

6 Einfluss der Radaufhängungskomponenten auf die Energieeffizienz des Gesamtfahrzeugs

F. Kracht, M. Baum, Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. D. Schramm (Universität Duisburg-Essen)

6	Einfluss der Radaufhängungskomponenten auf die Energieeffizienz des Gesamtfahrzeugs	243
6.1	Motivation	244
6.2	Fahrwerk.....	245
6.2.1	McPherson-Radaufhängung	246
6.2.2	Doppelquerlenker-Radaufhängung.....	246
6.2.3	Fahrwerkeinstellungen.....	247
6.2.3.1	Sturz	247
6.2.3.2	Vorspurwinkel.....	247
6.3	Energieeffizienzansatz für das Fahrwerk.....	248
6.3.1	Dämpfer	251
6.3.2	Gelenke	252
6.3.2.1	Kugelgelenk	252
6.3.2.2	Komfortgelenk	253
6.4	Simulation	254
6.4.1	Versuche	254
6.4.2	Simulationsergebnisse	256
6.5	Zusammenfassung	262
Literatur	262

6.1 Motivation

Während der letzten Jahre gestattete die Entwicklung innovativer Systeme in der Fahrzeugtechnik insbesondere im Bereich des Antriebsstranges eine signifikante Steigerung der Energieeffizienz des Gesamtfahrzeugs. Motiviert wird dieser Trend unter anderem darauf, dass die fossilen Brennstoffe endlich sind und eine Ressourcenknappheit in der mittleren Zukunft zu erwarten ist. Getrieben wird diese Entwicklung durch den stetigen Wachstum der Weltbevölkerung (ein Plus von ca. 80 Millionen Menschen pro Jahr [1]) und mit diesem auch die steigende Anzahl der potenziellen Autofahrer (Prognose für 2030: 1475,5 Millionen Fahrzeuge weltweit [2]).

Das Resultat des Zusammenspiels zwischen ansteigender Weltbevölkerung, steigendem Fahrzeugbestand und der damit verbundenen Verknappung der Ressourcen ist unter anderem ein mittel- und langfristiger Anstieg des Erdölpreises [3] [4]. Aufgrund des damit einhergehenden steigenden Preises der Kraftstoffe werden Kunden immer sensibler für den Verbrauch eines Fahrzeuges. Damit müssen die Fahrzeughersteller weiter die Energieeffizienz ihrer Fahrzeuge erhöhen, um konkurrenzfähig zu bleiben.

Ein weiterer Treiber der Effizienzsteigerung ist der Gesetzgeber. Um die Umwelt zu schonen greift die Politik durch die Vorgabe von Schadstoffemissionsgrenzwerten mittels Abgasnormen ein [5]. Die neueste Abgasnorm Euro 6 tritt ab dem 1. September 2015 in Kraft und ist dann für jede Erstzulassung ab diesem Datum verpflichtend [6]. Um diese Normen der Emissionsrestriktionen zu erfüllen muss auch die Gesamteffizienz weiter erhöht werden.

Um das Ziel der erweiterten Effizienzsteigerung auch in der Zukunft weiter voran zu treiben, müssen auch energetisch nebengeordnete Komponenten des Fahrzeugs optimiert werden. Dazu zählt unter anderem das Fahrwerk. Dieses hat bisher eine langsamere Entwicklung in Bezug auf Effizienzsteigerung durchlaufen. Die bisherige Forschung hat lediglich ergeben, dass einige Arten von Fahrwerken für bestimmte Einsatzzwecke weniger geeignet sind und dementsprechend nicht eingesetzt werden. Die vorhandenen Fahrwerke in den modernen Autos bieten unter Berücksichtigung der Reduzierung der Längsdynamikwiderstände laut Aussagen von Experten eine Energieeffizienzoptimierung von 12 – 15%. Dazu zählen Maßnahmen wie rollwiderstandsarme Reifen, energieeffizientere Lenkungen und Achsgetriebe, reibungsarme Gelenke, ein reduzierter Luftwiderstand und die Gewichtsreduzierung [7].

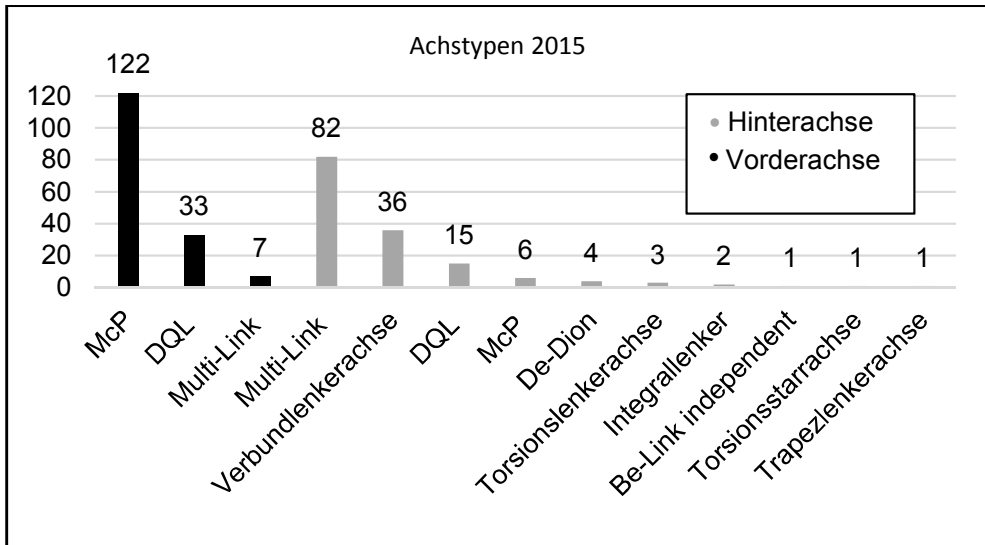
Innerhalb dieses Beitrags wird anhand geeigneter Modelle untersucht, wie groß die energetischen „Verluste“ in Radaufhängungen sind. Dazu wird zunächst erläutert, welche Radaufhängungstypen für die Modellbildung herangezogen werden und durch welche Kenngrößen diese maßgeblich charakterisiert sind. Anschließend wird die Modellierung der Energieverluste vorgestellt, welche aus der Reibung und Dämpfung der vertikalen Bewegung resultieren. Hierbei wird zwischen der unvermeidlichen Dämpfung des Dämpferbeins und der Reibung in Gelenken unterschieden. Basierend darauf wird durch ausgewählte Simulationen die Energieeffizienz der Radaufhängung in Abhängigkeit der relevanten Kenngrößen und des Komponentengewichts aufgezeigt. Durch die Bestimmung des energetischen Potenzials ist es möglich, weiterführende Optimierungen durchzuführen.

6.2 Fahrwerk

Für das Autojahr 2015 wurden 190 neue Modelle in Deutschland angekündigt, wobei nicht bei jedem Modell die verwendete Achse benannt wurde [8]. Die eigen-durchgeführte Analyse von Herstellerdaten der Neuankündigungen des Jahres 2015 ergab, dass sich bei der Vorderachse die McPherson Radaufhängung deutlich gegen die Doppelquerlenkerachse und das Mehrlenkersystem durchgesetzt hat (siehe **Abbildung 6.1**).

Im Gegensatz dazu setzen die verschiedenen Hersteller bei der Hinterachse auf das Mehrlenkersystem, welches ebenfalls mit großen Vorsprung die Liste vor der Verbundlenkerachse und der Doppelquerlenkerachse anführt. Aufgrund der Vielfalt der verwendeten Radaufhängungen an der Hinterachse und der hohen Anzahl an Varianten der Mehrlenkerachse, werden in diesem Beitrag nur die Vorderachse mit der McPherson- und Doppelquerlenker-Radaufhängung betrachtet

Abbildung 6.1 Achstypen 2015



6.2.1 McPherson-Radaufhängung

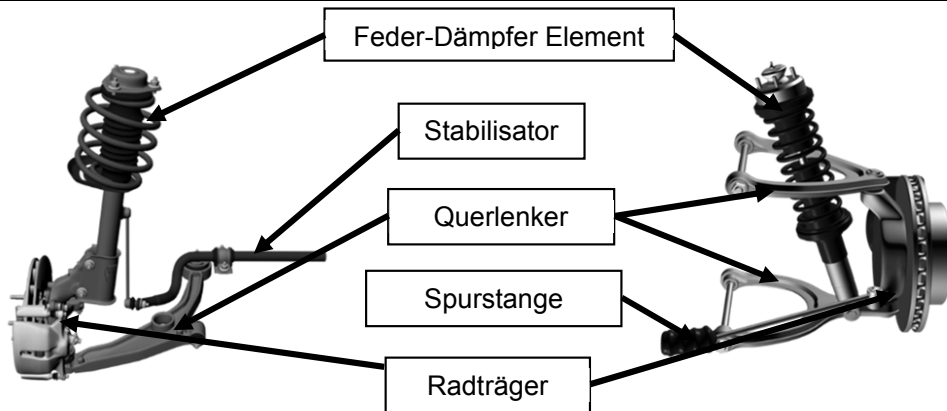
Die Radführung erfolgt bei der McPherson-Radaufhängung (McP) (siehe **Abbildung 6.2**) durch einen Querlenker unterhalb der Radmitte, eine Spurstange und einem Feder-/Dämpferbein. Durch zwei Gummi-Metall-Lager (Komfortlager) ist der Querlenker an den Hilfsrahmen befestigt [9]. Der Vorteil dieses Radaufhängungstyps ist eine gute Agilität, ein guter Komfort und eine gute Fahrsicherheit. Weiterhin ergibt sich eine geringe ungefederte Masse, eine große Abstützbasis, ein relativ geringer Raumbedarf und niedrige Kräfte. Negativ ist die große Bauhöhe und das verschlechterte Ansprechverhalten durch das Biegemoment im Dämpfer [10].

6.2.2 Doppelquerlenker-Radaufhängung

Die Führung des Radträgers bei der Doppelquerlenker-Radaufhängung (DQL) (siehe **Abbildung 6.2**) erfolgt über zwei Dreiecksquerlenker und einer Spurstange. Die Vertikalabstützung wird durch ein Federbein übernommen, das auf dem unteren Querlenker befestigt ist. Die Vorteile sind die kleine Bauhöhe, die sportliche Ausführung, die gute Übertragung hoher Belastungskräfte und die gute Spurtreue. Weiterhin werden mit entsprechend angeordneter Spurstange starke

Lastwechselreaktionen verhindert. Negativ ist der große Raumbedarf und die relativ aufwändige Konstruktion [11].

Abbildung 6.2 McPherson- und Doppelquerlenker-Radaufhängung



6.2.3 Fahrwerkeinstellungen

Zur Charakterisierung einer Radaufhängung dienen die Kenngrößen der DIN 70020 [12]. Diese beschreiben die Stellung des Rades im Raum und kennzeichnen auch die Konstruktionslage. Besonders aussagekräftig sind hierbei der Sturz und der Vorspurwinkel.

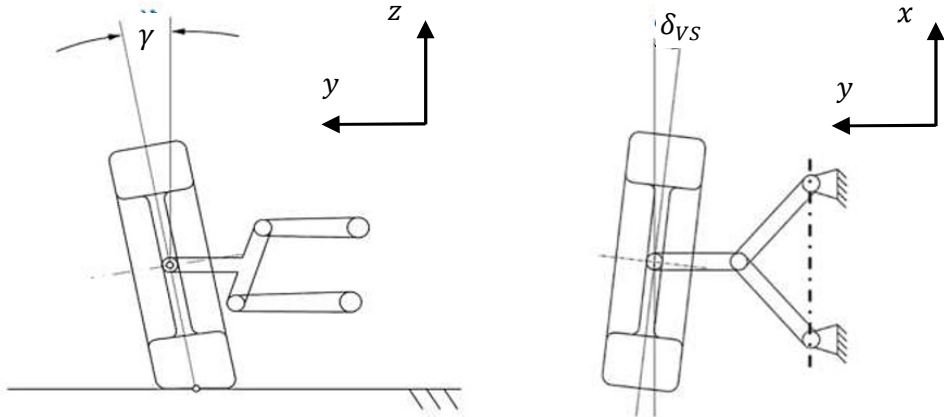
6.2.3.1 Sturz

Der Sturz ist der Neigungswinkel der Radebene zur Vertikalen in z-Richtung. Er ist positiv, wenn das Rad oben vom Fahrzeug weg geneigt ist (siehe **Abbildung 6.3**). Ist der Sturz falsch eingestellt resultiert daraus ein übermäßiger Verschleiß an einer Seite des Reifens. Der Sturz beeinflusst die maximale Seitenführungskraft.

6.2.3.2 Vorspurwinkel

Der Vorspurwinkel ist die Neigung der Radebene zur Vertikalen in y-Richtung. Er ist positiv, wenn die Fahrtrichtung des Rades nach innen zeigt (siehe **Abbildung 6.3**). Eine falsch eingestellte Spur führt zum Eigenlenkverhalten des Autos. Bei einer negativen Spur (Nachspur) liegt der Reifenverschleiß innen, gleichzeitig weist das Auto ein schwammiges Fahrverhalten auf. Bei der positiven Spur (Vorspur) liegt der Reifenverschleiß außen, gleichzeitig entsteht ein nervöser Geradeauslauf.

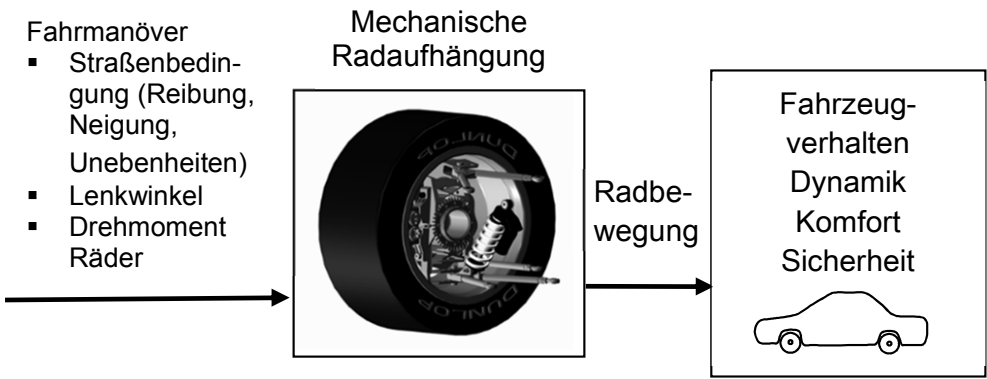
Abbildung 6.3 Fahrwerkskenngrößen (links: Sturzwinkel; rechts: Vorspurwinkel)



6.3 Energieeffizienzansatz für das Fahrwerk

Die Radaufhängung ist ein komplexer räumlicher Mechanismus, wie in Abschnitt 1.2 gezeigt wurde. Zu diesem zählen die passiven Elemente der Radaufhängung, wie metallische Bauteile, die Kraftelemente (Feder-/Dämpferelemente), die Komfortlager und auch Starrlager. Durch den Antrieb, die eingestellte Lenkung und die Fahrbahnbeschaffenheit wird die Bewegung der Radaufhängung beeinflusst. Eine gut ausgelegte Radaufhängung ermöglicht einen guten Kompromiss zwischen Fahrdynamik, Fahrkomfort und Fahrsicherheit (siehe **Abbildung 6.4**).

Abbildung 6.4 Topologie der Fahrwerkdynamik



Letztendlich wird durch den Eingang der Fahrmanöver Arbeit in das System eingebracht. Diese wiederum wird im System Radaufhängung zwischengespeichert und wieder abgegeben. Dabei kommt es zu einem dynamischen Wechselspiel zwischen kinetischer Energie sowie der einerseits lageabhängigen und andererseits in den elastischen Bauteilen gespeicherten Energie. Hinzu kommen die Energieanteile, die über die dissipativen Elemente (Dämpfer) und Reibung in Wärme umgewandelt werden.

Abbildung 6.5 Doppelquerlenker-Radaufhängung

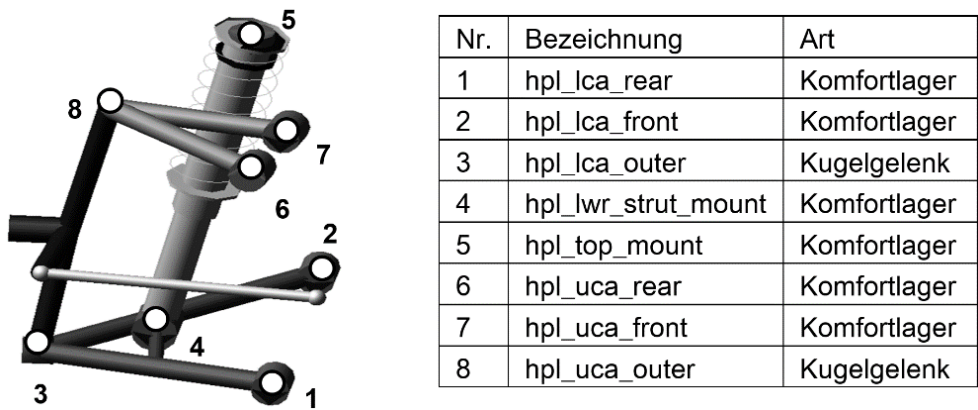
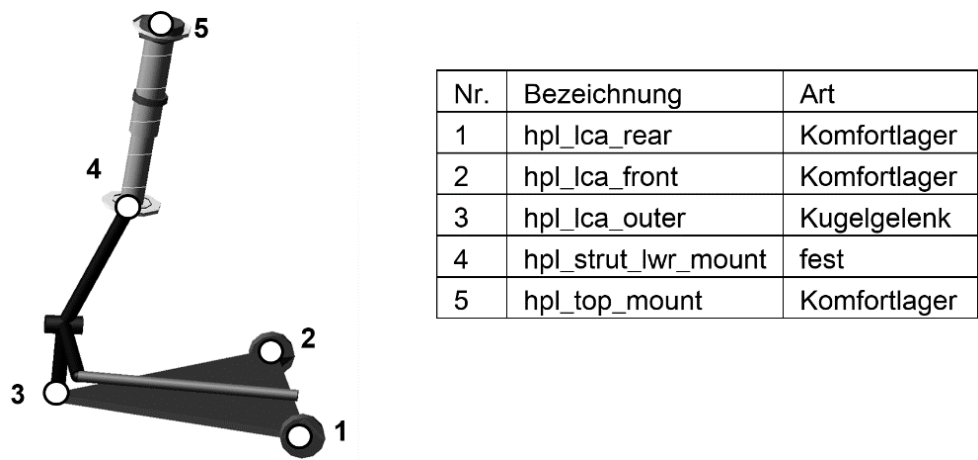


Abbildung 6.6 McPherson-Radaufhängung



Bei diesen Energietransformationen treten unvermeidliche „Verluste“ auf. Die dabei dissipierte Energie steht für die Bewegung des Fahrzeugs nicht mehr zur Verfügung.

Zur Modellierung der Energieströme wird ein linearer Ansatz der Reibungsenergie verwendet. Die geringe Abhängigkeit der Reibungszahl von der Temperatur wird in der folgenden Betrachtung vernachlässigt. Weiterhin wird vorausgesetzt, dass keine plastischen Verformungen auftreten.

Für die Berechnung der Reibung ist es notwendig die Kräfte und Geschwindigkeiten im Vorfeld zu berechnen. Hierfür wird die Mehrkörpersystemanalyse herangezogen, bei der die Bewegungsgleichungen von den Newton’schen und Euler’schen Gleichungen abgeleitet werden. Weiterhin gehen die Zwangsbedingungen ein, welche sich aus den Gelenken und Führungen ergeben. Über die kinematischen Differentialgleichungen und die Bewegungsgleichungen wird die Dynamik des Systems vollständig beschrieben [13]:

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{K}(\mathbf{y})\mathbf{z}, \tag{1}$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{y})\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{q}(\mathbf{y}, \mathbf{z}). \tag{2}$$

Dabei sind \mathbf{y} die verallgemeinerten Koordinaten. \mathbf{z} sind die verallgemeinerten Geschwindigkeiten, $\mathbf{M}(\mathbf{y})$ ist die Massenmatrix und $\mathbf{q}(\mathbf{y}, \mathbf{z})$ ist der Vektor der verallgemeinerten Kräfte und Momente.

Um die Flexibilität der metallischen Bauteile zu berücksichtigen, kann das Mehrkörpersystem mit deformierbaren Körpern erweitert werden. Dabei werden die zusätzlichen Freiheitsgrade der Elastizität mittels einer FE-Analyse ergänzt. Die linearen Schwingungsmoden werden mithilfe einer Modalanalyse integriert [14]. Weiterhin werden sogenannte Komfortlager eingebunden. Das System der Doppelquerlenkerradaufhängung ergibt sich dabei aus **Abbildung 6.5**. Die Radaufhängung nach McPherson Prinzip ist in **Abbildung 6.6** dargestellt.

6.3.1 Dämpfer

Der Schwingungsdämpfer der Radaufhängung ist zwischen der Achse und dem Aufbau platziert, um die Schwingungen der Aufbau- und Radmasse zu dämpfen. Dadurch wird einerseits verhindert, dass sich der Wagenaufbau durch Unebenheiten der Straße aufschauelt oder nachschwingt. Andererseits sollen auch die Schwingungen der Achse und des Rades schnell abklingen, sodass eine gute Spurführung und Bremswirkung erwirkt wird.

Zur Beschreibung des Dämpfers wird ein Kraft-Geschwindigkeitsdiagramm (F_D - v -Diagramm) herangezogen. Dadurch wird die Nichtlinearität der Dämpfung berücksichtigt. Der in dieser Veröffentlichung verwendete Dämpfer weist dabei einen degressiven Verlauf auf (siehe **Abbildung 6.7**).

Die im Dämpfer umgewandelte Energie ergibt sich durch die Integration der Dämpferleistung P_D [15]

$$W_D = \int P_D dt. \quad (3)$$

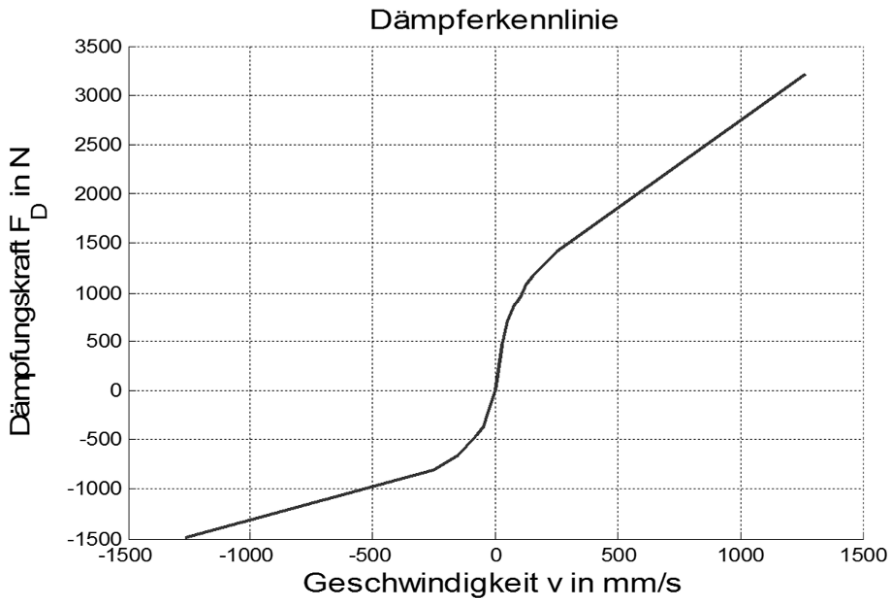
Die Dämpferleistung P_D ist dabei das Produkt der Dämpferkraft F_D und der Geschwindigkeit in Bewegungsrichtung des Dämpfers \dot{x}

$$P_D = F_D \dot{x}. \quad (4)$$

Durch die Integration der Leistung über eine Schwingungsperiode ΔT ergibt sich die dissipierte Energie während dieser Periode

$$E_D = \int_{T_1}^{T_2} F_D \dot{x} dt. \quad (5)$$

Die Dissipation eines Teils der Bewegungsenergie durch den Dämpfer ist unvermeidlich, um den Komfort und die Sicherheit zu gewährleisten. Die berechnete Energie soll einerseits aufzeigen, wie sich durch die Fahrwerkanpassung der Energiebedarf ändert und andererseits wie groß das Potential ist, diese Energie durch Rekuperation zurückzugewinnen.

Abbildung 6.7 Dämpferkennlinie

6.3.2 Gelenke

Die Lenker der Radaufhängung sind durch Gelenke unterschiedlicher Bewegungsfreiheitsgrade f verbunden. In diesem Beitrag werden Kugelgelenke und Komfortgelenke betrachtet, welche nun näher betrachtet werden.

6.3.2.1 Kugelgelenk

Kugelgelenke werden sowohl bei der McPherson als auch bei der Doppelquerlenkerradaufhängung verwendet, um die Lenker mit dem Radträger mit drei Rotationsfreiheitsgraden zu verbinden. Dadurch ist weiterhin die Übertragung der Kräfte und Bewegungen des Rades vom Radträger zum Lenker möglich. Im Allgemeinen weist ein Kugelgelenk aufgrund der eingesetzten Schmiermittel nur niedrige Reibverluste auf [7].

Die Tribologie beschreibt die Reibung innerhalb des Gelenkes. Die beiden verbundenen Elemente üben im Berührungspunkt eine Normalkraft F_N aufeinander aus. Durch die Bewegung ergibt sich dabei auch eine Reibungskraft F_R , welche der Relativbewegung der beiden Körper entgegen wirkt. Diese lässt sich mithilfe des

Coulomb'schen Gesetz bestimmen [16]:

$$F_R = \mu F_N, \quad (6)$$

mit der Normalkraft F_N

$$F_N = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (7)$$

und der Gleitreibungszahl μ . Die Reibungszahl ist abhängig von der konstruktiven Ausführung des Gelenks und der Schmierung. Für geschmierte Kugelgelenke wird eine empirisch gewonnen Formel für die Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit ω eingeführt [16]:

$$\mu = 5 \cdot 10^{-6} \omega. \quad (8)$$

Die Reibungsleistung ergibt sich somit zu

$$P_K = M_R \omega, \quad (9)$$

mit dem Reibmoment M_R , welches sich aus dem Lagerradius r und der Reibkraft F_R berechnet

$$M_R = F_R r. \quad (10)$$

Mit der zeitlichen Integration kann dabei die verrichtete mechanische Arbeit berechnen werden.

6.3.2.2 Komfortgelenk

Beim Komfortlager wird für die Starrkörperbewegung ausschließlich eine Drehachse benutzt. Innerhalb des Komfortgelenks findet daher einerseits eine rotatorische Dämpfung wie beim Kugelgelenk statt. Andererseits tritt auch translatorische Dämpfung des Gummis auf. Hierbei wird eine konstante und in allen Richtungen gleichausgeprägte Dämpfung angenommen. Die Reibungsleistung des Komfortgelenks ergibt sich dann zu:

$$P_{KI} = F_N |\dot{\mathbf{x}}| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \sqrt{\Delta \dot{x}^2 + \Delta \dot{y}^2 + \Delta \dot{z}^2}. \quad (11)$$

Sowohl die Reibung im Kugelgelenk, als auch die Reibung im Komfortgelenk kann durch verbesserte Schmierung reduziert werden. Durch die Berechnung der Reibungsenergie ist es somit möglich, dass maximale Verbesserungspotential zu ermitteln.

6.4 Simulation

Zur Ermittlung der Effizienz der beiden Radaufhängungstypen wurden zwei verschiedene Manöver ausgewählt. Bei dem Fahrzeug handelt es sich um ein vordefiniertes Modell aus Adams/Car [17]. Der Motor wurde durch das Motorenkennfeld eines Ford Focus ersetzt. Weiterhin wurde wahlweise eine Doppelquerlenker- und McPherson-Radaufhängung an der Vorderachse montiert. Es werden identische Komfortlager und Dämpfer verwendet. Die Energie wird jeweils nur für die linke vordere Radaufhängung berechnet.

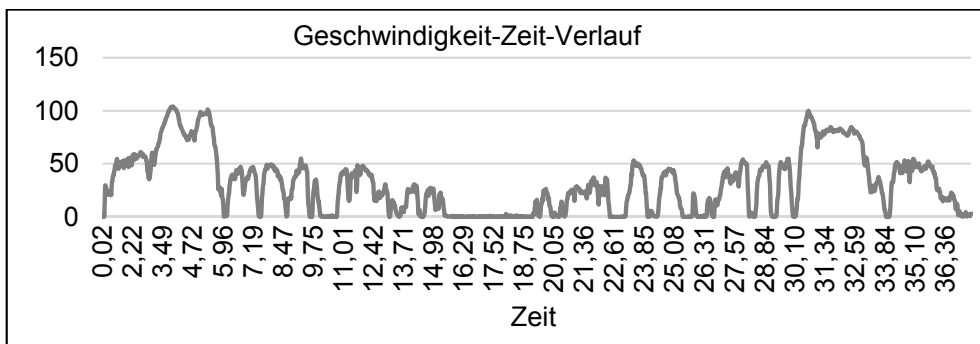
6.4.1 Versuche

Das erste Manöver ist der doppelte Spurwechsel nach ISO 3888 bei 80 km /h. Die Fahrbahn ist hierbei zunächst ideal eben und weist keine Steigung auf. Anschließend wird die ISO 8608 der Straßenklassifizierung angewendet. Hierbei wird die schlechtmöglichste Kategorie H verwendet. Innerhalb der Simulationen wird die Reibungsenergie der Lager und des Dämpfers berechnet.

Innerhalb des doppelten Spurwechsels wurde zunächst ein Vergleich zwischen der Doppelquerlenker- und der McPherson-Radaufhängung angestellt. Anschließend wurde bei beiden Typen sowohl der Sturz, als auch der Vorspurwinkel von -10° bis $+10^{\circ}$ in 5° Schritten verändert. In einem letzten Versuch wurden, um den Einfluss des Gewichts der verschiedenen Bauteile zu erfassen, die einzelnen metallischen Bauteile mit der Dichte von Kohlenfaserverbundkunststoff parametrisiert (siehe **Tabelle 6.1**).

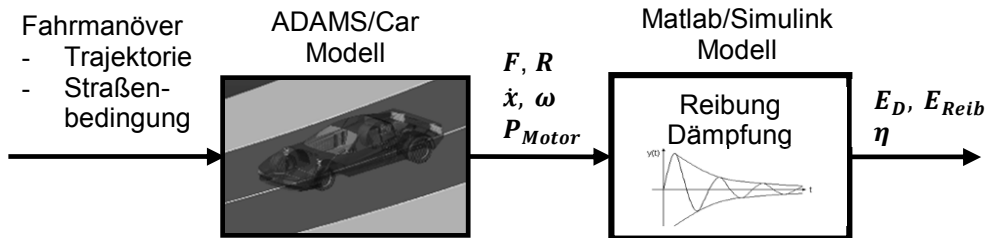
Tabelle 6.1 Gewichtsoptimierung des Fahrwerks

Komponente	Stahl - Masse in kg	Kohlenstofffaser – Masse in kg	Gewichts-einsparung
Unterer Querlenker	4,906	1,132	3,774
Oberer Querlenker	2,856	0,659	2,197
Radträger	6,313	1,457	4,856
Zusammen	14,075	3,248	10,827

Abbildung 6.8 Gemessener Geschwindigkeit-Zeit-Verlauf

Das zweite Manöver ist ein an den NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus) und den WLTP (Worldwide Light Duty Test Procedure) angelehntes und selbst gemessenes Fahrprofil. Dieses Profil wurde mittels GPS und Gyroskop aufgenommen. Dabei wurde eine Arbeitsstreckenfahrt nachempfunden, welche in Deutschland eine durchschnittliche Strecke von 21,2 km umfasst [18]. Der Geschwindigkeit-Zeit-Verlauf in **Abbildung 6.8** zeigt, dass für die Strecke eine Gesamtzeit von 37,08 Minuten benötigt wurde. Der Vorteil dieses Profils ist, dass die gewonnenen Daten der Realität entsprechen, da Ampelphasen, der gesamte Straßenverkehr und auch Geschwindigkeitsbegrenzungen berücksichtigt wurden. Ausgehend von den GPS-Daten wurde eine 3-D Fahrstrecke in ADAMS/Car integriert. Unebenheiten der Fahrbahn werden innerhalb dieser Veröffentlichung nicht berücksichtigt.

Für die Simulation wurden zwei verschiedene kommerzielle Anwendungen verwendet. Zunächst wurde das Manöver mit einem virtuellen Fahrzeug mit der entsprechenden Parametrierung mit dem Mehrkörpersimulationsprogramm Adams/Car simuliert. Hierbei wurden die Kräfte und Geschwindigkeiten in den diversen Lagern berechnet. Weiterhin wurde die abgegebene Leistung des Motors aufgezeichnet. Diese Daten wiederum werden in einem in Matlab/Simulink programmierten Reibungs-/Dämpfungsmodell ausgewertet, in dem die Reibungs- und Dämpfungsenergie berechnet wird. Die Versuchsvorgehensweise sind in **Abbildung 6.9** dargestellt.

Abbildung 6.9 Versuchsvorgehensweise

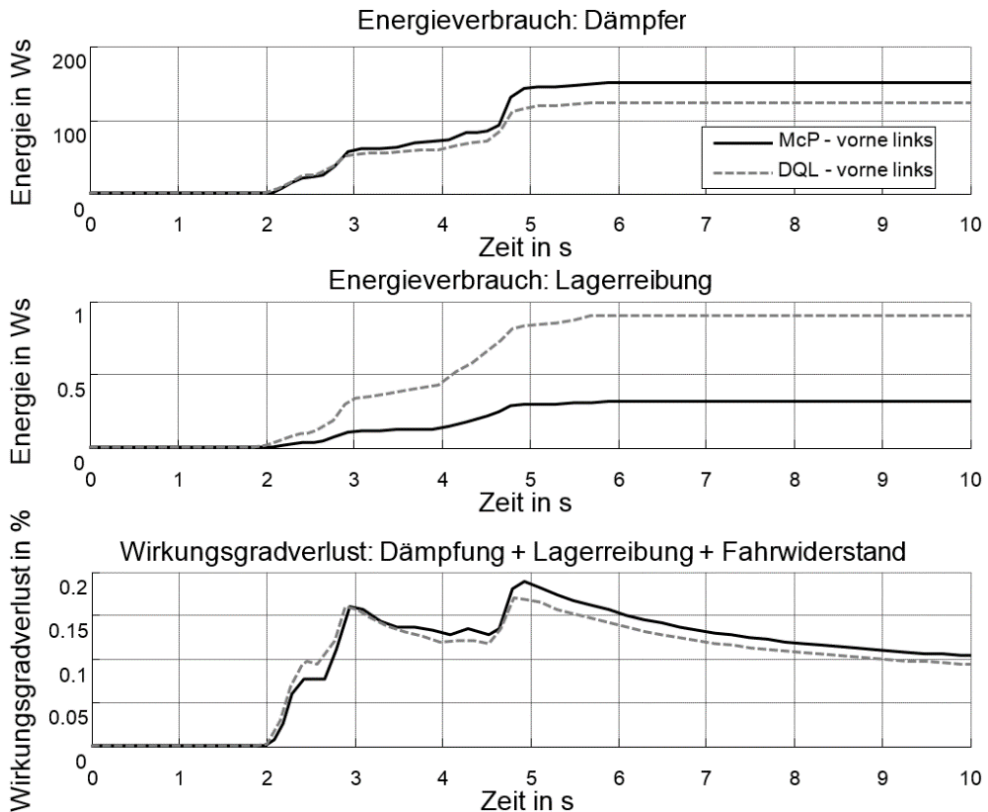
Zusätzlich wird über die abgegebene Leistung des Motors der Wirkungsgradverlust zum neutralen Sturz- und Spurwinkel der vorderen linken Radaufhängung berechnet:

$$\eta = \frac{E_{zu} - E_{zu, \gamma=0, \delta_{VS}=0} + \sum E_{D,R}}{E_{zu}} \quad (12)$$

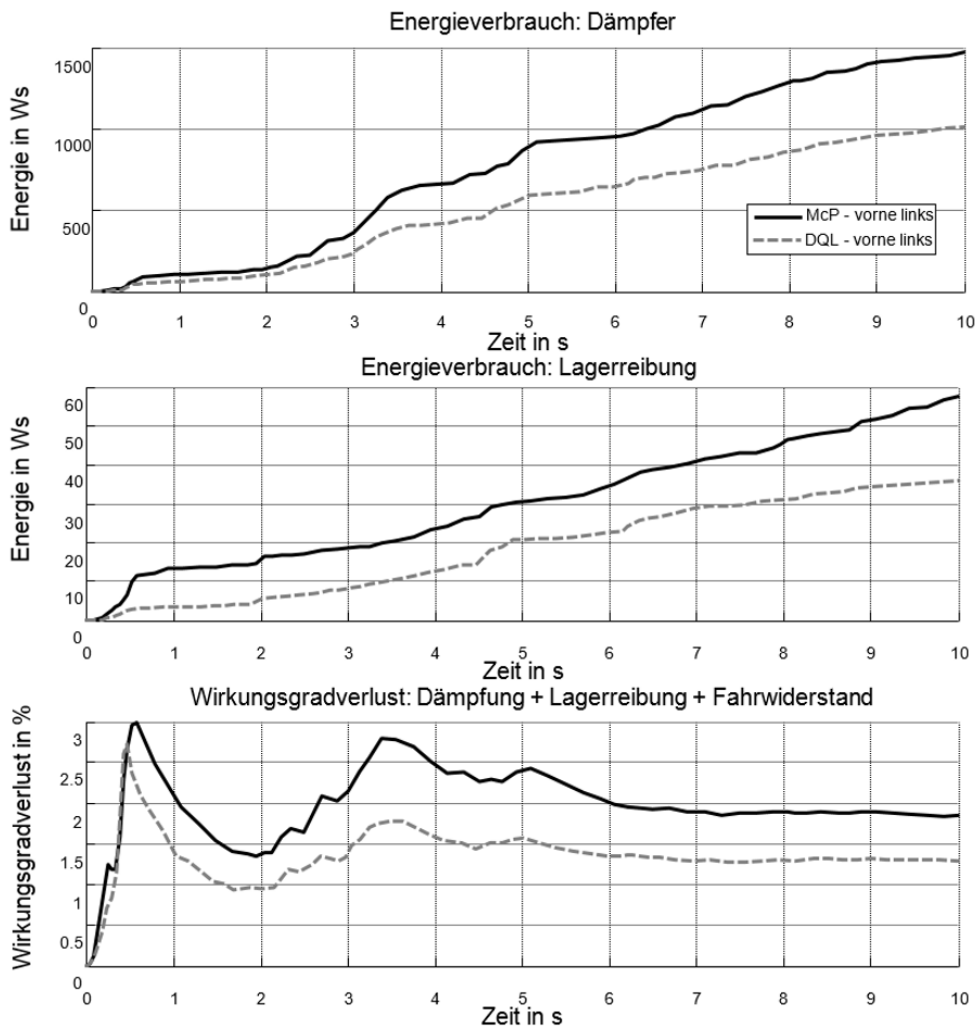
Durch die Einbeziehung der Veränderung der aufgebrauchten Energie des Motors werden neben dem direkten Effekt der Reibung auch Effekte der Veränderung der Fahrwiderstände berücksichtigt.

6.4.2 Simulationsergebnisse

Der Vergleich der Simulationen der DQL und der McP Radaufhängungen bei neutralem konstruktiven Sturz und Vorspurwinkel ($\gamma = 0, \delta_{VS} = 0$) auf ebener Fahrbahn zeigen, dass die DQL Radaufhängung minimal effizienter ist (siehe **Abbildung 6.10**). Durch die vordere linke Radaufhängung werden beim Lenkeinschlag maximal etwa 0,18 % der Gesamtenergie des Motors veranschlagt. Dabei wird jedoch bei der DQL Radaufhängung mehr Reibung in den Gelenken verursacht, wohingegen der Dämpfer weniger Energie aufnimmt.

Abbildung 6.10 Doppelter Spurwechsel eben - DQL und McP Vergleich

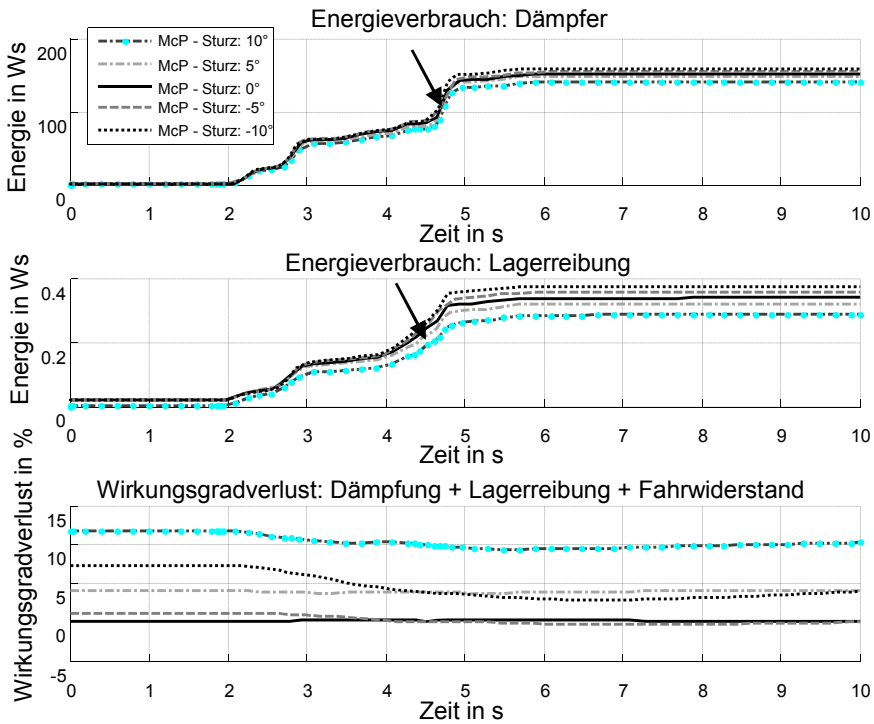
Der identische Versuch bei der unebenen Fahrbahn nach der Straßenkategorie H zeigt, dass sowohl die Dämpfung des Dämpferbeins als auch die Reibung in den Lagern stark zunimmt (siehe **Abbildung 6.11**). Der Einfluss des Kurvenfahrens wird hier vollends durch die Anregung der Unebenheit überdeckt. Aufgrund des stochastischen Straßenprofils, ergibt sich bei besonders starken Schlaglöchern ein Energiepeak. Besonders drastisch wird dies durch die Zunahme der Lagerreibung um einen Faktor von fast 280 deutlich. Auch hier ist insgesamt gesehen die DQL-Radaufhängung leicht energieeffizienter. Der Wirkungsgradverlust wird bei dieser Simulation in Relation zur ebenen Fahrbahn gestellt. Dies bestätigt, dass unebene Fahrbahnen einen erhöhten Energieverbrauch (ca. 3%) und auch einen erhöhten Verschleiß der Gelenke verursachen.

Abbildung 6.11 Doppelter Spurwechsel Kategorie H - DQL und McP Vergleich

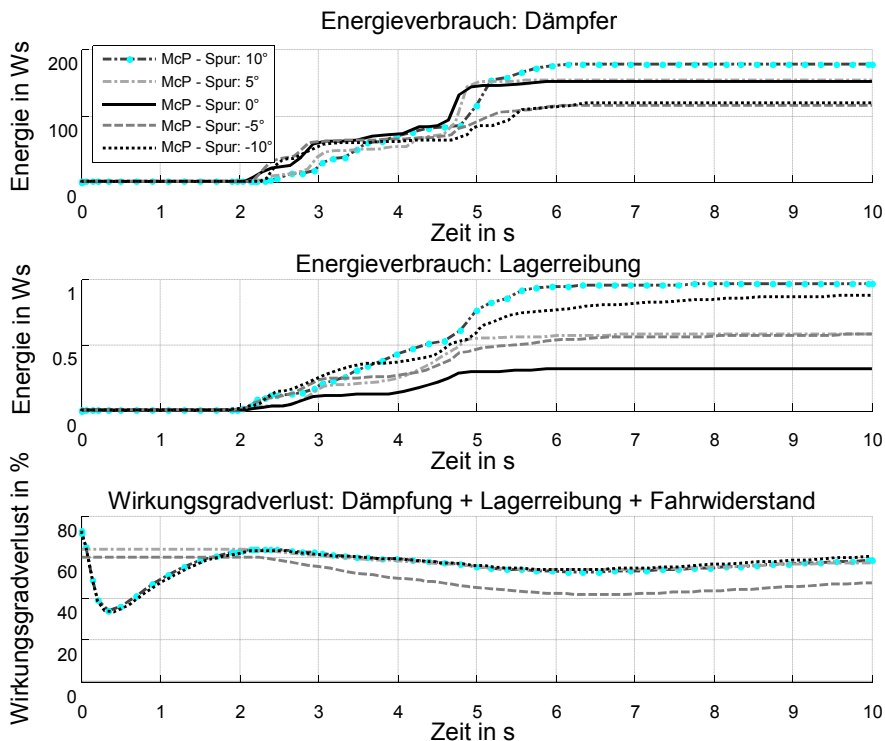
Bei der Variation des Sturzes der Vorderachse auf ebener Fahrbahn wird deutlich, dass ein extrem eingestellter Sturzwinkel zu einem erheblichen Wirkungsgradverlust führt. Für die McP-Radaufhängung ergibt sich ein Mehrverbrauch von 11,8 % bei einem positiven Sturz von $+10^\circ$ (**Abbildung 6.12**). Dieser resultiert besonders aus der erhöhten Leistungsabgabe des Motors, da sich die Reibung der Räder auf der Straße und somit der Fahrwiderstand insgesamt deutlich steigert. Der Energieverbrauch des Dämpfers und der Lager ändert sich allerdings nur minimal, wobei

je größer der Sturz ist, desto kleiner der Energieverbrauch im Dämpfer und den Lagern ist. Das Optimum der Effizienz wird bei neutralem oder leicht negativem Sturz erreicht. Der Verlauf für die DQL-Radaufhängung ist ähnlich und beinhaltet einen maximalen Mehrverbrauch von ca. 10%.

Abbildung 6.12 Doppelter Spurwechsel - McP Sturzabhängigkeit

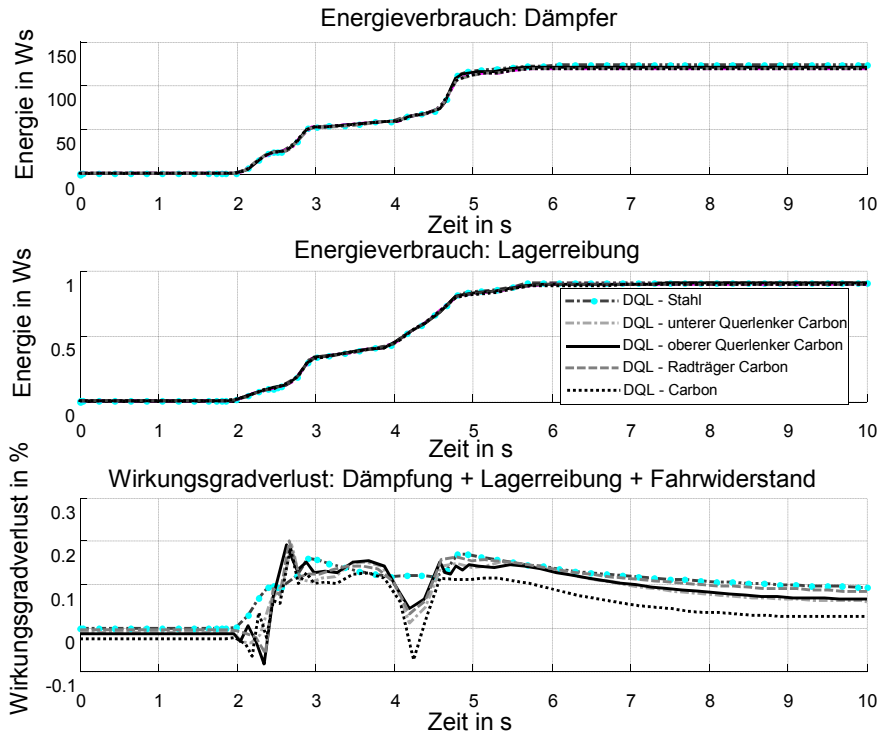


Der Vorspurwinkel sorgt für noch höhere Verluste des Gesamtwirkungsgrads bei nicht optimaler Einstellung. So ergibt sich bei der McP Radaufhängung ein Mehrverbrauch von bis zu 71% bei einem Vorspurwinkel von +10° (siehe **Abbildung 6.13**). Bei der DQL-Radaufhängung liegt dieser bei 80%. Dieser Mehrverbrauch resultiert aus dem erhöhten Schräglaufwinkel bei der Geradeausfahrt. Der Energieverbrauch durch Lagerreibung verdreifacht sich in etwa, bei einer Spur von 10°. Bei einer Spur von 0° wird dabei am wenigsten Energie durch Lagerreibung verursacht, wobei die Dämpferenergie bei einer negativen Spur am geringsten ist.

Abbildung 6.13 Doppelter Spurwechsel - McP Vorspurwinkelabhängigkeit

Die Gewichtsoptimierung der einzelnen Teile der DQL-Radaufhängung auf Ebener Fahrbahn zeigt, dass eine Gewichtsreduktion einen nur sehr geringen Einfluss auf die Energieeffizienz hat, wobei der obere Querlenker den größten Effekt erzielt (**Abbildung 6.14**). Sowohl die Lagerreibung als auch die Dämpfung des Dämpferbeins ändern sich nur unwesentlich. Der Gesamtverlust reduziert sich um 0,06% gegenüber der Stahlvariante der vorderen linken Radaufhängung. Es zeigt sich also, dass sich auch die Fahrwiderstände durch eine Gewichtsreduktion kaum verändern. Es ist jedoch hier anzumerken, dass nur die linke vordere Radaufhängung betrachtet wurde. Durch die Anwendung sowohl vorne und hinten, würde sich eine Gewichtersparung von ca. 40 kg ergeben, die zu einer Reduzierung des Gesamtverbrauchs führen.

Abbildung 6.14 Doppelter Spurwechsel - DQL Gewichtsreduktion



Die Simulation des realen Fahrprofils auf ebener Fahrbahn hat ergeben, dass die McP-Radaufhängung lediglich für 0,04% der Gesamtverluste sorgt. Bei der DQL-Radaufhängung sind es lediglich 0,02 %. Dies steigert sich mit Verschlechterung der Straße, sodass bei der Straßenkategorie H etwa 0,22% (McP) und 0,19 % (DQL) an Energieverlusten zu verzeichnen sind. Bei geringeren Geschwindigkeiten fallen somit die Verluste durch Reibung weniger ins Gewicht.

6.5 Zusammenfassung

Hervorgerufen durch die drohende Ressourcenknappheit, die Klimadiskussion, den Reichweitenproblemen bei Elektrofahrzeugen und den steigenden Konkurrenzdruck besteht das Interesse die Effizienz und die Umweltverträglichkeit des Gesamtfahrzeugs immer weiter zu steigern [19]. Aus diesem Grund wurde in dieser Veröffentlichung das Potential der Energieeffizienzoptimierung von Fahrwerken am Beispiel von McPherson- und Doppelquerlenkerradaufhängungen untersucht, die in 96% der im Jahr 2015 in Deutschland neuvorgestellten Fahrzeuge Vorderachsen verbaut sind. Die „Verluste“ innerhalb der Radaufhängung setzen sich aus Reibung und Dämpfung zusammen. Der doppelte Spurwechsel hat ergeben, dass die Doppelquerlenker-Radaufhängung geringfügig effizienter ist, als die McPherson-Radaufhängung. Weiterhin ergab sich, dass ein nicht optimierter Sturz und Vorspurwinkel erheblichen Mehrverbrauch verursachen. Die Gewichtsoptimierung allerdings bewirkt nur eine minimale Verbesserung, wobei noch der größte Einfluss auf den oberen Querlenker zurückgeht. Die Simulation eines realen Fahrprofils zeigt, dass die Verluste insgesamt vernachlässigbar sind, wenn der Sturz und der Vorspurwinkel nahezu bei 0° liegen.

Literatur

- [1] Stiftung Weltbevölkerung. (2014, 06.06.2015). Zum Jahreswechsel leben 7.284.283.000 Menschen auf der Erde. Available: <http://www.weltbevoelkerung.de/aktuelles/details/show/details/news/zum-jahreswechsel-leben-7284283000-menschen-auf-der-erde.html>
- [2] Statista. Number of passenger cars and commercial vehicles in use worldwide from 2006 to 2013 (in millions). Available: <http://www.statista.com/statistics/281134/number-of-vehicles-in-use-worldwide/>
- [3] J. Stienen, T. Schreier, M. Nieswand, and M. Geißler. (01.06.2015). Erdöl-Marktstrukturen und Preisbildung. Available: http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_wirtschaftswissenschaften/bwl/ee2/lehrstuhlseiten/ordner_lehre/ordner_ws_05_06/ordner_energiwirtschaft_1_ws_05_06/Preisbildung_oel.pdf
- [4] ADAC. (09.06.2015). Monatliche Durchschnittspreise Kraftstoffe seit 2000. Available: <https://www.adac.de/infotestrat/tanken-kraftstoffe-und-antrieb/kraftstoffpreise/kraftstoff-durchschnittspreise/default.aspx>
- [5] Bund für Umwelt und Naturschutz Deutschland e.V. (BUND). (2014, 08.06.2015). Fahrzyklus und Verbrauchsermittlung-Infos zur Ermittlung der offiziellen Verbrauchsangaben von Pkw-Im Vergleich: NEFZ und WLTP. Available: http://www.bund.net/fileadmin/bundnet/pdfs/mobilitaet/140528_bund_mobilitaet_fahrzyklus_und_verbrauchsermittlung_kurzinfo.pdf
- [6] Motorvision. (2015, 13.03.2015). Abgasnorm - Euro 1 bis Euro 6 - Übersicht, Tabelle, Grenzwerte. Available: <https://www.motorvision.com/thema/abgasnorm.html>
- [7] B. Heißing, M. Ersoy, and S. Gies, Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik,

- Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven, 4., überarb. u. erg. Aufl. 2013 ed. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013.
- [8] auto motor und sport, "190 neue Modelle-Die Stars 2015: Von Audi A4, BMW Dreier bis VW Tiguan," auto motor und sport, p. 190, 2014.
- [9] D. Schramm, M. Hiller, and R. Bardini, Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen: Springer, 2013.
- [10] Volkswagen A.G.(06.03.2015). McPherson-Achse. Available: <http://de.volkswagen.com/de/innovation-technik/technik-lexikon/mcpherson-achse.html>
- [11] Volkswagen A.G. (15.03.2015). Doppelquerlenker-Achse. Available: <http://de.volkswagen.com/de/innovation-technik/technik-lexikon/doppelquerlenker-achse.html>
- [12] DIN_70020-5, "Automotive engineering; tyres and wheels; concepts and measuring conditions," in Automotive engineering; tyres and wheels; concepts and measuring conditions, ed. Berlin: Deutsches Institut für Normung e.V., 1986.
- [13] G. Rill and T. Schaeffer, Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation: Springer, 2010.
- [14] R. Schwertassek and O. Wallrapp, Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme: Methoden der Mechanik zum rechnergestützten Entwurf und zur Analyse mechatronischer Systeme Vieweg+Teubner Verlag, 2014.
- [15] J. Dankert and H. Dankert, Technische Mechanik: Statik, Festigkeitslehre, Kinematik/Kinetik: Springer-Verlag, 2013.
- [16] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch, and J. Voßiek, "Roloff/Matek Maschinenelemente," Vieweg+ Teubner, 2009.
- [17] MSC.Software, "Adams 2014 - Adams/Car - Template Basics," ed, 2014.
- [18] T-Online. (23.05.2015). Arbeitsweg: So lange fahren wir zum Job. Available: http://www.t-online.de/wirtschaft/jobs/id_47710616/tid_embedded/sid_42308852/si_0/arbeitsweg-so-lange-fahren-wir-zum-job.html
- [19] E. Heymann, M. Zähres, T. Just, and N. Walter, "Automobilindustrie am Beginn einer Zeitenwende", Deutsche Bank Research, Frankfurt/Main, 2009.