

eingereicht/handed in: 09.07.2019
angenommen/accepted: 07.11.2019

M.Sc. Nicholas Ecke¹, Prof. Dr.-Ing. Alois K. Schlarb^{1,2,3}

¹ Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe (CCe), Technische Universität Kaiserslautern (TUK)

² OPTIMAS – Landesforschungszentrum, Technische Universität Kaiserslautern (TUK)

³ Qingdao University of Science & Technology (QUST), Qingdao, China

Temperaturen in einfachen Gleitkontakten numerisch abschätzen

Bei der Verwendung von Kunststoffen in tribologischen Anwendungen hat die aus der Reibungswärme resultierende Temperaturverteilung großen Einfluss auf das Systemverhalten. Gerade die immer kompakteren Bauweisen führen zu höheren spezifischen Lasten und damit zu höheren Temperaturen. Daher ist das Wissen über die Temperaturverteilung in kunststoffbasierten tribologischen Systemen unter unterschiedlichen Lastbedingungen wesentlich für die Auslegung derartiger Systeme. Die Temperaturen in der tribologischen Kontaktfläche sind jedoch messtechnisch nicht zugänglich. Dieser Beitrag beschreibt zwei numerische Ansätze zur Berechnung von Temperaturen in tribologischen Kontakten und vergleicht diese mit gängigen analytischen Methoden. Dabei wird besonderes Augenmerk auf die Ermittlung geeigneter Randbedingungen für die Finite-Elemente-Modelle gelegt. Damit soll dem Prüfenieur ein Hilfsmittel zur Bestimmung der mittleren Temperaturen in der Gleitebene unter vorgegebenen Betriebsbedingungen an die Hand gegeben werden. Gleichzeitig soll dem Wissenschaftler die Möglichkeit eröffnet werden, Simulationen mit prädiktiver Zielsetzung durchzuführen.

Numerical estimation of temperatures in simple sliding contacts

The performance of polymer-based materials in tribological applications is strongly influenced by the increase in temperature due to frictional heat. Therefore, detailed knowledge regarding the temperature distribution is crucial in the design of polymer-based tribological systems. However, a measurement of temperatures in the tribological interface is not feasible. This article describes two numerical approaches for calculating contact temperatures. The results are compared to those obtained by common analytical methods. Particular attention was focused on determining suitable boundary conditions for the finite element models.

Temperaturen in einfachen Gleitkontakten numerisch abschätzen

N. Ecke, A. K. Schlarb

1 EINFÜHRUNG

Aufgrund ihres vorteilhaften Eigenschaftsprofils werden Kunststoffe in zunehmendem Umfang in tribologischen Anwendungen, beispielsweise als Gleitlagerwerkstoff oder in Form von Zahnrädern, eingesetzt. Aus Gründen der Material- und Energieeffizienz nimmt dabei die Kompaktheit der Baugruppen stetig zu, welche somit höhere spezifische Belastungen ertragen müssen. Um dies zu ermöglichen, werden die eingesetzten Kunststoffe mit Verstärkungsstoffen, internen Schmiermitteln und synergetisch wirkenden Funktionszusätzen auf die tribologischen Beanspruchungen angepasst. Die Auswirkungen diverser gebräuchlicher Füll- und Verstärkungsstoffe auf die tribologischen Eigenschaften von Kunststoffcompounds sind in der Literatur ausführlich beschrieben [1-12].

Im trockenen tribologischen Kontakt wird kinetische Energie durch verschiedene Mechanismen der Festkörperreibung dissipiert. Unter der vereinfachenden Annahme, dass die Reibleistung vollständig in Wärme umgesetzt wird [13-14], ergibt sich die freigesetzte Wärmestromdichte

$$\dot{q}_R = \mu \cdot p \cdot v \quad (1)$$

als Produkt aus dem Reibungskoeffizienten μ , der Flächenpressung p und der Gleitgeschwindigkeit v . Die Reibungswärme wird durch die beiden Reibkörper geleitet und schließlich konvektiv an die Umgebungsluft abgegeben sowie konduktiv über angrenzende Teile in kältere Bereiche abgeführt.

Die aus diesen Vorgängen resultierende Temperaturverteilung, insbesondere in der tribologischen Kontaktfläche, übt einen maßgeblichen Einfluss auf das tribologische Verhalten des Systems aus. So können aufgrund von Temperaturgradienten innerhalb der gleichen Kontaktfläche unterschiedliche Reibungs- und Verschleißmechanismen vorliegen. Ein Beispiel hierfür zeigt Bild 1: Während die Riefen in den kühleren Randbereichen der Kontaktfläche auf abrasive Vorgänge hindeuten, sind im wärmeren Zentrum Schuppen zu erkennen, welche typischerweise durch Adhäsion verursacht werden. Darüber hinaus ist auch die makroskopische Temperaturverteilung relevant, beispielsweise für die Auslegung von Kunststoffzahnradern. Auslegungskriterien wie Zahndeformationen und Zahnfußfestigkeit sind abhängig von den jeweils vorliegenden lokalen Temperaturen.



Bild 1: Kontaktfläche eines PEEK-Grundkörpers nach beendetem Stift-Scheibe-Triboversuch

Gerade die Kontakttemperaturen sind jedoch messtechnisch nicht zugänglich und müssen daher mithilfe geeigneter Berechnungsverfahren aus dem Wärmehaushalt abgeleitet werden. Hierfür etabliert und leicht zugänglich sind analytische Ansätze. Ein Vergleich mehrerer gebräuchlicher analytischer Modelle findet sich in [15]. Aus der relativen Einfachheit dieser Modelle resultieren jedoch mehrere Nachteile. So wird ihre Vorhersagegenauigkeit durch die notwendigen Vereinfachungen eingeschränkt. Auch weichen die Ergebnisse der einzelnen Modelle aufgrund der unterschiedlichen zugrundeliegenden Annahmen erheblich voneinander ab. Außerdem ist das Ergebnis der Berechnungen in der Regel ein einzelner Wert, beispielsweise eine mittlere Kontakttemperatur oder die Temperatur an einem einzelnen Punkt der Kontaktfläche.

Für ein tiefgehendes Systemverständnis ist aus den oben genannten Gründen die Kenntnis der räumlichen Temperaturverteilung erforderlich. Deren Berechnung kann durch thermische Simulationen erfolgen. In der Literatur sind mehrere Ansätze zur numerischen Berechnung von Temperaturfeldern in kunststoffbasierten tribologischen Systemen beschrieben. So stellen Kónya et al. [16], Kennedy et al. [17] und Flöck [18] Modelle vor, die den Stift-Scheibe-Versuchsaufbau nachbilden. Dabei betrachten Kónya und Flöck die Werkstoffpaarung PEEK/Stahl, Kennedy hingegen UHMWPE/Stahl sowie UHMWPE/Zirkonium. Daubner et al. [19] untersuchten den Wärmehaushalt an einem Fluorelastomer-Radialwellendichtring. Allen erwähnten Arbeiten ist gemein, dass die Aufteilung der Reibungswärme zwischen den beiden Gleitpartnern einen zentralen Aspekt der Modellbildung darstellt. Diese ergibt sich aus der Systemgeometrie sowie den verwendeten Werkstoffen und kann durch einen Wärmeverteilungsfaktor k mit $0 < k < 1$ abgebildet werden, sodass die Reibungswärme in den Kunststoffkörper mit einer Wärmestromdichte von

$$\dot{q}_1 = k \cdot \mu \cdot p \cdot v \quad (2)$$

eintritt. Für den metallischen Gegenkörper ergibt sich dann

$$\dot{q}_2 = (1 - k) \cdot \mu \cdot p \cdot v. \quad (3)$$

Kónya, Kennedy und Daubner nutzen analytische Ansätze zur Ermittlung des Wärmeverteilungsfaktors. Da in der Literatur zahlreiche analytische Methoden für diesen Zweck beschrieben sind [20-25], deren Ergebnisse teils erheblich

voneinander abweichen, stellt die Identifikation geeigneter Ansätze für ein gegebenes System eine Herausforderung dar. Flöck führt hingegen jeweils getrennte Berechnungen für die beiden Körper durch und nimmt für \dot{q}_1 bzw. \dot{q}_2 jeweils den Wert 1 an, was in einer Überschätzung der in das System eingebrachten Wärmemengen resultiert. Aufgrund dieser Unsicherheiten im Zusammenhang mit der Wärmeaufteilung werden im Folgenden am Beispiel einer Stift-Scheibe-Prüfvorrichtung zwei Strategien für die thermische Simulation kunststoffbasierter tribologischer Systeme vorgestellt, die kein a-priori-Wissen hinsichtlich der Wärmeaufteilung erfordern.

2 MATERIAL UND METHODEN

2.1 Werkstoffe und Herstellung

Mehrere unterschiedlich gefüllte Kunststoffe wurden auf einem Doppelschneckenextruder (TSK-N030/40D, Theysohn Extrusionstechnik GmbH, Salzgitter) compoundingiert. Die Compoundzusammensetzung wurde so variiert, dass die resultierenden Compounds unterschiedliche thermische Leitfähigkeiten aufweisen. Als Matrixkunststoff wurde Polyetheretherketon (Vestakeep 2000G, Evonik Industries AG, Marl) eingesetzt. Dieses wurde sowohl ungefüllt (PEEK-A) als auch mit unterschiedlichen Füllstoffen, wie Kohlenstofffasern, Graphit, Titandioxid und Zinksulfid gefüllt (PEEK-B) verwendet. Darüber hinaus wurde es auch in einer Variante untersucht, die ausschließlich mit Kohlenstofffasern verstärkt ist (PEEK-C). Die Granulate wurden mittels einer Spritzgießmaschine (Arburg Allrounder 420 C, ARBURG GmbH + Co KG, Loßburg) zu Platten mit 50 x 50 x 4 mm³ verarbeitet. Dabei kam ein Zweikavitätenwerkzeug mit Bandanguss zum Einsatz. Aus den Platten wurden Proben zur Messung charakteristischer mechanischer und thermischer Kennwerte sowie tribologische Prüfstifte mit 4 x 4 x 10 mm³ an diversen Positionen sowohl in als auch senkrecht zur Spritzrichtung spanend entnommen. Tabelle 1 zeigt die Verarbeitungsdaten bei der Herstellung der Werkstoffe.

Compoundierung	n_s , 1/min	T_{Z1} , °C	T_{Z2} , °C	T_{Z3} , °C	T_{Z4} , °C	$T_{Z5}-T_{Z10}$, °C
PEEK und PEEK-Komposite	165	380	385	390	390	390
Spritzgießen	T_{WZ} , °C	T_{Z1} , °C	T_{Z2} , °C	T_{Z3} , °C	T_{Z4} , °C	T_{Z5} , °C
PEEK und PEEK-Komposite	180	370	380	382	383	380

Tabelle 1: Prozessparameter bei der Verarbeitung der Werkstoffe

2.2 Tribologische Untersuchungen

Die tribologischen Untersuchungen wurden auf einem Stift-Scheibe-Tribometer (Eigenbau auf Basis eines Gestells der Wazau GmbH, Berlin) durchgeführt. Dabei wird ein Kunststoff-Prüfstift (Grundkörper) mit $4 \times 4 \times 10 \text{ mm}^3$ gegen eine rotierende Axiallagerscheibe aus 100Cr6 (Gegenkörper) gedrückt. Bild 2 zeigt den Versuchsaufbau.

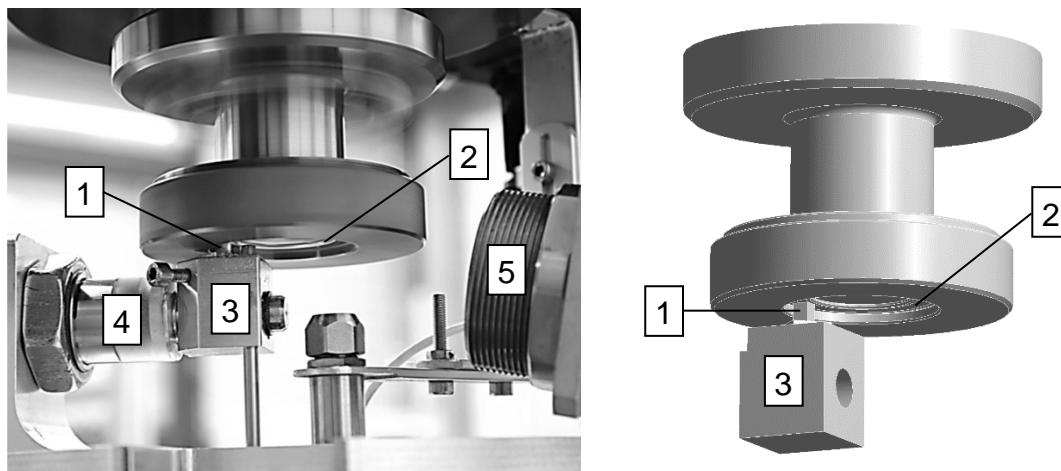


Bild 2: Stift-Scheibe-Tribometer, fotografische und schematische Darstellung (1: Stift; 2: Scheibe; 3: Probenhalter; 4: Kraftaufnehmer; 5: Temperatursensor)

Der Mittenrauwert der Scheibe lag bei $R_a = 0,2 \mu\text{m}$, die gemittelte Rautiefe bei $R_z = 1,8 \mu\text{m}$. Geprüft wurden pro Werkstoff mindestens drei Proben bei trockener Reibung unter Standardbedingungen (Flächenpressung $p = 1 \text{ MPa}$, Gleitgeschwindigkeit $v = 1 \text{ m/s}$) sowie bei p - v -Produkten von $4 \text{ MPa}\cdot\text{ms}^{-1}$ ($p = 1 \text{ MPa}$ und $v = 4 \text{ m/s}$), $5 \text{ MPa}\cdot\text{ms}^{-1}$ ($p = 5 \text{ MPa}$ und $v = 1 \text{ m/s}$) und $6 \text{ MPa}\cdot\text{ms}^{-1}$ ($p = 3 \text{ MPa}$ und $v = 2 \text{ m/s}$).

Ergänzend wurden Versuche auf einem Block-auf-Ring-Tribometer durchgeführt, um eine Datengrundlage für die Übertragung der Simulationsstrategien auf ein zweites tribologisches System zu gewinnen. Die Grundkörpergeometrie sowie die Lastkombinationen wurden dabei identisch zu den Stift-Scheibe-Versuchen gewählt. Bei den Gegenkörper handelte es sich hier um Wälzlagerinnenringe aus 100Cr6 mit einem Mittenrauwert von $R_a = 0,2 \mu\text{m}$ und einer gemittelten Rautiefe von $R_z = 1,7 \mu\text{m}$. Da das Block-auf-Ring-Tribometer über vier Prüfstellen verfügt (Bild 3), wurden vier Proben pro Werkstoff und p - v -Produkt geprüft.

Zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten wurde die Reibungskraft versuchsparallel gemessen und der Reibungskoeffizient als Quotient aus dem Mittelwert der Reibungskraft F_R in der stationären Phase und der Normalkraft F_N berechnet. Die Oberflächentemperatur des Kunststoff-Stiftes wurde an einem Messpunkt $1,5 \text{ mm}$ oberhalb der Kontaktfläche mit Hilfe eines Pyrometers gemessen. Bei den Versuchen mit dem Werkstoff PEEK-C wurden zusätzlich Wärmebild-

aufnahmen des Prüfstands aufgezeichnet. Der Emissionsgrad der Stifte wurde zuvor durch Referenzmessungen bei 100 °C bestimmt. Er beträgt für alle drei betrachteten Kunststoffe 0,97.

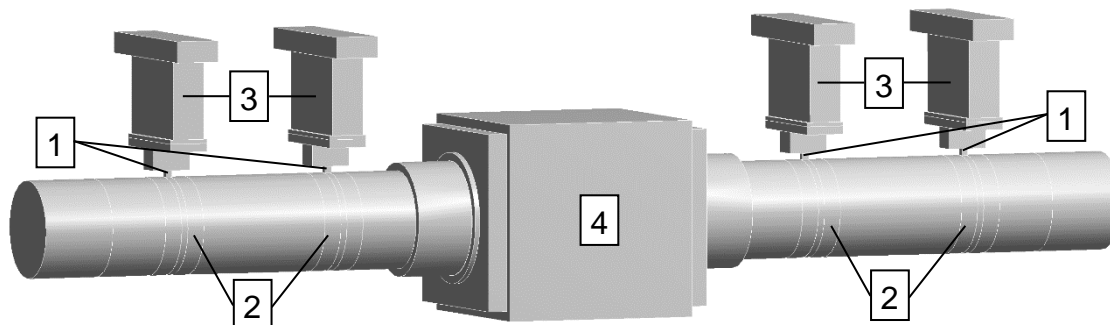


Bild 3: Block-auf-Ring-Tribometer, schematische Darstellung (1: Block; 2: Ring; 3: Kraftaufnehmer; 4: Getriebe)

2.3 MODELLBILDUNG UND SIMULATION

2.3.1 Modell des isolierten Grundkörpers

Eine Möglichkeit der Modellierung des Stift-Scheibe-Prüfstands besteht darin, den Kunststoffgrundkörper isoliert zu betrachten. An seinen Außenflächen müssen geeignete Randbedingungen definiert werden, um die Wärmez- und -abflüsse zu beschreiben, Bild 4.

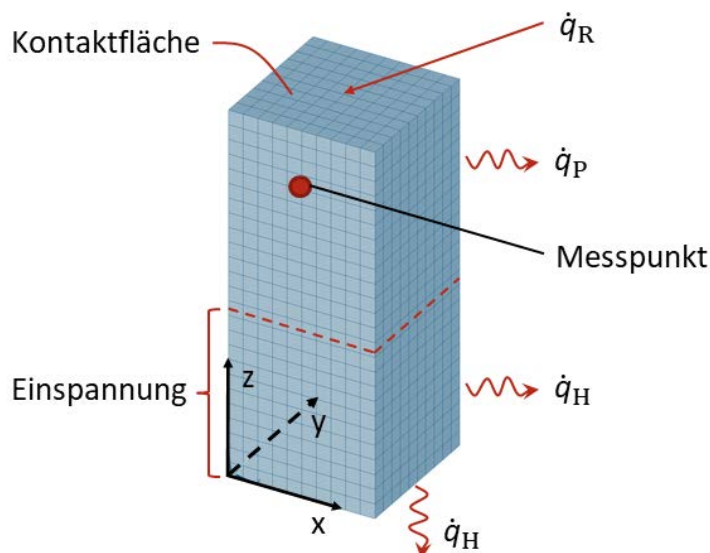


Bild 4: Modell des isolierten Grundkörpers mit Randbedingungen

Das Modell wurde in ANSYS Mechanical erstellt. Die Vernetzung erfolgte hexaedrisch mit SOLID90-Elementen. Dabei handelt es sich um rein thermische Elemente mit je 20 Knoten. Als Elementkantenlänge wurden 0,4 mm gewählt,

da eine Konvergenzstudie nahelegt, dass eine weitere Verkleinerung zu keiner erheblichen Auswirkung auf das Ergebnis führt, Bild 5.

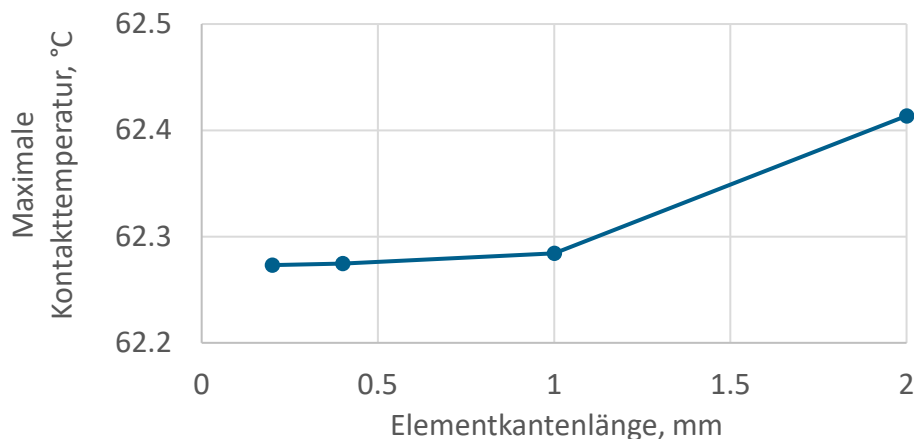


Bild 5: Auswirkung der Elementkantenlänge auf die berechnete maximale Kontakttemperatur am Beispiel von PEEK-B bei 1 MPa und 4 m/s

Innerhalb des Grundkörpers wird die Wärme konduktiv transportiert. Die Wärmestromdichte bei Wärmeleitung infolge eines Temperaturgefälles ΔT wird durch die Gleichung

$$\dot{q}_{\text{kond}} = \lambda \cdot \Delta T \quad (4)$$

mit der Wärmeleitfähigkeit λ beschrieben. Vom Hersteller von PEEK-A wurden den Autoren temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeitsdaten zur Verfügung gestellt. Die Wärmeleitfähigkeiten von PEEK-B und PEEK-C wurden anhand der Mischungsregel von Lewis und Nielsen [26] unter der Annahme einer isotropen Faserverteilung ebenfalls temperaturabhängig abgeschätzt. Im Falle von PEEK-B wurden die Eigenschaften der unterschiedlichen Füllstoffe nacheinander durch kaskadenartige Anwendung der Mischungsregel mit den Matrixeigenschaften verrechnet, beginnend mit den kleinsten Partikeln. Bei Raumtemperatur ergeben sich Werte von $0,24 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ für PEEK-A, $0,67 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ für PEEK-B und $0,4 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ für PEEK-C.

An den nicht eingespannten Bereichen der Grundkörperoberfläche wird die Wärme an die Umgebungsluft abgegeben und über Strömungsvorgänge fortgetragen. Beim Wärmeübergang an die Luft ergibt sich die Wärmestromdichte

$$\dot{q}_p = h \cdot \Delta T \quad (5)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h kann dabei in Abhängigkeit von der Nusselt-Zahl Nu und einer charakteristischen Länge l ausgedrückt werden:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad (6)$$

Bei der Modellierung des Stift-Scheibe-Tribometers tritt Zwangskonvektion auf, da die Rotation von Scheibe und Antriebswelle die Umgebungsluft in eine

Schleppströmung versetzt. Dies führt zu einem konvektiven Wärmeübergang an den Seitenflächen des Grundkörpers. Die Nußelt-Zahl für Zwangskonvektion an umströmten Profilen kann nach Gnielinski [27] durch Überlagerung eines laminaren und turbulenten Ansatzes gemäß der Korrelation

$$Nu_{ges} = 0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (7)$$

berechnet werden. Die laminaren und turbulenten Anteile ergeben sich aus

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (8)$$

und

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

mit der Reynoldszahl Re und der Prandtlzahl Pr . Für ein Rechteckprofil ist dabei als charakteristische Länge die Summe der beiden Kantenlängen anzunehmen. Im Falle des Prüfstifts mit einer Querschnittsfläche von $4 \times 4 \text{ mm}^2$ ergibt sich demnach eine charakteristische Länge von 8 mm. Einschränkend ist anzumerken, dass der Ansatz von Gnielinski von einer Anströmung mit einheitlicher Geschwindigkeit ausgeht. Diese liegt auf dem tribologischen Prüfstand nicht vor, da die Geschwindigkeit der Schleppströmung mit zunehmendem Abstand von der Scheibe abnimmt. Um die Anwendbarkeit der Gleichungen von Gnielinski auf diesen Fall zu prüfen, wurden vorab Simulationen des Wärmeübergangs vom Grundkörper an die strömende Luft mit Ansys AIM durchgeführt, Bild 6. Dazu wurde ein Grundkörper modelliert, der sich in einem durchströmten Kanal befindet, welcher die gleiche Länge aufweist wie die Laufbahn der Scheibe. Eine Seite des Kanals bewegt sich mit der Gleitgeschwindigkeit, sodass eine Schleppströmung entsteht. Der Ein- und Auslauf des Kanals sind mit periodischen Randbedingungen versehen, sodass die Turbulenzen, die sich auf der stromabwärts gelegenen Seite des Grundkörpers befinden, einen Einfluss auf die Anströmung ausüben können.

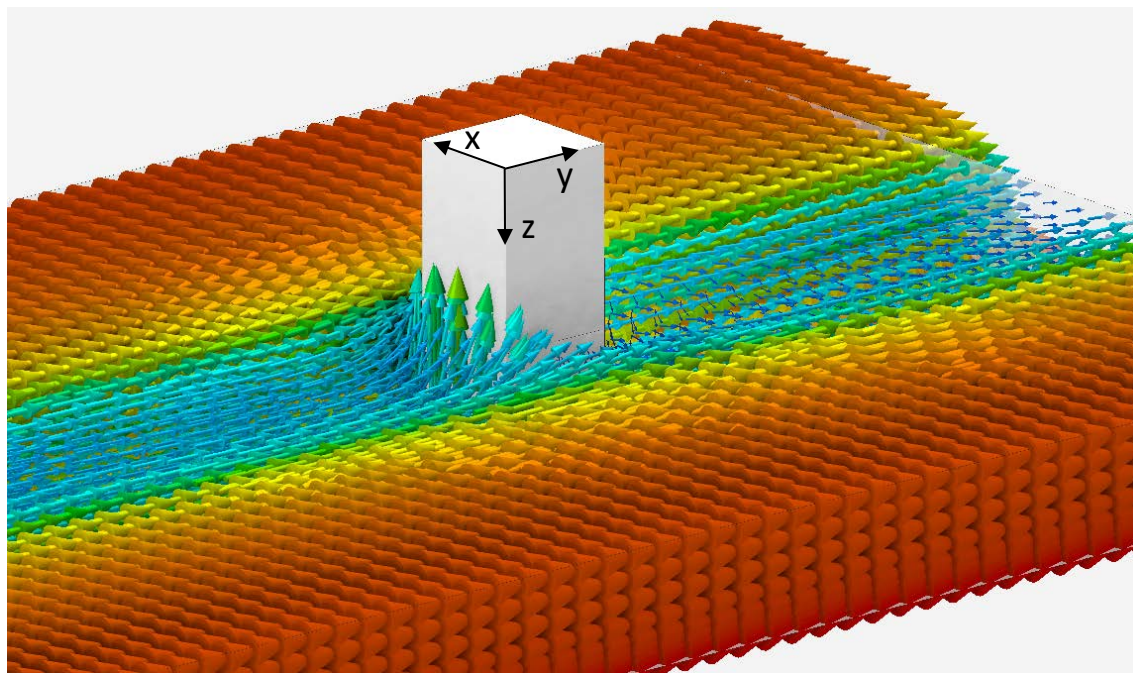


Bild 6: Simulation des Wärmeübergangs am Stift. Die Anströmung des Stiftes erfolgt von links unten.

Die Wärmeübergangskoeffizienten aus der Berechnung nach Gnielinski (h_{ges} , $h_{\text{lam},1}$) sowie aus der Simulation (h_{sim}) sind in Tabelle 2 gegenübergestellt. Dabei sind auch Ergebnisse aufgeführt, die aus der ausschließlichen Betrachtung der laminaren Anteile der Gnielinski-Gleichungen resultieren. Es wird ersichtlich, dass mit dem Ansatz von Gnielinski die Wärmeübertragung systematisch überschätzt wird, insbesondere bei höheren Geschwindigkeiten. Eine deutliche Verbesserung der analytischen Abschätzung wird erreicht, indem nur der laminare Anteil berücksichtigt wird, sodass auf diese Weise eine Ermittlung der Wärmeübergangskoeffizienten auch durchgeführt werden kann, ohne notwendigerweise vorab Strömungssimulationen durchzuführen. Die Werte aus dem laminaren Gnielinski-Ansatz werden im Folgenden verwendet.

$v, \text{m/s}$	$h_{\text{sim}}, \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$h_{\text{ges}}, \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$h_{\text{lam}}, \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
1	43,3	48,6	43,9
2	60,2	70,1	62,1
4	82,7	103	87,8

Tabelle 2: Koeffizienten für den Wärmeübergang am Stift, berechnet nach dem Ansatz von Gnielinski und durch Simulationen

Neben dem Wärmeübergang an die Umgebungsluft muss auch die Wärmeleitung aus dem Grundkörper in den Probenhalter \dot{q}_H berücksichtigt werden. Da die Halterung im Modell nicht explizit dargestellt ist, wird sie auf einen Wärmeübergang reduziert. Aus Vorversuchen ist bekannt, dass der Probenhalter jenseits des Kraftaufnehmers näherungsweise die Umgebungstemperatur T_∞ auf-

weist. Die Bauteile von den Klemmbacken unmittelbar am Grundkörper bis zum Kraftaufnehmer lassen sich als eine Serie von thermischen Widerständen

$$R = \frac{l}{\lambda \cdot A_R} \quad (10)$$

mit der Länge l und dem Querschnitt A_R auffassen. Der Gesamtwiderstand R_{ges} der Reihenschaltung kann durch Addieren der Einzelwiderstände berechnet werden. Dieser kann dann anhand der Kontaktfläche zwischen Grundkörper und Halterung A_H in einen Wärmeübergangskoeffizienten überführt werden.

$$\dot{q}_H = \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_H} \cdot \Delta T \quad (11)$$

Für die vorliegende Einspannsituation ergibt sich ein Wärmeübergangskoeffizient von $212,8 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$. Der Rechenweg ist in Anhang A skizziert.

Der Wärmestrom infolge von Strahlung ist proportional zur vierten Potenz der Temperatur und ist daher besonders bei hohen Oberflächentemperaturen von Bedeutung. Aufgrund der moderaten Oberflächentemperaturen des Stift-Scheibe-Prüfstands und hohen Rotationsgeschwindigkeiten dominieren konvektiver und konduktiver Wärmetransport. Wärmestrahlung wird daher im Folgenden vernachlässigt.

Da die Wärmestromdichte \dot{q}_1 , wie in Abschnitt 1 erläutert, nicht anhand eines zuvor abgeschätzten Wärmeaufteilungsfaktors bestimmt werden soll, wird eine iterative Optimierung vorgenommen: Zu Beginn der Simulation wird ein Schätzwert für \dot{q}_1 eingesetzt und die resultierende Temperaturverteilung im Grundkörper berechnet. Anschließend wird die Temperatur am Messpunkt (vgl. Bild 4) mit der im Experiment gemessenen Temperatur verglichen. Sofern eine Abweichung vorliegt, wird \dot{q}_1 so lange systematisch variiert, bis die Temperatur am Messpunkt in Experiment und Simulation übereinstimmt.

2.3.2 Integralmodell

Das zuvor beschriebene Modell des isolierten Grundkörpers benötigt zwingend mindestens eine gemessene Temperatur, um die iterative Anpassung zu ermöglichen. Eine andere mögliche Herangehensweise an die Modellierung besteht darin, die den Grundkörper umgebenden Prüfstandsteile im Modell abzubilden, Bild 7. In diesem Fall kann die gesamte Reibungswärme \dot{q}_R als Randbedingung aufgebracht werden, da sich die Wärmeaufteilung aus den geometrischen Begebenheiten ergibt. Eine Temperaturmessung ist für die Durchführung der Simulation dann nicht mehr erforderlich, kann aber gegebenenfalls zur Validierung herangezogen werden.

Da im Integralmodell auch ein Teil der rotierenden Welle enthalten ist, muss der Wärmeübergang infolge erzwungener Konvektion an der Welle \dot{q}_W ebenfalls in Form von Randbedingungen abgebildet werden. In der Literatur sind diverse Nußelt-Korrelationen für den Wärmeübergang an rotierenden Wellen beschrieben [28-31]. Um diese hinsichtlich ihrer Eignung zu evaluieren, wurde die mit

einer Wärmebildkamera erfasste Temperatur des oberen Wellenabsatzes mit der simulierten Temperatur abgeglichen. Da die resultierenden Temperaturen durchweg zu hoch, die Nußelt-Zahlen demnach zu niedrig waren, wurde eine angepasste Nußelt-Korrelation

$$Nu = 1,1Re^{0,5} \quad (12)$$

erarbeitet, welche die Abweichungen zwischen Experiment und Simulation minimiert. Einen Vergleich mit den Korrelationen aus der Literatur gibt Tabelle 3.

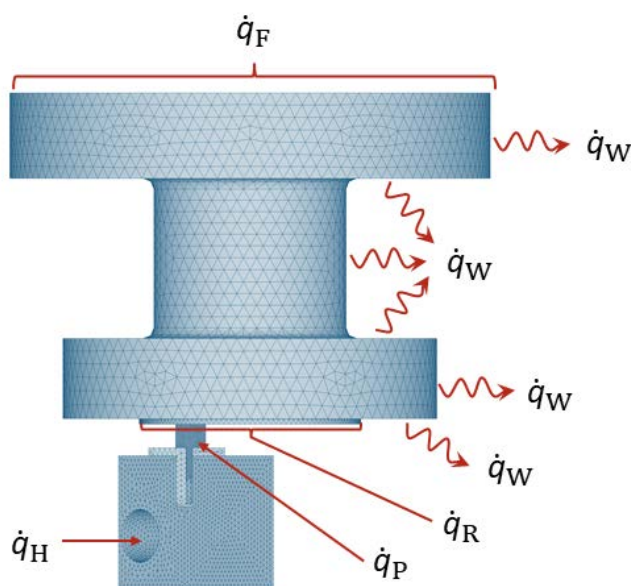


Bild 7: Integralmodell des Stift-Scheibe-Prüfstands mit Randbedingungen

Kays [28]	$Nu = 0,095Re^{0,66}$
Becker [29]	$Nu = 0,133Re^{2/3}Pr^{1/3}$
Kendoush [30]	$Nu = 0,6366(RePr)^{0,5}$
Özerdem [31]	$Nu = 0,318Re^{0,571}$
Stift-Scheibe angepasst	$Nu = 1,1Re^{0,5}$

Tabelle 3: Nußelt-Korrelationen für den Wärmeübergang an einer rotierenden Welle

Da die Randbedingung für die Wärmeleitung in den Probenhalter \dot{q}_H im Integralmodell nicht mehr unmittelbar am Stift anliegt, sondern an der Bohrung für den Kraftaufnehmer, müssen in den Gleichungen (10) und (11) entsprechend angepasste Werte eingesetzt werden. Es resultiert ein Wärmeübergangskoeffizient von $25,5 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ (vgl. Anhang A).

Ein ebenfalls auf Ersatzwiderständen basierender Wärmeübergangskoeffizient \dot{q}_F wird für die Flanschfläche auf der Oberseite des modellierten Wellenstücks ermittelt. Oberhalb dieser Fläche ist die Welle gelagert und der Lagersitz mit den sich anschließenden Gehäuseteilen stellt eine Wärmesenke dar. Gemäß

der Berechnung in Anhang B beträgt der resultierende Wärmeübergangskoeffizient für die vorliegende Konstruktion $25 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

Um die Rechenzeiten kurz zu halten, werden in der vorliegenden Untersuchung ausschließlich stationäre Simulationen durchgeführt. Die Rotation der Welle, einschließlich der Scheibe, ist somit in der Simulation nicht abgebildet. Ohne weitere Maßnahmen würde dies zu einem Wärmestau im Bereich der Kontaktfläche führen, da der erwärmte Bereich des Gegenkörpers nicht aus dem Kontakt herausbewegt wird. Die Kontakttemperaturen würden somit systematisch überschätzt. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, wird die Reibungswärme nur zu einem Anteil p_K in die Kontaktfläche eingeleitet. Der übrige Wärmestrom wird auf den außerhalb der Kontaktfläche befindlichen Teil der Laufbahn auf der Scheibe verteilt. Die Anteile wurden so angepasst, dass möglichst kleine Abweichungen zwischen den experimentell und numerisch bestimmten Temperaturen am Messpunkt auftreten. Tabelle 4 zeigt die resultierenden geschwindigkeitsabhängigen Werte.

$v, \text{ m/s}$	$p_K, \%$	$1 - p_K, \%$
1	40	60
2	40	60
4	65	35

Tabelle 4: Anteile der in die Kontaktfläche und die übrige Lauffläche eingeleiteten Wärmemenge

Die Vernetzung des Stiftes sowie der Laufbahn auf der Scheibe erfolgten mit der in Abschnitt 3.1 ermittelten Elementkantenlänge von 0,4 mm. Für die Klemmbacken und die Scheibe wurde eine Kantenlänge von 1 mm, für den Probenhalter und die Unterseite der Welle 1,5 mm verwendet. Die übrigen Bereiche der Welle wurden mit 3 mm vernetzt, um die Rechenzeiten gering zu halten. Zur Vernetzung wurden ausschließlich rein thermische Elementtypen (SOLID87, SOLID90, SOLID152) eingesetzt.

3 ERGEBNISSE

3.1 Resultate der tribologischen Untersuchungen

Die experimentell ermittelten Reibungskoeffizienten der drei Werkstoffe bei vier p-v-Kombinationen sowie die dazugehörigen Temperaturen am Messpunkt (T_{MP}) sind in Tabelle 5 aufgeführt. Es ist zu erkennen, dass das mit verschiedenen Füllstoffen tribologisch optimierte PEEK-B insbesondere unter hoher Belastung geringe Reibungskoeffizienten und niedrigere Temperaturen aufweist. Die mit PEEK-C erzielten Reibungskoeffizienten liegen, mit Ausnahme der Lastkombination 3 MPa und 2 m/s niedriger als die des ungefüllten PEEK-A, sind

jedoch bei allen Lastkombinationen höher als diejenigen von PEEK-B. Auch hinsichtlich der resultierenden Temperaturen liegt PEEK-C zwischen den beiden anderen Werkstoffen. Lediglich unter Standardbedingungen weist PEEK-C die niedrigste gemessene Temperatur auf.

		PEEK-A	PEEK-B	PEEK-C
p = 1 MPa, v = 1 m/s				
μ	-	0,43 ± 0,02	0,35 ± 0,05	0,36 ± 0,05
T_{MP}	°C	32,6 ± 3,9	31,1 ± 2,5	29,3 ± 2,8
p = 1 MPa, v = 4 m/s				
μ	-	0,42 ± 0,03	0,27 ± 0,02	0,34 ± 0,02
T_{MP}	°C	60,6 ± 1	43,9 ± 3,9	51,8 ± 4,5
p = 5 MPa, v = 1 m/s				
μ	-	0,39 ± 0,01	0,24 ± 0,04	0,35 ± 0,04
T_{MP}	°C	87,6 ± 4,4	55,5 ± 3,7	63,6 ± 6
p = 3 MPa, v = 2 m/s				
μ	-	0,45 ± 0,01	0,28 ± 0,02	0,46 ± 0,05
T_{MP}	°C	81,4 ± 5,5	50,8 ± 3,6	72,9 ± 2,7

Tabelle 5: Reibungskoeffizienten und gemessene Temperaturen

3.2 Resultate der Simulationen

Die mittleren, minimalen und maximalen Kontakttemperaturen, welche mit dem Modell des isolierten Grundkörpers abgeschätzt wurden, sind in Tabelle 6 den Ergebnissen aus der Simulation mit dem Integralmodell gegenübergestellt. Es ist ersichtlich, dass die Temperaturen in der Kontaktfläche deutlich oberhalb der optisch gemessenen Temperaturen liegen. Dieser Unterschied ist insbesondere bei hohen Lasten und niedriger Wärmeleitfähigkeit der Compounds besonders ausgeprägt. Der Unterschied zwischen minimaler und maximaler Temperatur innerhalb der Kontaktfläche sinkt mit zunehmender thermischer Leitfähigkeit des verwendeten Kunststoffes, welche den Temperatursausgleich innerhalb des Grundkörpers begünstigt.

	T_{ave} isoliert °C	T_{ave} integral °C	T_{min} isoliert °C	T_{min} integral °C	T_{max} isoliert °C	T_{max} integral °C
p = 1 MPa, v = 1 m/s						
PEEK-A	41,6	39,4	38,6	35,4	43,4	41,8
PEEK-B	35,3	36,5	34,5	33,3	35,8	38,4
PEEK-C	33,6	36,6	32,5	33,4	34,3	38,6
p = 1 MPa, v = 4 m/s						
PEEK-A	115,8	95,2	91,3	70,4	131,3	110,1
PEEK-B	59,6	68,3	55,1	53	62,4	77,4
PEEK-C	81,6	80,7	70,9	61	88,3	92,5
p = 5 MPa, v = 1 m/s						
PEEK-A	146,4	98,1	127,2	79,8	158,2	109
PEEK-B	72,2	68,2	68,9	57,4	74,2	74,6
PEEK-C	91	89,4	84	73,4	95,4	98,8
p = 3 MPa, v = 2 m/s						
PEEK-A	148,1	115,1	122,6	90	163,7	129,9
PEEK-B	67,9	81,1	63,8	65,6	70,4	90,2
PEEK-C	114	116,9	101,5	91,5	121,7	131,8

Tabelle 6: Kontakttemperaturen aus Simulationen mit isoliertem Grundkörper im Vergleich mit solchen aus dem Integralmodell.

Für die Werkstoffe PEEK-B und PEEK-C liegen die mittleren Kontakttemperaturen aus beiden Modellen in der Regel nah beieinander. Die Differenz zwischen minimaler und maximaler Kontakttemperatur ist jedoch bei der Berechnung mit dem Integralmodell größer. Dieser Effekt kann auf die zusätzliche Berücksichtigung der Temperaturverteilung in der Scheibe zurückgeführt werden.

Auffällig sind hingegen die Ergebnisse für PEEK-A, da sich mit dem Integralmodell durchweg niedrigere mittlere, minimale und maximale Temperaturen ergeben. Aus Tabelle 7 ist ersichtlich, dass die Temperatur am Messpunkt mit dem Integralmodell ebenfalls erheblich unterschätzt wird. Die aus der Kontaktfläche in den Stift eingebrachte Temperatur ist offensichtlich nicht ausreichend, um die im Experiment beobachtete Temperatur herbeizuführen. Bei Simulation mit dem Modell des isolierten Grundkörpers wird prinzipbedingt eine Übereinstimmung der Temperatur am Messpunkt mit dem Experiment erreicht, da diese Übereinstimmung das Ziel der iterativen Anpassung des Wärmestroms darstellt. In Anbetracht der deutlichen Abweichung zum Integralmodell erscheint jedoch fraglich, ob der entsprechend erhöhte Wärmeeintrag, der sich im Modell des isolierten Grundkörpers somit einstellt, den realen Begebenheiten entspricht.

p:v, MPa:m/s	T_{MP} (Exp.)	T_{MP} (Sim.)
1:1	32,6	31,5
1:4	60,6	52
5:1	87,6	61,8
3:2	81,4	65,3

Tabelle 7: Temperaturen am Messpunkt aus Experimenten sowie aus Simulationen mit dem Integralmodell für PEEK-A.

Um dies genauer zu überprüfen, wurde ein Versuch bei 5 MPa und 1 m/s durchgeführt und der Grundkörper dabei mit einer Wärmebildkamera betrachtet, um eine zweidimensionale Temperaturverteilung auf seiner Oberfläche aufzuzeichnen (Bild 8, links). Wird der Versuch mit dem Integralmodell nachgestellt (Bild 8, Mitte), so fällt auf, dass die Temperatur am Rand der Kontaktfläche in guter Näherung vorhergesagt, die Temperatur am Messpunkt jedoch unterschätzt wird. Dies legt die Vermutung nahe, dass im ungefüllten PEEK-A ein Teil der Reibungswärme aufgrund von Dämpfungseffekten nicht direkt in der Kontaktfläche freigesetzt wird, sondern im Inneren des Grundkörpers. Wird in der Simulation ein Prozent der Reibungswärme aus der Kontaktfläche stattdessen im nicht eingespannten Teil des Grundkörpers freigesetzt (Bild 8, rechts), so ergibt sich eine zufriedenstellende Näherung der tatsächlichen Temperaturverteilung. Wird dieser Modellierungsansatz auf die zuvor betrachteten Versuche übertragen (Tabelle 8), so ergibt sich für die p-v-Produkte 4 und 6 eine deutlich bessere Übereinstimmung am Messpunkt. Die Temperatur beim p-v-Produkt 5 wird jedoch nach wie vor unterschätzt. Die interne Wärmefreisetzung kann offenbar nicht durch einen konstanten Faktor erfasst werden. Es ist allerdings festzustellen, dass die interne Wärmefreisetzung die Kontaktflächentemperatur nur marginal beeinflusst, wie in Tabelle 9 dargestellt.

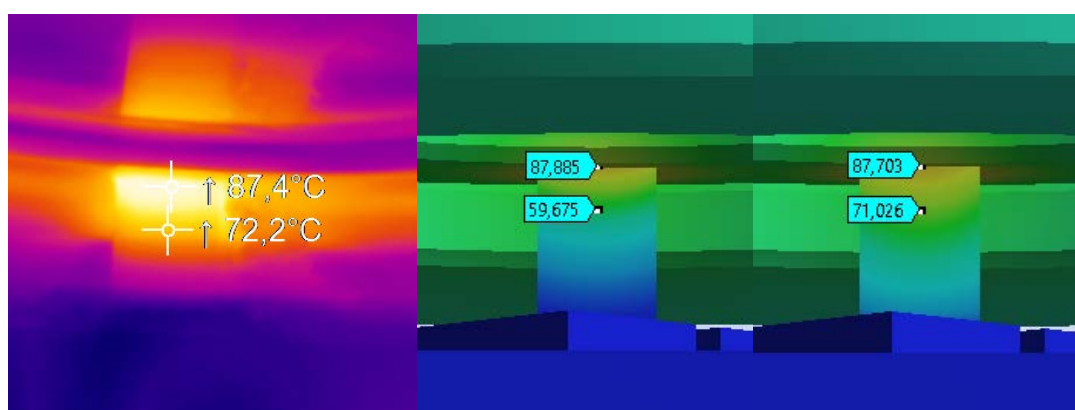


Bild 8: Temperaturverteilung bei 5 MPa und 1 m/s im Experiment (links) im Integralmodell (Mitte) sowie mit Wärmefreisetzung im inneren des Stifts (rechts).

p:v, MPa:m/s	T_{MP} (Exp.)	T_{MP} (Sim.)	T_{ave} (Sim.)
1:1	32,6	34,1	39,4
1:4	60,6	64,2	95,4
5:1	87,6	73,8	98,3
3:2	81,4	79,5	115,2

Tabelle 8: Temperaturen am Messpunkt aus Experimenten sowie aus Simulationen mit dem Integralmodell für PEEK-A.

p:v, MPa:m/s	T_{ave} (Sim.)	T_{ave} (Sim. ohne interne Wärmefreisetzung)
1:1	39,4	39,4
1:4	95,4	95,2
5:1	98,3	98,1
3:2	115,2	115,1

Tabelle 9: Mittlere Kontakttemperaturen für PEEK-A aus Simulationen mit und ohne interner Wärmefreisetzung.

Bei den Versuchen mit PEEK-C wurde, wie in Abschnitt 2.2 erwähnt, ebenfalls eine Wärmebildkamera auf den Prüfstand gerichtet. Der Bildausschnitt wurde hierbei erheblich großflächiger gewählt, sodass die Temperatur am oberen Wellenabsatz erfasst werden konnte, um die Konvektionsrandbedingung an der Welle zu validieren. Wie aus Tabelle 10 ersichtlich, werden die real auftretenden Temperaturen in guter Näherung abgebildet. Lediglich bei einer Gleitgeschwindigkeit von 4 m/s wird der Wärmeübergang leicht überschätzt.

p:v, MPa:m/s	T_W (Exp.)	T_W (Sim.)
1:1	26,5	26,3
1:4	32,1	28,6
5:1	40,8	40,9
3:2	44,3	44,0

Tabelle 10: Temperaturen am oberen Wellenabsatz aus Experimenten sowie aus Simulationen mit dem Integralmodell für PEEK-C.

3.3 Vergleich der Simulationen mit analytischen Modellen

Die numerisch ermittelten Kontakttemperaturen können auch für die Validierung bekannter analytischer Modelle herangezogen werden. Tabelle 11 zeigt die mittleren Kontakttemperaturen aus dem Modell des isolierten Grundkörpers sowie dem Integralmodell. Diese werden Ergebnissen aus analytischen Modellen nach Carslaw und Jaeger [15,32], Bowden und Tabor mit der Modifikation für quadratische Kontaktflächen nach Künkel [33,34] sowie Schlarb [35] gegenübergestellt. Die beste Übereinstimmung wird durchgehend mit dem Modell von

Schlarb erreicht, während die Ansätze nach Carslaw-Jaeger und Bowden-Tabor in den meisten Fällen zu einer Überschätzung der Kontakttemperatur führen.

	T_{ave} isoliert °C	T_{ave} integral °C	T_{ave} Carslaw-Jaeger °C	T_{ave} Bowden-Tabor °C	T Schlarb °C
$p = 1 \text{ MPa}, v = 1 \text{ m/s}$					
PEEK-A	41,6	39,4	47,5	45,8	40,7
PEEK-B	35,3	36,5	43,3	41,6	34,4
PEEK-C	33,6	36,6	43,4	41,9	33
$p = 1 \text{ MPa}, v = 4 \text{ m/s}$					
PEEK-A	115,8	95,2	120,1	113,3	113,5
PEEK-B	59,6	68,3	84,3	79,2	58
PEEK-C	81,6	80,7	100,8	94,4	79,7
$p = 5 \text{ MPa}, v = 1 \text{ m/s}$					
PEEK-A	146,4	98,1	135,3	127,4	142,6
PEEK-B	72,2	68,2	91	85,3	68,8
PEEK-C	91	89,4	122,4	114,9	87,5
$p = 3 \text{ MPa}, v = 2 \text{ m/s}$					
PEEK-A	148,1	115,1	176,6	165,8	144,9
PEEK-B	67,9	81,1	120,5	112,4	65,4
PEEK-C	114	116,9	180	168,1	110,6

Tabelle 11: Kontakttemperaturen aus Simulationen im Vergleich mit analytisch abgeschätzten Werten.

4 ÜBERTRAGBARKEIT DER METHODIK AUF ANDERE PRÜFSTANDSKONZEPTE

Um die Übertragbarkeit der erarbeiteten Modellierungsansätze auf ein anderes Prüfstandskonzept zu prüfen, wurden Modelle eines Block-auf-Ring-Prüfstands mit der gleichen Vorgehensweise aufgebaut. Bei der Block-auf-Ring Prüfung wird ein Prüfstift radial auf eine rotierende Welle gepresst, sodass eine leicht gekrümmte Kontaktfläche resultiert.

Wird der Block-auf-Ring-Prüfstand mit dem Ansatz des isolierten Grundkörpers modelliert, ergibt sich ein Modell, welches bis auf die leichte Krümmung der Kontaktfläche identisch mit dem in Bild 4 dargestellten Stift-Scheibe-Modell ist. Jedoch müssen die thermischen Randbedingungen aufgrund der unterschiedlichen Prüfstandsgeometrie neu bestimmt werden. Für den Wärmeübergang zur Umgebungsluft kann eine Simulation analog zu Abschnitt 3.1 durchgeführt werden. Hierzu muss lediglich die Länge des durchströmten Kanals auf die Laufbahnlänge des Rings angepasst werden, wodurch sich die in Tabelle 12 darge-

stellten Werte ergeben. Mit dem laminaren Anteil der Gnielinski-Gleichungen können auch die Wärmeübergangskoeffizienten für den Block-auf-Ring-Prüfstand näherungsweise abgeschätzt werden.

$v, \text{m/s}$	$h_{\text{Sim}}, \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$h_{\text{ges}}, \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$	$h_{\text{lam}}, \text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
1	48,2	48,6	43,9
2	64,3	70,1	62,1
4	83,1	103	87,8

Tabelle 12: Koeffizienten für den Wärmeübergang am Block, berechnet nach dem Ansatz von Gnielinski und durch Simulationen.

Die Wärmeabfuhr zum Probenhalter kann erneut über thermische Ersatzwiderstände berechnet werden, wobei sich ein Wärmeübergangskoeffizient von $102 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ ergibt. Der Rechenweg kann anhand von Anhang C nachvollzogen werden.

Wird der Block-auf-Ring-Prüfstand integral modelliert (Bild 9), muss auch die Konvektion an der rotierenden Welle neu bestimmt werden. Hierzu wurde die mit der Wärmebildkamera ermittelte Temperatur der linken Stirnfläche der Welle als Vergleichswert herangezogen. Da abermals mit den Nußelt-Korrelationen aus der Literatur keine hinreichende Übereinstimmung erreicht werden konnte, wurde erneut eine angepasste Nußelt-Korrelation formuliert:

$$Nu = 7,2Re^{0,25} \quad (13)$$

Durch Untersuchungen mit der Wärmebildkamera konnte festgestellt werden, dass die Temperatur am oberen Rand des Probenhalters (vgl. Bild 9) näherungsweise der Umgebungstemperatur entspricht.

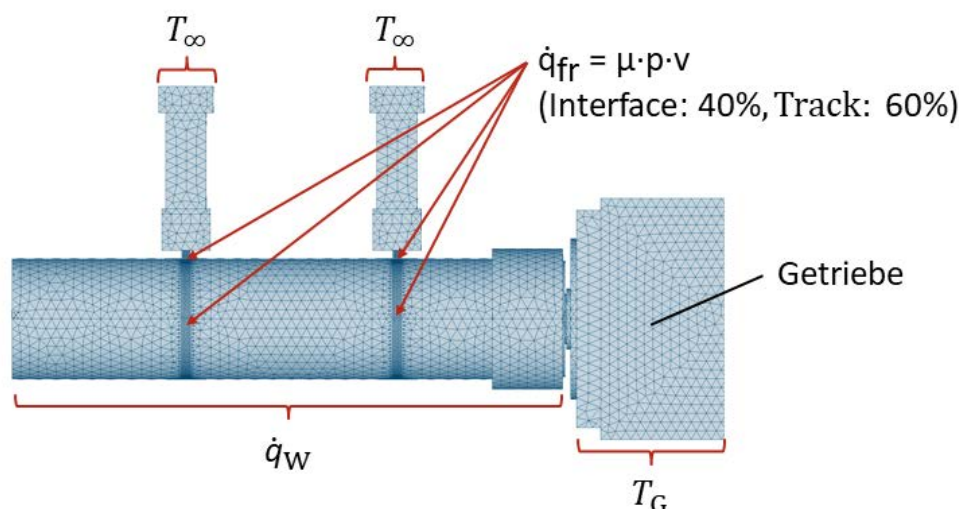


Bild 9: Integralmodell des Stift-Scheibe-Prüfstands mit Randbedingungen.

Die Welle wird von einem Getriebe angetrieben, welches eine geschwindigkeitsabhängige Temperatur annimmt. In mehreren Versuchen ergaben sich die in Tabelle 11 genannten Mittelwerte. Auch die rotationsbedingte Aufteilung der Wärme zwischen Kontaktfläche und Lauffläche musste für den Block-auf-Ring-Prüfstand angepasst werden. Die resultierenden Anteile sind ebenfalls in Tabelle 13 angegeben.

$v, \text{m/s}$	$T_G, ^\circ\text{C}$	$p_K, \%$	$1 - p_K, \%$
1	33	15	85
2	38	25	75
4	48	40	60

Tabelle 13: Getriebetemperaturen und Anteile der in die Kontaktfläche und die übrige Lauffläche eingeleiteten Wärmemenge für das Block-auf-Ring-Integralmodell.

Die mittleren, minimalen und maximalen Kontakttemperaturen aus beiden Modellen sind in Tabelle 14 gegenübergestellt. Wie bereits bei den Stift-Scheibe-Modellen ergeben sich aus beiden Modellen ähnliche Werte für die mittleren Kontakttemperaturen von PEEK-B und PEEK-C. Jedoch sind die Abweichungen zwischen den Modellen im Mittel größer als bei den Stift-Scheibe-Simulationen. Die Differenzen zwischen der minimalen und maximalen Kontakttemperatur sind bei Verwendung des Integralmodells größer als mit dem Modell des isolierten Grundkörpers. Für das ungefüllte PEEK-A liefert das Integralmodell bei der Block-auf-Ring-Prüfung durchgehend niedrigere Ergebnisse.

Tabelle 15 zeigt einen Vergleich der Messpunkttemperaturen im Block-auf-Ring-Versuch mit den Ergebnissen der integralen Simulation. Insgesamt wird eine zufriedenstellende Übereinstimmung erreicht. Die Temperatur von PEEK-A bei 1 MPa und 4 m/s wird deutlich unterschätzt, während die Temperatur von PEEK-B bei 3 MPa und 2 m/s überschätzt wird. Hervorzuheben ist die recht große Streuung der gemessenen Temperaturen. Diese ist darauf zurückzuführen, dass auf dem Block-auf-Ring Prüfstand je zwei Proben auf einer gemeinsamen Welle geprüft werden und thermisch interagieren, sodass unterschiedliche Temperaturverteilung je nach Position des Grundkörpers resultieren können. Da in dieser Arbeit die Mittelwerte mehrerer Versuche betrachtet werden, werden solche Interaktionen nicht erfasst. Dies ist auch eine mögliche Erklärung für die Abweichungen zwischen den Modellen (Tabelle 14).

Um die Realitätsnähe des Modells weiter zu erhöhen, erscheint es sinnvoll, in einem nächsten Schritt die Annahme einer isotropen Faserverteilung aufzugeben. In den spritzgegossenen Platten liegt, bedingt durch die Strömungsverhältnisse während des Einspritzvorgangs, eine anisotrope Faserausrichtung vor [36-37], sodass auch mit einer ausgeprägten Anisotropie der Wärmeleitfähigkeit zu rechnen ist.

	T_{ave} isoliert °C	T_{ave} integral °C	T_{min} isoliert °C	T_{min} integral °C	T_{max} isoliert °C	T_{max} integral °C
$p = 1 \text{ MPa}, v = 1 \text{ m/s}$						
PEEK-A	38,7	39	36	37,3	40,1	40
PEEK-B	38,1	35,7	36,9	34,4	38,7	36,4
PEEK-C	45,8	40	43,1	38	47,2	41,1
$p = 1 \text{ MPa}, v = 4 \text{ m/s}$						
PEEK-A	131,6	100,7	102,3	81,8	148,9	111,9
PEEK-B	61,1	57,9	56	50,9	63,8	61,8
PEEK-C	87,8	85,1	75,3	71,5	94,7	93,2
$p = 5 \text{ MPa}, v = 1 \text{ m/s}$						
PEEK-A	71,9	75,3	63,5	67,2	76,4	80
PEEK-B	49,9	46,8	47,8	43,6	51	48,6
PEEK-C	75,4	70,8	69,3	63,5	78,5	75,1
$p = 3 \text{ MPa}, v = 2 \text{ m/s}$						
PEEK-A	-	-	-	-	-	-
PEEK-B	56,9	68,8	53,3	60,1	58,6	73,9
PEEK-C	112,3	121,6	99	100,4	119,4	133,9

Tabelle 14: Kontakttemperaturen für die Block-auf-Ring-Prüfung aus Simulationen mit isoliertem Grundkörper im Vergleich mit solchen aus dem Integralmodell. PEEK-A konnte bei 3 MPa und 2 m/s nicht erfolgreich geprüft werden.

		PEEK-A	PEEK-B	PEEK-C
$p = 1 \text{ MPa}, v = 1 \text{ m/s}$				
T_{MP} (Exp.)	°C	$30,6 \pm 0,6$	$32,6 \pm 4,1$	$35,9 \pm 2,2$
T_{MP} (Sim.)	°C	30,7	30,9	32,5
$p = 1 \text{ MPa}, v = 4 \text{ m/s}$				
T_{MP} (Exp.)	°C	$64,1 \pm 6,1$	$44,0 \pm 5,8$	$53,2 \pm 6,8$
T_{MP} (Sim.)	°C	51,6	41,1	51,5
$p = 5 \text{ MPa}, v = 1 \text{ m/s}$				
T_{MP} (Exp.)	°C	$46,8 \pm 1$	$40,1 \pm 7,4$	$52,7 \pm 0,2$
T_{MP} (Sim.)	°C	48,2	37,9	49,8
$p = 3 \text{ MPa}, v = 2 \text{ m/s}$				
T_{MP} (Exp.)	°C	-	$40,3 \pm 4,9$	$69,6 \pm 10,3$
T_{MP} (Sim.)	°C	-	49	73,7

Tabelle 15: Gemessene und simulierte Temperaturen am Messpunkt für die Block-auf-Ring-Prüfung

5 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Der Vergleich zweier unterschiedlicher numerischer Modellierungsansätze für den Wärmehaushalt kunststoffbasierter tribologischer Systeme zeigt am Beispiel einer Pin-on-Disk-Prüfkonfiguration, dass das einfache Modell des isolierten Grundkörpers mit geringem Aufwand schnell angewandt werden kann, wobei hier neben den tribologischen Messgrößen mindestens eine Oberflächen-temperatur vorzugsweise in nächster Nähe der Kontaktfläche gemessen werden muss. Die Anwendung des Integralmodells erfordert hingegen einen deutlich höheren Modellierungsaufwand und eine eingehende Beschäftigung mit den zu modellierenden Prüfständen. Das Ergebnis der Berechnungen speist sich aber allein aus einer tribologischen Messgröße.

Der Vergleich der Kontakttemperaturen aus beiden FEM-basierten Ansätzen mit denen aus etablierten analytischen Verfahren zeigt, dass der in [35] vorgestellte Berechnungsansatz die beste Übereinstimmung mit den numerischen Simulationen aufweist. Dieser kann somit für eine einfache und schnelle Abschätzung der Kontakttemperatur herangezogen werden.

Wird Wärme im System neben der äußeren Reibung zusätzlich über innerer Reibung erzeugt, versagen sowohl die analytischen Verfahren als auch das numerische Verfahren mit isoliertem Grundkörper. Hier kann die Temperaturverteilung lediglich vom Integralmodell sinnvoll ermittelt werden.

Beide numerischen Modellierungsansätze sind prinzipiell auf andere tribologische Prüfstandskonzepte übertragbar. Hierzu ist jedoch eine Anpassung der thermischen Randbedingungen auf die Begebenheiten am jeweiligen Prüfstand erforderlich.

Thermische numerische Simulationen bieten grundsätzlich den entscheidenden Vorteil, dass die Temperaturverteilung des Systems in drei Dimensionen erfasst wird. Dadurch können ein tiefergehendes Systemverständnis erlangt und letztendlich bessere technische Systemlösungen entwickelt werden.

6 Danksagung

Die vorgestellten Arbeiten wurden im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Projekts KL 1369/2-1 und SCHL280/25-1 „Verkürzung von Entwicklungszeiten durch Korrelation, Modellierung und Simulation unterschiedlicher Versuchskategorien in der Qualifikation von Kunststoff-Metall-Tribosystemen“ durchgeführt. Die Autoren danken der DFG für die Förderung des Projekts. Ferner danken die Autoren Herrn Philippe Nussbaum für die Unterstützung bei der Durchführung der Simulationen.

Anhang A

Für die Berechnung des Wärmeübergangs zur Probenhalterung im Modell des isolierten Grundkörpers wird die Probenhalterung (Bild 10) vereinfachend als eine Reihenschaltung von Ersatzwiderständen betrachtet. Da zwischen den Bauteilen jeweils Klemmverbindungen vorliegen und ihre Abmessungen vergleichsweise groß sind, wird der thermische Kontaktwiderstand als vernachlässigbar angenommen. Aus dem Grundkörper geht die Wärme in die beiden Klemmbacken aus Aluminium über. Diese sind 4,5 mm lang und weisen gemeinsam eine Querschnittsfläche von 120 mm² auf. Einsetzen in Gleichung (10) ergibt:

$$R_1 = \frac{0,0045 \text{ m}}{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 0,00012 \text{ m}^2} = 0,2 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (14)$$

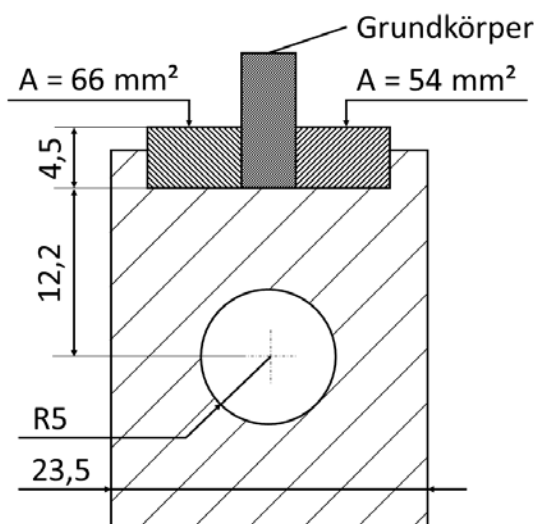


Bild 10: Probenhalterung des Stift-Scheibe-Prüfstands, Schnittdarstellung

In dem sich anschließenden Aluminiumblock muss die Wärme bis zum Durchgangsloch für den Kraftaufnehmer eine Distanz von 12,2 mm zurücklegen, so dass

$$R_2 = \frac{0,0122 \text{ m}}{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot (0,0235 \text{ m})^2} = 0,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (15)$$

Das Deformationselement des Kraftaufnehmers besteht aus einem Stab aus nichtrostendem Stahl mit einem Durchmesser von 10 mm und einer Länge von 62,5 mm. Sein thermischer Widerstand beträgt dementsprechend

$$R_3 = \frac{0,0625 \text{ m}}{15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \pi \cdot (0,005 \text{ m})^2} = 53,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (16)$$

Es wird angenommen, dass jenseits des Kraftaufnehmers die Umgebungstemperatur vorliegt. Infolge der Reihenschaltung resultiert ein Gesamtwiderstand von

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 = 53,4 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (17)$$

Anhand der Gleichungen (5) und (11) kann aus dem Ersatzwiderstand in die Dimension eines Wärmeübergangskoeffizienten überführt werden:

$$\begin{aligned} h &= \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_H} \\ &= \frac{1}{53,4 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot (0,0045 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m} \cdot 4 + (0,004 \text{ m})^2)} \\ &= 212,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned} \quad (18)$$

Im Integralmodell sind die Klemmbacken und der Aluminiumblock enthalten, sodass lediglich der Ersatzwiderstand des Kraftaufnehmers berücksichtigt werden muss. Als Wärmeübergangskoeffizient auf der Innenseite der Durchgangsbohrung im Aluminiumblock ergibt sich:

$$h = \frac{1}{R_3 \cdot A_K} = \frac{1}{53,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot \pi \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 0,0235 \text{ m}} = 25,5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (19)$$

Anhang B

Oberhalb des im Integralmodell enthaltenen Wellenabschnitts befindet sich ein weiteres Wellensegment mit einem Durchmesser von 20 mm und einer Länge von 55 mm. Nach Gleichung (10) entspricht dies einem Ersatzwiderstand von

$$R_1 = \frac{0,055 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \pi \cdot (0,01 \text{ m})^2} = 3,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (20)$$

Die Welle ist in einer Aluminiumtraverse gelagert, deren Ersatzwiderstand

$$R_2 = \frac{0,2 \text{ m}}{210 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 0,0119 \text{ m} \cdot 0,11 \text{ m} \cdot 2} = 0,04 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (21)$$

beträgt, wobei der Faktor 2 im Nenner aus dem symmetrischen Aufbau des Gestells resultiert, durch den die Wärme über zwei gleichartige Pfade abgeführt werden kann. Die Traverse ist an zwei Stahlsäulen befestigt, deren Widerstand

$$R_3 = \frac{0,54 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot \pi \cdot (0,025 \text{ m})^2 \cdot 2} = 2,75 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (22)$$

Jenseits der Stahlsäulen liegt näherungsweise Raumtemperatur vor, sodass als Gesamtwiderstand

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 = 6,3 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (23)$$

angenommen wird. Die Oberseite des Wellenabschnitts im Integralmodell weist einen Durchmesser von 90 mm auf, sodass der Wärmeübergangskoeffizient unter Verwendung der Gleichungen (5) und (11) wie folgt berechnet werden kann:

$$h = \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_W} = \frac{1}{6,3 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot \pi \cdot (0,045 \text{ m})^2} = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (24)$$

Anhang C

Die Probenhalterung des Block-auf-Ring-Tribometers besteht aus einer Stahlplatte mit einer Dicke von 5 mm, einer PVC-Platte mit einer Dicke von 2,5 mm sowie dem Kraftaufnehmer mit einer Länge von 48 mm. Der Querschnitt der Bauteile beträgt 1360 mm². Der thermische Ersatzwiderstand der Stahlplatte beträgt nach Gleichung (10)

$$R_1 = \frac{0,005 \text{ m}}{50 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 0,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (25)$$

Für die PVC-Platte ergibt sich analog:

$$R_2 = \frac{0,0025 \text{ m}}{0,15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 12,3 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (26)$$

Der innere Aufbau des Kraftaufnehmers besteht im Wesentlichen aus einem Deformationselement aus Stahl. Da dieses eine recht komplexe Geometrie aufweist, kann ein Ersatzwiderstand nicht einfach anhand des oben genannten Gesamtquerschnitts berechnet werden. Stattdessen wurde durch Simulationen eine effektive Wärmeleitfähigkeit von 0,47 Wm⁻¹K⁻¹ ermittelt. Daraus resultiert ein Ersatzwiderstand von

$$R_3 = \frac{0,048 \text{ m}}{0,47 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 75,1 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (27)$$

Jenseits des Kraftaufnehmers liegt näherungsweise Raumtemperatur vor, der Gesamtwiderstand beträgt somit

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 = 87,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (28)$$

Daraus ergibt sich anhand der Gleichungen (5) und (11) ein Wärmeübergangskoeffizient von

$$\begin{aligned} h &= \frac{1}{R_{\text{ges}} \cdot A_W} \\ &= \frac{1}{87,5 \frac{\text{K}}{\text{W}} \cdot (0,006 \text{ m} \cdot 0,004 \text{ m} \cdot 4 + (0,004 \text{ m})^2)} \\ &= 102 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \end{aligned} \quad (29)$$

Formelzeichen

A_H	Berührfläche zwischen Grundkörper und Probenhalter
A_K	Berührfläche zwischen Aluminiumblock und Kraftaufnehmer
A_R	Querschnitt eines thermischen Widerstands
A_W	Fläche des oberen Wellenabsatzes
F_N	Normalkraft
F_R	Reibungskraft
h	Wärmeübergangskoeffizient
h_{ges}	Wärmeübergangskoeffizient nach Gnielinski
h_{lam}	Wärmeübergangskoeffizient nach Gnielinski, laminarer Anteil
h_{Sim}	Wärmeübergangskoeffizient aus Simulation
k	Wärmeaufteilungskoeffizient
l	Charakteristische Länge
Nu	Nußelt-Zahl
Nu_{ges}	Effektive Nußelt-Zahl
Nu_{lam}	Laminarer Anteil der Nußelt-Zahl
Nu_{turb}	Turbulenter Anteil der Nußelt-Zahl

p	Flächenpressung
p_K	Anteil der Reibungswärme, der in die Kontaktfläche eingeleitet wird
Pr	Prandtl-Zahl
\dot{q}_1	Wärmestromdichte in den Grundkörper
\dot{q}_2	Wärmestromdichte in den Gegenkörper
\dot{q}_H	Wärmestromdichte in den Probenhalter
\dot{q}_{kond}	Wärmestromdichte infolge von Konduktion
\dot{q}_P	Wärmestromdichte infolge Wärmeübergangs vom Grundkörper zur Luft
\dot{q}_R	Wärmestromdichte infolge von Reibung
\dot{q}_W	Wärmestromdichte infolge Wärmeübergangs von der Welle zur Luft
R	Thermischer Widerstand
R_1	Thermischer Ersatzwiderstand
R_2	Thermischer Ersatzwiderstand
R_3	Thermischer Ersatzwiderstand
R_{ges}	Effektiver thermischer Widerstand
Re	Reynolds-Zahl
T	Temperatur
ΔT	Temperaturdifferenz
T_{ave}	Mittlere Kontakttemperatur
T_G	Temperatur des Getriebes
T_{max}	Maximale Kontakttemperatur
T_{min}	Minimale Kontakttemperatur
T_{MP}	Temperatur am Messpunkt
T_W	Temperatur am oberen Wellenabsatz
v	Gleitgeschwindigkeit
λ	Wärmeleitfähigkeit
μ	Reibungskoeffizient

Tabelle 16: Formelzeichen

Literatur

- [1] Friedrich, K.; Zhang, Z.; Schlarb, A.K. Effects of various fillers on the sliding wear of polymer composites
Composites Science and Technology 65 (2005), S. 2329-2343
DOI: 10.1016/J.COMPSCITECH.2005.05.028
- [2] Chang, L.; Zhang, Z.; Ye, L.; et al. Tribological properties of high temperature resistant polymer composites with fine particles
Tribology International 40 (2007) 7, S. 1170-1178
DOI: 10.1016/J.TRIBOINT.2006.12.002
- [3] Zhang, G.; Chang, L.; Schlarb, A.K. The roles of nano-SiO₂ particles on the tribological behavior of short carbon fiber reinforced PEEK
Composite Science and Technology 69 (2009) 7-8, S. 1029-1035
DOI: 10.1016/J.COMPSCITECH.2009.01.023
- [4] Zhang, G.; Rasheva, Z.; Schlarb, A.K. Friction and wear variations of short carbon fiber (SCF)/PTFE/graphite (10 vol.%) filled PEEK: Effects of fiber orientation and nominal contact pressure
Wear 268 (2010) 7-8, S. 893-899
DOI: 10.1016/J.WEAR.2009.12.001
- [5] Zhang, G. Structure-Tribological Property Relationship of Nanoparticles and Short Carbon Fibers Reinforced PEEK Hybrid Composites
Journal of Polymer Science: Part B: Polymer Physics 48 (2010), S. 801-811
DOI: 10.1002/polb.21951
- [6] Chang, B.-P.; Akil, H.M.; Nasir, R.B.M. Comparative-Study of micro- and nano-ZnO reinforced UHMWPE composites under dry sliding wear
Wear 297 (2013) 1-2, S. 1120-1127
DOI: 10.1016/j.wear.2012.11.083
- [7] Kumar, V.; Sinha, S.K.; Agarwal, A.K.; et al. Tribological studies of epoxy and its composite coatings on steel in dry and lubricated sliding
Tribology – Materials, Surfaces and Interfaces 9 (2015) 3, S. 144-153
DOI: 10.1179/1751584X15Y.0000000015

- [8] Pei, X.-Q.; Bennewitz, R.; Kasper, C.; et al. Tribological Synergy of Filler Components in Multi-functional Polyimide Coatings
Advanced Engineering Materials 19 (2017) 1
DOI: 10.1002/adem.201600363
- [9] Wang, Q.; Wang, Y.; Wang, H.; et al. Comparative study of the effects of nano-sized CF and PTFE on the thermal and tribological properties of PEEK composites
Polymers for Advanced Technologies 29 (2018) 2, S. 896-905
DOI: 10.1002/pat.4200
- [10] Louvier-Hernández, J.F.; García-Bustos, E.; Hernández-Navarro, C.; et al. Tribo-mechanical behaviour of HDPE/Natural fibers filler composite materials
MRS Advances 3 (2018) 63, S. 3775-3781
DOI: 10.1557/adv.2018.644
- [11] Puértolas, J.A.; Castro, M.; Morris, J.A.; et al. Tribological and mechanical properties of graphene nanoplatelet/PEEK composites
Carbon 141 (2019), S. 107-122
DOI: 10.1016/j.carbon.2018.09.036
- [12] Schubert, D.; Hertle, S.; Drummer, D. Influence of titanium oxide-based colourants on the morphological and tribomechanical properties of injection-moulded polyoxymethylene spur gears
Journal of Polymer Engineering 39 (2019) 8, S. 774-783
DOI: 10.1515/polyeng-2019-0170
- [13] Uetz, H.; Föhl, J. Wear as an Energy Transformation Process
Wear 49 (1978) 2, S. 253-264
DOI: 10.1016/0043-1648(78)90091-1
- [14] Czichos, H.; Habig, K.-H. Tribologie-Handbuch
4. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, 2015
DOI: 10.1007/978-3-8348-2236-9
- [15] Ecke, N.; Schott, M.; Schlarb, A.K. Ein Vergleich analytischer Methoden zur Abschätzung der Temperaturen in einfachen Gleitkontakten
Zeitschrift Kunststofftechnik 14 (2018), S. 94-117
DOI: 10.3139/O999.04012018

- [16] Kónya, L.; Váradi, K.; Flöck, J.; et al. Finite-element heat-transfer analysis of a PEEK-steel sliding pair in a pin-on-disc configuration
Tribotest 8 (2001) 1, S. 1-26
DOI: 10.1002/tt.3020080102
- [17] Kennedy, F.E.; Lu, Y.; Baker, I. Contact temperatures and their influence on wear during pin-on-disc tribotesting
Tribology International 82 (2015), S. 534-542
DOI: 10.1016/j.triboint.2013.10.022
- [18] Flöck, J. Beitrag zur experimentellen und modellhaften Beschreibung der Gleitverschleissmechanismen kohlenstoffaserverstärkter Polyetheretherketon (PEEK) Verbunde
Dissertation, TU Kaiserslautern, 2001
- [19] Daubner, A.; Haas, W. Simulation der Temperatur im und am Reibkontakt
NAFEMS Magazin 14 (2009), S. 62-71
- [20] Blok, H. Theoretical study of temperature rises at surfaces of actual contact under oiliness conditions
Proc. Inst. Mech. Eng., General discussion on lubrication & lubricants, 2 (1937), S. 222-235
- [21] Jaeger, J.C. Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts
Proceedings of the Royal Society of New South Wales, 76 (1942), S. 203-224
- [22] Charron, F.; Vernotte, P. Partage de la chaleur entre deux corps frottants
Publ. scient. et techn. Ministere air 182 (1943)
- [23] Newcomb, T. Transient Temperatures in Brake Drums and Linings
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division 12 (1958) 1, S. 227-244
DOI: 10.1243/PIME_AUTO_1958_000_028_02
- [24] Hasselgruber, H. Der Schaltvorgang einer Trockenreibungskupplung bei kleinster Erwärmung
Konstruktion 15 (1963), S. 41-45

- [25] Talati, F.; Jalalifar, S. Analysis of heat conduction in a disk brake system
Heat and Mass Transfer 45 (2009) 8, S. 1047-1059
DOI: 10.1007/s00231-009-0476-y
- [26] Nielsen, L.E. The Thermal and Electrical Conductivity of Two-Phase Systems
Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals 13 (1974) 1, S. 17-20
DOI: 10.1021/i160049a004
- [27] Gnielinski, V. Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mithilfe einer einheitlichen Gleichung
Forsch. Ing.-Wes. 41 (1975) 5, S. 145–153
DOI: 10.1007/BF02560793
- [28] Kays, W.M.; Bjorklund, I.S. Heat transfer from a rotating cylinder with and without cross flow
ASME paper N° 56-a-71, 1956
- [29] Becker, K.M. Measurements of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water
International Journal of Heat and Mass Transfer 6 (1963), S. 1053-1062
DOI: 10.1016/0017-9310(63)90006-1
- [30] Kendoush, A.A. An approximate solution of the convective heat transfer from an isothermal rotating cylinder
International Journal of Heat and Mass Transfer 17 (1996), S. 439-441
DOI: 10.1016/0142-727X(95)00002-8
- [31] Özerdem, B. Measurement of convective heat transfer coefficient for a horizontal cylinder rotating in quiescent air
International Communications in Heat and Mass Transfer 27 (2000) 3, S. 389-395
DOI: 10.1016/S0735-1933(00)00119-6
- [32] Carslaw, H.S.; Jaeger, J.C. Conduction of heat in solids
Clarendon Press, Oxford, 1959
- [33] Bowden, F.P.; Tabor, D. The Friction and Lubrication of Solids
Clarendon Press, Oxford, 1950

- [34] Künkel, R. Auswahl und Optimierung von Kunststoffen für tribologisch beanspruchte Systeme
Dissertation am Lehrstuhl für Kunststofftechnik, Universität Erlangen-Nürnberg, 2005
- [35] Schlarb, A.K.;
Zvonkina, I.J.;
Prado, L.;
et al. Performance of CNT-reinforced epoxy resins in tribological applications
IUMRS-ICA 2010, Qingdao, 2010
- [36] Menges, G.;
Geisbüsch, P. Die Glasfaserorientierung und ihr Einfluß auf die mechanischen Eigenschaften thermoplastischer Spritzgießteile – Eine Abschätzmethode
Colloid and Polymer Science 260 (1982) 1, S. 73-81
DOI: 10.1007/BF01447678
- [37] Hegler, R.P. Faserorientierung beim Verarbeiten kurzfaserverstärkter Thermoplaste
Kunststoffe 74 (1984), S. 271-227

Bibliography

DOI 10.3139/O999.01012020
Zeitschrift Kunststofftechnik / Journal of Plastics
Technology 16 (2020) 1; page 1–32
© Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG
ISSN 1864 – 2217

Stichworte:

Tribologie, Wärmehaushalt, Kontakttemperatur, PEEK, FEM

Keywords:

Tribology, heat balance, contact temperature, PEEK, FEM

Autor / author:

M.Sc. Nicholas Ecke
Prof. Dr.-Ing. Alois K. Schlarb
Lehrstuhl für Verbundwerkstoffe
Technische Universität Kaiserslautern
Gottlieb-Daimler-Straße
67663 Kaiserslautern

E-Mail: alois.schlarb@mv.uni-kl.de
Webseite: www.mv.uni-kl.de/cce/home/
Tel.: +49 (0)631 / 205 5116
Fax: +49 (0)631 / 205 5141

Herausgeber / Editors:Editor-in-Chief

Prof. em. Dr.-Ing. Dr. h.c. Gottfried W. Ehrenstein
Lehrstuhl für Kunststofftechnik
Universität Erlangen-Nürnberg
Am Weichselgarten 9
91058 Erlangen
Deutschland
Tel.: +49 (0)9131/85 - 29703
Fax: +49 (0)9131/85 - 29709
E-Mail: gottfried.ehrenstein@fau.de

Europa / Europe

Prof. Dr.-Ing. Dietmar Drummer, verantwortlich
Lehrstuhl für Kunststofftechnik
Universität Erlangen-Nürnberg
Am Weichselgarten 9
91058 Erlangen
Deutschland
Tel.: +49 (0)9131/85 - 29700
Fax: +49 (0)9131/85 - 29709
E-Mail: dietmar.drummer@fau.de

Amerika / The Americas

Prof. Prof. hon. Dr. Tim A. Osswald, verantwortlich
Polymer Engineering Center, Director
University of Wisconsin-Madison
1513 University Avenue
Madison, WI 53706
USA
Tel.: +1 608/263 9538
Fax: +1 608/265 2316
E-Mail: osswald@engr.wisc.edu

Verlag / Publisher:

Carl-Hanser-Verlag GmbH & Co. KG
Wolfgang Beisler
Geschäftsführer
Kolbergerstraße 22
D-81679 München
Tel.: +49 (0)89/99830-0
Fax: +49 (0)89/98480-9
E-Mail: info@hanser.de

Redaktion / Editorial Office:

Dr.-Ing. Eva Bittmann
Jannik Werner, M.Sc.
E-Mail: redaktion@kunststofftech.com

Beirat / Advisory Board:

Experten aus Forschung und Industrie, gelistet unter
www.kunststofftech.com