

Ataulmunim Choudhry

**Entwicklung einer Methode zur Untersuchung
des selbsttätigen LöSENS von Radschrauben-
verbindungen – einer kombiniert belasteten,
hochfesten Mehrschraubenverbindung**

Development of a method for investigating self-
loosening of wheel bolts – a combined stressed,
high-tensile multi-screw bolted joint

Band 179

Systeme ■ Methoden ■ Prozesse

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen
(Hrsg.)

Ataulmunim Choudhry

Entwicklung einer Methode zur Untersuchung des selbsttätigen Lösens von Radschraubenverbindungen - einer kombiniert belasteten, hochfesten Mehrschraubenverbindung

Development of a method for investigating self-loosening of wheel bolts – a combined stressed, high-tensile multi-screw bolted joint

Band 179

Herausgeber: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. A. Albers
Univ.-Prof. Dr.-Ing. S. Matthiesen

Copyright: IPEK - Institut für Produktentwicklung, 2025
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Die Forschungsuniversität in der Helmholtz-Gemeinschaft
Alle Rechte vorbehalten

Druck: Stolzenberger Druck und Werbung GmbH & Co. KG, Leimen
06224-7697915

ISSN 1615-8113

Entwicklung einer Methode zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS von Radschraubenverbindungen - einer kombiniert belasteten, hochfesten Mehrschraubenverbindung

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des

Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

angenommene

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Ataulmunim Choudhry

Tag der mündlichen Prüfung: 27.11.2024

Hauptreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers

Korreferent: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Martin Meywerk

Vorwort der Herausgeber

Wissen ist einer der entscheidenden Faktoren in den Volkswirtschaften unserer Zeit. Der Unternehmenserfolg wird mehr denn je davon abhängen, wie schnell ein Unternehmen neues Wissen aufnehmen, zugänglich machen und verwerten kann. Die Aufgabe eines Universitätsinstitutes ist es, hier einen wesentlichen Beitrag zu leisten. In den Forschungsarbeiten wird ständig Wissen generiert. Dieses kann aber nur wirksam und für die Gemeinschaft nutzbar werden, wenn es in geeigneter Form kommuniziert wird. Diese Schriftenreihe dient seit mehr als 20 Jahren als eine Plattform zum Transfer und macht damit das Wissenspotenzial aus aktuellen Forschungsarbeiten am IPEK - Institut für Produktentwicklung Karlsruhe* am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) verfügbar. Die Forschung des IPEK ist dabei strukturiert in die Kategorien Systeme, Methoden und Prozesse, um so der Komplexität heutiger Produktentwicklung ganzheitlich gerecht zu werden. Erst die Verknüpfung dieser drei Kategorien ermöglicht die Synthese innovativer Systeme durch Nutzung neuester Methoden und Prozesse. Gleichzeitig werden durch die Systemsynthese die erforschten neuen Methoden und Prozesse validiert und deren Mehrwert für die Praxis abgesichert. Dieses Forschungskonzept prägt nicht nur das IPEK-Leitbild, sondern auch den Charakter dieser Schriftenreihe, da immer alle drei Kategorien und deren Wechselwirkungen berücksichtigt werden. Jeder Band setzt hier individuelle Schwerpunkte und adressiert dabei folgende Forschungsgebiete des IPEK:

- das Entwicklungs- und Innovationsmanagement,
- die Entwicklungs- und Konstruktionsmethodik,
- der Leichtbau von der Ebene des ganzen Systems bis hinunter zur Optimierung des Bauteils,
- die Validierung technischer Systeme auch unter Berücksichtigung der NVH Aspekte (Noise, Vibration, Harshness) mit dem Fokus auf Schwingungen und Akustik an Komponenten und in den Gesamtsystemen sowie deren subjektiver Beurteilung durch den Menschen,
- die Antriebssystemtechnik mit den Schwerpunkten komplette Antriebslösungen für Fahrzeuge und Maschinen,
- das Design, die Tribologie und Erprobung von Kupplungen und Bremsen sowie
- die Gerätetechnik mit dem Schwerpunkt auf Power-Tools.

Die Forschungsberichte stellen Ergebnisse unserer Forschung sowohl anderen Wissenschaftlern als auch den Unternehmen zu Verfügung um damit die Produktentwicklung in allen ihren Facetten mit innovativen Impulsen zu optimieren

Albert Albers und Sven Matthiesen

* Eh.: Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH)

Vorwort zu Band 179

Auch im 21. Jahrhundert, in dem in der Produktentwicklung Megathemen wie Cyber-physische Systeme, Mechatronik und Einsatz von KI in aller Munde sind, haben die klassischen Konstruktionsherausforderungen im Maschinen- und Fahrzeugbau immer noch eine sehr hohe Bedeutung. Ein ganz wesentliches, grundlegendes Konstruktionselement im Maschinen- und Fahrzeugbau sind die sogenannten Bauteilverbindungen. Bei diesen Verbindungen unterscheidet man zwischen nicht-lösbaren und lösbaren Bauteilverbindungen. Die lösbaren Bauteilverbindungen haben sehr häufig die Funktion, moderne Modulbauweisen zu ermöglichen und gleichzeitig auch das Zerlegen von Maschinen und Anlagen im Bedarfsfall realisierbar zu machen. Gerade im Großmaschinenbau sind daher lösbare Bauteilverbindungen von entscheidender Bedeutung. Ein weiteres wichtiges Gebiet der lösbaren Bauteilverbindungen ist der Fahrzeugbau. Hier werden ebenfalls im Bereich der Plattformgestaltung wiederlösbare Verbindungen eingesetzt, um zum einen die Montage zu ermöglichen, zum anderen aber auch im Reparaturfall die Verbindungen lösen zu können. Sehr verbreitet sind dabei die sogenannten Clipverbindungen, die insbesondere für untergeordnete, wenig belastete Bauelemente – zum Beispiel im Interieur – das richtige Mittel der Wahl sind. Die zweite Gruppe der verwendeten lösbaren Bauteilverbindungen sind die Schraubenverbindungen. Diese stellen ganz allgemein ein wichtiges Konstruktionselement dar. Dabei ist ihre Dimensionierung und Gestaltung durchaus anspruchsvoll, da in der Verbindung verschiedene Schlussarten genutzt werden, um Kräfte zu übertragen. Im Gewindebereich ist dies der Reibkraftschluss, während im Bereich der Kopf- und Mutterauflage der Formschluss für die Kraftübertragung genutzt wird. Für dieses wichtige Konstruktionselement sind in den vergangenen Jahrzehnten vielfältige Bauformen und -arten entstanden. Die Begründung ist dabei immer die Anpassung an die jeweilige Befestigungs- und Montageaufgabe. Im Fahrzeugbau sind bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren Zylinder-Kopfschrauben als besonders anspruchsvolle Schraubenverbindungen zu nennen und – unabhängig von der Antriebsart – mit sehr hoher Bedeutung, die Verschraubungen der Räder mit den Radnaben, weil hier hohe, auch dynamische Kräfte auftreten und ein Versagen dieser Schraubenverbindungen an den Rädern oft zu katastrophalen Unfällen führen kann. Die Radschraubenverbindung im Fahrzeugbau ist dabei sicherlich eine der kritischsten überhaupt. Obwohl ein Versagen heute relativ selten ist, ist das System Radverschraubung als ein sehr sicherheitskritisches System anzusehen, dessen Gestaltung und Dimensionierung und letztendlich auch Validierung eine wichtige Aufgabe, auch im 21. Jahrhundert im Fahrzeugbau bleibt.

Daher kommen der Auslegung und Gestaltung der Radverschraubungen im Entwicklungsprozess von Fahrzeugen eine sehr große Bedeutung bei. Trotz aller Fortschritte in der Simulation und Rechentechnik werden die finalen Designfreigaben für Radverschraubungen auch heute noch immer durch Praxisversuche mit Fahrzeugen unter extremen Randbedingungen durchgeführt. Ursache dafür ist, dass die oft komplexen Beanspruchungssituationen zum einen schwer in Rechenmodellen abgebildet werden können und insbesondere

dann die Bedatung der Berechnungsmodelle eine große Herausforderung darstellt. Ein weiterer wichtiger Grund ist die Steigerung der Leistungsdichte in den Fahrzeugen bei gleichzeitiger Nutzung der Leichtbaupotenziale. Auch hierdurch entstehen ganz besondere Einsatzbedingungen für die Radverschraubungen. Der Gestaltungs- und Dimensionierungsprozess muss aber, insbesondere auch um Aussagen in der frühen Phase der Entwicklung zu generieren, durch neue Ansätze und Methoden unterstützt werden. Daher ist es wichtig, neben dem Fahrversuch auch experimentelle Untersuchungsmöglichkeiten mit geeigneten Validierungsumgebungen zu entwickeln, um nicht vom Voll-Fahrzeugversuch alleine abhängig zu sein.

An dieser Stelle setzt die Arbeit von Herrn Dr.-Ing Choudhry an. Er hat in seiner Forschung sowohl im Bereich der Modellbildung und Simulation, als auch im Bereich der experimentellen Untersuchung in Validierungsumgebungen den Prozess der Gestaltung und Dimensionierung von kombiniert belasteten, hochfesten Mehrschraubenverbindungen am Beispiel der Radschraubenverbindung unter dem besonders kritischen Kriterium des selbstständigen LöSENS untersucht und neue Ansätze für das Design erarbeitet. Die Arbeit leistet sowohl wissenschaftlich im Bereich der Maschinenelemente als auch durch die praxisorientierte Ausgestaltung für die Unternehmen einen wichtigen Beitrag für das Gebiet der Konstruktion und Entwicklung.

November, 2024

Albert Albers

Kurzfassung

Die zuverlässige Funktionserfüllung einer Schraubenverbindung steht vor allem bei sicherheitsrelevanten Verschraubungen besonders im Fokus. Hochbeanspruchte Schraubenverbindungen können unterschiedlich versagen. Neben dem Dauerbruch existiert das selbsttätige Lösen, das im Rahmen der vorliegenden Arbeit näher untersucht wird. Zwar existieren Ansätze dieses rechnerisch und experimentell zu untersuchen, es bleibt allerdings besonders bei kombiniert belasteten Schraubenverbindungen herausfordernd das Wissen über die Ursache zu erweitern. Dieses ist notwendig, um Auslegungs- und Optimierungsansätze für die Entwicklung abzuleiten.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es hochfeste und kombiniert belastete Mehrschraubenverbindungen, am Beispiel der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen (Einschraubverbindung), sicher gegen das selbsttätige Lösen auszulegen. Dies soll auf Basis von Untersuchungen der Radschraubenverbindung geschehen, die früh in der Produktentwicklung beginnen und sie begleiten. Neue Produktgenerationen können so auf Basis der Erkenntnisse eines Referenzsystems zielgerichteter ausgelegt werden.

Die Ausgangssituation ist ein Fahrzeugtest, mit dem das selbsttätige Lösen sicher bewertet werden kann. Der Erkenntnisgewinn über den Lösevorgang ist dort allerdings gering. Über die detaillierte Systemanalyse der Radschraubenverbindung kann die physikalische Modellbildung mit Hilfe des Contact and Channel Ansatzes nach ALBERS und MATTHIESEN abgeleitet und die Gestaltfunktionszusammenhänge dargestellt werden. Die Wechselwirkungen mit der Umwelt und weiteren Teilsystemen können an der definierten Systemgrenze abgebildet werden.

Die physikalische Modellbildung liefert zudem die Grundlage für die Entwicklung einer geeigneten Testumgebung zur Untersuchung des selbsttätigen Lösens. Ebenso können durch sie geeignete objektive Messgrößen zur Erfassung der Wechselwirkungen in den relevanten Gestaltfunktionselementen definiert werden. Es folgen Tests innerhalb dieser Testumgebung, in denen Parameter der Radschraubenverbindung variiert und hinsichtlich ihres Einflusses auf das selbsttätige Lösen untersucht werden. Zuvor werden ihre Eigenschaften über definierte Einzelmethoden ermittelt.

Mit Hilfe der objektiven Messgrößen und den ermittelten Eigenschaften können die Lösemechanismen dargestellt und Konstruktionszielgrößen für die Auslegung und Optimierung neuer Produktgenerationen abgeleitet werden.

Abstract

The reliable function fulfillment of bolted joints is particularly in focus for safety-relevant bolts. Highly stressed bolted joints can fail in different ways. Besides fatigue fracture there is self-loosening, which will be investigated more closely within this research. Even though calculative and experimental approaches exist, it is still challenging in regard of bolted joints which are subjected to combined loads to gain and increase the knowledge about the reason of self-loosening. This is necessary to derive design- and optimization-approaches for development.

The goal for this approach is the secure design against self-loosening of high-tensile multi-screw bolted joints which are subjected to combined loads, on the example of motor vehicle wheel bolts (screw-in connection). It is based on investigation-results of a reference system of bolted wheel joints, which start early in the product development and follow it. New product generations can hereby be designed more target-oriented.

The initial situation is a vehicle test for a reliable evaluation of self-loosening. The knowledge gained about the loosening process is restricted. With a detailed system analysis of bolts wheel joints, it is possible to develop a physical model through the contact and channel approach by ALBERS and MATTHIESEN and describe the embodiment function relations. Interactions with the environment and other subsystems can be represented at the boundary of the system.

The physical model also sets the foundation for the development of a suitable test environment for the investigation of self-loosening. It is also possible to define objective measurement variables for determining interactions within the relevant embodiment function elements. It is followed by tests within the test environment, in which the parameters of the bolted wheel joint are varied, to assess their influence in regards of self-loosening. Before the tests are performed, their characteristics are determined through defined methods.

By means of the objective measurement variables and the determined characteristics it is possible to constitute the loosening mechanism and derive design notes for the design and optimization of new product generations.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen einer Kooperation in der Forschung zwischen dem IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) und der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. Während dieser Zeit war ich als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Forschungsgruppe Kupplungen und tribologische Systeme am IPEK angesiedelt und in der Fahrwerksentwicklung bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG tätig.

Mein besonderer und erster Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers. Für die Ermöglichung und Betreuung dieser Arbeit, aber auch für die sehr wertvollen Diskussionen und Anregungen im Rahmen unserer wissenschaftlichen Gespräche. Mein besonderer Dank gilt ebenfalls Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Martin Meywerk für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an der Radschraubenverbindung.

Ebenfalls möchte ich mich bei den Kolleginnen und Kollegen am IPEK bedanken. Sie waren stets, auch fachgruppenübergreifend, für konstruktive Diskussionen zu haben und haben mich während meiner Zeit am IPEK und auch danach begleitet. Ganz besonders Jonas Kniel, Michael Basiewicz, Arne Bischofberger und Katharina Bause.

Auch Christian Daust, Harald Schwer (Leiter Radführungssysteme Achsen SUV) und Herrn Georg Wahl (ehem. Hauptabteilungsleiter Werkstätten, Prüffeld und Infrastruktur) danke ich sehr herzlich für die Ermöglichung und Betreuung dieser Arbeit seitens der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. Auch hier fanden stets sehr wertvolle und fruchtbare Diskussion im Rahmen dieser Arbeit statt.

Mein persönlicher Dank gilt auch Dr. Christoph Bittner (Abteilungsleiter Fahrdynamiksysteme) von der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, der mir besonders auf der Zielgeraden jederzeit aufbauend zur Seite stand - danke!

Mein größter Dank gilt meiner Familie, meinen Eltern und meinen Schwestern, die mich sehr geduldig durch alle Höhen und Tiefen begleitet haben und abseits von fachlichen Diskussionen immer mit Rat und Tat zur Seite standen – ohne euch wäre die Arbeit nicht möglich gewesen.

Ataulmunim Choudhry

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	i
Abstract	iii
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xvii
Abkürzungsverzeichnis	xix
Formelverzeichnis	xxiii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Stand der Forschung	3
2.1 Produktentwicklungswerkzeuge	3
2.1.1 Contact and Channel Ansatz	3
2.1.2 Validierung und IPEK-X-in-the-Loop Ansatz	5
2.2 Verschraubungstechnik.....	9
2.2.1 Schraubendimensionierung	9
2.2.2 Montage und Vorspannkraft.....	14
2.2.3 Versagensarten von Schraubenverbindungen	15
2.3 Tribologie	19
2.3.1 Kontaktmechanik	19
2.3.2 Tribosystem und Reibung.....	20
2.3.3 Mechanismen und Effekte in der Schraubenverbindung	23
2.3.4 Reibungszahlermittlung Schraube	27
2.4 Bauteile der Radschraubenverbindung	30
2.5 Bewertungsmethoden für das selbsttätige Lösen	37
2.5.1 Bewertung auf Bauteilebene.....	37
2.5.2 Bewertung auf Systemebene	40
2.5.3 Bewertung im Gesamtsystem	43
3 Motivation und Zielsetzung	45
3.1 Motivation.....	45
3.2 Zielsetzung	46
4 Vorgehensweise	49
5 Modellbildung und Testumgebung	51
5.1 Physikalische Modellbildung mittels C&C ² -A.....	51
5.1.1 Zustand Seitenkraft	52

5.1.2	Zustand Antreiben	53
5.1.3	Zustand Bremsen	54
5.1.4	Wirkmechanismen in der Radschraubenverbindung	56
5.2	Einzelmethoden zur Eigenschaftsermittlung	58
5.2.1	Eigenschaftsermittlung LSS	59
5.2.2	Eigenschaftsermittlung WFP-Bauteile	63
5.2.3	Eigenschaftsermittlung WFP-Schraube	65
5.3	Entwicklung der Testumgebung	66
5.3.1	Aufbau der Testumgebung	66
5.3.2	Verifizierung der Testumgebung	70
5.3.3	Beschreibung der Testdurchführung (ohne Messumfang)	79
5.3.4	Abgleich Testumgebung zu Fahrzeugtest	80
5.4	Objektive Messgrößen zur Erfassung der Wechselwirkungen	83
5.4.1	Messgröße LSS	84
5.4.2	Messgrößen WFP	90
6	Testdefinition und Parametervariation	95
6.1	Testdefinition	95
6.1.1	Eigenschaftsermittlung	95
6.1.2	Testdurchführung	96
6.1.3	Testinterpretation	97
6.2	Parametervariation	99
7	Experimentelle Untersuchungen und Testinterpretation	101
7.1	Referenz-Radschraubenverbindung	101
7.2	Variation Steifigkeit	122
7.3	Variation Reibungszahl (Rad zu Bremsscheibe)	134
7.4	Variation Reibungszahl (Radnabe zu Bremsscheibe)	145
7.5	Variation Reibungszahl (Radschraube zu Radnabe)	156
7.6	Variation Reibungszahl (Radschraube zu Scheibe)	166
7.7	Diskussion und Erklärungsmodelle	175
7.7.1	Lösemechanismus 1	176
7.7.2	Lösemechanismus 2	180
7.7.3	Lösemechanismus 3	181
7.7.4	Positive Auswirkungen auf den Radfestsitz	183
7.8	Reproduzierbarkeit der Tests	184
8	Handlungsempfehlung	191
9	Zusammenfassung und Ausblick	195
9.1	Zusammenfassung	195

9.2 Ausblick	199
Literaturverzeichnis	I
Glossar	XI
Anhang	XV
A.1 Funktionsdiagramm Seitenkraft	XV
A.2 Funktionsdiagramm Antreiben	XVI
A.3 Funktionsdiagramm Bremsen.....	XVII
A.4 Datenblätter Messsensoren	XVIII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	C&C ² -Modell: Beispiel Schraube (Matthiesen, 2021)	5
Abbildung 2.2:	Allgemeine Darstellung IPEK-XiL-Ansatz (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016)	7
Abbildung 2.3:	IPEK-XiL-Framework (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016)	8
Abbildung 2.4:	Auf die Schraube wirkende Belastungen (Sauer, 2016).....	10
Abbildung 2.5:	Verformung Schraube und Platte unter Einwirkung der Axialkraft (Sauer, 2016)	12
Abbildung 2.6:	Verspannungsdiagramm einer Schraubenverbindung (Sauer, 2016)	14
Abbildung 2.7:	Versagensarten Schraubenverbindung: mangelnde Vorspannkraft (Thomala & Kloos, 2007)	16
Abbildung 2.8:	Vorspannkraftabfall dynamisch beanspruchter Schrauben (Thomala & Kloos, 2007)	17
Abbildung 2.9:	Schematische Darstellung Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Popov, 2009)	20
Abbildung 2.10:	Darstellung eines Tribosystems (Deters, 2018)	21
Abbildung 2.11:	Vereinfachte Darstellung von Verschleißmechanismen (Czichos & Habig, 2020)	22
Abbildung 2.12:	Vereinfachte Darstellung von Reibungsmechanismen (Czichos & Habig, 2020)	23
Abbildung 2.13:	Reibungsanteil beim Anzug über die Reibungszahl (Thomala & Kloos, 2007)	24
Abbildung 2.14:	Vorspannkraftverlust durch Setzen der Schraubenverbindung (Sauer, 2016)	26
Abbildung 2.15:	Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047	28
Abbildung 2.16:	Aufbau der Radschraubenverbindung	31
Abbildung 2.17:	Aufbau der Radnabe.....	32
Abbildung 2.18:	Aufbau von Rädern	33
Abbildung 2.19:	Aufbau der Scheibenbremse: einteilig (links); zweiteilig (rechts) (Breuer & Bill, 2017)	35
Abbildung 2.20:	Einteilige und zweiteilige Radschrauben (Leister, 2015)	36

Abbildung 2.21:	Fahrdynamischer Halbachsprüfstand (Boesl, 2013).....	41
Abbildung 2.22:	Dynamischer Halbachsprüfstand (Kaatz, 2018)	42
Abbildung 4.1:	Visualisierung der Vorgehensweise	50
Abbildung 5.1:	Darstellung der Radschraubenverbindung für die C&C ² -Modelle.....	51
Abbildung 5.2:	C&C ² -M: Zustand Seitenkraft	52
Abbildung 5.3:	C&C ² -M: Zustand Antreiben.....	54
Abbildung 5.4:	C&C ² -M: Zustand Bremsen	55
Abbildung 5.5:	C&C ² -M: Zustand Aufheizen durch Bremsen	56
Abbildung 5.6:	Darstellung der Wirkmechanismen und Wechselwirkungen	57
Abbildung 5.7:	Einzelmethoden zur Eigenschaftsermittlung der LSS und WFP	59
Abbildung 5.8:	Kraft-Verformungs-Test am Beispiel Radnabe (schematisch)	60
Abbildung 5.9:	Kraft-Verformungs-Diagramm (Maschinensteifigkeit)	61
Abbildung 5.10:	Last-Verformungs-Test auf Systemebene (Beispielbild)	61
Abbildung 5.11:	Dynamische Schraubenkraft bei unterschiedlicher Vorspannkraft....	62
Abbildung 5.12:	Testaufbau zur Ermittlung der Reibungszahlen (WFP-Bauteile)	63
Abbildung 5.13:	Reibkraft über Weg für Reibungszahlermittlung (Beispiel: Testteile) ..	64
Abbildung 5.14:	Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047	65
Abbildung 5.15:	Schematischer Aufbau der Testumgebung (Basis: C&C ² -M)	67
Abbildung 5.16:	DMS-Applikation Radnabe	71
Abbildung 5.17:	DMS-Applikation Rad	72
Abbildung 5.18:	Schematischer Aufbau Abrollstand	72
Abbildung 5.19:	Spannungsvergleich: Abrollstand zu Testumgebung (Radnabe)	73
Abbildung 5.20:	Spannungsvergleich: Abrollstand zu Testumgebung (Rad)	74
Abbildung 5.21:	Kennlinie Drehmoment über Druck	76
Abbildung 5.22:	Temperaturmessung im Fahrzeugtest	77
Abbildung 5.23:	Temperatur Bremsscheibentopf Fahrzeug zu Testumgebung	78
Abbildung 5.24:	Temperatur Radspeiche Fahrzeug zu Testumgebung	78
Abbildung 5.25:	Schraubenmarkierungen einteilige Radschraube (Fahrzeugtest)	80
Abbildung 5.26:	Schraubenmarkierungen zweiteilige Radschraube (Testumgebung) ..	81
Abbildung 5.27:	Schraubenmarkierung einteilige Radschraube (Testumgebung)	82
Abbildung 5.28:	Grundlage für die Definition der objektiven Messgrößen.....	83

Abbildung 5.29:	Akusto-Elastischer-Effekt und Schraubenlängung (Schneider, 2011)	85
Abbildung 5.30:	Schematische Darstellung des Reflexionsverfahrens (Gerstmayr, Oberhuber, Bösch, & Thomas, 2009).....	86
Abbildung 5.31:	Bewertung der Abweichung in der Kraftkalibrierung Ultraschall	87
Abbildung 5.32:	Eignungsuntersuchung der Ultraschallmessschraube	88
Abbildung 5.33:	Abgleich DMS- und Ultraschallmessschraube unter Temperatur	89
Abbildung 5.34:	Messgrößen für Wechselwirkung in WFP_NB und WFP_RB.....	91
Abbildung 5.35:	Messgrößen für Wechselwirkung in WFP_SN und WFP_SK	92
Abbildung 5.36:	Verdrehung Scheibe zu Rad (Markierung)	93
Abbildung 5.37:	Tragbild Scheibe zu Rad nach Fahrzeugtests	93
Abbildung 7.1:	Referenz-Radschraubenverbindung	102
Abbildung 7.2:	Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung LSS-Bauteil	102
Abbildung 7.3:	Kraft-Verformungs-Diagramm Bauteil: Referenz.....	103
Abbildung 7.4:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Referenz.....	104
Abbildung 7.5:	Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung WFP-Schraube.....	105
Abbildung 7.6:	Wirkflächen der Referenz-Radschraube	106
Abbildung 7.7:	Teile für Reibungszahlermittlung Schraube: Referenz.....	106
Abbildung 7.8:	Schraubkurven zur Reibungszahlermittlung: Referenz.....	107
Abbildung 7.9:	Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung WFP-Bauteile	108
Abbildung 7.10:	Materialausschnitte Bremsscheibe und Rad: Referenz	108
Abbildung 7.11:	Reibkraftverlauf in WFP_RB: Referenz	109
Abbildung 7.12:	Reibkraftverlauf in WFP_NB: Referenz.....	111
Abbildung 7.13:	Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Referenz.....	112
Abbildung 7.14:	Standardisiertes Auswertediagramm: Referenz	114
Abbildung 7.15:	Detailansicht zu Beginn TB1: Referenz	115
Abbildung 7.16:	Schematische Darstellung der Verdrehung in WFP_NB	117
Abbildung 7.17:	Darstellung Schraubenkopfbewegung: Referenz	118
Abbildung 7.18:	Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Referenz	119
Abbildung 7.19:	Radnabe Variation LSS.....	122
Abbildung 7.20:	Kraft-Verformungs-Diagramm Bauteil: Variation LSS.....	123
Abbildung 7.21:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation LSS	124

Abbildung 7.22:	Dynamische Schraubenkraft: Referenz zu Variation LSS.....	124
Abbildung 7.23:	Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation LSS	125
Abbildung 7.24:	Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation LSS	127
Abbildung 7.25:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation LSS	128
Abbildung 7.26:	WW in WFP_NB: Variation LSS und Referenz	129
Abbildung 7.27:	WW in WFP_RB: Variation LSS und Referenz.....	130
Abbildung 7.28:	Detailansicht Auswertediagramm TB1: Variation LSS	131
Abbildung 7.29:	Visualisierung der Schraubenkopfbewegung	132
Abbildung 7.30:	Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation LSS	132
Abbildung 7.31:	Materialausschnitte: Referenz (links); Variation WFP_RB (rechts) ..	135
Abbildung 7.32:	Reibkraftverlauf in WFP_RB: Referenz zu Variation WFP_RB	135
Abbildung 7.33:	Schmierfett zwischen Bremscheibe und Rad.....	137
Abbildung 7.34:	Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation WFP_RB	137
Abbildung 7.35:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_RB	138
Abbildung 7.36:	WW in WFP_RB: Variation WFP_RB und Referenz	139
Abbildung 7.37:	WW in WFP_NB: Variation WFP_RB und Referenz	140
Abbildung 7.38:	Detailansicht Auswertediagramm: Variation WFP_RB.....	140
Abbildung 7.39:	Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_RB	142
Abbildung 7.40:	Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_RB	143
Abbildung 7.41:	Reibkraftverlauf in WFP_NB: Referenz zu Variation WFP_NB	146
Abbildung 7.42:	Schmierfett zwischen Bremscheibe und Radnabe.....	147
Abbildung 7.43:	Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation WFP_NB.....	148
Abbildung 7.44:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_NB	149
Abbildung 7.45:	WW in WFP_NB: Variation WFP_NB und Referenz.....	150
Abbildung 7.46:	WW in WFP_RB: Variation WFP_NB und Referenz	151
Abbildung 7.47:	Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_NB.....	152
Abbildung 7.48:	Detailansicht Auswertediagramm: Variation WFP_NB	153
Abbildung 7.49:	Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_NB	154
Abbildung 7.50:	Schmierfett im Gewinde der Radschraube: Variation WFP_SN	157
Abbildung 7.51:	Schraubkurven zur Reibungszahlermittlung: Variation WFP_SN	157
Abbildung 7.52:	Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation WFP_SN	158

Abbildung 7.53:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SN	159
Abbildung 7.54:	WW in WFP_NB: Variation WFP_SN und Referenz	160
Abbildung 7.55:	WW in WFP_RB: Variation WFP_SN und Referenz	161
Abbildung 7.56:	Detailansicht Auswertediagramm TB2: Variation WFP_SN	161
Abbildung 7.57:	Detailansicht Auswertediagramm TB3: Variation WFP_SN	162
Abbildung 7.58:	Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_SN	163
Abbildung 7.59:	Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_SN	164
Abbildung 7.60:	Radschraube: Variation WFP_SK	167
Abbildung 7.61:	Schraubkurven zur Reibungszahlermittlung: Variation WFP_SK	168
Abbildung 7.62:	Schraubenmarkierung vor und nach Test: Variation WFP_SK	169
Abbildung 7.63:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SK	170
Abbildung 7.64:	WW in WFP_NB: Variation WFP_SK und Variation WFP_SN	171
Abbildung 7.65:	WW in WFP_RB: Variation WFP_SK und Variation WFP_SN	172
Abbildung 7.66:	Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_SK	172
Abbildung 7.67:	Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_SK	173
Abbildung 7.68:	Dynamische Schraubenkraft: Referenz und Variation LSS	177
Abbildung 7.69:	Dynamische Schraubenkraft zu Testbeginn: Lösemechanismus 1...	177
Abbildung 7.70:	Standardisiertes Auswertediagramm für Lösemechanismus 1.....	178
Abbildung 7.71:	Standardisiertes Auswertediagramm für Lösemechanismus 2.....	180
Abbildung 7.72:	Standardisiertes Auswertediagramm für Lösemechanismus 3.....	182
Abbildung 7.73:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SK (1)	186
Abbildung 7.74:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SK (2)	186
Abbildung 7.75:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation LSS (1)	188
Abbildung 7.76:	Standardisiertes Auswertediagramm: Variation LSS (2)	189
Abbildung 8.1:	Schematische Darstellung der Vorgehensweise	191

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Eigenschaften der Gestaltfunktionselemente (allgemein)	96
Tabelle 2:	Objektive Messgrößen (allgemein).....	98
Tabelle 3:	Parametervariation der relevanten Gestaltfunktionselemente	99
Tabelle 4:	Eigenschaft LSS-Bauteil: Referenz	103
Tabelle 5:	Eigenschaft LSS-System: Referenz	105
Tabelle 6:	Eigenschaften WFP-Schraube: Referenz.....	107
Tabelle 7:	Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_RB): Referenz.....	110
Tabelle 8:	Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_NB): Referenz	112
Tabelle 9:	Testergebnisse Radschraubenverbindung: Referenz.....	113
Tabelle 10:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Referenz.....	120
Tabelle 11:	Eigenschaftstabelle: Referenz	120
Tabelle 12:	Objektive Messgrößen: Referenz	121
Tabelle 13:	Eigenschaft LSS-Bauteil: Variation LSS.....	123
Tabelle 14:	Eigenschaft LSS-System: Variation LSS	125
Tabelle 15:	Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation LSS.....	126
Tabelle 16:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation LSS	127
Tabelle 17:	Eigenschaftstabelle: Variation LSS	133
Tabelle 18:	Objektive Messgrößen: Variation LSS.....	134
Tabelle 19:	Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_RB): Variation WFP_RB.....	136
Tabelle 20:	Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation WFP_RB.....	138
Tabelle 21:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_RB.....	143
Tabelle 22:	Eigenschaftstabelle: Variation WFP_RB.....	144
Tabelle 23:	Objektive Messgrößen: Variation WFP_RB	145
Tabelle 24:	Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_NB): Variation WFP_NB.....	147
Tabelle 25:	Testergebnis Radschraubenverbindung: Variation WFP_NB.....	148
Tabelle 26:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_NB	154
Tabelle 27:	Eigenschaftstabelle: Variation WFP_NB	155
Tabelle 28:	Objektive Messgrößen: Variation WFP_NB	156

Tabelle 29:	Eigenschaften WFP-Schraube: Variation WFP_SN	158
Tabelle 30:	Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation WFP_SN	159
Tabelle 31:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_SN	164
Tabelle 32:	Eigenschaftstabelle: Variation WFP_SN	165
Tabelle 33:	Objektive Messgrößen: Variation WFP_SN	166
Tabelle 34:	Eigenschaften WFP-Schraube: Variation WFP_SK	168
Tabelle 35:	Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation WFP_SK	170
Tabelle 36:	Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_SK	174
Tabelle 37:	Eigenschaftstabelle: Variation WFP_SK	174
Tabelle 38:	Objektive Messgrößen: Variation WFP_SK	175
Tabelle 39:	Auswahl funktionierender und nicht funktionierender Variationen	184
Tabelle 40:	Vergleich Testergebnisse Variation WFP_SK: Test 1 und Test 2	185
Tabelle 41:	Vergleich Testergebnisse Variation LSS: Test 1 und Test 2	187

Abkürzungsverzeichnis

B	Bremsscheibe
BUP	Biegeumlaufprüfmaschine
Ca1	Connector Antreiben 1
Ca2	Connector Antreiben 2
Cb1	Connector Bremsen 1
Cb2.1	Connector Bremsen 2.1
Cb2.2	Connector Bremsen 2.2
Cs1	Connector Seitenkraft 1
Cs2	Connector Seitenkraft 2
Ct1	Connector Temperatur 1
Ct2.1	Connector Temperatur 2.1
Ct2.2	Connector Temperatur 2.2
C&C	Contact and Channel
CAD	Computer aided Design
CAE	Computer aided Engineering
CFK	Kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
DHAP	Dynamischer Halbachsprüfstand
DIN	Deutsches Institut für Normung
DMS	Dehnmessstreifen
EN	Europäische Norm
FEM	Finite Elemente Methode

HiL	Hardware in the Loop
IPEK	Institut für Produktentwicklung
ISO	International Organization for Standardization
K	Kalottenförmige Scheibe
LSS	Leitstützstruktur
LSS_B	Leitstützstruktur Bremsscheibe
LSS_K	Leitstützstruktur Scheibe
LSS_N	Leitstützstruktur Radnabe
LSS_R	Leitstützstruktur Rad
LSS_RV	Leitstützstruktur Radschraubenverbindung
LSS_S	Leitstützstruktur Radschraube
MiL	Model in the Loop
N	Radnabe
R	Rad
RaFePs	Radfestsitzprüfstand
RV	Radschraubenverbindung
S	Radschraube
SiD	System in Development
SiL	Software in the Loop
Sul	System under Investigation
TB	Testblock
TF	Testfall
VDA	Verband Deutscher Automobilindustrie
VDI	Verein Deutscher Ingenieure

WF	Wirkfläche
WFP	Wirkflächenpaar
WFP_KR	Wirkflächenpaar zwischen Scheibe und Rad
WFP_NB	Wirkflächenpaar zwischen Radnabe und Bremsscheibe
WFP_RB	Wirkflächenpaar zwischen Rad und Bremsscheibe
WFP_SK	Wirkflächenpaar zwischen Radschraube und Scheibe
WFP_SN	Wirkflächenpaar zwischen Radschraube und Radnabe
WN	Wirknetz
WS	Wirkstruktur
WW	Wechselwirkung
XiL	X-in-the-Loop
ZSB	Zusammenbau
ZWARP	Zwei axialer Räderprüfstand

Formelverzeichnis

A	mm^2	Querschnittsfläche
A_P	mm^2	Querschnittsfläche Platten
$A_{\text{Stellglied}}$	mm^2	Kolbenfläche Stellglied
c	-	Federkonstante
d_2	mm	Flankendurchmesser des Schraubengewindes
d_h	mm	Durchmesser Durchgangsloch Scheibe
D	mm	Durchmesser
D_0	mm	Außendurchmesser der Auflagefläche
E	N/mm^2	Elastizitätsmodul
E_S	N/mm^2	Elastizitätsmodul Schraube
E_P	N/mm^2	Elastizitätsmodul Platte
ET	mm	Einpresstiefe
f	mm	Längenänderung
f_{PV}	mm	Nachgiebigkeit Schraube durch Vorspannung
f_{Spl}	mm	Irreversible Verformung Schraube
f_{SV}	mm	Nachgiebigkeit Schraube durch Vorspannung
f_Z	mm	Setzbetrag
f_{SZ}	mm	Setzbetrag Anteil Schraube
f_{PZ}	mm	Setzbetrag Anteil Platte
F	N	Kraft
F_A	N	Dynamische Schraubenkraft
F_{axial}	N	Axial wirkende Kraft
F_K	N	Restklemmkraft
F_N	N	Normalkraft
F_{PA}	N	Dynamische Plattenzusatzkraft
F_{PV}	N	Plattenvorspannkraft
F_Q	N	Querkraft Schraube
F_R	N	Reibkraft
F_{Rad}	N	Radlast

F_S	N	Schraubenkraft (gesamt)
F_{SA}	N	Dynamische Schraubenzusatzkraft
F_{Seite}	N	Seitenkraft
$F_{Stellglied}$	N	Kraft Stellglied
F_{SV}	N	Schraubenvorspannkraft
F_U	N	Umfangskraft
F_V	N	Vorspannkraft
$F_{V'}$	N	Vorspannkraft nach Setzen
F_{VMAX}	N	Maximale Vorspannkraft
F_{VMIN}	N	Minimale Vorspannkraft
F_Z	N	Kraftanteil des Setzens
l	mm	Länge
l_K	mm	Klemmlänge
M	Nm	Drehmoment
$M_{Antreiben}$	Nm	Antriebsmoment
M_b	Nm	Biegemoment BUP
M_B	Nm	Biegemoment Schraube
$M_{Bremsen}$	Nm	Bremsmoment
M_T	Nm	Torsionsmoment Schraube
p	N/mm ²	Pressung, Druck
$p_{Stellglied}$	bar	Druck am Stellglied
P	-	Gewindesteigung
r	mm	Radius
r_{dyn}	mm	Dynamischer Radhalbmesser
$r_{Stellglied}$	mm	Hebelarm zu Kraftstellglied
R_e	N/mm ²	Streckgrenze
$R_{p0,2}$	N/mm ²	0,2% Dehngrenze
T	Nm	Anziehdrehmoment
T_b	Nm	Auflagedrehmoment Schraube
T_{th}	Nm	Gewindedrehmoment
α	-	Anziehfaktor
δ	mm/N	Nachgiebigkeit

δ_{Gew}	mm/N	Nachgiebigkeit nicht eingeschaubtes bel. Gewinde
δ_{GM}	mm/N	Nachgiebigkeit Gewindebohrbereich
δ_{P}	mm/N	Plattennachgiebigkeit
δ_{S}	mm/N	Schraubennachgiebigkeit
δ_{SK}	mm/N	Nachgiebigkeit Schraubenkopf
ε	$\mu\text{m/m}$	Dehnung
μ	-	Reibungszahl
μ_{b}	-	Reibungszahl unter dem Schraubenkopf
μ_{NB}	-	Reibungszahl zwischen Radnabe und Bremsscheibe
μ_{RB}	-	Reibungszahl zwischen Rad und Bremsscheibe
$\mu_{\text{Straße}}$	-	Reibungszahl Reifen zu Straße
μ_{th}	-	Reibungszahl im Gewinde
μ_{tot}	-	Gesamtreibungszahl Schraube
σ	N/mm ²	Spannung

1 Einleitung

Die Schraube zählt zu den am häufigsten verwendeten lösbaren Verbindungselementen in verschiedensten technischen Anwendungen (Friedrich & Koch, 2010) (Günther, Tiemens, & Sigwart, 2014). Hochfeste Schraubenverbindungen werden in der Regel nach der VDI-Richtlinie 2230 (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014) ausgelegt und können auf unterschiedliche Arten, statisch und dynamisch, beansprucht werden. Im Rahmen des Entwicklungsprozesses müssen diese insbesondere gegen ein Versagen abgesichert werden (Neudörfer, 2020). Zu den Versagensarten einer dynamisch beanspruchten Schraubenverbindung gehört neben dem Dauerbruch auch das selbsttätige Lösen.

Hinsichtlich der Betriebsfestigkeit existieren bereits Methoden, mit denen das Versagen rechnerisch und experimentell detailliert untersucht und prognostiziert werden kann (Sorg A., 2018). Teils finden die Untersuchung auf Bauteilebene statt und es kommen vereinfachte Lastfälle zum Einsatz. Das selbsttätige Lösen einer Schraubenverbindung kann jedoch maßgeblich von dem Zustand der Umgebungsbauteile beeinflusst werden. Dabei liegen besonders die Steifigkeit der Umgebungsbauteile und der Kontakt in ihren Wirkflächenpaaren im Fokus. Weiterhin kann die Art der Belastung einen bedeutenden Einfluss haben. Das selbsttätige Lösen kann aktuell nur experimentell sicher untersucht werden (Friedrich & Koch, 2010). Rechnerische Ansätze werden zwar erforscht, sind jedoch häufig für den Praxiseinsatz ungeeignet. Auch ihre Aussagekraft reicht häufig nicht aus. Regelwerke (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014) und Fachbücher (Sauer, 2016) zeigen zwar Potentiale zur Reduzierung der Gefahr eines selbsttätigen Lösens auf, diese sind allerdings häufig nicht quantifiziert.

In der Automobilindustrie werden Schraubenverbindungen in drei Kategorien eingeteilt – Kategorie A, B und C. Das Versagen einer Kategorie A Verschraubung kann eine mittelbare oder unmittelbare Gefahr für Leib und Leben darstellen (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2012). Eine dieser sicherheitsrelevanten Schraubenverbindung ist die Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen. Nur eine funktionierende Radschraubenverbindung gewährleistet die sichere Übertragung von Längs- und Querlasten aus dem Fahrzeug auf die Straße. Sie umfasst die Radnabe, die Bremsscheibe, das Rad und die Radschrauben und muss im Betrieb überlagerten Belastungszuständen standhalten. Dabei handelt es sich um mechanische und thermische Lasten.

Aktuell kann der Festsitz der Radschraubenverbindung größtenteils nur im Fahrzeugtest sicher erprobt und freigegeben werden. Dieser kann erst zu späten Zeitpunkten im Entwicklungsprozess durchgeführt werden, da neben physischen Bauteilen ein seriennahes Fahrzeug nötig ist. Wird dabei festgestellt, dass der Festsitz der Radschraubenverbindung nicht mit ausreichender Sicherheit gegeben ist, kann dies weitreichende Folgen haben. Eine Optimierung ist dann nur noch unter großem Aufwand möglich.

Neben steigenden Qualitätsansprüchen nimmt auch der Leichtbaugedanke im Rahmen der Produktentwicklung immer mehr an Bedeutung zu, der sich besonders aus den Leistungs- und Effizienzanforderungen ergibt. Diese Ziele werden im Fahrzeugentwicklungsprozess bis auf die Bauteilebene heruntergebrochen. So ist es möglich, dass im Zuge der Entwicklung einer neuen Produktgeneration Werkstoff, Geometrie, und Oberflächenbeschaffenheit von einzelnen Bauteilen variiert werden (Albers, Bursac, & Wintergerst, 2015). Dies kann sich direkt auf das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung auswirken. Als Basis für Bauteile neuer Produktgenerationen dienen häufig validierte Referenzsysteme aus vorhergehenden Produktgenerationen. Dadurch sollen ein geringerer Validierungsaufwand und eine höhere Wettbewerbsfähigkeit erzielt werden. Auf Grund des fehlenden Wissens über die Wirkzusammenhänge des selbsttätigen Lösen von Radschraubenverbindungen ist eine zielgerichtete und effiziente Auslegung und Optimierung kaum möglich.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methode zur Untersuchung des selbsttätigen Lösen von Schraubenverbindungen am Beispiel der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen entwickelt. Ziel ist es, das Systemverständnis durch Tests innerhalb einer geeigneten Testumgebung zu erweitern. Dabei soll es frühzeitig und systematisch untersucht werden. Aus den Erkenntnissen sollen Konstruktionszielgrößen für die Auslegung und Optimierung neuer Produktgenerationen abgeleitet werden, die dem Entwickler zu Verfügung gestellt werden sollen.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Die für die Arbeit notwendigen Grundlagen und der Stand der Forschung werden in Kapitel 2 aufgeführt. Dargestellt werden die notwendigen Produktentwicklungswerkzeuge, die Verschraubungstechnik, die Tribologie, die Bauteile der Radschraubenverbindung und vorhandene Bewertungsmethoden für das selbsttätige Lösen von Schraubenverbindungen mit dem Fokus auf die Radschraubenverbindung.

2.1 Produktentwicklungswerkzeuge

Für die Erweiterung des Wissens über die Wirkzusammenhänge technischer Systeme eignet sich der „Contact and Chanel Ansatz“ (C&C²-A). Der „IPEK-X-in-the-Loop-(IPEK-XiL)-Ansatz“ beschreibt das grundlegende Verständnis der Validierung technischer Systeme (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016).

2.1.1 Contact and Channel Ansatz

Für die Analyse technischer Systeme bedarf es geeigneter Methoden. Es existieren sowohl funktionsbasierte als auch modellbasierte Analysemethoden. Letztere bringen zwar häufig einen höheren Modellierungsaufwand mit sich, können aber Gestaltungsaspekte mit einbeziehen. Dabei wird das System von der Umgebung abgegrenzt. Es ist wichtig, dass die Informationen aus der Umgebung nicht verloren gehen (Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff, & Meyer, 2016).

Die Art der Beschreibung einer Funktion kann häufig vom Anwendungsfall abhängen und dazu führen, dass das Produkt dadurch unzureichend genau beschrieben wird (Alink, 2010). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit beschreibt die Funktion in Zusammenhang mit modellierten technischen Systemen die Umwandlung von Input zu Output durch die Interaktion von Gestaltungselementen, die nicht direkt beeinflusst werden können (Albers & Wintergerst, 2014).

Mit dem C&C²-Ansatz (C&C²-A) geben ALBERS und MATTHIESEN den Konstrukteuren ein Werkzeug zur modellbasierten Analyse und Synthese technischer Systeme an die Hand (Grauberger, et al., 2020). Es dient zur Modellbildung von Gestalt-Funktions-Zusammenhängen (GFZ) (Matthiesen, 2021). Der Ansatz hebt die Abhängigkeit der Qualität einer Funktion eines technischen Produkts von seiner Gestalt und seinen physikalischen Eigenschaften hervor (Albers & Wintergerst, 2014).

Dargestellt werden die GFZ in den C&C²-Modellen (C&C²-M). Je nach Zustand des technischen Systems sind bestimmte Schnittstellen und physikalische Strukturen an der Funktionserfüllung beteiligt, die gemeinsam das Wirknetz bilden. Die Summe der modellierten Wirknetze aus unterschiedlichen Zuständen bilden die Wirkstruktur. Sie ist damit entscheidend für die Funktionserfüllung des entwickelten Produkts. Die Grundelemente, mit denen Energie-, Material- und Informationsflüsse beschrieben werden können sind (Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff, & Meyer, 2016):

- **Wirkflächenpaare:** „werden gebildet aus zwei Wirkflächen, die im Wirkkontakt (WK) stehen, d.h. in denen Energie, Stoff und/oder Information zu einem bestimmten Betrachtungszeitpunkt übertragen werden. Wirkflächen sind feste Oberflächen von Körpern oder generalisierte Grenzflächen von Flüssigkeiten, Gasen oder Feldern, die dauernd oder zeitweise im Wirkkontakt zu einer weiteren Wirkfläche stehen“.
- **Leitstützstrukturen:** „sind gestaltungsrelevante Volumina von Körpern, Flüssigkeiten, Gasen oder felddurchsetzten Räumen, die genau zwei WFP verbinden und eine Leitung von Stoff, Energie oder Information zwischen den WFP eines Körpers, einer Flüssigkeit, eines Gases oder eines Feldes ermöglichen. Eine LSS kann sich abhängig vom Detaillierungsgrad der Modellbildung über Systeme oder Subsysteme hinweg erstrecken. Leitstützstrukturen existieren gemeinsam mit den zugehörigen Wirkflächenpaaren ausschließlich im Zeitraum der Funktionserfüllung“.
- **Connectoren:** „integrieren die wirkungsrelevanten Eigenschaften, die außerhalb des Betrachtungsbereichs liegen, in die Systembetrachtung. Connectoren sind eine für die Beschreibung der betrachteten Funktion relevante Abstraktion der Systemumgebung. Sie haben eine repräsentative Wirkfläche und ein damit verknüpftes Modell der relevanten Systemumgebung. Sie liegen nicht im betrachteten System und somit nicht im Gestaltungsraum“. (Albers, Gladysz, Kniel, Aschoff, & Meyer, 2016)

Der C&C²-A basiert auf drei Grundhypothesen, die für den Aufbau von C&C²-M notwendig sind:

- **Grundhypothese I:** „Funktion braucht Wechselwirkung: Jedes funktionsrelevante Element eines technischen Systems ist an der Funktionserfüllung durch Wechselwirkungen mit mindestens einem anderen funktionsrelevanten Element beteiligt. Wechselwirkungen finden nur statt bei Kontakt von Wirkflächen (WF), die gemeinsam Wirkflächenpaare (WFP) bilden.“
- **Grundhypothese II:** „Funktion braucht Mindestelemente: Eine Funktion erfordert mindestens zwei Wirkflächenpaare (WFP), die durch eine Leitstützstruktur (LSS) verbunden sind, und durch jeweils einen Connector (C) in

die Umgebung eingebunden sind. Funktionsbestimmend sind dabei die Merkmale, Eigenschaften und Wechselwirkungen der Wirkflächenpaare, der Leitstützstrukturen und der Connectoren.“

- **Grundhypothese III:** „Fraktaler Charakter der Modellbildung: Jedes Teilsystem kann mit den Gestaltfunktionselementen Wirkflächenpaar (WFP), Leitstützstruktur (LSS) und Connector (C) auf verschiedenen Abstraktions- und Detaillierungsstufen beschrieben werden. Dazu ist eine Variation der Anzahl, der Anordnung und/oder der Eigenschaften der dargestellten Gestaltfunktionselemente erforderlich.“ (Matthiesen, 2021)

Ein Beispiel für ein C&C²-M für den Einschraubvorgang einer Schraube in eine Wand ist in Abbildung 2.1 dargestellt.

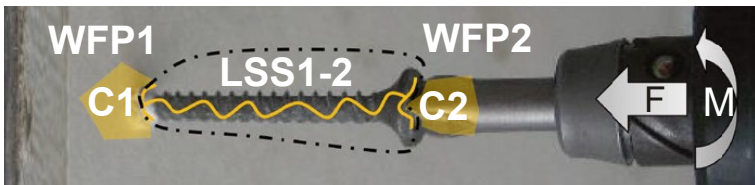


Abbildung 2.1: C&C²-Modell: Beispiel Schraube (Matthiesen, 2021)

Die Systemgrenze wird um die Schraube definiert. Der Bit des Anziehwerkzeugs ist der erste Connector und die Wand, in der die Schraube eingeschraubt wird, der zweite Connector. Das erste WFP sitzt zwischen Bit und Schraubenkopf. Das zweite WFP zwischen der Spitze der Schraube und der Wand, in die eingeschraubt wird. Die Schraube selbst stellt die LSS dar, welche die eingeleitete Drehbewegung unter axialer Kraft weiterleitet und über ihre Gestalt dazu führt, dass die Schraube in die Wand eingeschraubt werden kann.

2.1.2 Validierung und IPEK-X-in-the-Loop Ansatz

Als eine grundlegende Hypothese seiner Forschung an Produktentstehungsprozessen beschreibt ALBERS die Validierung als zentrale Aktivität im Entwicklungsprozess (Albers, Mandel, Yan, & Behrent, 2018). Der Grundgedanke der Validierung ist der kontinuierliche Abgleich zwischen Zielen und Zweck eines Produktes zu den jeweiligen Entwicklungsphasen über den kompletten Entwicklungsprozess hinweg. Der

Begriff der Validierung ist von der Verifikation abzugrenzen. Für technische Systeme werden die Begriffe nach der VDI-Richtlinie 2206 folgendermaßen beschrieben (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2006):

- Verifikation: „[...] die Überprüfung zu verstehen, ob eine Realisierung (z.B. ein Software-Programm) mit der Spezifikation (in diesem Fall mit der Algorithmenbeschreibung) übereinstimmt“.
- Validierung: „[...] die Prüfung zu verstehen, ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist bzw. den gewünschten Wert erzielt. Hier geht die Erwartungshaltung des Fachexperten und des Anwenders ein“.

In der DIN EN ISO 9000 werden beide Begrifflichkeiten wie folgt abstrahiert (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005):

- Verifizierung: „Bestätigung durch Bereitstellung eines objektiven Nachweises, dass festgelegte Anforderungen erfüllt worden sind“.
- Validierung: „Bestätigung durch Bereitstellung eines objektiven Nachweises, dass die Anforderungen für einen spezifischen beabsichtigten Gebrauch oder eine spezifische beabsichtigte Anwendung erfüllt worden sind“.

Die Validierung besteht aus drei grundlegenden Aktivitäten: Bewertung, Objektivierung und Verifikation (Albers, Matros, Behrendt, & Jetzinger, 2015). Sie steuert und begleitet den kompletten Produktentstehungsprozess und führt dazu, dass das Systemverständnis im Fortschritt des Entwicklungsprojekts kontinuierlich zunimmt und zum Erfolg des Produktes führt (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016). Für eine effiziente und effektive Validierung ist ein erweitertes Systemverständnis und eine präzise Modellbildung notwendig. Dadurch können Fehler früh erkannt und notwendige Anpassungen durchgeführt werden. Spät erkannte Fehler führen in Anlehnung an die Zehnerregel (Ehrlenspiel & Meerkamm, 2013) zu erheblichen Mehraufwänden und können zum Scheitern eines Produkts führen. Da das Gesamtsystem, in dem der Einsatzzweck sicher überprüft werden kann, erst in späten Phasen der Produktentstehung verfügbar ist, besteht die Notwendigkeit der Validierung an Teilsystemen.

Für die Lösung dieser Aufgabe eignet sich der IPEK-XiL-Ansatz nach ALBERS, der klassische Hardware-, Software- und Model-in-the-Loop-Ansätze aufgreift, ihre Vorteile vereint und sie um die Belange der Entwickler aus verschiedenen Fachdisziplinen erweitert. Durch den Ansatz kann das grundlegende Verständnis über die Validierung eines Teilsystems, dessen Einbindung in das Gesamtsystem und die

Interaktion zu weiteren Teilsystemen, wie die Umwelt, das Rest-Fahrzeug der Fahrer (die „Connected Systems“) beschrieben werden (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016), siehe Abbildung 2.2.

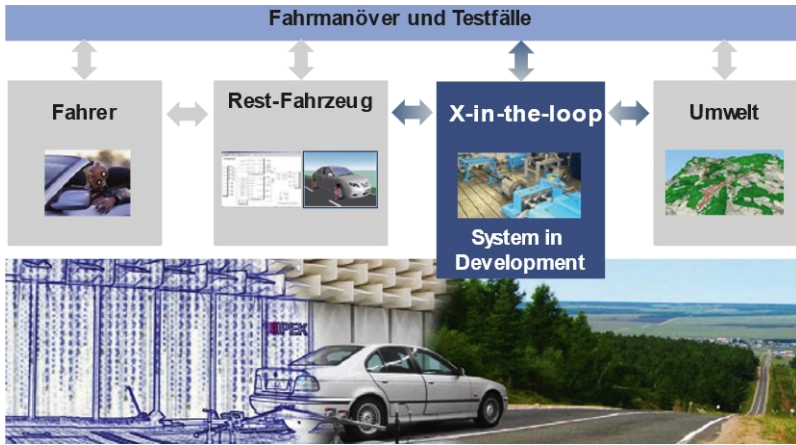


Abbildung 2.2: Allgemeine Darstellung IPEK-XiL-Ansatz (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016)

Der IPEK-XiL-Ansatz beschäftigt sich mit den Fragestellungen, wann welche Teilsysteme validiert werden müssen und welche Testfälle, Testumgebungen und Modellierung dafür notwendig und geeignet sind. Er ermöglicht außerdem eine Validierung auf verschiedenen Detaillierungsebenen des Systems – vom Gesamtsystem über das Teilsystem bis hin zum WFP – die wiederum mit den Connected Systems gekoppelt sind. Im IPEK-XiL-Framework können diese Zusammenhänge integriert werden, siehe Abbildung 2.3 (Düser, 2010):

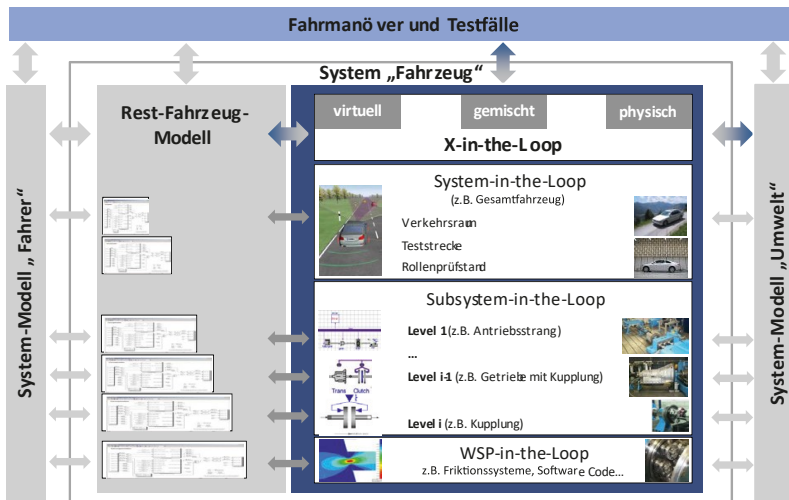


Abbildung 2.3: IPEK-XiL-Framework (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016)

Für das „X“ sind nach ALBERS zwei Betrachtungsweisen möglich (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016):

- Es kann das sich in Entwicklung befindliche (Teil-)System (System-in-Development (SiD)) darstellen, das von einem Entwickler verantwortet und definiert wird. Das SiD fokussiert sich auf die Eigenschafts- und Funktionserfüllung.
- Steht hingegen der Wissensgewinn über ein (Teil-)System im Fokus, das nicht direkt in der Verantwortung des Entwicklers liegt (beispielsweise eine Wettbewerbsanalyse oder die Analyse von vorhergehenden Produktgenerationen) so spricht man von System-under-Investigation (Sul). Es stellt eine Untermenge des SiD dar.

Es kann je Anforderung und Ziel der Validierung virtuell, physisch oder gemischt virtuell und physisch vorliegen. Dies gilt auch für die Connected Systems. Die Abbildung des Restsystems ist auf jeder Ebene notwendig, um die Integration in das Gesamtsystem sicherzustellen. Die Erkenntnisse aus den einzelnen Ebenen müssen dokumentiert, aufbereitet und in den Produktentstehungsprozess zurückgeführt

werden. Nur so kann eine kontinuierliche Validierung und Optimierung effizient durchgeführt werden, was für den Erfolg eines Produktes notwendig ist (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016).

2.2 Verschraubungstechnik

Der Einsatzzweck von Schrauben kann nach SAUER grundlegend in zwei Kategorien aufgeteilt werden. Als Maschine, bei der eine Schraubspindel zur Umwandlung einer Drehbewegung in eine Längsbewegung dient und als lösbares Befestigungselement, bei der die Schraube durch das Einschrauben in ein Innengewinde elastisch gelängt wird und dadurch eine Vorspannung erzeugt. Durch diese Vorspannkraft können zwei Bauteile lösbar zueinander gefügt werden (Sauer, 2016). In der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf die Schraube als Befestigungselement. Neben der Dimensionierung liegt der Fokus auf Montage, Vorspannkraft und Versagensarten.

2.2.1 Schraubendimensionierung

Bei der Auslegung hochfester Schraubenverbindungen wird in der Regel die VDI-Richtlinie 2230 herangezogen. Als weltweit anerkanntes Standardwerk zur Dimensionierung von Ein- und Mehrschraubenverbindungen unterstützt sie den Ingenieur durch ein systematisches, schrittweises Vorgehen bei der Berechnung (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014).

Je nach Anwendung kann die Schraube durch unterschiedliche Kräfte beansprucht werden, die vor der Auslegung zu identifizieren sind, siehe Abbildung 2.4.

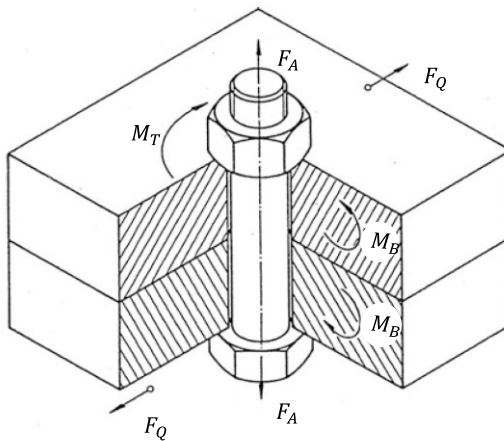


Abbildung 2.4: Auf die Schraube wirkende Belastungen (Sauer, 2016)

Durch axial wirkende Betriebslasten kann die dynamische Schraubenkraft F_A auf die Schraubenverbindung wirken. Das Torsionsmoment M_T , das Biegemoment M_B und die Querkraft F_Q können durch die verspannten Platten auf die Schraubenverbindung auswirken. Die Lasten können statisch oder dynamisch wirken (Sauer, 2016).

Die Schraubenverbindung kann vereinfacht durch ein Federmodell beschrieben werden. Die zu verspannenden Platten und die Schraube weisen jeweils eine unterschiedliche elastische Nachgiebigkeit δ auf, die im Federmodell umgekehrt proportional der Federkonstanten c entspricht und das Verhältnis der Längenänderung f zur aufgebrachten axialen Kraft F_{axial} darstellen (Sauer, 2016). Die Nachgiebigkeit δ ergibt sich neben der Gestalt durch die Werkstoffeigenschaften der Bauteile und wird im elastischen Bereich durch das HOOKE'sche Gesetz beschrieben, siehe Formel 1 (Sauer, 2016):

$$\delta = \frac{f}{F_{axial}} = \frac{l}{E * A} = \frac{1}{c} \text{ mit } f = \Delta l = \varepsilon * l = \frac{\sigma}{E * l} = \frac{F_{axial} * l}{E * A} \quad 1$$

Dabei gilt: die Längenänderung f , die axial wirkende Kraft F_{axial} , das Elastizitätsmodul E , die Querschnittsfläche A , die Federkonstante c , die Dehnung ε und die Spannung σ .

Schrauben mit hoher Nachgiebigkeit längen sich unter gleicher Schraubenkraft weiter als die mit geringer. Dies gilt umgekehrt auch für Stauchung der zu verspannenen Platten. Steife Platten besitzen einen höheren Widerstand gegen eine elastische Verformung als nachgiebige. Um die Versagenskette besser steuern zu können, wird die Schraube in der Regel nachgiebiger ausgelegt als die zu verspannenden Platten. Die Zusammenhänge zwischen Kraft, Verformung und Einfluss der Betriebslast können in dem Verspannungsdiagramm von Schraubenverbindungen dargestellt werden. Das Diagramm kann rechnerisch oder experimentell ermittelt werden.

Zur experimentellen Ermittlung kann eine Kraft-Weg-Messmaschine verwendet werden. Dabei wird unter einer quasistatisch aufgebrachten Axialkraft (für die Schraube eine Zugkraft und für die Platten eine Druckkraft) die Längung beziehungsweise Stauchung gemessen, die dann zueinander aufgetragen dargestellt werden, siehe Abbildung 2.5 (Sauer, 2016).

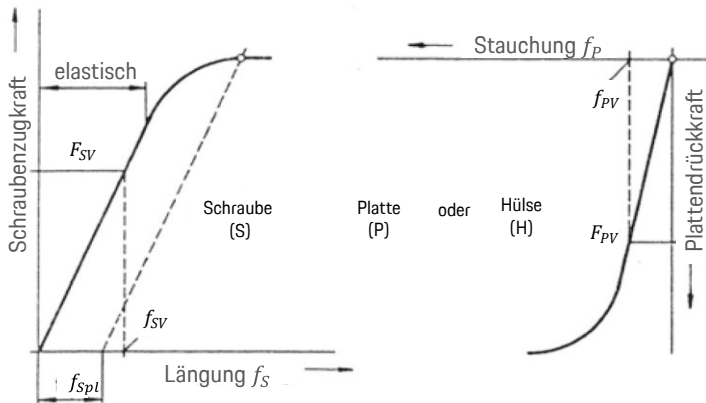


Abbildung 2.5: Verformung Schraube und Platte unter Einwirkung der Axialkraft (Sauer, 2016)

Häufig wird über den elastischen Bereich hinaus gemessen, bis sich eine plastische Verformung f_{spl} einstellt. Diese zeigt sich durch das Abflachen der Geradensteigung und tritt mit dem Erreichen der Streckgrenze R_e des Werkstoffs ein. Durch beide Diagramme ergibt sich das Verspannungsdiagramm. Wird im Rahmen der Montage eine Vorspannkraft $F_V = F_{sv} = F_{pv}$ (F_{sv} : Schraubenvorspannkraft, F_{pv} : Plattenvorspannkraft) aufgebracht, so stellen sich die entsprechenden Nachgiebigkeiten f_{sv} und f_{pv} ein.

Für die rechnerische Ermittlung des Verspannungsdiagramms wird die Schraube in verschiedene Segmente unterteilt, da die Querschnittsfläche über den Schaft der Schraube unterschiedlich sein kann. Die einzelnen Segmente der Schraube werden dabei näherungsweise auf einen zylindrischen Ersatzkörper zurückgeführt (Sauer, 2016). Für das Segment i mit der Länge l_i , der Querschnittsfläche A_i und dem Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffs E_s gilt der Zusammenhang der Formel 2 (Sauer, 2016):

$$\delta_i = \frac{f_i}{F_i} = \frac{l_i}{E_S * A_i} \quad 2$$

Die Nachgiebigkeit der einzelnen der Schraubensegmente sind anschließend aufzusummieren, siehe Formel 3 (Sauer, 2016):

$$\delta_S = \sum_{i=1}^n \delta_i + \delta_{SK} + \delta_{GM} + \delta_{Gew} \quad 3$$

Für die elastische Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes δ_{SK} , des eingeschraubten Gewindes einschließlich der Mutter, des Gewindebohrungsbereichs δ_{GM} und des nicht eingeschraubten belasteten Gewindes δ_{Gew} sind Beziehungen in der VDI-2230 ausgewiesen (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014).

Für die Plattennachgiebigkeit δ_P ergibt sich die allgemeine Beziehung aus der Klemmlänge l_K , dem Elastizitätsmodul der Platten E_P und der Querschnittsfläche A_P der Platten wie folgt, siehe Formel 4 (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014):

$$\delta_P = \frac{l_K}{E_P * A_P} \quad 4$$

Abbildung 2.6 zeigt das Verspannungsdiagramm, das sich aus den rechnerisch oder experimentell ermittelten Informationen aus Abbildung 2.5 zusammensetzt. Auch die Betriebslasten und deren Einfluss auf die Schraubenverbindung können darin abgebildet werden.

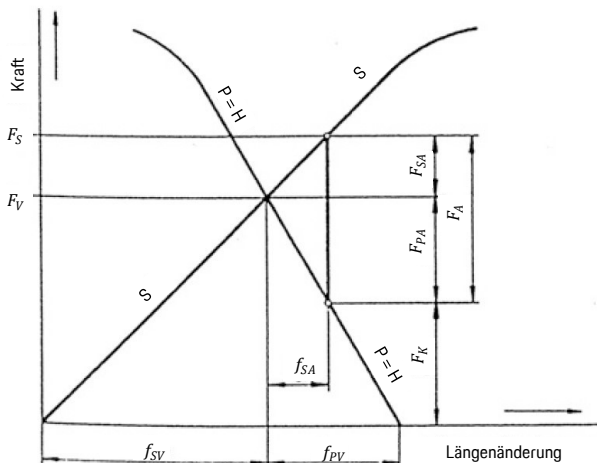


Abbildung 2.6: Verspannungsdiagramm einer Schraubenverbindung (Sauer, 2016)

Links ist die Nachgiebigkeit der Schraube und rechts die der verspannten Platten dargestellt. Die dynamische Schraubenkraft F_A wird anteilig von der Schraube durch die dynamische Schraubenzusatzkraft F_{SA} und von den verspannten Platten durch die dynamische Plattenzusatzkraft F_{PA} aufgenommen. Die Restklemmkraft F_K ergibt sich aus der gesamten Schraubenkraft F_S ($F_V + F_{SA}$) abzüglich der Betriebslast F_A . Geht die Restklemmkraft auf Null, so ist die Schraubenverbindung nicht mehr funktionsfähig. Die zusätzliche Längenänderung durch F_{SA} wird durch f_{SA} dargestellt (Sauer, 2016).

2.2.2 Montage und Vorspannkraft

Ziel bei der Montage einer Schraube ist es, die erforderliche Vorspannkraft in der Schraubenverbindung möglichst exakt herzustellen. Bei konventionellen Montageverfahren lässt sie sich in der Regel nicht direkt erfassen. Eine Ableitung ist durch das Drehmoment, dem Drehwinkel und der elastischen Längung der Schraube möglich (Sauer, 2016). Bei drehenden Montageverfahren wird zwischen drehmomentgesteuertes, drehwinkelgesteuertes und streckgrenzengesteuertes Anziehen differenziert.

Beim **drehmomentgesteuerten** Anziehen wird das Anziehdrehmoment über den Schraubenkopf oder der Mutter eingeleitet und über ein Messwerkzeug gemessen. Ist das Ziel-Anziehdrehmoment erreicht, so ist die Montage abgeschlossen. Eine Aussage über die Schraubenkraft durch das Anziehdrehmoment hängt sehr stark von den Reibungszahlen in den WFP der Schraubenverbindung ab. Häufig werden diese vorab durch Laborversuche an Originalbauteilen der Schraubenverbindung ermittelt. Auf Grund der Bauteilstreuung bleibt eine Restunsicherheit bei der Übertragbarkeit der ermittelten Reibungszahlen. Die Abweichung der Vorspannkraft kann dadurch bis zu $\pm 23\%$ betragen (Sauer, 2016). Trotz dieser möglichen Abweichung in der Vorspannkraft kann es notwendig sein das drehmomentgesteuerte Anziehverfahren zu verwenden, da gewisse Schraubenverbindungen den Einsatz von aufwendigen Montagewerkzeugen nicht zulassen.

Um die Streuung in der Vorspannkraft durch den Montageprozess zu reduzieren, kann das **drehwinkelgesteuerte** Anziehen verwendet werden. Die Schraubenverbindung wird zunächst mit einem Fügemoment in den linear-elastischen Bereich angezogen. Dieses kann beispielsweise ca. 20% des Endmoments betragen (Sauer, 2016). Der darauffolgende Nachziehwinkel kann zuvor im Laborversuch an Originalbauteilen ermittelt werden. Bei exakter Vorbereitung beträgt die Streuung in der Vorspannkraft nur noch ca. $\pm 5\%$. Wird noch die Streuung des Werkstoffs über verschiedene Chargen mit einkalkuliert, so kann die Streuung bei ca. $\pm 10 - 12\%$ liegen (Sauer, 2016). Der große Vorteil gegenüber dem drehmomentgesteuerten Anziehen ist, dass nach dem Fügemoment eine definierte reibungszahlunabhängige Längung und damit Vorspannung eingestellt werden kann.

Das **streckgrenzgesteuerte** Anziehen ist nahezu reibungszahlunabhängig und ermöglicht dadurch eine genauere Einstellung der Vorspannkraft. Das Prinzip beruht auf dem Anzug bis zum Erreichen der Streckgrenze R_e beziehungsweise der 0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$. Die Montagewerkzeuge müssen in der Lage sein ein Abflachen der Schraubkurve aus dem linear-elastischen Bereich möglichst schnell zu detektieren, sodass Antrieb abgeschaltet und der Schraubvorgang beendet werden kann. Die Schraubkurve wird erst ab dem Erreichen eines zuvor definierten Fügemoments aufgezeichnet. Dadurch wird sichergestellt, dass der auszuwertende Bereich im linear-elastischen Bereich liegt und das Abflachen der Kurve sauber detektiert werden kann. Die Streuung in der Vorspannkraft liegt bei ca. $\pm 5 - 12\%$ (Sauer, 2016).

2.2.3 Versagensarten von Schraubenverbindungen

Die Funktion einer Schraubenverbindung hängt direkt von der Vorspannkraft ab, die im Rahmen der Montage aufgebracht wird. Weicht sie von dem in der Auslegung

festgelegten Wert ab, so kann die Schraubenverbindung im Betrieb versagen. Regelwerke und Auslegungsrichtlinien unterstützen den Entwickler durch Konstruktionszielgrößen dabei die Tragfähigkeit der Schraube zu erhöhen. Die Belastung soll dabei bestmöglich an der Schraube vorbeigeführt werden, sodass sie ihre Hauptfunktion, das Befestigen von Bauteilen durch die Vorspannkraft, bestmöglich erfüllen kann. Häufig gelingt dies auf Grund äußerer Randbedingungen allerdings nur bedingt (Sauer, 2016).

Abbildung 2.7 zeigt die Ursachen einer mangelnden Vorspannkraft und die Versagensarten als Folge davon.

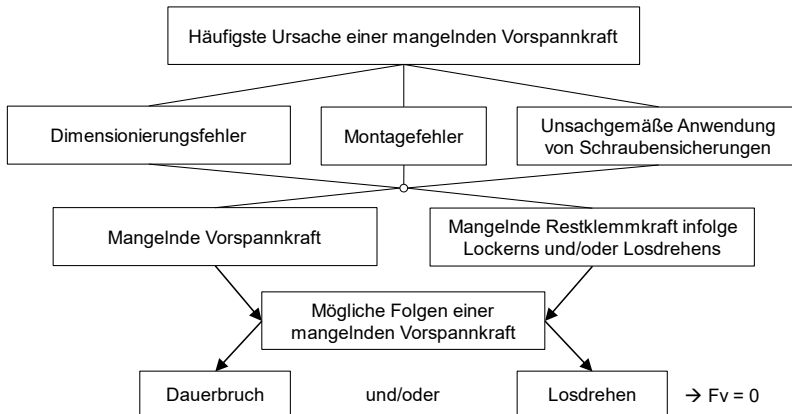


Abbildung 2.7: Versagensarten Schraubenverbindung: mangelnde Vorspannkraft (Thomala & Kloos, 2007)

THOMALA und KLOOS differenzieren zwischen drei Möglichkeiten als Ursache einer mangelnden Vorspannkraft. Neben der falschen Dimensionierung können Montagefehler und die unsachgemäße Anwendung von Schraubensicherungen zu einer unzureichenden Vorspannkraft führen. Dies resultiert in einer mangelnden Vorspann- oder Restklemmkraft infolge eines Lockerns und/oder eines Losdrehens. Die Folge kann ein Dauerbruch und/oder ein Losdrehen sein.

Untersuchungen der Radschraubenverbindung hinsichtlich des Versagens durch einen Dauerbruch haben nach SORG zeigen die Vorspannkraft und die dynamische

Schraubenzusatzkraft als maßgeblichen Ursache (Sorg A. , 2018). Bei einem Dauerbruch muss sich die Schraube zuvor nicht zwangsläufig gelockert oder losgedreht haben. Der Fokus im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegt auf dem selbsttätigen Lösen. Kommt es durch einen Vorspannkraftverlust zum selbsttätigen Lösen, so wird zwischen einem Lockern und Losdrehen differenziert. Die Ursachen für den Vorspannkraftabfall bei dynamisch beanspruchten Schraubenverbindungen sind in Abbildung 2.8 dargestellt.

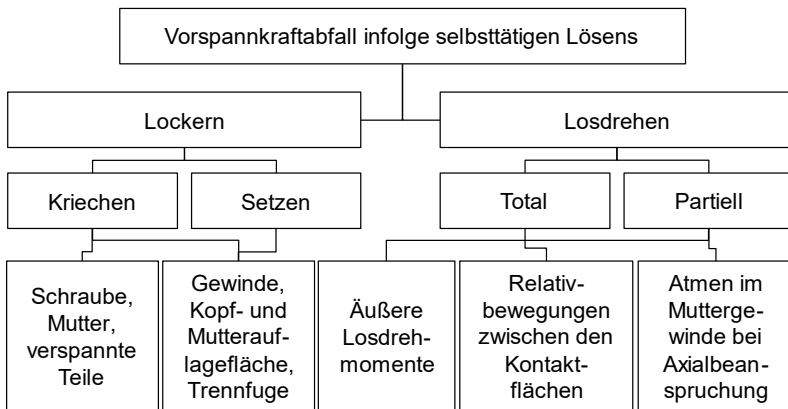


Abbildung 2.8: Vorspannkraftabfall dynamisch beanspruchter Schrauben (Thomala & Kloos, 2007)

Beim Lockern wird zwischen zwei Haupteffekten differenziert. Die Schraubenverbindung kann sich setzen, was maßgeblich durch die Oberflächenbeschaffenheit der WFP innerhalb der Schraubenverbindung beeinflusst wird. Zudem kann durch eine Überbelastung eine Relaxation oder ein Kriechen hervorgerufen werden. Beim Losdrehen wird zwischen einem partiellen und totalen Losdrehen unterschieden. Damit es zum Losdrehen kommen kann, muss zuvor die Selbsthemmung stark vermindert oder aufgehoben werden. Das partielle Losdrehen kann durch ein Atmen im Muttergewinde durch Axiallasten oder durch das Wirken von äußeren Losdrehmomenten hervorgerufen werden. Das totale Losdrehen wird in der Regel durch wechselnde Relativbewegungen (quer zur Schraubenachse) in den WFP der Schraubenverbindungen hervorgerufen. Bei kombiniert belasteten Schraubenverbindungen können mehrere Effekte zeitgleich auftreten, was das Verständnis über

die Lösemechanismen deutlich herausfordernder macht. Es ist somit notwendig, bestehende Methoden weiterzuentwickeln oder neue Methoden zu entwickeln, um das Wissen zu erweitern.

Maßnahmen zur Sicherung von Schraubenverbindungen gegen Lockern und Losdrehen werden von THOMALA und KLOOS wie folgt beschrieben:

Sicherungsmaßnahmen gegen Lockern:

- „Sicherungen oder Sicherungsmaßnahmen gegen Lockern haben die Aufgabe, den durch die erwartende Setzbeträge und/oder Kriechbeträge hervorgerufenen Vorspannkraftabfall so klein wie möglich zu halten.“ (Thomala & Kloos, 2007)

Dies kann beispielsweise durch eine beanspruchungsgerechte Gestaltung von Schrauben und verspannten Teile erfolgen. Eine definierte Vorspannkraft durch ein vorspannkraftgesteuertes Anziehverfahren ist ebenfalls hilfreich. Die Oberflächen von Bauteilen zueinander innerhalb von Funktionsflächen sollten möglichst geringe Rauheitstiefen aufweisen (Thomala & Kloos, 2007).

Sicherungsmaßnahmen gegen Lösen:

- „Sicherungen gegen Losdrehen haben die Aufgabe, die Montagevorspannkraft und insbesondere die Restklemmkraft in dynamisch quer zur Schraubenachse belasteten Schraubenverbindungen so weit aufrecht zu erhalten, dass trotz Auftretens von Querschiebungen in den Trennfugen der Verschraubung immer die Funktion der Schraubenverbindung gewährleistet ist.“ (Thomala & Kloos, 2007)

Diese können konstruktiv, durch zusätzliche Sicherungsmaßnahmen und durch Sicherungselemente umgesetzt werden. PALAND hebt hervor, dass es falsch ist, nur dann von einer sicheren Schraube zu sprechen, sofern ein Sicherungselement verwendet wurde (Paland, 1966). Er hat detaillierte experimentelle Untersuchungen zu Sicherungselementen durchgeführt und Potentiale zur Robustheitssteigerung aufgezeigt. Diese sind allerdings nicht für alle Anwendungen geeignet. Eine ausreichend hohe Vorspannkraft, eine große elastische Nachgiebigkeit, ein Formschluss zur Begrenzung von Verschiebungen und eine hohe Reibung unter Kopf sind ebenfalls hilfreich gegen das selbsttätige Losdrehen (Thomala & Kloos, 2007).

2.3 Tribologie

Die Tribologie umfasst das Forschungsgebiet, das sich mit Kontakt, Reibung, Verschleiß und Schmierung beschäftigt (Popov, 2009) (Department of Education and Science Great Britain, 1966). Sie ist die Technik und Wissenschaft von aufeinander wirkenden Oberflächen bei relativer Bewegung zueinander (Deters, 2018). Dabei beschreibt die Kontaktmechanik den Kontakt und die Reibung die Relativbewegung dieser aufeinander wirkenden Oberflächen. Sie gehen somit Hand in Hand (Popov, 2009). Mechanismen und Effekte in der Schraubenverbindung folgen ihrer Modellvorstellung.

2.3.1 Kontaktmechanik

POPOV beschreibt das Normalkontaktproblem als Kontaktphänomen der Kontaktmechanik, bei denen zwei Körper durch eine Anpresskraft senkrecht zu ihrer Oberfläche in Berührung gebracht werden (Popov, 2009). Für die Theorie gelten folgende Zusammenhänge:

- „Der Zusammenhang zwischen der Anpresskraft und der Normalverschiebung der Körper, welcher die Steifigkeit des Kontaktes und somit die dynamischen Eigenschaften des Gesamtsystem mitbestimmt.“
- „die im Kontaktgebiet auftretenden Spannungen, die für den Festigkeitsnachweis erforderlich sind.“ (Popov, 2009)

Der Kontakt ist die Grundvoraussetzung für tribologische Phänomene, wie Reibung und Verschleiß, bei dem es ebenfalls zur Relativbewegung der Oberflächen kommen kann. Grund hierfür ist die Querkontraktion der in Kontakt stehenden Körper. Für die Betrachtung eines reinen Normalkontaktproblems gilt die Annahme einer reibungskraft- und adhäsionsfreien Kontaktfläche. Es ist zudem notwendig die Grundlagen der Elastizitäts- und Plastizitätstheorie zu verstehen, um Effekte und Mechanismen einordnen zu können (Popov, 2009). Materialeigenschaften von metallischen Werkstoffen können durch den Zugversuch ermittelt werden, aus dem sich das Spannungs-Dehnungs-Diagramm ergibt, siehe Abbildung 2.9. Es gelten die Beziehungen aus Formel 1.

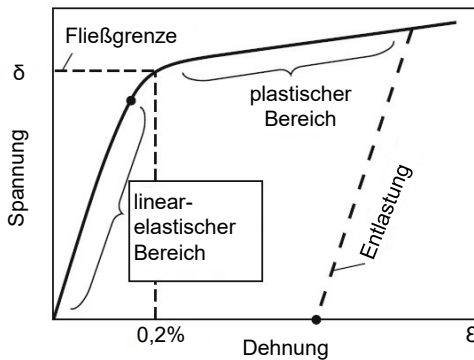


Abbildung 2.9: Schematische Darstellung Spannungs-Dehnungs-Diagramm (Popov, 2009)

Mit dem Erreichen der Fließgrenze ändert sich die Steigung der Kurve im Diagramm gegenüber dem linear-elastischen Bereich deutlich. Das Material wird plastisch deformiert, was sich durch eine bleibende Verformung nach Entlastung zeigt. Existiert keine eindeutige Fließgrenze, so wird sie bei einer bleibenden Verformung von 0,2% angenommen. Für die Ermittlung der Fließgrenze an Oberflächen, kann die Härtemessung herangezogen werden. Dabei wird ein harter definierter Körper in die zu untersuchende Oberfläche eingedrückt. Über das Verhältnis zwischen Eindrückkraft und Eindrückfläche kann die Härte ermittelt werden (Popov, 2009).

2.3.2 Tribosystem und Reibung

Nach ALBERS et al „ist ein tribologisches System (kurz: Tribosystem; auch bekannt als Tribotechnisches System (Czichos & Habig, 2020)) ein technisches System, welches Bewegung durch Kontakte ermöglicht, beeinflusst oder verhindert (Kemper, Wantzen, Bischoffberger, Ott, & Albers, 2019). Es setzt sich aus allen an einer tribologischen Beanspruchung beteiligten Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen, ihren Eigenschaften sowie einem Beanspruchungskollektiv und den relevanten Eigenschaften des Restsystems zusammen. Tribosysteme werden weiterhin in Gleit- und Friktionssysteme unterteilt. Dabei ist die Übertragung Reibkräften bei Gleitsystemen unerwünscht und bei Friktionssystemen erforderlich (Bernhardt, 2017). Abbildung 2.10 zeigt die Darstellung eines Tribosystems.

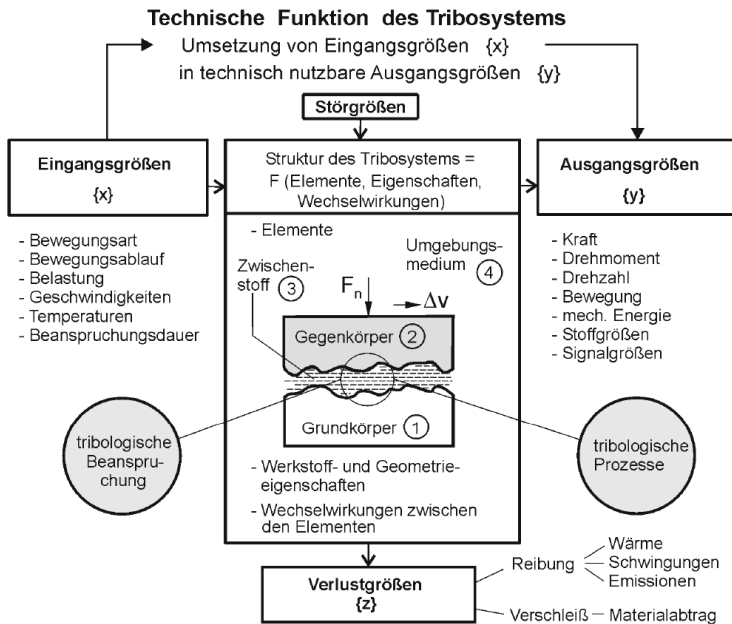


Abbildung 2.10: Darstellung eines Tribosystems (Deters, 2018)

Es hat die Aufgabe zur Erfüllung einer technischen Funktion durch die Umsetzung einer Eingangsgröße in Form eines Belastungskollektivs in eine nutzbare Ausgangsgröße. Dies geschieht durch die Nutzung der Struktur (bestehend aus einem Grundkörper, einem Gegenkörper, dem Zwischenstoff und den Umgebungsmedien), auf die auch unerwünschte Störgrößen wirken können. Grund- und Gegenkörper, deren Wirkflächen zueinander im Kontakt stehen, werden vor allem durch Geometrie- und Werkstoffeigenschaften beschrieben (Czichos & Habig, 2020). Zwischenstoffe und Umgebungsmedien können hingegen in verschiedenen Aggregatzuständen vorliegen. Im Bereich des Kontakts finden Wechselwirkungen in Form von tribologischen Prozessen und Beanspruchungen statt. Die dabei entstehenden Verlustgrößen sind der Verschleiß und die Reibung (Deters, 2018). Sie sind keine Materialeigenschaften, die sich durch Werkstoffkennwerte beschreiben lassen, sondern Eigenschaften des Tribosystems (Czichos & Habig, 2020).

Der „Verschleiß ist der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers (Grundkörper), hervorgerufen durch tribologische Beanspruchungen, d.h. Kontakt- und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.“ (Czichos & Habig, 2020) Verschleißmechanismen werden grundlegend in Oberflächenzerrüttung, Abrasion, Adhäsion und tribochemische Reaktionen unterteilt und sind in Abbildung 2.11 dargestellt:

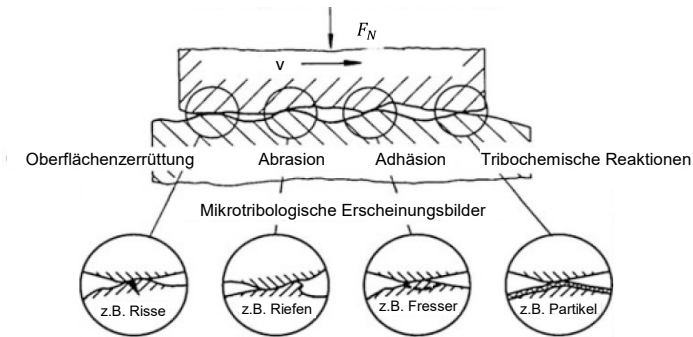


Abbildung 2.11: Vereinfachte Darstellung von Verschleißmechanismen (Czichos & Habig, 2020)

Die „Reibung ist ein Bewegungswiderstand. Er äußert sich als Widerstandskraft sich berührender Körper gegen die Einleitung einer Relativbewegung oder deren Aufrechterhaltung.“ (Czichos & Habig, 2020). Reibungsmechanismen unterscheiden sich in Scherung adhäsiver Bindungen, plastische Deformation, Furchung und Hysterese bei elastischer Deformation (Dämpfung), siehe Abbildung 2.12.

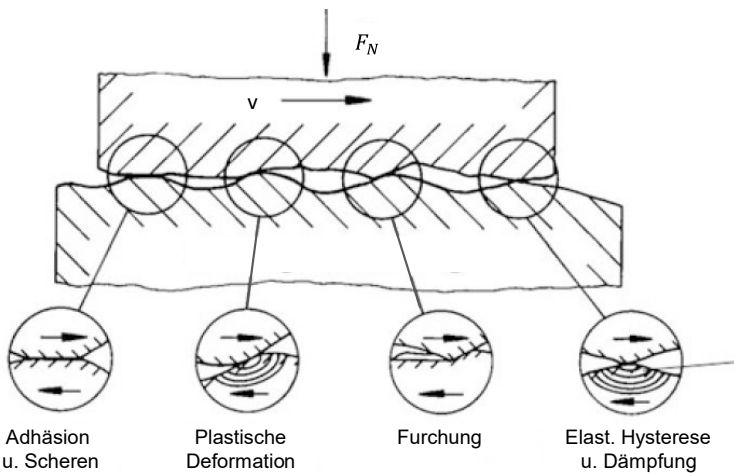


Abbildung 2.12: Vereinfachte Darstellung von Reibungsmechanismen (Czichos & Habig, 2020)

Es wird zwischen Gleitreibung, Rollreibung und Bohrreibung unterschieden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf translatorische Relativbewegungen, die sich in der Gleitreibung wiederfinden.

2.3.3 Mechanismen und Effekte in der Schraubenverbindung

Die Mechanismen und Effekte in der Schraubenverbindung können durch Anziehen und im Betrieb auftreten. Beim Anziehen spielen die Reibungszahlen im Gewinde und unter dem Schraubenkopf eine wichtige Rolle. Die durch das Anziehen aufgebraachte Vorspannkraft kann ein Setzen oder Kriechen in der Schraubenverbindung hervorrufen. Außerdem ist es möglich, dass sich im Betrieb Relativbewegungen in den WFP einstellen.

Schraubenanzug

Das eingeleitete Anziehdrehmoment teilt sich im Gewinde der Mutter in die axial wirkende Vorspannkraft und die senkrecht zu ihr wirkende Umfangskraft auf. Parallel zur Gewindeauflagefläche wirken eine Normalkraft (F_N) und eine Reibkraft (F_R),

die gemeinsam die Reibungszahl beschreiben. Das allgemeine Verhältnis von F_N und F_R beschreibt eine Reibungszahl μ entsprechend der Formel 5 (Sauer, 2016).

$$F_R = F_N * \mu$$

5

Die Reibungszahlen einer Schraubenverbindung können maßgeblich zur Funktionserfüllung beitragen, da durch sie der Kraft- beziehungsweise Reibschluss sichergestellt wird. Der größte Teil des Anziehdrehmoments geht in die Überwindung der Reibung im Gewinde und unter dem Kopf verloren. Es setzt sich aus dem Gewindedrehmoment (Gewindereibungsdrehmoment und Gewindesteigungsdrehmoment) und dem Kopfreibmoment zusammen (Thomala & Kloos, 2007). Die Darstellung des Wirkungsgrades der Schraubenverbindung beim Anziehen über die Reibungszahl ist in Abbildung 2.13 dargestellt.

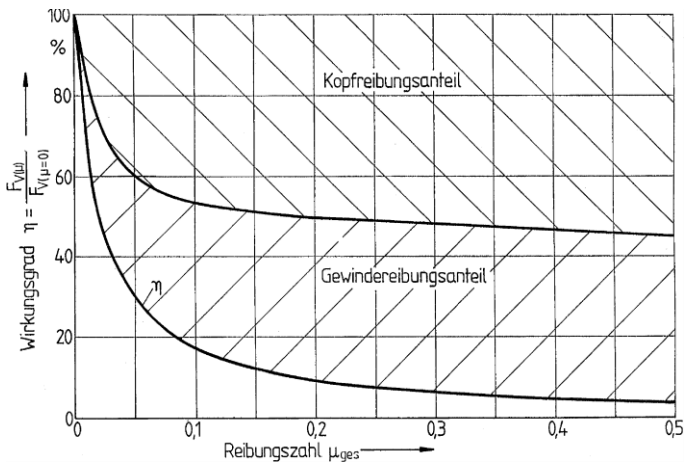


Abbildung 2.13: Reibungsanteil beim Anzug über die Reibungszahl (Thomala & Kloos, 2007)

Bei einem Vorgabebereich für die Gesamtreibungszahl von $\mu_{\text{tot}} = 0,09 - 0,16$, das im vorliegenden Fall für Radschrauben gilt, liegt der Verlust in der Reibung somit bei 80 - 90% (Thomala & Kloos, 2007). Der verbleibende, sehr geringe Teil des Anziehdrehmoments ist für die tatsächliche Längung der Schraube und damit der Vorspannkraft verantwortlich.

KELLERMANN hat bereits sehr früh den Einfluss der Reibung auf die Vorspannkraft und das Anziehdrehmoment untersucht (Kellermann & Klein, 1955). Die Reibungszahlen der Schraubenverbindung sollten optimalerweise so ausgelegt sein, dass das Resultat der Vorspannkraft aus dem Anziehdrehmoment und die Selbsthemmung ausreichend hoch sind, damit die Schraubenverbindung nicht versagt. Die Entwicklung geeigneter Wirkflächen zur gezielten Einstellung von Reibungszahlen ist ein elementares Ziel in der Entwicklung und zugleich eine enorme Herausforderung im Rahmen der Auslegung. Methoden zur Ermittlung von Reibungszahlen sind eine grundlegende Voraussetzung dafür.

Setzen und Kriechen

Entsprechend der Theorie der Kontaktmechanik und dem Normalkontaktproblem können in der vorgespannten Schraubenverbindung elastische und teils plastische Verformungen hervorgerufen werden. Abhängig sind diese von den Eigenschaften der Werkstoffe und Wirkflächen. Die plastische Deformation von Rauheitsspitzen nach dem Anzug wird als Setzen bezeichnet, wodurch es zum initialen Vorspannkraftverlust kommt. Beim Setzen handelt sich um einen zeitabhängigen Prozess (Sauer, 2016). Die schematische Beschreibung des Setzens ist im Verspannungsschaubild in Abbildung 2.14 dargestellt.

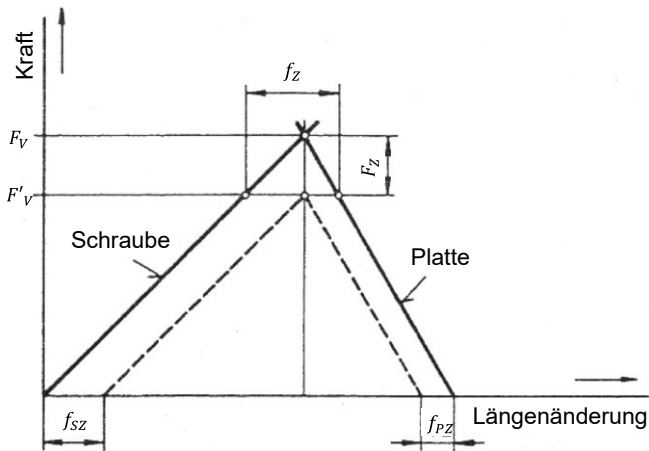


Abbildung 2.14: Vorspannkraftverlust durch Setzen der Schraubenverbindung (Sauer, 2016)

Durch die plastische Deformation der Rauheitsspitzen an der Schraube und den verspannten Platten um den Betrag f_Z , (jeweils aufteilbar in den Teil der Schraube f_{SZ} und in den Teil der verspannten Platten f_{PZ}) reduziert sich die Vorspannkraft F_V um den Kraftanteil des Setzens F_Z auf die verbleibende Restvorspannkraft F'_V . F_Z ergibt sich durch die Beziehung in Formel 6 (Sauer, 2016):

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_P} \quad 6$$

Durch thermische Lasten (Wärmeausdehnung) kann die Vorspannung weiter zunehmen, was das Setzen ebenfalls beeinflussen kann. Sie können zudem die mechanischen Eigenschaften des Werkstoffs verändern, was wiederum eine plastische Deformation unter gleichbleibender Last zur Folge haben kann. Auch die Möglichkeit des Kriechens und der Relaxation geht mit ihnen einher (Duchardt, 2013).

Relativbewegungen

Für den Festsitz einer Schraubenverbindung ist es notwendig, dass durch das Belastungskollektiv im Betrieb kein Gleiten in den WFP eintritt. Tritt ein Gleiten dennoch ein, so können verschiedene tribologische Prozesse stattfinden und Verlustmechanismen zur Folge haben. Diese können je nach Beschaffenheit der Wirkflächen unterschiedlich ausfallen und zu unterschiedlichen Folgeeffekten führen. Dies kann im ungünstigen Fall das selbsttätige Lösen der Schraubenverbindung begünstigen. Im Rahmen der Auslegung ist daher darauf zu achten, dass die WFP der Schraubenverbindung für den Anwendungsfall passend entwickelt werden. Dies stellt wiederum eine große Herausforderung auf Grund der Einflussgrößen dar.

2.3.4 Reibungszahlermittlung Schraube

Reibungszahlen einer Schraubenverbindung können mit Hilfe der Norm DIN EN ISO 16047 ermittelt werden (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005). Sie ergeben sich als dimensionslose Größen, die auf Basis von gemessenen physikalischen Eigenschaften berechnet werden können. Die Norm legt die Bedingungen für den Drehmoment-Vorspannkraft-Versuch für mechanische Verbindungselemente mit Gewinde fest und kann grundsätzlich für Schrauben und Muttern mit metrischem Gewinde (M3 bis M39) aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl angewendet werden (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005). Das genaue, praxisorientierte Vorgehen ist im Prüfblatt der VDA-Richtlinie 235-203 definiert (Verband der Automobilindustrie e.V., 2005). Im Test wird durch ein stetig eingeleitetes Anziehdrehmoment eine Vorspannkraft erzeugt. Dadurch können zuvor festgelegte Kennwerte (unter anderem der Anzugsfaktor, die Gesamtreibungszahl, die Reibungszahl im Gewinde, die Reibungszahl unter dem Kopf, die Vorspannkraft an der Streckgrenze, das Drehmoment an der Streckgrenze und die Bruchkraft) ermittelt werden. Im elastischen Bereich wird zwischen Anziehdrehmoment und Vorspannkraft ein linearer Zusammenhang vorausgesetzt (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005). Der Test kann unter Normbedingungen oder besonderen Bedingungen erfolgen. Letzterer wird häufig zur Ermittlung von Reibungszahlen im Originalverbund verwendet. Für die Ermittlung der Gesamtreibungszahl μ_{tot} , der Gewindereibungszahl μ_{th} und Unterkopfreibungszahl μ_{b} müssen die Vorspannkraft, das Anziehdrehmoment und das Gewinde- oder Auflagedrehmoment gemessen werden. Das jeweils andere kann anschließend über μ_{tot} berechnet werden (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005). Ein Praxisbeispiel einer solchen Messeinrichtung ist in Abbildung 2.15 dargestellt.

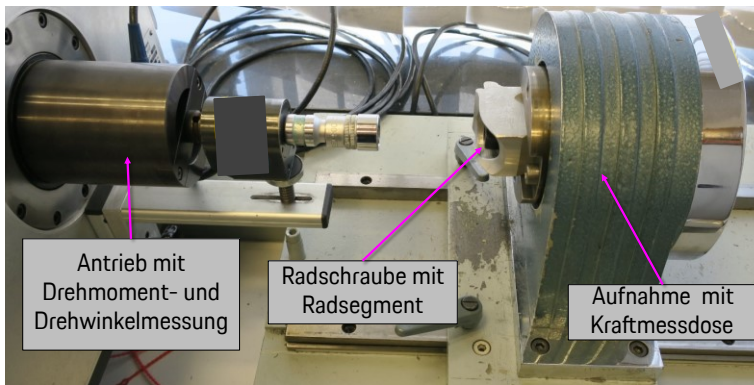


Abbildung 2.15: Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047

Es ist eine Schraubspindel mit Drehmoment- und Drehwinkelsensor vorgesehen. Die Mutter beziehungsweise das Gewindesegment, in das die Schraube eingeschraubt wird, ist formschlüssig und verdrehsicher aufgenommen. Gleiches gilt für die Anlagefläche unter dem Kopf. Die korrekte Klemmlänge wird über die Prüfeinrichtung abgebildet. Zwischen Schraube und Mutter sitzt eine Kraftmessdose, welche die Klemmlänge nicht beeinflusst. Der Prüfaufbau muss in der Lage sein, die Kennwerte mit einer Genauigkeit von $\pm 2\%$ zu ermitteln. Für den Winkel gilt $\pm 2^\circ$ oder $\pm 2\%$. Es gilt der jeweils größere Wert (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005).

Die Gesamtreibungszahl μ_{tot} kann näherungsweise über die Formel 7 (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005) aus dem Verhältnis von Anziehdrehmoment und Vorspannkraft ermittelt werden:

$$\mu_{\text{tot}} = \frac{\frac{T}{F_v} - \frac{P}{2\pi}}{0,578 * d_2 + 0,5 * D_b} \quad 7$$

dabei ist

$$D_b = \frac{D_0 + d_h}{2} \quad 8$$

und

$$T = F_V * \left[\frac{1}{2} * \frac{P + 1,154 * \pi * \mu_{th} * d_2}{\pi - 1,154 * \mu_{th} * \frac{P}{d_2}} + \mu_b * \frac{D_0 + d_h}{4} \right] \quad 9$$

Der Fehler durch die Näherung liegt ungefähr bei 1 – 2% und ist im Zusammenhang mit dieser Rechnung vernachlässigbar. Die Ermittlung der Gesamtreibungszahl ist nur dann sinnvoll, wenn unterschiedliche Reibungsbedingungen von Schraubenverbindungen verglichen werden sollen. Die Gleichung beruht auf der Annahme, dass die Gewindereibungszahl und die Reibungszahl in der Kopfauflagefläche gleich sind. Die Reibungszahl in der Kopfauflagefläche ergibt sich nach Formel 10 mit dem Zusammenhang für D_b aus Formel 8 (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005):

$$\mu_b = \frac{2 * T_b}{D_b * F_V} \quad 10$$

Durch das Anziehdrehmoment T und das Auflagedrehmoment T_b kann das Gewindereibmoment T_{th} nach Formel 11 berechnet werden (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005):

$$T_{th} = T - T_b \quad 11$$

Mit dieser Beziehung kann die Gewindereibungszahl nach Formel 12 ermittelt werden (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2005):

$$\mu_{th} = \frac{\frac{T_{th}}{F_v} - \frac{P}{2\pi}}{0,578 * d_2} \quad 12$$

2.4 Bauteile der Radschraubenverbindung

Ein wesentlicher Beitragsleister für die Funktionserfüllung einer Schraubenverbindung sind die von der Schraube gespannten Bauteile. In der Radschraubenverbindung sind das die Radnabe, die Bremsscheibe, das Rad und die Radschrauben, siehe Abbildung 2.16.

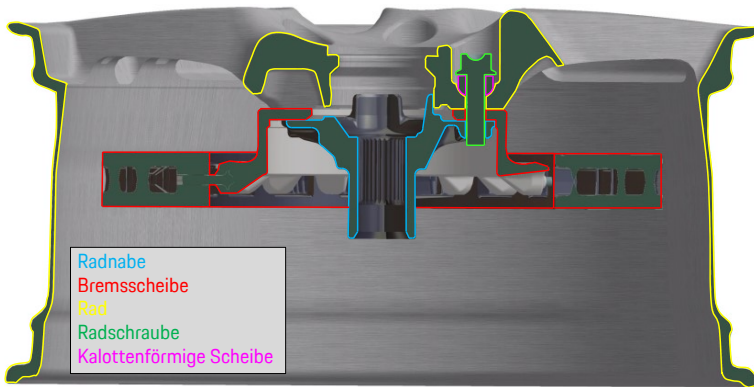


Abbildung 2.16: Aufbau der Radschraubenverbindung

Ziel ist es, die Bauteile hinsichtlich ihrer Eigenschaften und den Beitrag zur gewünschten Funktionserfüllung zu beschreiben, um daraus Einflussgrößen auf das selbsttätige Lösen abzuleiten. Im Zusammenbau (ZSB) zur Radschraubenverbindung können sie verschiedene Wirkkontakte ausbilden, die unterschiedlich miteinander in Wechselwirkungen stehen und auf äußere Kräfte reagieren können (Choudhry, Daust, Albers, Ott, & Kniel, 2017).

Radnabe

Die Radnabe stellt die Aufnahme der Radschraubenverbindung am Fahrzeug dar und ist über die Achse, durch das Radlager drehbar gelagert, am Fahrzeug angebunden. Auf ihr werden die Bremsscheibe und das Rad montiert. Sie enthält auch das Einschraubgewinde für die Radschrauben, sofern Radschrauben als Befestigungselemente verwendet werden. Bei der Verwendung von Radmuttern sind in ihr die hierfür notwendigen Stehbolzen integriert. Fahrzeugantriebsmomente werden über die Antriebswelle formschlüssig in die Radnabe eingeleitet.

Der Grundkörper der Radnabe für Kraftfahrzeuge wird durch die hohen Festigkeitsanforderungen aus hochfesten Stahllegierungen umformend durch einen Schmiedeprozess gefertigt (Plank & Parteymüller, 2017). Anschließend werden die funktional relevanten Bereiche (Radlagersitz, Rad- und Bremsscheibenaufnahme, das

Schraubengewinde und die Aufnahme des Antriebszapfens) mechanisch bearbeitet, sie siehe Abbildung 2.17.

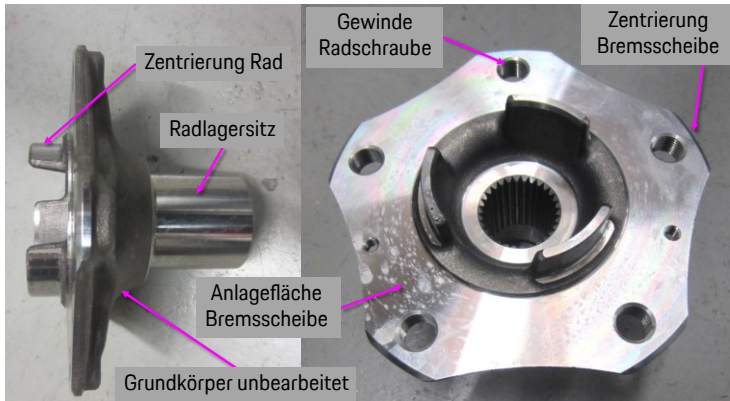


Abbildung 2.17: Aufbau der Radnabe

Das Design ergibt sich durch die Auslegung. Dabei wird das Optimum aus Festigkeit, Steifigkeit und Leichtbau angestrebt, wobei CAE-Methoden unterstützen können. Vorhergehende Produktgenerationen können die Basis dafür nachfolgende Produktgenerationen sein. Aus Montage-, Qualitäts- und Festigkeitssicht kann es ebenfalls notwendig sein, einen Korrosionsschutz vorzusehen. Dieser kann vollständig oder bereichsweise aufgebracht sein und je nach Anforderungen unterschiedlich ausgeführt werden. Nach der Lebensdauerabsicherung müssen Radnaben noch bestimmten Funktionsanforderungen genügen (Heißing & Ersoy, 2008). Je nach Achslast kann es unterschiedliche Radnaben an Vorder- und Hinterachse geben.

Die Gestalt und der Werkstoff der Radnabe definieren ihre Nachgiebigkeit unter Last. Die Anlagefläche zur Bremsscheibe und das Gewinde für die Schraube, die jeweils eine Wirkfläche ausbilden, werden durch ihre Oberflächenbeschaffenheit definiert. Sie können im ZSB einen Einfluss auf die Funktionserfüllung der Radschraubenverbindung haben.

Rad

Das Rad von Kraftfahrzeugen dient der Fortbewegung (Bibliografisches Institut GmbH, 2020). Bei Geradeaus- und Kurvenfahrten können, je nach Fahrzeuggewicht und Fahrmanöver, extreme Lasten auf das Rad wirken. Sie werden vom Kunden außerdem gerne zur Individualisierung genutzt und müssen daher neben den Funktions- und Festigkeitsanforderungen auch Designansprüchen genügen. Dies führt zu einer hohen Variantenvielfalt.

Der Aufbau eines Rades unterteilt sich in Felge und Radschüssel. Auf die Felge wird der Reifen montiert. Sie ist maßgeblich durch den Durchmesser und die Breite des Rades spezifiziert. Über die Radschüssel werden das Design und die Anbindung an die Radnabe abgebildet. Die Einpresstiefe ist das Maß zwischen der Radanlagefläche und der Radmitte (Leister, 2015), siehe Abbildung 2.18.

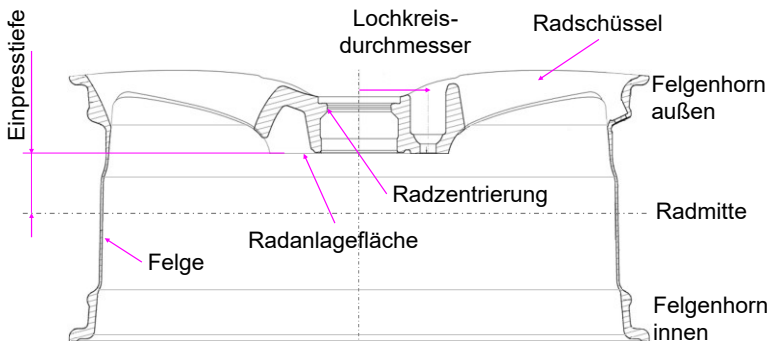


Abbildung 2.18: Aufbau von Rädern

Liegt die Radanlagefläche zwischen Radmitte und Felgeninnenhorn, so ist die Einpresstiefe negativ, andernfalls ist sie positiv. Liegen Radmitte und Radanlagefläche aufeinander, ist sie exakt Null (Leister, 2015).

Für Räder gibt es in verschiedene Dimensionen, Aufbauweisen, Werkstoffe und Herstellverfahren. Die Dimension (Durchmesser, Breite und Einpresstiefe) ergibt sich aus dem Bauraum und den geforderten Fahreigenschaften. Bei leistungsstar-

ken Fahrzeugen fallen auf Grund der großen Bremsanlage und den geforderten absetzbaren Längs- und Querlasten die Räder meist größer und breiter aus. Es gibt einteilige und mehrteilige Räder. Bei Letzteren sind Radschüssel und Felge Einzelteile, die miteinander gefügt werden (Trzesniowski, 2019). Im Kraftfahrzeugbereich gibt es Blechräder aus Stahl, Guss- und Schmiederäder aus Aluminiumlegierungen und Magnesium und Verbundräder aus kohlefaserverstärkten Kunststoffen (Leister, 2015). Im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus auf einteilige Gussräder aus Aluminiumlegierungen. Die Auslegung von Rädern erfolgt mittels CAE und die Absicherung mittels Berechnung und experimentellen Prüfstandstests (Heim, Krause, & Weingärtner, 2008) (Kinstler, 2005).

Die Geometrie in Zusammenhang mit dem Werkstoff und die Wirkflächen des Rades zur Radschraube und zur Bremsscheibe können einen Einfluss auf die Funktionserfüllung der Radschraubenverbindung haben.

Bremsscheibe

Die Betriebsbremse von Kraftfahrzeugen hat die Funktion das Fahrzeug in Notsituationen oder im normalen Fahrbetrieb innerhalb der Vorgabe zu verzögern und zum sicheren Stillstand zu bringen. Die erforderliche Bremsleistung kann vor allem bei leistungsstarken und schweren Fahrzeugen sehr hoch sein. Ist dies der Fall, kommen in der Regel Scheibenbremsen zum Einsatz, auf denen der Fokus im Rahmen der vorliegenden Arbeit liegt (Breuer & Bill, 2017).

Scheibenbremsen können sich in Dimension, Aufbau und Werkstoff unterscheiden. Die Dimension ergibt sich aus der erforderlichen Bremsleistung. Sie bestehen aus einem Reibring und einem Topf, wobei der Topf für die Positionierung auf die Radnabe verantwortlich ist und der Reibring in Kombination mit den Bremsbelägen für die tatsächliche Verzögerungsfunktion. Sie können ein- oder mehrteilig ausgeführt sein, siehe Abbildung 2.19.

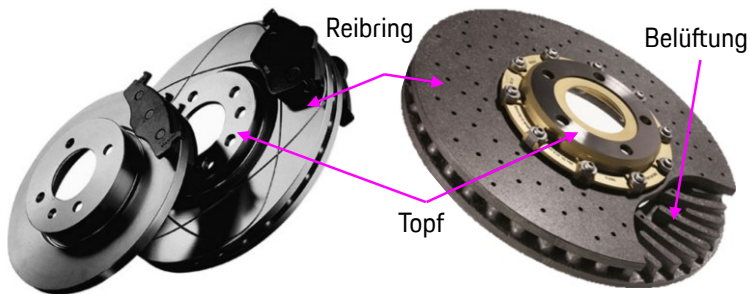


Abbildung 2.19: Aufbau der Scheibenbremse: einteilig (links); zweiteilig (rechts) (Breuer & Bill, 2017)

Einteilige Bremsscheiben bestehen in der Regel aus Gusseisen. Bei mehrteiligen Bremsscheiben sind in der Regel Reibring und Topf miteinander gefügt, wobei unterschiedliche Werkstoffe eingesetzt werden können. Dies kann ein Gewichtsvorteil bei großen Bremsscheibendimensionen sein. Wird die Bremse zu heiß, kann die Bremsleistung darunter leiden oder die Bremse gar zerstört werden. Daher können sie belüftet sein (Heißing & Ersoy, 2008). Aus Montage- und Wartungssicht, aber auch aus Qualitätssicht kann ein Korrosionsschutz auf dem Topf erforderlich sein.

Die Geometrie in Zusammenhang mit dem Werkstoff und die Wirkflächen des Topfes zu den angrenzenden Bauteilen (Radnabe und Rad) können einen Einfluss auf die Funktionserfüllung der Radschraubenverbindung haben.

Radschraube

Die Radschraube ist für die Befestigung der Radschraubenverbindung verantwortlich. Nur durch einen korrekt vorgespannten ZSB können Fahrzeuglasten sicher auf die Straße übertragen werden. Sie ist thermisch beansprucht (Bremsvorgänge) und kombinierten mechanischen Lasten (Radlasten, Seitenkräfte, Antriebs- und Bremsmomente) ausgesetzt. Für die Lastübertragung ist der Reibschluss in den Bauteiltrennfugen (Wirkflächenpaaren) wichtig (Leister, 2015).

Herausfordernd in der Auslegung ist auch die Variantenvielzahl an Räder, Bremscheiben und Radnaben, der die Radschraube standhalten muss. Sie können auch die Krafteinleitung und -verteilung beeinflussen. Es wird zudem bestrebt die

Radschraubenvarianz über verschiedene Fahrzeugbaureihen hinweg gering zu halten. Die Radschraube muss also robust ausgelegt sein, um die Funktion zu gewährleisten. Durch die Klassifizierung (Kategorie A) nach der Richtlinie VDI2862 besitzt sie außerdem eine hohe Sicherheitsrelevanz, da durch ihr Versagen eine mittelbare oder unmittelbare Gefahr für Leib und Leben bestehen kann (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2012).

Die Kopfauflagefläche der Radschrauben hat eine Zentrier- und Positionierfunktion und ist daher häufig nicht eben, sondern kugel- oder kegelförmig ausgeführt. Im Kraftfahrzeugbereich gibt es einteilige und zweiteilige Radschrauben. Letztere bestehen aus dem Schraubenbolzen und einer Scheibe. Die Kopfauflage des Schraubenbolzens ist dabei eben. Der Zentrierbund zum Rad ist über die Scheibe abgebildet, siehe Abbildung 2.20.

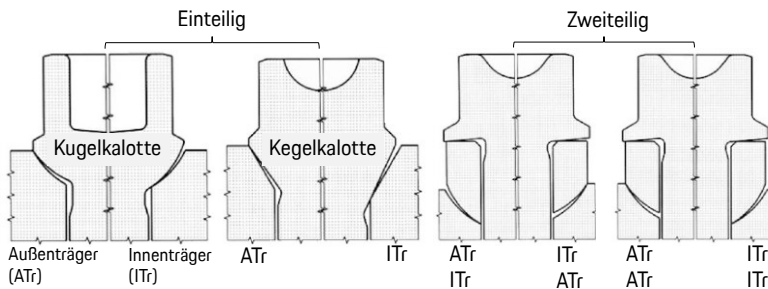


Abbildung 2.20: Einteilige und zweiteilige Radschrauben (Leister, 2015)

Der große Vorteil der zweiteiligen Radschraube ist ein besserer Ausgleich von Positionstoleranzen und die größere freie Dehnlänge. Ein geeigneter Korrosionsschutz kann die Qualität der Schraube erhöhen und gleichzeitig die Vorspannkraft positiv beeinflussen (Lenzmann, 2017).

Die Auslegung erfolgt entsprechend der Anforderungen. Dabei spielen Dimension, Gestalt, Werkstoff, Festigkeitsklasse, Gewinde, Gewindesteigung und Oberflächenbeschichtung eine wichtige Rolle. Bei hochfesten Mehrschraubenverbindungen kann dies in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2230 (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014) geschehen. Die Grundabsicherung hinsichtlich der Betriebsfestigkeit und Funktion erfolgt ebenfalls durch standardisierte Vorschriften und Richtlinien

(Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2014) (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 1997) (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2002).

Die aufgeführten Eigenschaften in Gestalt und Wirkflächen können die Funktionserfüllung der Radschraubenverbindung direkt beeinflussen.

Fazit Bauteile

Die Darstellung der einzelnen Bauteile der Radschraubenverbindung zeigt, dass es bereits in einem Fahrzeugderivat eine große Variantenvielfalt geben kann. Dies wiederum verdeutlicht die große Anzahl an potenziellen Beitragsleistern auf das selbsttätige Lösen. Für den Erkenntnisgewinn und eine gezielte Bauteilauslegung ist die Betrachtung im System unerlässlich.

2.5 Bewertungsmethoden für das selbsttätige Lösen

Klassischerweise wird das selbsttätige Lösen von Schraubenverbindungen experimentell bewertet. Forschungen beschäftigen sich mit der Entwicklung von rechnerischen Methoden. Nachfolgend werden aktuell vorhandene Bewertungsmethoden auf Bauteil-, System-, und Gesamtsystemebene vorgestellt. Auf System- und Gesamtsystemebene liegt der Fokus auf die Radschraubenverbindung.

2.5.1 Bewertung auf Bauteilebene

Auf Bauteilebene existieren experimentelle und rechnerische Methoden zur Bewertung der Funktion und Festigkeit von Schraubenverbindungen. Ihre Ergebnisse werden meist für die Indikation eines selbsttätigen Löseverhaltens herangezogen. Je nach Belastungsart wird zwischen der rein axialen, der rein transversalen und der kombiniert belasteten Prüfung differenziert.

Experimentelle Bewertung unter Axiallast

Bei der Absicherung von Schraubenverbindungen die axial belastet werden, wird in der Regel auf die Norm DIN 969 zurückgegriffen. Diese gilt für Verbindungselemente mit Gewinde und beschreibt das Prüfverfahren und die Auswertung der Prüfergebnisse des Schwingfestigkeitsversuchs bei Axialbelastung (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 1997). Da die Ergebnisse stark von den Prüfbedingungen

abhängen können, werden dort Kalibrierverfahren beschrieben und Mindestanforderungen definiert. Die Schraube wird durch einen Einspannkopf und einem Prüfadapter mit Gewinde aufgenommen und wird anschließend dynamisch axial im Zug-Schwellbereich beansprucht. Abgebrochen wird der Test mit einem Versagen des Verbindungselements oder dem Erreichen der vorgegebenen Schwingspielzahl (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 1997). Dadurch kann das Verhalten des Vorspannkraftabfalls über eine Anzahl von Schwingspielzahlen bewertet werden. Durch dynamisch axiale Lasten im Zug-Schwellbereich können Setzbeträge zunehmen, was den Abfall der Vorspannkraft begünstigt. Dies wiederum kann das selbsttätige Lösen begünstigen. Der Test kann ein guter Indikator für die Robustheit einer Schraubenverbindung gegenüber dem Vorspannkraftabfall sein. Dies gilt allerdings nur für die Schraube auf Bauteilebene, da das Restsystem unzureichend genau abgebildet ist.

Rechnerische Bewertung unter Axiallast

Mittels der Finite-Elemente-Methode (FEM) ist es möglich den Spannungs-Dehnungszustand einer Schraube unter Axiallast statisch und dynamisch zu untersuchen. Für eine Variantenvorauswahl im relativen Vergleich kann das sehr sinnvoll und hilfreich sein. Es ist damit allerdings nicht ohne weiteres möglich das selbsttätige Lösen vollständig zu bewerten (Baumgarten, 2018).¹

Experimentelle Bewertung unter transversaler Last

Für die Untersuchung des Losdrehverhaltens unter transversalen Lasten wird in der Regel auf die dynamische Prüfung für das Sicherungsverhalten von Schraubenverbindungen nach DIN 65151 (Vibrationsprüfung) zurückgegriffen. Da auch hier das Prüfergebnis von einer Vielzahl von Prüfparametern abhängt, deren quantitative Auswirkung im Einzelnen nicht immer vollständig bekannt ist, ist eine absolute Aussage über das Sicherungsverhalten unter Betriebslast nicht möglich. Sie unterliegt ebenfalls diversen Mindestanforderungen, die aus der Norm hervorgehen (DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2002).

Die Schraube wird in einen Prüfeinsatz eingeschraubt und mit einer definierten Vorspannkraft angezogen, die durch die Prüfeinrichtung gemessen wird. Durch einen induktiven Wegaufnehmer kann die Querverschiebung unter dem Kopf ermittelt werden. Die Querkraft wird durch eine Verbindungsplatte transversal unter dem Schraubenkopf eingeleitet und durch ein Messglied ermittelt. Während der Prüfung wird die Vorspannkraft über die Anzahl der Schwingspiele aufgezeichnet. Darüber kann auf

¹ Expertenwissen aus dem Unternehmen

die Sicherungseigenschaften geschlossen werden. Kommt es während der Querverschiebung unter dem Kopf gleichzeitig zur relativen und bleibenden Bewegungen im Gewinde, so kann es gemeinsam zum Aufdrehen führen (Sawa & Yamanaka, 2006).

Auch bei dieser Prüfvorrichtung ist das Restsystem der Schraubenverbindung unzureichend genau abgebildet. Untersuchungen zeigen, dass es mit der Prüfvorrichtung möglich ist, Lösemechanismen von rein transversal belasteten Schraubenverbindungen zu ermitteln. Parametertests zeigen teils gegenläufige Ergebnisse zu rein axial belasteten Schrauben auf. Dies bestätigt den Handlungsbedarf im Rahmen der Absicherung von kombiniert belasteten Schraubenverbindungen (Hashimura, 2007).

Rechnerische Bewertung der unter transversaler Last

Es existieren Ansätze, in denen der Vibrationsprüfstand nach DIN 65151 im Finite-Elemente-Modell nachgebildet wird (Koch, 2012). Ziel der Methode ist es, das Risiko eines selbsttätigen LöSENS frühzeitig durch ein standardisiertes Vorgehen zu bewerten. Für die Schraube wird dafür ein rechnerisches Ersatzmodell entwickelt, das die nichtlinearen transversalen Last-Verformungs-Verhältnisse unter Querbelastung abbildet. Die Schraubenmodellierung wird für den spezifischen Anwendungsfall des Aufdrehens angepasst und in das Modell implementiert (Koch, 2012). Als Bewertungsparameter für das selbsttätige Lösen werden in Anlehnung an den Test die losdrehkritische Querverschiebung unter dem Schraubenkopf und die losdrehkritische Querkraft eingeführt. Durch die rechnerische Analyse der Schraubenverbindung kann bereits in früheren Phasen der Produktentwicklung zumindest eine relative Aussage über das Losdrehverhalten von unterschiedlichen Schraubenvarianten getroffen werden. Es ist allerdings zu erwähnen, dass vergleichbar zur experimentellen Untersuchung die Abbildung des Restsystems unzureichend genau ist.

Experimentelle Bewertung unter kombinierter Last (axial und transversal)

In vielen Anwendungsfällen können axiale und transversale Lasten zeitgleich auftreten. Dort reicht die Berücksichtigung einer Belastungsart entsprechend der zuvor dargestellten Bewertungsmethoden oft nicht aus. ECCLES hat in seinen Untersuchungen zu bestimmten Anwendungsfällen die fehlende Korrelation zwischen dem selbsttätigen Lösen und den Ergebnissen aus der Prüfvorrichtung nach DIN 65151 festgestellt (Eccles, 2010). Im Rahmen seiner Arbeit ist Prüfvorrichtung um die Axiallastkomponente erweitert worden. Durch diese Anpassung kann das selbsttätige Lösen von kombiniert belasteten Schraubenverbindungen realitätsnaher untersucht werden. Die unzureichend genaue Abbildung des Restsystems führt aber auch in

diesem Fall zu Einschränkungen hinsichtlich der Übertragbarkeit auf das Gesamtsystem.

2.5.2 Bewertung auf Systemebene

Auf Systemebene existieren ebenfalls experimentelle und rechnerische Methoden für die Bewertung des selbsttätigen Lösens von Schraubenverbindungen. Das zu untersuchende System wird dabei aus dem Gesamtsystem herausgelöst und durch die Systemgrenze vom Restsystem abgegrenzt. Die Systemgrenze kann dabei unterschiedlich gewählt sein.

Experimentelle Bewertung des selbsttätigen Lösens auf Systemebene

Systemprüfstände für die Bewertung des selbsttätigen Lösens von Radschraubenverbindungen orientieren sich an der Erprobung im Gesamtsystem. Im Rahmen ihrer Entwicklung ist darauf zu achten, dass die Umgebung der Radschraube und die Belastungszustände der späteren Anwendung entsprechen. Erste Untersuchungen zur Entwicklung eines solchen Systemprüfstands für die Radverbundprüfung wurden von FISCHER und HASENMAIER am zweiaxialen Räderprüfstand (ZWARP) mit einer Innentrommel durchgeführt. Die im ZWARP bereits abgebildeten Querkräfte wurden durch Antriebs- und Bremsmomente erweitert. Dadurch konnte eine näher am Fahrzeug orientierte Erprobung ermöglicht werden (Fischer & Hasenmaier, 1999).

Ein weiterer Systemprüfstand für die Untersuchung von Fahrwerksverschraubungen und der Radschraubenverbindung ist der fahrdynamische Halbachsprüfstand (Boesl, 2013). Das Konzept sieht einen Außentrommelprüfstand vor. Je nach Prüfung kann entweder die Radschraubenverbindung oder eine komplette Halbachse mit Feder, Dämpfer und Aufhängung aufgebaut werden. Der Prüfstand ist in der Lage das Rad aktiv über die Radmitte anzutreiben und über die Fahrzeugbremsanlage aktiv abzubremesen. Zusätzlich ist die Aufnahmeeinheit in zwei Raumrichtungen drehbar, wodurch Schräglaufwinkel und Sturz eingestellt werden können. Die senkrechte Radbelastung kann statisch und dynamisch aufgebracht werden. Über die Prüfstandsregelung können im Fahrzeugtest gemessene Belastungskollektive in Echtzeit abgefahren werden (Boesl, 2013). Mit dieser sehr nah am Fahrzeug orientierten Testumgebung ist es möglich Fahrzeugtests zu ersetzen oder ihre Anzahl massiv zu reduzieren (TÜV SÜD AG, 2021).

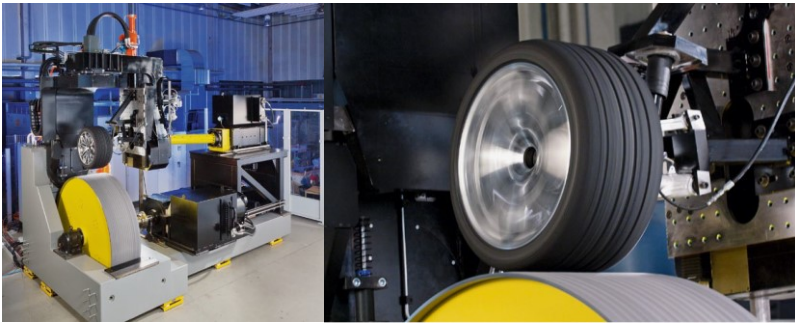


Abbildung 2.21: Fahrdynamischer Halbachsprüfstand (Boesl, 2013)

Ein weiteres, vergleichbares Konzept bietet der dynamischen Halbachsprüfstand (DHAP) (Kaatz, 2018). Er basiert ebenfalls auf einen Außentrommelprüfstand. Es können neben der Radschraubenverbindung der Radträger und Lenker der Fahrzeugachse als Originalbauteile aufgebaut werden. Über Adaptionen können Radlasten und Seitenkräfte abgebildet werden. Durch eine integrierte Fahrzeugbremsanlage kann zudem aktiv gebremst werden (Kaatz, 2018). Der DHAP ist allerdings nicht in der Lage aktive Antriebsmomente abzusetzen (Kaatz, 2018).

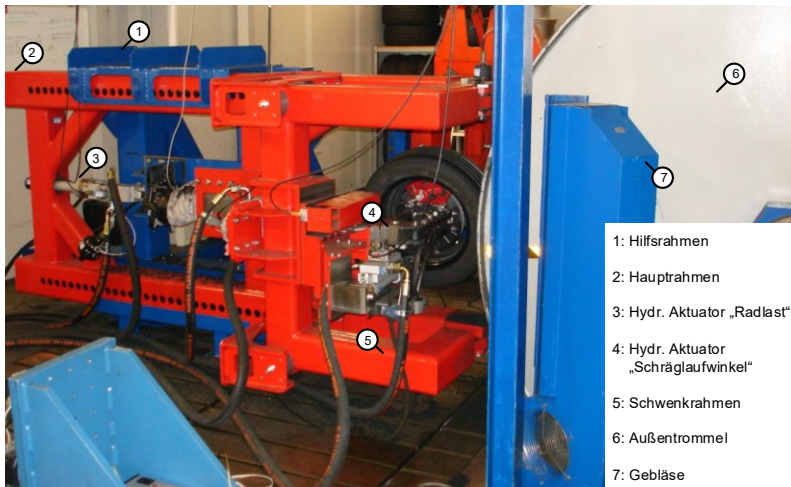


Abbildung 2.22: Dynamischer Halbachsprüfstand (Kaatz, 2018)

Die dargestellten Systemprüfstände zeigen ein großes Potential zur Bewertung des selbsttätigen LöSENS von Radschraubenverbindungen abseits vom Gesamtsystem Fahrzeug. Durch das sich drehende Rad, wie auch im Realfahrzeugtest, bleibt es allerdings weiterhin herausfordernd den LöSEvorgang zu untersuchen und das Wissen über die Ursache des selbsttätigen LöSENS zu erweitern. Letzteres würde die Auslegung und Optimierung der Radschraubenverbindung maßgeblich unterstützen.

Rechnerische Bewertung des selbsttätigen LöSENS auf Systemebene

Weiterführende Arbeiten, die auf das Prinzip der transversal belasteten Schraubenverbindungen von KOCH (2012) aufbauen, erweitern die Berechnungsmodelle um Teile des Restsystems und weitere Kraftkomponenten (Dinger, 2013) (Guggolz, 2019). Diese Notwendigkeit ergibt sich aus der teilweise fehlenden Korrelation zwischen Test und Berechnung. Neben der zentrischen und exzentrischen Axialbelastung wird auch die Rotation mit abgebildet. Rechnerische und experimentelle Untersuchungen an verschiedenen Demonstratoren zeigen, dass es möglich ist das

Losdrehverhalten unter kombinierter Belastung qualitativ und vergleichend zu bewerten. Dies eignet sich besonders für die Bewertung von robustheitssteigernden Maßnahmen (Guggolz, 2019).

Für die Bewertung des selbsttätigen Lösens von Radschraubenverbindungen wird das Berechnungsmodell um die Bauteile und einer an der Radschraube exzentrisch wirkenden Axialkraft erweitert (Dinger, 2013). Dies entspricht einer Kurvenfahrt. Die Belastungszustände im Gesamtsystem Fahrzeug können hingegen darüber hinaus gehen. Sie können kombiniert mechanisch und thermisch vorliegen, weshalb auch hier eine Einschränkung in der Übertragbarkeit möglich ist.

2.5.3 Bewertung im Gesamtsystem

Bevor sie im Fahrzeug verbaut werden darf, muss die Radschraube im Rahmen der Entwicklung eine Vielzahl von rechnerischen und experimentellen Prüfungen hinsichtlich der Betriebsfestigkeit bestehen. Vor der Straßenfreigabe werden außerdem viele Erprobungskilometer auf abgesperrten Teststrecken unter erhöhter Fahrzeugbeanspruchung absolviert. Ist die Betriebsfestigkeit abgesichert, kommen weitere Funktionsabsicherungen hinzu. Ziel des Funktionstests Radfestsitz ist es, die Radschraubenverbindung gegen ein Versagen durch das selbsttätige Lösen abzusichern. Ein erhöhter Drehmomentabfall nach dem Test oder ein Aufdrehen der Radschrauben ist unzulässig. Experten kommen zum Schluss, dass die Erprobung und Absicherung der Radschraubenverbindung ein hohes Maß an Erfahrungswissen erfordert und je nach Anforderungen an das Fahrzeug unterschiedlich sein können (Stolle, 2007).

Im Rahmen des Fahrzeugtests Radfestsitz ist eine Beanspruchung der Radschrauben unter kritischsten Bedingungen abzubilden. Hierfür werden Neubauteile verwendet, da sich dort die größten Setzbeträge auf Grund von Oberflächenzustände einstellen können. Die Radschrauben können teils mit einem reduzierten Anziehdrehmoment angezogen werden, wodurch mögliche Reibwert- und Vorspannkraftschwankungen mit abgesichert werden können. Um ein Aufdrehen zu detektieren, werden die Radschrauben markiert. Die Fahrmanöver sind kundennah auszulegen. Bei sportlichen und leistungsstarken Fahrzeugen kann dies auch der Betrieb auf Rennstrecken sein. Die Radschraubenverbindung ist mit maximalen Längs- und Querlasten zu beanspruchen. Durch extreme Bremsvorgänge wird außerdem Wärme in die Radschraubenverbindung eingetragen. Der Test wird nach einer definierten Laufzeit beendet, sofern sich nicht zuvor schon einem unzulässig hoher Vorspannkraftabfall bemerkbar gemacht hat. Zuletzt werden ein mögliches Aufdrehen und der Drehmomentabfall und dokumentiert. Letzteres kann durch das Verfahren des Weiterdrehmoments ermittelt werden.

3 Motivation und Zielsetzung

Aus den dargestellten Grundlagen und dem Stand der Forschung ergibt sich eine Forschungslücke im Rahmen der zielgerichteten und effizienten Auslegung und Optimierung von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des selbsttätigen Lösens. Daraus leitet sich der Forschungsbedarf ab, der durch die Motivation und Zielsetzung konkretisiert wird.

3.1 Motivation

Wie bereits im Stand der Forschung aufgezeigt, muss die Radschraubenverbindung hinsichtlich der Funktionserfüllung Festsitz ausgelegt werden, damit Kräfte und Momente sicher auf die Straße übertragen werden können. Die Validierung muss frühzeitig beginnen und die Entwicklung kontinuierlich begleiten, sodass ein sicheres und funktionierendes Produkt vor Kunde gehen kann. Dies kann nur geschehen, sofern ein ausgeprägtes Systemverständnis über das selbsttätige Lösen existiert. Hierfür ist eine geeignete Validierungsumgebung notwendig.

Auf die Radschraubenverbindung wirken verschiedene, kombinierte Lasten im Betrieb. Durch die Variantenvielfalt an Bauteilen können tribologische Effekte und Mechanismen in der Schraubenverbindung unterschiedlich ausgeprägt sein. Es gibt also eine Vielzahl an Einflussgrößen auf das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung.

Existierende Bewertungsmethoden sind in der Regel standardisierte Vorgehensweisen auf Bauteilebene, die ein Indikator für ein selbsttätiges Lösen sein können. Die Abbildung des Restsystems ist häufig unzureichend genau, was die Übertragbarkeit auf das Gesamtsystem einschränken kann. Vorhandene Bewertungsmethoden auf Systemebene bilden das Restsystem deutlich besser ab. Sie können das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung teils früher und vergleichbar zum Gesamtsystem nachstellen. Der Erkenntnisgewinn über die Ursache des selbsttätigen Lösens ist in beiden Fällen gering.

3.2 Zielsetzung

Das Untersuchungsziel der vorliegenden Arbeit, das sich aus dem Forschungsbedarf ableiten lässt, ist die Erweiterung des Wissens über die Ursache und den Vorgang des selbsttätigen Lösen der Radschraubenverbindung durch eine methodische Herangehensweise. Dadurch kann die Auslegung und Optimierung von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Festsitzes unterstützt werden.

Für die Zielerreichung wird folgende Forschungshypothese aufgestellt:

Forschungshypothese: Durch die messtechnische Erfassung der Wechselwirkungen in den Gestaltfunktionselementen des tribotechnischen Systems Radschraubenverbindung (kombiniert belastete, hochfeste Mehrschraubenverbindung in der Ausführung einer Einschraubverbindung) innerhalb einer geeigneten Testumgebung ist es möglich das selbsttätige Lösen dieser Radschraubenverbindung zu untersuchen und Erklärungsmodelle für die Lösemechanismen abzuleiten. Daraus können Gestaltungshinweise für den Entwickler abgeleitet werden.

Zur Diskussion der Forschungshypothese werden Forschungsfragen formuliert, die im Rahmen der Arbeit beantwortet werden sollen, um die Forschungshypothese zu bestätigen oder zu widerlegen:

Forschungsfrage1: Wie können C&C²-M dabei unterstützen die physikalische Modellbildung innerhalb einer geeigneten Systemgrenze abzuleiten?

Forschungsfrage2: Welche Einzelmethoden eignen sich für die Eigenschaftsermittlung der relevanten WFP und LSS der Radschraubenverbindung als Eingangsgröße für einen Test zur Untersuchung des selbsttätigen Lösen?

Forschungsfrage3: Wie muss eine Testumgebung aussehen, um das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung auf Systemebene zu untersuchen?

Forschungsfrage4: Wie können die Wechselwirkungen in den WFP und LSS der Radschraubenverbindung innerhalb der Testumgebung unter kombinierter Belastung objektiv erfasst werden?

Forschungsfrage5: Wie muss eine Handlungsempfehlung formuliert sein, mit der Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Festsitzes effizient ausgelegt und optimiert werden können?

4 Vorgehensweise

Ausgehend von der Zielsetzung der vorliegenden Arbeit (Kapitel 1), die sich aus dem Stand der Forschung (Kapitel 2) und der daraus erschlossenen Forschungslücke ergeben hat, wird in Kapitel 0 die Vorgehensweise zur Zielerreichung dargestellt.

Durch eine erweiterte Systemanalyse erfolgt die physikalische Modellbildung des zu untersuchenden tribotechnischen Systems Radschraubenverbindung. Es wird durch eine geeignete Systemgrenze vom Restsystem (Gesamtfahrzeug) abgegrenzt. Die Informationen aus dem Restsystem müssen in der weiteren Betrachtung mitberücksichtigt werden. Die Modellbildung erfolgt dabei für verschiedene Zustände des Systems, die durch verschiedene Fahrmanöver und damit Belastungszustände hervorgerufen werden können. Das Zusammenführen der einzelnen Modelle aller relevanten Zustände ergibt die Wirkstruktur, die für die Funktionserfüllung des Systems maßgeblich ist. Sie enthält alle für die Funktionserfüllung relevanten Gestaltfunktionselemente (Kapitel 5) – **Forschungsfrage 1.**

Für die Ermittlung der Eigenschaften der einzelnen Gestaltfunktionselemente werden Einzelmethoden definiert. Die daraus generierte Information dient als Eingangsgröße für nachfolgende Tests innerhalb einer geeigneten Testumgebung zu Untersuchung des selbsttätigen Lösens (Kapitel 5) – **Forschungsfrage 2.**

Durch die physikalische Modellbildung des Systems wird außerdem die Basis für die Entwicklung einer geeigneten Testumgebung bereitgestellt. Aus ihr geht auch das innerhalb der Testumgebung abzubildende System und mit den Informationen aus dem Restsystem hervor. Die Entwicklung und Verifikation der Testumgebung mit der Definition des Tests sind ebenfalls Umfang von Kapitel 5 – **Forschungsfrage 3.** Weiter geht aus der physikalischen Modellbildung hervor, welche Wechselwirkungen innerhalb der relevanten Gestaltfunktionselemente stattfinden. Daraus lassen sich objektive Messgrößen ableiten. Diese werden ebenfalls in Kapitel 5 vorgestellt und auf Ihre Eignung untersucht – **Forschungsfrage 4.**

Mit dieser Grundlage können das Vorgehen im Rahmen der Tests und die Testfälle definiert werden, die innerhalb der Testumgebung durchgeführt werden (Kapitel 6). Das Ziel dabei ist es alle relevanten Gestaltfunktionselemente der Radschraubenverbindung zu variieren, ihre Eigenschaften zu ermitteln und nach der Testdurchführung im Rahmen der Testinterpretation ihren Einfluss auf das selbsttätige Lösen

zu bewerten. Durch die objektiven Messgrößen soll zudem der Lösevorgang und die Lösemechanismen dargestellt werden (Kapitel 7).

Letztlich soll daraus eine allgemeine Handlungsempfehlung (Kapitel 0) für den Entwickler im Rahmen der Auslegung und Optimierung von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Festsitzes hervorgehen – **Forschungsfrage 5**.

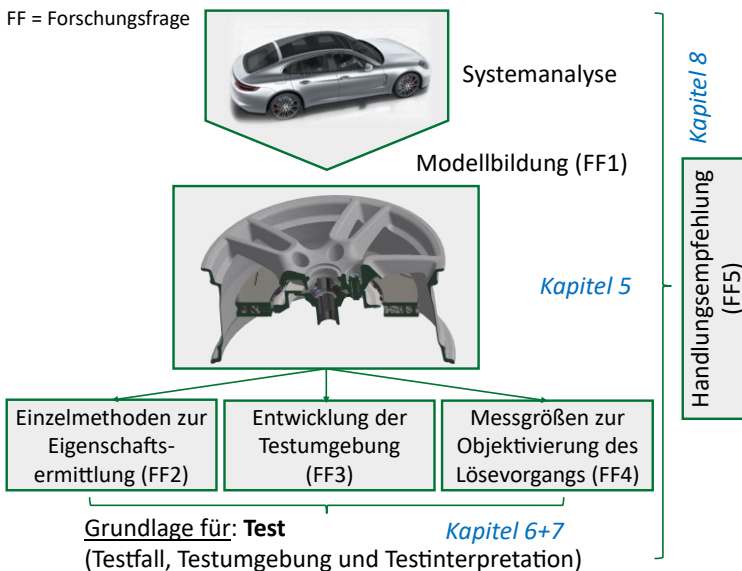


Abbildung 4.1: Visualisierung der Vorgehensweise²

² Teile aus (Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, 2021)

5 Modellbildung und Testumgebung

In Kapitel 5 erfolgt die physikalische Modellbildung auf Basis der Systemanalyse. Durch sie gehen die Einzelmethoden für die Eigenschaftsermittlung der für die Funktionserfüllung relevanten Gestaltfunktionselemente hervor. Sie liefert auch die Grundlage für die Entwicklung einer geeigneten Testumgebung und die objektiven Messgrößen für die Ermittlung des Lösevorgangs.

5.1 Physikalische Modellbildung mittels C&C²-A

Für die physikalische Modellbildung der Radschraubenverbindung innerhalb einer geeigneten Systemgrenze ist das erweiterte Systemverständnis über die Gestaltfunktionszusammenhänge notwendig. Dafür eignet sich besonders der in Kapitel 2.1.1 vorgestellte C&C²-A. Durch ihn können einzelne C&C²-M für die relevanten Fahrmanöver und die damit verbundenen Belastungszustände aufgebaut werden. Jeder Zustand hat sein eigenes Wirknetz und kann darin unterschiedliche Systemgrenzen und Gestaltfunktionselemente enthalten. Die einzelnen Wirknetze können schließlich über die Wirkstruktur zusammengesetzt werden. Diese soll bei der Beantwortung der einzelnen Forschungsfragen unterstützen. Die Radschraubenverbindung für die Erstellung der C&C²-M ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

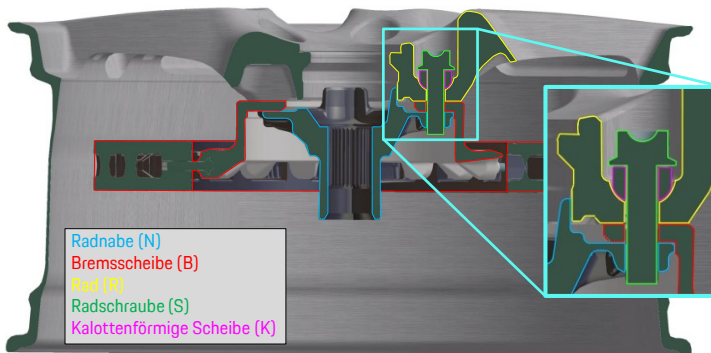


Abbildung 5.1: Darstellung der Radschraubenverbindung für die C&C²-Modelle

Als Belastungszustände werden die Fahrmanöver Kurvenfahrt, Antreiben und Bremsen festgelegt. Sie können im Fahrzeugtest kombiniert wirken, werden zunächst aber einzeln betrachtet und anschließend in die Wirkstruktur zusammengeführt. Das Anziehen der Schraube wird hier nicht näher betrachtet, da die Vorspannkraft im Rahmen der weiteren Betrachtung als konstanter Parameter definiert wird. Neben den relevanten Gestaltfunktionselementen ergeben sich durch die C&C²-M die Connectoren an der Systemgrenze, die Informationen und Einflüsse des Restsystems beinhalten. Diese sind für die weitere Betrachtung ebenfalls wichtig.

5.1.1 Zustand Seitenkraft

Die Funktion der Radschraubenverbindung im Zustand Seitenkraft ist die sichere Übertragung und Abstützung der Seitenkraft im Fahrmanöver Kurvenfahrt. Bei der Funktionserfüllung steht sie immer in Interaktion mit dem Restsystem (Fahrzeug und Reifen/Straße). Die Systemgrenze des C&C²-M beinhaltet die Radschraubenverbindung aus Abbildung 5.1. Alle für die Funktionserfüllung relevanten WFP, LSS und C sind in Abbildung 5.2 dargestellt.

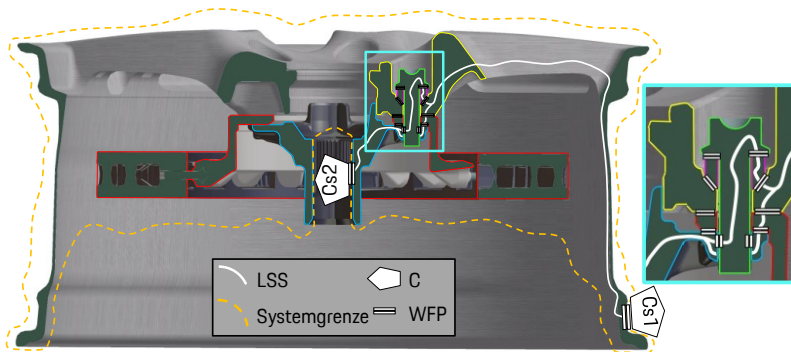


Abbildung 5.2: C&C²-M: Zustand Seitenkraft

Es existieren zwei Connectoren. Der Connector Cs1 am Rad beinhaltet die Informationen über die Lasteinleitung von der Straße und dem Reifen in die Radschraubenverbindung, die am Connector Cs2 über die Radnabe am Fahrzeug abgestützt wird.

Nachfolgend werden die LSS und WFP wie folgt beschrieben: „LSS_x“, wobei das „x“ für das Bauteil steht und „WFP_yz“, wobei „y“ und „z“ jeweils für die Bauteile und Connectoren stehen, die gemeinsam das WFP bilden.

Die Lasteinleitung gelangt vom Connector Cs1 über das WFP_Cs1R in das Rad (LSS_R) und teilt sich an der Radschraubenverbindung in zwei Pfade auf. Der erste Lastfluss geht vom Rad (LSS_R) über das WFP_KR in die kalottenförmige Scheibe der Radschraube (LSS_K) und von dort aus über das WFP_SK in die Radschraube (LSS_S). Über das WFP_SN läuft der Fluss in die Radnabe (LSS_N). Der zweite Lastfluss geht vom Rad (LSS_R) über das WFP_RB in die Bremsscheibe (LSS_B), durchläuft diese und geht am WFP_NB in die Radnabe (LSS_N). An der Radnabe laufen beide Lastflüssen wieder zusammen und münden über das WFP_NCs2 in den Connector Cs2. Von dort aus findet die Lastabstützung an der Achse des Fahrzeugs statt. Die Wirkzusammenhänge können in Funktionsdiagramme dargestellt werden, siehe Anhang A.1.

Dreht sich das Rad unter dem Einwirken der Seitenkraft, so wandert der Lasteinleitungspunkt umlaufend am abrollenden Rad entlang. Dies führt zu einer relativen Taumelbewegung zwischen Felge und Radschüssel. Je nach Eigenschaften der einzelnen WFP kann es dort zu tribologischen Effekten kommen – beispielsweise Relativbewegungen. Je nach Eigenschaften der LSS der einzelnen Bauteile können sie unter der Belastung unterschiedlich nachgeben. Sie können in die LSS_RV (LSS der Radschraubenverbindung) zusammengefasst werden. Diese Wechselwirkungen müssen abgebildet und erfasst werden, um den Lösevorgang beschreiben zu können.

5.1.2 Zustand Antreiben

Die Funktion der Radschraubenverbindung im Lastfall Antreiben ist die Übertragung der Antriebsmomente vom Fahrzeug auf die Straße. Die für die Funktionserfüllung relevanten WFP und LSS sind innerhalb der Systemgrenze und den dort angeordneten Connectoren im C&C²-M Zustand Antreiben abgebildet, siehe Abbildung 5.3.

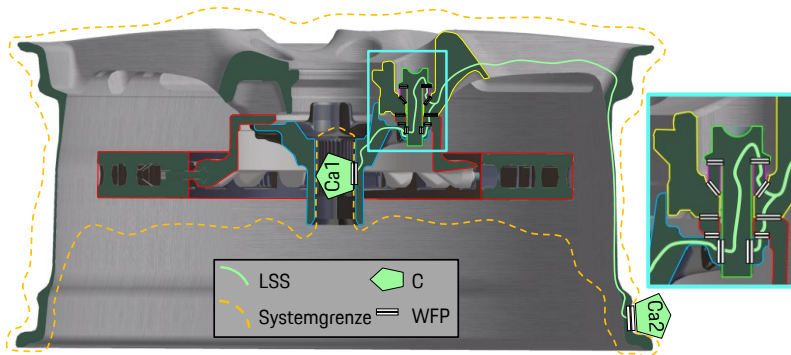


Abbildung 5.3: C&C²-M: Zustand Antreiben

Im Lastfall Antreiben wird das Antriebsmoment an Ca1 über den Zapfen der Gelenkwelle durch das WFP_Ca1N in die Radnabe (LSS_N) eingeleitet. Von dort aus teilt sich der Lastfluss in zwei Pfade auf. Der erste Lastfluss geht dabei von der Radnabe über das WFP_NB in die Bremsscheibe (LSS_B) und von dort aus über das WFP_RB in das Rad (LSS_R). Der zweite Lastfluss geht über das Gewinde der Radnabe (WFP_SN) in die Radschraube (LSS_S) und wandert über das WFP_SK in die Scheibe (LSS_K). Von dort aus läuft der Lastfluss über das WFP_KR in das Rad (LSS_R). Dort kommen beide Lastflüsse wieder zusammen. Über das WFP_RCa2 wird das Antriebsmoment durch den Reifen auf die Straße abgesetzt (Ca2). Das Funktionsdiagramm für den Zustand Antreiben kann dem Anhang A.2 entnommen werden.

Je nach Eigenschaften der einzelnen WFP und LSS kann es zu verschiedenen Wechselwirkungen in den Gestaltfunktionselementen kommen. Die LSS können unterschiedlich nachgeben und in den WFP können sich tribologische Effekte einstellen – wie beispielsweise Relativbewegungen. Auch diese Wechselwirkungen sind für die Ermittlung des Lösevorgang abzubilden und zu erfassen.

5.1.3 Zustand Bremsen

Die Funktion der Radschraubenverbindung im Lastfall Bremsen ist die Übertragung der Bremsmomente auf die Straße und die Abstützung dieser am Fahrzeug. Die für

die Funktionserfüllung relevanten WFP und LSS sind innerhalb der Systemgrenze und den dort angeordneten Connectoren im C&C²-M Zustand Bremsen dargestellt, siehe Abbildung 5.4.

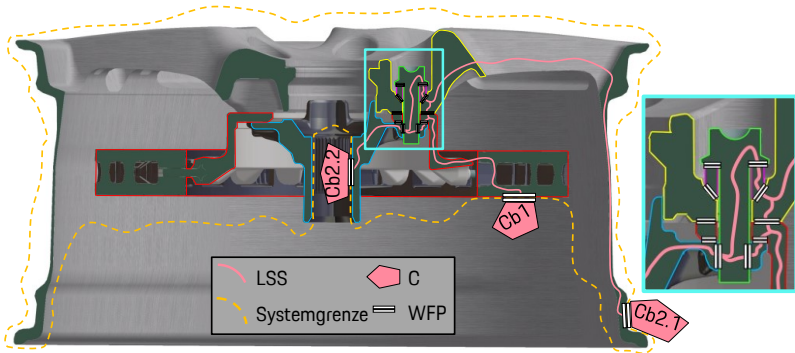


Abbildung 5.4: C&C²-M: Zustand Bremsen

Das System beinhaltet eine Eingangsgröße zur Einleitung des Bremsmoments (Cb1) und zwei Ausgangsgrößen zur Übertragung des Bremsmoments auf die Straße (Cb2.1) und zur Abstützung der Lasten am Fahrzeug (Cb2.2). Über WFP_Cb1B wird das Bremsmoment in die Bremsscheibe LSS_B eingeleitet. Von dort aus teilt sich der Lastfluss in zwei Pfade auf. Der erste Lastfluss läuft über das WFP_NB in die Radnabe (LSS_N) und von dort aus über das WFP_NCb2.2 in den Connector Cb2.2, wo die Abstützung am Fahrzeug stattfindet. Der zweite Lastfluss läuft über das WFP_RB in das Rad (LSS_R) und geht über das WFP_RCb2.1 in den Connector Cb2.1 über. Von dort aus wird das Bremsmoment über den Reifen auf die Straße abgesetzt. Ein Teil des zweiten Lastflusses durchläuft über WFP_KR, LSS_K, WFP_SK die Radschraube LSS_S und mündet über das WFP_SN wieder in die Radnabe LSS_N und damit zurück in den ersten Lastfluss. Das dazugehörige Funktionsdiagramm kann dem Anhang A.3 entnommen werden.

Durch die Bremsvorgänge entsteht ein Temperatureintrag in die Radschraubenverbindung, der zum Aufheizen der Bauteile führt. Da auch diese Belastung einen Einfluss auf die Radschraubenverbindung haben kann, wird auch dafür ein C&C²-M aufgebaut. Darin wird die Wärmeleitung durch die Bauteile dargestellt. Eingeleitet wird die Temperatur über die Bremsscheibe am Connector Ct1. Sie wirkt auf alle

WFP und LSS innerhalb der Radschraubenverbindung und kann diese über die Connectoren Ct2.1 und Ct2.2 verlassen, siehe Abbildung 5.5.

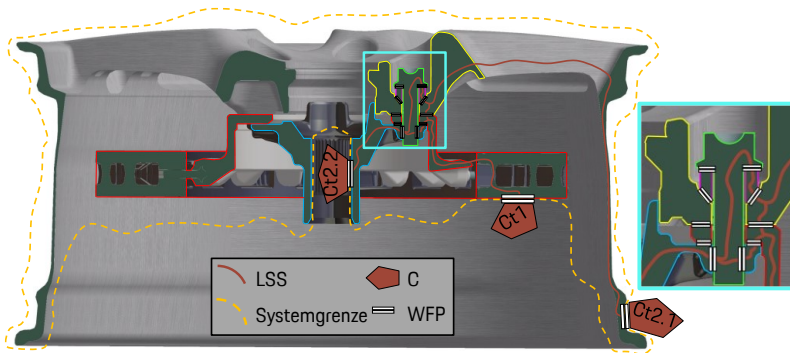


Abbildung 5.5: C&C²-M: Zustand Aufheizen durch Bremsen

Je nach Eigenschaften der der Gestaltfunktionselemente kann es auch im Zustand Bremsen und Aufheizen durch Bremsen zu verschiedenen Wechselwirkungen in den WFP und LSS kommen. Für die Ermittlung des Lösevorgangs ist es somit notwendig diese abzubilden und zu erfassen.

5.1.4 Wirkmechanismen in der Radschraubenverbindung

Die Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den einzelnen Wirknetzen der Radschraubenverbindung ergibt die Wirkstruktur, durch die alle Wirkmechanismen konkretisiert werden können. Hierbei sind die möglichen Freiheitsgrade zu berücksichtigen. Im Wesentlichen ergeben sich sechs relevante Wirkmechanismen, die in Form von Wechselwirkungen zu erfassen sind, um den Lösevorgang zu beschreiben, siehe Abbildung 5.6.

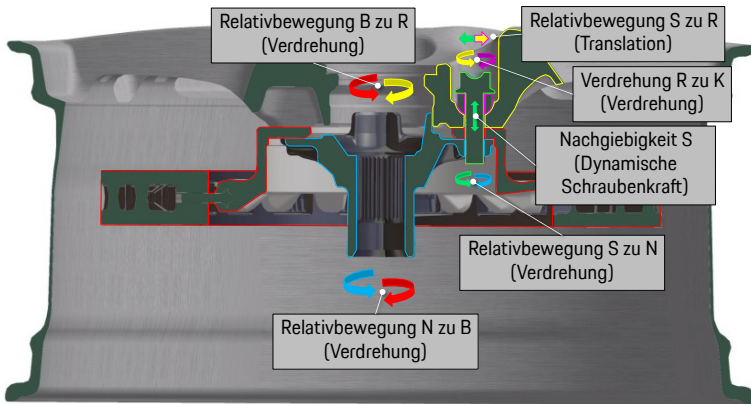


Abbildung 5.6: Darstellung der Wirkmechanismen und Wechselwirkungen

Die dargestellten Wechselwirkungen werden für die nähere Beschreibung in die drei Kategorien eingeteilt: LSS, WFP-Bauteile und WFP-Schraube.

LSS

Die Steifigkeit der einzelnen Bauteile der Radschraubenverbindung unter Last hängt insbesondere von ihren Werkstoffeigenschaften ab. Ihre einzelnen LSS (LSS_N, LSS_R, LSS_B, LSS_S, LSS_K) können zur **LSS_RV** zusammengefasst werden. Entsprechend der Verschraubungstechnik hängt die dynamische Schraubenkraft von den Werkstoffeigenschaften und Geometrie der gesamten Schraubenverbindung ab. Ziel ist es also die Wirkmechanismen in der LSS_RV durch die einzelnen Zustände über die dynamische Schraubenkraft zu ermitteln. Eine Veränderung der LSS, die das Systemverhalten beeinflussen könnte, soll dadurch ebenfalls dargestellt und erfasst werden können.

WFP-Bauteile

In **WFP_RB** und **WFP_NB** kann sich durch die einzelnen Zustände eine Relativbewegung zueinander einstellen. Die Verdrehung in der Ebene ist innerhalb der Form- und Lagetoleranzen der Bauteile möglich. Eine translatorische Bewegung der Bauteile zueinander ist auf Grund von Montagepassungen nicht möglich. Die Verdrehung kann prinzipiell in Antriebs- oder Bremsrichtung wirken.

WFP-Schraube

Bei einteiligen Radschrauben mit kugel- oder kegelförmiger Kopfauflagefläche kann es im WFP_SR (es existiert keine Scheibe (K)) zu keiner translatorischen Bewegung kommen. Es ist eine Art pendelnde Bewegung zu erwarten. Bei zweiteiligen Radschrauben ist zwischen dem Schraubenbolzen und dem Innendurchmesser der Scheibe ein Montagespiel vorgesehen. Die Reibungszahl in WFP_KR ist in jedem Fall deutlich größer als in WFP_SK. Dadurch kann sich in **WFP_SK** eine translatorische Bewegung in der Ebene einstellen, bis das Montagespiel überwinden ist.

Im **WFP_SN** kann sich eine Relativbewegung zwischen der Radnabe und der Radschraube ergeben, die den tatsächlichen Aufdrehwinkel der Schraube widerspiegeln würde. Die Schraube kann sich gegenüber der Radnabe um ihre Achse verdrehen. Die Verdrehung kann indirekt (bei geringen translatorischen Bewegungen des Schraubenkopfs, was im vorliegenden Fall auf Grund der Bauteiltoleranzen gegeben ist) zwischen Rad und Radschraube oder direkt zwischen Radschraube und Radnabe ermittelt werden.

Durch die Auslegung von **WFP_KR** ist sichergestellt, dass im Betrieb unter Vorspannung keine Relativbewegung stattfindet, bevor sich eine Relativbewegung in WFP_SK einstellt. Um dies zu bestätigen, wird empfohlen WFP_KR zu ebenfalls zu berücksichtigen.

Wird an dieser Stelle die **Forschungsfrage 1** aufgegriffen, so wird deutlich, dass es durch den C&C²-A möglich wird verschiedenen Zustände des Systems zu betrachten. Über die Wirkstruktur können sie zusammengeführt werden. Die C&C²-M unterstützen bei der Darstellung der Wirkmechanismen in Form von Wechselwirkungen in den für die Funktionserfüllung relevanten Gestaltfunktionselementen. Die physikalische Modellbildung bereitet zudem die Grundlage für die Beantwortung der **Forschungsfragen 2, 3 und 4**.

5.2 Einzelmethoden zur Eigenschaftsermittlung

Die physikalische Modellbildung der Radschraubenverbindung hebt über die Wirkstruktur alle relevanten Gestaltfunktionselemente hervor. Ihre Wechselwirkungen unter Last können das selbsttätige Lösen beeinflussen. Insbesondere geht es um die Identifikation, welche konkreten Ausprägungen der Gestalt für die Funktionserfüllung relevant sind. Sie sind die Eingangsgrößen für Tests auf Systemebene zur

Untersuchung des selbsttätigen LöSENS von Radschraubenverbindungen. Die Einzelmethoden für die Eigenschaftsermittlung können in drei Kategorien eingeteilt werden: LSS, WFP-Bauteile und WFP-Schraube, siehe Abbildung 5.7.

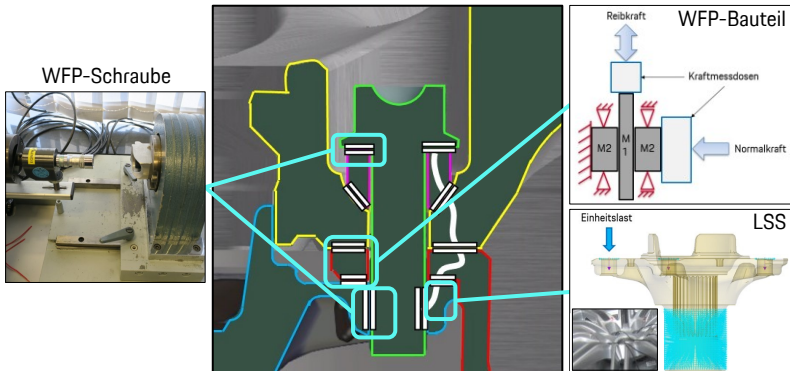


Abbildung 5.7: Einzelmethoden zur Eigenschaftsermittlung der LSS und WFP

5.2.1 Eigenschaftsermittlung LSS

Die während der Funktionserfüllung existierende LSS der Radschraubenverbindung wird maßgeblich durch die Geometrie und den Werkstoff beeinflusst. Für Untersuchungen auf Bauteil- und Systemebene ist es notwendig, die Belastungsart, -richtung und Randbedingungen möglichst vergleichbar zum Gesamtsystem nachzustellen. Vorliegende Untersuchungsergebnisse zeigen, dass sie im Gesamtsystem hauptsächlich auf Querlasten reagiert.

Für die Untersuchung auf **Bauteilebene** wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit der „Kraft-Verformungs-Test für Bauteile“ definiert. Am Beispiel der Radnabe werden die Radbedingungen aus dem Gesamtsystem in Form von der festen Einspannung am Radlagersitz nachgestellt. Die Lasteinleitung erfolgt senkrecht zur Anlagefläche für die Bremsscheibe auf dem Lochkreis der Radschrauben. Sie bildet eine Momentaufnahme der dynamischen Belastung im Betrieb ab, siehe Abbildung 5.8.

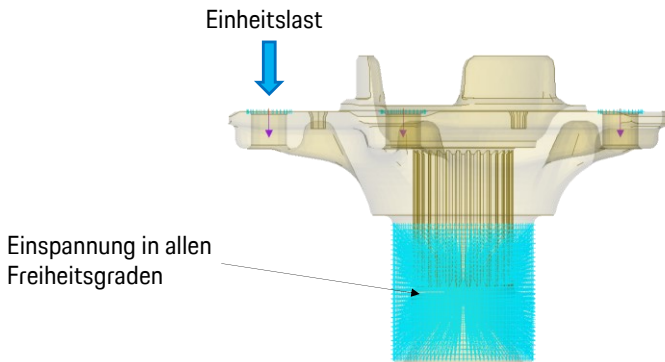


Abbildung 5.8: Kraft-Verformungs-Test am Beispiel Radnabe (schematisch)³

Die Einheitslast ist aus der Seitenkraft im Radaufstandspunkt abzuleiten und über die Hebelverhältnisse auf den Lochkreis der Radnabe zu skalieren. Das Ergebnis ist ein Kraft-Verformungs-Diagramm. Dieses kann für unterschiedliche Bauteile, Werkstoffe und Geometrien verschieden sein. Die verwendete Kraft-Weg-Messmaschine ist in der Lage die Kraft ziehend oder drückend aufzubringen. Zusätzlich existieren Kraft- und Wegsensoren für die Ermittlung des Kraft-Verformungs-Verhaltens. Es können kraft- und weggesteuerte Messungen durchgeführt werden. Die Geschwindigkeit der Maschine ist ebenfalls variabel einstellbar.

Vor der Messung am Bauteil ist die Steifigkeit der Maschine und des Prüfaufbaus zu ermitteln, um sie aus der Bauteilmessung herauszurechnen. Hierfür wird der gesamte Prüfaufbau ohne Bauteil in sich gegen das Maschinenbett gedrückt und die sich dabei einstellende Kraft-Verformungs-Kennlinie aufgezeichnet, siehe Abbildung 5.9.

³ aus unternehmensinterner Berechnung

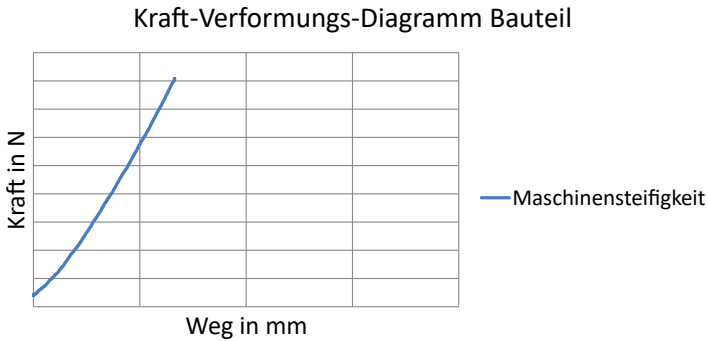


Abbildung 5.9: Kraft-Verformungs-Diagramm (Maschinensteifigkeit)

Für die experimentelle **Untersuchung der LSS im System** wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit der „Last-Verformungs-Test auf Systemebene“ definiert. Für den Test wird eine Biegeumlaufprüfmaschine (BUP) aus der Betriebsfestigkeit verwendet. Dabei können Räder oder Radverbundsysteme mit einem dynamisch umlaufenden Biegemoment beaufschlagt werden. Die Last entspricht einer Kombination aus Radlast und Seitenkraft während einer stationären Kreisfahrt. Die Bauteile der Radschraubenverbindung werden auf der BUP aufgebaut und die Radschrauben durch Messradschrauben ersetzt. Durch sie wird die dynamische Schraubenkraft im Betrieb ermittelt, siehe Abbildung 5.10.

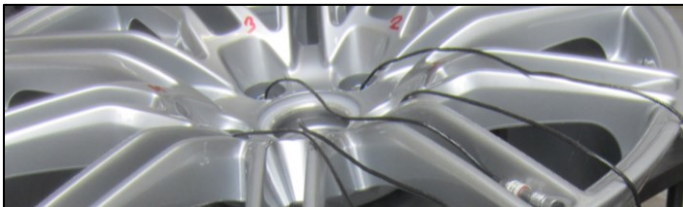


Abbildung 5.10: Last-Verformungs-Test auf Systemebene (Beispielbild)

Für die Bewertung dieser Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung wird die Radschraubenverbindung im Rahmen zweier Tests mit unterschiedlichen Vorspannkraften angezogen. Die Randbedingungen beider Tests bleiben sonst unverändert. Entsprechend des Vorspannungsdiagramms aus Kapitel 2.2.1 sind unterschiedlich hohe dynamische Schraubenkräfte zu erwarten. Abbildung 5.11 zeigt das Ergebnis der beiden Tests.

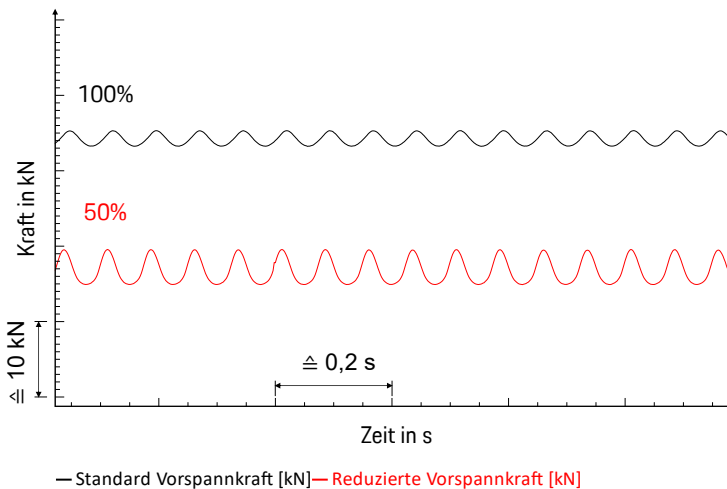


Abbildung 5.11: Dynamische Schraubenkraft bei unterschiedlicher Vorspannkraft

Dargestellt ist eine gewisse Anzahl an Lastwechsel im eingeschwungenen Zustand für eine Messradschraube. Der erwartete Unterschied in der Amplitude der dynamischen Schraubenkraft bei unterschiedlicher Vorspannkraft und gleichen äußeren Lasten ist zu erkennen. Die dynamische Schraubenkraft spiegelt somit das Verformungsverhalten der Radschraubenverbindung unter Last wider und lässt einen Rückschluss auf die Eigenschaften der LSS im System zu.

5.2.2 Eigenschaftsermittlung WFP-Bauteile

Für die Ermittlung der Reibungszahlen in den Bauteiltrennfugen WFP_RB und WFP_NB wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit der vereinfachte Test „Reibungszahlermittlung über Materialausschnitte“ definiert. Dieser findet bei Raumtemperatur unter Laborbedingungen statt. Bei der Anfertigung der Materialausschnitte ist darauf zu achten, dass die Geometrie und Fläche zwischen Grund- und Gegenkörper in Annäherung an das Gesamtsystem zueinander passen. Es ist sicherzustellen, dass die Materialausschnitte aus dem Bauteil oder dem Bauteilwerkstoff entnommen werden und die gleiche Oberfläche aufweisen. Im vereinfachten Test wird die Fläche um eine Radschraube herum betrachtet. Dies soll den Bauteilentwicklern dabei unterstützen Oberflächen bereits vor der Fertigstellung des eigentlichen Bauteildesigns zu untersuchen. Der Testaufbau ist in Abbildung 5.12 dargestellt.

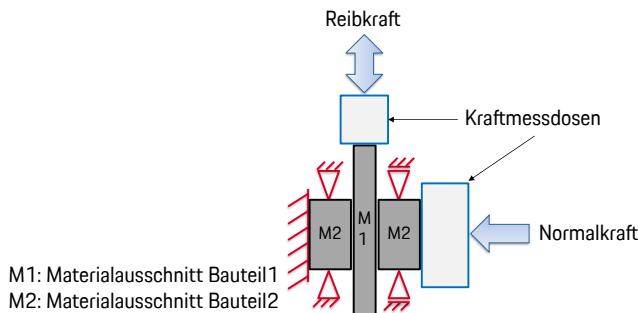


Abbildung 5.12: Testaufbau zur Ermittlung der Reibungszahlen (WFP-Bauteile)

Für den Test im definierten Testaufbau muss das WFP auf Grund der Aufnahmebedingungen doppelt abgebildet werden. Dabei liegt der Ausschnitt aus Bauteil1 (M1) in einfacher und der aus Bauteil2 (M2) in zweifacher Ausführung vor. M1 wird mittig positioniert und besitzt beidseitig den gleichen Oberflächenzustand wie das Originalbauteil. Entsprechend jeweils links und rechts davon sitzen M2, wobei der linke Teil fest eingespannt und der rechte in horizontaler Richtung verschiebbar ist. Über diese Seite wird auch die Normalkraft eingeleitet. In Kraftwirkrichtung sitzt eine Kraftmessdose zur Ermittlung dieser Normalkraft. An M1 wirkt die querkräftfrei erzeugte Vertikalkraft. Die dadurch entstehende Reibkraft kann durch die zweite Kraft-

messdose ermittelt werden. Da im Gesamtsystem durch Antriebs- und Bremsmanöver eine Bewegung in beide Richtungen möglich ist, wird die vertikale Kraft in beide Bewegungsrichtungen aufgebracht. Dabei ist die Zugkraft positiv und die Druckkraft negativ definiert. Um bei einer definierten Normalkraft die Reibkraft zu ermitteln, erfolgt die Messung Weggesteuert. Ziel ist es aus dem Haften in das Gleiten zu kommen, damit am Übergang ausgewertet werden kann, denn für den Festsitz der Radschraubenverbindung ist ein Gleiten unerwünscht. Ein Zyklus besteht aus der Bewegung aus der Nulllage heraus um einen definierten Betrag in die positive Richtung, zurück über die Nulllage um den gleichen Betrag in die negative Richtung und von dort aus zurück zur Nulllage. Dieser Vorgang wird dreimal wiederholt, um mögliche Einlaufeffekte zu erkennen. Die Anzahl drei dient als Indikator, um möglichst zügig abzuschätzen, ob sich ein Einlaufverhalten abzeichnet. Das Verhältnis zwischen der Normalkraft und der Reibkraft liefert die Reibungszahl. Abbildung 5.13 zeigt den gemessenen Reibkraftverlauf im Rahmen eines Testaufbaus mit Testteilen.

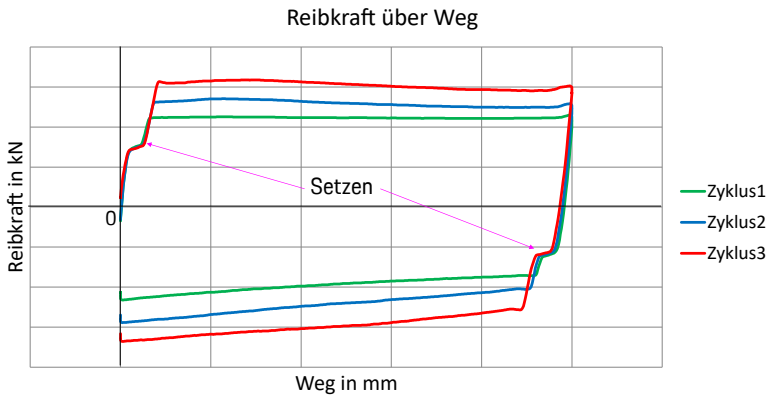


Abbildung 5.13: Reibkraft über Weg für Reibungszahlermittlung (Beispiel: Testteile)

Der Übergangsbereich zwischen Haften und Gleiten ist gut zu differenzieren. Der Testaufbau scheint sich ab einer bestimmten Kraft in beide Richtungen zu Setzen. Da sich dabei M1 nicht relativ zu M2 bewegt, wird dieser Punkt nicht ausgewertet. Das Diagramm zeigt innerhalb der drei Zyklen bei gleichbleibender Normalkraft eine Zunahme der Reibkraft und damit der Reibungszahl. Tribologische Effekte führen

hier dazu, dass der Widerstand gegen das Gleiten mit der Anzahl an Wiederholungen zunimmt. Über den Test ist es möglich die Eigenschaften der WFP-Bauteile in Form von untereinander vergleichbaren Reibungszahlen zu ermitteln.

Es ist zu hervorzuheben, dass die Ermittlung der Reibungszahl nicht direkt im System erfolgt, sondern im Test an Materialsegmenten, die aus den Bauteilen entnommen werden. Sie weisen den gleichen Oberflächenzustand auf. Die Reibfläche ist zwar definiert, aber unterschiedlich zum Gesamtsystem. Das WFP wird zudem doppelt ausgeführt vermessen. Dies ist im Rahmen der Einordnung der Ergebnisse zu berücksichtigen. Ziel ist es jedoch einen zueinander vergleichbaren Test im Rahmen der Auslegung bereitzustellen, durch den Oberflächen untersucht und entwickelt werden können, bevor das finale Bauteildesign definiert ist. Das Vorgehen bleibt für alle Tests gleich, sodass die Ergebnisse untereinander vergleichbar bleiben.

5.2.3 Eigenschaftsermittlung WFP-Schraube

Für die Ermittlung der Reibungszahlen der Schraube μ_b , μ_{th} und μ_{tot} kann der Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047 aus Kapitel 2.3.4 verwendet werden, siehe Abbildung 5.14.

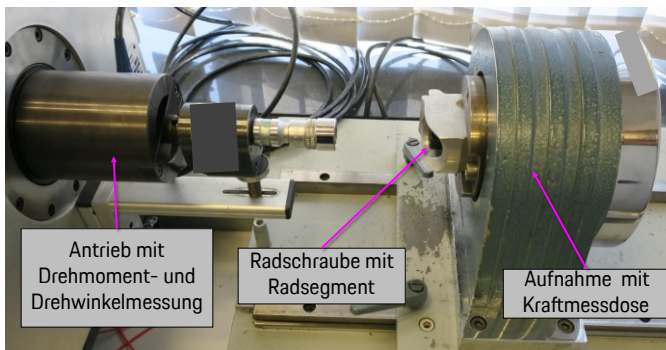


Abbildung 5.14: Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047

Im Testaufbau werden die Radschraube, die entsprechend dazugehörige Kopfauf-lagefläche (Radsegment) und ein Gewinde vorgesehen. Für das Gewinde wird eine Mutter mit vergleichbaren Werkstoffkennwerten und Dimensionen verwendet, wie

das Einschraubgewinde in der Radnabe. Für alle Tests werden neue Muttern aus derselben Charge verwendet, was die Vergleichbarkeit der Ergebnisse untereinander sicherstellt.

Im Test wird ein Anziehdrehmoment stetig in die Schraubenverbindung eingeleitet, wodurch die Radschraube gelängt wird. Dieses wird zusammen mit dem Drehwinkel und der Vorspannkraft gemessen. Über die in Kapitel 2.3.4 dargestellten Zusammenhänge können die Reibungszahlen der Radschraube ermittelt werden. Moderne Schraubenreibwertprüfstände sind in der Lage diese Berechnungen direkt über die Auswertesoftware durchzuführen und die entsprechenden Reibungszahlen mit den dazugehörigen Messkurven auszugeben. Die geometrischen Größen der Schraube werden dazu in die Software der Prüfmaschine hinterlegt.

Die physikalische Modellbildung mittels C&C²-A unterstützt bei der Identifizierung der relevanten Gestaltfunktionselemente der Radschraubenverbindung. Wird an dieser Stelle die **Forschungsfrage 2** aufgegriffen, so ist es auf Basis dieser Erkenntnis möglich geeigneten Einzelmethoden für ihre Eigenschaftsermittlung zu definieren. Die ermittelten Eigenschaften stellen die Eingangsgrößen für nachfolgende Tests zu Untersuchung des selbsttätigen LöSENS dar.

5.3 Entwicklung der Testumgebung

Ein zentrales Element der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer geeigneten Testumgebung, mit der das selbsttätige Lösen von Radschraubenverbindungen auf Systemebene untersucht werden kann. Das Ziel der Tests ist Wissenserweiterung über die Ursache des selbsttätigen LöSENS durch die Untersuchung von Einflussgrößen. Es wird ebenso bestrebt den LöSEvorgang darzustellen. Der Aufbau der Testumgebung, die Beschreibung der Testdurchführung und die Verifizierung der Testumgebung sind Umfang der nachfolgenden Betrachtung.

5.3.1 Aufbau der Testumgebung

Der Aufbau der Testumgebung folgt der physikalischen Modellbildung durch den C&C²-A. Der schematische Aufbau und die auf die Radschraubenverbindung wirkende Belastung ist auf Grund der Übersichtlichkeit in vereinfachter Form dargestellt, siehe Abbildung 5.15.

Der RaFePs baut auf eine BUP auf (siehe Abbildung 5.15). Das Konzept sieht ein sich nicht drehendes Rad vor, das dynamisch durch ein umlaufend eingeleitetes Biegemoment (Radlast-Seitenkraft-Äquivalent) beansprucht werden kann. Die Lasteinleitung des Biegemoments erfolgt über den Biegestab an der Radnabe und simuliert eine stationäre Kreisfahrt. Der Biegestab sitzt als zentrales Element der BUP mittig im Maschinengehäuse. An den adaptiven Flansch am oberen Ende des Biegestabs können verschiedene Räder verschraubt werden. Am unteren Ende sitzt er in einer drehgelagerten Aufnahme, an der außen eine Unwucht-Masse angebracht ist. Diese kann parallel zur Biegestabachse verschoben und im Gewicht variiert werden, wodurch das Biegemoment eingestellt wird. Die Lageraufnahme ist nach unten hin mit einer Kardanwelle verbunden. Das untere Ende der Kardanwelle ist über einen Riementrieb mit einem Elektromotor verbunden. Das Rad wird über das Felgenhorn am Maschinenbett fixiert. Während der Prüfung wird die Kardanwelle durch den Elektromotor über den Riementrieb auf eine definierte Drehzahl beschleunigt. Durch die Unwucht-Masse und das Lager wird der Biegestab taumelnd ausgelenkt, wodurch das Biegemoment in das Rad eingeleitet wird. Das Biegemoment und die Drehzahl können über die Position und das Gewicht der Unwucht-Masse variiert werden. Je weiter der Biegestab taumelnd ausgelenkt wird, desto höher ist das eingeleitete Biegemoment. Die Auslenkung wird Schwingweg bezeichnet.

Das umlaufende Biegemoment für die BUP M_b ergibt sich aus der Radlast F_{Rad} , der Reibungszahl zwischen Straße und Reifen $\mu_{Straße}$, dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} und der Einpresstiefe des Rades ET , siehe Formel 13 (Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa, 2006):

$$M_b = F_{Rad} * (\mu_{Straße} * r_{dyn} + ET) \quad 13$$

Der dynamische Radhalbmesser r_{dyn} und die Einpresstiefe ET ergeben sich aus den Rad- und Reifendimensionen. Sie können daher über verschiedene Fahrzeugklassen hinweg unterschiedlich sein.

Während des Prüflaufs können verschiedene Größen über Sensoren mitgemessen werden. Hierzu gehören neben dem Biegemoment die Drehzahl, die Anzahl der Lastwechsel, der Schwingweg und der Rundlauf. Zur Ermittlung des Biegemoments

sind Dehnmessstreifen (DMS) auf dem Biegestab appliziert. Der Schwingweg, die Anzahl der Lastwechsel und der Rundlauf werden über optische Sensoren gemessen. Über den Rundlauf als Beobachtungsgröße kann die gleichmäßige Lasteinleitung überprüft werden. Schwankt der Rundlauf, so schwankt auch die Lasteinleitung. Kommt es zum Versagen von Bauteilen in der Prüfung, beispielsweise durch einen lokalen Anriss, so wird der Schwingweg an dieser Stelle größer und der Rundlauf schlechter. Das liegt daran, dass der Biegestab an der Stelle des Anrisses unter gleicher Last weiter ausgelenkt werden kann. Das Bauteil gibt dort weiter nach. Kommt es im Rahmen eines Prüflaufs zum selbsttätigen Lösen der Radschrauben, so kann der Schwingweg auf Grund der reduzierten Vorspannung ebenfalls zunehmen. Der Schwingweg kann somit als automatisiertes Abbruchkriterium beim Versagen der Prüfteile herangezogen werden.

Der RaFePs sieht eine Erweiterung der BUP durch eine Adaption vor, über welche die gesamte Radschraubenverbindung (bestehend aus Radnabe, Bremsscheibe, Rad und Radschrauben) aufgenommen werden kann und mit den Fahrzeuglängslasten und der Temperatur beaufschlagt werden kann. Die Aufnahme für die Radnabe ist mit dem Biegestab verbunden. In ihr wird die Radnabe formschlüssig aufgenommen. Die Antriebsmomente werden über sie in die Radnabe eingeleitet. Hierzu sitzen zwei gleiche Kraftstellglieder um 180° zueinander versetzt auf der Adaption. Durch die Anordnung soll sichergestellt werden, dass die Lasteinleitung gleichmäßig und rotatorisch wirkt. Zudem soll der Biegestab dadurch nicht asymmetrisch ausgelenkt werden. Die Bremsscheibe wird analog zum Fahrzeug von der Radnabe aufgenommen. Die Einleitung des Bremsmoments erfolgt über die Bremsscheibe. Das Konzept der Lasteinleitung ist vergleichbar zur Lasteinleitung der Antriebsmomente. Auch hierfür werden aus Symmetriegründen zwei gleiche Kraftstellglieder um 180° versetzt auf der Aufnahme platziert. Die Lasteinleitung wirkt über einen Hebelmechanismus entgegen den Antriebsmomenten. Somit wird die Belastungsrichtung vergleichbar zum Fahrzeug nachgestellt. Das Rad wird auf die Bremsscheibe aufgesetzt und über die Radschrauben mit der Radnabe verschraubt. Über das Felgenhorn (innen) wird das Rad am Maschinenbett fixiert. Die Temperatureinleitung erfolgt über die Bremsscheibe in die Radschraubenverbindung, um die Aufheißvorgänge beim Bremsen vergleichbar zum Fahrzeugversuch abzubilden (Nohles, 2016). Das Ziel ist es auch hier, die Radschraubenverbindung möglichst realitätsnah aufzuheizen.

5.3.2 Verifizierung der Testumgebung

Für die Verwendung der Testumgebung im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist es notwendig diese zu verifizieren. Dabei soll ihre Übertragbarkeit auf das Gesamtsystem Fahrzeug bewertet werden. Hierfür wird die Beanspruchung der Bauteile unter definierten Lasten untersucht. Dies ist zu Beginn einmalig für eine Konfiguration durchzuführen. Die Erkenntnis daraus ist anschließend auf weitere Varianten der Radschraubenverbindung übertragbar. Es werden die Seitenkraft, die Antriebs- und Bremsmomente und die Temperatur untersucht.

Seitenkraft

Die im Fahrzeug wirkende Radlast und Seitenkraft werden innerhalb der Testumgebung über das umlaufende Biegemoment in die Radschraubenverbindung eingeleitet. Die Randbedingungen zwischen Fahrzeug und BUP sind auf Grund der Radfixierung am Felgenhorn und dem feststehenden Rad unterschiedlich. Es ist somit die Verformung bestimmter Bauteile unter Last zu untersuchen, wofür sich DMS eignen. Beklebt werden die Radnabe und das Rad, die jeweils mit der Radschraube im direkten Kontakt stehen. Für die Identifikation der DMS-Applikationsstellen werden aus der Bauteilauslegung heraus bereits existierende Berechnungsergebnisse herangezogen. Die Randbedingungen der Simulation orientieren sich am Fahrzeug. Abbildung 5.16 zeigt eine Momentaufnahme der Spannungen in der Radnabe (in Megapascal (MPa)) unter wirkender Radlast und Seitenkraft und die auf dieser Basis DMS-applizierte Radnabe. Die Messstellen sind im Bereich der größten Spannung angebracht. Für die vorliegende Untersuchung ist vor allem der Bereich um die Radschraube relevant (blau umkreist). Die Applikation erfolgt über ein beauftragtes DMS-Labor.

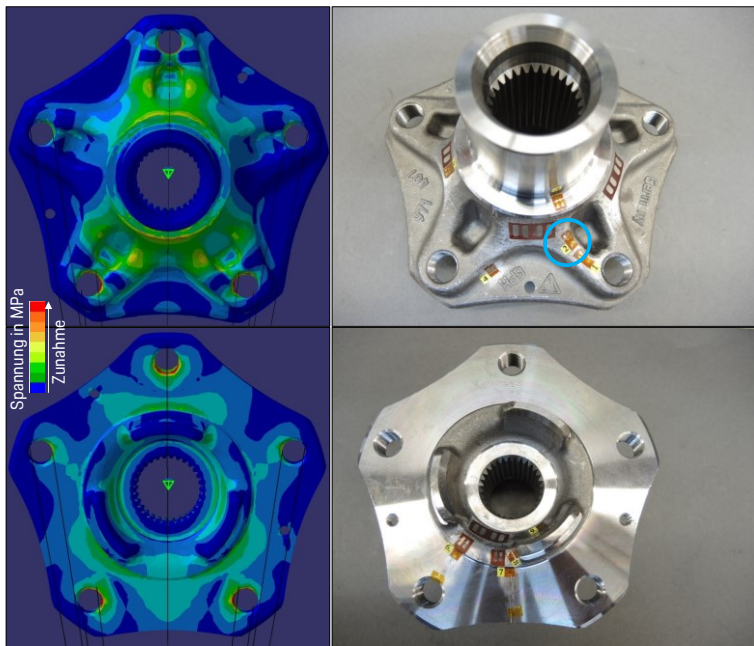


Abbildung 5.16: DMS-Applikation Radnabe

Gleiches Vorgehen gilt für die Untersuchung der Verformung am Rad. Die relevanten Bereiche befinden sich lokal um die Radschraube herum, siehe Abbildung 5.17 (blau umkreist).

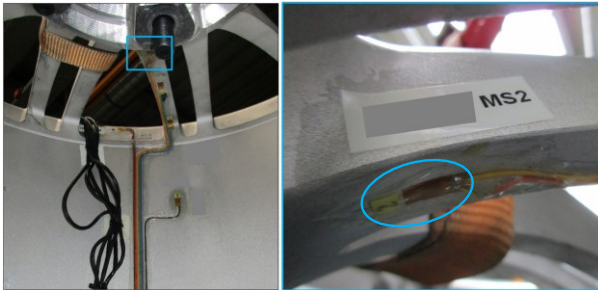


Abbildung 5.17: DMS-Applikation Rad

Für die Verifizierung wird die Radschraubenverbindung mit den DMS-beklebten Bauteilen auf einen bestehenden und zum Fahrzeug abgeglichenen Abrollstand bei einem Prüfdienstleister aufgebaut und durch zwei unterschiedliche Radlast-Seitenkraft-Kombinationen beansprucht. Der Abrollstand ist in der Lage die komplette Radschraubenverbindung mit dem Reifen aufzunehmen und im Gegensatz zum Fahrzeug deutlich mehr Messkanäle zeitgleich aufzuzeichnen. Der Aufbau ist in Abbildung 5.18 dargestellt.

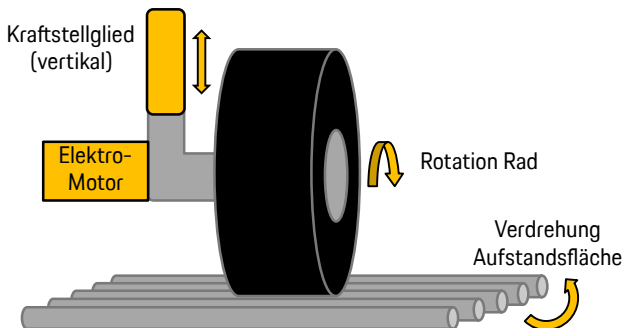


Abbildung 5.18: Schematischer Aufbau Abrollstand

Er besitzt eine gelagerte Radnabenaufnahme, die mit einem Elektromotor für die Einleitung der Drehbewegung verbunden ist. Sie kann sich in beide Richtungen drehen. Für die Radlasteinleitung ist ein Kraftstellglied in vertikaler Richtung vorgesehen. Die Auflagefläche besteht aus mehreren frei drehbaren Rollen, auf denen das Rad abrollen kann. Zur Einleitung der Seitenkraft kann sie in der Ebene verdreht werden. Durch die Kraftmessdosen kann das Radlast-Seitenkraft-Äquivalent ermittelt werden.

Die gleichen DMS-beklebten Bauteile der Radschraubenverbindung werden anschließend ohne Reifen innerhalb der Testumgebung aufgebaut und mit unterschiedlichen Lasten beaufschlagt. Dort werden vier Laststufen eingemessen, um eine bessere Aussagekraft über die Linearität des Verhaltens zu bekommen. Der Abgleich findet über die Spannungen in den einzelnen DMS unter der definierten äußeren Last statt. Im elastischen Bereich wird ein linearer Zusammenhang zwischen Last und Verformung erwartet. Ausgewertet werden die in Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 blau umkreisten DMS, die sich lokal um den Bereich der Radschraube befinden, da das Ziel eine vergleichbare Beanspruchung der Radschrauben ist.

In Abbildung 5.19 ist die Auswertung für die Radnabe dargestellt. Es wird die Spannung im DMS in MPa über das eingeleitete Biegemoment in Nm für verschiedene Laststufen aufgetragen.

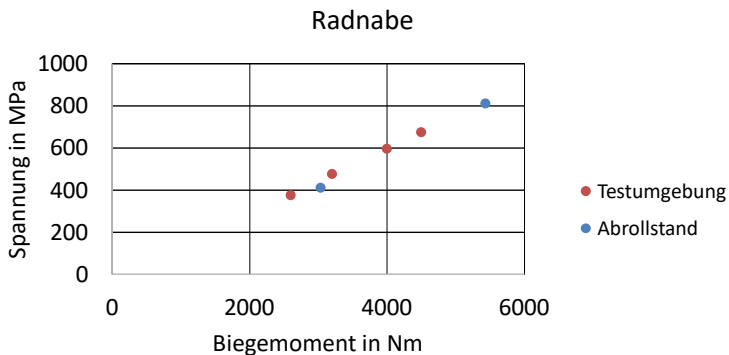


Abbildung 5.19: Spannungsvergleich: Abrollstand zu Testumgebung (Radnabe)

Die Auswertung zeigt, dass sich die Verformung der Radnabe im lokalen Bereich um die Radschraube linear verhält. Das gilt für den Abrollstand und der Testumgebung. Die maximale Abweichung beträgt im relevanten Belastungsbereich 8%. Somit ist die Übertragbarkeit der Beanspruchung der Radnabe zwischen Abrollstand und Testumgebung, unter Berücksichtigung der maximal möglichen Abweichung, zulässig.

Für das Rad ist die vergleichbare Auswertung in Abbildung 5.20 dargestellt.

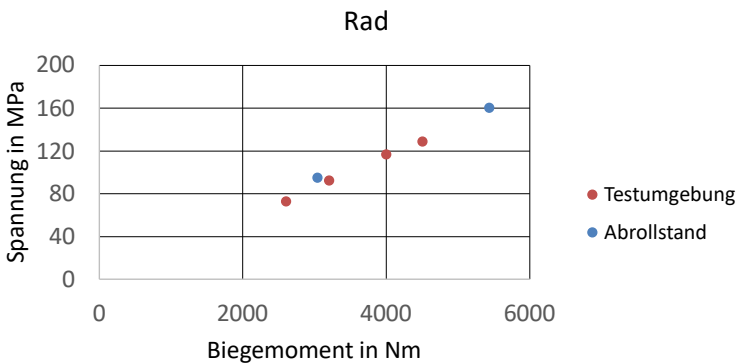


Abbildung 5.20: Spannungsvergleich: Abrollstand zu Testumgebung (Rad)

Auch hier ist zu erkennen, dass der lokale Bereich des Rades um die Radschraube herum auf dem Abrollstand und innerhalb der Testumgebung über verschiedene Lasten hinweg linear und vergleichbar beansprucht wird. Die maximale Abweichung beträgt im relevanten Belastungsbereich ebenfalls 8%. Unter Berücksichtigung dieser geringen Abweichung ist die Übertragbarkeit zwischen Abrollstand und Testumgebung zulässig. Die feste umlaufende Einspannbedingung und das nicht rotierende Rad zeigen sich zumindest im lokalen Bereich um die Radschraube herum als nicht kritisch in Bezug auf die Übertragbarkeit und Verwendbarkeit der Testumgebung.

Es ist hervorzuheben, dass der Abgleich auf Grund der Anzahl an notwendigen Messkanäle nicht direkt zum Fahrzeug, sondern zum Abrollstand erfolgt ist. Dieser gilt wiederum zum Fahrzeug als abgeglichen. Dies ist bei der Verwendung der Ergebnisse zu berücksichtigen.

Antriebs- und Bremsmomente

Die Einleitung der Antriebs- und Bremsmomente $M_{\text{Antreiben}}$ und M_{Bremsen} in die Radschraubenverbindung erfolgt über Kraftstellglieder. Über die gestellte Kraft $F_{\text{Stellglied}}$ und den Hebelarm $r_{\text{Stellglied}}$ kann das eingeleitete Moment berechnet werden, vergleiche Formel 14:

$$M_{\text{Antreiben/Bremsen}} = F_{\text{Stellglied}} * r_{\text{Stellglied}} \quad 14$$

Für hydraulisch betriebene Zylinder kann die wirkende Kraft $F_{\text{Stellglied}}$ über die wirkenden Drücke $p_{\text{Stellglied}}$ und Kolbenfläche $A_{\text{Stellglied}}$ der Zylinder ermittelt werden. Der funktionale Zusammenhang ist in Formel 15 dargestellt.

$$F_{\text{Stellglied}} = p_{\text{Stellglied}} * A_{\text{Stellglied}} \quad 15$$

Das Ziel der Verifizierung der Längslasten ist die Prüfung, ob die geforderten Antriebs- und Bremsmomente über den gestellten Druck korrekt abgebildet werden. Für Nachweis wird eine geeignete Drehmomentmessnabe zwischen Bremsscheibe und Rad verbaut. Es werden schrittweise verschiedene Drücke eingestellt und in die Radschraubenverbindung eingeleitet. Das dabei in der Radmitte wirkende Moment in Antriebs- und Bremsrichtung wird gemessen. Der berechnete und gemessene Zusammenhang zwischen dem Druck und dem Drehmoment ist in Abbildung 5.21 dargestellt.

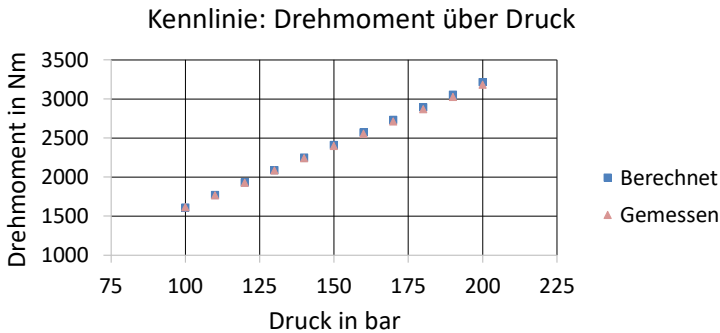


Abbildung 5.21: Kennlinie Drehmoment über Druck

Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Werten im relevanten Lastbereich. Dies entspricht der Erwartung, da die Drücke über das Aggregat sehr genau gestellt werden. Die Abweichung im höheren Druckbereich ist in geringen Druckverlusten und -schwankungen im System begründet. Die maximale Abweichung beträgt dabei 1%. Da die Zielgröße das wirkende Moment ist, wird für weiterführende Tests der Zusammenhang aus den gemessenen Daten herangezogen.

Temperatur

Der Temperatureintrag in die Radschraubenverbindung erfolgt im Fahrzeugtest über den Reibring der Bremsscheibe. Dieser kann bei extremen Bremsvorgängen auf bis zu über 700°C aufgeheizt werden. Der Übertrag der Wärme in die umgebenen Bauteile erfolgt maßgeblich durch die Wärmeleitung. Die Wärme verteilt sich innerhalb der Bremsscheibe und wird über den Bremsscheibentopf in Radnabe, Rad und Radschrauben eingeleitet. Temperaturmessungen in Fahrzeugtests haben gezeigt, dass der Aufheizvorgang in den einzelnen Bauteilen von Test zu Test eine gewisse Streuung aufweisen kann. Bestimmte Zieltemperaturen werden allerdings vergleichbar erreicht, sobald eine Sättigung im Aufheizvorgang eintritt. Abbildung 5.22 zeigt exemplarisch einen repräsentativen Aufheizvorgang aus einem Fahrzeugtest für die Radspeiche und den Bremsscheibentopf.

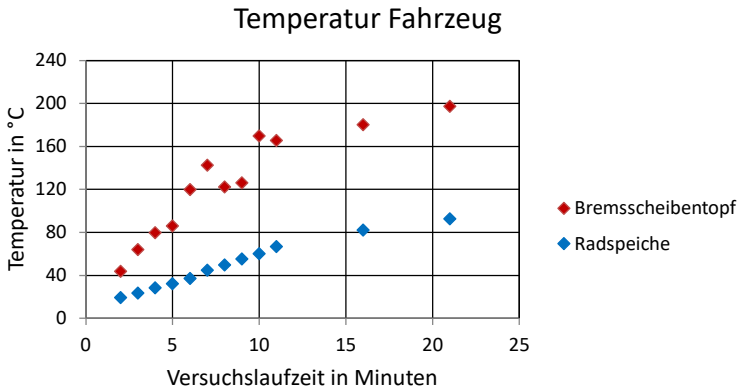


Abbildung 5.22: Temperaturmessung im Fahrzeugtest

Das Diagramm zeigt, dass sich die Bauteile unterschiedlich aufheizen. Bei einer Bremsscheibentopf-Temperatur von 200 - 250°C liegen an der Radspeiche knapp 100°C an. Dies liegt sowohl an der Nähe der Bauteile zur Wärmequelle als auch am unterschiedlichen Werkstoff und die dadurch bedingte Wärmeleitung. Die Bremsscheibe besteht aus Gusseisen und das Rad aus einer Aluminiumlegierung. Die Schwankung im Aufheizvorgang des Bremsscheibentopfs über die Zeit liegt an den gefahrenen Abkühlrunden während des Tests. Diese können notwendig sein, damit der Motor unter der harten Beanspruchung nicht überhitzt. Bei Fahrzeugtests ohne Abkühlrunden ist der Aufheiz-Verlauf erwartungsgemäß kontinuierlicher.

Innerhalb der Testumgebung wird die Radschraubenverbindung aus Effizienzgründen direkt über den Topf der Bremsscheibe aufgeheizt. Die maximale Temperatur ist dort deutlich geringer, wie aus dem Fahrzeugtest hervorgeht. Der Wärmeübertrag in den restlichen Bauteilen bleibt von dort aus vergleichbar zum Fahrzeug, was in vorhergehenden Untersuchungen bereits nachgewiesen wurde (Nohles, 2016). Für die Verifizierung des Temperatureintrags in die Radschraubenverbindung innerhalb der Testumgebung werden Bremsscheibentopf und Radspeiche mit Thermoelementen versehen. Im Rahmen der Verifizierung des Aufheizvorgangs ist das Ziel die Bauteile innerhalb der vorgegebenen Zeit auf die Zieltemperatur im Fahrzeug aufzuheizen. Abbildung 5.23 zeigt die Aufheizkurven für den Bremsscheibentopf im Vergleich zwischen Fahrzeug und Testumgebung.

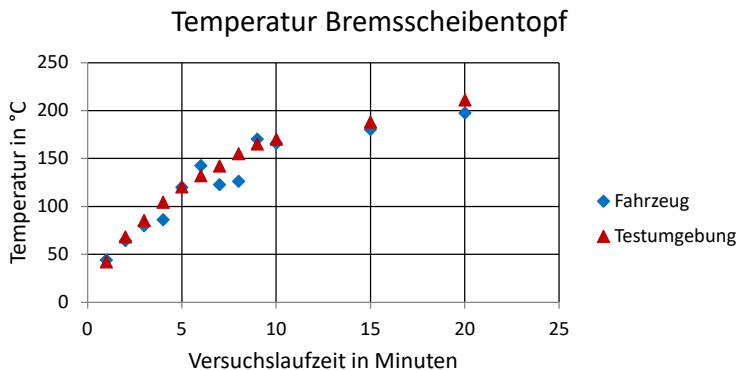


Abbildung 5.23: Temperatur Bremsscheibentopf Fahrzeug zu Testumgebung

Abbildung 5.24 zeigt die Aufheizkurven der Radspeiche für den Vergleich Fahrzeug zu Testumgebung.

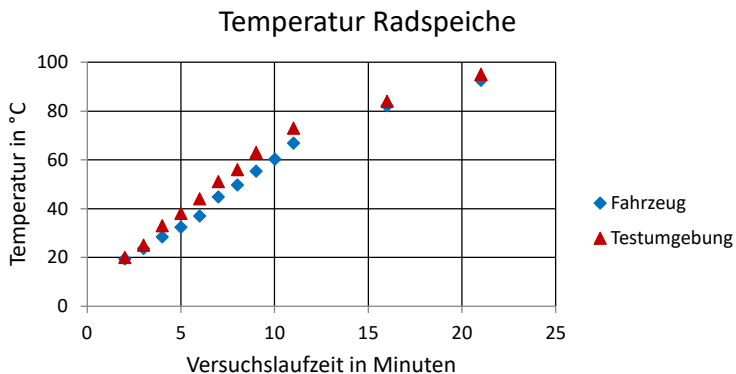


Abbildung 5.24: Temperatur Radspeiche Fahrzeug zu Testumgebung

Es ist zu erkennen, dass die Zieltemperaturen am Bremsscheibentopf und an der Radspeiche innerhalb der vorgegebenen Zeit vergleichbar zum Fahrzeugtest erreicht werden. Die Radspeiche erreicht innerhalb der Testumgebung knapp 100°C während am Bremsscheibentopf knapp über 200°C anliegen. Der Verlauf des Aufheizens am Bremsscheibentopf ist innerhalb der Testumgebung gleichmäßiger und liegt innerhalb der Schwankung des Fahrzeugtests. Der Temperaturverlauf an der Radspeiche ist in beiden Fällen sehr gleichmäßig. Es ist somit zulässig die Temperatur direkt über den Topf der Bremsscheibe in die Radschraubenverbindung einzuleiten. Die Aufheizvorrichtung innerhalb der Testumgebung ist in der Lage die geforderten Zieltemperaturen innerhalb der vorgegebenen Zeit erreichen.

5.3.3 Beschreibung der Testdurchführung (ohne Messumfang)

Für die reine Testdurchführung innerhalb der Testumgebung ist eine Testbeschreibung notwendig. Die Grundlage dafür ist bereits in vorhergehenden Arbeiten (Choudhry, 2014) aufgebaut worden. Sie orientiert sich am Fahrzeugtest und wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit weiterentwickelt. Zu den neuen Umfängen gehören mitunter die Eigenschaftsermittlung aller relevanten Gestaltfunktionselemente durch die in Kapitel 5.2 vorgestellten Einzelmethoden. Da der Test an Neubauteilen durchzuführen ist, werden die Bauteile für die Eigenschaftsermittlung und den Test aus der gleichen Bauteilcharge entnommen. Auch die Ermittlung von fahrzeugspezifischen Belastungskollektiven aus Fahrzeugmessdaten wurde optimiert. Hierbei sind die für das selbsttätige Lösen relevante, überlagerte Belastungszustände abzubilden. Reine Längs- oder Querlasten haben sich in vergleichbaren Fahrzeugtests als unkritischer erwiesen. Das abgeleitete Belastungskollektiv (Radlast-Seitenkraft-Äquivalent, Antriebs- und Bremsmomente, Temperaturprofil) kann über die Maschinensteuerung implementiert werden. Ansätze zur rechnerischen Ableitung von Belastungskollektiven (Erath, 2017) haben eine starke Abhängigkeit der Ergebnisse von der Güte des Berechnungsmodells aufgezeigt, das erst in späten Entwicklungsphasen hinreichend genau ist.

Die Neubauteile der Radschraubenverbindung werden innerhalb der Testumgebung aufgebaut und vergleichbar zum Fahrzeugtest drehmomentgesteuert montiert. Die Radschrauben sind relativ zum Rad zu markieren, um ein mögliches Aufdrehen zu detektieren. Anschließend startet die Testprozedur. Die Markierungen der Radschrauben, die Temperatur und die Lasten werden im Rahmen des Tests überwacht. Nach dem Testdurchlauf erfolgt die Abkühlphase, bevor die Restdrehmomente durch das Verfahren des Weiterdrehmoments ermittelt und gemeinsam mit dem sich gegebenenfalls einstellenden Aufdrehwinkel dokumentiert werden.

5.3.4 Abgleich Testumgebung zu Fahrzeugtest

Für den Testabgleich zwischen der Testumgebung und dem Fahrzeugtest wird eine funktionierende Variante einer Radschraubenverbindung ausgewählt, die den Rad-festsitztest ohne ein selbsttätiges Lösen überstanden hat. Sie besteht aus einer blanken Radnabe aus Stahl, eine einteilige mit Zinkstaub beschichtete Grauguss-bremsscheibe, ein Aluminiumgussrad und zweiteilige Radschrauben. Im Fahrzeug-test hat sich nach der Testprozedur kein Aufdrehwinkel eingestellt. Der Drehmo-mentabfall hat $< 25\%$ betragen, was dem Setzen der Radschraubenverbindung entspricht. Ab einem Drehmomentabfall von $> 25\%$ kann in der Regel bei der vor-liegenden Konfiguration auch ein Aufdrehwinkel festgestellt werden.

In einem weiteren Fahrzeugtest wird die zweiteilige Radschraube durch eine einteilige Radschraube mit gleicher Dimension und Oberflächenbeschichtung ersetzt. Diese können im Gegensatz zur zweiteiligen Radschraube Positionstoleranzen der einzelnen Bauteile weniger gut ausgleichen und besitzen eine geringere freie Dehn-länge. Bei gleicher Anzugsvorschrift kann sich eine geringere Vorspannkraft einstel-len, da die Reibung unter dem Kopf in der Regel höher ist. Der Radfestsitztest im Fahrzeug wird unter gleichen Bedingungen im gleichen Fahrzeug an Neubauteilen durchgeführt. In dieser speziellen und herbeigeführten Konfiguration des Fahrzeug-tests zeigt sich der Aufdrehwinkel der Radschrauben nach 40% der Testlaufzeit (Testabbruch) in Abbildung 5.25.

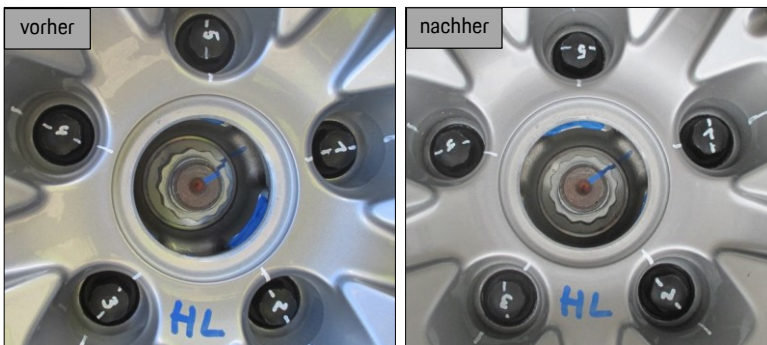


Abbildung 5.25: Schraubenmarkierungen einteilige Radschraube (Fahrzeugtest)

Es hat sich ein maximaler Aufdrehwinkel von knapp 75° und ein Drehmomentabfall von deutlich $> 25\%$ eingestellt. Das Ergebnis der einteiligen Radschraube gilt nur für die untersuchte Testkonfiguration und kann nicht pauschal auf einteiligen Radschrauben übertragen werden. Es ist allerdings erkennbar, dass die zweiteilige Radschraube erwartungsgemäß eine deutliche Robustheitssteigerung bei gleichbleibenden Randbedingungen darstellen kann.

Für die Verifizierung der Testumgebung werden die Lastdaten für die gefahrene Fahrzeugkonfiguration abgeleitet und innerhalb der Testumgebung abgebildet. Es werden beide Konfigurationen unter gleichen Testbedingungen untersucht. Abbildung 5.26 zeigt das Ergebnis der funktionierenden Variante mit der zweiteiligen Radschraube.

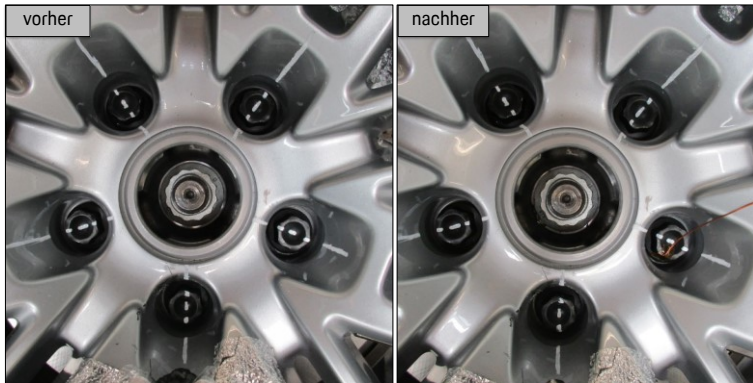


Abbildung 5.26: Schraubenmarkierungen zweiteilige Radschraube (Testumgebung)

Die Radschrauben haben sich vergleichbar zum Fahrzeugtest nicht gelöst. Die Prüfung durchläuft die gesamte Testlaufzeit. Der Drehmomentabfall beträgt $< 25\%$ und ist somit ebenfalls vergleichbar zum Fahrzeugtest. Das Ergebnis der nicht funktionierenden Variante mit der einteiligen Radschraube ist in Abbildung 5.27 dargestellt.

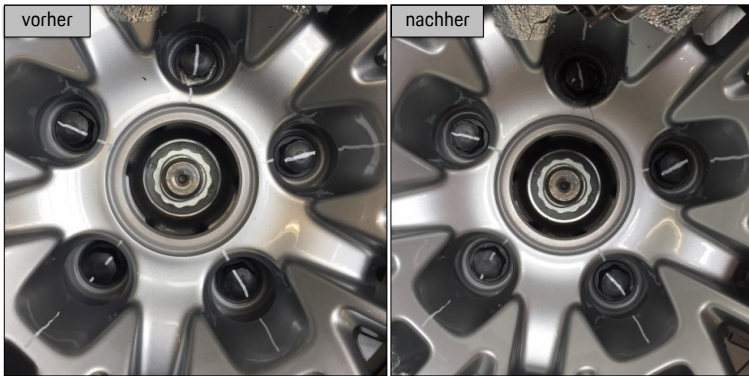


Abbildung 5.27: Schraubenmarkierung einteilige Radschraube (Testumgebung)

Nach ca. 45% der Testlaufzeit stellt sich ein Aufdrehwinkel von ca. 30° und ein Drehmomentabfall von $> 25\%$ ein. Der Test wird auf Grund der Abschaltkriterien der BUP abgebrochen, bevor sich die Radschraubenverbindung weiter löst, was zu Beschädigungen an der BUP führen kann.

Die entwickelten Testumgebung ist in der Lage funktionierende und nicht funktionierende Varianten der Radschraubenverbindung vergleichbar zum Fahrzeugtest unter vergleichbaren Randbedingungen abzubilden. Auf Grund der Abschaltkriterien und dem gewählten Testabbruch durch den Fahrer im Fahrzeug können sich einstellende Aufdrehwinkel und damit verbundene Drehmomentabfälle quantitativ unterscheiden. Auch Bauteiltoleranzen können hierzu beitragen. In beiden Fällen stellt sich ein Aufdrehwinkel deutlich vor Erreichen der gesamten Testlaufzeit ein.

Wird an dieser Stelle die **Forschungsfrage 3** aufgegriffen, so zeigt sich, dass es durch die Entwicklung und Verifizierung der Testumgebung möglich ist das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung vergleichbar zum Fahrzeugtest abzubilden. Dazu gehören neben der Testbeschreibung die Erkenntnisse aus der Eigenschaftsermittlung der einzelnen Gestaltfunktionselemente. Es ist allerdings noch nicht möglich den Lösevorgang zu beschreiben. Hierfür sind geeignete objektive Messgrößen notwendig, die nachfolgend dargestellt werden. Erst durch sie ist die Testumgebung vollständig und für Untersuchungen des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung und zur Diskussion der Forschungshypothese geeignet.

5.4 Objektive Messgrößen zur Erfassung der Wechselwirkungen

Aus der physikalischen Modellbildung mit Hilfe des C&C²-A ergeben sich die Wirkmechanismen und Wechselwirkungen innerhalb der Radschraubenverbindung durch die einzelnen Belastungszustände, siehe Abbildung 5.28.

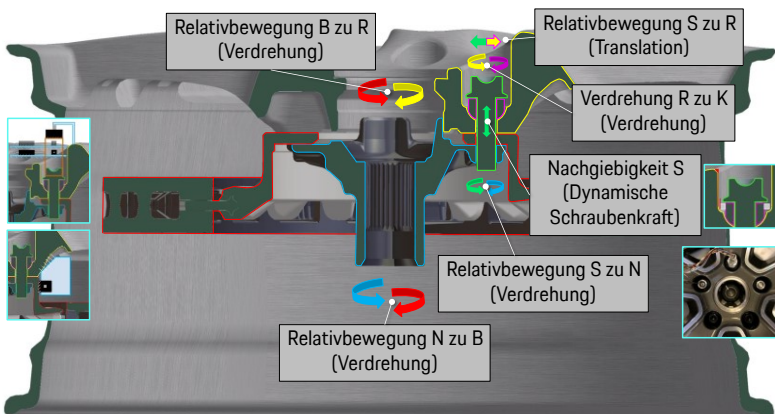


Abbildung 5.28: Grundlage für die Definition der objektiven Messgrößen

Es folgt die Darstellung objektiver Messgrößen zur Erfassung dieser Wechselwirkungen in den relevanten Gestaltfunktionselementen. Sie werden auf ihre Eignung, Einsetzbarkeit und Einschränkung untersucht. Darüber soll die Testumgebung vervollständigt werden, um das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung zu untersuchen und den Lösevorgang zu erfassen.

5.4.1 Messgröße LSS

Die Wechselwirkung in der LSS_RV entspricht der Nachgiebigkeit der Radschraubenverbindung durch die dynamische Beanspruchung im Test. Sie soll über die Messung der Schraubenkraft ermittelt werden. Hierfür können verschiedene Verfahren angewandt werden. Es eignen sich vor allem drei Verfahren zur Ermittlung von statischen und dynamischen Schraubenkräften, die sich im Schraubenumfeld etabliert haben. Neben dem Einsatz einer Kraftmessdose sind es das DMS- und das Ultraschallmessverfahren (Gerstmayr, Oberhuber, Bösch, & Thomas, 2009). Beim Einsatz der Kraftmessdose, muss in der Regel der Aufbau verändert werden, was nicht zielführend ist. Auch das DMS- und das Ultraschallmessverfahren haben ihre Vor- und Nachteile und basieren auf eine indirekte Messung der Schraubenkraft. Sie können beide im Originalaufbau eingesetzt werden.

Das **DMS-Verfahren** beruht auf eine Dehnungsmessung durch eine kraftinduzierte Längung der Schraube. Der DMS wird im Bereich der Längung auf das Bauteil geklebt und mit einer Spannung gespeist. Durch die Dehnung ändert sich sein elektrischer Widerstand, der wiederum gemessen werden kann (Goßlau, 2020). Über eine Kalibrierung kann das Verhältnis zur aufgebrachten Kraft ermittelt werden. Dabei wird die Schraube häufig verschraubt, was zu ungewünschten Veränderungen ihrer WF führen kann. Für die DMS-Applikation muss die Oberfläche der Schraube definierten Anforderung genügen (beispielsweise: definierte Oberflächengüte, fettfrei) was in den meisten Fällen eine mechanische Bearbeitung bedingt. Diese kann wiederum die Steifigkeit der Schraube verändern, was gleichzeitig zur unerwünschten Veränderung der LSS führt. Wären Veränderungen von WF und LSS durch Applikation und Kalibrierung im Rahmen der nachfolgenden Tests zulässig, so könnte das Verfahren angewandt werden. Die dynamische Schraubenkraft kann damit sehr genau ermittelt werden kann. Es existieren auch Verfahren für die Kompensation des Temperatureinflusses auf den DMS. Da davon auszugehen ist, dass die WFP und LSS der Radschraubenverbindung das selbsttätige Lösen beeinflussen, ist der Einsatz von DMS zur Schraubenkraftmessung nicht zulässig.

Eine weitere Möglichkeit zur indirekten Ermittlung der Schraubenkräfte ist das **Ultraschallmessverfahren**. Das Funktionsprinzip beruht auf dem Akusto-Elastischen

Effekt (Hughes & Kelly, 1953). Dieser beschreibt die Abhängigkeit der Ausbreitungsgeschwindigkeit einer elastischen Welle (in vorliegenden Fall die Ultraschallwelle) zum Spannungszustand im vorliegenden Werkstoff. Untersuchungen zeigen eine Korrelation zwischen der Schwingungs- und Ausbreitungsrichtung der Welle und der Hauptspannung in der Schraube durch eine wirkende Axialkraft (Becker, Groß, & Herzer, 2017). Die Laufzeit der Ultraschallwelle durch die Schraube ändert sich somit mit der Veränderung des Spannungszustands der Schraube, siehe Abbildung 5.29.

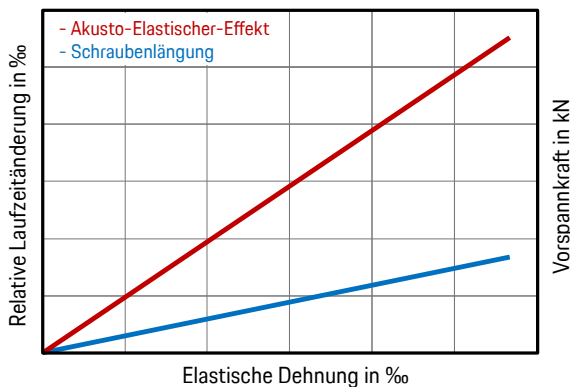


Abbildung 5.29: Akusto-Elastischer-Effekt und Schraubenlänge (Schneider, 2011)

Der Akusto-Elastische-Effekt beeinflusst die Laufzeitänderung der Ultraschallwelle zwar deutlicher als die tatsächliche Längung der Schraube, ihr Zusammenhang im elastischen Verformungsberiech der Schraube ist allerdings linear (Becker, Groß, & Herzer, 2017).

Für die Messung der Laufzeit der Ultraschallwelle durch die Schraube können das Durchschallungs- oder das Reflexionsverfahren verwendet werden (Gerstmayr, Oberhuber, Bösch, & Thomas, 2009). In beiden Fällen ist ein Sender und ein Empfänger für die Ultraschallwelle nötig. Beim Durchschallungsverfahren wird das Ultraschallsignal beispielsweise am Kopf der Schraube über den Sender eingeleitet und am Fuß der Schraube über den Empfänger gemessen. Beim Reflexionsverfahren sitzen Sender und Empfänger beide an derselben Position. Das Ultraschallsig-

nal wird beispielsweise über den Schraubenkopf in die Schraube eingeleitet, durchläuft die Schraube, wird am Schraubenfuß reflektiert und am Schraubenkopf über den Empfänger gemessen (Gerstmayr, Oberhuber, Bösch, & Thomas, 2009). In den meisten technischen Anwendungen kommt auf Grund der Zugänglichkeit das Reflexionsverfahren zum Einsatz, siehe Abbildung 5.30.

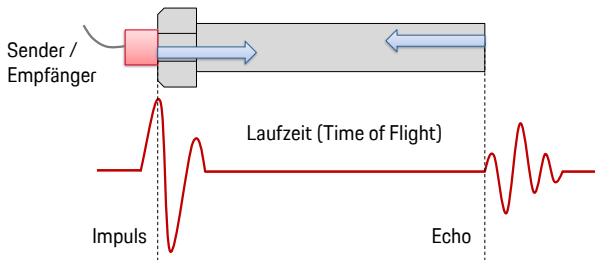


Abbildung 5.30: Schematische Darstellung des Reflexionsverfahrens (Gerstmayr, Oberhuber, Bösch, & Thomas, 2009)

Für die Einleitung des Ultraschallimpulses in die Schraube wird vom piezoelektrischen Effekt Gebrauch gemacht. Ein piezoelektrischer Wandler (Piezo-Wandler) wird am Kopf oder Fuß der Schraube angebracht und durch den Ultraschallimpuls zum Schwingen angeregt. Dadurch wird das Ultraschallsignal in die Schraube eingekoppelt. Das zurücklaufende Echo regt den piezoelektrischen Wandler erneut an, wodurch das Signal empfangen und ausgewertet wird. Über dieses sogenannte Impuls-Echo-Verfahren ergibt sich die Laufzeit der Ultraschallwelle durch die Schraube (Gerstmayr, Oberhuber, Bösch, & Thomas, 2009). Für die Applikation des Piezo-Wandlers wird die Schraube an beiden Enden mechanisch bearbeitet. Diese Bereiche liegen außerhalb des Lastflusses und beeinflussen die relevante LSS damit nicht.

Neben der Laufzeitänderung der Ultraschallwelle durch den Spannungszustand der Schraube, kann auch die Temperatur sie beeinflussen (Splitt, 2002). Für die Berücksichtigung des Temperatureinflusses auf das Ultraschallsignal wird die Temperatur an der Schraubenoberfläche mitgemessen. Untersuchungen haben gezeigt, dass dies bei quasistatischen Aufheizvorgängen sehr gut funktionieren kann, da Oberflächen- und Kerntemperatur (der Ort, an dem die Ultraschallwelle die Schraube durchläuft) der Schraube sich angleichen. Herausfordernd ist es bei dynamischen Aufheizvorgängen, da sich die Oberflächentemperatur deutlicher zur Kerntemperatur

unterscheiden kann. Dieser Einfluss kann nicht vernachlässigt werden. Für Temperaturtests ist die Schraube daher nicht nur hinsichtlich der Kraft, sondern auch der Temperatur zu kalibrieren. Gängige Anwendungen sind dazu in der Lage (Schneider, 2011).

Für die Kraftkalibrierung wird die Laufzeitänderung der Ultraschallwelle für verschiedene Axiallasten ermittelt. Für die Temperaturkalibrierung wird die Schraube quasi-statisch und unbelastet auf verschiedene Temperaturen aufgewärmt. Hierbei wird die Laufzeitänderung der Ultraschallwelle bei der jeweiligen Temperatur ermittelt. Das Ziel ist es, die ermittelten Kalibrierwerte auf gleiche Schrauben im Neuzustand zu übertragen, da der Neuzustand im Rahmen der Untersuchung des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung notwendig ist. Je nach Schraubendimension (das Verhältnis der Länge zum Durchmesser) kann der Fehler laut Herstellerangaben bis zu 5% betragen (Intellifast GmbH, 2020) (Dümpelmann, 2020).⁴ Werden Schrauben der gleichen Charge verwendet, ist der Fehler geringer. Die Darstellung der Laufzeitänderung der Ultraschallwelle über die Kraft für eine Stichprobe von drei Schrauben aus unterschiedlichen Chargen, die im Rahmen dieser Arbeit kalibriert wurden, ist in Abbildung 5.31 dargestellt.

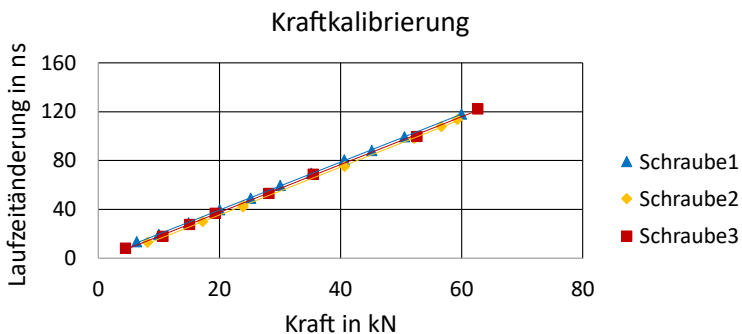


Abbildung 5.31: Bewertung der Abweichung in der Kraftkalibrierung Ultraschall

⁴ Expertenwissen aus dem Unternehmen

Im relevanten Messbereich beträgt maximale Abweichung 3%. Im Rahmen von nachfolgenden Tests werden Schrauben aus einer Charge verwendet, wodurch der Fehler nicht größer sein sollte.

Für die Untersuchung der statischen und dynamischen Schraubenkraft und dem Temperatureinfluss werden Tests innerhalb der Testumgebung durchgeführt. Die Radschraubenverbindung wird mit einer DMS-Schraube, einer Ultraschallmessschraube und einer Temperaturmessschraube aufgebaut. Um die Temperatur der Schraube möglichst nah am Kern zu messen, wird die Temperaturmessschraube mittig entlang der Schraubenachse hohlgebohrt. Dort wird ein Temperaturmessfühler eingebracht. Die Messschrauben werden mit der gleichen Vorspannkraft angezogen. Die restlichen Schrauben erfahren einen Drehwinkelanzug, um auf eine vergleichbare Zielvorspannkraft zu kommen. Der Aufbau ist Abbildung 5.32 dargestellt.

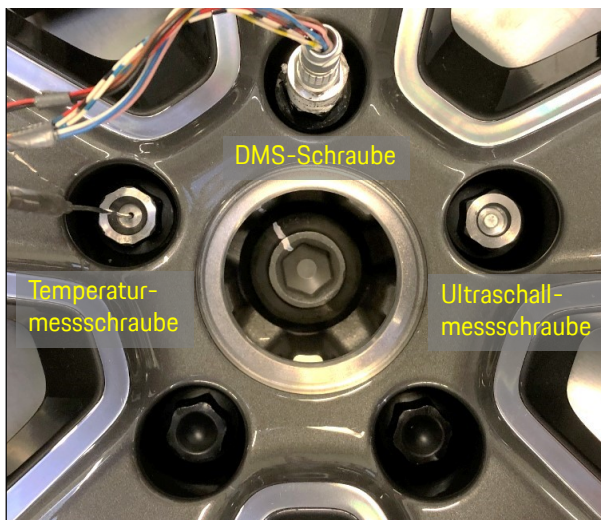


Abbildung 5.32: Eignungsuntersuchung der Ultraschallmessschraube

Die aufgebaute Radschraubenverbindung wird durch ein definiertes umlaufendes Biegemoment bei Raumtemperatur (23°C) belastet. Anschließend wird sie vergleichbar zum Fahrzeugtest aufgeheizt. Bei 75°C wird sie erneut mit dem gleichen umlaufenden Biegemoment belastet, siehe Abbildung 5.33.

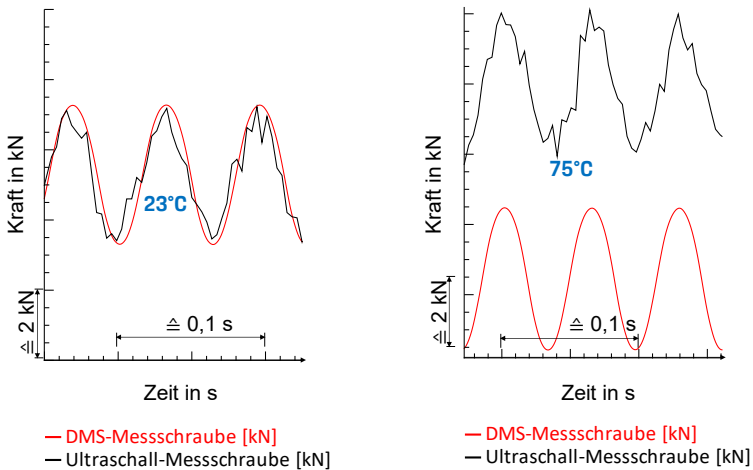


Abbildung 5.33: Abgleich DMS- und Ultraschallmessschraube unter Temperatur

Die Auswertung zeigt, dass die dynamischen Schraubenkräfte zwischen beiden Messverfahren vergleichbar sind. Auf Grund der geringeren Abtastrate im Ultraschallmessverfahren ist der Verlauf etwas unstetiger. Dies schränkt die Auswertung der dynamischen Schraubenkraft allerdings nicht ein.

Die dynamischen Schraubenkräfte unter Last zeigen zu Beginn des Tests bei Raumtemperatur eine gute Übereinstimmung zwischen beiden Messverfahren auf. Die Zunahme der Vorspannkraft ist beim Aufheizen bis 35°C vergleichbar. Ab 35°C nimmt die Vorspannkraft in der Ultraschallmessschrauben stärker zu als in der DMS-Radschraube. Dies liegt an der Temperaturkompensation des Ultraschallmessverfahrens. Bei dynamischen Aufheizvorgängen kann die Kompensation dem Aufheizvorgang nicht sauber folgen. Bei 75°C weicht die Vorspannkraft um 10% ab. Die dynamischen Schraubenkräfte bleiben aber betragsmäßig vergleichbar. Im abgekühlten Zustand bei $< 35^\circ\text{C}$ stimmt die Vorspannkraft beider Messverfahren wieder überein.

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass statische und dynamische Schraubenkräfte durch das Ultraschallmessverfahren bei Raumtemperatur sehr gut erfasst

werden können. Während Aufheizvorgängen auf $> 35^{\circ}\text{C}$ ist die absolute Schraubenkraft fehlerbehaftet. Die dynamischen Schraubenkräfte sind allerdings auch dort vergleichbar. Die verbleibende Vorspannkraft nach dem Test bei $< 35^{\circ}\text{C}$ kann wieder uneingeschränkt verwendet werden. Der Wert der Schraubenkraft bei Temperaturen $> 35^{\circ}\text{C}$ kann nur relativ zu anderen Tests unter Temperatur verglichen werden.

Ein großer Vorteil des Ultraschallmessverfahrens ist die Verwendung von Messschrauben im Neuzustand. Sie können mit geringem Zeit- und Kostenaufwand angefertigt und verwendet werden. Durch die Applikation wird die relevante LSS nicht verändert. Trotz der dargestellten Einschränkungen wird die Ultraschallmesstechnik im Rahmen der Tests innerhalb der Testumgebung verwendet. Wichtig ist dabei, dass die Einschränkungen im Rahmen der Testinterpretation berücksichtigt werden. Für den relativen Vergleich innerhalb verschiedener Tests bei gleichbleibenden Randbedingungen ist das Verfahren ohne weitere Einschränkungen verwendbar.

5.4.2 Messgrößen WFP

Die physikalische Modellbildung identifiziert neben der LSS auch die für die Funktionserfüllung relevanten WFP der Radschraubenverbindung, deren Wechselwirkungen ebenfalls zu erfassen sind. Diese müssen vor allem die Längslasten sicher übertragen.

In den WFP können sich Relativbewegungen einstellen, die für den Festsitz der Radschraubenverbindung unerwünscht sind. Auf Grund der Freiheitsgrade können sich in WFP_NB, WFP_RB, und WFP_SN vor allem Drehbewegungen einstellen. In WFP_KR sollte es auf Grund der Auslegung zu keiner Relativbewegung kommen, bevor es in WFP_SK der Fall ist. In WFP_SK kann eine translatorische Relativbewegung stattfinden (Kopfrutschen). Für diese Wechselwirkungen sind entsprechende Messsensoren zu definieren, die nachfolgend dargestellt und auf ihre Eignung innerhalb der Testumgebung untersucht werden.

Es werden Weg- und Winkelsensoren eingesetzt. Beide beruhen auf dem Prinzip des Potentiometers (Giloj & Lauber, 1963) (Haug & Haug, 1991). Für WFP_NB, WFP_RB und WFP_SK werden Wegsensoren des gleichen Typs eingesetzt. WFP_SN wird durch einen Winkelsensor erfasst, da es sich dabei um das tatsächliche Aufdrehen handelt. Das WFP_KR wird markiert, um sicherzustellen, dass dort keine Verdrehung stattfindet. Die für den geforderten Messbereich kalibrierten Sensoren sind für einen Einsatz bis 100°C geeignet und sind folgendermaßen spezifiziert (Detail siehe Anhang A.4):

- Wegsensor: unabhängige Linearität: $\pm 1\%$ / Messbereich: 12 mm
- Winkelsensor: unabhängige Linearität: $\pm 0,2\%$ / Messbereich: 320°

Dies ist für nachfolgende Untersuchungen innerhalb der Testumgebung ausreichend. Die Sensoren sind im Laufe der Tests temperaturüberwacht einzusetzen. Gleichzeitig sind sie gegenüber der Wärme abzuschirmen, sodass die Temperatur von $+100^\circ\text{C}$ am Sensor nicht überschritten wird.

Die Verdrehung zwischen WFP_NB und WFP_RB wird in Umfangsrichtung der Bauteile in Millimetern gemessen. Über trigonometrische Beziehungen könnte daraus ein Verdrehwinkel ermittelt werden. Es ist darauf zu achten, dass die WFP der Radschraubenverbindung durch die Applikation nicht verändert werden. Die Sensoren sind form- oder kraftschlüssig an einer der beiden WF aufzunehmen. Bei einer kraftschlüssigen Aufnahme ist sicherzustellen, dass die Kraft ausreichend hoch ist. An der gegenüberliegenden WF ist ein form- oder kraftschlüssiger aufgenommener Anschlag vorzusehen, gegen den der Wegsensor den zurückgelegten Weg ermitteln kann, siehe Abbildung 5.34.

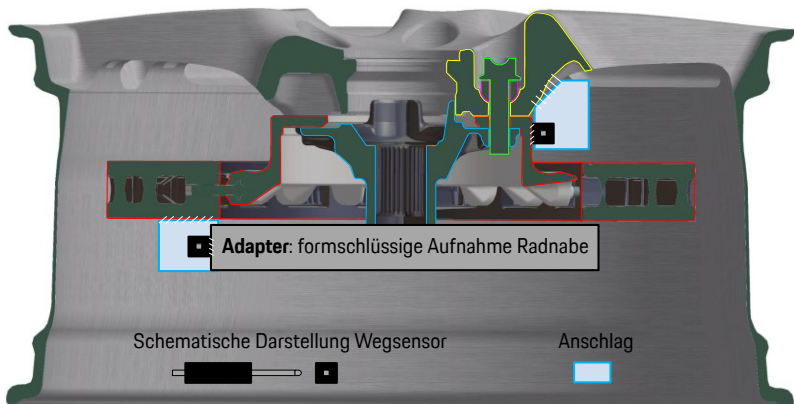


Abbildung 5.34: Messgrößen für Wechselwirkung in WFP_NB und WFP_RB

Für die Ermittlung der Schraubenkopfbewegung in WFP_SK können baugleiche Wegsensoren verwendet werden. Sie werden um 90° zueinander versetzt auf einer horizontal am Rad fixierten Aufnahme montiert. Sie können in einer Ebene (bei-

spielsweise für zweiteilige Radschrauben mit einer translatorische Relativbewegung) oder in zwei Ebenen (für einteilige Radschrauben mit einer pendelnden Bewegung um die Schraubenachse) aufgespannt werden, siehe Abbildung 2.22.

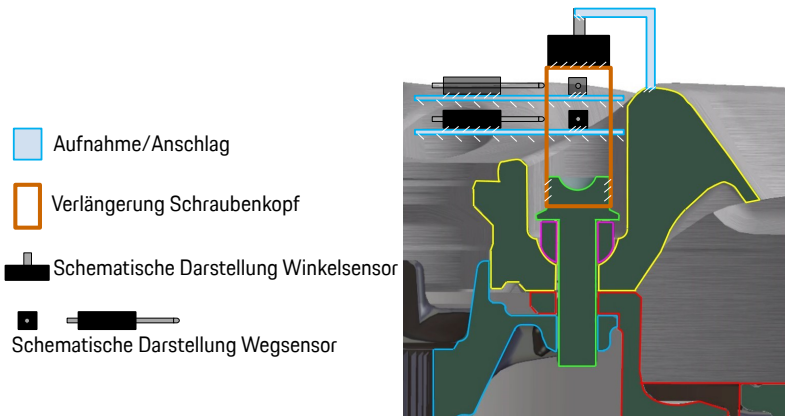


Abbildung 5.35: Messgrößen für Wechselwirkung in WFP_SN und WFP_SK

Als Anschlag für die Wegsensoren dient eine formschlüssig montierte Verlängerung des Schraubenkopfs. Durch ihre zylindrische Form kann sichergestellt werden, dass auch im Falle eines Aufdrehens der Radschraube die Schraubenkopfbewegung weiter gemessen werden kann.

Für Ermittlung des Aufdrehwinkels, der sich durch die Wechselwirkung in WFP_SN ergibt, wird der Winkelsensor eingesetzt. Er wird über die Verlängerung des Schraubenkopfs aufgenommen. Sein Drehelement wird gegen das Rad fixiert. Somit kann der Aufdrehwinkel vergleichbar zum Fahrzeugtest ermittelt werden, siehe Abbildung 2.22. Im Fahrzeugtest kann der Aufdrehwinkel durch die Strichmarkierung erst ab 7° eindeutig festgestellt werden. Der Winkelsensor ist in der Lage deutlich geringere Winkel zu erfassen, was im Rahmen der Testinterpretation hilfreich ist.

Für die Erfassung einer möglichen Verdrehung innerhalb WFP_KR wird ein hitzebeständiger Kunststoffring auf die Scheibe gezogen, an dem eine Markierung angebracht ist. An der gegenüberliegenden Stelle am Rad befindet sich eine dazu ausgerichtete zweite Markierung, siehe Abbildung 5.36.



Abbildung 5.36: Verdrehung Scheibe zu Rad (Markierung)

Tragbilder der Bauteile nach Fahrzeugtests bestätigen, dass dort erwartungsgemäß keine Bewegung stattfindet. Die scharfen Abdrücke der kerbförmigen Verformung der Scheibe sind klar im Rad ersichtlich, siehe Abbildung 5.37.

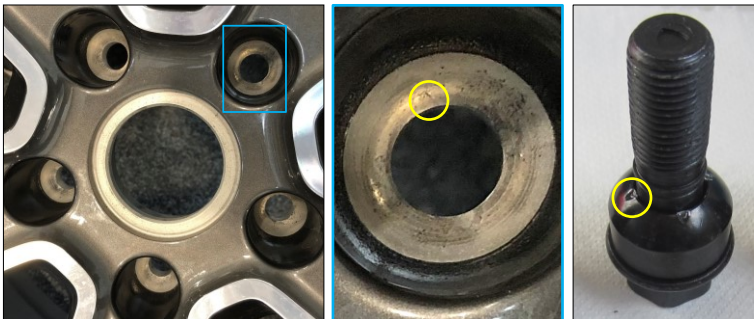


Abbildung 5.37: Tragbild Scheibe zu Rad nach Fahrzeugtests

Zusammenfassend kann dargestellt werden, dass die definierten objektiven Messgrößen zur Erfassung der Wechselwirkungen innerhalb der WFP der Radschraubenverbindung geeignet sind. Durch sie soll der Lösevorgang erfasst und dargestellt werden.

An dieser Stelle kann die **Forschungsfrage 4** aufgegriffen werden. Die objektiven Messgrößen zur Erfassung der relevanten Wechselwirkungen in den LSS und WFP der Radschraubenverbindung sind definiert und auf Ihre Eignung untersucht und bewertet worden. Durch sie kann die vorgestellte Testumgebung aus Kapitel 5.3 erweitert und vervollständigt werden. Gemeinsam ergibt sich die in der **Forschungsfrage 3** thematisierte geeignete Testumgebung.

6 Testdefinition und Parametervariation

Als Vorbereitung für die nachfolgenden Tests innerhalb der Testumgebung zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS von Radschraubenverbindungen wird zunächst die Vorgehensweise in Form von der Testdefinition vorgesehlt. Zusätzlich werden die zu untersuchenden Parametervariationen definiert.

6.1 Testdefinition

Die Testdefinition beinhaltet die Eigenschaftsermittlung der relevanten Gestaltfunktionselemente, die Testdurchführung innerhalb der Testumgebung bei gleichzeitiger Erfassung der Wechselwirkungen in den LSS und WFP durch objektive Messgrößen und die Testinterpretation.

6.1.1 Eigenschaftsermittlung

Die Eigenschaft auf Bauteilebene wird durch den „Kraft-Verformungs-Test für Bauteile“ aus Kapitel 5.2 ermittelt. Die Randbedingungen des Tests werden dem Zustand im Gesamtsystem bestmöglich nachgestellt. Bevor das Bauteil vermessen wird, erfolgt die Ermittlung der Maschinensteifigkeit, die aus dem Gesamtergebnis herausgerechnet wird. Als Eigenschaft der LSS auf Bauteilebene ergibt sich die **Steifigkeit** des vermessenen **Bauteils** in **kN/mm**.

Die Eigenschaft der LSS im System Radschraubenverbindung ergibt sich durch die dynamische Schraubenkraft, die innerhalb der Testumgebung durch Messradschrauben ermittelt wird. Definiert ist dies im „Last-Verformungs-Test auf Systemebene“. Die Eigenschaft ergibt sich als Amplitude der **dynamischen Schraubenkraft** in **kN**.

Die Eigenschaften von WFP_NB und WFP_RB ergeben sich durch ihre Reibungszahlen, die durch den definierten Test „Reibungszahlermittlung über Materialausschnitte“ ermittelt werden. Die dimensionslosen Reibungszahlen μ_{NB} und μ_{RB} werden unter den gegebenen Randbedingungen ermittelt und im Übergang zwischen Haften und Gleiten ausgewertet, da ein Gleiten für den Festsitz der Radschraubenverbindung unerwünscht ist.

Für die Ermittlung der Eigenschaften von WFP_SN und WFP_SK werden die Reibungszahlen der Radschraube durch den Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047 ermittelt. Der Prüfstand liefert die Reibungszahlen unter dem Schraubenkopf μ_b , die Reibungszahl im Gewinde μ_{th} und die Gesamtreibungszahl μ_{tot} .

Die Ergebnisse der Eigenschaftsermittlung werden tabellarisch zusammengefasst und Eingangsgröße für die Tests innerhalb der Testumgebung zur Untersuchung des selbsttätigen Lösens der Radschraubenverbindung bereitgestellt, siehe Tabelle 1.

Tabelle 1: Eigenschaften der Gestaltfunktionselemente (allgemein)

Eigenschaft	Einheit	Referenz	Variation
Steifigkeit Bauteil	kN/mm		
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)		
μ_b	-		
μ_{th}	-		
μ_{tot}	-		
μ_{RB} gemittelt	-		
μ_{NB} gemittelt	-		

6.1.2 Testdurchführung

Für die Testdurchführung wird die Radschraubenverbindung innerhalb der Testumgebung mit Neubauteilen aufgebaut. Für die bessere Vergleichbarkeit der Untersuchungen werden die Radschrauben Vorspannkraftgesteuert angezogen. Die Vorspannkraft wird im Rahmen der Parametervariationen nicht verändert und orientiert sich am Anziehdrehmoment aus dem Fahrzeugtest. Die Abteilung erfolgt durch La-

borversuche am Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047. Auch das Belastungskollektiv bleibt im Rahmen aller Tests unverändert. Die Messsensoren werden an den definierten Stellen angebracht und das Messsystem in Betrieb genommen. Vor dem Start des Tests startet die Messung, um alle möglichen Wechselwirkungen mitzumessen. Der Test durchläuft anschließend die Testprozedur und wird nach einer definierten Laufzeit beendet, sofern er nicht zuvor durch ein selbsttätiges Lösen der Radschraubenverbindung abgebrochen wird. Nach dem Ende der Testprozedur erfolgt die Abkühlphase ohne eine Belastung auf $< 35^{\circ}\text{C}$. Zuletzt wird die Messung beendet, die Testergebnisse in Form von Aufdrehwinkel, Vorspannkraftabfall und Drehmomentabfall dokumentiert und die Messdaten für die Auswertung aufbereitet, sodass die Testinterpretation erfolgen kann.

6.1.3 Testinterpretation

Im Rahmen der Testinterpretation wird zunächst das Gesamtergebnis bewertet. Es wird geprüft, ob sich die Radschraubenverbindung selbsttätig gelöst hat. Ausgewertet wird das anhand der Markierungen zwischen Radschraube und Rad. Dabei wird auch eine mögliche Verdrehung der Scheibe zum Rad überprüft. Das Ergebnis wird der Testlaufzeit, dem Drehmoment- und dem Vorspannkraftabfall gegenübergestellt.

Für die Detailanalyse der Wechselwirkungen innerhalb der relevanten Gestaltfunktionselementen werden die objektiven Messgrößen ausgewertet, die während des Tests mit aufgezeichnet wurden. Dafür werden standardisierte Auswertediagramme erstellt. In ihnen werden die Wechselwirkungen zwischen Bremsscheibe und Rad (WW in WFP_RB), zwischen Radnabe und Bremsscheibe (WW in WFP_NB), zwischen Radschraube und Scheibe (WW in WFP_SK) und zwischen Radnabe und Radschraube (WW in WFP_SN) dargestellt. Zu bestimmten Auswertezeitpunkten wird die dynamische Schraubenkraft analysiert.

Für die Messdatenanalyse ist zunächst die Betrachtung des Aufdrehwinkels sinnvoll, um ein mögliches Aufdrehen in den Messgrößen zu bestätigen. Stellt sich kein Aufdrehwinkel ein, so werden die maximalen Wechselwirkungen in den restlichen Messgrößen ermittelt und dokumentiert. Diese wären damit zulässig und unkritisch hinsichtlich des selbsttätigen Lösens. Löst sich hingegen eine Radschraubenverbindung, so wird der Zeitpunkt, ab der sich ein Aufdrehwinkel abzeichnet, näher betrachtet. Relativ zu diesem Zeitpunkt werden die Wechselwirkungen in den restlichen Messgrößen untersucht und auf Abweichungen gegenüber einer funktionierenden Variante bewertet. Der Unterschied kann dann als unzulässig hohe Wechselwirkung hervorgehoben und als kritischer Werte dokumentiert werden.

Durch diese Herangehensweise soll der Lösevorgang dargestellt und erklärt werden. Die kritischen Werte können im Rahmen der Produktentwicklung durch begleitende Tests kontinuierlich erweitert und konkretisiert werden. Die Zusammenfassung der Ergebnisse erfolgt durch Tabelle 2.

Tabelle 2: Objektive Messgrößen (allgemein)

Objektive Messgrößen	Referenz	Variation
WW in LSS Zunahme F_A in %		
WW in WFP_NB reversibel in mm		
WW in WFP_NB bleibend in mm		
WW in WFP_RB in mm		
WW in WFP_SK in mm		
WW in WFP_SN in °		
Testergebnis	Referenz	Variation
Testlaufzeit in %		
Drehmomentabfall in %		
Vorspannkraftabfall in %		
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein		

Die ermittelten Eigenschaften können den Messgrößen gegenübergestellt werden, um durch ihren Zusammenhang das Wissen über das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung zu erweitern. Die Erkenntnisse können schließlich von den Entwicklern problemspezifisch als Konstruktionszielgrößen für eine zielgerichtete Auslegung und Optimierung der Radschraubenverbindung herangezogen werden.

6.2 Parametervariation

Für die geplanten Tests wird eine Referenz-Radschraubenverbindung ausgewählt, die im Fahrzeugtest funktioniert – sich also nicht selbsttätig löst. Ziel der Parametervariation ist es, den Einfluss der relevanten Gestaltfunktionselemente auf das selbsttätige Lösen zu untersuchen. Die Variationen sind in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Parametervariation der relevanten Gestaltfunktionselemente

Testfall	Variation	Beschreibung Variation
TF1	Referenz	Referenz-Radschraubenverbindung
TF2	LSS	Steifigkeit: Reduktion der Steifigkeit der Radnabe
TF3	WFP_RB	Reibungszahl: Reduktion der Reibungszahl zwischen Rad und Bremsscheibe
TF4	WFP_NB	Reibungszahl: Reduktion der Reibungszahl zwischen Radnabe und Brems-scheibe
TF5	WFP_SN	Reibungszahl: Reduktion der Reibungszahl zwischen Radschraube und Radnabe (in Gewinde)
TF6	WFP_SK	Reibungszahl: Erhöhung der Reibungszahl zwischen Radschraube und Scheibe bei gleichzeitiger Reduktion der Reibungszahl zwischen Radschraube und Radnabe

In Testfall1 (TF1) wird die ausgewählte Referenz-Radschraubenverbindung vollumfänglich untersucht. Die Testparameter und Randbedingungen bleiben für alle Untersuchungen unverändert.

In TF2 wird die LSS der Radnabe variiert. Dazu wird die Referenz-Radnabe so verändert, dass ihre Steifigkeit unter gleichbleibenden Randbedingungen reduziert wird. Durch diese Variation soll der Einfluss der LSS auf das Löseverhalten der Radschraubenverbindung untersucht und bewertet werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird lediglich die LSS eines Bauteils variiert.

In TF3 wird WFP_RB variiert. Zwischen der Bremsscheibe und dem Rad wird die Reibungszahl durch ein hochtemperaturbeständiges Schmierfett reduziert. Ziel der Reibungszahlreduktion ist es, die Wahrscheinlichkeit von Relativbewegungen innerhalb des WFP unter gleichbleibenden Randbedingungen zu erhöhen und den Effekt auf das selbsttätige Lösen untersuchen.

In TF4 wird die Reibungszahl im WFP_NB über das gleiche Schmierfett reduziert. Das Ziel ist vergleichbar zu TF3.

In TF5 wird die Reibungszahl im Gewinde (WFP_SN) zwischen Radschraube und Radnabe wird über das Schmierfett reduziert, um den Einfluss auf das selbsttätige Lösen zu untersuchen. Dabei ist es besonders wichtig, dass die Radschrauben mit der gleichen Vorspannkraft angezogen werden. Durch ein drehmomentgesteuertes Anziehen könnte die Vorspannkraft durch die Reibungszahlreduktion zunehmen und somit mehrere Parameter des Tests verändern.

In TF6 soll WFP_SK variiert werden. Untersuchungen haben gezeigt, dass die dort vorliegende Reibungszahl durch die spezielle Oberfläche und Beschichtung bereits sehr gering ist. Es ist nicht gelungen diese deutlich zu reduzieren. Um den Einfluss von WFP_SK trotzdem zu untersuchen wird die Reibungszahl erhöht. Gleichzeitig wird die Reibungszahl in WFP_SN vergleichbar zu TF5 reduziert. Der Vergleichstest Für TF6 ist somit nicht mehr TF1, sondern TF5. Dadurch soll der Einfluss auf das selbsttätige Lösen untersucht werden.

7 Experimentelle Untersuchungen und Testinterpretation

Für die Erweiterung des Wissens über das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung erfolgen nach der vorangegangenen Vorbereitung die experimentellen Untersuchungen durch Parametervariationen. Die Testinterpretation soll dabei unterstützen die Lösemechanismen zu beschreiben und Konstruktionszielgrößen für die Auslegung und Optimierung abzuleiten. Zuletzt wird die Reproduzierbarkeit der Testumgebung betrachtet.

7.1 Referenz-Radschraubenverbindung

Die ausgewählte Radschraubenverbindung zeigt im Fahrzeugtest keine Auffälligkeit hinsichtlich des selbsttätigen Lösens. Der Drehmomentabfall beträgt $< 25\%$ nach Testende, was dem Setzen der Schraubenverbindung ohne ein Aufdrehen zuzuordnen ist. Die Referenz-Radschraubenverbindung besteht aus einer blanken Radnabe aus hochfestem Stahl und einem Rad aus Aluminiumdruckguss. Die einteiligen Graugussbremsscheibe Bremsscheibe ist an der WF zum Rad mit einer mit Zinkstaub Beschichtung versehen und an der WF zur Radnabe blank. Die zweiteiligen Radschrauben besitzen die Festigkeitsklasse 10.9 und ein Gewinde mit der Dimension M14 x 1,5. Ihre kalottenförmige Scheibe ist an der WF zum Rad in Kugelform ausgeführt. Sie besteht aus einer eloxierten Aluminiumlegierung. Die Radschraube ist mit einer speziellen Beschichtung für den Korrosionsschutz versehen, siehe Abbildung 7.1.



Abbildung 7.1: Referenz-Radschraubenverbindung

Entsprechend der Testdefinition folgt die vollumfängliche Eigenschaftsermittlung entsprechend der vorgestellten Einzelmethode und der Test innerhalb der Testumgebung mit der Testinterpretation.

Eigenschaftsermittlung LSS auf Bauteilebene

Für die Ermittlung der Steifigkeit erfolgt der „Kraft-Verformungs-Test für Bauteile“. Im vorliegenden Fall wird lediglich die Radnabe betrachtet, da nur diese variiert wird. Bei der Variation anderer Bauteile, sind diese vergleichbar zu vermessen, siehe Abbildung 7.2.

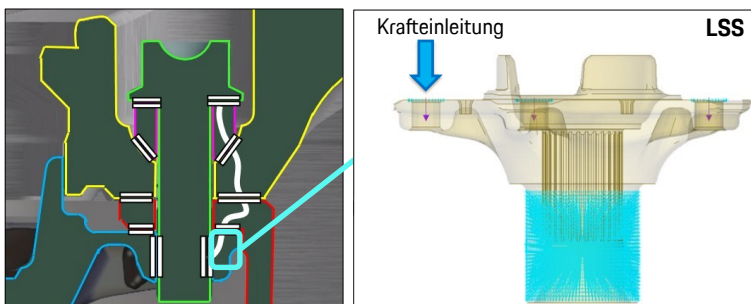


Abbildung 7.2: Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung LSS-Bauteil

Die Radnabe wird entsprechend der Randbedingungen aufgenommen. Die Lasteinleitung erfolgt axial auf eines der Einschraublöcher. Es ist sicherzustellen, dass ein Verkippen der Radnabe durch die Lasteinleitung ausgeschlossen ist. Vor dem eigentlichen Test ist die Maschinensteifigkeit zu ermitteln, um diese aus dem Ergebnis der Radnaben-Steifigkeit herauszurechnen. Dafür wird diese in sich gegen das Spannfeld gedrückt. Das Kraft-Verformungs-Diagramm für beide Messungen ist in Abbildung 7.3 dargestellt.

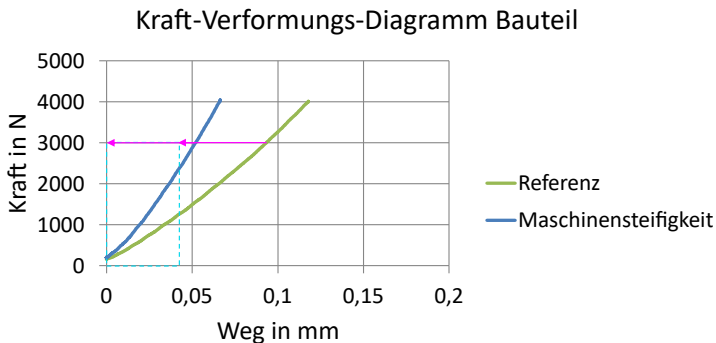


Abbildung 7.3: Kraft-Verformungs-Diagramm Bauteil: Referenz

Die blaue Messkurve stellt die Maschinensteifigkeit und die grüne Messkurve die Steifigkeit der Referenz-Radnabe inklusive der Maschinensteifigkeit dar. Werden diese voneinander abgezogen, so beträgt die Steifigkeit der Referenzradnabe 73 kN/mm. Als Eigenschaft für die LSS der Radnabe auf Bauteilebene ergibt sich die Steifigkeit entsprechend Tabelle 4.

Tabelle 4: Eigenschaft LSS-Bauteil: Referenz

LSS-Bauteil	Steifigkeit
Referenz	73 kN/mm

Eigenschaftsermittlung LSS auf Systemebene

Für die Ermittlung der Eigenschaft der LSS auf Systemebene folgt der „Last-Verformungs-Test auf Systemebene“. Hierbei wird über die gemessene dynamische Schraubenkraft bei umlaufender Biegebelastung (Radlast-Seitenkraft-Äquivalent) eine Aussage über das Verhalten der Steifigkeit im Verbund getroffen. Die Schrauben werden innerhalb der Testumgebung mit einer definierten Vorspannkraft angezogen und mit einem definierten Biegemoment belastet. Die Auswertung der dynamischen Schraubenkraft für die Referenz-Radschraubenverbindung ist repräsentativ durch einige Lastwechsel in Abbildung 7.4 dargestellt.

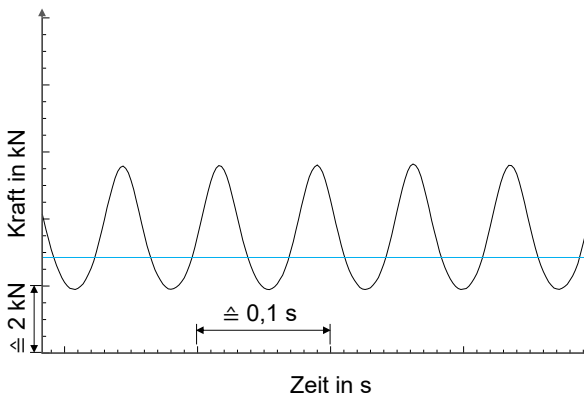


Abbildung 7.4: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Referenz

Die blaue Horizontale stellt die zu Beginn eingestellte Vorspannkraft dar. Die dynamischen Schraubenkräfte sind über die Lastwechsel betrachtet sehr vergleichbar, was für eine gleichmäßige Lasteinleitung spricht. Die gesamte Amplitude teilt sich in die positive Schraubenzusatzkraft (ca. 70%) und die negative Plattenzusatzkraft (ca. 30%) auf. Die Eigenschaft der LSS im Verbund wird über die Amplitude der Schraubenkraft in Tabelle 5 dargestellt.

Tabelle 5: Eigenschaft LSS-System: Referenz

LSS-System	F_A	Positiver Teil	Negativer Teil
Referenz	4 kN	70%	30%

Eigenschaftsermittlung WFP-Schraube

Die Eigenschaften der Radschraube erfolgt über die Reibungszahlermittlung im Gewinde, unter dem Schraubenkopf und der Gesamtreibungszahl, siehe Abbildung 7.5.

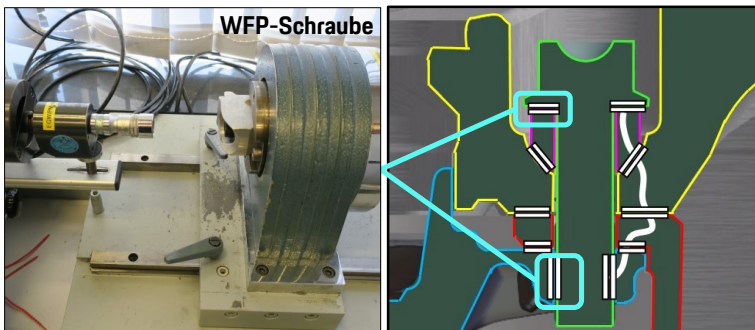


Abbildung 7.5: Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung WFP-Schraube

Die zweiteilige Referenzradschraube besteht aus dem Stahlbolzen, der mit einer Beschichtung aus Korrosionsschutzgründen versehen ist. Die kalottenförmige Scheibe aus einer eloxierten Aluminiumlegierung ist ebenfalls mit einer zusätzlichen Beschichtung versehen ist, um die Reibungszahl gezielt einzustellen. Die einzelnen Komponenten sind in Abbildung 7.6 dargestellt.



Abbildung 7.6: Wirkflächen der Referenz-Radschraube

Als Einschraubgewinde wird eine blanke, hochfeste Stahlmutter verwendet, deren Festigkeitskennwerte, Gewindegeometrie und Oberflächenbeschaffenheit mit dem Radnabenwerkstoff vergleichbar sind. Je Schraubenvariante werden drei Messungen durchgeführt. Die Testteile der Referenz-Radschraube sind in Abbildung 7.7 dargestellt.



Abbildung 7.7: Teile für Reibungszahlermittlung Schraube: Referenz

Es erfolgt der Anzug der Schraube. Dabei werden Anziehdrehmoment, Drehwinkel und Vorspannkraft aufgezeichnet, aus denen sich die Reibungszahlen μ_b , μ_{th} und

μ_{tot} ergeben. Abbildung 7.8 zeigt den Verlauf von Anziehdrehmoment über Drehwinkel (links) Vorspannkraft über Drehwinkel (rechts) für die drei vermessenen Schrauben.

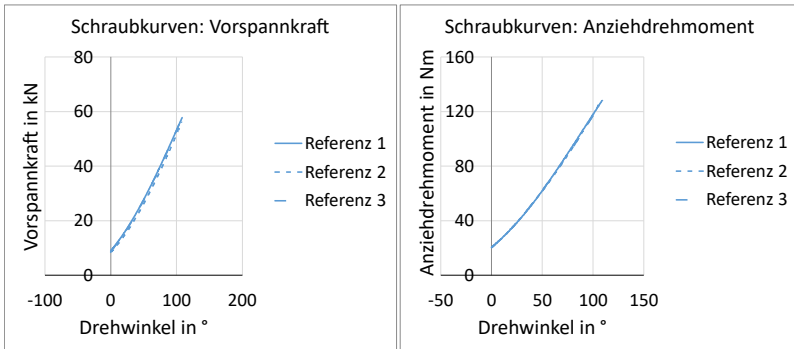


Abbildung 7.8: Schraubkurven zur Reibungszahlermittlung: Referenz

Es ist zu erkennen, dass die drei Schrauben untereinander eine sehr geringe Streuung aufweisen. Die Reibungszahlschwankung ist somit ebenfalls sehr gering, was auf Grund der spezifischen Oberflächenbeschichtung zu erwarten ist. Als Eigenschaft für das WFP_SN und WFP_SK ergeben sich die gemittelten Reibungszahlen μ_b , μ_{th} und μ_{tot} entsprechend Tabelle 6.

Tabelle 6: Eigenschaften WFP-Schraube: Referenz

WFP-Schraube	μ_b	μ_{th}	μ_{tot}
Referenz	0,06	0,18	0,11

Eigenschaftsermittlung WFP-Bauteile

Für die Ermittlung der Eigenschaften in den Bauteiltrennfugen erfolgt die Reibungszahlermittlung über Materialausschnitte, siehe Abbildung 7.9.

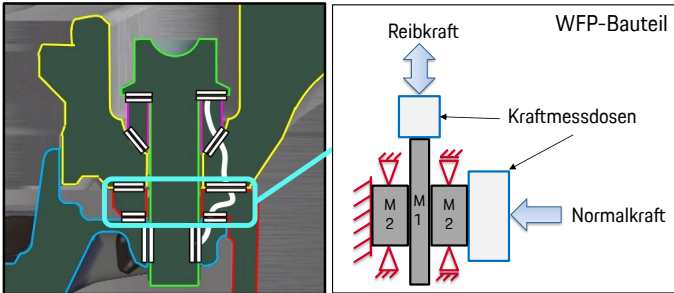


Abbildung 7.9: Einzelmethode zur Eigenschaftsermittlung WFP-Bauteile

Diese werden aus der Bremsscheibe entnommen. Beim Rad werden geometrisch bestimmte Ausschnitte aus dem Rad entnommen und die Oberfläche entsprechend der mechanischen Bearbeitung der Radanlagefläche bearbeitet. Bei der Radnabe werden definierte Ausschnitte aus dem Radnabenwerkstoff entnommen. Die Oberflächen werden entsprechend der mechanischen Bearbeitung der Radnabe nachbearbeitet. Für das Beispiel WFP_RB sind die Materialsegmente in Abbildung 7.10 dargestellt.

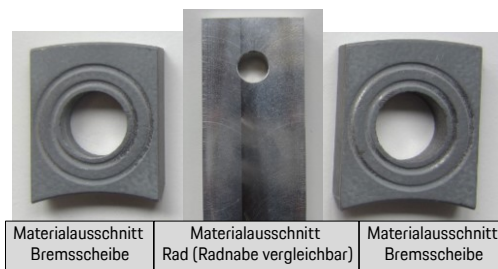


Abbildung 7.10: Materialausschnitte Bremsscheibe und Rad: Referenz

Die Materialausschnitte werden im Prüfaufbau aufgenommen. Mittig sitzt je nach Messung entweder das Rad- oder Radnabensegment. Jeweils links und rechts davon die Segmente aus dem Bremsscheibentopf. Es wird bei Raumtemperatur eine definierte Normalkraft aufgebracht. Die dazu senkrecht aufgebrachte Kraft wirkt querkraftfrei über das mittig positionierte Segment und liefert die Reibkraft. Der Test läuft weggesteuert. Die Reibkraftkurven für das WFP_RB sind in Abbildung 7.11 dargestellt.

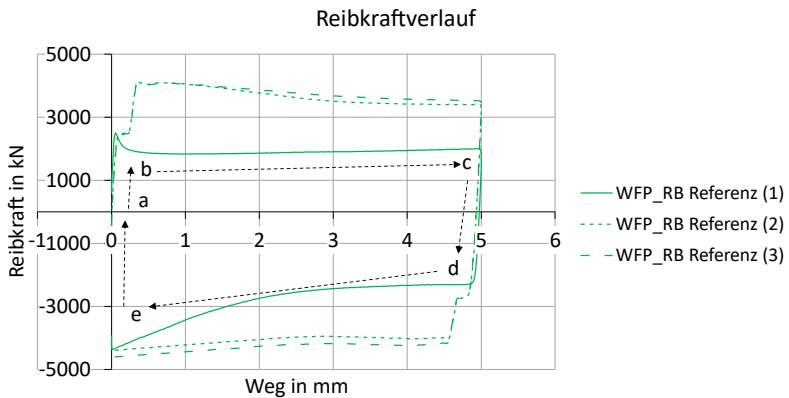


Abbildung 7.11: Reibkraftverlauf in WFP_RB: Referenz

Das Diagramm zeigt die Reibkraft über den Weg. Die Abfolge des Zyklus ist durch die gestrichelten Pfeile dargestellt (von a, nach b, nach c, nach d, nach e zurück zu a). Um mögliche Einlaufeffekte zu identifizieren, wird die Bewegung in beide Richtungen dreimal wiederholt. Im ersten Zyklus ist eine Losbrechkraft identifizierbar, ab der ein Gleiten eintritt. Ab dem zweiten Zyklus ist ein Setzen des Prüfaufbaus in beiden Bewegungsrichtungen zu erkennen, sobald eine bestimmte Kraft überwunden ist. Dabei kommt es allerdings zu keiner Relativbewegung in den WFP. Der Übergang von Haften in Gleiten ist erkennbar ausgeprägt. Es ist eine deutliche Zunahme der Losbrech- und Laufkraft zu erkennen. Das spricht für einen Einlaufeffekt, der sich nach dem ersten Zyklus stabilisiert. Er ist auf die Zinkstaubbeschichtung des Bremsscheibentopfs zurückzuführen. Diese trägt sich durch Relativbewegungen sehr zügig ab und setzt sich in die umlaufenden Ringnuten um das Durchgangsloch

für die Radschraube ab. Zwischen Zyklus zwei und drei kann im Bereich des Gleitens ebenfalls eine leichte Zunahme der Reibkraft beobachtet werden. Kommt es auf Systemebene zum Gleiten, könnte dieser Effekt ein stabilisierendes Verhalten bedeuten und mögliche Relativbewegungen reduzieren. Der relevante Auswertebereich ist der Übergang von Haften zu Gleiten, da für den Festsitz der Radschraubenverbindung ein Gleiten unerwünscht ist. In Druckrichtung nimmt die Kraft im Bereich des Gleitens über den zurückgelegten Weg zu. Als Eigenschaft für WFP_RB ergibt sich die Reibungszahl μ_{RB} im Übergang zwischen Haften und Gleiten entsprechend der Tabelle 7.

Tabelle 7: Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_RB): Referenz

WFP-Bauteil	μ_{RB} Referenz
Zyklus 1	0,08
Zyklus 2	0,15
Zyklus 3	0,15
Gemittelt	0,126

Gleiches Vorgehen gilt für die Eigenschaftsermittlung von WFP_NB. Der Verlauf der Reibkraft über den Weg bei definierter Normalkraft ist in Abbildung 7.12 dargestellt.

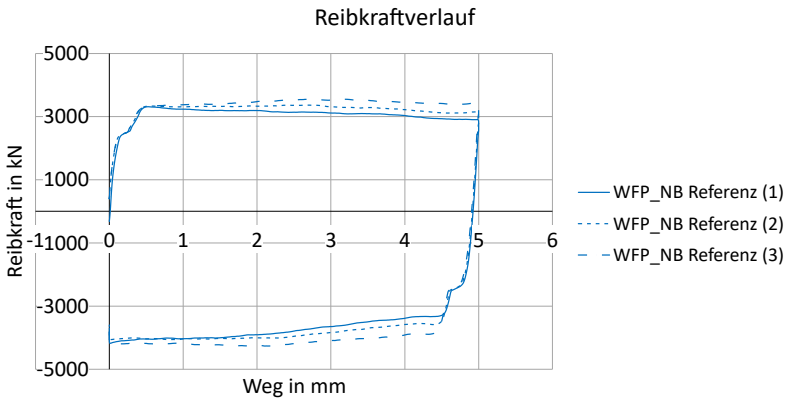


Abbildung 7.12: Reibkraftverlauf in WFP_NB: Referenz

Auch hier ist das bekannte Setzen aus dem Prüfaufbau zu erkennen, bei dem keine Relativbewegung in den WFP zu verzeichnen ist. Der Übergang zwischen Haften und Gleiten ist erkennbar ausgeprägt. In der Bewegungsrichtung Zug ist der Übergang zwischen Haften und Gleiten über die Zyklen betrachtet identisch. Im Bereich des Gleitens kann eine Zunahme der Reibkraft festgestellt werden, was ebenfalls einen Einlaufeffekt darstellt. In Druckrichtung nimmt die Kraft im Bereich des Übergangs zwischen Haften und Gleiten über die Anzahl der Zyklen leicht zu. Diese Bewegungsrichtung würde im Fahrzeug dem Rückwärtsfahren entsprechen, was im Gesamtfahrzeugtest nicht stattfindet. Als Eigenschaft für das WFP_NB ergeben sich die Reibungszahlen im Übergang zwischen Haften und Gleiten μ_{NB} entsprechend der Tabelle 8.

Tabelle 8: Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_NB): Referenz

WFP-Bauteil	μ_{NB} Referenz
Zyklus 1	0,118
Zyklus 2	0,118
Zyklus 3	0,118
Gemittelt	0,118

Test innerhalb der Testumgebung

Mit dem Abschluss der Eigenschaftsermittlung folgt der Test innerhalb der Testumgebung zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung und die Erfassung eines möglichen LöSENS. Die Testbedingungen (Lastkollektiv, Vorspannkraft und Messdatenerfassung) bleiben für alle nachfolgenden Parameteruntersuchungen unverändert.

Die Radschraubenverbindung durchläuft die gesamte Testprozedur ohne einen vorzeitigen Testabbruch durch ein selbsttätiges LöSENS. Die Schraubenmarkierungen vor und nach dem Test sind in Abbildung 7.13 dargestellt.



Abbildung 7.13: Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Referenz

Es ist zu erkennen, dass sich die Radschrauben nicht aufgedreht haben. Dies entspricht der Erwartung auf Basis der Ergebnisse aus dem Gesamtfahrzeugtest. Bei der Bewertung des Aufdrehens über die Markierung können Winkel erst ab 7° festgestellt werden. Eine nicht selbsttätig gelöste Radschraube wird mit $< 7^\circ$ dokumentiert. Der Drehmomentabfall wird zwischen kleiner und größer oder gleich 25% differenziert. Drehmomentabfälle $< 25\%$ sind in der Regel mit dem Setzen ohne ein selbsttätiges Lösen verbunden. Die Testergebnisse sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

Tabelle 9: Testergebnisse Radschraubenverbindung: Referenz

Test	Vorspannkraftabfall	Drehmomentabfall	Aufdrehwinkel
Referenz	30%	$< 25\%$	$< 7^\circ$

Der Vorspannkraftabfall nach Testende bei Raumtemperatur beträgt 30%. Der Drehmomentabfall beträgt dabei $< 25\%$. Da sich die Schrauben nicht aufgedreht haben, entspricht dieser Abfall dem Setzen innerhalb der Radschraubenverbindung. Der Aufdrehwinkel wird mit $< 7^\circ$ festgehalten.

Für die weitere Detailuntersuchung sind die Wechselwirkungen innerhalb der einzelnen WFP der Radschraubenverbindung über die objektiven Messgrößen zu analysieren. Für die Untersuchung der Wechselwirkung innerhalb der LSS wird die dynamischen Schraubenkraft betrachtet. Immer relativ zueinander vergleichend auf Grund der Temperaturkompensation. Es werden standardmäßig die Amplituden zu Testbeginn und -ende ausgewertet. Bedarfsorientiert kann sie zudem zu bestimmten Betrachtungszeitpunkten herangezogen werden. Für die Analyse wird ein standardisiertes Auswertediagramm erstellt, siehe für die Referenz-Radschraubenverbindung in Abbildung 7.14.

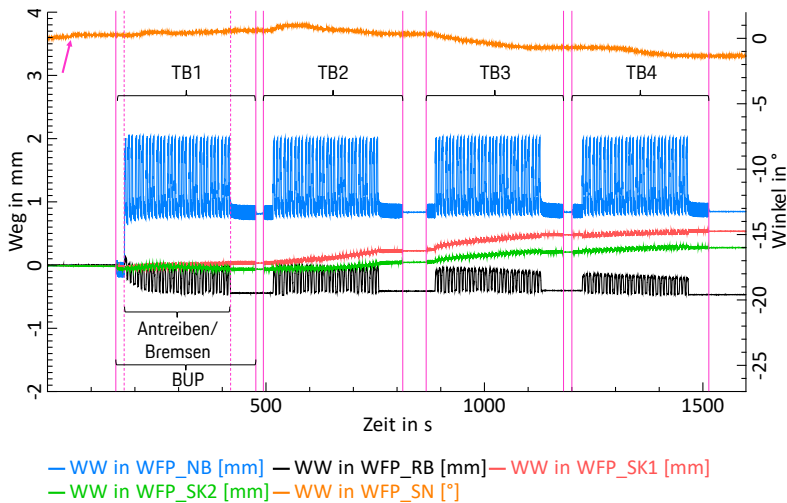


Abbildung 7.14: Standardisiertes Auswertediagramm: Referenz

Das Diagramm zeigt auf der Abszisse den zeitlichen Verlauf des Tests. Auf der linken Ordinate ist der Weg in Millimetern dargestellt. Die Drehrichtung wird über das Vorzeichen abgebildet. Auf der rechten Ordinate ist der Winkel in Grad dargestellt. Dieser wird in Anziehrichtung positiv und in Aufdrehrichtung negativ definiert. Die WW in WFP_SN (orange) zeigt den Aufdrehwinkel, die WW in WFP_NB (blau) die Verdrehung zwischen Radnabe und Bremsscheibe, die WW in WFP_RB (schwarz) die Verdrehung zwischen Rad und Bremsscheibe und die beiden WW in WFP_SK1 (rot) und WFP_SK2 (grün) die Bewegung des Schraubenkopfs in der Ebene von WFP_SK.

Die Messung startet vor der Lasteinleitung. Ab der ersten magentafarbenen Senkrechten wirkt neben der Temperatur das umlaufende Biegemoment, bis sich das Biegemoment eingeregelt hat. Anschließend werden überlagert dazu die Antriebs- und Bremsmomente eingeleitet (erste gestrichelte magentafarbene Senkrechte im Diagramm). Nach dem Durchlaufen des ersten Testblocks TB1 wird die Einleitung der Längslasten unterbrochen (zweite gestrichelte magentafarbene Senkrechte) und es wirkt erneut das reine umlaufende Biegemoment, das die Abkühlrunden im

Gesamtfahrzeugtest simuliert. Nach einer definierten Laufzeit wird auch dieses unterbrochen (zweite magentafarbene Senkrechte). Das Aufheizen im Stand läuft kontinuierlich weiter, um das Nachheizen im Stand korrekt abzubilden. Nach jedem Testblock werden die Schrauben auf ein mögliches Aufdrehen überprüft, bevor der nächste Testblock anläuft. Innerhalb der Testumgebung werden bis zu vier Testblöcke durchlaufen, bis der Test beendet wird, sofern sich die Radschraubenverbindung zuvor nicht schon gelöst hat. Es folgt das Abkühlen, bevor der Vorspannkraft- und Drehmomentabfall ermittelt werden. Nach Testende stellt sich ein maximaler Aufdrehwinkel von ca. 1° ein.

Für die nähere Betrachtung der einzelnen Testblöcke ist die Detailansicht zu Beginn von TB1 in Abbildung 7.15.

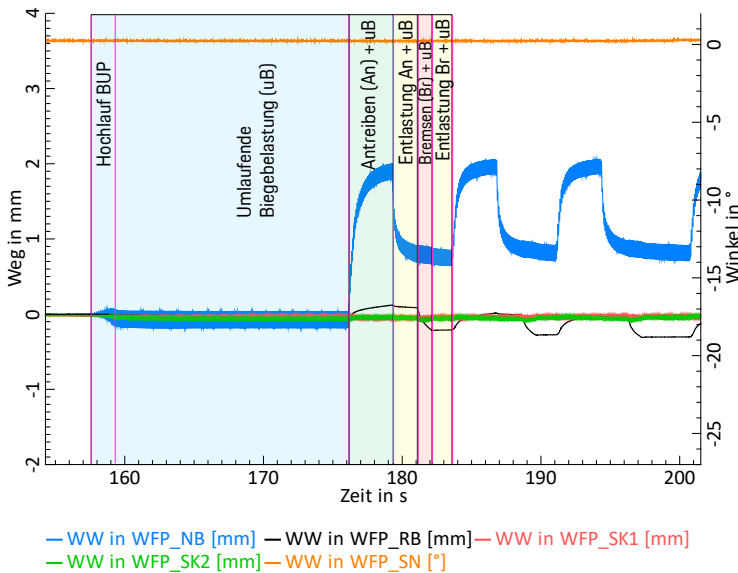


Abbildung 7.15: Detailansicht zu Beginn TB1: Referenz

In der Detaildarstellung sind der Teststart und die ersten drei Antriebs- und Bremsimpulse zu erkennen. Vom Start der Messung bis zum blau unterlegten Bereich wirkt keine äußere Last. Der erste blau unterlegte Bereich zwischen den beiden

magentafarbenen Senkrechten stellt das Hochlaufen und das Einpendeln der BUP dar. Ab der zweiten magentafarbenen Senkrechten ist der Zielwert für das umlaufende Biegemoment erreicht und Amplitude und Frequenz ändern sich nicht mehr. Die BUP durchläuft die definierte Anzahl an Lastwechsel, bevor die Antriebs- und Bremsmomente hinzugeschaltet werden.

Im grün unterlegten Bereich Abbildung 7.15 wirkt überlagert zum umlaufenden Biegemoment zusätzlich das Antriebsmoment an der Radschraubenverbindung. Im ersten gelb unterlegten Bereich wird das Antriebsmoment entlastet und es wirkt erneut das reine umlaufende Biegemoment. Im Bereich des Antreibens ist in WFP_NB (blau) zu erkennen, dass sich die Radnabe in Antriebsrichtung relativ zur Bremscheibe verdreht. Wird das Antriebsmoment entlastet, so baut sich ein Teil der Verdrehung wieder ab. Der andere Teil verbleibt als bleibende Verdrehung. Die Wechselwirkung in WFP_RB (schwarz) zwischen Rad und Bremscheibe zeigt während des Antreibens eine bleibende Verdrehung in Antriebsrichtung. In WFP_SK1 und WFP_SK2 (nachfolgend als WFP_SK zusammengefasst) zeigt sich keine bedeutende Bewegung. Der Betrag der Relativbewegungen in den WFP führt somit noch nicht zur Bewegung unter dem Schraubenkopf.

Die Einleitung des Bremsmoments ist im rot unterlegten Bereich in Abbildung 7.15 zu erkennen. Der Bremsimpuls wirkt vergleichbar zum Fahrzeugtest kürzer als das Antriebsmoment. Während des Bremsvorgangs findet keine Relativbewegung in WFP_NB statt. In WFP_RB ist hingegen eine Verdrehung in Bremsrichtung, also entgegen der Antriebsrichtung zu erkennen. Mit dem Wechsel der Lasteinleitung von Antreiben zu Bremsen findet somit auch eine wechselnde Verdrehung in die jeweilige Richtung innerhalb WFP_RB statt. Unter dem Schraubenkopf in WFP_SK ist weiterhin keine auffällige Bewegung zu erkennen. Der Aufdrehwinkel bleibt unverändert.

Innerhalb des zweiten Antriebsimpuls zeigt sich in WFP_NB eine elastische Verdrehung, die sich mit der Entlastung des Antriebsmoments wieder vollständig abbaut. Die Verdrehung geht auf den zuvor eingestellten Wert der bleibenden Verdrehung zurück. Die Radnabe scheint sich damit einmalig in Antriebsrichtung relativ zur Bremscheibe zu verdrehen. In WFP_RB hingegen findet erneut eine bleibende Verdrehung in Antriebsrichtung statt. Während des Bremsimpulses findet in WFP_NB erneut keine Relativbewegung statt, wohingegen in WFP_RB erneut eine bleibende Verdrehung zu erkennen ist. Die Schraubenkopfbewegung in WFP_SK und der Aufdrehwinkel in WFP_SN bleiben unverändert. Diese Wechselwirkungen sind somit noch unkritisch hinsichtlich des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung.

Wird an dieser Stelle das Verhalten in WFP_NB im Gegensatz zu WFP_RB genauer betrachtet, so ist dieser Mechanismus vergleichbar zum Realfahrzeug und erklärbar. Durch das Antreiben verdreht sich die Radnabe einmalig in Antriebsrichtung relativ zur Bremsscheibe. Durch das Bremsen bleibt die Richtung der Verdrehung innerhalb WFP_NB gleich, siehe Abbildung 7.16.

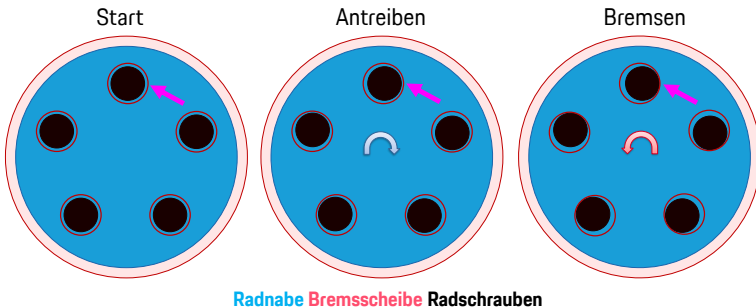


Abbildung 7.16: Schematische Darstellung der Verdrehung in WFP_NB

Die Radnabe verdreht sich beim Antreiben zusammen mit den Radschrauben nach rechts gegen die Bremsscheibe. Beim Bremsen verdreht sich die Bremsscheibe in die Gegenrichtung. Die Seite der Radschraube, die durch beide Lastimpulse in Kontakt mit der Bremsscheibe kommen könnte, bleibt gleich.

Im Verlauf von TB1 bleiben Aufdrehwinkel und Schraubenkopfbewegung unverändert. Der Schraubenkopf führt weder eine bemerkenswerte translatorische Bewegung je Lastwechsel aus, noch bewegt er sich über TB1 betrachtet weg. In WFP_NB ist nach dem ersten Antriebsimpuls ebenfalls nur noch die sich wiederholende reversible Verdrehung in Antriebsrichtung zu erkennen. Die Relativbewegung innerhalb WFP_RB setzt sich wechselnd fort und nimmt im Verlauf von TB1 leicht zu. Diese beeinflusst die Schraubenkopfbewegung nicht. Eine wechselnde Relativbewegung in WFP_RB von diesem Betrag findet somit innerhalb der Form- und Lagetoleranzen der Radschraubenverbindung statt. Sie reicht nicht aus, um einen Kontakt zwischen den Bauteilen und der Radschraube zu erzeugen und damit eine kritische Schraubenkopfbewegung auszulösen, was das Aufdrehen begünstigen könnte.

In TB2 setzt sich das Verhalten fort. Die Verdrehungen in WFP_RB und WFP_NB sind vergleichbar zu TB1. Es zeigt sich außerdem, dass sich der Schraubenkopf global betrachtet von Lastimpuls zu Lastimpuls minimal vom Startpunkt wegbewegt, was allerdings kontinuierlich und nicht schlagartig geschieht. Die translatorische Bewegung je Lastwechsel bleibt allerdings vergleichbar gering. Die Darstellung der Schraubenkopfbewegung in der Ebene über die zwei Wegsensoren ergibt sich entsprechend Abbildung 7.17, wobei die magentafarbene Markierung der Startpunkt ist.

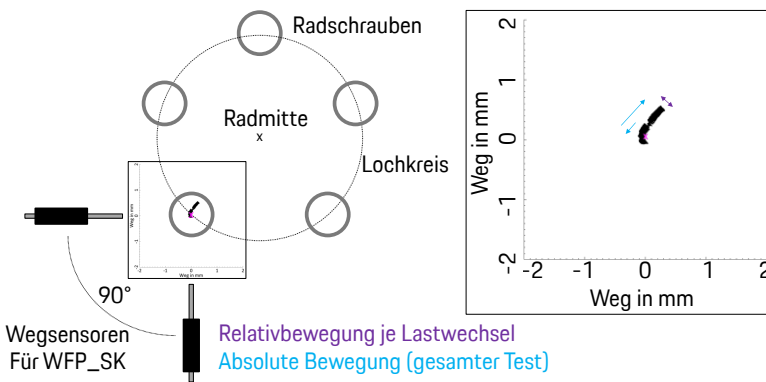


Abbildung 7.17: Darstellung Schraubenkopfbewegung: Referenz

Die globale Verschiebung des Schraubenkopfs über den Testverlauf hinweg zeigt sich als minimale Schwankung im Aufdrehwinkel. Dies hängt mit der Ankopplung des Winkelsensors am Schraubenkopf und dem Anschlag am Rad zusammen. Beides kann dazu führen, dass bei minimalen Schraubenkopfbewegungen ein minimaler Aufdrehwinkel angezeigt wird. Da dieser sehr deutlich kleiner als 7° ist, ist er vernachlässigbar.

In TB3 setzt sich die Verschiebung des Schraubenkopfs vom Startpunkt aus betrachtet fort, was sich weiter in WW in WFP_SN zeigt. Die Relativbewegung in WFP_NB bleibt unverändert. Die wechselnde Verdrehung in WFP_RB nimmt in TB3 ab. Dieser Effekt deckt sich mit den Untersuchungsergebnissen durch die Einzelmethode im Rahmen der Eigenschaftsermittlung. Die Reibkraftkurve für WFP_RB

in Abbildung 7.11 hat im Bereich des Gleitens eine leichte Zunahme über die Anzahl der Zyklen in beide Bewegungsrichtungen gezeigt.

In TB4 setzen sich das Verhalten der Wechselwirkungen fort. Die WW in WFP_NB bleibt unverändert. In WFP_RB nimmt die Amplitude der wechselnden Bewegung weiter ab. Gegen Ende des Tests zeigt sich ein stabilisierendes Verhalten in Bezug auf die Wechselwirkungen. Die Radschrauben drehen sich im Verlauf des Tests nicht auf.

Die Auswertung der dynamischen Schraubenkraft unter gleicher Skalierung zu Beginn und Ende des Tests zeigt in Abbildung 7.18, dass sich die Amplitude nicht wesentlich verändert. Die minimale Zunahme von ca. 20% ist durch das Setzen der Schraubenverbindung zu erklären.

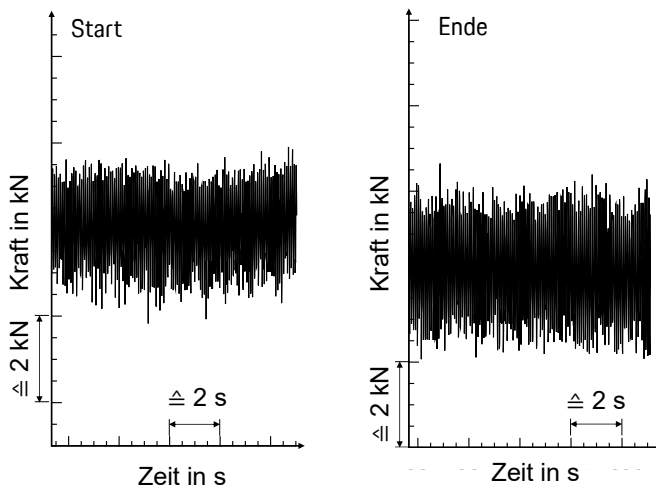


Abbildung 7.18: Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Referenz

Tabelle 10 fasst die Ergebnisse aus der Analyse der dynamischen Schraubenkraft der Referenz-Radschraubenverbindung zusammen.

Tabelle 10: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Referenz

F_A	Zunahme Start zu Ende
Referenz	+20%

Die ermittelten Eigenschaften aller relevanten Gestaltfunktionselemente sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Bei der dynamischen Schraubenkraft ist neben der Amplitude die prozentuale Aufteilung der positiven und negativen Schraubenzusatzkraft geklammert mit aufgeführt.

Tabelle 11: Eigenschaftstabelle: Referenz

Eigenschaft	Einheit	Referenz	Variation
Steifigkeit Bauteil	kN/mm	73	-
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)	4 (70/30)	-
μ_b	-	0,06	-
μ_{th}	-	0,18	-
μ_{tot}	-	0,11	-
μ_{RB} gemittelt	-	0,126	-
μ_{NB} gemittelt	-	0,118	-

Die maximalen Wechselwirkungen innerhalb der einzelnen Messgrößen werden in Tabelle 12 dargestellt. Sie sind zunächst als zulässige Wechselwirkung einzuordnen, durch die es unter gleichbleibenden Randbedingungen nicht zum selbsttätigen Lösen kommt.

Tabelle 12: Objektive Messgrößen: Referenz

Objektive Messgrößen	Referenz	Variation
WW in LSS Zunahme F_A in %	+20%	-
WW in WFP_NB reversibel in mm	1,10	-
WW in WFP_NB bleibend in mm	0,80	-
WW in WFP_RB in mm	0,45	-
WW in WFP_SK in mm	0,10	-
WW in WFP_SN in °	1°	-
Testergebnis	Referenz	Variation
Testlaufzeit in %	100%	-
Drehmomentabfall in %	< 25%	-
Vorspannkraftabfall in %	30%	-
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein	Nein	-

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass die ermittelten objektiven Messgrößen in der Lage sind die Wechselwirkungen innerhalb der Radschraubenverbindung zu erfassen und zu bewerten. Mit der gezeigten Herangehensweise erfolgen die weiteren Parametervariationen aus Tabelle 3.

7.2 Variation Steifigkeit

Im Rahmen der Variation der LSS wird die Steifigkeit der Radnabe reduziert. Da die restlichen Gestaltfunktionselemente unverändert bleiben, werden diese nicht erneut untersucht. Die Eigenschaften werden durch den „Kraft-Verformungs-Test für Bauteile“ und den „Last-Verformungs-Test auf Systemebene“ ermittelt.

Für die Reduktion der Radnabensteifigkeit werden die Versteifungsrippen auf der Radnabenrückseite geschwächt. Dadurch soll die elastische Verformung unter gleichbleibender Kraft deutlich zunehmen. Abbildung 7.19 zeigt die Referenz-Radnabe links und die variierte Radnabe rechts dargestellt.

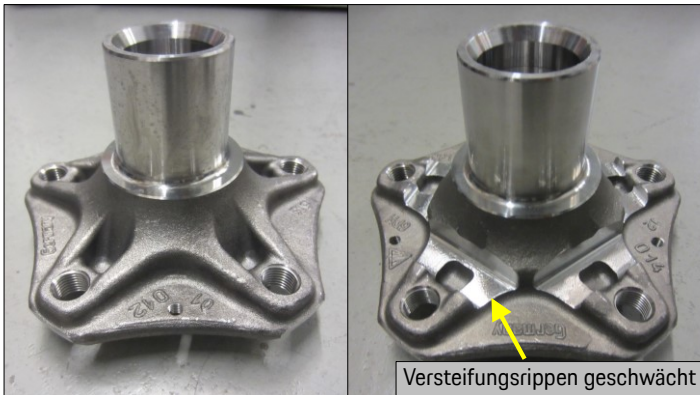


Abbildung 7.19: Radnabe Variation LSS

Eigenschaftsermittlung LSS auf Bauteilebene

Die Ermittlung des Kraft-Verformungs-Verhaltens erfolgt vergleichbar zur Referenz-Radnabe. Der Prüfaufbau und die Randbedingungen bleiben unverändert. Das Ergebnis ist in Abbildung 7.20 dargestellt.

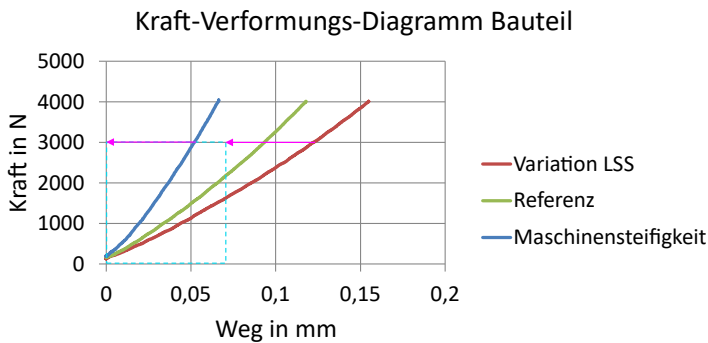


Abbildung 7.20: Kraft-Verformungs-Diagramm Bauteil: Variation LSS

Die Steifigkeit der variierten Radnabe ist um 41% reduziert worden. Als Eigenschaft für die LSS der Radnabe auf Bauteilebene ergibt sich die Steifigkeit entsprechend Tabelle 13.

Tabelle 13: Eigenschaft LSS-Bauteil: Variation LSS

LSS-Bauteil	Steifigkeit
Referenz	73 kN/mm
Variation LSS	43 N/mm (-41%)

Eigenschaftsermittlung LSS auf Systemebene

Die Untersuchung der Variation der LSS erfolgt ebenfalls unter den gleichen Randbedingungen. Der Referenz-Radnabe wird durch die variierte Radnabe ersetzt. Die Auswertung der dynamischen Schraubenkraft ist in Abbildung 7.21 dargestellt.

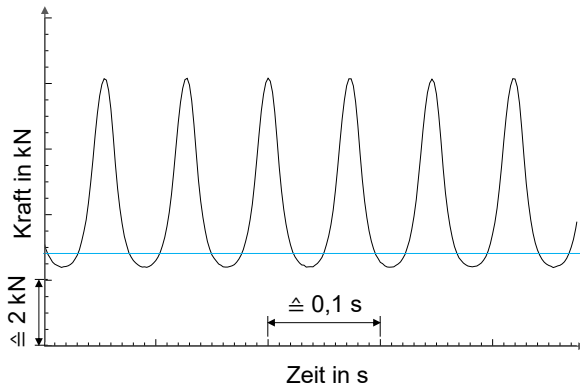


Abbildung 7.21: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation LSS

Es stellt sich erneut eine gleichmäßige dynamische Schraubenkraft ein, was für die gleichmäßige Lasteinleitung spricht. Im Auszug einiger Lastwechsel ist eine Zunahme der Amplitude um 37,5% und die Veränderung der Aufteilung im positiven und negativen Anteil zu erkennen, siehe Abbildung 7.22.

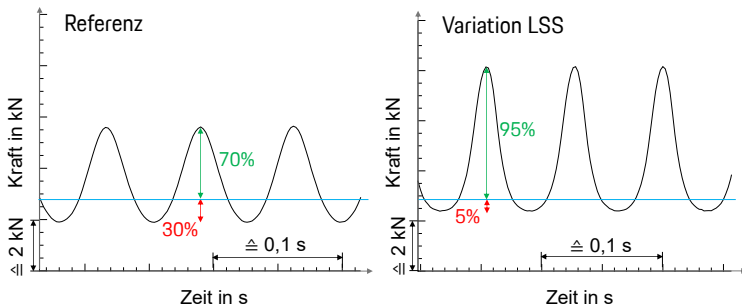


Abbildung 7.22: Dynamische Schraubenkraft: Referenz zu Variation LSS

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass sich der Effekt der reduzierten Radnaben-Steifigkeit auch auf Systemebene über die dynamische Schraubenkraftmessung zeigt. Die Eigenschaft ist in Tabelle 14 im Vergleich zur Referenz aufgeführt.

Tabelle 14: Eigenschaft LSS-System: Variation LSS

LSS-System	F_A	Positiver Teil	Negativer Teil
Referenz	4 kN	70%	30%
Variation LSS	5,5 kN (+37,5%)	95%	5%

Test innerhalb der Testumgebung

Für den Test innerhalb der Testumgebung wird die Radschraubenverbindung mit der variierten Radnabe aufgebaut und durchläuft die Testprozedur. Die restlichen Bauteile und Randbedingungen ändern sich gegenüber der Referenz-Radschraubenverbindung nicht. Das markierten Radschrauben vor und nach dem Test sind in Abbildung 7.23 dargestellt.

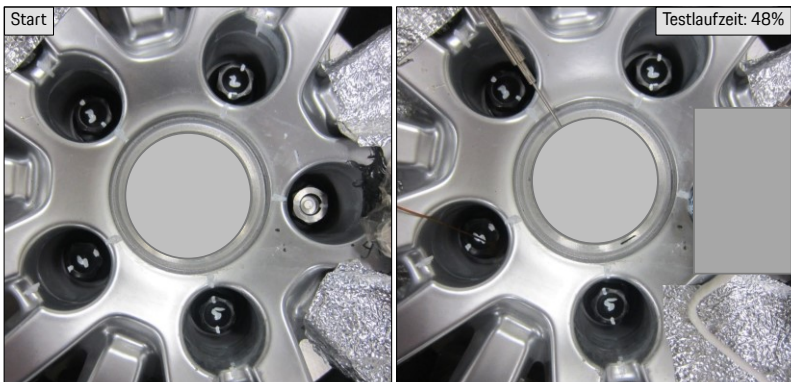


Abbildung 7.23: Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation LSS

Der Test wurde frühzeitig durch ein selbsttätiges Lösen der Radschraubenverbindung nach 48% der geforderten Testlaufzeit abgebrochen. Es hat sich ein Aufdrehwinkel von $> 7^\circ$ eingestellt. Der vorzeitige Abbruch erfolgt durch die definierten Abschaltkriterien der BUP über die Schwingwegüberwachung des Biegestabs.

Nach dem Abkühlen der Radschraubenverbindung stellt sich ein Vorspannkraftabfall von ca. 60% und einen Drehmomentabfall von $> 25\%$ ein. Die Ergebnisse sind vergleichend zur Referenz-Radschraubenverbindung in Tabelle 15 dargestellt.

Tabelle 15: Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation LSS

Test	Vorspannkraftabfall	Drehmomentabfall	Aufdrehwinkel
Referenz	30%	$< 25\%$	$< 7^\circ$
Variation LSS	60%	$> 25\%$	$> 7^\circ$

Da im Rahmen der vorliegenden Untersuchung die LSS variiert wurde, erfolgt zunächst die Analyse der dynamischen Schraubenkraft zu Beginn und Ende des Tests, siehe Abbildung 7.24.

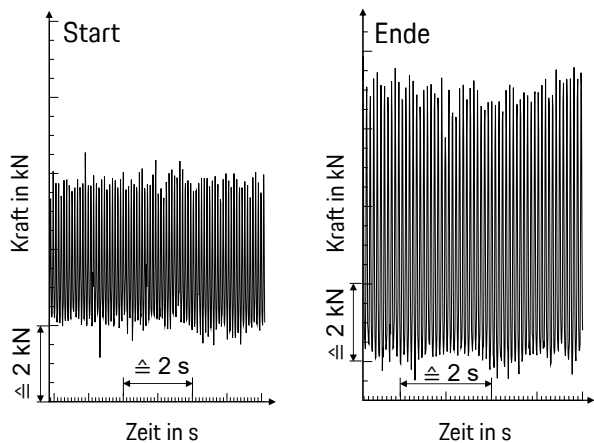


Abbildung 7.24: Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation LSS

Die Amplitude der dynamischen Schraubenkraft ist bereits zu Testbeginn um 60% höher als die Referenz-Radschraubenverbindung. Dies deckt sich mit den Untersuchungen im Rahmen der Eigenschaftsermittlung. Gegen Ende des Tests, nachdem sich die Radschrauben selbsttätig gelöst haben und die Vorspannkraft dadurch weiter sinkt, nehmen die dynamischen Schraubenkräfte um 75% zu. Dies entspricht der Erwartung aus der theoretischen Betrachtung. Die objektiven Messgrößen der LSS sind in Tabelle 16 dargestellt.

Tabelle 16: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation LSS

F_A	Zunahme Start zu Ende
Referenz	+20%
Variation LSS	+75%

Das standardisierte Auswertediagramm für die detaillierten Untersuchungen zu den Wechselwirkungen innerhalb der einzelnen WFP ist in Abbildung 7.25 dargestellt.

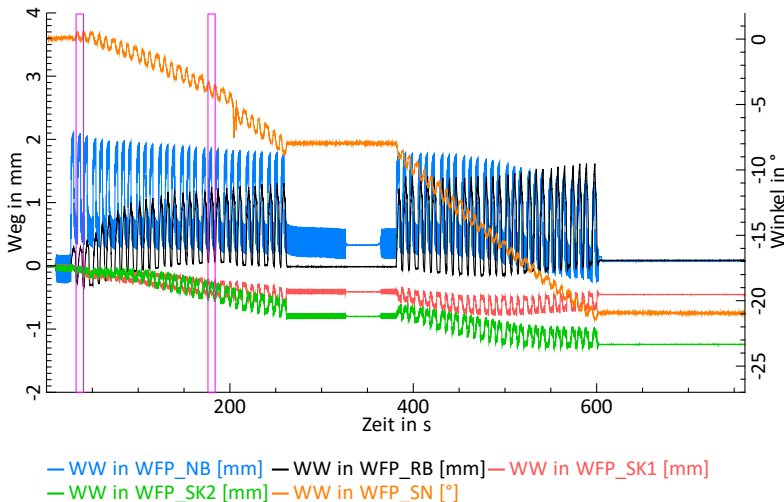


Abbildung 7.25: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation LSS

Der grundsätzliche Verlauf aus der Referenz-Radschraubenverbindung ist auch in diesem Fall erkennbar. Im Startvorgang wirken das umlaufende Biegemoment und die Temperatur, bevor die Antriebs- und Bremsimpulse eingeleitet werden. Die Wechselwirkungen sind deutlich stärker ausgeprägt, was sich bereits zu Beginn der Prüfung abzeichnet. Der Aufdrehwinkel, durch die WW in WFP_SN (orange) dargestellt, zeigt mit dem Einsetzen der ersten Antriebs- und Bremsimpulse ein lastwechsel- und lastabhängiges Aufdrehen. Die höhere positive dynamische Schraubenzusatzkraft führt zu einer größeren Entlastung der Radschraubenverbindung, worauf die WFP durch die Antriebs- und Bremsimpulse reagieren. Die Reibungszahlen in den WFP halten den Längslasten durch die größere Entlastung der Radschraubenverbindung nicht mehr stand.

Die bleibende Verdrehung in WFP_NB ist geringer als in der Referenz-Radschraubenverbindung. Gleichzeitig nimmt die reversible Verdrehung zu, siehe Abbildung 7.25. In den Entlastungszeitpunkten nach dem Bremsen deutet sich eine minimale,

aber kontinuierliche bleibende Verdrehung entgegen der initialen Verdrehrichtung an. Gegen Testende hat sich die Radnabe gegenüber der Bremsscheibe wieder auf die Startposition zurückgedreht, siehe Abbildung 7.26.

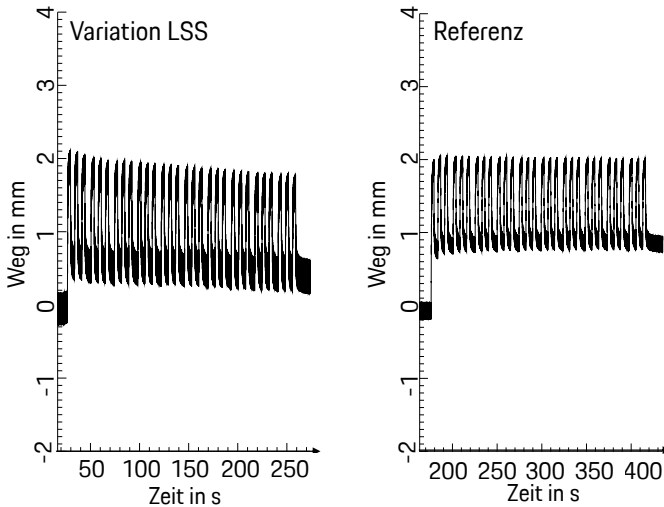


Abbildung 7.26: WW in WFP_NB: Variation LSS und Referenz

In WFP_RB ist die Zunahme der wechselnden Relativbewegung zu erkennen. Zu Testbeginn ist sie nahezu vergleichbar mit der Referenz-Radschraubenverbindung und nimmt über die Testlaufzeit von Lastimpuls zu Lastimpuls sehr zügig und deutlich zu, siehe Abbildung 7.27.

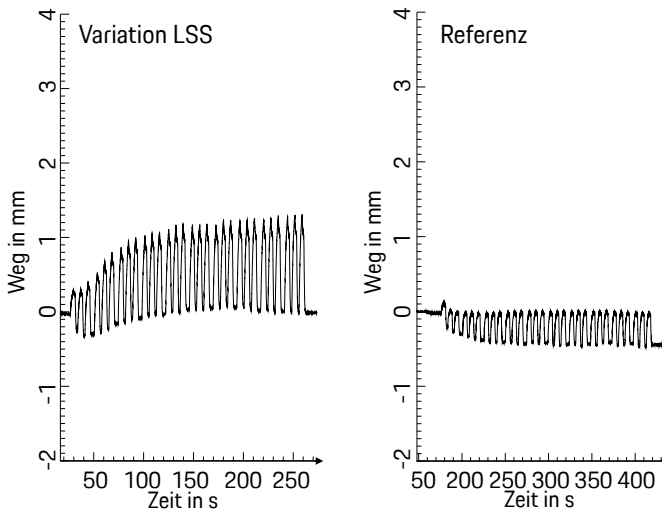


Abbildung 7.27: WW in WFP_RB: Variation LSS und Referenz

Der Effekt des Aufdrehens, trotz anfänglich zur Referenz-Radschraubenverbindung vergleichbaren WW in WFP_RB, ist ebenfalls auf die erhöhte dynamische Schraubenkraft zurückzuführen. Durch die größere Be- und Entlastung der Schraubenverbindung reagiert sie deutlicher auf die scharfen Lastimpulse. Dies bereits ohne eine nennenswerte Bewegung am Schraubenkopf. Die Analyse der WW in WFP_SK in Abbildung 7.25 bestätigt dies.

Haben sich die Radschrauben um einen bestimmten Betrag aufgedreht, nimmt die Vorspannkraft weiter ab und die wechselnde Verdrehung in WFP_RB deutlich zu. Ab einem bestimmten Betrag wirkt sich das auf WFP_SK aus, was zu einer Zunahme der Schraubenkopfbewegung und damit einer Beschleunigung des Aufdrehens führt.

Die der Zunahme der Wechselwirkungen in den einzelnen WFP ist durch die magentafarbenen Kästchen aus Abbildung 7.25 im Detail in Abbildung 7.28 dargestellt.

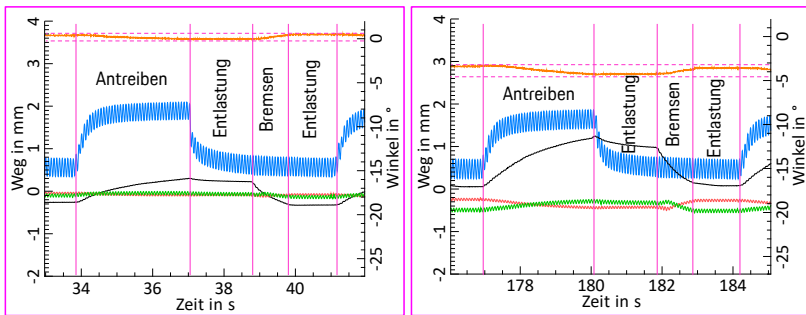


Abbildung 7.28: Detailansicht Auswertediagramm TB1: Variation LSS

Links ist ein lastabhängiger Verlauf des Aufdrehwinkels ersichtlich. Im Moment des Antreibens stellt sich ein Winkel in Aufdrehrichtung ein. Während des Bremsens führt die Radschraube eine dieser Richtung entgegengesetzte Verdrehung in Anziehrichtung aus. Der Betrag beider Winkelbeträge ist nahezu vergleichbar. In WFP_SK ist an dieser Stelle noch keine bemerkenswerte Bewegung erkennbar. Rechts ist das lastabhängige Verhalten des Aufdrehwinkels beider zu beobachten. Es fällt allerdings auf, dass sich die Schraube stärker auf- als zudreht. Die WW in WFP_RB hat hier schon deutlich zugenommen. Auch die Schraubenkopfbewegung ist an dieser Stelle nun deutlicher zu erkennen. Durch diese Effekte wird das Aufdrehen weiter begünstigt. In TB2 setzt sich das Verhalten fort. In fotografischen Momentaufnahmen des Radschraubenkopfes während des Tests ist die Bewegung des Schraubenkopfes eindeutig erkennbar, siehe Abbildung 7.29.

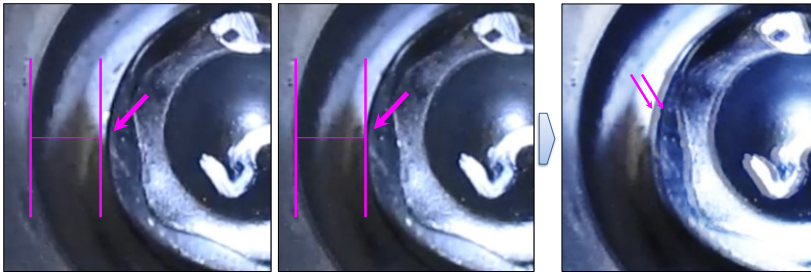


Abbildung 7.29: Visualisierung der Schraubenkopfbewegung

Die Darstellung dieser Bewegung in der Ebene von WFP_SK ist über die Auswertung beider Messsensoren zueinander in Abbildung 7.30 dargestellt.

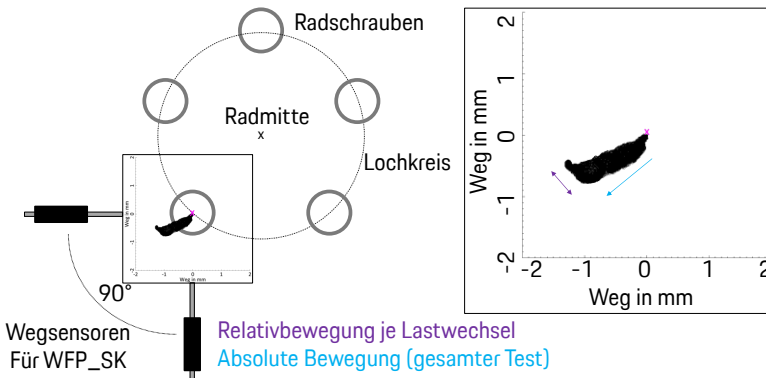


Abbildung 7.30: Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation LSS

Die wechselnde, translatorische Bewegung des Schraubenkopfs von Lastimpuls zu Lastimpuls (Doppelpfeil, Lila) nimmt gegenüber der Referenz-Radschraubenverbindung deutlich zu. Auch über die den gesamten Test betrachtet bewegt sich die Schraube absolut betrachtet etwas weiter vom Startpunkt weg (blauer Pfeil), was in

der Lockerung durch das Lösen begründet ist. Der mögliche Weg ergibt sich durch das Spiel zwischen dem Innendurchmesser der Scheibe und dem Außendurchmesser der Schraubenschafts in diesem Bereich.

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass die Variation der LSS einen deutlichen Einfluss auf das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung unter gleichbleibenden Testbedingungen zeigt. Die Reduktion der Radnaben-Steifigkeit führt zu größeren dynamischen Schraubenkräften, was gleichzeitig eine stärkere Entlastung der gesamten Radschraubenverbindung im Betrieb zur Folge hat. Dadurch nehmen die Wechselwirkungen in den restlichen WFP über die verbliebende Testlaufzeit zu, bis es auf Grund des selbsttätigen Lösens zum vorzeitigen Testabbruch kommt. Beim Aufdrehwinkel ist zudem eine Abhängigkeit von der Belastungsrichtung der Längslasten zu erkennen. Der Betrag des Aufdrehens bleibt über die Testlaufzeit stets größer als das Zudrehen. Die Erkenntnisse aus der Eigenschaftsermittlung sind Tabelle 17 und kritischen Werte aus den objektiven Messgrößen in Tabelle 18 zusammengeführt.

Tabelle 17: Eigenschaftstabelle: Variation LSS

Eigenschaft	Einheit	Referenz	Variation LSS
Steifigkeit Bauteil	kN/mm	73	43
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)	4 (70/30)	5,5 (95/5)
μ_b	-	0,06	0,06
μ_{th}	-	0,18	0,18
μ_{tot}	-	0,11	0,11
μ_{RB} gemittelt	-	0,126	0,126
μ_{NB} gemittelt	-	0,118	0,118

Tabelle 18: Objektive Messgrößen: Variation LSS

Objektive Messgrößen	Referenz	Variation LSS
WW in LSS Zunahme F_A in %	+20%	+75%
WW in WFP_NB reversibel in mm	1,10	1,50
WW in WFP_NB bleibend in mm	0,80	0,60
WW in WFP_RB in mm	0,45	0,60
WW in WFP_SK in mm	0,10	0,20
WW in WFP_SN in °	1°	21°
Testergebnis	Referenz	Variation LSS
Testlaufzeit in %	100%	48%
Drehmomentabfall in %	< 25%	> 25%
Vorspannkraftabfall in %	30%	60%
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein	Nein	Ja

7.3 Variation Reibungszahl (Rad zu Bremsscheibe)

Im Rahmen der Variation von WFP_RB wird der Einfluss einer Reibungszahlreduktion auf das selbsttätige Lösen untersucht. Hierfür wird die WF der Bremsscheibe aus der Referenz-Radschraubenverbindung durch das Aufbringen eines Schmierfetts variiert.

Eigenschaftsermittlung WFP_RB

Die Eigenschaftsermittlung von WFP_RB erfolgt durch die Reibungszahlermittlung über Materialausschnitte. Bei der Aufbringung des Schmierfetts ist darauf zu achten,

dass die Schmierschicht möglichst dünn und gleichmäßig aufgetragen wird, siehe Abbildung 7.31.

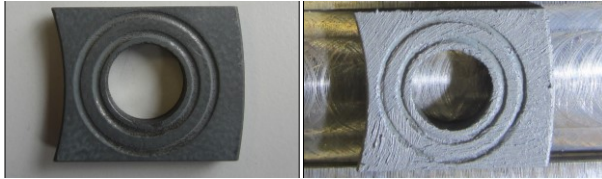


Abbildung 7.31: Materialausschnitte: Referenz (links); Variation WFP_RB (rechts)

Die Vorgehensweise im Rahmen der Eigenschaftsermittlung bleibt unverändert. Abbildung 7.32 zeigt die Reibkraftkurven über den Weg für die Referenz (grün) und die Variation (orange).

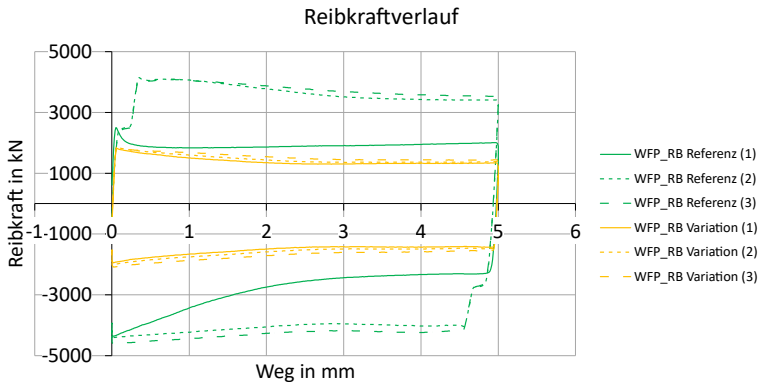


Abbildung 7.32: Reibkraftverlauf in WFP_RB: Referenz zu Variation WFP_RB

Es werden erneut drei Zyklen aufgezeichnet, um mögliche Einlaufeffekte zu identifizieren. Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Messreihen zu erkennen. Durch das Schmierfett wird der Reibkraftverlauf deutlich reduziert, was bei gleich-

bleibender Normalkraft zur Reduktion der Reibungszahl führt. Der Übergang zwischen Haften und Gleiten ist klar abgrenzbar. Die Reibkraft fällt über den Verlauf des Weges leicht ab, wohingegen sie in die entgegengesetzte Richtung über den Verlauf des Weges zunimmt. Das Verhalten ist über die Anzahl der Zyklen sehr vergleichbar und zeigt im Gegensatz zur Referenz nur eine minimale Zunahme der Reibkraft. Als Eigenschaft für die Variation WFP_RB ergeben sich die Reibungszahlen im Vergleich zur Referenz entsprechend der Tabelle 19.

Tabelle 19: Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_RB): Variation WFP_RB

WFP-Bauteil	μ_{RB} Referenz	μ_{RB} Variation WFP_RB
Zyklus 1	0,08	0,07
Zyklus 2	0,15	0,07
Zyklus 3	0,15	0,07
Gemittelt	0,126	0,07

Test innerhalb der Testumgebung

Für die Untersuchung des selbsttätigen Lösens innerhalb der Testumgebung werden die Bauteile aus der Referenz-Radschraubenverbindung im Neuzustand ausgewählt. Vor dem Aufbau wird die WF der Bremsscheibe durch das Aufbringen Schmierfetts variiert, siehe Abbildung 7.33.



Abbildung 7.33: Schmierfett zwischen Bremsscheibe und Rad

Im Rahmen der Testdurchführung bleiben die Testbedingungen unverändert gegenüber der Referenz. Abbildung 7.34 zeigt die Markierungen der Radschrauben vor und nach dem Test.

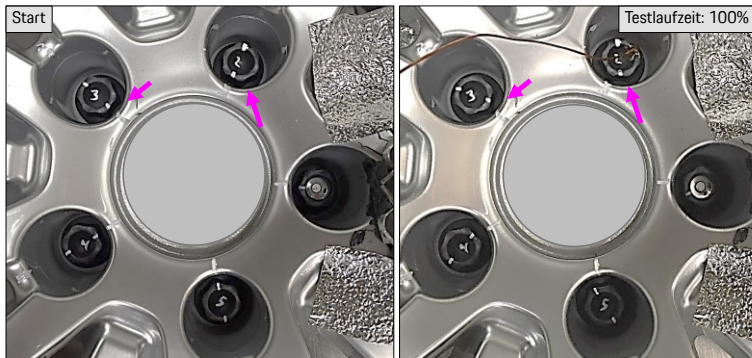


Abbildung 7.34: Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation WFP_RB

Der Test durchläuft die gesamte Testprozedur. Es ist allerdings ein Aufdrehwinkel von $> 7^\circ$ zu erkennen. Die Variation WFP_RB durch die Reibungszahlreduktion begünstigt somit das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung bei gleichbleibenden Testbedingungen. Nach dem Abkühlen stellt sich ein Vorspannkraftabfall von ca. 57% und ein Drehmomentabfall von $> 25\%$ ein, siehe Tabelle 20.

Tabelle 20: Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation WFP_RB

Test	Vorspannkraftabfall	Drehmomentabfall	Aufdrehwinkel
Referenz	30%	< 25%	< 7°
Variation WFP_RB	57%	> 25%	>7°

Die Detailuntersuchung der Wechselwirkungen innerhalb der einzelnen WFP während des Tests erfolgt durch das standardisierte Auswertediagramm für die Variation WFP_RB, siehe Abbildung 7.35.

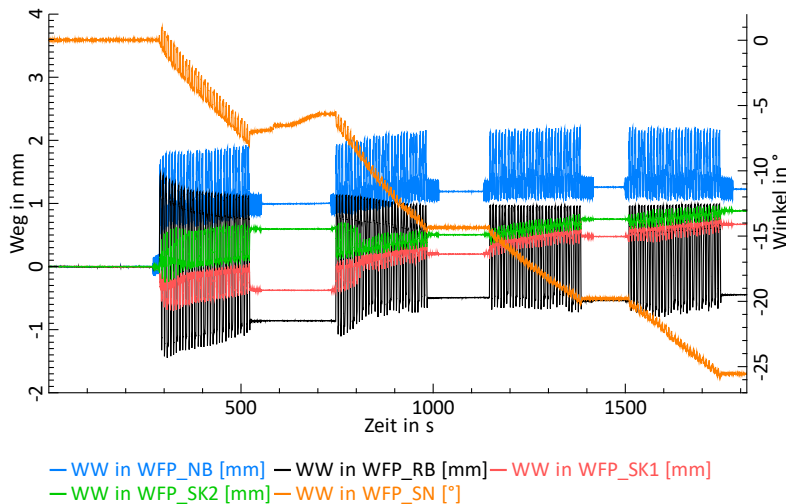


Abbildung 7.35: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_RB

Die WW in WFP_SN zeigt das kontinuierliche Aufdrehen der Radschraube. Die leichte Zunahme des Aufdrehwinkels zwischen TB1 und TB2 im lastfreien Bereich

ist einem Kontakt der Aufnahme mit dem Winkelsensor geschuldet und stellt keinen tatsächlichen Winkel in Schließrichtung dar. Das Aufdrehen ist in TB1 und TB2 größer als in TB3 und TB4. Innerhalb von WFP_RB sind bereits mit dem Einsetzen der ersten Antriebs- und Bremsimpulse sehr deutliche, wechselnde Verdrehungen zu erkennen. Dies ist durch die Reibungszahlreduktion erklärbar und entspricht der Erwartung. Sie ist über den gesamten Testverlauf zu beobachten und nimmt gegen Ende leicht ab. Der Vergleich zwischen der Variation WFP_RB und der Referenz-Radschraubenverbindung ist für TB1 in Abbildung 7.36 dargestellt.

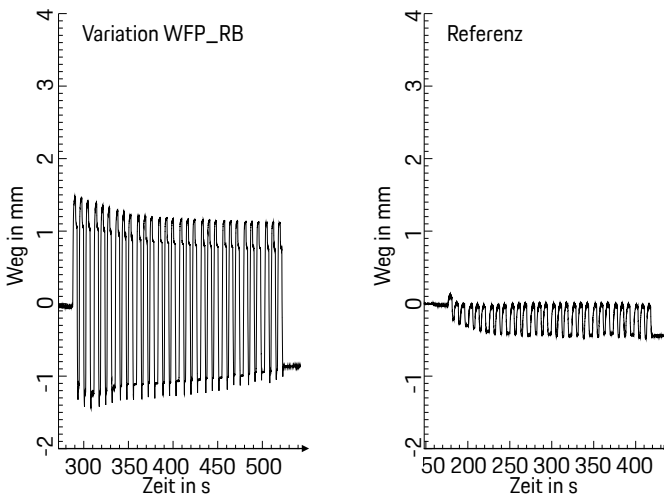


Abbildung 7.36: WW in WFP_RB: Variation WFP_RB und Referenz

In WFP_NB ist das Verhalten der Wechselwirkung vergleichbar zur Referenz. Es ist außerdem eine geringfügige Zunahme der bleibenden Verdrehung im Verlauf des Tests zu erkennen, siehe Abbildung 7.37.

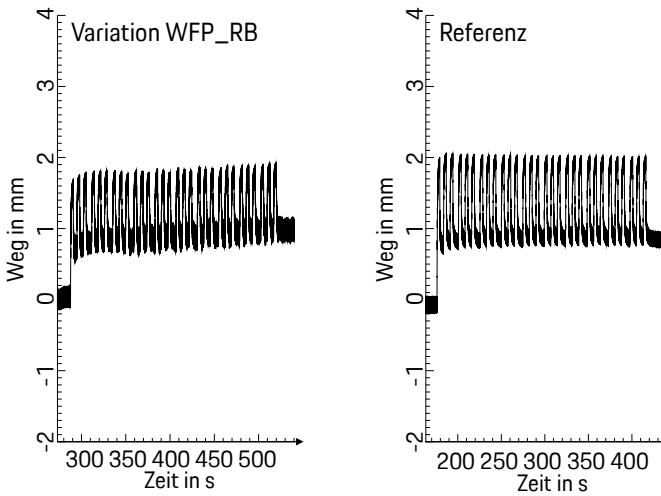


Abbildung 7.37: WW in WFP_NB: Variation WFP_RB und Referenz

Zur detaillierteren Analyse des selbsttätigen Löseverhaltens wird TB1 näher betrachtet, siehe Abbildung 7.38.

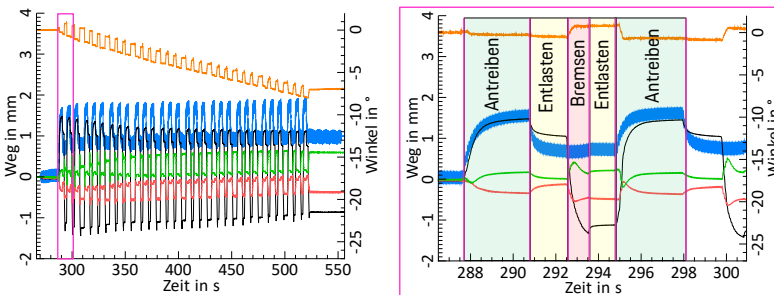


Abbildung 7.38: Detailansicht Auswertediagramm: Variation WFP_RB

Links ist TB1 dargestellt und rechts die ersten Lastwechsel darin. Überlagert zur BUP sind in der rechten Darstellung die Wirkbereiche der Antriebsmomente (grün hinterlegt), Bremsmomente (rot hinterlegt) und die jeweiligen Bereiche der Entlastung der Längslasten (gelb hinterlegt) dargestellt.

Bereits mit dem Wirken des ersten Antriebsimpulses ist die deutlich die Verdrehung in WFP_RB in Antriebsrichtung zu erkennen. Dadurch werden die Bauteiltoleranzen überwunden und es kommt zum Kontakt zwischen den Bauteilen und der Radschraube, wie es eindeutig durch die WW in WFP_SK hervorgeht. Dabei ist ein minimaler Aufdrehwinkel in WFP_SN zu erkennen. In WFP_NB kommt es zur bekannten Verdrehung in Antriebsrichtung, die sich im Zeitpunkt der Entlastung partiell zurückentwickelt. In WFP_RB findet dabei ein minimales Zurückdrehen statt. Dies zeigt sich auch in WFP_SK. Durch den darauffolgenden Bremsimpuls findet in WFP_RB eine Verdrehung in entgegengesetzter Richtung statt. Der Schraubenkopf führt dabei eine richtungswechselnde Bewegung in WFP_SK aus. In WFP_SN findet eine Verdrehung in Anziehrichtung statt. WFP_NB zeigt dabei keine nennenswerte Verdrehung. Während der Entlastung des Bremsimpulses bleiben alle WW in den WFP unverändert. Im darauffolgenden Antriebsimpuls ist wieder eine reversible Verdrehung in WFP_NB und eine bleibende Verdrehung in WFP_RB und WFP_SK zu beobachten. In WFP_SN findet eine Verdrehung in Aufdrehrichtung statt, die betragsmäßig größer ist als die in Anziehrichtung.

Im Verlauf von TB1 nimmt die Wechselwirkung in WFP_RB und dadurch auch in WFP_SK leicht ab. Der Aufdrehwinkel nimmt über die Anzahl an Lastwechsel kontinuierlich zu. In WFP_NB nimmt die bleibende Verdrehung über den Testverlauf hinweg minimal zu.

Gegen Ende von TB2 ist zu erkennen, dass die wechselnde Verdrehung in WFP_RB durch das Antriebsmoment in Antriebsrichtung durch eine Blockbildung limitiert wird. Hier sind alle möglichen Bauteiltoleranzen überwunden und alle Bauteile legen sich an die Radschraube an, wodurch keine weitere Verdrehung mehr möglich ist. In Bremsrichtung während des Bremsvorgangs findet weiterhin eine maximale Verdrehung statt. Durch diese Limitierung der Verdrehung wird auch die Schraubenkopfbewegung in WFP_SK reduziert. In TB3 und TB4 setzten sich die Wechselwirkungen fort.

Die Darstellung der Schraubenkopfbewegung in der Ebene von WFP_SK erfolgt durch Abbildung 7.39.

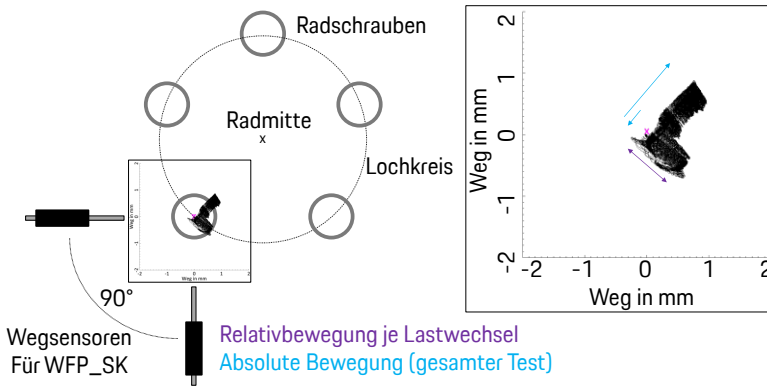


Abbildung 7.39: Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_RB

Dargestellt ist die wechselnde translatorische Bewegung je Lastwechsel (Doppelpfeil, Lila) und die absolute Bewegung des Schraubenkopfs über den gesamten Testlauf relativ zur Startposition (blauer Pfeil). Die Richtung der absoluten Bewegung kann über den Versuchsverlauf betrachtet unterschiedlich sein.

In der Analyse der dynamische Schraubenkraft zu Testbeginn und Testende ist eine Zunahme in der Amplitude zu erkennen, siehe Abbildung 7.40.

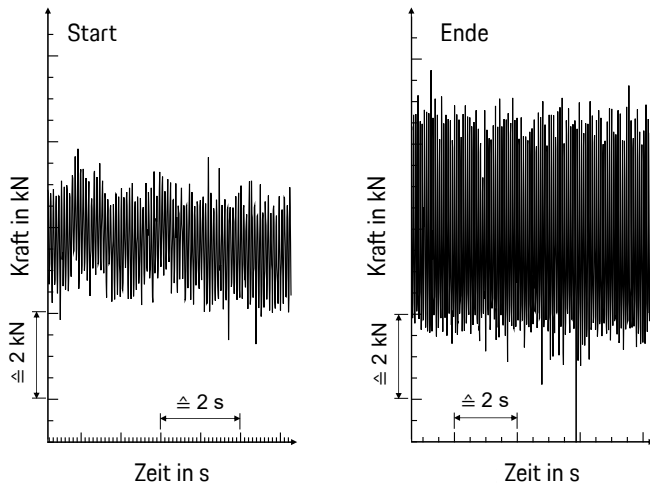


Abbildung 7.40: Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_RB

Der Grund hierfür ist der Vorspannkraftabfall durch das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung und entspricht den Erwartungen aus der Theorie. Die Amplitude der dynamischen Schraubenkraft ist vergleichend zur Referenz in Tabelle 21 zusammengeführt.

Tabelle 21: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_RB

F_A	Zunahme Start zu Ende
Referenz	+20%
Variation WFP_RB	+100%

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Variation WFP_RB durch die Reibungszahlreduktion einen deutlichen Einfluss auf das selbsttätige Lösen zeigt. Die

wechselnde Verdrehung in WFP_RB nimmt bei gleichbleibenden Testbedingungen deutlich zu. Dies führt über den Verlauf des Tests zum vollständigen Verdrehen der Bauteile zueinander, bis sie schließlich in Kontakt mit der Radschraube stehen. Die Schraubenkopfbewegung in WFP_SK korreliert zur wechselnden Verdrehung in WFP_RB. Die Kombination dieser Wechselwirkungen führt schließlich zum Aufdrehen der Schraube. In WFP_NB zeigt sich keine bedeutsame Veränderung gegenüber der Referenz. Die Erkenntnisse aus den Eigenschaften sind in Tabelle 22 zusammengefasst.

Tabelle 22: Eigenschaftstabelle: Variation WFP_RB

Eigenschaft	Einheit	Referenz	Variation WFP_RB
Steifigkeit Bauteil	kN/mm	73	73
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)	4 (70/30)	4 (70/30)
μ_b	-	0,06	0,06
μ_{th}	-	0,18	0,18
μ_{tot}	-	0,11	0,11
μ_{RB} gemittelt	-	0,126	0,07
μ_{NB} gemittelt	-	0,118	0,118

Die kritischen Werte aus den objektiven Messgrößen für die einzelnen Wechselwirkungen im Zeitpunkt des Aufdrehens sind in und Tabelle 23 vergleichend zur Referenz zusammengeführt.

Tabelle 23: Objektive Messgrößen: Variation WFP_RB

Objektive Messgrößen	Referenz	Variation WFP_RB
WW in LSS Zunahme F_A in %	+20%	+100%
WW in WFP_NB reversibel in mm	1,10	0,95
WW in WFP_NB bleibend in mm	0,80	0,80
WW in WFP_RB in mm	0,45	2,80
WW in WFP_SK in mm	0,10	0,80
WW in WFP_SN in °	1°	25°
Testergebnis	Referenz	Variation WFP_RB
Testlaufzeit in %	100%	100%
Drehmomentabfall in %	< 25%	> 25%
Vorspannkraftabfall in %	30%	57%
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein	Nein	Ja

7.4 Variation Reibungszahl (Radnabe zu Bremsscheibe)

Für die Variation WFP_NB soll der Einfluss einer Reibungszahlreduktion auf das selbsttätige Lösen durch das gleiche Schmierfett aus Kapitel 7.3 bewertet werden. Die Radschraubenverbindung bleibt sonst gegenüber der Referenz unverändert.

Eigenschaftsermittlung WFP_NB

Die Eigenschaftsermittlung erfolgt durch die Reibungszahlermittlung über Materialausschnitte. Es werden erneut Segmente aus der Bremsscheibe entnommen. Aus dem Radnabenwerkstoff wird ein Segment angefertigt, dessen Oberfläche entsprechend der Radnabenoberfläche bearbeitet wird. Das Schmierfett wird an der blanken WF der Bremsscheibe gegenüber der Radnabenanlagefläche dünn und gleichmäßig aufgetragen. Die Reibkraftkurven sind vergleichend zur Referenz in Abbildung 7.41 dargestellt.

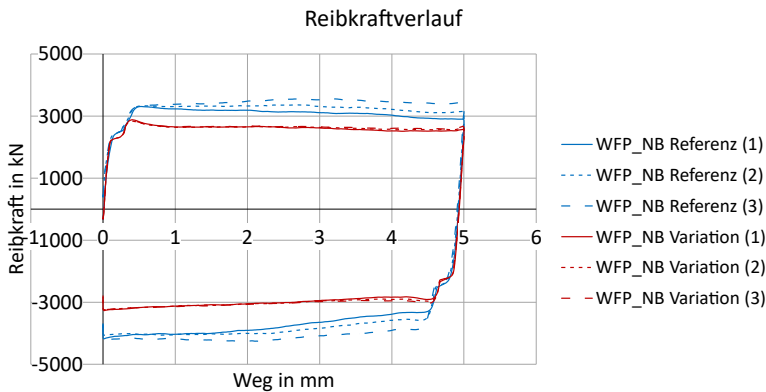


Abbildung 7.41: Reibkraftverlauf in WFP_NB: Referenz zu Variation WFP_NB

In der Variation WFP_NB (rot) ist vergleichbar zur Referenz (blau) der Übergang zwischen Haften und Gleiten erkennbar. Auch das Setzen im Aufbau zeigt sich im Rahmen der Messung, wobei keine Relativbewegung zwischen den Materialstücken stattfindet. Das Kraftniveau für das Losbrechen wird durch die Reibungszahlreduktion erwartungsgemäß herabgesetzt und bleibt über die Wiederholungen hinweg unverändert. Gleiches gilt für den Bereich des Gleitens. Das Einlaufverhalten aus der Referenz ist nicht zu erkennen. Als Eigenschaft für die Variation WFP_NB im Übergang zwischen Haften und Gleiten ergeben sich die Reibungszahlen entsprechend der Tabelle 24.

Tabelle 24: Eigenschaft WFP-Bauteil (WFP_NB): Variation WFP_NB

WFP-Bauteil	μ_{NB} Referenz	μ_{NB} Variation WFP_NB
Zyklus 1	0,118	0,09
Zyklus 2	0,118	0,09
Zyklus 3	0,118	0,09
Gemittelt	0,118	0,09

Test innerhalb der Testumgebung

Mit den gesammelten Erkenntnissen über die Eigenschaften der Variation WFP_NB erfolgt der Test zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS innerhalb der Testumgebung. Auf die Anlagefläche der Bremsscheibe zur Radnabe wird das Schmierfett aufgebracht, bevor die Radschraubenverbindung aufgebaut und die Testprozedur durchlaufen wird, siehe Abbildung 7.42.

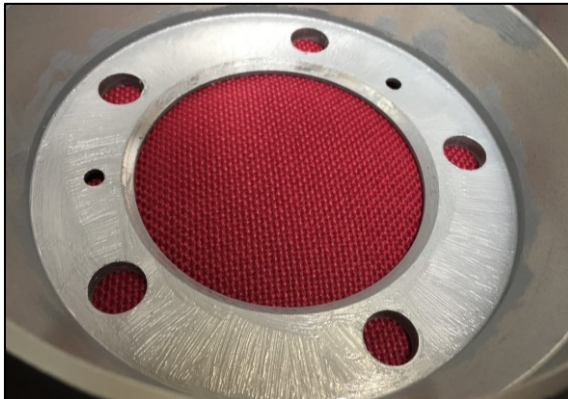


Abbildung 7.42: Schmierfett zwischen Bremsscheibe und Radnabe

Der Test durchläuft die gesamte Testlaufzeit. Die Markierungen der Radschrauben vor und nach Test sind in Abbildung 7.43 dargestellt.

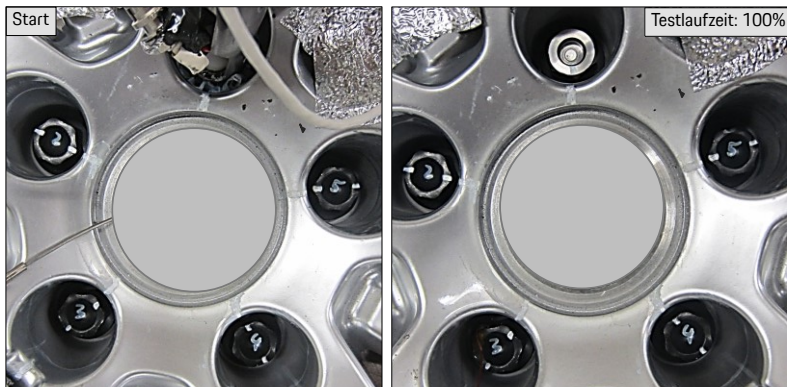


Abbildung 7.43: Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation WFP_NB

Die Variation WFP_NB zeigt unter gleichbleibenden Testbedingungen kein selbsttätiges Lösen der Radschrauben. Der Drehmomentabfall nach dem Test liegt im abgekühlten Zustand bei $< 25\%$ und der Vorspannkraftabfall bei ca. 35% . Beides ist vergleichbar zur Referenz. Der etwas höhere Vorspannkraftabfall ist auch in diesem Fall dem Setzen zuzuschreiben, da sich die Radschrauben nicht aufgedreht haben. Die Ergebnisse sind vergleichend zur Referenz in Tabelle 25 zusammengefasst.

Tabelle 25: Testergebnis Radschraubenverbindung: Variation WFP_NB

Test	Vorspannkraftabfall	Drehmomentabfall	Aufdrehwinkel
Referenz	30%	$< 25\%$	$< 7^\circ$
Variation WFP_NB	35%	$< 25\%$	$< 7^\circ$

Für die Detailanalyse der Wechselwirkungen innerhalb der WFP während des Tests wird das standardisierte Auswertediagramm in Abbildung 7.44 herangezogen.

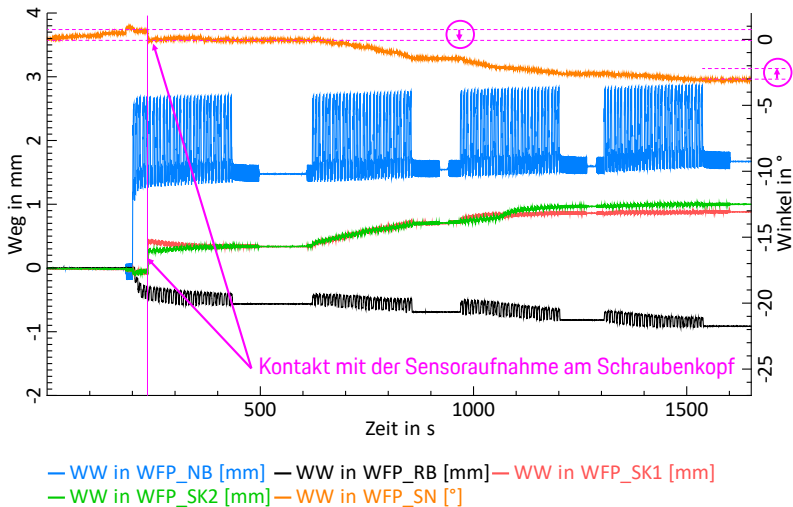


Abbildung 7.44: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_NB

Im Diagramm ist ein einmaliger Kontakt mit der Sensoraufnahme im Schraubenkopf zu erkennen, durch den sich schlagartig ein Offset in den dort angebrachten Sensoren (WFP_SK und WFP_SN) zeigt. Dabei handelt es sich weder um ein tatsächliches Aufdrehen noch um eine tatsächliche Schraubenkopfbewegung. Der Betrag des Aufdrehwinkels kann gegen Ende des Tests mit dem finalen Aufdrehwinkel verrechnet werden (magentafarbene Kreise in Abbildung 7.44). Nach voller Testlaufzeit stellt sich damit ein Aufdrehwinkel von ca. 2° ein, was deutlich kleiner als 7° ist.

Der generelle Verlauf der Wechselwirkungen innerhalb der einzelnen Messgrößen ist vergleichbar zur Referenz. In WFP_NB stellt sich eine einmalige bleibende Verdrehung mit einer dazu überlagernden reversiblen Verdrehung je Antriebsimpuls ein. Über die Testlaufzeit betrachtet nimmt die bleibende Verdrehung leicht zu. Die initiale bleibende Verdrehung ist betragsmäßig etwas größer als die Referenz, was

auf Grund der Reibungszahlreduktion der Erwartung entspricht. Die reversible Verdrehung nimmt ebenfalls leicht zu. Auf das selbsttägige Lösen scheint sich dieser Effekt allerdings nicht negativ auszuwirken, siehe Abbildung 7.45.

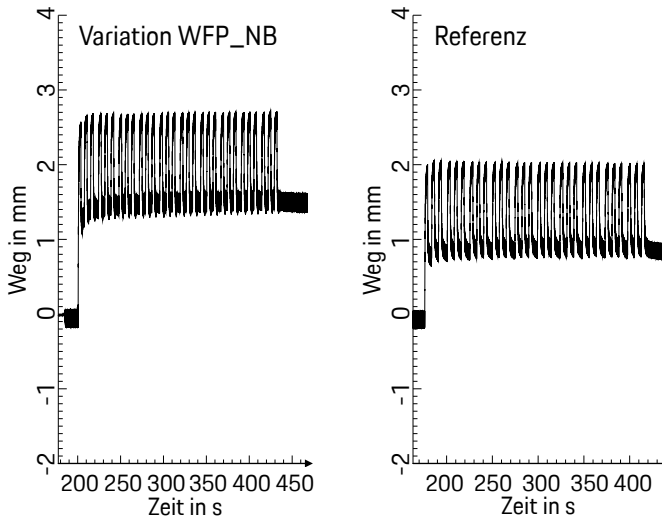


Abbildung 7.45: WW in WFP_NB: Variation WFP_NB und Referenz

Die Wechselwirkung in WFP_RB ist im Verhalten vergleichbar zur Referenz, allerdings deutlich geringer ausgeprägt, siehe Abbildung 7.46.

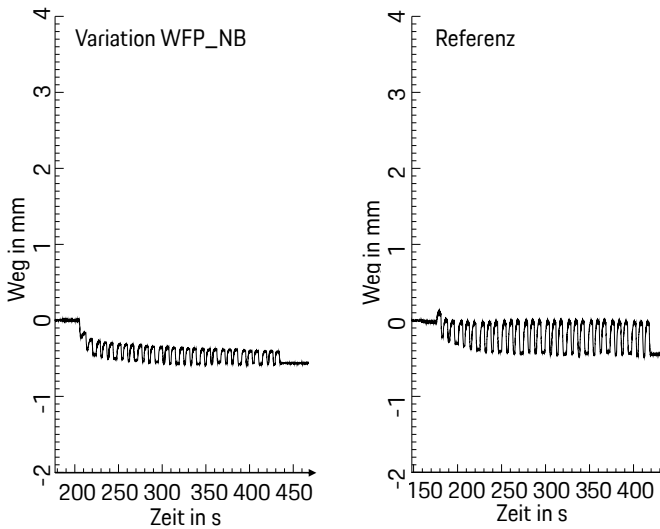


Abbildung 7.46: WW in WFP_RB: Variation WFP_NB und Referenz

Sie nimmt über den Testverlauf erwartungsgemäß nicht weiter zu. Ist die Wechselwirkung im betrachteten WFP geringer als in der Referenz, sollte das erwartungsgemäß weniger kritisch in Hinblick auf das selbsttätige Lösen sein. Dies bestätigt sich auch in WFP_SK. Auch hier zeigt sich die wechselnde, translatorische Bewegung des Schraubenkopfs je Lastwechsel vergleichbar zur Referenz. Der Kontakt mit der Sensoraufnahme ist auch in dieser Darstellung zu erkennen (magentafarbener Pfeil), siehe Abbildung 7.47.

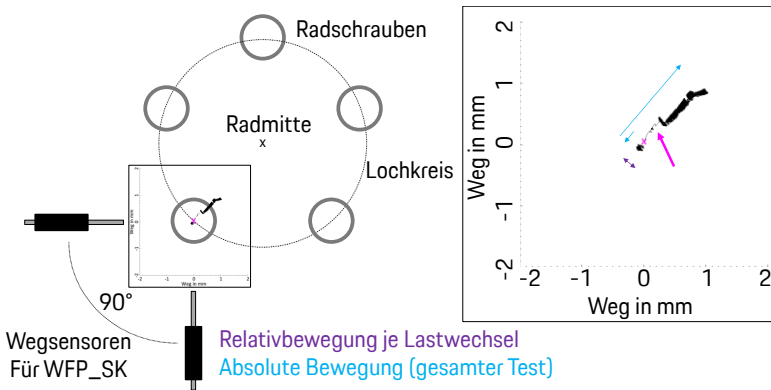


Abbildung 7.47: Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_NB

Der Aufdrehwinkel (orange) zeigt in TB3 der Abbildung 7.44 eine kontinuierliche Zunahme je Lastimpuls. In TB4 stabilisiert sich das Verhalten wieder. Die Detailansicht für TB3 ist in Abbildung 7.48 zur besseren Darstellbarkeit an der rechten Ordinate neu skaliert.

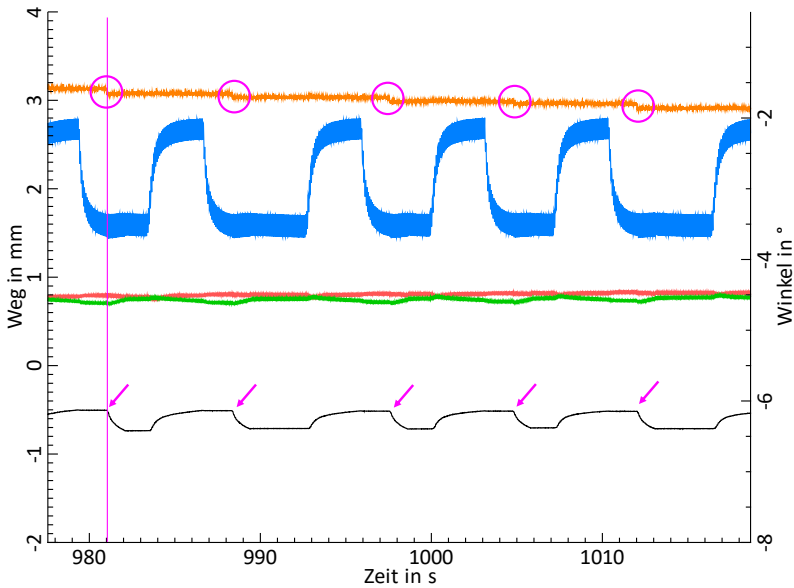


Abbildung 7.48: Detailansicht Auswertediagramm: Variation WFP_NB

Der Verlauf zeigt, dass der Aufdrehwinkel je Bremsimpuls minimal zunimmt (magentafarbene Kreise in Abbildung 7.48). Die harten Impulse führen dazu, dass sich die Schraube je Lastimpuls minimal aufdreht.

Zuletzt erfolgt die Auswertung der dynamischen Schraubenkraft zu Testbeginn und Testende in Abbildung 7.49.

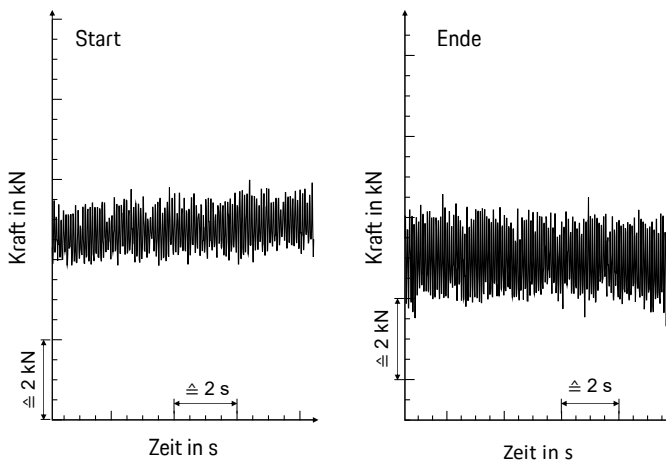


Abbildung 7.49: Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_NB

Das Verhalten zeigt eine qualitative Übereinstimmung mit der Referenz, was auf Grund des Testergebnisses den Erwartungen entspricht. Die Zunahme der Amplitude der dynamischen Schraubenkraft ist in Tabelle 26 dargestellt.

Tabelle 26: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_NB

F_A	Zunahme Start zu Ende
Referenz	+20%
Variation WFP_NB	+20%

Zusammenfassend ist hervorzuheben, dass der Einfluss der Reibungszahlreduktion in WFP_NB unter gleichbleibenden Testbedingungen keinen negativen Einfluss auf das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung zeigt. Der Drehmoment- und Vorspannkraftabfall nach dem Test sind vergleichbar zur Referenz. Die größere,

bleibende Verdrehung in WFP_NB ist durch die Reibungszahlreduktion nachvollziehbar, bleibt allerdings weiterhin ein einmaliges Ereignis und unkritisch hinsichtlich des selbsttätigen Lösens. Die restlichen Wechselwirkungen bleiben vergleichbar oder kleiner als in der Referenz-Radschraubenverbindung. Die Ergebnisse der Eigenschaften sind in Tabelle 27 zusammengefasst.

Tabelle 27: Eigenschaftstabelle: Variation WFP_NB

Eigenschaft	Einheit	Referenz	Variation WFP_NB
Steifigkeit Bauteil	kN/mm	73	73
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)	4 (70/30)	4 (70/30)
μ_b	-	0,06	0,06
μ_{th}	-	0,18	0,18
μ_{tot}	-	0,11	0,11
μ_{RB} gemittelt	-	0,126	0,126
μ_{NB} gemittelt	-	0,118	0,09

Die kritischen Werte der objektiven Messgrößen sind in Tabelle 28 dargestellt.

Tabelle 28: Objektive Messgrößen: Variation WFP_NB

Objektive Messgrößen	Referenz	Variation WFP_NB
WW in LSS Zunahme F_A in %	+20%	+20%
WW in WFP_NB reversibel in mm	1,10	1,45
WW in WFP_NB bleibend in mm	0,80	1,25
WW in WFP_RB in mm	0,45	0,20
WW in WFP_SK in mm	0,10	0,10
WW in WFP_SN in °	1°	2°
Testergebnis	Referenz	Variation WFP_NB
Testlaufzeit in %	100%	100%
Drehmomentabfall in %	< 25%	< 25%
Vorspannkraftabfall in %	30%	35%
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein	Nein	Nein

7.5 Variation Reibungszahl (Radschraube zu Radnabe)

Die Variation von WFP_SN durch die Reibungszahlreduktion im Gewinde erfolgt erneut durch das Schmierfett aus den vorangegangenen Tests. Die Eigenschaftsermittlung erfolgt nur für WFP_SN, da die restlichen Gestaltfunktionselemente unverändert bleiben.

Eigenschaftsermittlung WFP-Schraube

Durch den Schraubenprüfstand aus Kapitel 2.3.4 werden die Reibungszahlen der variierten Radschraube über drei Schrauben vergleichbar zu Referenz ermittelt. Das Schmierfett wird gleichmäßig und dünn im Gewindebereich aufgetragen, siehe Abbildung 7.50.



Abbildung 7.50: Schmierfett im Gewinde der Radschraube: Variation WFP_SN

Abbildung 7.51 zeigt die beiden Schraubkurven der Vorspannkraft über den Drehwinkel und das Anziehdrehmoment über den Drehwinkel für die drei Schrauben.

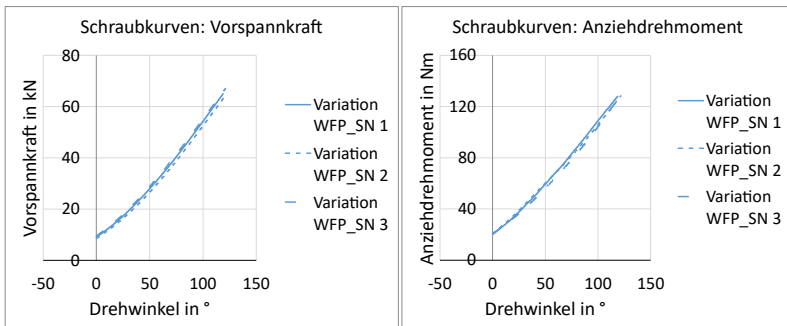


Abbildung 7.51: Schraubkurven zur Reibungszahlermittlung: Variation WFP_SN

Die Streuung innerhalb der drei Schrauben bleibt auch in diesem Fall vergleichbar gering ist. Die gemittelten Reibungszahlen ergeben sich entsprechend der Tabelle 29.

Tabelle 29: Eigenschaften WFP-Schraube: Variation WFP_SN

WFP-Schraube	μ_b	μ_{th}	μ_{tot}
Referenz	0,06	0,18	0,11
Variation WFP_SN	0,06	0,15	0,09

Test innerhalb der Testumgebung

Für die Untersuchung des selbsttätigen LöSENS innerhalb der Testumgebung werden die präparierten Bauteile aufgebaut und durchlaufen die Testprozedur. Die Markierungen der Radschrauben vor und nach dem Test sind in Abbildung 7.52 dargestellt.

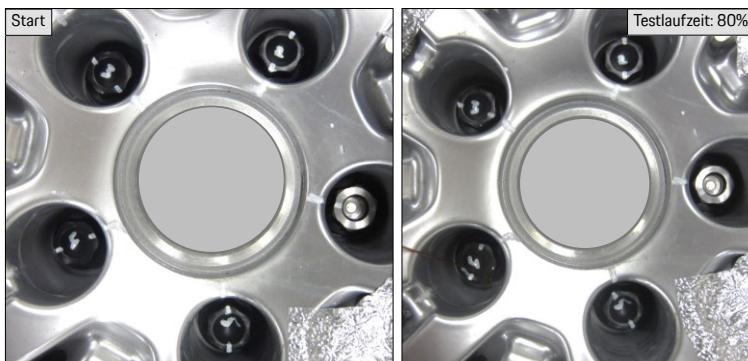


Abbildung 7.52: Schraubenmarkierungen vor und nach Test: Variation WPF_SN

Der Test wurde nach 80% der Testlaufzeit abgebrochen, da sich die Radschrauben selbsttätig gelöst haben. Die Reduktion der Reibungszahl in WFP_SN führt unter gleichbleibenden Testbedingungen zum selbsttätigen Lösen der Radschraubenverbindung. Der Vorspannkraft- und Drehmomentabfall nach dem Abkühlvorgang ergibt aus der Tabelle 30 vergleichend zur Referenz.

Tabelle 30: Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation WFP_SN

Test	Vorspannkraftabfall	Drehmomentabfall	Aufdrehwinkel
Referenz	30%	< 25%	< 7°
Variation WFP_SN	62%	> 25%	> 7°

Für die weitere Detailanalyse zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS wird das standardisierte Auswertediagramm für die Variation WFP_SN herangezogen, siehe Abbildung 7.53.

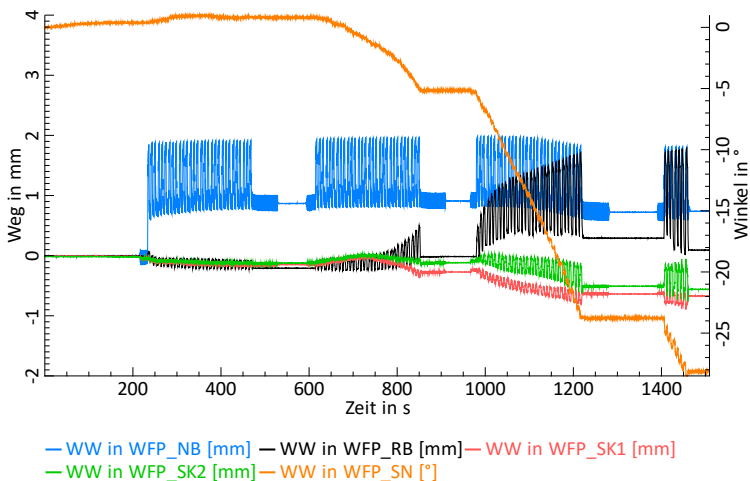


Abbildung 7.53: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SN

In TB1 ist das Verhalten vergleichbar zur Referenz. Es ist kein Aufdrehen feststellbar und die WW in den restlichen WFP ist ebenfalls unauffällig. Ab TB2 ist in WFP_SN (orange) ein Aufdrehen zu beobachten, das sich in TB3 beschleunigt fortsetzt.

In WFP_NB kommt es durch das Antriebsmoment erneut zur einmaligen bleibenden Verdrehung in Antriebsrichtung. Bei den darauffolgenden Antriebsimpulsen findet eine vergleichbare reversible Verdrehung statt, die sich mit der Entlastung wieder abbaut. Während der Bremsimpulse findet dort keine Relativbewegung statt. Gegen Ende von TB3 ist zu erkennen, dass sich die bleibende Verdrehung ein Stück weit abbaut, wobei der Anteil der reversiblen Verdrehung vergleichbar bleibt. Abbildung 7.54 zeigt die WW in WFP_NB vergleichend zur Referenz.

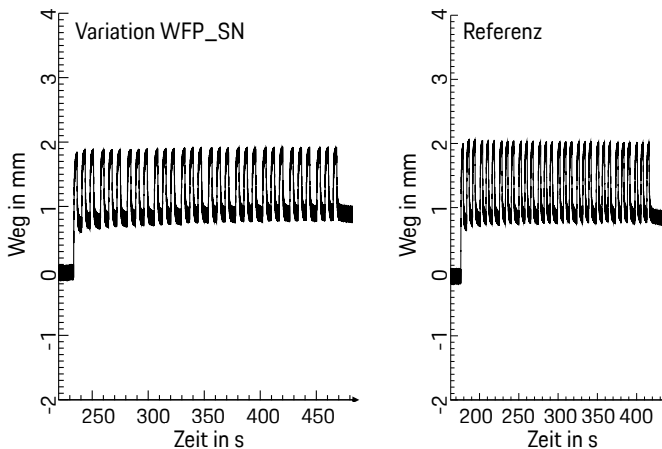


Abbildung 7.54: WW in WFP_NB: Variation WFP_SN und Referenz

In WFP_RB ist in TB1 eine minimale wechselnde Relativbewegung zu erkennen, die deutlich geringer ist als in der Referenz-Radschraubenverbindung ist. Dies zeigt sich auch innerhalb WFP_SK und korreliert gleichzeitig zum Aufdrehwinkel. In TB2 und besonders in TB3 ist eine deutliche Zunahme dieser wechselnden Relativbewegung zu erkennen, siehe Abbildung 7.55.

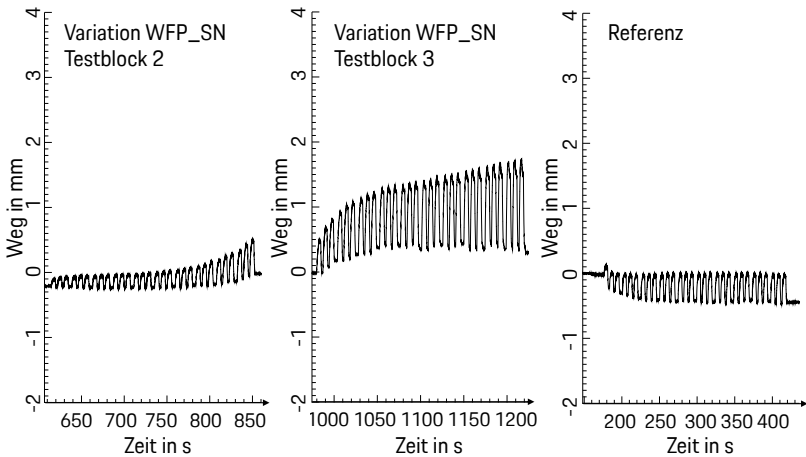


Abbildung 7.55: WW in WFP_RB: Variation WFP_SN und Referenz

Auffallend gegenüber den vorhergehenden Tests ist, dass sich das Aufdrehen bereits bei kaum existenten oder sehr geringen wechselnden Relativbewegungen innerhalb WFP_RB abzeichnet. Zum besseren Verständnis über das selbsttätige Lösen ohne kritische wechselnde Relativbewegungen in den WFP, wird ein Detailausschnitt aus TB2 in Abbildung 7.56 dargestellt und näher analysiert.

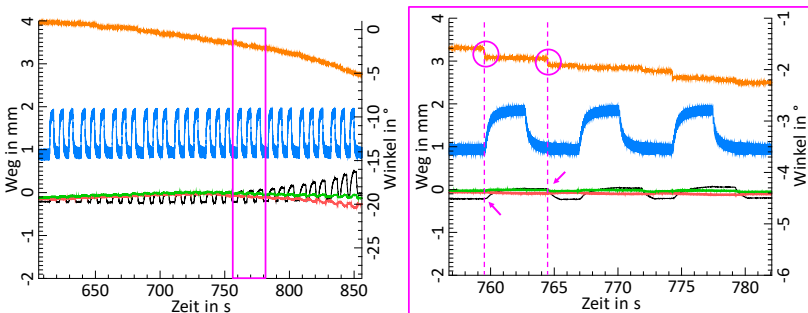


Abbildung 7.56: Detailansicht Auswertediagramm TB2: Variation WFP_SN

Es ist zu erkennen, dass auf Grund der Reibungszahlreduktion in WFP_SN die Hemmung im Gewinde nicht ausreicht, um den Längslastimpulsen Stand zu halten. In der Detailansicht des magentafarbenen Kastens der Abbildung 7.56 (zur besseren Darstellung ist die rechte Ordinate neu skaliert) ist zu erkennen, dass jeder Antriebsimpuls (magentafarbener Kreis links) und jeder Bremsimpuls (magentafarbener Kreis rechts) die Schraube minimal weiter aufdreht. Die kombinierte Belastung in Form von der Temperatur, dem umlaufenden Biegemoment und den Antriebs- und Bremsmomenten reicht ohne nennenswerte oder kritische Relativbewegungen in WFP_RB aus, dass sich die Schrauben aufdrehen.

Das Aufdrehen wird in TB3 sehr deutlich beschleunigt. Dies wiederum liegt an der Zunahme der wechselnden Relativbewegungen innerhalb WFP_RB, nachdem sich die Schraube bereits um einen gewissen Betrag aufgedreht hat und die Vorspannkraft dadurch abgefallen ist. Ab diesem Zeitpunkt ist wieder ein lastabhängiges Aufdrehen im Wirkzeitpunkt des Antreibens feststellbar, siehe Abbildung 7.57.

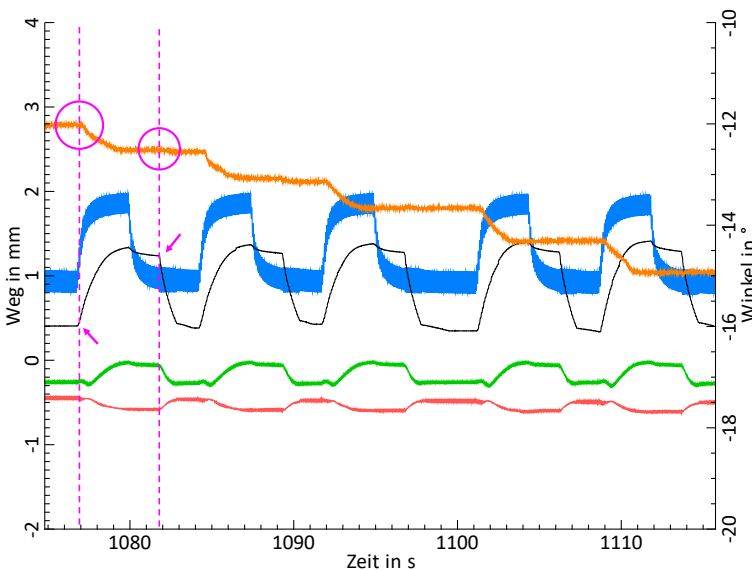


Abbildung 7.57: Detailansicht Auswertediagramm TB3: Variation WFP_SN

Der linke magentafarbene Kreis hebt erneut das Antreiben und der rechte magentafarbene Kreis das Bremsen hervor. Durch die kontinuierliche Zunahme der Relativbewegungen in WFP_RB ist auch die Zunahme der translatorischen Bewegung unter dem Schraubenkopf in WFP_SK zu beobachten, was zum weiteren Aufdrehen der Schraube führt. Dieses Verhalten setzt sich bis zum Testabbruch fort.

Die Darstellung der Schraubenkopfbewegung in der Ebene ist in Abbildung 7.58 dargestellt. Auch dort ist die Zunahme der Schraubenkopfbewegung über den Testverlauf zu beobachten.

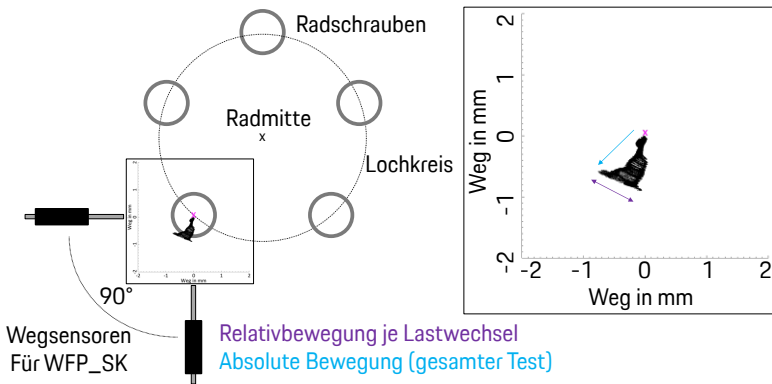


Abbildung 7.58: Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_SN

Zuletzt erfolgt der Vergleich der dynamischen Schraubenkraft zu Testbeginn und Testende in Abbildung 7.59.

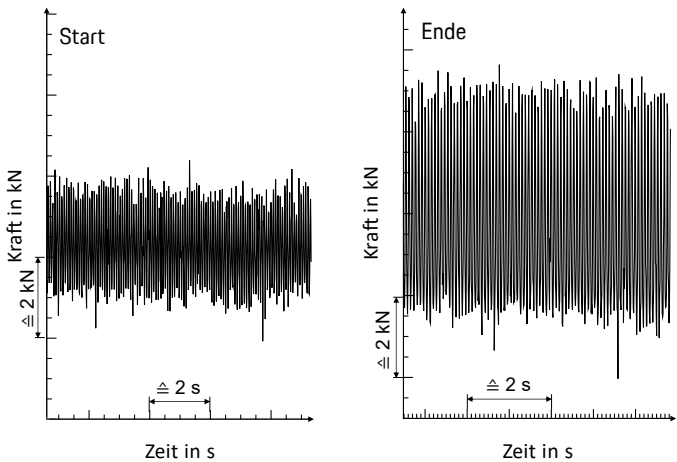


Abbildung 7.59: Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_SN

Durch die abfallende Vorspannkraft ist auch die sehr deutliche Zunahme der dynamischen Schraubenkraft über den Testverlauf zu erklären. Die Amplitude nimmt gegen Testende um 120% zu, siehe Tabelle 31.

Tabelle 31: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_SN

F_A	Zunahme Start zu Ende
Referenz	+20%
Variation WFP_SN	+120%

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Variation WFP_SN durch eine Reibungszahlreduktion unter gleichen Testbedingungen das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung begünstigt. Der Grund hierfür ist die geringere Hem-

mung im Gewinde. Diese führt dazu, dass sich die Radschraube durch die von außen wirkenden Lasten ohne eine vorhergehende kritische Relativbewegung in WFP_RB und WFP_SK aufdreht. Die Folge hieraus ist der Abfall der Vorspannkraft, was zu einer Zunahme der wechselnden Verdrehung in WFP_RB führt. Sind gewisse Bauteiltoleranzen überwunden, zeigt sich dies auch in WFP_SK. Die Erkenntnisse aus der Eigenschaftsermittlung sind in Tabelle 32 zusammengefasst.

Tabelle 32: Eigenschaftstabelle: Variation WFP_SN

Eigenschaft	Einheit	Referenz	Variation WFP_SN
Steifigkeit Bauteil	kN/mm	73	73
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)	4 (70/30)	4 (70/30)
μ_b	-	0,06	0,06
μ_{th}	-	0,18	0,15
μ_{tot}	-	0,11	0,09
μ_{RB} gemittelt	-	0,126	0,126
μ_{NB} gemittelt	-	0,118	0,118

Die kritischen Werte aus den objektiven Messgrößen sind vergleichend zur Referenz in Tabelle 33 zusammengeführt.

Tabelle 33: Objektive Messgrößen: Variation WFP_SN

Objektive Messgrößen	Referenz	Variation WFP_SN
WW in LSS Zunahme F_A in %	+20%	+120%
WW in WFP_NB reversibel in mm	1,10	1,10
WW in WFP_NB bleibend in mm	0,80	0,90
WW in WFP_RB in mm	0,45	0,25
WW in WFP_SK in mm	0,10	0,10
WW in WFP_SN in °	1°	28°
Testergebnis	Referenz	Variation WFP_SN
Testlaufzeit in %	100%	80%
Drehmomentabfall in %	< 25%	> 25%
Vorspannkraftabfall in %	30%	62%
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein	Nein	Ja

7.6 Variation Reibungszahl (Radschraube zu Scheibe)

Als letzte Parametervariation verbleibt WFP_SK. Die Reibungszahl ist dort bereits durch die Auslegung sehr gering. Untersuchungen zur weiteren Reibungszahlreduktion waren nicht zielführend. Um WFP_SK trotzdem zu variieren und den Einfluss auf das selbsttätige Lösen zu untersuchen wird die Reibungszahl unter dem Schraubenkopf erhöht. Es ist wenig sinnvoll die Variation mit der Referenz-Radschraubenverbindung zu vergleichen, da sich diese nicht selbsttätig gelöst hat. Eine Erhöhung

der Reibungszahl unter dem Schraubenkopf fördert aus der Theorie heraus den Festsitz einer Schraubenverbindung. Als neue Vergleichsbasis wird daher die vorangegangene Variation WFP_SN gewählt, bei der sich die Schrauben selbsttätig gelöst haben. Dies bedeutet auch, dass zur Erhöhung der Reibungszahl in WFP_SK gleichzeitig eine Reibungszahlreduktion in WFP_SN erfolgen muss.

Eigenschaftsermittlung WFP_SK

Für die Reibungszahlerhöhung unter dem Schraubenkopf werden die Oberflächenbeschichtungen an beiden WF von WFP_SK entfernt. Es trifft somit der blanke Stahl der Schraube auf das blanke Aluminium der Scheibe, siehe Abbildung 7.60 (links).



Abbildung 7.60: Radschraube: Variation WFP_SK

Rechts in der Abbildung ist der Zielzustand der Variation dargestellt (die Farbe der Scheibe dient lediglich zur optischen Differenzierung und ist sonst vollständig vergleichbar). Das Gewinde wird vergleichbar zur Variation WFP_SN geschmiert. Die Ermittlung der Reibungszahlen erfolgt vergleichbar zu den vorangegangenen Messungen. Auch im Rahmen der vorliegenden Variation werden drei Schrauben vermessen, um die Streuung zu bewerten, siehe Abbildung 7.61.

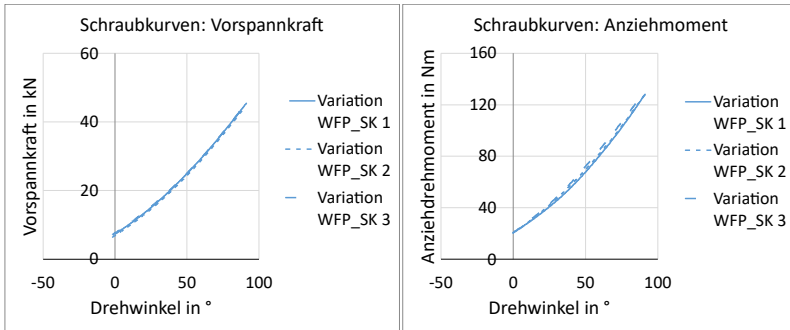


Abbildung 7.61: Schraubkurven zur Reibungszahlermittlung: Variation WFP_SK

Dargestellt sind auch hier die Vorspannkraft über den Drehwinkel und das Anziehdrehmoment über den Drehwinkel. Die Streuung innerhalb der drei Schrauben ist erneut sehr gering. Die gemittelten Reibungszahlen sind als Eigenschaft der Rad-schraube in Tabelle 34 dargestellt.

Tabelle 34: Eigenschaften WFP-Schraube: Variation WFP_SK

WFP-Schraube	μ_b	μ_{th}	μ_{tot}
Referenz	0,06	0,18	0,11
Variation WFP_SN	0,06	0,15	0,09
Variation WFP_SK	0,14	0,15	0,14

Es ist zu erkennen, dass die Reibungszahl unter dem Schraubenkopf sehr deutlich zunimmt. Das geschmierte Gewinde liegt auf demselben Niveau, wie auch im Rahmen der Variation WFP_SN.

Test innerhalb der Testumgebung

Für die Untersuchung des Einflusses dieser Variation auf das selbsttätige Lösen innerhalb der Testumgebung werden die Bauteile präpariert, die Radschraubenverbindung aufgebaut und der Testprozedur unterzogen. Die Markierungen der Schrauben vor und nach dem Test sind in Abbildung 7.62 dargestellt.

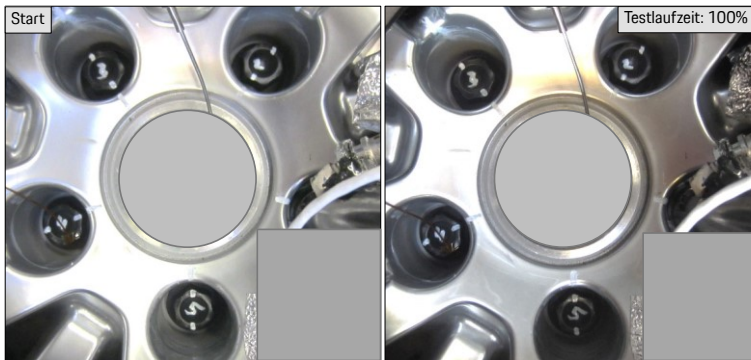


Abbildung 7.62: Schraubenmarkierung vor und nach Test: Variation WFP_SK

Der Test durchläuft die gesamte Testlaufzeit, ohne dass sich die Schrauben selbsttätig lösen. Die Variation WFP_SK stellt somit eine Verbesserung des Festsitzes der Radschraubenverbindung gegenüber der Variation WFP_SN dar.

Der Drehmoment- und Vorspannkraftabfall nach dem Abkühlen ist in Tabelle 35 dargestellt und bestätigt das positive Verhalten hinsichtlich des Festsitzes der Schraubenverbindung.

Tabelle 35: Testergebnisse Radschraubenverbindung: Variation WFP_SK

Test	Vorspannkraftabfall	Drehmomentabfall	Aufdrehwinkel
Referenz	30%	< 25%	< 7°
Variation WFP_SN	62%	> 25%	> 7°
Variation WFP_SK	12%	< 25%	< 7°

Für die Detailanalyse der Wechselwirkungen innerhalb der WFP während des Tests wird das standardisierte Auswertediagramm für die Variation WFP_SK in Abbildung 7.63 herangezogen.

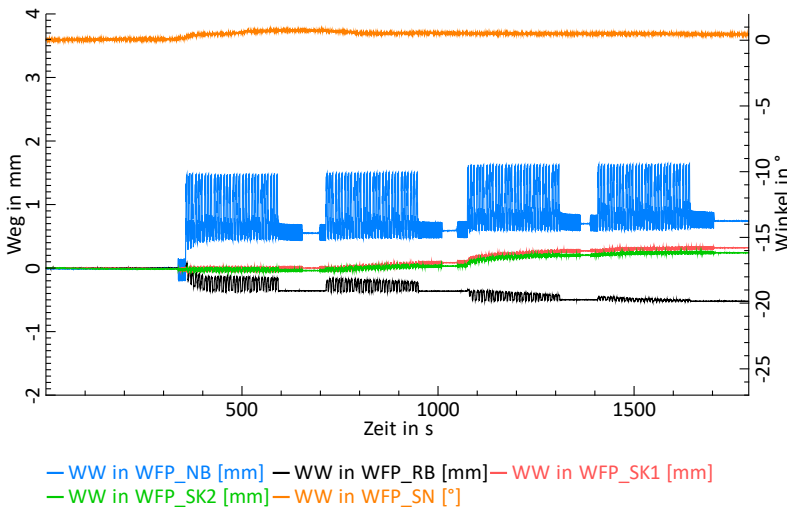


Abbildung 7.63: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SK

Der Verlauf des Aufdrehwinkels (orange) bestätigt, dass sich die Radschrauben nicht aufdrehen. In WFP_NB ist die bekannte und einmalige, bleibende Verdrehung während des Antreibens in Antriebsrichtung erkennbar. Im Wirkzeitpunkt des Bremsmoments findet keine Verdrehung statt. In den darauffolgenden Antriebsimpulsen findet eine reversible Verdrehung statt, die über den restlichen Testverlauf vergleichbar bleibt. Die WW in WFP_NB ist etwas geringer als in der Variation WFP_SN, siehe Abbildung 7.64.

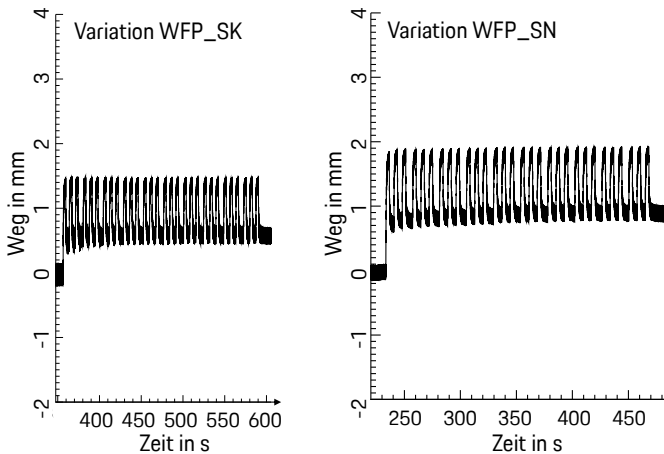


Abbildung 7.64: WW in WFP_NB: Variation WFP_SK und Variation WFP_SN

In WFP_RB ist die wechselnde Relativbewegung über die gesamte Testlaufzeit geringer als in der Variation WFP_SN und auch als in der Referenz. Sie nimmt über den Testverlauf hinweg kontinuierlich ab. Der Vergleich zwischen der Variation WFP_SK und WFP_SN (TB2 und TB3) ist in Abbildung 7.65 dargestellt.

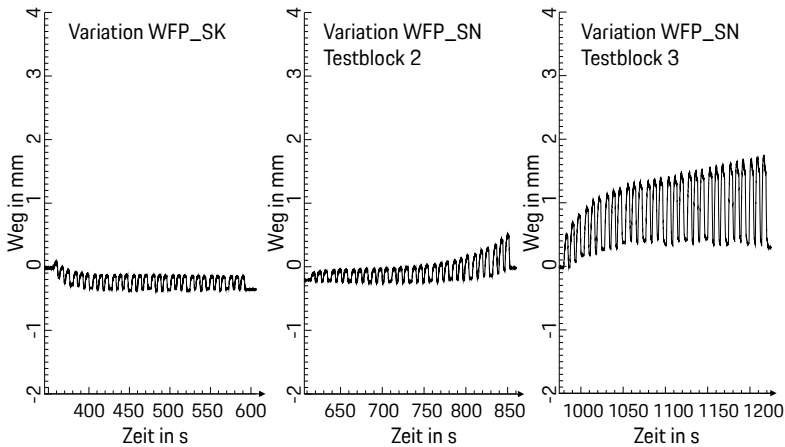


Abbildung 7.65: WW in WFP_RB: Variation WFP_SK und Variation WFP_SN

Auf Grund der sehr geringen WW in WFP_RB ist auch keine nennenswerte WW in WFP_SK zu beobachten, was der Erwartung entspricht. Die translatorische Bewegung des Schraubenkopfs in der Ebene ist in Abbildung 7.66 dargestellt.

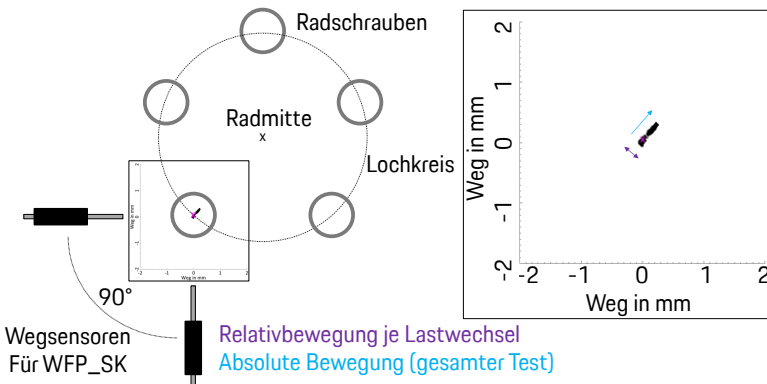


Abbildung 7.66: Darstellung Schraubenkopfbewegung: Variation WFP_SK

Sie ist mit der Referenz vergleichbar und bestätigt, dass die Variation WFP_SK durch eine Reibungszahlerhöhung eine deutliche Verbesserung des Festsitzes der Radschraubenverbindung gegenüber der Variation WFP_SN darstellt. Der Grund hierfür ist die höhere Hemmung unter dem Schraubenkopf gegen eine translatorische Bewegung und damit gegen ein Aufdrehen.

Letztlich erfolgt noch der Vergleich der dynamischen Schraubenkräfte vor und nach dem Test, um dieses Verhalten zu bestätigen, siehe Abbildung 7.67.

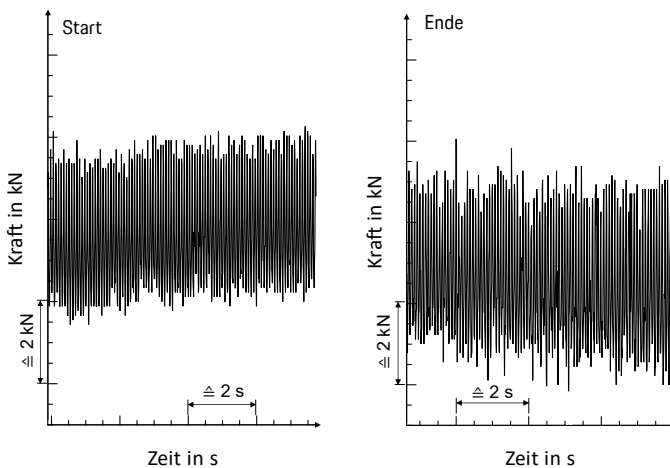


Abbildung 7.67: Dynamische Schraubenkraft Start und Ende: Variation WFP_SK

Auch die dynamische Schraubenkraft bestätigt die Verbesserung des Festsitzes durch die Variation WFP_SK. Die Amplitude nimmt gegen Testende um 20% zu. Das entspricht der Zunahme in der Referenz-Radschraubenverbindung. Im Vergleich dazu hat die Amplitude der dynamischen Schraubenkraft in der Variation WFP_SN gegen Testende um 120% zugenommen, siehe Tabelle 36.

Tabelle 36: Auswertung dynamische Schraubenkraft: Variation WFP_SK

F_A	Zunahme Start zu Ende
Referenz	+20%
Variation WFP_SN	+120%
Variation WFP_SK	+20%

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass die Erhöhung der Reibungszahl unter dem Schraubenkopf bei gleichzeitiger Reibungszahlreduktion in Gewinde eine Verbesserung des Radschraubenfestsitzes gegenüber der Variation WFP_SN darstellt. Die höhere Reibungszahl in WFP_SK führt zu einer größeren Hemmung gegen eine nennenswerte Schraubenkopfbewegung und ein Aufdrehen. Dadurch kann die Vorspannkraft im System besser aufrecht gehalten werden, wodurch die Wechselwirkungen in den restlichen WFP gering und unkritisch bleiben.

Die Erkenntnisse über die Eigenschaften sind zur neuen Vergleichsbasis Variation WFP_SN in Tabelle 37 zusammengefasst.

Tabelle 37: Eigenschaftstabelle: Variation WFP_SK

Eigenschaft	Einheit	Variation WFP_SN	Variation WFP_SK
Steifigkeit Bauteil	kN/mm	73	73
F_A (%-Aufteilung)	kN (%)	4 (70/30)	4 (70/30)
μ_b	-	0,06	0,14
μ_{th}	-	0,15	0,15
μ_{tot}	-	0,09	0,14
μ_{RB} gemittelt	-	0,126	0,126
μ_{NB} gemittelt	-	0,118	0,118

Die kritischen Werte aus den objektiven Messgrößen sind zur neuen Vergleichsbasis Variation WFP_SN in Tabelle 38 dargestellt.

Tabelle 38: Objektive Messgrößen: Variation WFP_SK

Objektive Messgrößen	Variation WFP_SN	Variation WFP_SK
WW in LSS Zunahme F_A in %	+120%	+20%
WW in WFP_NB reversibel in mm	1,10	0,95
WW in WFP_NB bleibend in mm	0,90	0,55
WW in WFP_RB in mm	0,25	0,25
WW in WFP_SK in mm	0,10	0,10
WW in WFP_SN in °	28°	0°
Testergebnis	Variation WFP_SN	Variation WFP_SK
Testlaufzeit in %	80%	100%
Drehmomentabfall in %	> 25%	< 25%
Vorspannkraftabfall in %	62%	12%
Selbsttätig gelöst: Ja / Nein	Ja	Nein

7.7 Diskussion und Erklärungsmodelle

Das Vorgehen im Rahmen der vorliegenden Arbeit zeigt durch eine systematische Herangehensweise und die methodische Unterstützung, dass es möglich ist das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung detailliert zu untersuchen. Es ist möglich über die physikalische Modellbildung mit Hilfe des C&C²-A die für die Funk-

tionserfüllung relevanten Gestaltfunktionselemente zu identifizieren, deren Einschalten zu ermitteln, sie innerhalb einer geeigneten Testumgebung durch Parametervariationen zu untersuchen und den Lösevorgang durch objektive Messgrößen darzustellen. Auch die Entwicklung der Testumgebung basiert auf den Erkenntnissen der physikalischen Modellbildung.

Für die Untersuchungen ist eine geeignete Referenz-Radschraubenverbindung ausgewählt worden, die im Realfahrzeugtest kein selbsttätiges Lösen aufzeigt. Die Randbedingungen innerhalb der einzelnen Tests sind unverändert geblieben. Die Schrauben wurden mit einer definierten Vorspannkraft angezogen und mit durch definierte äußere Lasten beaufschlagt worden. Die für die Funktionserfüllung relevanten Gestaltfunktionselemente wurden im Rahmen von Parametertests variiert. Es hat sich gezeigt, dass sich einige der Variationen ausgehend von der Referenz-Radschraubenverbindung neutral, einige positiv und einige negativ auf das selbsttätige Lösen auswirken:

- Neutral: Variation WFP_NB
- Positiv: Variation WFP_SK
- Negativ: Variation LSS, Variation WFP_RB, Variation WFP_SN

Die Lösemechanismen der Variationen LSS, WFP_RB und WFP_SN werden nachfolgend näher analysiert und erklärt. Hierbei unterstützen die objektiven Messgrößen. Es ist herauszuarbeiten, ob es sich beim selbsttätigen Lösen der Radschraubenverbindung um einen oder verschiedene Lösemechanismen handelt, um daraus zielgerichtete Konstruktionszielgrößen abzuleiten.

7.7.1 Lösemechanismus 1

Die Testinterpretation der Variation LSS hat gezeigt, dass die Reduktion der Radnaben-Steifigkeit zu höheren dynamischen Schraubenkräften führt, siehe Abbildung 7.68.

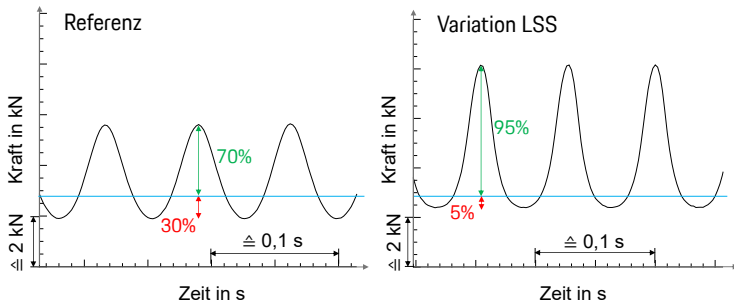


Abbildung 7.68: Dynamische Schraubenkraft: Referenz und Variation LSS

Diese Veränderung der Eigenschaft zeigt sich bereits zu Beginn des Tests in den dynamischen Schraubenkräften im Vergleich zur Referenz, siehe Abbildung 7.69.

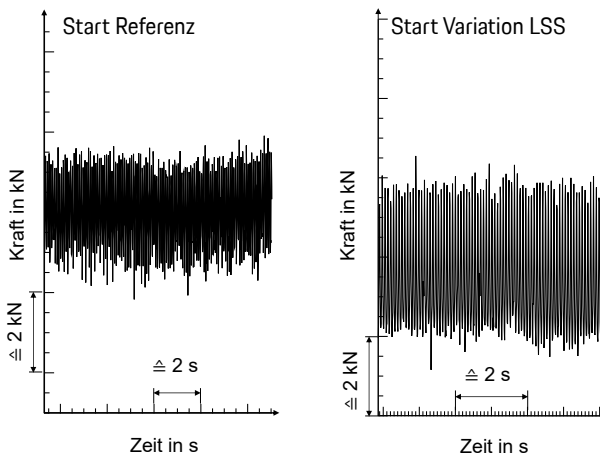


Abbildung 7.69: Dynamische Schraubenkraft zu Testbeginn: Lösemechanismus 1

Durch die höheren dynamischen Schraubenkräfte wird die Radschraubenverbindung im Laufe des Tests im Vergleich zur Referenz deutlich stärker be- und entlastet. Die Folge hieraus sind höhere Setzbeträge innerhalb der einzelnen WFP, die wiederum zum weiteren Abfall der Vorspannkraft führen. Die gleichbleibenden Antriebs- und Bremsimpulse führen durch die höheren dynamischen Schraubenkräfte bereits bei geringen und unkritischen wechselnden Verdrehungen in WFP_RB und WFP_SK zum Aufdrehen der Radschraube, siehe Abbildung 7.70.

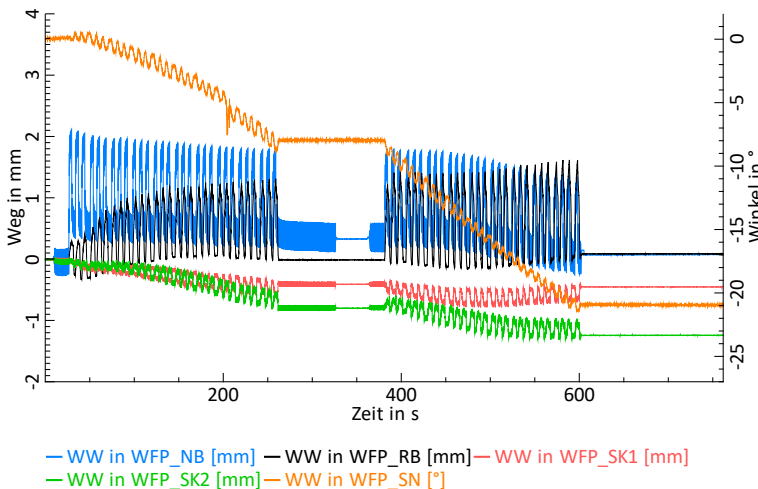


Abbildung 7.70: Standardisiertes Auswertediagramm für Lösemechanismus 1

Über den Testverlauf ist die Zunahme der Relativbewegungen besonders in WFP_RB zu beobachten. Sind die Bauteiltoleranzen durch die WW in WFP_RB überwunden, so kommt es zum Kontakt der Bauteile mit den Radschrauben. Die Folge daraus ist die Zunahme der WW in WFP_SK unter der Einwirkung der Antriebs- und Bremsimpulse, die das Aufdrehen weiter beschleunigen. Es kann weiter festgestellt werden, dass sich die Schraube während des Antreibens aufdreht und damit eine Lastabhängigkeit für die untersuchte Konfiguration der Radschraubenverbindung aufzeigt. Während des Bremsens ist eine Verdrehung in Anziehrichtung zu erkennen, die betragsmäßig geringer ist. In WFP_NB kommt es zur einmaligen bleibenden Verdrehung während des ersten Antriebsimpulses. Ab diesem Zeitpunkt

verbleit größtenteils eine reversible Verdrehung während des Antreibens, die sich mit der Entlastung des Antriebsmoments partiell wieder abbaut.

Zusammenfassung Lösemechanismus 1:

- Durch die reduzierte Steifigkeit der Radnabe stellen sich höhere dynamische Schraubenkräfte ein, wodurch die Radschraubenverbindung stärker belastet und entlastet wird.
- Dadurch nehmen die Setzbeträge innerhalb der WFP zu, wodurch die Vorspannkraft weiter abfällt.
- Dies führt dazu, dass sich die Radschrauben bereits bei geringen und unkritischen wechselnden Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK durch die Längslastimpulse aufdrehen.
- Fällt die Vorspannkraft dadurch weiter, so nehmen die wechselnden Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK zu und beschleunigen damit das Aufdrehen.
- Ab diesem Zeitpunkt wird die Schraube von Lastimpuls zu Lastimpuls kontinuierlich weiter aufgedreht, bis der Test auf Grund der gelösten Schrauben abgebrochen wird.
- Es existiert eine Lastabhängigkeit des Aufdrehens im Wirkzeitpunkt des Antreibens.

Konstruktionszielgrößen zum Lösemechanismus 1:

- Es ist zu empfehlen die Setzpotentiale und -beträge innerhalb der WFP der Radschraubenverbindung zu minimieren.
- Zudem sind die Steifigkeiten der Bauteile so zu wählen, dass sie innerhalb der Radschraubenverbindung unter definierten Testbedingungen eine möglichst geringe dynamische Schraubenkraft hervorrufen.
- Durch beide Konstruktionszielgrößen wird der Vorspannkraftabfall reduziert, was sich positiv auf den Festsitz der Radschraubenverbindung auswirkt.
- Dadurch wird die Möglichkeit der wechselnden Relativbewegungen innerhalb WFP_RB und WFP_SK reduziert.
- Über die ermittelten Eigenschaften, den gemessenen objektiven Messgrößen und dem Gesamtergebnis können die Konstruktionszielgrößen quantifiziert werden.

7.7.2 Lösemechanismus 2

Die Testinterpretation der Variation WFP_RB durch die Reduktion der Reibungszahl zeigt, dass es sich beim Lösemechanismus 2 um eine Teilmenge von Lösemechanismus 1 handelt. Auf Grund der Reibungszahlreduktion bei gleichbleibenden Testbedingungen kommt es bereits von Beginn an zu deutlich stärkeren wechselnden Verdrehungen innerhalb von WFP_RB. Diese führen dazu, dass die Bauteiltoleranzen überwunden werden, wodurch es gleichzeitig zu nennenswerten translatorischen Bewegungen unter dem Schraubenkopf in WFP_SK kommt, siehe Abbildung 7.71.

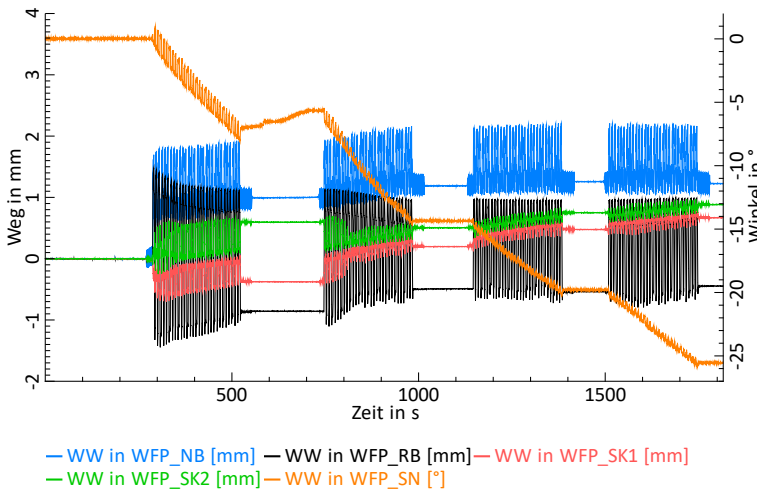


Abbildung 7.71: Standardisiertes Auswertediagramm für Lösemechanismus 2

Dadurch bewegt sich der Schraubenkopf von Testbeginn an kontinuierlich je Lastimpuls und führt zum Aufdrehen. Auch in diesem Fall ist eine Lastabhängigkeit des Aufdrehens zu erkennen, die sich mit dem Lösemechanismus 1 deckt. Durch die wechselnden Verdrehungen und das Aufdrehen der Schraube fällt die Vorspannkraft der Radschrauben über den Testverlauf weiter ab. Dies führt zur Aufrechterhaltung der wechselnden Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK. Über die

Testlaufzeit hinweg verstärken sich diese Effekte, bis sich alle Bauteile an der Radschrauben anlegen und der mögliche Weg dadurch eingeschränkt wird. Ab diesem Zeitpunkt nimmt der Betrag des Aufdrehwinkels je Testblock geringfügig ab, ein kontinuierliches Aufdrehen kann allerdings weiter beobachtet werden.

Zusammenfassung Lösemechanismus 2:

- Die wechselnde Relativbewegung in WFP_RB sind auf Grund der Reibungszahlreduktion bereits von Testbeginn an sehr groß.
- Durch die betragsmäßig große WW in WFP_RB kommt es gleichzeitig zur translatorischen Bewegung des Schraubenkopfs in WFP_SK. Dies führt zum kontinuierlichen und lastabhängigen Aufdrehen der Radschrauben, vergleichbar mit Lösemechanismus 1.
- Durch das Aufdrehen der Radschraube fällt die Vorspannkraft weiter, wodurch die Effekte teils verstärkt werden. Sie werden zumindest kontinuierlich aufrecht gehalten.

Konstruktionszielgrößen für Lösemechanismus 2:

- Es ist zu empfehlen, die Setzpotentiale und -beträge innerhalb der WFP der Radschraubenverbindung zu minimieren.
- In WFP_RB ist eine Reduzierung der wechselnden Verdrehung anzustreben. Bei gleicher äußerer Last kann dies durch eine Erhöhung der Reibungszahl oder durch einen Formschluss realisiert werden.
- Über die ermittelten Eigenschaften, den gemessenen objektiven Messgrößen und dem Gesamtergebnis können die Konstruktionszielgrößen quantifiziert werden.

7.7.3 Lösemechanismus 3

Die Testinterpretation der Variation WFP_SN zeigt initial einen Unterschied im Lösemechanismus vergleichend zu den beiden bereits vorgestellten Lösemechanismen. Über den Testverlauf stellt sich ein zu Lösemechanismus 2 vergleichbares Verhalten ein. In TB1 verhält sich die Variation WFP_SN vergleichbar zur Referenz, siehe Abbildung 7.72.

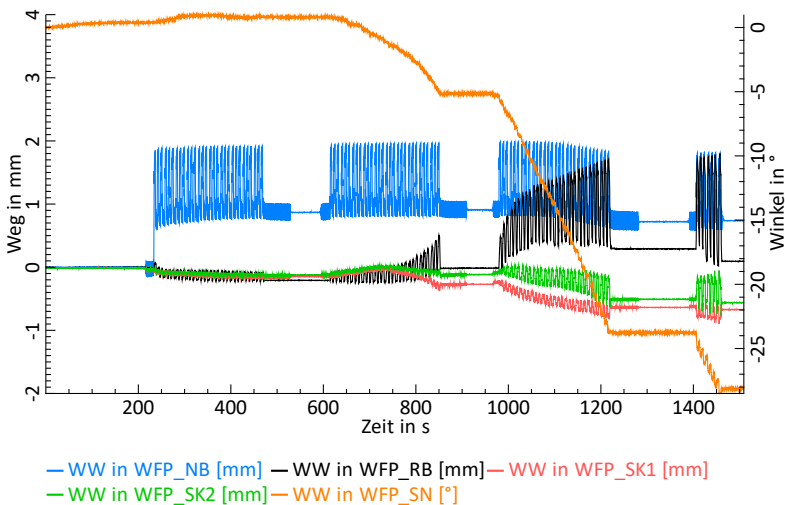


Abbildung 7.72: Standardisiertes Auswertediagramm für Lösemechanismus 3

Es stellt sich keine nennenswerte WW in WFP_RB und WFP_SK ein. Dieses Verhalten setzt sich in TB2 fort. Die Detailanalyse zeigt allerdings, dass sich trotz der unkritischen und geringen WW in beiden WFP ein Aufdrehwinkel abzeichnet.

Die Ursache hierfür ist eine zu geringe Hemmung im Gewinde gegen das Aufdrehen durch die Reibungszahlreduktion in WFP_SN. Die kombinierten Belastungen führen dazu, dass es ohne eine nennenswerte Relativbewegung in WFP_RB und WFP_SK zur Drehbewegung im Gewinde kommt. Das Verhältnis von Vorspannkraft und Reibungszahl in WFP_SN reicht nicht mehr aus, um das Aufdrehen zu unterbinden. Dreht sich die Schraube um einen gewissen Betrag auf, so nimmt die Vorspannkraft weiter ab. Dadurch nehmen die WW in WFP_RB und WFP_SK deutlich zu und beschleunigen das Aufdrehen zusätzlich.

Zusammenfassung Lösemechanismus 3:

- Die Hemmung im Gewinde gegen das Aufdrehen ist durch die Reibungszahlreduktion zu gering, um den Lasten standzuhalten.

- Durch die äußeren Lasten in Kombination mit der geringen Reibungszahl in WFP_SN kommt es bereits ohne kritische Relativbewegungen innerhalb WFP_RB und WFP_SK zum Aufdrehen der Schraube.
- Durch das Aufdrehen fällt die Vorspannkraft weiter ab, wodurch wiederum die Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK zunehmen.
- Überschreiten diese einen kritischen Wert, so wird das Aufdrehen weiter beschleunigt, was wiederum mit dem Lösemechanismus 2 vergleichbar ist.

Konstruktionszielgrößen für Lösemechanismus 3:

- Die Hemmung im Gewinde in WFP_SN muss unter gleicher Vorspannkraft ausreichend hoch sein, um ein Aufdrehen durch die von außen wirkenden Lasten zu hemmen.
- Es ist ein Optimum zwischen der Vorspannkraft und der Reibungszahl im Gewinde zu erarbeiten, da beides für die sichere Funktionserfüllung der Radschraubenverbindung hinsichtlich des Festsitzes nötig ist.
- Über die ermittelten Eigenschaften, den gemessenen objektiven Messgrößen und dem Gesamtergebnis können die Konstruktionszielgrößen quantifiziert werden.

7.7.4 Positive Auswirkungen auf den Radfestsitz

Sind die Reibungszahlen der Radschraube in WFP_SN und WFP_SK ausreichend hoch, so zeigt sich in den durchgeführten Untersuchungen kein negativer Einfluss auf das selbsttätige Lösen. Auch eine Radschraube mit einer gegenüber der Referenzradschraube zu geringen Reibungszahl in WFP_SN kann dazu führen, dass der Festsitz weiterhin gegeben ist, sofern die Reibungszahl in WFP_SK erhöht wird. Über beide WFP der Radschraube kann der Festsitz der Radschraubenverbindung beeinflusst und verbessert werden.

Die Reduktion der Reibungszahl in WFP_NB zeigt sich unter den gegebenen Testbedingungen als nicht kritisch für das selbsttätige Lösen. Der Grund hierfür sind die möglichen WW innerhalb WFP_NB, die sich durch die Belastungszustände aus den Fahrmanövern des Gesamtfahrzeugtests ergeben. Sowohl beim Antreiben als auch beim Bremsen verdrehen sich die Bauteile in dieselbe Richtung gegen die Radschraube. Es kann sich also bei einer Fahrt in Fahrtrichtung keine wechselnde Relativbewegung in WFP_NB einstellen. Dadurch zeigt eine Reduktion der Reibungszahl in WFP_NB ein neutrales Verhalten gegenüber dem selbsttätigen Lösen. Kommt es auf Grund von anderen Testbedingungen, beispielsweise durch ein

wechselndes Fahrmanöver in und entgegen der Fahrtrichtung, zu wechselnden Relativbewegungen in WFP_NB, so könnte sich auch diese Variation auf das selbsttätige Lösen auswirken. In der Regel sind die absetzbaren Längslasten in Fahrtrichtung allerdings größer als die entgegen der Fahrtrichtung, weshalb dies im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht weiter untersucht wurde.

An dieser Stelle wird die **Forschungshypothese** erneut aufgegriffen. Mit Hilfe der durchgeführten Untersuchungen kann gezeigt werden, dass es durch die Erfassung der Wechselwirkungen innerhalb der relevanten Gestaltfunktionselemente der Radschraubenverbindung möglich ist, das selbsttätige Lösen zu untersuchen und Erklärungsmodelle für die Lösemechanismen zu beschreiben. Die Grundlage der durchgeführten Untersuchungen ergeben sich aus der physikalischen Modellbildung durch den C&C²-Ansatz. Aus den Lösemechanismen lassen sich Gestaltungshinweise für den Entwickler im Rahmen der Auslegung und Optimierung von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Festsitzes ableiten. Die Untersuchung erfolgt innerhalb einer geeigneten Testumgebung, die sich ebenfalls durch die physikalische Modellbildung ergeben hat.

7.8 Reproduzierbarkeit der Tests

Zur Untersuchung und Darstellung der Reproduzierbarkeit der Tests und Testergebnisse innerhalb der Testumgebung werden exemplarisch eine sich selbsttätig lösende und eine sich nicht lösende Variante ausgewählt und unter gleichbleibenden Randbedingungen wiederholt getestet. Alle Bauteile weisen den Neuzustand auf. Die ausgewählten Varianten sind in Tabelle 39 dargestellt.

Tabelle 39: Auswahl funktionierender und nicht funktionierender Variationen

Testergebnis	Variation
Kein Lösen	Variation WFP_SK
Lösen	Variation LSS

Variation WFP_SK (kein Lösen)

Zunächst wird die Variation betrachtet, bei der sich die Radschraubenverbindung nicht selbsttätig gelöst hat. Die Reibungszahl wird hierfür in WFP_SK erneut erhöht, wobei gleichzeitig die Reibungszahl in WFP_SN reduziert wird. Nach dem Durchlaufen der Testprozedur ist auch in der Wiederholung des Tests kein selbsttätiges Lösen feststellbar. Die vergleichenden Ergebnisse sind in Tabelle 40 dargestellt.

Tabelle 40: Vergleich Testergebnisse Variation WFP_SK: Test 1 und Test 2

	Test 1	Test 2
Drehmomentabfall	< 25%	< 25%
Vorspannkraftabfall	12%	16%
Aufdrehwinkel	< 7°	< 7°
Absolvierte Testlaufzeit	100%	100%

Beide Tests durchlaufen die vollständige Testlaufzeit. Der Drehmomentabfall ist im bekannten Bereich des Setzen bei < 25%. Der Vorspannkraftabfall ist ebenfalls vergleichbar und nimmt im Folgetest um 4% zu. Dies ist weiterhin deutlich geringer als der Vorspannkraftabfall in der Referenz-Radschraubenverbindung, bei dem sich die Radschrauben ebenfalls nicht selbsttätig gelöst haben. Die minimale Abweichung ist in den zulässigen Fertigungstoleranzen der Bauteile begründet. Das Gesamtergebnis wird hierdurch allerdings nicht beeinflusst.

Die standardisierten Auswertediagramme beider Tests sind für den ersten Test in Abbildung 7.73 und für den zweiten in Abbildung 7.74 dargestellt. Auch dort ist die sehr gute Übereinstimmung innerhalb der einzelnen Messgrößen zu beobachten.

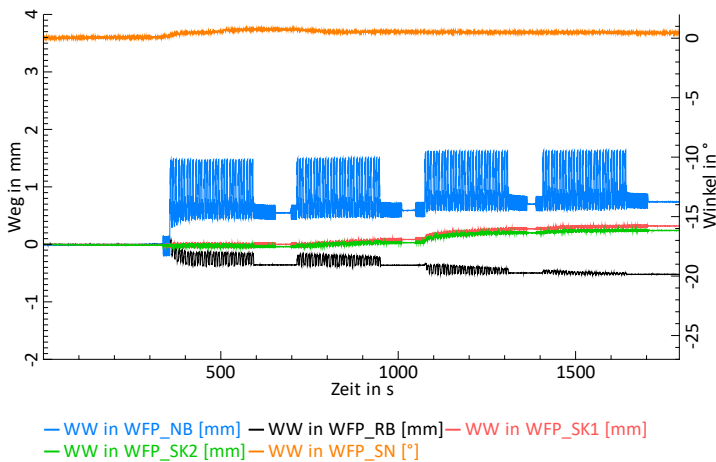


Abbildung 7.73: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SK (1)

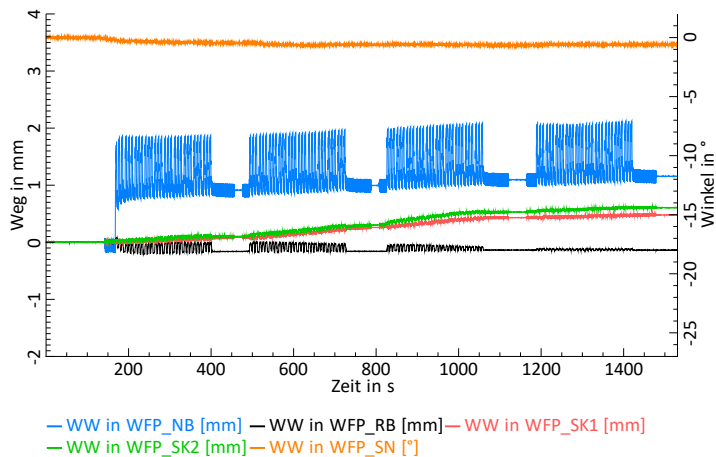


Abbildung 7.74: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation WFP_SK (2)

Der Aufdrehwinkel (WW in WFP_SN in orange) bleibt in beiden Tests unauffällig. In WFP_NB nimmt die bleibende Verdrehung im zweiten Test leicht zu, was sich aber nicht auf das selbsttätige Lösen der Radschraubenverbindung auswirkt. Die reversible Verdrehung bleibt betragsmäßig gleich. Die geringfügige Abweichung ist ebenfalls den Bauteiltoleranzen zuzuschreiben. In WFP_RB ist der Verlauf der wechselnden Relativbewegungen ebenfalls vergleichbar. Sie nehmen über den Testverlauf kontinuierlich ab, bis sie gegen Testende kaum noch existent sind. Auf Grund dieser sehr geringen WW in WFP_RB, kommt es auch in WFP_SK zu keiner nennenswerten Relativbewegung. Die Wiederholbarkeit der Tests innerhalb der Testumgebung bei gleichbleibenden Testbedingungen ist für diese Variation somit gegeben. Das Testergebnis ist sehr gut vergleichbar.

Variation LSS (selbsttätiges Lösen)

Für die Untersuchung der Reproduzierbarkeit einer sich selbsttätigen lösenden Radschraubenverbindung wird exemplarisch die Variation LSS über die vergleichbare Steifigkeitsreduktion der Radnabe herangezogen. Test 2 durchläuft die gleiche Testprozedur wie Test 1. Die Testergebnisse sind in Tabelle 41 zusammengefasst.

Tabelle 41: Vergleich Testergebnisse Variation LSS: Test 1 und Test 2

	Test 1	Test 2
Drehmomentabfall	> 25%	> 25%
Vorspannkraftabfall	60%	53%
Aufdrehwinkel	21°	17°
Absolvierte Testlaufzeit	48%	56%

Auch Test 2 wird frühzeitig nach 56% der Testlaufzeit abgebrochen und durchläuft nicht die vollständige Testprozedur. Test 1 wurde im Vergleich dazu bei 48% abgebrochen. Das Abschaltkriterium greift automatisiert durch die BUP, sobald die Vorspannung innerhalb der Radschraubenverbindung abnimmt. Es kann somit sein, dass ein Test einige Lastwechsel länger läuft, bis die Abschaltkriterien greifen. Der Aufdrehwinkel, der Drehmomentabfall und der Vorspannkraftabfall sind zwischen

beiden Tests vergleichbar. Der Unterschied ergibt sich erwartungsgemäß aus den Bauteil- und Fertigungstoleranzen, was das Gesamtergebnis nicht beeinflusst. Da sich die Radschrauben in Test 1 etwas weiter aufgedreht haben, entspricht der etwas höhere Abfall der Vorspannkraft der Erwartung.

Die standardisierten Auswertediagramme sind für Test 1 in Abbildung 7.75 und Test 2 in Abbildung 7.76 dargestellt.

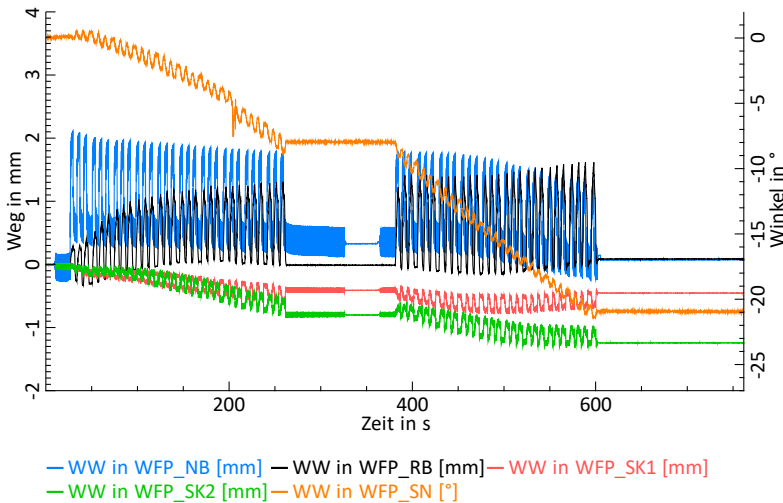


Abbildung 7.75: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation LSS (1)

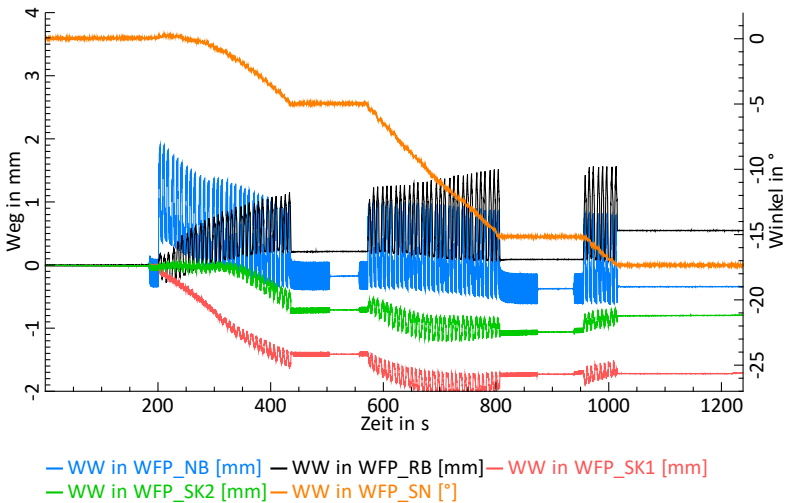


Abbildung 7.76: Standardisiertes Auswertediagramm: Variation LSS (2)

Beide Tests zeigen ein qualitativ und quantitativ vergleichbares Verhalten innerhalb der einzelnen Messgrößen. Durch die höhere dynamische Schraubenkraft auf Grund der Steifigkeitsreduktion der Radnabe ist in beiden Tests ein Aufdrehwinkel durch die Antriebs- und Bremsimpulse zu erkennen, ohne kritische und wechselnde Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK. Haben sich die Radschrauben um einen gewissen Betrag aufgedreht, fällt die Vorspannkraft weiter ab, wodurch die Relativbewegungen weiter zunehmen und das Aufdrehen beschleunigen. Test 2 läuft auf Grund der zulässigen Streuung innerhalb der Bauteile etwas länger, wobei sich ein geringerer finaler Aufdrehwinkel einstellt. Das Gesamtergebnis ist dennoch als vergleichbar und reproduzierbar zu werten.

In WFP_NB kommt es in beiden Tests, im Wirkzeitpunkt des ersten Antriebsimpulses, zur einmaligen bleibenden Verdrehung. Ab diesem Zeitpunkt findet eine reversible Verdrehung je Lastwechsel statt. Die bleibende Verdrehung baut sich über den Testverlauf in beiden Fällen wieder kontinuierlich ab. Die entgegengesetzte Verdrehung je Lastimpuls ist auch in Test 2 wieder auf die starke Entlastung der Radschraubenverbindung durch die höheren dynamischen Schraubenkräfte zurückzuführen.

Auch in WFP_RB ist das Verhalten in beiden Tests vergleichbar. Die Amplitude der wechselnden Verdrehung je Lastimpuls nimmt kontinuierlich zu und ist betragsmäßig vergleichbar zu Test 1.

Zusammenfassend kann gezeigt werden, dass die Reproduzierbarkeit der Tests innerhalb der Testumgebung für funktionierende und nicht funktionierende Radschraubenverbindungen gegeben ist. Das selbsttätige Lösen kann für die gleiche Variation unter gleichbleibenden Testbedingungen sehr gut wiederholt werden. Die Wechselwirkungen in den einzelnen Gestaltfunktionselementen sind quantitativ vergleichbar. Die Streuung der Bauteiltoleranzen zeigt sich erwartungsgemäß teils im absoluten Ergebnis, verändert allerdings nicht das Gesamtverhalten der entsprechenden Variante. Die Mechanismen, die zum Lösen führen oder eben nicht, bleiben für die Wiederholtests gleich. Auf Grund der geringen Anzahl an Testwiederholungen stellt die Untersuchung kein statistisches Ergebnis dar.

8 Handlungsempfehlung

Im Rahmen der Handlungsempfehlung werden die Erkenntnisse, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit am Beispiel des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen gesammelt wurden, für einen Mehrwert im Rahmen der Auslegung von Schraubenverbindungen bereitgestellt. Abbildung 8.1 zeigt die schematische Darstellung der Vorgehensweise, aus der sich die Handlungsempfehlung ergibt.

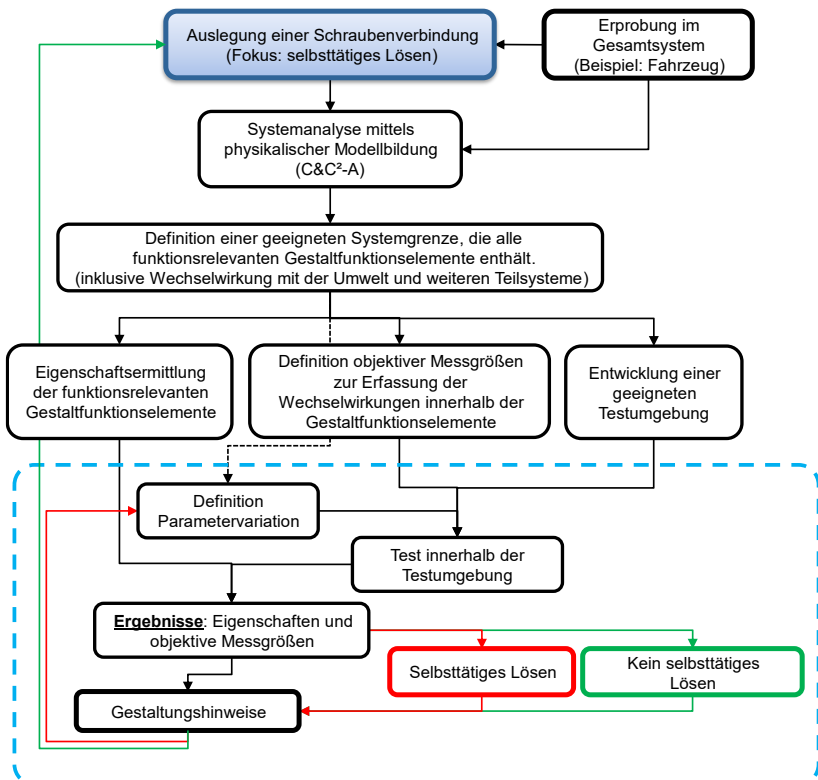


Abbildung 8.1: Schematische Darstellung der Vorgehensweise

Die Ausgangssituation im Rahmen der **generellen Vorgehensweise** ist eine Schraubenverbindung, die hinsichtlich des selbsttätigen LöSENS sicher ausgelegt werden soll. Dabei soll ein mögliches selbsttätiges LöSEN abseits vom Gesamtsystem nachgestellt, das Wissen drüber erweitert, die LöSemechanismen erfasst und daraus Konstruktionszielgrößen für die Auslegung und Optimierung nachfolgender Produktgenerationen abgeleitet werden. Über eine erweiterte Systemanalyse erfolgt die physikalische Modellbildung der zu untersuchenden Schraubenverbindung. Hierfür eignet sich besonders der C&C²-Ansatz nach ALBERS und MATTHIESEN, durch den die Gestaltfunktionszusammenhänge dargestellt werden können. Das zu untersuchende System wird dabei durch eine geeignete Systemgrenze vom Restsystem abgegrenzt, in der sich alle für die Funktionserfüllung relevanten Gestaltfunktionselemente befinden. Die Wechselwirkungen zur Umwelt und weiteren Teilsystemen sind dabei mit abzubilden. Für Schraubenverbindungen mit kombinierten Belastungszuständen kann es mehrere, lastfallspezifische C&C²-Modelle geben. Durch sie können die Wirkmechanismen und Wechselwirkungen innerhalb der Gestaltfunktionselemente dargestellt werden. Aus der physikalischen Modellbildung lassen sich Anforderungen für die Eigenschaftsermittlung der WFP (beispielsweise die Reibungszahl) und LSS (beispielsweise die Steifigkeit) ableiten. Zudem kann über sie eine geeignete Testumgebung mit objektiven Messgrößen entwickelt werden, durch die das selbsttätige LöSEN nachgestellt und der LöSEvorgang erfasst werden kann. Auf Basis der Erkenntnisse können Konstruktionszielgrößen für die Entwicklung neuer Produktgenerationen abgeleitet werden. Diese können entwicklungsbegleitend durch weitere Tests und Erkenntnisse konkretisiert und erweitert werden.

Konkret für die **Radschraubenverbindung** ist das Ziel diese mit Hilfe der gesammelten Erkenntnisse zielgerichteter auszulegen. Dabei werden die Eigenschaften den Wirkmechanismen und Wechselwirkungen in den Gestaltfunktionselementen im Betrieb gegenübergestellt. Kommt es bei einer Konfiguration entgegen der Erwartung dennoch zum selbsttätigen LöSEN, erfolgt die Vorgehensweise im blau gestrichelten Bereich in Abbildung 8.1. Die Eigenschaften der entsprechenden Gestaltfunktionselemente werden auf Basis der Erkenntnisse über den LöSEvorgang zielgerichtet variiert und erneut hinsichtlich der Wirksamkeit gegen ein selbsttätiges LöSEN untersucht. Die Gestaltungshinweise werden um die neuen Erkenntnisse erweitert und für die Auslegung neuer Produktgenerationen verwendet.

Löst sich die Radschraube **ohne** eine vorhergehende **kritische Relativbewegung** zwischen Rad und Bremsscheibe, so sind die Reibungszahlen der Radschraube (besonders im Gewinde) und die dynamische Schraubenkraft näher zu untersuchen. Es hat sich im Rahmen der Untersuchungen gezeigt, dass sich die Radschraube durch die äußere Last auch ohne die kritische Relativbewegung selbsttätig

lösen kann. Stellt sich diese in WFP_RB ein, so ist die Folge daraus eine nennenswerte und kritischen Relativbewegung des Schraubenkopfs in WFP_SK. In diesem Fall kann eine Erhöhung der Reibungszahl im Gewinde oder eine Reduktion der dynamischen Schraubenkraft durch die Veränderung der Steifigkeit der Bauteile eine Abhilfe schaffen. Die Untersuchungen haben auch gezeigt, dass im Fall einer zu geringen Reibungszahl im Gewinde auch eine Erhöhung der Reibungszahl unter dem Schraubenkopf gegen das selbsttätige Lösen helfen kann.

Löst sich die Radschraube hingegen **auf Grund von kritischen Relativbewegungen** zwischen der Bremsscheibe und dem Rad, bei denen es gleichzeitig zu kritischen Bewegungen des Schraubenkopfs kommt, so ist der Fokus auf das WFP_RB zu legen. Die Normalkraft, die sich aus der Vorspannkraft ergibt, reicht in dem Fall nicht aus, um den Längslasten standzuhalten. Kann die Vorspannkraft aus bestimmten Gründen nicht weiter erhöht werden, so ist es hilfreich die Reibungszahl in WFP_RB zu erhöhen. Dadurch kann das Verhältnis zwischen der Vorspannkraft und den Längslasten so optimiert werden, dass es nicht zur kritischen Relativbewegung kommt.

Wird an dieser Stelle die **Forschungsfrage 5** aufgegriffen, so zeigt die Handlungsempfehlung die Vorgehensweise für die Auslegung und Optimierung von Schraubenverbindung hinsichtlich des selbsttätigen Lösens auf.

Neue Produktgenerationen können auf Basis der Erkenntnisse aus einem Referenzsystem zielgerichteter ausgelegt und bei Auffälligkeiten optimiert werden. Die Erkenntnisse aus dem Referenzsystem liefern Gestaltungshinweise für die Auslegung der Schraubenverbindung. Sie können entwicklungsbegleitend um neue Erkenntnisse erweitert werden. Auf Grund der effizienten Vorgehensweise können Entwicklungszeit und -kosten reduziert werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Der Abschluss der Arbeit erfolgt durch die Zusammenfassung der wichtigsten Erkenntnisse und Ergebnisse, die durch die gewählte Vorgehensweise gesammelt wurden. Im Ausblick werden mögliche Inhalte für weiterführende Arbeiten aufgezeigt.

9.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung einer Methode zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS von hochfesten Mehrschraubenverbindungen am Beispiel der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen (Einschraubverbindung). Der Stand der Forschung zeigt auf, dass einfach beanspruchte Schraubenverbindungen sehr gut hinsichtlich eines Versagens untersucht werden können. Meist geschieht dies auf Komponentenebene. Es existieren zum Teil auch Prüfstände, in denen die Schraubenverbindung mit ihren Umgebungsbauteilen abgebildet werden kann. Kommt es im Betrieb hingegen zu überlagerten Belastungszuständen, so ist es äußerst herausfordernd geeignete Absicherungsmethoden zu definieren, da hierfür ein erweitertes Systemverständnis vorliegen muss. Im Beispiel der Radschraubenverbindung erfolgt die Absicherung der Funktionserfüllung in der Regel durch zeit- und kostenintensive Fahrzeugtests. Dies ist erst in späten Phasen der Produktentwicklung möglich, da ein seriennahes Fahrzeug vorhanden sein muss. Der Erkenntnisgewinn über den Lösevorgang ist dabei gering. Eine effiziente Optimierung ist bei nicht funktionierenden Varianten daher kaum möglich. Regelwerke und Fachbücher zeigen nicht quantifizierte Optimierungsmöglichkeiten auf, die häufig im Versuch und Irrtum Prinzip bewertet werden. Es bedarf also einer Methode, durch die neue Produktgenerationen von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Radfestsitzes sicher ausgelegt werden können. Dies auf Basis von gesammelten Erkenntnissen aus Referenzsystemen. Durch die Arbeit soll das Handwerkszeug für eine effiziente Optimierung von selbsttätig gelösten Radschraubenverbindungen bereitgestellt werden. Dadurch soll das Wissen erweitert, der Zeit- und Kostenaufwand in der Entwicklung reduziert und die Entwicklungsqualität gesteigert werden.

Zur Erweiterung des Systemverständnisses wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine detaillierte Systemanalyse mit Hilfe des C&C²-Ansatzes durchgeführt. Für verschiedene Belastungszustände werden spezifische C&C²-Modelle erarbeitet, in denen für die Funktionserfüllung relevante Gestaltfunktionselemente identifiziert

werden. Diese physikalische Modellbildung liefert die Grundlage für die Eigenschaftsermittlung der relevanten Gestaltfunktionselemente, für die Entwicklung einer geeigneten Testumgebung zur Untersuchung des selbsttätigen Lösens und für objektive Messgrößen, durch die der Lösevorgang erfasst werden soll.

Für die Eigenschaftsermittlung der Gestaltfunktionselemente werden Einzelmethoden definiert. Es werden über standardisierte Vorgehensweisen unter definierten Randbedingungen vergleichbare Eigenschaften ermittelt, die dann als Eingangsgröße für die Untersuchung des selbsttätigen Lösens dienen. Für die LSS wird die Steifigkeit und für die WFP die Reibungszahl definiert. Die LSS wird dabei auf Bauteilebene durch das Kraft-Verformungs-Verhalten und auf Systemebene über die dynamische Schraubenkraft hinsichtlich ihrer Eigenschaft untersucht. Für die Reibungszahlermittlung in den Bauteiltrennfugen wird ein Testaufbau definiert, bei dem Materialausschnitte aus den Bauteilen herangezogen werden. Die Reibungszahl für die jeweilige Konfiguration ergibt sich aus der Normalkraft und Reibkraft. Die Reibungszahlen der Radschraube im Gewinde und unter dem Schraubenkopf werden durch den Schraubenprüfstand nach DIN EN ISO 16047 ermittelt.

Die für die Funktionserfüllung relevanten Strukturen und Wirkflächen aller Bauteile der Radschraubenverbindung werden innerhalb der Testumgebung abgebildet. Es handelt sich dabei um die Radnabe, die Bremsscheibe, das Rad und die Radschrauben. Im Zusammenbau bilden sie die LSS und WFP der Radschraubenverbindung. Es wird eine geeignete Systemgrenze definiert, durch die das zu untersuchende System vom Restsystem abgegrenzt wird. An der Systemgrenze werden über Connectoren die Wechselwirkungen mit der Umwelt und sonstigen Teilsystemen abgebildet. Sie liefern die Informationen für die Entwicklung der geeigneten Testumgebung. Die Radschraubenverbindung wird in der Testumgebung durch Längslasten (Antriebs- und Bremsmomente), Querlasten (Radlast und Seitenkraft) und der Temperatur beansprucht. Ihr Einfluss auf das System wird im Rahmen der Arbeit verifiziert. Letztlich erfolgt ein Abgleich zum Realfahrzeugtest, bei dem eine funktionierende und eine nicht funktionierende Konfiguration der Radschraubenverbindung verglichen wird.

Die Modellbildung liefert die Wechselwirkungen in den Gestaltfunktionselemente innerhalb der Testumgebung. Für ihre Erfassung werden objektive Messgrößen definiert und auf ihre Eignung überprüft. Für die LSS geschieht das über die dynamische Schraubenkraftmessung durch das Ultraschallmessverfahren. Dabei wird lediglich ein relativer Vergleich durchgeführt. Die Wechselwirkungen in den WFP werden über Weg- und Winkelsensoren ermittelt.

Es folgen Tests zur Untersuchung des Einflusses von Parametervariationen auf das selbsttätige Lösen, gegenüber einer funktionierenden Referenz-Radschraubenverbindung. Dabei werden die relevanten LSS und WFP nacheinander einzeln variiert, ihre Eigenschaften durch die Einzelmethode ermittelt und die Wechselwirkungen während des Tests über die erfassten objektiven Messgrößen analysiert. Die Vorspannkraft der Radschrauben zu Testbeginn und die äußeren Lasten bleiben in allen Tests gleich. Im Rahmen der Testinterpretation erfolgt die Darstellung der Lösemechanismen, aus denen sich die Konstruktionszielgrößen ableiten lassen.

Es hat sich gezeigt, dass es Variationen gibt, die das selbsttätige Lösen begünstigen können. Andere Variationen verhalten sich neutral gegenüber dem Festsitz der Radschraubenverbindung und wiederum andere zeigen eine Verbesserung des Festsitzes auf.

Zu den Variationen, die sich in der untersuchten Konfiguration selbsttätig gelöst haben, gehören die Variation der LSS durch die Steifigkeitsreduktion der Radnabe, die Variation der Reibungszahlreduktion zwischen Bremsscheibe und Rad und die Variation der Reibungszahlreduktion im Gewinde:

Variation der Radnaben-Steifigkeit (LSS):

- Durch die Reduktion der Radnaben-Steifigkeit nehmen die dynamischen Schraubenkräfte zu, was gleichzeitig zur größeren Be- und Entlastung der Radschraubenverbindung im Betrieb führt.
- Durch diesen Effekt reagiert die Radschraube deutlicher auf Längslastimpulse und dreht sich ohne vorhergehende kritische Relativbewegungen zwischen Rad und Bremsscheibe und unter dem Schraubenkopf auf.
- Hat sich die Schraube um einen gewissen Betrag aufgedreht, fällt die Vorspannkraft weiter ab und die Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK nehmen zu. Dies beschleunigt das Aufdrehen.

Variation der Reibungszahl zwischen Rad und Bremsscheibe (WFP_RB):

- Durch die Reduktion der Reibungszahl zwischen Rad und Bremsscheibe nehmen die Relativbewegungen in WFP_RB deutlich zu.
- Dabei kommt es auch unter dem Schraubenkopf zu kritischen Relativbewegungen, die das Aufdrehen begünstigen.
- Diese Kombination führt zum kontinuierlichen Aufdrehen der Schraube je Lastwechsel.

Variation der Reibungszahl im Gewinde (WFP_SN):

- Durch die Reibungszahlreduktion wird die Hemmung gegen ein Aufdrehen herabgesetzt.
- Die Schraube reagiert dadurch bereits ohne kritische Relativbewegungen in den WFP_RB und WFP_SK auf die Längslasten und dreht sich je Lastimpuls leicht auf.
- Hat sich die Schraube um einen gewissen Betrag aufgedreht, fällt die Vorspannkraft weiter ab. Dadurch nehmen die Relativbewegungen in WFP_RB und WFP_SK deutlich zu, was das Aufdrehen weiter beschleunigt.

Die Variation, die sich in der untersuchten Konfiguration neutral gegenüber dem Festsitz der Radschraubenverbindung verhält, ist die Reibungszahlreduktion zwischen Radnabe und Bremsscheibe.

Variation der Reibungszahl zwischen Radnabe und Bremsscheibe (WFP_NB):

- Zwischen Radnabe und Bremsscheibe kommt es durch die Manöver im Fahrzeugtest zur einmaligen bleibenden Verdrehung zwischen Radnabe und Bremsscheibe in Antriebsrichtung.
- Durch die Reibungszahlreduktion nimmt die einmalige Verdrehung zwischen der Radnabe und der Bremsscheibe zwar leicht zu, führt allerdings nicht dazu, dass die restlichen Wechselwirkungen in der Radschraubenverbindung kritischer werden.
- Es kommt nicht zum selbsttätigen Lösen.

Die Variation, die sich in der untersuchten Konfiguration positiv auf den Festsitz der Radschraubenverbindung auswirkt, ist die Reibungszahlerhöhung unter dem Schraubenkopf bei gleichzeitiger Reibungszahlreduktion im Gewinde der Schraube.

Variation der Reibungszahl unter dem Schraubenkopf (WFP_SK):

- Die Reibungszahlreduktion im Gewinde der Schraube führt dazu, dass sich die Radschraubenverbindung selbsttätig löst.
- Erhöht man bei dieser Konfiguration die Reibungszahl unter dem Schraubenkopf, so hilft die höhere Hemmung gegen das Aufdrehen.
- Die Radschraubenverbindung reagiert auf Grund der geringeren Reibungszahl im Gewinde nicht mehr kritisch auf die Längslastimpulse, da die Hemmung unter dem Schraubenkopf ausreichend hoch ist.
- Der Festsitz ist in der Kombination wieder gewährleistet.

Aus den ermittelten Eigenschaften der für die Funktionserfüllung relevanten Gestaltungselemente, den Erkenntnissen aus den objektiven Messgrößen und dem Gesamtergebnis der Tests lassen sich Konstruktionszielgrößen für die Auslegung und Optimierung von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Festsitzes ableiten. Durch die im Rahmen der Arbeit dargestellte Vorgehensweise können diese quantifiziert werden. Die Erkenntnisse sollen den Entwickler im Rahmen der Auslegung und Optimierung von neuen Produktgenerationen von Radschraubenverbindungen hinsichtlich des Festsitzes unterstützen. Dies wird in Form von einer Handlungsempfehlung formuliert.

9.2 Ausblick

Im Rahmen von weiterführenden Arbeiten könnten folgende Themen weiter zu vertieft werden:

- Die Erweiterung der Parametervariationen, wodurch die Konstruktionszielgrößen weiter konkretisiert werden könnten.
- Die Optimierung des Ultraschallmessverfahrens für die dynamische Schraubenkraftmessung hinsichtlich der Temperatureinflüsse.
- Die Erweiterung der Einzelmethoden zur Eigenschaftsermittlung durch Messungen im System und unter dem Wirken weiterer Umwelteinflüsse (beispielsweise die Temperatur).
- Die Untersuchung der Übertragbarkeit der Vorgehensweise auf weitere Radverschraubungssysteme wie beispielsweise den Zentralverschluss oder Stehbolzen mit Muttern.
- Die Weiterentwicklung bereits existierender oder die Entwicklung neuer Berechnungsmodelle zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung mit Hilfe der gesammelten Erkenntnisse.

Literaturverzeichnis

- Albers, A. (2010). Five Hypothesis about Engineering Processes and their Consequences. *Proceedings of the TMCE*. Ancona.
- Albers, A., & Düser, T. (2008). Integrierte Validierungsumgebung für energieeffiziente Fahrerassistenzsysteme am Rollenprüfstand. *IPG Technology Conference: "apply and innovate!"*. Ettlingen.
- Albers, A., & Düser, T. (2008). X-in-the-Loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebssystemen. *8. Tagung Hardware-in-the-Loop-Simulation Haus der Technik*. Kassel.
- Albers, A., & Düser, T. (2010). A New Process for the Configuration and the Application of Complex Validation Environments Using the Example of Vehicle-in-the-loop on the Roller Test Bench. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Vancouver.
- Albers, A., & Düser, T. (2010). Implementation of a Vehicle-in-the-Loop Development and Validation Platform. *Automobiles and sustainable mobility: Proceedings of the FISITA 2010 World Automotive Congress*. Budapest, Hungary: OOK Pr., Veszprém.
- Albers, A., & Matthiesen, S. (2002). Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme – Das Elementmodell „Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen“ zur Analyse und Synthese technischer Systeme. In *Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung - Band 54*. Düsseldorf: Springer-VDI-Verlag.
- Albers, A., & Wintergerst, E. (2014, Februar). The Contact and Channel Approach (C&C2-A): Relating a System's Physical Structure to Its Functionality. *An Anthology of Theories and Models of Design*, pp. 151-171.
- Albers, A., Alink, T., Matthiesen, S., & Thau, S. (2008). Support of system analyses and improvement in industrial design through the Contact & Channel Model. *Proceedings Design 2008 - the 10th International Design Conference*. Dubrovnik, Croatia.
- Albers, A., Behrendt, M., Klingler, S., & Matros, K. (2016, April). Verifikation und Validierung im Produktentstehungsprozess. *Handbuch Produktentwicklung*, pp. 541-569.
- Albers, A., Bursac, N., & Wintergerst, E. (2015, Juni 19). Produktgenerationsentwicklung – Bedeutung und Herausforderungen aus einer entwicklungsmethodischen Perspektive. *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung (SSP)*, pp. 1-10.

- Albers, A., Gladysz, B., Kniel, J., Aschoff, M., & Meyer, A. (2016). Integration von Versuchsergebnissen in C&C²-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems. *14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016*. Rostock.
- Albers, A., Mandel, C., Yan, S., & Behrent, M. (2018). SYSTEM OF SYSTEMS APPROACH FOR THE DESCRIPTION AND CHARACTERIZATION OF VALIDATION ENVIRONMENTS. In D. Marjanović, M. Štorga, S. Škec, N. Bojčetić, & N. Pavković, *DS 92: Proceedings of the DESIGN 2018 15th International Design Conference* (pp. 2799-2810).
- Albers, A., Matros, K., Behrendt, M., & Jetzinger, H. (2015, Juni). Das Pull-Prinzip der Validierung – Ein Referenzmodell zur effizienten Integration von Validierungsaktivitäten in den Produktentstehungsprozess. *VDI Konstruktion*, pp. 74-81.
- Albers, A., Rapp, S., Spadinger, M., Richter, T., Birk, C., Marthaler, F., . . . Wessels, H. (2019). Das Referenzsystem im Modell der PGE - Produktgenerationsentwicklung: Vorschlag einer generalisierten Beschreibung von Referenzprodukten und ihrer Wechselbeziehungen. *KIT SCIENTIFIC WORKING PAPERS 96*.
- Alink, T. (2010). Bedeutung, Darstellung und Formulierung von Funktion für das Lösen von Gestaltungsproblemen mit dem C&C-Ansatz. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 48)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000023234>.
- Basiewicz, M. (2020). Ein Beitrag zur Validierung nasslaufender Lamellenpakete aus Anfahrerelementen von Fahrzeugen im Betriebszustand „geregelter Dauerschlupf“. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 128)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000124487>.
- Becker, M., Groß, N., & Herzer, H.-R. (2017). Ultraschall-Vorspannkraftmessung über den gesamten Lebenszyklus von Verschraubungen. *DGZfP-Jahrestagung 2017*. Koblenz.
- Bernhardt, J. (2017). Entwicklung von Friktionssystemen am Beispiel einer nasslaufenden Lamellenkupplung. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 102)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000076090>.

- Bibliografisches Institut GmbH. (2020, November 18). *Duden Online*. Retrieved from <https://www.duden.de/node/117508/revision/117544>
- Boesl, R. (2013, Mai). Fahrdynamischer Halbachsprüfstand. *ATZ extra*, pp. 54-58.
- Breuer, B., & Bill, K. H. (2017). *Bremsenhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Choudhry, A. (2014). Validierung eines Prüfstandes für Radschraubenlöseversuche. *Diplomarbeit*. Stuttgart: Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart.
- Choudhry, A., & Daust, C. (2014). *Deutschland Patent No. DE102014104158A1*.
- Choudhry, A., Albers, A., & Bause, K. (2018, November). Eine Methode zur Validierung des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen. 6. *VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen 2018*, pp. 35-44.
- Choudhry, A., Daust, C., Albers, A., Ott, S., & Kniel, J. (2017). Prüfstandgestützte Bewertung des selbsttätigen LöSENS von Schraubenverbindungen am Radverbund von Kraftfahrzeugen. *Prüfmethodik für Betriebsfestigkeitsversuche in der Fahrzeugindustrie - DVM*. Ottobrunn.
- Czichos, H., & Habig, K.-H. (2020). *Tribologie-Handbuch*. Wiesbaden: Springer-Fachmedien.
- Daust, C., Steinkirchner, P., Jost, R., & Holtdirk, S. (2012). *Deutschland Patent No. DE102012112250A1*.
- Department of Education and Science Great Briten. (1966). Lubrication (tribology), Education and Research: A Report on the Present Position and Industry's Needs. Großbritannien: H.M. Stationery Office.
- Deters, L. (2018). Reibung, Verschleiß und Schmierung. In B. Sauer, *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 - Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. Berlin: Springer.
- DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (1997). DIN 969. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2002). DIN 65151. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2005, Oktober). DIN EN ISO 16047. *Verbindungselemente - Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.
- DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2005). DIN EN ISO 9000. *Qualitätsmanagement – Grundlagen und Begriffe*. Berlin: Beuth Verlag GmbH.

- Dinger, G. (2013). Ermittlung des selbsttätigen Losdrehens bei Mehrschraubenverbindungen. *Dissertation*. Siegen: Shaker Verlag.
- Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG. (2021). *Porsche VM Mediendatenbank*. Retrieved from <https://vmmedia.porsche.de/prod/vmmedia/Resources.nsf>
- Duchardt, M. (2013). Bewertung des Vorspannkraftverlustes in Schraubenverbindungen unter kombinierter mechanischer und thermischer Beanspruchung. *Dissertation*. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt.
- Dümpelmann, C. (2020). Erfassung der Strukturintegrität durch Messung der zeitabhängigen Vorspannkraft in Schraubenverbindungen. *Dissertation*. Siegen: Universität Siegen.
- Düser, T. (2010). X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen. *Dissertation*. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 47)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000020671>.
- Ebel, B. (2015). Modellierung von Zielsystemen in der interdisziplinären Produktentstehung. *Dissertation*. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 85)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000048334>.
- Eccles, W. (2010). Tribological Aspects of the Self-Loosening of Threaded Fasteners. *Dissertation*. Lancashire: University of Central Lancashire.
- Eckert, C. M., Alink, T., & Albers, A. (2010). Issue driven analysis of an existing product at different levels of abstraction. *Proceedings of the International DESIGN Conference*. Dubrovnik.
- Ehrlenspiel, K., & Meerkamm, H. (2013). *Integrierte Produktentwicklung - Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG.
- Fischer, G., & Hasenmaier, W. (1999). Proof of Wheel Fasteners by Multiaxial Tests in the Biaxial Wheel Test Rig. *SAE Technical Paper Series*. Detroit, Michigan, USA: SAE International.
- Friedrich, C., & Koch, D. (2010, Mai). Zuverlässigkeit von Schraubenverbindungen im Leichtbau. *Lightweightdesign*, pp. 28-35.
- Gerstmayr, G., Oberhuber, P., Bösch, L., & Thomas, J. (2009). Erfassung von Vorspannkraften in Schraubverbänden mittels Ultraschall. 11. *Vortragstagung, ZfP in Forschung, Entwicklung und Anwendung*. Linz, Österreich.

- Giloi, W., & Lauber, R. (1963). *Analogrechnen*. Springer, Berlin, Heidelberg.
- Goßlau, D. (2020). Dehnungsmessstreifen (DMS). *Fahrzeugmesstechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Grauberger, P., Wessels, H., Gladysz, B., Bursac, N., Mattiesen, S., & Albers, A. (2020). The contact and channel approach – 20 years of application experience in product engineering. *Journal of engineering design*, pp. 241-265.
- Guggolz, D. (2019). Auslegungsprozess zur Absicherung des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen in realen Bauteilsystemen. *Hochschule Ravensburg-Weingarten University of Applied Sciences*. Aachen: Shaker Verlag.
- Günther, P., Tiemens, H., & Sigwart, A. (2014). Verschraubungsversuche und Klemmkraftmessungen in der automobilen Praxis. 5. *VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen - Berechnung, Gestaltung, Montage, Anwendung*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Gwosch, T. (2019). Antriebsstrangprüfstände zur Ableitung von Konstruktionszielgrößen in der Produktentwicklung handgehaltener Power-Tools. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 117)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000096256>.
- Hashimura, S. (2005). Study of Loosening and Fatigue of Bolted Joints under Transverse Vibration. *SAE Technical Papers Series*. Detroit, Michigan, USA: SAE International.
- Hashimura, S. (2007). Influences of Various Factors of Bolt Tightening on Loosening-Fatigue Failure under Transverse Vibration. *SAE Technical Paper Series*. Detroit, Michigan, USA: SAE International.
- Haug, A., & Haug, F. (1991). *Die elektrischen Zweipole als Sensoren*. Vieweg+Teubner Verlag.
- Heim, R., Krause, I., & Weingärtner, S. (2008, September). Der Rad-Straßen-Simulator; Evolution in der Prüftechnik. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*.
- Heißing, B., & Ersoy, M. (2008). *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag.
- Hughes, D. S., & Kelly, J. L. (1953). Second-Order Elastic Deformation of Solids. Austin, Texas, USA: University of Texas.

- Intellifast GmbH. (2020, November 01). *Intellifast*. Retrieved from www.intellifast.de
- Kaatz, M. (2018). Entwicklung einer Prüfmethode zur Untersuchung des selbsttätigen SchraubenlöSENS an Fahrwerken. *Dissertation*. Hamburg: Helmut-Schmidt-Universität - Universität der Bundeswehr Hamburg.
- Kaatz, M., & Meywerk, M. (2015). Ein Konzept zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS von sicherheitsrelevanten Fahrwerksverschraubungen auf einem dynamischen Halbachsprüfstand. *42. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit*. Berlin: Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V.
- Kellermann, R., & Klein, H.-C. (1955). Untersuchungen über den Einfluss der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. *Konstruktion*. Osterode: Springer-Verlag Berlin.
- Kemper, C., Ott, S., & Albers, A. (2019). Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. *Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, Ettlingen bei Karlsruhe, 26.03. - 27.03.2019*. VDI Fachmedien.
- Kemper, C., Wantzen, K., Bischoffberger, A., Ott, S., & Albers, A. (2019). Vergleich von Reibungszahlverläufen von nasslaufenden Friktionskontakten im gezielten Schlupfbetrieb unter dynamischer Anregung. *VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben*. Vortrag. In: VDI Wissensforum GmbH (Hg.).
- Kinstler, J. (2005). The Science and Methodology of SAE Wheel Fatigue Test Specifications. *SAE Technical Paper Series*. Detroit, Michigan, USA: SAE International.
- Kniel, J. (2017). Potentiale der Temperaturverteilungsmessung zur Analyse trockenlaufender Friktionssysteme auf Basis neuer Messtechnik. *Dissertation*. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 109)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000078188>.
- Koch, D. (2012). Beitrag zur numerischen Simulation des selbsttätigen LöSEverhaltens von Schraubenverbindungen. *Dissertation*. Aachen: Shaker Verlag.
- Koch, D., Friedrich, C., Ertl, J., & Mandlmeider, S. (2009, Mai). Untersuchung des selbsttätigen Losdrehverhaltens am Beispiel eines Radverbunds. *9. Informations- und Diskussionsveranstaltung*. Darmstadt: Deutscher Schraubenverband e.V.

- Leister, G. (2015). *Fahrzeugräder - Fahrzeugreifen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Lenzmann, C. (2017). Zinklamellen im Highspeed-Einsatz. *JOT Journal für Oberflächentechnik*, pp. 10-11.
- Matthiesen, S. (2021). Gestaltung - Prozesse und Methoden. In B. Bender, & K. Gericke, *Pahl/Beitz Konstruktionslehre - Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung* (pp. 397-465). Springer.
- Neudörfer, A. (2020). Methoden und systematische Lösungssammlungen zur EG-Maschinenrichtlinie. *Konstruieren sicherheitsgerechter Produkte*. Springer Berlin Heidelberg.
- Oerding, J. (2009). Ein Beitrag zum Modellverständnis der Produktentstehung - Strukturierung von Zielsystemen mittels C&CM. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 37)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT).
<https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000013689>.
- Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K.-H. (2013). *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin: Springer-Verlag.
- Paland, E.-G. (1966). Untersuchungen über die Sicherungseigenschaften von Schraubenverbindungen bei dynamischer Belastung. *Dissertation*. Hannover: T.H. Hannover.
- Plank, R., & Parteymüller, P. (2017). Grundlagen – Fahrdynamik – Fahrverhalten – Komponenten – Elektronische Systeme – Fahrerassistenz – Autonomes Fahren – Perspektiven. *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Popov, V. (2009). *Kontaktmechanik und Reibung*. Berlin: Springer.
- Sauer, B. (2016). *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*. Springer Vieweg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Sawa, T., & Yamanaka, H. (2006). Experimental Evaluation of Screw Thread Loosening in Bolted Joints with Some Parts and Analytical Approach of Loosening Mechanism of the Joints Under Repeated Transverse Loadings. *SAE Technical Paper Series*. Detroit, Michigan, USA: SAE International.
- Schneider, E. (2011). Überprüfung der Vorspannkraft in Schrauben und Bolzen mittels Ultraschallverfahren. *DGZfP-Jahrestagung 2011*. Bremen.
- Schulz, M. D. (2014). Der Produktentstehungsprozess in der Automobilindustrie. *essentials*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.

- Sorg, A. (2018). Ein Vorgehen zur Lebensdauerprognose von Radschrauben im Radverbund. *Dissertation*. Darmstadt: Shaker Verlag.
- Sorg, A., Utzinger, J., Lengl, E., & Seufert, B. (2016). Methode zur Steigerung der Radschraubenlebensdauer im Radverbund. *Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung (18. Kongress) - VDI-Berichte 2279*, pp. 239-250.
- Splitt, G. (2002). Schraubenspannungs-Messung mit Ultraschall - moderne Messtechnik für sichere Schraubenverbindungen. *DGZfP-Jahrestagung 2002*. Weimar.
- Stolle, C. (2007, März 17). Die drehmomentgesteuerte Montage in der Praxis - mit besonderem Blick auf die Radverschraubung. *Round Table Reifentechnik*. Poing: TU Darmstadt - IFW.
- Thau, S. L. (2013). Heuristiken zur Analyse und Synthese technischer Systeme mit dem C&C²-Ansatz auf Basis von Entwicklungsprojekten im industriellen Umfeld. Dissertation. In A. Albers & S. Matthiesen (Hrsg.), *Forschungsberichte des IPEK - Institut für Produktentwicklung. Systeme, Methoden. Prozesse (Bd. 66)*. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT). <https://publikationen.bibliothek.kit.edu/1000036948>.
- Thomala, W., & Kloos, K.-H. (2007). *Schraubenverbindungen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Trzesniowski, M. (2019). *Fahrwerk*. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- TÜV SÜD AG. (2021, Februar 18). *TÜV SÜD*. Retrieved from <https://www.tuvsud.com/de-de/branchen/mobilitaet-und-automotive/automotive/pruefloeuesungen-und-compliance-services/pruefung-raeder>
- Verband der Automobilindustrie e.V. (2005, August). Verschraubungsverhalten / Reibungszahlen; Praxis- und montageorientierte Prüfung. *VDA235-203*. Frankfurt.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (1993). Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte. *VDI Richtlinie VDI-2221*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2004). Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. *VDI 2206*. Düsseldorf: VDI Verlag.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2006, Juni). *VDI 2206. Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2008). Wissensmanagement im Ingenieurwesen. *VDI Richtlinie VDI-5610*. Düsseldorf: Beuth Verlag.

- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2012, April). Mindestanforderung zum Einsatz von Schraubsystemen und -werkzeugen; Anwendungen in der Automobilindustrie. *VDI/VDE 2862*. Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH.
- Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2014, Dezember). Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. *VDI Richtlinie VDI-2230*. Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH.
- Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa. (2006, 12 27). Regelung Nr. 124 - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Rädern für Personenkraftwagen und ihre Anhänger. *Amtsblatt der Europäischen Union*.

Studentische Abschlussarbeiten, die im Kontext dieser Dissertation am IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) vom Autor co-beetreut wurden:

- Baumgarten, T. (2018). Zielwertableitung zur Entwicklung eines optimalen Radverbundsystems unter Berücksichtigung der Bauteileigenschaften sowie E-Mobility Herausforderungen. *Masterarbeit*. Stuttgart: Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart.
- Erath, F. (2017). Bewertung des Radschraubenlöseverhaltens aufgrund zukünftiger PAG-Anforderungen mittels Prüfstand und Simulation. *Masterarbeit*. Weingarten: Hochschule Ravensburg-Weingarten University of Applied Sciences.
- Kircher, K. (2017). Untersuchung des Einflusses und Bestimmung des kritischen Vorspannkraftniveaus auf das selbsttätige lösen der Radschraube. *Bachelorarbeit*. Heilbronn: Hochschule Heilbronn.
- Nohles, D. (2016). Konstruktive Optimierung eines Radschraubenprüfstandes zur exakten Einstellung des notwendigen Temperaturniveaus im Radverbund. Stuttgart.

Glossar

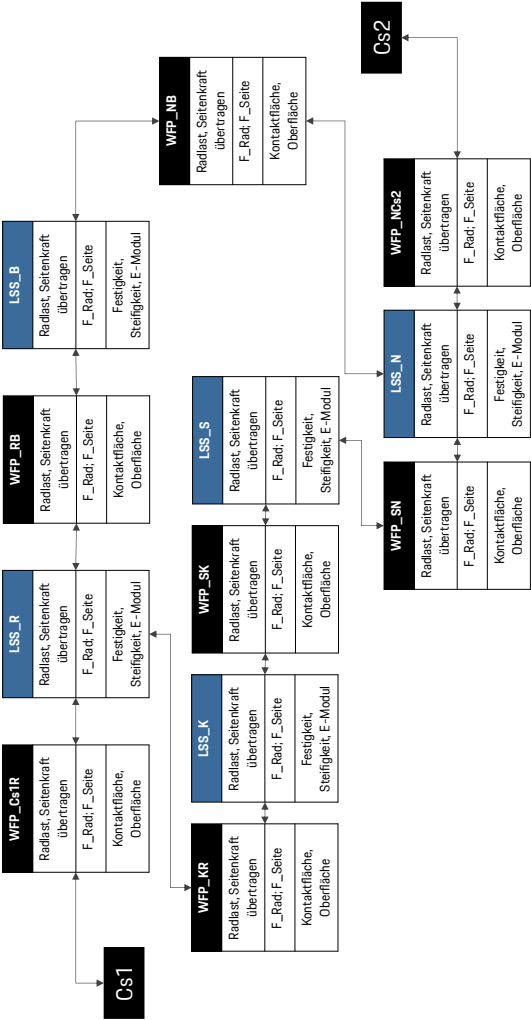
Friktionssystem	Das Friktionssystem wird definiert als ein tribologisches System, bei dem zur Funktionserfüllung die Übertragung von Reibungskräften erforderlich ist. (Bernhardt, 2017)
Funktion	Der Begriff Funktion ist für den Produktentwickler nur im Umgang mit Modellen von technischen Systemen anwendbar. Sie ist die Umwandlung von Input zu Output, die in dem modellierten System abgebildet wird. Sie entsteht aus der Interaktion von Gestaltelementen und kann nicht direkt beeinflusst werden. (Albers & Wintergerst, 2014) (Matthiesen, 2021)
Gestaltfunktions-elemente	Gestaltfunktionselemente (GFE) sind die Elemente des C&C2-Ansatzes, die innerhalb des Gestaltungsraums liegen und veränderbare Gestaltparameter beinhalten. Sie sind WFP und LSS. (Albers & Wintergerst, 2014) (Matthiesen, 2021)
Gestalt-Funktions-Zusammenhang	Der Gestalt-Funktion-Zusammenhang (GFZ) beschreibt einen Zusammenhang einer Gestalt mit einer Funktion oder einem Systemverhalten. Er kann in verschiedenen Formen beschrieben werden, beispielsweise grafisch, in einer Matrix oder als mathematische Gleichung. (Albers & Wintergerst, 2014) (Matthiesen, 2021)
Konstruktionsziel-größen	Konstruktionszielgrößen sind Parameterwerte, mit denen eine Funktion bezüglich der Entwicklungszielgrößen quantitativ beschrieben werden kann. Konstruktionszielgrößen können aus der Analyse von Gestalt-Funktion-Zusammenhängen abgeleitet werden und sind Eingangsgröße für die Syntheseaktivität. Beispiele für Konstruktionszielgrößen: Vorspannung der Lagerung von 15 N, Lagersitz mit einem Dämpfungsgrad von 0,3. (Gwosch, 2019)
Methode	Methoden beschreiben ein zielgerichtetes Vorgehen. Sie haben einen deskriptiven Charakter und bilden das verallgemeinerte Wissen zu bestimmten Anwendungsfällen ab. Sie sollen dem Anwender als Hilfestellung zur Erreichung eines Ziels dienen. Der Ausgang der Anwendung einer Methode ist offen. (Oerding, 2009)
Referenzsystem	Das Referenzsystem für die Entwicklung einer neuen Produktgeneration ist ein System, dessen Elemente bereits existierenden oder bereits geplanten sozio-technischen Systemen und der zugehörigen Dokumentation entstammen und Grundlage und Ausgangspunkt der

	Entwicklung der neuen Produktgeneration sind. (Albers, et al., 2019)
Reibungszahl	Der Begriff Reibungszahl beschreibt für Tribosysteme, in denen das System die Reibungseigenschaften beeinflusst, den Proportionalitätsfaktor, der bei Relativbewegung der in Kontakt befindlichen Oberflächen das Verhältnis von Normal- und Tangentialkraft beschreibt. Aufgrund dieser Abhängigkeit der Reibungseigenschaften vom System ist die Reibungszahl in der Regel als ein Funktional in Abhängigkeit von bspw. Ort, Zeit, Geschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur und/oder weitere zu sehen und berücksichtigt daher Einflüsse aus dem System. (Bernhardt, 2017) (Kniel, 2017)
Test	Ein Test ermittelt Systemeigenschaften eines (zu untersuchenden) Systems [...] und liefert Erkenntnisse über das System, insbesondere ob das System zuvor definierte Ziele, Anforderungen oder Hypothesen ganz, teilweise oder nicht erfüllt. Ein Test umfasst stets einen Testfall, eine Testumgebung und eine Testinterpretation. (Ebel, 2015)
Testfall	Ein Testfall ist ein repräsentatives Modell eines Kollektivs von Anwendungsfällen. Er definiert den Input-Verlauf eines Systems und die Start- und Randbedingungen sowie das erwartete Verhalten des Systems. (Albers, Behrendt, Klingler, & Matros, 2016)
Testumgebung	Eine Testumgebung beinhaltet die Gesamtheit aller physischen und virtuellen Modelle bzw. Originale, die notwendig sind, um einen oder mehrere Testfälle durchzuführen und das erwartete Systemverhalten zu erfassen. (Ebel, 2015)
Tribosystem	Ein tribologisches System (kurz: Tribosystem) ist ein technisches System, welches Bewegung durch Kontakte ermöglicht, beeinflusst oder verhindert. Es setzt sich aus allen an einer tribologischen Beanspruchung beteiligten Wirkflächenpaaren und Leitstützstrukturen, ihren Eigenschaften sowie einem Beanspruchungskollektiv und den relevanten Eigenschaften des Restsystems zusammen. Tribosystem werden weiterhin in Gleit- und Friktionssysteme unterteilt. (Basiewicz, 2020) (Kemper, Ott, & Albers, 2019)
Validierung	Validierung meint ursprünglich die Gültigkeitsprüfung einer Messmethode in der empirischen Sozialforschung, das heißt inwieweit die Testresultate tatsächlich das erfassen, was durch den Test bestimmt werden soll. Übertragen auf technische Systeme ist hierunter die Prüfung zu verstehen, ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist bzw. den gewünschten Wert erzielt. Hier

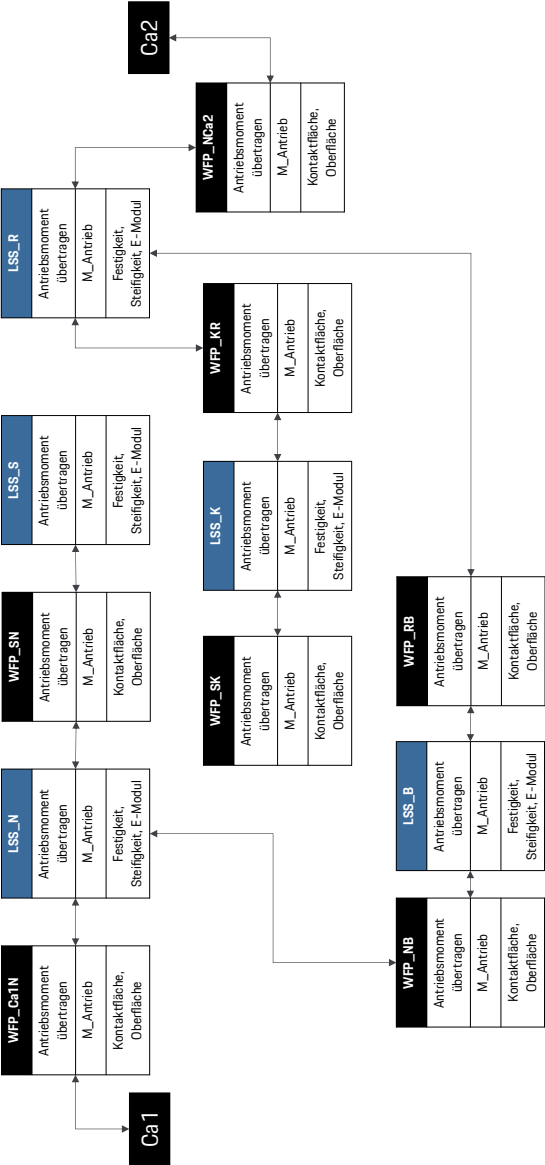
	geht die Erwartungshaltung des Fachexperten und des Anwenders ein. Die Validierung beinhaltet z.B. die Prüfung, ob die Beschreibung eines Algorithmus mit dem zu lösenden Problem übereinstimmt. Sie ist im Allgemeinen nicht formal durchzuführen. Umgangssprachlich ist die Validierung die Beantwortung der Frage: Wird das richtige Produkt entwickelt? (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2004)
Wirkung	Wirkung wird durch Effekte verursacht und tritt in den Wirkflächenpaaren, Leitstützstrukturen oder Connectoren auf. Sie ist dabei immer Wechselwirkung nach dem Newton'schen Prinzip von Actio = Reactio. Beispiele für Wirkungen sind Reibkräfte, die im Wirkflächenpaar auftreten oder auch die Anziehung von zwei Magneten. (Matthiesen, 2021) (Albers & Wintergerst, 2014)
Wissen	Die in der Produktentwicklung am häufigsten anzutreffende Beschreibung bezeichnet Wissen als „vernetzte Information, die in die Lage versetzt, Vergleiche anzustellen, Verknüpfungen herzustellen und Entscheidungen zu treffen“. (Verein Deutscher Ingenieure e.V., 2008)

Anhang

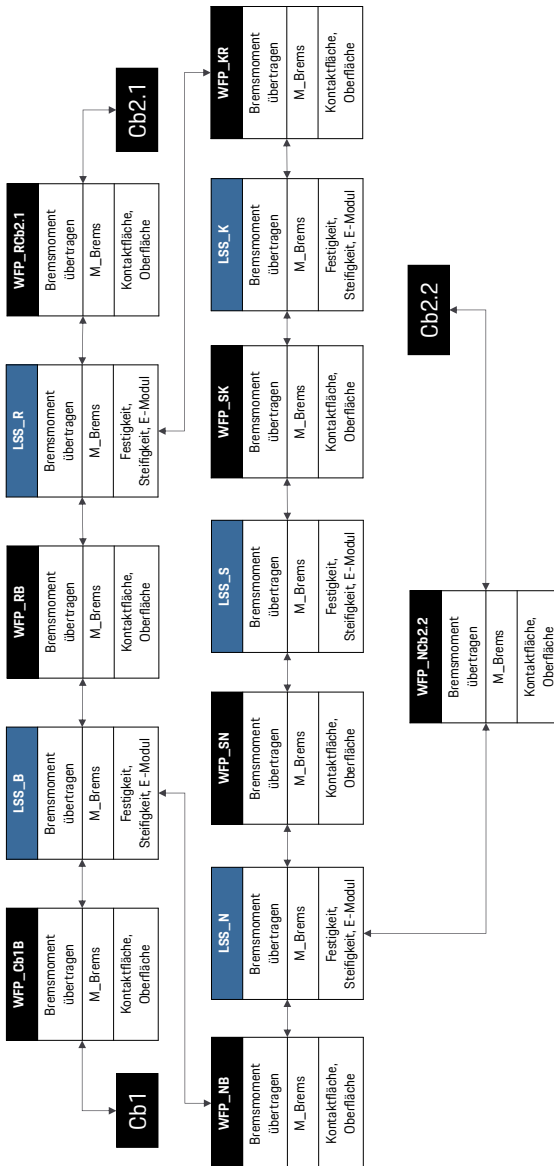
A.1 Funktionsdiagramm Seitenkraft



A.2 Funktionsdiagramm Antreiben



A.3 Funktionsdiagramm Bremsen



A.4 Datenblätter Messsensoren

Potentiometrische Miniatur-Wegaufnehmer

Serie MM10

Elektrische Werte		MM 10_8	MM 10_11	MM 10_12	MM 10_15
Elektrischer Messweg	[$\pm 0,5$ mm]	8	11	12,7	15
Widerstandswerte	[kOhm]	1, 2, 5, 10, 20, 50			1, 2, 5, 10, 20
Standard-Widerstandstol.	[%]	± 15			
bestmögl. Widerstandstol.	[%]	± 10 (optional)			
Standard-Linearitätstol.	[%]	± 2			
verbesserte Linearitätstol.	[%]	± 1			
bestmögl. Linearitätstol.	[%]	--	$\pm 0,5$	--	--
Auflösung	[mm]	<0,01			
max. Belastbarkeit b. 40°C	[V]	0,2			0,3
Temperaturkoeffizient des Widerstands	[ppm/K]	400			
Anfangswiderstand	[%]	<2			
Isolationswiderstand	[MOhm]	>1000 (bei 500 V DC)			
Durchschlagsfestigkeit		500Veff./1 min.			
max. Schleiferstrom	[mA]	1			
empfohlener Schleiferstrom	[μ A]	<1 (Spannungsteilerschaltung)			

Mechanische Werte					
Mechanischer Messweg	[mm]	8 ± 1	12 ± 1	13 ± 1	15 +5/-0
max. Betriebsreibung für MM	[N]	0,3			0,5
max. Betriebsreibung für MMR	[N]	3			5
Anschlagsfestigkeit statisch	[N]	10			
Gewicht	[ca. g]	5			
Lager Schubstange		2 x Gleitlager			
max. Verstellgeschw.	[m/s]	2			
mittlere Lebensdauer (Achsbewegungen)		Version MM (=ohne Feder) 40 Mio. / Version MMR (= mit Feder) 20 Mio.			
Gehäusematerial		Duroplast			
Material der Schubstange		rostfreier Stahl			
Material der Anschlüsse		MM 10_8, _11, _12: 3 isolierte Litzen mit \varnothing 0,8 mm und 150 \pm 5 mm Länge MM 10_15: Lötflächen vergoldet (opt. Anschluß über 3 Litzen AWG28)			

Umgebungsbedingungen					
Betriebstemperatur	[° C]	-25...+105			
Lagertemperatur	[° C]	-40...+125			
Vibration		15 g/10...2000 Hz			
Schock		50 g/11ms			
Schutzart		IP40 (opt. IP54, mit anderen mechan. Abmessungen)			

Optionen / Zubehör / Weiterverarbeitungsgeräte**mechanische Optionen:**

- Sonderachse (Länge, Form, Gewinde)
- Rückstellfeder (geringere Lebensdauer)
- IP54 (Vorsicht: andere mechanische Abmessungen)

elektrische Optionen:

- Sonderwiderstandswerte
- Sondertoleranzen (Widerstandstol., Linearitätstol.)
- MM10_15: statt Lötflächen, Anschluß über Litzen

Bestellbezeichnung

Serie	mech. Ausführung	Messweg	Widerstandswert	Widerstandstoleranz	Linearitätstoleranz
MM	R	10_11	R 5 kOhm	W ±15%	L ±2%
– = ohne Rückstellfeder R = mit Rückstellfeder					
Bestellbeispiel: Potentiometrischer Wegaufnehmer Typ MMR 10_11, mit Rückstellfeder, Widerstandswert 5 kOhm, Standard-Widerstandstoleranz ±15% und einer Standard-Linearitätstoleranz ±2%					

Die Angaben und Daten auf diesem Datenblatt stellen aufgrund der unterschiedlichsten anwendungstechnischen Besonderheiten keine Beschreibung der Beschaffenheit oder Eigenschaft der Produkte dar.

MEGATRON Elektronik AG & Co. • GB MEGATRON Industriesensorik

Hermann-Oberth-Strasse 7 • D-85640 Putzbrunn/München

Tel. 0 89 / 460 94-0 • Fax 0 89 / 460 94-101 • e-mail: sales@megatron.de • www.megatron.de

Stand: 2005_FEB_16 - Irrtümer und Änderungen vorbehalten

2

**Datenblatt für Präzisionspotentiometer****Leitplastikpotentiometer****Serie MCP22**

Die Potentiometer der Serie MCP22 mit Präzisionskugellagern und Servoflansch sind für Applikationen, bei denen es auf eine sehr hohe Lebensdauer mit guter Linearität und präziser Montage des Sensors ankommt.

- Sehr hohe Lebensdauer
- Sehr gute Linearität
- Servoflansch zur präzisen Montage
- 2 Präzisions-Kugellager
- Robustes Metallgehäuse

Die Präzisionspotentiometer der Serie MCP22 sind für hohe Anforderungen an Genauigkeit und Zuverlässigkeit konzipiert. Sie besitzen gute Linearitäts- und hervorragende Lebensdauereigenschaften. Für die präzise Montage und Justage des Arbeitsbereiches ist das Poti mit Servoflansch ausgestattet. In geregelten Systemen lassen sich die Leitplastikpotentiometer besonders vorteilhaft einsetzen, da sie als passive Bauelemente keine Totzeiten durch Signallaufzeiten verursachen und das Signal stufenlos zur Verfügung steht.

Elektrische Daten

Elektrisch wirksamer Drehwinkel 1.)	320° ±5°
Gesamtwiderstand 1.)	500 Ohm...100 kOhm
Widerstandstoleranz	±10%
Unabhängige Linearität (beste Gerade) 1.)	±0,75% (±0,5%, ±0,2%)
Theoretische Auflösung 1.)	Nahezu unendlich
Toter Gang (Hysteresis) 1.)	≤ 0,5°
Max. / empfohlener Schleiferstrom 1.)	10 µA / 2 µA
Nennbelastbarkeit @ 70°C (0W bei 125°C)	1 W
Isolationsspannung 1.)	1000 VAC, 1min
Isulationswiderstand 1.)	1000 MOhm @ 1000 VDC

Mechanische Daten, Umgebungsbedingungen, sonstiges

Mechanischer Drehwinkel 1.)	360° ohne Stopp
Lebensdauer (90% el. wirksamer Drehwinkel, Halbsinus) 2.)	50 Mio. Umdrehungen
Max. Betätigungsgeschwindigkeit	400 Udr. / min.
Lagerung	2 x Kugellager
Betätigungsdrehmoment @ RT 1.) 2.)	1,5 Nmm
Betriebstemperaturbereich	-55...+125°C
Lagertemperaturbereich	-55...+125°C
Schutzart (IEC 60529)	IP40
Vibration (IEC 68-2-6, Test Fc)	15g 10...2000Hz x 12h
Schock (IEC 68-2-27, Test Ea)	49g @ 11 ms x 18
Gehäusedurchmesser	22,23 mm
Gehäusetiefe	15 mm
Wellendurchmesser	3 mm
Wellenart	Vollwelle