

Markus Kley

## **Einflüsse auf die Lebensdauer von Bus-Automatgetriebegehäusen**

# **Einflüsse auf die Lebensdauer von Bus-Automatgetriebegehäusen**

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von  
Dipl.-Ing. Markus Kley  
geboren in Lauffen am Neckar

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche

Tag der Einreichung: 20.02.2003  
Tag der mündlichen Prüfung: 17.02.2004

Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau  
Universität Stuttgart

2004

**D93**

**ISBN 3-922823-59-9**

**Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau**

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-6055

Telefax: +49 (0)711 685-6219

E-Mail: [mail@imk.uni-stuttgart.de](mailto:mail@imk.uni-stuttgart.de)

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau der Universität Stuttgart und wurde von der Firma Voith Turbo in Heidenheim sowie vom Steinbeis-Transferzentrum in Ulm - Neue Technologien in der Verkehrstechnik - unterstützt.

Besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Binz, Leiter des Instituts, für die Unterstützung dieser Arbeit sowie das mir entgegengebrachte Vertrauen. Die offene Art und die eingeräumten Freiräume trugen wesentlich zum erfolgreichen Gelingen der Arbeit bei. Herrn Prof. Bertsche danke ich für die Übernahme des Mitberichts.

Der Firma Voith Turbo danke ich für die großzügige Förderung meiner Arbeit. Allen voran Herrn Prof. Dr.-Ing. T. Körner, dem Initiator des Projekts sowie den Mitarbeitern der Getriebeentwicklung und des Versuchs. Die jederzeit außerordentlich große Hilfsbereitschaft und Unterstützung sowie die vielen fachlich konstruktiven Diskussionen gewährleisteten den kontinuierlichen Praxisbezug.

Mein außerordentlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Willmerding, Leiter des Steinbeis-Transferzentrums, für die stetige fachliche und menschliche Unterstützung über die gesamte Projektlaufzeit, die wesentlich zum Abschluss der Arbeit im geplanten Zeitraum beitrug. Seinen Mitarbeitern Herrn Häckh, der stets ein offenes Ohr für alle fachlichen sowie programmtechnischen Fragen hatte, und Herrn Trübswasser gebührt mein Dank für die großartige Unterstützung sowie die angenehme Zusammenarbeit.

Meinen Eltern danke ich, dass Sie mich zur Promotion ermutigt und mich im Studium und bei der Erstellung meiner Arbeit stets unterstützt haben.

Meine Frau Claudia hat mich in dieser ganzen Zeit begleitet, moralisch unterstützt und mir des öfteren die notwendige Abwechslung geschenkt. Hierfür danke ich Ihr ganz besonders.

Ellwangen, im März 2004

Markus Kley

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen .....</b>	<b>IV</b>
<b>Abkürzungen.....</b>	<b>VII</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>IX</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung .....	1
1.2 Ziele der Arbeit.....	2
1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung .....	3
1.3.1 Simulation.....	4
1.3.2 Versuch .....	5
<b>2 Stand der Forschung und Technik.....</b>	<b>6</b>
2.1 Gestaltungsrichtlinien für Getriebegehäuse .....	6
2.1.1 Gestaltung der Gehäuse im Abdichtbereich .....	8
2.1.2 Gestaltung der Gehäuse aufgrund akustischer Aspekte .....	9
2.1.3 Betriebsfeste Gestaltung von Gehäusen .....	9
2.2 Betriebsfestigkeit.....	10
2.2.1 Rechnerische Verfahren der Betriebsfestigkeit .....	13
2.2.2 Zähl- und Klassierverfahren .....	14
2.2.3 Festigkeitshypothesen.....	17
2.2.3.1 Nennspannungs- / -dehnungskonzept.....	22
2.2.3.2 Strukturspannungs- / -dehnungskonzept.....	23
2.2.3.3 Örtliches Spannungs- / Dehnungskonzept .....	24
2.2.4 Betriebsfestigkeit von Getrieben.....	29
2.3 Einordnung der Arbeit in den Stand der Forschung und Technik .....	31
<b>3 Bus-Automatgetriebegehäuse .....</b>	<b>33</b>
3.1 Gestaltung von Bus-Automatgetriebegehäusen .....	33
3.2 Werkstoffe von Bus-Automatgetriebegehäusen.....	35

---

3.3 Einsatz der Busse .....	40
3.4 Antriebskonzepte von Bussen .....	42
<b>4 Betriebsbelastung von Bus-Automatgetriebegehäusen .....</b>	<b>44</b>
4.1 Ermittlung der Belastungen infolge der Fahrzeuglängsdynamik .....	44
4.2 Ermittlung der Belastungen infolge Fahrbahnunebenheiten .....	54
4.3 Ermittlung der Belastungen infolge motorinduzierter Schwingungen .....	55
<b>5 Beanspruchung von Bus-Automatgetriebegehäusen .....</b>	<b>58</b>
5.1 Erstellung des FE-Modells .....	58
5.2 Modellierung der Abtriebsvarianten .....	63
5.3 Berücksichtigung des Spannungsgradienten .....	66
5.4 Beanspruchungen infolge Längsdynamik .....	69
5.4.1 Statische Betrachtung .....	69
5.4.2 Betriebsfestigkeitsabschätzung .....	71
5.4.3 Lebensdauerberechnungsergebnisse .....	77
5.4.4 Einfluss der Abtriebsvarianten auf die Lebensdauer .....	83
5.5 Beanspruchungen infolge Fahrbahnunebenheiten .....	84
5.6 Beanspruchungen infolge motorinduzierter Schwingungen .....	86
<b>6 Einfluss verschiedener Parameter auf die Bauteillebensdauer .....</b>	<b>92</b>
6.1 Testzyklen .....	92
6.2 Einfluss verschiedener Parameter auf die Gehäuselebensdauer .....	95
6.2.1 Parameter Gesamtstrecke und Durchschnittsgeschwindigkeit .....	95
6.2.2 Parameter bezogene Schädigung und Stopps pro Kilometer .....	97
6.2.3 Parameter bezogene Schädigung und Anzahl der Schaltungen .....	99
6.2.4 Parameter bezogene Schädigung und Verbrauch .....	100
6.2.5 Parameter bezogene Schädigung und Beschleunigung .....	101
6.2.6 Parameter bezogene Schädigung und Steigung .....	102
6.2.7 Parameter bezogene Schädigung und Masse .....	104
6.3 Einfluss verschiedener Parameter auf die Lebensdauer einer Welle .....	106
6.4 Einfluss verschiedener Parameter auf die Lebensdauer von Zahnrädern .....	111

---

<b>7</b>	<b>Generierung bauteilbezogener kritischer Belastungskollektive .....</b>	<b>116</b>
7.1	Vorgehen .....	116
7.2	Kritisches Belastungskollektiv für das Gehäuse.....	119
7.3	Kritisches Belastungskollektiv für die Welle .....	121
7.4	Kritische Belastungskollektive für die Zahnräder .....	122
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>124</b>
<b>9</b>	<b>Ausblick .....</b>	<b>126</b>
	<b>Literatur .....</b>	<b>127</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>133</b>

## Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$A_5$	%	Bruchdehnung
$a_G$	-	Konstante zur Bestimmung der Stützziffer
$b$	-	Zyklischer Spannungsexponent
$b_G$	-	Konstante zur Bestimmung der Stützziffer
$c$	-	Zyklischer Dehnungsexponent
$c_1, c_2$	-	Motorabhängige Konstanten
$D$	-	Relative Minersumme
$D_{\text{bez, i}}$	-	Bezogene Schädigung
$D_{\text{bez, E}}$	-	Bezogene Schädigung des Einheitszyklus
$D_{\text{bez, max}}$	-	Maximale bezogene Schädigung
$E$	MPa	Elastizitätsmodul
$F$	N	Kraft
$f$	Hz	Frequenz
$f_{t, \text{red}}$	-	Faktor zur Reduzierung der Versuchsdauer
$h_B$	HB	Brinellhärte
$i$	-	Übersetzung
$i_0$	-	Standgetriebeübersetzung
$i_L$	-	Lebensdauerbezogene Sicherheitszahl
$j$	-	Risikofaktor
$J$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Massenträgheitsmoment
$k$	-	Neigungsexponent der Wöhlerlinie
$k_W$	-	Leistungszahl des Wandlers
$K'$	-	Zyklischer Verfestigungskoeffizient
$L_{\text{PA, x}}$	-	Lebensdauer bei x % Ausfallwahrscheinlichkeit
$M$	-	Mittelspannungsempfindlichkeit
$M_{B1}$	Nm	Moment an der Bremse B1
$M_{B3}$	Nm	Moment an der Bremse B3
$M_{BG}$	Nm	Moment an der Bremse BG
$M_{BR}$	Nm	Moment an der Bremse BR
$M_L$	Nm	Moment am Leitrad
$M_{\text{mot}}$	Nm	Motormoment
$M_{\text{mot, stat}}$	Nm	Stationäres Motormoment
$M_P$	Nm	Pumpenmoment
$M_T$	Nm	Turbinenmoment
$M_{W2}$	Nm	Moment an der Welle W2



Zeichen	Einheit	Bedeutung
N	-	Anzahl der Zyklen bis zum Bruch
$N_{I, N_{II}}$	-	Ecklastspielzahlen
$\vec{n}_o$	-	Normalenvektor senkrecht zur Oberfläche
$n_{bez, kfp, max}$	-	Extremwerts des bezogenen kritischen Fahrparameter
$N_E$	-	Anzahl der zu fahrenden Einheitszyklen
$N_{kfp, s, prüf}$	-	Anzahl bzw. Größe der kritischen Fahrparameter
$n_{mot}$	$min^{-1}$	Motordrehzahl
$N_{PA,x}$	-	Lastwechselzahl mit der Ausfallwahrscheinlichkeit von x %
$N_{rechn}$	-	Rechnerische Anzahl der Zyklen bis zum Bruch
$N_{ver}$	-	Anzahl der Zyklen bis zum Bruch aus Versuch
$n_\sigma$	-	Stützziffer für Normalspannungen
$n_\tau$	-	Stützziffer für Schubspannungen
$n'$	-	Zyklischer Verfestigungsexponent
P	-	Porositätsgrad
p	-	Anzahl der Einzelversuche
$P_A$	-	Ausfallwahrscheinlichkeit
$P_{SWT}$	-	Schadensparameter nach Smith-Watson-Topper
q	-	Anzahl der Lastfälle
$r_{dyn}$	mm	Reifenradius
$R_e$	MPa	Streckgrenze
$R_m$	MPa	Zugfestigkeit
$R_z$	$\mu m$	Mittlere Rauhtiefe
$s_{prüf}$		Länge der zu prüfenden Strecke
T	-	Streuspanne
$t_{max, 0}$		Normierte Zykluszeit des kritischsten Zyklus
$t_E$		Zyklusdauer des Einheitszyklus
$t_i$		Fahrdauer einer Strecke
u	-	Knotennummer
v	-	Lastindex
$\bar{v}_i$		Durchschnittsgeschwindigkeit des i-ten Zyklus
w	-	Einheitlast
z	-	Zähnezahl
$\varepsilon$	-	Dehnung
$\varepsilon_f$	%	Zyklischer Dehnungskoeffizient
$\phi$	-	Hauptspannungswinkel
$\chi$	$N/mm^3$	Spannungsgradient
$\chi^*$	$mm^{-1}$	bezogener Spannungsgradient

---

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$v$	-	Drehzahlverhältnis
$\sigma$	MPa	Normalspannung
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	MPa	1., 2. bzw. 3. Hauptspannung
$\sigma_D$	MPa	Dauerwechselfestigkeit
$\sigma_f$	MPa	Zyklischer Spannungskoeffizient
$\sigma_{W,zd}$	MPa	Zugdruckwechselfestigkeit
$\sigma_{W,b}$	MPa	Biegewechselfestigkeit
$\sigma_{W,sch}$	MPa	Schwellfestigkeit
$\sigma_{v,f}$	MPa	Effektiv wirksame Vergleichsspannung
$\sigma_{v,t}$	MPa	Theoretische Vergleichsspannung
$\overline{\sigma}_i$	MPa	Spannungstensor
$\tau_{W,t}$	MPa	Torsionswechselfestigkeit
$\tau$	MPa	Schubspannung
$\tau_{W,s}$	MPa	Schubwechselfestigkeit
$\mu$	-	Querkontraktionszahl
$\mu_L$	-	Momentenwandlung Leitrad
$\mu_{Reifen}$	-	Kraftschlussbeanspruchung
$\mu_T$	-	Momentenwandlung Turbine

## Abkürzungen

Zeichen	Bedeutung
Abtrieb, B1, B3, BG	Lastfall Abtrieb, Lastfall Bremse B1, Lastfall Bremse B3, Lastfall Bremse BG
BPZ	Bereichspaarzählung
BR	Lastfall Bremse BR
DIANA	Messsystem zur Erfassung von Streckendaten
DMS	Dehnungs-Mess-Streifen
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GEH	Gestaltänderungsenergiehypothese nach von Mises
GPS	Global Position System
I-deas	Name eines FE-Programm
IMK	Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau der Universität Stuttgart
KGÜZ	Klassengrenzüberschreitungszählung
KOM	Kraftomnibus
NEDC	New European Driving Cycle, Euro 3 Zyklus
NH	Normalspannungshypothese
PG1, PG2, PG3	1., 2., 3. Planetengruppe
Pkw	Personenkraftwagen
RT	Lastfall Retarder
SH	Schubspannungshypothese nach Tresca
STZ	Steinbeis-Transferzentrum „Neue Technologien in der Verkehrstechnik“, Ulm
winEVA	Name eines Antriebsstrangsimulationsprogramms
winLIFE	Name eines Lebensdauerberechnungsprogramms



## **Abstract**

This project was fully supported by Voith Turbo, Heidenheim, a leading manufacturer of automatic bus transmissions. The work was done during the development phase of a new 6 speed automatic transmission.

A number of requirements are made on modern automatic transmissions. Low fuel consumption, small size and light weight have to be considered more and more in the development phase, along with a defined fatigue life and the most inexpensive manufacturing costs. The most important characteristics of a bus transmission are fatigue life and reliability. If it is overdimensioned it will be too heavy, too large and too expensive. If it is underdimensioned the customer complaints cost will be high and the reputation endangered. Usually city busses run with automatic transmissions to support the driver. Urban or travelling busses usually have a manual transmission.

Compared to other vehicles, city busses show a very different driving cycle, mainly dominated by the many acceleration and deceleration phases the bus has. Up to four times per kilometre a city bus has to stop because of bus stops, traffic lights, etc. /WILLMERDING86/.

The drive trains of different busses, meaning the arrangement of the engine, transmission and axles vary a lot /BRAUN94/. Therefore many transmission output variants exist for all different busses, the transmission is built into /KÖRNER02/.

To develop a reliable transmission housing, the loads and stresses acting on the housing under driving conditions have to be known. While the loads depend on the vehicle characteristics (mass, drive train arrangement, etc.), driver and the route, the stresses depend on the load and the design. The focus of this work is not to develop a relation between load and stress of transmission housing but to figure out dependencies between driving conditions and the fatigue life of transmission housings.

There is only limited knowledge about the relation between the driving conditions of busses and the damage on the housing. Furthermore it's unknown how different drive train configurations affect the fatigue life of the housing. The aim of this work is to determine the driving conditions of busses which cause the main damage on the transmission housing. These critical driving conditions are used to develop critical test cycles.

Current fatigue life calculation theories do not give accurate absolute fatigue life values for complex parts under multi-axle loads /BUXBAUM83, FKM02B/. But they can be used to determine critical areas and furthermore the results are valid for a relative comparison to see the relative influence of different parameters /FKM02B/.

To determine the time-dependent loads, drive-train simulation programs and measured data were used. The behavior of the housing structures was modeled using finite element analyses. The stresses acting on the housings were determined for each relevant single-load case and superimposed for each moment in time. On the one hand a Voith transmission housing was analysed while on the other hand a principal automatic transmission housing was developed and investigated. With local fatigue life concepts the damages of the housings, caused by different routes, were determined.

It was found that the damage, resulting from driving-conditions like acceleration and deceleration of the bus, is much higher than the damage caused by engine vibrations or bumps on the road. Furthermore the damage of the housing on a highway trip is much less than on a city trip with the same distance. The number of stops on a trip correlated strongly with the damage caused on the housing. Also the number of shifts correlates with the damage if there are not unusual many shifts in higher gears. A huge fuel consumption was found where a high damage was caused on the housing. The damage on the housing of a full bus is up to two times higher than in an empty bus.

The results were used to define characteristic driving conditions for further tests or simulations.

# 1 Einleitung

Aufgrund des weltweit steigenden Verkehrsaufkommens nimmt die Anzahl der Stadt- und Überlandbusse ständig zu. Besonders in Städten und Ballungszentren, wo Verkehrsstaus, Parkplatzprobleme und Luftverunreinigungen an der Tagesordnung sind, leisten Busse einen Beitrag zur Verbesserung in diesen Bereichen.

Moderne Stadtbusse werden üblicherweise mit Automatgetrieben ausgestattet /BRAUN94, SCHWAB94, HAMSTEN98, HONDIUS96, FECHT02/. Während einerseits kompaktere, leichtere und leistungsfähigere Getriebe gefordert werden /HALL01/, soll andererseits der Einsatzbereich der Getriebe erweitert werden /EHLINGER77, FÖRSTER75, SCHWAB94/. Aufgrund der daraus resultierenden größeren Vielfalt an Fahrzeugen, Motoren, Fahrzyklen und Antriebskonzepten unterliegen die Getriebegehäuse unterschiedlichsten Betriebsbeanspruchungen, die sich auf die Betriebsfestigkeit der Gehäuse auswirken.

## 1.1 Problemstellung

Stadtbusse weisen im Gegensatz zu anderen Fahrzeugarten einen charakteristischen Fahrzyklus auf, der durch häufige Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge pro Kilometer (3 – 4 Stopps pro km) gekennzeichnet ist /WILLMERCING86/. Zur Entlastung der Fahrer werden deshalb Automatgetriebe eingesetzt. Die Antriebsstrangkonfiguration, d. h. die Anordnung von Motor, Getriebe und angetriebenen Achsen von Bussen ist äußerst vielfältig /BRAUN94/. Daraus ergeben sich unterschiedliche Abtriebsvarianten für Getriebe, die in vielen Bussen zum Einsatz kommen sollen /KÖRNER02/. Zur betriebsfesten Auslegung von Gehäusen ist die Kenntnis der Betriebsbelastung und der Beanspruchung notwendig.

Während die Belastungen von den Fahrzeugeigenschaften (Masse, Antriebsstrangkonfiguration usw.), vom Fahrer und der Strecke abhängen, sind die Beanspruchungen abhängig von der Belastung und der Gestalt sowie der Massenverteilung und der Steifigkeit. Im Zuge ständig komplexer werdender

Systeme und der Forderung nach optimierten Komponenten interessiert im vorliegenden Fall weniger der Zusammenhang zwischen Gehäuselast und Gehäusebeanspruchung, sondern hauptsächlich die Auswirkung der Einsatzbedingungen und Antriebsstrangkomponenten des Busses auf die Betriebsfestigkeit der Getriebegehäuse.

Die Zusammenhänge zwischen Einsatzbedingungen der Busse und Beanspruchungen der Gehäuse sind unzureichend bekannt. Des Weiteren ist unklar, wie sich verschiedene Antriebsstrangkonfigurationen auf die Betriebsfestigkeit der Gehäuse auswirken.

## **1.2 Ziele der Arbeit**

Der Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Ermittlung des Einflusses von Einsatzbedingungen und Antriebskonzepten auf die Betriebsfestigkeit der Gehäuse von Bus-Automatgetrieben. Die im Folgenden gemachten Anmerkungen über Gehäuse beziehen sich auf Bus-Automatgetriebegehäuse. Die schädigungsursachenden Fahrbedingungen sollen ermittelt werden und kritische Kollektive definiert werden. Im Weiteren soll bestimmt werden, inwieweit sich die Erkenntnisse auf andere Bauteile wie Wellen und Zahnräder übertragen lassen. Die Zielsetzung beinhaltet folgende Einzelziele:

- Schwachstellenanalyse von Getriebegehäusen
- Bestimmung des Einflusses der Abtriebsvarianten auf die Lebensdauer der Gehäuse
- Ermittlung der relativen Lebensdauer von Gehäusen in Abhängigkeit wesentlicher Betriebsparameter des Busses
- Generierung eines charakteristischen Fahrzyklus für Stadtbusse für die Ermittlung der Betriebsbeanspruchung
- Untersuchung der Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf Wellen und Zahnräder

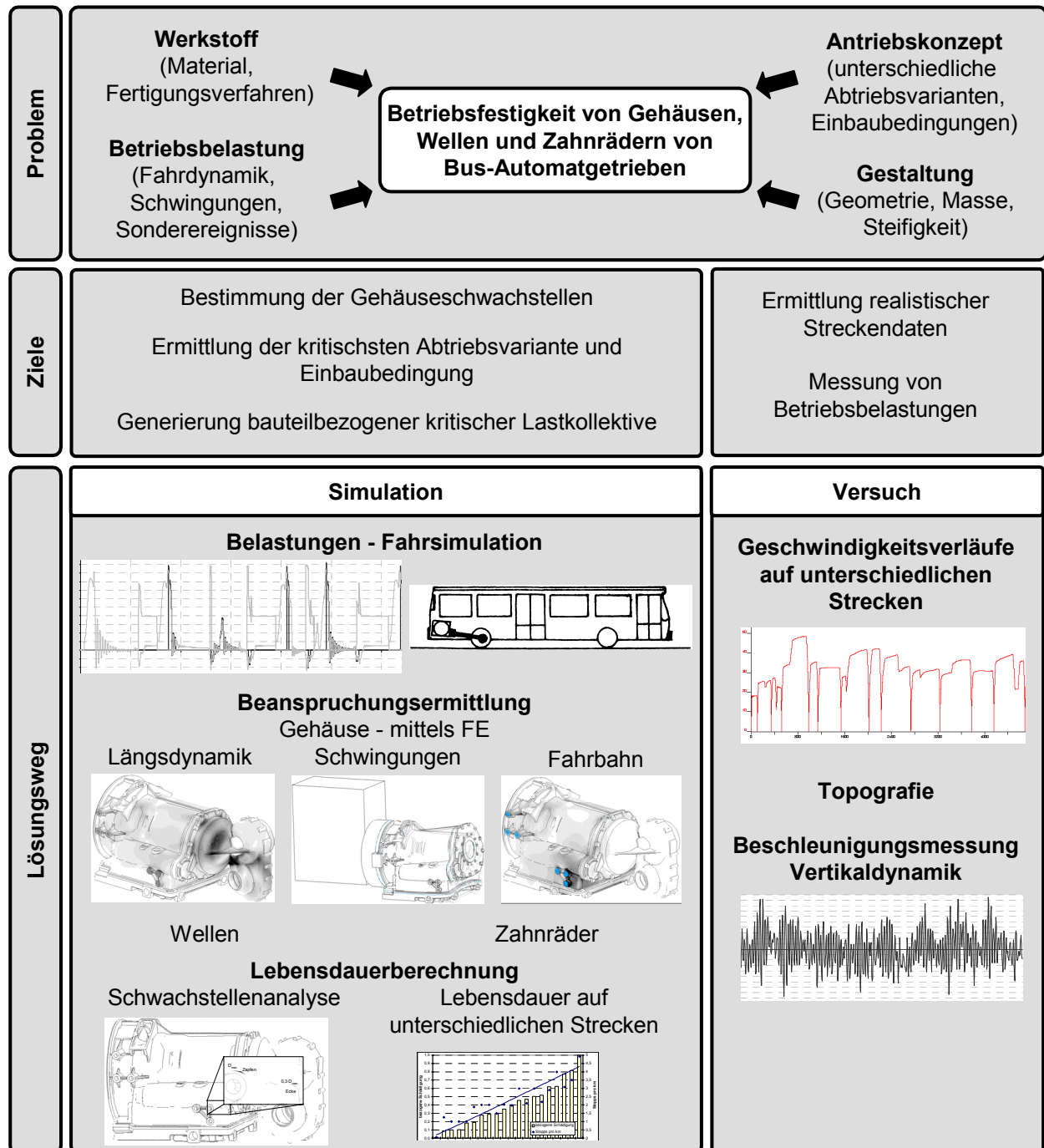
Derzeitige Berechnungsansätze lassen keine zuverlässigen Aussagen über die absolute Lebensdauer von komplexen Bauteilen unter mehrachsiger Betriebsbelastung zu [BUXBAUM83, FKM02B]. Dennoch ist eine Bestimmung der Schwachstellen und der Einfluss von Betriebsparametern auf die Betriebsfestig-



keit durch Vergleich der rechnerischen Schädigungen unter bestimmten Betriebsbedingungen möglich /FKM02B/.

### 1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung

Die Ziele der vorliegenden Arbeit und der verfolgte Lösungsweg sind in Bild 1.1 dargestellt.



**Bild 1.1:** Ziele der Arbeit und Vorgehensweise bei der Lösungsfindung

Der Lösungsweg gliedert sich nach Art der einzelnen Untersuchungen wie folgt.

### **1.3.1 Simulation**

Die Betriebsfestigkeit der Getriebegehäuse ergibt sich aus der Gestalt sowie den lokalen Werkstoffeigenschaften und den zeitabhängigen Beanspruchungen.

Zur Bestimmung der im Betrieb zeitlich veränderlichen Belastungen eignen sich Fahrsimulationsprogramme sowie Messungen. Fahrsimulationsprogramme bilden das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs ab /EICHSLIEDER00, GÜHRER85, GÜHRER88, JAUCH89, SPÖRL95, SPÖRL96, WILLMERDING92A, WILLMERDING92B, WILLMERDING01, WOLF84/. Dabei werden physikalische Eigenschaften wie Schwingungsanregung, Massenträgheit, Luftwiderstand, Reibung usw. durch verschiedene Modelle der Antriebsstrangkomponenten wie Motor, Wandler, Getriebe, Reifen usw. mit Hilfe von Starrkörpern sowie analytischen und empirischen Gleichungen abgebildet.

Das strukturmechanische Verhalten der Gehäuse wird mit der Methode der Finiten-Elemente (FEM) bestimmt. Da die Arbeit in enger Zusammenarbeit mit der Firma Voith Turbo entstand, wird zum einen das Gehäuse eines Voith-Getriebes genau untersucht, zum anderen wird ein Prinzipgetriebegehäuse mit allgemeinen Gestaltungsmerkmalen entwickelt und betrachtet. Die Beanspruchungen der Gehäuse werden hierbei für jeden relevanten Lastfall durch Kombination verschiedener Einheitslastfälle ermittelt.

Die Betriebsfestigkeit der Gehäuse wird mit experimentell bestimmten sowie durch die Fahrsimulation gewonnenen Belastungen und den sich daraus berechneten Beanspruchungen mit verschiedenen, dem Stand der Technik entsprechenden Methoden berechnet. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Variation verschiedener Parameter wie Strecke, Topografie, Beladung und Antriebskonzept.

Die rechnerische Betriebsfestigkeit des Gehäuses in Abhängigkeit von den wesentlichen Betriebsparametern ergibt eine zuverlässige Aussage über Schwachstellen am Gehäuse und die für das Gehäuse kritischen Einsatzbedingungen des Fahrzeugs. Somit können Zusammenhänge zwischen

Betriebsparametern sowie Fahrmanövern des Busses und der Betriebsfestigkeit der Gehäuse erarbeitet werden. Aus den gewonnenen Erkenntnissen sollen bauteilbezogene kritische Lastkollektive generiert werden.

### **1.3.2 Versuch**

Mehrere Fahrversuche dienen zum Abgleich der Fahrsimulation. Hierbei werden zudem wichtige Streckendaten, wie z. B. Topografie und Anzahl von Stopps eines Fahrzyklus erfasst, die für die Simulation verwendet werden. Die Vertikalbeschleunigungen des Getriebes infolge Fahrbahnunebenheiten, Schlaglöchern usw. werden aus Messungen auf Schlechtwegstrecken übernommen. Die Querschleunigungen bei Stadtbussen spielen bezüglich der Lebensdauer des Getriebegehäuses eine untergeordnete Rolle. Durch die Unterstützung des Projekts seitens der Industrie, die u. a. Betriebsmessungen sowie Informationen über Getriebe, Motoren und Busse zur Verfügung stellte, wurde zu jeder Zeit des Projekts der notwendige Bezug zur Praxis sichergestellt.

## 2 Stand der Forschung und Technik

Im Rahmen dieser Arbeit sollen wesentliche Zusammenhänge zwischen der Lebensdauer von Getriebegehäusen und Betriebsparametern aufgezeigt werden. Da die Gestaltung einen wesentlichen Einfluss auf die Betriebsfestigkeit der Gehäuse hat, wird zunächst ein Überblick über Gestaltungsrichtlinien von Getriebegehäusen aufgrund unterschiedlicher Aspekte gegeben. Anschließend werden rechnerische Verfahren zur Berechnung der Betriebsfestigkeit erläutert und die Arbeit in den Stand der Forschung und Technik eingeordnet.

### 2.1 Gestaltungsrichtlinien für Getriebegehäuse

Bei der Gestaltung des Fahrzeuggetriebegehäuses stehen folgende Funktionen im Vordergrund /NIEMANN85A, LECHNER94/:

- Aufnahme aller im Betrieb wirkenden Kräfte und Abstützmomente,
- genaue Lage der Lager, Wellen und Zahnräder bei allen Belastungen gewährleisten,
- Zahnräder, Lager und Schmierstoff gegen Staub, Wasser und sonstige Fremdstoffe schützen,
- Austreten von Schmierstoff verhindern,
- gute Wärmeabfuhr ermöglichen,
- gute Dämmung und Dämpfung der Getriebegeräusche.

Fahrzeuggetriebe werden üblicherweise als Topfgehäuse gefertigt /LECHNER94/, das heißt, dass die Lage der Teilungsebene quer zu den Wellen liegt (quergeteiltes Gehäuse). Automatgetriebegehäuse umschließen üblicherweise den Wandler und die Planetenstufen. Motor, Nebenabtrieb für Zusatzaggregate, Ölwanne und Abtriebsdeckel werden an das Gehäuse angeflanscht /EHLINGER77, LECHNER94, BRAIG00, HALL01/. Infolge der Forderung nach Leistungssteigerung bei gleichzeitiger Gewichtsreduzierung werden Kraftfahrzeuggetriebegehäuse meist aus Aluminium- /LECHNER94/ und vereinzelt auch aus Magnesiumlegierungen /BEFFORT01A, BEFFORT01B/ gegossen. Zur Erhöhung der Steifigkeit und Festigkeit sowie zur Reduzierung der Schallabstrahlung werden teilweise Rippen vorgesehen. Grundsätzlich sollen Häuserippen in

Richtung der Hauptnormalspannung verlaufen. Auf diese Weise erzielt man durch Vergrößerung des tragenden Querschnitts eine Reduzierung der für Guss gefährlichen Zugspannungen /WENDER91/. Lagerwände unter überwiegender Zug- und Biegebeanspruchung sollen mit großen Rippen und schubbeanspruchte Längswände mit breiten Rippen mit großem Rundungsradius unter  $45^\circ$  zur Getriebelängsachse verlaufend versehen werden /WENDER91/. Rippen erfordern jedoch komplexere Gussformen. Innenrippen im Wandbereich sind aufgrund ihrer Lage fast nur mit verlorenen Formen gießbar und kommen deshalb praktisch nicht zum Einsatz. Außenrippen sind zwar ohne verlorene Formen herstellbar, es sind jedoch Probleme mit Gehäuserippen im Betrieb bekannt: Im Rippenzwischenraum sammelt sich Schmutz, der mit Öl und Wasser zu einer Kruste verbackt. Hierdurch wird die Wärmeabführung reduziert. Bei tiefen Temperaturen zerstört gefrierendes Wasser evtl. die Rippen und damit das Gehäuse. Bei den meisten Gehäusen resultiert aus der gusstechnisch erforderlichen Wandstärke genügend Steifigkeit und Festigkeit. Aus diesem Grund ist eine starke Verrippung der Gehäusewände von Automatgetrieben wenig verbreitet /EHLINGER77, BRAIG00, HALL01/. Hier scheint sich eher ein anderer Trend abzuzeichnen. Aufgrund der ausreichend großen Steifigkeit und Festigkeit werden Bauteile, die teilweise zur Steifigkeit und Festigkeit beitragen, durch leichtere sowie kostengünstigere und damit verbunden, weniger steifen und festen Bauteilen ersetzt, wie dies beim 6HP26 Automatgetriebe von ZF der Fall ist, wo die Ölwanne aus Kunststoff gefertigt wurde /HALL01/.

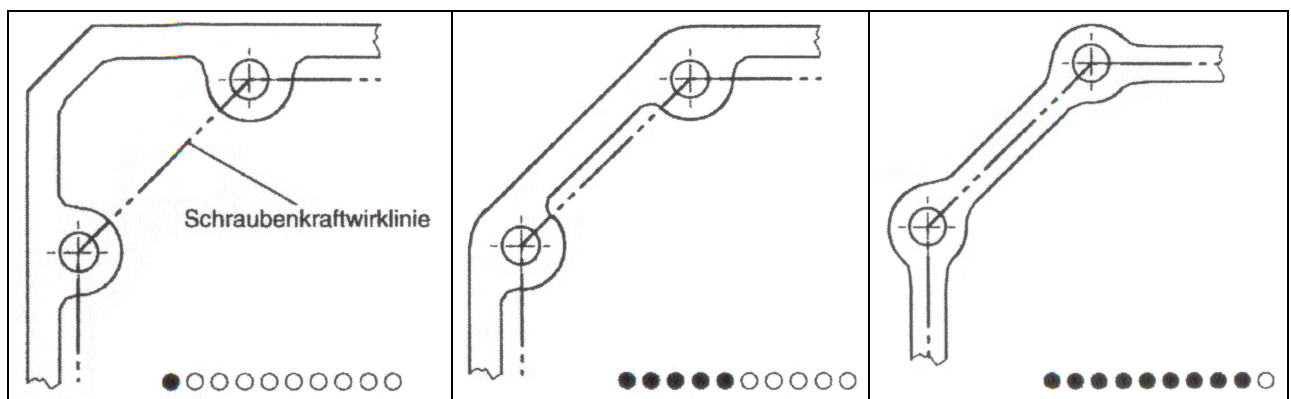
Die Kerbwirkung von Befestigungsäugen wird allgemein durch ein möglichst großes Verhältnis von Außen- zu Innendurchmesser und große Rundungsradien am Befestigungsauge reduziert. Ist das Befestigungsauge hoch belastet (Drehmomentabstützung, Befestigung von Nebenaggregaten), sollte es durch Rippen am Gehäuse verankert sein, d. h. im Kreuzungspunkt von Rippen liegen /WENDER91/.

/JÄCKLE01/ untersucht elastische Verformungen an Fahrzeuggetrieben. Die Verformungen bei Getrieben haben Einfluss auf die Lebensdauer verschiedener Getriebebauteile. Es werden konstruktive Möglichkeiten zur Reduzierung der Verformungen sowie Hinweise zur Gewährleistung eines sicheren Betriebsverhaltens trotz Verformungen gegeben.

Im Folgenden werden Gestaltungsrichtlinien aufgrund einzelner Aspekte vorgestellt. Der Konstrukteur muss bei der Gestaltung des Gehäuses alle relevanten Aspekte betrachten und kann selten bezüglich eines Kriteriums optimieren.

### 2.1.1 Gestaltung der Gehäuse im Abdichtbereich

An die Dichtheit von Getriebegehäusen werden sehr hohe Anforderungen gestellt /JÄCKLE02/. Bei der Gestaltung von hochbeanspruchten Flächendichtverbindungen sollte eine möglichst gleichmäßige Flächenpressung innerhalb der zulässigen Grenzen angestrebt werden. Um Relativbewegungen zu verhindern, sollen die Flansche der Dichtverbindung möglichst biegesteif ausgeführt werden /KLÖPFER99/. Im Bereich der Schrauben führen eine große, mittig zum Dichtspalt angeordnete Klemmlänge und abgesetzte Schraubenpfetten zu einer besseren Dichtwirkung /KUBALCZYK00/. Die gedachte Verbindungslinie der Schraubenmittelpunkte sollte einen möglichst geringen Versatz zur Dichtungsmittellinie haben. An Gehäuseecken kann dies durch Absetzen der Ecke oder ein Platzieren der Schraube in der Ecke geschehen. Bild 2.1 zeigt drei verschiedene Möglichkeiten zur Anordnung der Schrauben im Bereich einer Gehäuseecke. Wenn die Schraubenwirklinie einen großen Abstand zur Dichtungsmittellinie aufweist, ist die Dichtwirkung schlecht. Die beste Dichtwirkung ergibt sich, wenn kein Versatz zwischen Schraubenkraftwirklinie und Dichtungsmittellinie vorliegt.



**Bild 2.1:** Einfluss der Lage der Schraubenkraftwirklinie zur Dichtungsmittellinie /KLÖPFER99/

### 2.1.2 Gestaltung der Gehäuse aufgrund akustischer Aspekte

Die höchsten Luftschallpegel des Antriebsstrangs werden durch das direkte Motorgeräusch und das motorinduzierte Getriebegeräusch verursacht /PISCHINGER98/. Primäres Ziel ist eine Reduzierung der Schallanregung /KOLLMANN93, KÖLTZSCH00/. Die Schwingungen von Gehäusewänden sind maßgeblich für die Geräuschabstrahlung verantwortlich /WENDER98/. Leisere Getriebe können durch steife Wände, die durch entsprechende Gestaltung und Verrippung /WENDER98/ realisierbar sind, erzielt werden.

### 2.1.3 Betriebsfeste Gestaltung von Gehäusen

Für die betriebsfeste Gestaltung von Bauteilen werden an vielen Stellen sowohl allgemeingültige /HAIBACH02, BUXBAUM92, RADAJ95/ als auch bauteilbezogene /NIEMANN85, KUO95, SONSINO98, SCHWARZ99/ Hinweise gegeben. Im Folgenden werden Konstruktionsregeln für die betriebsfeste Gestaltung von Getriebegehäusen formuliert:

- möglichst gleichbleibende Biege- und Torsionssteifigkeit des Getriebes entlang der Getriebelängsachse;
- Vermeidung von Steifigkeitssprüngen des Gehäuses entlang der Gehäuse-längsachse;
- Vermeidung von Kerben in hochbeanspruchten Bereichen;
- Reduzierung von Gussfehlern in hochbeanspruchten Bereichen und
- Vermeidung von scharfen Ecken.

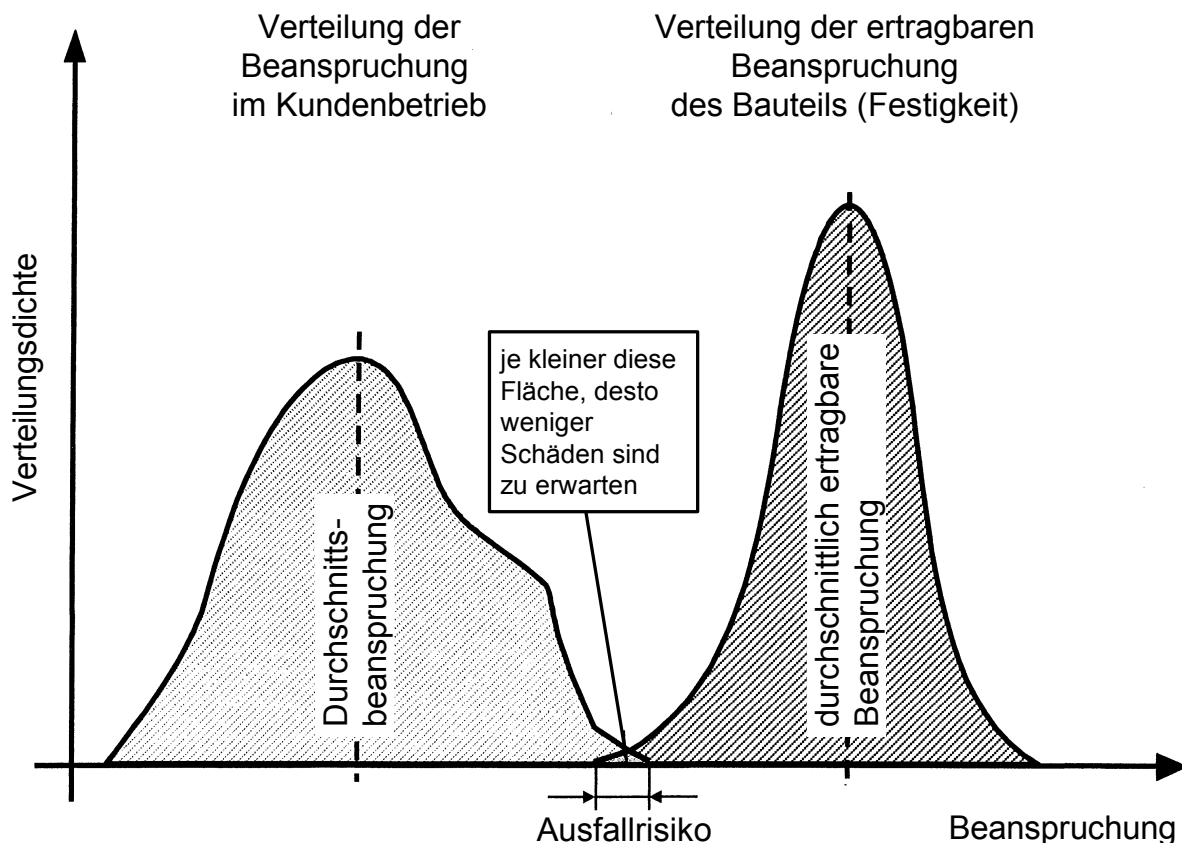
Da unterschiedliche Belastungsarten maximale Beanspruchungen in verschiedenen Bereichen des Gehäuses hervorrufen können, erweist sich eine Betrachtung aller betrieblich relevanter Belastungsarten als notwendig /SONSINO98/. Zudem sollten Anbauteile wie z. B. Ölwanne oder Abtriebsdeckel berücksichtigt werden, da diese mitunter wesentlichen Einfluss auf die Beanspruchung des Gehäuses infolge zusätzlicher Belastungen haben.

Sind die kritischen Bereiche der Gehäuse bekannt, kann durch entsprechende konstruktive Maßnahmen eine Reduzierung der Beanspruchung (z. B. /EICHSLIEDER00/) bzw. eine Erhöhung der lokalen Festigkeit die Betriebsfestigkeit

der Gehäuse verbessert werden. Die lokale Festigkeit kann durch einen kontrollierten Gussprozess /SONSINO98/ oder durch Verwendung von Hybridbauteilen mit lokaler Verstärkung geschehen /BEFFORT01A, BEFFORT01B/.

## 2.2 Betriebsfestigkeit

Schwingbeanspruchte Bauteile können durch Schwingbruch oder durch Schwinganriss versagen /HAIBACH02/. Die Betriebsfestigkeit beschäftigt sich mit der betriebssicheren Auslegung von Maschinen und Bauteilen. Hierzu ist die Kenntnis der auftretenden Beanspruchung im Betrieb und die ertragbare Festigkeit des Bauteils notwendig. Da diese jedoch beachtlichen Streuungen unterliegen, ist eine sinnvolle Aussage der Lebensdauer im Betrieb nur auf statistischer Grundlage möglich. In Bild 2.2 sind schematisch die Einflussgrößen auf die Gehäuselebensdauer dargestellt.



**Bild 2.2:** Einflussgrößen auf die Gehäuselebensdauer nach /HAIBACH02/



Die Überschneidung der auftretenden und ertragbaren Beanspruchung gibt Auskunft über das Ausfallrisiko. Es ist zu erkennen, dass Durchschnittswerte für die Betriebsfestigkeitsrechnung ungeeignet sind, vielmehr ist mit überdurchschnittlicher Betriebsbeanspruchung und unterdurchschnittlicher Festigkeit ausulegen, um einen geringen Ausfall im Betrieb zu haben. Für eine Häufigkeitsverteilung der Betriebsbeanspruchung liegen selten quantitative Aussagen vor /DÖRR99/. Die Betriebsfestigkeit der Getriebekomponenten haben größten Einfluss auf die Zuverlässigkeit der Getriebe /BERTSCHE89/.

Eine Umrechnung der ertragbaren Beanspruchung für verschiedene Ausfallwahrscheinlichkeiten ist über folgende Beziehung gegeben /HAIBACH02/:

$$N_{PA,x} = \frac{N_{PA,50}}{i_L \cdot j} \quad (2.1)$$

Hierbei sind  $N_{PA,x}$  die Lastwechselzahl mit der Ausfallwahrscheinlichkeit von x % und  $N_{PA,50}$  die Lastwechselzahl mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 %, für die eine Wöhlerlinie üblicherweise dargestellt wird.  $i_L$  bezeichnet die lebensdauerbezogene Sicherheitszahl, die bei konstantem Streuband über den Neigungsexponent der Wöhlerlinie  $k$  einfach aus der spannungsbezogenen Sicherheitszahl ermittelt werden kann.

$$i_S = i_L^{1/k} \quad (2.2)$$

Der Risikofaktor  $j$  ist die Größe des einseitigen Vertrauensbereiches für die Mittelwerte bei einer statistischen Sicherheit von 90 %. Bei einer statistisch gut abgesicherten 50%-Wöhlerlinie ist  $j = 1$ . Bei einer statistisch nicht abgesicherten Wöhlerlinie ist  $j$  als zusätzliche Sicherheit mit Bezug auf die vorliegenden Daten zu sehen. Die lebensdauerbezogene Sicherheitszahl kann in Abhängigkeit der Ausfallwahrscheinlichkeit  $P_A$  und der Streuspanne  $T$  aus Tabelle 2.1 entnommen werden. Die Streuspanne ist die in der Betriebsfestigkeit kennzeichnende Größe der Verteilung und als Verhältnis der Lebensdauer bei 10% Ausfallwahrscheinlichkeit zu der Lebensdauer bei 90% Ausfallwahrscheinlichkeit definiert /HAIBACH02/

$$T = \frac{L_{PA,10}}{L_{PA,90}} \tag{2.3}$$

Die Streuspanne repräsentiert die Streuung der Schwingfestigkeitseigenschaften unter reproduzierbaren Beanspruchungsabläufen, der betrieblichen Belastung während der Nutzungszeit sowie der werkstoffspezifischen Eigenschaften. Die Streuspanne ist eine verteilungsabhängige Größe, die aus dem Schätzwert der Standardabweichung berechnet werden kann /ADENSTEDT01/.

Streuspanne T	Lebensdauerbezogene Sicherheitszahl $i_L$			
	$P_A = 50\%$	$P_A = 20\%$	$P_A = 10\%$	$P_A = 1\%$
1/10	1	2,1	3,1	8,1
1/8	1	1,96	2,8	6,5
1/6	1	1,76	2,4	4,9
1/5	1	1,7	2,2	4,3
1/4	1	1,55	2,0	3,5
1/2	1	1,23	1,4	1,8

**Tabelle 2.1:** Zusammenhang zwischen Streuspanne T, Ausfallwahrscheinlichkeit  $P_A$  und Sicherheitszahl  $i_L$  /GUDEHUS99/

Der Risikofaktor j wird entsprechend Tabelle 2.2 in Abhängigkeit von der Anzahl der den Wöhlerlinien zugrunde liegenden Versuche p und der Streuspanne T bestimmt. Er bezeichnet ein Maß für die Vertrauenswahrscheinlichkeit der Wöhlerlinie. Liegen sehr viele Versuche vor, aus denen die Wöhlerlinien bestimmt wurde ( $p \rightarrow \infty$ ), so wird  $j = 1$  als Grenzwert erreicht.

Streuspanne T	Risikofaktor j für verschiedene p			
	p = 5	p = 10	p = 50	p = 1000
1/10	1,65	1,43	1,18	1
1/8	1,6	1,37	1,16	1
1/6	1,5	1,3	1,15	1
1/5	1,42	1,28	1,13	1
1/4	1,35	1,25	1,1	1
1/2	1,17	1,1	1,05	1

**Tabelle 2.2:** Zusammenhang zwischen Streuspanne T, Anzahl der Einzelversuche p und Risikofaktor j /GUDEHUS99/

Bei wenigen Versuchen wird  $j$  entsprechend groß. Liegen keine Angaben über die Streuspanne vor, sollte der grau hinterlegte Bereich verwendet werden.

### 2.2.1 Rechnerische Verfahren der Betriebsfestigkeit

Der Unterschied zwischen rechnerischer und tatsächlicher Lebensdauer variiert nicht selten um den Faktor 10 oder mehr /WILLMERDING01, FKM02B/. Auch die absolute Lebensdauervorhersage der unterschiedlichen Konzepte kann in diesem Bereich differieren /SCHOTT01/. Die Anwendung verschiedener Berechnungskonzepte kann helfen, die Genauigkeit der Vorhersage zu verbessern.

Auch wenn die quantitative Lebensdauervorhersage der Betriebsfestigkeitsberechnungen teilweise wenig befriedigend ist, erlaubt die Berechnung jedoch gute relative Aussagen bereits in der Entwicklungsphase. Des Weiteren ermöglichen rechnerische Verfahren, dass die Versagensorte zuverlässig bestimmt werden können. Unterschiedliche Konstruktionsvarianten können also leicht hinsichtlich zu erwartender Lebensdauer verglichen werden, so dass man sich frühzeitig auf die kritischen Orte konzentrieren kann. Der Entwicklungsprozess kann so um einige Entwicklungsschleifen reduziert und dadurch verkürzt werden /WILLMERDING01A, FKM02B/. Hinzu kommt, dass verschiedenste Belastungsparameter in der Simulation unabhängig voneinander betrachtet und die relative Auswirkung auf die Betriebsfestigkeit bestimmt werden können.

Liegen Betriebsfestigkeiten ähnlicher Bauteile und Beanspruchungen vor, kann mit Hilfe der relativen Miner-Regel eine genauere Lebensdauerabschätzung durchgeführt werden. Die relative Minersumme  $D$  wird durch das Verhältnis der im Versuch ermittelten Zyklenzahl  $N_{\text{ver}}$  und der rechnerischen Zyklenzahl  $N_{\text{rechn}}$  bis zum Defekt (Bruch, Anriss) definiert:

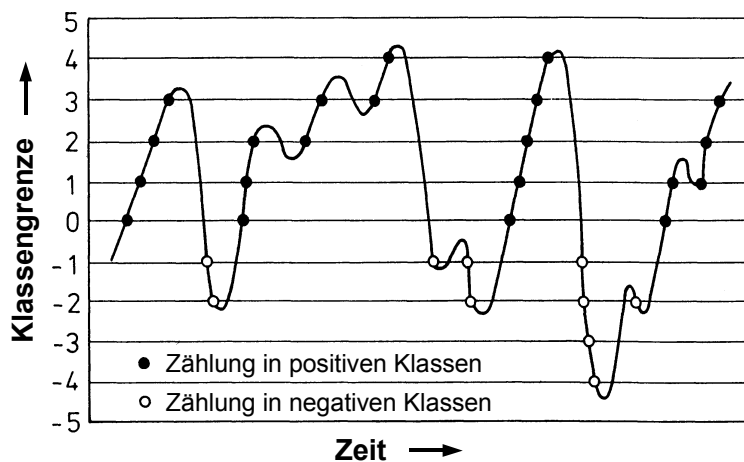
$$D = \frac{N_{\text{ver}}}{N_{\text{rechn}}} \quad (2.4)$$

### 2.2.2 Zähl- und Klassierverfahren

Um Lebensdauerberechnungen durchzuführen, werden die Belastungs-Zeit-Verläufe mit statistischen Zählverfahren ausgewertet, d. h. klassiert. In /DIN45667\_85/ sind einparametrische Zählverfahren ausführlich dargestellt. Für die Lebensdauerberechnung hat sich das zweiparametrische Rainflowverfahren durchgesetzt. Klassengrenzüberschreitungsverfahren und Spannenverfahren werden aufgrund vieler Erfahrungen und Vergleichsaufnahmen immer noch genutzt und werden deshalb kurz erläutert. Beide Verfahren können problemlos aus Rainflowmatrizen abgeleitet werden /GUDEHUS95/.

#### Klassengrenzüberschreitungsverfahren

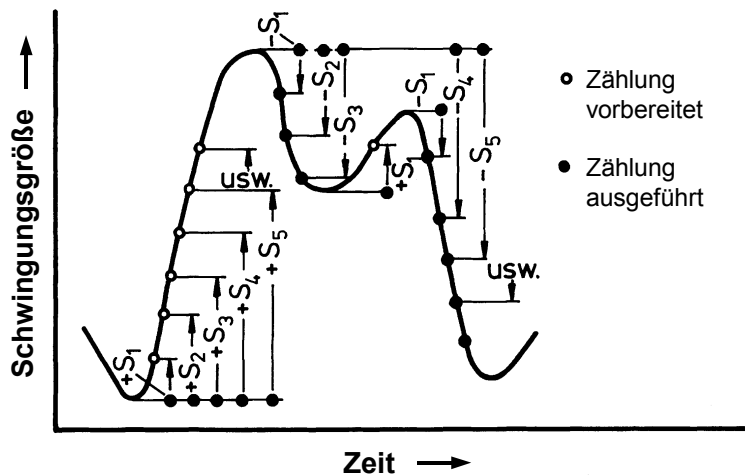
Beim Klassendurchgangsverfahren werden die Häufigkeiten von Klassengrenzüberschreitungen erfasst, wobei nur Veränderungen in Richtung von einer Bezugslinie weg berücksichtigt werden (Bild 2.3). Alle von der Bezugslinie ins Positive gerichteten Durchgänge (positive Überschreitungen) werden in positive Klassen gezählt, die von der Bezugslinie ins Negativ gerichteten Durchgänge werden in negative Klassen gezählt. Das Beanspruchungskollektiv besitzt die Eigenschaften einer Summenhäufigkeit und gibt an, wie oft die Beanspruchungshöhe innerhalb einer betrachteten Betriebszeit eine bestimmte Größe erreicht und übersteigt.



**Bild 2.3:** Klassengrenzüberschreitungsverfahren /HAIBACH02/

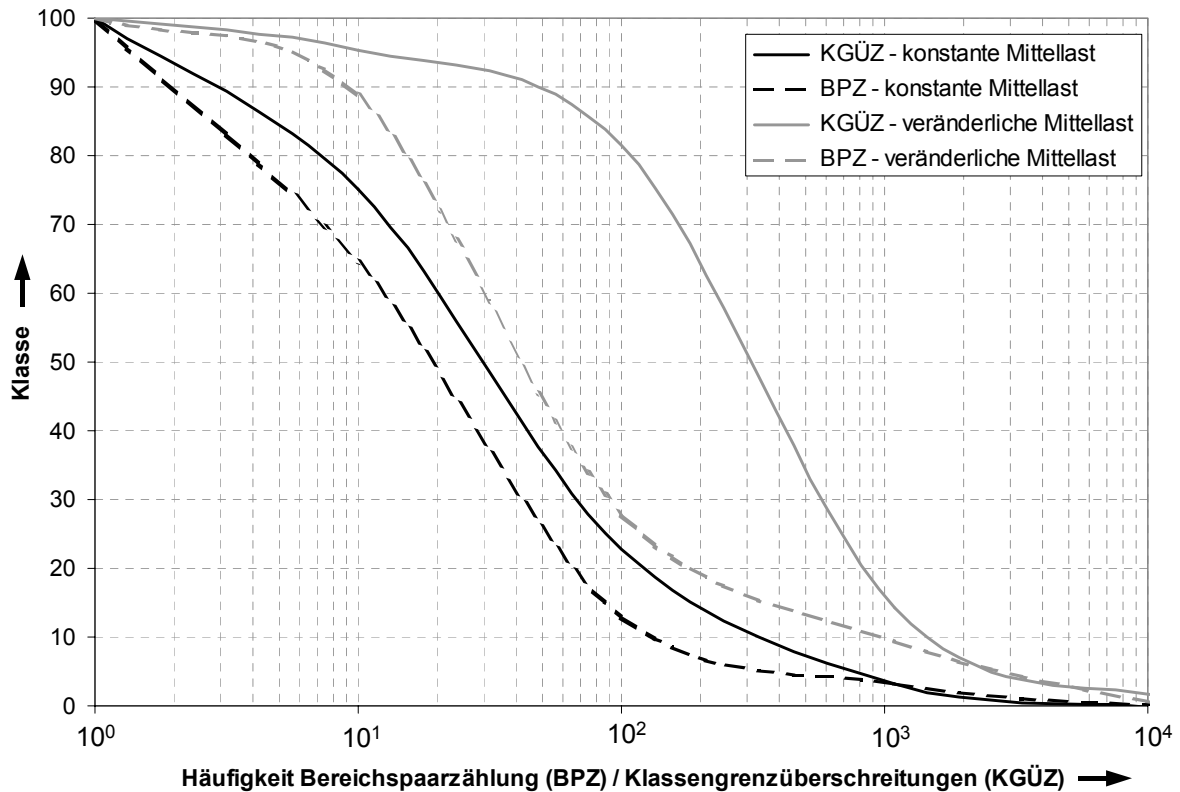
## Bereichspaarzählung

Bei der Bereichspaarzählung, die mitunter auch Spannenpaarzählung genannt wird, werden Bereiche paarweise gezählt. Eine Zählung wird zunächst vorbereitet, indem ein Lastanstieg von bestimmter Größe registriert wird (Bild 2.4).



**Bild 2.4:** Bereichspaarzählung /HAIBACH02/

Wenn ein gleich großer oder größerer Lastabstieg auftritt, wird die Zählung eines Bereichspaares der betrachteten Bereichsklasse ausgeführt. Lastanstieg und -abstieg werden jeweils von Extremwerten aus betrachtet, d. h. es werden von Unterwerten aufwärts positive Bereiche und von Oberwerten abwärts negative Bereiche erfasst. Mit dem Verfahren wird erreicht, dass auch überlagerte Schwingbreiten, die kleine Schwingungen umschließen, erfasst werden. Es werden allerdings keine Mittelwerte erfasst. Wie beispielhaft in Bild 2.5 zu erkennen, kann bei der Gegenüberstellung des Klassengrenzüberschreitungs-kollektivs und des Kollektivs der Bereichspaarzählung auf die Veränderung der Mittellast zurückgeschlossen werden. Schwankt die Mittellast stark, sehen die beiden Kollektive sehr unterschiedlich aus. Sind sich beide Kollektive ähnlich, liegt eine konstante Mittellast vor. Eine stark schwankende Mittellast bedeutet eine höhere Beanspruchung, was durch entsprechende Anpassung der zulässigen Minersumme bei der Lebensdauerberechnung berücksichtigt wird /SONSINO93/.



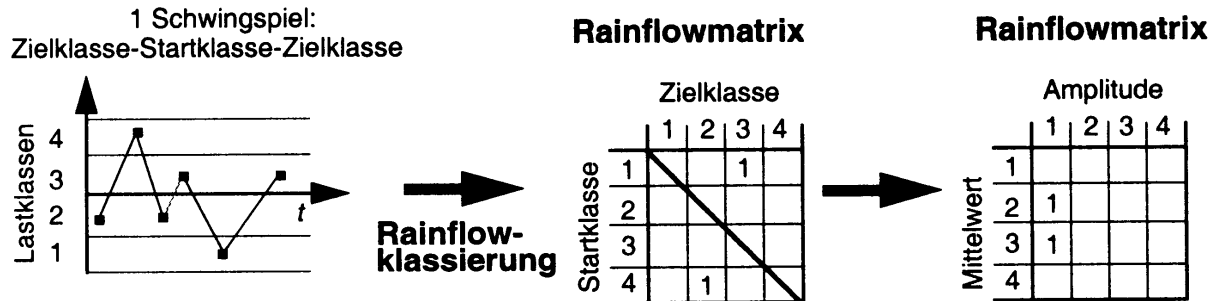
**Bild 2.5:** Gegenüberstellung der Klassengrenzüberschreitungsanzahl und der Bereichspaarzahlungen /HAIBACH02/

### Rainflowzählung

Bei der Rainflow-Zählung lassen sich die einzelnen Geradenabschnitte des Belastungs-Zeit-Verlaufs von links nach rechts als Folge von Schrägrinnen auffassen. Jeder Extremwert wird als Quelle eines Regentropfenstroms angesehen, welcher den durch die Schrägrinnen vorgegebenen Weg zurücklegt.

Die sich entlang des Regentropfenstroms ergebenden geschlossenen Hystereseschleifen werden mit Hilfe der Rainflowzählung, einem zwei-parametrischen Zählalgorithmus, erfasst. Der Algorithmus des Rainflow-Verfahrens stellt jede Hystereseschleife durch zwei Parameter dar, also Höchst- und Tiefstwert oder Amplitude und Mittelwert. Die beim betrachteten Belastungszyklus auftretende Wertespanne für beide Parameter wird in Klassen, meist mit einheitlicher Schrittweite, eingeteilt. Die Hystereseschleifen können nun den einzelnen Klassen zugeordnet und in einer Übergangs- oder Rainflow-Matrix nach ihrer Auftretenshäufigkeit gezählt werden. Die Matrix-Elemente repräsentieren somit

die Anzahl der geschlossenen Hystereseschleifen in der jeweiligen Klasse von Amplitude und Mittelwert oder Höchst- und Tiefstwert. Die „Start-“ und „Zielklasse“ einer Hysterese-Schleife enthält ihre Umkehrpunkte, das heißt, jede geschlossene Hysterese-Schleife startet in ihrer Zielklasse, kehrt in der Startklasse um und endet schließlich wieder in der Zielklasse. Der Regentropfenstrom wird durch eine extremere Schrägrinne oder durch auftreffende Regenströme gestoppt. Wichtig bei der Anwendung der genannten Regel ist ein sukzessives Verfolgen der einzelnen Regentropfenströme. Jeder abgeschlossene Regentropfenstrom repräsentiert einen Schwingungshalbzyklus. Ein Halbzyklus wird also durch einen Anfangspunkt sowie seine Amplitude beschrieben. Zwei bzgl. der Amplitude identische Halbzyklen ergeben einen Vollzyklus. Die Ergebnisse der Auswertung eines Belastungs-Zeit-Verlaufs lassen sich, wie Bild 2.6 zeigt, in Matrixform mit Startklasse, Zielklasse und Häufigkeit darstellen. Zur weiteren Auswertung wird die Startklasse-Zielklasse Matrix in eine Amplituden-Mittelwert Matrix transformiert, in der das Lastkollektiv mit Mittelwerten vorhanden ist /BREMER97/.



**Bild 2.6:** Bildung einer Rainflow-Matrix aus dem Belastungs-Zeit-Verlauf /DÖRR99/

### 2.2.3 Festigkeitshypothesen

Die Schubspannungshypothese nach Tresca (SH) und die Gestaltänderungsenergiehypothese nach von Mises (GEH) stellen für duktile Werkstoffe die am häufigsten angewandten Vergleichsspannungshypothesen dar. Bei spröden Werkstoffen wird meistens die Normalspannungshypothese (NH) angewendet. Bei der NH wird die größte Normalspannung und bei der SH die größte Schubspannung als Vergleichsspannung verwendet. Somit ist die Vergleichs-

spannung eine richtungsabhängige Größe. Bei der GEH ist die Vergleichsspannung hingegen eine skalare Größe und steht mit der Richtung des Versagens (technischer Anriss) nicht in Verbindung.

Diese Hypothesen wurden ursprünglich als Fließ- bzw. Bruchbedingung entwickelt und zunächst nur bei statischer Belastung angewendet /FKM02B/. Bei uniaxialer Beanspruchung, d. h. bei einer Beanspruchung, bei der die zweite Hauptspannung  $\sigma_2$  sowie der Hauptspannungswinkel  $\phi$  null sind, ist für schwingbeanspruchte Bauteilen aus nicht geschweißtem duktilen Werkstoff die SH bzw. die GEH anwendbar. Eine biaxiale Beanspruchung, d. h. eine Beanspruchung mit konstantem Hauptspannungswinkel  $\phi$  und konstantem Hauptspannungsverhältnis  $\sigma_2 / \sigma_1$  kann in eine uniaxiale Beanspruchung überführt werden. Variiert der Hauptspannungswinkel oder das Hauptspannungsverhältnis, spricht man von einer multiaxialen Beanspruchung. Bild 2.7 gibt einen Überblick über verschiedene Beanspruchungsarten.

Fall	$\phi$	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_2/\sigma_1$	Mohrscher Kreis	Struktur
uniaxial	0	variabel	0	0		
biaxial	konstant	variabel	variabel	konstant $-1 \leq \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \leq 1$ und $\sigma_2 \neq 0$		
multiaxial	variabel	variabel	variabel	variabel		

**Bild 2.7:** Uni-, bi- oder multiaxiale Beanspruchung nach /HAIBACH02/

### Lebensdauerabschätzung bei mehrachsiger Betriebsbeanspruchung

Zur Lebensdauerabschätzung bei mehrachsiger Betriebsbeanspruchung ist der Einsatz von Berechnungsprogrammen unumgänglich. Die Lebensdauerberechnung erfolgt auf Basis einer Spannungsanalyse an den kritischen Stellen des



Bauteils. Hierzu kann ein geeignetes FE-Modell oder eine Dehnungsmessung (z. B. mittels DMS-Messung, Spannungsoptik, Laserinterferometrie usw.) eingesetzt werden. Die Lebensdauerberechnung erfolgt in einem anschließenden Berechnungsgang. Hierbei werden mehrachsige Beanspruchungszustände mittels Festigkeitshypothesen bewertet. Eine anschließende Schadensakkumulationsrechnung führt dann zur Lebensdauerprognose.

Eingabedaten für die Lebensdauerberechnung sind die zyklischen Werkstoffdaten und die zeitlich veränderlichen, örtlichen Spannungen/Dehnungen, wobei die zeitliche Zuordnung der Spannungskomponenten zueinander und die Schwingungsform eine wichtige Rolle spielen. Dadurch können je nach Beanspruchung große Datenmengen entstehen. Beim proportionalen Fall hat die Schwingungsform keine Bedeutung, da die Maxima zeitgleich auftreten. Im Allgemeinen wird der ebene Spannungszustand an der freien Oberfläche betrachtet. Für den allgemeinen Beanspruchungsfall ergeben sich drei voneinander unabhängige Spannungszeitverläufe ( $\sigma_x(t)$ ,  $\sigma_y(t)$ ,  $\tau_{xy}(t)$ ) mit veränderlichen Amplituden, Mittelspannungen, Phasen und Frequenzen.

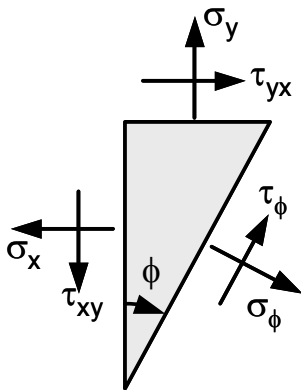
Das Auffinden der kritischsten Stelle ist dabei nicht trivial, da die Orte der größten Schädigung nicht mit denen der größten Spannung zusammenfallen müssen.

Die verbreitetsten Hypothesen zur Beurteilung der Mehrachsigkeit sind lokale schnittebenenbezogene Hypothesen. Sie basieren auf der Ermittlung der örtlichen Beanspruchungsgrößen (Dehnungen, Spannungen) an der zu berechnenden kritischen Stelle des Bauteils (Volumenelement, Knoten am FE-Modell, DMS-Messstelle). Formale Voraussetzung für eine Festigkeitshypothese ist bei veränderlicher Hauptspannungsrichtung, dass die zu berechnende Vergleichsgröße unabhängig vom körperfesten und vom Hauptspannungskordinatensystem ist. Diese formalen Voraussetzungen können durch die Berücksichtigung der Beanspruchungsgrößen und damit der Schadenssummen in allen Schnittebenen erfüllt werden. Zwei Hauptgruppen von Festigkeitshypothesen können nach folgenden Versagenskriterien unterschieden werden /FKM02B/:

- Verfahren der kritischen Schnittebene (Critical Plane Approach):  
Der zum Versagen führende Anriss erfolgt in der Schnittebene des Volumenelementes mit maximaler Schadenssumme.
- Verfahren der integralen Anstrengung /ZENNER80/ (Integral Approach):  
Lebensdauerbestimmend ist das Integral der Schadenssummen in allen Schnittebenen des Volumenelementes.

### Verfahren der kritischen Schnittebene

Das Verfahren der kritischen Schnittebene ist weit verbreitet und wird im folgenden genauer beschrieben. Zur Erläuterung wird entsprechend Bild 2.8 ein kleines Element betrachtet, das einen ebenen Spannungszustand aufweist. Die Beschränkung auf diesen ebenen Spannungszustand kann erfolgen, da Ermüdungsschäden in der Regel von der Oberfläche ausgehen.



**Bild 2.8:** Kräftegleichgewicht an einem Dreieckselement

Betrachtet man das unter dem Winkel  $\phi$  geschnittene Flächenelement mit einem ebenen Spannungszustand (Bild 2.8), so ergeben sich aus der Forderung nach Kräftegleichgewicht die folgenden Spannungen in der unter dem Winkel  $\phi$  geneigten Fläche:

$$\sigma_{\phi} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cos(2\phi) - \tau_{xy} \cdot \sin(2\phi) \quad (2.5)$$

$$\tau_{\phi} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin(2\phi) + \tau_{xy} \cdot \cos(2\phi) \quad (2.6)$$

Der Grundgedanke des Verfahrens der kritischen Schnittebene besteht darin, dass man für eine endliche Anzahl (12 bis maximal 36) von Schnittebenen eines betrachteten Punktes je eine schädigungsrelevante Spannung, die als Vergleichsspannung bezeichnet wird, aus den Spannungen  $\sigma_{\phi}$  und  $\tau_{\phi}$  für jeden Zeitschritt berechnet.

Es wird mit der so definierten Vergleichsspannung für jede Schnittebene eine Rainflow-Zählung der Vergleichsspannung durchgeführt und daraus die Schadenssumme bestimmt. Für jede Ebene ergibt sich dann eine Schadenssumme, wobei die Ebene mit der größten Schadenssumme die kritische und damit die maßgebliche ist.

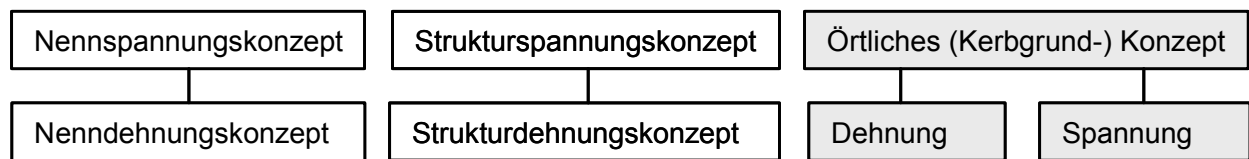
Die mehraxiale Lebensdauerberechnung erfolgt also für alle Berechnungen nach folgenden Schritten:

1. Ermittlung des örtlich mehrachsigen Spannungszustandes mit den zugehörigen zeitlichen Verläufen der Spannungskomponenten des allgemeinen ebenen Spannungszustandes.
2. Berechnung der Spannungskomponenten in den Schnittebenen.
3. Anwendung einer Festigkeitshypothese in den Schnittebenen durch Berücksichtigung der Beanspruchungskomponenten zur Ermittlung einer Vergleichsgröße.
4. Zählung der Schwingspiele der Vergleichsgröße, wobei die Definition eines Schwingspiels bei nichtproportionaler Beanspruchung ein Problem darstellt.
5. Schadensakkumulationsrechnung gegen eine geeignete Wöhlerlinie (linear nach Miner) und Ermittlung der Schadenssumme  $D$  in jeder Schnittebene.
6. Bewertung der Schadenssummen.
7. Ausgabe einer Lebensdauer, bzw. Anzahl von Wiederholungen des Zeitverlaufs.

Bei veränderlicher Hauptspannungsrichtung geben die SH und die GEH das tatsächliche Schwingfestigkeitsverhalten oft nicht richtig wieder. Verschiedene richtungsbezogene Modifikationen decken in der Regel nur Einzelfälle ab. Eine allgemein brauchbare Hypothese liegt aufgrund der Komplexität bisher nicht vor /FKM02B/.

Bei Guss- und Sinterwerkstoffen, die gegenüber Bau- und Vergütungsstählen wenig duktil sind, weisen Ergebnisse darauf hin, dass im nicht geschweißten Zustand die NH auch für veränderliche Hauptspannungsrichtungen zugrunde gelegt werden kann.

Bild 2.9 gibt einen Überblick über Bemessungskonzepte der Betriebsfestigkeit nach /SEEGER96/. Das Nennspannungs- / -dehnungskonzept sowie das Strukturspannungs- / -dehnungskonzept eignen sich nur für uniaxiale und biaxiale Beanspruchung. Die örtlichen Konzepte lassen sich sowohl für uni-, als auch bi- und multiaxiale Beanspruchung verwenden.



**Bild 2.9:** Bemessungskonzepte der Betriebsfestigkeit /SEEGER96/

Im Folgenden werden die Konzepte kurz erläutert. Ferner wird gezeigt, warum die örtlichen Konzepte für Gehäuseuntersuchungen geeignet sind.

### 2.2.3.1 Nennspannungs- / -dehnungskonzept

Das Nennspannungskonzept ist das am häufigsten angewandte Verfahren zur rechnerischen Ermittlung der Lebensdauer. Es setzt voraus, dass eine Nennspannung bestimmt werden kann. Für Bauteile, die eine vergleichsweise einfache Geometrie aufweisen, wie z. B. Wellen, kann die Bestimmung einer Nennspannung aufgrund einer Grundbeanspruchung relativ einfach erfolgen. Die Wöhlerlinien geben einen Zusammenhang zwischen der Anzahl der Zyklen  $N$  bis zum Bruch und der Nennspannungsamplitude bei einer bestimmten Ausfallwahrscheinlichkeit an. Üblicherweise werden die Wöhlerlinien für eine

Ausfallwahrscheinlichkeit von 50 % bei Wechsellast angegeben. Sie gelten normalerweise für jeweils ein Bauteil, so dass u. a. folgende Bauteilparameter in diese Wöhlerlinie eingehen:

- Materialdaten
- Formfaktor
- Herstellverfahren
- Oberfläche des Bauteils

Da neben den Materialeigenschaften diese Parameter einen sehr starken Einfluss haben, muss beim Nennspannungskonzept immer von einer Bauteilwöhlerlinie gesprochen werden.

Folglich gibt es für jedes Bauteil eine individuelle Wöhlerlinie. Verschiedene Bauteile, die aus demselben Material bestehen, weisen unterschiedliche Bauteilwöhlerlinien auf. Daher wird bei der Arbeit nach dem Nennspannungskonzept eine Vielzahl von Wöhlerlinien entsprechend der Zahl der verschiedenen Bauteile vorliegen. Die Verwendung des Nennspannungskonzeptes hat eine lange Tradition und somit existieren eine Vielzahl von Erfahrungen und Veröffentlichungen. Die Bestimmung der Bauteilwöhlerlinie erweist sich als sehr aufwendig; sie kann am genauesten experimentell geschehen, aber auch mit Hilfe eines Wöhlerliniengenerators.

Für komplexe Bauteile wie z. B. ein Getriebegehäuse ist es jedoch fast nicht möglich, eine Nennspannung zu definieren. In /WENDER91/ werden Formfaktoren für unterschiedliche Gehäusezapfen sowie Bohrungen und Beanspruchungen (Biegung und Schub) definiert. Da an entsprechenden Stellen am Getriebegehäuse jedoch meist eine unbekannt Kombination der Beanspruchungen vorliegt, eignet sich das Nennspannungskonzept nicht für die Ermittlung der Lebensdauer von Getriebegehäusen. Das Nenndeckungskonzept erweist sich aus denselben Gründen als ungeeignet.

### **2.2.3.2 Strukturspannungs- / -dehnungskonzept**

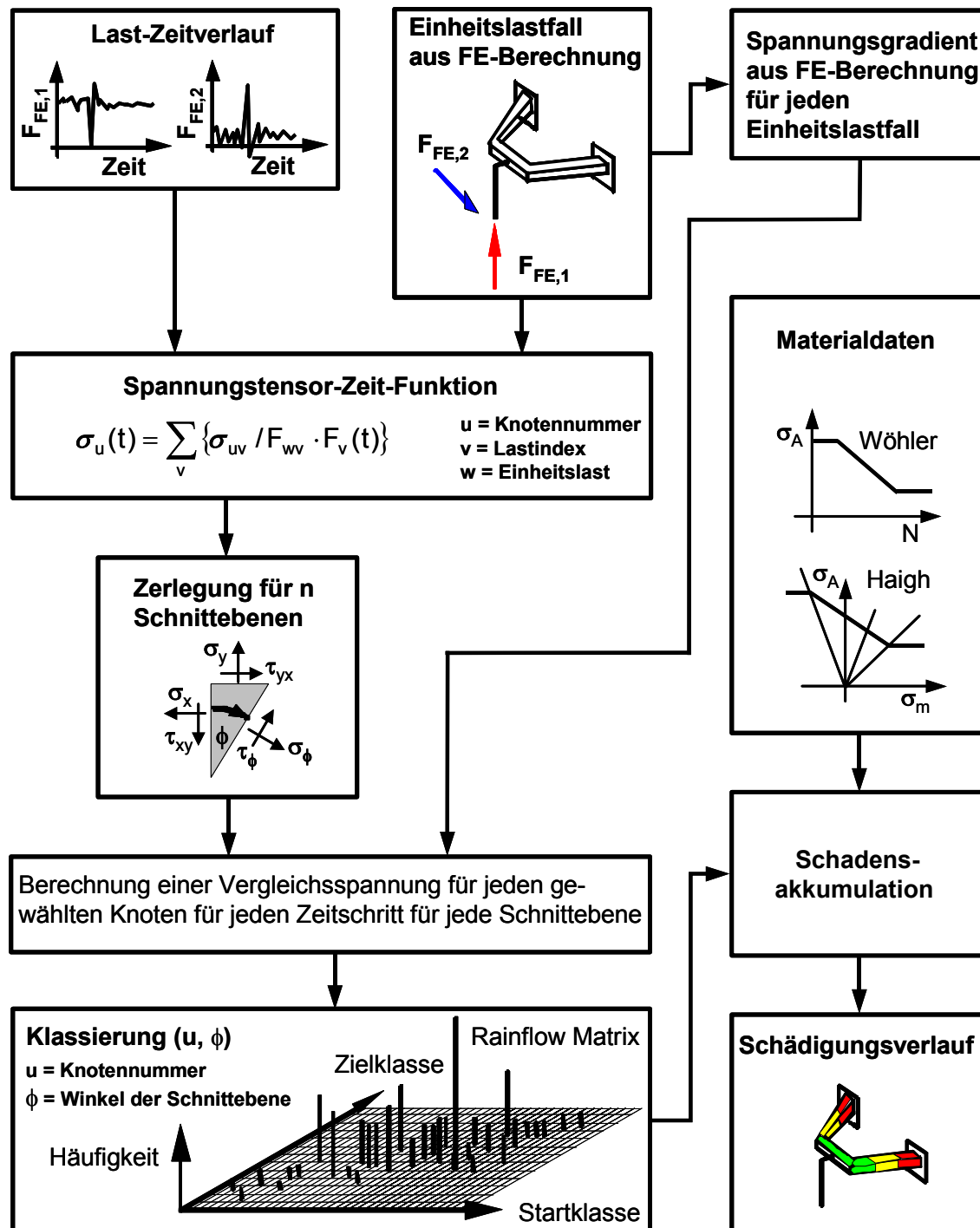
Strukturkonzepte kommen überwiegend bei Schweißkonstruktionen zum Einsatz. Hierbei wird ebenfalls ausgehend von einer Nennspannung über

Faktoren die örtliche Spannung ermittelt. Die Strukturkonzepte eignen sich aufgrund der Geometriekomplexität und den damit verbundenen Schwierigkeiten bei der Ermittlung einer Nennspannung nicht für die Lebensdauerberechnung von Getriebegehäusen.

### **2.2.3.3 Örtliches Spannungs- / Dehnungskonzept**

Basierend auf FE-Ergebnissen bzw. Messungen kann die Betriebsfestigkeit komplexer Bauteile berechnet werden. Bild 2.10 gibt einen Überblick über den Ablauf bei der Berechnung multiaxialer Probleme mittels FE mit dem örtlichen Spannungskonzept.

Die im Betrieb auftretende Belastung stellt meist eine Kombination zeitlich veränderlicher Einzelbelastungen dar. Die Last-Zeitverläufe der Einzelbelastungen werden durch Messung im Betrieb bzw. Simulation ermittelt. Die Beanspruchungen infolge der Einzellasten werden durch Modellierung der Geometrie und Abbildung der Einzellasten im Modell bestimmt. Die Einzellasten müssen bzgl. Angriffspunkt und Wirklinie mit der äußeren Belastung übereinstimmen. Für jeden Lastfall wird der Spannungszustand der Struktur bestimmt.



**Bild 2.10:** Schematischer Ablauf bei der Berechnung multiaxialer Probleme mittels FE mit dem örtlichen Spannungskonzept

Durch Linearkombination der Spannungstensoren der Einzellasten mit den entsprechenden Lasten ergibt sich die Spannungstensor-Zeit-Funktion. Somit ist an jeder Stelle der Struktur der linearelastische Spannungszustand in Form des Spannungstensors zu jedem Zeitpunkt bekannt. An der freien Bauteiloberfläche liegt ein ebener Spannungszustand vor, da hier die dritte Hauptspannung null

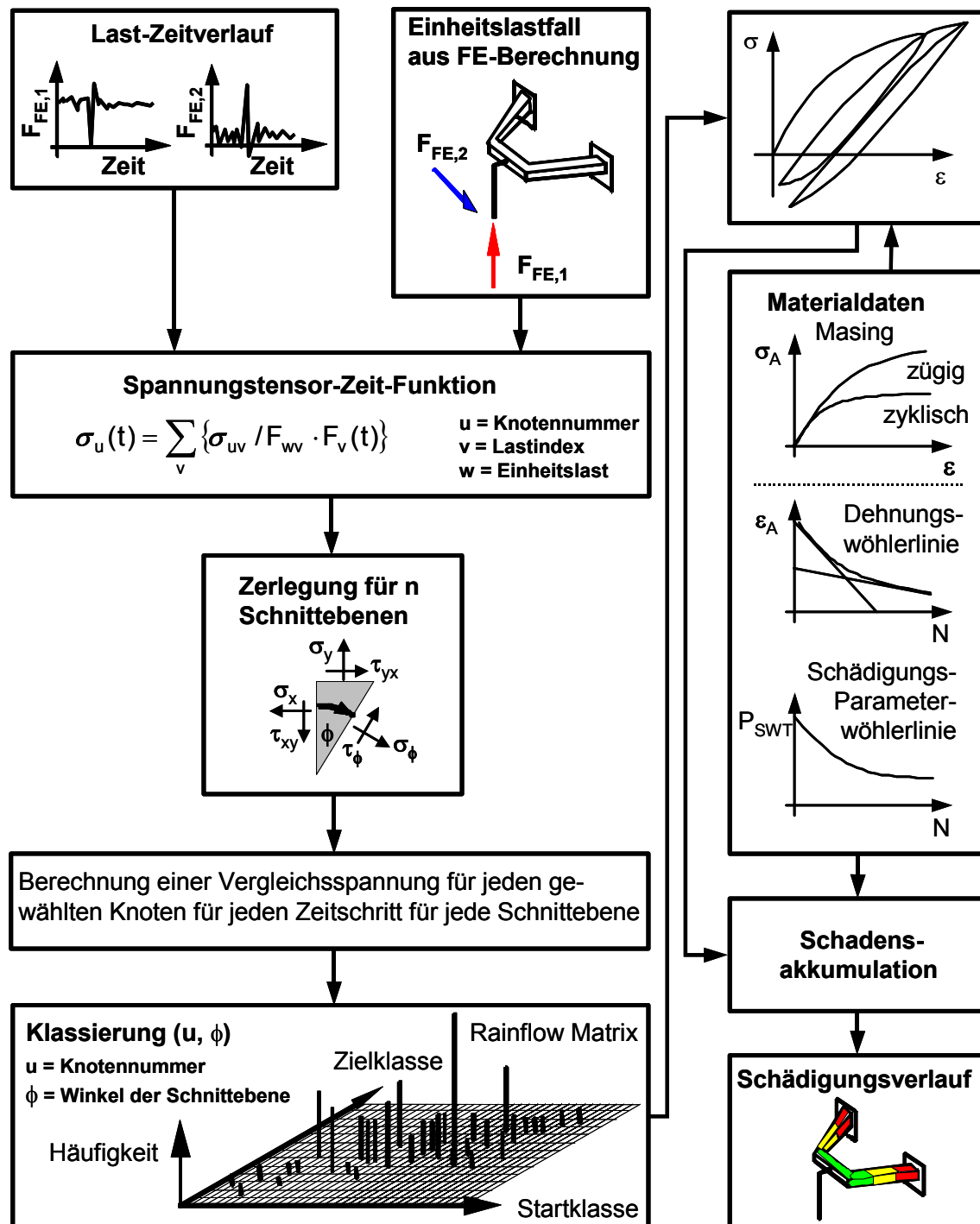
wird. Mit der Methode der kritischen Schnittebene wird die Vergleichsspannung in einer bestimmten Anzahl von Schnittebenen für jeden Zeitschritt und jede Schnittebene bestimmt. Somit wird die Ebene mit der größten Schädigung an jeder Stelle bestimmt.

Die Rainflow-Klassierung ermittelt aus einer Beanspruchungs-Zeit-Funktion die für die Schädigung des Werkstoffes relevanten Anteile. Das sind die geschlossenen Hystereseschleifen im Werkstoff. Wesentlich ist dabei, dass für die Werkstoffschädigung nur die Folge der relativen Maxima des auftretenden Spannungsverlaufs wirksam sind, so dass bei einer Rainflow-Zählung nur diese berücksichtigt werden. Die Hysterese oder auch Rückstellbreite filtert kleine Schwingungen um die Klassengrenze herum aus. Beim Einsatz der Hysterese wird ein Maximum nur gezählt, wenn es um die Breite der Hysterese über oder unterhalb des vorangegangenen Maximums liegt.

Beim örtlichen Spannungskonzept wird das Werkstoffverhalten durch die Wöhlerlinie und das Haigh-Diagramm beschrieben (Bild 2.10). Die Schädigung an jedem gewählten Oberflächenknoten wird berechnet und kann über einen entsprechenden Post-Prozessor visualisiert werden.

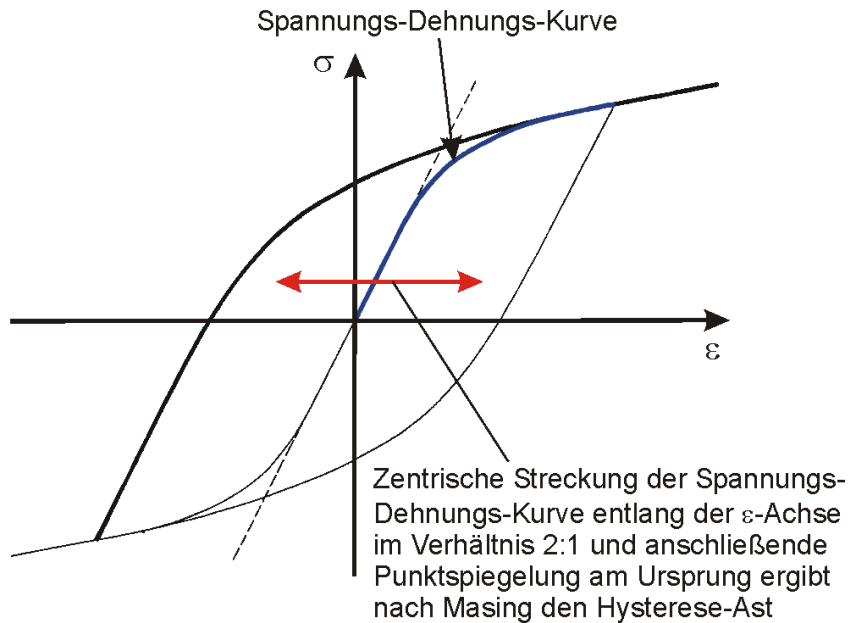
Das örtliche Konzept berücksichtigt das Werkstoffgedächtnis und den sich daraus ergebenden Spannungs-Dehnungs-Pfad (Bild 2.11), d. h. den Verlauf der Spannung in Abhängigkeit der Dehnung bei plastischer Verformung. Unter Berücksichtigung des zyklischen Werkstoffverhaltens werden die einzelnen Hysteresen erzeugt. Hierbei wird zyklisches Werkstoffverhalten, d. h. eine sich nicht ändernde zyklische Spannungs-Dehnungs-Kurve vorausgesetzt.





**Bild 2.11:** Schematischer Ablauf bei der Berechnung multiaxialer Probleme mittels FE mit dem örtlichen Dehnungskonzept

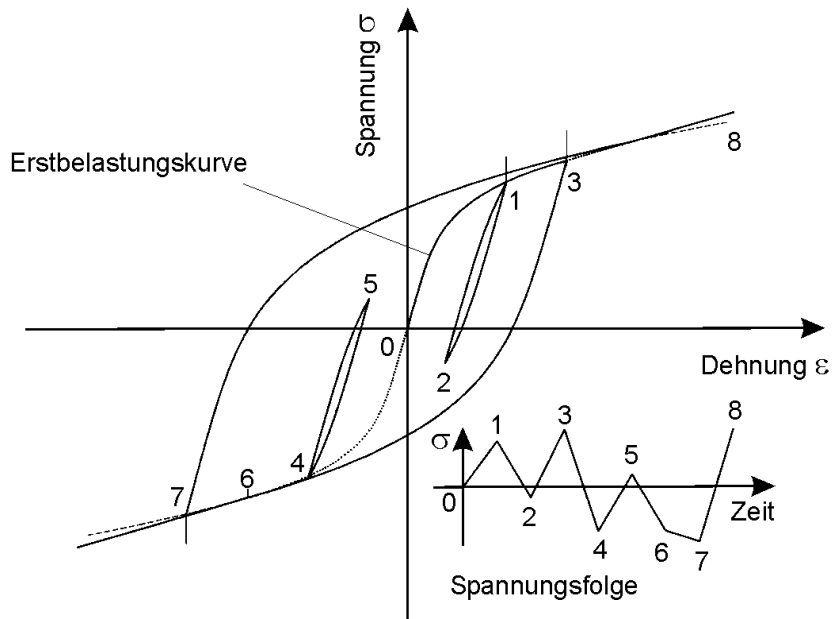
Die Masing-Hypothese besagt, dass sich die Form eines Hysterese-Astes aus der Form der zyklisch stabilen Spannungs-Dehnungs-Kurve bestimmen lässt, indem diese in Dehnungs-Richtung im Verhältnis 2:1 zentrisch gestreckt und danach am Ursprung punktgespiegelt wird (Bild 2.12).



**Bild 2.12:** Erweiterung der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve gemäß der Masing-Hypothese /HAIBACH02/

Die Gesetze des Werkstoffgedächtnisses ermöglichen die Konstruktion des Spannungs-Dehnungs-Pfads bei zeitlich veränderlicher Belastung. Sie lassen sich wie folgt darstellen (Bild 2.13):

- Bei Erstbelastung des Werkstoffs gilt die zyklische Spannungs-Dehnungs-Kurve als Spannungs-Dehnungs-Pfad (Pfad 0-1)
- Nach dem Schließen einer Hystereseschleife, die auf der Erstbelastungskurve begonnen wurde (Pfad 1-2-1), verläuft der Spannungs-Dehnungs-Pfad weiter auf der Erstbelastungskurve (Pfad 1-3)
- Nach dem Schließen einer Hystereseschleife, die auf einem Schleifenast begonnen wurde (Pfad 4-5-4), folgt der Spannungs-Dehnungs-Pfad wieder diesem Schleifenast (Pfad 3-4-6).
- Ein auf der Erstbelastungskurve begonnener Hysterese-Schleifenast (Pfad 3-4-6) endet, wenn der Spiegelpunkt 6 seines Startpunktes 3 im gegenüberliegenden Quadranten erreicht ist. Dann setzt sich der Spannungs-Dehnungs-Pfad auf der Erstbelastungskurve fort (Pfad 6-7).

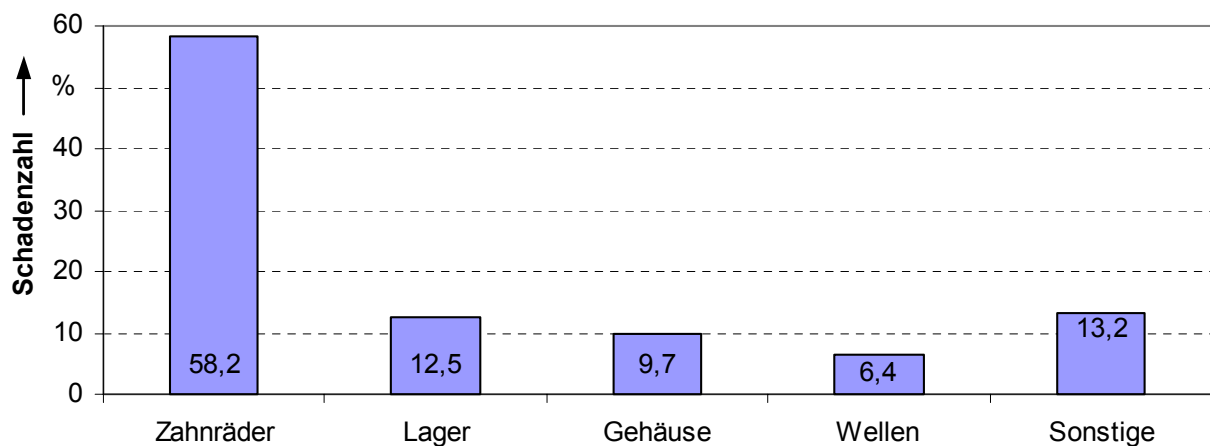


**Bild 2.13:** Veranschaulichung der Gesetze des Werkstoffgedächtnisses  
/HAIBACH02/

Über die Dehnungswöhlerlinie und die Schädigungsparameter-Wöhlerlinie wird die Schädigung berechnet.

#### 2.2.4 Betriebsfestigkeit von Getrieben

Getriebe fallen aufgrund unterschiedlicher Ursachen aus. Bild 2.14 gibt einen Überblick über die Schadenstellen bei stationären Getrieben.



**Bild 2.14:** Überblick über Ursachen von Getriebeausfällen nach /ALLIANZ76/

Die meisten Getriebe versagen infolge Zahnradschäden. Knapp 10 % der Getriebe versagen infolge Gehäuseschäden. Die Lebensdauer von Maschinenelementen wie z. B. Wellen und Zahnrädern kann bei bekannter Belastung mit einer relativ hohen Genauigkeit rechnerisch ermittelt werden.

/KÜCÜKAY90/ führt aufbauend auf Simulations- und Messdaten Festigkeits- und Lebensdauerberechnungen an Zahnrädern von Pkw-Getrieben durch. Der Kundentyp bei Fahrzeugen dient der Beschreibung der Anteile an Fahrten, die ein Fahrer auf Autobahnen, Landstraßen, in der Stadt oder auf bergiger Strecke zurücklegt. Zur Ermittlung des Kundentyps wurden Kundenbefragungen durchgeführt. Die Erkenntnisse mündeten in fahrerspezifischen Belastungskollektiven.

Bei komplexen Bauteilen unter multiaxialer Belastung kann der kritische Ort des Versagens rechnerisch zuverlässig bestimmt werden. Die absolute Lebensdauer solcher Bauteile ist zum gegenwärtigen Stand der Technik nur mit unbefriedigender Genauigkeit zu bestimmen /FKM02B/.

/SONSINO93/ ermittelt experimentell die Beanspruchung an sandgegossenen Bahngetriebegehäusen aus G-ALSi10Mg(Cu)wa. Da sich die Belastungen im Wesentlichen auf Zahnkräfte sowie Stöße aufgrund von Schienenunebenheiten zurückführen lassen, ist eine rechnerische Bestimmung der Beanspruchung nicht möglich. An schadhafte Gehäusen wurde ein Porositätsgrad  $P$  von 8 – 10 nach /ASTM155/ ermittelt. Die zulässige Minersumme wurde mit  $D_{zul} = 0,5$  angesetzt. Die rechnerische Laufzeit von 1,4 Jahren stimmte mit beobachteten Betriebsdauern von 1,6 Jahren gut überein.

/EICHSLIEDER00/ berechnet die Lebensdauer an einem Getriebegehäuse. Mit Mehrkörpersimulationsprogrammen werden die Belastungen des Gehäuses ermittelt und die daraus resultierenden linearelastischen Beanspruchungen am Gehäuse mittels FE berechnet.

/STEINER02/ bestimmt die Schädigung an einem Verteilergetriebegehäuse aus Magnesium. Das Getriebeeingangsmoment wurde als pulsierende Belastung aufgebracht. Des Weiteren wurde das Gehäuse eines stufenlosen Getriebes mit

zwei multiaxialen Belastungen untersucht und der kritische Ort des Versagens ermittelt.

Bei komplexen Bauteilen wie Getriebegehäusen wird z. B. durch den Einsatz der Methode der Finiten Elemente ermöglicht, die Beanspruchungen aufgrund von Belastungen rechnerisch zu bestimmen.

### **2.3 Einordnung der Arbeit in den Stand der Forschung und Technik**

Die Lebensdauer von Bauteilen beschäftigt Ingenieure seit Jahrzehnten. Die Lebensdauer von Maschinenelementen wie z. B. Wellen und Zahnrädern kann bei bekannter Belastung mit einer relativ hohen Genauigkeit rechnerisch ermittelt werden. Die Vorgehensweise für den Festigkeitsnachweis dieser Bauteile ist entsprechenden Normwerken /DIN743\_00, DIN3990\_87, FKM02A/ zu entnehmen.

In der vorliegenden Arbeit wird die Betriebsfestigkeit eines Bus-Automatgetriebegehäuses untersucht. Für die rechnerische Bestimmung der Lebensdauer werden zunächst die Beanspruchungen mit FE-Berechnungen ermittelt. Die Belastungen werden mit Antriebsstrangsimulationen bestimmt. Bei dieser Arbeit wurden dem Stand der Forschung entsprechende Methoden der Betriebsfestigkeit eingesetzt /FKM02B/. Da die Rechenzeit bei der Bestimmung der Lebensdauer von komplexen Bauteilen nicht unerheblich ist, wurden Methoden zur Rechenzeitoptimierung entwickelt /KLEY02/, die in Kapitel 5.4.2 näher erläutert werden.

Für Omnibusse, die im Gegensatz zu anderen Fahrzeugarten einen speziellen Fahrzyklus aufweisen, liegen unzureichende Erkenntnisse über den Einfluss der Beladung und der Antriebsstrangkonfiguration auf die Getriebelebensdauer vor. Im Unterschied zu Pkws wird der Fahrzyklus bei Bussen durch eine geringere Höchstgeschwindigkeit und eine evtl. wesentlich höhere Anzahl an Anfahrvorgängen gekennzeichnet. Des Weiteren werden Busgetriebe in viele verschiedene Bustypen eingebaut, wodurch sich im Gegensatz zu Pkws eine größere Vielfalt an Antriebsstrangkonfigurationen ergibt /SCHWAB94/. Bei Pkws

beeinflusst der Kundentyp wesentlich die Belastung des Antriebsstrangs. Bei Bussen wird der Anteil an Fahrten auf einer bestimmten Strecke vom Busunternehmen bzw. vom Verkehrsverbund festgelegt. Busfahrer unterscheiden sich im Fahrverhalten viel geringer als Pkw-Fahrer.

Aufgrund der Vielzahl an unterschiedlichen Getrieben verschiedener Hersteller sollen gemeinsame Charakteristiken, die vor allem Einfluss auf die Entwicklung neuer Getriebe haben, gefunden werden. Durch die Entwicklung des Prinzipgehäuses und gleichzeitiger Untersuchung des Voith-Getriebegehäuses können prinzipiell kritische und unkritische Bereiche von Automatgetriebegehäusen bestimmt werden.

Das mögliche Einsatzspektrum von Bus-Automatgetrieben soll zunächst relativ vollständig erfasst werden. Aufbauend auf der Untersuchung verschiedener nationaler und internationaler Fahr- und Testzyklen werden im weiteren Verlauf der Arbeit unterschiedliche Kenngrößen der Zyklen wie z. B. Durchschnittsgeschwindigkeit, Anzahl an Stopps, Verbrauch usw. analysiert. Zudem werden weitere Parameter wie Beladung und Steigung auf bestimmten Strecken variiert. Die Lebensdauer des Gehäuses wird für all diese Zyklen ermittelt und im Zusammenhang mit den verschiedensten Parametern eines Zyklus untersucht. Bei vielen Lebensdauerabschätzungen wird oft nur ein Belastungs- oder gar ein Beanspruchungskollektiv betrachtet. Wenn mehrere Kollektive in Betracht gezogen werden, kann geprüft werden, welches Kollektiv das kritischste darstellt und dieses für neue Bauteildimensionierungen herangezogen werden. Durch die genaue Analyse der verschiedensten Fahrparameter im Zusammenhang mit der Bauteilbeanspruchung sollen die schädigungsverursachenden Fahrparameter herausgearbeitet werden. Des Weiteren werden unkritischere Einflussgrößen erkannt. Der Aufschluss über den Zusammenhang zwischen Fahrparametern ermöglicht die Entwicklung kritischer Belastungszyklen, mit denen zeit- und kostensparend zukünftige Lebensdauerberechnungen durchgeführt werden können. Weiterhin ermöglichen entsprechende kritische Belastungszyklen eine effizientere Bauteiloptimierung sowie kürzere Versuchszeiten. Zudem bietet die Erkenntnis der lebensdauerkritischen bzw. lebensdauerunkritischen Fahrparameter eine Einschätzung bzgl. der Belastung neuer Einsatzbereiche und Fahrzyklen.

### 3 Bus-Automatgetriebegehäuse

Die Stückzahlen von Nutzfahrzeuggetrieben sind geringer als im Pkw-Bereich. Im Nutzfahrzeugbereich werden Automatgetriebe überwiegend in Stadtbussen eingesetzt. Zunächst soll ein Überblick über die Gestaltung von Bus-Automatgetrieben und die Werkstoffe gegeben werden. Zum besseren Verständnis der Belastungen und Anforderungen an das Getriebe wird auf den Einsatz der Busse und den Antriebsstrang eingegangen.

#### 3.1 Gestaltung von Bus-Automatgetriebegehäusen

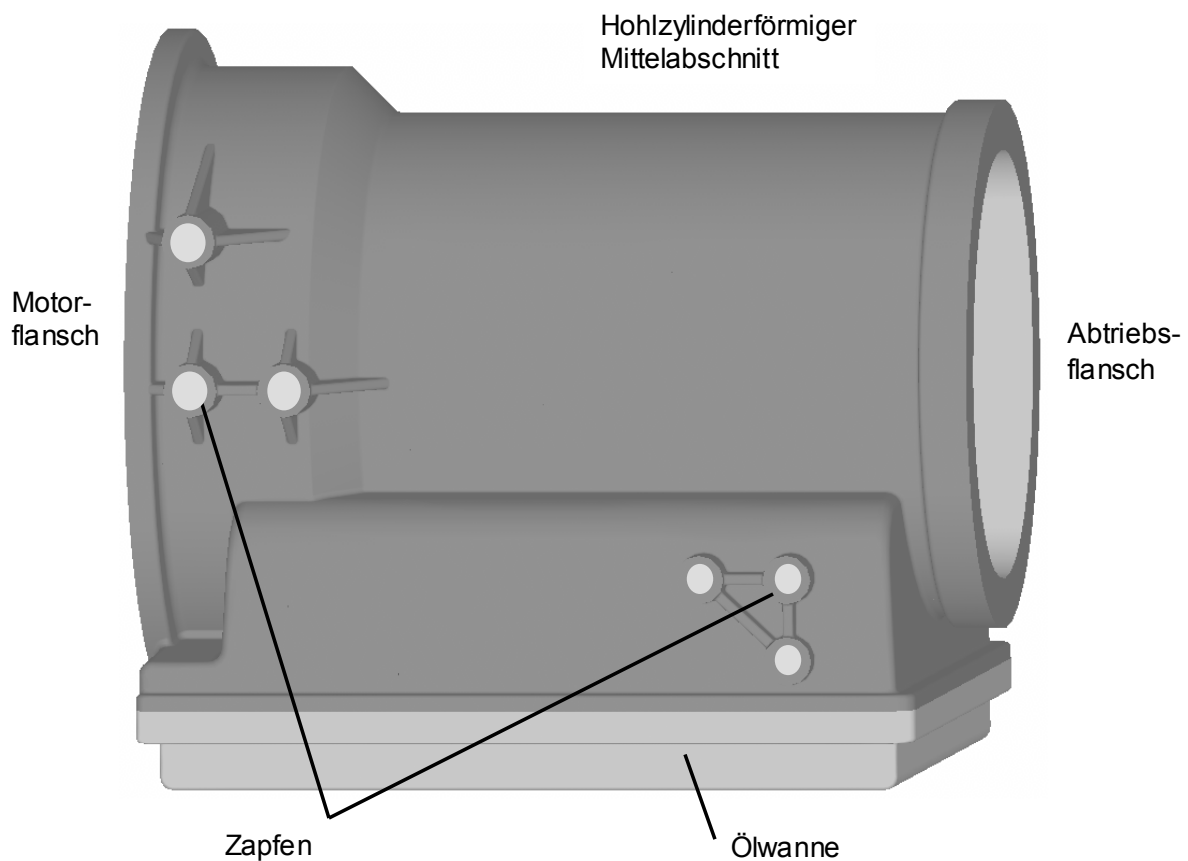
In Automatgetrieben werden zur Momentenübertragung Planetengetriebe eingesetzt. Bei Planetengetrieben sind alle Komponenten koaxial um eine gemeinsame, zentrale Bezugsachse angeordnet. Die Bezugsachse wird durch die An- und Abtriebswelle des Planetengetriebes festgelegt. Alle übrigen beweglichen Komponenten rotieren um diese Bezugsachse. Dadurch bauen Automatikgetriebe sehr kompakt und platzsparend.

Zur Ermittlung der wesentlichen Gestaltungsmerkmale wurden aufbauend auf den Untersuchungen von /BRAIG00/ Gehäuse von Automatgetrieben betrachtet, die in erster Linie in Bussen eingesetzt werden. Daraus wurde der in Bild 3.1 dargestellte Aufbau eines sogenannten Prinzipgehäuses abgeleitet.

Der mittlere Gehäuseabschnitt der Automatgetriebe, der die Planetenstufen überdeckt, ist üblicherweise wie ein Hohlzylinder bzw. rotationssymmetrisch aufgebaut. Dies ist in Bild 3.1 zu erkennen. An den mittleren Gehäuseabschnitt schließt sich in Richtung der Antriebsseite des Gehäuses ein glockenförmiger oder auch ein hohlkegelförmiger Abschnitt an, der einen deutlich größeren Durchmesser aufweist. Dieser Abschnitt dient der Aufnahme des hydraulischen Wandlers sowie der evtl. vorhandenen Überbrückungskupplung (Lock-Up Clutch). An der Antriebsseite wird der Flansch meist entsprechend den SAE-Anbauflanschen der Motoren ausgeführt.

Ein Automatgetriebe wird in der Regel über hydraulisch betätigte Lamellenkupplungen und Lamellenbremsen geschaltet. Die dazu erforderlichen

Hydraulikaggregate wie Steuerblock, Ölfilter, Ölpumpe usw. sind im Ölwanneunterbau untergebracht. Den Ölwanneunterbau kann man sich als eine nach außen hin gesehen in etwa quaderförmige Schalenstruktur mit mehr oder weniger starken Verwinkelungen vorstellen, die an der Gehäuseunterseite mit dem rotationssymmetrischen Abschnitt des Zentralgehäuses angeschlossen ist. Im Ölwanneunterbau sind außer den hydraulischen Schaltungselementen auch sämtliche Aggregate zur Schmierung des Getriebes untergebracht. Zur Montage der einzelnen Aggregate kann die Ölwanne, die als Deckel gestaltet ist, vom Ölwanneunterbau abgenommen werden. Die Verbindungen zwischen rotationssymmetrischem Abschnitt und Ölwanneunterbau werden durch verschiedene Durchbrüche hergestellt.



**Bild 3.1:** Prinzipgehäuse mit Ölwanne

Ein weiteres, aber sehr wichtiges gemeinsames Merkmal aller Automatgetriebegehäuse sind die Zapfen zur Aufnahme des Getriebes im Fahrzeugrahmen. In der Regel werden Automatikgetriebegehäuse mit Aufnahmezapfen an den



Seiten des Gehäuses versehen. Die Aufnahmezapfen sind zur Versteifung oft unterschiedlich stark verrippt.

Um das Getriebe an die verschiedensten Anwendungen und Einbausituationen der Fahrzeughersteller anpassen zu können, wird der Abtriebsdeckel, der noch weitere nachgeschaltete Getriebestufen enthalten kann - wie z. B. eine Kegelradstufe bei einem Winkelabtrieb - in verschiedenen Varianten gebaut.

Hier sind noch einmal die wesentlichen Merkmale des Prinzipgehäuses im Überblick aufgelistet:

- hohlzylinderförmiger Mittelabschnitt
- glocken- oder hohlkegelförmiger Wandlerabschnitt auf der Antriebsseite
- Flansche für Motor und Abtriebsdeckel
- quaderförmiger Schalenunterbau für die Ölwanne
- mehr oder weniger stark verrippte Zapfen an den Gehäuseseiten als Flansche zum Fahrzeugrahmen.

Diese Merkmale wurden für die Konstruktion des Prinzipgehäuses verwendet. Es soll ohne Beschränkung der Allgemeinheit als Vergleichsmodell für andere Automatgetriebegehäuse dienen. Somit steht ein Getriebegehäuse mit allgemeinen Merkmalen zur Verfügung, das für allgemeingültige Studien eingesetzt werden kann. Die Ergebnisse der Untersuchungen am Prinzipgehäuse können auch auf andere Gehäuse mit ähnlichem Aussehen übertragen werden. Aus diesem Grunde ist das hier verwendete Prinzipgehäuse sehr stark abstrahiert worden.

### **3.2 Werkstoffe von Bus-Automatgetriebegehäusen**

Die Gehäuse werden aus Aluminiumlegierungen gegossen. Entsprechend der Stückzahlen kommen Kokillenguss oder Druckguss zum Einsatz. Bei Druckguss können geringere Wandstärken realisiert werden, was sich in einer Material- und Gewichtersparnis niederschlägt. Das untersuchte Voith-Gehäuse wird zunächst in Sand aus G- $\text{AlSi10Mg(Cu)}$ wa und später in der Kokille oder im Druckgussverfahren aus  $\text{AlSi9Cu3(Fe)}$  gegossen. In /FKM02A/ sind entsprechend /DINEN1706\_94/ und /DINEN1725\_86/ Festigkeitswerte für diese Werkstoffe

angegeben. Die Zugdruckwechselfestigkeit für Aluminiumgusslegierungen ergibt sich nach /FKM02A/ zu

$$\sigma_{W,zd} = 0,3 \cdot R_m \quad (3.1)$$

Die Werkstoffwechselfestigkeit für Schub ist

$$\tau_{W,s} = 0,75 \cdot \sigma_{W,zd} \quad (3.2)$$

Die Biegewechselfestigkeit ergibt aus der Zugdruckwechselfestigkeit und der Stützzahl  $n_\sigma$ .

$$\sigma_{W,b} = \sigma_{W,zd} \cdot n_\sigma \quad (3.3)$$

Die Torsionswechselfestigkeit ergibt sich analog hierzu:

$$\tau_{W,t} = \tau_{W,s} \cdot n_\tau \quad (3.4)$$

Die Stützziffern  $n_\sigma$  und  $n_\tau$  können über den Spannungsgradienten werkstoffabhängig bestimmt werden. Nach /FKM02A/ gelten sie für eine Werkstoffprobe des Durchmessers 7,5 mm unabhängig von der tatsächlichen Abmessung des Halbzeugs oder des Rohgusses.

Die Werkstoffschwellfestigkeit für Zug-Druck ergibt sich aus der Werkstoffwechselfestigkeit für Zug-Druck nach der Gleichung

$$\sigma_{W,sch} = \frac{\sigma_{W,zd}}{1 + M} \quad (3.5)$$

mit der Mittelspannungsempfindlichkeit  $M$ . Die Mittelspannungsempfindlichkeit hängt von der Zugfestigkeit und werkstoffspezifischen Größen ab. Für Aluminiumguss gilt nach /FKM02A/:

$$M = 0,001 \cdot R_m + 0,2 \quad (3.6)$$

Die Wöhlerlinie wird mit dem Neigungsexponent  $k_l = 5$  und einem Knick bei  $10^6$  Lastwechseln definiert. Zwischen  $10^6$  und  $10^8$  Lastwechseln liegt eine flachere Steigung mit dem Neigungsexponent  $k_{ll} = 15$  vor.

Über das Uniform Material Law nach /BÄUMEL90/ können aufbauend auf dem Elastizitätsmodul  $E$  und der statischen Zugfestigkeit  $R_m$  über empirische Beziehungen zyklische Werkstoffkennwerte für unterschiedliche Werkstoffgruppen ermittelt werden.

Der zyklische Spannungskoeffizient für Aluminium und Titanlegierungen lautet

$$\sigma_{f'} = 1,67 \cdot R_m \quad (3.7)$$

und der zyklische Verfestigungskoeffizient wird über folgende Beziehung berechnet:

$$K' = 1,61 \cdot R_m \quad (3.8)$$

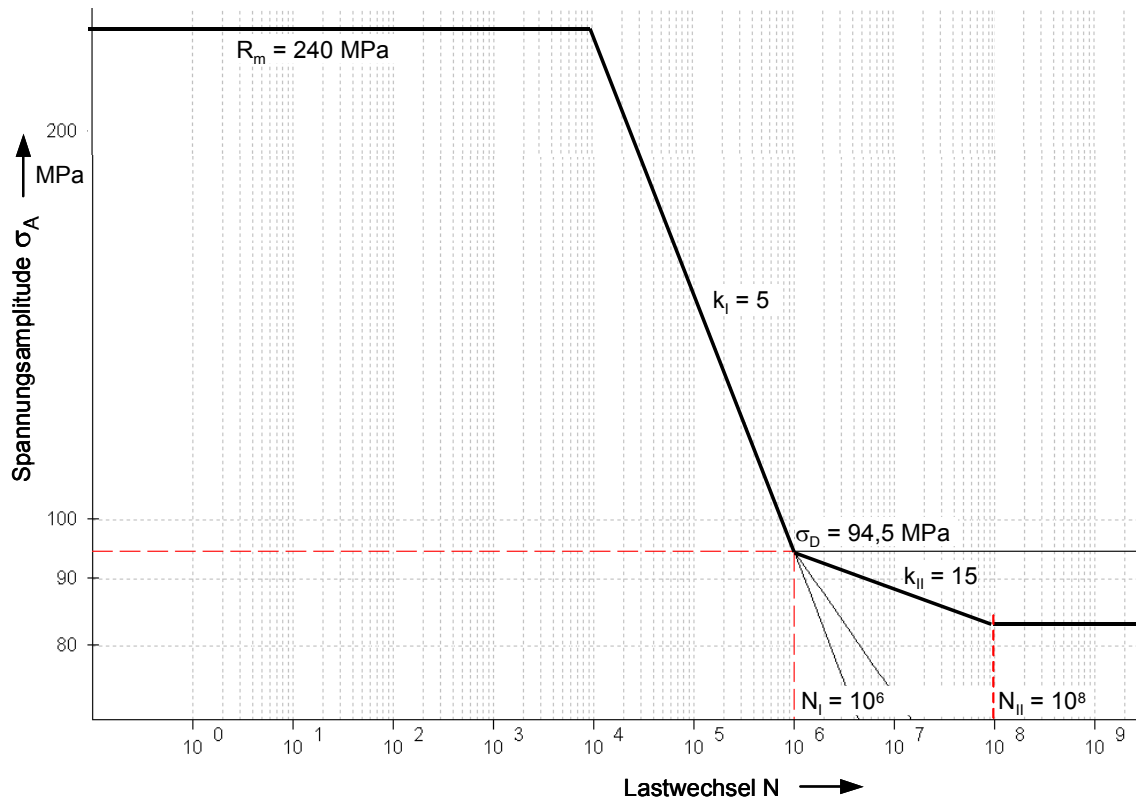
Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die Werkstoffkennwerte. Die Biege-wechselfestigkeit und die Torsionswechselfestigkeit sind entsprechend /FKM02A/ für eine Rundprobe mit dem Durchmesser 7,5 mm gegeben.

Entscheidend für den Einfluss der Oberfläche auf die Bauteil-Dauerfestigkeit sind vor allem die Eigenspannungen und die Randschichtverfestigung als Folge der Fertigung, weniger die Rauigkeit. Nach dem gegenwärtigen Stand können hierzu aber keine neuen Festlegungen getroffen werden, so dass die traditionellen Gleichungen gelten /FKM02A/. In Anlehnung an /SONSINO93/ wird zudem die Porosität des Werkstoffs berücksichtigt, indem in kritischen Bereichen eine von der Gießerei einzuhaltende Porenklasse 2 mit einem maximalen Porendurchmesser 0,6 mm nach /ASTM155/ festgelegt wird. Hierdurch wird die Dauerfestigkeit um 10% reduziert.

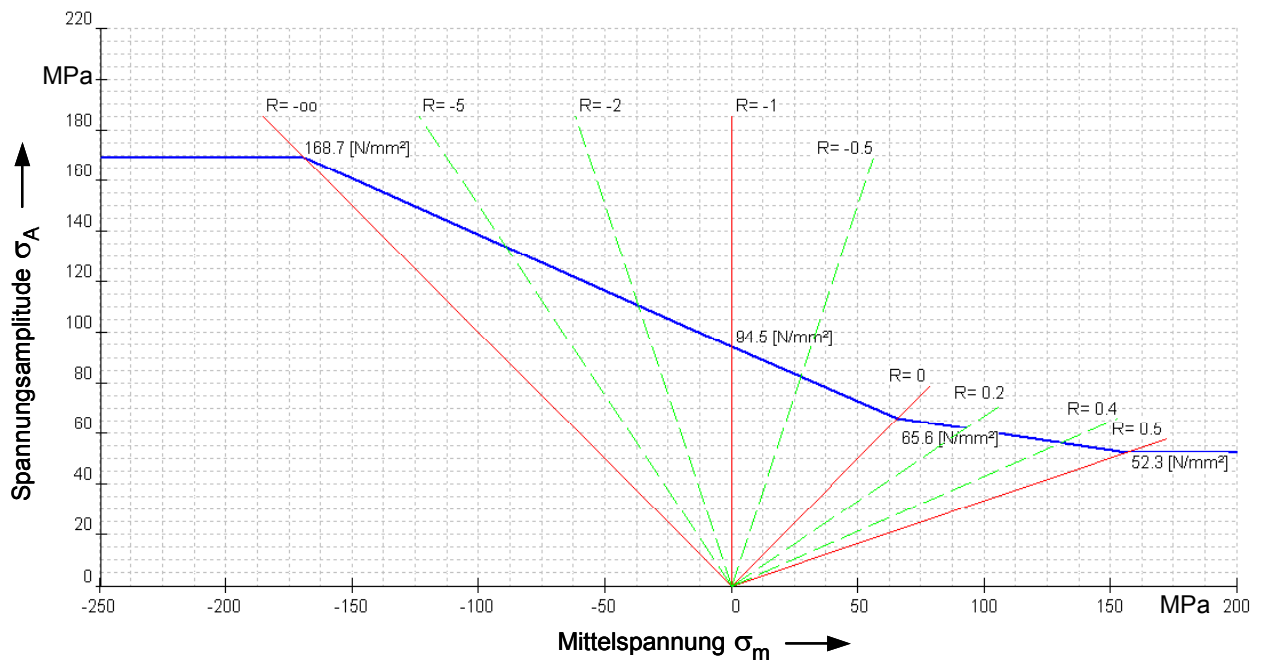
Kennwert	Sym- bol	Ein- heit	AlSi10Mg(Cu)wa		AlSi9Cu3	
			Sand	Kokille	Kokille	Druck
Zugfestigkeit	$R_m$	MPa	220	240	180	240
Streckgrenze	$R_e$	MPa	180	200	110	140
E-Modul	E	MPa	81000	81000	81000	81000
Querkontraktionszahl	$\mu$	-	0,33	0,33	0,33	0,33
Zugdruckwechselfestigkeit	$\sigma_{W, zd}$	MPa	66	72	54	72
Schubwechselfestigkeit	$\tau_{W, s}$	MPa	50	55	40	50
Biegewechselfestigkeit	$\sigma_{W, b}$	MPa	100	105	80	105
Torsionswechselfestigkeit	$\tau_{W, t}$	MPa	75	80	60	80
Schwellfestigkeit	$\sigma_{W, sch}$	MPa	45	50	40	50
Mittelspannungsempfindlichkeit	M	-	0,42	0,44	0,38	0,44
Neigungsexponent I	$k_I$	-	5	5	5	5
Ecklastspielzahl I	$N_I$	-	$10^6$	$10^6$	$10^6$	$10^6$
Neigungsexponent II	$k_{II}$	-	15	15	15	15
Ecklastspielzahl II	$N_{II}$	-	$10^8$	$10^8$	$10^8$	$10^8$
Zykl. Spannungskoeffizient	$\sigma_f$	MPa	367,4	400,8	30,6	400,8
Zykl. Dehnungskoeffizient	$\varepsilon_f$	%	0,35	0,35	0,35	0,35
Zykl. Spannungsexponent	b	-	-0,095	-0,095	-0,095	-0,095
Zykl. Dehnungsexponent	c	-	-0,69	-0,69	-0,69	-0,69
Zykl. Verfestigungskoeffizient	$K'$	-	354,2	386,4	289,8	386,4
Zykl. Verfestigungsexponent	$n'$	-	0,11	0,11	0,11	0,11
Bruchdehnung	$A_5$	%	1	1	1	1
Brinellhärte	$h_B$	HB	75	80	70	80

**Tabelle 3.1:** Kennwerte der Gehäusewerkstoffe nach /FKM02A/

In Bild 3.2 ist die Wöhlerlinie von AlSi9Cu3(Fe) - Druckguss mit den unterschiedlichen Steigungen dargestellt. Das zugehörige Haigh-Diagramm ist in Bild 3.3 zu erkennen.



**Bild 3.2:** Wöhlerlinie von AISi9Cu3(Fe) – Druckguss nach /FKM02A/



**Bild 3.3:** Haigh-Diagramm von AISi9Cu3(Fe) – Druckguss nach /FKM02A/

### **3.3 Einsatz der Busse**

Neben der Einteilung der Kraftomnibusse (KOM) in verschiedene Bauarten gibt es weitere, der jeweiligen Zweckbestimmung entsprechenden Unterscheidungsmerkmale, wie die Gestaltung bzw. Einrichtung der Fahrzeuginnenräume und die Ausrüstung der Fahrzeuge. Bezogen auf die in der Bundesrepublik Deutschland vorkommenden Einsatzarten ergeben sich folgende vier Fahrzeugklassen, mit jeweils verschiedenen Zweckbestimmungen /BRAUN94/.

#### **Stadtbus – Normalausführung**

Der Stadtbus ist für den Linienverkehr innerhalb der Städte und Vororte gebaut und ausgerüstet. Neben den Sitzplätzen besitzt er in der Regel eine größere Zahl an Stehplätzen. Besondere Kofferräume zur Beförderung von Reisegepäck sind entbehrlich. Die Konstruktion der Fahrzeuge mit ihren breiten Ein- und Ausstiegstüren, den relativ niedrigen Ein- und Ausstiegtrittstufen sowie den breiten Gängen ermöglicht einen raschen Fahrgastwechsel, der aufgrund der kurzen Haltestellenabstände erwünscht ist. Gewöhnlich befindet sich gegenüber der Ausstiegstüre ein genügend großer Stellplatz zur Beförderung von Kinderwagen. Die Anzahl der Sitzplätze im vorderen Gangbereich ist variabel. Häufig befindet sich vorne auf einer Fahrzeugseite nur eine Einzelsitzreihe.

#### **Stadtbus - Niederflurbus**

Dieses Konzept findet Anwendung bei zwei- oder dreiachsigen Solobussen oder Gelenkbussen. Die Niederflurbauweise mit tiefergelegtem Fußboden erleichtert den Fahrgästen das Ein- und Aussteigen. Die Höhe der Einstiegsstufen ist dabei im Allgemeinen identisch mit der Höhe des Fußbodens und beträgt ca. 320 mm (Einstiegs-, Ausstiegs- und Gangbereiche). Eine zusätzliche Erleichterung für ältere und mobilitätsbehinderte Fahrgäste bringt der Einbau des sogenannten Kneeling-Systems mit sich. Damit können KOM an den Haltestellen einseitig um ca. 70 bis 80 mm abgesenkt werden.

## **Überlandlinienbus**

Der Überlandlinienbus ist ein für den Linienverkehr über Mittel- bis Langstrecken konstruierter Bus. Stehplätze sind i. d. R. vorgesehen, ihre Nutzung richtet sich nach dem Einzelfall. Teilweise besitzen diese Busse kleinere Kofferräume mit etwa 3 m<sup>3</sup> Gepäckraumvolumen für den Transport von Reisegepäck z. B. in Ferienorte. Sie werden verstärkt dort eingesetzt, wo früher der Personenverkehr mit Eisenbahnen wahrgenommen wurde. Ein Stellplatz für Kinderwagen kann normalerweise durch Herausnahme der zwei gegenüber der Ausstiegstüre befindlichen Sitzbänke geschaffen werden.

## **Reisebus**

Der Reisebus ist für Fahrten über größere Entfernungen ohne festgelegten Zwischenhalt konstruiert und ausgerüstet. Stehplätze sind nicht vorhanden. Die Ausrüstung der Fahrzeuge richtet sich vornehmlich nach ihrer Zweckbestimmung, d. h. dem sitzenden Fahrgast während der Reise möglichst viel Komfort zu bieten. Dazu gehört u. a. die Ausrüstung mit hinreichend großen Gepäckräumen zur Beförderung des Reisegepäckes bis zu 14 m<sup>3</sup>, Klimaanlage u. U. mit Frischluftzufuhr für jeden Reisenden, komfortable Sitze mit relativ großem Abstand zum Vordersitz, Ausrüstung mit Toilette, Küche, Bar und Doppelscheiben-Verglasung.

## **Misch- oder Universalbus**

Die vorstehend aufgeführte Klasseneinteilung ist nicht starr. Verkehrsunternehmen benötigen zur Vermeidung größerer Stillstandszeiten KOM, die sie sowohl im Kurzreiseverkehr als auch im Überlandlinien- oder Stadtlinienverkehr sowie für die Beförderung von Schülern einsetzen können. Diese KOM müssen hinsichtlich der Bau- und Ausrüstungsvorschriften die Anforderungen für alle Einsatzarten erfüllen und erhalten dementsprechend auch eine Zulassung für den Einsatz als Reisebus und als Linienbus (z. B. Zulässigkeit von Stehplätzen). In solchen KOM sind Kofferräume mit einer Größe von 5 m<sup>3</sup> bis 9 m<sup>3</sup> vorhanden.

### 3.4 Antriebskonzepte von Bussen

Busse werden entsprechend des Antriebskonzepts, d. h. der Anzahl der Achsen, Motoranordnung und Antriebsachse des Busses unterschieden. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick über die Antriebsstrangkonfiguration von Bussen.

	Prinzipdarstellung	Anmerkung
2-Achs-KOM		<b>Frontmotor:</b> In Abwandlung auch über der Vorderachse angeordnet. Grund: Verwendung des gleichen Chassis auch für Lkw. Wird heute nur noch in Kleinbussen (City-KOM) angewendet, da dort andere Anordnung nicht möglich.
		<b>Mittel- bzw. Unterflurmotor:</b> Entwicklung der 50er Jahre, die heute noch von ausländischen Herstellern genutzt wird. Getriebe ist vom Motor getrennt und mit Kardantrieb verbunden. Bedingt höhere Fußbodenhöhe im KOM, nicht so wartungsfreundlich wie Heckmotor-Anordnung.
		<b>Heckmotor:</b> Heute überwiegend eingesetzt. Bessere Wartung und leichter Motoraus- und -einbau. Bessere Motorkapselung möglich. Anordnung von Komforteinrichtungen (Toiletten) und Gepäckfächern zwischen den Achsen möglich. Niedrige Fußbodenhöhe. Selbsttragender Aufbau – ohne Leiterraum – möglich (Gewichtsminderung).
3-Achs-Gelenk-KOM		<b>Frontmotor:</b> Wird in der Bundesrepublik nicht eingebaut. Probleme mit der vorderen Türanordnung. Raumverlust im Fahrzeuginnern.
		<b>Mittelmotor, liegend:</b> Findet heute keine Anwendung mehr. Relativ hoher Fußboden.
		<b>Mittelmotor, seitlich vertikal eingebaut:</b> Seltene Anwendung (Ausland). Fußboden wird zerklüftet.
		<b>Heckmotor, Antrieb 3. Achse:</b> Das heute am häufigsten angewandte Konzept. Wird auch als Schub-Gelenkbus bezeichnet.
		<b>Heckmotor, Antrieb 2. (Mittel-)Achse:</b> Ebenfalls verbreitete Antriebskonzeption.
		<b>Heckmotor-, Antrieb 2. und 3. Achse:</b> Paralleltrieb. Seltene Anwendung.

Tabelle 3.2: Antriebskonzepte von Bussen /BRAUN94/



Aufgrund der unterschiedlichen Antriebskonzepte und Einbaubedingungen ergeben sich unterschiedliche Abtriebsvarianten /SCHWAB94/, von denen im Folgenden die wesentlichen kurz erläutert werden:

### **Koaxialer Abtrieb (Inline)**

Die Antriebs- und Abtriebsachse sind koaxial ausgerichtet, weshalb diese Abtriebsvariante auch mit Inline-Abtrieb bezeichnet wird. Die Lagerbelastung im Gehäuse ergibt sich nur aufgrund von Massenkräften, da sonst keine Abstützkräfte im Planetengetriebe entstehen. Der koaxiale Abtrieb stellt die am häufigsten eingesetzte Variante dar und kommt in Standard- und Niederflurbussen vor, bei denen der Motor längs eingebaut ist.

### **Winkeltrieb**

Bei Standard- und Niederflurbussen, bei denen der Motor quer eingebaut wird, ist je nachdem, ob die Portalachse mittig oder versetzt ist, ein Achswinkel zwischen Getriebeeingangs- und Ausgangswelle von  $60^\circ - 65^\circ$  bzw.  $80^\circ$  notwendig. Die Übersetzung des Winkeltriebs beträgt  $i = 1$ . Durch die Kegelradstufe entstehen große Lagerkräfte, die sich am Gehäuse abstützen. Hierdurch wird das Gehäuse auf Biegung und Torsion belastet.

### **Winkeltrieb mit Stirnradstufe**

Ist zusätzlich zum Achswinkel noch ein größerer Achsabstand zu überbrücken, wird der Kegelradstufe eine Stirnradstufe nachgeschaltet. Diese Variante kommt sehr selten vor. Die Lagerkräfte sind wie beim einfachen Winkeltrieb sehr hoch. Durch die Stirnradstufe ist das Gehäuse dieser Abtriebsvariante groß und entsprechend groß werden die Hebelarme der Lagerkräfte, die das Gehäuse auf Biegung und Torsion belasten.

## **4 Betriebsbelastung von Bus-Automatgetriebegehäusen**

Die Belastungen der Gehäuse sind insbesondere auf die Längsdynamik des Busses, auf Fahrbahnunebenheiten und auf Schwingungen zurückzuführen. Aufgrund der Längsdynamik entstehen am Getriebegehäuse Momente durch Kupplungen und den Retarder sowie Lager- und Stützkräfte.

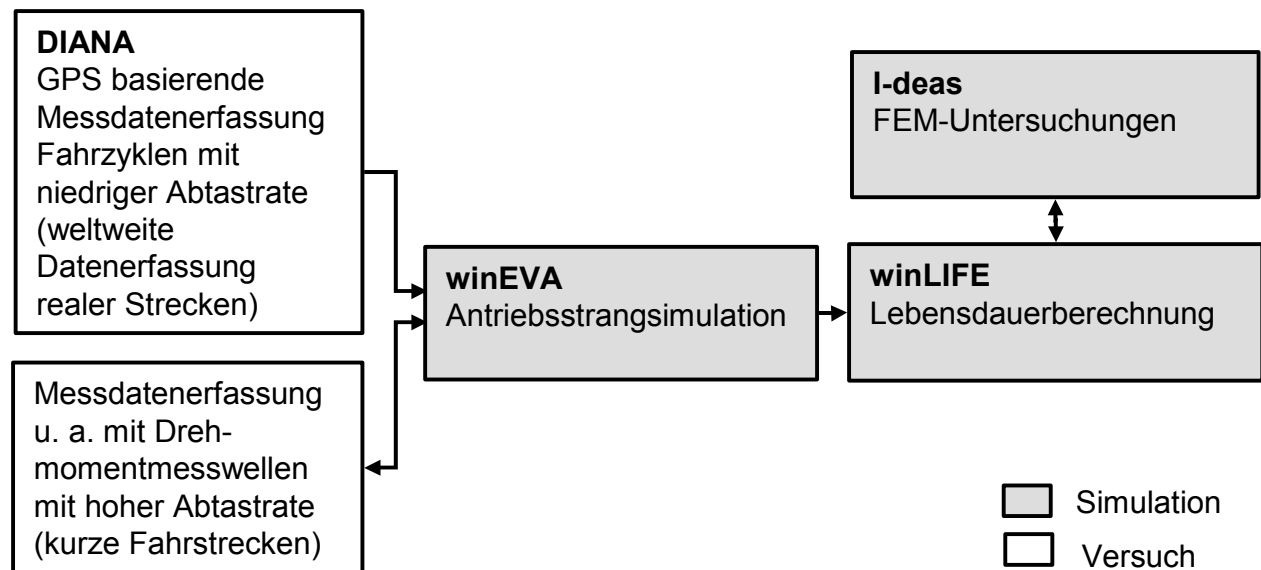
### **4.1 Ermittlung der Belastungen infolge der Fahrzeuglängsdynamik**

Bei Linienbussen wird der gleiche Getriebetyp in unterschiedlichsten Fahrzeugen auf verschiedensten Strecken eingesetzt. Dies führt zu einem großen Spektrum an verschiedenen Belastungen für die Bauteile. Neben der Drehmomentenkapazität des Motors sind für die Belastung der Getriebebauteile das Fahrzeuggewicht, die Achsübersetzung, das Schaltprogramm, die Topografie der Strecke und das Geschwindigkeitsprofil von entscheidender Bedeutung. Hierzu ist die Bestimmung repräsentativer Streckendaten sowie der Bauteilbeanspruchung von großer Bedeutung. Bild 4.1 gibt einen Überblick über das Zusammenwirken der eingesetzten Entwicklungswerkzeuge zur Antriebsstrangsimulation und Lebensdauervorhersage.

Es ist praktisch unmöglich für alle Bauteile Belastungskollektive messtechnisch zu ermitteln. Dennoch liegen für eine große Anzahl von realen Kundeneinsätzen Messdaten von der Topografie und den Geschwindigkeitsverläufen der Fahrstrecken vor. Diese Daten werden mit dem einfach einsetzbaren GPS-basierenden System DIANA erfasst und für anschließende Simulationen des Antriebsstrangs in winEVA verwendet. Um die Simulation zu verifizieren, werden auch kurze Fahrzyklen mit hoher Abtastrate gemessen, wobei sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung zeigt.

In dem FEM-Programm I-deas wird der linearelastische Zusammenhang zwischen der Belastung und der Gehäusebeanspruchung aufgrund der statischen Belastungen am Bauteil bestimmt. Eine genaue Beschreibung des FE-Modells ist in Kapitel 5.1 gegeben. Die Beanspruchungen werden an das

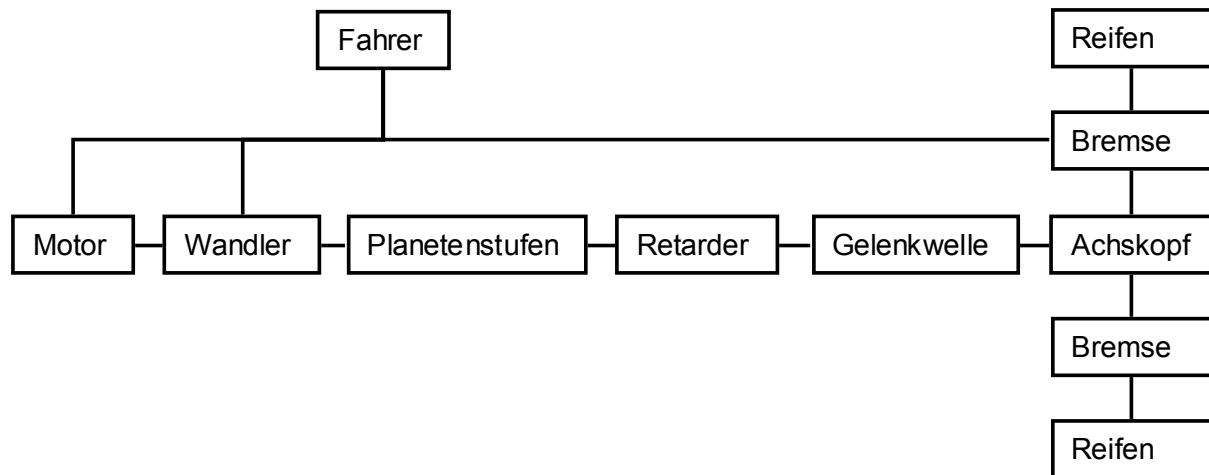
Lebensdauerberechnungsprogramm winLIFE übergeben und dort mit den gemessenen oder simulierten dynamischen Belastungen aus winEVA kombiniert, um die Lebensdauer bzw. die Schädigung zu berechnen. Die Simulationsergebnisse des Antriebsstrangs werden durch Datenübergabe an winLIFE verwendet. In I-deas können die Lebensdauerberechnungsergebnisse aus winLIFE visualisiert werden.



**Bild 4.1:** Zusammenwirken der Entwicklungswerkzeuge zur Antriebsstrangsimulation und Lebensdauervorhersage

### Modellierung des Antriebsstrangs

Für die Ermittlung der Belastungen am Getriebe sowie zur Untersuchung von Kraftstoffverbrauch und weiteren Fahrparametern wie Beschleunigung und Geschwindigkeitsverlauf wird das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs eines Busses simuliert. Da komplexe dynamische Vorgänge verschiedener Antriebsstrangkomponenten einen Einfluss auf die Belastung haben, müssen diese berücksichtigt werden. Bild 4.2 zeigt die relevanten Antriebsstrangkomponenten eines Busses. Im Folgenden wird auf die Modellierung der verschiedenen Komponenten genauer eingegangen.



**Bild 4.2:** Fahrer und Antriebsstrangkomponenten eines Busses

### Fahrer

Das Fahrermodell berechnet Größen zur Betätigung von Gas und Bremse, die zum Betrieb des Fahrzeugs erforderlich sind. Die wesentlichen Einflussgrößen der Umwelt wie die Topografie der Strecke, die Krümmung der Bahnkurve vor dem Fahrzeug, den aktuellen Reibwert und die einsehbare Streckenlänge erhält das Fahrermodell aus der gemessenen oder generierten Daten, die vor der Simulation in einer Datei gespeichert werden.

Das Fahrermodell bezieht folgende technischen Eigenschaften mit in sein Verhalten ein:

- Reibwert der Straße
- Topografie
- Sichtweite vor dem Fahrzeug
- maximale Motorleistung
- Anzahl der Getriebegänge

### Motor

Die betrachteten Busse werden von füllungsregeltem Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung angetrieben. Der Dieselmotor wird durch das Motorkennfeld, das Schleppmoment, das Trägheitsverhalten, das dynamische Hochlaufverhalten, die Leerlaufdrehzahl und das Verbrauchskennfeld beschrieben. Um das

dynamische Hochlaufverhalten des Motors zu berücksichtigen, wird das Moment in Abhängigkeit von folgender Beziehung berechnet /WILLMERDING01A/:

$$M_{\text{mot}} = M_{\text{mot,stat}} - c_1 \frac{dn_{\text{mot}}}{dt} - c_2 \frac{dM_{\text{mot}}}{dt} - J_{\text{mot}} \frac{d\omega}{dt} \quad (4.1)$$

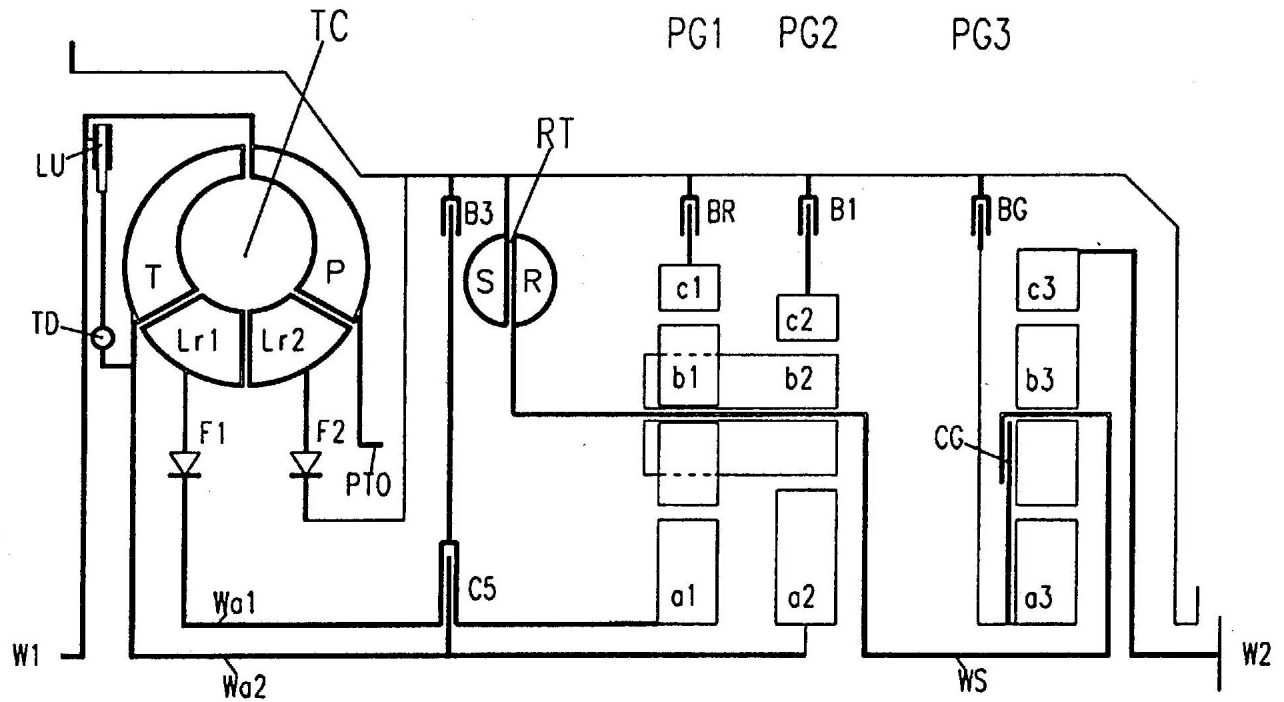
Dabei stellt  $M_{\text{mot}}$  das tatsächliche Drehmoment,  $M_{\text{mot,stat}}$  das stationäre Moment aus dem Kennfeld und  $c_1$  sowie  $c_2$  motorabhängige Konstanten dar, die dann Null gesetzt wird, wenn die Drehzahländerung bzw. die Drehmomentenänderung negativ ist.

Bei dem vom Motor abgegebenen Drehmoment sind die rotatorischen Massenbeschleunigungen zu berücksichtigen. Dazu werden die mit der Motorwelle fest verbundenen Massenträgheiten zu  $J_{\text{mot}}$  zusammengefasst.

Der Motor ist mit einer Steuerung ausgestattet, in welche die Gaspedalstellung eingeht. Diese Gaspedalstellung wird an den Motor weitergegeben, woraus sich aus dem Motorkennfeld das Drehmoment  $M_{\text{mot,stat}}$  ergibt. Das erzeugte Drehmoment bewirkt unter Berücksichtigung der oben genannten Gleichgewichtsbeziehungen eine Drehzahl, die an das Getriebe weitergegeben wird.

## Getriebe

Bild 4.3 zeigt die Koppelstruktur des Voith-Getriebes mit koaxialem An- und Abtrieb (Inline-Abtrieb). Der Motor treibt über die Welle W1 den Wandler an, der entweder im klassischen Wandlerbetrieb oder über die Überbrückungskupplung (LU) und den Torsionsschwingungsdämpfer TD ein Moment auf die Wellen Wa1 und Wa2 übergibt. Das Planetengetriebe besteht aus einem Ravigneaux-Planetenradsatz und einem weiteren einfachen Planetenradsatz. Der Ravigneaux-Planetenradsatz setzt sich aus den Planetengruppen PG1 und PG2 zusammen. Über die Stegwelle WS wird die Leistung vom Ravigneaux-Satz auf den einfachen dritten Planetensatz PG3 übertragen. Durch Öffnen und Schließen der Bremsen B3, BR, B1, BG oder der Kupplungen C5 und CG können verschiedene Gänge entsprechend Tabelle 4.1 realisiert werden. RT ist der Retarder.



**Bild 4.3:** Koppelstruktur des Voith-Getriebes

Gang	Kupplung		Bremse			
	C5	CG	B3	BR	B1	BG
1	-	O	-	-	O	-
2	-	-	-	-	O	O
3	-	O	O	-	-	-
4	-	-	O	-	-	O
5	O	O	-	-	-	-
6	O	-	-	-	-	O
R	-	O	-	O	-	-

**Tabelle 4.1:** Kombination der Bremsen und Kupplungen in den einzelnen Gängen

### Wandler

Der hydrodynamische Wandler besteht aus Pumpenrad, Turbine, Leitrad mit Freilauf und Überbrückungskupplung. Die Übertragung des Drehmomentes erfolgt durch die systemdynamischen Strömungskräfte der Ölfüllung, die zusätzlich unter einem statischen Öldruck stehen. Um das instationäre Verhalten des Wandlers zu berücksichtigen, werden die rotatorischen Massen des Eingangs (Pumpe und damit drehfest verbundenen Teile) und Ausgangs

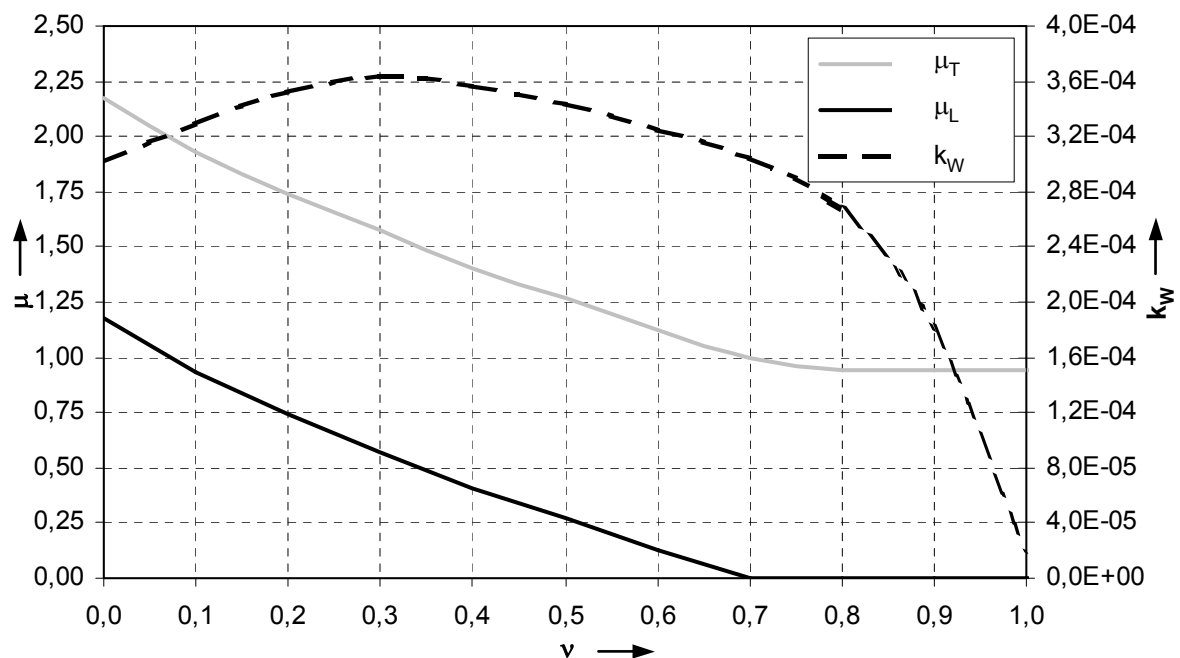
(Turbine und damit drehfest verbundenen Teile) berücksichtigt. Die Übertragung der Momente wird durch die Wandlergleichungen beschrieben. Die Eingangswelle  $W_1$  des Getriebes ist mit dem Pumpenrad verbunden, das in Abhängigkeit von Pumpenraddrehzahl  $n_P$  und Drehzahlverhältnis  $\nu = n_T / n_P$  von Pumpe und Turbine folgendes Verhalten aufweist:

$$M_P = k_W(\nu) \cdot n_P^2 \quad (4.2)$$

$$M_T = \mu_T(\nu) \cdot M_P \quad (4.3)$$

$$M_L = \mu_L(\nu) \cdot M_P \quad (4.4)$$

Hierbei stehen  $M_P$  für das Moment am Pumpenrad,  $M_T$  für das Moment am Turbinenrad und  $M_L$  für das Moment am Leitrad.  $\mu_T$  und  $\mu_L$  sind Momentenverhältnisse.  $k_W$  ist die Leistungszahl des Wandlers. Die Verläufe von  $\mu_T$ ,  $\mu_L$  und  $k_W$  werden in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis  $\nu$  als eindimensionales Feld vorgegeben und beschreiben eine wichtige Eigenschaft des Wandlers (Bild 4.4).



**Bild 4.4:** Momentenverhältnisse  $\mu_T$  und  $\mu_L$  sowie Leistungszahl  $k_W$  als Funktion des Drehzahlverhältnisses  $\nu$  des Voith-Wandlers

Der Wandler kann mechanisch überbrückt werden, wobei dann das Pumpenmoment  $M_P$  gleich dem Turbinenmoment  $M_T$  ist. Da der Wandler eine Überbrückungskupplung aufweist, ist eine Steuerung erforderlich.

### Planetenstufen

Bei der Berechnung der Planetenstufen wurde der Ravigneaux-Satz und die einfache Planetenstufe getrennt betrachtet.

An der Bremse B1 wirkt im ersten und zweiten Gang ein Moment. Das Verhältnis von Moment an der Stegwelle  $M_{WS}$  zum Moment an der Antriebswelle  $M_{W1}$  ist definiert als:

$$\mu_{G1} = \frac{M_{WS}}{M_{W1}} \quad (4.5)$$

$\nu_{G1}$  ist das Drehzahlverhältnis des Ravigneaux-Planetensatzes und  $\nu_W$  das Drehzahlverhältnis des Wandlers.

$$\nu_{G1} = \frac{n_{WS}}{n_{W1}} \quad (4.6)$$

$$\nu_W = \frac{z_{c2} + z_{a2}}{z_{a2}} \cdot \nu_{G1} \quad (4.7)$$

Mit  $\nu_W$  können  $\mu_T$  und  $\mu_L$  aus den Wandlerkennlinien (Bild 4.4) bestimmt werden. Somit kann das Moment an B1 bestimmt werden

$$M_{B1} = - \left( \frac{z_{c2}}{z_{a1}} \cdot \frac{\mu_L}{\mu_{G1}} + \frac{z_{c2}}{z_{a2}} \cdot \frac{\mu_T}{\mu_{G1}} \right) \cdot M_{WS} \quad (4.8)$$

$z$  sind dabei die Zähnezahlen entsprechend der Zahnräder (Bild 4.3).

Das Moment an B3 wirkt im dritten und vierten Gang, bei dem mit geschlossener Überbrückungskupplung gefahren wird. Somit kann mit der entsprechenden



Standgetriebeübersetzung  $i_0$  das Bremsmoment  $M_{B3}$  aus dem Getriebeeingangsmoment bestimmt werden.

$$M_{B3} = i_{0a2a1} \cdot M_{W1} \quad (4.9)$$

Im zweiten, vierten und sechsten Gang kann das Moment an der Bremse BG  $M_{BG}$  einfach mit der Standgetriebeübersetzung  $i_{0c3a3}$  der dritten Planetenstufe aus dem Abtriebsmoment  $M_{W2}$  berechnet werden:

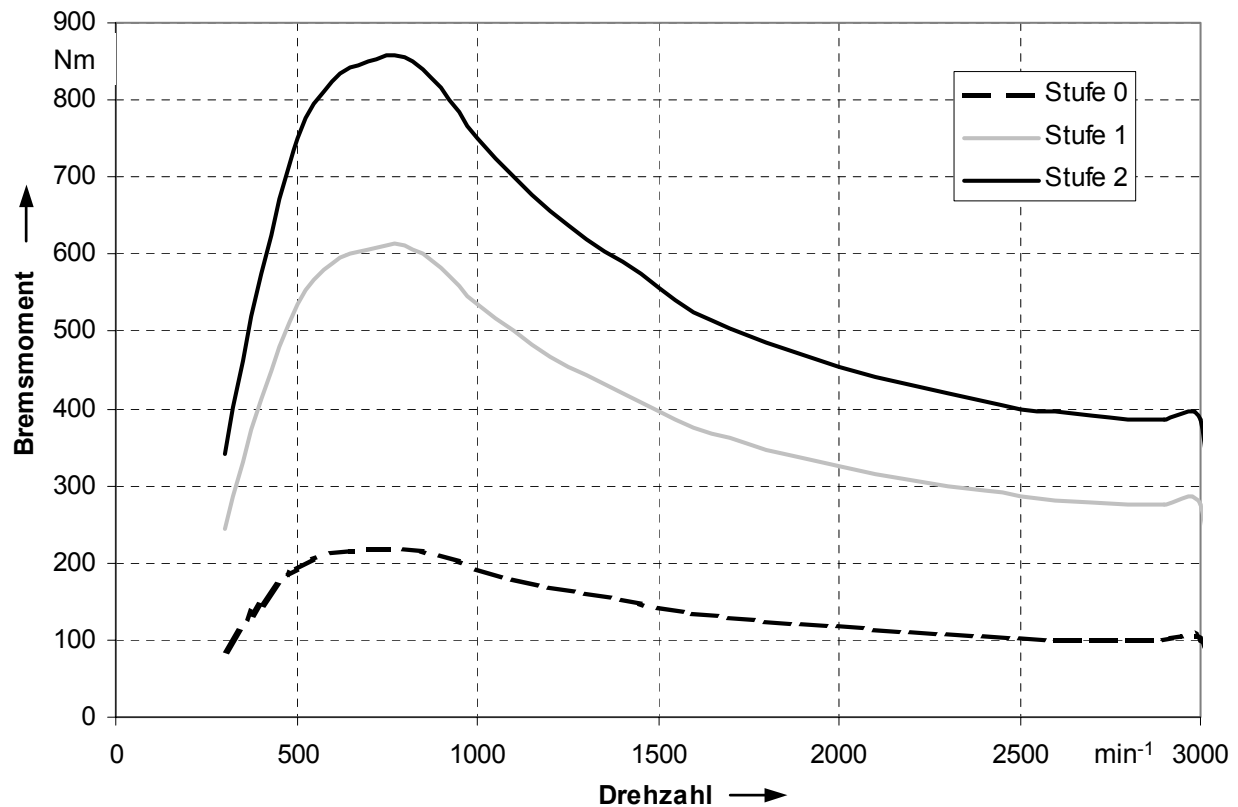
$$M_{BG} = i_{0c3a3} \cdot M_{W2} \quad (4.10)$$

Das Massenträgheitsmoment  $J_{get}$ , die Federsteifigkeit  $c_{get}$  und die Dämpfung  $d_{get}$  jeden Ganges werden auf die Eingangswelle bezogen ermittelt und berücksichtigt.

### **Retarder**

Der Retarder ist in drei Stufen regelbar und erzeugt ein Bremsmoment an der Zwischenwelle WS. Im Gegensatz zum Wandler weist der Retarder nur ein Pumpenrad und ein feststehendes Turbinenrad auf. Durch Regelung des Druckes bzw. der Füllung können entsprechend Bild 4.5 verschieden Bremskennlinien (Bremsstufen) realisiert werden.

Die Bremsmomente für jede einzelne Stufe werden als eindimensionales Feld in Abhängigkeit von der Retarderdrehzahl vorgegeben. Die Wahl der Stufe erfolgt durch das Bremsmodell, das das Zusammenwirken der verschiedenen Fahrzeugbremssysteme steuert.



**Bild 4.5:** Bremsmomente eines Retarders in den verschiedenen Stufen

## Reifen

Die Fahrwiderstände setzen sich aus Roll-, Luft- und Steigungswiderständen zusammen. Von entscheidendem Einfluss auf das Reifenmodell ist die Fahrzeugmasse und die Verteilung auf die einzelnen Achsen. Die Hinterachse des Busses wird angetrieben.

An den Reifen greifen das durch das Antriebsmoment des Motors erzeugte Moment  $M$  und das Moment  $M_{Br}$  der Radbremse an. Die Differenz der Momente  $M - M_{Br}$  steht im Gleichgewicht mit der Längskraft in der Aufstandsfläche  $F$  und dem durch die Drehbeschleunigung auftretenden Moment  $J \cdot d\omega/dt$ , so dass die folgende Gleichung gilt:

$$M - M_{Br} = F \cdot r - J \frac{d\omega}{dt} \quad (4.11)$$

Das Reifenverhalten wird durch die Umfangskraft-Schlupfkurve berücksichtigt. Die Kraftschlussbeanspruchung  $\mu_{\text{Reifen}}$  ist durch das Verhältnis der aktuellen Umfangskraft  $F$  zur Radlast  $F_z$  definiert:

$$\mu_{\text{Reifen}} = \frac{F}{F_z} \quad (4.12)$$

Der Schlupf  $\lambda$  kann über die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens  $\omega \cdot r$  und der Geschwindigkeit des Busses  $v$  berechnet werden:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r - v}{\omega \cdot r} \quad (4.13)$$

Diese Charakteristik wird sowohl für Antriebs- als auch Bremskräfte verwendet, so dass sich entsprechend positive als auch negative Kräfte  $F$  und Schlupfwerte  $\lambda$  ergeben. Somit ergibt sich die übertragbare Umfangskraft zu

$$F = \mu_{\text{Reifen}}(\lambda) \cdot F_z \quad (4.14)$$

Der Reifen weist die Radlast  $F_z$  auf, die Seitenkräfte sind gleich Null. Die Summe der Kräfte aller Räder ergibt die Gesamtkraft am Fahrzeug, die dann die Beschleunigung des Fahrzeugs bewirkt /WILLMERDING92A/.

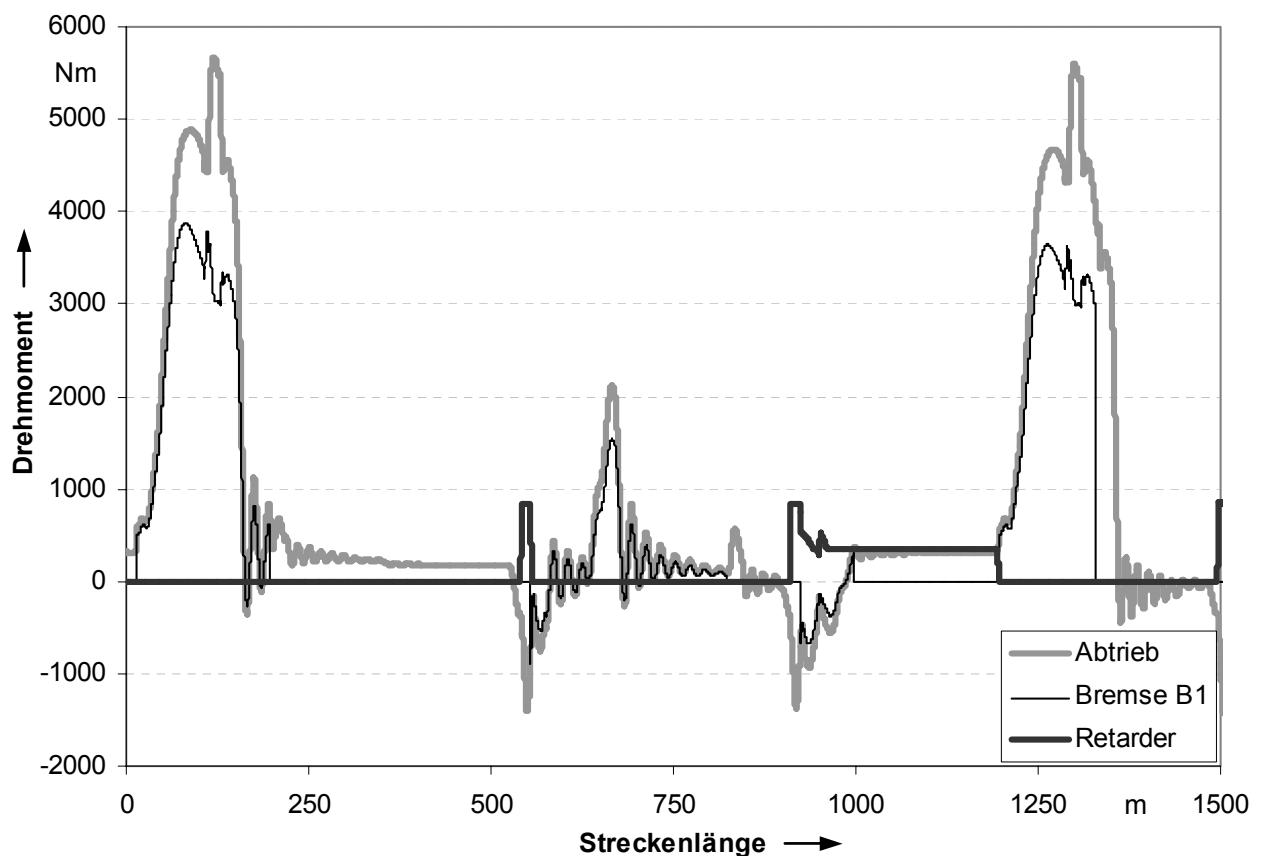
### Schaltprogramm

Die Schaltpunkte der Planetenstufen werden beim Automatikgetriebe durch ein Schaltprogramm definiert, das eine Umschaltung in Abhängigkeit von der Eingangsdrehzahl ins Getriebe und der Laststufe bewirkt. Da das Öffnen und Schließen der entsprechenden Bremsen bzw. Kupplungen beim Schalten des Automatikgetriebes mit einer gewissen Zeitüberschneidung geschieht, wird während der Schaltung ein Drehmoment übertragen.

### Belastungen

In Bild 4.6 sind exemplarisch die Verläufe eines Kupplungsmoments, des Retardermoments und des Abtriebsmoments dargestellt. Die Momentenverläufe

werden mit Hilfe von Versuch und Simulation ermittelt. Beim Beschleunigen des Busses steigt zunächst das Moment am Abtrieb und an der Bremse B1, die im ersten und zweiten Gang geschlossen ist. Sobald der Bus seine Geschwindigkeit erreicht hat, reduziert sich das Abtriebsmoment auf knapp 200 Nm zum halten der Fahrgeschwindigkeit. Wenn der Fahrer bremst, wird der Retarder zugeschaltet, und das Abtriebsmoment wechselt das Vorzeichen. Es sind mehrere Beschleunigungsvorgänge erkennbar.

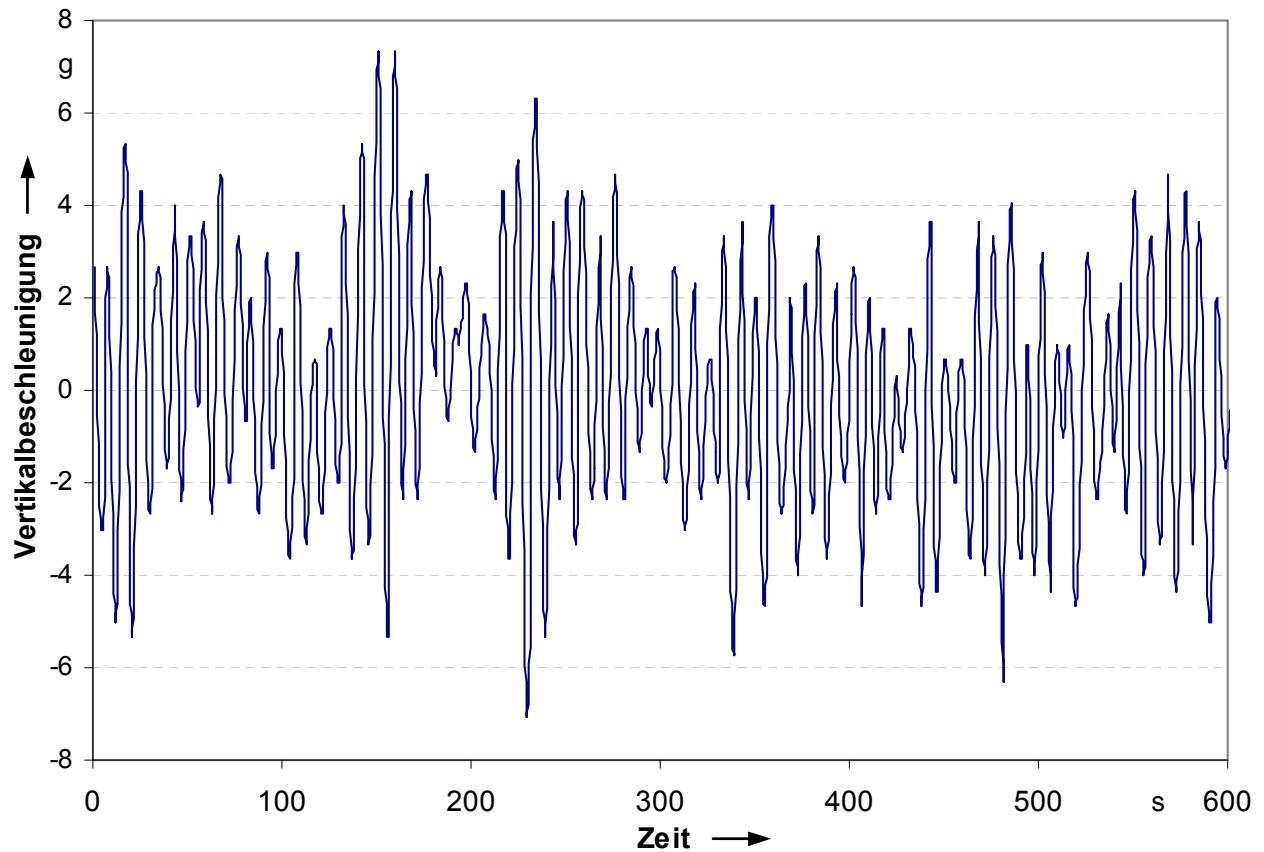


**Bild 4.6:** Ausschnitt der Momentenverläufe eines Stadtzyklus

## 4.2 Ermittlung der Belastungen infolge Fahrbahnunebenheiten

Die Fahrbahnunebenheiten belasten das Gehäuse infolge der Massenkräfte des Getriebes. Da die Fahrbahnunebenheiten starken stochastischen Schwankungen unterliegen, wurden Messungen der Vertikalbeschleunigung an einem ähnlichen Getriebe durchgeführt. Die Vertikalbeschleunigungen im Stadtverkehr liegen unter  $1\text{ g}$  ( $9,81\text{m/s}^2$ ) und fallen somit relativ gering aus. Deshalb wurden zusätzliche Messungen auf sehr holprigen Strecken durchgeführt. Auf einer

Extremstrecke in Brasilien wurden Beschleunigungen bis 8 g am Gehäuse gemessen. Bild 4.7 zeigt einen Ausschnitt vom Verlauf der Vertikalbeschleunigung am Getriebegehäuse dieser Strecke.



**Bild 4.7:** Ausschnitt der Vertikalbeschleunigung auf einer Schlechtwegstrecke

### 4.3 Ermittlung der Belastungen infolge motorinduzierter Schwingungen

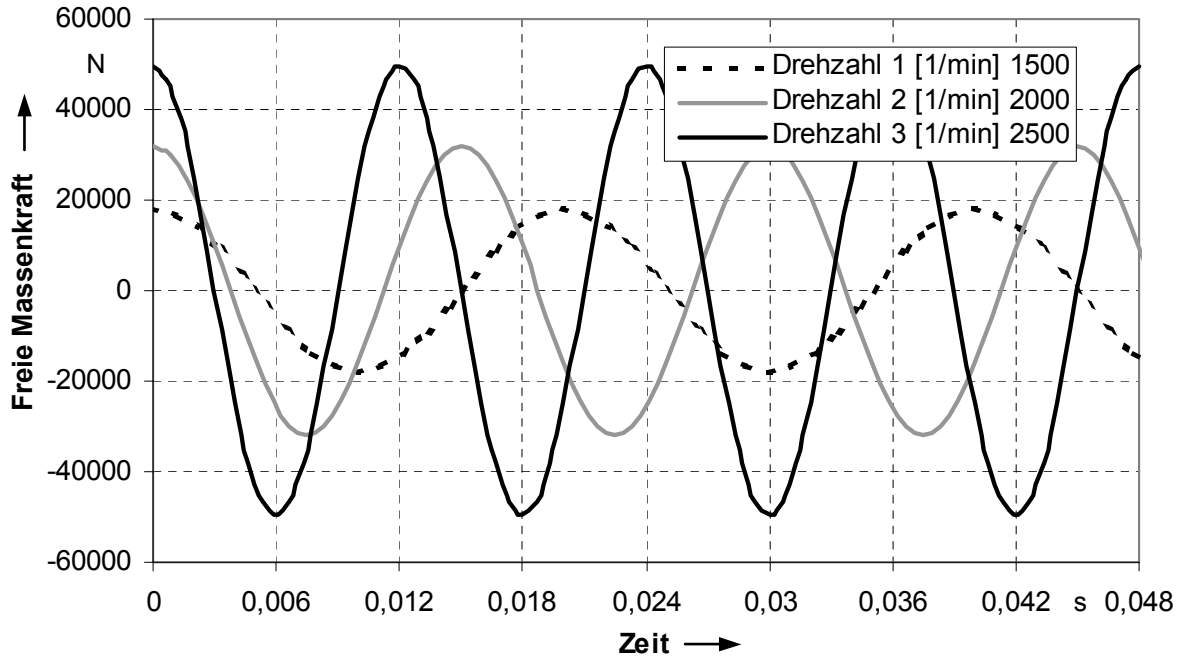
Omnibusmotoren werden meist aus LKW-Motoren abgeleitet. Bei kleinen bis mittleren Bussen kommen 4-Zylinder-Dieselmotoren mit einer Leistung bis 130 kW und einem Drehmoment bis ungefähr 675 Nm zum Einsatz. Die meisten Busse werden jedoch mit 6-Zylinder-Dieselmotoren mit einer Leistung bis 310 kW und einem Drehmoment bis 1900 Nm eingesetzt. Tabelle 4.2 gibt einen Überblick über typische Motoren von DaimlerChrysler, die in Bussen eingesetzt werden.

Insbesondere infolge der Massenkräfte 2. Ordnung können Motor und Getriebe zu Blockbiegeschwingungen im Rahmen angeregt werden. Diese Massenkräfte treten u. a. bei 4-Zylinder-Reihenmotoren auf. Bei 6-Zylinder-Reihenmotoren werden die freien Gas- und Massenkräfte ausgeglichen /MAASS81/.

Motor	Zylinder / Anordnung	Leistung	Moment	Masse	Massenträgheitsmoment [kgm <sup>2</sup> ]		
		[kW]	[Nm]	[kg]	um x	um y	um z
OM904LA	4 / Reihe	75-125	400-660	450	23,5	32	17,5
OM906LA	6 / Reihe	170-205	900-1100	607	31	58,5	37
OM457LA	6 / Reihe	185-310	1600-1900	1080	75	178	139

**Tabelle 4.2:** Typische Motoren in Omnibussen /DAIMLERCHRYSLER01/

In Bild 4.8 sind die Verläufe der freien Gas- und Massenkräfte 2. Ordnung, die auf den Motor wirken für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Drehzahlen über 2000 min<sup>-1</sup> sind im Fahrbetrieb sehr selten. In Einzelfällen können Drehzahlen bis 2500 min<sup>-1</sup> auftreten.



**Bild 4.8:** Freie Gas- und Massenkräfte 2. Ordnung

Die zugehörigen Anregungsfrequenzen und Amplituden der freien Gas- und Massenkräfte 2. Ordnung sind in Tabelle 4.3 dargestellt. Eigenfrequenzen des Motor-Getriebe-Verbundes, die unter 83,3 Hz, das entspricht einer Motordreh-

zahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$ , liegen und deren Eigenform Bewegungen am Kolben in Richtung des Hubs ausführen, werden durch den Motor angeregt. Eigenfrequenzen des Motor-Getriebeverbundes über  $83,3 \text{ Hz}$  oder Eigenfrequenzen, deren Eigenform keine Bewegung in Anregungsrichtung ausführen, werden nicht durch den Motor zu Schwingungen angeregt und sind deshalb für das Gehäuse unkritisch.

Motordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	1000	1500	2000	2500
Periodendauer [s]	0,033	0,02	0,015	0,012
Anregungsfrequenz [Hz]	33,3	50	66,7	83,3
Amplitude [N]	7960	17910	31850	49760

**Tabelle 4.3:** Anregungsfrequenzen und Amplituden der freien Gas- und Massenkräfte 2. Ordnung des Motors OM904LA

## 5 Beanspruchung von Bus-Automatgetriebegehäusen

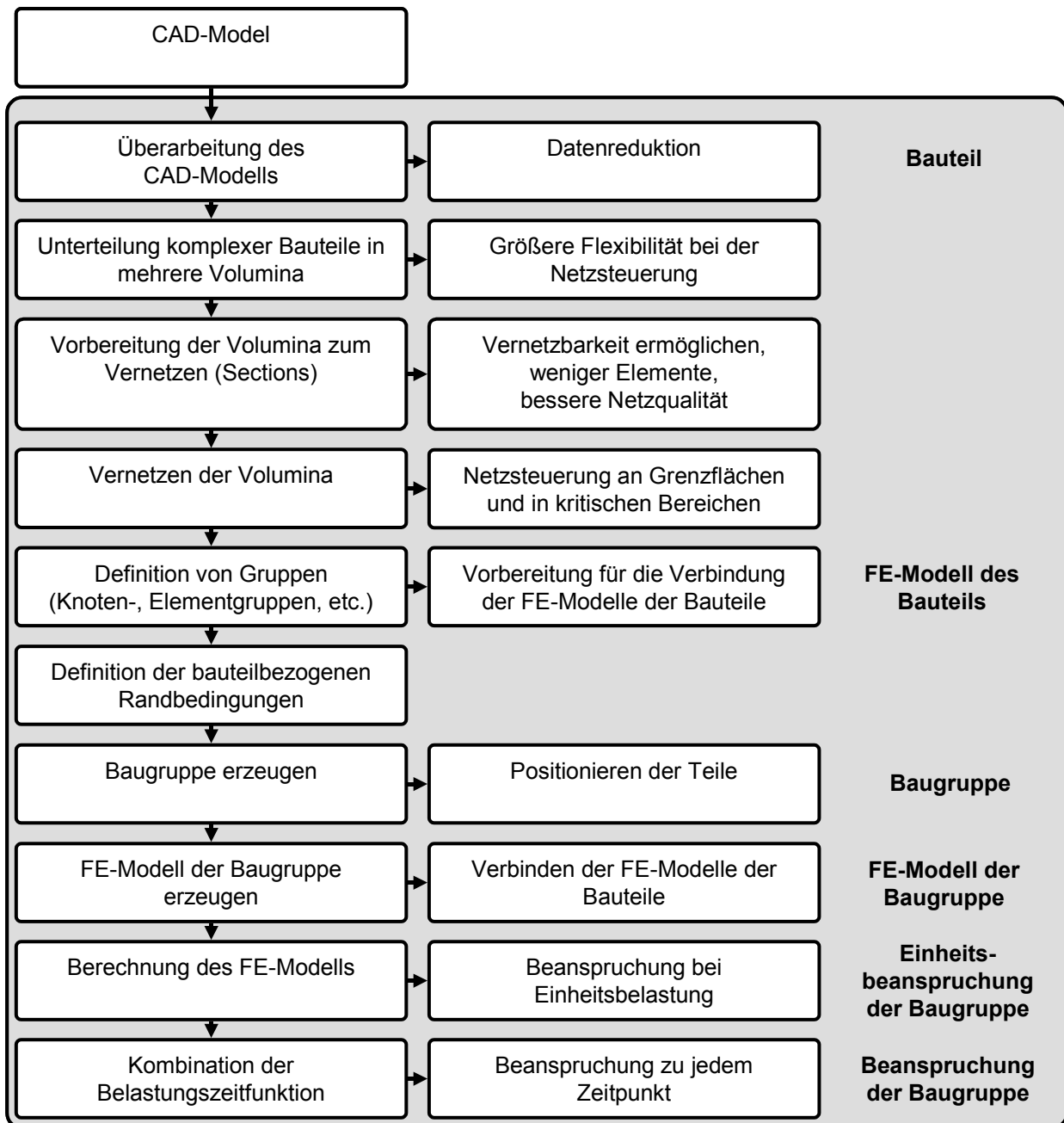
Die Beanspruchungen werden mit Hilfe der Finiten-Element-Methode (FEM) ermittelt. Für die Erstellung der FE-Netze werden CAD-Modelle der Bauteile verwendet, die in I-deas generiert wurden.

### 5.1 Erstellung des FE-Modells

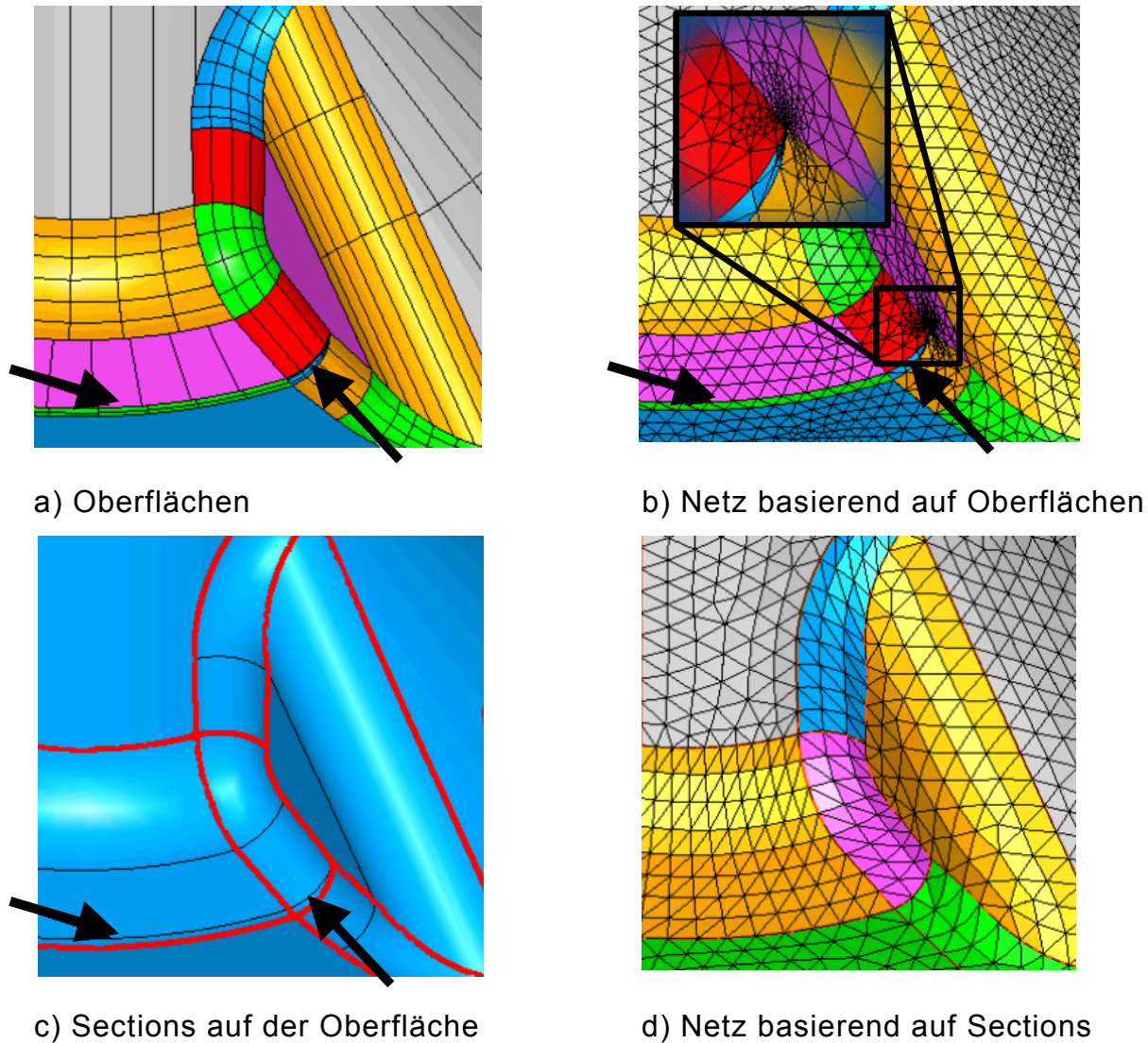
Bild 5.1 gibt einen Überblick über den Ablauf der Erstellung des FE-Modells und die Beanspruchungsermittlung. Die CAD-Modelle komplexer Bauteile wie z. B. Getriebegehäuse weisen mitunter einen für die Berechnung unnötig hohen Detaillierungsgrad auf. Da solche Modelle ungeeignet für das Vernetzen mit Finiten Elementen sind, muss das CAD-Modell für die Vernetzung vorbereitet werden. Zunächst werden Details wie Gewindebohrungen, außenliegende Phasen, Schriftzüge usw., die in beanspruchungsunkritischen Bereichen liegen, im CAD-Modell gelöscht, wodurch eine Datenreduktion erzielt wird. Konstruktive Details wie Fasen oder Verrundungen in beanspruchungskritischen Bereichen müssen erhalten bleiben. Anschließend wird jedes Bauteil in mehrere Volumina unterteilt. Somit ist es möglich, die Bauteile abschnittsweise zu vernetzen. Dadurch ergeben sich vielfältigere Möglichkeiten für die Netzsteuerung und eine größere Flexibilität beim späteren Modifizieren des Netzes. Das vorliegende Gehäuse wurde in ca. 50 Volumina unterteilt. Die Volumina in CAD-Modellen werden durch mehrere CAD-Flächen begrenzt. Diese CAD-Flächen können, wie in Bild 5.2a) zu erkennen ist, vor allem im Bereich von Verrundungen sehr klein und spitzwinklig werden. Da zum Vernetzen eines Volumens die Oberfläche benötigt wird, treten bei der Verwendung der CAD-Flächen zum Vernetzen des öfteren Probleme an diesen Stellen auf. Außerdem entstehen an diesen Stellen oft unnötig viele Elemente, die zudem meist stark verzerrt sind (Bild 5.2b).

I-deas bietet die Möglichkeit, auf die Oberfläche der Geometrie sogenannte Sections über mehrere CAD-Flächen zu legen. Die Sections auf der Oberfläche sind in Bild 5.2c) zu erkennen. Die Volumen werden somit basierend auf Sections vernetzt. Das Netz mit weniger und homogeneren Elementen ist in Bild 5.2d) dargestellt.





**Bild 5.1:** Ablauf der FE-Modell-Erstellung und Beanspruchungsermittlung



**Bild 5.2:** Oberflächen, Sections sowie Netz ohne und mit Sections generiert an einer typischen vernetzungskritischen Stelle am Gehäuse

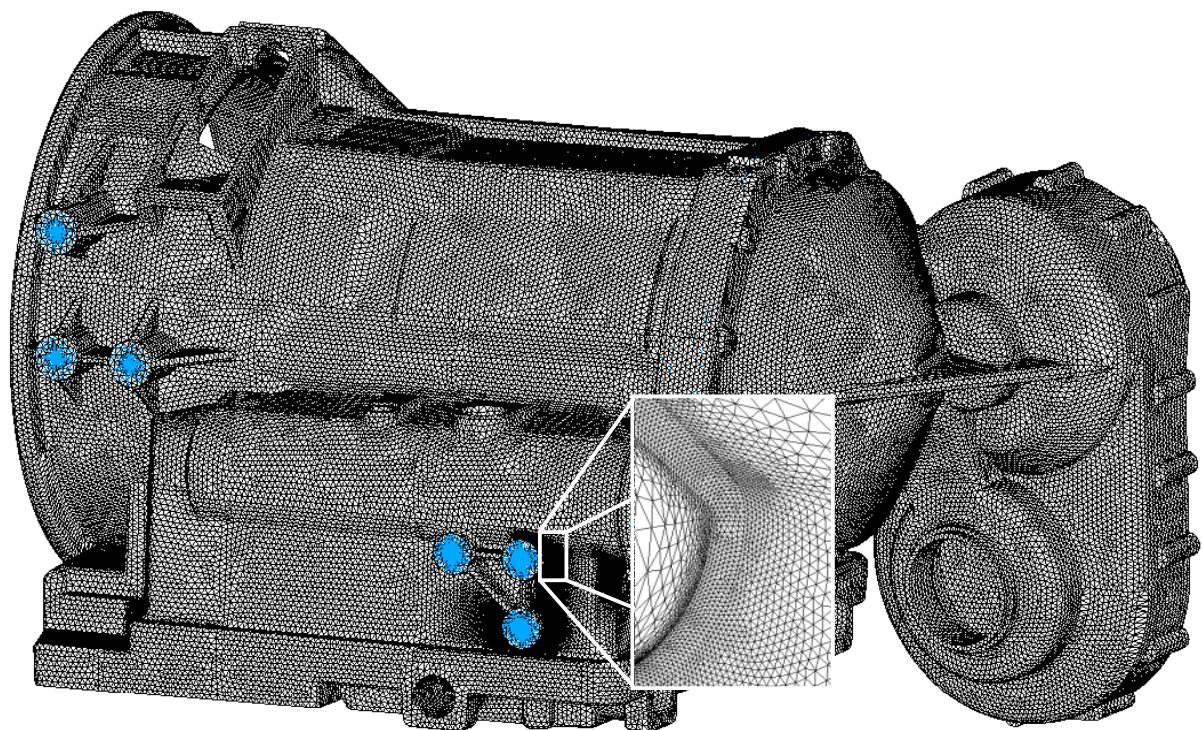
Alle relevanten Bauteile wie z. B. Gehäuse, Ölwanne, Lagerträger, Abtriebsdeckel usw. werden als einzelne Bauteile mit Volumenelementen vernetzt. Dabei wird darauf geachtet, dass die Netze an den Grenzflächen zu anderen Bauteilen ähnlich oder gar deckungsgleich sind.

Hierdurch ergibt sich ein homogener Spannungsverlauf. Bei der Vernetzung wurden Tetraeder und Hexaederelemente verwendet. Eine reine Modellierung aus Hexaederelementen ist aufgrund der Komplexität der Geometrie und des dadurch wesentlich größeren Vernetzungsaufwandes bzw. der erforderlichen Geometrievereinfachung nicht sinnvoll. Die zu untersuchenden Bereiche wurden sehr fein mit parabolischen Tetraederelementen vernetzt, da ausführliche

Untersuchungen ergaben, dass sich mit einem entsprechend diskretisierten, parabolischen Tetraedernetz die beste und zeiteffizienteste Modellierung ergibt.

Die Knoten und Elemente an den Grenzflächen der einzelnen Bauteile werden über ihre Beziehung zu den Sections auf den Grenzflächen als Gruppen zusammengefasst. Dies ermöglicht beim späteren Zusammenbau der FE-Netze der Bauteile eine einfache Auswahl der benötigten Knoten und Elemente.

Die einzelnen Bauteile des Getriebes bilden eine Baugruppe. Aus der Baugruppe wird ein FE-Modell des Getriebes erzeugt. Das Finite-Elemente-Netz des Getriebes mit ca. 1,35 Mio. Elementen und 620.000 Knoten ist in Bild 5.3 dargestellt. Aufbauend auf diesem Modell wurden die Beanspruchungen durch entsprechende Definition der Belastungen aufgrund der Längsdynamik, der Fahrbahnebenheiten und der motorinduzierten Schwingungen am Getriebegehäuse bestimmt. Für jeden dieser Lastfälle wird an den interessierenden Knoten der linearelastische Spannungstensor sowie der Spannungsgradientenvektor der entsprechenden Vergleichsspannung ermittelt.



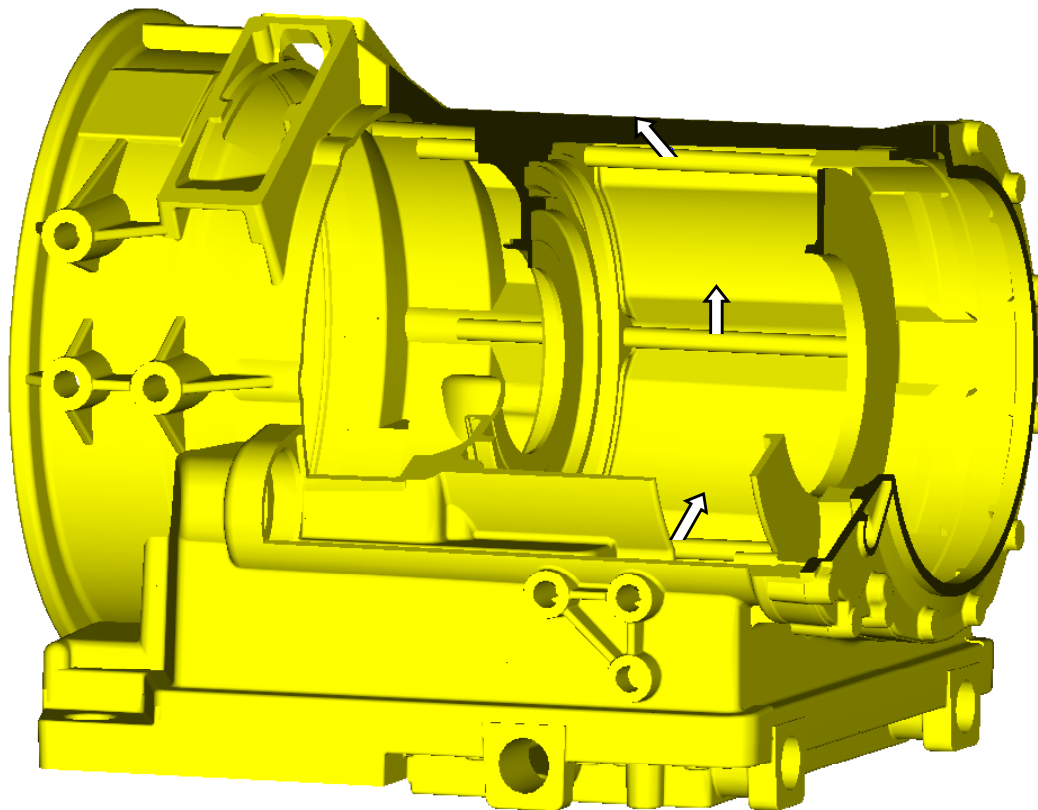
**Bild 5.3:** Finite Elemente Netz des Voith-Getriebes samt Anbauteilen

Die Belastungen werden an den entsprechenden Stellen als Einheitslasten wirkend auf das Gehäuse bzw. die Anbauteile aufgebracht. Durch entsprechende Wahl der Lasten ist es möglich, den Schaltvorgang zu berücksichtigen. Im vorliegenden Fall kann die Getriebebelastung infolge Längsdynamik zu jedem Zeitpunkt durch eine Linearkombination von bis zu 6 Lastfällen abgebildet werden. Die Beschreibung der Lastfälle und deren Modellierung ist in Tabelle 5.1 angegeben.

Lastfall	Beschreibung	Modellierung
B1	Kupplungsmoment der Kupplung B1	Umfangskräfte an den entsprechenden Stützstellen des Getriebes
B3	Kupplungsmoment der Kupplung B3	Umfangskräfte an den entsprechenden Stützstellen des Getriebes
BG	Kupplungsmoment der Kupplung BG	Umfangskräfte an den entsprechenden Stützstellen des Getriebes
Abtrieb	Lagerkräfte im entsprechenden Abtriebsdeckel	Flächenlasten in den Lagersitzen
RT	Retardermoment	Umfangskräfte an den entsprechenden Stützstellen des Getriebes
BR	Kupplungsmoment der Kupplung BR	Umfangskräfte an den entsprechenden Stützstellen des Getriebes

**Tabelle 5.1:** Beschreibung der Lastfälle

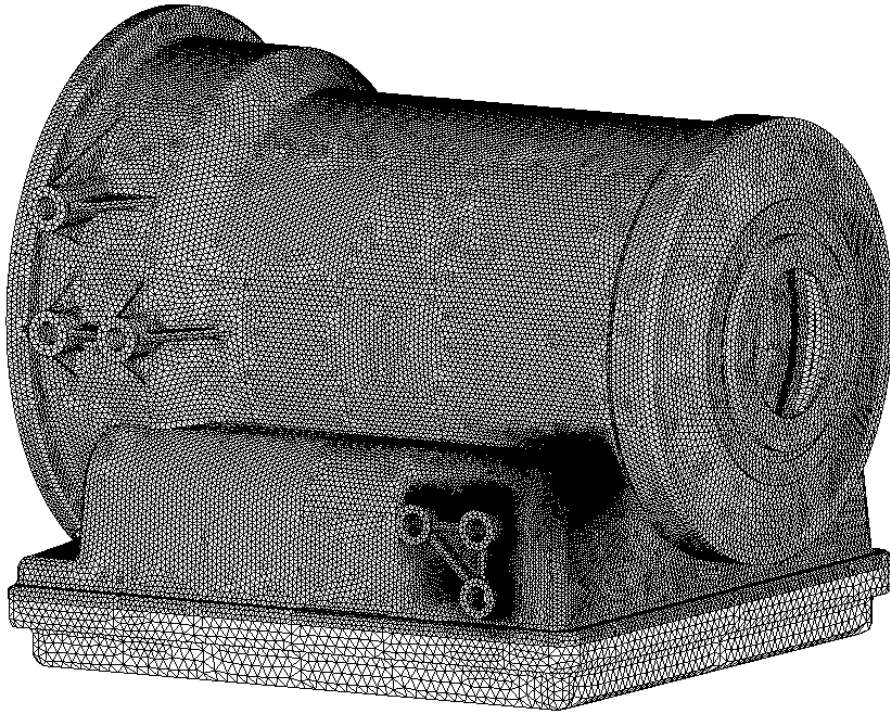
Beim Voith-Getriebe werden die Kupplungen (siehe Bild 4.3) an 6 Stangen aufgenommen, die im Gehäuse befestigt sind. Das anliegende Kupplungsmoment wird an diesen Stellen abgestützt. In Bild 5.4 ist das aufgeschnittene Voith-Gehäuse zu sehen. Die Pfeile symbolisieren die Kräfte, die entsprechend der axialen Lage der Kupplung B1 zur Abstützung des Moments in Umfangsrichtung wirken. Die anderen Kupplungsmomente wurden analog an der entsprechenden Stelle modelliert. Der Betrag des Momentes spielt bei der Modellierung der Lastfälle für die FE-Berechnung eine untergeordnete Rolle, da in der anschließenden Lebensdauerberechnung der Betrag entsprechend berücksichtigt wird. Im vorliegenden Fall wurden die Kräfte jedes Lastfalles so gewählt, dass sie einem Moment von 1 Nm entsprechen.



**Bild 5.4:** Modellierung des Lastfalls B1 am Voith-Getriebe

## 5.2 Modellierung der Abtriebsvarianten

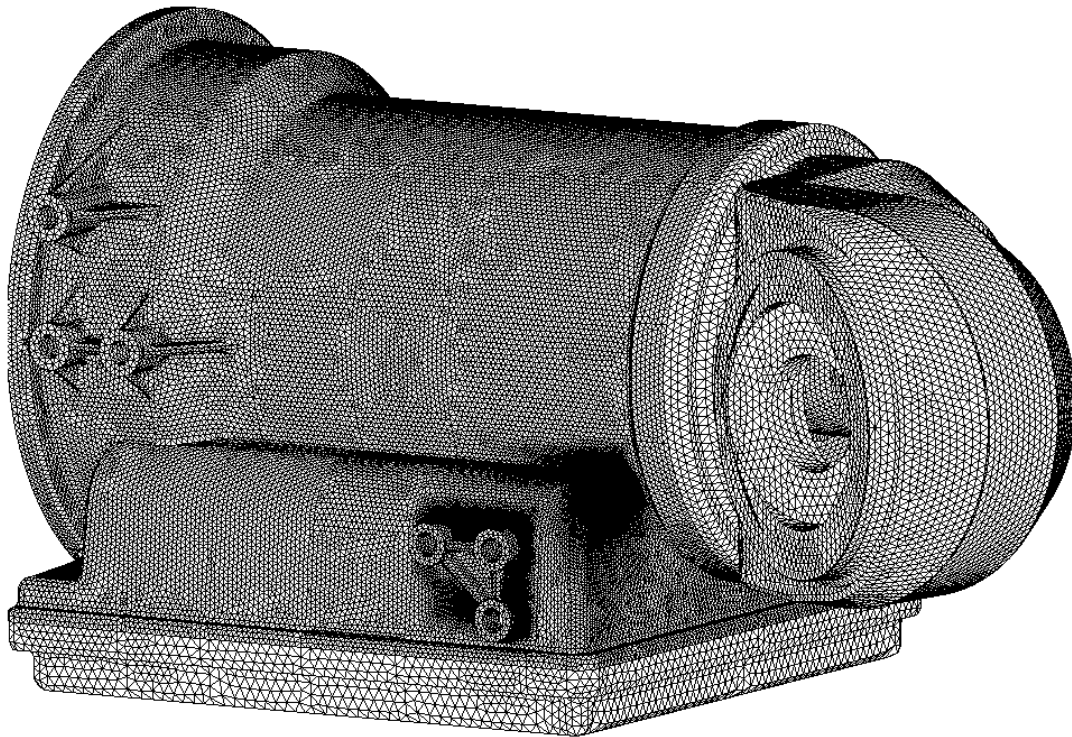
Das Antriebskonzept der Busse hat einen Einfluss auf die Anordnung von Motor und Getriebe (Tabelle 3.2) und somit auf die Abtriebsvarianten. Da beim Prinzipgehäuse die Dimensionen an Maße ausgeführter Getriebe angelehnt wurden, ergeben sich ähnliche Volumenbereiche wie bei echten Gehäusen. Weil für die Ermittlung der Beanspruchungen eine gewisse Diskretisierung des FE-Netzes notwendig ist, liegt die Element- und Knotenzahl der FE-Modelle der Prinzipgehäuse in der Größenordnung ausgeführter Gehäuse. Somit ist die Rechenzeit auch in derselben Größenordnung. Dennoch ergibt sich für die Modellierung aufgrund der weniger komplexen Geometrie eine erhebliche Zeitersparnis. Der Einfluss der Abtriebsvarianten wurde am Prinzipgehäuse untersucht. Bild 5.5 zeigt das FE-Netz des Prinzipgehäuses samt Ölwanne mit koaxialem Abtrieb. Aufgrund der Tatsache, dass durch die Längsdynamik keine Lagerreaktionskräfte am Gehäuse entstehen, fällt der Lastfall "Abtrieb" (vgl. Tabelle 5.1) weg.



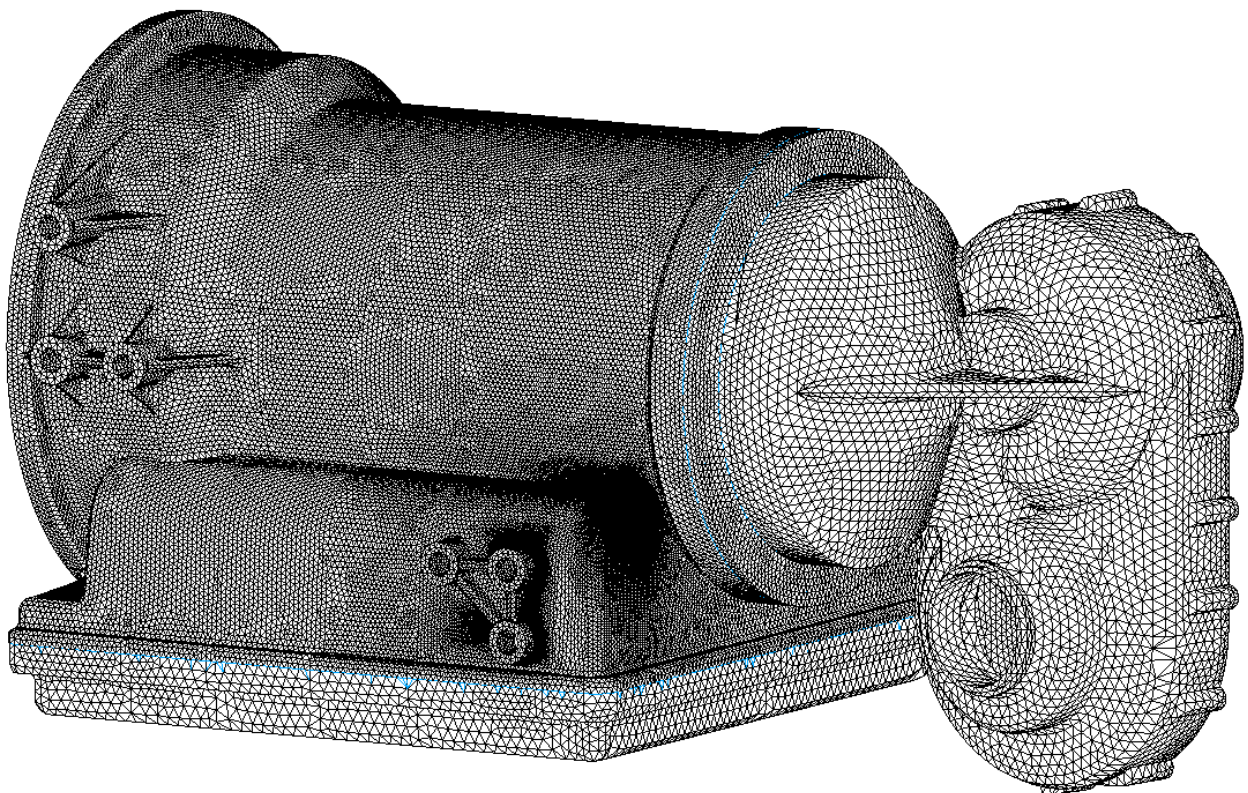
**Bild 5.5:** FE-Netz des Prinzipgehäuse samt Ölwanne mit koaxialem An- und Abtrieb

Der einfache Winkeltrieb ist in Bild 5.6 zu sehen. Durch die entsprechende Gestaltung des Winkeltriebs kann durch Einsatz eines Lagertopfes das Gehäuse des Abtriebsdeckels für verschiedene Achswinkel verwendet werden.

Das Prinzipgehäuse samt Ölwanne mit Winkeltrieb und Stirnradstufe wird in Bild 5.7 dargestellt.



**Bild 5.6:** FE-Netz des Prinzipgehäuse samt Ölwanne mit einfachem Winkeltrieb



**Bild 5.7:** FE-Netz des Prinzipgehäuse samt Ölwanne mit Winkeltrieb und Stirnradstufe

### 5.3 Berücksichtigung des Spannungsgradienten

Für die Festigkeitsberechnung sind die Bereiche, die mit der maximalen Spannung beansprucht sind, maßgebend. Bei dynamischer Beanspruchung des Werkstoffs im Bereich hoher Spannungen spielt weiterhin die Plastifizierung des Werkstoffs eine große Rolle, weil sich auf diese Weise Spannungsspitzen abbauen und eine Spannungsumlagerung stattfindet. Das örtliche Dehnungskonzept versucht diese Phänomene durch eine werkstoffmechanische Beschreibung des Fließens zu berücksichtigen, was zu komplexen Algorithmen und vergleichsweise langen Rechenzeiten führt.

Das örtliche Spannungskonzept berücksichtigt die Vorgänge der Plastifizierung durch Verwendung des bezogenen Spannungsgradienten. Dabei wird neben der Verteilung der Spannung auf der Oberfläche der Gradient der Spannung senkrecht zur Oberfläche berücksichtigt.

Scharfe Kerben weisen im Gegensatz zu sanften Kerben einen höheren Spannungsgradienten und damit kleine hochbeanspruchte Bereiche auf. Dies bedeutet, dass Bauteile mit hoher Kerbwirkung, d. h. vergleichsweise kleinem hochbeanspruchten Volumen, sich unter Schwingbelastung relativ günstiger verhalten als Bauteile mit niedriger Kerbwirkung, bei denen größere Bereiche hochbeansprucht werden. Diese Tatsache drückt sich im Unterschied zwischen der theoretischen Formzahl und der bei Schwingbeanspruchung wirksamen Kerbwirkungszahl aus. Die Stützziffer  $n_\sigma$  definiert das Verhältnis der theoretischen Vergleichsspannung  $\sigma_{v,t}$  zur effektiv wirksamen Vergleichsspannung  $\sigma_{v,f}$  im Kerbgrund.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{v,t}}{\sigma_{v,f}} \quad (5.1)$$

Die Stützziffer hängt vom Werkstoff und vom Spannungsgradienten  $\chi$  der Vergleichsspannung im Kerbgrund senkrecht zur Oberfläche (in Richtung  $n_0$ ) ab und ist folgendermaßen definiert:



$$\chi = \frac{d\sigma_v}{dn_o} \quad (5.2)$$

Der bezogene Spannungsgradient  $\chi^*$  ist der auf die Maximalspannung  $\sigma_v$  bezogene Spannungsgradient.

$$\chi^* = \frac{1}{\sigma_v} \cdot \left( \frac{d\sigma_v}{dn_o} \right) \quad (5.3)$$

Mit Hilfe des bezogenen Spannungsgradienten kann die Stützwirkung werkstoffabhängig ermittelt werden.

In /FKM02A/ wird beispielsweise der Zusammenhang zwischen dynamischer Stützziffer und bezogenem Spannungsgradient für  $0,1 \text{ mm}^{-1} < \chi^* \leq 1 \text{ mm}^{-1}$  wie folgt definiert. Zusammenhänge für andere Werte des Spannungsgradienten sind ebenfalls gegeben.

$$n_\sigma = 1 + \sqrt{\chi^* \cdot \text{mm} \cdot 10^{-\left(a_G + \frac{R_m}{b_G \cdot \text{MPa}}\right)}} \quad (5.4)$$

$a_G$  und  $b_G$  stellen werkstoffgruppenspezifische Konstanten dar, die in Tabelle 5.2 zusammengestellt sind.

Werkstoffgruppe	Aluminiumknetlegierung	Aluminiumgusslegierung	Nichtrost. Stahl	Anderer Stahl	Stahlguss	Grauguss mit Kugelgraphit	Temperguss	Grauguss
$a_G$	0,05	-0,05	0,4	0,5	0,25	0,05	-0,05	-0,05
$b_G$	850	3200	2400	2700	2000	3200	3200	3200

**Tabelle 5.2:** Werkstoffgruppenspezifische Konstanten zur Bestimmung der Stützziffer /FKM02A/

/FEMSITE98/ bietet die Möglichkeit den Spannungsgradienten bei linearen Pentaeder- und Hexaeder- sowie linearen Drei- oder Viereckschalenelementen zu berücksichtigen.

Im Folgenden wird die Ermittlung des Spannungsgradienten bei multiaxialer Beanspruchung unabhängig vom Elementtyp hergeleitet.

Bei multiaxialer Belastung liegt für jeden Lastfall  $i$  an jedem Knoten ein Spannungstensor  $\overline{\sigma}_i$  der Einheitslast vor.

$$\overline{\sigma}_i = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (5.5)$$

Der Spannungszustand  $\overline{\sigma}$  an einem bestimmten Zeitpunkt kann durch Superposition der Spannungszustände der Einzellasten, die durch Lagerkräfte, Bremsmomente usw. hervorgerufen werden, bestimmt werden. Die Spannungszustände ergeben sich durch Multiplikation der Last zu einem bestimmten Zeitpunkt  $L_i$  mit dem Spannungstensor  $\overline{\sigma}_i$  der entsprechenden Einheitslast. Die Größe  $q$  steht für die Anzahl der Lastfälle.

$$\overline{\sigma} = \sum_{i=0}^q L_i \cdot \overline{\sigma}_i \quad (5.6)$$

Mit einer geeigneten Vergleichsspannungshypothese lässt sich somit eine Vergleichsspannung  $\sigma_v$  zu jedem Zeitpunkt ermitteln. Diese Vergleichsspannung stellt einen skalaren Wert dar. Im Bauteil ergibt sich somit ein Skalarfeld der Vergleichsspannung. Der Spannungsgradientenvektor  $\text{grad } \sigma_v$  kann durch Ableitung dieses Skalarfeldes in allen Raumrichtungen gebildet werden.

$$\text{grad } \sigma_v = \begin{pmatrix} d\sigma_v/dx \\ d\sigma_v/dy \\ d\sigma_v/dz \end{pmatrix} \quad (5.7)$$

Das Ergebnis ist ein Vektorfeld der Spannungsgradientenvektoren.

Das Skalarprodukt des normierten Normalenvektors der Oberfläche  $\vec{n}_o^0$  mit dem Spannungsgradientenvektor stellt den Spannungsgradienten senkrecht zur Oberfläche dar.

$$\chi = n_0^{\rightarrow 0} \cdot \text{grad} \sigma_v \quad (5.8)$$

Mit Gleichung (5.3) ergibt sich der bezogene Spannungsgradient und daraus mit Gleichung (5.4) die dynamische Stützziffer. Somit kann mit Gleichung (5.1) die effektiv wirksame Vergleichsspannung ermittelt werden. Über die Wöhlerlinie wird dann der schädigende Anteil der Schwingspiele einer Vergleichsspannung ermittelt.

## 5.4 Beanspruchungen infolge Längsdynamik

Infolge der Längsdynamik des Busses ergeben sich zeitlich veränderliche Belastungen und infolge dessen auch zeitlich veränderliche Beanspruchungen am Gehäuse. Über die Betrachtung von kritischen Belastungssituationen in bestimmten Fahrsituationen können hochbeanspruchte Stellen am Gehäuse basierend auf einer statischen Betrachtung bestimmt werden.

### 5.4.1 Statische Betrachtung

Die Auswahl des kritischen Lastfalles erfolgt über die Betrachtung der Abstütz-momente der Kupplungen und Bremsen am Gehäuse gangweise in bestimmten Fahrsituationen. Tabelle 5.3 gibt einen Überblick über die Belastungen in verschiedenen Gängen und Fahrsituationen. Da im ersten und zweiten Gang das Getriebe sowohl im Wandler als auch im überbrückten Zustand betrieben werden kann, muss in diesen Gängen zudem noch zwischen Wandler und Lock-Up (LU)-Betrieb unterschieden werden. Im Wandlerbetrieb sind die Belastungen geschwindigkeitsabhängig, weshalb verschiedene Geschwindigkeiten betrachtet werden müssen. Das Abtriebsmoment  $M_{W2}$  ist über das Steuergerät auf 6000 Nm begrenzt und das maximale Motormoment beträgt 1600 Nm.

Es ist zu erkennen, dass im zweiten Gang höhere Momente an der Bremse B1 als im ersten Gang möglich sind (Tabelle 5.3). Zudem liegt im zweiten Gang an der Bremse BG das maximale Moment an. Das maximale Moment an B1 und BG liegt im zweiten Gang im Wandlerbetrieb bei einer Geschwindigkeit von 7,8 km/h vor.

Lastfall	Gang	Drehmoment [Nm]						Geschwindigkeit [km/h]
		$M_M$	$M_{B3}$	$M_{BR}$	$M_{B1}$	$M_{BG}$	$M_{W2}$	
	1. Gang	652	0	0	3240	0	6000	0
	1. Gang	1600	0	0	4105	0	6000	8,7
	1. Gang LU	1600	0	0	3467	0	5067	unabhängig
	2. Gang	828	0	0	4133	1615	6000	0
G2V7	2. Gang	1600	0	0	4994	1615	6000	7,8
	2. Gang LU	1600	0	0	3467	1075	3992	unabhängig
	3. Gang LU	1600	1067	0	0	0	2667	unabhängig
	4. Gang LU	1600	1067	0	0	566	2101	unabhängig
	5. Gang LU	1600	0	0	0	0	1600	unabhängig
	6. Gang LU	1600	0	0	0	339	1261	unabhängig

**Tabelle 5.3:** Belastungen in verschiedenen Gängen und Fahrsituationen

Gehäuse	Abtriebsvariante	höchsbeanspruchte Stelle	Beanspruchung [MPa]
Prinzipgehäuse	koaxialer Abtrieb	abtriebsseitiger Zapfen	22
Prinzipgehäuse	einfacher Winkeltrieb	abtriebsseitiger Zapfen	60
Prinzipgehäuse	Winkeltrieb und Stirnradstufe	abtriebsseitiger Zapfen	120
Voith-Gehäuse	Winkeltrieb und Stirnradstufe	abtriebsseitiger Zapfen	110

**Tabelle 5.4:** Beanspruchungen am Gehäuse bei untersch. Abtriebsvarianten

Die statische Betrachtung erlaubt eine relativ zügige Abschätzung der Beanspruchungen im Betrieb. Tabelle 5.4 gibt einen Überblick über die maximale Beanspruchung an der höchstbeanspruchten Stelle am Voith- (vgl. Bild 5.9) und Prinzipgehäuse bei verschiedenen Abtriebsvarianten. Die höchste Beanspruchung liegt am Prinzipgehäuse vor, wenn der Winkeltrieb mit Stirnradstufe angebaut wird. Bei den anderen Abtriebsvarianten liegt eine viel geringere Beanspruchung vor.

Da die maximale Belastung am Gehäuse aufgrund der Mehrachsigkeit, d. h. der unterschiedlichen Kraftangriffspunkte und Richtungen, nicht notwendigerweise die höchste Beanspruchung verursacht, bleibt eine gewisse Unsicherheit, ob mit der Bestimmung des kritischen Belastungsfalls auch der kritische Beanspruch-

chungsfall ermittelt wird. Deshalb wird eine Betriebsfestigkeitsberechnung durchgeführt.

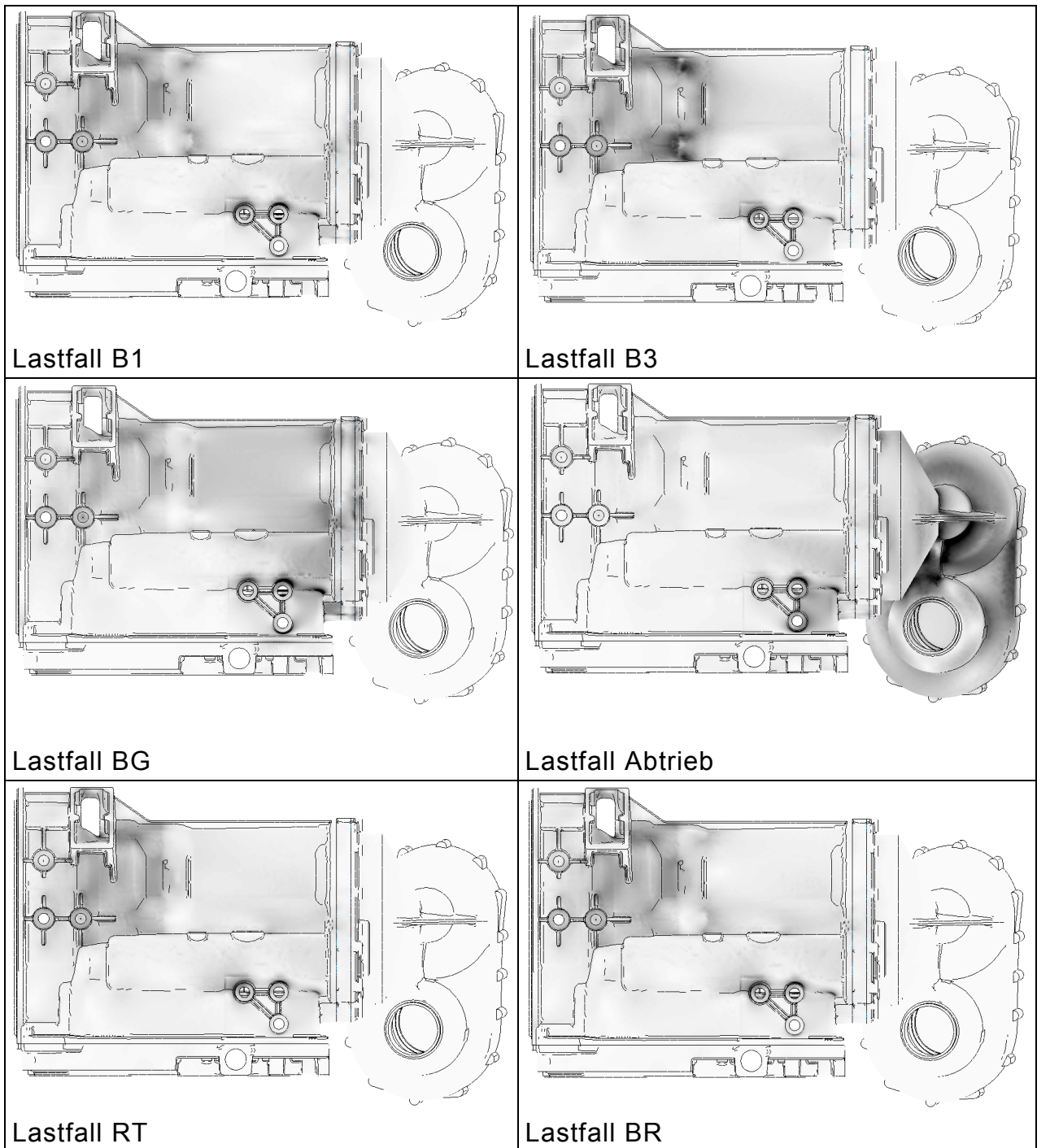
#### **5.4.2 Betriebsfestigkeitsabschätzung**

Bei der rechnerischen Ermittlung der Betriebsfestigkeit des Voith-Gehäuses ist man nicht auf die Ermittlung eines kritischen Lastfalls angewiesen, da der zeitliche Verlauf aller Belastungen berücksichtigt wird und somit der Spannungs-Zeit-Verlauf an jeder Stelle am Gehäuse bestimmt wird.

Die Beanspruchung des Gehäuses ändert sich mit der Zeit und somit ändert sich evtl. auch der Spannungszustand. Die Belastungen infolge von Lagerkräften, Kupplungsreaktionskräften und Retardermoment usw. werden an unterschiedlichen Stellen in unterschiedlichen Richtungen nicht proportional über der Zeit zueinander am Gehäuse abgestützt. Das bedeutet, dass eine mehrachsige Belastung vorliegt.

Die Beanspruchungen müssen hierfür für jeden Einheitslastfall berechnet werden. Die Beanspruchung zu einem bestimmten Zeitpunkt wird durch Linearkombination der Beanspruchungen von den Einheitslastfällen mit den entsprechenden Lasten bestimmt. Wie in Bild 5.8 zu sehen, können in den einzelnen Lastfällen grundsätzlich verschiedene Spannungsverläufe am Gehäuse auftreten. Der Grad der Schwärzung entspricht der Höhe der Beanspruchung. Es ist es sehr schwer abzuschätzen, an welchen Stellen im Betrieb die höchsten Beanspruchungen aufgrund der Fahrzeuglängsdynamik auftreten.

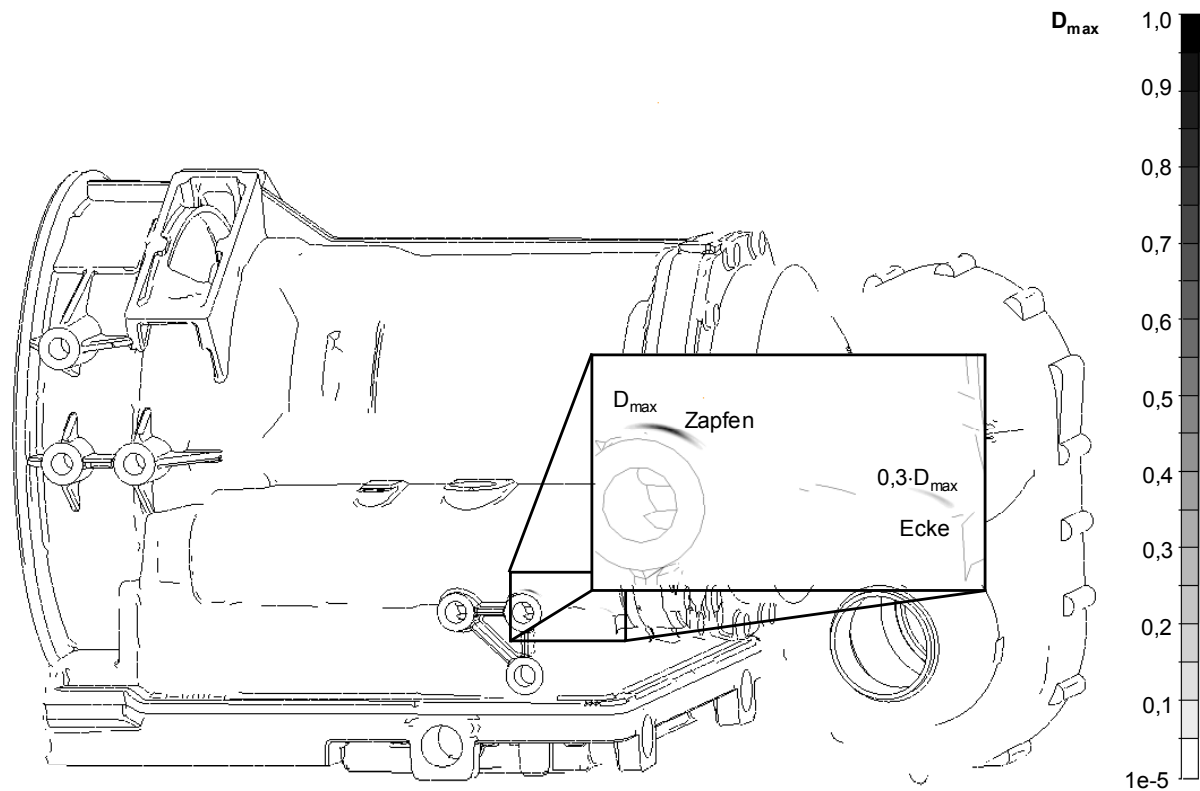
Im Lastfall B1 und B3 treten hohe Beanspruchungen im mittleren Gehäusebereich auf. Bei BG tritt im mittleren und hinteren Getriebebereich ein relativ homogener Verlauf der Beanspruchung auf. Beim Lastfall Abtrieb, bei dem die Lagerkräfte im Abtriebsdeckel eingeleitet werden, wird der Abtriebsdeckel am stärksten beansprucht. RT und BR verursachen hohe Beanspruchungen im vorderen Gehäusebereich.



**Bild 5.8:** Spannungsverlauf am Gehäuse bei unterschiedlichen Lastfällen aufgrund der Längsdynamik (Grad der Schwärzung entspricht Höhe der Beanspruchung)

Bei allen Einheitslastfällen treten zudem hohe Beanspruchungen im Bereich der Zapfen und der hinteren Ecke auf (Bild 5.9). Da zunächst nicht bekannt ist, ob an bestimmten Stellen ein multiaxialer Spannungszustand vorliegt, muss die Schädigung an allen Oberflächenknoten mit dem Verfahren der kritischen Schnittenebene bestimmt werden. In Bild 5.9 ist die Schädigung D am Gehäuse für

einen Stadtzyklus dargestellt. Das Nennspannungskonzept ist aufgrund der komplexen Geometrie des Gehäuses ungeeignet. Die Betriebsfestigkeitsberechnung mit örtlichen Spannungs- sowie Dehnungskonzepten liefert am Gehäuse qualitativ den gleichen Schädigungsverlauf.



**Bild 5.9:** Schädigung am Gehäuse infolge Längsdynamik

Um derartig aufwendige Untersuchungen durchführen zu können, müssen modernste Werkzeuge eingesetzt werden (Bild 4.1). Die große Zahl der notwendigen Rechenoperationen führt zu erheblichen Rechenzeiten, so dass eine Lebensdauerberechnung des Gehäuses für eine reale Strecke mehrere Wochen dauern würde, wenn alle Knoten der FE-Struktur berechnet werden /KLEY02/.

Um eine Vorstellung für die Größe der Datenmenge zu bekommen, sei ein einfaches Zahlenbeispiel gegeben:

- Bei Berücksichtigung der Drehschwingungen bei der Antriebstrangsimulation wird mit einer Mindestschrittweite von  $10^{-4}$  Sekunden gerechnet, wobei nur jeder 10. Wert gespeichert wird.

- In den vorliegenden Untersuchungen betrug die durchschnittliche Streckenlänge 38,2 km und die Durchschnittsgeschwindigkeit 36,6 km/h. Dies ergibt pro Last-Zeitfunktion  $3,7 \cdot 10^6$  Werte ( $38200 \text{ m} / (10^{-4} \text{ s} \cdot 10 \cdot 10,2 \text{ m/s})$ ).
- Das FE-Modell wurde mit  $3 \cdot 10^5$  Oberflächenknoten modelliert.
- Es wird mit 20 Schnittebenen pro Knoten gerechnet.
- Für jeden Last-Zeitpunkt sind rund 50 Rechenoperationen notwendig.
- Ein moderner Rechner (Pentium IV mit 1,5 GHz) schafft theoretisch 1000 MFLOPS (Millions Floating Point Operations per Second).
- Theoretische Rechenzeit:
- $3,7 \cdot 10^6 \cdot 3 \cdot 10^5 \cdot 20 \cdot 50 / 10^9$  (FLOPS) =  $1,1 \cdot 10^6$  s oder rund 12 Tage

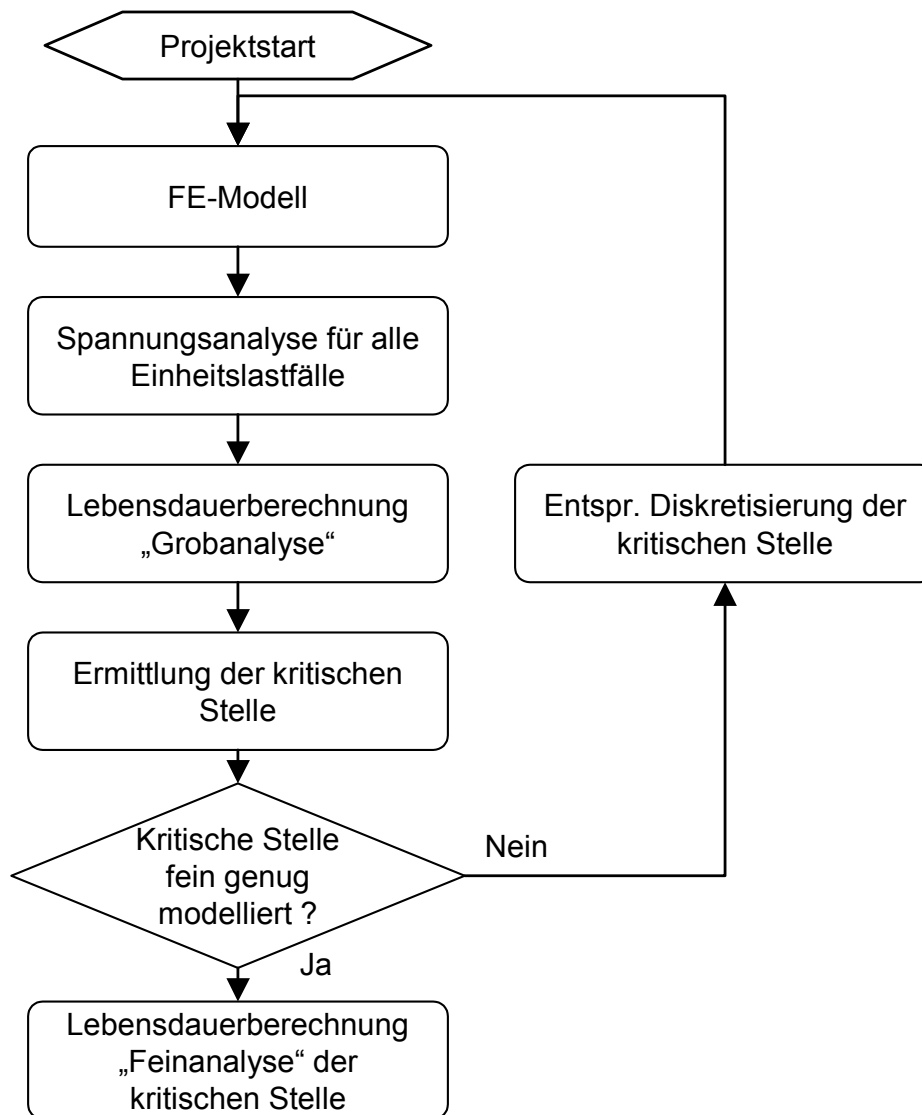
Um mit dieser Datenmenge in einer akzeptablen Zeit Ergebnisse zu erzielen, wurde die Lebensdauerberechnung durch das in Bild 5.10 dargestellte Vorgehen erheblich verkürzt.

Die "Grobanalyse" ist eine Berechnungsweise, bei welcher eine gute qualitative Aussage darüber gemacht werden kann, in welchem Bereich des Bauteils die Knoten mit den größten Schadenssummen liegen. Quantitativ kann bei der "Grobanalyse" das Ergebnis sehr ungenau sein. Die "Grobanalyse" ist jedoch so angelegt, dass sie sehr kurze Rechenzeiten benötigt und somit alle Knoten mit einer vertretbaren Rechenzeit gerechnet werden können. Bei der "Grobanalyse" wird eine Datei erzeugt, in der die kritischen Knoten der Schadenssumme entsprechend sortiert sind. Diese kann für die anschließende "Feinanalyse" verwendet werden. Bei der "Feinanalyse" werden die bei der "Grobanalyse" automatisch selektierten kritischen Knoten mit der notwendigen Genauigkeit gerechnet. Diese Rechenweise beansprucht zwar wesentlich mehr Rechenzeit pro Knoten, jedoch entstehen durch die begrenzte Anzahl der Knoten wieder vertretbare Rechenzeiten.

Um die kurzen Rechenzeiten bei der "Grobanalyse" realisieren zu können, wurden folgende Optimierungen angewandt:

- Erstellen einer Umkehrpunktfolge, d. h. nur die Datenpunkte lokaler Extrema werden gespeichert.
- Anwenden einer Hysterese auf die Umkehrpunktfolge.



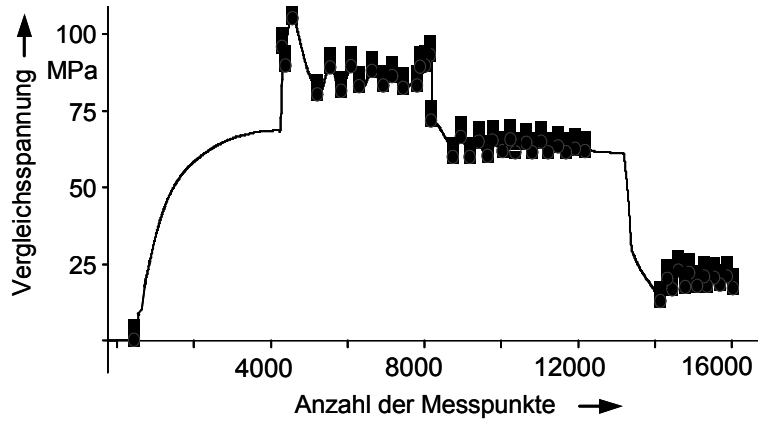


**Bild 5.10:** Vorgehen bei der rechenzeitoptimierten Lebensdauerberechnung

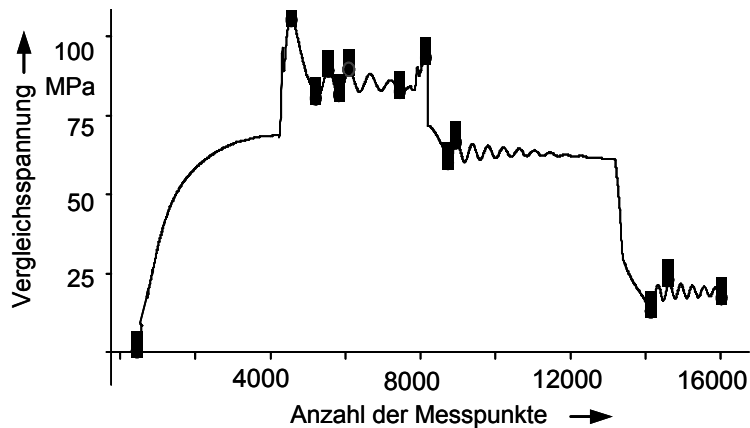
In Bild 5.11 und Bild 5.12 sind am Beispiel eines Spannungsverlaufs, der ursprünglich aus 16000 Messpunkten bestand, die Einflüsse der Umkehrpunktfolge und der Hysterese dargestellt. Durch die Umkehrpunktfolge ergibt sich eine Reduktion der Datenmenge von 16000 Messpunkten auf 48 Datenpunkte, also um den Faktor 333. Durch die danach angewandte Hysterese reduziert sich der Datenmenge von 48 Datenpunkten auf 13 Datenpunkte, was einer Reduzierung um den Faktor 3,7 entspricht.

Wenn die Belastung auf eine Umkehrpunktfolge beschränkt wird, muss beachtet werden, dass eine multiaxiale Berechnung aus mehreren Einzelbelastungen besteht. Aus jeder Einzelbelastung wird nun eine Umkehrpunktfolge mit

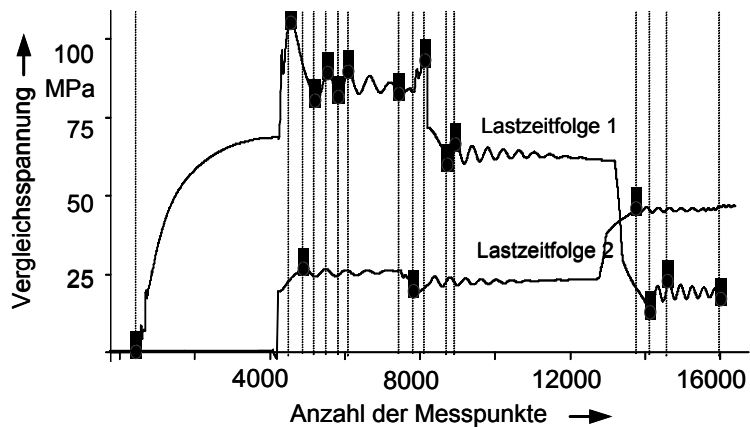
Hysterese generiert. Da aber nicht davon ausgegangen werden kann, dass die Umkehrpunkte jeder Einzelbelastung zum selben Zeitschritt auftreten, wird die Vereinigungsmenge aller Umkehrpunktfolgen verwendet (Bild 5.13).



**Bild 5.11:** Umkehrpunktfolge



**Bild 5.12:** Umkehrpunktfolge mit Hysterese



**Bild 5.13:** Vereinigungsmenge von zwei Umkehrpunktfolgen mit Hysterese

Bei der "Grobanalyse" empfiehlt es sich, weiterhin die Zahl der Schnittebenen (z. B. von 20 auf 8 Schnittebenen) und die Anzahl der Klassen bei der Rainflow-Klassierung (z. B. von 100 auf 50 Klassen) herabzusetzen.

Wird bei der "Grobanalyse" erkannt, dass es sich im vorliegenden Fall um eine uniaxiale bzw. biaxiale Beanspruchung handelt, kann bei der "Feinanalyse" mit uniaxialer Beanspruchung gerechnet werden.

### 5.4.3 Lebensdauerberechnungsergebnisse

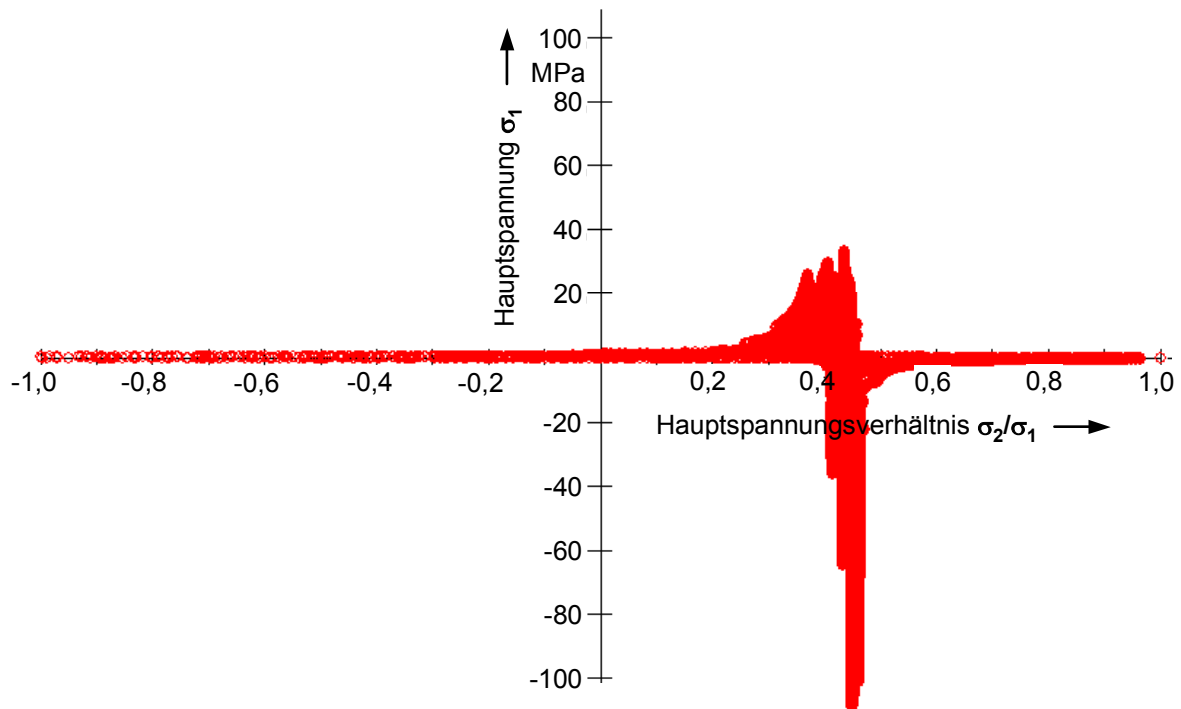
Als kritische Bereiche stellten sich die Kerbradien der hinteren Aufhängezapfen und ein Übergang im hinteren Bereich heraus (Bild 5.9). Für die kritischen Bereiche wurde in Anlehnung an /SONSINO93/ ein Porositätsgrad von  $P$  kleiner als 4 nach /ASTM155/ zugewiesen. Durch eine Vergrößerung der Radien in den kritischen Bereichen konnte die rechnerische Lebensdauer um den Faktor 13 gesteigert werden. In den kritischen Bereichen ergab sich ein weitgehend uniaxialer Spannungszustand.

Die Schädigung auf der Schlechtwegstrecke lag um den Faktor  $10^3$  unter der Schädigung bei einem gleich langen Stadtzyklus. Somit ist die Gehäusebeanspruchung aufgrund von Fahrbahnunebenheiten im Gegensatz zur Belastung infolge der Längsdynamik, d.h. vielen Beschleunigungs- und Bremsvorgängen, gering.

Wie bereits erwähnt, liegt eine multiaxiale Belastung des Gehäuses vor. Die folgenden Untersuchungen zeigen, ob sich aus diesen Belastungen im Fahrbetrieb am Gehäuse in den kritischen Bereichen ein mehrachsiger Spannungszustand einstellt. Zudem soll die Wirksamkeit und Zulässigkeit der zuvor beschriebenen Rechenzeitoptimierung nachgewiesen werden. Als Referenz dient ein Stadtzyklus. Als kritische Stelle wird der Knoten mit der höchsten Schädigung am Gehäuse betrachtet. Die kritische Stelle liegt im Bereich der hinteren Zapfen.

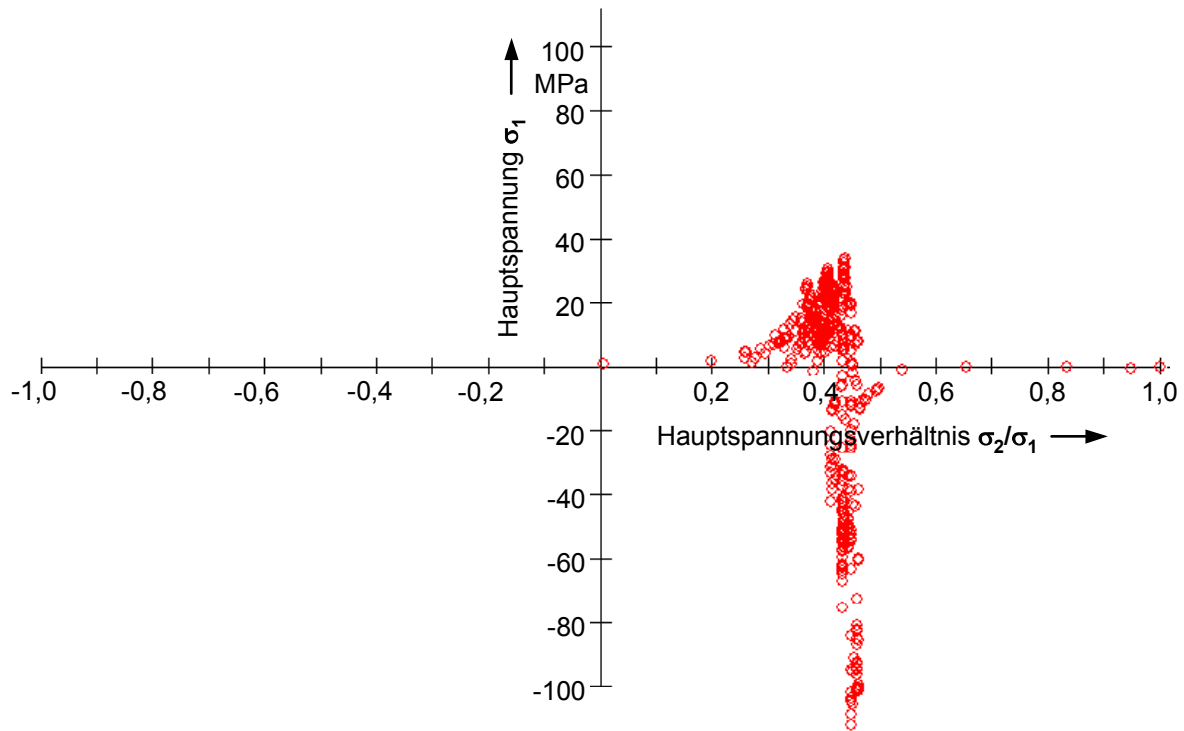
An einer freien Oberfläche ist die dritte Hauptspannung null. Die erste Hauptspannung in Abhängigkeit des Verhältnisses der zweiten zur ersten Hauptspannung ist in Bild 5.14 für die Feinanalyse und in Bild 5.15 für die

Grobanalyse dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Hauptspannungsverhältnis relativ konstant bei 0,4 liegt. Da zudem der Hauptspannungswinkel konstant ist, liegt eine biaxiale Beanspruchung vor. Diese kann auf eine uniaxiale Beanspruchung zurückgeführt werden.



**Bild 5.14:** Hauptspannungsverhältnis Feinanalyse

Es liegen Zugbeanspruchung mit bis zu 40 MPa und Druckbeanspruchungen mit bis zu 110 MPa vor. Weiter ist zu erkennen, dass bei der Grobanalyse viel weniger Punkte eingetragen sind, was auf die Datenreduktion infolge der Verwendung der Umkehrpunktfolgen und einer Hysterese von 10 % der Belastung bezüglich des maximalen Lastausschlags zurückzuführen ist.

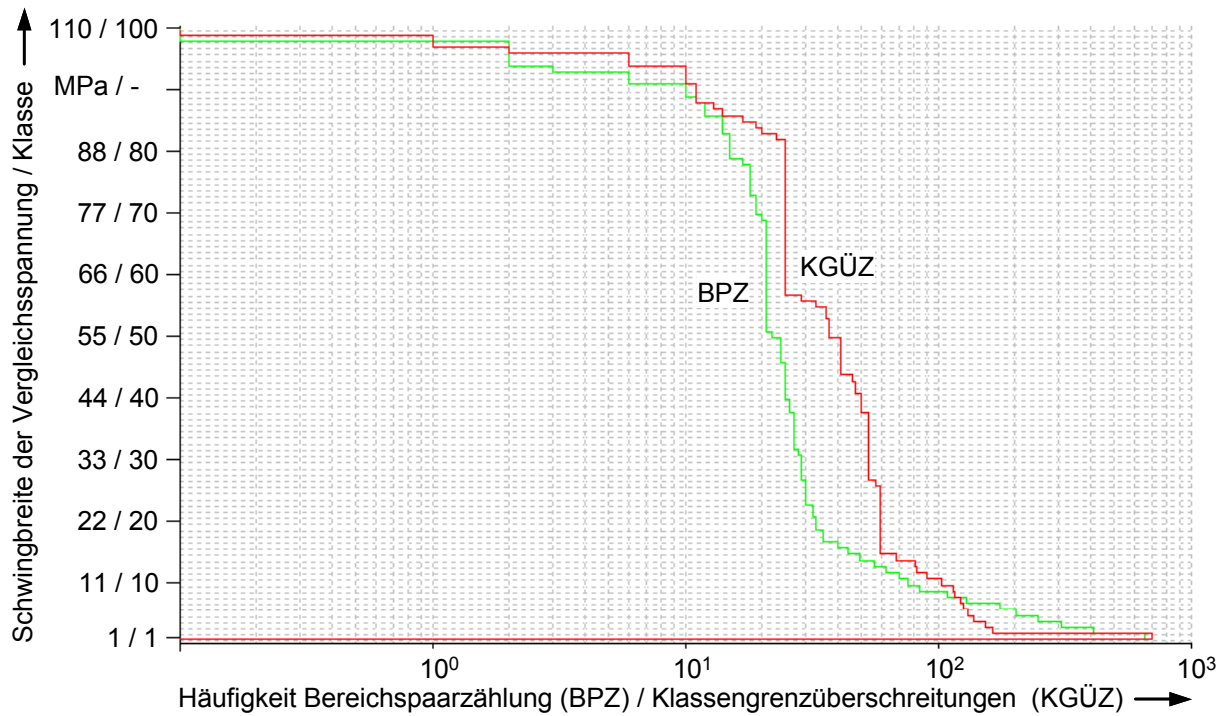


**Bild 5.15:** Hauptspannungsverhältnis Grobanalyse

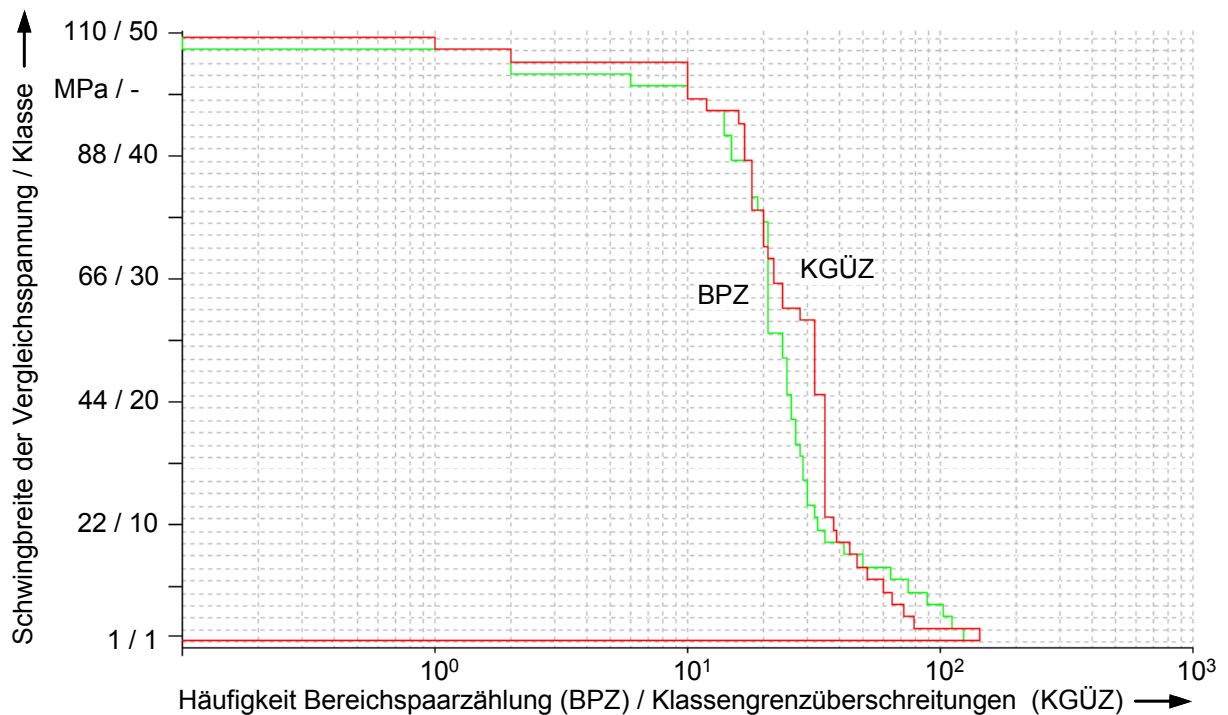
Bild 5.16 zeigt die Summenhäufigkeit der Klassengrenzüberschreitungen und der Bereichspaare. Da beide Zählungen ein ähnliches Kollektiv ergeben, fällt die Schwankung der Mittellast gering aus. Bild 5.17 zeigt die Zählung beider Verfahren für die Grobanalyse, wobei ebenfalls auf eine geringe Mittellastschwankung zurückgeschlossen werden kann.

Die Rainflow-Schadensmatrix der Feinanalyse ist in Bild 5.18 zu erkennen. Aus dem Diagramm geht klar hervor, dass 100 Klassen verwendet wurden. Bild 5.19 zeigt die Rainflow-Schadensmatrix der Grobanalyse mit 50 Klassen. Das Bild sieht aufgrund der unterschiedlichen Anzahl an Klassen durchaus anders aus.

Die berechnete Schädigung bei der Feinanalyse beträgt  $7,6 \cdot 10^{-7}$ . Bei der Grobanalyse liegt die berechnete Schädigung um ca. 6 % höher bei  $8,05 \cdot 10^{-7}$ .

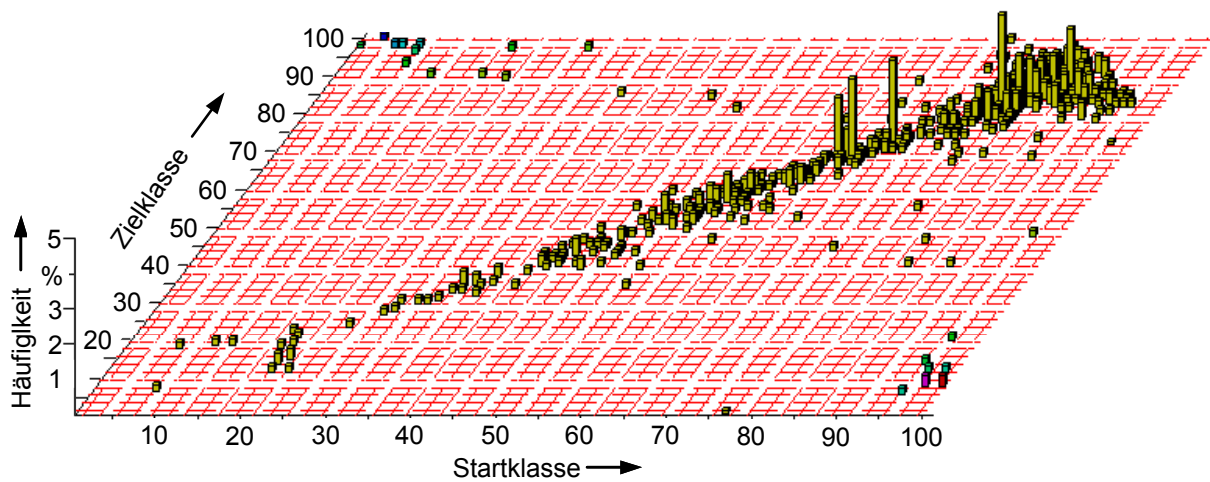


**Bild 5.16:** Klassengrenzüberschreitung / Bereichspaarzählung Feinanalyse

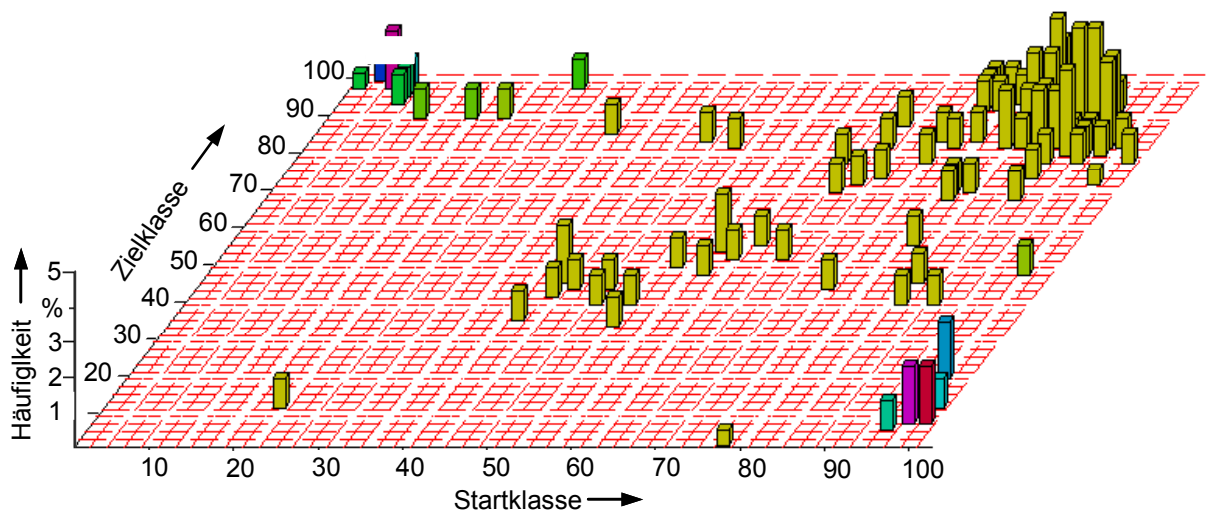


**Bild 5.17:** Klassengrenzüberschreitung / Bereichspaarzählung Grobanalyse

Die genaue Auswertung der Ergebnisse der Grob- und Feinanalyse zeigen, dass die Ergebnisse der Grobanalyse im Wesentlichen mit den Ergebnissen der Feinanalyse sowohl qualitativ als auch quantitativ sehr gut übereinstimmen.



**Bild 5.18:** Rainflow-Schadensmatrix Feinanalyse



**Bild 5.19:** Rainflow-Schadensmatrix Grobanalyse

Durch die beschriebenen Maßnahmen der Rechenzeitoptimierung konnten die in Tabelle 5.2 angegebenen vertretbaren Rechenzeiten mit einer akzeptablen Genauigkeit an den kritischen Knoten erzielt werden.

	Anzahl der berechneten Knoten	Rechenzeit		
		Grobanalyse	Feinanalyse	Feinanalyse mit Spannungsgradient
Oberflächenknoten	305000	2:04:00 h	~42 Tage (abgebrochen)	-
Kritische Knoten	2000	0:01:20 h	6:42:00 h	10:51:00 h

**Tabelle 5.5:** Rechenzeiten für die Lebensdauerberechnung eines PC's mit Pentium III Prozessor mit 887 MHz

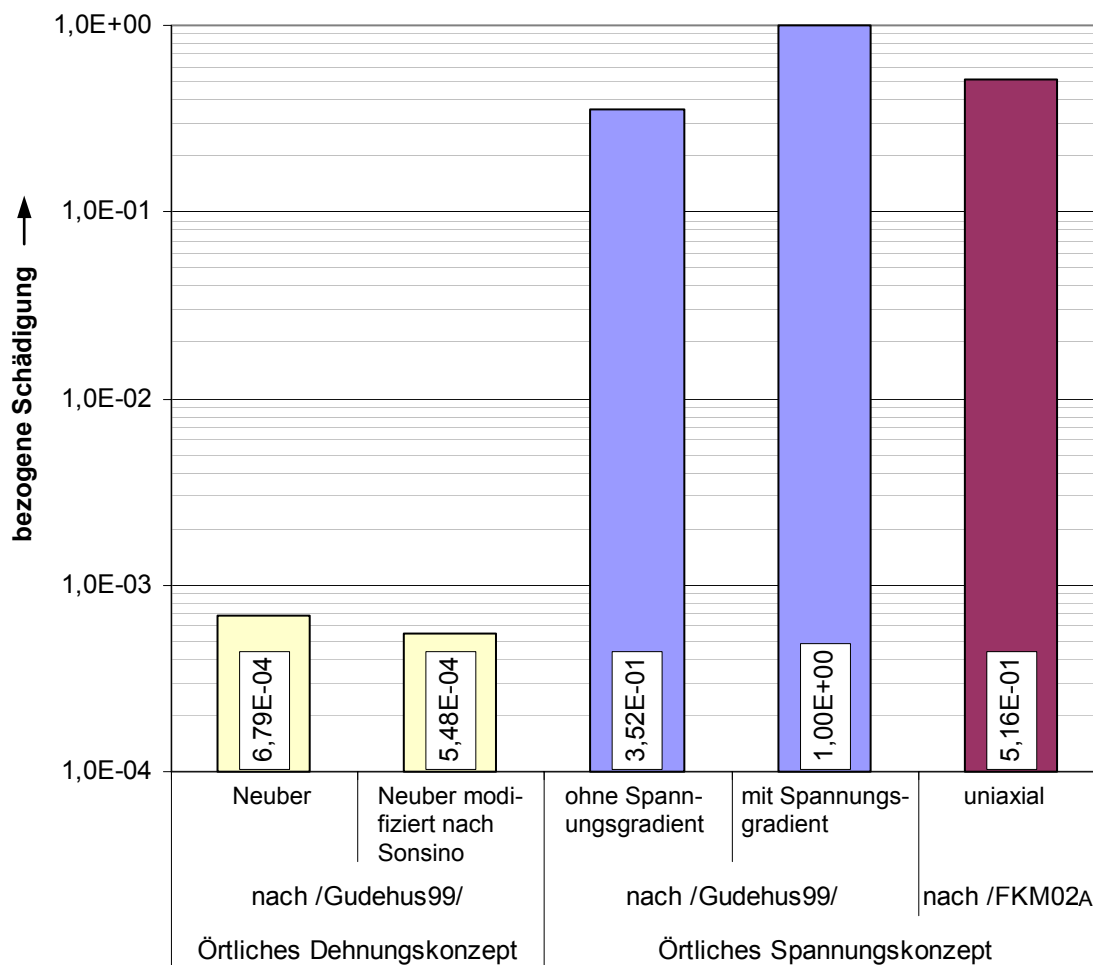
Für die rechnerische Ermittlung der Lebensdauer stehen unterschiedliche Konzepte zur Verfügung (siehe Kapitel 2.2.3). Aktuelle Forschungsergebnisse zeigen, dass die rechnerische und tatsächliche Lebensdauer von Bauteilen mitunter große Abweichungen aufweisen /FKM02B/. In Bild 5.20 ist die bezogene Schädigung am Gehäuse mit dem örtlichen Spannungs- und Dehnungskonzept nach /Gudehus99/ bzw. /FKM02A/ dargestellt. Die berechnete Schädigung des örtlichen Dehnungskonzeptes ist viel geringer als die berechnete Schädigung mit dem örtlichen Spannungskonzept. Dies liegt daran, dass der verwendete Schadensparameter nach Smith-Watson-Topper  $P_{SWT}$  die Werkstoffbeanspruchung infolge Druckspannungen nicht ausreichend berücksichtigt. Die Umrechnung der linearelastischen Spannungen aus der FE-Analyse in elastisch-plastische Spannungen nach Neuber bzw. der modifizierten Neuberform nach Sonsino zeigt nur einen geringen Einfluss.

Wird beim örtlichen Spannungskonzept nach /GUDEHUS99/ der Spannungsgradient berücksichtigt, ist die rechnerische Schädigung nahezu dreimal größer als wenn der Spannungsgradient nicht berücksichtigt wird. Dies ist verständlich, wenn man bedenkt, dass an der untersuchten Stelle Druck-, Schub- und Biegespannungen überlagert werden. Wenn die Rechnung ohne Spannungsgradient erfolgt, wird bei gemischter Beanspruchung gegen die Biegewechselfestigkeit gerechnet. Da bei Biegung der größte Spannungsgradient vorliegt, ist die Stützwirkung bei Biegung entsprechend höher als bei einer gemischten Beanspruchung. Somit ist die rechnerische Schädigung ohne Spannungsgradient kleiner als wenn der tatsächlich vorliegende Spannungsgradient berücksichtigt wird und liegt somit auf der unsicheren Seite.

Die bezogene Schädigung beim örtlichen Spannungskonzept nach /FKM02A/, bei dem uniaxial gerechnet wird, liegt in derselben Größenordnung wie die Schädigung nach /GUDEHUS99/.

Nach /FKM02B/ liefern die örtlichen Spannungskonzepte für Gussteile die besten Ergebnisse, weshalb für die folgenden Untersuchungen ebenfalls mehraxial mit örtlichen Spannungskonzepten gerechnet wurde. Für die Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Betriebsparameter auf die Schädigung zeigen die Ergebnisse mit und ohne Spannungsgradient keine Unterschiede.



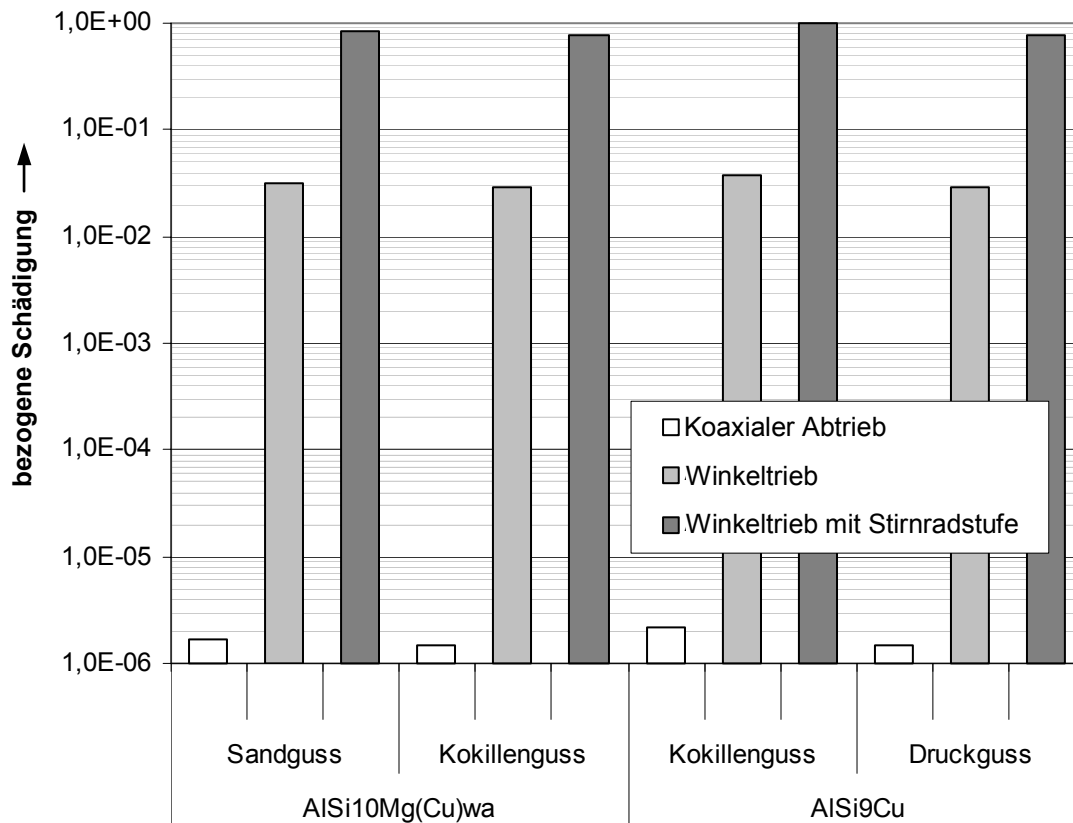


**Bild 5.20:** Bezogene Schädigung bei unterschiedlichen Berechnungskonzepten

#### 5.4.4 Einfluss der Abtriebsvarianten auf die Lebensdauer

In Kapitel 3.4 wurden verschiedene Antriebsstrangkonfigurationen von Bussen und die sich daraus ergebenden Abtriebsvarianten des Getriebes erläutert. Zudem sind unterschiedliche Werkstoffe bzw. Gussverfahren angedacht. Das Diagramm in Bild 5.21 zeigt die relative Schädigung am Gehäuse bei unterschiedlichen Abtriebsvarianten und unterschiedlichen Werkstoffen und Gussverfahren. Die Schädigungen sind bezogen auf die Schädigung am Gehäuse aus AlSi9Cu aus Kokillenguss, wenn der Getriebeabtrieb mit Winkeltrieb und Stirnradstufe erfolgt, da hier die höchste Schädigung auftritt.

Die Schädigung am Gehäuse mit koaxialem Abtrieb fällt bei allen Werkstoffen so gering aus, dass sie vernachlässigt werden kann.



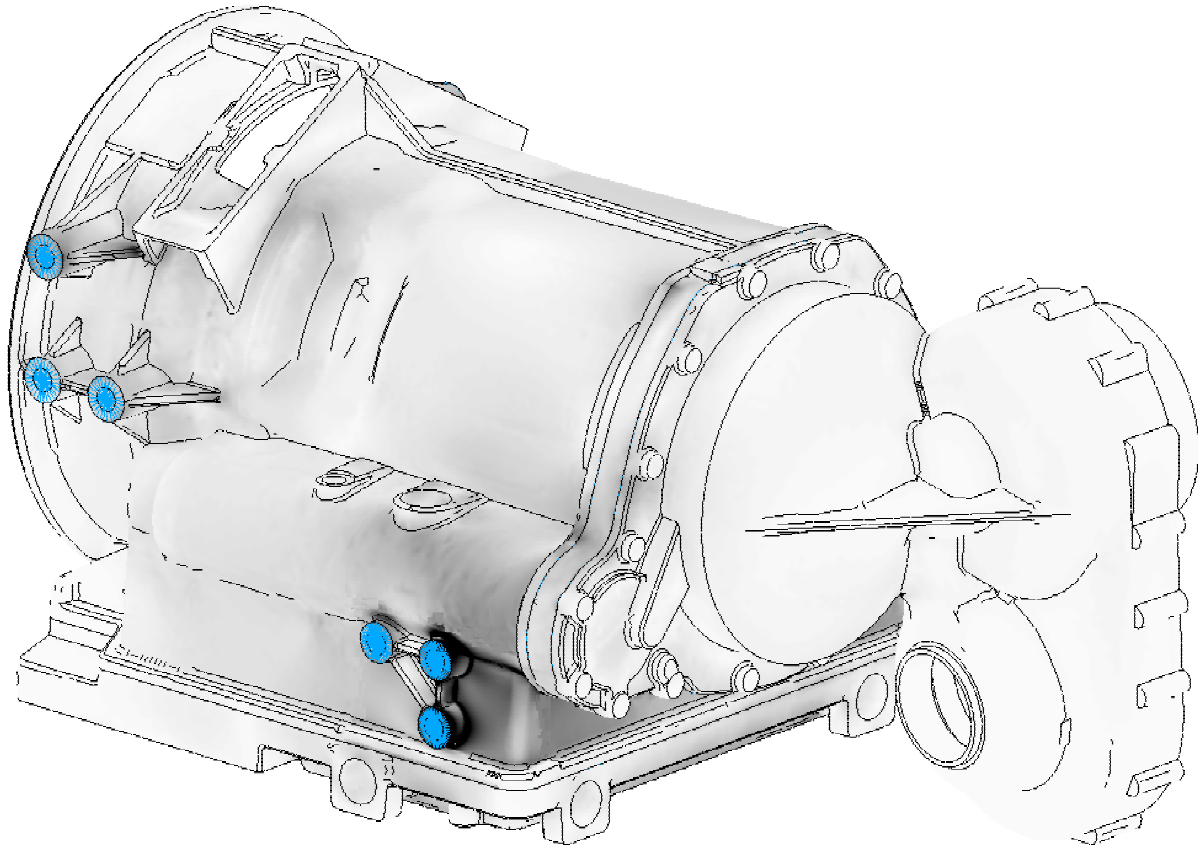
**Bild 5.21:** Schädigung am Gehäuse mit unterschiedlichen Abtriebsvarianten

Beim Gehäuse mit Winkeltrieb ist die Schädigung ebenfalls viel geringer als beim Winkeltrieb mit Stirnradstufe. Somit bildet der Winkeltrieb mit Stirnradstufe die kritischste Abtriebsvariante bzgl. der Gehäusebeanspruchung. Weiterhin ist erkennbar, dass der Einfluss der unterschiedlichen Werkstoffe weitaus geringer ausfällt, als der Einfluss der Abtriebsvarianten. Bei nicht koaxialem Abtrieb wird das Gehäuse zusätzlich zu der Torsion aufgrund des Retardermoments und der Bremsmomente auf Torsion und Biegung aufgrund der Lagerkräfte, die auf die Winkeltriebe wirken, beansprucht. Die Belastungen tragen wesentlich zur Gehäusebeanspruchung bei.

## 5.5 Beanspruchungen infolge Fahrbahnunebenheiten

Da Massenkräfte für die Belastung des Gehäuses infolge Fahrbahnunebenheiten verantwortlich sind, muss der Einfluss aller Bauteile sowie die Ölfüllung berücksichtigt werden. Durch Fahrbahnunebenheiten wirken im Wesentlichen Vertikalbeschleunigungen auf das Getriebe. Die Beanspruchung wurde für eine zusätzlich zur Erdbeschleunigung wirkenden Vertikalbeschleunigung von 1 g

( $9,81 \text{ m/s}^2$ ) bestimmt. Die Beanspruchungen bei betragsmäßig anderen Vertikalbeschleunigungen werden mit der gemessenen Vertikalbeschleunigungs-Zeitfunktion (Bild 4.7) zu jedem Zeitpunkt bestimmt. Die höchsten Beanspruchungen treten im Bereich der Aufhängepunkte und an einem Übergang im hinteren Bereich auf (Bild 5.22).



**Bild 5.22:** Spannungsverlauf am Gehäuse aufgrund der Vertikalbeschleunigung  
(Grad der Schwärzung entspricht Höhe der Beanspruchung)

Im Stadtverkehr liegen die Beanspruchungen unter 2 MPa und auf Schlechtwegstrecken können Beanspruchungen bis 14 MPa betragen. Aufgrund der starken Vertikalbeschleunigungen wird auf Schlechtwegstrecken eher sanft angefahren. Somit treten die extremen Beanspruchungen infolge der Vertikalbeschleunigung nicht in Kombination mit den extremen Beanspruchungen der Längsdynamik auf. Es zeigt sich, dass im Stadtverkehr die Beanspruchungen aufgrund der Längsdynamik die wesentliche Rolle spielen, während die Beanspruchung infolge der Vertikalbeschleunigung vernachlässigt werden kann.

Hingegen treten auf einer extremen Schlechtwegstrecke aufgrund des angepassten Fahrverhaltens nur geringe Beanspruchungen infolge der Längsdynamik auf. Die Schädigung aufgrund der Fahrbahnunebenheiten einer Schlechtwegstrecke ist ungefähr  $10^{-3}$  mal geringer als auf einem gleich langen Stadtzyklus infolge der Längsdynamik. Somit spielt die Beanspruchung infolge der Fahrbahnunebenheiten bei Busautomatgetrieben eine untergeordnete Rolle.

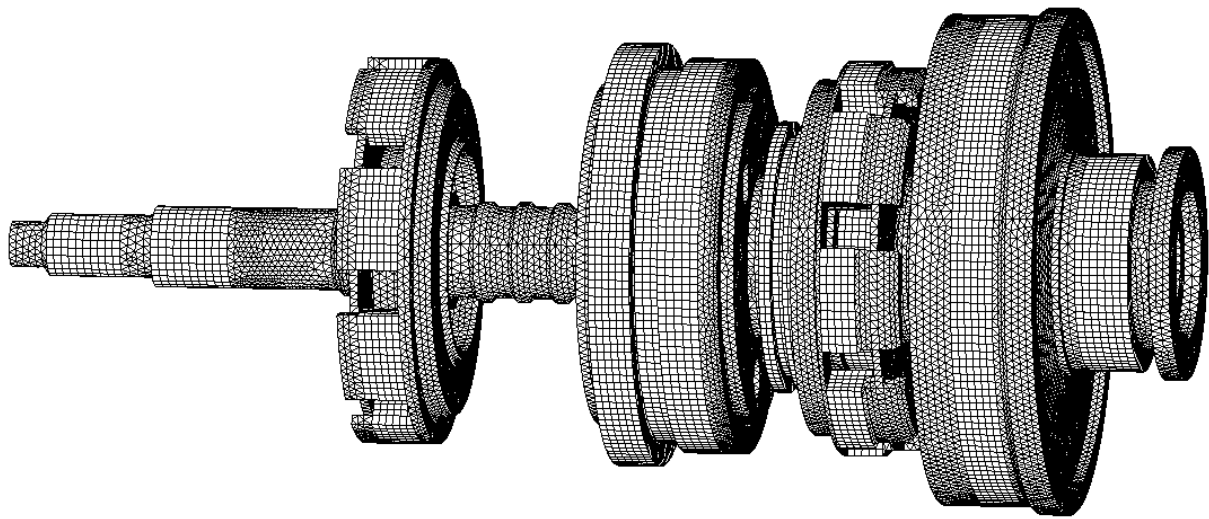
## **5.6 Beanspruchungen infolge motorinduzierter Schwingungen**

Für den Fall, dass die Eigenfrequenzen des Motor-Getriebe-Verbundes unter der Anregungsfrequenz des Motors liegen sowie die Anregungsrichtung mit der Eigenform übereinstimmt, können Beanspruchungen am Gehäuse infolge motorinduzierter Schwingungen auftreten. Für die Untersuchung dieser Biegeschwingungen muss der Motor berücksichtigt werden. Da beim 4-Zylinder-Reihenmotor Schwingungen aufgrund freier Massenkräfte 2. Ordnung angeregt werden, wird der Dieselmotor OM904LA von DaimlerChrysler als typischer Vertreter von Busmotoren in dieser Klasse in Verbindung mit dem Getriebe genauer untersucht. Die Masse und die Trägheitsmomente des Motors sind in Tabelle 4.2 gegeben.

Zur Berücksichtigung der Massen und Steifigkeiten von Wellen, Zahnrädern, Lagern, Kupplungen und sonstigen Teilen im Innern des Getriebes wurde das FE-Modell erweitert. Da in jedem Gang andere Teile in Verbindung stehen, ergibt sich für jeden Gang eine andere Steifigkeit. Der Einfluss der Steifigkeit in unterschiedlichen Gängen wurde eingehender betrachtet. Zum einen wurden leistungsführende Teile der Planetenstufen des 1. Ganges modelliert. Bild 5.23 zeigt das Finite-Elemente-Netz dieser Teile.

Diese wurden in das Gehäusemodell aus Bild 5.3 integriert und eine Modalanalyse durchgeführt. Im nächsten Schritt wurde die Masse der inneren Bauteile über Massenelemente im ursprünglichen FE-Modell integriert. Die Eigenfrequenzen und Eigenformen der Biegeschwingungen entsprachen denen beim detaillierten Modell. Somit haben die Massen der inneren Bauteile einen wesentlichen Einfluss auf die Eigenformen und -frequenzen der Biegeschwingungen von Motor und Gehäuse. Der Steifigkeitsunterschied in

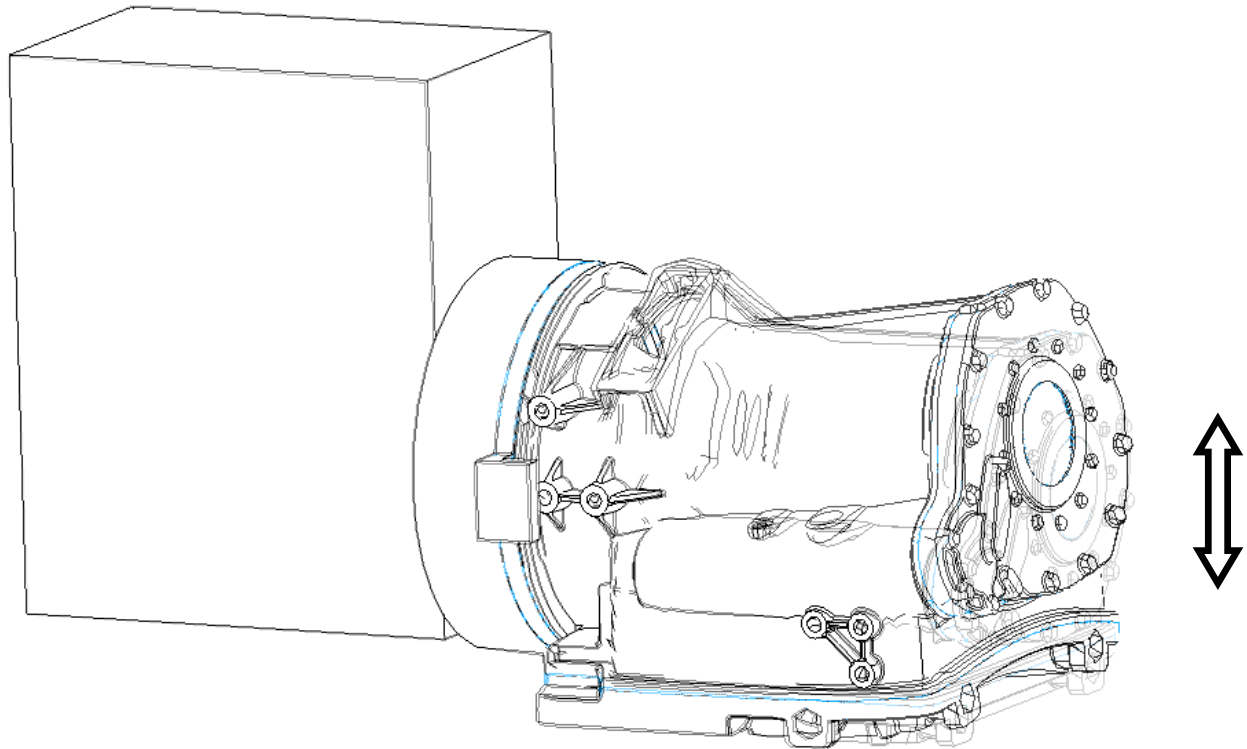
unterschiedlichen Gängen hat jedoch kaum Einfluss auf das Biegeschwingungsverhalten.



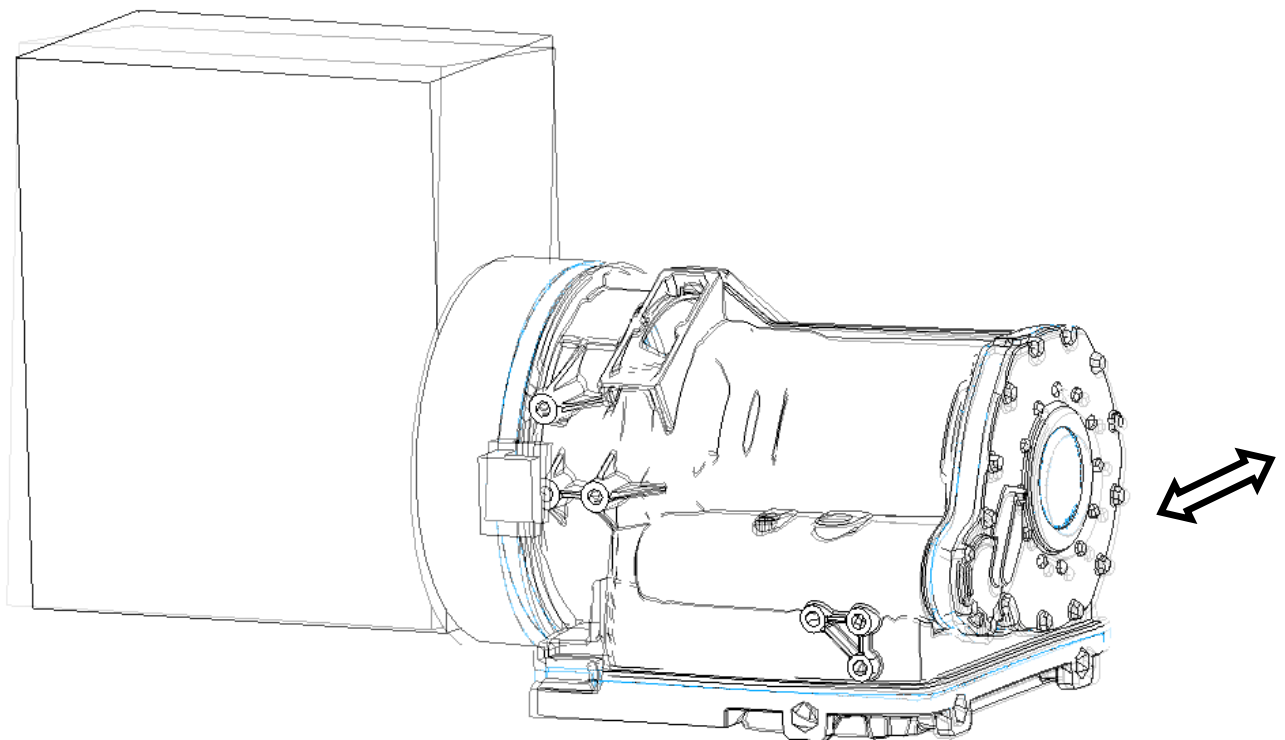
**Bild 5.23:** Finite-Elemente-Netz leistungsführender Teile des 1. Ganges

In Bild 5.24 ist die erste Eigenform der Biegeschwingung von Motor und Getriebe dargestellt. Das Getriebegehäuse ist hierbei am Rahmen befestigt und über einen Zwischenflansch mit dem Motor verbunden. Das Getriebe führt eine vertikale Schwingung in Richtung der Anregung aus. Die Eigenfrequenz dieser Schwingung liegt bei 182 Hz. Bei einer Motordrehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  ergibt sich eine Anregungsfrequenz von 83,3 Hz. Dies bedeutet, dass diese Schwingungsform nicht vom Motor angeregt wird. Somit ist die zu erwartende Beanspruchung des Gehäuses infolge Biegeschwingungen bei dieser Einbausituation vernachlässigbar. Die zweite Eigenform des Motor-Getriebe-Verbundes tritt bei der Frequenz von 207 Hz auf und führt horizontale Schwingungen aus (Bild 5.25). In Bild 5.26 ist die dritte Eigenform dargestellt. Der Abtriebsdeckel schwingt in axialer Richtung bei einer Frequenz von 215 Hz.

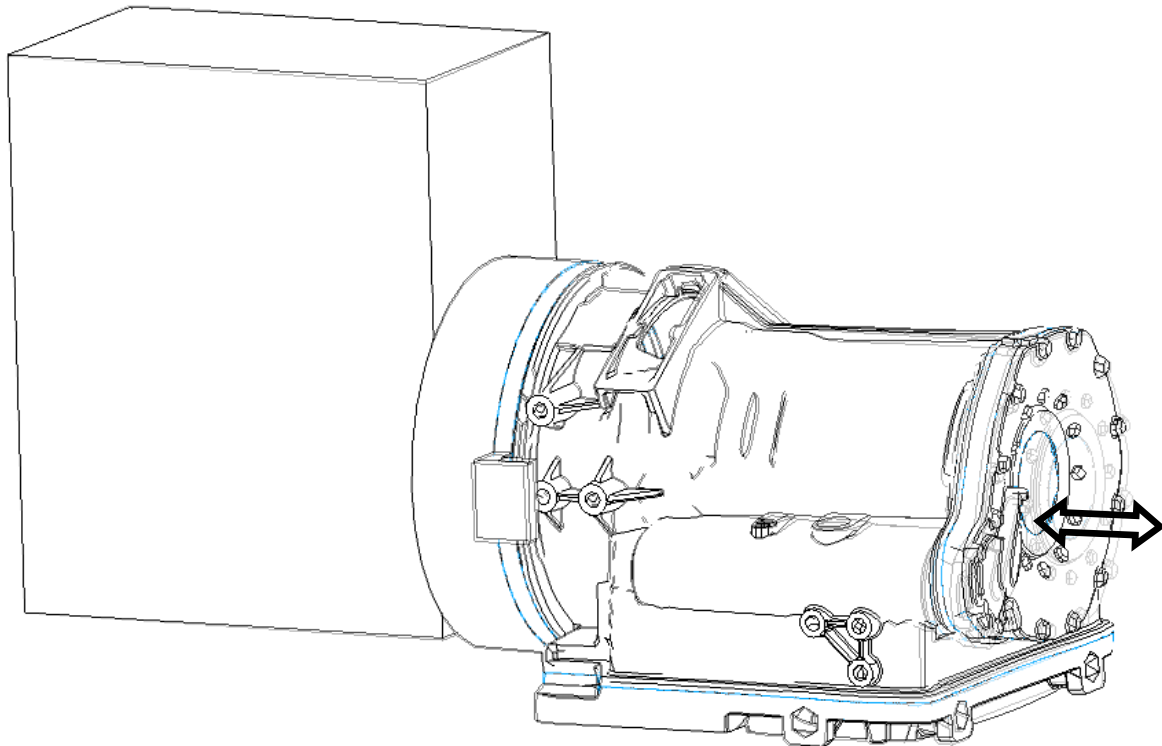
Da die Eigenfrequenzen weit über der höchsten Anregungsfrequenz liegen, ergibt sich eine vernachlässigbare Beanspruchung infolge motorinduzierter Schwingungen bei der üblichen Befestigung des Getriebes an allen Befestigungspunkten im Rahmen.



**Bild 5.24:** Erste Eigenform der Biegeschwingungen von Motor und Getriebe, Getriebe am Motor und im Rahmen befestigt ,  $f = 182 \text{ Hz}$

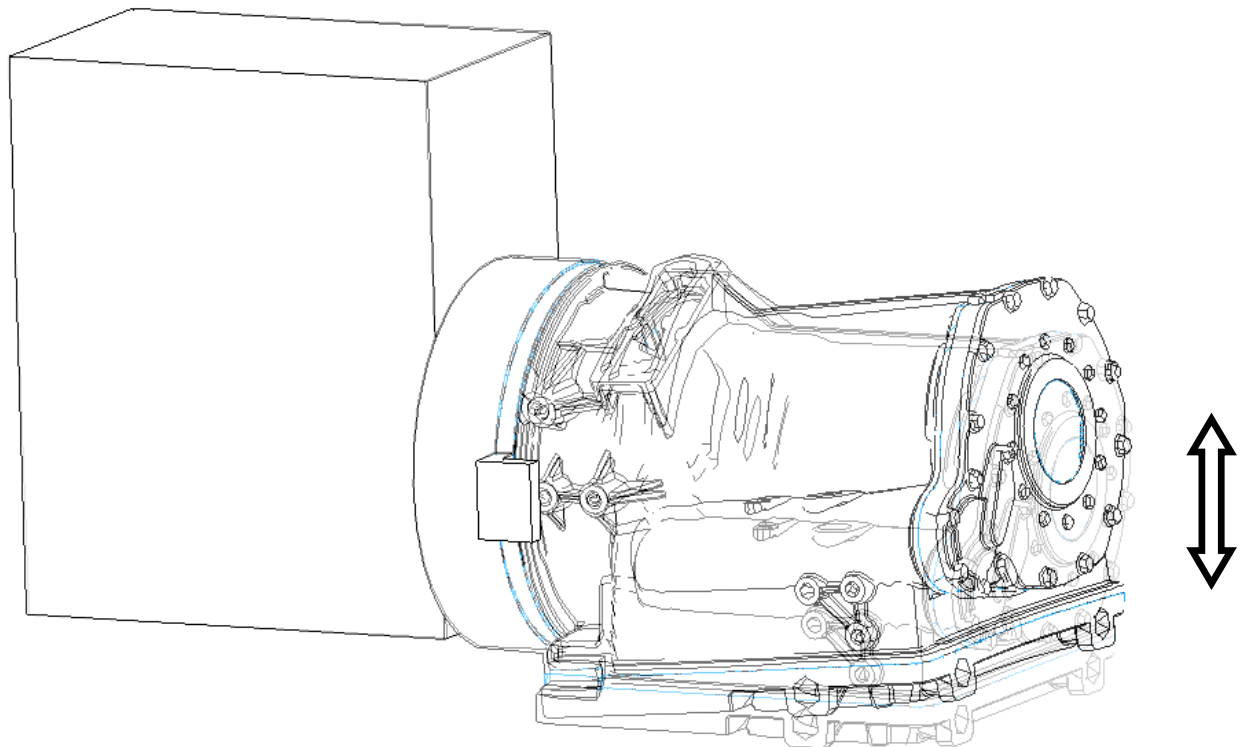


**Bild 5.25:** Zweite Eigenform der Biegeschwingungen von Motor und Getriebe, Getriebe am Motor und im Rahmen befestigt ,  $f = 207 \text{ Hz}$

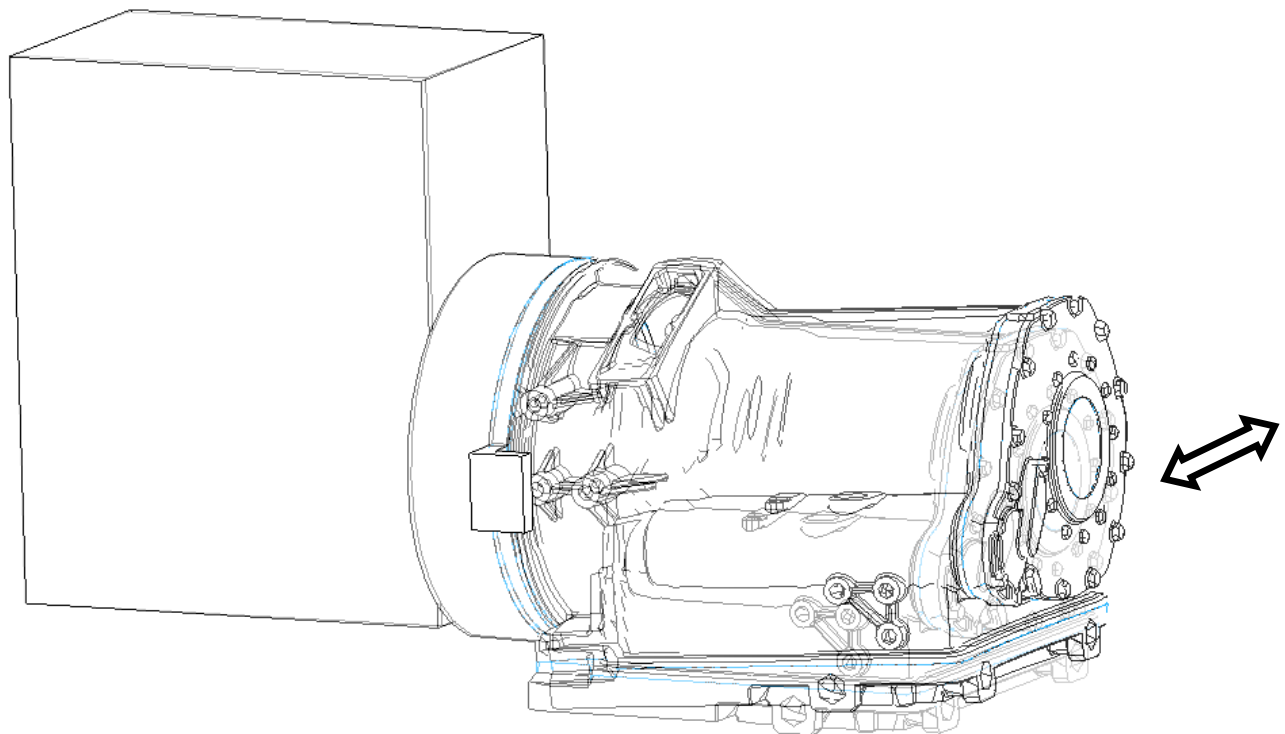


**Bild 5.26:** Dritte Eigenform der Biegeschwingungen von Motor und Getriebe, Getriebe am Motor und im Rahmen befestigt ,  $f = 215 \text{ Hz}$

Bild 5.27 zeigt die erste Eigenform der Biegeschwingung von Motor und Getriebe für den Sonderfall, dass das Getriebe nur am Motor und nicht zusätzlich am Rahmen befestigt ist. Diese Einbauvariante kommt nur beim koaxialen Abtrieb zum Einsatz. Das Getriebe führt wie beim Einbau im Rahmen eine vertikale Schwingung in Richtung der Anregung aus. Die Eigenfrequenz dieser Schwingung liegt bei 99,6 Hz und ist damit deutlich geringer als beim Einbau im Rahmen. Dennoch liegt auch sie über der Anregungsfrequenz. Die zweite Eigenform schwingt ebenfalls wie bei der üblichen Befestigung an allen Zapfen in horizontaler Richtung. Die zweite Eigenfrequenz beträgt 107 Hz, die dritte Eigenfrequenz 204 Hz und liegt damit fast bei der dritten Eigenfrequenz bei Befestigung des Getriebes an allen Aufhängepunkten. Somit hat die Befestigung wesentlichen Einfluss auf die erste und zweite Eigenfrequenz, aber nahezu keinen Einfluss auf die dritte Eigenfrequenz. Die erste und zweite Eigenform beschreiben Biegeschwingungen des Motor-Getriebe-Verbundes. Die dritte Eigenschwingungsform ergibt sich aufgrund lokaler Deckelschwingungen.

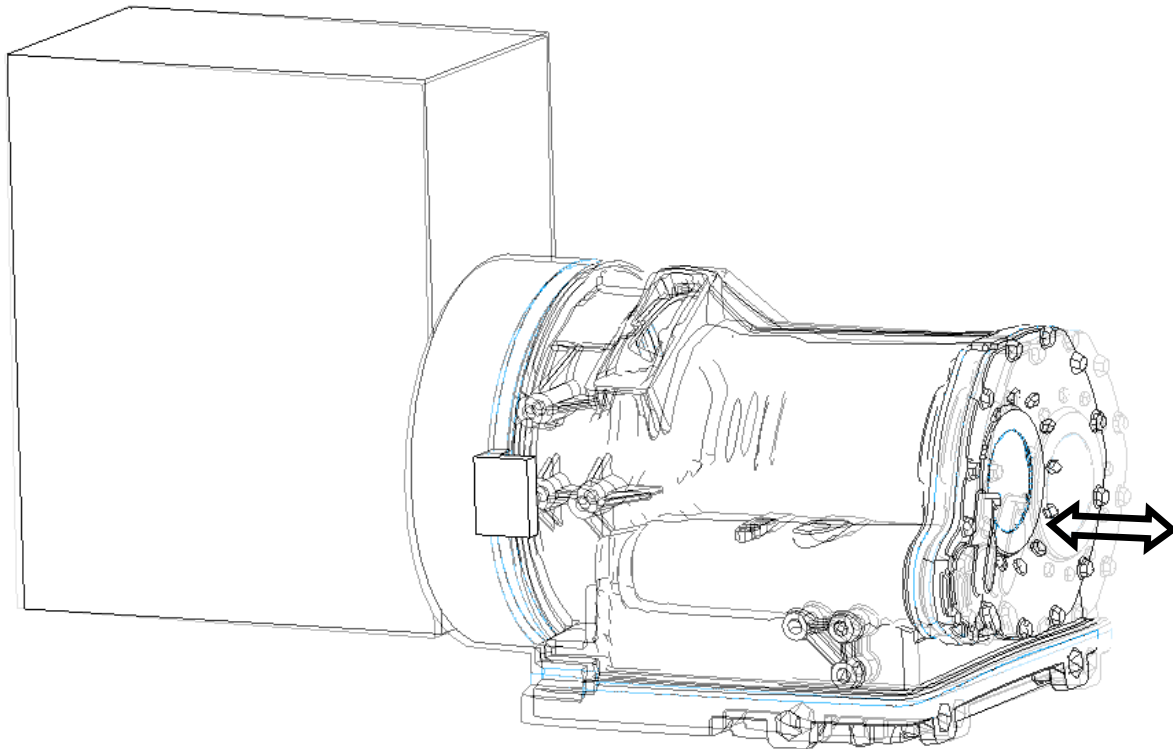


**Bild 5.27:** Erste Eigenform der Biegeschwingungen von Motor und Getriebe, Getriebe nur am Motor und nicht im Rahmen befestigt ,  $f = 99,6 \text{ Hz}$



**Bild 5.28:** Zweite Eigenform der Biegeschwingungen von Motor und Getriebe, Getriebe nur am Motor und nicht im Rahmen befestigt ,  $f = 107 \text{ Hz}$





**Bild 5.29:** Dritte Eigenform der Biegeschwingungen von Motor und Getriebe, Getriebe nur am Motor und nicht im Rahmen befestigt ,  $f = 204 \text{ Hz}$

Die Eigenformen und -frequenzen sind in Tabelle 5.6 zusammengestellt.

Befestigung	Eigenform	Eigenfrequenz [Hz]	Beschreibung
am Rahmen und Motor	Mode 1	182,0	Vertikalschwingung
	Mode 2	207,0	Horizontalschwingung
	Mode 3	215,0	Lokale Schwingung am Abtriebsdeckel
am Motor	Mode 1	99,6	Vertikalschwingung
	Mode 2	107,0	Horizontalschwingung
	Mode 3	204,0	Lokale Schwingung am Abtriebsdeckel

**Tabelle 5.6:** Eigenformen und -frequenzen des Motor-Getriebesystems

Im vorliegenden Fall wurde durch eine Schwingungsuntersuchung des Motor-Getriebesystems gezeigt, dass die kritischen Eigenfrequenzen stets deutlich über der Anregungsfrequenz liegen und somit keine relevanten Belastungen infolge motorinduzierter Schwingungen auftreten.

## **6 Einfluss verschiedener Parameter auf die Bauteillebensdauer**

Die Betriebsfestigkeit von Bauteilen wird maßgeblich von der Belastung und der Werkstofffestigkeit beeinflusst /HAIBACH02/. Komplexe Bauteile wie Getriebegehäuse unterliegen meist multiaxialen Belastungen. Die Belastungen, die auf das Gehäuse wirken, sind von einer Vielzahl von Betriebsgrößen, wie z. B. Strecke, Beladung, Antriebsstrangkonfiguration, Motorisierung, Fahrverhalten usw. abhängig. Den Getriebehersteller interessiert weniger der Zusammenhang zwischen Bauteilbelastung und Bauteillebensdauer, sondern vielmehr der Einfluss verschiedener Betriebsgrößen des Fahrzeugs auf die Bauteillebensdauer. Die Kenntnis über den Zusammenhang zwischen Betriebsgröße und Bauteillebensdauer hilft, kritischere und weniger kritische Betriebsgrößen zu identifizieren sowie die Folgen der Änderung von Betriebsgrößen abzuschätzen.

Bei jedem Fahrzyklus ergeben sich unterschiedliche Betriebsgrößen. In einem Stadtzyklus ist z. B. der Verbrauch höher als bei einer Autobahn oder Überlandfahrt. Zudem können durch weitere Betriebsgrößen wie Beladung und Steigung die Beanspruchungen des Gehäuses unterschiedlich sein.

### **6.1 Testzyklen**

Im Rahmen dieser Arbeit wurden 20 internationale Stadt-, Überland- und Autobahnstrecken untersucht. Hierbei wurden Messfahrten von Voith, vom STZ, standardisierte Zyklen (z. B. NEDC: New European Driving Cycle = Euro 3 Zyklus) und Testzyklen betrachtet. Die Strecken wurden teilweise mit und ohne Verkehrseinfluss untersucht. Tabelle 6.1 gibt einen Überblick über alle untersuchten Zyklen. Charakterisierende Parameter wie die Streckenlänge, die Durchschnittsgeschwindigkeit und Gesamtzahl der Schaltungen sind eingetragen. Bei einzelnen Strecken wurde zusätzlich die Zahl der einzelnen Schaltungen von einem in einen anderen Gang betrachtet. Die Maximalbeschleunigung und die Maximalverzögerung sind Extremwerte, die im gesamten Zyklus auftreten. Da die Fahrzeug- und Fahrerparameter für die Werte in Tabelle 6.1 nicht variiert wurden, liegt prinzipiell dasselbe Beschleunigungs-

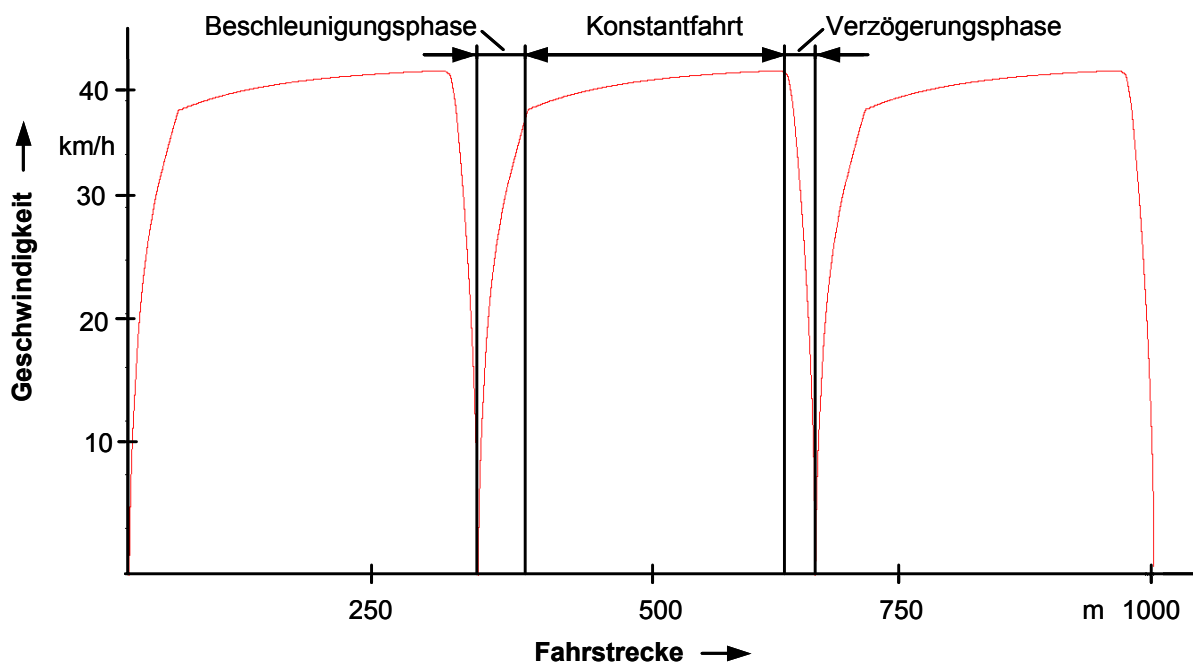
tenzial vor. Unterschiedliche Werte ergeben sich also aufgrund strecken- bzw. verkehrsabhängiger Fahrsituationen. Die Maximalsteigung und das Maximalgefälle sind streckencharakteristische Größen.

Teststrecke	Charakteristische Größen									Anmerkungen
	Streckenlänge [km]	Durchschnittsgeschwindigkeit [km/h]	Anzahl der Schaltungen	Maximalbeschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]	Maximalverzögerung [m/s <sup>2</sup> ]	Maximalsteigung [%]	Maximalgefälle [%]	Verbrauch [l/100km]	Anzahl der Stopps	
Esslingen	24,9	30,8	346	1,6	-2,3	4,4	-5,2	34,4	47	Pilotfahrt in Esslingen
HDH Linie 15	9,4	28,9	207	2,3	-2,9	8,9	-8,3	63,9	31	Linie 15 in Heidenheim
HDH Linie 23	7,4	26,0	153	2,1	-2,7	8,4	-8,5	54,9	23	Linie 23 in Heidenheim
Hongkong 5	9,5	32,1	154	2,3	-2,8	9,9	-9,5	56,1	20	Linie 5 in Hongkong
Hongkong 6	10,5	32,6	184	2,2	-2,9	10,8	-9,3	55,9	23	Linie 6 in Hongkong
Innenstadt	3,5	18,8	80	1,74	-1,4	0	0	49,9	17	Innenstadt
Lyon-Barcelona	625,0	92,4	243	-	-	4,4	-4,4	49,9	29	Autobahnfahrt
Test 40-1	1,0	37,5	4	1,8	-2,6	0	0	22,9	1	Testzyklus für Busse, Beschleunigung auf 40 km/h
Test 40-2	1,0	34,5	10	1,8	-2,6	0	0	23,8	2	
Test 40-3	1,0	32,0	16	1,8	-2,6	0	0	35,0	3	
Test 40-4	1,0	30,0	22	1,8	-2,5	0	0	46,0	4	
Test 50-1	1,0	44,8	5	1,8	-2,5	0	0	56,6	1	Testzyklus für Busse, Beschleunigung auf 50 km/h
Test 50-2	1,0	39,6	13	1,8	-2,6	0	0	29,4	2	
Test 50-3	1,0	35,7	21	1,8	-2,6	0	0	45,7	3	
Mischverkehr	7,9	25,1	158	1,8	-2,2	0	0	60,3	23	Überlandfahrt
NEDC	10,3	41,2	184	1,2	-2,2	0	0	44,7	13	Verbrauchszyklus
Ostmalle-Stadt	5,9	33,7	70	1,8	-2,6	0	0	26,9	12	Verbrauchszyklus
Ostmalle-Überland	7,9	48,6	80	1,8	-2,6	0	0	35,3	8	Verbrauchszyklus
Ulm	23,2	36,5	341	2,3	-3,0	9,7	-6,3	36,2	46	Linie 2 in Ulm
Zubringer	12,1	31,9	345	1,8	-2,3	0	0	47,4	18	Überlandfahrt

**Tabelle 6.1:** Überblick über alle untersuchten Zyklen

Zusätzlich werden weitere Parameter wie z. B. Steigung, Beladung und Rückwärtsfahrt variiert.

Die Testzyklen Test 40-1 bis Test 50-3 sind Beschleunigungsfahrten in der Ebene von einem Kilometer Länge, bei denen die Zielgeschwindigkeit (erste Zahl in km/h) und die Anzahl der Stopps (zweite Zahl) variiert wurden. D. h. dass beim Testzyklus Test 40-3 auf 40 km/h beschleunigt wird. Dann wird die Geschwindigkeit relativ konstant gehalten (Konstantfahrt) und anschließend verzögert (Bild 6.1). Die Dauer der Konstantfahrt wird so angepasst, dass jeweils drei Beschleunigungs-, Konstantfahrt und Verzögerungsvorgänge innerhalb eines Kilometers abgeschlossen werden.



**Bild 6.1:** Geschwindigkeitsverlauf beim Zyklus Test 40-3

Die Strecken NEDC, Ostmalle-Stadt und Ostmalle-Überland dienen in erster Linie zur Ermittlung des Verbrauchs und der Messung der Abgasemissionen von Fahrzeugen und werden deshalb im Folgenden als Verbrauchszyklen bezeichnet.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf den Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit des Getriebegehäuses. Bei den Untersuchungen über den Einfluss verschiedener Betriebsparameter auf die Bauteillebensdauer werden zusätzlich

die Getriebeeingangswelle und Zahnräder im Getriebe betrachtet, damit ein allgemeiner Einfluss verschiedener Betriebsparameter bzw. einen bauteilspezifischen Einfluss verschiedener Betriebsparameter aufgezeigt werden kann.

## **6.2 Einfluss verschiedener Parameter auf die Gehäuselebensdauer**

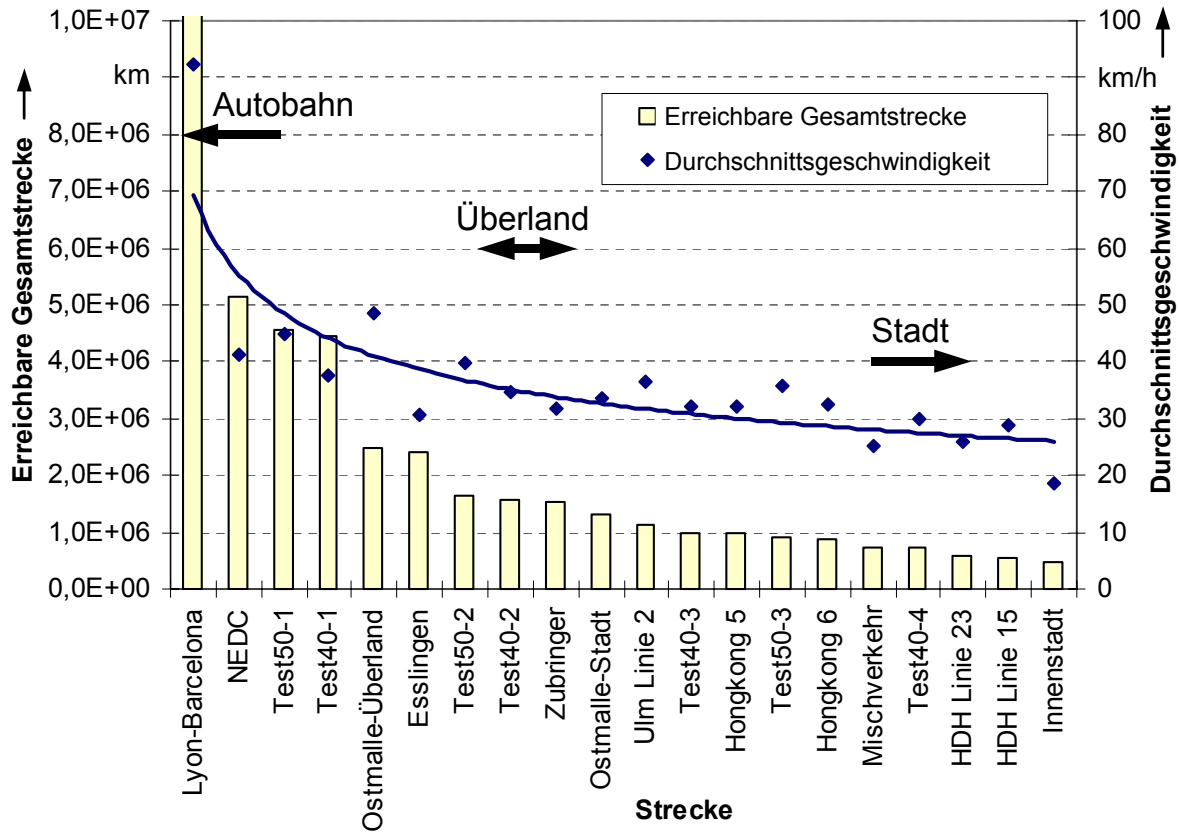
Im Folgenden wird die Schädigung des Gehäuses, die sich bei Fahrt auf unterschiedlichen Strecken ergibt, verschiedenen Fahrparametern und fahrdynamikbeeinflussenden Parametern gegenübergestellt.

### **6.2.1 Parameter Gesamtstrecke und Durchschnittsgeschwindigkeit**

In Bild 6.2 sind die rechnerisch erreichbare Gesamtstrecke bis zum Bruch und die Durchschnittsgeschwindigkeit auf verschiedenen Strecken dargestellt. Die Strecken sind nach erreichbarer Gesamtstrecke abnehmend nach rechts sortiert. Die erreichbare Gesamtstrecke ist die Strecke, die bis zum Gehäuseversagen erreicht wird. Die erreichbare Gesamtstrecke jeder Strecke ergibt sich aus Streckenlänge geteilt durch die berechnete Schädigung, die bei dieser Strecke auftritt. Eine große erreichbare Gesamtstrecke bedeutet eine geringe Schädigung.

Die größte erreichbare Gesamtstrecke tritt bei der Autobahnfahrt von Lyon nach Barcelona auf und ist nahezu 100 mal länger als bei der Strecke Innenstadt, welche einen Stadtzyklus repräsentiert. Es ist zu erkennen, dass prinzipiell auf der Autobahn länger gefahren werden kann, bis ein Schaden am Gehäuse auftritt als auf Überland- oder Stadtstrecken. Während auf der Autobahn rechnerisch weit über 10 Mio. km zurückgelegt werden können, sind auf Überlandstrecken zwischen 2,5 Mio. km (Ostmalle-Überland) und 1,5 Mio. km (Zubringer) erreichbar. In der Stadt werden mit diesem Gehäuse zwischen 500 Tkm (Innenstadt) und 1,3 Mio. km (Ostmalle-Stadt) gefahren. Bei der Strecke Esslingen (2,5 Mio. km) führt das hohe Verkehrsaufkommen zu einer moderateren Fahrweise und somit zu einer vergleichsweise großen erreichbaren Gesamtstrecke. Bei den Verbrauchszyklen ergeben sich durchweg geringe

Schädigungen des Gehäuses. Daher sind diese Zyklen nicht als kritische Fahrzyklen bezüglich der Beanspruchung anzusehen und somit für eine betriebsfeste Auslegung von Bauteilen ungeeignet.



**Bild 6.2:** Rechnerisch erreichbare Gesamtstrecke und Durchschnittsgeschwindigkeit - Gehäuse

Die Durchschnittsgeschwindigkeit auf der Autobahn von Lyon nach Barcelona beträgt 92 km/h. Auf Überlandstrecken wird im Schnitt zwischen knapp 50 km/h (Ostmalle-Überland) und 32 km/h schnell gefahren. Im Stadtverkehr reduziert sich die Durchschnittsgeschwindigkeit auf unter 20 km/h (Innenstadt). Die Durchschnittsgeschwindigkeiten wurden aus der Fahrzeit und der Streckenlänge ermittelt. Die Haltezeiten wurden zur Bestimmung der Durchschnittsgeschwindigkeit nicht betrachtet. Es ist eine Korrelation zwischen erreichbarer Gesamtstrecke und Durchschnittsgeschwindigkeit erkennbar. Strecken mit hoher erreichbarer Gesamtstrecke weisen tendenziell eine höhere Durchschnittsgeschwindigkeit als Strecken mit geringerer erreichbarer Gesamtstrecke auf. Dieser Trend ist unabhängig vom Einsatzbereich (Autobahn, Stadt, Überland) des Busses. Dies darf aber auf keinen Fall zu dem Schluss führen, dass

niedrige Geschwindigkeiten das Gehäuse besonders beanspruchen. Nach /JAUCH89/ bewirkt eine geschwindigkeitssteigernde Fahrweise eine Reduzierung der Getriebelebensdauer. Diese Beobachtung kann nicht auf die Gehäuselebensdauer übertragen werden.

Wie bereits erwähnt, zeigen aktuelle Forschungsergebnisse /FKM02B/, dass die rechnerische und die tatsächliche Lebensdauer und damit auch die rechnerisch erreichbare Gesamtstrecke mitunter große Abweichungen aufweisen. Die relative Aussage, die bei den vorliegenden Betrachtungen die wesentliche Rolle spielt, hat aber in jedem Fall Gültigkeit /SCHÜTZ67/.

### 6.2.2 Parameter bezogene Schädigung und Stopps pro Kilometer

Die bezogene Schädigung  $D_{\text{bez},i}$ , d. h. die Schädigung auf einer Strecke  $D_i$  pro Streckenlänge  $s_i$  bezogen auf die maximale Schädigung aller Strecken  $D_{\text{bez},\text{max}}$  pro zugehöriger Streckenlänge  $s_{D,\text{max}}$  ist in Bild 6.3 dargestellt.

$$D_{\text{bez},i} = \frac{D_i}{s_i} \cdot \frac{s_{D,\text{max}}}{D_{\text{bez},\text{max}}} \quad (6.1)$$

Die bezogene Schädigung ist ein normierter Wert, der eine einfache relative Aussage ermöglicht. Wie in Bild 6.4 zu erkennen, führt eine Beschleunigung mit anschließender Verzögerung zu einem Lastwechsel am Gehäuse. Somit wird der Zusammenhang zwischen der Anzahl an Stopps und der Gehäuseschädigung klar, der in Bild 6.3 zu erkennen ist. Viele Stopps führen zu vielen Lastwechseln und somit zu einer hohen Schädigung. Es wurde die Anzahl an Stopps pro km aufgetragen, da hiermit deutlich wird, dass nur Beschleunigungsvorgänge, die mit einer Geschwindigkeit von null km/h ausgehen, betrachtet werden.

Auf der Autobahnfahrt von Lyon nach Barcelona wird ungefähr 0,05 mal pro km angehalten, also alle 20 km ein Stopp aufgrund des Verkehrs, von Mautstellen, Pausen usw.. Auf Überlandstrecken wird zwischen ein (Ostmalle-Überland) und 1,5 mal (Zubringer) pro km angehalten. In der Stadt ergeben sich 2 (Ostmalle-Stadt) bis 5 Stopps (Innenstadt) pro km.

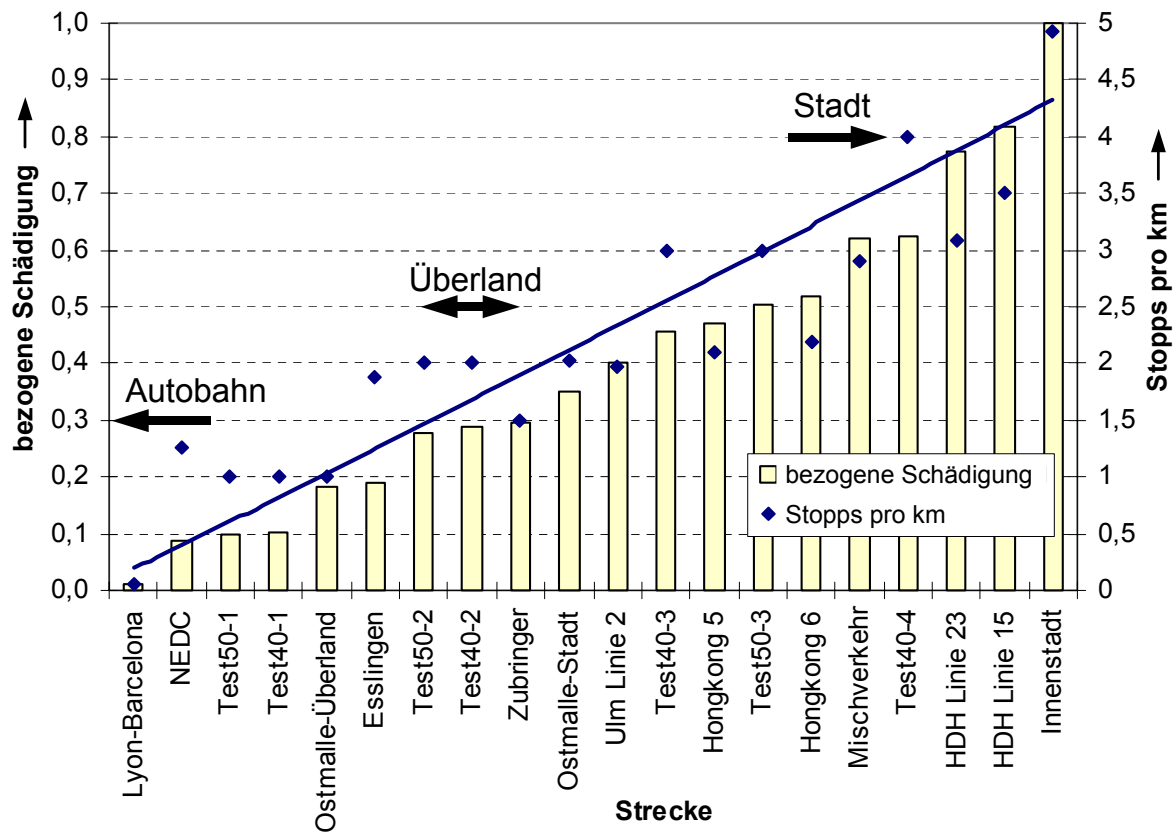


Bild 6.3: Bezogene Schädigung und Stopps pro km – Gehäuse

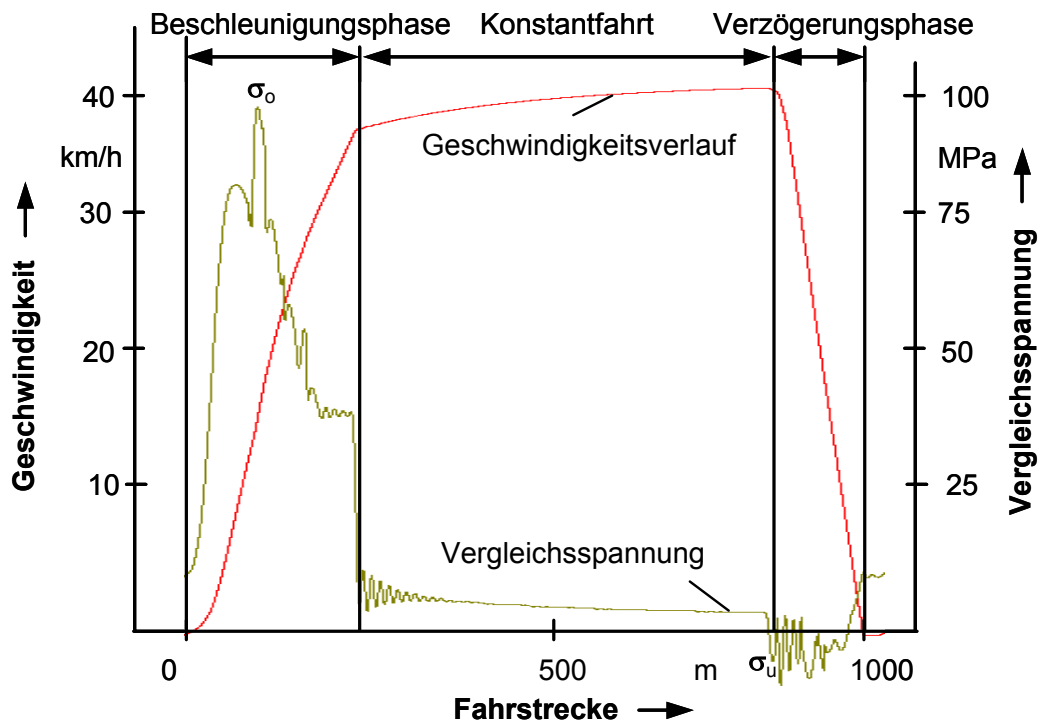
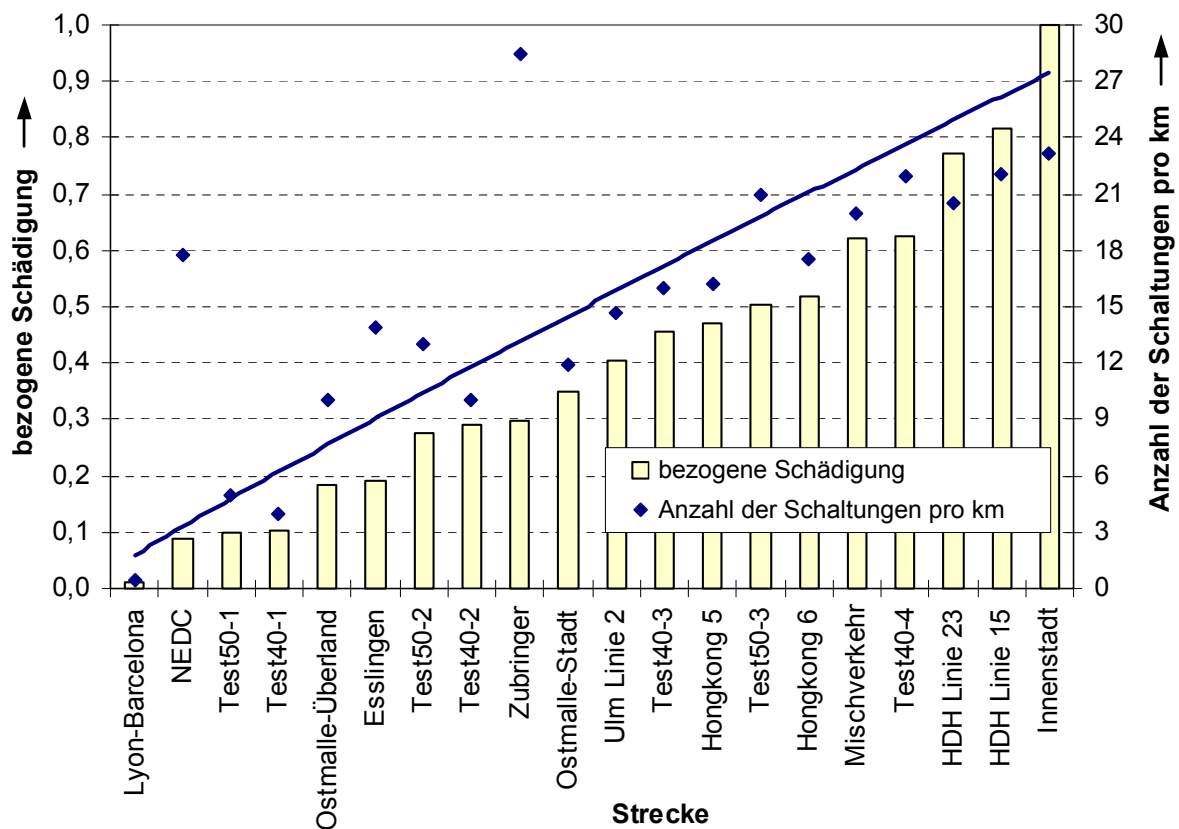


Bild 6.4: Geschwindigkeits- und Vergleichspannungsverlauf – Gehäuse



### 6.2.3 Parameter bezogene Schädigung und Anzahl der Schaltungen

Viele Anfahrvorgänge bedeuten auch viele Schaltungen (Bild 6.5). Die Schalthäufigkeit bei den Überlandzyklen (z. B. Lyon-Barcelona = 0,38 Schaltungen pro km, Zubringer = 28,5 Schaltungen pro km) variiert stärker als bei den Stadtzyklen (z. B. Ostmalle-Stadt = 12 Schaltungen pro km, Innenstadt = 23 Schaltungen pro km). Bei den Stadtzyklen tritt bei einer hohen Schalthäufigkeit eine hohe Schädigung auf. Eine genaue Betrachtung der Schaltung ergibt, dass die durch den Schaltvorgang hervorgerufene Belastungserhöhung an Kupplungen und Zahnrädern (Momentenerhöhung) keinen bemerkenswerten Einfluss auf die Gehäuseschädigung hat.



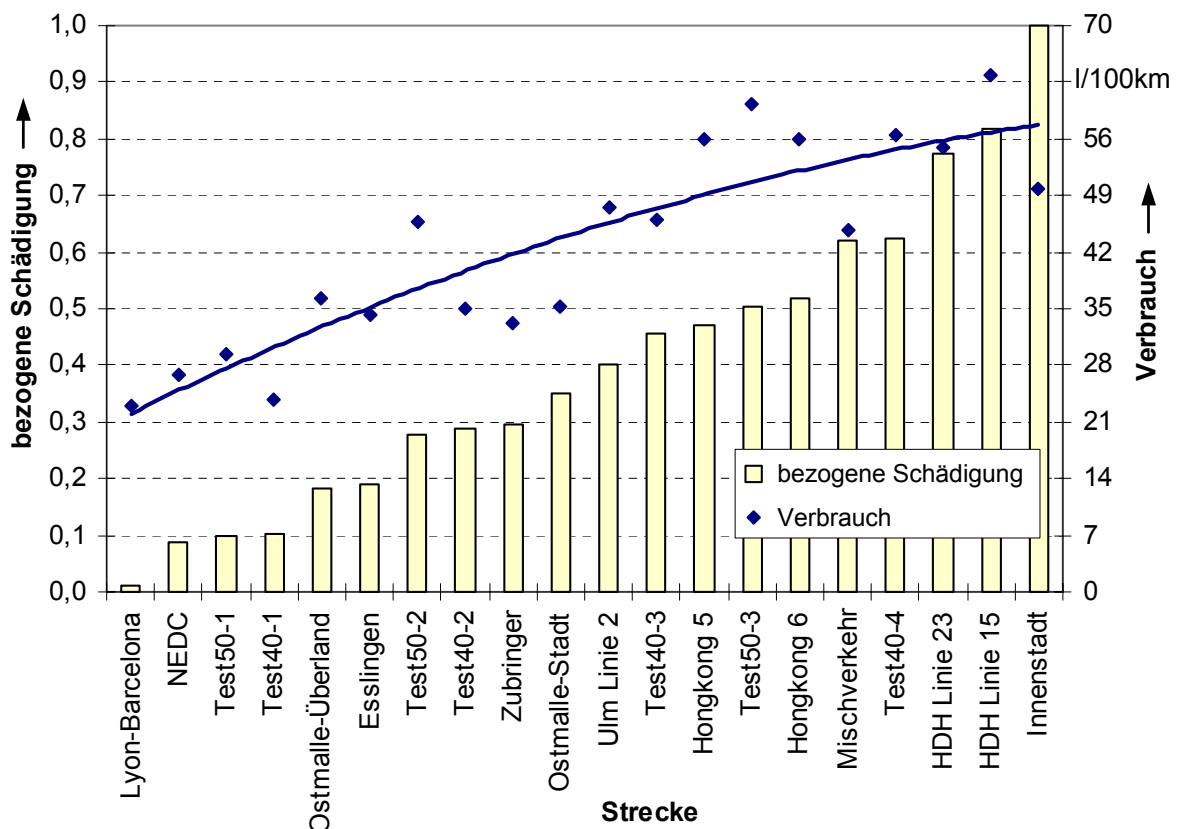
**Bild 6.5:** Bezugene Schädigung und Anzahl der Schaltungen – Gehäuse

Bei den Strecken NEDC und Zubringer treten viele Schaltungen, aber verhältnismäßig geringe Schädigungen auf. Ursache für diese Abweichung ist, dass bei diesen Strecken verhältnismäßig viel in den hohen Gängen geschaltet wird. Bei den untersuchten Strecken wird zwischen 4-mal (MAN 40-1) und 10-mal (Ostmalle-Überland) zwischen 2 Stopps der Gang gewechselt. Bei den Strecken

NEDC und Zubringer werden 14 bzw. 19 Schaltungen zwischen zwei Stopps durchgeführt. Die auffällig große Anzahl an Schaltungen wird durch viele Schaltungen in höheren Gängen verursacht. Somit kann festgestellt werden, dass die Anzahl der Schaltungen mit der Gehäuseschädigung korreliert, wenn nicht äußerst oft in hohen Gängen geschaltet wird. Eine Abschätzung der Schädigung aufgrund der Anzahl der Schaltungen bedeutet für die Strecken NEDC und Zubringer, dass die erwartete Schädigung höher als die tatsächliche Schädigung ist. Deshalb liegt man mit dieser Abschätzung auf der sicheren Seite.

### 6.2.4 Parameter bezogene Schädigung und Verbrauch

Bild 6.6 zeigt die bezogene Schädigung am Gehäuse und den Kraftstoffverbrauch des Busses.



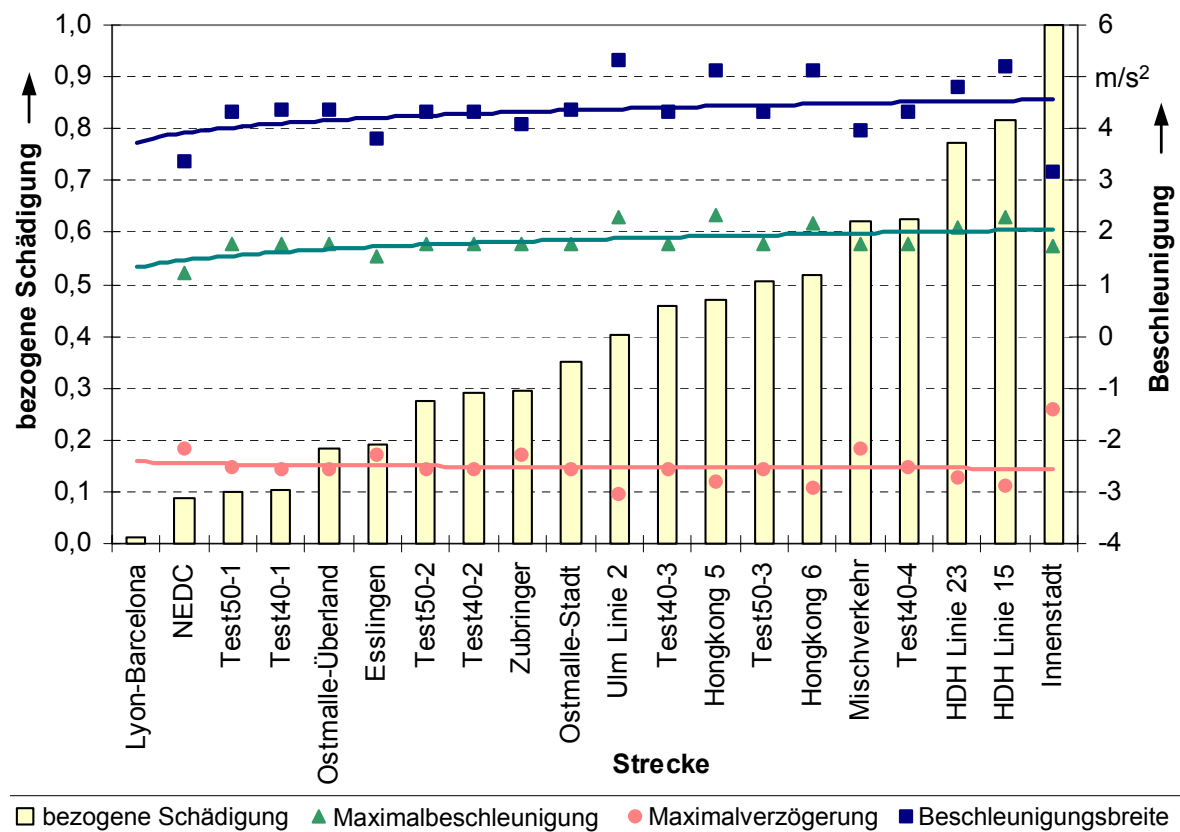
**Bild 6.6:** Bezogene Schädigung und Verbrauch – Gehäuse

Ein hoher Verbrauch korreliert mit einer hohen Schädigung. Für die untersuchten Strecken lag der durchschnittliche Verbrauch auf der Autobahn bei ca.

22 l/100km im Überlandverkehr bei 32 l/100 km und im Stadtverkehr bei 52 l/100 km.

### 6.2.5 Parameter bezogene Schädigung und Beschleunigung

Zwischen der Gehäuseschädigung und den Extrembeschleunigungen ist nach Bild 6.7 kein deutlicher Zusammenhang zu erkennen.



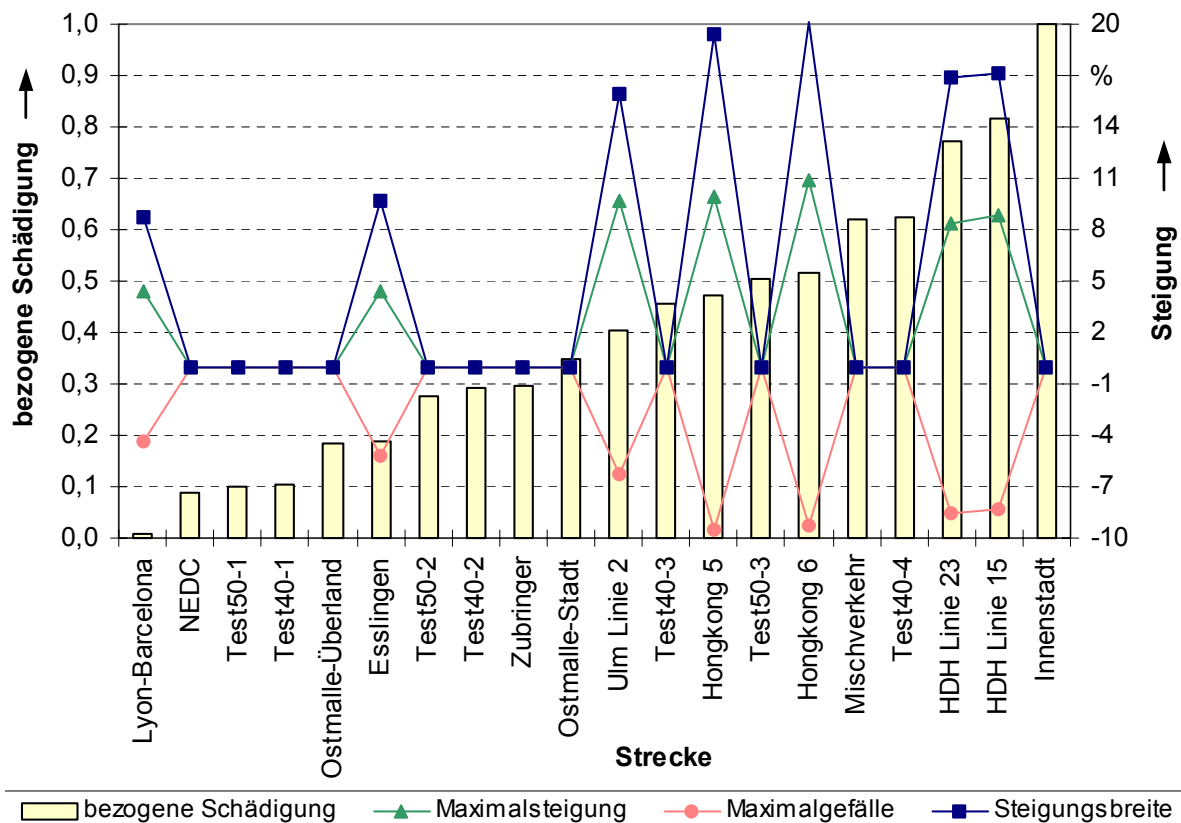
**Bild 6.7:** Belegene Schädigung und Beschleunigung - Gehäuse

Sowohl die bei den untersuchten Strecken auftretende Maximalbeschleunigung und die Maximalverzögerung sowie die sich daraus als Differenz ergebende Beschleunigungsbreite zeigen über alle Strecken ein relativ gleichmäßiges Verhalten. Die untersuchten Busse erreichen Beschleunigungen bis  $2,2 \text{ m/s}^2$  und verzögern mit bis zu  $3 \text{ m/s}^2$ . Höhere Anfahrbeschleunigungen sind aufgrund des Fahrkomforts nicht erwünscht. Die mittlere Maximalbeschleunigung der untersuchten Strecken beträgt  $1,8 \text{ m/s}^2$  und die gemittelte Maximalverzögerung  $2,4 \text{ m/s}^2$ , wodurch sich eine mittlere Beschleunigungsbreite von  $4,2 \text{ m/s}^2$  ergibt. Bei der Strecke Innenstadt, die die höchste Schädigung aufweist, tritt aufgrund

der geringsten Verzögerung im Vergleich zu den anderen Zyklen die geringste Beschleunigungsbreite auf. Die maximale Beschleunigung der Strecke liegt im Bereich der Beschleunigungen, die auf anderen Strecken erzielt werden. Dies deutet darauf hin, dass in der vorliegenden Antriebsstrangkonfiguration die Verzögerung einen geringeren Einfluss auf die Schädigung als die Beschleunigung ausübt.

### 6.2.6 Parameter bezogene Schädigung und Steigung

Eine Betrachtung der Extremsteigungen der einzelnen Zyklen im Vergleich zur Schädigung lässt keinen Zusammenhang erkennen. In Bild 6.8 ist die Maximalsteigung, das Maximalgefälle und die Differenz als Steigungsbreite aufgetragen.



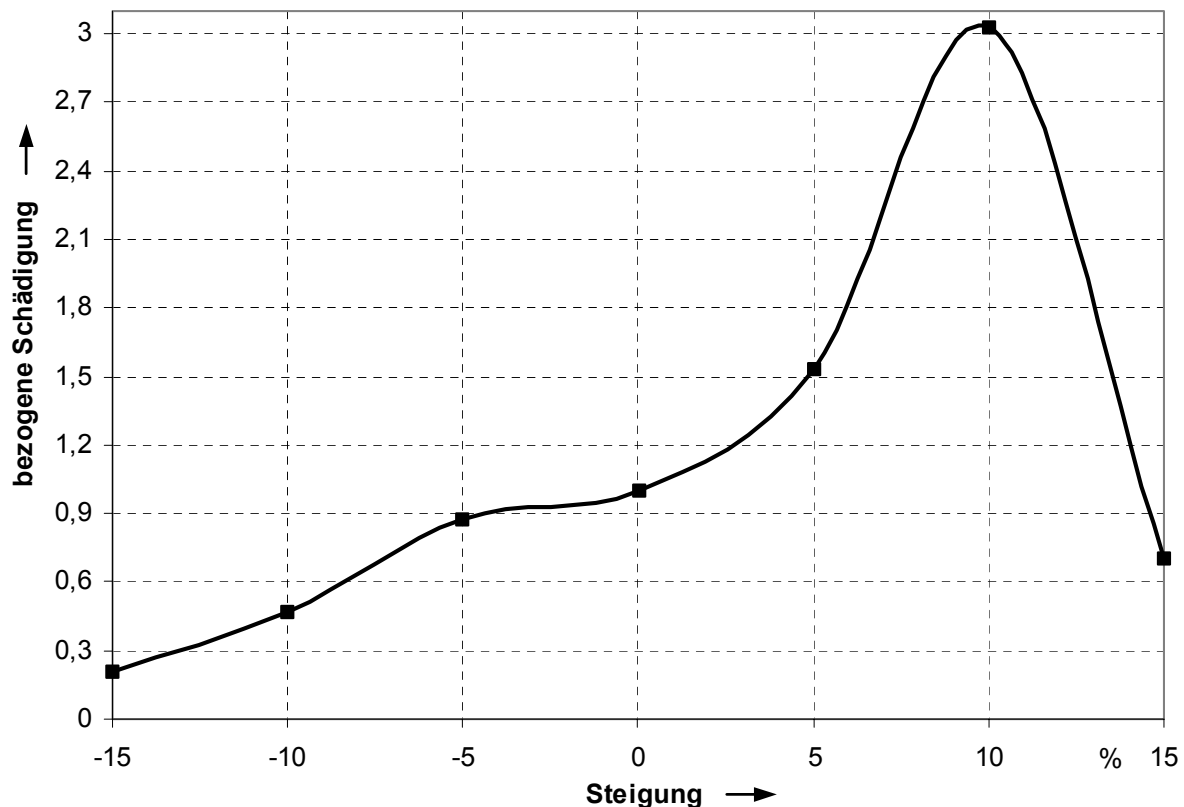
**Bild 6.8:** Bezogene Schädigung und Steigung – Gehäuse

Es ist kein Zusammenhang zwischen den Extremsteigungen und der Schädigung erkennbar. Obwohl die Strecke HDH Linie 15 große Steigungen und eine hohe Schädigung aufweist, wird beim Innenstadtzyklus in der Ebene eine höhere Gehäuseschädigung verursacht. Die größten Extremsteigungen treten

bei der Linie Hongkong 6 auf. Die Schädigung liegt im mittleren Bereich für Stadtzyklen. In einem weiteren Schritt wurde bei der Heidenheimer Linie 15 die Schädigung am Gehäuse einmal bezüglich der realen Topografie und des Weiteren für eine ebene Topografie berechnet. Die Schädigung in der Ebene liegt sogar geringfügig (ca. 10 %) über der Schädigung aufgrund der echten Topografie. Dieser geringfügige Unterschied resultiert daraus, dass bei der realen Topografie teilweise Beschleunigungsvorgänge bei Bergabfahrt und Verzögerungsvorgänge bei Bergauffahrt, die zu Beanspruchungen mit reduzierten Extremspannungen führen, vorliegen.

Verändert man hingegen beim Zyklus Test40-3 nur die Steigung, ist ein deutlicher Einfluss der Steigung auf die Schädigung erkennbar. In Bild 6.9 ist die Schädigung in Abhängigkeit der Steigung für den Zyklus Test40-3 dargestellt. Die Steigung wurde zwischen  $-15\%$  bis  $+15\%$  variiert. Die minimale Schädigung liegt bei  $-15\%$  Steigung vor und ist fünf mal geringer als in der Ebene. Bis zu einer Steigung von  $10\%$  wächst die Schädigung mit der Steigung an. Bei  $10\%$  Steigung ist die Schädigung 3 Mal höher als in der Ebene. Da in diesem Fall die Steigung für den gesamten Zyklus konstant bleibt, ist diese Betrachtung grundsätzlich nicht auf einen realen Zyklus, bei dem der Ausgangs- und Endpunkt derselbe sind, zu übertragen. Bei einer Steigung von  $15\%$  reduziert sich die Schädigung des Gehäuses wieder. Dieses unerwartete Verhalten ist dadurch zu erklären, dass bei dieser extremen Steigung zum einen keine Schaltungen vorkommen, da immer im ersten Gang gefahren wird und zum anderen der Retarder, der sich am Gehäuse abstützt und beim Bremsen die minimale Unterspannung verursacht, nicht in vollem Umfang wirksam wird.

Somit kann zwar unter der Voraussetzung, dass der Anfangs- und Endpunkt einer Strecke auf unterschiedlichem Niveau liegt, ein Einfluss der Steigung auf die Schädigung verzeichnet werden (siehe Bild 6.9). Andererseits ist für reale Zyklen kein relevanter Zusammenhang zwischen Steigung und Schädigung erkennbar.



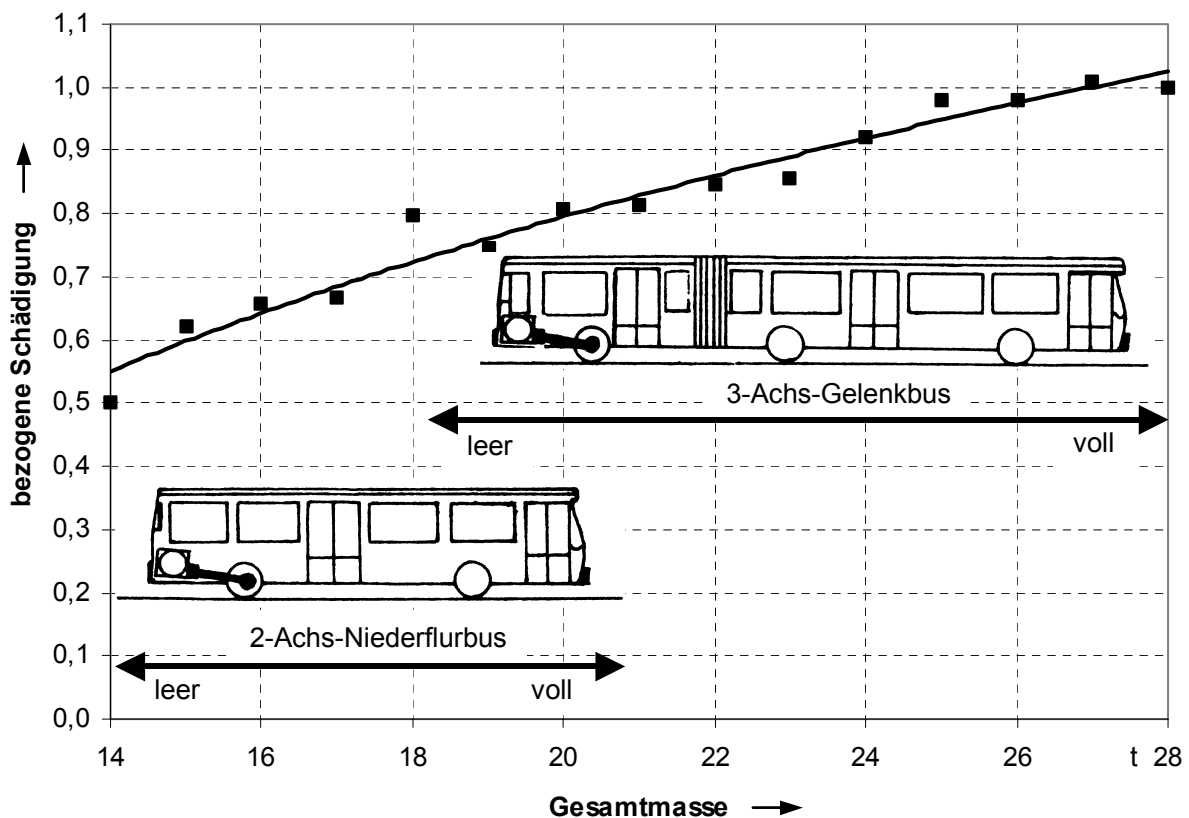
**Bild 6.9:** Bezogene Schädigung und Steigung, Test40-3 – Gehäuse

/WENDER91/ berichtet von maximalen Gehäusebeanspruchungen bei manuellen Schaltgetrieben im Rückwärtsgang. Bei der Rückwärtsfahrt können sich Vorzeichen von Kupplungsmomenten bzw. Lagerkräften ändern. Dies bewirkt mitunter eine starke Erhöhung der Beanspruchungsamplitude. Die Rückwärtsfahrt kommt viel seltener vor als die Vorwärtsfahrt. Eine genaue Untersuchung des Einflusses der Rückwärtsfahrt auf die Gehäuselebensdauer ergab, dass die rechnerische Lebensdauer des Gehäuses sich um knapp 6 % reduziert, wenn die Rückwärtsfahrt mit berücksichtigt wird. Somit ist der Einfluss der Rückwärtsfahrt auf die Gehäuselebensdauer von Automatgetrieben wenig relevant.

### 6.2.7 Parameter bezogene Schädigung und Masse

Die Anzahl der Fahrgäste eines Busses sowie die Masse der unterschiedlichen Busse, in denen ein Getriebe eingesetzt wird, variiert stark. Eine durchschnittliche Anzahl von Fahrgästen bzw. ein Kollektiv für die Anzahl der Fahrgäste ist aufgrund der vielen Einflussgrößen nur unbefriedigend für alle Strecken abschätzbar. Sicher ist, dass kein Bus immer vollbesetzt bzw. leer fährt. Die

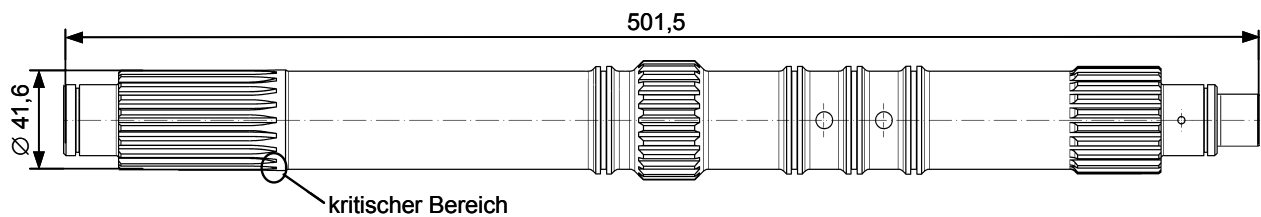
Anzahl der Fahrgäste und der Bus haben direkten Einfluss auf die Gesamtmasse des Fahrzeugs und somit eventuell auch auf die Gehäusebeanspruchung. In Bild 6.10 ist die bezogene Schädigung der Strecke Test40-3 in Abhängigkeit von der Gesamtmasse dargestellt. Ein durchschnittlicher 2-Achs-Niederflurbus wiegt zwischen 14 t im leeren Zustand und 21 t, wenn er vollbeladen ist. Ein 3-Achs-Gelenkbus wiegt leer ca. 18 t, im vollbeladenen Zustand kann die Gesamtmasse bis 28 t betragen. In einem vollbesetzten Bus wird das Gehäuse stärker beansprucht als in einem leeren Bus. Die Beanspruchung des Gehäuses im leeren Standardbus beträgt 50 % der Schädigung im vollbesetzten Gelenkbus. Für die Betriebsfestigkeitsabschätzung von Busgetriebegehäusen soll von einem vollbesetzten Bus ausgegangen werden.



**Bild 6.10:** Einfluss der Gesamtmasse, Test40-3 - Gehäuse

### 6.3 Einfluss verschiedener Parameter auf die Lebensdauer einer Welle

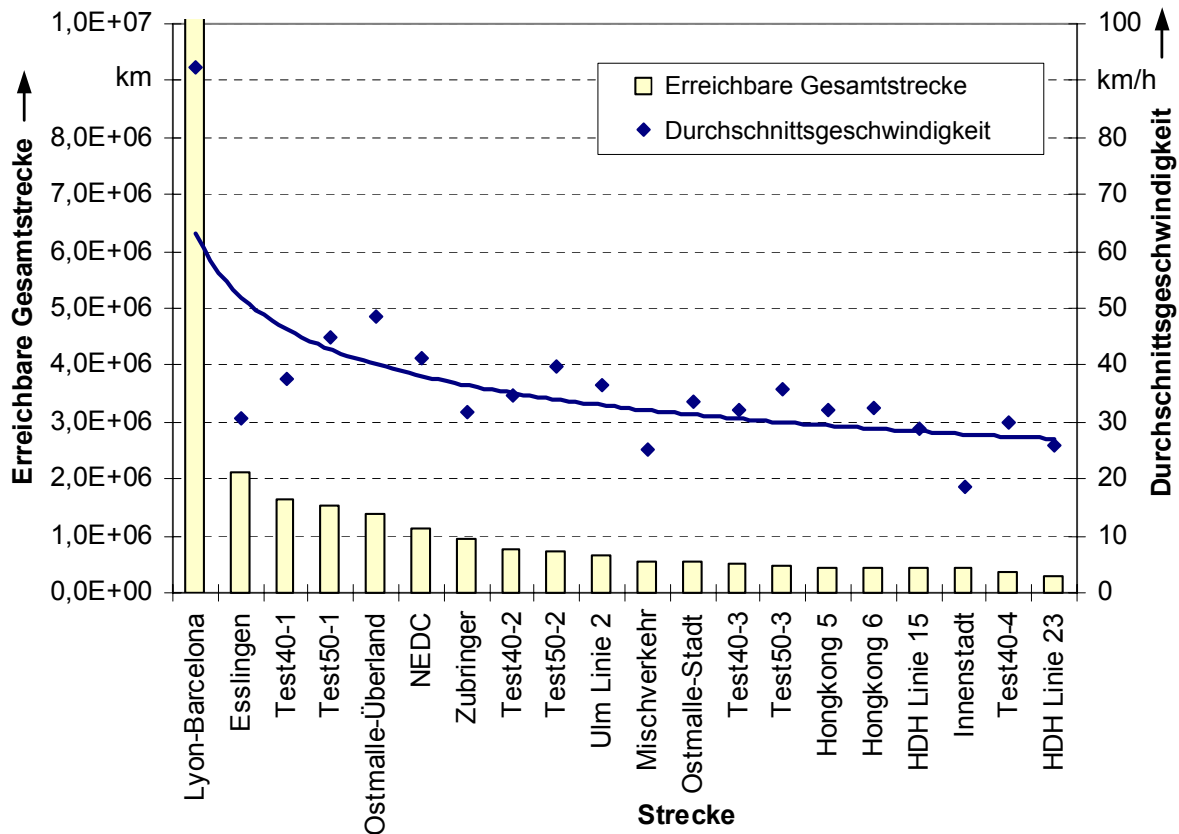
Die betrachtete Getriebewelle Wa2 (vgl. Bild 4.3) ist eine Zahnwelle mit Evolventenflanken nach DIN 5480 aus 16MnCr5, die nahe am Getriebeeingang liegt. Die Getriebewelle ist in Bild 6.11 dargestellt. Die höchste Beanspruchung tritt am Auslauf der Evolventenflanken auf.



**Bild 6.11:** Getriebewelle Wa2

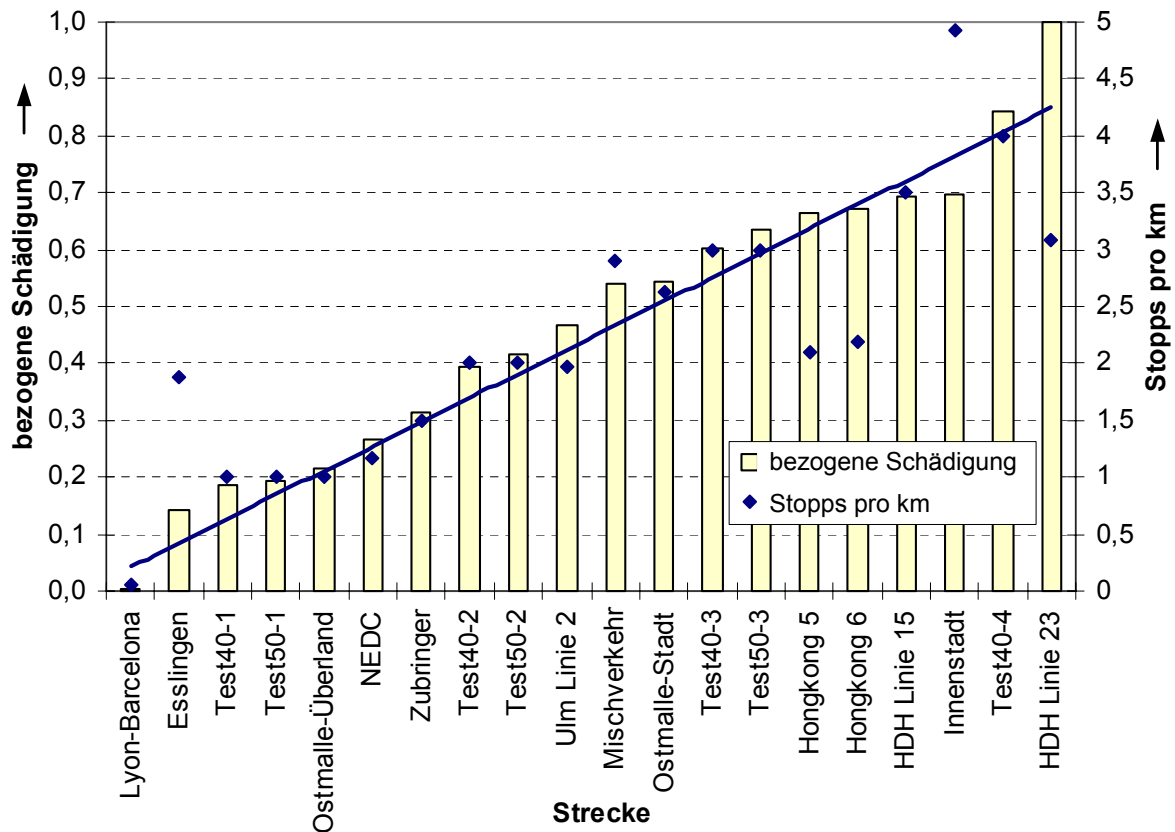
Die Beanspruchung im kritischen Bereich wurde über das Nennspannungskonzept bestimmt und die Bauteilwöhlerlinie auf Basis experimenteller Ergebnisse ermittelt. Die Mittelspannungsempfindlichkeit wurde aus der FKM-Richtlinie /FKM02A/ übernommen. In Bild 6.12 sind die rechnerisch erreichbare Gesamtstrecke der Welle und die Durchschnittsgeschwindigkeit des Busses dargestellt. Die rechnerisch erreichbare Gesamtstrecke ist nach rechts abnehmend sortiert. Die kritischste Strecke bildet die Heidenheimer Linie 23. Zwischen der Durchschnittsgeschwindigkeit und der erreichbaren Gesamtstrecke lässt sich, wenn auch in geringem Umfang, ein gemeinsamer Trend erkennen. Die für das Gehäuse kritischste Strecke Innenstadt ist für die Welle eher unkritisch.





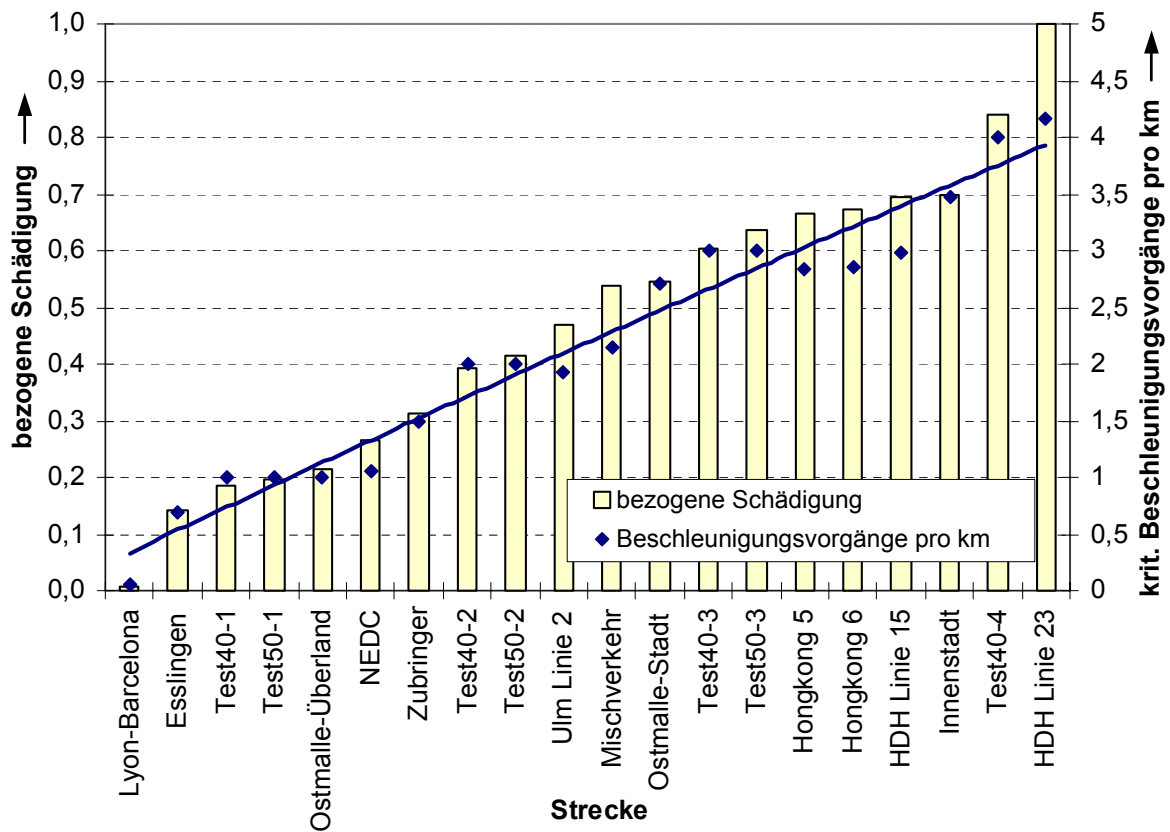
**Bild 6.12:** Rechnerisch erreichbare Gesamtstrecke und Durchschnittsgeschwindigkeit – Welle

Bild 6.13 zeigt den Zusammenhang zwischen der Anzahl von Stopps des Busses und der Schädigung der Welle. Es ist eine gewisse Korrelation zwischen der Anzahl der Stopps und der Schädigung zu erkennen. Dennoch tritt die höchste Schädigung nicht bei der Strecke Innenstadt auf, die die meisten Stopps aufweist. Auf der anderen Seite wird die Welle auf der Strecke HDH Linie 23 stark geschädigt, obwohl verhältnismäßig wenige Stopps vorliegen. Eine genaue Untersuchung der Strecke Innenstadt ergibt, dass zwar viele Stopps auftreten, aber nicht von allen Stopps mit voller Beschleunigung losgefahren wird. Des Weiteren gehen bei der Strecke Innenstadt die meisten Beschleunigungsvorgänge von einem Stopp aus. Andererseits liegen bei der Strecke Innenstadt und der Heidenheimer Linie 23 verhältnismäßig viele Beschleunigungsvorgänge vor, die sowohl vom Stopp, als auch von einer Fahrsituation ausgehen. Für die Welle, deren Belastung eher mit dem Motor-moment zusammenhängt, ist somit die Anzahl der Beschleunigungsvorgänge kritisch, bei denen ein hohes Motormoment wirkt.



**Bild 6.13:** Bezogene Schädigung und Stops pro km – Welle

In Bild 6.14 sind die bezogene Schädigung und die Anzahl kritischer Beschleunigungsvorgänge dargestellt, bei denen das Motormoment während der Beschleunigungsphase über 80 % des maximalen Motormoments erreicht. Es ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen der Schädigung der Getriebewelle und der Anzahl der kritischen Beschleunigungsvorgänge zu erkennen. Für das Gehäuse, das einer kombinierten Belastung unterliegt, ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Schädigung und der Anzahl der Stops. Jeder Beschleunigungsvorgang bedeutet einen hohen Lastwechsel an der Welle. Jeder Anfahrvorgang bedeutet einen hohen Lastwechsel am Gehäuse.



**Bild 6.14:** Bezogene Schädigung und kritische Beschleunigungsvorgänge pro km – Welle

Bild 6.15 zeigt den Einfluss der Steigung auf die Schädigung der Welle. Die höchste Schädigung tritt bei einer Steigung von 10 % auf und liegt etwa 40 % über der Schädigung der Welle bei ebener Fahrt. Der Einfluss der Steigung auf die Schädigung ist gering. Wie bereits beim Gehäuse zu erkennen war nimmt die Schädigung bei der maximalen Steigung von 15 % wieder ab. Dies ist wieder auf die unterlassenen Schaltungen und die reduzierte Retarderwirkung zurückzuführen.

Wie in Bild 6.16 dargestellt, bewirkt die Beladung des Busses bzw. die Gesamtmasse nur eine geringe Änderung der Schädigung der Welle. Bei einem Bus mit einer Gesamtmasse von 14 t beträgt die bezogene Schädigung 80 % der Schädigung beim vollgeladenen 3-Achs-Gelenkbus.

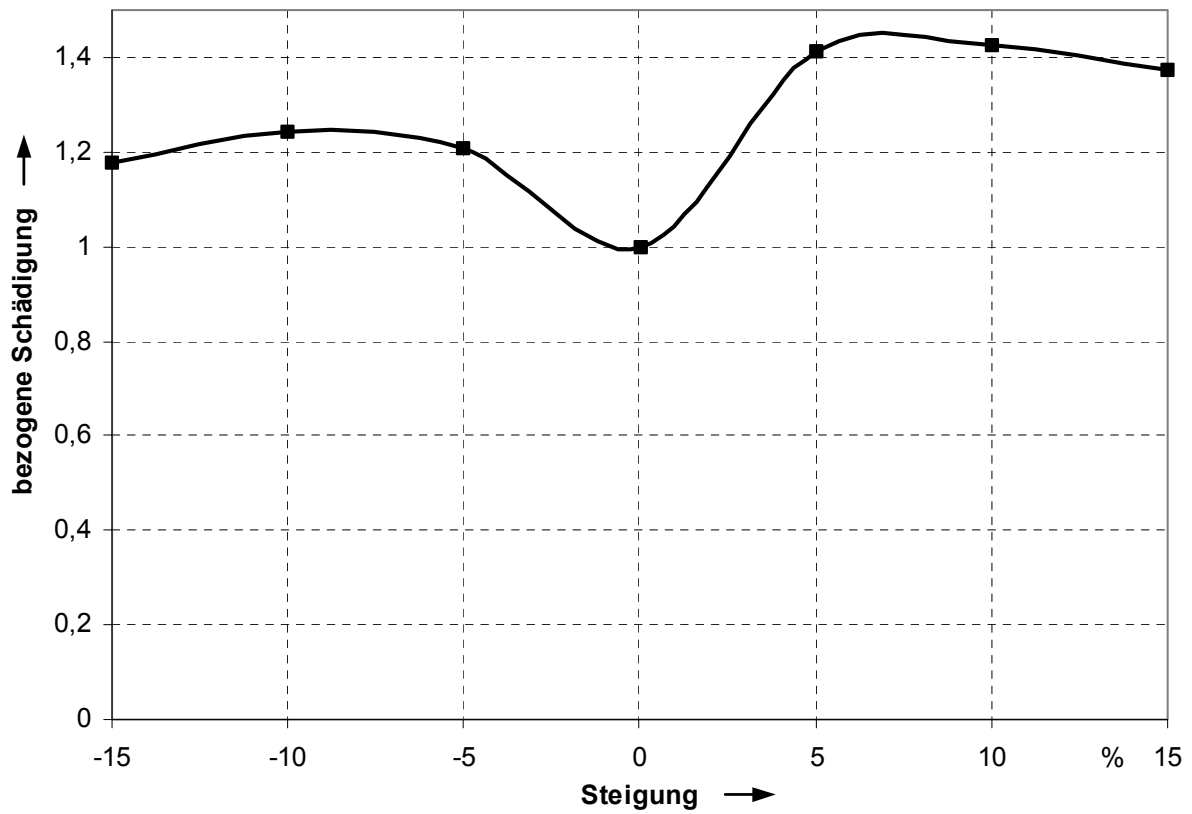


Bild 6.15: Bezogene Schädigung und Steigung, Test40-3 – Welle

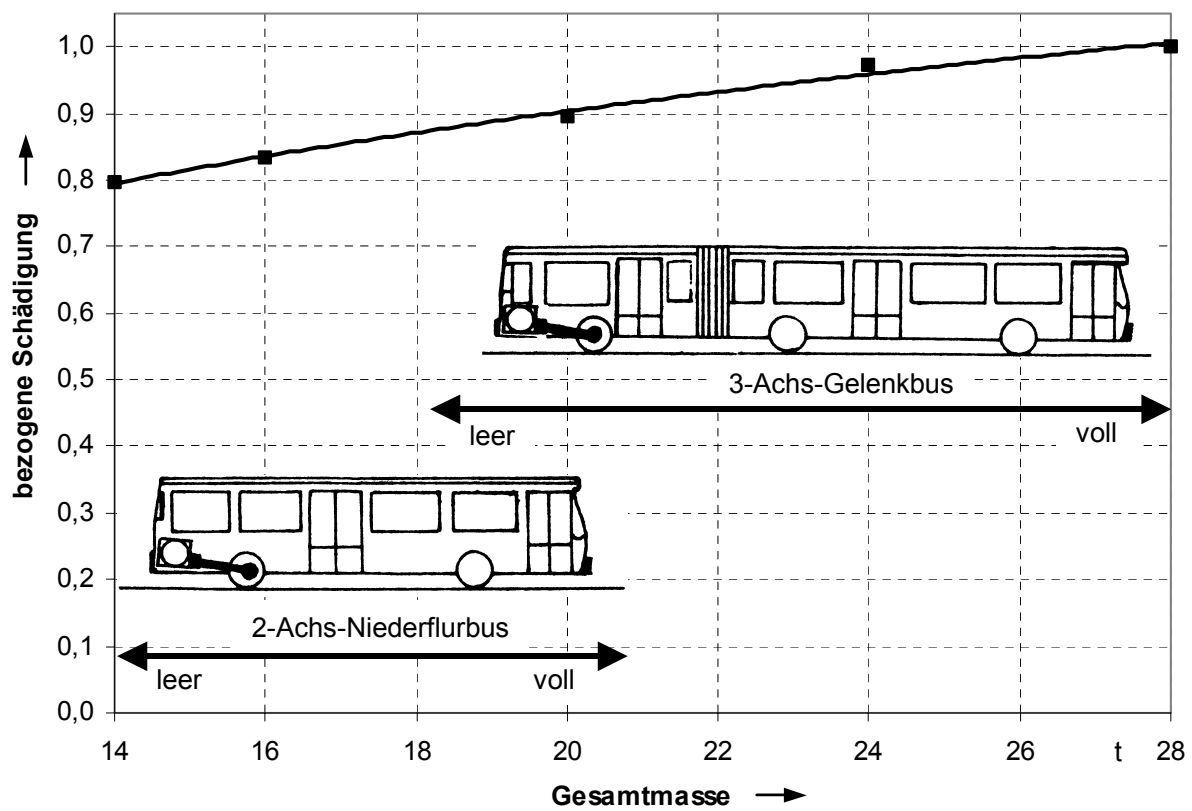
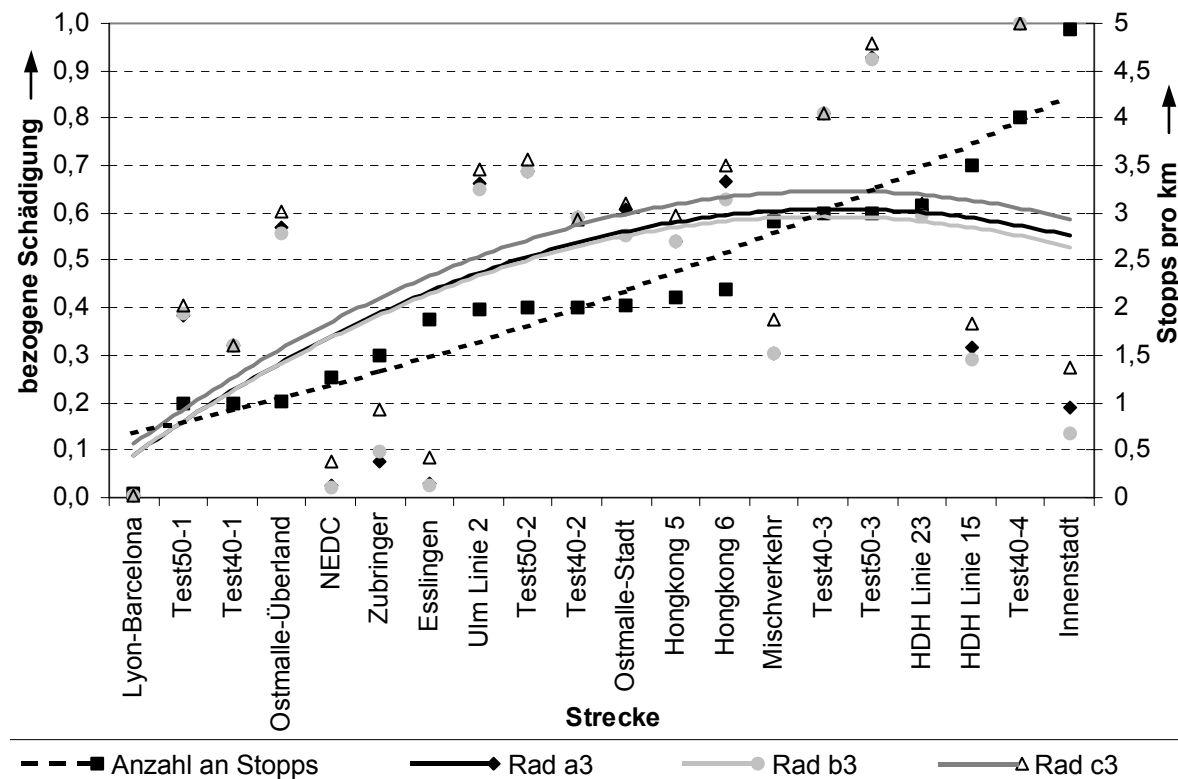


Bild 6.16: Einfluss der Gesamtmasse, Test40-3 - Welle

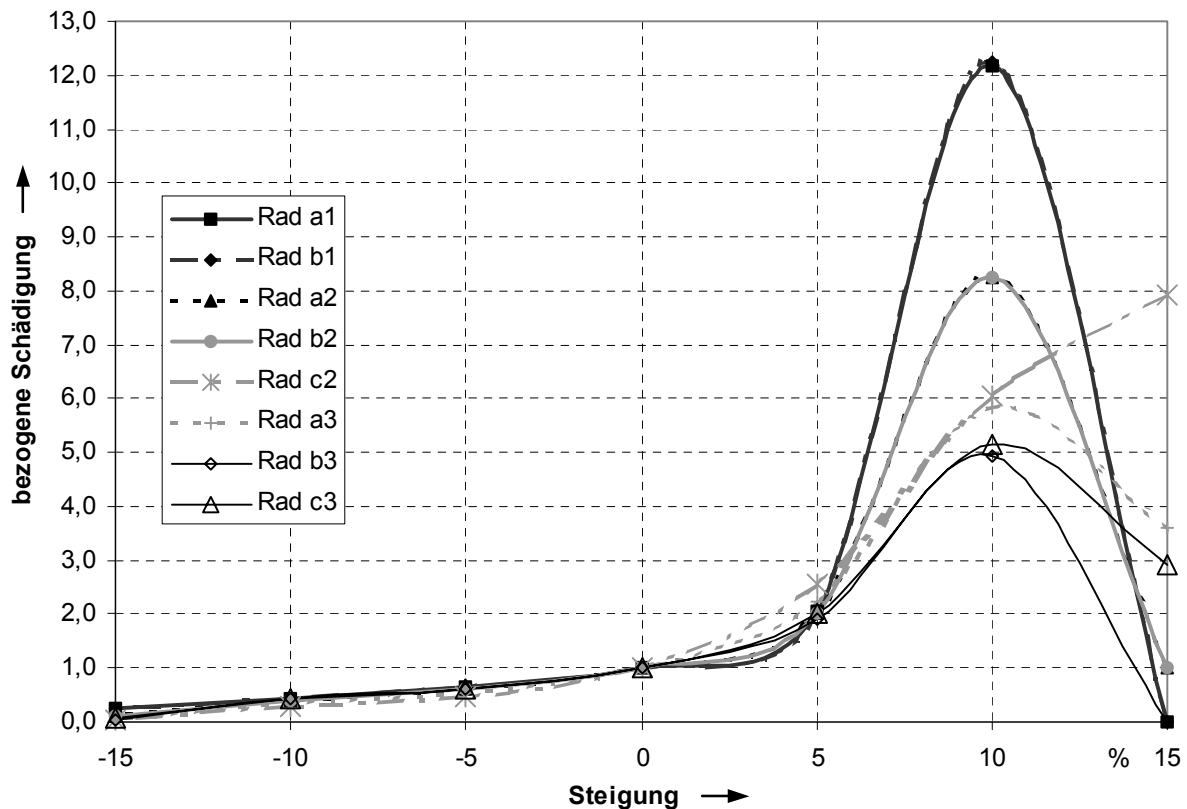
## 6.4 Einfluss verschiedener Parameter auf die Lebensdauer von Zahnrädern

In weiteren Untersuchungen wurde die Betriebsfestigkeit der Zahnräder im Zusammenhang mit verschiedenen Fahrparametern betrachtet. Da die Verzahnung aufgrund von Grübchenbildung bzw. Zahnbruch versagen kann, wurden sowohl die Beanspruchung der Zahnflanke bzgl. Grübchenbildung als auch des Zahnfußes bezüglich Bruch untersucht. Bild 6.17 zeigt die bezogene Schädigung am Beispiel der Zahnflanken der dritten Planetenstufe (vgl. Bild 4.3) und die Anzahl der Stopps auf den verschiedenen Strecken. Im Anhang (Bild A3.1 bis Bild A3.5) sind zusätzlich die anderen Planetenstufen aufgeführt. Die Strecken sind nach der Anzahl der Stopps aufsteigend sortiert. Es ergeben sich bei vielen Stopps sowohl hohe Schädigungen (Test40-4) als auch geringe Schädigungen (Innenstadt). Andererseits kann auf Strecken mit wenig Stopps sowohl eine äußerst geringe Schädigung (Lyon-Barcelona) als auch eine hohe Schädigung (Ostmalle-Überland) auftreten.



**Bild 6.17:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Stopps – Zahnflanken der dritten Planetenstufe

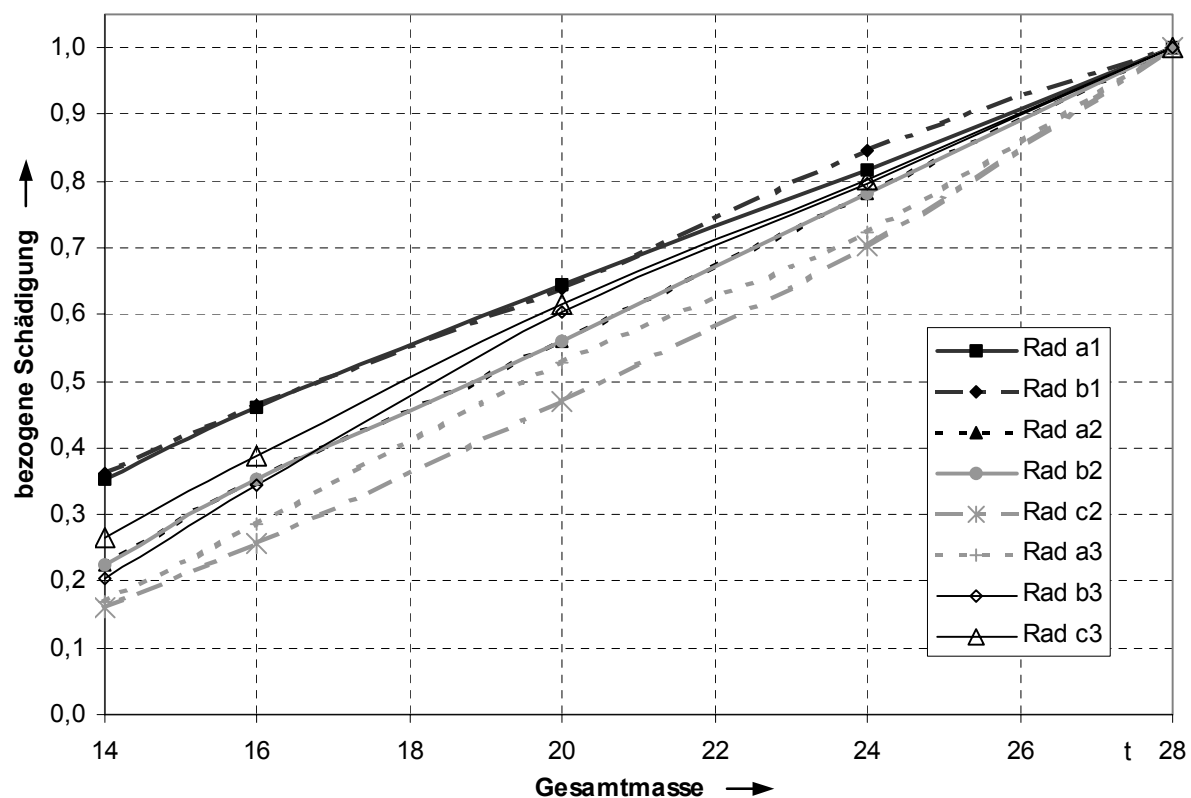
Auch die Gegenüberstellung weiterer Fahrparameter wie der Durchschnittsgeschwindigkeit, der Anzahl der Stopps, der Anzahl der Schaltungen, der Extrembeschleunigungen und des Verbrauches mit der Lebensdauer zeigen keine Korrelation. Grund hierfür könnte die zwangsläufig gangabhängige Belastung der einzelnen Zahnräder sein. In bestimmten Gängen fließt über manche Zahnräder überhaupt keine Leistung. Auf unterschiedlichen Strecken ist die Verweildauer in den einzelnen Gängen unterschiedlich ausgeprägt. Für die verschiedenen Zahnräder des Getriebes erweisen sich eventuell unterschiedliche Strecken als kritisch. Die Steigung und die Beladung im Zusammenhang mit der Schädigung der einzelnen Zahnräder lässt jedoch eher Tendenzen erkennen. In Bild 6.18 ist die bezogene Schädigung der Zahnflanken aller Zahnräder über der Steigung aufgetragen. Die geringste Schädigung aller Zahnflanken tritt bei Bergabfahrt auf. Bei Bergauffahrt mit 10% Steigung treten an den Zahnflanken aller Zahnräder, ausgenommen Zahnrad c2, die höchsten Schädigungen auf, die zwischen 5- und 12-mal höher sind als die Schädigungen in der Ebene.



**Bild 6.18:** Bezogene Schädigung und Steigung, Test40-3 – Zahnflanke

An der Zahnflanke des Rades c2 tritt bei 15% Steigung die höchste Schädigung auf. Dass die Beanspruchung der Zahnräder bei 15% Steigung geringer ist als für niedrigere Steigungen liegt daran, dass bei dieser extremen Steigung das Getriebe nicht über den zweiten Gang hinaus geschaltet wird. Im zweiten Gang wird nur das Zahnrad c2 beansprucht, weshalb bei 15% Steigung die Schädigung für dieses Zahnrad am höchsten ist. Eine hohe Steigung bedeutet somit eine hohe Schädigung an den Zahnflanken, vorausgesetzt, die entsprechenden Gänge werden geschaltet.

Wie in Bild 6.19 zu erkennen, korreliert die Schädigung der Zahnflanken aller Zahnräder mit der Beladung. Die Bezeichnungen der Zahnräder entsprechen Bild 4.3. Für alle Zahnräder stellt sich ein relativ linearer Zusammenhang zwischen der Zahnflankenschädigung und der Gesamtmasse des Busses ein.



**Bild 6.19:** Einfluss der Gesamtmasse, Test40-3 – Zahnflanke

Die höchste Schädigung tritt jeweils beim 28t-Bus ein. Die Schädigung der Zahnflanken verschiedener Zahnräder im 14t-Bus liegt um den Faktor 3 (Zahnrad b1) bis um den Faktor 6 (Zahnrad c2) unter der Schädigung, die im

28t-Bus auf dieselbe Zahnflanke wirkt. Die Zahnflanken eines Getriebes in einem schweren Bus unterliegen somit einer höheren Schädigung.

Während die Zahnflanke aufgrund von Grübchenbildung versagt, wird der Zahnfuß infolge Bruch versagen. Die Grübchenbildung ist auf die Hertzsche Pressung  $\sigma_{v,H}$ , die proportional zur Wurzel der Belastung  $M_T$  (Torsionsmoment) ist, zurückzuführen.

$$\sigma_{v,H} \sim \sqrt{M_T} \quad (6.2)$$

Die Beanspruchung des Zahnfußes  $\sigma_{v,F}$  ist proportional zu der Belastung  $M_T$

$$\sigma_{v,F} \sim M_T \quad (6.3)$$

Je nach Aufbau der Koppelstruktur und der Varianten, wie die einzelnen Gänge geschaltet werden, ergeben sich am Zahnfuß der einzelnen Sonnen-, Planeten- oder Hohlräder rein schwellende, wechselnde bzw. gemischte Zahnfußbeanspruchungen. Die Beanspruchungshöhe und -art hat einen wesentlichen Einfluss auf die Lebensdauer.

In Bild 6.20 ist die bezogene Schädigung am Zahnfuß für alle Zahnräder über der Steigung aufgetragen. Tendenziell verhält sich die Schädigung am Zahnfuß entsprechend der Schädigung an der Zahnflanke. Jedoch ist der Einfluss der Steigung auf die Schädigung des Zahnfußes viel höher als für die Schädigung der Zahnflanke, was sich auf die bereits erwähnten Gründe der Abhängigkeit von der Beanspruchungsart und -höhe zurückführen lässt. Die Schädigung am Zahnfuß des Rades c2 bei 15 % Steigung fällt knapp 180 mal höher als in der Ebene aus.

Bild 6.21 zeigt den Einfluss der Gesamtmasse auf die Schädigung des Zahnfußes aller Räder. Alle Zahnräder weisen die höchste Schädigung am Zahnfuß im 28t-Bus auf. Im 14t-Bus ist die Schädigung des Zahnfußes der einzelnen Zahnräder 3- (b1) bis 20-mal (c2) geringer. Auch hier ist eine starke Abhängigkeit von der Beladung und der Zahnfußschädigung zu erkennen.



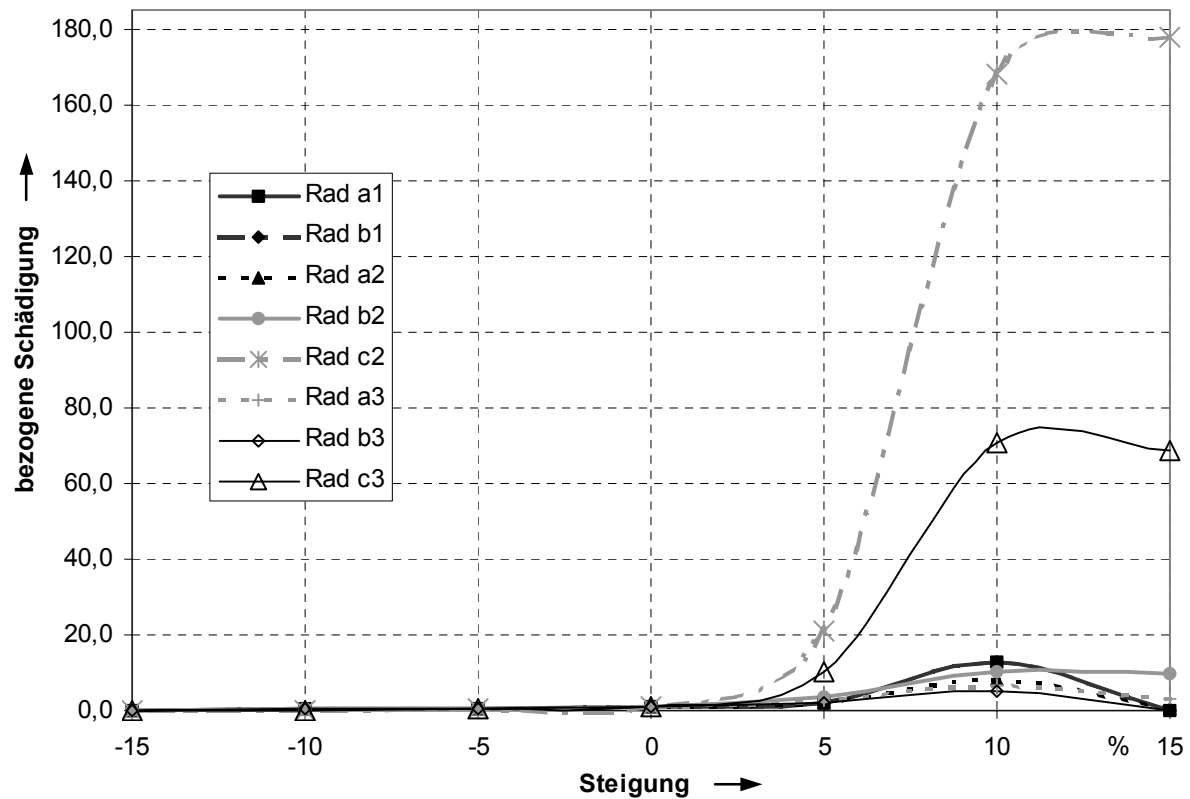


Bild 6.20: Bezogene Schädigung und Steigung, Test40-3 – Zahnfuß

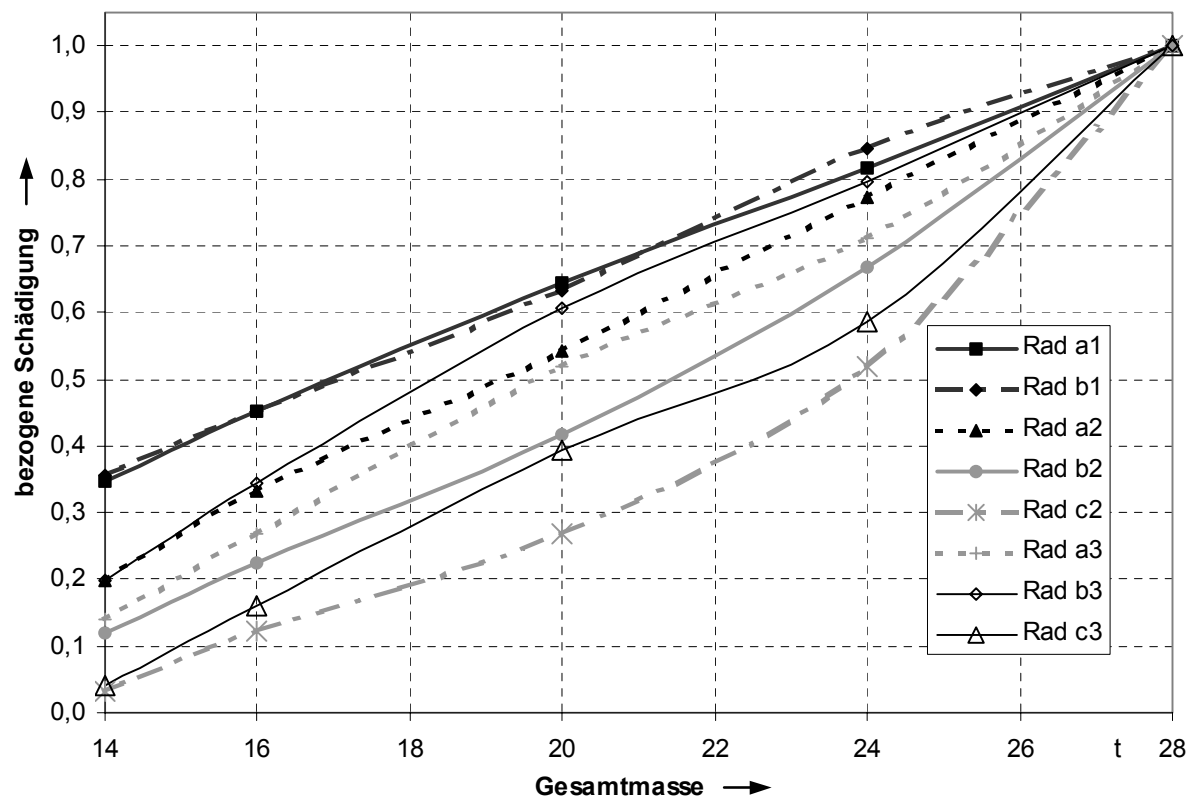


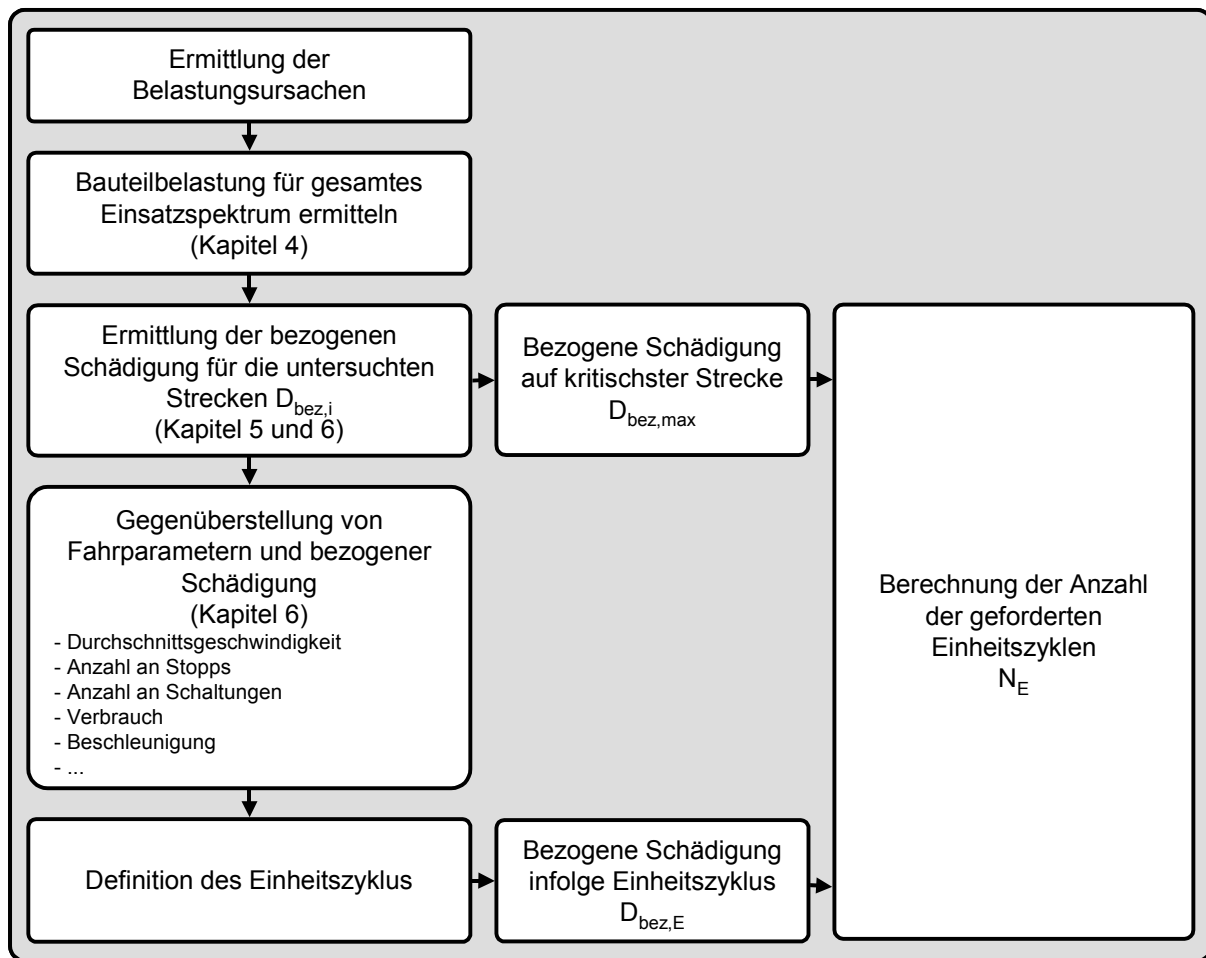
Bild 6.21: Einfluss der Gesamtmasse, Test40-3 – Zahnfuß

## **7 Generierung bauteilbezogener kritischer Belastungskollektive**

### **7.1 Vorgehen**

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass unterschiedliche Fahrparameter und die Schädigung verschiedener Getriebebauteile in einem Zusammenhang stehen. Während für das Gehäuse trotz der multiaxialen Belastung ein deutlicher Zusammenhang zwischen der Schädigung und der Anzahl der Stopps zu erkennen ist, steht die Schädigung der Getriebeeingangswelle im Zusammenhang mit der Anzahl der Beschleunigungen. Durch das Systemverhalten des Antriebsstranges und die Momentenbegrenzung der Abtriebswelle bewirkt eine Beschleunigung bei Fahrt sogar eine höhere Belastung der Welle als eine Beschleunigung aus der Ruhe. Aus diesen Erkenntnissen heraus sollen nun bauteilbezogene kritische Belastungskollektive für Gehäuse, Wellen und Zahnräder definiert und die Reduzierung von Versuchs- und Simulationszeiten ermittelt werden. Bild 7.1 gibt einen Überblick über die Vorgehensweise zur Entwicklung dieser Kollektive.

Zunächst müssen alle Belastungsursachen, aufgrund derer die Bauteile versagen können, in Betracht gezogen werden. Anschließend werden die Belastungen auf unterschiedlichsten Strecken, die nach Möglichkeit das gesamte Einsatzspektrum abdecken, ermittelt. Die bezogenen Schädigungen (vgl. Gleichung 6.1) des untersuchten Bauteils auf den unterschiedlichen Strecken werden berechnet. Die Strecken werden bezüglich der bezogenen Schädigungen aufsteigend sortiert und verschiedenen Betriebsparametern gegenübergestellt. Als wesentliche Betriebsparameter für Busautomatgetriebe haben sich die Anzahl der Stopps, die Anzahl der Beschleunigungsvorgänge, die Steigung und die Gesamtmasse des Fahrzeugs herausgestellt. Weitere Parameter wie Anzahl der Schaltungen, der Verbrauch u. a. können zudem betrachtet werden. Ist ein Zusammenhang zwischen einem auf eine bestimmte Streckenlänge bezogenen Fahrparameter und der Bauteilschädigung erkennbar, kann ein Einheitszyklus definiert werden.



**Bild 7.1:** Allgemeiner Ablauf zur Entwicklung bauteilbezogener kritischer Belastungskollektive

Bei der Gegenüberstellung der bezogenen Fahrparameter und der bezogenen Schädigung muss ein kritischer Fahrparameter, wie z. B. die Anzahl der Stopps, entsprechend der Korrelation zwischen Fahrparameter und Schädigung definiert werden. Bei der maximalen bezogenen Schädigung liegt somit der Extremwert des kritischen bezogenen Fahrparameters  $n_{bez, kfp, max}$  vor, also z. B. 5 Stopps pro km.

Für die Serienfreigabe des Getriebes oder zur Überprüfung von Komponenten werden die Teile für eine gewisse Streckenlänge geprüft. Abhängig von den jeweiligen Bauteilen und der entsprechenden Erfahrung mit ähnlichen Bauteilen werden die zu prüfenden Strecken  $s_{prüf}$  festgelegt.

Somit ist die Anzahl bzw. Größe der kritischen Fahrparameter einer zu prüfenden Strecke  $N_{kfp, s, prüf}$  durch Multiplikation des Extremwerts des bezogenen kritischen Fahrparameter  $n_{bez, kfp, max}$  mit der Streckenlänge  $s_{prüf}$  gegeben.

$$N_{kfp, s, prüf} = n_{bez, kfp, max} \cdot s_{prüf} \quad (7.1)$$

Das Verhältnis der maximalen bezogenen Schädigung der kritischsten Strecke  $D_{bez, max}$  zur bezogenen Schädigung, die beim Einheitszyklus vorliegt,  $D_{bez, E}$ , multipliziert mit der Anzahl der kritischen Fahrparameter einer zu prüfenden Strecke  $N_{kfp, s, prüf}$  ergibt die Anzahl der zu fahrenden Einheitszyklen.

$$N_E = \frac{D_{bez, max}}{D_{bez, E}} N_{kfp, s, prüf} \quad (7.2)$$

Durch einsetzen von Gleichung (7.1) in (7.2) erhält man:

$$N_E = \frac{D_{bez, max}}{D_{bez, E}} \cdot n_{bez, kfp, max} \cdot s_{prüf} \quad (7.3)$$

Da die maximale bezogene Schädigung der kritischsten Strecke  $D_{bez, max} = 1$  ist, vereinfacht sich Gleichung (7.3).

$$N_E = \frac{1}{D_{bez, E}} \cdot n_{bez, kfp, max} \cdot s_{prüf} \quad (7.4)$$

Durch die Einführung des Einheitszyklus wird die Versuchszeit reduziert. Die Dauer eines kritischen Fahrparameters zum nächsten wird ermittelt. Diese bezogene Zykluszeit  $t_{max, 0}$  ergibt sich aus der Fahrdauer der Strecke  $t_i$  geteilt durch die Streckenlänge  $s_i$  und den Extremwert des bezogenen kritischen Fahrparameters  $n_{bez, kfp, max}$  bzw. der Durchschnittsgeschwindigkeit und dem bezogenen kritischen Fahrparameter.

$$t_{max, 0} = \frac{t_i}{s_i \cdot n_{bez, kfp, max}} = \frac{1}{\bar{v}_i \cdot n_{bez, kfp, max}} \quad (7.5)$$

Die Zykluszeit des Einheitszyklus  $t_E$  ist kürzer als  $t_{\max, 0}$ . Da die Anzahl der kritischen Fahrparameter einer zu prüfenden Strecke üblicherweise größer als die Anzahl der zu fahrenden Einheitszyklen ist, ergibt sich eine Reduzierung der Versuchsdauer bzgl. des kritischsten Zyklus um den Faktor

$$f_{t, \text{red}} = \frac{t_{\max, 0}}{t_E} \cdot \frac{N_{\text{kfp}}}{N_E} \quad (7.6)$$

Kommen infolge neuer Erkenntnisse weitere Strecken hinzu, die das Einsatzspektrum erweitern, ist schnell überprüfbar, ob diese Erweiterung Einfluss auf die Schädigung des entsprechenden Bauteils hat. Hierzu ist einfach  $D_{\text{bez}, i}$  des neu zu überprüfenden Zyklus zu bestimmen. Ist dieser kleiner 1, ist der bis dahin kritischste Zyklus weiterhin gültig. Ist  $D_{\text{bez}, i}$  des neuen Zyklus größer 1 wird der neue Zyklus als kritischster Zyklus definiert. Im Folgenden werden anhand der beschriebenen Vorgehensweise die kritischen Bauteilkollektive für das Gehäuse und die Getriebeeingangswelle generiert.

## 7.2 Kritisches Belastungskollektiv für das Gehäuse

Beim Gehäuse wurden Motor-Getriebschwingungen, Schwingungen und Stöße auf das Gehäuse bei Fahrt auf einer Schlechtwegstrecke und die Schädigung des Gehäuses aufgrund der Fahrdynamik betrachtet. Das Gehäuse wird im Wesentlichen aufgrund der Fahrdynamik des Busses geschädigt. Auf der Strecke Innenstadt tritt die höchste Schädigung auf. Somit ergibt sich als maximale bezogene Schädigung aller Zyklen die bezogene Schädigung auf der Strecke Innenstadt.

Der Vergleich verschiedener Fahrparameter mit der Schädigung auf verschiedenen Strecken zeigt einen deutlichen Zusammenhang zwischen der Anzahl an Stopps und der Schädigung. Der kritischste Zyklus für das Gehäuse ist die Strecke Innenstadt, bei der, wie in Bild 6.3 dargestellt, 5 Stopps pro km auftreten. Somit ergibt sich der Extremwert des bezogenen kritischen Fahrparameter  $n_{\text{bez}, \text{kfp}, \text{max}} = 5 \text{ 1/km}$ .

Aufgrund der Korrelation zwischen Anzahl an Stopps und Schädigung am Gehäuse wird als kritischer Einheitszyklus eine Beschleunigungsfahrt aus der Ruhe ("Stopp") definiert. Basierend auf den Testzyklen Test40-1 bis Test40-3 wird auf 40 km/h beschleunigt und wieder verzögert. Die Schädigung infolge des Einheitszykluses muss neu berechnet werden. Die Simulation ergibt, dass die Schädigung infolge des Einheitszyklus 2,7-mal höher ist als auf der Strecke Innenstadt.

Um z. B. ein gehäusebezogenes kritisches Belastungskollektiv über 100000 km Strecke zu erhalten, muss entsprechend Tabelle 7.1 der definierte Einheitszyklus ca. 185.000-mal wiederholt werden.

Kritischster Zyklus:		Innenstadt							
Kritischer Fahrparameter:		Stopps pro km							
S <sub>prüf</sub>	n <sub>bez, kfp, max</sub>	D <sub>bez, max</sub>	D <sub>bez, E</sub>	N <sub>kfp, s, prüf</sub>	N <sub>E</sub>	$\bar{V}_{\text{Innenstadt}}$	t <sub>max, 0</sub>	t <sub>E</sub>	f <sub>t, red</sub>
km	1/km	-	-	-	-	km/h	s	s	-
100000	5	1	2,7	500000	185185	18,8	38,3	12	8,6

**Tabelle 7.1:** Werte zur Ermittlung eines gehäusebezogenen kritischen Belastungskollektivs

Somit ergibt sich eine reduzierte Versuchsdauer um den Faktor 8,6.

Da der Bus nicht immer voll beladen ist, kann z. B. über die Auswahl einer durchschnittlichen Gesamtmasse des Busses von 20 t entsprechend Bild 6.10 eine maximale bezogene Schädigung von  $D_{\text{bez,max}} = 0,8$  festgelegt werden. Dann wird die Anzahl der Einheitszyklen entsprechend Tabelle 7.2 auf ungefähr 148000 reduziert.

Kritischster Zyklus:		Innenstadt							
Kritischer Fahrparameter:		Stopps pro km							
S <sub>prüf</sub>	n <sub>bez, kfp, max</sub>	D <sub>bez, max</sub>	D <sub>bez, E</sub>	N <sub>kfp, s, prüf</sub>	N <sub>E</sub>	$\bar{V}_{\text{Innenstadt}}$	t <sub>max, 0</sub>	t <sub>E</sub>	f <sub>t, red</sub>
km	1/km	-	-	-	-	km/h	s	s	-
100000	5	0,8	2,7	500000	148148	18,8	38,3	12	10,8

**Tabelle 7.2:** Werte zur Ermittlung eines gehäusebezogenen kritischen Belastungskollektivs für einen 20 t-Bus

Durch eine Steigerung der Versuchslast ist eine weitere Zeitersparnis möglich /BORENIUS90/.

### 7.3 Kritisches Belastungskollektiv für die Welle

Die Welle wird aufgrund der Fahrzeuglängsdynamik beansprucht. Die Gegenüberstellung der Schädigung auf verschiedenen Strecken mit Fahrparametern hat ergeben, dass Beschleunigungsphasen des Busses, bei denen das maximale Moment an der Welle auftritt, die Welle am stärksten schädigen. Aufgrund der Abtriebsmomentenbegrenzung und des Systemverhaltens des Antriebsstranges wird bei Beschleunigungen oberhalb einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit das maximale Moment an der Welle erreicht. Die höchstschädigende Strecke für die Welle ist die Heidenheimer Linie 23, auf der 4,2 kritische Beschleunigungsvorgänge (kbv) pro km vorkommen. Somit ist  $n_{\text{bez, kfp, max}} = 4,2$ .

Bei all diesen Beschleunigungsvorgängen wird mindestens 80 % des maximalen möglichen Moments an der Welle aufgebracht. Als kritischer Einheitszyklus wird eine Beschleunigungsfahrt von 40 km/h auf 60 km/h mit anschließender Verzögerung auf 40 km/h definiert. Bei maximaler Belastung der Welle wird das Gehäuse wenig belastet, da bei höheren Geschwindigkeiten die Reaktionskräfte am Gehäuse geringer sind. Die bezogene Schädigung auf der Strecke Heidenheim Linie 23 beträgt 2-mal mehr, als beim Einheitszyklus, weshalb  $D_{\text{bez, E}} = 2$  ist. In Tabelle 7.3 sind die Werte zur Ermittlung des wellenbezogenen kritischen Belastungskollektivs gegeben.

Kritischster Zyklus:		HDH23							
Kritischer Fahrparameter:		Kritische Beschleunigungsvorgänge (kbv)							
$s_{\text{prüf}}$	$n_{\text{bez, kfp, max}}$	$D_{\text{bez, max}}$	$D_{\text{bez, E}}$	$N_{\text{kfp, s, prüf}}$	$N_{\text{E}}$	$\bar{v}_{\text{Innenstadt}}$	$t_{\text{max, 0}}$	$t_{\text{E}}$	$f_{\text{t, red}}$
km	1/km	-	-	-	-	km/h	s	s	-
100000	4,2	1	2	420000	210000	26	33	8,1	8,1

**Tabelle 7.3:** Werte zur Ermittlung des wellenbezogenen kritischen Belastungskollektivs

Die Untersuchungen zeigen weiterhin, dass auf vielen Strecken auch Beschleunigungsphasen mit geringerer Belastung der Welle auftreten (Innenstadt). Wenn die Strecke Innenstadt als Bemessungsgrundlage definiert wird, kann die Anzahl der Einheitszyklen entsprechend Bild 6.13 auf 70 % reduziert werden.

#### 7.4 Kritische Belastungskollektive für die Zahnräder

In unterschiedlichen Gängen sind unterschiedliche Zahnräder im Eingriff. Die Zahnräder werden aufgrund der Fahrzeuglängsdynamik beansprucht. Alle in dieser Arbeit untersuchten Zahnräder versagen aufgrund von Grübchenbildung. Die Zahnfußschädigung der Zahnräder war stets geringer als die Zahnflankenschädigung. In Tabelle 7.4 sind die kritischsten Zyklen für Zahnfuß und die höchstbeanspruchte Zahnflanke angegeben.

Zahnrad	Zahnfuß kritischste Strecke	Zahnflanke kritischste Strecke	Einheitszyklus
a1	Test50-3	Test50-3	Test50-3
b1	Test50-3	Test50-3	
a2	Test50-3	Test50-3	
b2	Test40-4	Test50-3	
c2	Hong Kong 5	Test40-4	
a3	Test40-4	Test40-4	
b3	Test40-4	Test40-4	
c3	Hong Kong 6	Test40-4	

**Tabelle 7.4:** Überblick über die kritischsten Strecken für die Zahnräder

Wie in Kapitel 6.4 gezeigt, wurde kein Zusammenhang zwischen verschiedenen Fahrparametern und der Schädigung am Zahnfuß bzw. der Zahnflanke festgestellt. Somit kann keine Reduzierung der Versuchs- bzw. Simulationszeiten durch Generierung eines zahnradbezogenen kritischen Belastungskollektivs erzielt werden. Eine wechselnde Beanspruchung ist für die Ermüdung von Bauteilen verantwortlich. Bei Gehäusen und Wellen ergeben sich Lastwechsel und somit Beanspruchungswechsel aufgrund fahrdynamischer Zusammenhänge. Bei Zahnrädern ergeben sich an den Zahnflanken auch bei stationären Betriebszuständen des Fahrzeugs Beanspruchungswechsel. Da diese stationä-



ren Betriebszustände wesentlichen Einfluss auf die Lebensdauer von Zahnrädern haben, reduziert sich die Versuchszeit nicht. Eine Definition eines Einheitszykluses auf Basis eines kritischsten Zykluses ist dennoch möglich.

Die Zahnräder a1 bis b2 werden auf der Strecke Test50-3 am stärksten beansprucht. Für die Zahnräder c2 bis c3 erwies sich die Strecke Test40-4 am schädigendsten, wobei die Strecke Test50-3 jeweils die zweitkritischste Strecke darstellt. Somit kann für alle untersuchten Zahnräder die Strecke Test50-3 als Einheitszyklus definiert werden.

## 8 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurden Einflussgrößen auf die Betriebsfestigkeit von Bus-Automatgetriebegehäusen untersucht. Hierzu wurden die Schwachstellen an einem Busgetriebegehäuse der Fa. Voith Turbo und an einem Prinzipgetriebegehäuse ermittelt. Die Belastungen des Gehäuses aufgrund von Schwingungen und der Fahrdynamik des Busses wurden hierzu experimentell und über detaillierte Simulationen des Antriebsstranges für unterschiedlichste Strecken bestimmt. Mit Hilfe von FEM-Berechnungen wurden die Beanspruchungen in den einzelnen Lastfällen ermittelt und in der anschließenden Lebensdauerberechnung zu jedem Zeitpunkt entsprechend superpositioniert und schließlich der Schädigungsverlauf am Gehäuse berechnet.

Um die äußerst aufwendigen Rechenoperationen in Kombination mit extrem großen Datenmengen effektiv zu bearbeiten, wurde ein neues Verfahren für eine rechenzeitoptimierte Vorgehensweise angewendet und getestet.

Die Getriebe sollen in viele Busse mit unterschiedlichen Antriebsstrangkonfigurationen eingebaut werden, wodurch sich verschiedene Abtriebsvarianten ergeben. In Kombination mit dem koaxialen Abtrieb tritt eine vernachlässigbare Gehäuseschädigung auf. Der Winkeltrieb mit Stirnradstufe ist bezüglich der Gehäuseschädigung die kritischste Abtriebsvariante. Es zeigt sich, dass die Beanspruchungen aufgrund der Längsdynamik die wesentliche Gehäuseschädigung verursachen, während die Beanspruchung infolge der Vertikalbeschleunigung vernachlässigt werden kann.

Da die Schädigung des Gehäuses von der Fahrstrecke abhängig ist, wurden 20 internationale Stadt-, Überland- und Autobahnstrecken sowohl mit als auch ohne Verkehrseinfluss genau untersucht. Die verursachte Schädigung am Gehäuse wurde verschiedenen Fahrparametern gegenübergestellt. Weitere Parameter wie z. B. Steigung und Beladung wurden zusätzlich variiert. Es wurde gezeigt, dass die Schädigung des Gehäuses auf der Autobahn sehr gering ist. Auf Überlandstrecken treten höhere Schädigungen auf und die Stadtstrecken erwiesen sich als kritischste Strecken für das Gehäuse.

Viele Stopps bzw. die Beschleunigungsphasen des Busses, die von einem Stopp ausgehen, führen zu einer hohen Gehäuseschädigung. Die Anzahl der Schaltungen korreliert mit der Schädigung unter der Voraussetzung, dass nicht außerordentlich viele Schaltungen in hohen Gängen vorliegen. Ein hoher Verbrauch tritt bei Strecken auf, bei denen eine hohe Schädigung am Gehäuse vorliegt. In einem vollbesetzten Bus wird das Gehäuse stärker beansprucht als in einem leeren Bus. Die Beanspruchung des Gehäuses im leeren Standardbus beträgt 50 % der Schädigung im vollbesetzten Gelenkbus.

Weiterhin wurde der Einfluss verschiedener Betriebsparameter auf die Lebensdauer einer Getriebeeingangswelle und der Zahnräder im Getriebe untersucht. Es ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen der Schädigung der Getriebewelle und der Anzahl der kritischen Beschleunigungsvorgänge zu erkennen. Die Beladung des Busses bewirkt nur eine geringe Änderung der Schädigung der Welle. Bei den Zahnrädern wird zwischen der Schädigung infolge Grübchenbildung und Gewaltbruch am Zahn unterschieden. Bei den untersuchten Zahnrädern versagen die Zahnräder aufgrund von Grübchenbildung bevor Zahnbruch auftritt.

Aufgrund der umfangreichen Untersuchungen war es möglich, für die Getriebebauteile repräsentative Lastkollektive zu definieren. Als Grundlage hierfür diente der Zusammenhang unterschiedlicher Fahrparameter und der Schädigung verschiedener Getriebeteile. Durch die Definition entsprechender Einheitszyklen ist es möglich Versuchs- und Rechenzeiten zu reduzieren.

## 9 Ausblick

Die repräsentativen Lastkollektive können zur Reduzierung der Versuchs- und Berechnungszeiten bei der Entwicklung von Bauteilen eingesetzt werden. Um Bauteile beanspruchungsgerecht zu gestalten, werden u. a. iterative Berechnungsprogramme bei der Findung einer optimalen Geometrie eingesetzt. Hierbei wird die Gestalt basierend auf der lokalen Beanspruchung z. B. durch Aufdicken der Wandstärke, Vergrößern von Kerbradien usw. so verändert, dass sich eine homogenere Beanspruchung ergibt. Um eine lebensdauergerichte Gestalt zu erzielen, wird die Gestalt basierend auf der lokalen Lebensdauer bzw. der lokalen Schädigung optimiert. Durch die Berücksichtigung des zeitlichen Verlaufs einer Belastung kann sich prinzipiell eine andersartige Gestalt ergeben. Für jeden Iterationsschritt der Gestaltoptimierung ist hierzu die Lebensdauerberechnung des Bauteils erforderlich. Durch eine vorgezogene Generierung eines repräsentativen Lastkollektivs für das zu optimierende Bauteil lässt sich die Rechenzeit jedes Iterationsschrittes der Optimierung reduzieren und eine repräsentative lebensdaueroptimierte Gestalt ermitteln. Mit der vorgestellten Vorgehensweise ist es möglich, bauteilbezogene kritische Lastkollektive zu ermitteln. Durch Erweiterung der Untersuchungen könnte ein bauteilbezogener kritischer Lastkollektive-Katalog entwickelt werden, der hilft, Entwicklungszeiten zu reduzieren.

## Literatur

- /ADENSTEDT01/ Adenstedt, R.: Streuung der Schwingfestigkeit. Dissertation Technische Universität Clausthal, 2001
- /ALLIANZ76/ Allianz: Handbuch der Schadensverhütung, 2. erweiterte und überarbeitete Auflage. Allianz Versicherungs-AG München und Berlin, 1976
- /ASTM155/ ASTM E 155-95: Standard Reference Radiographs for Inspection of Aluminum and Magnesium castings, 1995
- /BEFFORT01A/ Beffort, O., Hausmann, C.: Neue Horizonte im modernen Leichtbau durch Magnesium-Hybrid-Bauteile. EMPA Thun, 2001
- /BEFFORT01B/ Beffort, O., Rohr, L.: Magnesium-Verbundwerkstoffe – neue Leichtbaukonzepte für das angehende Jahrhundert, aus „Nachhaltige Material- und Systemtechnik“, Ed. W. Muster und K. Schläpfer, S. 21-28, ISBN 3-905594-21-8, 2001
- /BEITZ78/ Beitz, W., Haibach, E.: Einbeziehung von Kriterien und Verfahren der Betriebsfestigkeit in den Konstruktionsprozess, Berichtsband zur 4. Sitzungen des DVM Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, S. 19/36, 1978
- /BERTSCHE88/ Bertsche, B., Lechner, G.: Zuverlässigkeit und Systemlebensdauer von Planetengetrieben in Kraftfahrzeugen. VDI Berichte Nr. 672, 1988
- /BERTSCHE89/ Bertsche, B.: Zur Berechnung der System-Zuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten. Dissertation Universität Stuttgart, 1989
- /BERTSCHE90/ Bertsche, B., Lechner, G.: Zuverlässigkeit im Maschinenbau. Springer Verlag 1990
- /BINZ99A/ Binz, H.: Konstruktionslehre I-IV. Vorlesungsskript, Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau, Universität Stuttgart, 1999
- /BINZ99B/ Binz, H.: Methodisches Konstruieren I+II. Vorlesungsskript, Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau, Universität Stuttgart, 1999
- /BORENIUS90/ Borenius, G.: Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast. Dissertation Universität Stuttgart, 1990
- /BRAIG00/ Braig, F., Häckel, J., Waldow, S.: Fertigungsanalyse zu den Automatgetrieben Allison B300/400 und ZF HP500/600, Studienarbeit Fachhochschule Ulm Fachbereich Produktionstechnik, 2000
- /BRAUN94/ Braun, H., Kolb, G.: KOM Ein Lehrbuch und Nachschlagewerk, Kirschbaum Verlag GmbH, Fachverlag für Verkehr und Technik, Bonn, 1994
- /BREMER97/ Bremer, G., Fiedler, B., Vogler, J., Witte, L., Speckert, M.: Das „Mehrxiale Rainflow“: Erste Erfahrungen im Praxiseinsatz, DVM-Bericht 123, 1997
- /BUCH85/ Buch, A. u.a.: Anwendung von Korrekturfaktoren für die Verbesserung der rechnerischen Lebensdauervorhersage. Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, TH Darmstadt, Ber. FF 16, 1985
- /BUXBAUM83/ Buxbaum, O. u.a.: Vergleich der Lebensdauervorhersage nach dem Kerbgrundkonzept und dem Nennspannungskonzept. FhG-Inst. für Betriebsfestigkeit (LBF) Darmstadt. LBF-Ber. Nr. FB 169, 1983

- 
- /BUXBAUM92/ Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit – sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile, 2. Auflage, Verlag Stahleisen, 1992
- /DAIMLER-  
CHRYSLER01/ Prospekte der DaimlerChrysler AG, DaimlerChrysler Powersystems E.06.13.0902.DE, E.06.15.0902.DE, E.06.17.1001.DE, E.06.20.1001.DE, E.06.22.1001.DE, E.06.24.1001.DE, Stuttgart, 2001
- /DIN743\_00/ DIN 743: Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen, Beuth Verlag, 2000
- /DIN3990\_87/ DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Beuth Verlag, 1987
- /DINEN1706\_94/ DIN EN 1706: Aluminium und Aluminiumlegierungen - Gussstücke - Chemische Zusammensetzung und mechanische Eigenschaften. Beuth Verlag, 1994
- /DIN4766\_81/ DIN 4766: Herstellverfahren der Rauheit von Oberflächen. Beuth Verlag, 1983
- /DIN45667\_85/ DIN 45667: Klassiervorgänge für regellose Schwingungen. Beuth Verlag, 1985
- /DÖRR99/ Dörr, C.: Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen. Dissertation Universität Stuttgart, 1999
- /DUBBEL00/ Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau – 18. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000
- /EHRLINGER77/ Ehrlinger, F., Kuhn, W.: Das automatische ZF-Getriebe HP 500. Automobiltechnische Zeitschrift 79, (1977) 10
- /EICHSLEDER00/ Eichsleder, W., Leoben, A.: Optimieren von Gussbauteilen mit Hilfe der Simulation. konstruieren und gießen 25 (2000) Nr. 3, S. 15-21, 2000
- /FECHT02/ Fecht, N.: Treibende Kraft – Automatikgetriebe: Neue Techniken. lastauto omnibus, 2/2002
- /FEMSITE98/ Femsite-Theorie Handbuch. Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik, 1998
- /FKM02A/ FKM-Richtlinie: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, 4. erweiterte Ausgabe 2002. Forschungskuratorium Maschinenbau, 2002
- /FKM02B/ Bericht zum FKM-Forschungsvorhaben 12043 "Lebensdauerberechnung mehraxial", 2002
- /FÖRSTER75/ Förster, H. J.: Die Mercedes-Benz-Automatgetriebe für Nutzfahrzeuge. Automobiltechnische Zeitschrift 77, (1975) 9
- /FÖRSTER90/ Förster, H.: Automatische Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Bauformen, Eigenschaften, Besonderheiten. Springer-Verlag 1990
- /FRITZ01/ Fritz, A.: Berechnung von Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme. Dissertation Universität Stuttgart, 2001
- /FVA\_308/ Forschungsvorhaben Nr. 308 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Gehäusegestaltung im Abdichtbereich“
- /GUDEHUS99/ Gudehus, H., Zenner, H.: Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung- Empfehlung zur Lebensdauerabschätzung von Maschinenbauteilen 4. Auflage. Verlag Stahleisen mbH, 1999

- /GÜHRER85/ Gührer, A.: Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen. Dissertation Universität Stuttgart, 1985
- /GÜHRER88/ Gührer, A.; Lechner, G.: Optimieren von Antriebssträngen durch Verknüpfen von Fahrsimulation und rechnergestützter Fahrtanalyse. Optimization of Drivetrains by Interlinking Vehicle Driving Simulation and Computer-Aided Analysis of Actual Road Data. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 90 (1988) 7/8.
- /HAIBACH02/ Haibach, E.: Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilbeechnung, 2. Auflage. VDI Verlag 1989
- /HALL01/ Hall, W., Bock, C.: Sechsgangstufenautomatgetriebe für den neuen 7er BMW. ATZ 9/2001, Jahrgang 103
- /HAMSTEN98/ Hamsten, B., Hülsmann, D.: Mercedes-Benz CITARO – Die neue Nierfluromnibus-Generation in Elementbauweise. ATZ 100, 1998
- /HIRSCH97/ Hirsch, V., Kollmann, F. G. ATHENA – Ein Expertensystem zur Geräuschminderung an Getriebegehäusen. antriebstechnik 36, 1997
- /HOEPKE00/ Hoepke, E., Appel, W., Brähler, H., Dahlhaus, U., Esch, T., Gräfenstein, J.: Nutzfahrzeugtechnik Grundlagen Systeme Komponenten, ATZ MTZ Fachbuch, vieweg-Verlag 2000
- /HONDIUS96/ Hondius, H.: Omnibusse für den ÖPNV. Stadtverkehr 11-12/96 (41. Jahrgang)
- /HONSEL98/ Honsel Aktiengesellschaft: Handbuch der Werkstoffe, Ausgabe 12/98
- /HPSEM98/ Wartung von Maschinenanlagen unter Anwendung der Schwingungsanalyse, Seminarunterlagen, Hewlett Packard, 1998
- /ISSLER97/ Issler, L., Ruoß, H., Häfele, P.: Festigkeitslehre – Grundlagen 2. Auflage. Springer-Verlag, 1997
- /JÄCKLE01/ Jäckle, M.: Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben, Habilitation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001
- /JÄCKLE02/ Jäckle, M.: Gestaltung von Gehäusetrennstellen für Fahrzeuggetriebe, Antrittsvorlesung Universität Stuttgart, 2002
- /JAUCH89/ Jauch, F.: Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation. Dissertation 1989, Universität Stuttgart
- /Kley00/ Kley, M., Körner, T.: Verfahren zur Verbesserung der Schaltqualität beim Wechsel zwischen zwei Gangstufen in einer Getriebebaueinheit mit einem Gruppenschaltsatz, Deutsche Patentanmeldung, 2000
- /Kley02/ Kley, M., Häckh, J., Binz, H., Körner, T., Willmerding, G.: Rechnerische Lebensdauerabschätzung von Getriebegehäusen unter Einbeziehung realer multiaxialer Belastungen, DVM-Tagung Fulda Fulda, 5.-6. Juni 2002
- /KLÖPFER99/ Klöpfer, M., Jäckle, M. Lechner, G.: Flächendichtverbindungen hochbelasteter Getriebegehäuse. antriebstechnik 38, Nr. 6, 1999
- /KNIEWALLNER01/ Kniewallner, L., Menk, W. Scholz, K.: Moderne Aluminium-Gießverfahren und Schwingfestigkeit. DVM-Bericht 128 "Fertigungsverfahren und Betriebsfestigkeit", Schaffhausen 2001
- /KÖLTZSCH00/ Költzsch, P., Blau, M., Sarradj, E.: Akustische Aspekte bei der Auslegung von Maschinen. 2000
- /KOLLMANN93/ Kollmann, F. G.: Maschinenakustik. Springer-Verlag, 1993
- /KÖRNER81/ Körner, G.: Beeinflussung des Kraftstoffverbrauchs bei Stadtomnibussen. Verkehr und Technik Nr. 9, 1981

- /KÖRNER02/ Körner, T., Depping, H., Klos, W., Häckh, J., Willmerding, W.: Rechnerische Lebensdauerabschätzung unter Berücksichtigung realer Belastungskollektive für die Hauptwelle eines Nutzfahrzeuggetriebes. DVM-Tagung Fulda 2002
- /KRIEG96/ Krieg, W., Jäckle, M. Lechner, G.: Gehäuseabdichtung hochbelasteter Getriebe. antriebstechnik 35, Nr. 7, 1996
- /KUBALCZYK00/ Kubalczyk, R., Jäckle, M. Lechner, G.: Rechnergestützte Optimierung des Abdichtbereichs von Getriebegehäusen. antriebstechnik 39, Nr. 6, 2000
- /KÜCÜKAY99/ Kücükay, F.: Rechnerunterstützte Getriebedimensionierung mit repräsentativen Lastkollektiven. Automobiltechnische Zeitschrift 92, 1990
- /KUNZ00/ Kunz, M.: Ermittlung des Einflusses fahrzeug, fahrer und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebebelastkollektive mittels Fahrsimulation. Dissertation, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000
- /KUO95/ Kuo, Y., Kelkar, S.G.: Body-structure durability analysis. Automotive Engineering, p. 73-78, July 1995, 1995
- /LECHNER94/ Lechner, G., Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer-Verlag, 1994
- /LMS\_2001/ Konferenzunterlagen: 2001 LMS International Folie Loading is important. 2001
- /LÖHR01/ Löhr, C.: Werkstoffreserven durch Gießen ausnutzen. Konstruktion Juli/August 7/8-2001
- /MAASS81/ Maass, H., Klier, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Springer-Verlag, 1981
- /NIEMANN85/ Niemann, G., Winter, H.: Maschinenelemente. Springer-Verlag, 1985
- /PAHL78/ Pahl, G.: Vorgehen beim methodischen Konstruieren – Knotenpunkte zur Betriebsfestigkeit. Berichtsband zur 4. Sitzung des DVM Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, S. 9/18, 1978
- /PISCHINGER98/ Pischinger, S., et. al.: Akustische Untersuchung im Gesamtsystem Verbrennungsmotor-Getriebe. FVA-Forschungsvorhaben Nr. 322, 1998
- /RADAJ95/ Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit – Grundlagen für Leichtbau. Maschinen- und Stahlbau, Springer-Verlag, 1994
- /SCHOTT01/ Schott, G.: Konzepte zur Berechnung der Ermüdungslebensdauer. Konstruktion Juli/August 7/8-2001
- /SCHÜTZ67/ Schütz, W.: Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bewertung von Flugzeugbauteilen. Zeitung Flugwissenschaft 15, 1967
- /SCHWAB94/ Schwab, M., Venger, K.: Driveline Concepts for Buses, Automobile in Harmony with Human Society. Proceedings of XXV Fisita Congress (1) Vehicle Systems and Components, 1994
- /SCHWARZ99/ Schwarz, D.: Lebensdaueranalyse und Betriebsfestigkeitssimulation von PKW-Karosserien. Diplomarbeit am Institut für Kraftfahrwesen Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, März 1999
- /SEEGER96/ Seeger, T.: Stahlbau Handbuch Grundlagen für Betriebsfestigkeitsnachweise. Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH, Köln, 1996



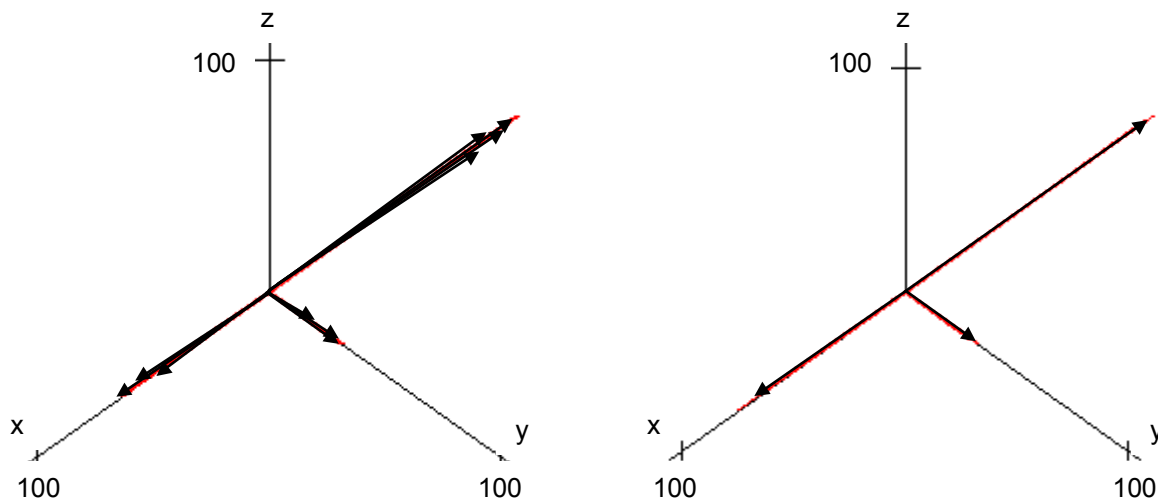
- /SIEBEL56/ Siebel, E., Gaier, M.: Untersuchungen über den Einfluß der Oberflächenbeschaffenheit auf die Dauerfestigkeit metallischer Bauteile, VDI-Zeitung 98, 1956
- /SIGWART93/ Sigwart, A.: Bauteilrandschicht und Schwingfestigkeit. Dissertation an der Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal, 1993
- /SONSINO90/ Sonsino, C. M., Dietrich, K.: Einfluss der Porosität auf das Schwingfestigkeitsverhalten von Aluminium-Gußwerkstoffen. Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit Darmstadt, Bericht Nr. FB-188, 1990
- /SONSINO93/ Sonsino, C. M., Lipp, K., Wiebelhaus, W., Piepenbreier, E.: Betriebsfestigkeitsnachweis von Aluminiumguß-Getriebegehäusen für schienengebundene Fahrzeuge. Sonderdruck aus „Bauteillebensdauer und Versuch“, S. 107-119, DVM, 1993
- /SONSINO98/ Sonsino, C. M., Fischer, G.: Kriterien zur betriebsfesten Bemessung von hochbeanspruchten Gussbauteilen. konstruieren und gießen 23 (3), 1998
- /SONSINO02/ Sonsino, C. M.: Bewertung des Betriebsfestigkeitsverhaltens von Bahngetriebegehäusen aus Aluminiumguss. DVM-Tagung Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile, Fulda 5./6. Juni 2002
- /SPÖRL95/ Spörl, T.; Flaig, A; Lechner, G.: FASIMA II - Modellierung und Simulation beliebiger Antriebskonzepte. VDI-Berichte 1225: Rationelle Energienutzung bei Hybridfahrzeugen, München, 19. und 20. Oktober 1995.
- /SPÖRL96/ Spörl, T.: Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe. Dissertation Universität Stuttgart, 1996
- /STEINER02/ Steiner, W., Unger, B, Kaltenböck, M., Gattringer, O.: Advanced Methods in Fatigue Simulations of Transmission and Engine Components. VDI-Berichte Nr. 1665, 2002
- /STEINWENDER98/ Steinwender, G., Schlicht, O., Suchandt, T.: Strukturoptimierung eines neuen Getriebegehäuses aus Magnesium mit der FE-Methode. VDI-Berichte Nr. 1393, Getriebe in Fahrzeugen, 1998
- /VLK85/ Vlk, F., Mitschke, M., Frederich: Fahrverhalten von Gelenkbussen. Verlag TÜV Rheinland GmbH, 1985
- /WILLMERDING86/ Willmerding, G., Jehlicka, E.: Verbrauchsuntersuchungen an Stadtbussen. Der Nahverkehr Heft 5, 1986
- /WILLMERDING92a/ Willmerding, G.: Ein Simulationsmodell für den Autobahnverkehr. Teil 1. ATZ Heft 5 1992
- /WILLMERDING92b/ Willmerding, G.: Ein Simulationsmodell für den Antriebsstrang. Teil 2. ATZ Heft 6 1992
- /WILLMERDING00/ Willmerding, G.; Häckh, J; Schnödeweind, K.: Fatigue Calculation using winLIFE, NAFEMS-Seminar Fatigue Analysis. Wiesbaden, 2001
- /WILLMERDING01/ Willmerding, Häckh, Berthold: Driving Cycle, Load and Fatigue Life Predictions based on measured Route Data. SAE-Paper 2001-01-3468, ATTCE 2001 Proceedings Volume 5 Seite 255 - 266, 2001
- /WILLMERDING01A/ Willmerding, G.: winLIFE Basis Handbuch. 2001
- /WILLMERDING01B/ Willmerding, G.: winLIFE Multiaxial Handbuch. 2001

- /WILLMERDING02/ Willmerding, G., Häckh, J., Depping, H., Körner, T.: Fatigue Life Prognosis for Transmissions based on critical component spectrum. Paper-Code F02V091, Fisita-Tagung Helsinki, Juni 2002
- /WENDER91/ Wender, B., Lecong, S.: Gestaltung von Versteifungsrippen und Bohrungen an Getriebegehäusen. Konstruktion 43, 1991
- /WENDER92/ Wender, B., Kelkel, K., Weber, W.: Berechnung der Schallabstrahlung von Getriebegehäusen durch Kopplung von Finite-Element- und Boundary-Element-Methoden. VDI Berichte 1007, 1992
- /WENDER98/ Wender, B.: Untersuchungen zur Geräuschabstrahlung von „Prinzip-Getriebegehäusen“ mit Versteifungsrippen, Konstruktion 50, 1998
- /WOLF84/ Wolf, W.: Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben. Dissertation Universität Stuttgart, 1984
- /ZENNER80/ Zenner, H., Heidenreich, R., Richter, J.: Schubspannungsintensitätshypothese – Erweiterung und experimentelle Abstützung einer neuen Festigkeitshypothese für schwingende Beanspruchung. Konstruktion 32, 1980

## Anhang

### A1 Grobanalyse - Feinanalyse

Bild A1.1 a) zeigt die Hauptspannungsvektoren während der Beanspruchung beim Innenstadt-Zyklus nach der Feinanalyse. Die Änderung der Richtung der Hauptspannungsvektoren ist so gering, dass kein wesentlicher Unterschied zu erkennen ist. In Bild A1.1 b) sind die Hauptspannungsvektoren der Grobanalyse dargestellt. Es ist kein Unterschied zur Feinanalyse erkennbar. Die berechnete Schädigung bei der Feinanalyse beträgt  $7,6 \cdot 10^{-7}$ . Bei der Grobanalyse liegt die berechnete Schädigung um ca. 6% höher bei  $8,05 \cdot 10^{-7}$ .



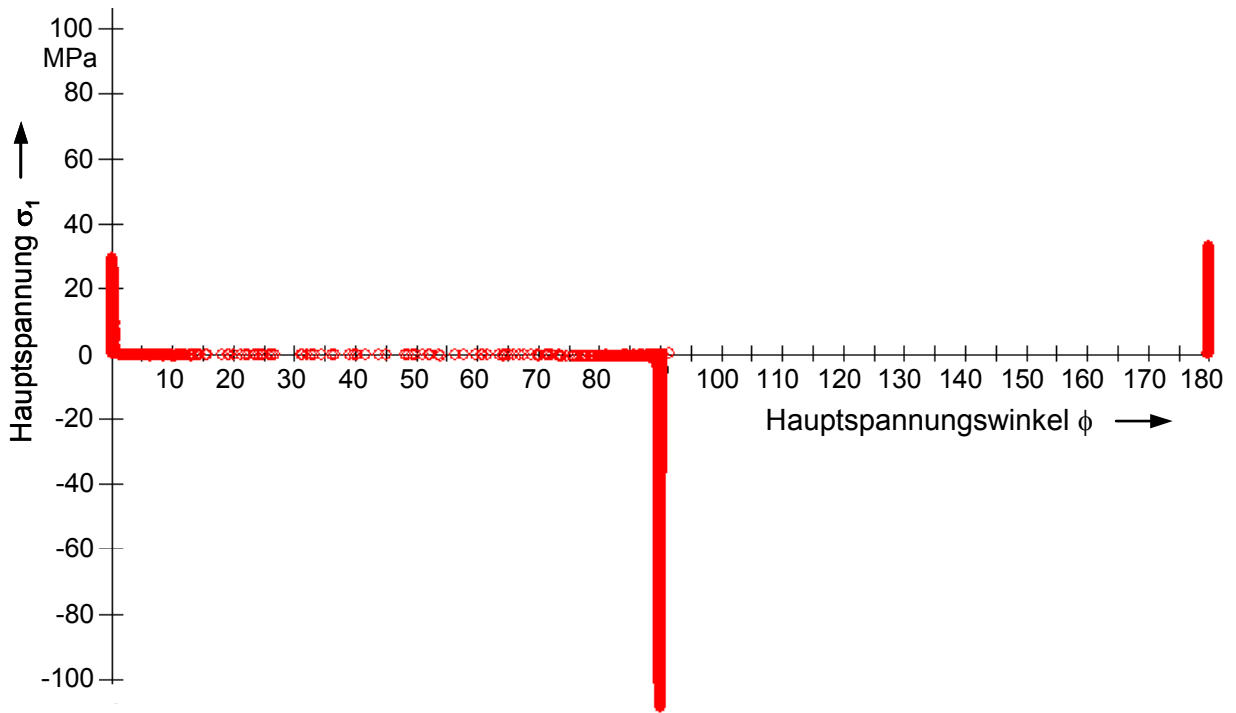
a) Feinanalyse

b) Grobanalyse

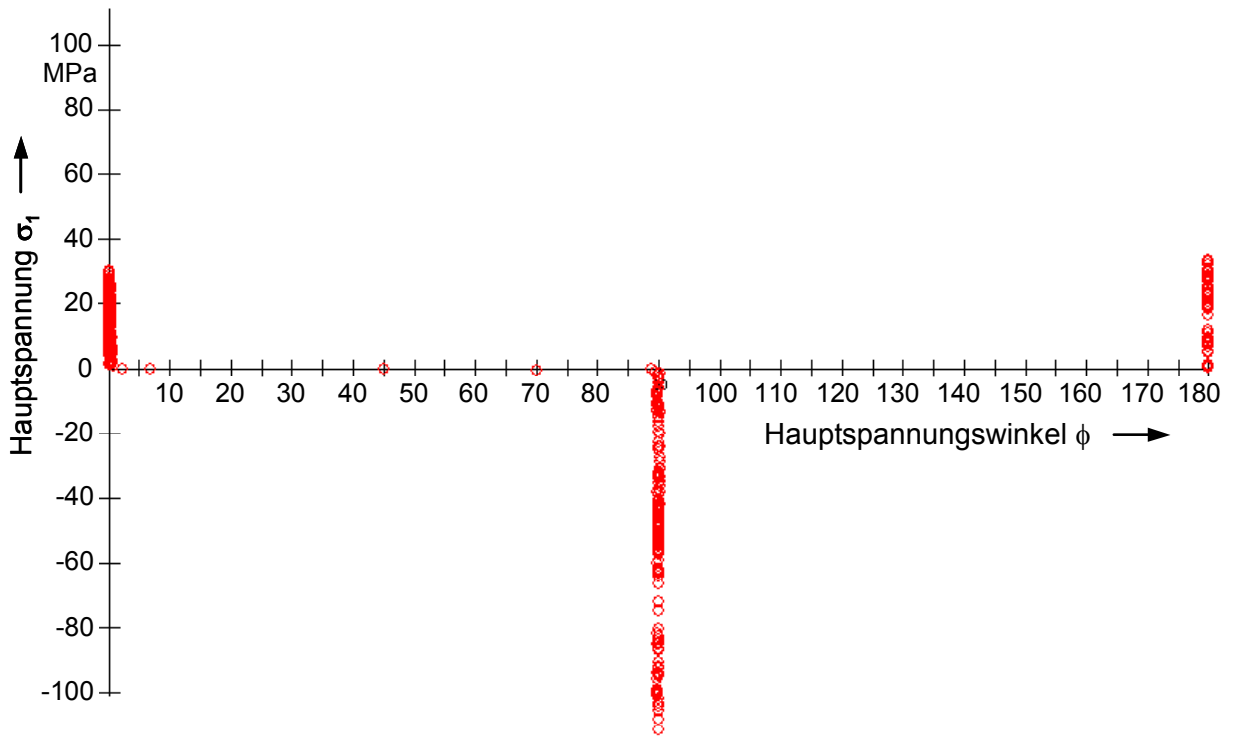
**Bild A1.1:** Hauptspannungsvektoren

Die Hauptspannung  $\sigma_{H1}$  als Funktion des Hauptspannungswinkels  $\varphi_{H1}$  ist in Bild A1.2 und Bild A1.3 zu sehen. Der Hauptspannungswinkel beträgt  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  oder  $180^\circ$ .  $0^\circ$  und  $180^\circ$  entsprechen sich. Bei  $0^\circ$  und  $180^\circ$  tritt reine Zugbeanspruchung mit bis zu 40 MPa Spannung auf. Bei  $90^\circ$  treten Druckbeanspruchungen bis 135 MPa auf. Weiter ist zu erkennen, dass bei der Grobanalyse viel weniger Punkte eingetragen sind, was auf die Datenreduktion infolge der Verwendung der Umkehrpunktfolgen, einer Hysterese von 10% der Belastung bezüglich des

maximalen Lastausschlags sowie einer geringeren Anzahl von Klassen zurückzuführen ist.

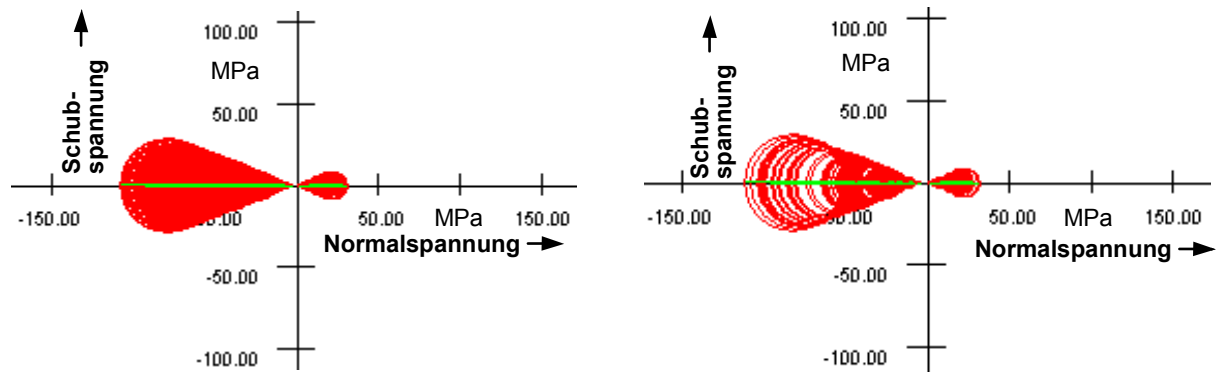


**Bild A1.2:** Hauptspannungswinkel Feinanalyse



**Bild A1.3:** Hauptspannungswinkel Grobanalyse

Die Mohrschen Kreise zeigt Bild A1.4. Die höchsten Beanspruchungen finden im Druckbereich statt. Die höchsten Schubspannungen betragen ca. 40 MPa.

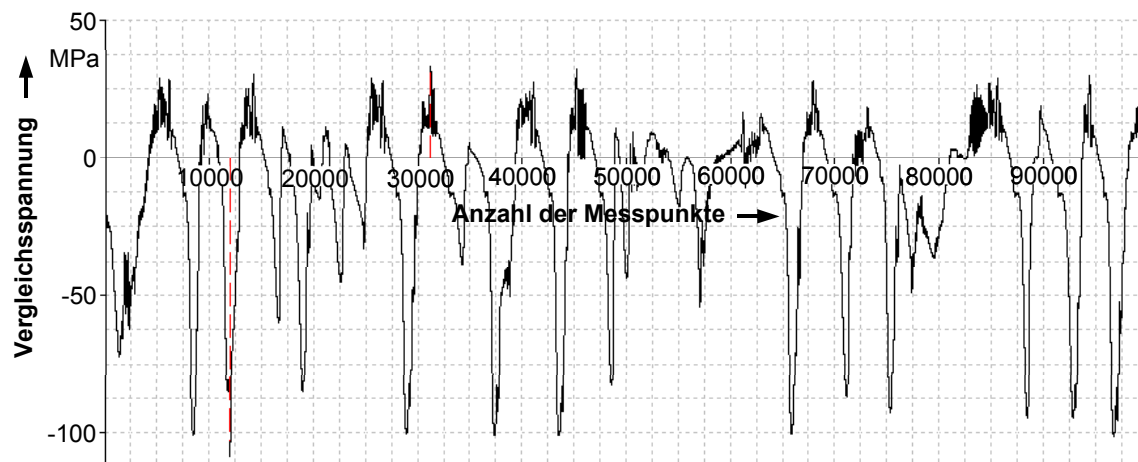


a) Feinanalyse

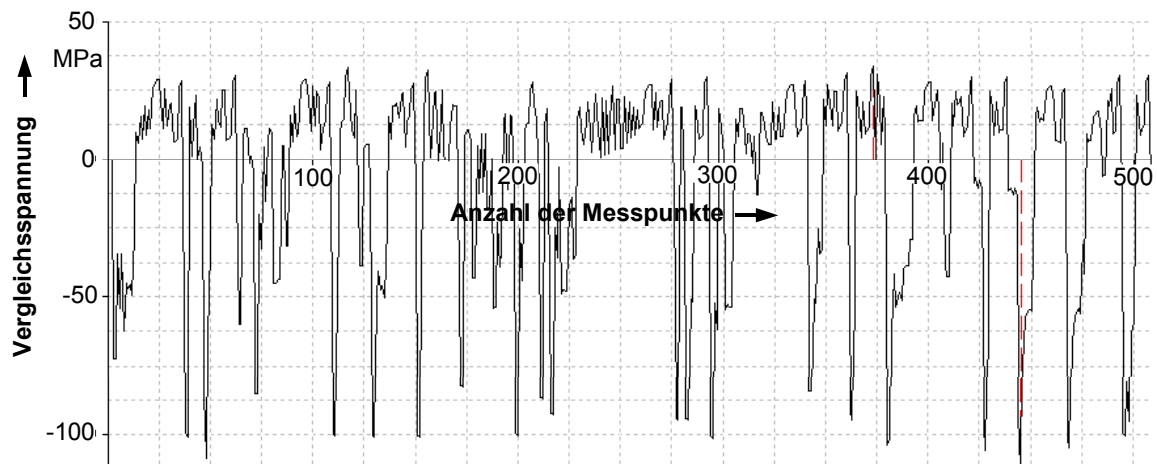
b) Grobanalyse

**Bild A1.4:** Mohrsche Kreise

Der Vergleichsspannungsverlauf der Fein- und Grobanalyse ist in Bild A1.5 und Bild A1.6 zu erkennen.

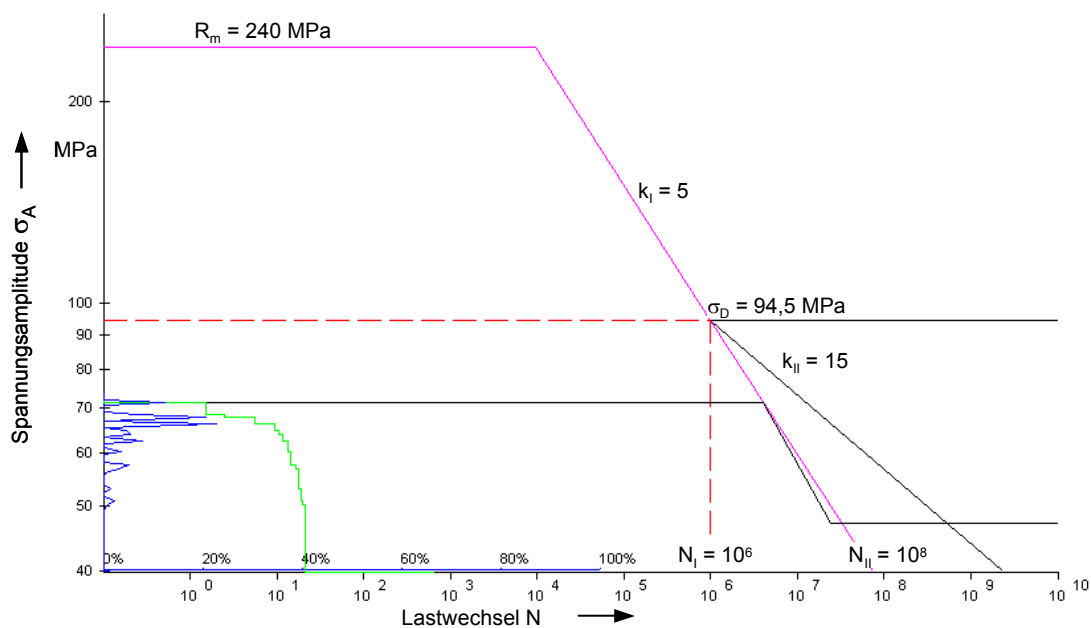


**Bild A1.5:** Vergleichsspannungsverlauf Feinanalyse



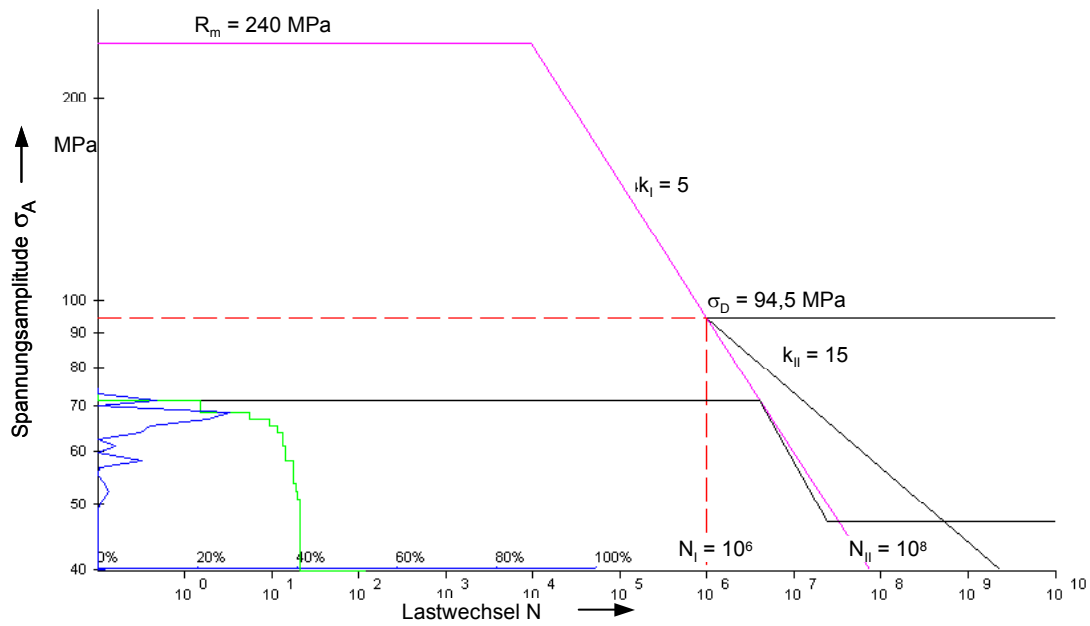
**Bild A1.6:** Vergleichsspannungsverlauf Grobanalyse

Die Wöhlerlinie samt Beanspruchungsamplituden sind in Bild A1.7 und Bild A1.8 dargestellt.

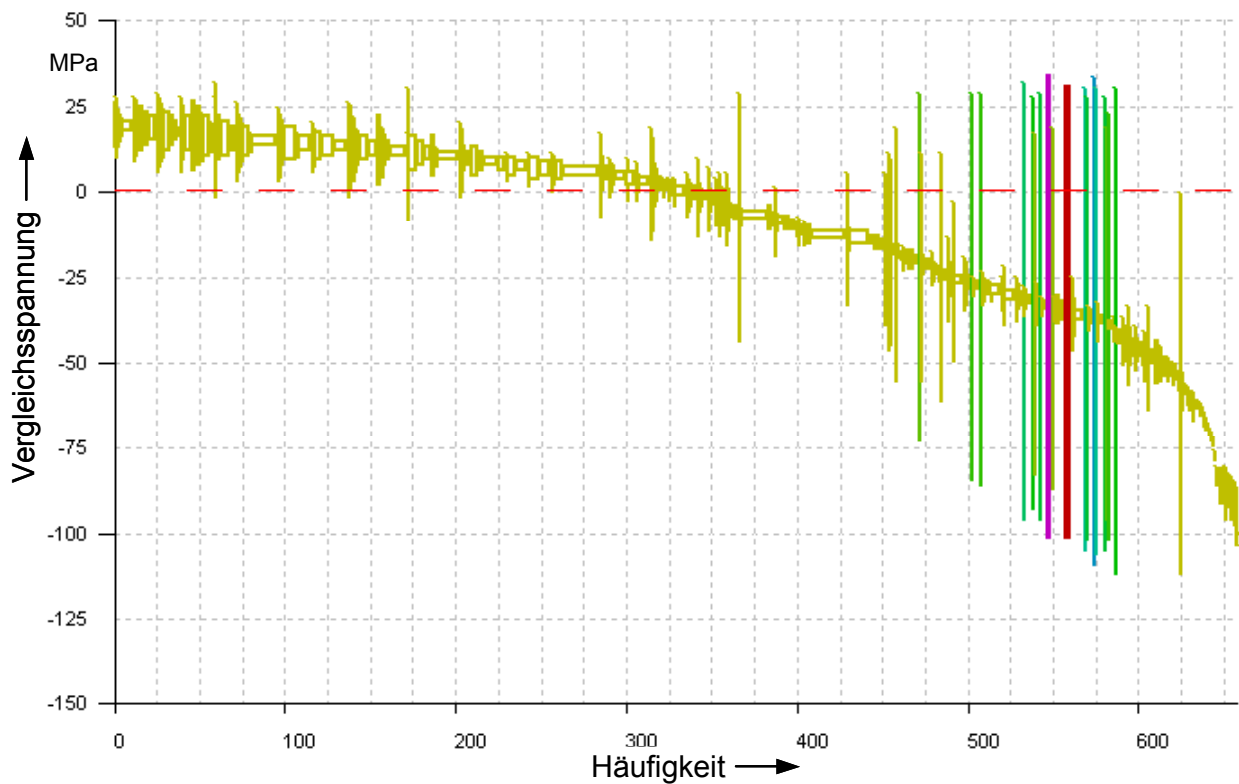


**Bild A1.7:** Wöhlerlinie von AISi9Cu3(Fe) mit Beanspruchungsamplituden, Feinanalyse

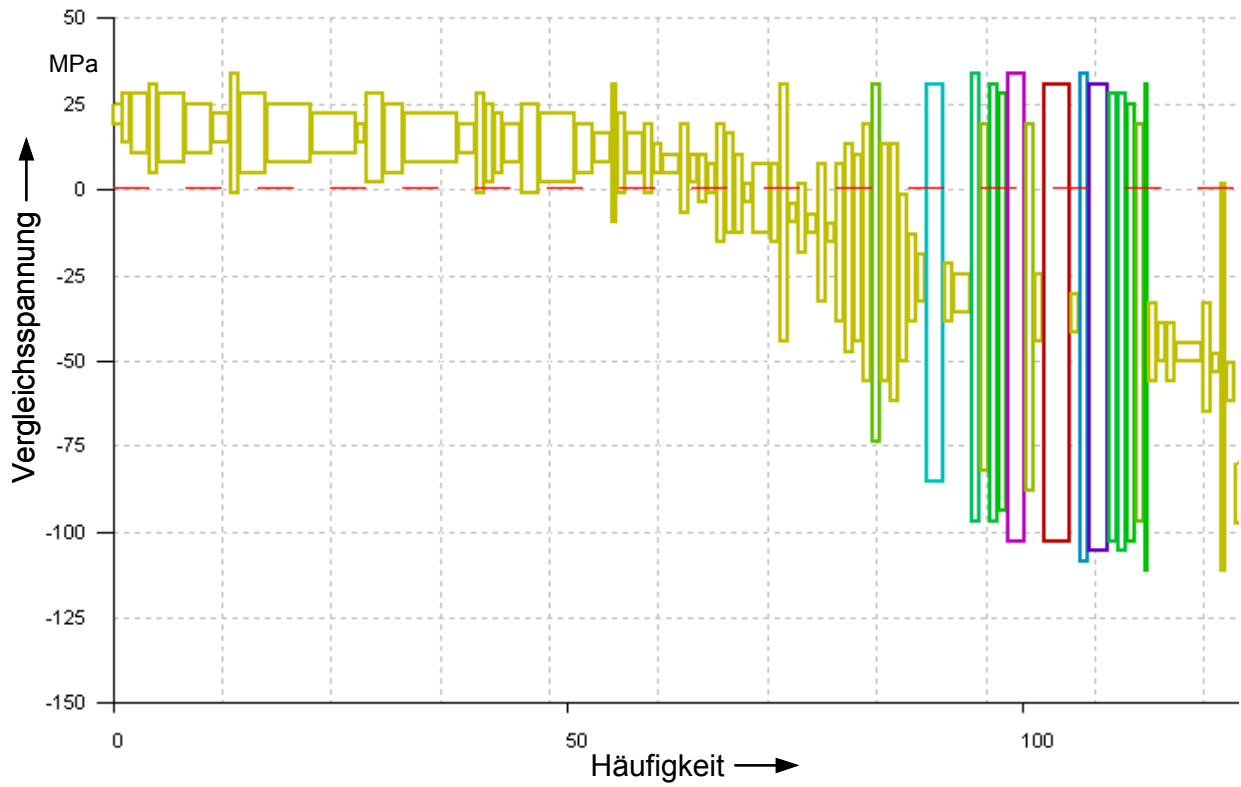
In Bild A1.9 und Bild A1.10 sind die Bereichspaarmittelwertzählung der Fein und Grobanalyse dargestellt. Die Kollektivanteile sind nach der Mittelspannung abfallend sortiert. Die größte Schädigung tritt bei Mittelspannungen von etwa 40 MPa auf. Die Amplitude der Beanspruchung beträgt hierbei etwa 65 MPa.



**Bild A1.8:** Wöhlerlinie von AlSi9Cu3(Fe) mit Beanspruchungsamplituden, Grobanalyse



**Bild A1.9:** Bereichspaarmittelwertzählung sortiert nach Mittelspannungen, Feinanalyse



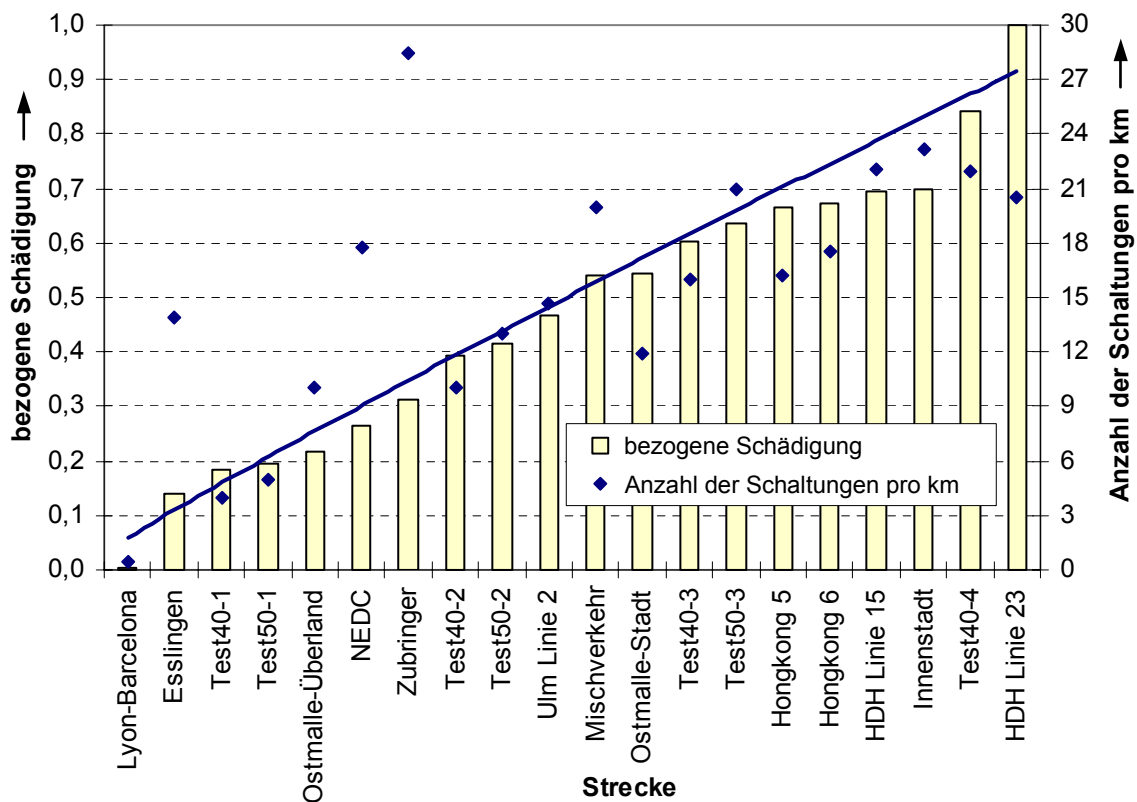
**Bild A1.10:** Bereichspaarmittelwertzählung sortiert nach Mittelspannungen, Grobanalyse



## A2 Einfluss auf die Lebensdauer einer Getriebewelle

In Kapitel 6.3 sind die Einflüsse der Durchschnittsgeschwindigkeit, Anzahl der Stopps, Anzahl der kritischen Beschleunigungsvorgänge, der Steigung beim Testzyklus Test 40-3 und der Gesamtmasse auf die Schädigung der Getriebewelle dargestellt. Weiterhin wurde die Anzahl der Schaltungen (Bild A2.1), des Verbrauchs (Bild A2.2), der Beschleunigung (Bild A2.3) und der Steigung (Bild A2.4) betrachtet.

Die Lebensdauer der Getriebewelle verhält sich bei diesen Parametern ähnlich wie beim Gehäuse, vgl. Kapitel 6.2 Bild 6.5 bis Bild 6.8.



**Bild A2.1:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Schaltungen – Welle

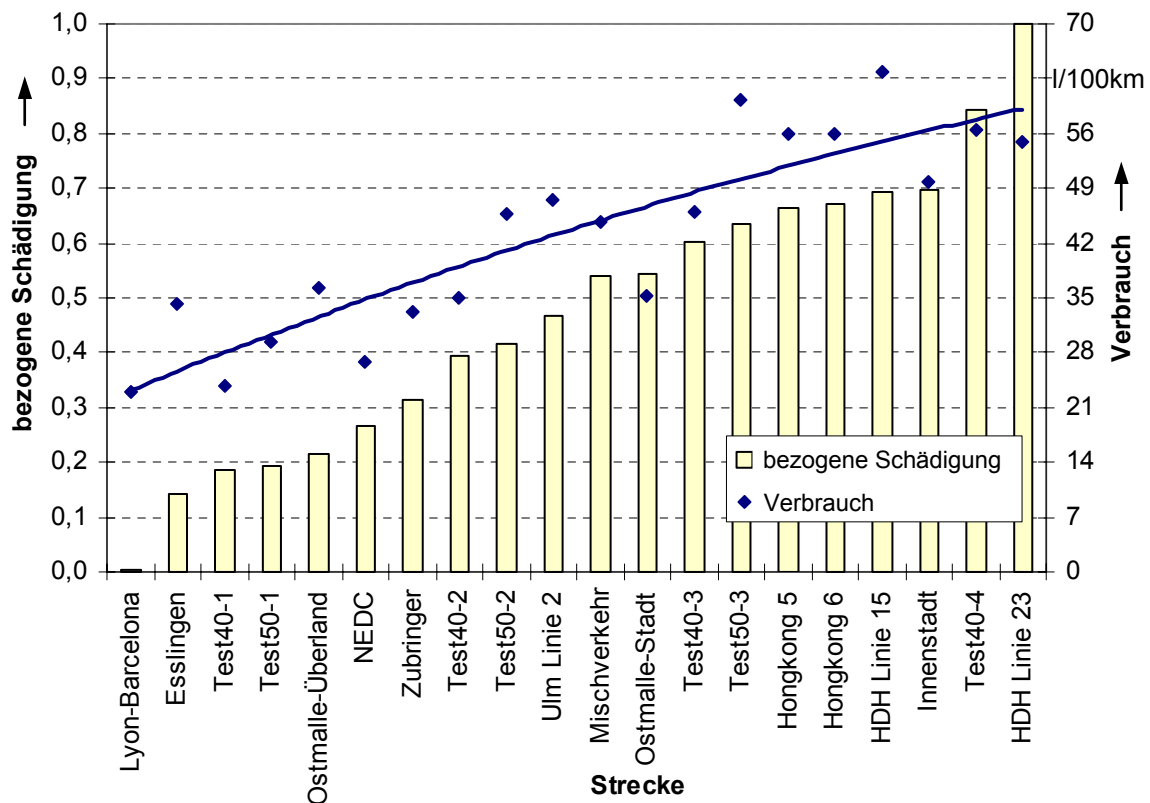


Bild A2.2: Bezogene Schädigung und Verbrauch - Welle

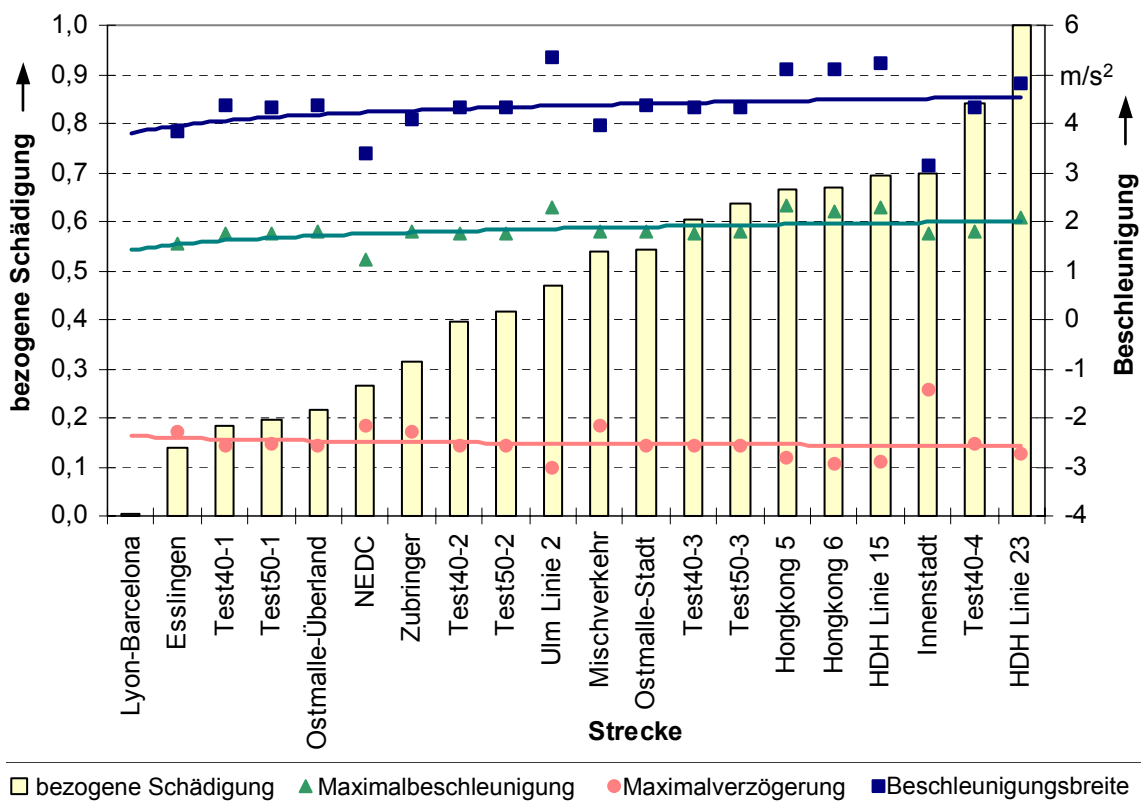
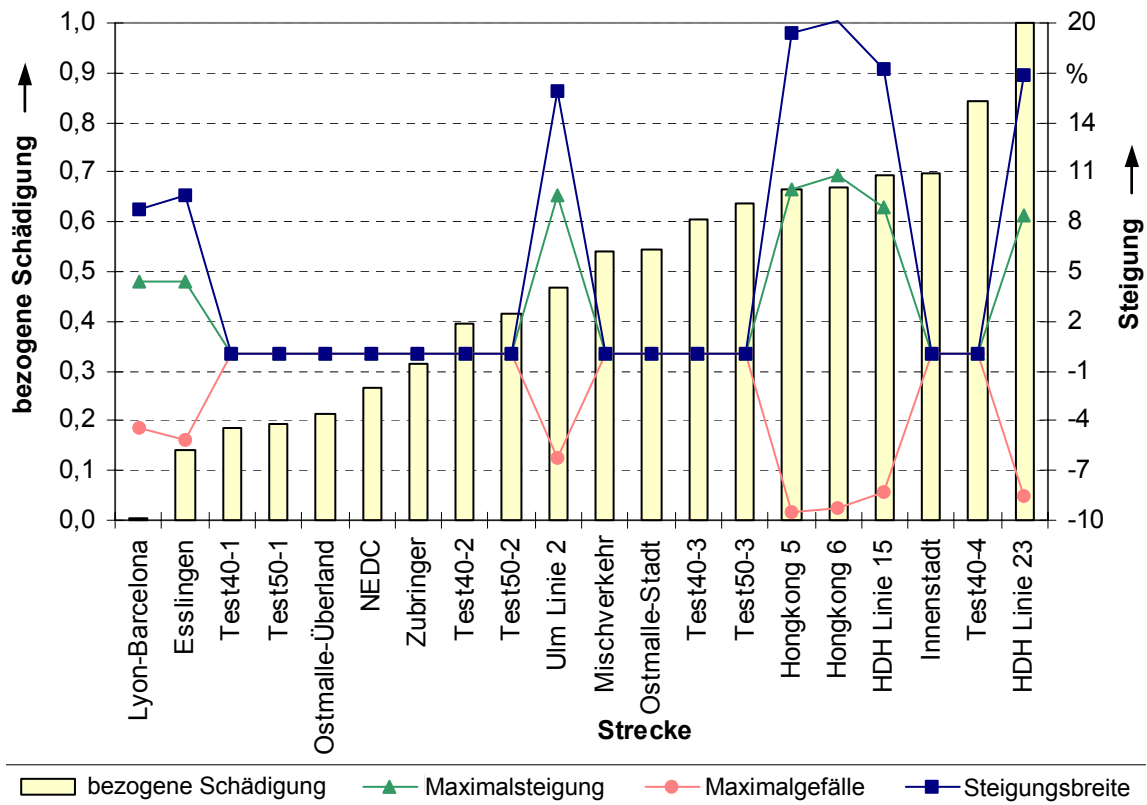


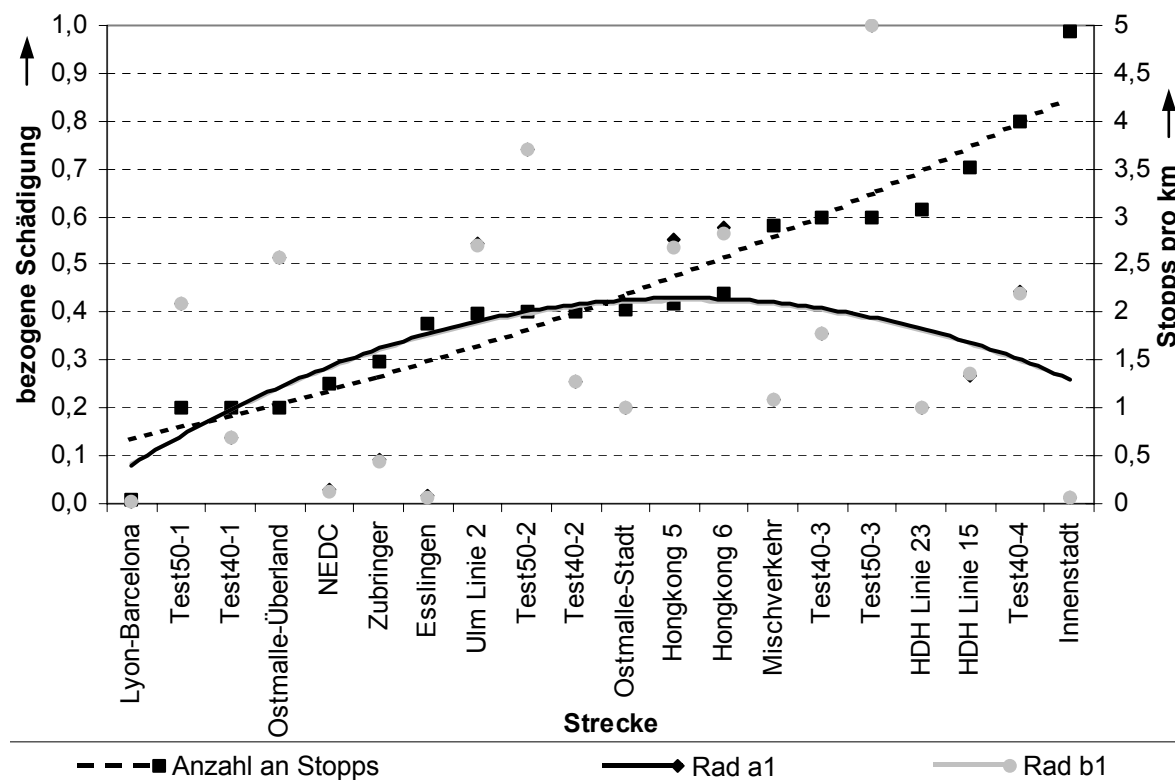
Bild A2.3: Bezogene Schädigung und Beschleunigung - Welle



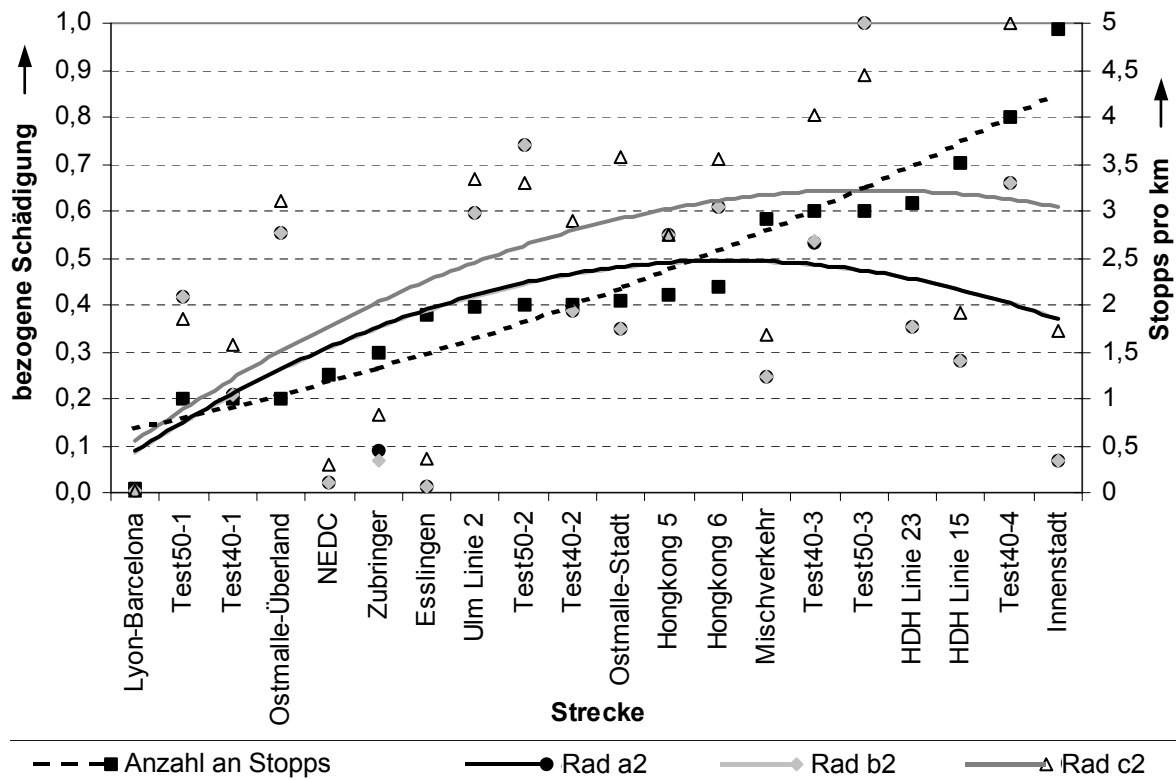
**Bild A2.4:** Bezogene Schädigung und Steigung – Welle

### A3 Einfluss auf die Lebensdauer von Zahnrädern

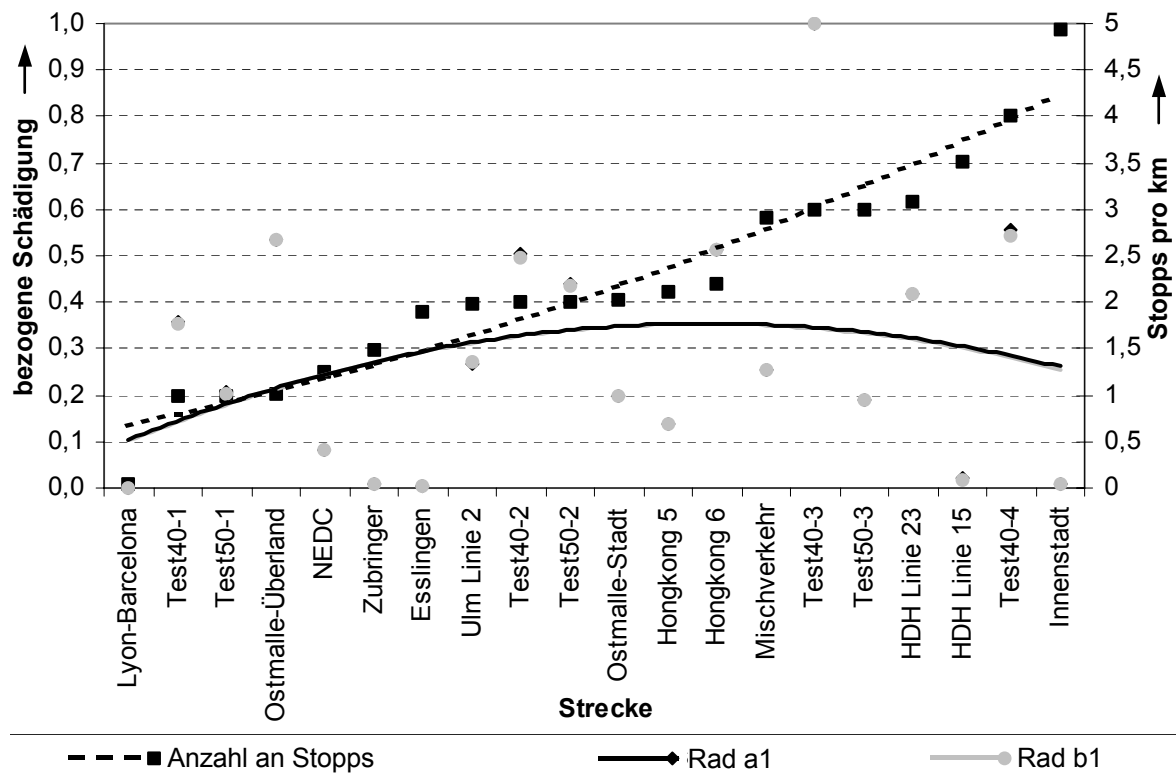
In Kapitel 6.4 wird der Einfluss verschiedener Parameter auf die Lebensdauer von Zahnrädern untersucht. Am Beispiel der Zahnflanken der dritten Planetenstufe (vgl. Bild 4.3) wird gezeigt, dass kein Zusammenhang zwischen der Anzahl der Stopps und der Schädigung erkennbar ist. In Bild A3.1 und Bild A3.2 ist zu erkennen, dass für die Zahnflanken der Zahnräder der anderen Planetenstufen ebenfalls kein Zusammenhang erkennbar ist. Bild A3.3 bis Bild A3.5 zeigen, dass sich bzgl. Zahnbruch am Zahnfuß ebenfalls kein Zusammenhang erkennen lässt.



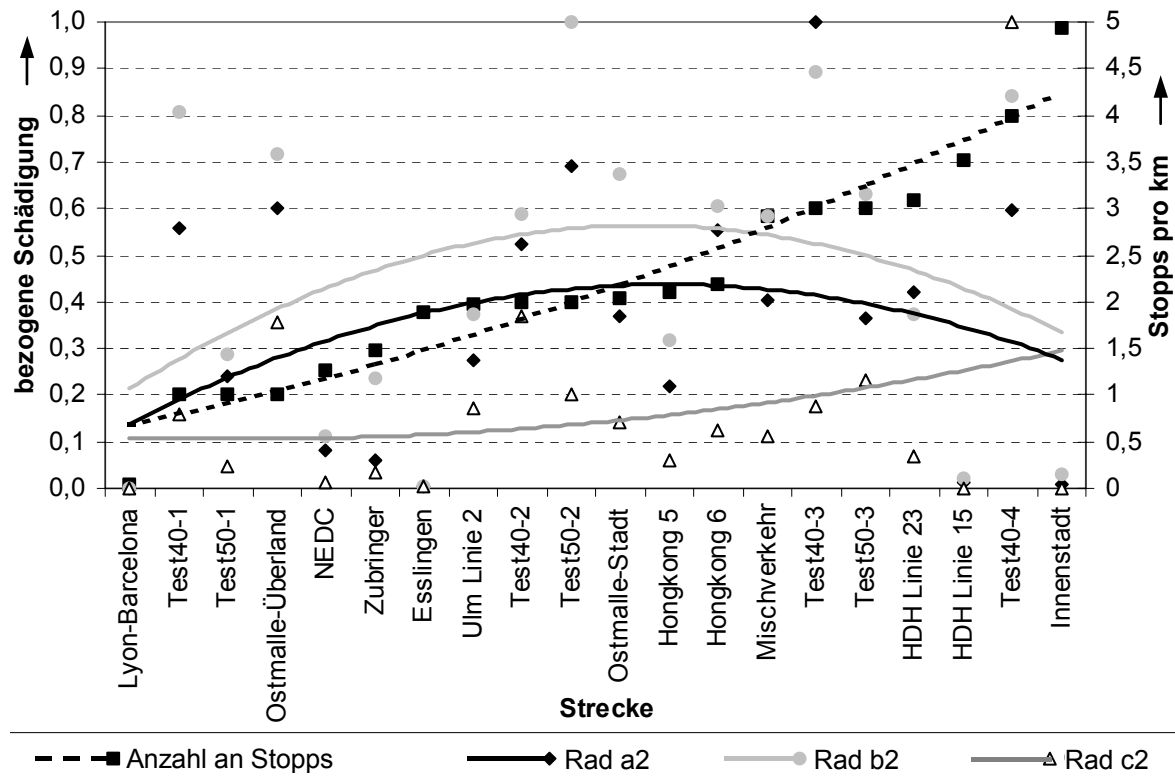
**Bild A3.1:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Stopps – Zahnflanken PG1



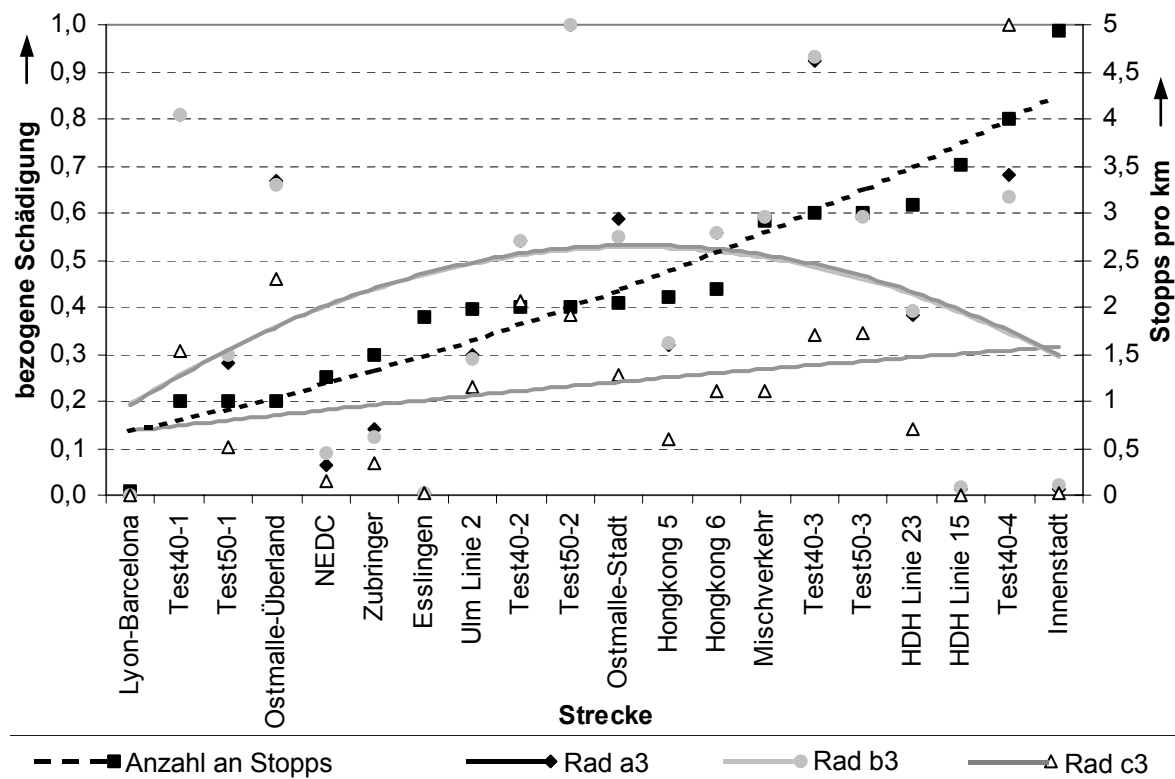
**Bild A3.2:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Stopps – Zahnflanken PG2



**Bild A3.3:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Stopps – Zahnfuß PG1



**Bild A3.4:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Stops – Zahnfuß PG2



**Bild A3.5:** Bezogene Schädigung und Anzahl der Stops – Zahnfuß PG3

In Tabelle A3.1 sind die relative Verweildauer und die relative Verweilstrecke der einzelnen Gänge für alle untersuchten Strecken aufgetragen.

Gang	Relative Verweildauer						Relative Verweilstrecke					
	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6
Lyon_Barcelona	0,008	0,017	0,005	0,018	0,017	0,936	5e-04	0,004	0,002	0,007	0,008	0,964
Esslingen	0,243	0,104	0,094	0,216	0,337	0,005	0,076	0,074	0,085	0,254	0,504	0,008
Test40-1	0,047	0,011	0,053	0,928	0	0	0,009	0,006	0,026	0,971	0	0
Test50-1	0,057	0,013	0,016	0,102	0,859	0	0,009	0,006	0,010	0,059	0,931	0
NEDC-mod.	0,235	0,043	0,049	0,224	0,187	0,272	0,056	0,023	0,034	0,184	0,221	0,483
Zubringer	0,272	0,097	0,116	0,221	0,186	0,118	0,077	0,068	0,103	0,245	0,275	0,231
Test40-2	0,117	0,029	0,07	0,828	0	0	0,022	0,018	0,042	0,931	0	0
Test50-2	0,134	0,034	0,039	0,141	0,708	0	0,022	0,018	0,026	0,104	0,847	0
Ostmalle_Überl.	0,098	0,025	0,029	0,068	0,246	0,534	0,012	0,011	0,016	0,046	0,252	0,665
Innenstadt	0,535	0,174	0,101	0,122	0,068	0	0,231	0,209	0,146	0,226	0,187	0
Ulm	0,129	0,041	0,095	0,282	0,421	0,033	0,026	0,023	0,075	0,291	0,535	0,008
Test40-3	0,160	0,044	0,080	0,756	0	0	0,031	0,028	0,057	0,896	0	0
Mischverkehr	0,396	0,109	0,127	0,183	0,136	0,049	0,144	0,094	0,140	0,256	0,249	0,115
Test50-3	0,198	0,05	0,057	0,171	0,587	0	0,035	0,029	0,043	0,147	0,762	0
HDH Linie 15	0,234	0,092	0,153	0,343	0,146	0,032	0,058	0,063	0,157	0,412	0,242	0,069
Hongkong6	0,233	0,061	0,170	0,24	0,237	0,059	0,083	0,039	0,145	0,276	0,345	0,112
Ostmalle_Stadt	0,063	0,286	0,032	0,238	0,381	0	0,071	0,121	0,026	0,267	0,512	0
Hongkong5	0,185	0,084	0,158	0,316	0,226	0,032	0,053	0,059	0,140	0,359	0,337	0,053
Test40-4	0,241	0,100	0,166	0,499	0	0	0,058	0,083	0,871	0	0	0
HDH Linie 23	0,256	0,136	0,234	0,309	0,066	0	0,097	0,117	0,255	0,418	0,114	0

**Tabelle A3.1:** Verweildauer und –strecke in den einzelnen Gängen





## Lebenslauf

Name: Markus Kley  
Geburtsdatum: 05. Oktober 1973  
Familienstand: ledig  
Staatsangehörigkeit: deutsch

### Schulbildung:

1984 - 1990 Realschule Besigheim  
1990 - 1993 Technisches Gymnasium in Bietigheim-Bissingen

### Studium (Universität Stuttgart):

10.1993 - 04.1999 Studium des allgemeinen Maschinenbaus  
**Schwerpunkte:** Konstruktionstechnik und Technische Mechanik

### Studienarbeiten:

05.1997 - 09.1997 Numerische Berechnung der Luftströmung in einem Getriebe mit Hilfe von Turbulenzmodellen  
05.1998 - 09.1998 Development of dispersion relationships using laser ultrasonics

### Diplomarbeit:

12.1998 - 04.1999 Theoretische und simulative Untersuchungen zur Gruppenschaltung an einem neuartigen 6 Gang Wandlerautomatgetriebe (V18 Getriebe)  
**Abschluss:** Diplom-Ingenieur (Dipl.-Ing.)

### Auslandsstudium (Georgia Institute of Technology):

10.1997 - 10.1998 Stipendium des Deutschen Akademischen Auslandsdienstes (integriertes Auslandsstudium)  
**Abschluss:** Master of Science (MSc)

### Berufstätigkeit:

07.1999 - 08.2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenkonstruktion und Getriebebau (IMK) der Universität Stuttgart, Leitung Prof. Dr.-Ing. H. Binz  
seit 09.2002 Projektleiter bei Voith Turbo in Crailsheim  
**Bereich:** Retarderentwicklung