

19th ISC

Stuttgart, Germany
Oct. 12 – 13, 2016



International Sealing Conference *Internationale Dichtungstagung*

Eine Kooperation von



Fluidtechnik

19th ISC

International Sealing Conference
Internationale Dichtungstagung

Stuttgart, Germany
Oct. 12 – 13, 2016

Sealing Technology –
Indispensable

Dichtungstechnik –
Unverzichtbar

© 2016 VDMA Fluidtechnik

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in retrieval systems or transmitted in any form by any means without the prior permission of the publisher.

Alle Rechte, insbesondere das Recht der Vervielfältigung und Verbreitung sowie der Übersetzung sind vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder anderes Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme gespeichert, verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

ISBN 978-3-8163-0684-9

Fachverband Fluidtechnik im VDMA e. V.

Lyoner Str. 18

50628 Frankfurt am Main

Germany

Phone +49 69 6603-1318

Fax +49 69 6603-2318

E-Mail christian.geis@vdma.org

Internet www.vdma.org/fluid

Abschätzverfahren für die Kontakttemperatur bei Radial-Wellendichtungen

Dipl.-Ing. Simon Feldmeth, Dr.-Ing. Frank Bauer, Prof. Dr.-Ing. habil. Werner Haas, Institut für Maschinenelemente (IMA), Universität Stuttgart

1. Einleitung

In vielen technischen Anwendungen sind Dichtungen erforderlich, die Schmier- und Betriebsstoffe in einem System und Verschmutzungen außerhalb dieses Systems halten. Bei Wellendurchtrittsstellen im Fahrzeug-, Maschinen- und Anlagenbau übernehmen häufig Radial-Wellendichtungen diese Funktion [Mül90], [Hor96], [MüNa98].

1.1. Dichtsystem Radial-Wellendichtung

Die Radial-Wellendichtung ist ein komplexes tribologisches System, zu dem neben dem Radial-Wellendichtring (RWDR) auch dessen Gegenlauffläche (die Wellenoberfläche) und das abzudichtende Fluid (Schmier- oder Betriebsstoff, häufig Öl) zählen.

Ein RWDR nach DIN 3760 [DIN3760] bzw. DIN 3761 [DIN3761] besteht aus einem metallischen Versteifungsring, an den eine Dichtlippe aus Elastomer angespritzt ist, Bild 1. Im montierten Zustand wird die Dichtlippe des RWDR durch Aufweitung und eine Schraubenzugfeder an die Wellenoberfläche angepresst (mittlere Flächenpressung $p_m \approx 1$ MPa), so dass ein schmaler Kontaktbereich mit einer Berührbreite von $b \approx 0,1$ bis $0,2$ mm entsteht.

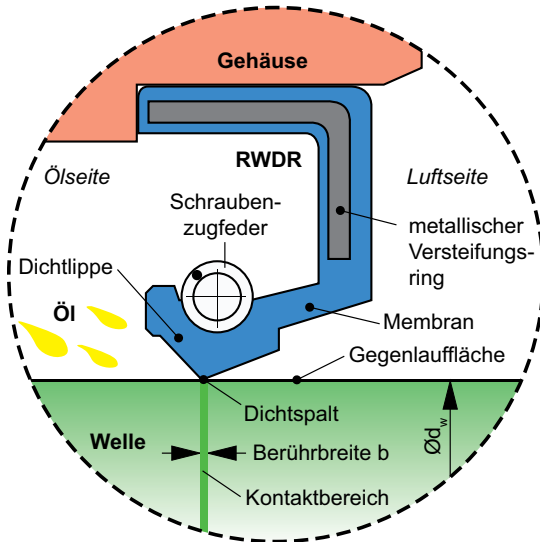


Bild 1: Dichtsystem Radial-Wellendichtung

Während des Betriebs bildet sich durch elasto-hydrodynamische Vorgänge im Kontaktbereich ein hauchdünner ($< 1 \mu\text{m}$) Schmierfilm, der Dichtlippe und Wellenoberfläche voneinander trennt und als Dichtspalt bezeichnet wird. Das Dichtsystem zeigt dabei eine Pumpwirkung, die das Fluid im Dichtspalt von der Luft- zur Ölseite fördert. Dieser dynamische Rückfördermechanismus verhindert Leckage.

1.2. Reibung und Temperaturüberhöhung im Kontaktbereich

Im Kontaktbereich zwischen der Dichtlippe und der Welle tritt Reibung auf. Die dabei entstehende Reibwärme beeinflusst die Lebensdauer des Dichtsystems maßgeblich. Je mehr Reibwärme im Kontaktbereich entsteht und je schlechter diese aus dem Kontaktbereich abgeführt werden kann, desto größer ist die Temperaturüberhöhung im Kontaktbereich gegenüber der Ölsumpftemperatur.

Wärmeentstehung und Wärmeabfuhr werden jeweils von einer großen Anzahl an Einflussfaktoren bestimmt, die ihrerseits wiederum gegenseitige Wechselwirkungen aufweisen, Bild 2.

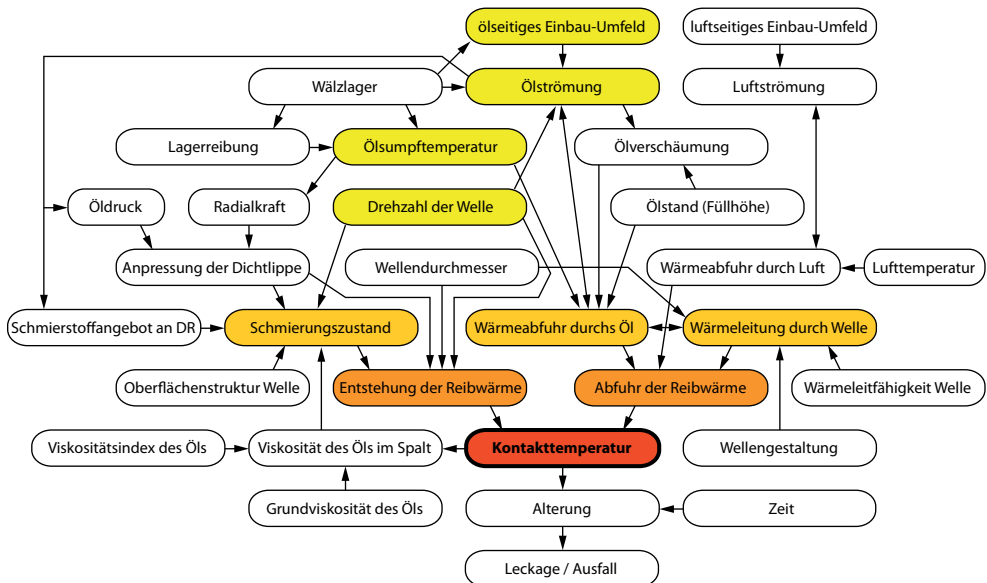


Bild 2: Einflussfaktoren auf die Kontakttemperatur

Temperaturen nahe oder über der Dauereinsatzgrenze des Dichtrings oder des abzudichtenden Fluids sind für das Dichtsystem extrem ungünstig. Sie führen zu einer schneller voranschreitenden Alterung (d.h. Schädigung) von Dichtring bzw. abzudichtendem Fluid und verursachen dadurch den vorzeitigen Ausfall des Dichtsystems und damit der gesamten Maschine oder Anlage.

Um eine lange Lebensdauer zu erreichen, sind im Dichtsystem – und insbesondere im Kontaktbereich – Temperaturen unter der Einsatzgrenze des Dichtrings bzw. des Fluids anzustreben. Für eine betriebssichere und zugleich wirtschaftliche Auslegung des Dichtsystems Radial-Wellendichtung ist deshalb die genaue Kenntnis der im Kontaktbereich zu erwartenden Temperatur zwingend erforderlich.

2. Abschätzverfahren für die Kontakttemperatur

Die Kontakttemperatur bei Radial-Wellendichtungen lässt sich auf mehrere Arten bestimmen. Messungen und Simulationen bieten die höchste Genauigkeit, erfordern allerdings auch einen erheblichen Aufwand. Einen Überblick über verschiedene Messverfahren für die Temperatur im Kontaktbereich gibt Wollesen [Wol93]. Ein umfassendes Simulationsmodell zur Bestimmung der Kontakttemperatur auf Basis der gekoppelten Wärme- und Strömungssimulation wird am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart entwickelt [DauHa09], [DWH10], [JDH10], [FeHa11], [FBH13], [FBH14], [FBH16a].

Häufig ist es allerdings erforderlich, die Kontakttemperatur schnell und einfach abzuschätzen, wobei in vielen dieser Fälle nicht alle Randbedingungen vollständig bekannt sind. Aus diesem Grund wurden mehrere Abschätzverfahren entwickelt. Diese können beispielsweise schon in der frühen Entwurfsphase eingesetzt werden, um

mit der abgeschätzten Kontakttemperatur die prinzipielle Eignung eines Dichtungskonzepts zu beurteilen.

Im Folgenden werden die bekanntesten dieser Abschätzverfahren vorgestellt, miteinander verglichen und abschließend bewertet. Um den Vergleich zu erleichtern, werden für alle Verfahren einheitliche Formelzeichen verwendet, die deshalb teilweise von den ursprünglich Notationen der Autoren abweichen.

2.1. Allgemeines

Häufig wird beim Abschätzen der Kontakttemperatur ϑ_c die Temperaturüberhöhung $\Delta\vartheta$ im Kontaktbereich bezüglich der Temperatur ϑ_o im Ölsumpf verwendet,

$$\Delta\vartheta = \vartheta_c - \vartheta_o. \quad (1)$$

Entsprechend ergibt sich die Kontakttemperatur ϑ_c aus der Summe von Ölsumpf-temperatur ϑ_o und Temperaturüberhöhung $\Delta\vartheta$,

$$\vartheta_c = \vartheta_o + \Delta\vartheta. \quad (2)$$

2.2. Upper-Verfahren

Upper [Upp68] entwickelte ein Berechnungsmodell für die Kontakttemperatur, um durch Beispielrechnungen den Einfluss der darin enthaltenen Modellparameter zu untersuchen. Das Berechnungsmodell basiert auf der analytischen Lösung für ein thermisches Ersatzmodell des Dichtsystems, bei dem die Reibwärme durch die Welle sowohl in Richtung Luftseite (Umgebungstemperatur ϑ_a) als auch in Richtung Ölseite (Umgebungstemperatur ϑ_o) abgeführt und von dort an die umgebenden Fluide übertragen wird. Die Temperatur ϑ_c im Kontaktbereich ergibt sich zu

$$\vartheta_{c,Up} = \frac{P_R + \vartheta_a(A_a + B_a) + \vartheta_o(A_o + B_o)}{A_a + B_a + A_o + B_o}. \quad (3)$$

Die Hilfsterme A_a , A_o und B_a sowie B_o beschreiben dabei, wie gut die Reibwärme (ausgedrückt durch die Reibleistung P_R) an die Umgebung in Richtung Luftseite (Index „a“) und in Richtung Ölseite (Index „o“) abgeführt wird. Da die Bestimmung der Hilfsterme sehr aufwendig ist, wird das Upper-Verfahren nur sehr selten eingesetzt und wird deshalb nicht weiter betrachtet.

2.3. v_u -Faustformel von Müller

Die einfachste aller Abschätzformeln stammt von Müller [Mül90] und beinhaltet lediglich die vermeintlich wichtigste Einflussgröße auf die Kontakttemperatur – nämlich die Umfangsgeschwindigkeit v_u der Welle. Sämtliche andere Einflussfaktoren auf die Kontakttemperatur werden vernachlässigt.

Für Wellendurchmesser zwischen 40 und 80 mm ist nach Müller die Temperaturüberhöhung $\Delta\vartheta$ (in K) in etwa das 2,5-fache der Umfangsgeschwindigkeit (in m/s),

$$\Delta\vartheta_{M\ddot{u}} = 2,5 \frac{\text{K}\cdot\text{s}}{\text{m}} \cdot v_u. \quad (4)$$

2.4. Engelke-Verfahren

Basierend auf Messdaten an einem Universalprüfstand geht Engelke [Eng11] in erster Näherung von einem linearen Zusammenhang zwischen Temperaturüberhöhung und spezifischer Reibleistung aus,

$$\Delta\vartheta_{Eng} = R_{Eng} \cdot \frac{P_R}{\pi b d}. \quad (5)$$

Die spezifische Reibleistung ist auf die Kontaktfläche $A = \pi b d$ bezogen. Als Proportionalitätskonstante gibt Engelke für den von ihm verwendeten Prüfstand einen Wert von $R_{Eng} = 16,5 \text{ K}\cdot\text{mm}^2/\text{W}$ an.

Das Engelke-Verfahren orientiert sich damit an einem Ansatz von Brink [Bri73], der die Temperaturüberhöhung im Kontaktbereich als Quotient aus Reibleistung P_R und einem Wärmedurchgangskoeffizient U („overall coefficient of heat transfer“) darstellt,

$$\vartheta_{c,Br} = \vartheta_o + \Delta\vartheta_{Br} = \vartheta_o + \frac{P_R}{U}. \quad (6)$$

Engelke stellt zusätzlich ein Reibmodell vor, mit dem die Reibleistung abgeschätzt werden kann. Dabei setzt sich das Reibmoment aus einem konstanten Anfangsreibmoment und einem viskosen (d.h. geschwindigkeitsabhängigen) Anteil zusammen. Für die Ermittlung des Anfangsreibmoments sind Reibmoment-Messungen am Prüfstand erforderlich. Der viskose Anteil wird unter Annahme Newton'scher Flüssigkeitsreibung aus Rauheitskenngrößen von Dichtlippe und Welle ermittelt. Die Berechnung von Reibleistung und Temperaturüberhöhung erfolgt abwechselnd in einem iterativen Verfahren, da die beiden Größen über die temperaturabhängige Schmierstoffviskosität gekoppelt sind.

2.5. Schwenk-Verfahren

In seiner Bachelorarbeit führte Schwenk [Schw15] eine Parameterstudie mit einem CHT-Simulationsmodell durch. Im ersten Schritt erfolgte eine Sensitivitätsanalyse, in der neun Einflussgrößen auf die Kontakttemperatur in einem praxisüblichen Bereich variiert wurden.

Für die anschließende Parameterstudie wurden die 6 Einflussgrößen ausgewählt, die in der Sensitivitätsanalyse den größten Einfluss auf die Kontakttemperatur zeigten, Tabelle 1. Diese Einflussgrößen wurden in einem zentral zusammengesetzten Versuchsplan (central composite face-centred, CCF) systematisch variiert [FBH15], wodurch sich ein Versuchsplan mit insgesamt 77 Versuchspunkten ergab. Auf Basis der simulierten Kontakttemperaturen entwickelte Schwenk ein Regressionsmodell [Schw15], das neben linearen und quadratischen Termen auch Wechselwirkungen der Einflussfaktoren berücksichtigt,

$$\begin{aligned}
\Delta\vartheta_{Schw} = & 181,501 - 9,92 \cdot 10^{-4} \cdot \vartheta_o^2 - 0,03 \cdot n + 3,019 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 2,3 \\
& \cdot d + 9,198 \cdot 10^{-3} \cdot d^2 - 0,765 \cdot h_{rel} + 2,036 \cdot 10^{-3} \cdot h_{rel}^2 \\
& + 1,996 \cdot P_R - 7,56 \cdot 10^{-4} \cdot P_R^2 - 1,313 \cdot \lambda_s + 4,531 \\
& \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_s^2 + 2,531 \cdot 10^{-3} \cdot d \cdot h_{rel} + 2,874 \cdot 10^{-3} \cdot d \\
& \cdot \lambda_s + 5,016 \cdot 10^{-5} \cdot d \cdot n + 5,114 \cdot 10^{-5} h_{rel} \cdot n + 1,223 \\
& \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_s \cdot h_{rel} + 2,628 \cdot 10^{-5} \cdot \lambda_s \cdot n - 5,963 \cdot 10^{-3} \cdot P_R \\
& \cdot d - 2,753 \cdot 10^{-3} \cdot P_R \cdot h_{rel} - 2,506 \cdot 10^{-3} \cdot P_R \cdot \lambda_s \\
& - 7,957 \cdot 10^{-5} \cdot P_R \cdot n .
\end{aligned} \tag{7}$$

Hierbei müssen die Einflussfaktoren zwingend in den Einheiten gemäß Tabelle 1 eingesetzt werden.

Einflussfaktor	Formelzeichen	Einheit
Wellendrehzahl	n	min^{-1}
Wellendurchmesser	d	mm
relativer Ölfüllstand	h_{rel}	%
Ölsumpftemperatur	ϑ_o	$^{\circ}\text{C}$
Wärmeleitfähigkeit der Welle	λ_s	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
Reibleistung	P_R	W

Tabelle 1: Eingangsgroößen für das Schwenk-Verfahren

2.6. ExACT-Verfahren

Am IMA der Universität Stuttgart wurde ein erweitertes Abschätzverfahren entwickelt, das 8 wesentliche Einflussfaktoren auf die Kontakttemperatur berücksichtigt und damit einen deutlich breiteren Anwendungsbereich aufweist als andere Abschätzverfahren. Dieses als ExACT (Extended Approximation of the Contact Temperature of Radial Lip Seals) bezeichnete Verfahren ist aus einem vereinfachten thermischen Ersatzmodell des Dichtsystems abgeleitet, Bild 3, ausführliche Herleitung in [FBH15]. Das ExACT-Verfahren gehört zu den physikalisch motivierten Verfahren. Es ähnelt dem Upper-Verfahren, weist aber im Vergleich dazu einige Vereinfachungen auf (z.B. hinsichtlich der Wärmeabfuhr in Richtung Luftseite).

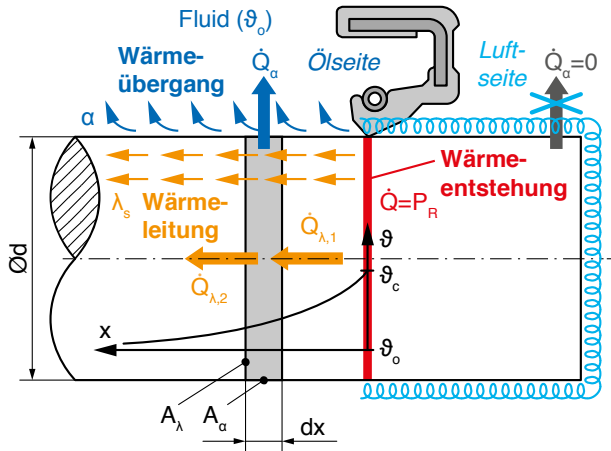


Bild 3: Thermisches Ersatzmodell des ExACT-Verfahrens

Zentraler Bestandteil des ExACT-Verfahrens ist dabei der sogenannte Wärmeabfuhr-Widerstand R , der (in Analogie zur Elektrotechnik) definiert ist als der Quotient aus der Temperaturdifferenz zwischen Kontaktbereich (Temperatur ϑ_c) und Ölumpf (Temperatur ϑ_o) und der auf den Umfang πd bezogenen Reibleistung P_R ,

$$R = \frac{\vartheta_c - \vartheta_o}{\frac{P_R}{\pi d}}. \quad (8)$$

Je schlechter die Wärmeabfuhr aus dem Kontaktbereich ist, umso höher ist der Wärmeabfuhr-Widerstand und damit auch die Temperatur im Kontaktbereich,

$$\vartheta_{c,EXACT} = \vartheta_o + \Delta\vartheta_{EXACT} = \vartheta_o + R \cdot \frac{P_R}{\pi d}. \quad (9)$$

Der Wärmeabfuhr-Widerstand ergibt sich aus der analytischen Lösung des thermischen Ersatzmodells und beinhaltet drei Komponenten:

- die Wärmeleitfähigkeit der Welle λ_s (beschreibt die Wärmeleitung in der Welle),
- die Nußelt-Zahl Nu (beschreibt den Wärmeübergang von der Welle ins Öl),
- und die Wärmeleitfähigkeit des Öl-Luft-Gemischs $\bar{\lambda}_o$ (beschreibt die Wärmeabfuhr im Öl)

$$R_o = \frac{2}{\sqrt{\lambda_s \cdot Nu \cdot \bar{\lambda}_o}}. \quad (10)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_s des Wellenwerkstoffs kann üblicherweise dem Datenblatt des Herstellers oder der einschlägigen Literatur, z.B. [VDI13], entnommen werden. Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten wird (ähnlich wie beim Up-Verfahren) eine Nußelt-Zahl-Korrelation verwendet,

$$Nu = a \cdot Re^m, \quad (11)$$

wobei die Reynolds-Zahl Re als Funktion von Umfangsgeschwindigkeit v_u , Wellendurchmesser d und kinematischer Viskosität $\bar{\nu}_o$ des Fluids definiert ist,

$$Re = \frac{v_u \cdot d}{\bar{\nu}_o}. \quad (12)$$

Die Koeffizienten a und m wurden durch gekoppelte Wärme- und Strömungssimulation [FBH15] am Beispiel eines IMA-Dauerlaufprüfstandes bestimmt:

$$a = 25,37; \quad m = 0,1774. \quad (13)$$

Bei Mehrphasen-Strömungen, wenn also die Welle von mehreren Fluiden mit unterschiedlichen Eigenschaften (z.B. Öl und Luft) umgeben ist, wird eine resultierende Wärmeleitfähigkeit $\bar{\lambda}_o$ ermittelt. Hierzu werden die Wärmeleitfähigkeiten der einzelnen Fluide entsprechend ihres Benetzungsanteils gemittelt,

$$\bar{\lambda}_o = h_{rel} \lambda_{oil} + (1 - h_{rel}) \lambda_{air}. \quad (14)$$

Als Bezugsgröße dient hierbei die relative Füllstandshöhe $h_{rel} = h/d$ des Öls, wobei die Füllstandshöhe h des Öls ausgehend von der Unterkante der Welle gemessen und auf den Wellendurchmesser d bezogen wird, Bild 4.

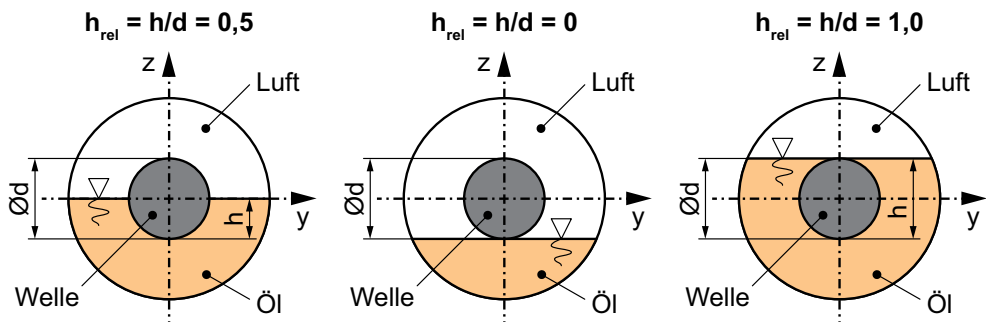


Bild 4: Definition des relativen Ölfüllstands

Analog zu Gleichung (14) wird auch die resultierende kinematische Viskosität $\bar{\nu}_o$ ermittelt, die für die Bestimmung der Reynolds-Zahl benötigt wird,

$$\bar{\nu}_o = h_{rel} \nu_{oil}(t_o) + (1 - h_{rel}) \nu_{air}, \quad (15)$$

wobei die Temperaturabhängigkeit der Ölviskosität durch die Ubbelohde-Walther-Gleichung abgebildet wird [FHB15].

Um auch die Wärmeabfuhr in Richtung Luftseite zu berücksichtigen, kann das ExACT-Verfahren modifiziert werden, indem ein zusätzlicher Korrekturterm eingeführt wird. Der Gesamt-Wärmeabfuhr-Widerstand R_{tot} setzt sich dann zusammen aus dem bisher erläuterten Wärmeabfuhr-Widerstand R_o für die Ölseite und einem zusätzlichen Wärmeabfuhr-Widerstand R_a für die Luftseite,

$$R_{tot} = K_o \cdot R_o + K_a \cdot R_a . \quad (16)$$

Die Wärmeabfuhr in Richtung Luftseite wird umso größer, je geringer die dortige Temperatur ϑ_a im Vergleich zu Ölseite (Temperatur ϑ_o) ist. Deshalb wird diese Temperaturdifferenz in einem empirischen Ansatz auf die spezifische Reibleistung bezogen,

$$R_a = \frac{-(\vartheta_o - \vartheta_a)}{\frac{P_R}{\pi d}} . \quad (17)$$

Mit den Koeffizienten K_o und K_a wird die konstruktive Gestaltung des öl- bzw. luftseitigen Dichtungsumfeldes berücksichtigt. Für die beiden Koeffizienten wurden mittels linearer Regression aus Simulationsdaten für die Dauerlaufprüfstände des IMAS folgende Werte bestimmt [FBH15]:

$$K_o = 1,032 ; K_a = 0,0694 . \quad (18)$$

Für das ExACT-Verfahren wird (wie auch für das Engelke-Verfahren) die im Kontaktbereich entstehende Reibleistung als Eingangsgröße benötigt, Gleichung (9). Zu deren Abschätzung verwenden die Autoren das Gümbelkurven-Reibmodell, das auf einem empirischen Zusammenhang zwischen Schmierungszustand (beschrieben durch die Gümbelzahl) und Verlustleistung (beschrieben durch den Reibungskoeffizienten) basiert [FBH14].

3. Gegenüberstellung

Die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Abschätzverfahren sind in Tabelle 2 in chronologischer Reihenfolge gegenübergestellt. Die Tabelle zeigt, welches Abschätzverfahren welche Einflussfaktoren berücksichtigt, außerdem sind Informationen zur Bestimmung der Reibleistung enthalten.

Die Abschätzverfahren für die Kontakttemperatur können prinzipiell in zwei Gruppen eingeteilt werden: Das Upper- und das ExACT-Verfahren sind physikalisch motivierte Ansätze, bei denen die Abschätzgleichungen auf analytischen Lösungen vereinfachter Ersatzmodelle basieren. Im Gegensatz dazu sind die v_u -Faustformel, das Engelke- und das Schwenk-Verfahren überwiegend empirischer Natur.

Bei empirischen Modell ist der mathematische Zusammenhang zwischen der Kontakttemperatur und den Einflussfaktoren – aus physikalischer Sicht – mehr oder weniger willkürlich und stimmt deshalb nur in (einem häufig nicht genau spezifizierten) Bereich. Bei der Anwendung empirischen Verfahren ist deshalb große Vorsicht geboten – insbesondere dann, wenn sich Betriebsbedingungen außerhalb des Bereichs bewegen, für den die Parameter das Verfahren bestimmt wurden!

Verfahren	Upper	v_u -Faustformel	Engelke	Schwenk	ExACT	
Autor(en)	Gerd Upper	Heinz Konrad Müller	Tobias Engelke	Christoph Schwenk	Simon Feldmeth, Frank Bauer, Werner Haas	
Herkunft	TH Karlsruhe (heute KIT)	IMA, Uni Stuttgart	IMKT, Uni Hannover	IMA, Uni Stuttgart	IMA, Uni Stuttgart	
Veröffentlichung	Dissertation 1968 [Upp68]	Buch 1990 [Mül90]	Dissertation 2011 [Eng11]	Bachelorarbeit 2015 [Schw15]	Tagungsbeitrag 2015 [FBH15]	
Kategorie	physikalisch motiviert	empirisch	empirisch	empirisch	physikalisch motiviert	
berücksichtigte Parameter für Wärmeabfuhr	Umfangsgeschwindigkeit	X	X	-	(X) ¹⁾	X
	Ölsumpftemperatur	X	X	X	X	X
	Temperatur der Umgebungsluft	X	-	-	-	X
	Wellendrehzahl	(X) ²⁾	(X) ²⁾	-	X	(X) ²⁾
	Wellendurchmesser	X ³⁾	(X) ²⁾ (nur 40 bis 80 mm)	-	X	X
	Wärmeleitfähigkeit Welle	X	- (nur Stahlwellen)	-	X	X
	Ölviskosität	X	-	-	-	X
	Füllstandshöhe	(X) ⁴⁾	- (nur etwa Wellenmitte)	-	X	X
Reibleistung	als Eingangsparameter berücksichtigt	X	-	X ⁵⁾	X	X ⁵⁾
	vorgeschlagene Bestimmungsmethode	keine	Abschätzverfahren benötigt KEINE Reibleistung als Eingabeparameter	Ermittlung der Reibleistung aus Schmierstalthöhe (iterativ)	keine	variabel, z.B. Abschätzung der Reibleistung aus Gümbelkurve (iterativ)
Aufwand	hoch	Berechnung im Kopf möglich	gering	hoch	hoch	
Datenbasis für das Modell	unklar	Versuche an IMA-Prüfständen	Versuche an IMKT-Prüfstand	simulative Parameterstudie	simulative Parameterstudie	

Erläuterungen:

- 1) Die Umfangsgeschwindigkeit geht über den Durchmesser und die Wellendrehzahl in die Abschätzung ein
- 2) Der Durchmesser und/oder die Wellendrehzahl gehen über die Umfangsgeschwindigkeit in die Abschätzung ein
- 3) Das Upper-Verfahren berücksichtigt zusätzlich zum Durchmesser auch die endliche Länge der Welle
- 4) Durch Mittelung des Wärmeübergangskoeffizienten (in axialer Richtung) können Luft-Anteile berücksichtigt werden
- 5) In Form einer spezifischen Reibleistung (bezogen auf Kontaktfläche bei Engelke bzw. bezogen auf Umfang bei

Tabelle 2: Vergleich der Abschätzverfahren

Teilweise wird der zulässige Parameter von den Autoren explizit angegeben, so z.B. der Durchmesserbereich bei der v_u -Faustformel. Häufig muss der zulässige Wertebereich allerdings aus dem Kontext des jeweiligen Abschätzverfahrens recherchiert werden. So ist beispielsweise davon auszugehen, dass die v_u -Faustformel nur für Vollwellen aus Stahl mit einer Wärmeleitfähigkeit um 45 W/m·K bei einer relativen Füllstandshöhe um 50% konzipiert ist.

Durch das Prinzip bedingt sind physikalisch motivierte Abschätzverfahren deutlich robuster. Da sie die wesentlichen Mechanismen der Wärmeübertragung mathematisch abbilden, enthalten sie die physikalischen Zusammenhänge zwischen den Eingangsgrößen und der Kontakttemperatur. Damit können Sie über einen deutlich größeren Bereich der Eingangsparameter zufriedenstellende Ergebnisse liefern und erlauben – in gewissen Maßen – auch Extrapolationen.

3.1. Vergleich

Im Folgenden sollen die beschriebenen Abschätzverfahren anhand zweier Beispiele verglichen werden, Tabelle 3. Fall A stellt dabei einen Fall mit relativ guter Wärmeabfuhr dar, wohingegen Fall B (aufgrund geringerer Wellenquerschnittsfläche, geringerer Wärmeleitfähigkeit der Welle, geringerem Ölfüllstand und höherer Umgebungslufttemperatur) eine deutlich schlechtere Wärmeabfuhr aufweist. Die Wärmeleitfähigkeit entspricht im Fall A dem Wälzlagerstahl 100Cr6 (1.3505), im Fall B dem nichtrostenden Stahl V2A (1.4301). Die Fälle sind bewusst so gewählt, dass die auf den Umfang bezogene Reibleistung gleich ist.

		Fall A	Fall B	
Wellendrehzahl	n	3.000	6.000	1/min
Wellendurchmesser	d	80	40	mm
Relative Ölfüllstandshöhe	h_{rel}	50	25	%
Temperatur im Ölsumpf	ϑ_o	70	70	°C
Wärmeleitfähigkeit der Welle	λ_s	43	15	W/m·K
Temperatur der Umgebungsluft	ϑ_a	20	50	°C
Radialkraft des RWDR	F_r	26	13	N
Reibungskoeffizient	μ	0,35	0,35	-
Reibleistung	P_R	114	57	W
Spezifische Reibleistung	$P_R/(\pi d)$	0,46	0,46	W/mm

Tabelle 3: Randbedingungen der Vergleichsfälle

Bild 5 zeigt die Kontakttemperaturen, die mit den eingangs beschriebenen Verfahren für die beiden Fälle abgeschätzt wurden. Zusätzlich ist im Diagramm die mit dem am IMA entwickelten CHT-Simulationsmodell ermittelte Kontakttemperatur als Referenz dargestellt.

Die v_u -Faustformel liefert für beide Fälle – trotz erheblich unterschiedlicher Randbedingungen – die gleiche Kontakttemperatur, da die Umfangsgeschwindigkeit die einzige Eingangsgröße und in beiden Fällen identisch ist. Gleiches gilt auch für das Engelke-Verfahren, das aufgrund gleicher spezifischer Reibleistung für beide Fälle dieselbe Kontakttemperatur ermittelt.

Die v_u -Faustformel schätzt die Temperatur im Fall A mit einer Abweichung von 3 K sehr gut ab, liegt im Fall B (der sich außerhalb des zulässigen Parameterbereichs befindet) aber um 47 K sehr weit unter der simulierten Kontakttemperatur. Das Engelke-Verfahren liefert mit einer Überschätzung der Kontakttemperatur um 16 K im Fall A bzw. einer Unterschätzung um 28 K im Fall B sehr große Abweichungen. Diese Ergebnisse belegen, dass einfacher empirische Abschätzverfahren unbrauchbare Ergebnisse liefern, wenn diese nur wenige Eingangsparameter berücksichtigen und nicht berücksichtigte Parameter außerhalb des – häufig nicht explizit spezifizierten – Bereichs liegen. Vor der Anwendung einfacher empirischer Abschätzverfahren muss also immer geprüft werden, ob diese für den vorliegenden Fall überhaupt angewendet werden dürfen!

Das Schwenk-Modell als Vertreter der komplexeren empirischen Abschätzverfahren prognostiziert die Kontakttemperatur im Fall B mit 5 K Abweichung gut, weist aber im Fall A mit 16 K eine große Abweichung auf. Dies deckt sich mit früheren Untersuchungen, in denen das Schwenk-Modell zum einen stellenweise sehr große Abweichungen (bis zu 40 K) und zweitens eine deutliche Tendenz zur Überschätzung der Kontakttemperatur zeigte. Das in Gleichung (7) dargestellte Regressionsmodell des Schwenk-Verfahrens kann also die physikalischen Zusammenhänge der Wärmeabfuhr nur unzureichend abbilden.

Das ExACT-Verfahren mit seinem physikalisch motivierten Ansatz schätzt im Fall A die Kontakttemperatur um 2 K geringer als von der CHT-Simulation bestimmt, im Fall B liefert das ExACT-Verfahren eine um 4 K höhere Kontakttemperatur. Damit weist das ExACT-Verfahren in beiden Fällen die geringsten Abweichungen auf.

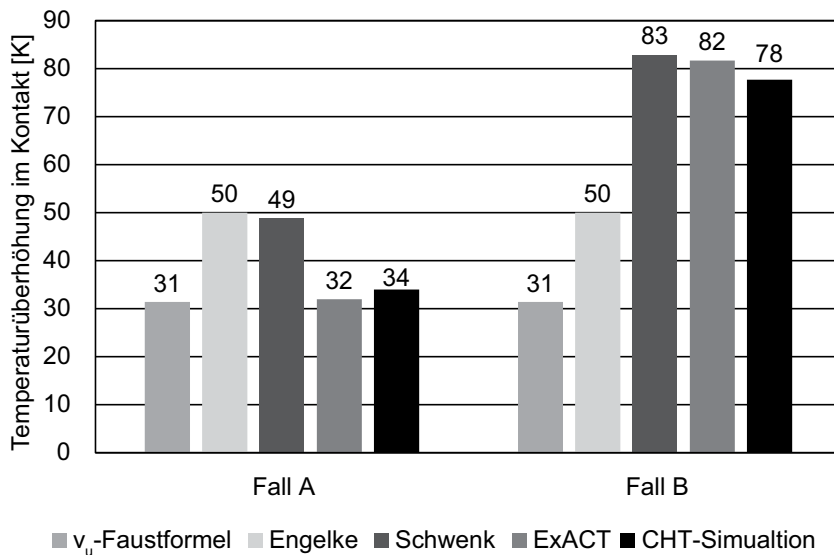


Bild 5: Geschätzte Kontakttemperaturen

3.2. Fazit

Für eine erste, überschlägige Abschätzung kann die v_u -Faustformel verwendet werden. Sie ist das mit Abstand einfachste Verfahren und ermöglicht es sogar, die Kontakttemperatur im Kopf zu berechnen. Im Gegensatz zu allen anderen vorgestellten Verfahren muss hierfür die Reibleistung des Dichtsystems nicht bekannt sein. Stattdessen wird direkt aus der Umfangsgeschwindigkeit die Temperaturüberhöhung abgeschätzt. Da viele Einflussfaktoren von der v_u -Faustformel nicht berücksichtigt werden, ist mit deutlichen Abweichungen zu rechnen – vor allem dann, wenn Einflussfaktoren außerhalb des implizit angenommenen Wertebereichs liegen.

Aufgrund dieser Unzulänglichkeiten der v_u -Faustformel erscheint es sinnvoll, in einem zweiten Schritt ein Abschätzverfahren zu verwenden, das mehr Einflussfaktoren berücksichtigt. Aufgrund ihrer konzeptionellen Überlegenheit sind physikalisch motivierte Ansätze wie das Upper- oder das ExACT-Verfahren zu bevorzugen. Beide Verfahren erfordern allerdings die Kenntnis der Reibleistung. Diese muss entweder messtechnisch ermittelt werden oder ebenfalls über ein Abschätzverfahren bestimmt werden. Hierzu bieten sich das Gümbelkurven-Verfahren [FBH14] oder das Reibmoment-Verfahren von Engelke [Eng11] an. Die Kontakttemperatur kann hierbei höchstens so genau vorhergesagt werden, wie die in die Berechnung eingehende Reibleistung bekannt ist. Eine aufwändige Analyse der Wärmeabfuhr ist deshalb nur dann zielführend, wenn auch die Reibleistung ausreichend genau bestimmt werden kann.

Da sich Reibleistung und Kontakttemperatur gegenseitig über die temperaturabhängige Schmierstoffviskosität beeinflussen, ist eine iterative Berechnung der beiden Größen erforderlich. Dieser Umstand sowie die Komplexität der Abschätzverfahren erfordern eine rechnergestützte Lösung. Hierzu kann beispielsweise eine Tabellenkalkulations-Software genutzt werden [Eng11] oder ein eigenständiges, selbst programmiertes Programm entwickelt werden. Letzterer Ansatz wird im folgenden Abschnitt kurz beschrieben.

4. Abschätzprogramm InsECT

Um die Anwendung der komplexeren Abschätzverfahren für die Dichtspalttemperatur zu erleichtern, wird am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart das Programm „InsECT“ (Instrument for Estimating the Contact Temperature of Radial Lip Seals) entwickelt, Bild 6.

InsECT bietet verschiedene Bestimmungsverfahren für die Reibleistung sowie der daraus resultierenden Kontakttemperatur, die beliebig miteinander kombiniert werden können. Die Bedienung erfolgt über eine intuitive grafische Benutzeroberfläche in Deutsch oder Englisch. Sämtliche Abschätzergebnisse können zusammen mit den gewählten Eingangsparametern manuell oder automatisch protokolliert werden. Ebenso ist das Verarbeiten großer Sätze an Eingangsparametern aus Textdateien möglich.

InsECT ist in der Programmiersprache Python 3 umgesetzt und soll nach Abschluss des Beta-Tests als Open-Source-Software Anwendern von Radial-Wellendichtungen kostenlos zur Verfügung gestellt werden.

Eine detaillierte Vorstellung des Abschätzprogramms InsECT erfolgt in [FBH16].

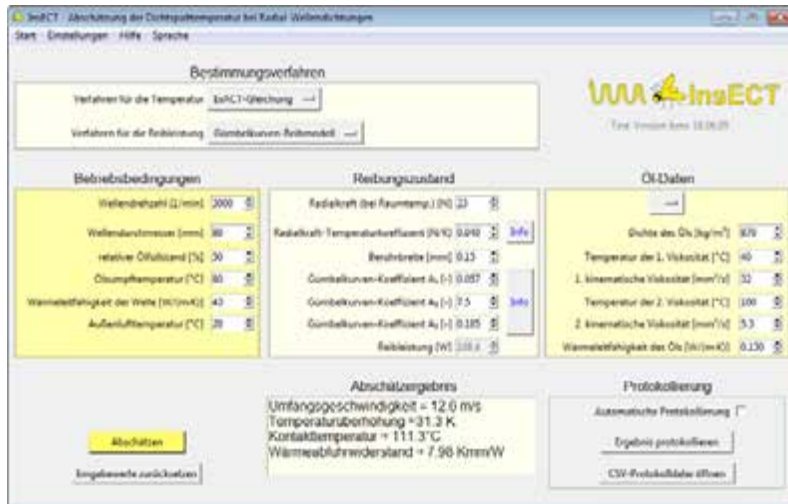


Bild 6: Benutzeroberfläche von InsECT

5. Zusammenfassung

Aufgrund von Reibwärme steigt die Temperatur im Kontaktbereich von Radial-Wellendichtungen über die Temperatur im Dichtungsumfeld und kann zum Ausfall des Dichtsystems führen. Um die Gefahr eines thermisch bedingten Ausfalls besser einschätzen zu können, muss die im Betrieb zu erwartende Kontakttemperatur möglichst genau bekannt sein.

Da Messungen und Simulationen sowohl zeit- als auch kostenaufwändig sind, werden häufig Abschätzverfahren verwendet, mit denen die zu erwartenden Kontakttemperaturen überschlägig ermittelt werden.

In diesem Beitrag werden mehrere gängige Abschätzverfahren vorgestellt und verglichen. Für eine allererste Abschätzung empfiehlt sich die v_u -Faustformel, bei der die Temperaturüberhöhung lediglich auf Basis der Umfangsgeschwindigkeit ermittelt wird. Für eine detaillierte Abschätzung in einem zweiten Schritt eignen sich physikalisch motivierte Ansätze. Hierzu zählt beispielsweise das am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart entwickelte ExACT-Verfahren, mit dem deutlich mehr Einflussfaktoren auf die Kontakttemperatur berücksichtigt werden können. Dabei hängt die Vorhersagegenauigkeit stark davon ab, mit welcher Unsicherheit die angenommene oder ermittelte Reibleistung behaftet ist.

Um die gängigen Abschätzverfahren möglichst komfortabel, schnell und fehlerfrei anwenden zu können, wird am IMA das Abschätzprogramm InsECT entwickelt.

6. Danksagung

Diese Arbeiten wurden bis zum 31.05.2016 von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) im Rahmen des Forschungsprojekts HA 2251/27-1 „Multiskalen-Simulationsmodell zur Temperaturvorhersage im Dichtsystem Radial-Wellendichtung“ gefördert.

7. Literaturverzeichnis

- [Bri73] Brink, R.V.: The Heat Load of an Oil Seal. 6th International Conference on Fluid Sealing, Munich, Germany, Feb 27th – Mar 2nd 1973. Paper C1.
- [DauHa09] Daubner, André; Haas, Werner: Simulation of the temperature in and in front of the friction contact. NAFEMS Seminar: Simulation of complex flows - Applications and trends. 2009. ISBN 978-1-874376-58-3.
- [DIN3760] DIN 3760: Radial-Wellendichtringe. September 1996.
- [DIN3761] DIN 3761: Radial-Wellendichtringe für Kraftfahrzeuge. Januar 1984.
- [DWH10] Daubner, André; Winter, Martin; Haas, Werner: Erweiterte Methode zur Simulation der Temperatur im Reibkontakt mittels CHT. Tribologie und Schmierungstechnik. 2010, Bd. 57, 2, S. 25-30.
- [Eng11] Engelke, Tobias: Einfluss der Elastomer-Schmierstoff-Kombination auf das Betriebsverhalten von Radialwellendichtringen. Dissertation. Universität Hannover, 2011.
- [FBH13] Feldmeth, Simon; Bauer, Frank; Haas, Werner: Analysis of the Influence of Different Test Rig Setups on the Contact Temperature of Radial Lip Seals by Conjugate Heat Transfer Simulation. NAFEMS World Congress 2013. Salzburg, Austria. ISBN 978-1-87-4376-91-0.
- [FBH14] Feldmeth, Simon; Bauer, Frank; Haas, Werner: Untersuchung des Einflusses verschiedener Versuchskonfigurationen auf die Dichtspalttemperatur bei Radial-Wellendichtungen mittels CHT-Simulation. NAFEMS Online-Magazin 1/2014, S. 52-62, 29. Ausgabe. ISSN 2311-522X. frei verfügbar unter <http://www.nafems.de/downloads/magazin/nl29.pdf>
- [FBH15] Feldmeth, Simon; Bauer, Frank; Haas, Werner: Bestimmung von Kennzahlen für die Temperaturüberhöhung bei Radial-Wellendichtungen mittels CHT-Simulation. ANSYS Conference & 33th CADFEM Users' Meeting 2015, Bremen, 24.-26.06.2015. ISBN 3-937523-12-X
- [FBH16a] Feldmeth, Simon; Bauer, Frank; Haas, Werner: Predicting the Contact Temperature in Radial Lip Seal Systems Using a Multiscale Simulation Model. 71th STLE Annual Meeting, Las Vegas, USA, May 15-19, 2016.
- [FBH16b] Feldmeth, Simon; Bauer, Frank; Haas, Werner: Abschätzung der Kontakttemperatur bei Radial-Wellendichtungen mit der selbstentwickelten Open-Source-Software InsECT. Schweizer Maschinenelemente Kolloquium. Rapperswil Schweiz, 22.-23.11.2016. ISBN 978-3-95908-065-1
- [FeH11] Feldmeth, Simon ; Haas, Werner: Temperaturbestimmung bei Radial-Wellendichtungen mittels CHT-Simulation. ANSYS Conference & 29th CADFEM Users' Meeting 2011. ISBN 3-937523-08-1.
- [Hor96] Horve, L.: Shaft Seals for Dynamic Applications. New York : Dekker, 1996.

-
- [JDH10] Jung, Steffen; Daubner, André; Haas, Werner: Measurement and Simulation of Two-Phase Flow in Sealing Application. 16th International Sealing Conference (ISC), Stuttgart 2010. S. 303-316. ISBN 978-3-00-03523-6.
- [Mül90] Müller, Heinz Konrad: Abdichtung bewegter Maschinenteile : Funktion, Gestaltung, Berechnung, Anwendung. Waiblingen : Medienverlag Müller, 1990. ISBN 3-920484-00-2. VERGRIFFEN.
- [MüNa98] Müller, H. K.; Nau, B.: Fluid Sealing Technology - Principles and Applications. New York : Dekker, 1998. (Deutschsprachige, aktualisierte und erweiterte Fassung als Online-Veröffentlichung unter <http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de> frei verfügbar)
- [Schw15] Schwenk, Christoph: Einflussfaktoren auf die Kontakttemperatur von Radial-Wellendichtungen, Parameterstudie und Abschätzprogramm. Unveröffentlichte Bachelorarbeit. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente. IMA2015-DT-018.
- [Upp68] Upper, Gerd: Dichtlippentemperatur von Radial-Wellendichtungen. Theoretische und experimentelle Untersuchung. Dissertation Universität Karlsruhe, 1968.
- [VDI13] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas. 11. Auflage. Berlin : Springer, 2013.
- [Wol93] Wollesen, Volkert: Temperaturbestimmung in der Dichtzone von Radialwellendichtungen als Randbedingung für die Modellierung des Dichtvorgangs. Dissertation. TU Hamburg-Harburg, 1993.