

Aspekte der Vertikaldynamik eines Fahrwerks

von Lothar Dilcher



1. Resonanzen

Bei der Beschäftigung mit der Vertikaldynamik des Kfz-Fahrwerks stößt man schnell auf die Eigenfrequenzen des Systems. Es existiert eine Resonanz bei ca. 1 Hz. Ihre Parameter sind Aufbaumasse und Aufbaufeder. Eine weitere Resonanz besteht bei ca. 10 Hz. Hier sind die Parameter Radmasse und Reifenfeder. Beide Resonanzen werden durch denselben Aufbaudämpfer amplitudenbegrenzt. Das funktioniert auch, da die aperiodische Dämpfung für beide Resonanzen etwa gleich ist.

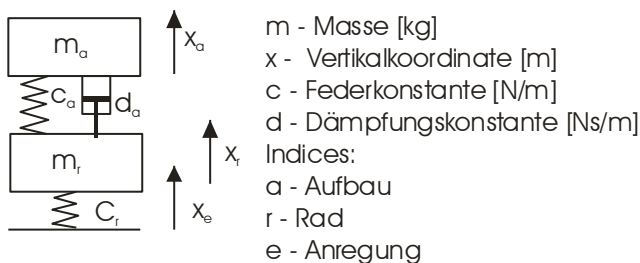


Abb1. Ein Rad Modell (quarter car)

Wenn der Aufbaudämpfer sehr hart eingestellt wird, mindert er die Wirkung der Aufbaufeder, und es entsteht eine weitere Resonanz bei ca. 3 Hz, die beide oben genannten Resonanzen ersetzt. Ihre Parameter sind dann Aufbaumasse und Reifenfeder. Die Schwingung klingt wegen der geringen Reifendämpfung nur langsam ab (Landmaschinen). Die Resonanzen liegen im Betriebsbereich.

Die Dgln. nach Newton mit $\dot{x} = dx/dt$:

$$m_a \ddot{x}_a = c_a (x_r - x_a) + d_a (\dot{x}_r - \dot{x}_a)$$

$$m_r \ddot{x}_r = c_r (x_e - x_r) - c_a (x_r - x_a) - d_a (\dot{x}_r - \dot{x}_a)$$

$$d_a = 2 \cdot (m_a \cdot c_a)^{0.5} \cdot d_{rel}$$

Kasten 1

Die 1 Hz Resonanz

Aus Abb. 1 lassen sich die Übertragungsfunktionen mit Hilfe der Differentialgleichungen berechnen (s.a. Kasten 1: Dgln. ohne Gewichtskraft). In Abb.2 sind sie für die Vertikalkoordinaten von Aufbau und Rad dargestellt. Als

Parameter wurden gängige Werte verwendet. Die Graphen zeigen im Bereich der 1 Hz Resonanz eine Amplitudenüberhöhung der Aufbaukoordinate und ebenfalls der Radkoordinate, letztere allerdings nur in geringem Maße.

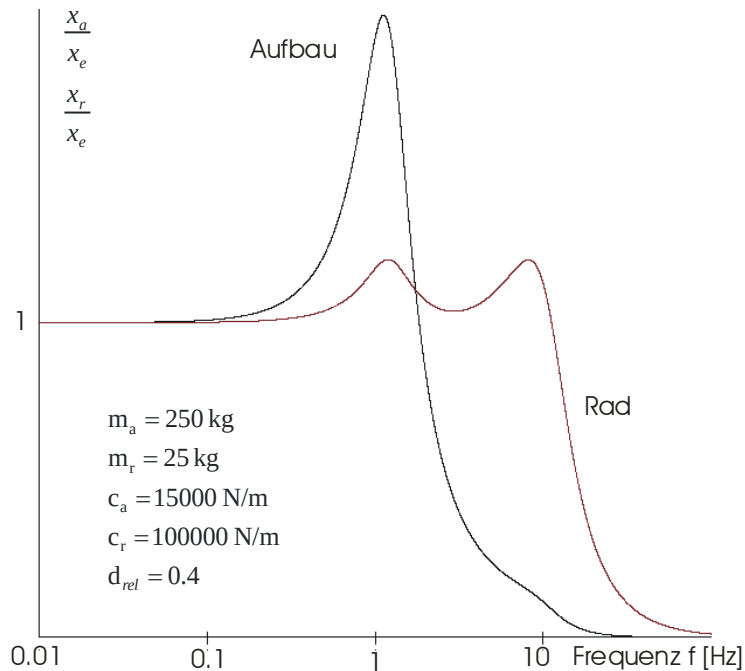


Abb.2. Übertragungsfunktion (2Massenschwinger)

Die Resonanz mindert den Fahrkomfort, und es wäre wünschenswert der Übertragungsfunktion einen flacheren Verlauf zu geben.

Anzustrebende Eigenschaften der Vertikaldynamik sind gute Schwingungs-isolation im Bereich von Frequenzen $>1\text{Hz}$ und Niveaunkonstanz im Bereich von Frequenzen $<0.1 \text{ Hz}$. Dazwischen wäre ein allmählicher Übergang der Übertragungsfunktion gefragt. Als Randbedingung muss immer die Fahr-sicherheit beachtet werden, die durch eine möglichst gleichmäßige Boden-pressung des Reifens gegeben ist.

In Abb. 3 werden die Übertragungsfunktionen von Aufbaubeschleunigung und relativer Radbewegung dargestellt.

Im Weiteren wird versucht werden, das dynamische Verhalten des Fahrwerks günstiger zu gestalten.

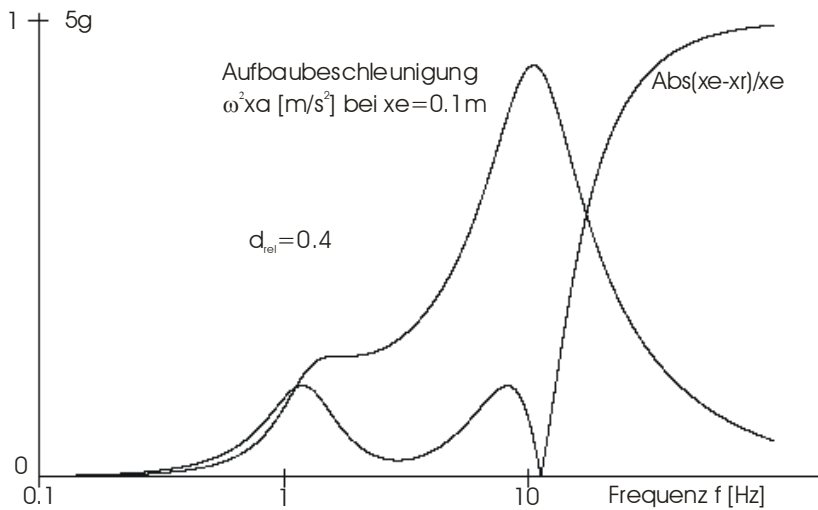


Abb.3 Übertragungsfunktion von Aufbaubeschleunigung und relativer Rad-schwingung

Die Verschiebung der Aufbauresonanz (1 Hz) nach tieferen Frequenzen ist durch die Verminderung der Federkonstante möglich. Die Dämpfung kann dann entsprechend reduziert werden. Auf diese Weise ist ein höherer Komfort erzielbar. (In der Literatur besteht Einigkeit, dass sich der Komfort umgekehrt proportional zur Aufbaubeschleunigung verhält).

Da eine sehr niedrige Federkonstante technische Nachteile bringt, geht man gedanklich weiter und lässt die Feder ganz entfallen. Es ergibt sich dann eine Dynamik, die nur noch von Aufbaumasse und Dämpfung bestimmt wird. Kasten 2 zeigt die Übertragungsfunktion der Aufbaufederung und ihre Veränderung durch die Verminderung der Federkonstante. Die

Nullstelle der Übertragungsfunktion ist mit dem Entfall der Federkonstanten ebenfalls verschwunden.

Verschiebung der Aufbauresonanz durch $c_a \rightarrow 0$

1. Aufbau

$$\frac{x_a}{x_r} = \frac{c_a + d_a p}{c_a + d_a p + m_a p^2} \text{ wird zu}$$

$$\frac{x_a}{x_r} = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{d_a} p} \text{ mit } p = j\omega \text{ und } \omega = 2\pi f$$

2. Aufbau und Rad (2Massenschwinger)

$$\frac{x_a}{x_e} = \frac{c_a c_r + c_r d_a p}{c_a c_r + c_r d_a p + (c_a m_r + m_a (c_a + c_r)) p^2 + d_a (m_a + m_r) p^3 + m_a m_r p^4}$$

wird zu

$$\frac{x_a}{x_e} = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{d_a} p + \frac{m_a + m_r}{c_r} p^2 + \frac{m_a m_r}{c_r d_a} p^3}$$

Kasten 2

Die Feder muss durch eine andere Kraft ersetzt werden, da sie das Gewicht des Aufbaus trägt. Hierzu soll eine Gleich- oder Konstantkraft eingeführt werden, die invariant gegenüber den Vertikalbewegungen des Aufbaus ist (s. Abb. 4.). Sie ist also keine direkte Funktion der Vertikalkoordinate oder deren zeitlicher Ableitungen wie Feder oder Dämpfung. Die Gleichkraft übernimmt die Rolle der Newtonschen „reactio“.

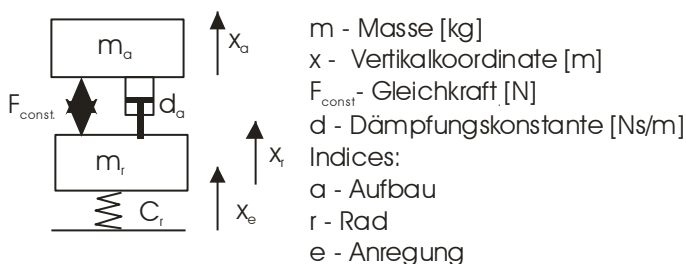


Abb.4. Ein Rad Modell mit Gleichkraft

Sie soll jedoch von außen einstellbar sein – z.B. durch einen äußeren Regelkreis. Hierüber können Gewichtsschwankungen ausgeglichen und Niveauabweichungen korrigiert werden. Im stationären Fall ist die Konstantkraft gleich der Gewichtskraft. Eine Erweiterung ihrer Aufgabe kann man in der Kompensation von Nick- und Wank-Vorgängen sehen. Ein Niveauregelkreis pro Rad wirkt bereits in diesem Sinne. Die technische Verwirklichung der Gleichkraft soll unten noch erörtert werden.

In Abb. 5 ist die Übertragungsfunktion nach dem Modell in Abb. 4 dargestellt. Sie erfüllt in etwa die oben aufgestellten Postulate.

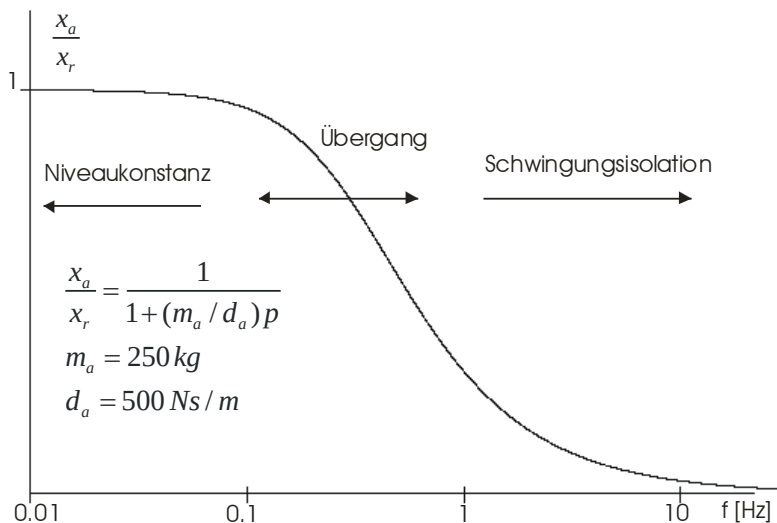


Abb. 5 Aufbau-Übertragungsfunktion mit abgesenkter Resonanz

Die Gleichungen in Kasten 1 enthalten nicht die Gewichtskräfte von Aufbau und Rad, da diese Kräfte nichts zur Dynamik beitragen. Die Rückstellung des Aufbau-Niveaus nach dem Überfahren eines Hindernisses (z.B. Einfedern) wird nur von den dynamischen Größen des Systems wahrgenommen. Das ist im Fall der abgesenkten Aufbauresonanz (Entfall der Feder) die Dämpfungskraft. Die Gleichkraft hat primär keine Rückstellungsaufgabe sondern muss nur immer die Gewichtskraft zu Null kompensieren. Die Niveauregel-funktion der Gleichkraft tritt eher bei Systemveränderungen (Gewicht), bei

Sollwertänderungen oder bei unkorrekt verlaufenden Ausgleichsvorgängen in Kraft.

Erst wenn die Dämpfungskonstante sehr niedrig gewählt wird, muss die Gleichkraftregelung auch die Rückstellung nach einem Bewegungsvorgang übernehmen.

Die 10 Hz Resonanz

Die reduzierte Aufbaudämpfung reicht zur Beruhigung des Rad-/Reifensystems im Resonanzfall 10 Hz eventuell nicht mehr aus. Es müssen auch hier neue Wege gesucht werden.

Die Resonanzerregung des Rad-/Reifensystems bei 10 Hz kann durch die Straßenbeschaffenheit als auch durch eine dem Rad innewohnende Unwucht bei entsprechender Geschwindigkeit erzeugt werden. Eine Amplitudenbegrenzung durch Dämpfung ist also zur Erhaltung der Fahrsicherheit immer nötig. (Die Fahrsicherheit wird in der relevanten Literatur als umgekehrt proportional zu den Schwankungen des Reifen-Anpressdrucks gesehen.)

Bei Störungen mit Frequenzen oberhalb von 10 Hz liefert der Reifen eine gute Schwingungsisolierung. Dies ist jedoch mit einer verstärkten dynamischen Einfederung des Reifens verbunden. Die Gleichmäßigkeit des Anpressdrucks des Reifens auf die Fahrbahn wird dadurch vermindert und damit auch die Fahrsicherheit (Wüstenpisten).

Die Dämpfung des Rad-/Reifen-Systems sollte jedoch den 10 Hz Resonanzfall beinhalten, um das Sicherheitskonzept abzurunden. Für ein Fahrwerk mit abgesenkter Aufbauresonanz und Aufbaudämpfung bieten sich folgende Maßnahmen an, die 10 Hz Resonanz zu beherrschen. Die Vorteile im Komfort sollen möglichst beibehalten werden:

- Dämpfung, die von einem Bandfilter gezielt gesteuert wird (um 10 Hz Mittenfrequenz)
- Konstruktive Erhöhung der Reifendämpfung

Der gezielte Einsatz einer Aufbaudämpfung im 10 Hz Bereich ist technisch unproblematisch. Das Bandfilter wird z.B. von dem Abstandsgeber der Niveauregelung gespeist und kann von dem zugehörigen Einplatinen-Computer berechnet werden (s. Kasten 3). Dieser steuert die Einstellung der Stellelemente (Stoßdämpfer). Geräte mit steuerbarer Dämpfung sind seit dem Einbau der Skyhook-Systeme disponibel geworden.

In Abb. 6 sind die Verhältnisse als Übertragungsfunktionen dargestellt. Die 10 Hz Resonanzüberhöhung der Radschwingung wird begrenzt und die Schwingungsisolations des Aufbaus ist nur im aktiven Frequenzbereich des Bandfilters etwas vermindert.

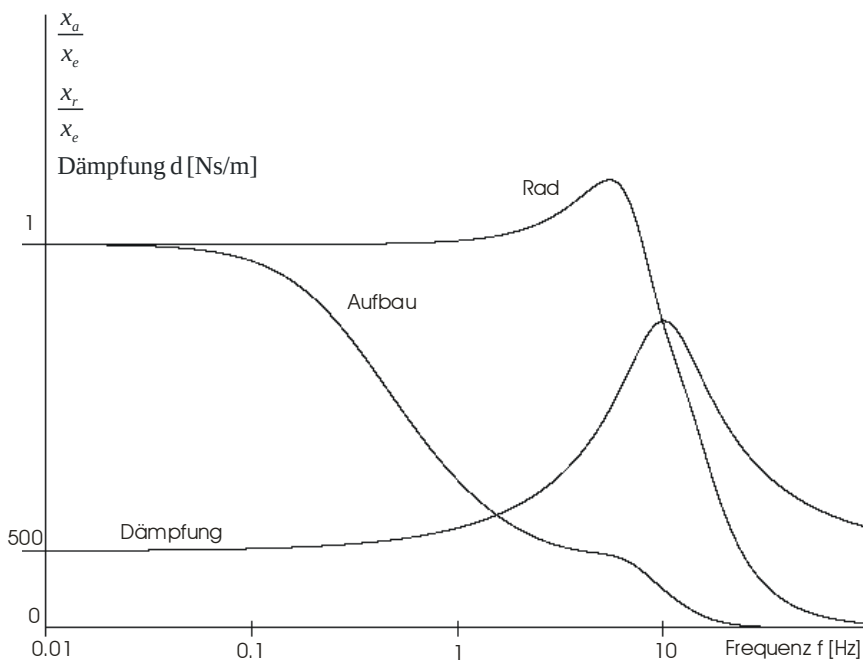
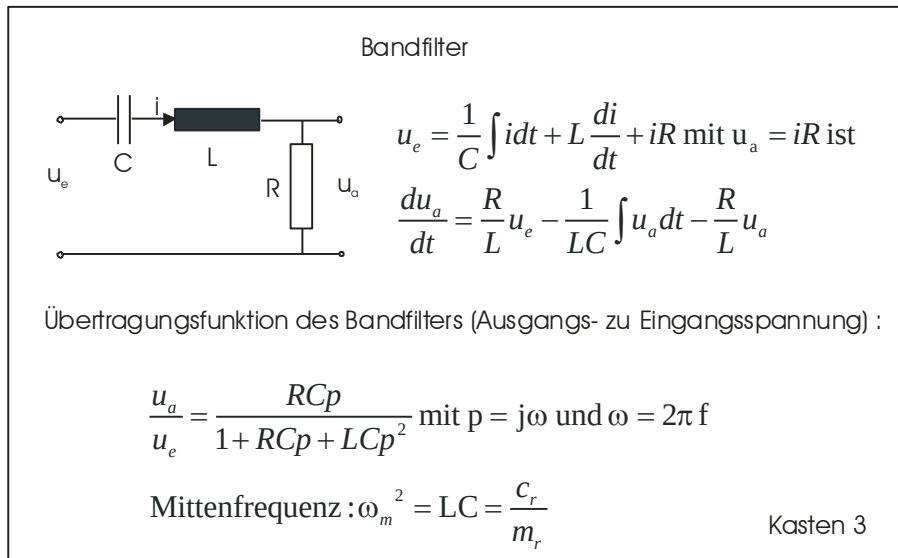


Abb. 6. Gesteuerte Dämpfung mit 10Hz Bandfilter

Der Gesamtkomfort, der durch die Verschiebung der 1 Hz Resonanz gewonnen wurde, kann auf diese Weise weitgehend beibehalten werden. Auch die Fahrsicherheit erfährt eher eine Verbesserung.



Eine weitere Möglichkeit, eine adäquate Dämpfung für das Rad-/Reifensystem aufzubauen, ist die Anwendung der 2 Volumendämpfung auf den Pneumatikreifen.

Das Prinzip benötigt ein Arbeitsvolumen, ein Dämpfungsvolumen und eine verbindende Drossel. Für die Konstruktion des Reifens bedeutet dies eine äußere Ringkammer, die die Lauffläche enthält, sowie eine innere Ringkammer, die evtl. in die Felge eingebaut ist, und einige kleine Verbindungsöffnungen, die Drosseln (s. Abb.7). Hiermit kann zusätzliche Dämpfung geschaffen werden, ohne den Laufwiderstand des Reifens zu erhöhen.

Eine denkbare Variante ist die Verlagerung des Dämpfungsvolumens außerhalb des Rades, wobei dann die Verbindung über eine Drehdurchführung erfolgen würde. So könnten gegebenenfalls Raumprobleme im Rad vermieden werden.

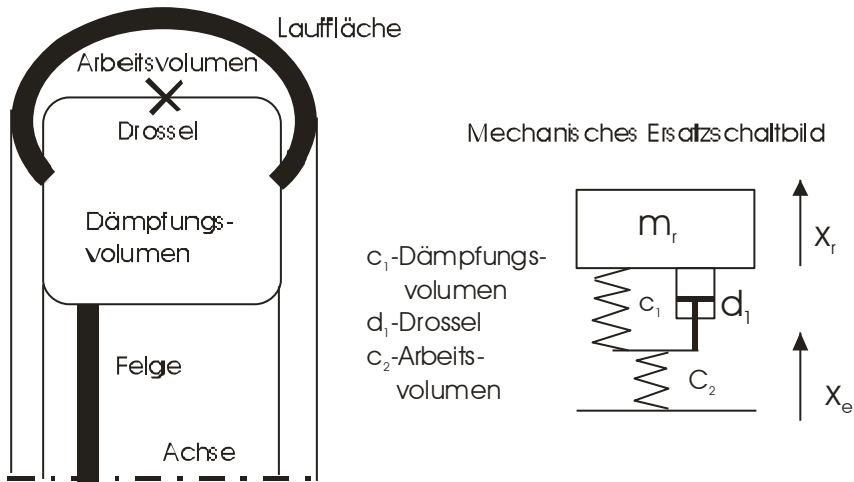


Abb. 7 Schema: Schnitt durch Reifen mit 2Volumen-Dämpfung und mechanisches Äquivalent

Die 2Volumen-Dämpfung verlangt für ihre Wirksamkeit immer ein gegenüber dem Arbeitsvolumen größeres Dämpfungsvolumen. Idealerweise kann das Dämpfungsvolumen gegen unendlich gehen.

Übertragungsfunktion der 2Volumen-Dämpfung:

$$\frac{x_r}{x_e} = \frac{c_1 + d_1 p}{c_1 + d_1 p + m_r \left(1 + \frac{c_1}{c_2} \right) p^2 + m_r \frac{d_1}{c_2} p^3} \quad \text{mit } p = j\omega$$

Kasten 4

Die 2Volumen-Dämpfung ist immer begrenzt. Für jede Konstellation von c_1 und c_2 existiert ein Maximum, das mit d_1 eingestellt wird. Abb.8 zeigt den Graphen der Übertragungsfunktion (Amplitudenverhältnis) eines Reifens in einem flachen Dämpfungsmaximum.

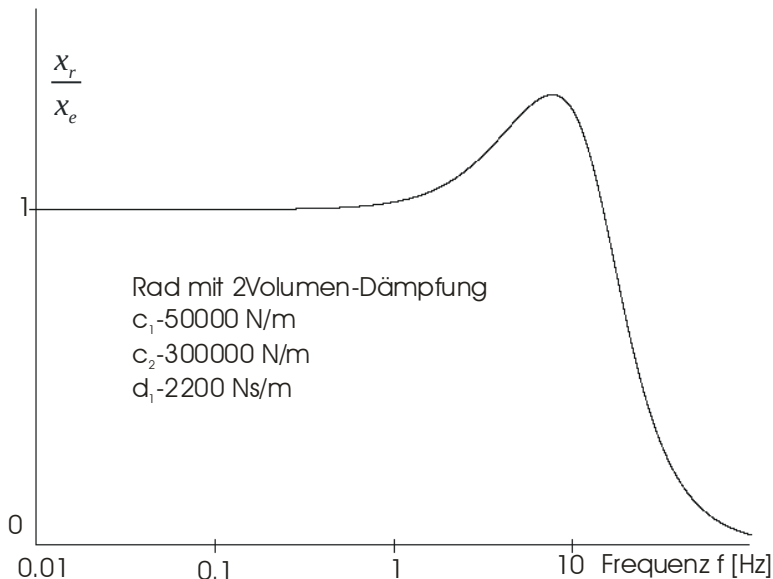


Abb. 8 Übertragungsfunktion: Rad mit 2Volumendämpfung

Die Dämpfung des Rad-/Reifensystems wird im Falle eines Gesamtfahrwerks von der residualen Aufbau-Dämpfung unterstützt.

Einige Literaturstellen behandeln die Anwendung von Tilgern zur Beruhigung der Rad-/Reifen-Resonanz. Die Methode ist wahrscheinlich als Zusatzmaßnahme interessant.

2. Ein hydraulisches Experiment

Ein Citroen XM (Baujahr 1990) wurde für Experimente präpariert. Er besitzt ein Hydraulikfahrwerk, mit dem durch leichte Veränderungen Versuche in Richtung obiger Überlegungen angestellt werden können. Die Vorderachse des Fahrzeugs wurde mit einer Versuchsanordnung ausgerüstet.

Der radzugeordnete Hydraulikkolben des Fahrwerksystems wird mit einem steuerbaren Druckhalteventil (Vordruckregelventil) hydraulisch verbunden. Die Ölversorgung erfolgt mit einer Minimalmenge aus dem Hochdruck-

Versorgungsbehälter. Diese durchströmt permanent oder wahlweise gepulst das Druckhalteventil und hält es auf dem Arbeitspunkt(s. Abb. 9).

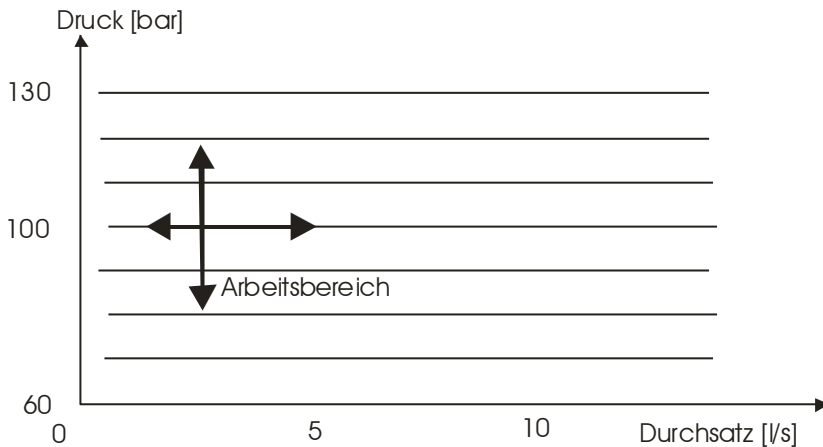


Abb. 9 Arbeitsdiagramm eines Druckhalteventils (Zahlenwerte beispielhaft)

Die Niveauhaltung des Aufbaus erfolgt über eine Niveauregelung mit einem Abstandsgeber zwischen Rad und Aufbau und einem Regler (Einplatinen-Computer), die das Vordruckventil steuern (s. Abb.10).

Das Einfedern des Rades bewirkt einen vorübergehend erhöhten Durchsatz durch das Vordruckregelventil. Der Ersatz des verlorenen Volumens erfolgt durch den Minimaldurchsatz.

Zur Verbesserung der Dynamik des Druckhalteventils wird diesem eine Federkugel vorgeschaltet, die mögliche Druckspitzen infolge schneller Radbewegungen aufnimmt. Die entweichende Ölmenge wird hierdurch vermindert.

Auch das Ausfedern wird durch die Federkugel begünstigt. Nachteilig ist die Steigerung der Schwingneigung des Rad-/Reifensystems.

Das nicht-ideale dynamische Verhalten des Druckhalteventils beinhaltet bereits einen Beitrag zur Aufbaudämpfung. Falls dieser zu gering ist, kann durch eine Drossel die Dämpfung erhöht werden.

Das hier angewendete Konzept einer Druckregelung, die von einer Niveauregelung überlagert wird stellt eine Realisierung der im vorigen Kapitel postulierten regelbaren Gleichkraft dar. Es könnte auch mit anderen technischen Komponenten verwirklicht werden (Schaltventile, gesteuerte Drosseln, etc.).

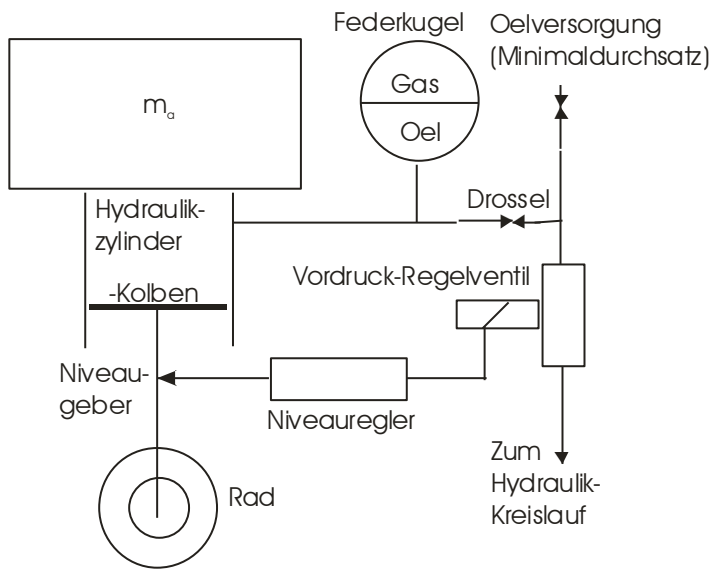


Abb.10 Experimentelle Hydropneumatik

Das so ausgerüstete Fahrwerk zeigte im getesteten Geschwindigkeitsbereich stabiles und komfortables Verhalten. Maßnahmen zur stärkeren Dämpfung der 10 Hz Resonanz waren bei den relativ niedrigen Geschwindigkeiten nicht nötig. Die Niveauregelung (Ein-Platinen-Computer) erhielt aus Stabilitätsgründen einen nichtlinearen Algorithmus, der bei Überschreitung von Grenzen der Regelabweichung die Stellgröße um einen festen Wert verändert.

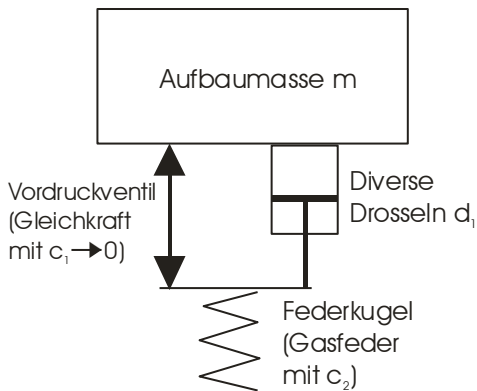


Abb. 11 Ein Rad Modell der Hydraulik-Schaltung

Dem steuerbaren Druckhalteventil mit Hydraulikversorgung und Niveauregelung wird in Abb. 11 eine Parallelschaltung von Gleichkraft und Dämpfung zugeordnet. Dies ist eine Vereinfachung, da die Druckverhältnisse am Eingang des Vordruck-Regelventils bei dynamischen Vorgängen komplexer sind.

Die verwendeten Bauteile sind folgende Fabrikate:

Potentiometer: Fa, Altmann

Vordruckregelventil: Fa. Sun mit Magnetansteuerung der Fa. Fluid Team

Niveauregler: Ein-Platinen-Computer mit C-Control der Fa. Conrad

Hydraulikschläuche und Verbindungen sind im Handel erhältlich, diverse Komponenten (z. B. Federkugeln) gibt es preiswert bei ebay.

3. Eine pneumatische Version.

Das o.a. Hydraulikkonzept ließe sich einfach auf eine Pneumatik übertragen. Der Wunsch nach einem weiteren Entwicklungspfad führt jedoch zu einem etwas unterschiedlichen Ansatz, der allerdings ein sehr ähnliches Ergebnis zeitigt. Für eine Pneumatik-Version der Aufbaufederung soll das Prinzip der 2Volumen-Dämpfung herangezogen werden, das in der Literatur häufig zu finden ist.

Es werden ein Arbeitsvolumen und ein Dämpfungsvolumen verwendet, die durch eine Drossel verbunden sind (s. Abb. 12). Das Prinzip wurde in Kap. 1 schon zur Reifendämpfung benutzt.

Das mechanische Äquivalent der linearisierten Zweivolumen-Dämpfung ist eine Feder (Arbeitsvolumen) in Reihenschaltung mit der Parallelschaltung von Feder (Dämpfungsvolumen) und Dämpfer (Drossel).

Eine hydropneumatische Ausführung mit Hydraulikdrosseln und Federkugeln ist ebenfalls ohne Probleme möglich.

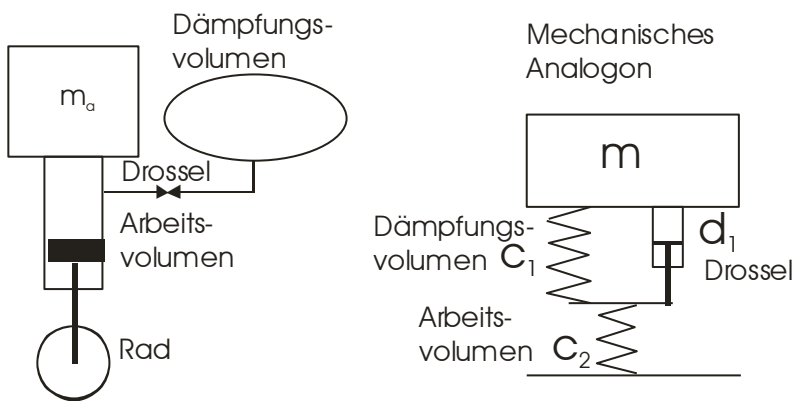


Abb. 12 2Volumen-Dämpfung und mechanisches Analogon

Die Resonanzverschiebung im Sinne von Kapitel 1. kann erreicht werden, wenn das Dämpfungsvolumen groß gegenüber dem Arbeitsvolumen gewählt wird (s. Kasten 5). Die Wirkung eines beliebig großen Dämpfungsvolumens kann technisch durch eine Druckregelung am Dämpfungsvolumen angenähert werden, ohne die Nachteile eines realen großen Volumens in Kauf nehmen zu müssen.

Der Unterschied in der Aufbau-Übertragungsfunktion zu Kasten 2 ergibt sich aus der Feder, die hier in Reihe zur Aufbaudämpfung liegt. Diese wirkt hauptsächlich zur Verstärkung der Schwingungsisolierung im 10 Hz Bereich.

Die Übertragungsfunktion der 2Volumen-Dämpfung:

$$\frac{x_a}{x_r} = \frac{c_1 + d_1 p}{c_1 + d_1 p + m_a \left(1 + \frac{c_1}{c_2}\right) p^2 + m_a \frac{d_1}{c_2} p^3} \quad \text{mit } p = j\omega$$

wird mit $c_1 \rightarrow 0$ zu

$$\frac{x_a}{x_r} = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{d_1} p + \frac{m_a}{c_2} p^2}$$

Kasten 5

Das Dämpfungsvolumen übernimmt durch die Druckregelung die Rolle der steuerbaren Konstantkraft (Gleichkraft, $c=0$). Die verbleibende Übertragungsfunktion des Aufbaus ähnelt der unter Abschnitt 1. Postulierten (s. Kasten 2 und Abb.5)

Mit der Regelung können auch die Funktionen Niveauhaltung sowie Wank- und Nickausgleich bedient werden.

Das Funktionsschema der Pneumatik ist wegen der Vereinfachungen der Modellbildung identisch mit dem der Hydropneumatik (s. Abb. 11)

Es ist deutlich sichtbar, dass die Überlegungen unter Pkt. 1., 2. und 3. zu sehr ähnlichen Funktionskonzepten der Aufbaufederung führen.

Die reduzierte Aufbaudämpfung der o.a. Fahrwerkskonzepte reicht für die Bedämpfung der 10 Hz Resonanz im Sinne eines sicheren Kfz-Betriebs eventuell nicht aus. Wie schon in Kap, 1 ausgeführt wird die adäquate Fahr-sicherheit durch die folgenden Maßnahmen – einzeln oder zusammen - erreicht:

- Bandfilter. Ein Dämpfer wird auf das Frequenzband um 10 Hz eingestellt. Da die Bedämpfung der Aufbaubewegungen unterhalb 10 Hz entfällt, ist diese eingeschränkte Funktion erlaubt und hat nur partiellen Einfluss auf die Vertikaldynamik.
- Tilger erscheinen evtl. als Zusatzelemente brauchbar.

- Reifendämpfung: Die konstruktive Anwendung der pneumatischen Zweivolumen-Dämpfung auf den Reifen ermöglicht eine erhöhte Reifendämpfung, die bei Störungen wirkt und im ungestörten Betrieb keine Energieverluste verursacht.

Abb. 13 zeigt die Übertragungsfunktionen eines 2Massenschwingers, der eine 2Volumendämpfung für Aufbau und Rad besitzt (Parameter s. Kasten 6).

Das Rad-/Reifensystem soll einen Beitrag zur Schwingungsisolierung leisten und auch guten Straßenkontakt halten. Bei Störungen oberhalb der 10 Hz Grenze ist die Schwingungsisolierung gut, aber die Haftung ungleichmäßig. Es stellt sich ein labiles Richtungsverhalten ein (Wüstenpisten).

Unterhalb von 10 Hz ist die Straßenhaftung gleichmäßiger, die Schwingungsisolierung jedoch geringer und wird zum großen Teil von der Aufbaufederung wahrgenommen.

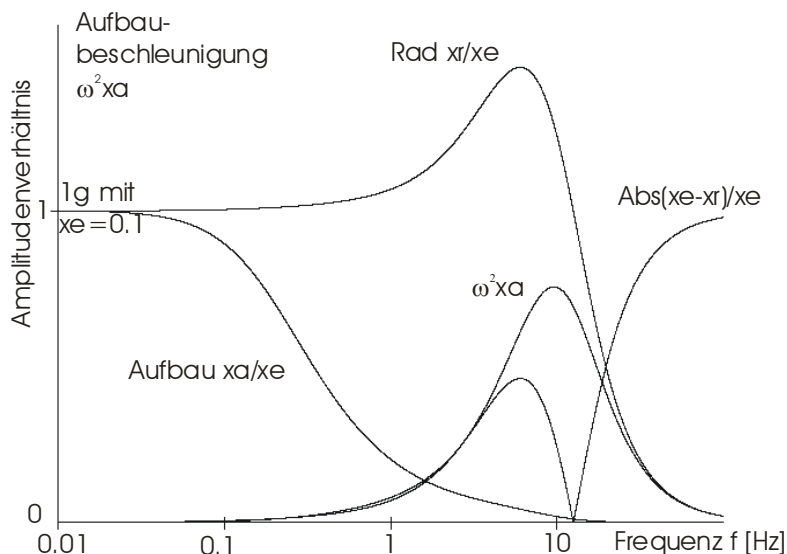


Abb. 13 2Volumendämpfung für Aufbau und Rad (Übertragungsfunktionen)

Der positive Beitrag der Reifenfeder zum Störverhalten des Fahrwerks ist wohl darin zu sehen, dass die hohen Frequenzen einer Störung schwingungs isoliert werden und beim niederfrequenten Teil die Bodenhaftung erhalten bleibt. In der Straßenpraxis liegt immer ein Frequenzgemisch vor, auf welches das Rad-/Reifen-System günstig reagiert

4. Sprungantwort

Das Verhalten des Fahrwerks kann auch über Sprungantworten deutlich gemacht werden. Die Relation zur Übertragungsfunktion ist durch den Frequenzverlauf der Sprungfunktion gegeben. Im Zeitpunkt Null ist die Frequenz der Sprungfunktion theoretisch unendlich und klingt dann mit wachsender Zeit gegen Null ab.

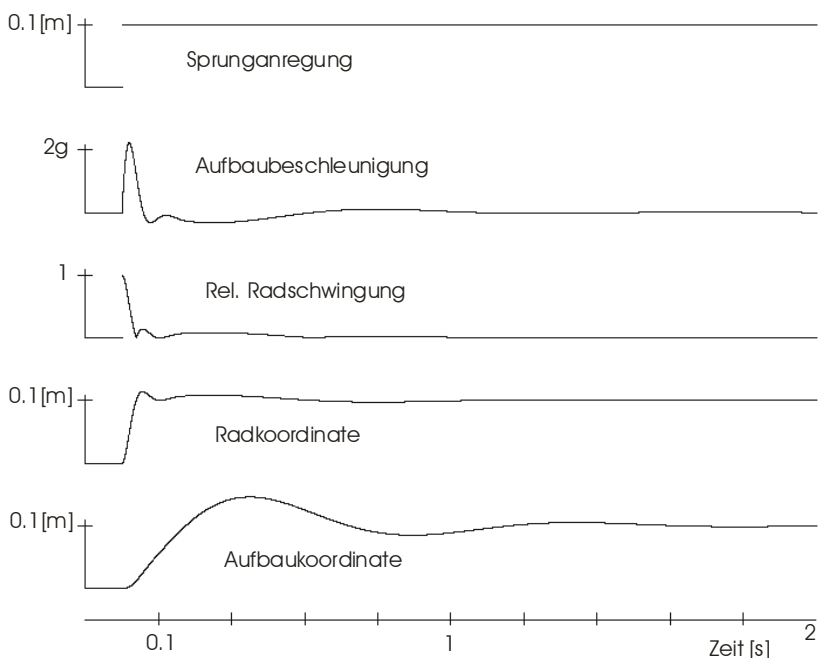


Abb. 14 Sprungantworten im konventionellen System (Modell s. Abb. 1 + Parameter s. Abb. 2)

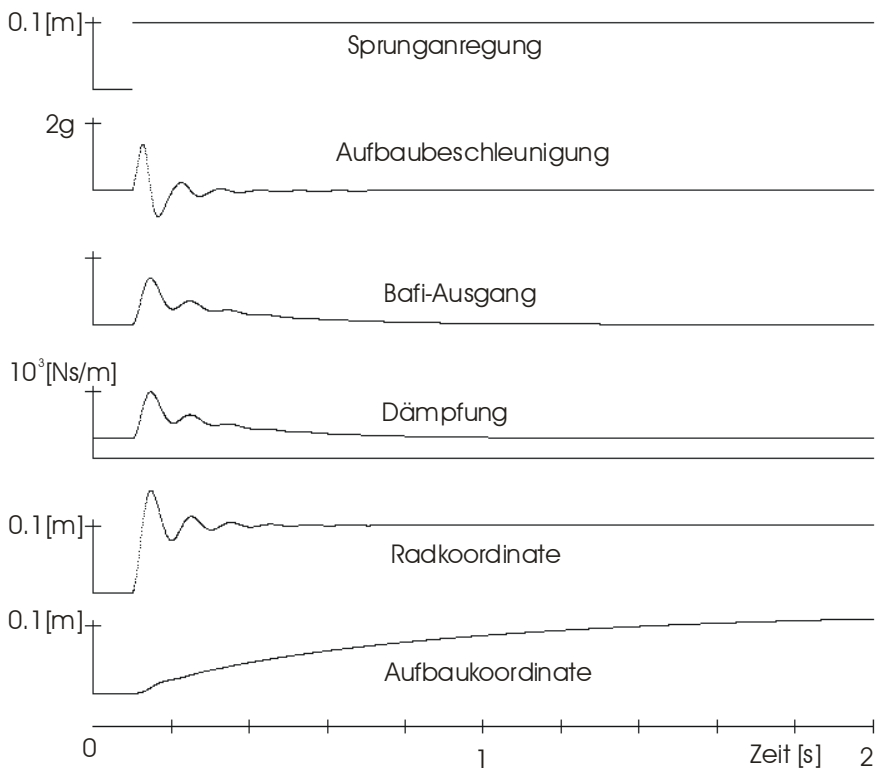


Abb. 15 Sprungantworten mit gesteuerter Dämpfung (Bafi)

Der zu Abb. 15 zugehörige Systemaufbau enthält eine Aufbaufederung mit abgesenkter Resonanz nach Kap. 1, deren Dämpfungselement von einem Bandfilter mit der Mittenfrequenz von ca. 10 Hz gesteuert wird. Die optimale Filterabstimmung enthält noch viel Spielraum. Die Verwendung eines verzögerten Ausgangssignals (Integralwert) kann sich günstig auf den Komfort auswirken.

Für Abb. 16 wurde 2Volumendämpfung je für Rad und Aufbau verwendet. Es wird deutlich, dass die Serienfeder im Aufbau die höher frequenten Schwingungen isoliert. Die Eigendämpfung des Rad-/Reifensystems begrenzt seine Schwingneigung.

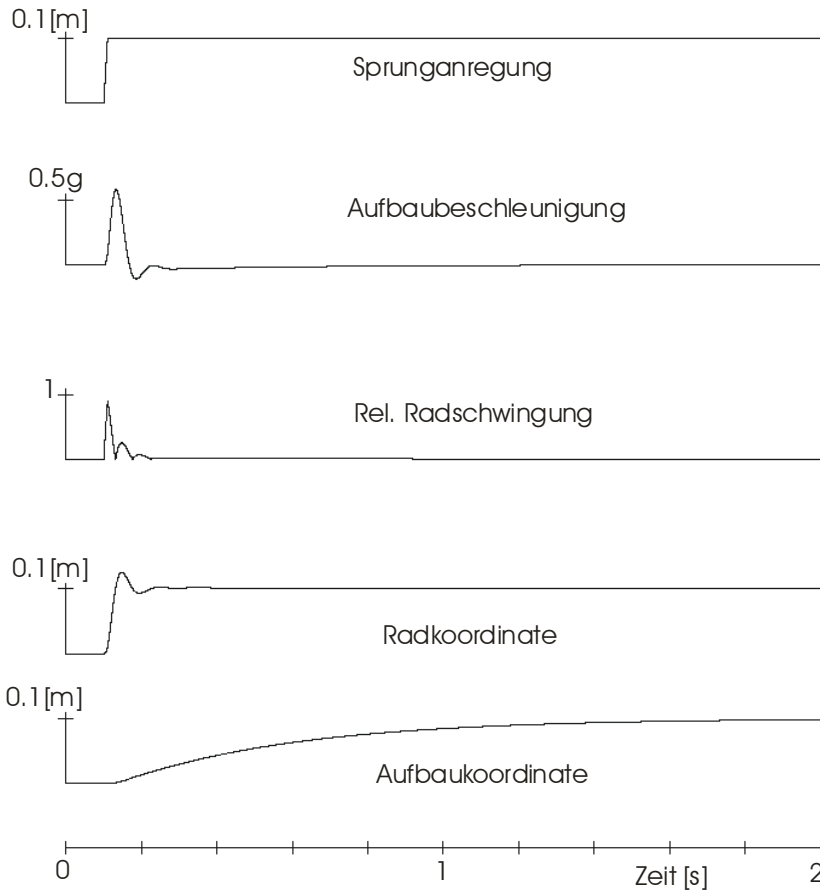


Abb. 16 Sprungantworten mit 2Volumendämpfung für Rad und Aufbau

5. Energieaspekte

Wenn ein Kfz mit der Masse von 1 Tonne wegen Straßenunebenheiten 1x in der Sekunde einen Niveauausgleich von 0.1 Meter bewerkstelligen muss, so ergibt sich eine Leistung von 1KW. Diesen zeitlichen Energieausgleich übernimmt die Feder als Energiespeicher. Die tragende Feder erspart also den Energieverbrauch der Niveauhaltung.

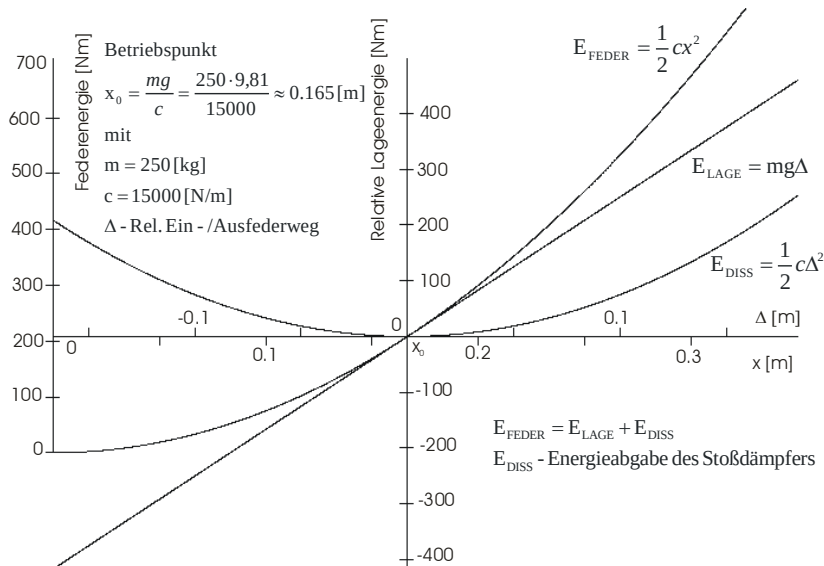


Abb. 17 Energien an Aufbau und Feder

Betriebspunkt x_0 :

$$x_0 c = mg \rightarrow x_0 = \frac{mg}{c} \text{ (Federkraft = Gewicht)}$$

Energie der Feder :

$$E = \frac{1}{2} cx^2; \text{ mit } x = x_0 + \Delta \text{ ist}$$

$$E = \frac{1}{2} c(x_0 + \Delta)^2 = \frac{1}{2} cx_0^2 + cx_0\Delta + \frac{1}{2} c\Delta^2$$

Die Energiedifferenz infolge Δ ist :

$$\delta E = cx_0\Delta + \frac{1}{2} c\Delta^2 = mg\Delta + \frac{1}{2} c\Delta^2$$

$mg\Delta$ - wird zum Niveauausgleich benötigt

$\frac{1}{2} c\Delta^2$ - wird als Wärme abgegeben

Kasten 7

Da z.B. beim Einfedern in der Feder mehr Energie gespeichert wird als der anschließende Höhenausgleich der Aufbaumasse verlangt, besteht ein Überschuss an Energie, der sich in Schwingungen äußert. Der Stoßdämpfer baut die Schwingungsenergie ab, indem er sie als Wärme an die Umgebung abgibt (Dissipation), s. Abb.17+Kasten 7.

Die Energieabgabe des Stoßdämpfers würde sich im obigen Beispiel auf ca. < 500 Watt (je nach angenommener Federkonstante) belaufen.

Bei Verzicht auf Energiespeicherung, muss die Leistung für den Niveaueausgleich aktiv aufgebracht werden. Die Dissipationsleistung des Stoßdämpfers kann dann entfallen.

Das hydropneumatische Experiment zeigte einen mäßigen Energieverbrauch. Indizien waren die Temperatur der Vordruckregelventile und die Schalthäufigkeit des original vorhandenen Hochdruckreglers. Erstere waren so weit erhitzt, dass es unangenehm war, sie mit der Hand zu berühren. Der Regler musste alle 5-10 s schalten. Die Energie spielte im Experiment keine vordringliche Rolle. Es ist jedoch sicher lohnend, sich über eine energetische Entlastung der vorgestellten Hydraulik- und Pneumatik- Systeme Gedanken zu machen.

Attraktiv erscheinen Methoden, die die stochastische Natur der Straßenunebenheiten ausnutzen. Jedem Einfeder-Vorgang muss im Mittel ein Ausfedern folgen. Es ergeben sich daher bei Straßenunebenheiten in hydraulischen oder pneumatischen Fahrwerken immer kurze Zeitspannen niedrigen Systemdrucks, in denen fehlendes Medium nachgespeist werden kann. Dies kann ökonomisch aus einem Behälter niedrigen Drucks über Rückschlagventile erfolgen. Ähnliches oder Gleiches ist in dem System Nivomat der Fa. Sachs schon verwirklicht.

6. Nicken und Wanken

Diese Erscheinungen betreffen den Aufbaukörper mit lateralen und Längsbewegungen. Die Kompensation in den oben beschriebenen Systemen erfolgt immer und zuerst über die Niveauhaltung der einzelnen Räder. Bei

Bedarf stehen diverse Maßnahmen zur Verbesserung der Dynamik zur Verfügung,

Als geeignete Sensoren zur Erfassung der Ursachen für Nicken und Wanken werden in der Literatur meist Beschleunigungs-Geber und der Drehwinkel des Lenkrads genannt.

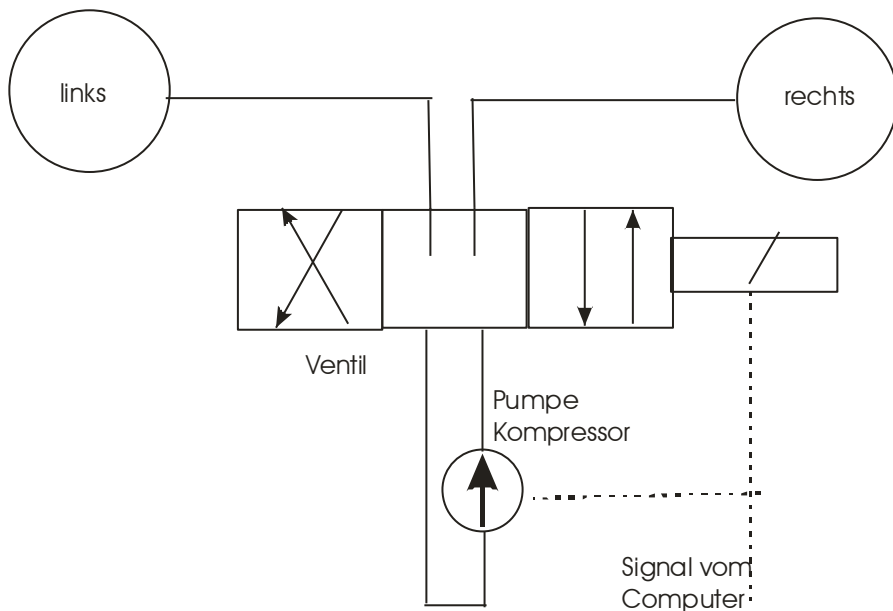


Abb. 18 Unterstützung der Wank-Kompensation

Als Beispiel sei hier ein Pumpsystem gezeigt, dass in Abhängigkeit von geeigneten Sensoren die lateralen Belastungen ausgleicht (s. Abb. 18)

7.Vorausschau

Ein „speed“-Fahrer im alpinen Ski-Rennsport ist in einer ähnlichen Situation wie ein schnelles Fahrzeug. Er optimiert den Luftwiderstand und stellt genügend „Federweg“ bereit, um erwartbaren Hindernissen zu begegnen.

Der Alpin-Fahrer hat seine Oberschenkel-Muskulatur auf „Gleichkraft“ eingestellt, um sein Körpergewicht zu halten und plötzliche Unebenheiten auszugleichen. Er kann so notfalls auch ohne Vorausschau kleinere Hindernisse stoßfrei überwinden. Erst wenn diese größer werden als die momen-

tan verfügbaren „Federwege“ wird Vorausschau günstig und notwendig. Bei anspruchsvollen Manövern mit Geländekuppen etc. ist die Präzision der Vorausschau für den Erfolg entscheidend. Abb. 19-21 zeigen einen tierischen „speed“-Fahrer bei einigen Manövern.

Dem „speed“-Fahrer stehen beschränkte Möglichkeiten für Aktionen in vertikaler Richtung zur Verfügung. Zunächst kann er in Auf- und in Abwärtsrichtung angesichts eines Hindernisses mehr Federweg zur Verfügung stellen. Beim Einfedern kann er so die Körpermasse beschleunigungsfrei halten. Das energische Ausfedern hilft ihm, den nötigen Bodenkontakt zu behalten, um die Fahrtrichtung zu stabilisieren.

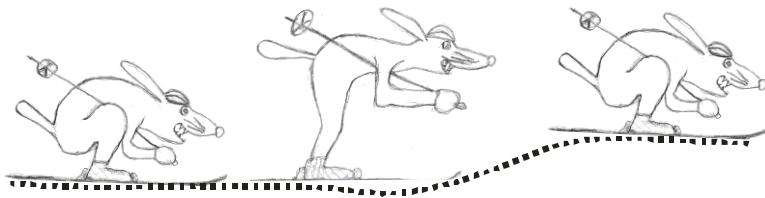


Abb. 19 Bereitstellung von Federweg

Der Einsatz der Massenträgheit führt zu den Klassikern „Hochentlastung“ und „Tiefentlastung“. Allen Skifahrern sind diese Übungen bekannt. Meistens werden sie als probate Methoden zu Einleitung eines Schwungs (Richtungsänderung) geübt. Der „speed“-Fahrer benutzt sie auch bei der Geradeausfahrt zum Anspringen eines Hindernisses und zur Begrenzung der Sprungweite über Kuppen.

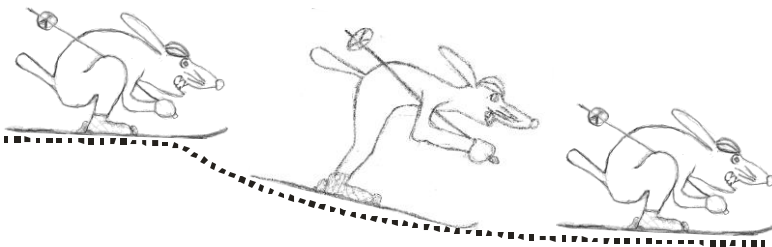


Abb. 20 „Drücken“ einer Unebenheit

Es bleibt ihm auch unbenommen beim Einfedern die aufgewendete Muskelkraft kurzzeitig zu vermindern, um Energie zu sparen und den Vorgang weicher zu gestalten. Der Vorgang ist jedoch mit einer Minderung der Bodenpressung verbunden. Auch erfährt die nicht gestützte Körpermasse eine Bewegung nach unten, z.B. 5 cm nach 1/10 Sekunden.

Der „speed“-Fahrer wird vor einer Minderung der Bodenhaftung immer in Betracht ziehen, welchem Drehimpuls seine Körpermasse in irgendeiner Achse gerade unterliegt. Spektakuläre Stürze können sich aus freigegebenem Drehimpuls entwickeln.

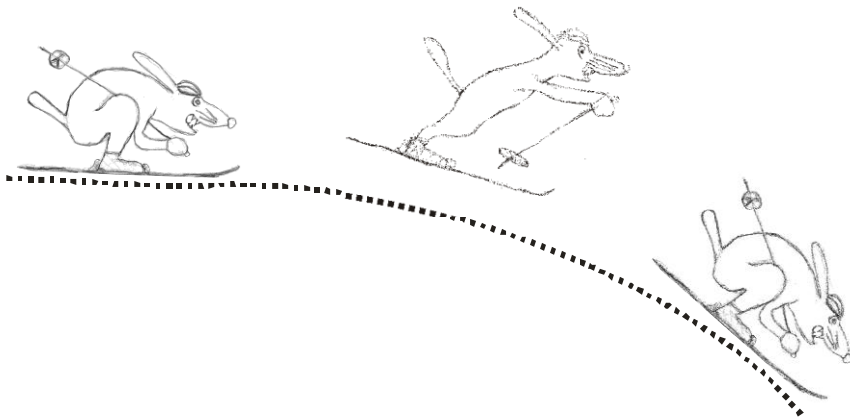


Abb. 21 Anspringen einer Kuppe

Ein Fahrwerk mit Zugriff zur Stützkraft der Räder hat immer die Möglichkeit, aktive Funktionen obiger Art vorzusehen, wie auch in der Literatur betont wird. Die Entwicklung einer vorausschauenden Optik würde Perspektiven für die Vertikaldynamik eröffnen.

Anhang 1

Lineare Pneumatikfeder

Gasgesetz

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T$$

Logarithmiert

$$\ln P + \ln V = \ln M + \ln R + \ln T$$

Differentialform

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dM}{M} + \frac{dR}{R} + \frac{dT}{T}$$

Mit $dM=dR=dT=0$ ist

$$dP = -\frac{P}{V} dV$$

Mit $dP=dF/A$ und $dV=-Adx$ ist

$$dF = \frac{P}{V} \cdot A^2 \cdot dx$$

Für den Fall $dT>0$ ist

$$dF = n \cdot \frac{P}{V} \cdot A^2 \cdot dx \quad \text{mit } 1 < n < 1.4$$

Der Term $n \cdot \frac{P}{V} \cdot A^2$ entspricht der mechanischen Federkonstanten c .

P - Druck, V - Volumen, M - Masse, R - Gaskonstante, T - absolute Temperatur,
F -Kraft, A - Fläche, x - Ortskoordinate; d - steht für kleine Änderungen der
folgenden Größe

Anhang 2) Fahrwerk mit 2Volumen-Dämpfung (Pneumatik)

Nomenklatur wie Anhang 1)

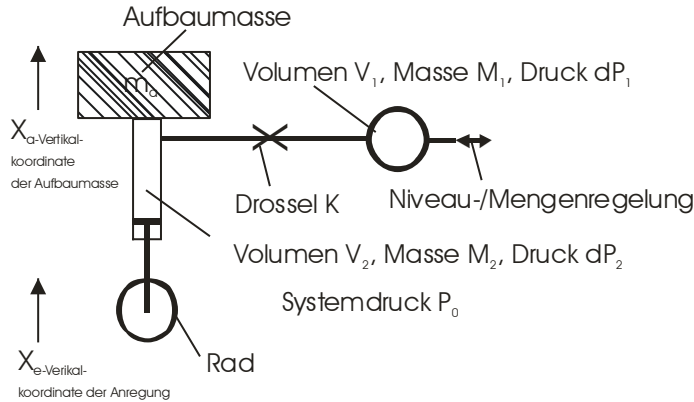


Abb.1) Systemaufbau

Gleichungen (Gasgesetz):

$$P \cdot V = M \cdot R \cdot T$$

$$\ln P + \ln V = \ln M + \ln R + \ln T$$

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dM}{M} + \frac{dR}{R} + \frac{dT}{T}$$

mit $dR = 0$ und $dT = 0$ ist

$$dP = -\frac{P}{V} dV + \frac{P}{M} dM$$

Anwendung:

Druckänderung an V_2 und V_1 (linearisiert):

$$dP_2 = -\frac{P_0}{V_2} dV_2 + \frac{P_0}{M_2} dM_2$$

$$dP_1 = \frac{P_0}{M_1} dM_1$$

Stömung durch K (linearisiert):

$$d\dot{M}_1 = K \cdot (dP_2 - dP_1)$$

$$dM_2 = -dM_1$$

$$d\dot{M}_1 = K \cdot dP_2 - K \frac{P_0}{M_1} dM_1$$

$$dP_2 = \frac{1}{K} d\dot{M}_1 + \frac{P_0}{M_1} dM_1$$

Umwandlung in Laplace-Form mit d/dt zu p=jw:

$$dP_2 = \frac{p}{K} dM_1 + \frac{P_0}{M_1} dM_1$$

$$dP_2 = \left(\frac{p}{K} + \frac{P_0}{M_1} \right) \cdot dM_1$$

$$dM_2 = -dM_1 = dP_2 \frac{1}{\frac{p}{K} + \frac{P_0}{M_1}}$$

$$dP_2 = -\frac{P_0}{V_2} dV_2 - \frac{P_0}{M_2} \frac{1}{\frac{p}{K} + \frac{P_0}{M_1}} dP_2$$

$$dP_2 \left(1 + \frac{P_0}{M_2} \frac{1}{\frac{p}{K} + \frac{P_0}{M_1}} \right) = -\frac{P_0}{V_2} dV_2$$

$$dP_2 \left(\frac{p}{K} + \frac{P_0}{M_1} + \frac{P_0}{M_2} \right) = - \left(\frac{P_0 p}{V_2 K} + \frac{P_0 P_0}{V_2 M_1} \right) dV_2$$

$$dP_2 = \frac{p / K + P_0 / M_1}{p / K + P_0 / M_1 + P_0 / M_2} \frac{P_0}{V_2} dV_2$$

$$dF_2 = A_2 \cdot dP_2$$

$$dV_2 = -A_2 (x_e - x_a)$$

$$dF_2 = \frac{A_2^2 P_0}{V_2} \frac{p + K P_0 / M_1}{p + K P_0 (1 / M_1 + 1 / M_2)} (x_e - x_a)$$

2. Newtonsches Gesetz :

$$m_a x_a p^2 = dF_2$$

$$m_a x_a p^2 = \frac{A_2^2 P_0}{V_2} \frac{p + KP_0 / M_1}{p + KP_0 (1/M_1 + 1/M_2)} (x_e - x_a)$$

$$x_a \cdot \left(m_a p^2 + \frac{p + KP_0 / M_1}{p + KP_0 (1/M_1 + 1/M_2)} \frac{A_2^2 P_0}{V_2} \right)$$

$$= \left(\frac{p + KP_0 / M_1}{p + KP_0 (1/M_1 + 1/M_2)} \frac{A_2^2 P_0}{V_2} \right) \cdot x_e$$

$$x_a \cdot \left(m_a p^3 + \frac{m_a KP_0}{1/M_2 + 1/M_1} p^2 + \frac{P_0 A_2^2}{V_2} p + \frac{KP_0^2 A_2^2}{V_2 M_1} \right)$$

$$= x_e \left(\frac{P_0 A_2^2}{V_2} p + \frac{KP_0 A_2^2}{V_2} \right)$$

Übertragungsfunktion:

$$\frac{x_a(p)}{x_e(p)} = \frac{1 + \frac{M_1}{KP_0} p}{1 + \frac{M_1}{KP_0} p + \frac{m_a V_2 M_1}{A_2^2 P_0} (1/M_1 + 1/M_2) p^2 + \frac{m_a V_2 M_1}{KA_2^2 P_0^2} p^3}$$

Die vereinfachte Übertragungsfunktion für große Volumen V_1

ergibt sich aus der obigen Übertragungsfunktion mit $M_1 \rightarrow \text{unendlich}$ zu :

$$\frac{x_a(p)}{x_e(p)} = \frac{1}{1 + \frac{m_a V_2 K}{A_2^2} p + \frac{m_a V_2}{A_2^2 P_0} p^2}$$

In der vorliegenden Anwendung soll das große Volumen durch eine Druckregelung simuliert werden. Der mittlere Druck, der von dem Aufbaugewicht bestimmt wird und der momentane Druck werden verglichen. Die Differenz wird durch eine dynamische Ab- und Zu-

gabe von Luftmenge gegen Null gebracht. Parallel dazu wird quasi-stationär das Aufbauniveau korrigiert.

Ein mechanisches Analogon:



Abb. 2) Analogon mit mechanischen Feder und Dämpfer

Übertragungsfunktion:

$$\frac{x_a(p)}{x_e(p)} = \frac{1 + \frac{d_1}{c_1} p}{1 + \frac{d_1}{c_1} p + m_a \left(\frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} \right) p^2 + \frac{m_a d_1}{c_2} p^3}$$

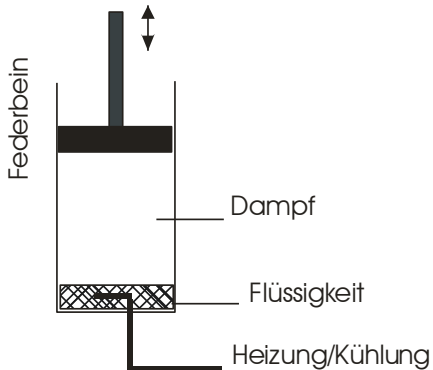
Vereinfachung mit $c_1 \rightarrow 0$:

$$\frac{x_a(p)}{x_e(p)} = \frac{1}{1 + \frac{m_a}{d_1} p + \frac{m_a}{c_2} p^2}$$

Die Entsprechung zur pneumatischen 2Volumendämpfung (s. oben) ist ersichtlich.

Anhang 3)

Gleichkraft-Konzept auf thermischer Grundlage (Wasser)



Faustformel für Dampfdruck= $f(\text{Flüssigkeitstemperatur})$:

$$p[\text{bar}] = \left(\frac{T[^\circ\text{C}]}{100} \right)^4$$

Bei 180°C ergeben sich ca. 10.5 bar. Die innere Energie zur Verdampfung von 1kg Wasser beträgt ca. 2088 kJ, die Ausdehnungsarbeit ca.169 kJ.

Linearisierung im Arbeitspunkt $T=180^\circ\text{C}$:

$$\frac{dp}{d(T/100)} = 4 \left(\frac{T}{100} \right)^3$$

$$dp = \frac{4 \cdot 5.832}{100} dT = 0.2333 \cdot dT$$

Etc.

Anhang4) Niveauregelung (lineare Zusammenhänge)

Systemaufbau siehe Anhang 2) Abb. 1

Die Niveauhaltung (hier Sollwert=0) wird durch eine Drucksollwert-Bildung erreicht, die den Druck des Dämpfungsvolumens (dP_1 von V_1) einstellt. Dieser Eingriff wirkt übergeordnet zur Kompensation der Fahrbahnstörungen und ist durch das Integralglied eher bei niedrigen Frequenzen wirksam:

$$dP_{soll} = P - Verstärkung \cdot (x_e - x_a) + I - Verstärkung \cdot \int (x_e - x_a) dt$$

Die Ein-/Ausströmung zu V_1 ergibt sich zu:

$$d\dot{M}_3 = Drosselfaktor \cdot (dP_1 - dP_{soll})$$

Technisch wird die Einströmung zum 2Volumensystem von der Pneumatik-Versorgung aus über ein Ventil vorgenommen und der Abzug z.B. über einen Kompressor (oder ein Ventil zu einem Niederdruck-Behälter).

Zur Verbesserung der Dynamik der Niveauhaltung für schnelle Störungen wie Nicken oder Wanken sollten äußere Messungen wie Horizontal-Beschleunigung und/oder Lenkwinkel als Störgrößen aufgeschaltet werden.

Wenn die Anforderungen an die Niveauhaltung die Möglichkeiten des o.a. Systems überschreiten („Elchtest“) muss evtl. eine Systemumschaltung vorgenommen werden wie die Nutzung der Stoßdämpfer, die für die Radresonanz vorgesehen sind.

Computerprogramm zur Abschätzung der Dynamik:

$m_a = 250$ 'Aufbaumasse [kg]

$v_1 = 0.0001$ 'Dämpfungsvolumen [m^3]

$v_2 = 0.0005$ 'Arbeitsvolumen [m^3]

$p0 = 1000000$ 'Betriebsdruck [N/m²]
 $a0 = 2500 / p0$ 'Arbeitsfläche [m²]
 $m1 = 0.00013$ 'Gasmasse im Dämpfungsvolumen [kg]
 $k1 = 0.00000005$ 'Drosselkonstante zwischen Volumen
 [(kg/sec)/(N/m²)]
 $k3 = 0.0000005$ 'Drosselkonstante zum Versorgungsvolumen
 [(kg/sec)/(N/m²)]
 $m2 = 0.00065$ 'Gasmasse im Arbeitsvolumen [kg]
 $dt = 0.0001$ 'Zeitinkrement [sec]
 marke01:
 $t = t + dt$ 'laufende Zeit [sec]
 If $t > 1$ Then $xe = 0.1$ 'Sprungstörung der Fahrbahn [m]
 If $t > 3$ Then $f = 1000$ 'Sprungstörung einer Kraft,
 If $t > 10$ Then $f = 0$ 'z.B. vert. Kompon. einer Zentrifugalkraft [N]

 $aa = (1 / ma) * dp2 * a0 - (1 / ma) * f$ 'Aufbaubeschleunigung [m/sec²]
 $va = va + aa * dt$ 'Aufbaugeschwindigkeit [m/sec]
 $xa = xa + va * dt$ 'Aufbaukordinate [m]

 $xai = xai + xa * dt$ 'Integrierte Aufbaukordinate [msec]
 $xei = xei + xe * dt$ 'Integrierte Fahrbahnkordinate [msec]

$dp2 = (p0 / v2) * a0 * (xe - xa) - (p0 / m2) * dm1$ 'Druck im Arbeitsvolumen
[N/m²]

$dp1 = (p0 / m1) * dm1 - (p0 / m1) * (dm3)$ 'Druck im Dämpfungsvolumen
[N/m²]

$dm1p = (dp2 - dp1) * k1$ 'Massenfluss zwisch den Volumen [kg/sec]

$dm1 = dm1 + dm1p * dt$

$dm3p = (dp1 - psoll) * k3$ 'Massenfluss der Regelung [kg/sec]

$dm3 = dm3 + dm3p * dt$

$xstern = (xstern + 0.001 * xa) / 1.001$

$pstern = (pstern + 0.0001 * dp1) / 1.0001$

$fstern = (fstern + 0.0002 * f) / 1.0002$

$psoll = 1000 * (xe - xa) + 1000 * (xe - xa) * f_$

$+ 1000 * (xei - xai) + 400 * f + 15 * (f - fstern)$ 'Drucksollwert der Niveauregelung

PSet (1000 + 1000 * t, 2000 - 10000 * xe)

PSet (1000 + 1000 * t, 2000 - 10000 * xa)

PSet (1000 + 1000 * t, 5000 - 0.0025 * dp2)

PSet (1000 + 1000 * t, 3000 - 1 * f)

'PSet (1000 + 1000 * t, 8000 - 1000000 * dm1)

PSet (1000 + 1000 * t, 9000 - 0.0025 * psoll)

PSet (1000 + 1000 * t, 7000 - 50000 * dm3p)

PSet (1000 + 1000 * t, 13000 - 0.0025 * dp1)

PSet (1000 + 1000 * t, 11000 - 1 * (f - fstern))

PSet (1000 + 1000 * t, 13000 - 200 * aa)

If t < 15 Then GoTo marke01

End Sub

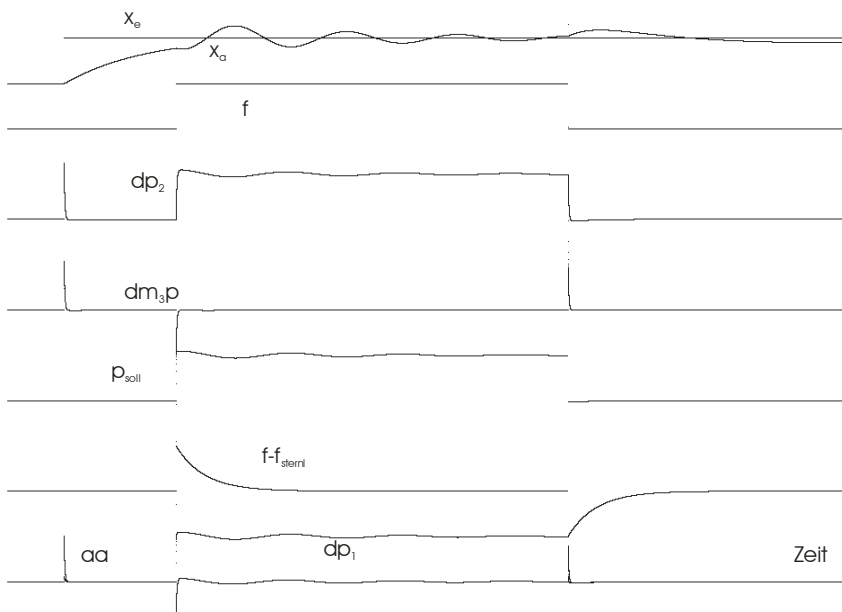


Abb.1) Sprungstörung von Fahrbahn und Zentrifugalkraft

