



Ein numerischer Ansatz zur Bestimmung von Kontaktdruck- und Reibungszahlkennfeldern für die Mehrkörpersimulation von tangential-schlagend angezogenen Schraubenverbindungen

Niklas Frank¹ · Patrick Haberkern¹ · Simon Knecht¹ · Tobias Kretschmer¹ · Felix Leitenberger¹ · Markus Doellken¹ · Sven Matthiesen¹ · Albert Albers¹

Eingegangen: 13. November 2025 / Überarbeitet: 13. Juli 2026 / Angenommen: 24. Juli 2026
© The Author(s) 2026

Zusammenfassung

Tangential-schlagende Anziehprozesse erlauben eine schnelle und einhändige Montage von Schraubenverbindungen bei großen Drehmomenten. Ein zentrales Problem ist jedoch die große Streuung der Vorspannkraft, die auf den hohen Einfluss der Reibung zurückzuführen ist. Die Reibung ist dabei von verschiedenen Faktoren abhängig, sodass eine Betrachtung der Effekte auf mehreren Skalen notwendig ist. In diesem Beitrag wird daher eine skalenübergreifende Methode zur Simulation von tangential-schlagend angezogenen Schraubenverbindungen vorgestellt. Ein besonderer Fokus liegt auf der numerischen Bestimmung von Kontaktdrücken und Reibungszahlen, welche Eingangsgrößen für eine Mehrkörpersimulation darstellen. Die unter dem Schraubenkopf und am Gewinde herrschenden Kontaktdrücke werden in Abhängigkeit der aktuellen Vorspannkraft und des Radius mithilfe eines FE-Modells auf Makroebene bestimmt. Mithilfe von Weißlichtinterferometrie werden Oberflächentopografien gemessen und für die Anwendung in einer Reibsimulation digitalisiert. Aus einem FE-Modell auf der Mikroebene werden Reibungszahlkennfelder in Abhängigkeit des Anpressdrucks, der Gleitgeschwindigkeit und der Oberflächentopografie bestimmt. Ein höherer Kontaktdruck führt dabei zu einer geringeren Reibungszahl. Für die Gleitgeschwindigkeit kann der Zusammenhang nicht quantifiziert werden. Die abgeleiteten Kennfelder können durch die dargestellten Methoden effizient durch weitere Stützstellen erweitert werden und ermöglichen die Berücksichtigung von sich während des Anziehprozesses variierenden Kontaktdrücken sowie Reibungszahlen in der Mehrkörpersimulation.

✉ Niklas Frank
niklas.frank@kit.edu

Patrick Haberkern
patrick.haberkern@kit.edu

Simon Knecht
simon.knecht@kit.edu

Tobias Kretschmer
tobias.kretschmer@kit.edu

Felix Leitenberger
felix.leitenberger@kit.edu

Markus Doellken
markus.doellken@kit.edu

Sven Matthiesen
sven.matthiesen@kit.edu

Albert Albers
albert.albers@kit.edu

¹ IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe, Deutschland

A numerical approach for the determination of contact pressure and friction coefficient characteristic maps for the multibody simulation of impact-tightened bolted joints

Abstract

Impact tightening processes enable fast, one-handed assembly of bolted joints with high torques. However, a key problem is the high degree of variation in preload force, which is due to the significant influence of friction. The friction depends on various factors, making it necessary to consider the effects on multiple scales. This contribution therefore presents a multi-scale method for simulating impact-tightened bolted joints. Particular focus is placed on the numerical determination of contact pressures and friction coefficients, which are input variables for a multibody simulation. The contact pressures under the bolt head and at the thread are determined at the macro level using an FE model, depending on the current preload force and the radius. Surface topographies are measured using white light interferometry and then digitized for implementation in a friction simulation. Friction coefficient maps are determined from an FE model at the micro level as a function of contact pressure, sliding speed, and surface topography. Higher contact pressure results in a lower coefficient of friction. The relationship cannot be quantified for the sliding speed. The derived characteristic maps can be efficiently expanded by additional support points using the methods described, enabling varying contact pressures and friction coefficients during the tightening process to be taken into account in the multibody simulation.

1 Einleitung

Schraubenverbindungen zählen zu den am weitesten verbreiteten Verbindungselementen im Maschinenbau [1]. Ihre einfache Handhabung, kostengünstige Fertigung und hohe Belastbarkeit machen sie zur ersten Wahl in zahlreichen industriellen Anwendungen. Besonders in industriellen Montageprozessen spielen tangential-schlagende Schraubssysteme, wie Schlagschrauber, eine zentrale Rolle. Diese ermöglichen durch impulsförmige Energieübertragung eine mechanische Entkopplung von Antrieb und Abtrieb und erlauben damit auch das einhändige Anziehen großer Schraubenverbindungen ohne Abstützen des Drehmoments. Anwender können daher auch in Umgebungen mit wenig Platz schnell und mit geringer Lasteinwirkung arbeiten. Infolge dieser Vorteile sind Schlagschrauber weit verbreitet.

Ein zentrales Problem des tangential-schlagenden Anziehprozesses ist die im Vergleich zu anderen Anzugsverfahren große Streuung der Vorspannkraft, die durch den hohen Einfluss der Reibung entsteht [2]. Bis zu 73 % des Anzugsmoments werden für die Überwindung des Reibungswiderstands aufgebracht [1], sodass bereits geringe Variationen der Reibungszahl zu erheblichen Abweichungen der Vorspannkraft führen können. Für das Anziehen mit einem Schlagschrauber sind dabei Streuungen von bis zu 60 % möglich [3]. Diese Streuungen stellen eine große Unsicherheit dar, weshalb das Anziehen mit Schlagschraubern bei Schraubverbindungen mit hohen Anforderungen an eine präzise Vorspannkraft nicht geeignet ist [4]. Um diesen Unsicherheiten zu begegnen, werden Schraubenverbindungen in der Praxis häufig überdimensioniert, was zu erhöhtem Ressourcenverbrauch und ineffizienter Konstruktion führt. Es besteht daher ein Bedarf die Reibung in Schraubenverbindungen, speziell für tangential-schlagende Anziehpro-

zesse, näher zu untersuchen und bei der Bestimmung notwendiger Anzugsmomente zu berücksichtigen.

Die auftretende dynamische Reibung ist dabei schwer vorherzusagen, da sie von den im Kontakt herrschenden und sich während des Anziehprozesses verändernden Anpresskräften und Gleitgeschwindigkeiten sowie von Faktoren wie Oberflächentopografie [5], Beschichtung [6], Schmiermittel [7] und Umgebungsbedingungen wie z. B. Feuchtigkeit [8] abhängt. Wettstein et al. [9] zeigen, dass die Reibungszahlen am Kopf und Gewinde insbesondere während des tangential-schlagenden Anziehprozesses bis zu 80 % abnehmen können. Viele Ansätze zur Vorhersage von notwendigen Anzugsmomenten berücksichtigen jedoch die Reibung unter Annahme von konstanten Reibungszahlen [10–14]. Motosh entwickelt bereits 1976 ein Diagramm zur Abschätzung von notwendigen Anzugsmomenten für unterschiedliche Reibungszahlen [10]. In anderen Arbeiten wird ein besonderer Fokus auf den Einfluss der vorliegenden Druckverteilung am Gewinde und unter dem Schraubenkopf bzw. der Mutter gelegt. Zhu et al. [11] stellen eine mathematische Formulierung des Kontakts in Form eines „Stanz-Problems“ auf. Weiter werden auch dreidimensionale Finite-Elemente (FE)-Modelle zur Untersuchung des Einflusses von nichtparallelen Kontaktflächen [12] oder Reibkräften infolge von Ausdehnungseffekten der Mutter [13] verwendet. Zhang et al. [14] integrieren die aus einem FE-Modell abgeleitete Druckverteilung in eine mathematische Beschreibung zwischen Vorspannkraft und Anzugsmoment. Der Kontaktdruck unter der Mutter folgt dabei einem exponentiellen Verlauf, im Gewinde wird ein quadratischer Verlauf approximiert. Die Reibungszahl wird auch hier als konstant angenommen. Nur wenige Arbeiten betrachten eine sich ändernde Reibungszahl. Nassar et al. [15] nehmen für die Kopfreibung eine von dem Radius abhängige Reibungszahl unter der Betrachtung verschiedener Druckver-

teilungsverläufe an. Japing et al. [16] untersuchen reibinduzierte Schwingungen unter Verwendung des MATLAB-Simscape-Blocks „Rotational Friction“. Die Reibungszahl ändert sich dabei in Abhängigkeit der Rotationsgeschwindigkeit.

Auch der Einfluss der Oberflächentopografie auf die Reibung in Schraubenverbindungen ist noch relativ unerforscht. Nassar et al. [5] untersuchen drei verschiedene Rauheitsstufen und zeigen, dass bei einer hohen Rauheit die Streuung des Anzugsmoments steigt. Aber auch bei Untersuchungen an Gleitlagern [17] sowie Brems- und Kupplungssystemen [18] können Zusammenhänge zwischen Rauheitswerten und dem Reibverhalten beobachtet werden. Neben den experimentellen Versuchen beschreiben Jörger et al. [19] eine Methode zur Digitalisierung von Oberflächendaten für die Berücksichtigung in numerischen Modellen. Für die Anwendung an Gleitlagern und Brems-scheibensystemen werden auf diese Weise Oberflächentopografien in FE-Modelle auf der Mikroebene integriert [20, 21] und ermöglichen eine simulative Bestimmung von Reibungszahlen in Abhängigkeit der Oberflächentopografie. Hierbei wurde zunächst durch Albers et al. [20] ein FE-Modell auf der Mikroebene zur Analyse des Einlaufverhaltens von Gleitlagern erforscht. Jörger et al. [21] ergänzen

diesen Ansatz um ein Modell auf der Makroebene, um reibinduzierte Schwingungen in Scheibenbremssystemen zu analysieren. Bislang wurden diese Methoden jedoch noch nicht in den Kontext der Schraubenverbindungen, speziell für tangential-schlagende Anziehprozesse, übertragen.

Aus dem Stand der Forschung geht hervor, dass sowohl die Druckverteilung am Gewinde und Kopf, als auch die Oberflächentopografie und die Gleitgeschwindigkeit einen signifikanten Einfluss auf die Reibung und damit auf die erreichte Vorspannkraft haben. Bisherige Arbeiten berücksichtigen jedoch immer nur einen Teil dieser Abhängigkeiten, insbesondere weil die Betrachtung entweder auf der Mikro- oder auf der Makroebene erfolgt. Es besteht daher der Bedarf an einer skalenübergreifenden Methode, welche die Effekte auf den verschiedenen Skalen kombiniert betrachtet.

2 Ziel

Das Ziel des Projekts „STMS: Skalenübergreifende tribologische Modelle des Reibkontakts in tangential-schlagend angezogenen Schraubenverbindungen“ ist die Entwicklung eines skalenübergreifenden Simulationsmodells zur Vor-

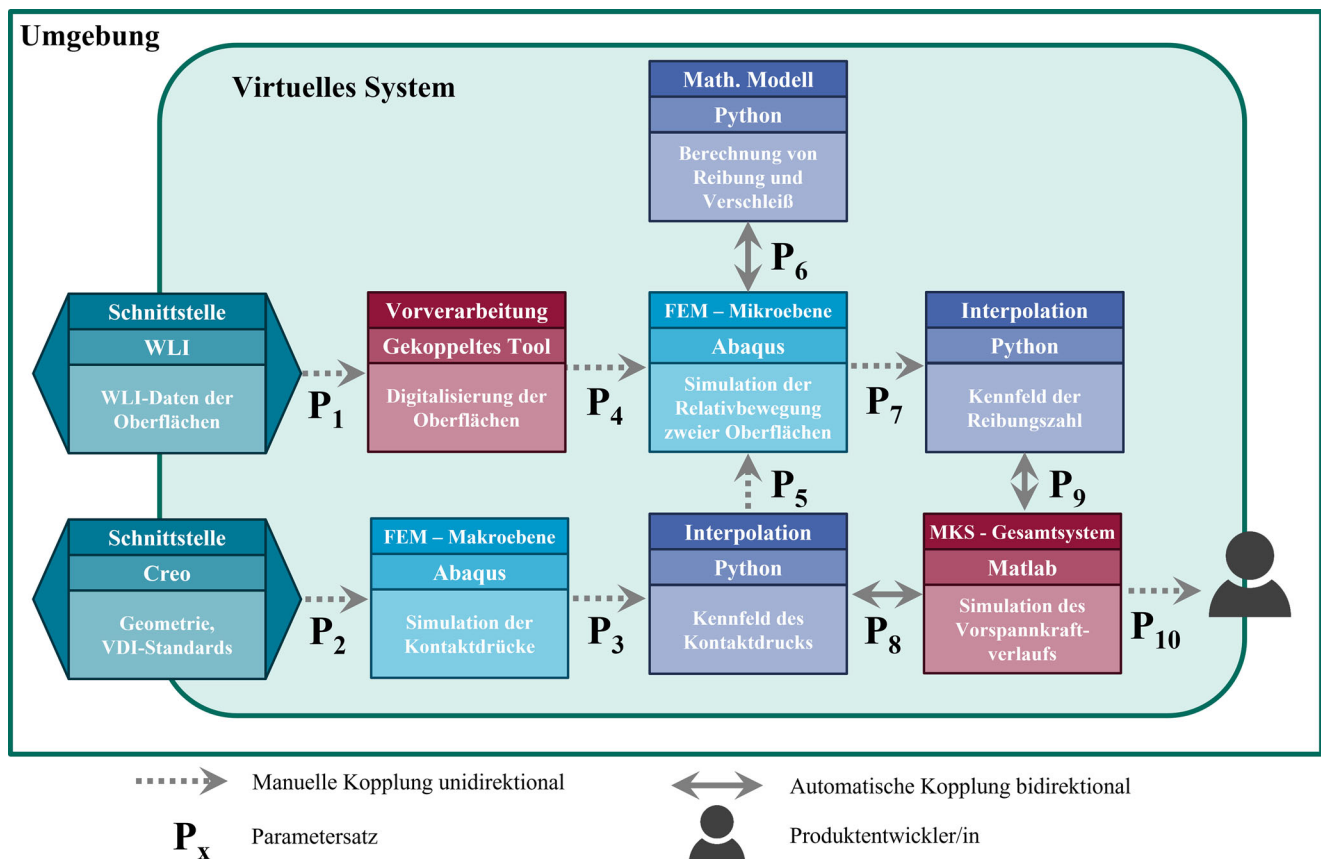


Abb. 1 Darstellung der Kombination von FE-Modellen auf Mikro- und Makroebene mit einem MKS-Modell auf der Makroebene im Kopplungsframework nach Albers et al. [22]

hersage der Vorspannkraft beim tangential-schlagenden Anziehen, um eine ressourceneffiziente Dimensionierung von Schraubenverbindungen zu ermöglichen. Dabei werden FE-Modelle auf der Makro- sowie Mikroebene mit einem Mehrkörpermodell auf der Makroebene kombiniert. Der Zusammenhang dieser Modelle ist im Kopplungsframework nach Albers et al. [22] in Abb. 1 dargestellt.

Dieser Beitrag fokussiert sich dabei auf die simulative Bestimmung von Kontaktdruck- und Reibungszahlkennfeldern, welche relevante Eingangsgrößen zur Berechnung der wirkenden Reibkräfte in der Schraubenverbindung während der Mehrkörpersimulation (MKS) darstellen. Eine Abschätzung der Streuung der Werte erfolgt dabei nicht. In der VDI 2230 Blatt 3 [4] werden unterschiedliche Einflussfaktoren auf das Reibungsverhalten aufgezählt. In diesem Beitrag werden für die Berechnung der Reibungszahlen insbesondere die umgebungsbezogenen Einflussfaktoren, Toleranzen, der Schmierstoff und die Härte der Kontaktflächen ausdrücklich nicht berücksichtigt. Das MKS-Modell ermöglicht die simulative Bestimmung des Vorspannkraftverlaufs unter Berücksichtigung der dynamischen Interaktion zwischen Schraube, Mutter, den zu verbindenden Elementen sowie dem Schlagschrauber und dem Anwender [23] und ist nicht Teil dieses Beitrags. Begleitend zu den numerischen Untersuchungen werden Versuchsreihen an einem speziell entwickelten Schrauben-Tribologie-Prüfstand (STP) [24] durchgeführt, um den simulierten Vorspannkraftverlauf zu validieren. In diesen Versuchen werden die Schrauben mit einem Impulsschrauber über den Schraubenkopf angezogen. Hierbei werden die Vorspannkraft sowie Kopf- und Gewindemomente gemessen, woraus anschließend Reibungszahlen für das Gewinde und den Kopf berechnet werden können. Eine detaillierte Beschreibung der Versuche ist in Kretschmer et al. [25] zu finden. Die in diesem Beitrag vorgestellten Methoden zur Bestimmung der Kontaktdrücke und Reibungszahlen lassen sich jedoch zunächst nur bedingt validieren, da diese Werte lokale Größen

auf der Makro- bzw. Mikroebene darstellen und erst durch die Integration in das MKS-Modell im Gesamtsystem mit den Prüfstandversuchen validiert werden können. Um eine Verwendung des skalenübergreifenden Simulationsmodells auf unterschiedliche Anwendungsfälle sicherzustellen, werden alle Versuchsreihen sowie Simulationen für 3 verschiedene Schraubengrößen (M20, M16 und M10) durchgeführt. Im Folgenden sollen 3 wesentliche Forschungsfragen adressiert werden:

1. Wie kann der Kontaktdruck an jedem Gewindegang und unter dem Schraubenkopf in Abhängigkeit der Vorspannkraft und des Radius simulativ bestimmt und in ein kontinuierliches Kennfeld übertragen werden?
2. Wie können die Oberflächentopografien des Gewindes sowie unter dem Schraubenkopf gemessen und für eine FE-Simulation aufbereitet werden?
3. Wie können Reibungszahlen im Gewinde und am Schraubenkopf in Abhängigkeit des Kontaktdrucks und der Gleitgeschwindigkeit sowie unter Berücksichtigung der Oberflächentopografie simulativ bestimmt und in ein kontinuierliches Kennfeld übertragen werden?

3 FE-Modell zur Bestimmung von Kontaktdrücken auf der Makroebene

Für die Berechnung der im Gewinde und am Unterkopf vorliegenden Kontaktdrücke wird mit der Software *Creo Parametric* ein parametrisches CAD-Modell für die oben genannten Schraubengrößen und den zugehörigen Muttern erstellt. Die Modellierung erfolgt dabei nach den Vorgaben der Modellklasse IV gemäß der Norm VDI 2230 Blatt 2 [26]. In dieser Modellklasse wird die Geometrie des Gewindes detailliert abgebildet, sodass eine Definition des Kontakts an den Gewindeflanken ermöglicht wird. Es werden Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf nach DIN EN ISO 4017 [27], Sechskantmuttern nach DIN EN ISO 4033

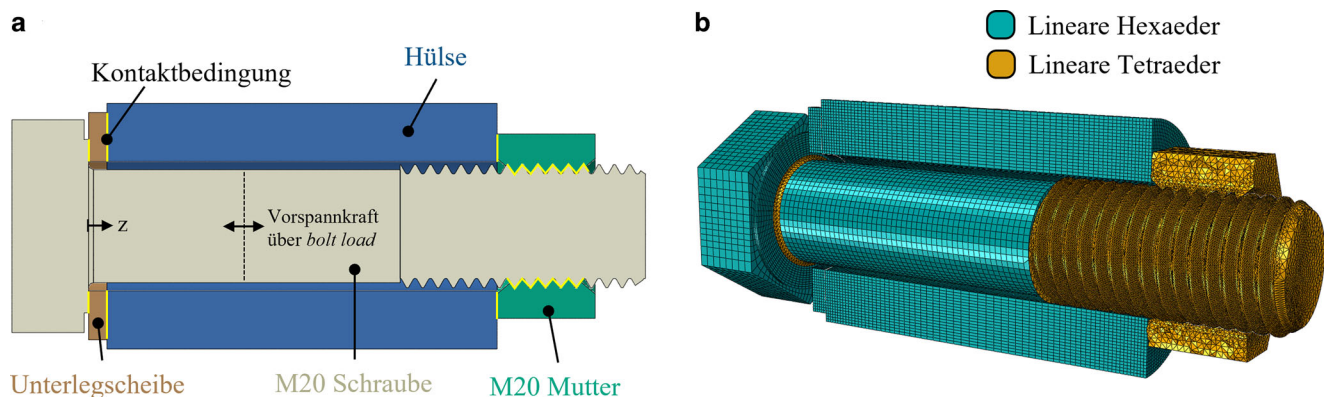


Abb. 2 Schnitansicht der Geometrien im FE-Modell auf Makroebene und Definition der Vorspannkraft über eine *bolt load* am Schaft der Schraube (a). Darstellung der verwendeten Elementtypen (b). Hierbei sind Hülse, Unterlegscheibe und Mutter geschnitten dargestellt, die Berechnung erfolgt jedoch im vollständigen Modell

[28] und Unterlegscheiben nach DIN EN ISO 7089 [29] verwendet. Es liegt eine Durchsteckschraubverbindung vor. Die Gewinde der Schrauben und Mutter sind Regelgewinde. Die Schrauben, Muttern und Unterlegscheiben sind aus unbeschichtetem Stahl. Die Länge der Schraubengewinde beträgt 90 mm. Das Schraubengewinde wird jedoch nicht vollständig, sondern nur in einem hinreichend großen Bereich modelliert (Abb. 2a). Dadurch kann die Elementanzahl im FE-Modell erheblich reduziert werden, ohne die Genauigkeit des Modells zu reduzieren. Die CAD-Modelle der Schraube und der Mutter werden anschließend in die FEA-Software *Abaqus/CAE* übertragen. Neben den importierten CAD-Modellen wird das FE-Modell um eine Unterlegscheibe und eine einfache zylindrische Hülse erweitert, die als Füge­teil zwischen Schraubenkopf und Mutter positioniert wird (Abb. 2a). Am STP liegen hier mehrere Subsysteme (unter anderem ein Axial-Lager, Anpressscheiben und eine Kraftmessdose) mit rotationssymmetrischer Geometrie vor. Eine Modellierung dieser Geometrien würden den Rechenaufwand des FE-Modells enorm erhöhen, sodass hier diese Geometrien durch eine Hülse approximiert werden. Die Hülse hat eine Länge von 63,6 mm, einen Außendurchmesser von 40 mm für M20, 36 mm für M16 und 30 mm für M10 sowie einen Innendurchmesser von 21 mm für M20, 17 mm für M16 und 11 mm für M10. Die Unterlegscheibe hat eine Dicke von 3 mm, einen Außendurchmesser von 37 mm für M20, 30 mm für M16 und 20 mm für M10 sowie einen Innendurchmesser von 21 mm für M20, 17 mm für M16 und 10,5 mm für M10.

Für eine schnelle und unkomplizierte Vernetzung der Schraubengeometrie wird diese in mehrere Bereiche aufgeteilt. Soweit möglich, werden lineare Hexaeder-Elemente verwendet. Für das Gewinde und die Rundung am Unter­kopf werden lineare Tetraeder-Elemente eingesetzt (Abb. 2b). Die mit unterschiedlichen Elementen vernetzten Bereiche der Schraube werden über die Kopplung aller Freiheitsgrade an den Grenzflächen miteinander verbunden. Für die Vernetzung wird zunächst global eine durchschnittliche Kantenlänge der Elemente von 1,5 mm festgelegt. In der Nähe der Kontakte werden jedoch kleinere Elementgrößen verwendet. Am Schraubenunterkopf, der Unterlegscheibe sowie an den Kontaktflächen der Hülse beträgt die Kantenlänge der Elemente ca. 0,5 mm. An den Kontaktflächen des Gewindes liegen Kantenlängen zwischen 0,2 und 0,4 mm vor. Insgesamt besteht das Modell aus etwa 1,5 Mio. Elementen.

Die Materialdefinition des Stahls erfolgt entsprechend der am STP verwendeten Festigkeitsklassen nach ISO 898-1 [30] für die Schrauben bzw. ISO 898-2 [31] für die Muttern. Die Schraubengrößen M20 und M16 liegen hierbei in der Festigkeitsklasse 8.8 vor, für die Schraubengröße M10 wird die Festigkeitsklasse 12.9 verwendet. Die Muttern liegen in der Festigkeitsklasse 12 vor. Für

die Schrauben und Muttern wird ein elastisch-plastisches Materialmodell mit linearer Verfestigung gewählt, wobei die Fließgrenze der Streckgrenze aus der entsprechenden Festigkeitsklasse entspricht. Für die Hülse wird ein rein elastisches Materialmodell definiert. Der E-Modul orientiert sich dabei an den Materialien der Subsysteme und wird daher mit dem E-Modul von Stahl gleichgesetzt. Zur Modellierung der Kontakte zwischen Unterkopf und Unterlegscheibe, Unterlegscheibe und Hülse sowie zwischen Gewinde der Schraube und Mutter wird die in *Abaqus* vorhandene Option *General Contact* verwendet. Hierbei wird ein *Hard Contact* für den Normalanteil und eine Penalty-Formulierung für den Tangentialanteil mit einer konstanten Reibungszahl $\mu = 0,20$ definiert. Die Reibungszahl orientiert sich an dem in der VDI 2230 [3] angegebenen Bereich von Reibungszahlen für den Fall beschichteter Schrauben ohne Schmiermittel. Anstelle eines Anzugmoments wird hier die Vorspannkraft direkt über den in *Abaqus* vorhandenen Modellierungsansatz *Bolt load* auf dem Schraubenquerschnitt ohne Gewinde (Abb. 2a) aufgebracht. In diesem Beitrag entspricht die aufgebrachte Vorspannkraft der Prüfkraft am STP [25]. Diese Werte orientieren sich dabei an den maximalen Vorspannkraften, die in der früheren Version der VDI 2230 (für M20 mit Regelgewinde: $F_{\max} = 113,5 \text{ kN}$) definiert werden. In der neusten Version der VDI 2230 [3] sind diese Werte etwas größer. Da hier jedoch der Prüfstand abgebildet werden soll, werden die Werte aus der alten Version verwendet. Die Vorspannkraft wird dabei schrittweise in 10 verschiedenen Stufen aufgebracht, bis der maximale Wert erreicht ist. Dies ermöglicht im Anschluss eine Auswertung der Kontaktdrücke zu verschiedenen Vorspannkraftniveaus.

Für die Erstellung der Kontaktdruck-Kennfelder werden die Kontaktdrücke an den Knoten entlang definierter Pfade (Abb. 3 links) über ein Python-Skript ausgelesen. Die Kontaktdrücke werden dabei ausgehend von 10 % der maximalen Vorspannkraft $F_{\max}$ in 10 %-Schritten gespeichert. Zusätzlich werden für jeden Knoten dessen Koordinaten gespeichert, sodass unter Berücksichtigung der Gewindesteigung eine genaue Zuordnung des ausgewerteten Knotens zu einem Gewindegang und dessen Abstand zur Schraubenachse (Radius) berechnet werden kann. Anhand dieser Daten lässt sich für jeden im Kontakt stehenden Gewindegang ein Kennfeld zur Bestimmung des Kontaktdrucks in Abhängigkeit des Radius und dem Anteil der maximalen Vorspannkraft aufspannen. Durch lineare Interpolation zwischen den diskreten Werten wird ein kontinuierliches Kennfeld abgeleitet, welches anschließend in das MKS-Modell integriert wird. Beispielhaft ist ein solches interpoliertes Kennfeld für den Gewindegang 5 einer M20 Schraube in Abb. 3 rechts dargestellt. Das Kennfeld am Unterkopf wird auf analoge Weise bestimmt und ist in Abb. 4 zu sehen. Es ergeben sich sowohl am Gewinde als auch am Unter-

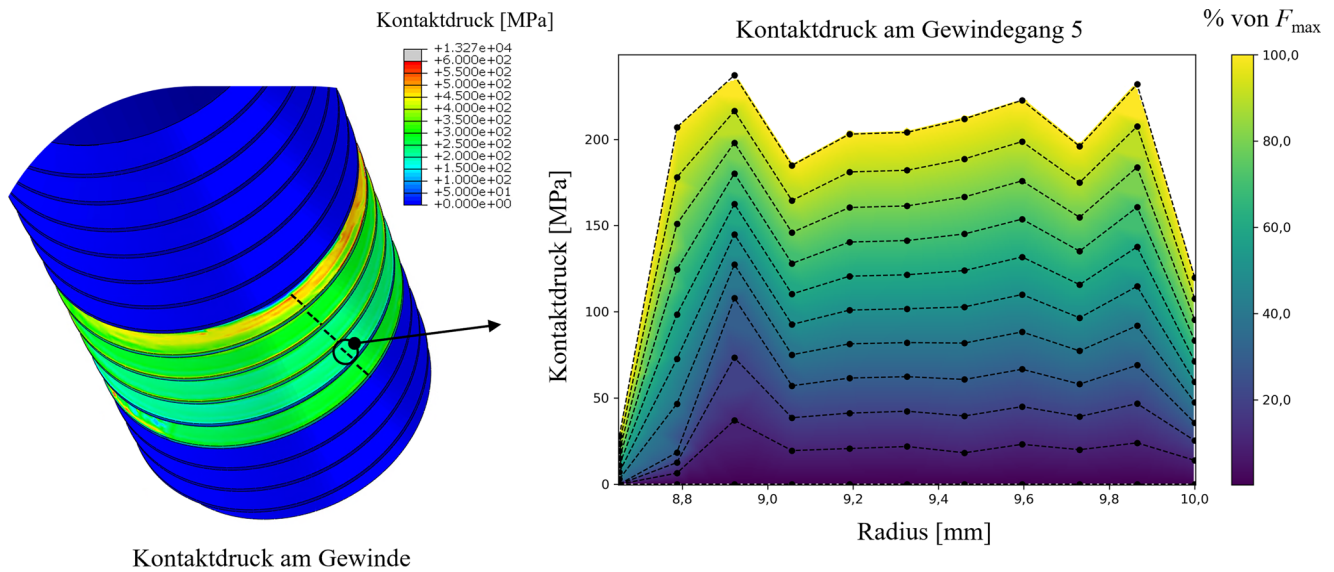


Abb. 3 Verteilung des Kontaktstresses am Gewinde der M20 Schraube bei dem Erreichen der maximalen Vorspannkraft $F_{\max} = 113,5 \text{ kN}$ (links). Abgeleitetes Kennfeld des Kontaktstresses am Gewindegang 5 in Abhängigkeit der radialen Position auf der Flanke (Radius) und der aktuell wirkenden Vorspannkraft (rechts)

kopf näherungsweise quadratische Kontaktstressverteilungen. Die hier beschriebene Vorgehensweise zur Erstellung des Kennfeldes beruht auf der Annahme, dass die Verteilung der Kontaktspannung entlang eines Gewindegangs näherungsweise gleich ist. Die Auswertung der Knoten reduziert sich daher auf einen Pfad pro Gewindegang. Es ist jedoch anzumerken, dass ohne weitere Probleme alle auf einem Gewindegang liegenden Knoten zur Auswertung verwendet werden können und hierdurch eine detailliertere Darstellung des Kennfeldes möglich wäre. Beispielhaft ist

dies in Abb. 5 für den Gewindegang 5 beim Erreichen der maximalen Vorspannkraft dargestellt.

Es zeigt sich, dass große Teile des Kennfeldes entlang der z-Koordinate konstant verlaufen. Insbesondere an dem größten Radius liegen jedoch starke Änderungen der Kontaktspannung vor. Diese sind unter anderem auf numerische Schwierigkeiten zurückzuführen, da die zugehörigen Knoten direkt auf der Kante liegen und daher zu einer unrealistischen Spannungsüberhöhung führen können. Auch bei dem ersten sowie dem letzten in Kontakt stehenden Gewindegang wird die Annahme einer konstanten Druck-

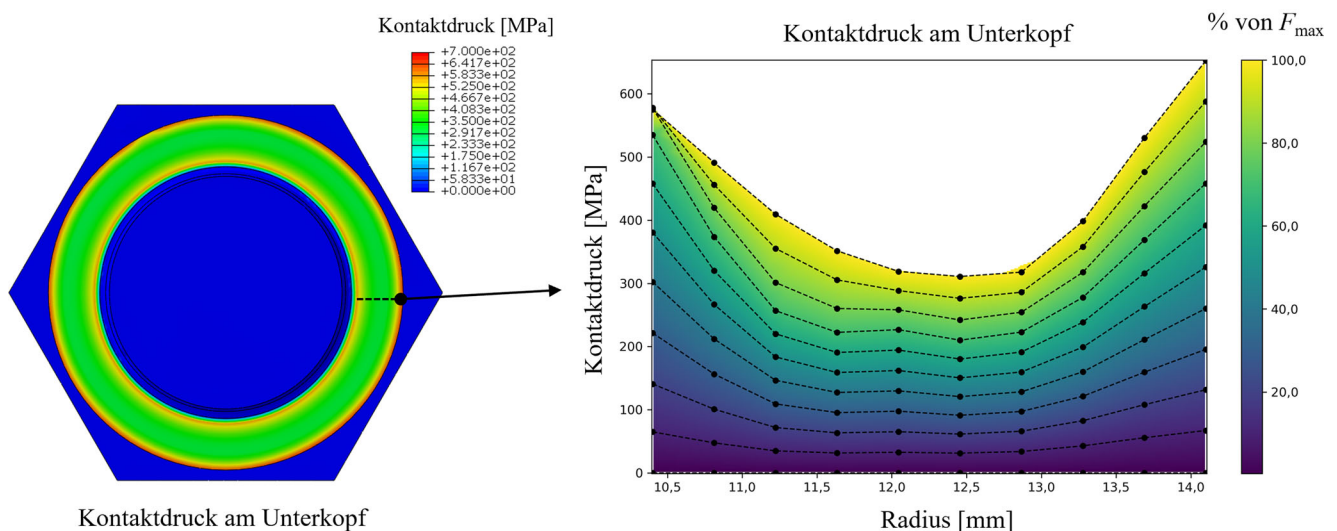


Abb. 4 Verteilung des Kontaktstresses am Schraubenunterkopf der M20 Schraube bei dem Erreichen der maximalen Vorspannkraft $F_{\max} = 113,5 \text{ kN}$ (links). Abgeleitetes Kennfeld des Kontaktstresses am Unterkopf in Abhängigkeit der radialen Position (Radius) und der aktuell wirkenden Vorspannkraft (rechts)

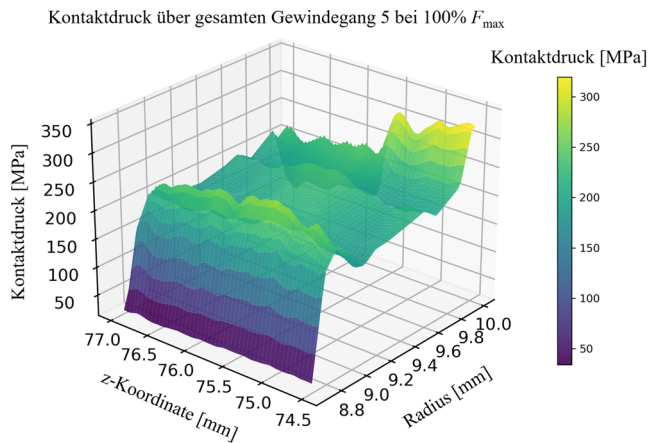


Abb. 5 Verteilung des Kontaktdrucks über einen gesamten Gewindegang (hier: Gewindegang 5) beim Erreichen der maximalen Vorspannkraft $F_{\max} = 113,5 \text{ kN}$. Das Kennfeld wird dabei in Abhängigkeit der radialen Position (Radius) und der z-Koordinate (s. Abb. 2) beschrieben

verteilung entlang des Gewindegangs verletzt. Um diese Nichtlinearitäten abbilden zu können, muss jedoch auch das MKS-Modell entsprechend detailliert ausgeführt sein, was zu einem großem Rechenaufwand führt. Daher wird sich im MKS-Modell für eine zunächst konstante Abbildung der Druckverteilung entlang des Gewindegangs entschieden, was lediglich die Betrachtung eines einzelnen Pfades pro Gewindegang erfordert. Es ist anzumerken, dass in Zhang et al. [14] leicht abweichende Kontaktdruckverteilungen beobachtet werden. Die Unterschiede könnten auf die unterschiedliche Modellierung der Krafteinleitung (Drehung der Mutter) sowie die Vernetzung des Gewindes mit Hexaeder-Elementen zurückzuführen sein.

4 Messung und Digitalisierung von Oberflächentopografien in Schraubenverbindungen

Das zuvor beschriebene FE-Modell der Schraubenverbindung bestimmt die Kontaktdrücke auf der Makroebene. Für eine detaillierte Analyse des Reibungsverhaltens ist dieses Modell jedoch nicht geeignet. Daher wird das skalenübergreifende Simulationsmodell um ein FE-Modell auf der Mikroebene erweitert, welches eine numerische Abschätzung von Reibungszahlen unter Betrachtung zweier voneinander abgleitender Oberflächen ermöglicht. Hierzu ist eine detaillierte Abbildung der vorliegenden Oberflächentopografien notwendig. In diesem Beitrag werden hierzu topografische Messungen mittels Weißlichtinterferometrie (WLI) durchgeführt und mithilfe der in Jörger et al. [19] vorgestellten Methode digitalisiert. Im Folgenden werden die einzelnen Schritte im Kontext der Messung von Oberflächen in Schraubenverbindungen beschrieben, mit einem besonderen Fokus auf den WLI-Messungen.

Für die Verwendung der Oberflächen in einer Reibsimulation werden für die drei verschiedenen Schraubengrößen jeweils die Wirkflächenpaare Schraubengewinde-Muttergewinde und Unterkopf-Unterlegscheibe betrachtet. Weitere Wirkflächenpaare werden nicht betrachtet, da in diesen Paaren keine bzw. nur eine vernachlässigbar kleine Relativbewegung auftritt. Für jede Wirkfläche werden mehrere Messungen durchgeführt. Um die Messungen an den Gewindeflanken durchführen zu können, wird eine speziell angefertigte Halterung verwendet (Abb. 6a). In der Halterung können die Schrauben und Muttern angewinkelt positioniert werden, sodass die Gewindeflanken näherungsweise in der x-y-Ebene liegen. Dies ist notwendig, da die Messköpfe des WLI-Messgeräts (Abb. 6c) lediglich senkrecht (in z-Richtung) verfahren werden können. Die Messungen werden an den später in Kontakt stehenden Gewindeflan-

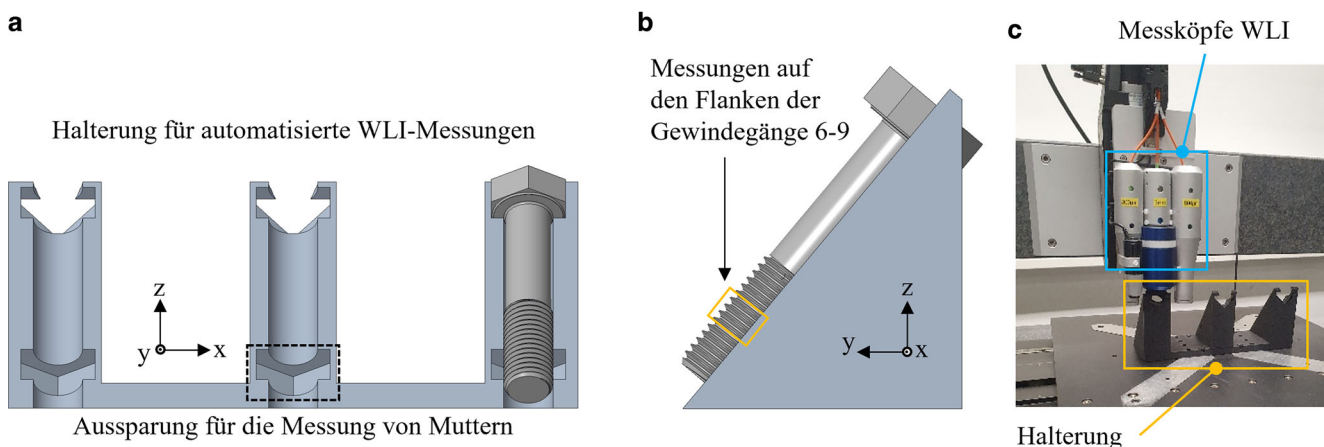


Abb. 6 Halterung für die automatisierte Messung an Schrauben- und Muttergewinden mit einem WLI-Messgerät (a). Markierung der gemessenen Gewindegänge an einer M20-Schraube (b). Positionierung der Halterung an der WLI-Messeinrichtung (c)

ken durchgeführt (Abb. 6b). Je nach Schraubengröße wird auf der jeweiligen Flanke ein $1000 \times 1000 \mu\text{m}$ (M20 und M16) bzw. ein $600 \times 600 \mu\text{m}$ (M10) großes Feld mit einer Auflösung von $1 \mu\text{m}$ abgetastet. Das kleinere Feld der M10 Schrauben und Muttern ist durch die kleinere Fläche der Flanke bedingt. Für die Messungen am Unterkopf und den Unterlegscheiben ist keine Vorrichtung notwendig und die Messfelder entsprechen ebenfalls einer Größe von $1000 \times 1000 \mu\text{m}$ mit einer Auflösung von $1 \mu\text{m}$.

Die so erhaltenen Rohdaten aus den WLI-Messungen müssen anschließend noch verarbeitet werden, um das tatsächliche Rauheitsprofil zu extrahieren. Hierzu werden die Rohdaten in die Software *MountainsMap* importiert und mehrere Filter nacheinander angewandt:

1. Ein Form-Filter mittels eines Polynomfilters 3. Ordnung zur Berücksichtigung der leichten Schräglage der Flanke bzgl. der Messrichtung.
2. Eine Filterung der Welligkeit auf Basis eines Gauß-Filters mit einem Nesting-Index $Nic = 0,25 \text{ mm}$.
3. Eine Schwellwertfilterung zur Entfernung der Volumenanteile unterhalb der 0,25 %- und oberhalb der 99,75 %-Quantile.

Die Anwendung der Filter ist beispielhaft für eine gemessene Oberfläche einer Unterlegscheibe für die M20 Schraube in Abb. 7 dargestellt. Anschließend werden die gefilterten Oberflächendaten für die weitere Verwendung als STL-Datei exportiert. Auf Basis der STL-Datei wird die Oberflächentopografie mithilfe eines *MATLAB*-Skripts durch Splines approximiert und mit *Creo Parametric* in ein volumetrisches CAD-Modell überführt. Das CAD-Modell kann anschließend für die Erzeugung des FE-Modells auf der Mikroebene genutzt werden.

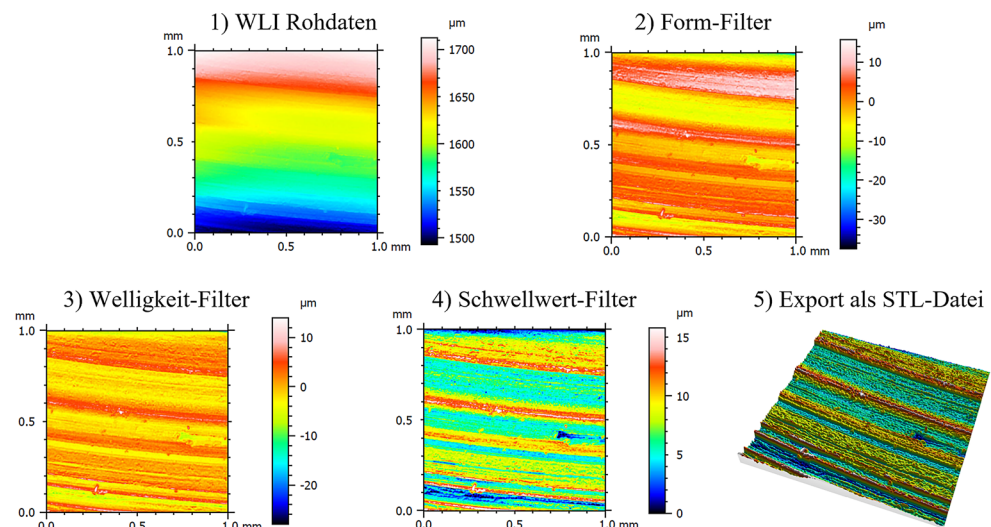
Um die Anzahl an notwendigen Reibsimulationen zu reduzieren, werden nicht alle Messungen in ein FE-Modell überführt. Stattdessen wird für jede Schraubengröße und

Wirkfläche jeweils eine repräsentative Oberfläche ausgewählt (Abb. 8). Die Auswahl erfolgt dabei hauptsächlich hinsichtlich der Messqualität. Beispielsweise können einige Messungen aufgrund von Messfehlern (z. B. durch Verunreinigungen auf der Oberfläche) nicht verwendet werden. Ein solcher Messfehler ist für die Oberfläche am Schraubenunterkopf einer M20 Schraube in Abb. 8 zu sehen. In diesem Fall wird die Messung trotzdem verwendet, da die CAD-Modelle der Oberflächen vor der Vernetzung auf einen kleineren Bereich zugeschnitten werden, wie im folgenden Kapitel beschrieben. Außerdem wird bei der Auswahl darauf geachtet, keine Oberflächen mit überdurchschnittlich großen oder kleinen Rauheitswerten zu verwenden.

5 Reibsimulation mit digitalisierten Oberflächentopografien

Die Reibsimulationen werden mithilfe eines FE-Modells auf der Mikroebene durchgeführt. Das Modell basiert auf den Arbeiten von Albers et al. [20] sowie Jörger et al. [21] und wird auf den vorliegenden Anwendungsfall zur Bestimmung der Reibungszahlen in tangential-schlagenden Anziehprozessen erweitert. Dies umfasst die Integration der gemessenen Oberflächentopografien sowie eine Anpassung der Randbedingungen und Modellparameter. Das FE-Modell besteht aus den drei Komponenten Grundkörper, Gegenkörper und Dämpfungsplatte (Abb. 9). Der Grundkörper und der Gegenkörper stellen die mithilfe der zuvor beschriebenen Methode vernetzen CAD-Modelle der gemessenen Oberflächentopografien dar. Dabei wird der Grundkörper mit Randbedingungen fest im Raum gehalten. Die Dämpfungsplatte ist mit einem eindimensionalen Federelement mit dem Gegenkörper gekoppelt. Der Gegenkörper wird zunächst mit einem Anpressdruck p in Richtung Grund-

Abb. 7 Anwendung eines Form-, Welligkeit- und Schwellwert-Filters auf die mit WLI gemessenen Rohdaten am Beispiel der gemessenen Oberfläche eines Muttergewindes



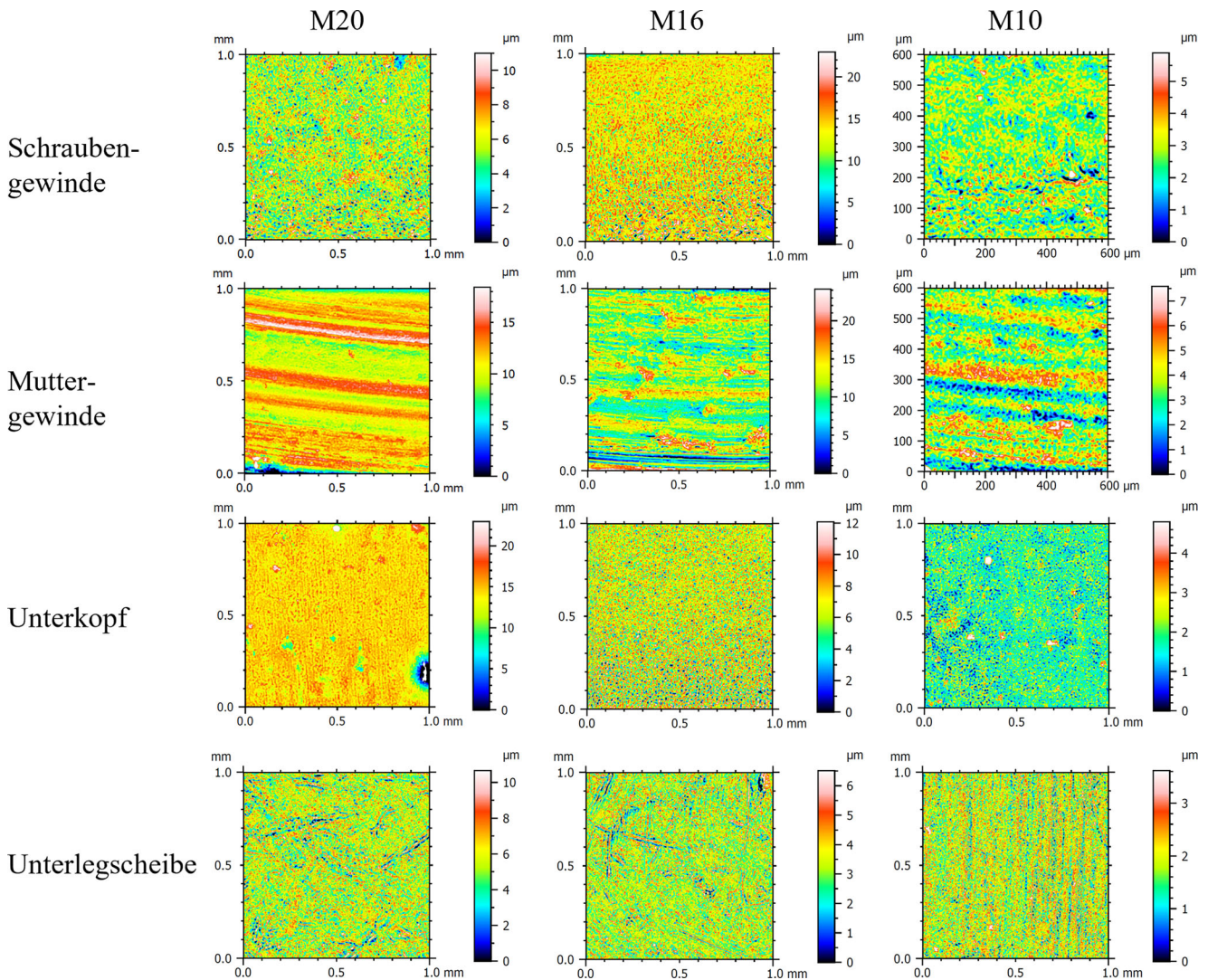


Abb. 8 Übersicht über die ausgewählten repräsentativen Oberflächentopografien für die Schraubengrößen M20, M16 und M10 an den Wirkflächenpaaren Schraubengewinde-Muttergewinde und Unterkopf-Unterlegscheibe

körper bewegt. Nach einem initialen Kontakt erfährt der Gegenkörper eine Gegenkraft, sodass dieser sich wieder etwas in positive z -Richtung bewegt. Hierdurch fängt der Gegenkörper an, eine schwingende Auf- und Abwärtsbewegung durchzuführen, bis schließlich beide Oberflächen in Kontakt stehen. Nach dieser Stabilisierungsphase, in der die durch das Anpressen induzierten Schwingungen abklingen, wird der Gegenkörper mit einer Geschwindigkeit v in x -Richtung über die Oberfläche verfahren. Beim Überfahren größerer Rauheitsspitzen wirkt auf den Gegenkörper eine Kraft in positive z -Richtung. Es treten daher weitere Schwingungen auf, welche ebenfalls durch die Dämpfungsplatte aufgenommen werden.

Die Reibsimulation bildet eine reine Festkörperreibung ab, d. h. im Gegensatz zu Albers et al. [20] wird hier kein Schmiermittel zwischen den Oberflächen betrachtet. Als zugrundeliegendes Reibgesetz wird das Schubspannungslimit

nach Bowden und Tabor [32] genutzt. Hierbei erfolgt eine Gleitbewegung zwischen den beiden Oberflächen nur beim Überschreiten einer kritischen Schubspannung. Wie in Jörgen et al. [21] beschrieben, wird diese auf Basis der Streckgrenze des weicheren Materials zu $\tau_{krit} = \sigma_{Res} / \sqrt{3}$ gewählt. Für jeden im Kontakt stehenden Knoten werden die Normal- und Tangentialkräfte ausgewertet. Aus der jeweiligen Summe der Kräfte und dem Bilden des Quotienten berechnet sich zu jedem Zeitschritt der Simulation eine Reibungszahl.

Zusätzlich wird für jeden Knoten der Verschleiß nach dem Ansatz von Archard [33] berechnet, wodurch die Knoten entsprechend in z -Richtung versetzt werden [20]. Hierdurch ändert sich in jedem Zeitschritt die Oberfläche, sodass sich schließlich ein Verlauf der Reibungszahl über die Zeit bzw. über die überfahrene Distanz ergibt. Stark nichtlineare

Abb. 9 Aufbau des FE-Modells angelehnt an Jörger et al. [21] auf der Mikro-Ebene zur simulativen Bestimmung von Reibungszahlen unter Berücksichtigung von Verschleiß. Der Gegenkörper wird mit einem Anpressdruck p an den Grundkörper gepresst und mit einer Geschwindigkeit v in x-Richtung verfahren

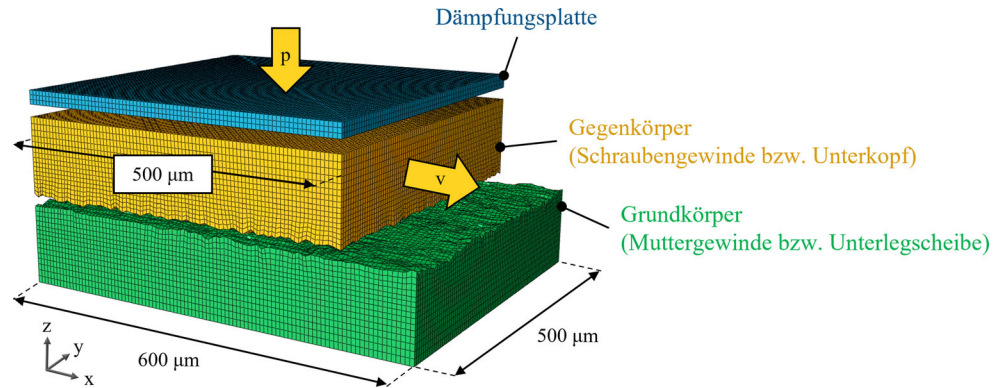
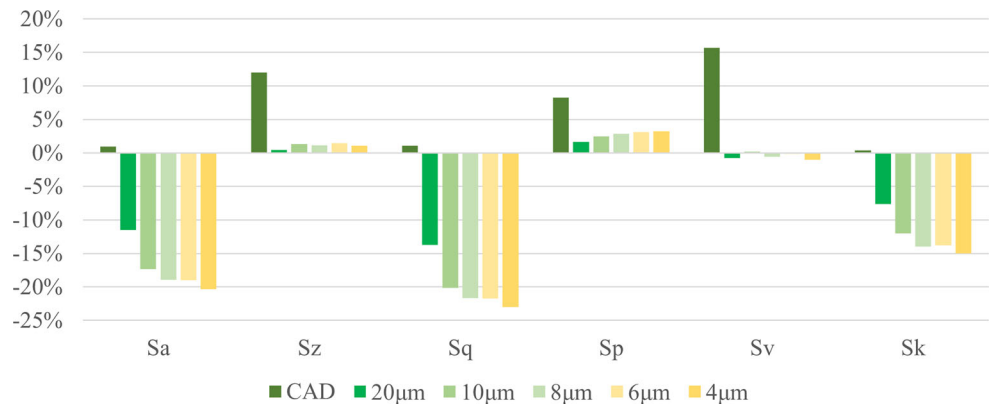


Abb. 10 Abweichung der Rauheitswerte durch die Übertragung in ein CAD-Bauteil sowie nach der Vernetzung mit unterschiedlichen Elementkantenlängen gegenüber den Rohdaten aus der WLI-Messung



Effekte wie z.B. Fressen können mit diesem Modell nicht abgebildet werden.

Für das Wirkflächenpaar Schraubengewinde-Muttergewinde entspricht der Grundkörper dem Muttergewinde, der Gegenkörper dem Schraubengewinde. Für das Wirkflächenpaar Unterkopf-Unterlegscheibe entspricht der Grundkörper der Unterlegscheibe und der Gegenkörper dem Schraubenunterkopf. Da am STP der Anzug über den Schraubenkopf erfolgt [25], werden daher die Schraubenoberflächen dem sich bewegenden Gegenkörper zugewiesen. Es kann immer nur ein Wirkflächenpaar gleichzeitig simuliert werden, d.h. mit der in Abb. 8 dargestellten Matrix an repräsentativen Oberflächen ergeben sich zwei FE-Modelle je Schraubengröße. Eine einzelne Reibsimulation stellt dabei einen großen Rechenaufwand dar. Um diesen zu reduzieren, werden die gemessenen Oberflächen vor der Vernetzung auf einen Bereich der Größe $500 \times 600 \mu\text{m}$ (Grundkörper) bzw. $500 \times 500 \mu\text{m}$ (Gegenkörper) zugeschnitten. Der Bereich wird dabei möglichst so gewählt, dass keine Messfehler enthalten sind und die kleinsten sowie größten Werte des Rauheitsprofils enthalten sind.

Um eine geeignete Vernetzung zu finden, die sowohl die Oberfläche hinreichend genau abbildet sowie gleichzeitig den Rechenaufwand beschränkt, wird eine Netzstudie durchgeführt. Hierzu werden die Rauheitswerte am Beispiel der Oberfläche des Gewindes einer M20 Schraube mit un-

terschiedlich feinen Vernetzungen ausgewertet und mit den gemessenen Rauheitswerten mittels WLI sowie den Rauheitswerten des CAD-Modells verglichen. Die Ergebnisse sind in Abb. 10 dargestellt. Durch die Überführung in das CAD-Modell werden die Rauheitswerte zunächst erhöht, durch das anschließende Vernetzen der Oberflächen werden die Rauheitswerte reduziert. In dem dargestellten Fall führt dies zu einer Übereinstimmung der Rauheitswerte Sz , Sp und Sv mit den gemessenen Werten. Dies ist jedoch rein zufällig und kann für andere Oberflächen unterschiedlich ausfallen. Insgesamt liegt eine Tendenz zu geringeren Rauheitswerten im Vergleich zu den gemessenen Werten vor. Jörger et al. [19] zeigen bereits, dass mit der hier gewählten Übertragungsmethode insbesondere für Topografien mit starken Spitzen, wie z.B. in diesem Fall die Oberfläche des Schraubengewindes, kleinere Werte für Sa und Sk nach dem Vernetzen vorliegen. Dies ist als mögliche Fehlerquelle bei der Berechnung der Reibungszahlen zu berücksichtigen. Aufgrund der geringeren Rauheit der numerischen Oberfläche könnten die simulierten Reibungszahlen daher geringere Werte als in der Realität aufweisen. Außerdem lässt sich beobachten, dass eine feinere Vernetzung nicht zu einer besseren Übereinstimmung der Rauheitswerte führt. Daher kann auf Basis der Rauheitswerte zunächst keine passende Elementkantenlänge ausgewählt werden.

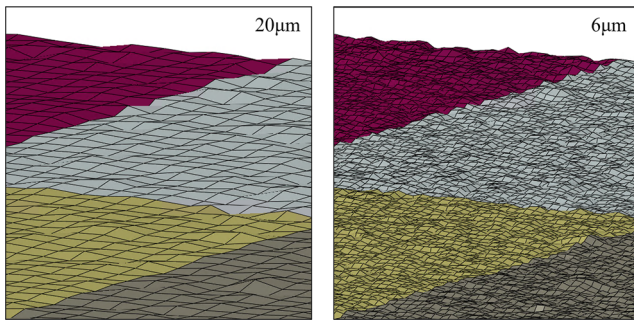


Abb. 11 Vergleich einer groben Vernetzung mit einer Kantenlänge von 20 µm (*links*) zu einer feineren Vernetzung mit einer Kantenlänge von 6 µm (*rechts*) am Beispiel der Gewindeoberfläche der M20 Schraube

Es ist jedoch anzumerken, dass durch eine feinere Vernetzung die Oberfläche offensichtlich detaillierter abgebildet werden kann (Abb. 11). Insbesondere werden durch eine sehr grobe Vernetzung Rauheitsspitzen häufig nur durch einen Knoten abgebildet, was zu Spannungsspitzen und einer fehlerhaften Berechnung der Tangential- und Normalkräfte führen kann. Eine feinere Vernetzung kann daher von Vorteil sein, auch wenn dadurch die Rauheitswerte nicht besser abgebildet werden können. Aus diesem Grund wird eine Vernetzung mit einer durchschnittlichen Kantenlänge von 6 µm ausgewählt. Hierbei wird auch berücksichtigt, dass feinere Netzaufösungen den Rechenaufwand der Reibsimulation stark erhöhen.

In dem MKS-Modell werden zu jedem Zeitschritt Reibungszahlen für die Kontakte im Gewinde und am Schraubenunterkopf in Abhängigkeit der aktuell vorliegenden Kontaktdrücke bzw. Anpressdrücke p , Gleitgeschwindigkeiten v sowie der überfahrenen Distanz benötigt. In der Reibsimulation werden die Reibungszahlen jedoch immer nur für eine konstante Kombination aus p und v berechnet. Daher ist es notwendig, mehrere Parameterkombinationen durchzuführen. Ein kontinuierliches Feld wird anschließend durch Interpolation erhalten. Eine richtige Wahl der minimalen und maximalen Werte der Parameter ist daher von großer Bedeutung. Zur Bestimmung der zu simulierenden Anpressdrücke werden die mit dem oben beschriebenen

FE-Modell auf der Makroebene bestimmten Kontaktdruck-Kennfelder analysiert und entsprechende Grenzen abgeleitet. Die Grenzen der zu simulierenden Gleitgeschwindigkeiten ergeben sich aus den am STP gemessenen Umdrehungsgeschwindigkeiten der Schraube während eines Schlags. Darauf basierend werden die Anpressdrücke $p = 10, 100, 350$ und 600 MPa sowie die Gleitgeschwindigkeiten $v = 1, 3$ und 7 m/s gewählt. Mit einem vollfaktoriellen Versuchsplan ergeben sich dadurch 12 Reibsimulationen je Schraubengröße und je Oberflächenkombination (Gewinde und Schraubenunterkopf). Die Reibsimulationen werden dabei nur bis zu einer überfahrenen Distanz von 10 mm durchgeführt. Diese maximale Distanz berechnet sich aus dem Schraubendurchmesser und dem am STP gemessenen Gesamtdrehwinkel (ca. 60°) der Schraube am Ende des Einschraubvorgangs. Es sei nochmal darauf hingewiesen, dass der eigentliche Anziehprozess im MKS-Modell abgebildet wird. Obwohl hier zunächst bei der Berechnung der Reibungszahlen die Gleitgeschwindigkeit konstant gehalten wird, können im MKS-Modell durch die Integration der Kennfelder auch zeitlich veränderliche Gleitgeschwindigkeiten während eines Schlags berücksichtigt werden.

In analoger Weise zu dem FE-Modell auf der Makroebene erfolgt die Materialdefinition des Grundkörpers und des Gegenkörpers auf Basis der verwendeten Festigkeitsklassen unter Verwendung eines elastisch-plastischen Materialmodells mit linearer Verfestigung. Für den Kontakt am Unterkopf werden für den Grundkörper die Materialeigenschaften der verwendeten Unterlegscheiben genutzt. Dabei werden analog zum Prüfstand für die M20 sowie M16 Schrauben eine Unterlegscheibe der Härteklasse 200HV und für die M10 Schraube eine Unterlegscheibe der Härteklasse 300HV verwendet. Die Streckgrenzen der Unterlegscheiben müssen geschätzt werden, da keine detaillierten Materialeigenschaften des Herstellers vorliegen. Es sei darauf hingewiesen, dass sowohl für die Unterlegscheiben, als auch für die Schrauben und Muttern in der Realität höhere Streckgrenzen vorliegen könnten und dies daher eine mögliche Ursache für Abweichungen gegenüber dem Prüfstand darstellt. Eine Übersicht der Streckgrenzen und der sich daraus

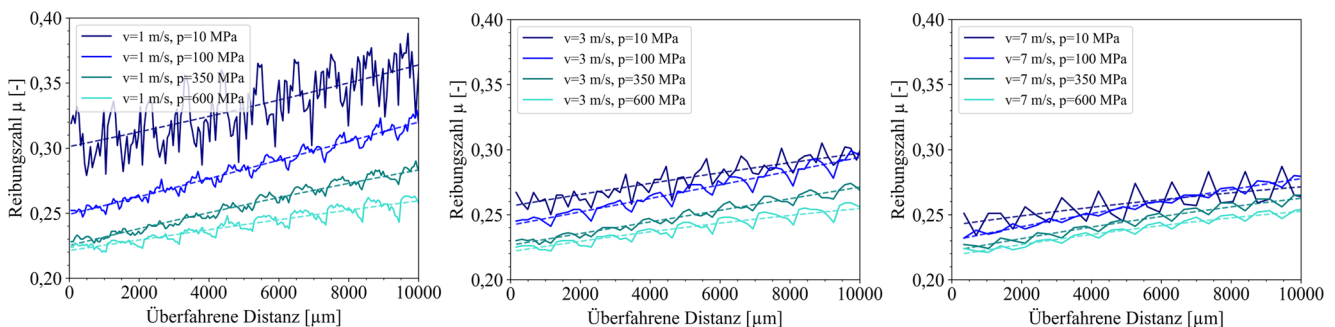


Abb. 12 Verlauf der Reibungszahlen μ in Abhängigkeit der überfahrenen Distanz bei unterschiedlichen konstanten Geschwindigkeiten ($v = 1$ m/s (*links*), $v = 3$ m/s (*mitte*) und $v = 7$ m/s (*rechts*)) und Anpressdrücken p

Tab. 1 Übersicht der Streckgrenzen nach ISO 898-1 [30] bzw. ISO 898-2 [31] und der daraus folgenden kritischen Schubspannungen. Die Streckgrenzen der Unterlegscheiben mussten zum Zeitpunkt der Simulationen geschätzt werden, da keine detaillierten Materialeigenschaften des Herstellers vorliegen. Eine nachträgliche Überprüfung dieser Streckgrenzen hat ergeben, dass diese Werte stattdessen im Bereich von ca. 380 MPa bzw. 580 MPa liegen. Da dies in einer höheren kritischen Schubspannung resultieren würde, ist davon auszugehen, dass die hier simulierten Reibungszahlen am Unterkopf geringer als erwartet ausfallen.

	M20 Schraube	M20 Mutter	M16 Schraube	M16 Mutter	M10 Schraube	M10 Mutter	Unterlegscheibe 200HV	Unterlegscheibe 300HV
<i>Streckgrenze σ_{Res}</i>	640 MPa	1080 MPa	640 MPa	1080 MPa	1080 MPa	1080 MPa	200 MPa	240 MPa
<i>Krit. Schubspannung τ_{krit}</i>	370 MPa	624 MPa	370 MPa	624 MPa	624 MPa	624 MPa	115 MPa	139 MPa

ergebenen kritischen Schubspannungen ist in Tab. 1 gegeben. Wie oben beschrieben, wird für jedes Wirkflächenpaar nur die jeweils geringere kritische Schubspannung im Modell definiert. Der Verschleißkoeffizient für die Berechnung des Verschleißes nach dem Ansatz von Archard [33] wird aufgrund fehlender Datengrundlage zunächst ein nach Czi-chos und Habig [34] gängiger Wert von $k=10^{-4} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ im Bereich reiner Festkörperreibung für alle Oberflächen geschätzt. Es ist anzumerken, dass dieser Wert linear in die Berechnung des Verschleißes nach Archard [33] eingeht. Eine Änderung dieses Wertes kann daher den Verlauf der Reibungszahlen über die überfahrene Distanz aufgrund von Verschleiß stark beeinflussen. Daraus folgt eine hohe Unsicherheit, sodass eine experimentelle Überprüfung des Wertes in weiteren Untersuchungen durchgeführt werden muss.

Die berechneten Reibungszahlverläufe sind am Beispiel des Gewindekontakts bei einer M20 Schraube in Abb. 12 zu sehen. Der Verschleiß der Oberfläche führt zu einer Erhöhung der Reibungszahl. Der Anstieg der Reibungszahl ist im simulierten Bereich näherungsweise linear, insbesondere bei hohen Anpresskräften nimmt der Anstieg jedoch über die Zeit langsam ab. Es ist ein periodisches Muster in den Schwingungen zu erkennen, welches auf das mehrmalige Zurücksetzen des Gegenkörpers aufgrund der begrenzten Modelllänge zurückzuführen ist. Die Schwingungen sind stärker bei höheren Geschwindigkeiten, da die Berechnung der Reibungszahl nach einer konstanten Zeitspanne erfolgt und daher weniger Datenpunkte vorliegen. Da diese Schwingungen für eine stabile Simulation des MKS-Modells zu vermeiden sind, wird mithilfe von linearer bzw. quadratischer Regression der Reibungszahlverlauf über die Distanz approximiert. Die approximierten Funktionen (Polynome) stellen zudem kontinuierliche Verläufe dar, sodass die Reibungszahl für beliebige Distanzen ausgewertet werden kann.

Für das MKS-Modell ist es weiter wichtig, die Reibungszahl für beliebige Anpressdrücke und Gleitgeschwindigkeiten bestimmen zu können. Hierzu wird aus den durch Regression bestimmten Funktionen zu bestimmten überfahrenen Distanzen ein Kennfeld der Reibungszahl in Abhängigkeit des Anpressdrucks und der Gleitgeschwindigkeit auf-

gestellt. Die Interpolation zwischen den Datenpunkten für eine konstante überfahrene Distanz erfolgt linear. Für Anpressdrücke und Gleitgeschwindigkeiten außerhalb des Definitionsbereichs wird ein konstanter Verlauf angenommen. Die Kennfelder für die verschiedenen Schraubengrößen und Wirkflächenpaare (Gewinde und Unterkopf) bei einer überfahrenen Distanz von $1 \mu\text{m}$ sind in Abb. 13 dargestellt.

Zunächst sind je nach Kontakt und Schraubengröße unterschiedliche Größenordnungen der Reibungszahlen zu erkennen. Dies ist insbesondere auf die unterschiedlichen Materialien und die daraus abgeleiteten kritischen Schubspannungen für die Reibbedingung nach Bowden und Tabor [32] zurückzuführen. Durch die weicheren Unterlegscheiben liegt eine kleinere kritische Schubspannung vor, sodass eine Gleitbewegung früher einsetzt und die Reibungszahlen daher kleiner sind. Hingegen liegt im Gewinde der M10 Schraubenverbindung eine hohe kritische Schubspannung vor, was zu höheren Reibungszahlen führt. Weiter ist zu beobachten, dass sowohl der Anpressdruck als auch die Gleitgeschwindigkeit einen signifikanten Einfluss auf die Reibungszahl haben. Für die simulierten Schraubengrößen kann abgeleitet werden, dass ein höherer Anpressdruck zu einer geringeren Reibungszahl führt. Dieses Verhalten wurde bereits bei experimentellen Untersuchungen an graphitgeschmierten Axialkugellagern beobachtet [35]. Eine mögliche Erklärung für diesen Zusammenhang könnte unter Berücksichtigung der auf der Mikroebene tatsächlich vorliegenden Kontaktfläche erfolgen. Zum einen wird durch die größere Anpresskraft das Rauheitsprofil durch plastische Verformung stärker „geglättet“. Zum anderen nimmt hierdurch auch die tatsächliche Kontaktfläche zu. Durch diesen Vorgang steigt sowohl die Reibkraft als auch die Normalkraft, wobei die Größe der Zunahme stark nichtlinear abhängig von der vorliegenden Topografie ist. Durch die komplexe Wechselwirkung zwischen dem „Abglätten“ von Rauheitsspitzen und der Vergrößerung der Kontaktfläche, scheint im vorliegenden Fall die Normalkraft stärker als die Reibkraft zuzunehmen, was zu einer Reduktion der Reibungszahl führen würde. Für die Gleitgeschwindigkeit kann kein allgemeingültiger Zusammenhang geschlussfolgert werden. Für die Reibungszahlen am Unterkopf führt eine höhere Gleitgeschwindigkeit tendenziell zu einer ge-

ringeren Reibungszahl. Für das M20 Gewinde führt eine höhere Gleitgeschwindigkeit nur bei kleinen Anpressdrücken zu einer Verringerung der Reibungszahl. Für das M16 Gewinde steigt die Reibungszahl bei großen Anpressdrücken. Bei dem M10 Gewinde ist für alle Anpressdrücke eine Steigerung der Reibungszahl bei zunehmender Gleitgeschwindigkeit zu beobachten.

Die Kennfelder für eine überfahrenen Distanz von 5 mm sind in Abb. 14 zu sehen. Wie zu erwarten, sind die hierbei auftretenden Reibungszahlen größer als bei dem initialen Zustand aus Abb. 13. Die zuvor aufgestellten Zusammenhänge zwischen Reibungszahl und Anpressdruck bzw. Gleitgeschwindigkeit bleiben auch nach dieser Distanz größtenteils bestehen. Lediglich bei dem Kennfeld für das M16 Gewinde steigen bei einer Gleitgeschwindigkeit von 3 m/s und kleinen Anpressdrücken die Reibungszahlen mit zunehmender Distanz stärker an, als bei den anderen Stützpunkten. Grund hierfür könnte unter anderem eine unzureichende Qualität der Vernetzung der Rauheitsspitzen und eine daraus resultierende Spannungsüberhöhung sein.

Wie bereits eingangs erwähnt, können die hier simulierten Reibungszahlen nicht direkt validiert werden. Bei einem Vergleich der experimentell ermittelten Reibungszahlen aus [25] lässt sich jedoch trotzdem bereits feststellen, dass auch hier die Reibungszahlen am Gewinde für die M10 Schraube größer als bei der M16 und M20 sind. Für eine erste grobe Einschätzung lässt sich zudem sagen, dass die simulierten und experimentell bestimmten Werte in der gleichen Größenordnung liegen. Für den Unterkopf liegen auch hier die Reibungszahlen für M16 und M20 in der gleichen Größenordnung. Nur für die Reibungszahlen am Unterkopf der M10 Schraube scheint eine starke Abweichung vorzuliegen. Ein Grund hierfür könnte darin liegen, dass bei den begleitenden Versuchen am STP aufgrund der hohen Festigkeit der M10 Schraube Verschleiß durch „Fressen“ aufgetreten ist. Da solche stark nichtlinearen Effekte durch das hier zugrundeliegende Verschleißmodell nicht abgebildet werden können, ist eine Verwendung der M10 Kennfelder in dem MKS-Modell zu hinterfragen.

6 Fazit und Ausblick

In diesem Beitrag wird eine skalenübergreifende Methode vorgestellt, um bei einer vorliegenden Vorspannkraft auf die in den Gewindegängen sowie am Schraubenunterkopf herrschenden Kontaktdrücke sowie die daraus folgenden Reibungszahlen schließen zu können. Hierzu werden 3 verschiedene Schraubengrößen (M20, M16, M10) untersucht und entsprechende kontinuierliche Kennfelder abgeleitet. Für den hier simulierten Bereich wird ein näherungsweise linearer Anstieg der Reibungszahlen aufgrund von Verschleiß beobachtet. Aus den abgeleiteten Reibungszahl-

kennfeldern kann ein großer Einfluss des Kontaktdrucks sowie der Gleitgeschwindigkeit auf die Reibungszahl festgestellt werden. Ein höherer Kontaktdruck führt dabei zu einer geringeren Reibungszahl. Für die Gleitgeschwindigkeit liegen je nach Kontaktfläche und Schraubengröße unterschiedliche Zusammenhänge vor. Mithilfe der in diesem Beitrag vorgestellten Methoden können die Kennfelder je nach benötigtem Detailgrad effizient auf weitere Schraubengrößen, Oberflächen sowie ausgewertete Stützpunkte erweitert werden. Die Kennfelder stellen dabei eine wichtige Grundlage für detaillierte MKS-Modelle zur Vorhersage von Vorspannkräften unter Berücksichtigung der variierenden Kontaktdrücke sowie Reibungszahlen dar. Die hier getätigten Untersuchungen unterliegen neben den bereits angeführten Anmerkungen zu den Materialeigenschaften folgenden Annahmen, die zugleich Ansatzpunkte für weitere Forschungsvorhaben und detailliertere Analysen darstellen:

- *Verwendung von „repräsentativen Oberflächen“ für die Reibsimulation.*

Für jedes Wirkflächenpaar werden in diesem Beitrag jeweils nur die entsprechenden Oberflächen aus Abb. 8 verwendet. Tatsächlich liegen bei mehreren Messungen leicht unterschiedliche Rauheitswerte und Topografien vor. Zur Berücksichtigung dieser Abweichungen müssten weitere Reibsimulationsmodelle aufgebaut und anschließend eine geeignete Verknüpfung der jeweils ermittelten Reibungszahlen gefunden werden.

- *Vernachlässigung der Anisotropie der Oberflächentopografie.*

Die gemessenen Topografien werden möglichst so in die Reibsimulation integriert, dass die Schraubenoberfläche parallel zu den vorliegenden „Rillen“ gleitet. Insbesondere bei den Unterlegscheiben ändert sich jedoch durch die Rotation der Schraube die Orientierung dieser Rillen zur Gleitrichtung. Dabei bietet die Durchführung mehrerer Reibsimulationen mit unterschiedlich vorliegenden Orientierungen eine Möglichkeit, den Einfluss der Orientierung einer „anisotropen“ Oberfläche zu quantifizieren.

- *Modellierung des Verschleißes nach dem Ansatz von Archard.*

Der Verschleiß wird in der Reibsimulation aktuell nur über eine vertikale Verschiebung von Knoten an der Oberfläche berücksichtigt. Der Betrag dieser Verschiebungen berechnet sich dabei nach dem Ansatz von Archard [33]. Nichtlineare Effekte, wie z. B. dem Fressen, können dadurch nicht abgebildet werden. Treten solche Effekte auf, ist von einer großen Abweichung zwischen simulierten und tatsächlichen Reibungszahlen auszugehen. Zukünftig soll daher eine Erweiterung des Modells zur Abbildung nichtlinearer Verschleißarten untersucht werden.

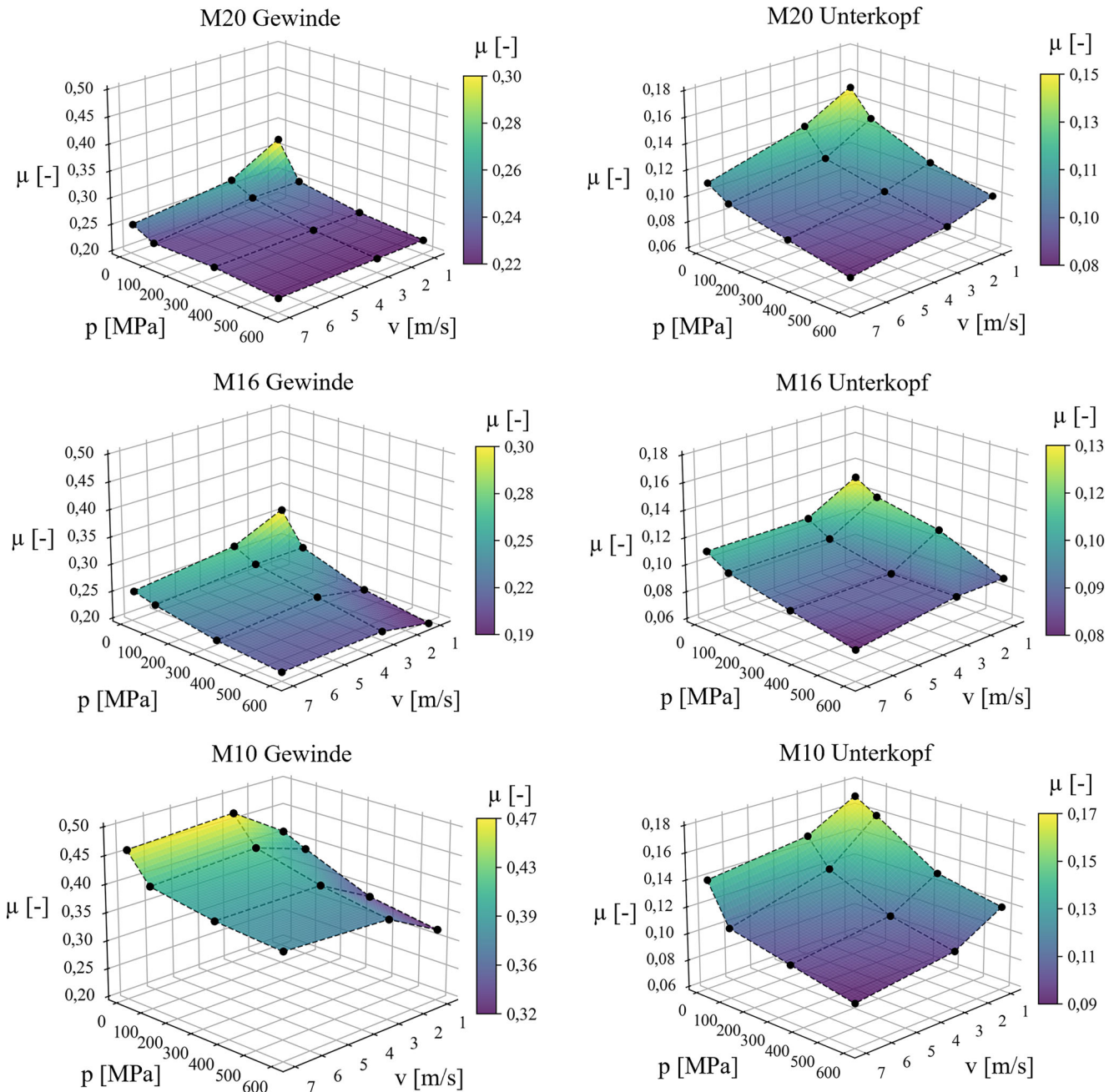


Abb. 13 Aus Reibsimulationen abgeleitete Kennfelder der Reibungszahl μ in Abhängigkeit des Anpressdrucks p und der Gleitgeschwindigkeit v je Schraubengröße und Wirkflächenpaar bei einer überfahrenen Distanz von 1 μm

- *Verwendung einer konstanten kritischen Schubspannung.* Das verwendete Reibgesetz nach Bowden und Tabor [32] unter Verwendung einer konstanten kritischen Schubspannung stellt eine starke Vereinfachung dar. Eine Abhängigkeit der Schubspannung von der Gleitgeschwindigkeit oder auch der Temperatur kann mit diesem Ansatz nicht berücksichtigt werden. Es muss davon ausgegangen werden, dass insbesondere bei größeren Gleitgeschwindigkeiten auch eine entsprechende Tem-

peraturentwicklung vorliegt. Dies könnte daher zu einer Abweichung der in diesem Beitrag berechneten Reibungszahlen von den tatsächlichen Werten führen. Für eine Berücksichtigung dieser Zusammenhänge muss das FE-Modell in Zukunft um eine Kopplung der mechanischen und thermischen Domäne erweitert werden. Hierbei ist jedoch auch eine Steigerung des bereits sehr hohen Rechenaufwands zu erwarten.

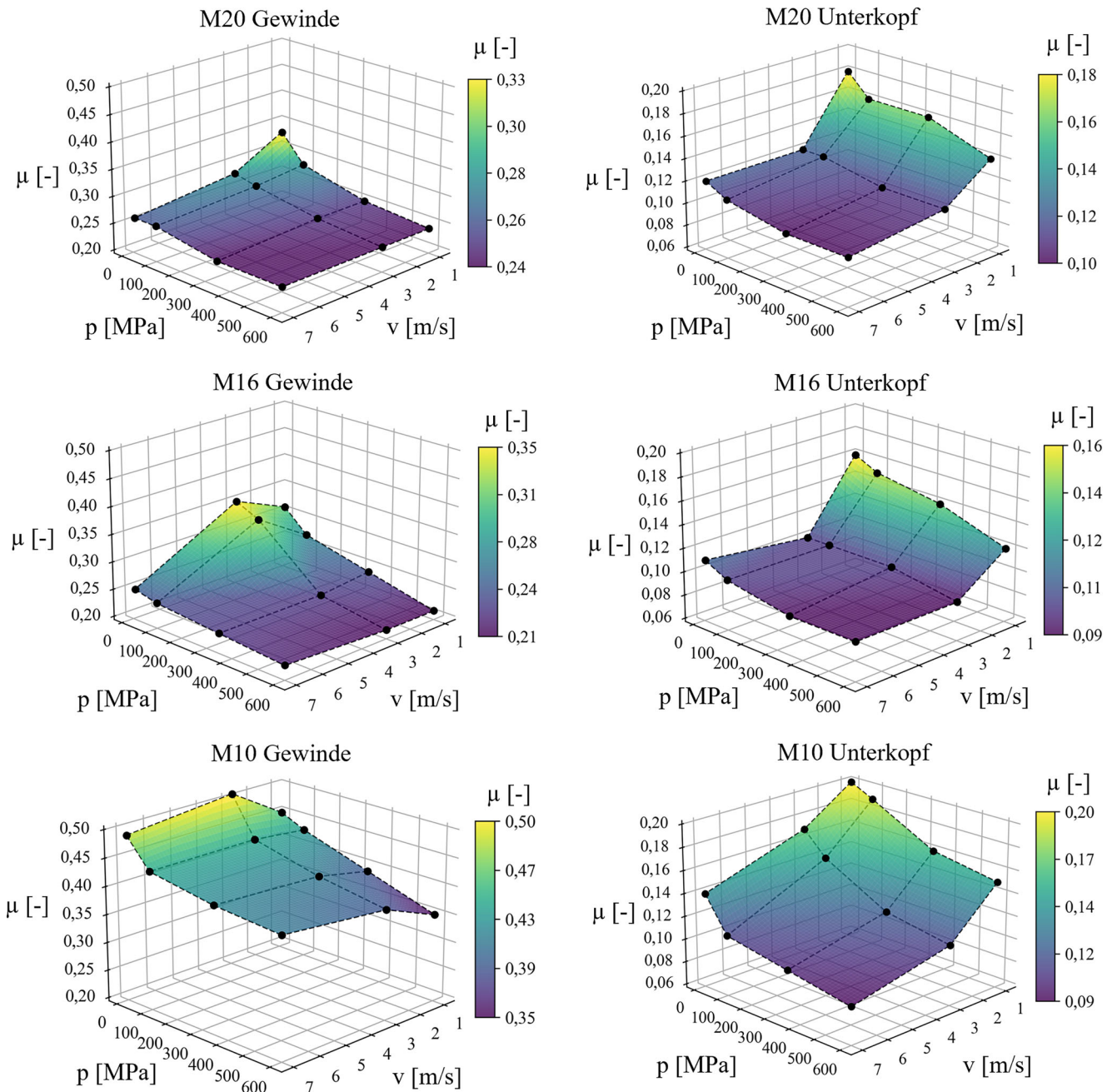


Abb. 14 Aus Reibsimulationen abgeleitete Kennfelder der Reibungszahl μ in Abhängigkeit des Anpressdrucks p und der Gleitgeschwindigkeit v je Schraubengröße und Wirkflächenpaar bei einer überfahrenen Distanz von 5 mm

Wie eingangs erwähnt, handelt es sich bei den simulativ bestimmten Kontaktdrücken und Reibungszahlen um lokale Größen, die nicht direkt mit den Prüfstandversuchen validiert werden können. Im weiteren Forschungsvorhaben werden daher die hier bestimmten Kennfelder in das MKS-Modell integriert und über die am STP ermittelten Vorspannkraftverläufe validiert.

Grundsätzlich kann die hier vorgestellte Vorgehensweise auch für andere diskontinuierliche bzw. kontinuierliche Anziehverfahren verwendet werden, da die Berechnung der

Reibungszahlkennfelder zunächst entkoppelt von dem eigentlichen Anziehprozess erfolgt. Die Kennfelder könnten daher auch zukünftig in weitere MKS-Modelle, die andere Anziehverfahren abbilden, integriert werden. Zu beachten ist, dass eventuell das FE-Modell auf der Makroebene auf die vorliegende Schraubenverbindung angepasst werden muss. Zudem sollten bei einer starken Änderung der Oberfläche, z. B. aufgrund der Verwendung von verzinkten Schrauben, neue Oberflächentopografien gemessen und in die Reibsimulation integriert werden.

Danksagung Dieser Beitrag entstand im Rahmen des Projekts „STMS: Skalenübergreifende tribologische Modelle des Reibkontakts in tangential-schlagend angezogenen Schraubenverbindungen“, gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) – 511570411.

Förderung Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), Award Number: 511570411 | Recipient: Albert Albers, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG), Award Number: 511570411 | Recipient: Sven Matthiesen, Univ.-Prof. Dr.-Ing.

Open Access funding enabled and organized by Projekt DEAL.

Datenverfügbarkeit Alle dieser Arbeit zugrunde liegenden Daten sind auf angemessene Anfrage bei den korrespondierenden Autoren erhältlich.

Einhaltung ethischer Richtlinien

Interessenkonflikt N. Frank, P. Haberkern, S. Knecht, T. Kretschmer, F. Leitenberger, M. Doellken, S. Matthiesen und A. Albers geben an, dass kein Interessenkonflikt besteht.

Open Access Dieser Artikel wird unter der Creative Commons Namensnennung 4.0 International Lizenz veröffentlicht, welche die Nutzung, Vervielfältigung, Bearbeitung, Verbreitung und Wiedergabe in jeglichem Medium und Format erlaubt, sofern Sie den/die ursprünglichen Autor(en) und die Quelle ordnungsgemäß nennen, einen Link zur Creative Commons Lizenz beifügen und angeben, ob Änderungen vorgenommen wurden. Die in diesem Artikel enthaltenen Bilder und sonstiges Drittmaterial unterliegen ebenfalls der genannten Creative Commons Lizenz, sofern sich aus der Abbildungslegende nichts anderes ergibt. Sofern das betreffende Material nicht unter der genannten Creative Commons Lizenz steht und die betreffende Handlung nicht nach gesetzlichen Vorschriften erlaubt ist, ist für die oben aufgeführten Weiterverwendungen des Materials die Einwilligung des jeweiligen Rechteinhabers einzuholen. Weitere Details zur Lizenz entnehmen Sie bitte der Lizenzinformation auf <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/deed.de>.

Literatur

- Sauer B (Hrsg) (2023) Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1. Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-39501-7>
- Kellerman R, Klein H (1955) Untersuchungen über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen. Konstruktion 7:54–68
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e. V. (2015) Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubenverbindungen (VDI 2230 Blatt 1)
- VDI Verein Deutscher Ingenieure e. V. (2024) Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Hinweise zur sicheren Montage von Schraubenverbindungen (VDI 2230 Blatt 3)
- Nassar SA, Sun TS (2007) Surface roughness effect on the torque-tension relationship in threaded fasteners. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology 221:95–103. <https://doi.org/10.1243/13506501JET192>
- Ma J (2020) An Experimental Study on Factors Affecting the Friction Coefficients in Electroplated Bolts. Tribol Trans 63:913–923. <https://doi.org/10.1080/10402004.2020.1778146>
- Zou Q, Sun TS, Nassar SA et al (2007) Effect of Lubrication on Friction and Torque-Tension Relationship in Threaded Fasteners. Tribology Transactions 50:127–136. <https://doi.org/10.1080/10402000601105490>
- Holm A-L, Wegener F, Dörre M et al. (2025) Influence of Humidity on Torque-Preload Characteristics in Bolted Connections. In: The proceedings of the Thirty-Fifth (2025) International Ocean and Polar Engineering Conference, ISOPE-2025, 3480–3487. <https://publica.fraunhofer.de/handle/publica/503096>
- Wettstein A, Kretschmer T, Matthiesen S (2020) Investigation of dynamic friction during impact tightening of bolted joints. Tribol Int 146:106251. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106251>
- Motosh N (1976) Development of Design Charts for Bolts Preloaded up to the Plastic Range. Journal of Engineering for Industry 98:849–851. <https://doi.org/10.1115/1.3439041>
- Zhu L, Hong J, Jiang X (2016) On controlling preload and estimating anti-loosening performance in threaded fasteners based on accurate contact modeling. Tribol Int 95:181–191. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.11.006>
- Ganeshmurthy S, Nassar SA (2014) Finite Element Simulation of Process Control for Bolt Tightening in Joints With Nonparallel Contact. Journal of Manufacturing Science and Engineering. <https://doi.org/10.1115/1.4025830>
- Fernando S, Lee J, Pokharel T et al (2022) Improvements to torque versus tension relationship considering nut dilation effects. Proc Inst Mech Eng C J Mech Eng Sci 236:3578–3594. <https://doi.org/10.1177/09544062211042050>
- Zhang J, Feng J, Li W et al (2024) Improving torque-tension relationship in bolted joints: accurate threaded surface representation and pressure distribution considerations. Mechanics Based Design of Structures and Machines 52:7705–7725. <https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2308648>
- Nassar SA, Barber GC, Zuo D (2005) Bearing Friction Torque in Bolted Joints. Tribology Transactions 48:69–75. <https://doi.org/10.1080/05698190590899967>
- Japing A, Seibel A, Schlattmann J (2015) Modellentwicklung zur Beschreibung von Reibschwingungen bei der Schraubenmontage. Reibung, Schmierung und Verschleiß: Forschung und praktische Anwendungen, Tribologie-Fachtagung 63:1–10
- Tzeng ST, Saibel E (1967) Surface Roughness Effect on Slider Bearing Lubrication. ASLE Transaction 10:334–338
- Fehrenbacher R, Bause K, Ott S et al (2021) Vorkonditionierung trockenlaufender Reibpaarungen für eine stabile Reibfunktion im Feld: Erweiterung der Beurteilung von Vorkonditionierungsprozessen mit Oberflächentopografieuntersuchungen. In: VDI Wissensforum GmbH (Hrsg) Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben. VDI Verlag, Düsseldorf
- Joerger A, Reichert S, Wittig C et al (2021) An Approach for the Transfer of Real Surfaces in Finite Element Simulations. Lubricants 9:77. <https://doi.org/10.3390/lubricants9080077>
- Albers A, Reichert S (2017) On the influence of surface roughness on the wear behavior in the running-in phase in mixed-lubricated contacts with the finite element method. Wear 376–377:1185–1193. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.01.035>
- Joerger A, Spiropoulos I, Dannecker R et al (2021) Multi Scale Modelling of Friction Induced Vibrations at the Example of a Disc Brake System. Appl Mech 2:1037–1056. <https://doi.org/10.3390/applmech2040060>
- Albers A, Haberkern P, Holoch J et al (2022) Strategische Planung des Entwicklungsrisikos gekoppelter CAE-Methoden. Konstruktion 74:72–77. <https://doi.org/10.37544/0720-5953-2022-09-72>
- Leitenberger F, Sängler J, Hemmerich J et al (2025) Multibody Simulation Framework for Human-Machine Interaction in Impact Wrench Fastening: Enabling Reliability and Work-Related Health Risk Assessment. Human Interaction and Emerging Technologies (IHET 2025) 5:57–66. <https://doi.org/10.54941/ahfe1006699>

24. Matthiesen S, Wettstein A, Sturm C (2018) Eine qualitative Untersuchung der Reibungsverhältnisse und des Oberflächenverschleißes in schlagend angezogenen Schraubenverbindungen. In: Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg) Schraubenverbindungen
25. Kretschmer T, Doellken M, Haberkern P et al (2026) Frictional behavior of bolted joints during impact tightening. *Discov Appl Sci* 8:152. <https://doi.org/10.1007/s42452-026-08273-1>
26. VDI Verein Deutscher Ingenieure e.V. (2014) Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Mehrschraubenverbindungen (VDI 2230 Blatt 2)
27. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2022) Verbindungselemente - Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf - Produktklassen A und B (ISO 4017:2022); Deutsche Fassung EN ISO 4017:2022 (DIN EN ISO 4017)
28. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2023) Verbindungselemente - Hohe Sechskantmutter (Typ 2) (ISO 4033:2023); Deutsche Fassung EN ISO 4033:2023 (DIN EN ISO 4033)
29. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2000) Flache Scheiben - Normale Reihe, Produktklasse A (ISO 7089:2000); Deutsche Fassung EN ISO 7089:2000 (DIN EN ISO 7089)
30. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2013) Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl - Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen - Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 898-1:2013 (DIN EN ISO 898-1)
31. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (2023) Verbindungselemente - Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl - Teil 2: Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen (ISO 898-2:2022); Deutsche Fassung EN ISO 898-2:2022 (DIN EN ISO 898-2)
32. Bowden FP, Tabor D (2001) *The Friction and Lubrication of Solids*. Oxford University Press
33. Archard JF (1953) Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics* 24:981–988. <https://doi.org/10.1063/1.1721448>
34. Czichos H, Habig KH (2020) *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-29484-7>
35. Joerger A, Lin TH, Spadinger M et al (2021) Experimentelle Analyse des Reibungsverhaltens graphitgeschmierter Axialkugellager. 62. Tribologie-Fachtagung Reibung, Schmierung und Verschleiß. <https://doi.org/10.5445/IR/1000138836>

Hinweis des Verlags Der Verlag bleibt in Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutsadressen neutral.