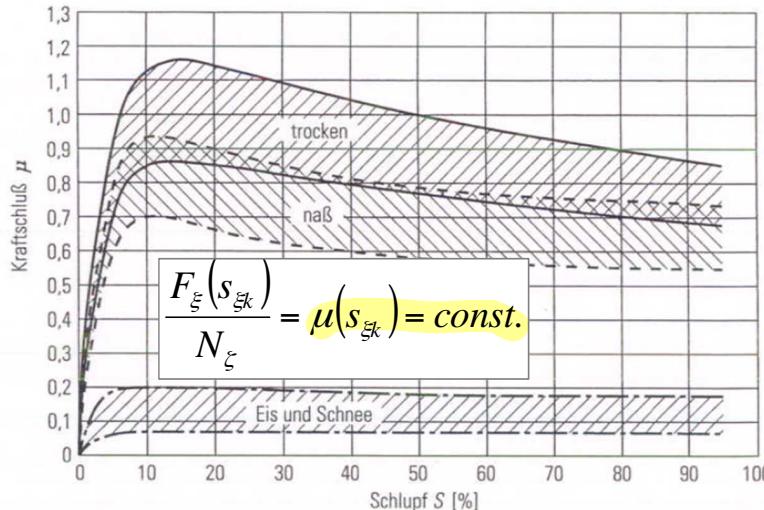
⇒ Fw Radregenfrequenz 15 Hz und z.B. $20 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 7,2 \text{ m/s}$ hebt Rad alle 889 m ab.

$z\sigma$	Prozent innerhalb	Prozent außerhalb
0,674 490 σ	50%	50%
0,994 458 σ	68%	32%
1 σ	68,268 9492%	31,731 0508%
1,281 552 σ	80%	20%
1,644 854 σ	90%	10%
1,959 964 σ	95%	5%
2 σ	95,449 9736%	4,550 0264%
2,575 829 σ	99%	1%
3 σ	99,730 0204%	0,269 9796%

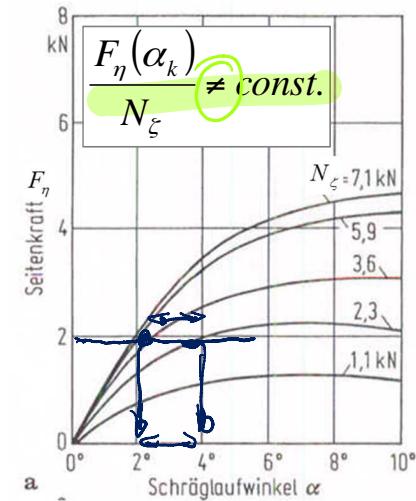
Bewertung der Fahrsicherheit

Aspekte der Fahrsicherheit

Auswirkung von Radlastschwankungen auf Längskräfte



Auswirkung von Radlastschwankungen auf Querkräfte



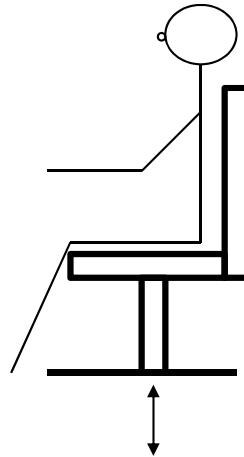
Bewertung des Fahrkomforts

Wertungsziffer nach Sperling (1941)

评价

数値

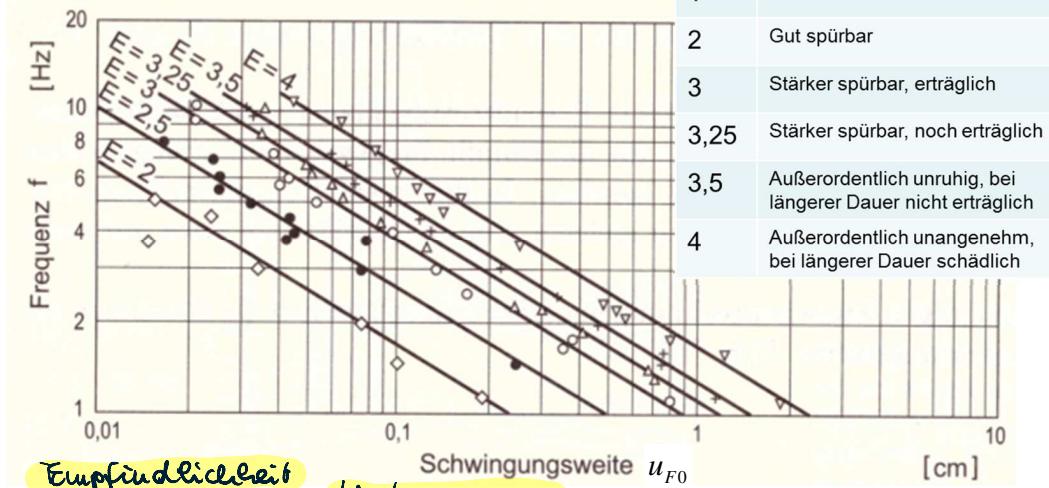
Quelle: Knothe, Stichel, Schienenfahrzeugdynamik, Springer, 2003.



$$u_F(t) = u_{F0} \cos(2\pi f t)$$

bzw.

$$a_F(t) = \ddot{u}_F(t) = \underbrace{(2\pi f)^2}_{a_F} u_{F0} \cos(2\pi f t)$$



Empfindlichkeit

Wertungsziffer

$$E \text{ bzw. } W_z = 2,7^{10} \sqrt{u_{F0} f^5}$$

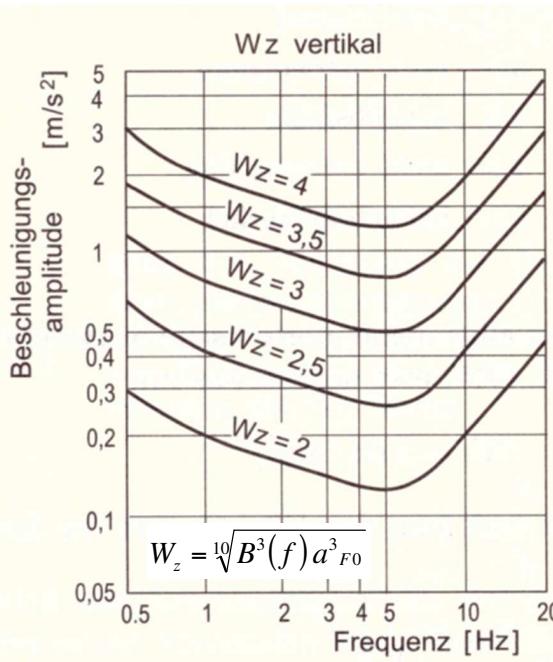
bzw.

$$W_z = 0,896 \sqrt{\frac{a_{F0}^3}{f}}$$

$$\begin{aligned} u_{F0}^{3/10} &= \\ \left[a_{F0} \frac{1}{(2\pi f)^2} \right]^{3/10} &= \\ a_{F0}^{3/10} (2\pi f)^{-2/3} &= \end{aligned}$$

Bewertung des Fahrkomforts

Wertungsziffer nach Sperling (1956)

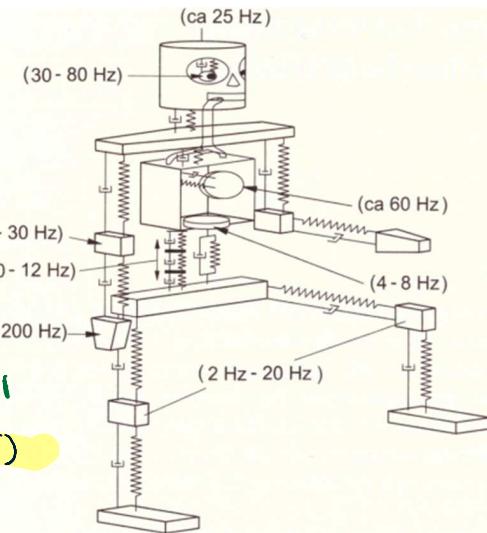


Einführung einer
Frequenz-
bewertungsfunktion
 $F(f)$

$$W_z = 0,896 \sqrt[10]{\frac{a^3_{F0}}{f} F(f)}$$
$$W_z = \sqrt[10]{B^3(f) a^3_{F0}}$$

mit

$$B(f) = 58,8 \sqrt{\frac{1,911 f^2 + (0,25 f^2)^2}{(1 - 0,277 f^2)^2 + (1,563 f - 0,0368 f^3)^2}}$$



Quelle: Knothe, Stichel, Schienenfahrzeugdynamik, Springer, 2003.

Bewertung des Fahrkomforts

Wertungsziffer bei periodischer Unebenheit

Es gilt im harmonischen Fall

$$a_F(t) = a_{F_0} \cos \omega_0 t = a_{F_0} \cos 2\pi f_0 t$$

$$\tilde{a}_{qF}^2 = \frac{1}{T} \int_0^T a_{F_0}^2 \cos^2 \omega_0 t dt = \frac{1}{2} a_{F_0}^2$$

Dann

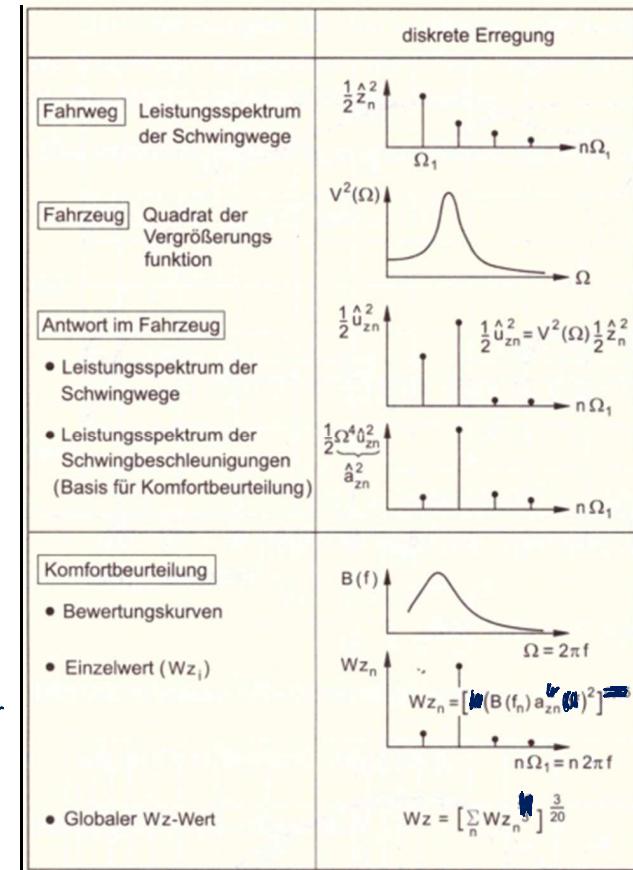
$$W_z = \sqrt[10]{\tilde{a}_{qF}^3 (f_0) a_{F_0}^3} = \left[(\beta(f_0) \tilde{a}_{qF}^2)^2 \right]^{0,15}$$

Im allg. periodischen Fall ist

$$\tilde{a}_{qF}^2 = \frac{1}{2} (a_{F_1}^2 + a_{F_2}^2 + \dots)$$

Dann folgt

$$W_z = \left[(\beta(f_1) a_{F_1})^2 + (\beta(f_2) a_{F_2})^2 + \dots \right]^{0,15}$$



Bewertung des Fahrkomforts

Wertungsziffer bei stochastischer Unebenheit

Es gilt

$$\bar{\zeta} = \frac{2\pi}{L} = \frac{1}{v} \frac{2\pi}{L} \approx = \frac{1}{v} \Omega$$

$$S(\bar{\zeta}) \Delta \bar{\zeta} = S(\bar{\zeta} = \frac{1}{v} \Omega) \frac{1}{v} \Delta \Omega$$

$\underbrace{S(\bar{\zeta})}_{S(\Omega)}$

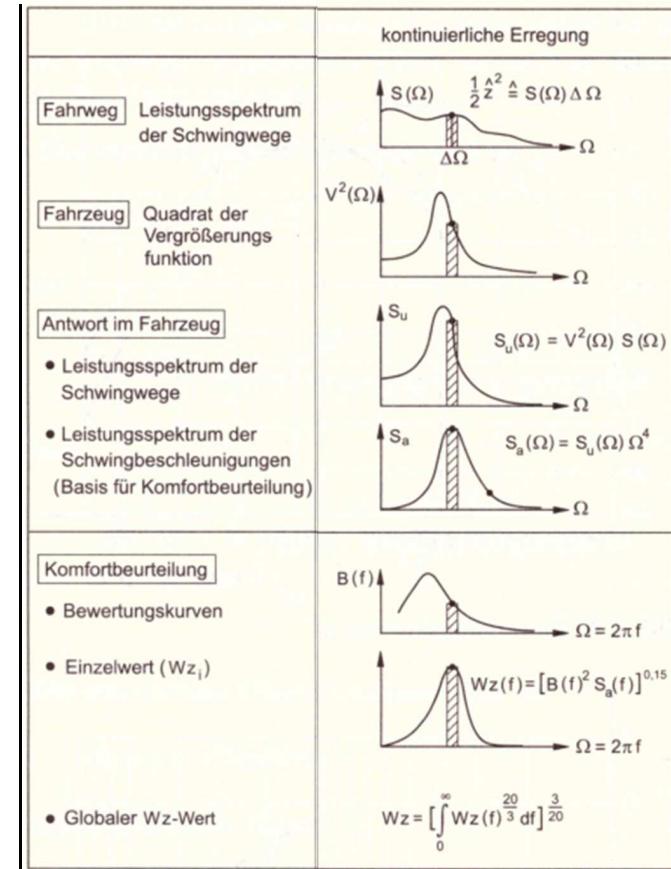
Damit

$$\sigma_{af}^2 = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} a_n^2 = \sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{1}{2} S_u(\Omega_n) \frac{4}{\Delta \Omega} \right)^2 \Delta \Omega$$

$$= \sum_{n=1}^{\infty} \omega_n^4 S_u(\Omega_n) \Delta \Omega$$

Damit ergibt sich für W_z

$$W_z = \left[\sum_{n=0}^{\infty} S^2(f) \Omega^4 S_u(\Omega) d\Omega \right]^{0.15}$$



Bewertung des Fahrkomforts

Bewertete Schwingstärke K

Andere Methode ↗

Schwingstärke K für Körper i (allg.)

$$K_i^2 = B_i^2(\Omega) \sigma_{ai}^2(\Omega) \quad i - \text{Sitz, Boden, ...}$$

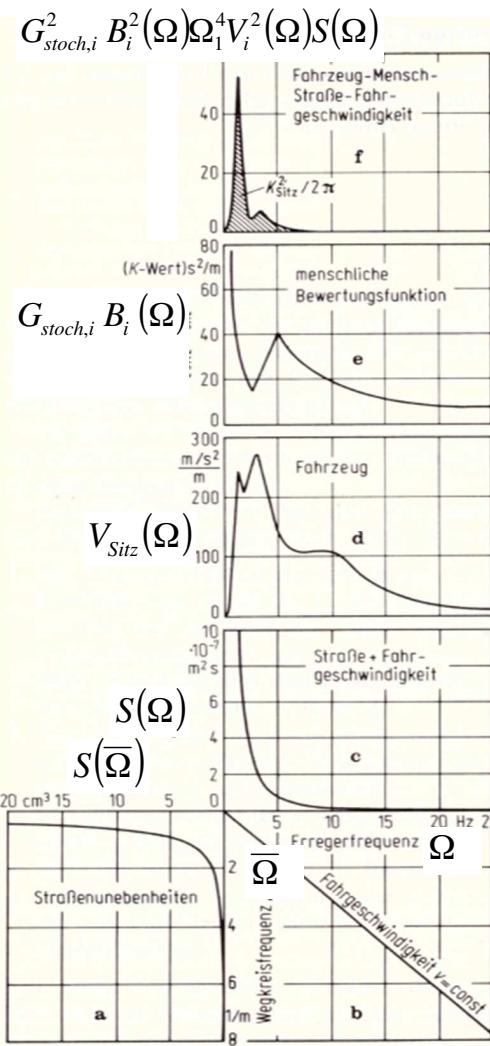
Allg. period. Unebenheit *stoch. 10*

$$K_i^2 = B_i^2(\Omega_1) \frac{1}{2} \Omega_1^4 u_{1i}^2 + B_i^2(2\Omega_1) \frac{1}{2} (2\Omega_1)^4 u_{2i}^2 + \dots$$

B_{Stoch,i} = G_{Stoch} · S_i mit G_{Stoch} - Konstanz - Fahrw (>1)

$$K_i^2 = G_{stoch,i}^2 \int_{\Omega=0}^{\infty} B_i^2(\Omega) \Omega_1^4 S_i(\Omega) d\Omega$$

$$= G_{stoch,i}^2 \int_{\Omega=0}^{\infty} B_i^2(\Omega) \Omega_1^4 V_i^2(\Omega) S(\Omega) d\Omega$$



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung II

Vertikaldynamik und Vertikaldynamikregelung



Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin

Vertikaldynamikregelung

Wichtige Regelungsziele

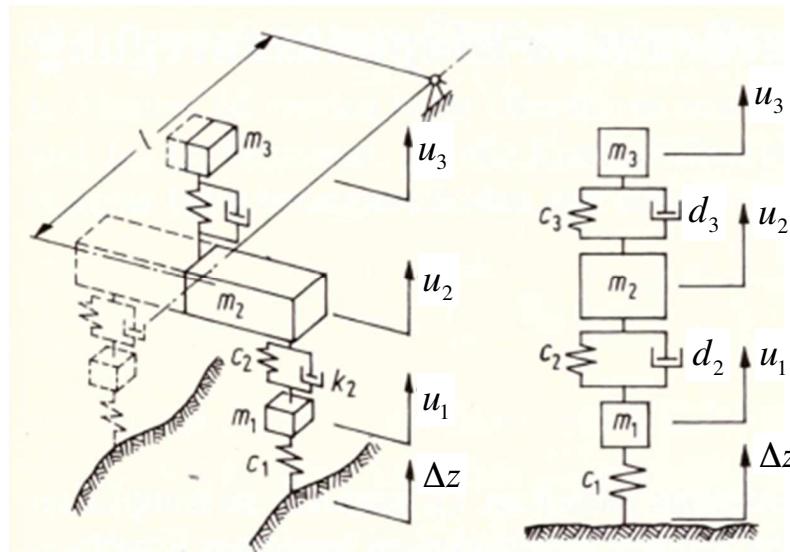
- **Isolieren des Aufbaus gegenüber der Störgröße „Fahrbahnunebenheit“**
- **Aufrechterhalten des Kontaktes zwischen Rad und Fahrbahn**
- Geringe Reibung des Aktuators (Abrollverhalten)
- Geringer Leistungsbedarf (Abstützen des Aufbaus)
- Geringer Bauraum, geringes Gewicht, geringe Kosten

Vertikaldynamikregelsysteme

Historie

- 1926 Erster Kfz-Stoßdämpfer (Monroe Auto Equipment)
- 1983 Adaptive Dämpfer (Toyota Soarer,
Toyota Electronic Modulated Suspension (TEMS))
- 1989 Erster adaptiver Dämpfer in D (Mercedes-Benz SLR129,
Adaptives Dämpfungssystem (ADS))
- 1989 Vollaktive Dämpfung (Toyota Celica)
- 1999 Erste vollaktive Dämpfung in D (Mercedes CL 500/600,
Active Body Control (ABC))

Konflikt-Schaubild Modell und Bewegungsdifferentialgleichungen



Für die dyn. Radlast
folgt

$$\begin{aligned}\Delta N_g &= -c_1(u_1 - \Delta z) \\ &\approx m_1 \ddot{u}_1 + m_2 \ddot{u}_2 + m_3 \ddot{u}_3\end{aligned}$$

Dämpfungsmaß für
den Aufbau

$$D_e = \frac{d_2}{2\sqrt{c_2 m_2}}$$

Dämpfungsmaß

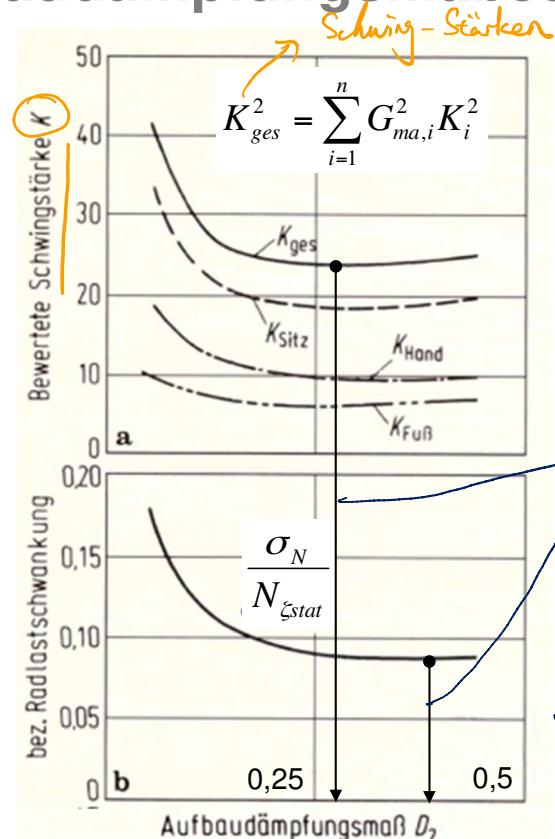
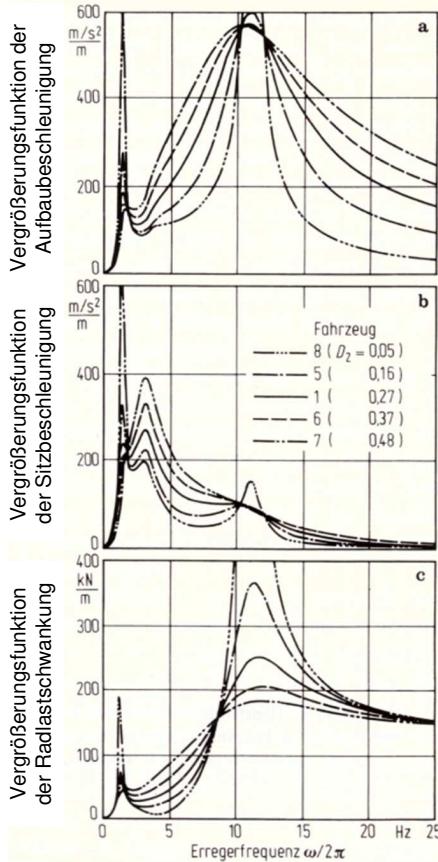
$$m_3 \ddot{u}_3 + d_3(\dot{u}_3 - \dot{u}_2) + c_3(u_3 - u_2) = 0$$

$$m_2 \ddot{u}_2 - d_3(\dot{u}_3 - \dot{u}_2) - c_3(u_3 - u_2) + d_2(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) + c_2(u_2 - u_1) = 0$$

$$m_1 \ddot{u}_1 + d_2(\dot{u}_2 - \dot{u}_1) - c_2(u_2 - u_1) + c_1 u_1 = c_1 \Delta z$$

Konflikt-Schaubild

Einfluss des Aufbaudämpfungsmaßes

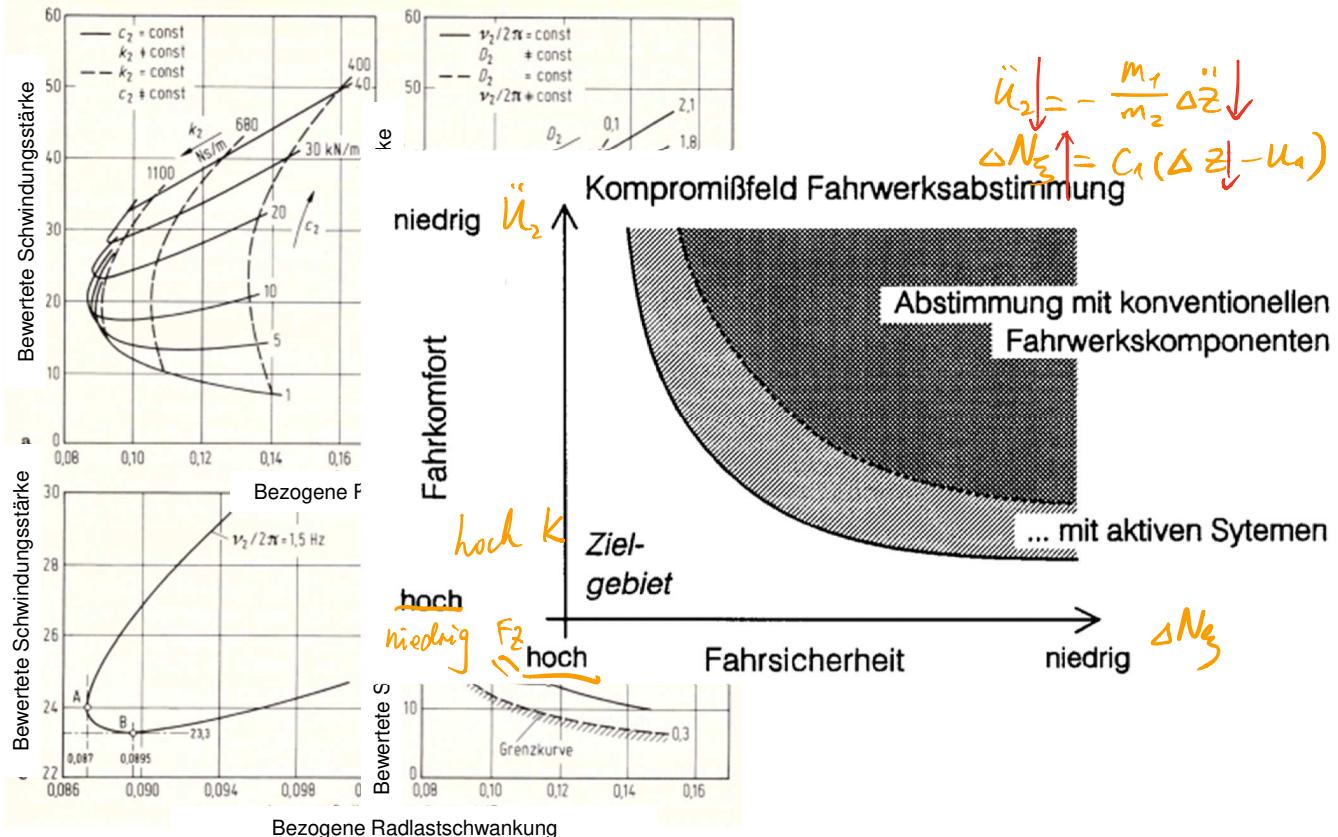


Quelle: Mischke, Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge

G_{ma} - Schwingungen wirken an mehreren Punkten und in unterschiedliche Richtungen, mit $0,75 < G_{\text{ma},i} < 1,3$

Zielkonflikt
Die Minima für K und $\frac{\sigma_N}{N_{\xi_{\text{stat}}}}$ ergeben sich für unterschiedl. D_2 -Parametern.

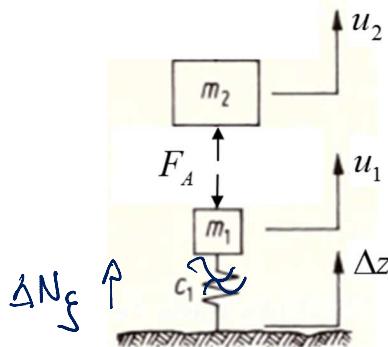
Konflikt-Schaubild Fahrkomfort versus Fahrsicherheit



Quelle: Mitschke, Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge

Vertikaldynamikregelung

Zielkonflikt mit Aufbauregelung



Es gilt

$$m_2 \ddot{u}_2 = F_A \quad ①$$

$$m_1 \ddot{u}_1 = \Delta N_f - F_A \quad ②$$

mit

$$\Delta N_f = c_1 (\Delta z - u_1) \quad ③$$

(a) Bestmögliches Komfort - $\ddot{u}_2 = 0 \Leftrightarrow F_A$

①②③ $m_1 \ddot{u}_1 + c_1 u_1 = \Delta z \cos \Omega t \Rightarrow \Delta N_f = \Delta N_{f0} \cos \Omega t$ mit
 $\Delta N_{f0} = \frac{\Omega^2}{(1-\Omega^2)} \Delta z \neq 0$ für $\Omega \neq 0$

keine bezogene Radlast

(b) Bestmögliche Fahrsicherheit - $\Delta N_f = 0$ $\Rightarrow u_1 = \Delta z$

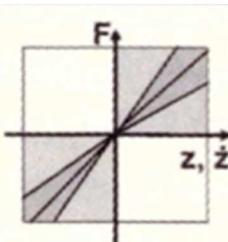
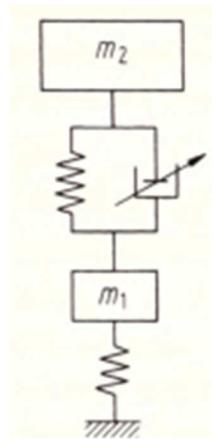
$$\left. \begin{array}{l} m_2 \ddot{u}_2 = F_A \\ m_1 \ddot{u}_1 = -F_A \end{array} \right\} \Rightarrow \ddot{u}_2 = -\frac{m_1}{m_2} \ddot{z} \neq 0 \text{ für } \Omega \neq 0$$

Vertikaldynamikregelung – Aktorik Übersicht

- Steuerung von Feder- und Dämpferkennung
(Adaptive Feder / adaptiver Dämpfer)
- Schnelle Verstellung von Feder- und Dämpferkennung
(semi-aktive Feder / semi-aktiver Dämpfer)
- Aktive Fahrwerksregelung
(aktive Feder / aktiver Dämpfer)

Vertikaldynamikregelung – Aktorik

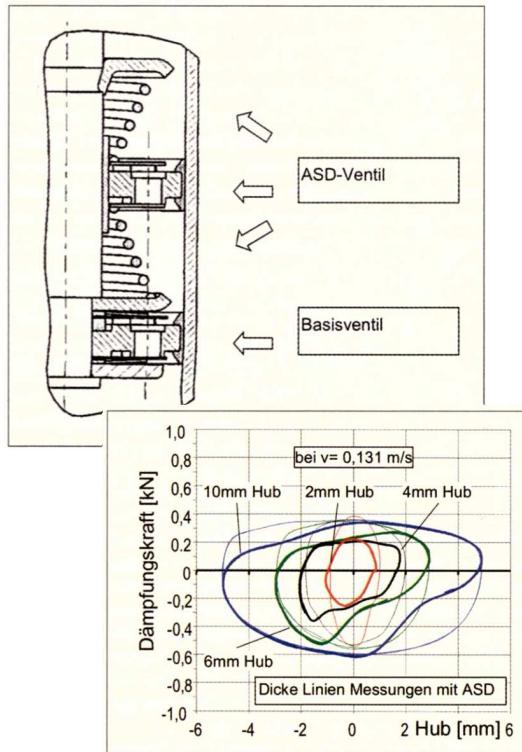
Steuerung von Feder- und Dämpfungskennung (adaptive Feder / adaptiver Dämpfer)



- Umschalten zwischen moderat schwachen und moderat starken Dämpfungskennlinien
- 2-Quadranten „Regelung“
- $f_{Schalt} < f_{charakt}$ (Größenordnung $< 1 - 4$ Hz)
- Geringer Energieverbrauch

Vertikaldynamikregelung – Aktorik Steuerung von Feder- und Dämpfungskennung

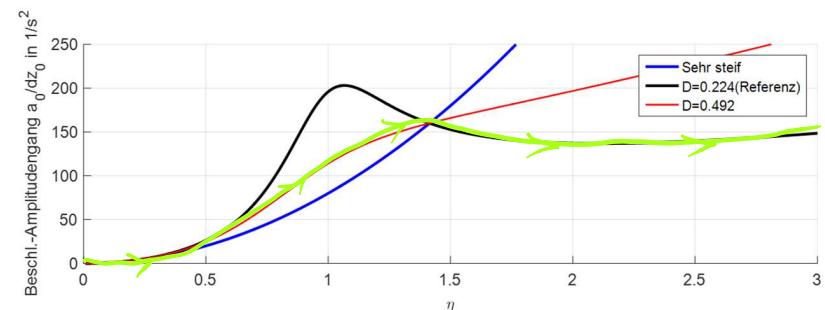
Beispiel: Amplitudenselektive Dämpfung



Grundidee

Für höherfrequente Aufbauschwingungen sind die Relativbewegungen zumeist kleiner als 5mm

-> kleine Relativbewegungen werden schwächer bedämpft



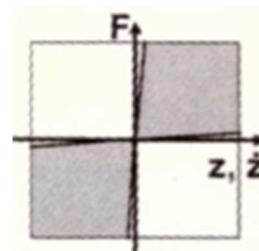
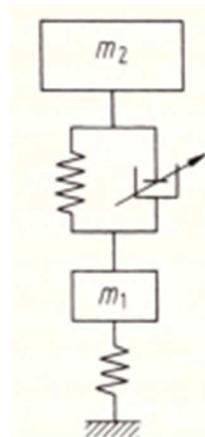
Quelle: Heißing, Ersoy (Hrsg.), Fahrwerkhandbuch, Vieweg 2007.

Vertikaldynamikregelung – Aktorik Übersicht

- Steuerung von Feder- und Dämpferkennung
(Adaptive Feder / adaptiver Dämpfer)
- Schnelle Verstellung von Feder- und Dämpferkennung
(semi-aktive Feder / semi-aktiver Dämpfer)
- Aktive Fahrwerksregelung
(aktive Feder / aktiver Dämpfer)

Vertikaldynamikregelung – Aktorik

Schnelle Verstellung von Federung und Dämpfung (semi-aktive Feder / semi-aktiver Dämpfer)

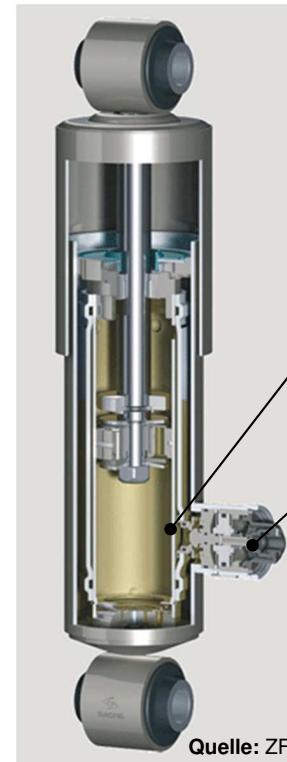
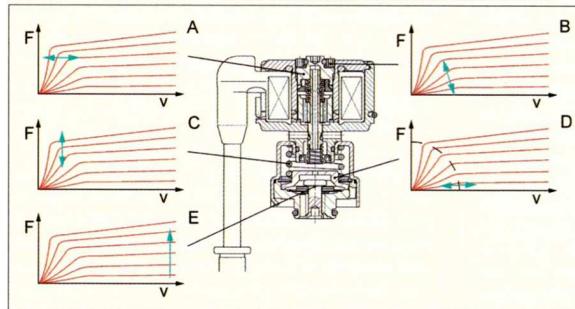
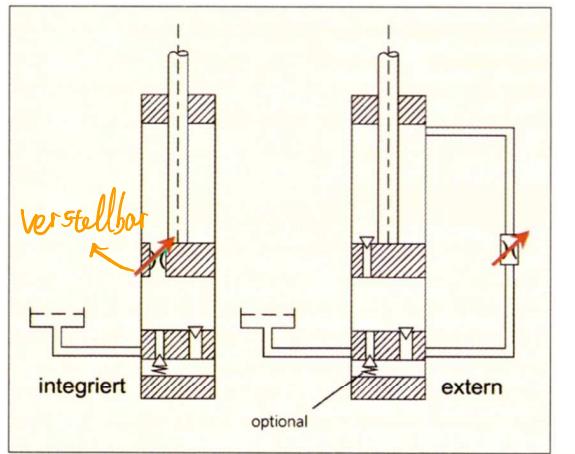


- Aufbaubewegung und Radlastschwankung können stark modifiziert werden.
- Aber weiterhin nur 2-Quadranten Regelung möglich.
- $f_{Schalt} > 2 f_{charakt}$ (Größenordnung > 100 Hz) 量級
- Schaltzeit aber abhängig von Kolbengeschwindigkeit und begrenzt durch Druckgradient (Akustik)
- Geringer Energieverbrauch
- Diskrete oder kontinuierliche Kennlinie

Vertikaldynamikregelung – Aktorik

Schnelle Verstellung von Federung und Dämpfung

Beispiel: CDC (Continuous Damping Control)



Quelle: ZF

Quelle: Heißing, Ersoy (Hrsg.), Fahrwerkhandbuch, Vieweg 2007.

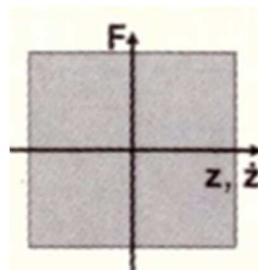
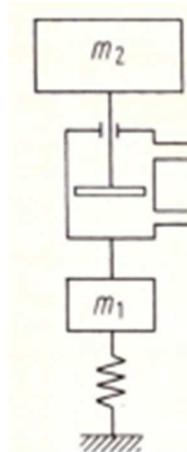
Vertikaldynamikregelung – Aktorik Übersicht

- Steuerung von Feder- und Dämpferkennung
(Adaptive Feder / adaptiver Dämpfer)
- Schnelle Verstellung von Feder- und Dämpferkennung
(semi-aktive Feder / semi-aktiver Dämpfer)
- Aktive Fahrwerksregelung
(aktive Feder / aktiver Dämpfer)

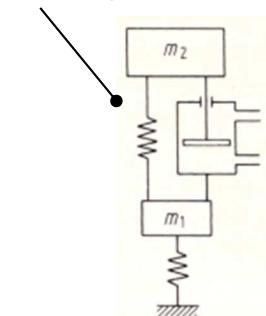
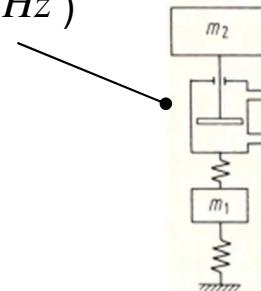
Vertikaldynamikregelung – Aktorik

Aktive Fahrwerksregelung

(aktive Feder / aktiver Dämpfer)

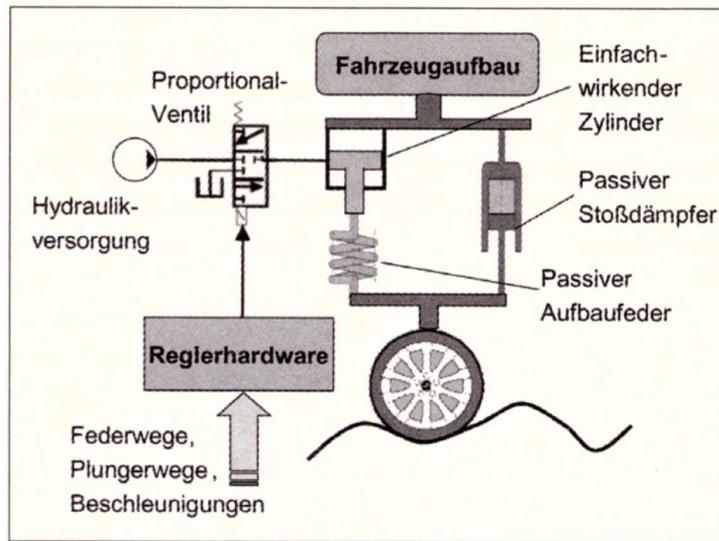


- Aufbaubewegung und Radlastschwankung werden über aktives Element beeinflusst
-> 4-Quadranten Regelung möglich
- $f_{regel} > 2f_{charakt}$ (Größenordnung > 100 Hz)
- Höherer Energieverbrauch (7-20 kW (Heißing))
- Unterscheidung zwischen volltragend, teiltragend und langsam-aktiv ($f_{regel} < 5\text{Hz}$)

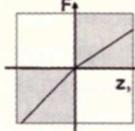
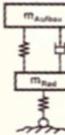
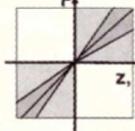
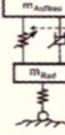
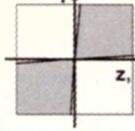
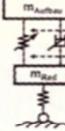
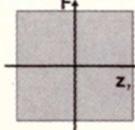
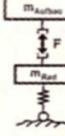
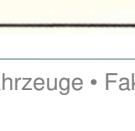
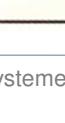


Vertikaldynamikregelung – Aktorik Aktive Fahrwerksregelung

Beispiel: ABC (Active Body Control) – „langsam aktiv“



Vertikaldynamikregelung – Aktorik Zusammenfassung und Beispiele

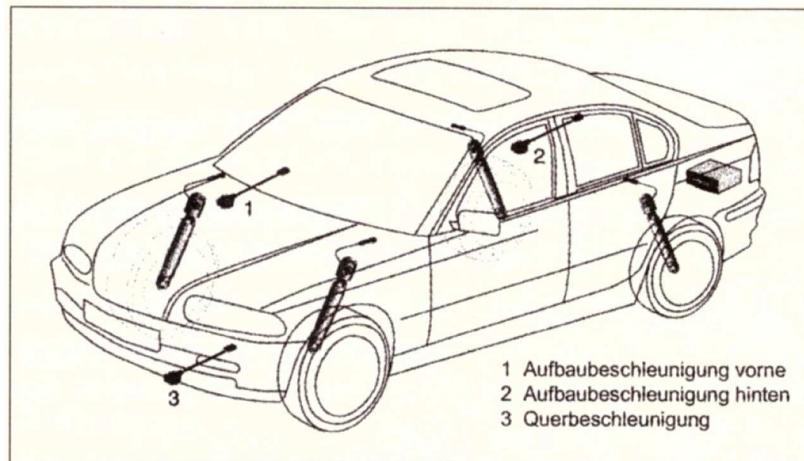
Systembezeichnung	Arbeitsbereich	Stellzeit	Energiebedarf	Prinzip	Beispiele
passiv		-	-		herkömmliche Fahrwerke
adaptiv		1 s bis herab zu 25 ms (schnelle adaptive Systeme)	gering		- Jaguar X350 ACD2 - DC ADS / ADS II - Citroën Hydractive - BMW EDC-K - Audi CDC
semi-aktiv		< 10 ms	gering		- CDC mit "Skyhook"-Regelung (Lancia Thesis, VW Phaeton / Touareg) - Volvo S60R
langsam aktiv		> ca. 0,3 s	mittel		Wankstabilisierung: - DC ABC - BMW Dynamic Drive - Citroën Activa AFS
aktiv		< 10 ms	hoch		- Lotus Active Suspension

Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik

Schwellwertregelung

Prinzipielle Steuerungsstrategie

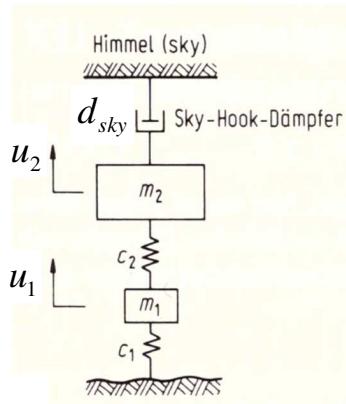
- Kleine Unebenheitsamplituden, niedrige Fahrgeschwindigkeiten
-> weich (höherer Komfort)
- Große Unebenheitsamplituden, hohe Fahrgeschwindigkeiten
-> hart (höhere Sicherheit)
- Höhere Querdynamik -> hart (höhere Sicherheit, Lenkbarkeit)



Quelle: Heißing, Ersoy (Hrsg.),
Fahrwerkhandbuch, Vieweg 2007.

Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik

Sky-Hook-Regelung – semi-aktiv



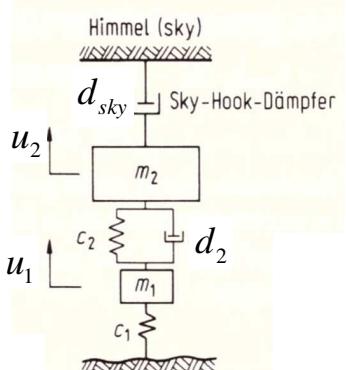
Sky-Hook-Dämpfer

$$F_{D_{\text{Sky}}} = d_{\text{sky}} \dot{u}_2$$

Somit folgt

$$d_2 = d_{\text{sky}} \frac{\dot{u}_2}{(\dot{u}_2 - \dot{u}_1)} \quad \text{für } \dot{u}_2 (\dot{u}_2 - \dot{u}_1) \geq 0$$

$$d_2 = 0 \quad \begin{array}{l} \text{für } \dot{u}_2 (\dot{u}_2 - \dot{u}_1) < 0 \\ \text{Sinnlos für } \dot{u}_2 < 0 \end{array}$$



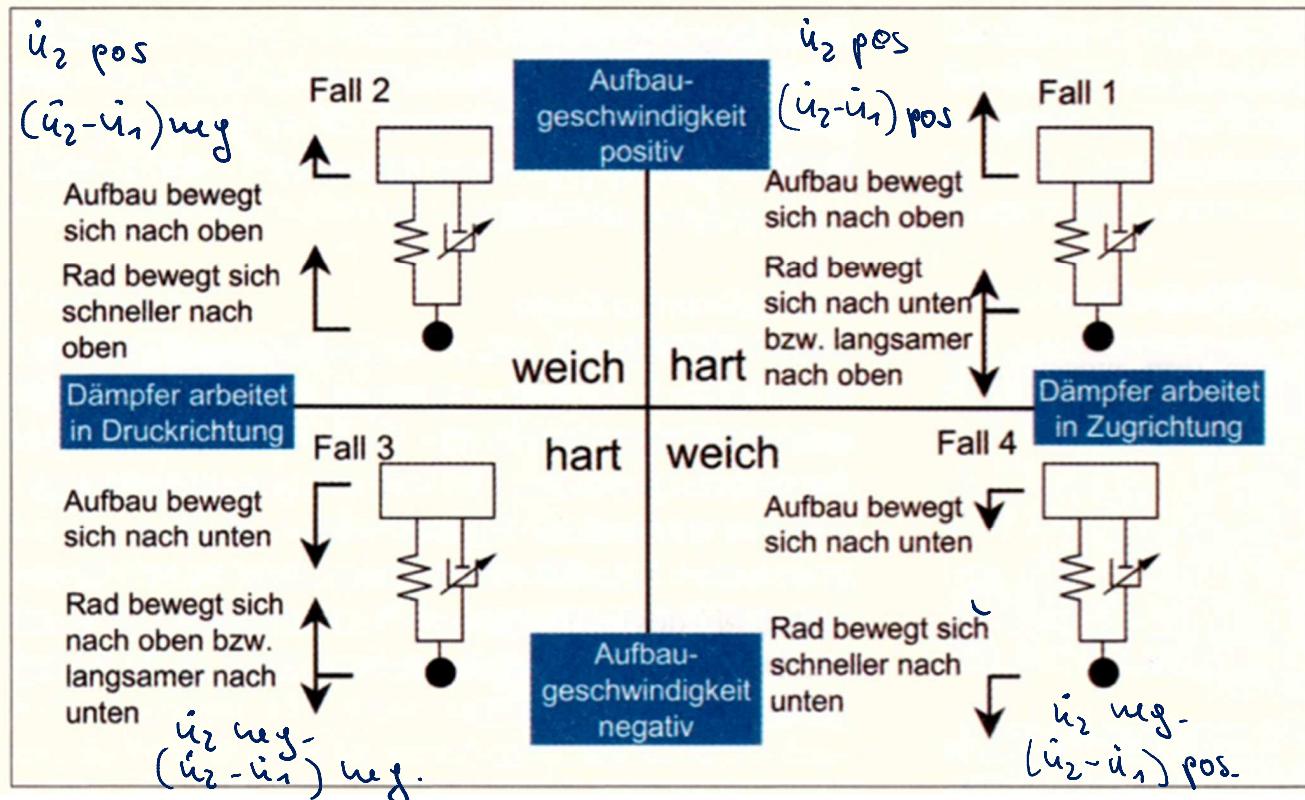
Damit auch Radbewegung gedämpft

$$F_{D_{\text{ges}}} = \left(d_{\text{sky}} \frac{\dot{u}_2}{\dot{u}_2 - \dot{u}_1} + d_2 \right) (\dot{u}_2 - \dot{u}_1) \quad \text{für } \dot{u}_2 (\dot{u}_2 - \dot{u}_1) \geq 0$$

$$F_{D_{\text{ges}}} = d_2 (\dot{u}_2 - \dot{u}_1) \quad \text{für } \dot{u}_2 - \dot{u}_1 < 0$$

Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik

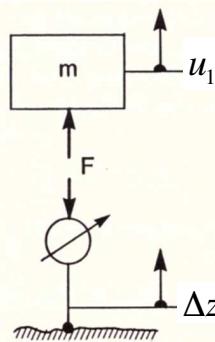
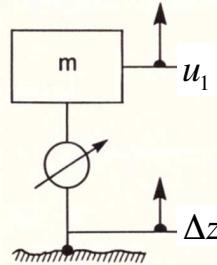
Sky-Hook-Regelung – semi-aktiv



Quelle: Heißing, Ersoy (Hrsg.), Fahrwerkhandbuch, Vieweg 2007.

Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik

Sky-Hook-Regelung - vollaktiv



BDGL $\ddot{u}_{in} = F$

bzw. mit $\delta = u_1 - \Delta z$ und u_{in}

$$\begin{Bmatrix} \dot{\delta} \\ \dot{u}_{in} \end{Bmatrix} = \left[\begin{array}{cc|c} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \delta \\ u_{in} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix} F + \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \dot{u}_{in}$$

Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik

Sky-Hook-Regelung - vollaktiv

(LQ - Regler)

Reglerentwurf nach Riccati

Reglerentwurf nach Riccati:

$$\underline{u} = F = -K \underline{x} = -[x_{11} \ x_{22}] \begin{Bmatrix} f \\ i_m \end{Bmatrix}$$

mit

$$\min_{\underline{u}} y = \min_{\underline{u}} \int_0^{\infty} (\underline{x}^T Q \underline{x} + \underline{u}^T R \underline{u}) dt$$

Es ergibt sich

$$\underline{u} = \left(-\frac{1}{\gamma^2} \right) \delta - \left(\frac{\sqrt{2m}}{\gamma} \right) i_m \quad \text{mit } \gamma = \sqrt[4]{r}$$

$$\underline{u} = F = -K \underline{x} = -[k_1 \ k_2] \begin{Bmatrix} s \\ i_m \end{Bmatrix} \rightarrow R = r$$

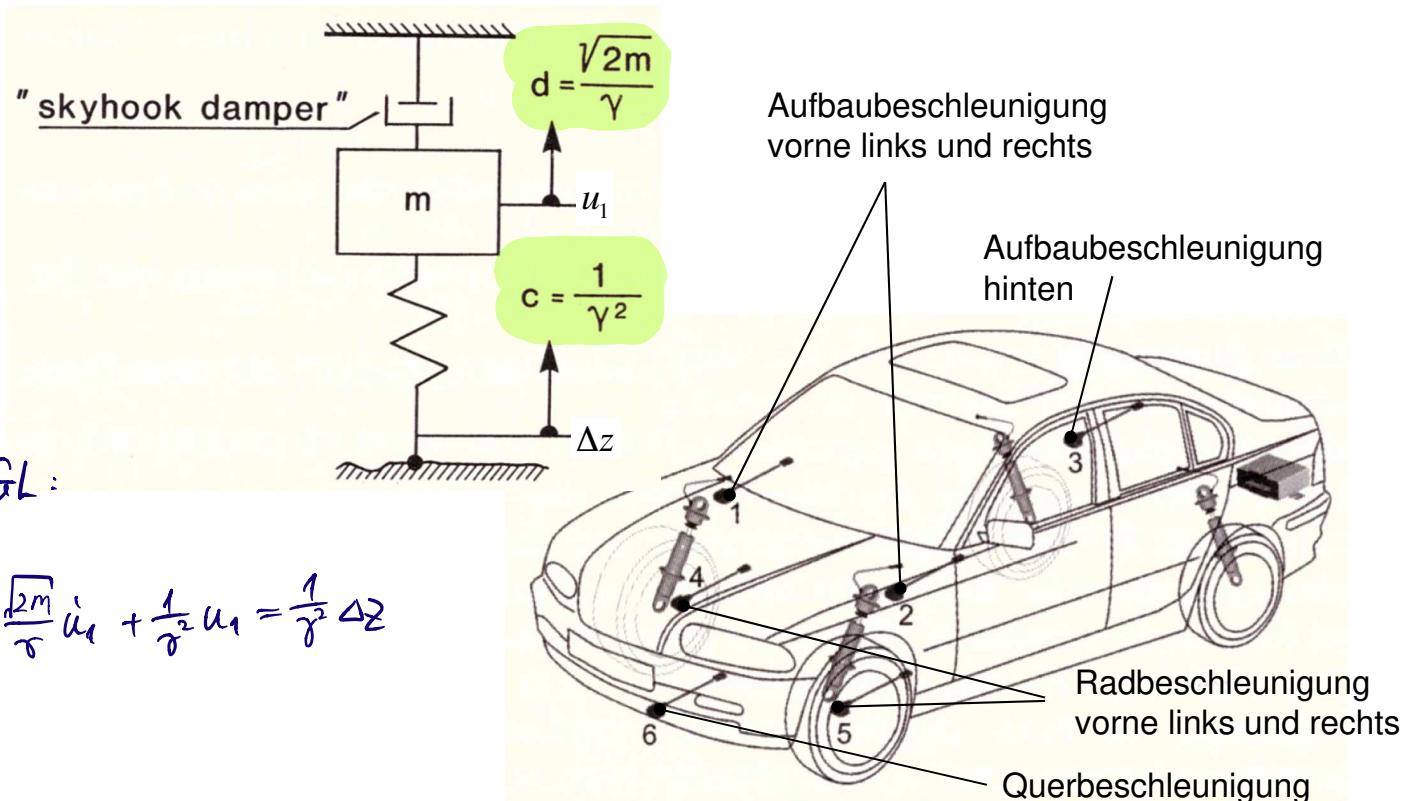
mit

$$\min_{\underline{u}} y = \min_{\underline{u}} \int_0^{\infty} (\underline{x}^T Q \underline{x} + \underline{u}^T R \underline{u}) dt \rightarrow \text{cost function}$$

Es ergibt sich

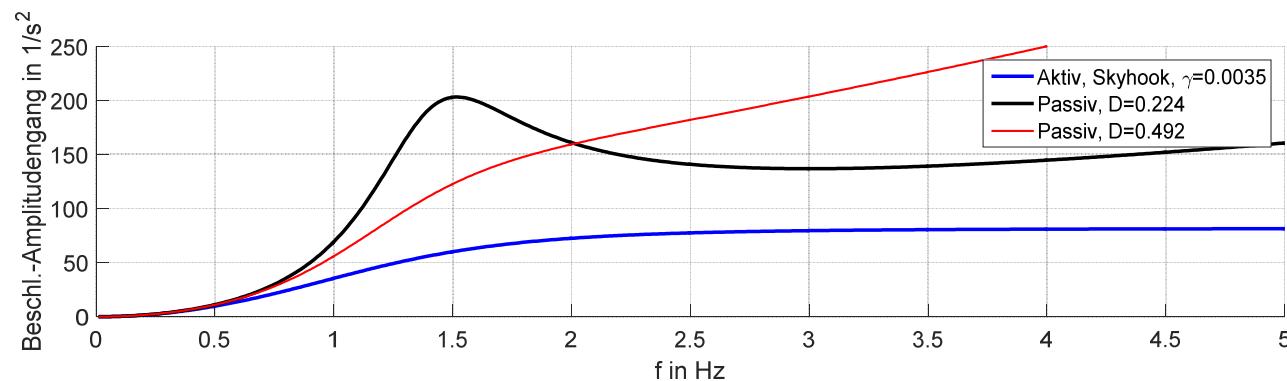
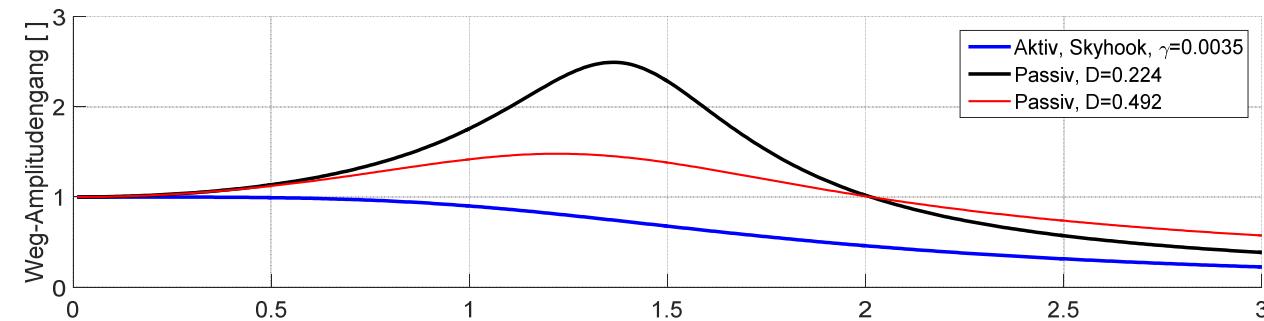
$$\underline{u} = \left(-\frac{1}{\gamma^2}, \ k_1 \right) s - \left(\frac{\sqrt{2m}}{\gamma}, \ k_2 \right) i_m \quad \text{mit } \gamma = \sqrt[4]{r}$$

Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik Sky-Hook-Regelung - vollaktiv



Vertikaldynamikregelung – Regelung & Sensorik

Sky-Hook-Regelung - vollaktiv



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Vertikaldynamikregelung – Aktorik Steuerung von Feder- und Dämpfungskennung

Beispiel: EDC (BMW, Boge, VDO)

