

AUTOREN



Dipl.-Ing. Ole Willers
ist Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover (LUH).



Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume
ist Leiter des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover (LUH).



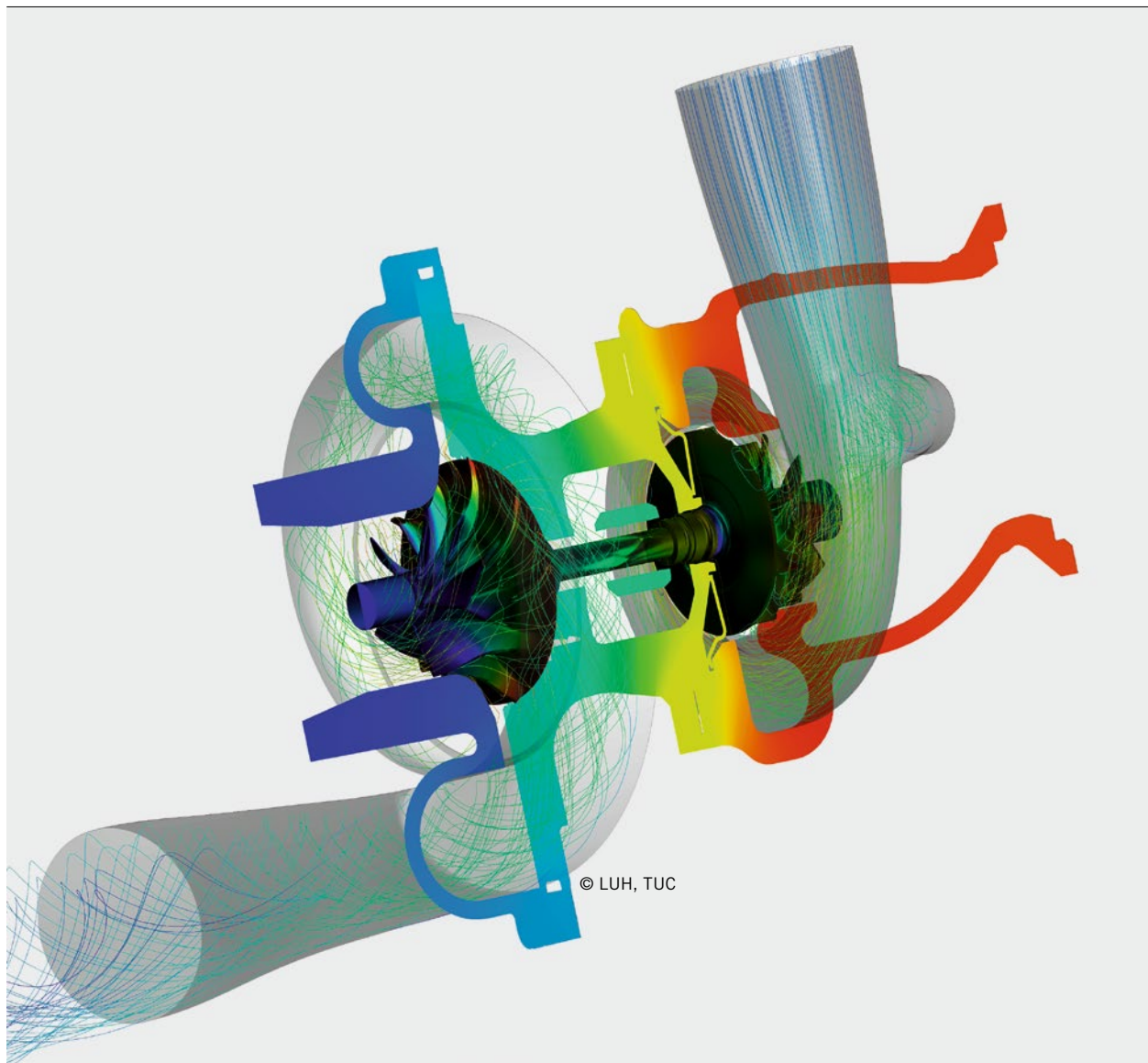
Dr.-Ing. Christopher Zeh
ist ehemaliger Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR) der Technischen Universität Clausthal (TUC).



Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze
ist Leiter des Instituts für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR) der Technischen Universität Clausthal (TUC).

Thermische Beeinflussung des ATL-Gesamtsystems unter Berücksichtigung der gekoppelten Lagerstellen

Modellbasierte Berechnungswerkzeuge dienen der frühzeitigen Designbewertung. Der sinnvolle Einsatz ist nur dann möglich, wenn thermodynamische Vorgänge realitätsnah abgebildet werden können, für die ein ausreichend tiefgehendes Verständnis erforderlich ist. Daher erfolgten im Rahmen des FVV-Vorhabens „Thermisch beeinflusste ATL-Lagerreibung“ (FVV-Nr. 1238) an der Leibniz Universität Hannover (LUH) und der Technischen Universität Clausthal (TUC) Untersuchungen der Vorgänge an den Lagerstellen und den Wärmestrommechanismen innerhalb eines Pkw-Turboladers.



© LUH, TUC

1	MOTIVATION
2	EINLEITUNG
3	METHODOLOGIE
4	MODELLVALIDIERUNG
5	ANALYSE DER THERMISCHEN BEEINFLUSSUNG
6	SCHLUSSFOLGERUNGEN

1 MOTIVATION

Die Turboaufladung ist als Schlüsseltechnologie im Fokus der Entwicklung effizienter Verbrennungsmotoren. Zur Vermeidung zeit- und kostenintensiver Experimente sowie zur Abstimmung von Aufladesystem und Motor werden Berechnungswerkzeuge zur Abbildung des realen Betriebsverhaltens von Abgasturboladern (ATL) benötigt. Insbesondere zur Modellierung von Gleitlagern sind genauere Kenntnisse über thermophysikalische Vorgänge erforderlich, da sie die Lagerverlustleistung des ATL-Gesamtsystem stark beeinträchtigt.

Um das Verständnis der komplexen hydrodynamischen Prozesse im ATL und deren Wechselwirkung mit den Lagerstellen zu erlangen, wurden am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover (LUH) und dem Institut für Tribologie und Reibleistung (ITR) der Technischen Universität Clausthal (TUC) Sensitivitätsanalysen auf Basis experimenteller und numerischer Untersuchungen durchgeführt.

2 EINLEITUNG

In Kombination mit Downsizing und Downspeeding hat sich die Turboaufladung in der Mehrzahl der Otto- und Dieselmotoren für Nutzfahrzeuge und Personenkraftwagen etabliert. In der Entwicklung und Produktion von effizienten ATL und deren Einzelkomponenten werden höhere Nutzleistungen durch höhere Mitteldrücke, verbesserte dynamische Verhalten, geringere spezifische Kraftstoffverbräuche und die Erfüllung der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte verfolgt.

Eine effiziente Designbewertung ist allerdings nur mit Abbildung des realen Betriebsverhaltens durch ausreichende Kenntnis der thermophysikalischen Vorgänge möglich.

In Pkw-ATL kommen meist hydrodynamische Radial- und Axialgleitlager mit gekoppelten Schmierfilmen und kleiner Baugröße zum Einsatz. Die Erfassung der Lagerkennwerte im Betrieb ist jedoch nur unter großem technischen Aufwand experimentell realisierbar. Daher werden bei der Bestimmung der Randbedingungen vereinfachte Annahmen oder Versuchsrandbedingungen gewählt [1, 2]. Gleitlagerberechnungsprogramme kommen auf Grundlage der Reynolds-Gleichung zum Einsatz, um das Betriebsverhalten zeiteffizient vorherzusagen [3]. Einzelexperimente an Radial- und Axialgleitlagern zeigen, dass die Bestimmung der thermischen Randbedingungen, insbesondere der Wellen- und Spurscheibentemperatur, von entscheidender Bedeutung ist, um das Betriebsverhalten realistisch zu modellieren [4, 5]. Diese experimentelle Bestimmung ist jedoch in ATL kleiner Baugröße schwierig, sodass aufgrund der komplexen und gekoppelten hydrothermodynamischen Vorgänge bei der Berechnung der Lagerkennwerte noch immer erhebliche Unsicherheiten bestehen.

3 METHODOLOGIE

Für die Sensitivitätsanalysen wurde ein Instrumentierungskonzept umgesetzt, das – zusätzlich zu den standardmäßigen Messstellen zur globalen Bilanzierung – über 60 Temperatur- und 25 Druckmessstellen in den Fluid- und Festkörperkomponenten inklusive der Lagerstellen umfasst. Die Instrumentierung erfolgte unter dem Aspekt, die relevanten Schnittstellen für das numerische Modell hinsichtlich des thermischen Zustands korrekt definieren und unbekannte Randbedingungen direkt bestimmen zu können. Um die Einflüsse des Wärmeaustauschs durch freie Konvektion und Strahlung mit der Umgebung zu minimieren, wurden der ATL und die Zu- und Abströmleitungen mit hochtemperaturbeständigem Material isoliert, **BILD 1**. Es wurde ein numerisches Gesamtmodell

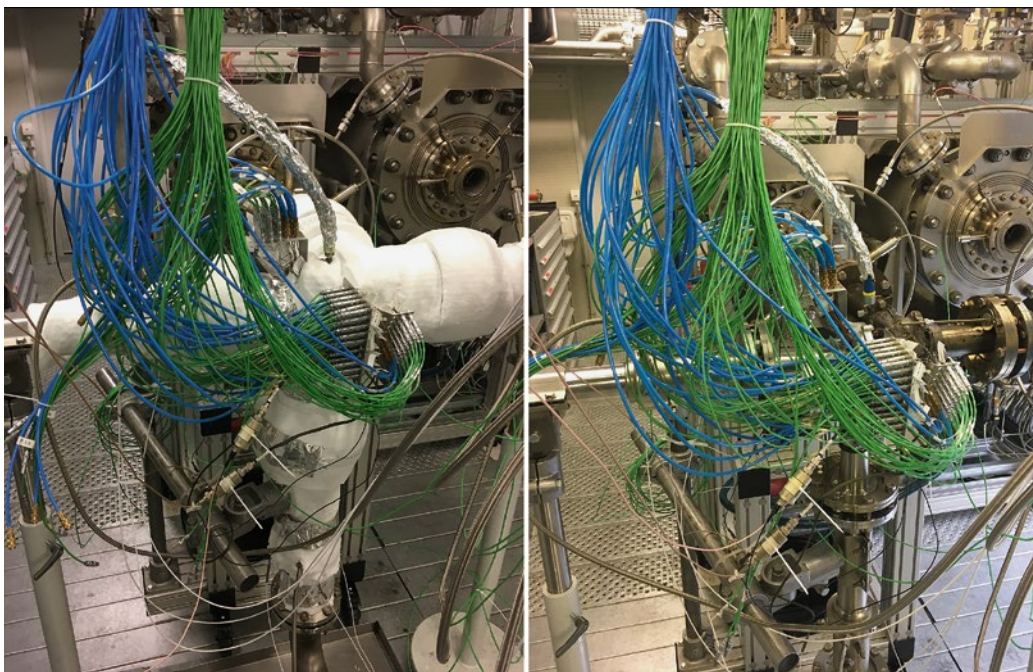


BILD 1 Isolierter (links) und nicht isolierter (rechts) Versuchs-ATL auf dem TFD-Prüfstand (© LUH)

mit konjugiertem Wärmeübergang (Conjugate Heat Transfer, CHT) des ATL – bestehend aus Fluid- und Festkörper-Segmenten – aufgebaut und anhand der experimentellen Daten validiert. Die thermischen Randbedingungen wurden durch eine bidirektionale, iterative Kopplung der Gleitlagerberechnungsprogramme (Combros-A und Flobucom) mit dem CHT-Modell unter Berücksichtigung der Lagerdissipation in der Gesamtwärmebilanz bestimmt. Da die Festkörpertemperaturen einen wesentlichen Einfluss auf die hydrodynamischen Vorgänge in den Lagerschmierspalten haben, wurden Gleitlagermodelle implementiert. So können die relevanten physikalischen Effekte sowie die energetische, hydraulische und mechanische Kopplung zwischen den einzelnen Fluidfilmen (Radiallager) und nichtperiodische thermische Randbedingungen (Axiallager) berücksichtigt werden. Dies gewährleistet eine optimale, detaillierte bidirektionale Kopplung mit dem numerischen CHT-Modell des Turboladers [6, 7].

4 MODELLVALIDIERUNG

Die Validierung des CHT-Modells erfolgte sowohl für die Fluid- als auch für die Festkörperbereiche. Die vorliegende Validierung beschränkt sich exemplarisch auf einige projektspezifische Betriebspunkte (BP), **BILD 2**. Aufgrund der verwendeten Einlass- und Auslassrandbedingungen dient die Fluidtemperatur am Verdichter- und Turbinenauslass als integraler Wert für die Validierung der Fluiddomäne. Zur Validierung der Festkörperbereiche dienen axial über den ATL angebrachte Gehäuse-temperatur-Messstellen. Die Abweichung von experimentell zu numerisch bestimmten Temperaturen beträgt maximal 10 K (Fluiddomäne) beziehungsweise 14 K (Festkörpertemperatur) für den Referenz-BP 2. Die thermischen Randbedingungen des Axiallagers ergeben sich direkt aus der gekoppelten Analyse aus CHT- und Lagermodell. Daher sind die numerischen Ergebnisse nicht von einer Abschätzung realistischer Randbedingungen abhängig, wie dies bei einer isolierten Lageranalyse der Fall wäre. Die maximale Abweichung der Axiallagertemperaturen für BP 2 beträgt 5 K, **BILD 3**. Die indirekte Validierung der Rotor- und Spurscheiben-Temperaturverteilung erfolgt über die maßgeblich durch die Rotortemperatur beeinflusste Schwimmbuchsendrehzahl und die ATL-Verlustleistung [6]. Zum einen wird dazu das Verhältnis von Schwimmbuchsen- zu Rotordrehzahl gebildet. Die absolute Abweichung von experimentellen zu numerischen Ergebnissen beträgt maximal 0,03, **BILD 4**. Zum anderen wird die Ölenthalpie-Differenz zur Bestimmung der ATL-Verlustleistung herangezogen. Die jeweiligen Beiträge zur Gesamtverlustleistung variieren im untersuchten Bereich zwischen 55/45 % und 75/25 % und weisen eine maximale prozentuale Abweichung von circa 13 % auf [6, 7].

5 ANALYSE DER THERMISCHEN BEEINFLUSSUNG

Die etablierte bidirektionale Kopplung zwischen CHT-Modell und thermo-hydrodynamischen Lagerberechnungsprogrammen sowie die anschließende Validierung ermöglichen eine qualitative und quantitative Bewertung des Wärmestroms an den Schnittstellen. Die Analyse unterschiedlicher BP bei hohen Verdichter-Luftmassenströmen zeigt, dass die umgebenden Komponenten den Schmierstoff grundsätzlich erwärmen. Somit dient dieser zum einen der Kompensation von externen Lasten und der Begrenzung von Relativbewegungen des Rotors in den Lagern. Zum anderen wirkt er als Wärmesenke für das ATL-Gesamtsystem und kühlt die

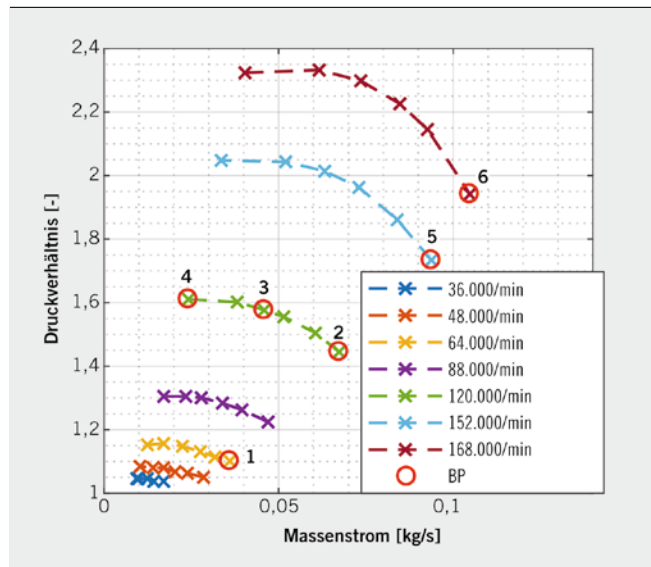


BILD 2 ATL-Verdichterkennfeld inklusive der projektspezifischen BP [6] (© LUH, TUC)

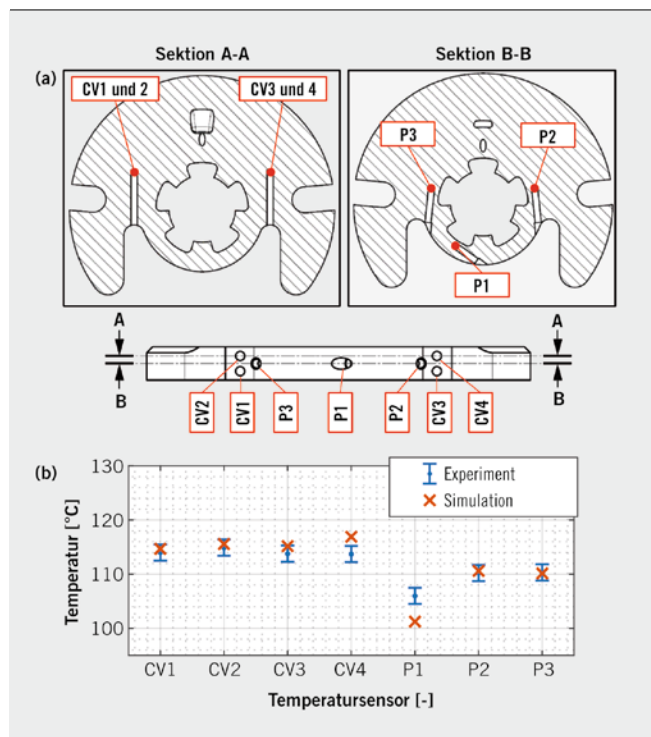


BILD 3 Messstellen des instrumentierten Axiallagers (a) und experimentell sowie numerisch ermittelte Temperaturen für BP 2 (b) [6] (© LUH, TUC)

umgebenden Komponenten. Mit zunehmender Rotordrehzahl steigt die Dissipation innerhalb der Lagerstellen, was wiederum zu einer steigenden Schmierfilmtemperatur und damit einer verringerten Kühlwirkung führt. Zusätzlich zu der Drehzahlabhängigkeit kann für das Axiallager eine Lastabhängigkeit der Wärmeübertragung nachgewiesen werden. Für die untersuchten BP bei hohen Verdichter-Luftmassenströmen gilt, dass auf der belasteten Axiallagerseite aufgrund der erhöhten Dissipation eine Wärme-

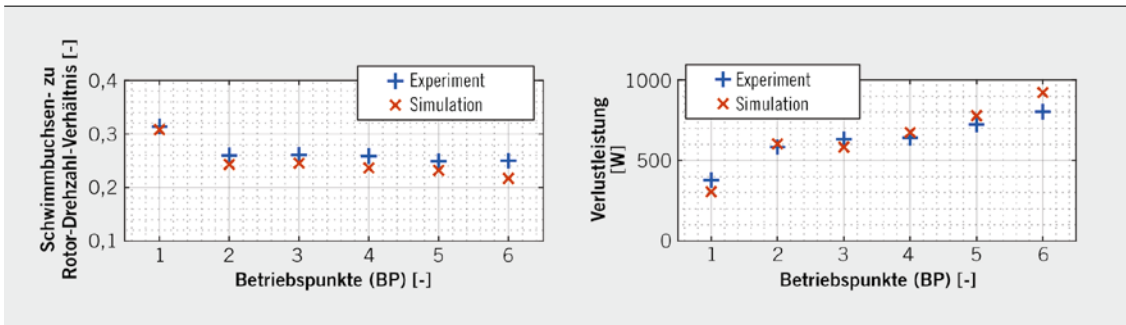


BILD 4 Experimentell und numerisch bestimmtes Drehzahlverhältnis von Schwimmbuchse zu Rotor des verdichterseitigen Radiallagers (links) und die ATL-Verlustleistung (rechts) für BP 1-6 [6] © LUH, TUC

übertragung vom Schmierstoff zu den umgebenden Komponenten stattfindet. Auf der nichtbelasteten Axiallagerseite kommt es zu einem Wärmeeintrag von den Festkörpern zum Fluid. Bei ausgeglichener Axialkraft und damit einem annähernd zentrischen Lauf von Axiallagerscheibe zu den Spurscheiben ist die Dissipation gering, sodass über beide Lagerseiten eine erhöhte Wärmeübertragung von den umgebenden Gehäusekomponenten an den Schmierstoff erfolgt.

Um den Einfluss vom Lagersystem auf die Rotortemperaturverteilung bewerten zu können, wurden numerische Untersuchungen

mit adiabaten Randbedingungen an den Rotor-Lager-Schnittstellen durchgeführt. **BILD 5** stellt exemplarisch die mittlere Rotortemperatur für die diabatische und adiabatische Analyse für BP 2 dar. Unter adiabaten Randbedingungen stellt sich erwartungsgemäß ein näherungsweise lineares Temperaturprofil über die Rotorwelle ein, wohingegen die Betrachtung mittels diabater Randbedingungen einen signifikanten Einfluss der Wärmeübertragung an den Lagerstellen aufzeigt. Für diesen Vergleich ergibt sich eine maximale Temperaturdifferenz der Rotorwelle nahe dem turbinenseitigen Radiallager von circa 150 K. Der Effekt ist besonders im

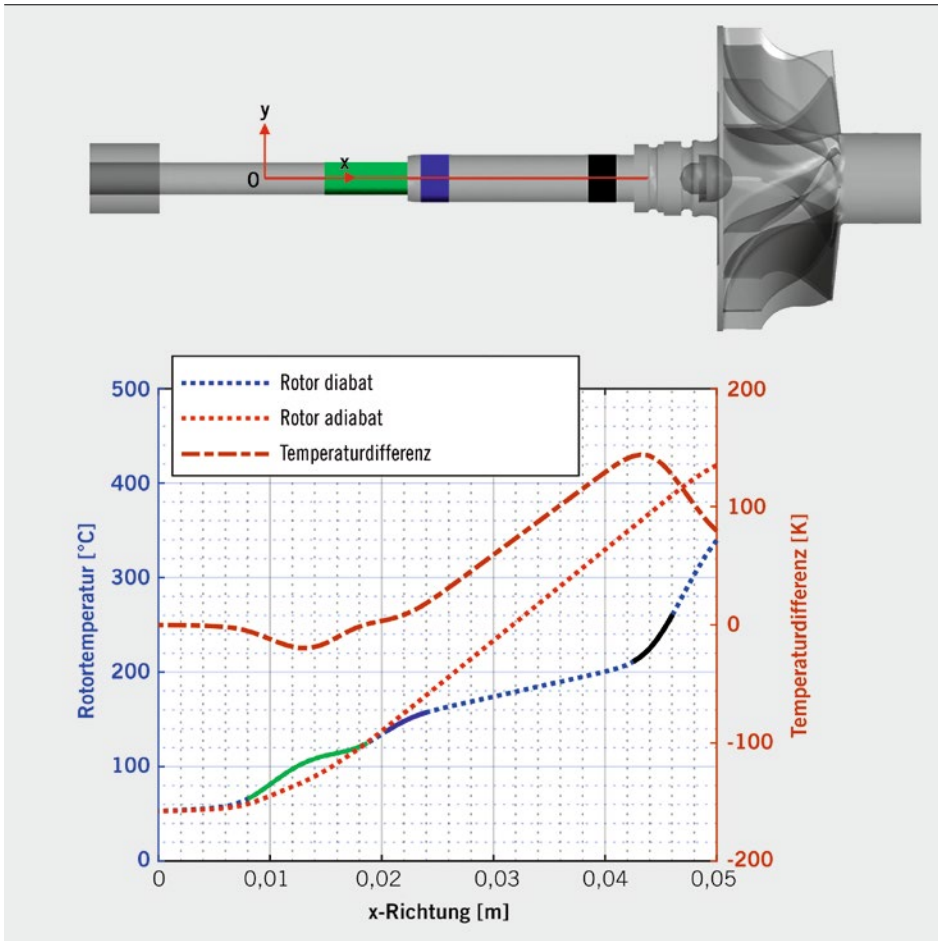


BILD 5 Skizze der Temperaturverteilung am Rotor (oben) und Analyse der mittleren Rotortemperatur bei diabaten und adiabaten Randbedingungen für BP 2 (unten) [6] © LUH, TUC

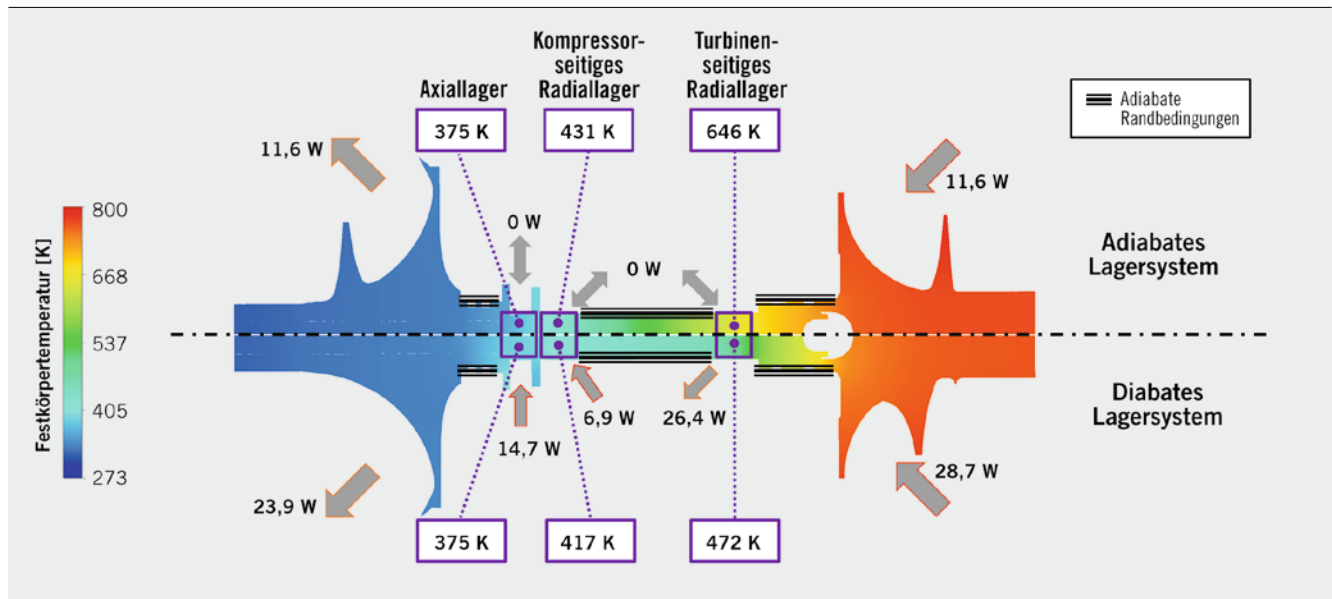


BILD 6 Analyse der Wärmeübergangsprozesse unter adiabaten (oberhalb der Achse) und diabaten Randbedingungen für BP 2 (unterhalb der Achse) © LUH, TUC

Bereich zwischen Axiallager und turbinenseitigem Radiallager relevant. Beim Vergleich beider Ansätze ergeben sich dort positive und negative Temperaturdifferenzen. Die Analyse der Wärmeübertragungsprozesse am Rotor in **BILD 6** zeigt, dass sich diese unter Berücksichtigung des Lagereinflusses erheblich ändern. An dem turbinenseitigen Radiallager wird eine bedeutende Wärmemenge durch den Schmierfilm vom Rotor abgeführt und verlässt das System konvektiv. Demgegenüber wird dem Rotor sowohl durch das verdichterseitige Radial- als auch durch das Axiallager Wärme zugeführt, da die Dissipation in den Schmierfilmen entsprechende Temperaturgradienten verursacht [6, 7].

6 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die hohen Temperaturgradienten an einem hydrodynamisch gelagerten Pkw-ATL sorgen insbesondere an den Lagerstellen für komplexe, lokal variierende Wärmestrompfade, die bei isolierter Betrachtung einzelner Lagerstellen nicht vorhergesagt werden können. Sie können mittels diabatem und bidirektionalem Ansatz aufgezeigt werden. Der thermische Einfluss der Lager-Rotor-Interaktion wird durch die bidirektionale Kopplung der Lagerschnittstellen berücksichtigt. Die Wärmeübertragung an den Schnittstellen wechselt in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsbedingungen, der Temperatur der Systemumgebung und den Lagereigenschaften. Die variierenden Wärmestrompfade führen zu unterschiedlichen Temperaturprofilen des Rotors. Unter Berücksichtigung des Einflusses der Lager ändert sich die Rotortemperatur von einem nahezu linearen zu einem nichtlinearen Profil, was zu hohen lokalen Temperaturgradienten führt. Zusätzlich zeigen die Ergebnisse, dass es aufgrund der unterschiedlichen Ansätze zu einer Beeinflussung der Wärmeübertragung zwischen den Laufrädern und dem Fluid kommt.

LITERATURHINWEISE

[1] Deligant, M.; Podevin, P.; Descombes, G.: Experimental identification of turbocharger mechanical friction losses. In: Energy 39 (2012), Nr. 1, S. 388-394

[2] Hoepke, B.; Uhlmann, T.; Pischinger, S.; Lueddecke, B.; Filsinger, D.: Analysis of Thrust Bearing Impact on Friction Losses in Automotive Turbochargers. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 137 (2015), Nr. 1
 [3] San Andrés, L.; Barbarie, V.; Bhattacharya, A.; Gjika, K.: On the Effect of Thermal Energy Transport to the Performance of (Semi) Floating Ring Bearing Systems for Automotive Turbochargers. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 134 (2012), Nr. 10
 [4] Porzig, D.; Raetz, H.; Schwarze, H.; Seume, J. R.: Thermal Analysis of Small high-speed floating-ring Journal bearings. In: Proceedings of 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging (2014), S. 421-436
 [5] Porzig, D.: System-spezifische Schmierfilm-dissipation in den radialen Lagerstellen von Abgasturbo ladern. Clausthal, Technische Universität, PhD-Thesis, 2015
 [6] Zeh, C.; Willers, O.; Hagemann, T.; Schwarze, H.; Seume, J. R.: Evaluation of the rotor temperature distribution of an automotive turbocharger under hot gas conditions including indirect experimental validation. In: Proceedings of ASME Turbo Expo (2020), Nr. GT2020-14972
 [7] Zeh, C.; Willers, O.; Schwarze, H.; Seume, J.R.: Thermally influenced TC Bearing Friction. FVV Abschlussbericht, Nr. H1219-V1238, Frankfurt, 2020

DANKE

Das Forschungsvorhaben (FVV-Projekt Nr. 1238) wurde am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (TFD) der Leibniz Universität Hannover (LUH) unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume und am Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen (ITR) der Technischen Universität Clausthal (TUC) unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Hubert Schwarze durchgeführt. Es wurde mit Eigenmitteln finanziell gefördert und von einem Arbeitskreis unter der Leitung von Dipl.-Ing. Uwe Tomm (ehemals BorgWarner Turbo Systems Engineering GmbH) begleitet. Die Autoren bedanken sich bei den Fördergebern, der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e. V. und allen Projektbeteiligten für die Unterstützung des Vorhabens.



READ THE ENGLISH E-MAGAZINE

Test now for 30 days free of charge: www.mtz-worldwide.com