

Ablauf des Praktikums:

- Theoretische Einführung
- Schwingungsdämpfermessung im Fahrzeug
 - EUSAMA-Verfahren
 - Wippmethode
- Schwingungsdämpfermessung am Hydropulsprüfstand
 - VDA Kennlinie
 - Reibkraftkennlinie
 - Dämpfer mit Ölverlust
- Ermittlung von Trägheitsmomenten
- Pro Person ein Protokoll, abzugeben bis zum nächsten Praktikumstermin

Downloadmöglichkeit für Präsentation und Aufgabenstellung / Messdatensätze:

<http://www.ftm.mw.tum.de> (Downloadbereich/Sonstiges)

1. Grundlagen Federung / Dämpfung
2. Aufbau von Schwingungsdämpfern, Dämpferprüfstände
3. Schwingungsdämpferprüfung im Fahrzeug
4. Versuche zu Radlastschwankungen und Dämpferkontrolle
5. Messwertverarbeitung

1. Grundlagen Federung / Dämpfung

- Entwicklungsziele
- Schwingungsanregung, Vergrößerungsfunktion, Definitionen
- Übertragungsverhalten von Konzept-Fahrzeugen
- Feder- u. Dämpferabstimmung

2. Aufbau von Schwingungsdämpfern, Dämpferprüfstände

3. Schwingungsdämpferprüfung im Fahrzeug

4. Versuche zu Radlastschwankungen und Dämpferkontrolle

5. Messwertverarbeitung

Hoher Fahrkomfort

Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugaufbaus muss zur Schonung von Insassen u. Ladegut möglichst gering sein

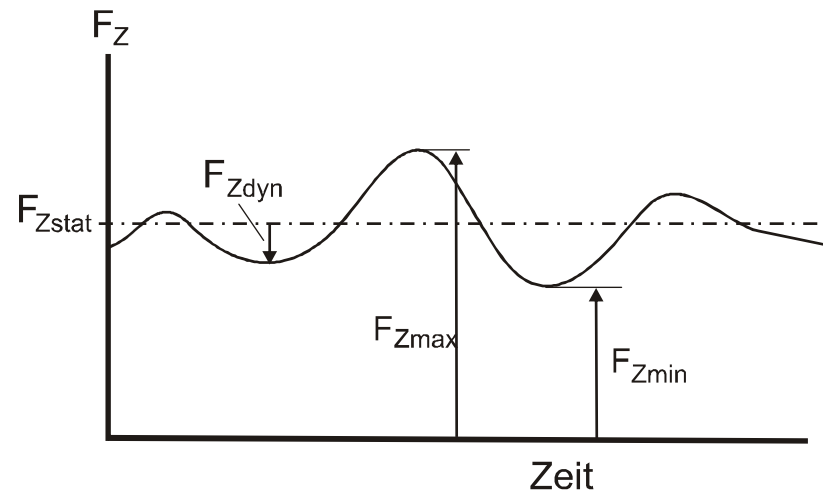
→ \ddot{z}_A niedrig, vor allem zwischen 4 – 8 Hz (Eigenfrequenzen: Brustkorb, Bauch, Hände etc.)

↕ **Konflikt bei der Dämpferauslegung**

Hohe Fahrsicherheit

Gewährleistung Fahrbahnkontakt der Räder durch Minimierung der Radlastschwankungen F_{Zdyn}

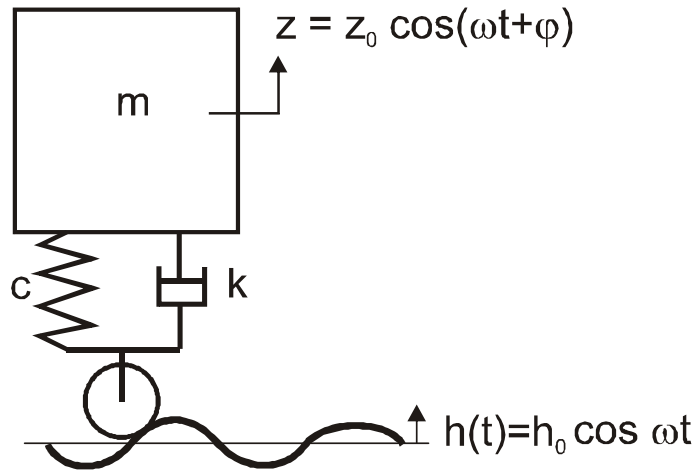
$$F_{U,S} \sim \mu * F_Z$$



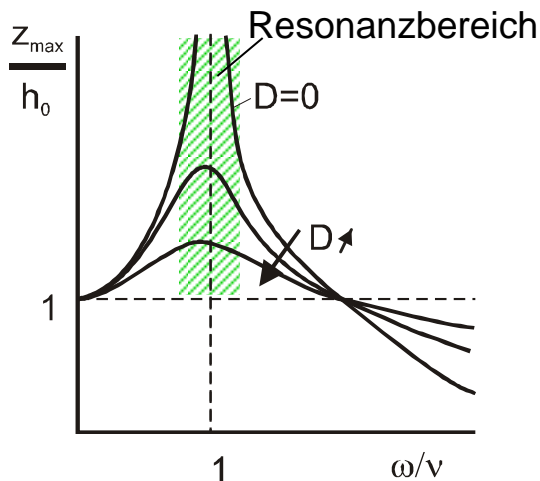
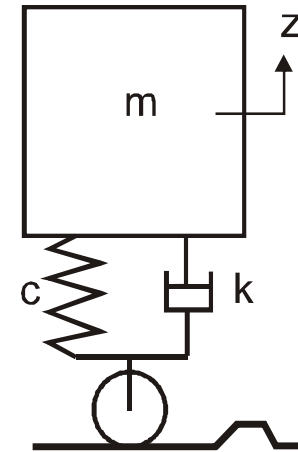
Lösung

Kompromiss bei der Dämpferauslegung im Hinblick auf den Einsatzzweck des Fahrzeugs (komfortorientierte Limousine – sportlich orientiertes Fahrzeug)

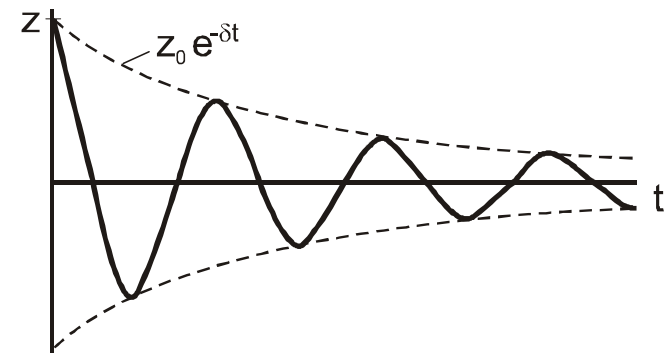
Harmonische Anregung



Einzelhindernis



Vergrößerungsfunktion des *Aufbauweges* bei harmonischer Anregung



Ausschwingvorgang nach Überfahren eines Einzelhindernisses

Ungedämpfte Eigenfrequenz des Aufbaus:

$$v_A = \sqrt{\frac{c_A}{m_A}} \quad \left[\frac{1}{s} \right]$$

Dämpferkraft :

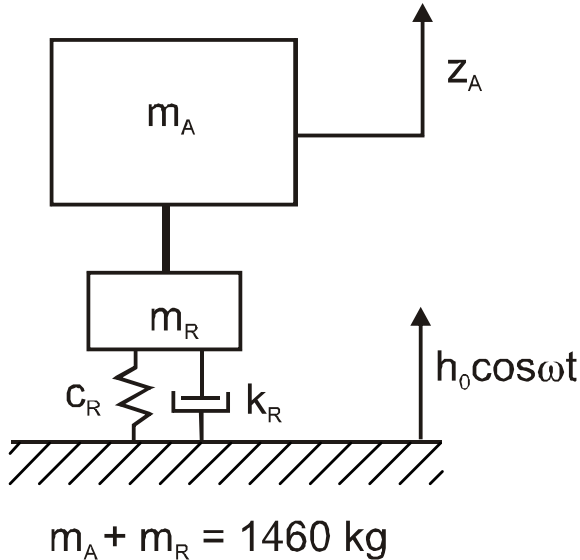
$$F_D = k_D * v_K^n$$

Maße für die Aufbaudämpfung:

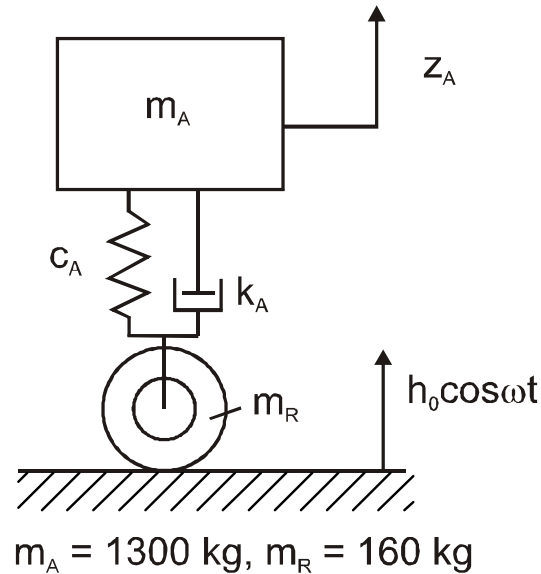
$$D_A = \frac{k_A}{2 * \sqrt{c_A * m_A}} \quad \delta_A = \frac{k_A}{2 * m_A}$$

- k_A : Dämpfungsfaktor der Aufbaudämpfung
- c_A : Kennung der Aufbaufederung
- m_A : Aufbaumasse
- δ_A : Abklingkonstante
- k_D : Dämpferkonstante
- v_K : Kolbengeschwindigkeit
- n : Dämpfkraftexponent

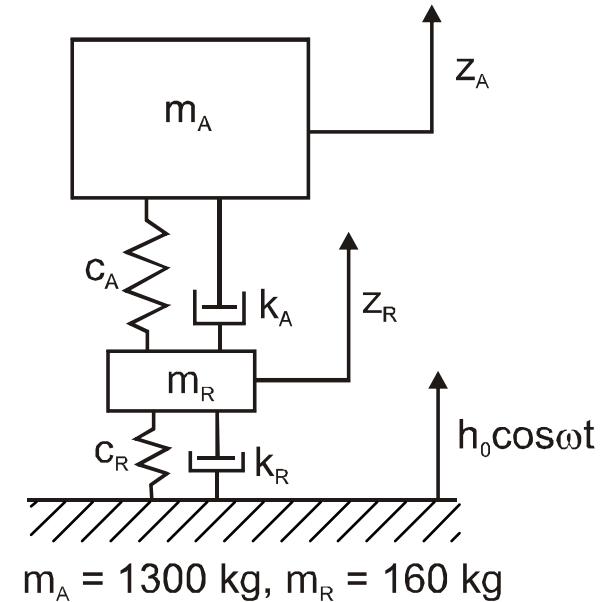
Ⓐ Ackerschlepper



Ⓑ Schienenfahrzeug



Ⓒ Kraftfahrzeug

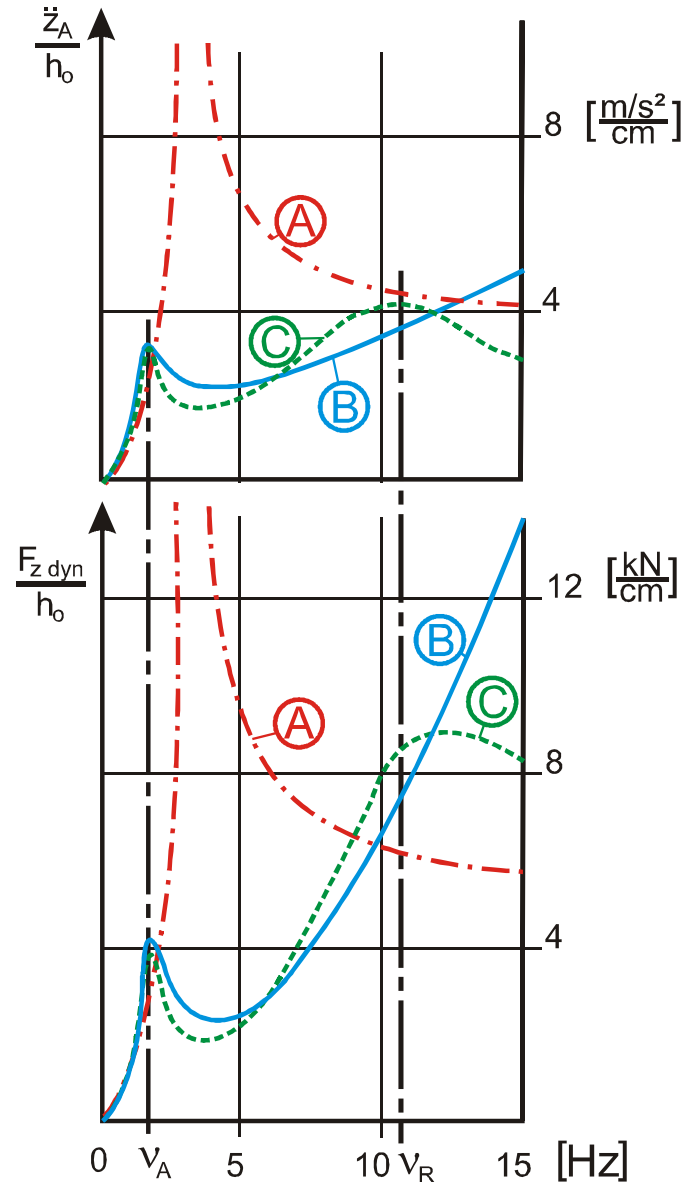


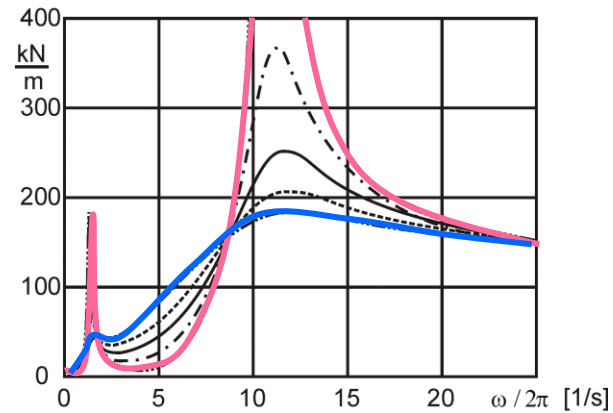
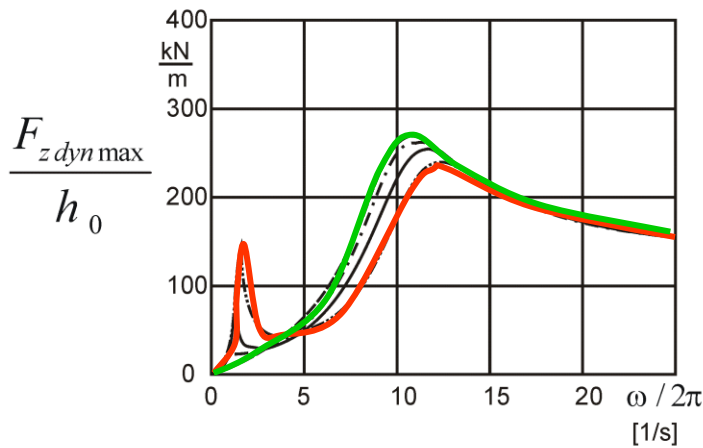
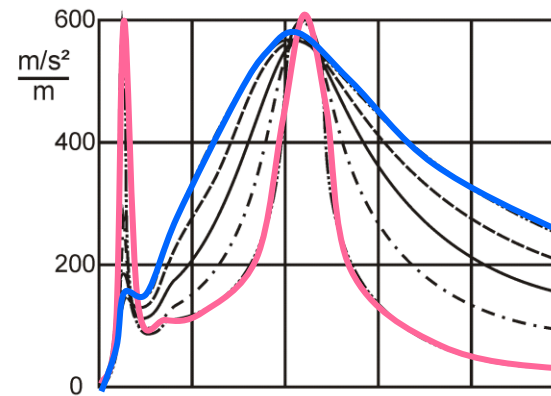
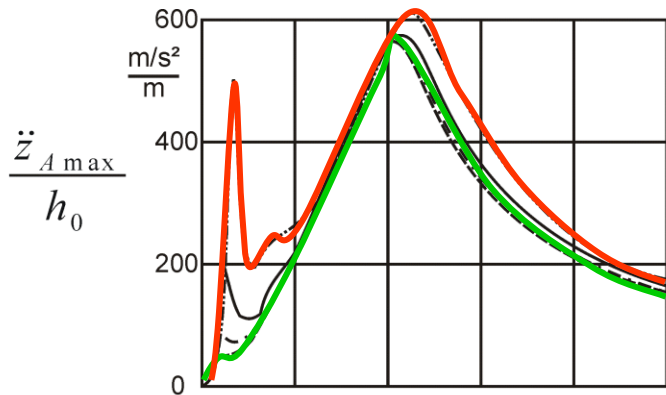
- **Ackerschlepper:** Achse und Aufbau fest verbunden, Federung nur über Luftreifen
- **Schienenfahrzeug:** starres Rad, Aufbaufederung
- **Kraftfahrzeug:** Reifen- u. Aufbaufederung

Vergrößerungsfunktionen der Fahrzeugmodelle

- A Ackerschlepper
- B Schienenfahrzeug
- C Kraftfahrzeug

oben: Aufbaubeschleunigung
unten: Radlastschwankung





$D_A = 0,25$ $v_A :$
— 0,71 Hz
- - - 1,0 Hz
— 1,41 Hz
— 2,0 Hz

$v_A = 1,41$ Hz
 $D_A :$
— 0,05
- - - 0,15
— 0,25
- - - 0,35
— 0,45

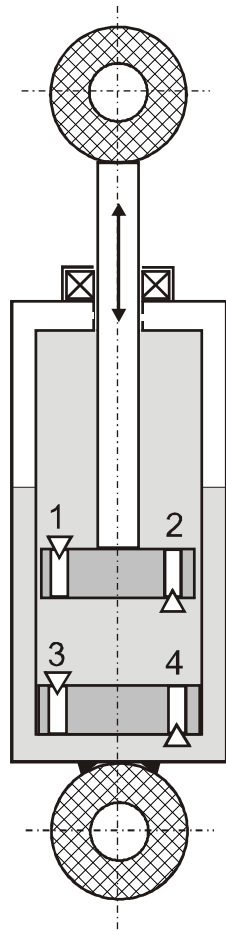
Federung:

- eine weiche Federung verbessert im Bereich der Aufbaueigenfrequenz den Fahrkomfort deutlich, ohne wesentliche Verschlechterung der Fahrsicherheit bei höheren Frequenzen;
- ohne Niveauregulierung wachsen bei weicher Federung die Federwege sehr stark an, die mögliche Zuladung sinkt.

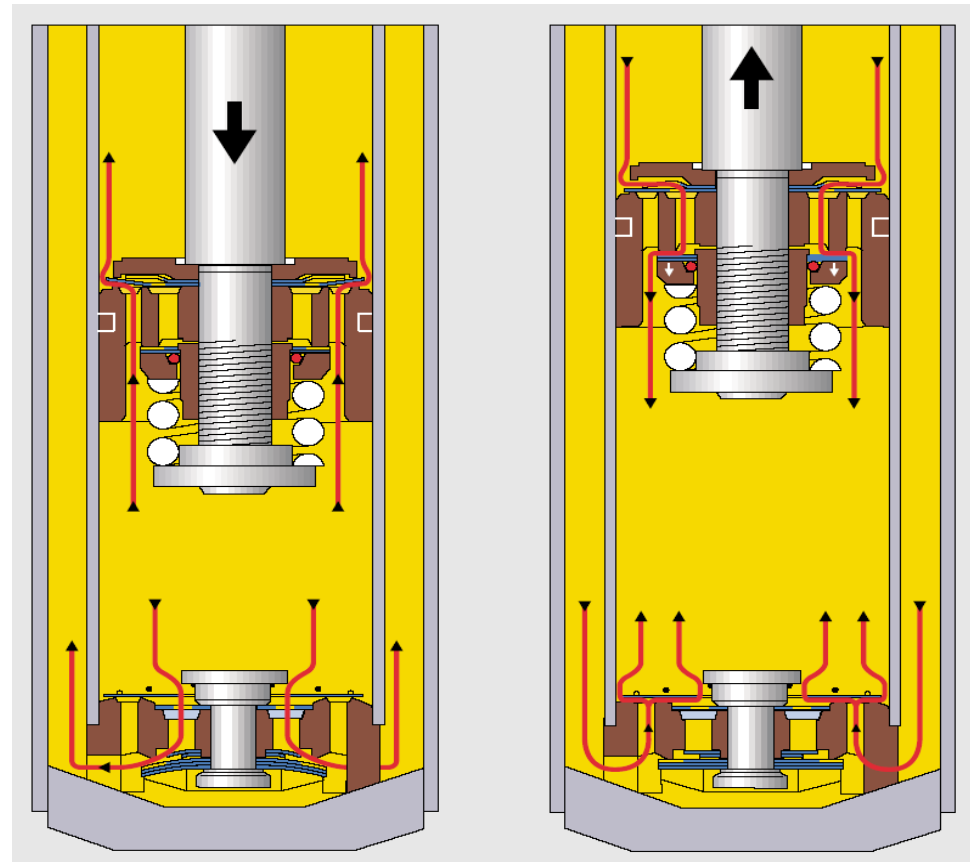
Dämpfung:

- harte Dämpfung verbessert die Bodenhaftung der Räder – vor allem im Gebiet der Eigenfrequenzen von Aufbau und Radaufhängung
- harte Dämpfung verschlechtert im Gebiet außerhalb der Eigenfrequenzen aber den Fahrkomfort erheblich → Dämpfung müsste frequenzabhängig regelbar sein.

1. Grundlagen Federung / Dämpfung
2. Aufbau von Schwingungsdämpfern, Dämpferprüfstände
 - Grundaufbau von Schwingungsdämpfern
 - Prüfeinrichtungen für Dämpferkennlinien
 - VDA-Prüfstand
 - Hydropulsprüfstand
3. Schwingungsdämpferprüfung im Fahrzeug
4. Versuche zu Radlastschwankungen und Dämpferkontrolle
5. Messwertverarbeitung



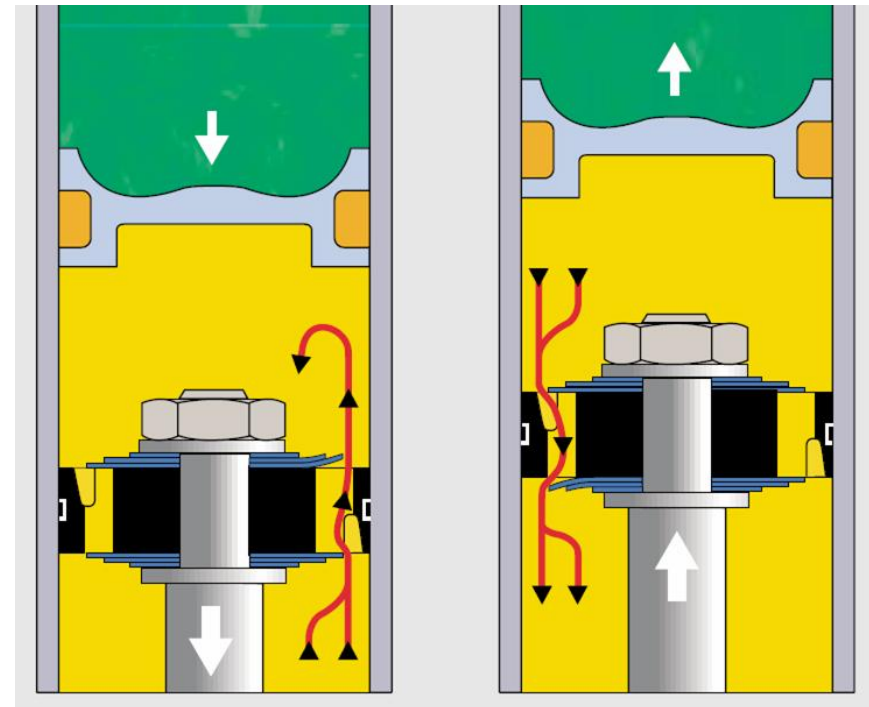
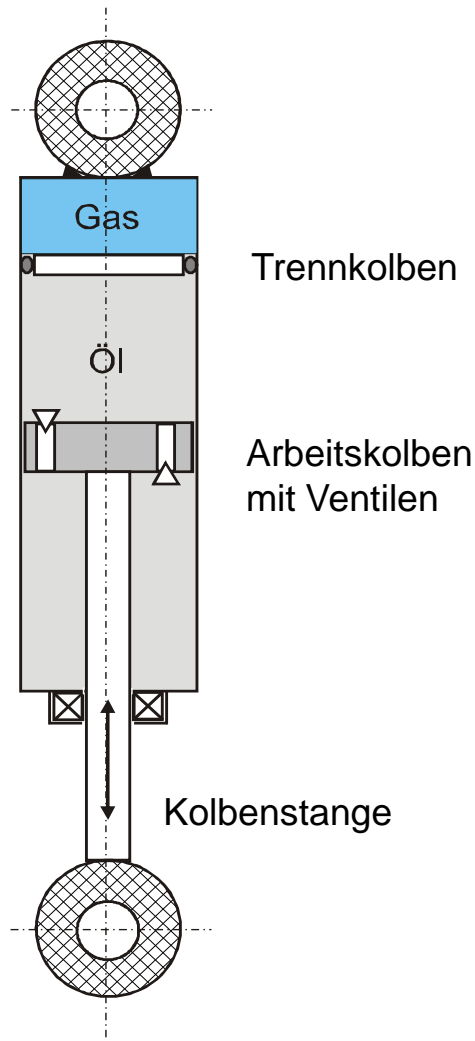
- 1 Druckstufenventil - Kolben
- 2 Zugstufenventil - Kolben
- 3 Ansaugventil - Bodenventil
- 4 Druckstufenventil - Bodenventil



Druckstufe

Zugstufe

Zweirohr-Dämpfer mit Kolben-
u. Bodenventil in Druck- u. Zugstufe

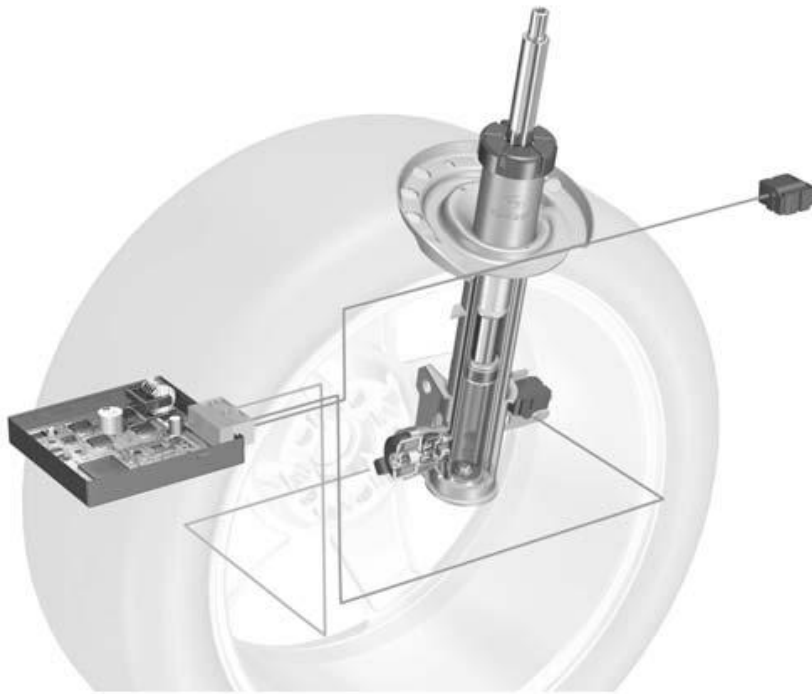


Zugstufe

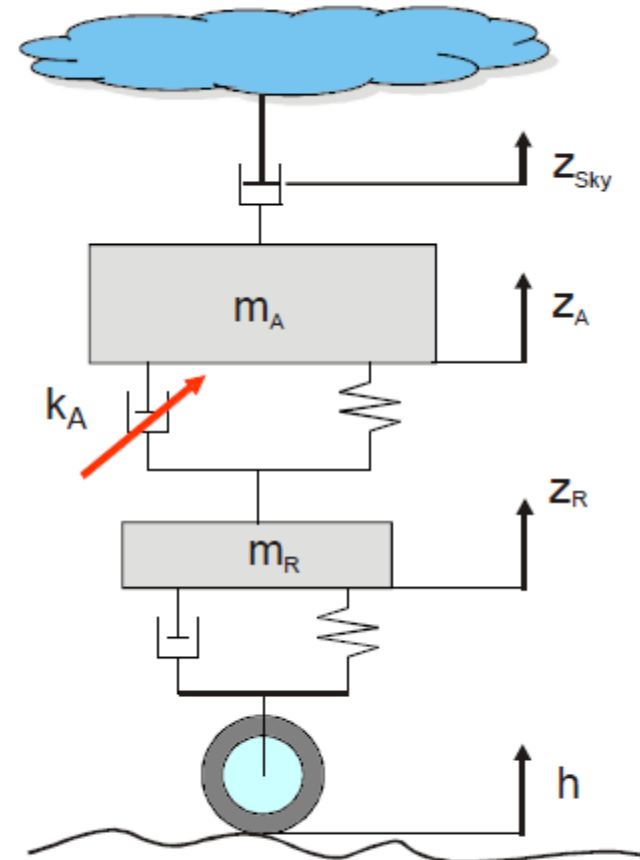
Druckstufe

Einrohr- oder Gasdruck-Schwingungsdämpfer mit Kolbenventil u. Trennkolben,
Ventildurchströmung in Zug- und Druckstufe

	Einrohrdämpfer	Zweirohrdämpfer
Kavitationsneigung	- sehr geringe Kavitationsneigung durch Gasvorspannung und Trennung beider Medien	- gering durch Gasvorspannung
Kennliniengestaltung	- in Druckrichtung in Abhängigkeit vom Fülldruck eingeschränkte Möglichkeiten	- nahezu beliebige Kennliniengestaltung durch Trennung der Ventilfunktionen
Reibkraftniveau	- wegen druckbelasteter Dichtungen höhere Reibung	- niedrige Grundreibung
Bauraum	- größere Baulänge wegen des axialen Gasraumes - geringer Durchmesser	- großer Durchmesser - ansonsten sehr kompakt
Einbaulage	- beliebig	- nahezu senkrecht
Gewicht	- wegen geringerer Bauteilzahl niedrigeres Gewicht	
Temperaturverhalten	- gute Kühlung, da Arbeitsraum nicht abgeschirmt ist	- eingeschränkt, durch Abschirmung des Arbeitsraumes
Ansprechverhalten	- wegen Gasvorspannung schlechteres Ansprechverhalten	
Einsatz als Federbein	- konstruktiv sehr aufwändig, daher unüblich	- möglich bei entsprechender Verstärkung

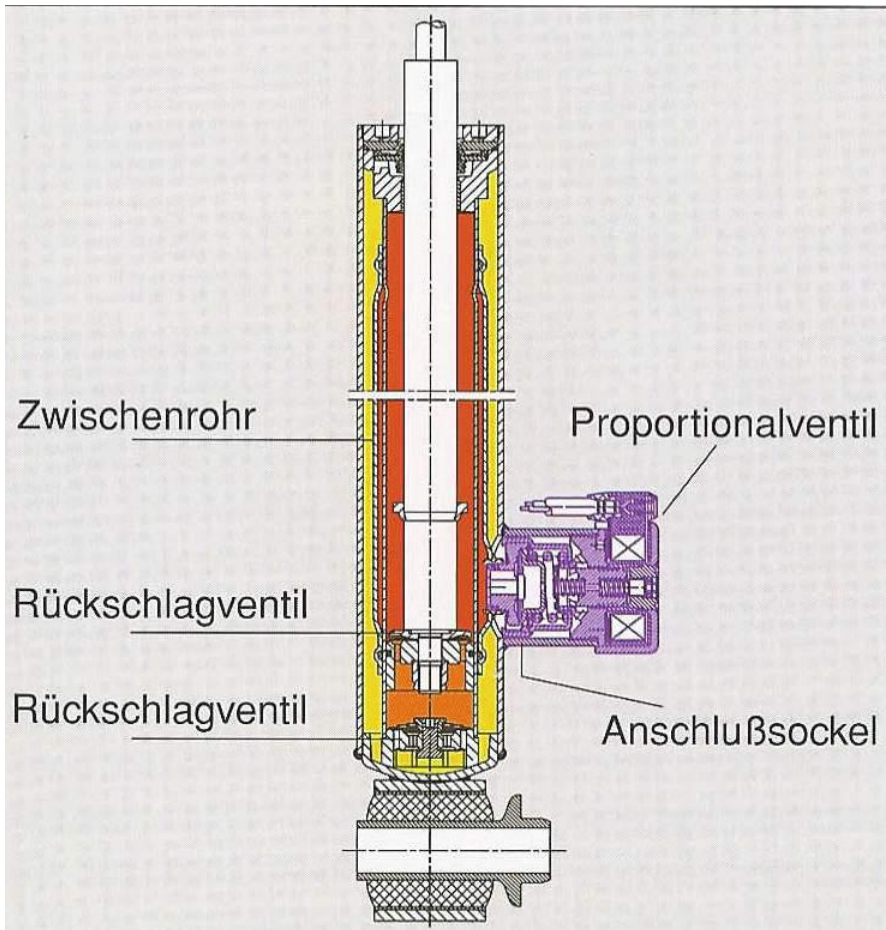


Dämpfer-Federbein mit externen Proportionalventil, Steuergerät und Sensoren zur Ermittlung der Vertikalbeschleunigung und Querbeschleunigung



Sky-Hook-Strategie:

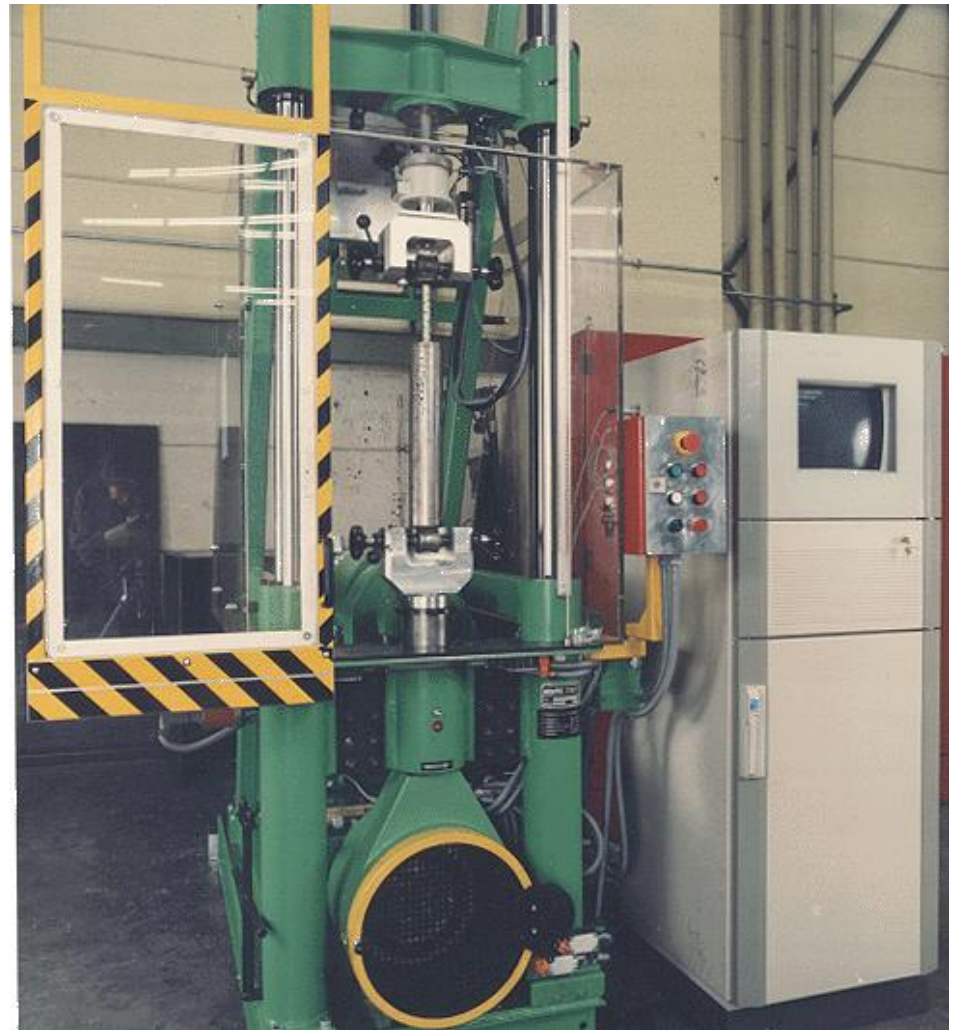
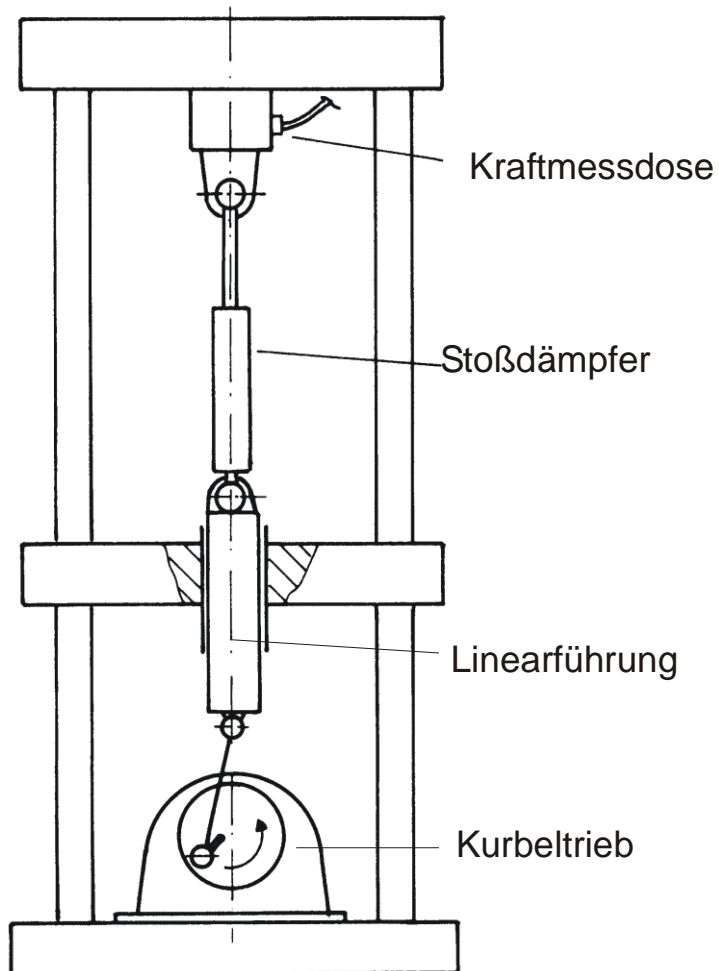
- Auslenkung des fiktiven Dämpfers = 0
- Fahrzeug „schwebt“ über Unebenheiten



Proportionalventil = Schaltbarer Bypass
zw. Arbeitsraum und Ausgleichsraum

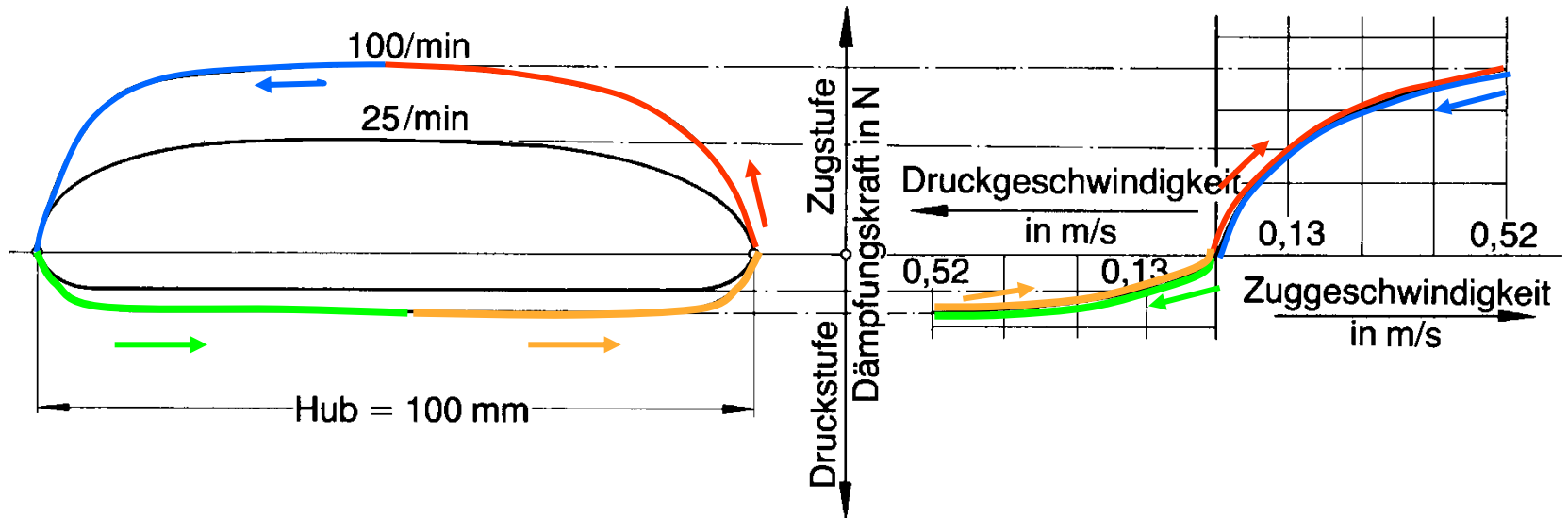
- Zwischenrohr im oberen Teil über Bohrungen mit Zylinderrohr / Arbeitsraum verbunden
- Verbindung Zwischenrohr zu Behälterrohr / Ausgleichsraum über Proportionalventil

Sachs CDC (Continuous Damping Control)



Hub: 5 bis 100 mm,
Drehzahl: bis 200 1/min

Kraft: ± 10 kN bei 1% Genauigkeit



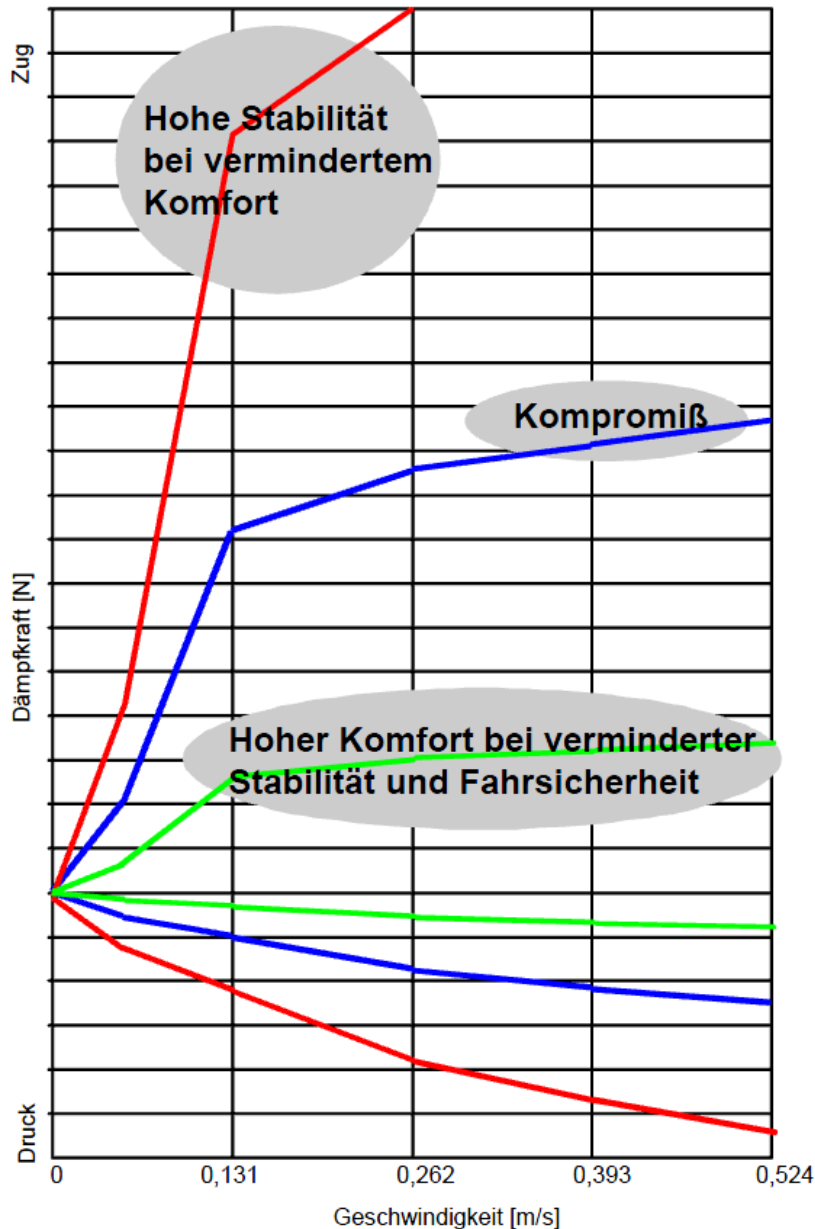
- degressive Dämpferkennung, $F_{\text{Zugstufe}} : F_{\text{Druckstufe}} \approx 3 : 1$
- Berechnung der Dämpfergeschwindigkeit aus Hub und Drehzahl:

Hub = 100 mm → Kurbelradius $r = 50 \text{ mm}$

$n = 100 \text{ 1/min}$

$$\omega [1/s] = 2\pi n [1/s] = 2\pi \frac{100}{60} = 10,47 [1/s]$$

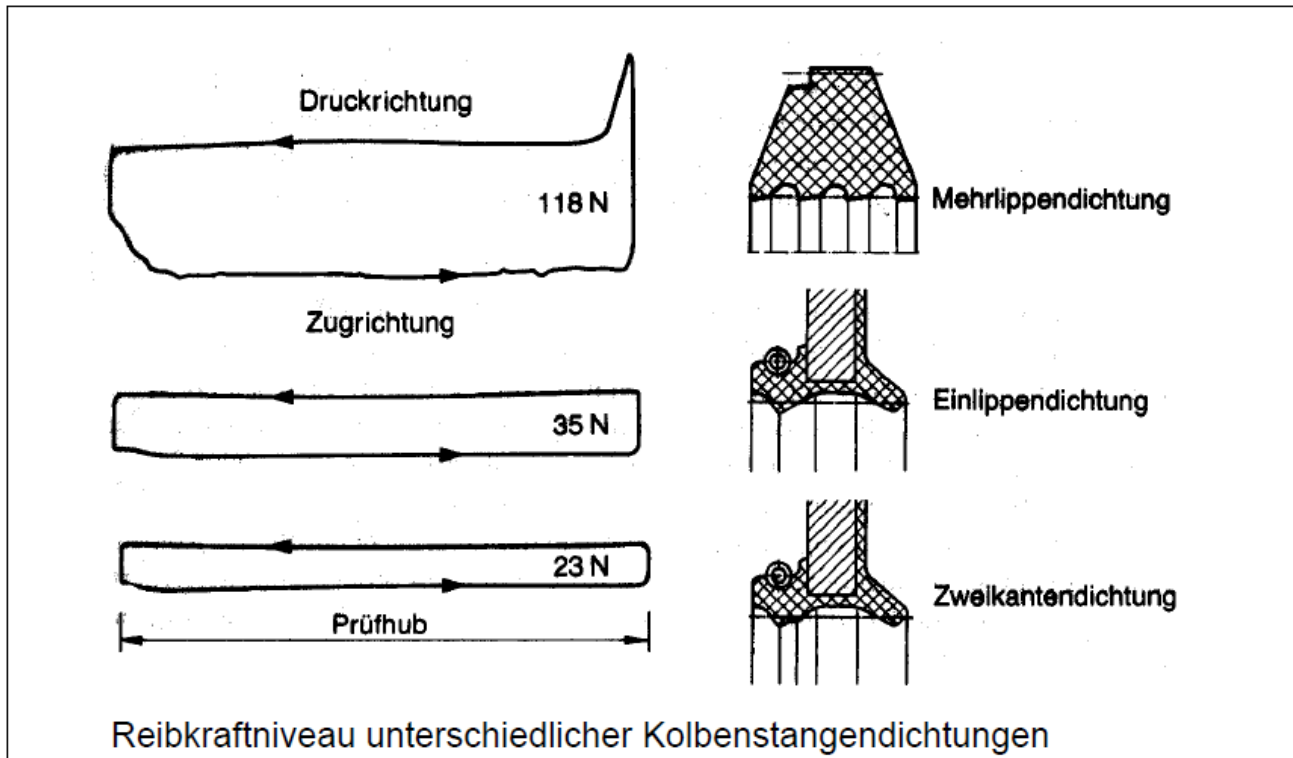
$$v_{\text{Dämpfer}} = \omega r = 10,47 [1/s] 50 \text{ mm} = 0,52 \text{ m/s}$$

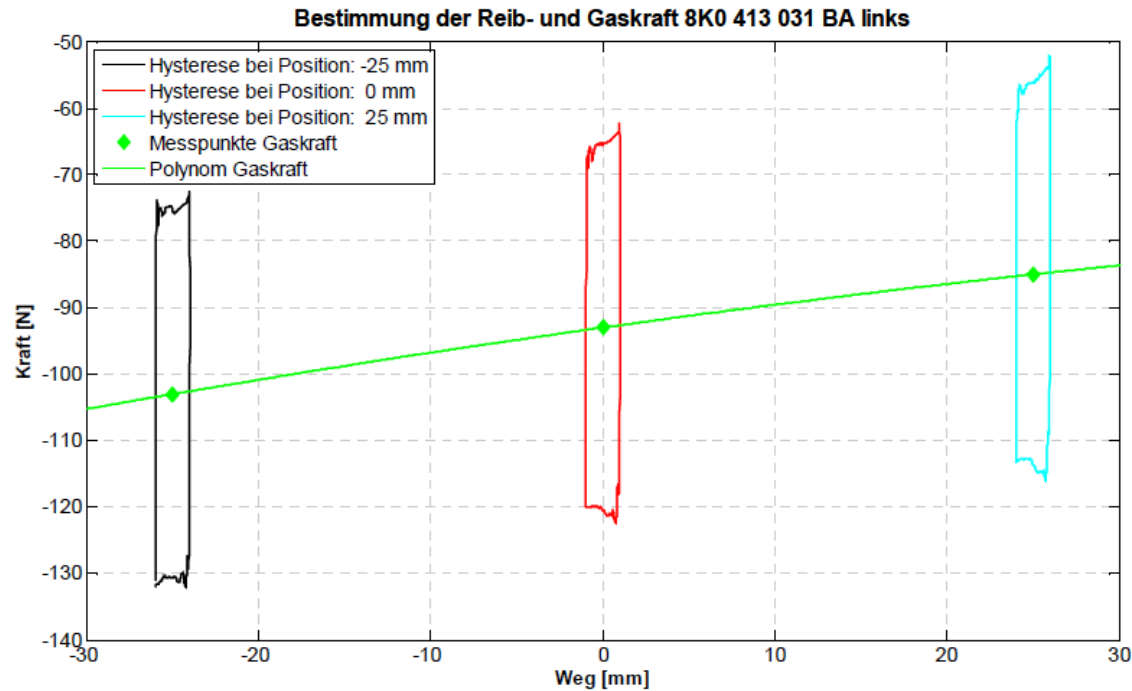


Typische PKW-Dämpferkennlinie

- komfortables Ansprechen des Dämpfers
- ausreichende Schwingungsdämpfung mit steigender Kolbengeschwindigkeit
- Begrenzung der in den Aufbau eingeleiteten Kräfte im Bereich hoher Geschwindigkeiten

- unter Komfortaspekten wesentlicher Bestandteil der Größe Achsrauhigkeit / „Harshness“ / Abrollkomfort
- wird im wesentlichen von den Dichtungen am Kolben und an der Kolbenstange bestimmt
- Haft und Gleitreibung





- Gaskraft: aus Vorspannung der Gasfüllung resultierende Kraft (positionsabhängig)
- Quasistatische Belastung des Dämpfers (Dreieckssignal mit $v_K = 1 \text{ mm/s}$)
- Reibkraft = halbe Differenz der Kraft des oberen und unteren Hystereseseastes im Nulldurchgang

Polynom der Gaskraft:

$$F_{Gas}(t) = f_1 \cdot s_K(t)^2 + f_2 \cdot s_K(t) + f_3$$

$$\begin{pmatrix} s_{K,1}^2 & s_{K,1} & 1 \\ s_{K,2}^2 & s_{K,2} & 1 \\ s_{K,3}^2 & s_{K,3} & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{Gas,1} \\ F_{Gas,2} \\ F_{Gas,3} \end{pmatrix}$$

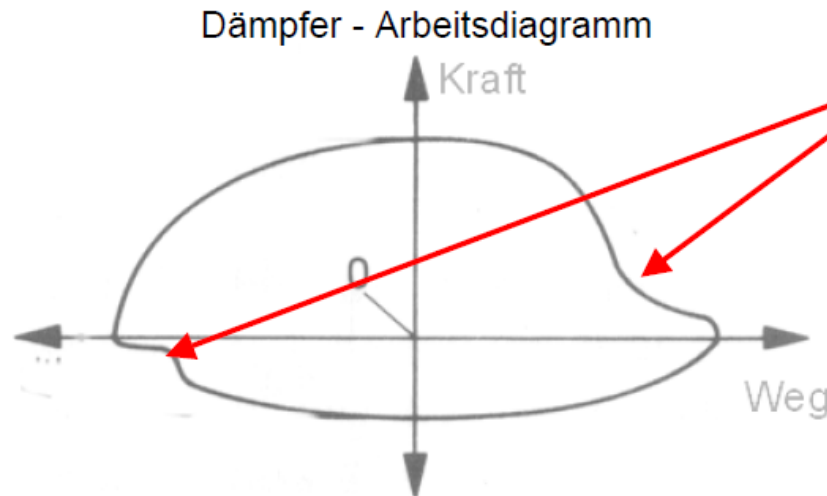
Nachlassende Dämpferwirkung durch:

- Setzen der Ventildfedern
- Einlaufen des Dämpferrohrs
- Nachlassende Dichtwirkung des Kolbenringes
- Zunehmende Spaltmaße

Schleichender Prozess → ca. 5-10 % über die Lebensdauer

- Ölverlust durch Verschleiß bzw. Schäden an der Dichtung

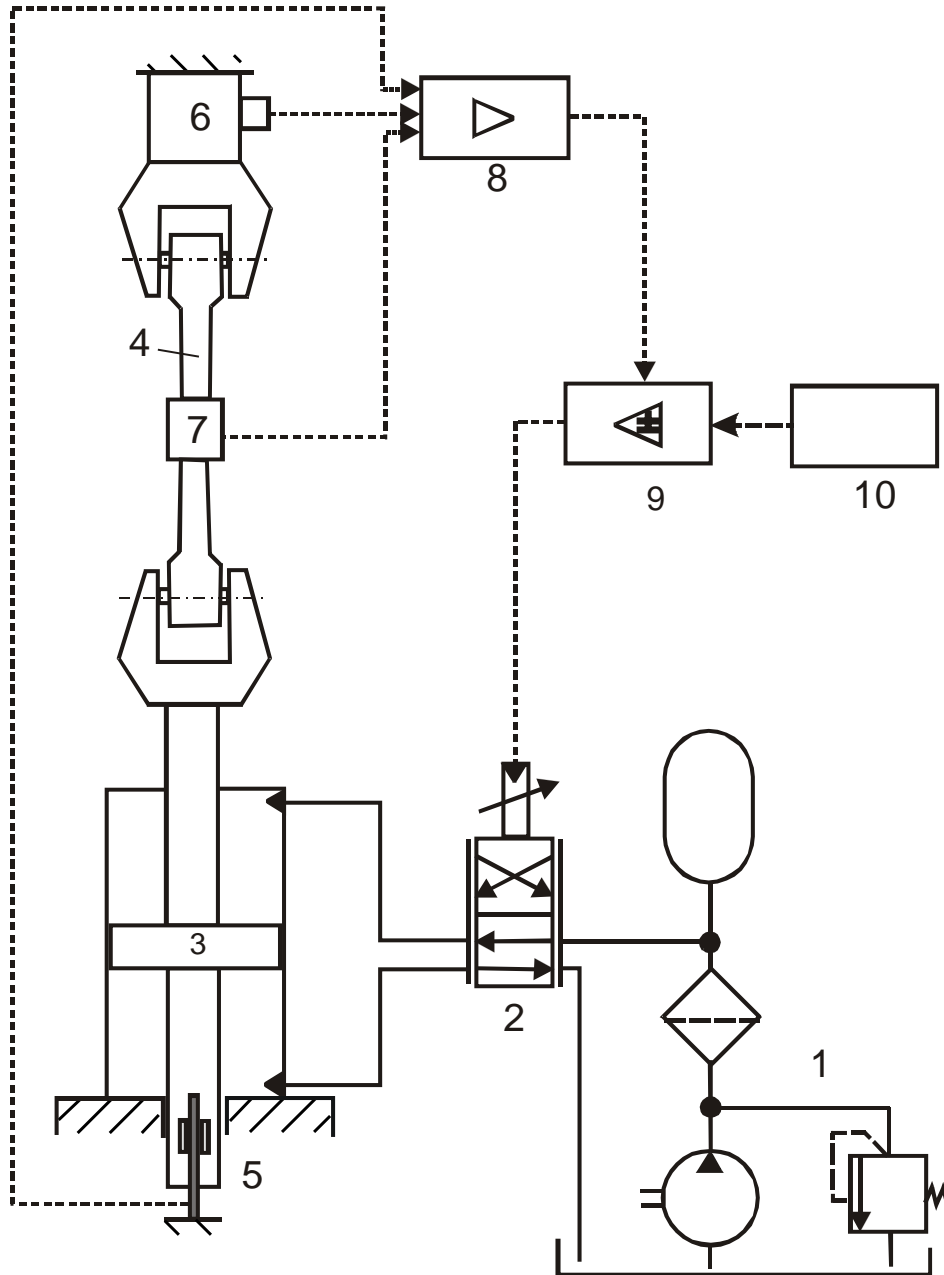
Sehr starke Beeinträchtigung der Dämpferwirkung bis hin zum Funktionsverlust



Krafteinbrüche nahe der Umkehrpunkte
infolge Ölverlust

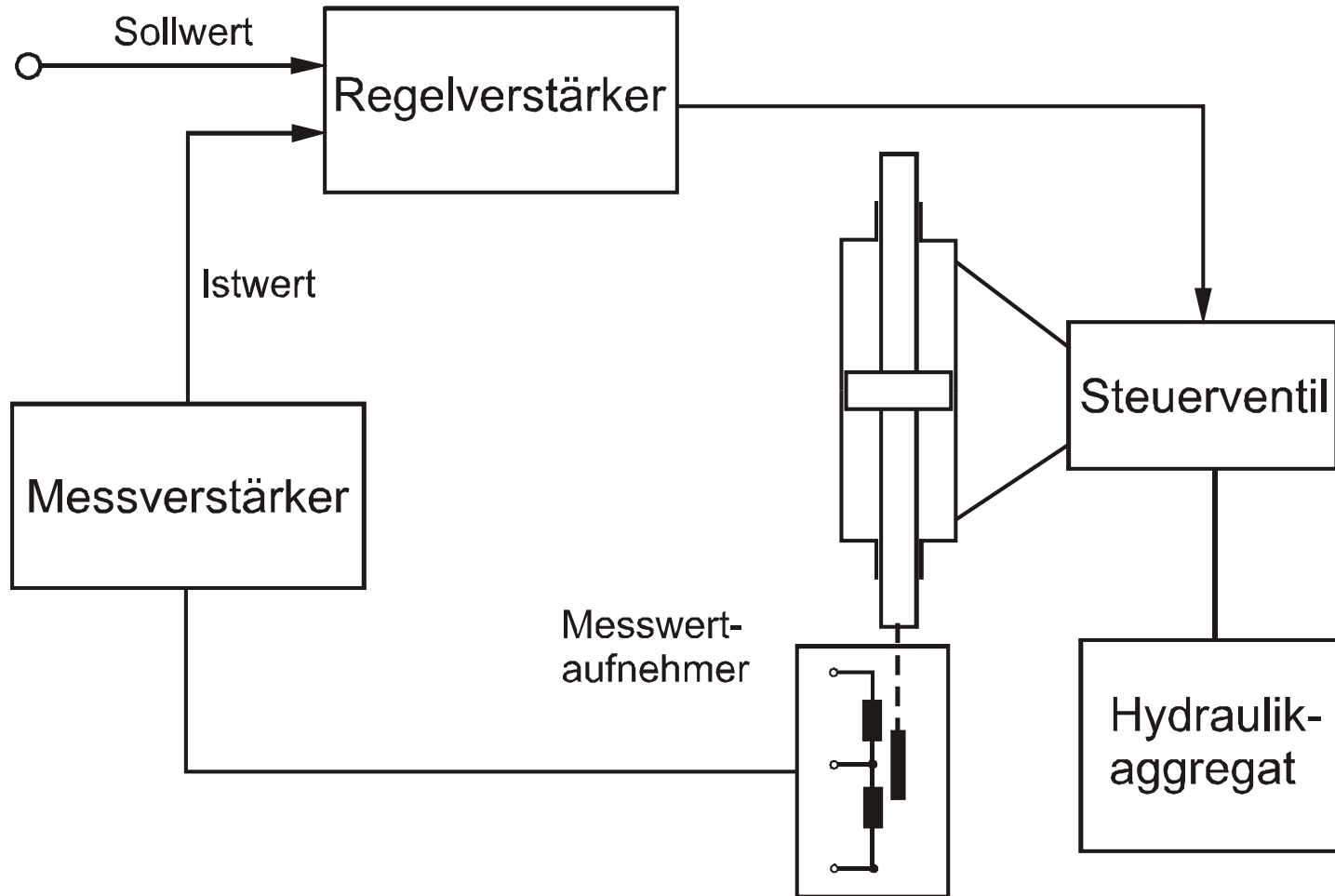
Servohydraulische Prüfanlage mit Regelung von:

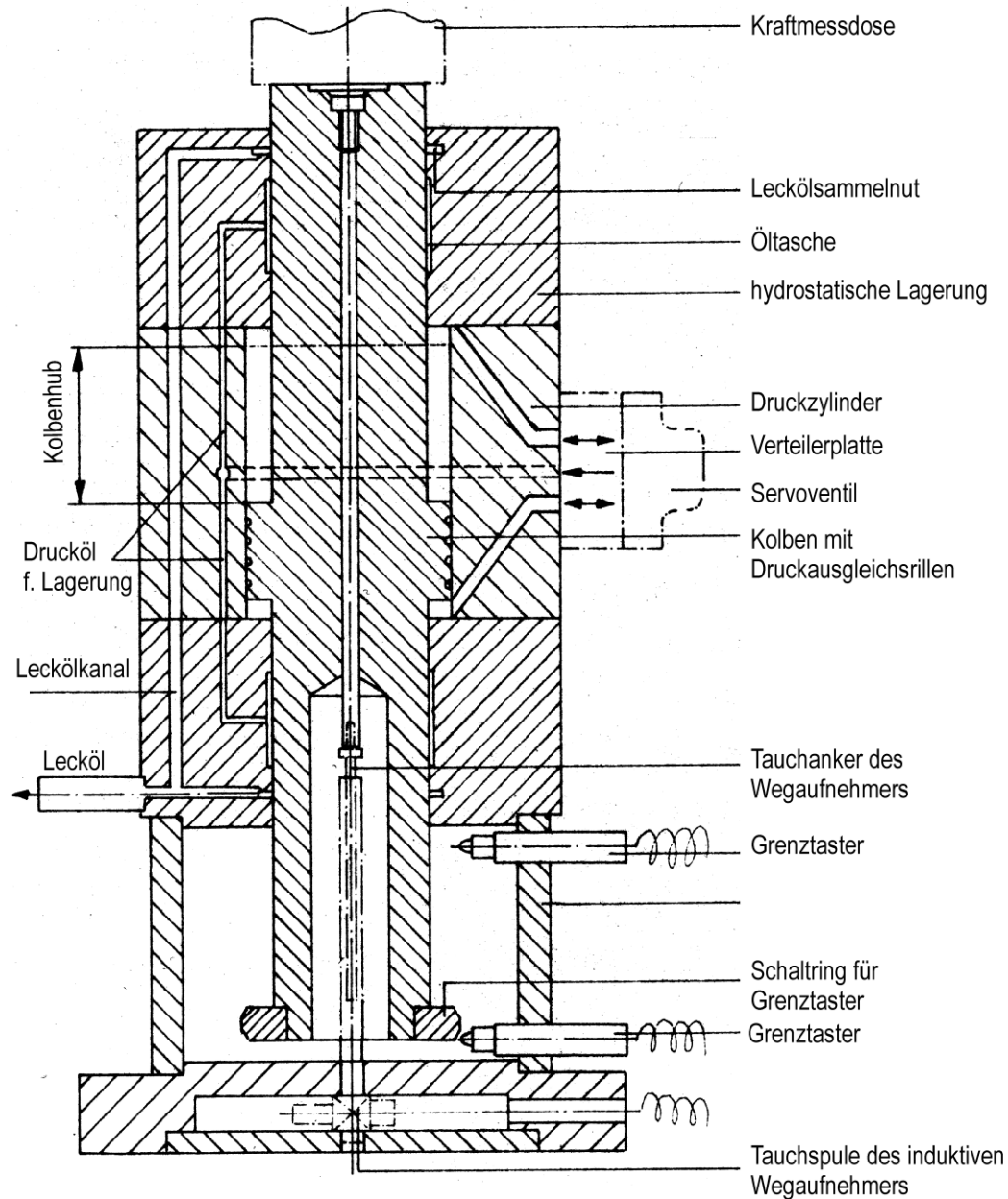
- Weg oder
- Kraft oder
- Dehnung



- 1 Druckversorgung
- 2 Servoventil
- 3 Hydrozylinder
- 4 Prüfkörper
- 5 Wegsensor
- 6 Kraftsensor
- 7 Dehnungssensor (DMS)
- 8 Messverstärker
- 9 Regelverstärker
- 10 Programmspeicher

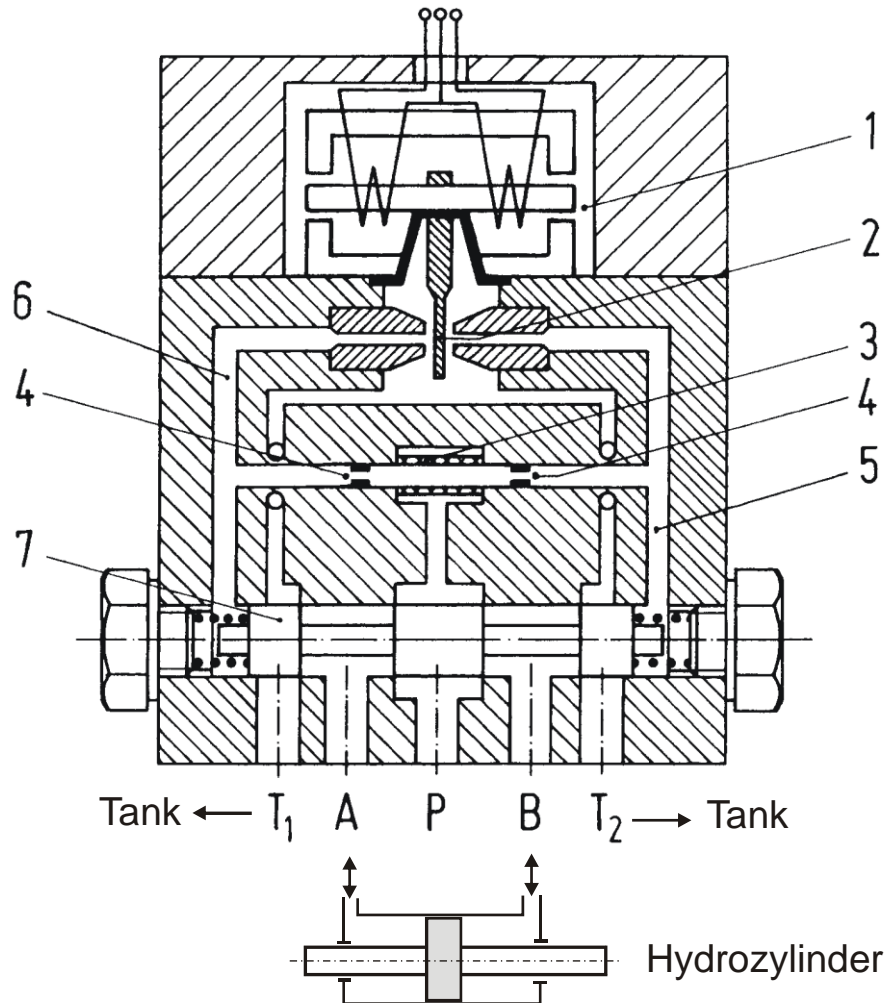
(nach Fa. Schenck)





Hydropulszylinders mit:

- hydrostatischer Gleitlagerung
 - geringe Reibung
 - gute Seitenkraftaufnahme
- induktiver Wegmessung im Zylinderinneren
- Grenztaster für Wegbegrenzung
- Leckölabsaugung



Zweistufiges Servoventil mit Düsen-Prallplattenverstärker

P: Druckölversorgung

A, B: Anschlüsse an Hydrozylinder

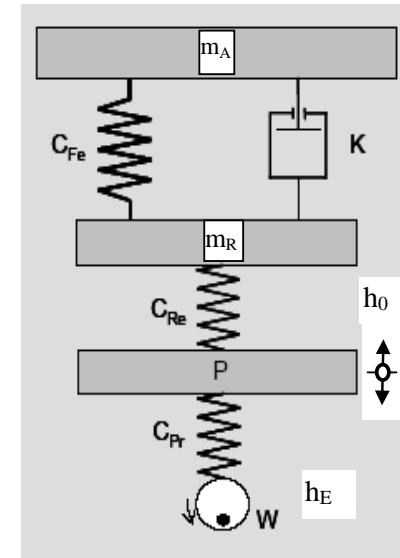
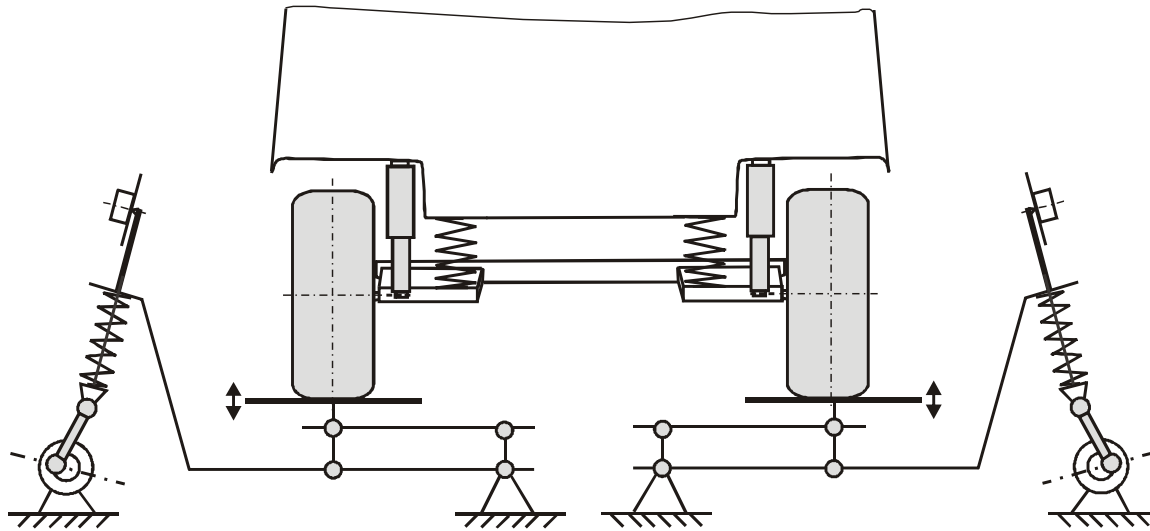
T: Rücklauf zum Tank

Auslenkung der Prallplatte durch elektrische Ansteuerung bei 1 ergibt:

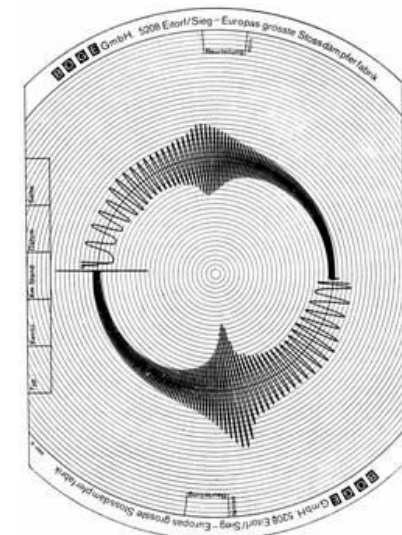
- Druckdifferenz zwischen Kanal 5/6
- Differenzdruck wirkt auf Hauptschieber 7
- Auslenkung von 7 leitet bei A/B den Ölstrom zum Hydrozylinder

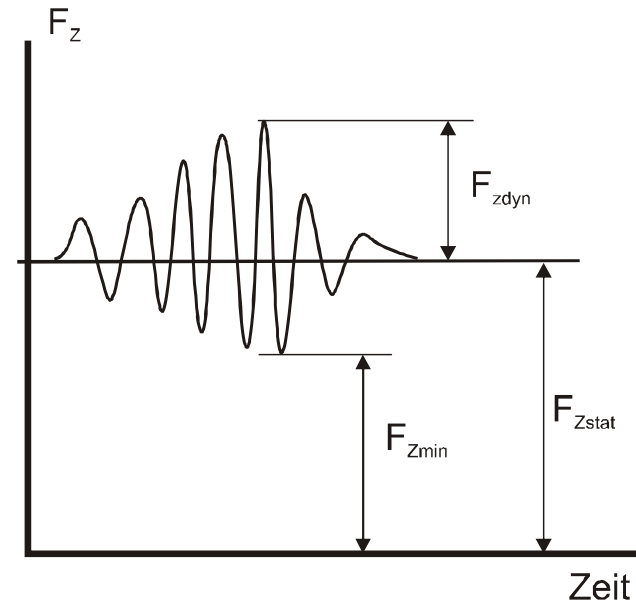
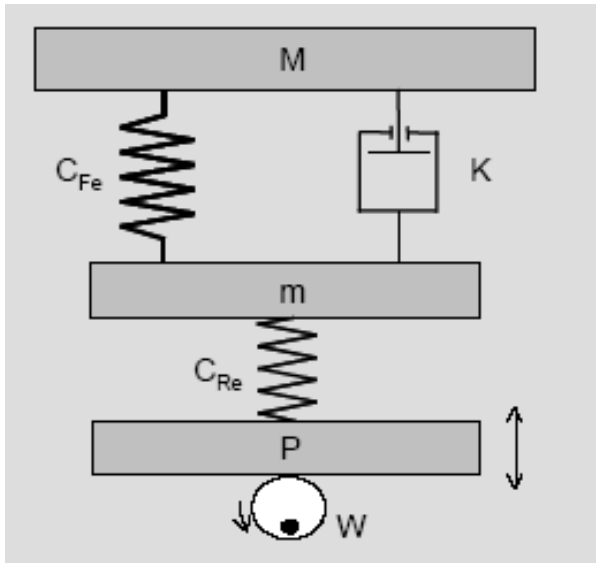
[Quelle: Matthies/Renius, Ölhydraulik]

1. Grundlagen Federung / Dämpfung
2. Aufbau von Schwingungsdämpfern, Dämpferprüfstände
- 3. Schwingungsdämpferprüfung im Fahrzeug**
 - Boge-Verfahren
 - EUSAMA-Verfahren
 - Fallprinzip
 - Wippmethode
4. Versuche zu Radlastschwankungen und Dämpferkontrolle
5. Messwertverarbeitung



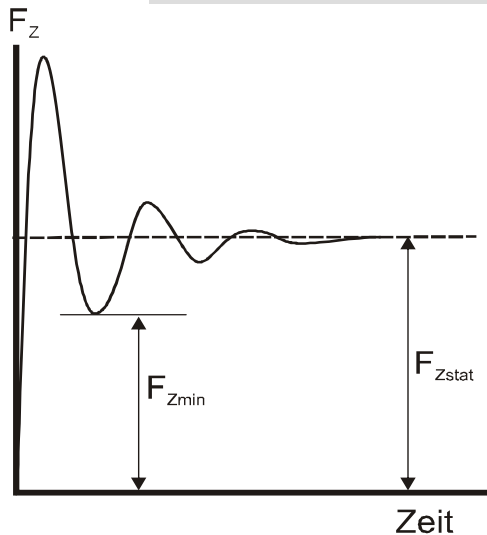
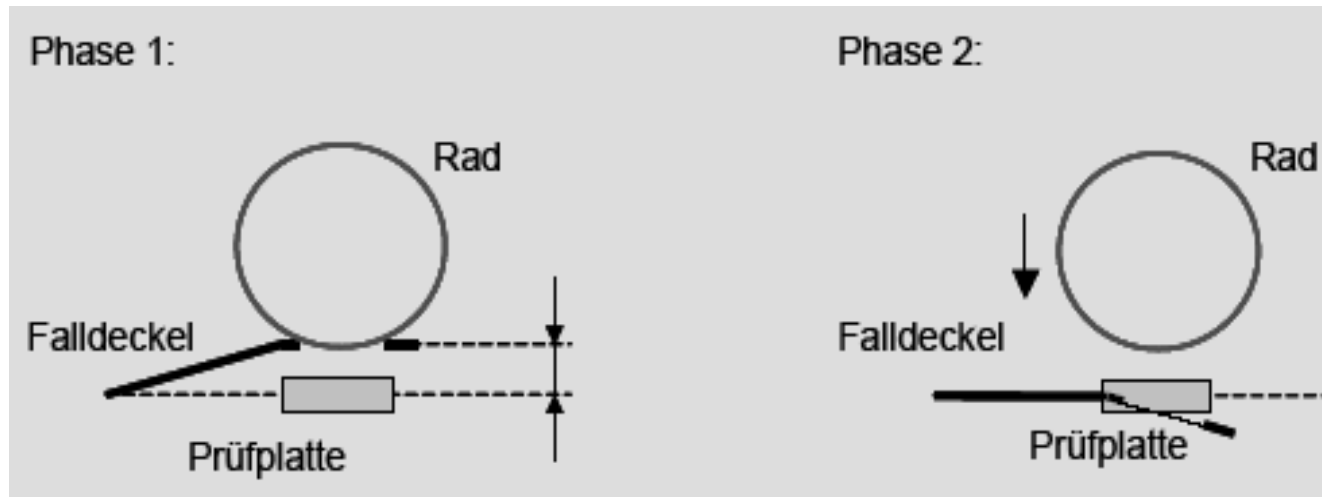
- "Weiche" Anregung über Excenter und Feder, Prinzip siehe rechts oben
- Hub 9 mm, Frequenz > 16 Hz
- Anregungsfrequenz liegt über Radeigenfrequenz
- Beim Abschalten des Prüfstands erfolgt gedämpftes Ausschwingen, siehe rechts
- Messschrieb muss referenziert werden





- EUSAMA = **E**uropean **S**hock **A**bsorber **M**anufacturers **A**ssociation
- "Harte" Schwingungsanregung über Exzenter (von 0 bis 25 Hz), Hub 6 mm,
- Messen der Kraft in der Prüfplatte P,
- Das Maximum tritt beim Ausschlagen im Bereich der Radeigenfrequenz auf,
- die Härte der Reifenfeder beeinflusst das Ergebnis

$$EUSAMA - Wert = \frac{F_{Zmin}}{F_{Zstatisch}}$$

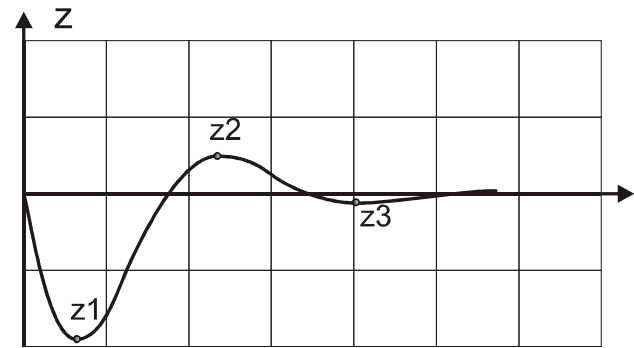


- Fallhöhe ca. 50 mm
- Kraftmessung über Prüfplatte
- Messen der Radlast während des Ausschwingens bei v_A , siehe links
- Einfluss der Dämpfertemperatur und der Reifenfederhärte.

Beurteilungsgröße: $\frac{F_{Zmin}}{F_{Zstatisch}}$



Fahrzeugmessstand mit Dämpfertester, Bremsenprüfstand, Grube, Lenkungstester und Lichtkontrolle (von vorne)



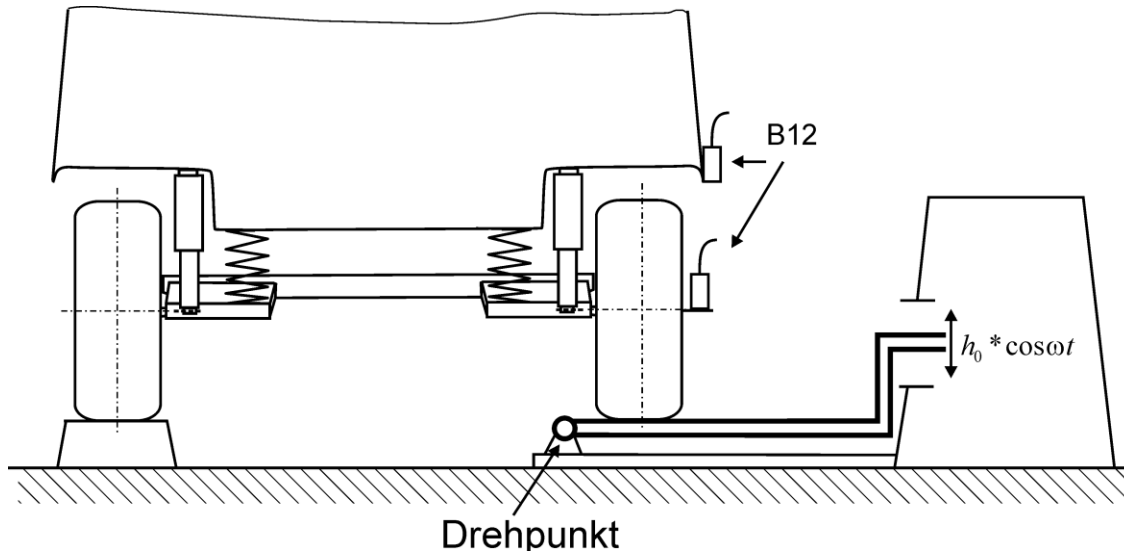
$$D_{12} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\pi}{\ln\left(\frac{z_2}{z_1}\right)}\right)^2 + 1}}$$
$$D_{13} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{z_3}{z_1}\right)}\right)^2 + 1}}$$

Nach Einfedern wird der Ausschlag über ein Laserabstimmgerät erfasst, aus den Amplitudenverhältnissen kann das Dämpfungsmaß berechnet werden, siehe rechts oben.

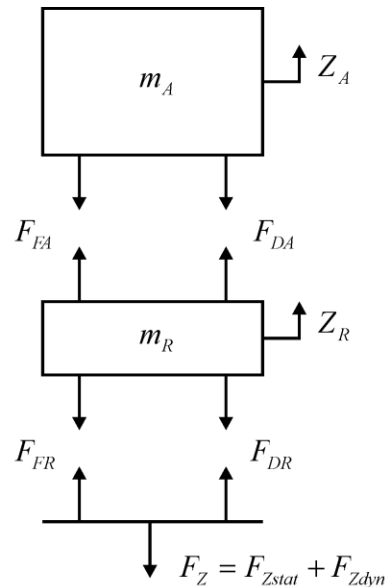
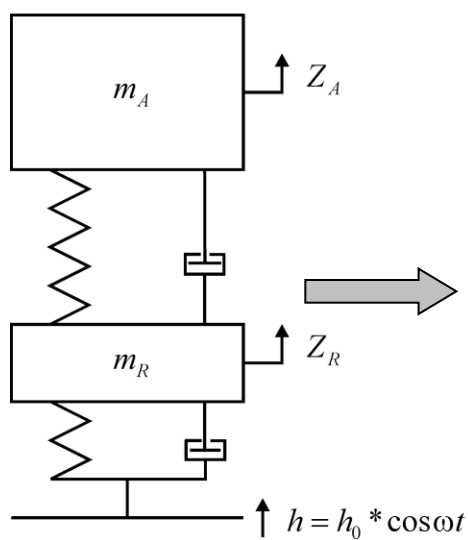
Typische Probleme:

- Kraftanregung oft nicht ausreichend (Karosserieform!),
- Koppelung mit den anderen Schwingungsdämpfern des Fahrzeugs,
- Nur Messen in Aufbaueigenfrequenz möglich,
- Dämpfertemperatur, (kein "Warmfahren" möglich),
- Reifen federt mit ein (nur relevant bei dieser Laser-Messmethode)

1. Grundlagen Federung / Dämpfung
2. Aufbau von Schwingungsdämpfern, Dämpferprüfstände
3. Schwingungsdämpferprüfung im Fahrzeug
- 4. Versuche zu Radlastschwankungen und Dämpferkontrolle**
 - Nachbildung des EUSAMA-Verfahrens
 - Wipp-Methode
 - Vermessen des Dämpfers im Hydropulsprüfstand
5. Messwertverarbeitung



Schwingungsanregung durch Schwingplatte mit festem Drehpunkt



Ermitteln von F_{Zdyn} mit Hilfe eines Viertel-Fahrzeugs über:

- Beschleunigungsmessungen an Rad u. Aufbau
- Ansetzen der Schnittkräfte

Ansetzen der Schnittkräfte und Kräftegleichgewichte am 2-Massenmodell ergibt:

$$m_A * \ddot{Z}_A - F_{FA} - F_{DA} = 0$$

$$m_R * \ddot{Z}_R + F_{FA} + F_{DA} - F_{FR} - F_{DR} = 0$$

$$F_{FR} + F_{DR} = m_R * \ddot{Z}_R + m_A * \ddot{Z}_A$$

$$F_{FR} + F_{DR} = F_Z = F_{Zstat} + F_{Zdyn}$$

$$F_{Zdyn} = F_{FR} + F_{DR} - F_{Zstat}$$

→ F_{Zdyn} kann durch Wägung und Beschleunigungsmessung bestimmt werden

$$F_{Zdyn} = m_R * (\ddot{Z}_R - g) + m_A * (\ddot{Z}_A - g)$$

Lösen der Gleichung von F_{Zdyn} mit $m_R = 35$ kg und $m_A = 270$ kg (BMW 323i)

(Es handelt sich hier um Schätzwerte, da sowohl die Radaufhängung als auch der Aufbau eine kombinierte Hub-Drehbewegung ausführen, $F_{NHA} = 6050$ N)

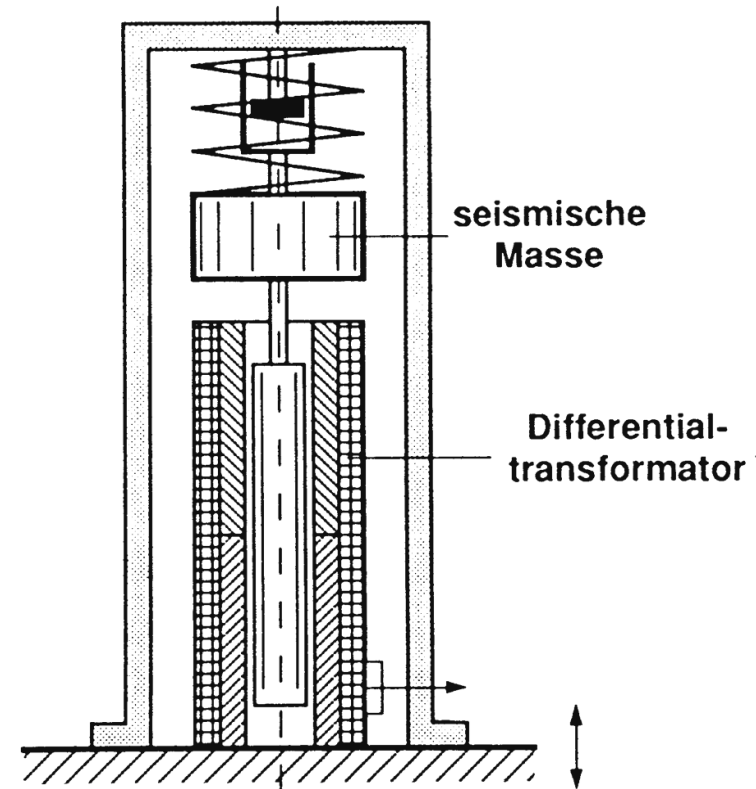
Beschleunigungsaufnehmer für niedrigere Beschleunigungen und Frequenzen:

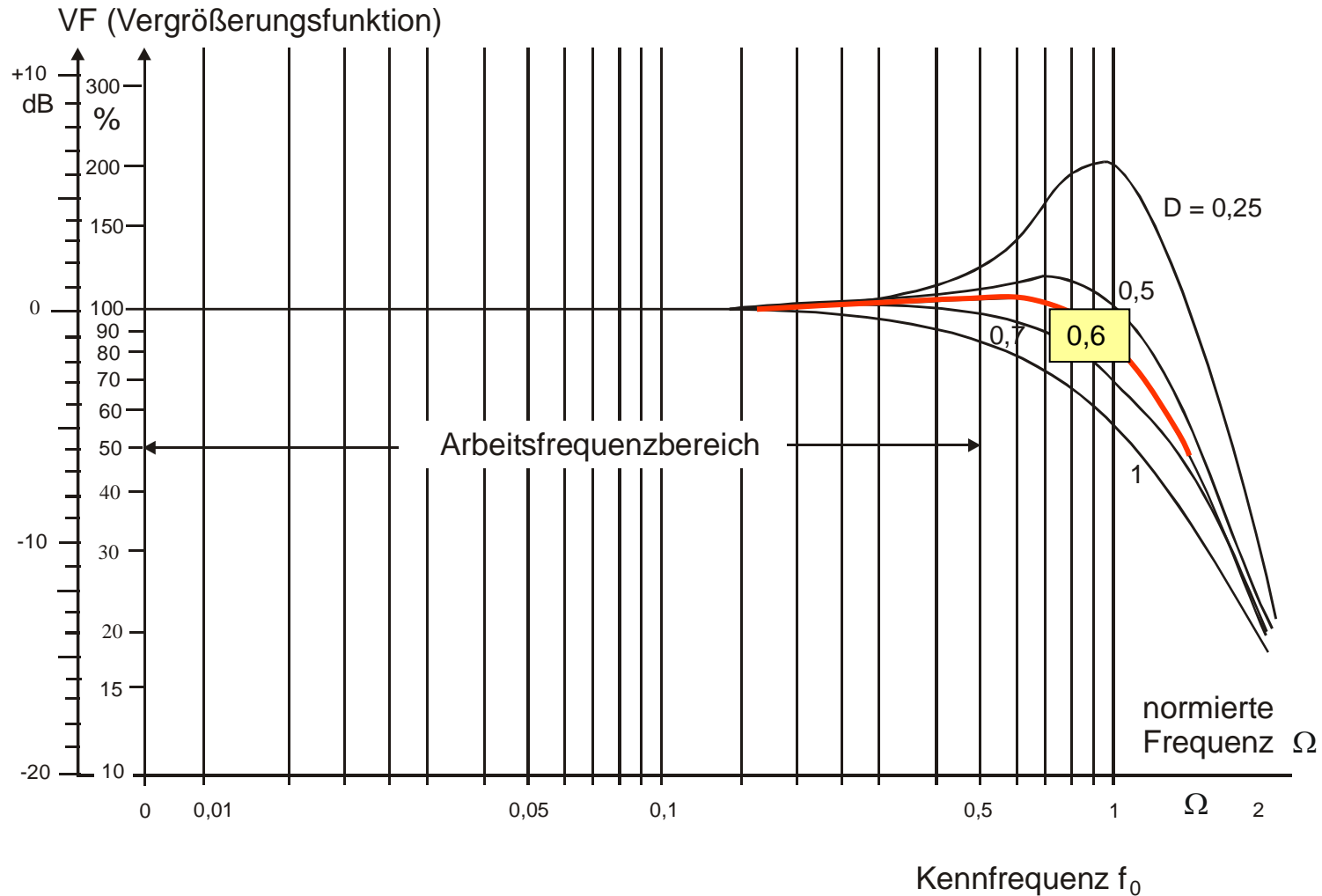
- aufgebaut nach dem seismischen Prinzip d.h.
- indirekt Kraft messend über induktive oder kapazitive Federwegmessung

B12/200 mit ölgedämpfter, seismischer Masse
(für Radaufhängungsteile und Karosserie)

Die Beschleunigungsmessung erfolgt hier über eine induktive Wegmessung (induktive Halbbrücke + Trägerfrequenzverstärker)

Kennfrequenz f_0	200Hz ($f_0 =$ Eigenfrequenz)
Messbereich	100 Hz // 200 m/s ²
Empfindlichkeit	200 m/s ² → 80 mV/V
Auflösung	≈ 0,01 m/s ²
Gewicht	17g





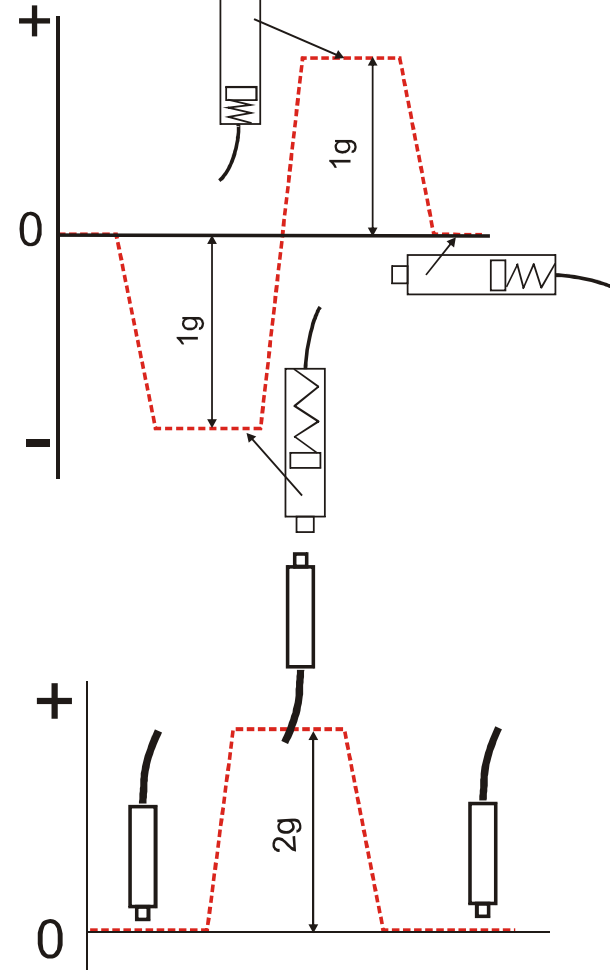
Bei $0,5 \cdot f_0 \cong 100$ Hz beträgt der Fehler für $D=0,6$ nur wenige %

Grund-Eichung der Sensoren und

Vorzeichendefinition:

- ❖ Kippen um $180^\circ \rightarrow 2g$
- ❖ Vorzeichen wie rechts skizziert
- ❖ Unterschied zwischen statischer Eichung und dynamischer Bewegung des montierten Aufnehmers!

Vorzeichen
Sensor B12

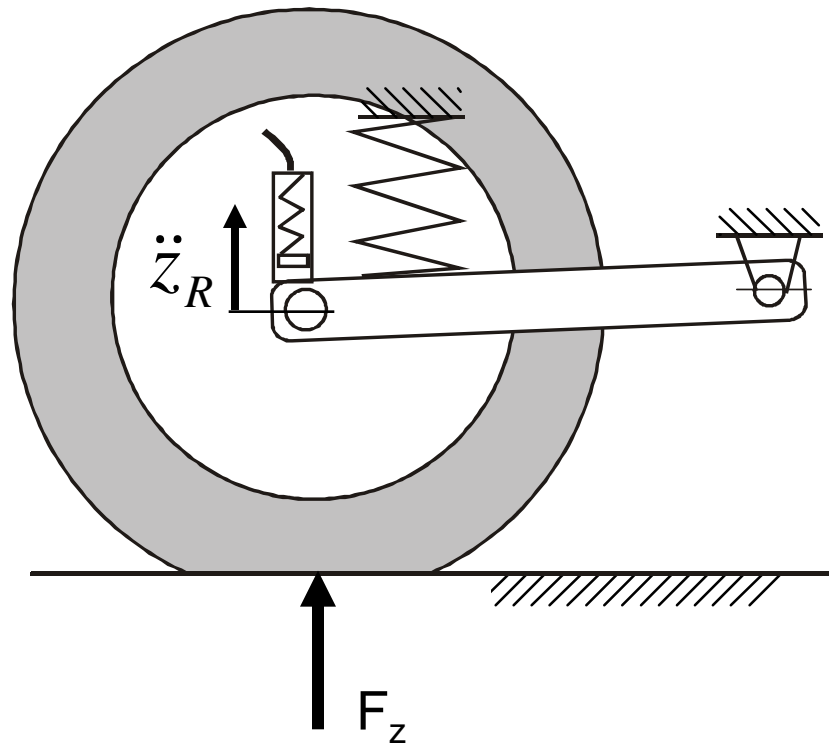


Vorzeichen nach Nullpunktverschiebung zur Vereinfachung der Berechnung von F_{zdyn}

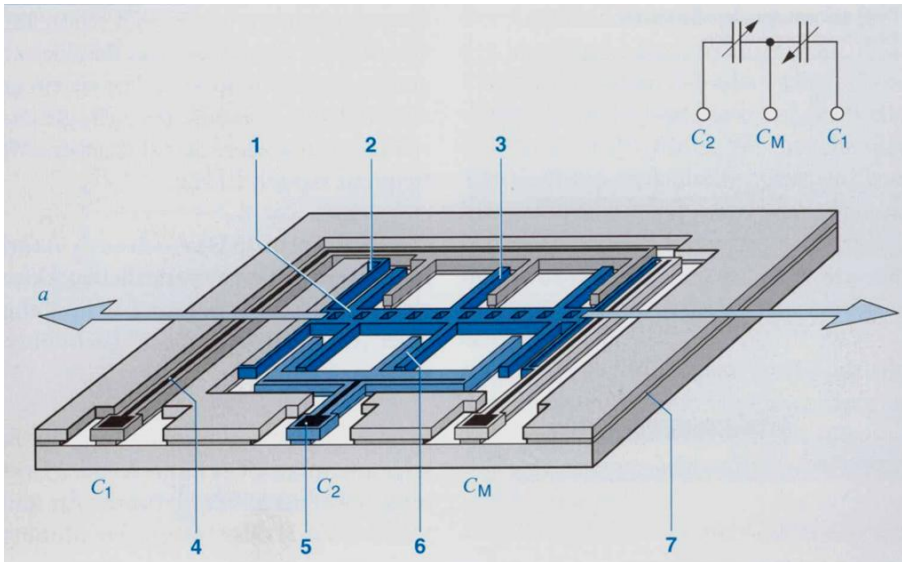
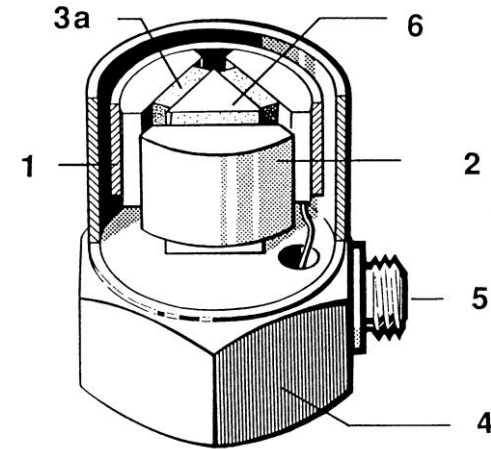
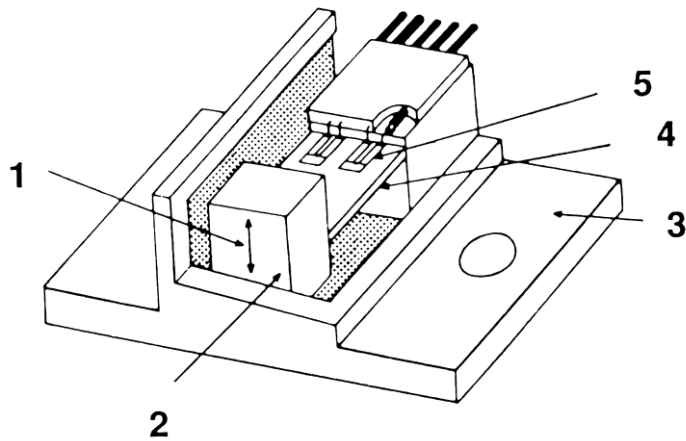
$$F_{Zdyn} = m_R * (\ddot{Z}_R - g) + m_A * (\ddot{Z}_A - g)$$

$$F_{Zdyn} = m_R * \ddot{Z}_R + m_A * \ddot{Z}_A$$

Vorteil der Nullpunktverschiebung: Nullpunkt kann jederzeit im eingebauten Zustand neu abgeglichen werden



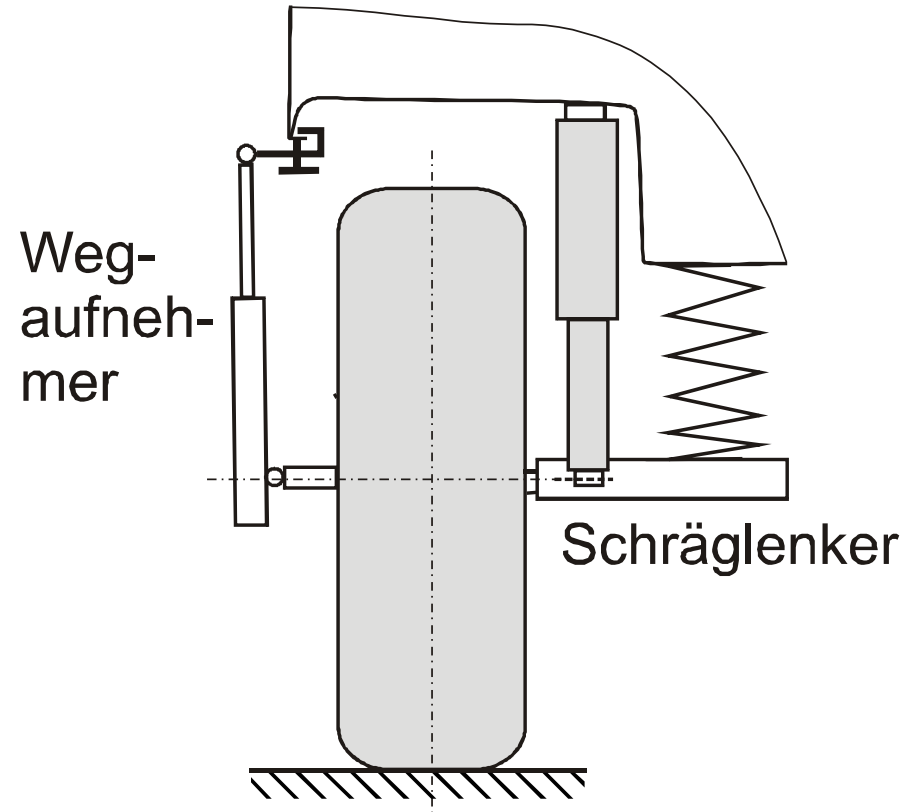
- Reifen maximal eingefedert \rightarrow Bodendruck F_z ist maximal
- Rad wird (im unteren Umkehrpunkt) maximal nach oben beschleunigt
- \rightarrow Sensor-Vorzeichen = negativ



von links oben:

- piezoresistiver Aufnehmer für Airbagauslösung
- piezoelektrischer Aufnehmer für Körperschallmessungen
- mikromechanischer, kapazitiver Aufnehmer als ESP-Querbeschleunigungssensor (direkt aus der Halbleiterplatine geätzt)

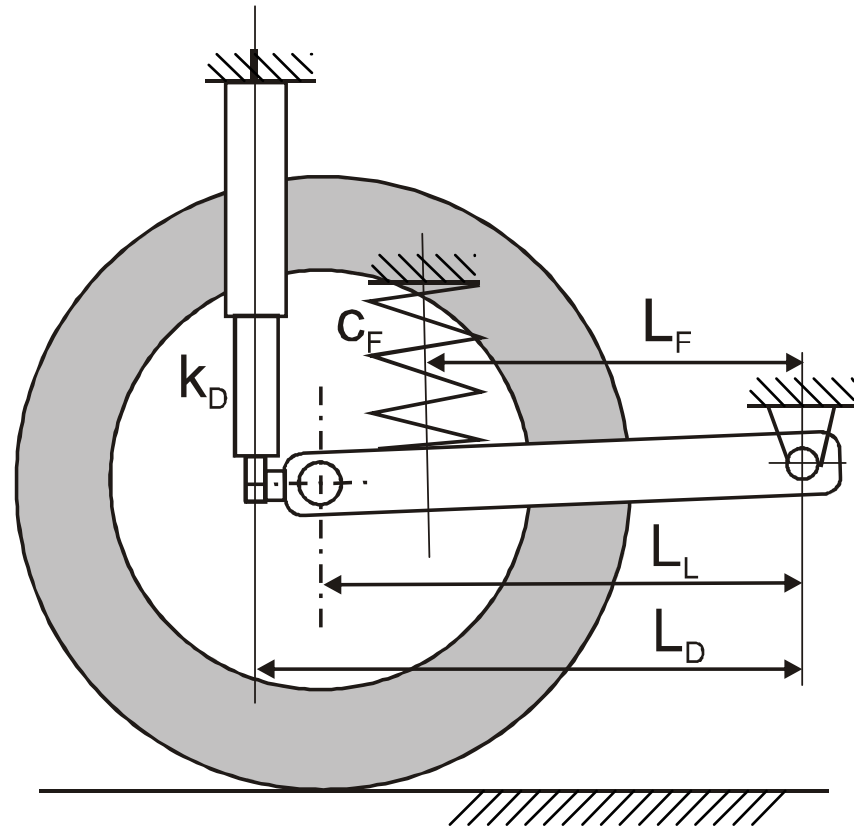
- Induktiver Wegaufnehmer wird zwischen Rad und Aufbau angebracht
- Einfluss der Reifeneinfederung wird eliminiert



Berechnung von c_A und k_A
(analog 2-Massen-Modell):

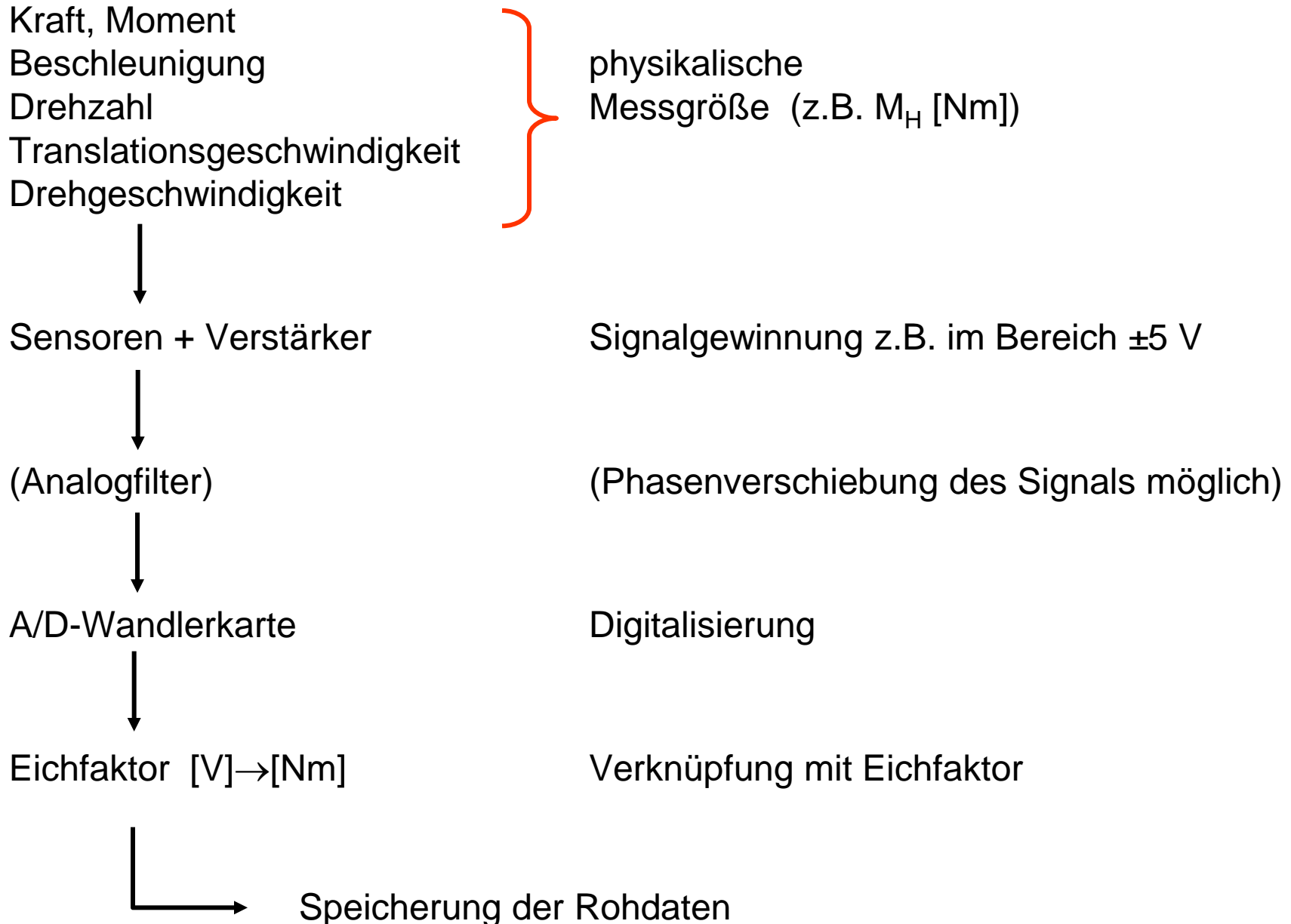
$$c_A = c_{Feder} \left(\frac{L_F}{L_L} \right)^2$$

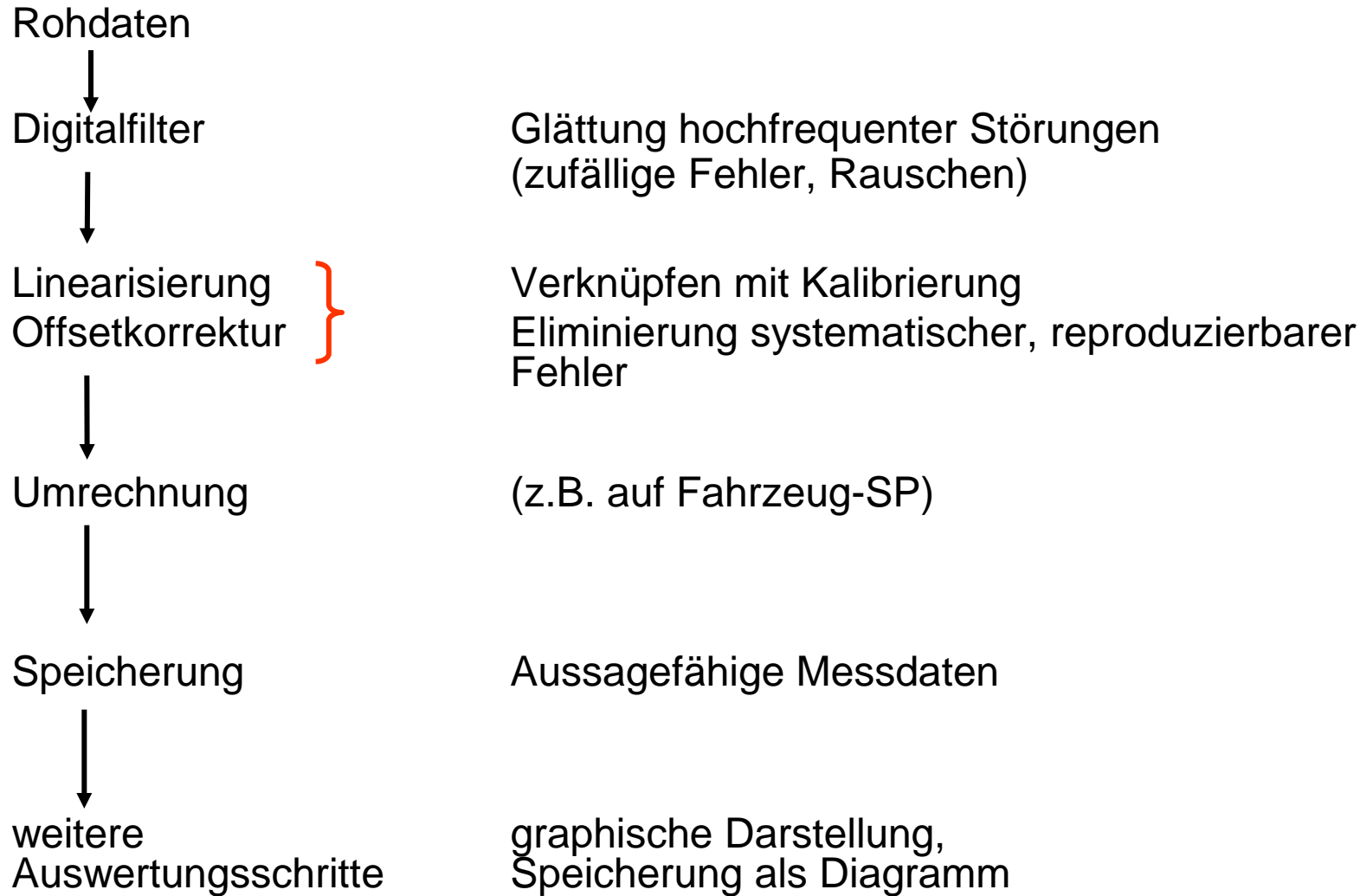
$$k_A = k_D \left(\frac{L_D}{L_L} \right)^2$$

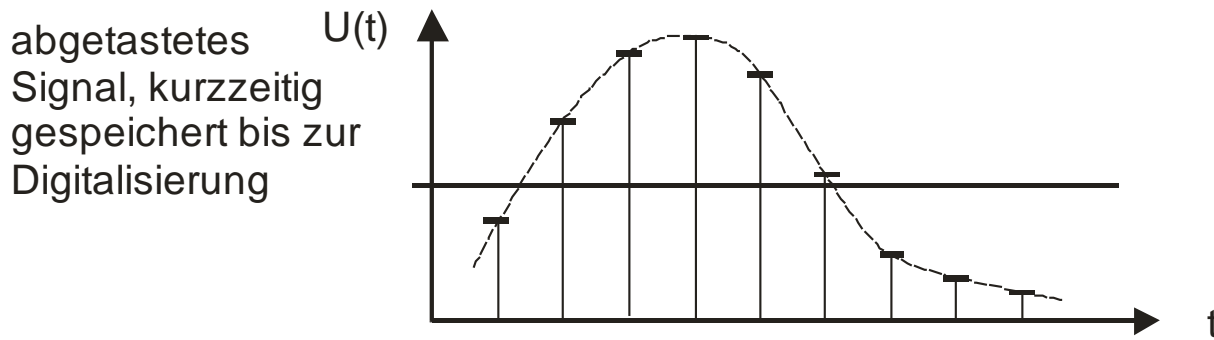
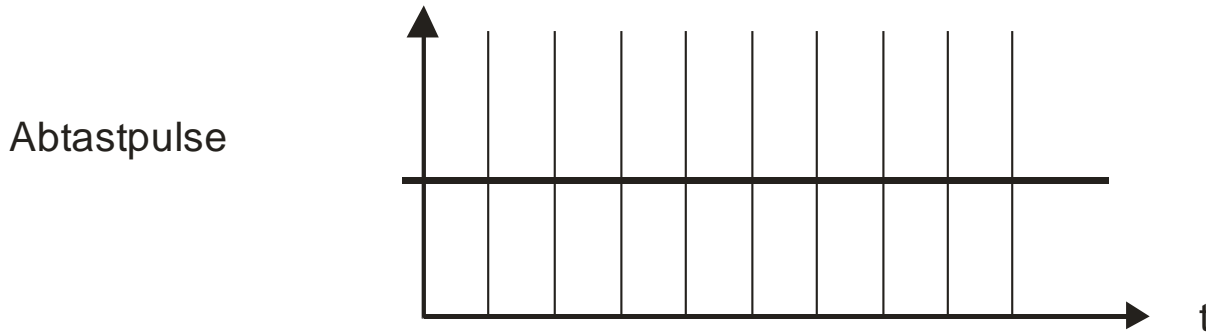
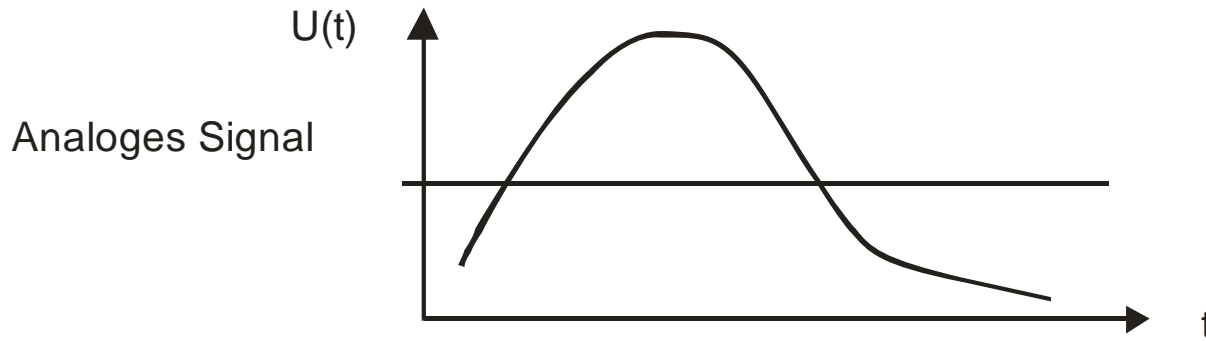


Hilfsvorstellung für Gleichungsermittlung:
Aufbau festhalten und Radaufstandspunkt vertikal bewegen

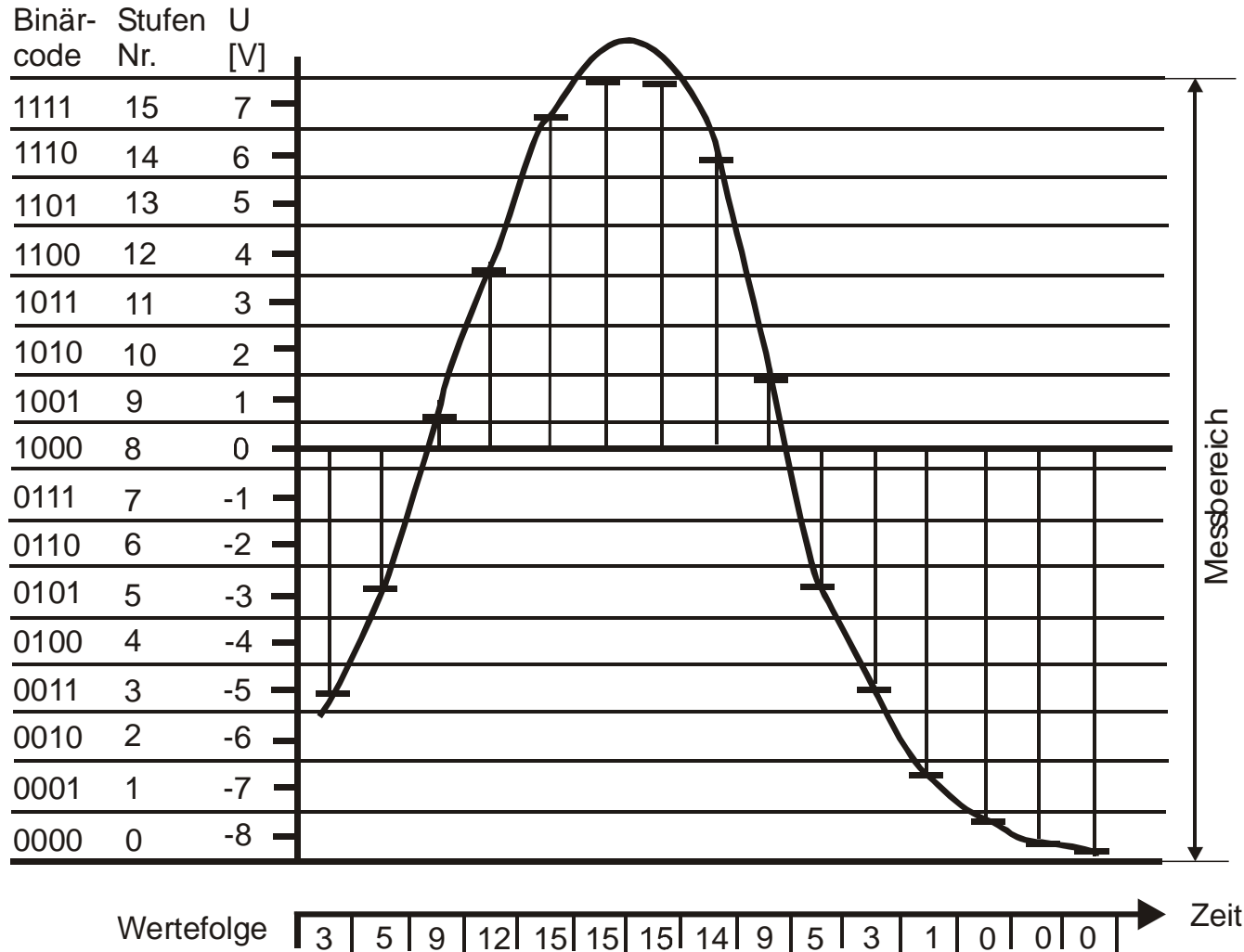
1. Grundlagen Federung / Dämpfung
2. Aufbau von Schwingungsdämpfern, Dämpferprüfstände
3. Schwingungsdämpferprüfung im Fahrzeug
4. Versuche zu Radlastschwankungen und Dämpferkontrolle
- 5. Messwertverarbeitung**
 - Typischer Aufbau einer Messkette
 - Digitalisierung der Messwerte
 - Messwernerfassung mit dem PC







Weg vom analogen Messsignal bis unmittelbar vor Digitalisierung



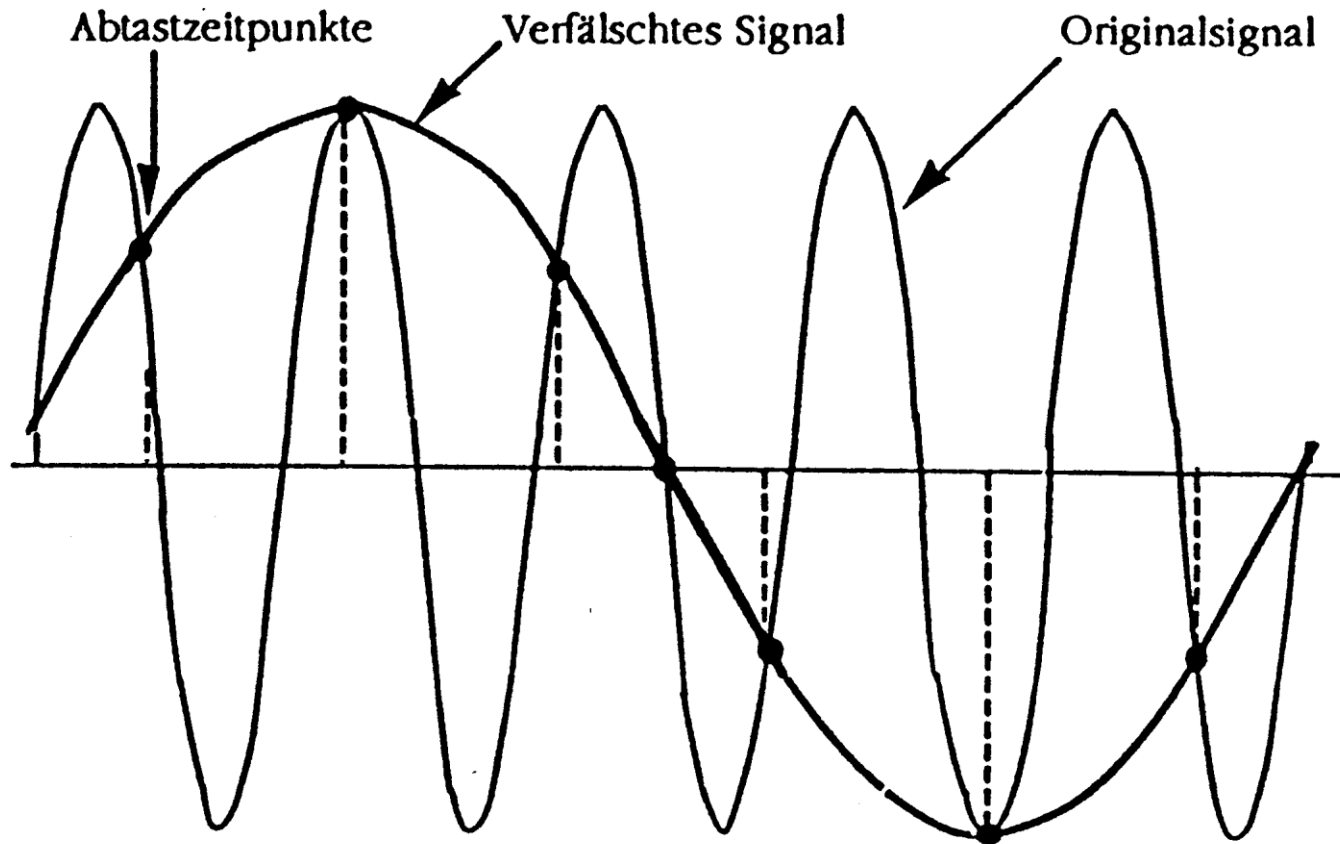
Messbereich:
+7V/-8V

Auflösung: 4 Bit =
 $2^4 = 16$ Stufen

Bitsprung: $15/16$ V
= 0,93 V

Standard heute:
mindestens 12 bit =
 $2^{12} = 4096$ Werte

Verbesserung durch
Messbereichs-
anpassung, d.h.
4096 Werte bei ± 1 V
anstelle ± 10 V
(wenn möglich!)



- Abtastung im Zeitabstand Δt , Abtastfrequenz $f = 1 / \Delta t$
- Abtasttheorem nach Shannon fordert: Abtastfrequenz mindestens 2mal max. Signalfrequenz, wünschenswert wäre 5 - 10 mal so hoch.
- Wenn die Abtastfrequenz zu niedrig ist, tritt eine Verfälschung durch den Aliasing-Effekt ein.

Typisch für Datenerfassung im Pkw:

Wandlung der Analogwerte mit Messkarte, Registrierung mit PC

- A/D - Wandlung mit 12 oder 16 Bit, unipolar oder bipolar
- Messbereiche 1, 5, 10 V
- Frequenz einstellbar: 1 bis 250 kHz Summenabtastrate
- Kanalfrequenz = Summenfrequenz / Kanalzahl
- Bei den preiswerten Karten wird nur ein A/D-Wandler für alle Kanäle verwendet, wenn der kleine Zeitversatz stört, muss eine Sample-and-Hold Schaltung verwendet werden.
- Bei langsamen Vorgängen können die Messwerte direkt dem Rechner übergeben werden, bei sehr schnellen Vorgängen müssen Pufferspeicher auf der Karte zwischengeschaltet werden.
- Für niedrige Spannungen, z.B. Thermospannungen sind vor der Wandlung Verstärker vorzusehen.