

Stefan Kilian

Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen

D 93
ISBN 3 - 936100 – 03 - 9

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 6170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Institutsleiter

Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen

Von der Fakultät Konstruktions- und Fertigungstechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Stefan Kilian

geboren in Aalen

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Gisbert Lechner
Mitberichter: Prof. Dr. rer. nat. Rainer Gadow
Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche

Tag der Einreichung: 21.02.2001

Tag der
mündlichen Prüfung: 21.10.2002

Institut für Maschinenelemente

2002

Meinen Eltern gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Die in diesem Projekt durchgeführten Untersuchungen waren Inhalt des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) geförderten Forschungsvorhabens „Flächendichtverbindungen“.

Mein vorrangiger Dank gilt meinem verstorbenen Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Gisbert Lechner, ehemaliger geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente, für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit bis zur abschließenden Erstellung des Hauptberichtes und für die Schaffung eines sowohl in fachlicher als auch in menschlicher Hinsicht vorbildlichen und vertrauensvollen Arbeitsumfeldes. Sein völlig unerwarteter Tod im Mai 2002 ging mir sehr nahe.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Ordinarius und Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich für die kurzfristige und unkomplizierte Vertretung des Hauptberichters Prof. Lechner.

Besonders bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. Rainer Gadow, Ordinarius und Leiter des Instituts für Fertigungstechnologie keramischer Bauteile an der Universität Stuttgart, für die zahlreichen Gespräche und kooperativen Anregungen, für die kritische Durchsicht der Arbeit und für die Übernahme des Mitberichtes.

Herrn Dr.-Ing. habil. Martin Jäckle, dem technischen Leiter des Forschungsprojektes, danke ich für seinen fachlichen Rat und die Herstellung von guten Kontakten zu Projektpartnern in der Industrie.

Allen meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen gebührt Dank für die Pflege eines sehr freundschaftlichen, von Rat und Tat geprägten Arbeitsklimas. Für Ihre Hilfsbereitschaft ziehe ich den Hut vor den Kollegen André Gütlein und Lothar Hörl. Ganz besonders hervorheben möchte ich die sehr angenehme Zusammenarbeit mit meinem ehemaligen Zimmerkollegen und heutigen Freund Ralf Kubalczyk.

An dieser Stelle möchte ich mich auch bei allen Studenten bedanken, die als Wissenschaftliche Hilfskräfte oder im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten einen Beitrag zum Entstehen dieser Arbeit geleistet haben. Besonders danke ich den Herren Steffen Buhl, Markus Grammer, Simon Haas und Ingo Sauter.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	I
Abkürzungen	II
0 Extended Abstract (English version)	IV
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Ziele der Arbeit.....	2
1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung.....	3
2 Stand der Forschung und Technik	5
2.1 Aktuelle Entwicklungen bei der Gestaltung von Flächendichtverbindungen	6
2.2 Methode der Strukturoptimierung im Konstruktionsprozeß.....	9
2.3 Vorarbeiten am Institut für Maschinenelemente	13
3 Flächendichtungsprüfstand	16
3.1 Konstruktiver Aufbau	16
3.2 Mess- und regelungstechnisches Konzept.....	21
4 Flächendichtungen unter dynamischer Pressung	23
4.1 Versuchsprogramm für Flächendichtungsmaterialien.....	27
4.1.1 Vorversuche mit pulsierender Flächenpressung.....	28
4.1.2 Grundlagenversuche mit pulsierender Flächenpressung.....	28
4.1.3 Kompakt-Prüfverfahren für Flächendichtungen unter pulsierender Pressung.....	30
4.2 Weichstoffdichtungsmaterial W1	31
4.2.1 Vorversuch Weichstoffdichtung W1	32
4.2.2 Grundlagenversuche Weichstoffdichtung W1	33
4.2.3 Kompakt-Prüfverfahren Weichstoffdichtung W1	46
4.3 Flüssigdichtmittel F1	48
4.3.1 Vorversuch Flüssigdichtmittel F1	49

4.3.2	Grundlagenversuche Flüssigdichtmittel F1	50
4.3.3	Kompakt-Prüfverfahren Flüssigdichtmittel F1	56
4.4	Metallsickendichtung MSD1	58
4.4.1	Vorversuch Metallsickendichtung MSD1	60
4.4.2	Grundlagenversuche Metallsickendichtung MSD1	61
4.4.3	Kompakt-Prüfverfahren Metallsickendichtung MSD1	67
4.5	Vergleich der Dichtungstechnologien.....	69
5	FEA-Integration des erweiterten Werkstoffmodells.....	74
6	Topologische Strukturoptimierung von Gehäuse-Dichtsystemen mit IMAStruct.....	80
6.1	Motivation für die Entwicklung eines Strukturoptimierers	80
6.2	Strukturoptimierung an einfachen Schraubflanschen.....	81
6.2.1	Pressungsoptimierung an einfachen Schraubflanschen.....	82
6.2.2	Torsionsoptimierung an einfachen Schraubflanschen.....	87
6.3	Strukturoptimierung am Gehäuse eines Stirnradgetriebes.....	92
6.3.1	Pressungsoptimierung am Gehäuse eines Stirnradgetriebes.....	96
6.3.2	Torsionsoptimierung am Gehäuse eines Stirnradgetriebes.....	101
7	Zusammenfassung	110
8	Literatur.....	113
	Lebenslauf.....	121

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A_0	mm^2	Anfangsdichtfläche bei der Torsionsoptimierung
A_i	mm^2	Dichtfläche bei der Torsionsoptimierung im i-ten Berechnungssinkrement
A_{aktiv}	mm^2	Hydraulisch aktive Fläche im Dichtraum
A_D	mm^2	Dichtoberfläche
A_{Hyst}	mm^2	Hysteresenfläche
E'	MPa	Dynamischer Modul
E_{Gewinde}	MPa	Elastizitätsmodul des modellierten Gewindes
f_D	s^{-1} , Hz	Pressungsfrequenz auf der Dichtfläche
F_i	N	Betriebskraft durch Innendruck im Dichtraum
F_Q	N	Querkraft an einer Flächendichtverbindung
F_S	N	Schraubenkraft
F_V	N	Schraubenvorspannkraft
h_0	mm	Anfangsdichtungsdicke im Neuzustand
h	mm	Aktuelle Dichtungsdicke
Δh_{dyn}	mm	Dynamischer Setzbetrag
Δh_{stat}	mm	Statischer Setzbetrag
K_{opt}	-	Optimierungsfaktor der Torsionssteifigkeit
M_{ab}	Nm	Abtriebsmoment
M_{an}	Nm	Antriebsmoment
M_{diff}	Nm	Differenzmoment
l_k	mm	Klemmlänge einer Gehäuse-Verschraubung
p_i	bar	Innendruck im Dichtraum
p_D	MPa	Pressung auf der Dichtfläche
$p_{D,m}$	MPa	Mittlere Pressung auf der Dichtfläche
Δp_D	MPa	Pressungsdifferenz auf der Dichtfläche
Δs	mm	Verschiebung eines gegenüberliegenden Knotenpaares an der Dichtoberfläche

Zeichen	Einheit	Bedeutung
t_{Mont}	min.	Montagezeitraum
u_{D}	mm	Gesamt-Spring-Auslenkung
Δx	mm	Spring-Auslenkung in x-Richtung
Δy	mm	Spring-Auslenkung in y-Richtung
Δz	mm	Foundation-Auslenkung in z-Richtung
T	Nm	Torsionsmoment an einer Flächendichtverbindung
W_{d}	J	Dämpfungsarbeit
δ_{S}	mm/N	Nachgiebigkeit der Schraube
δ_{T}	mm/N	Nachgiebigkeit der Flansche
ε	-	Dehnung / Zusammenpressung der Prüfdichtung
$(1-\varepsilon)$	-	Normierte Dichtungsdicke
$(1-\varepsilon_0)$	-	Montagekennlinie
$(1-\varepsilon_e)$	-	Rückfederkennlinie
$(1-\varepsilon_{\text{S}})$	-	Betriebskompressionskennlinie
$(1-\varepsilon_0-\varepsilon_{\text{S}})$	-	Gesamtverformungskennlinie
φ_0	°	Anfangsverdrehung von Flansch und Gegenflansch
φ_i	°	Verdrehung von Flansch und Gegenflansch im i-ten Berechnungsincrement
ϑ_{D}	°C	Temperatur auf der Dichtfläche
τ_{xy}	MPa	Schubspannungen auf der Dichtfläche
$\Delta\tau_{xy}$	MPa	Schubspannungsdifferenz auf der Dichtfläche
τ_{r}	MPa	Schubspannungen im Dichtungsmaterial durch Reibungselastizität
γ_{r}	°	Scherungswinkel

Abkürzungen

Zeichen	Bedeutung
CAO	Computer Aided Optimization

Zeichen	Einheit	Bedeutung
CIP		Cured-In-Place-Flüssigdichtungen
DDP		Deckeldichtungsprüfstand
F1		Untersuchtes Flüssigdichtmittel
FEA		Finite Elemente Analyse
FIP		Formed-In-Place-Flüssigdichtungen
FP		Flächendichtungsprüfstand
IMA		Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
MLS		Multilayer Steel Gasket (Mehrlagen-Stahldichtung)
MSD1		Untersuchte Metallsickendichtung
NBR		Nitril-Butadien-Kautschuk
PVP		Pressungsverteilungsprüfeinrichtung
RTV		Room-Temperature-Vulcanizing-Silikone
W1		Untersuchtes Weichstoffdichtungsmaterial
ZKD		Zylinderkopfdichtung

0 Extended Abstract: Design of high-dynamically stressed gasketed bolted joints

The operation-fair layout of the sealing area of a housing with a bolted flange sealing is problematic for the experienced design engineer. Even with the attention of numerous design guidelines and standards it is difficult to estimate the influence of different operational loads on the deformation behavior of the sealing system “flange - screw connections - gasket – counter flange”. Operational loads e.g. in the case of a housing of a spur gear drive or of an automotive transmission can be forces (F_Q), torques (T) and thermal stress. Like these loads also the internal forces (preload F_V) can vary in their course, which makes the design of gasketed bolted joints even more difficult.

Due to the complexity of these problems computer-aided numeric simulation methods like the structure-mechanical finite element analysis (FEA) are used with the design of gasketed bolted joints for quite some time. By means of such tools the deformation behavior and the stress and strain of a modeled part can be determined in good approximation. During the numeric investigation of a flange sealing however the material behavior of the gasket has a crucial influence on the deformation behavior of the flange system. In order to be able to consider this nonlinear influence of the gasket with a FEA, a suitable material model is needed, which can be implemented into a commercial FE program system.

The use of FEA based structural optimization methods, which is already state of the art during the product development process of many technical components, was not possible with the design of gasketed bolted joints so far, since the objective functions of the optimization here required cannot be achieved by software tools, which are available on the market.

0.1 Objectives of the thesis

In the context of this work it is to be investigated to what extent a global computer-aided design procedure for housing sealing systems can be implemented to the design and product development process, which - contrary to the conventional "isolated solutions" or expert systems for special sealing problems - is generally applicable.

For that purpose a material model for gasket materials, compiled at the Institute for Mechanical Components of the University of Stuttgart, is to be developed further, so that the modeling of all loads occurring in the operation of a gasketed bolted joint - static or dynamic contact stress, static or dynamic shear stress or thermal loads - becomes possible.

An extensive test program with different gasket materials subjected to high-dynamic contact stress load is to precede the modeling of these operation loads, which is executed on a test rig for the investigation of gasket materials. An aramide fiber-reinforced soft material W1, an anaerobically curing liquid sealant F1 on Dimethacrylatester-base and a NBR coated multi-layer steel gasket MSD1 are examined.

Therefore an existing test bench at the institute must again be conceived both in its design structure and in its measuring and control equipment. Objective is the measuring coverage of the deformation behavior of test seals subjected to pulsating contact stress and high thermal load. The results of the test program are to enable the integration of the operation load "dynamic contact stress" into the mentioned material model for gasket materials.

After the integration of the gasket material model into a finite element program system a computer-aided design procedure for housing sealing systems is to be developed, with whose assistance the gasketed bolted joint can be arranged optimal regarding the expecting operation loads during the product development process of a housing.

0.2 Methodology during the solution identification

For reaching the objectives mentioned above the solution method shown in *Figure 0.1* is applied in the context of this work:

In chapter 3 the structure of the redesigned test rig for the investigation of gasket materials is described: apart from investigations on test seals subjected to alternating shear stress, which were the focus of attention of /1/, now tests on gasket materials under dynamic contact stress and high thermal load can be executed as well.

The developed test program for test seals subjected to dynamic contact stress is demonstrated in chapter 4. In preliminary tests, basic experiments and in a compact testing method three different gasket materials are examined. The observed deformation behavior is described with the new parameters dynamic module E' and the damping work W_d .

Chapter 5 points out how the gasket material model extended that way is implemented into a finite element program system. Special coupling elements of the type "spring" and "foundation" and user-defined subroutines are applied. In two grouping algorithms the model of a gasketed bolted joint is being prepared for a structural optimization.

In chapter 6 the methodology for the development of the algorithms "IMAStruct" for the automated topology optimization of arbitrary flange sealings is illustrated. Applied on bolted flanges with a simple seal geometry the algorithms are tested for the contact stress and torsion optimization. The transferability on any gasketed bolted joint is proven with the model of the housing of a spur gear drive.

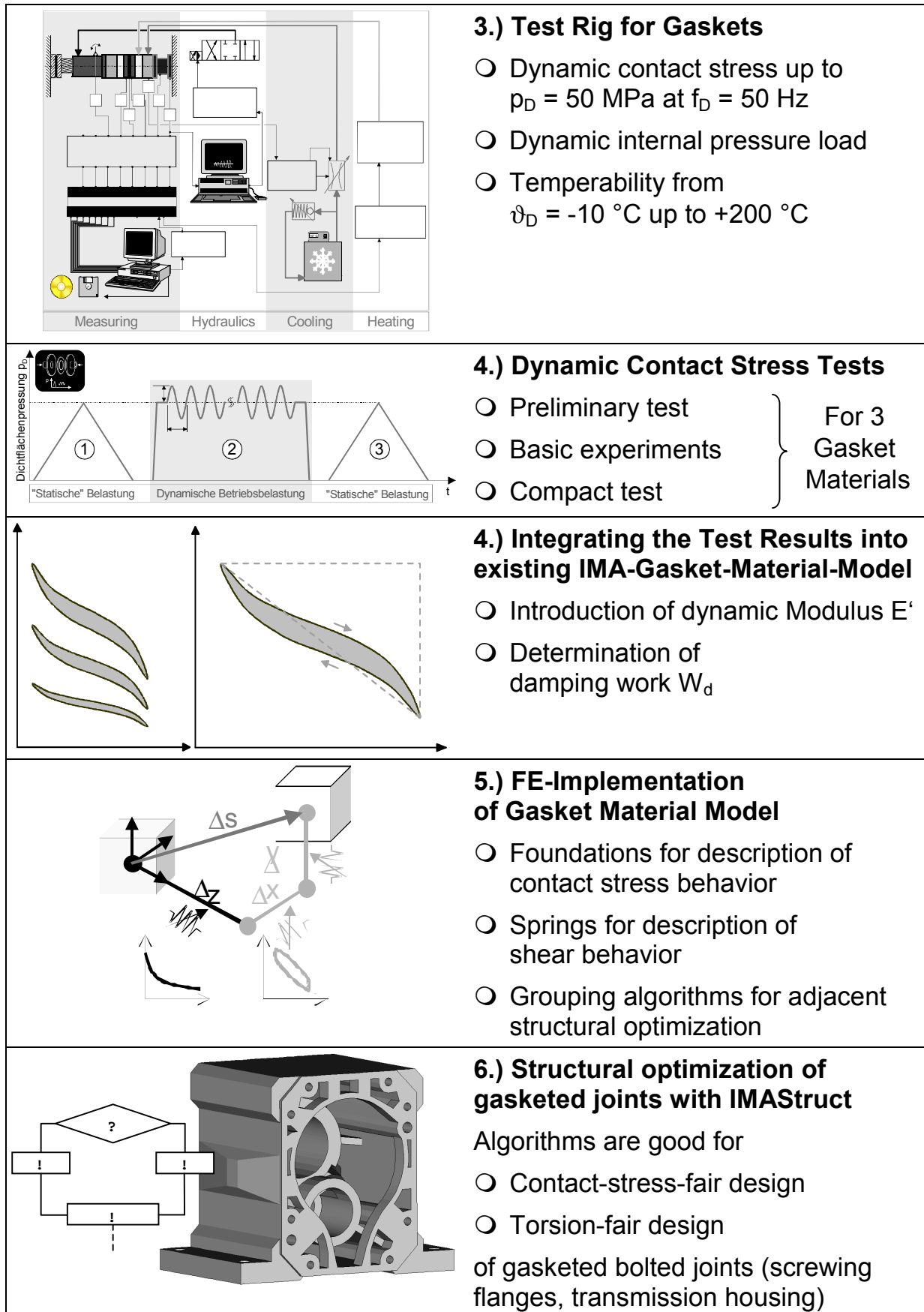


Figure 0.1: Objectives of thesis and methodology during the solution identification

0.3 Conclusions and Summary

A test rig for the investigation of gasket materials was redesigned and integrated into a new measuring and control equipment. Thus now the analysis and coverage of the sealing and deformation behavior of different housing sealing technologies under arbitrary assembly and operating conditions can be performed: the test gasket can be subjected to a static or dynamically pulsating contact stress load up to 50 MPa on different sealing surfaces or to an alternating shear stress by torsion up to 1000 Nm. The sealed volume can be subjected to a static or pulsating internal pressure up to 350 bar. The test flanges can be tempered from -10 to +200 °C.

In order to be able to characterize the material behavior of gasket materials subjected to pulsating contact stress and to describe it by means of material parameters, an extensive test program on the gasket test rig was carried out on three typical materials, which are used with dynamically highly stressed gasketed bolted joints. An aramide fiber-reinforced soft material W1, an anaerobically curing liquid sealant F1 on Dimethacrylatester-base and a NBR coated multi-layer steel gasket MSD1 were examined. Regarding the comparability of the test results of the examined gasket materials with different initial thicknesses, the parameter "Standardized Seal Thickness (1- ϵ)" was introduced. For the description of the friction elasticity of the pulsating pressing behavior of the different gasket materials with different load conditions the parameters "damping work W_d " and "dynamic modulus of elasticity E' " were defined. These material parameters represent the extension of the material model developed at the Institute for Mechanical Components (IMA) of the University of Stuttgart for gasket materials concerning the load type "dynamic contact load".

The test program for the selected gasket materials subjected to pulsating contact stress was structured as follows: with a preliminary test the parameters are determined for the following test program. According to this definition of the performance spectrum of the gasket material its deformation behavior is taken up in a block of individual basic experiments under variation of only one test parameter in each case. For the practical case that the behavior of a gasket material was to be characterized with a small time spent or to be compared with the behavior of another material, the compact test was developed, with which four load levels with different contact stresses will be applied on the gasket material.

With the comparison of the test results it is noticeable that the liquid sealant F1 shows the largest tendency towards setting of the standardized seal thickness. MSD1 has a larger dynamic setting value compared with W1 partly, partly a smaller one. A cause for the throughout larger static setting values is the stamped metal embossment, which must be compressed first by its height, until the gasket is compressed on block with the sealing flanges. With the comparison of the absorbed damping work W_d in most cases the multi-layer steel gasket MSD1 takes up clearly more energy than the two other materials W1 and F1. The principal reason for this phenomenon are the large deformations, which occur in the metal embossment and are quite desired. The liquid sealant F1 absorbs the smallest amount of damping work under all examined test condi-

tions, since due to the high metallic contact share of the sealing surfaces hardly large deformations in the sealant itself can occur. With the comparison of the dynamic modulus of elasticity E' the fiber-reinforced soft material W1 can be considered the hardest in all combinations of test parameters. The multi-layer steel gasket MSD1 can be called version with middle dynamic module. The material with the highest elasticity and thus the lowest E' -values is the liquid sealant F1.

With the comparison of the influence of the different test parameters on the dispersion of the deformation behavior it is to be noted that the liquid sealant F1 clearly reacts at the most sensitive to the modification of the parameters both when new and in the operating condition after 8 hours of dynamic contact stress. The sensitivity with changed pulsation parameters of the multi-layer steel gasket MSD1 is lower by orders of magnitude. The fiber-reinforced soft material W1 shows to be most insensitive to varied test parameters.

In order to be able to simulate the total deformation behavior of the system "gasketed bolted joint", which is crucially influenced by the nonlinear deformation behavior of the gasket material, subjected to almost arbitrary external loads with the FEA, a material model developed at the IMA was implemented into the finite element program system MSC.MARC/MENTAT by means of coupling elements: the pressing behavior of the gasket material perpendicular to the sealing surface is being modeled using foundations (surface resistance of an element surface) and the shearing behavior in the sealing surface with springs (displacement resistance between two element nodes). The characteristic curves given by the material model are made accessible for the coupling elements by user-defined subroutines.

In order to be able to adjust a disturbing influence, which the inevitably uneven discretisation of sealing's surface nodes has on its deformation resistance using spring elements, an algorithm was developed, which compensates these disturbances with surface influence factors.

In preparation for the topological structural optimization of the torsional stiffness of gasketed bolted joints a second algorithm was developed, which detects and groups all surface elements bordering to a spring element, so that the surrounding sealing flange areas of a spring can be faded out likewise with the deactivation of the spring in the course of the topology optimization.

For the computer-based design optimization of arbitrary high-dynamically stressed gasketed bolted joints in the context of this work an algorithm "IMA-Struct" was developed in the programming language Fortran77, which actively supports the optimal organization of the sealing area (flange contour, binding to the housing wall, placement of ribs) on the basis of the method of topology optimization as an integrated tool in the FE solver in the design process of a housing sealing system. As objective functions of the structural optimization the user can select the homogenization of the contact stress distribution Δp_D on the sealing area of the gasketed bolted joint, the increase of the average contact stress $p_{D,m}$ or a constant shear stress τ_{xy} of the gasket. Addition-

ally IMAStruct must be given a convergence tolerance. When the objective value falls short of this tolerance the iterative optimization is aborted as successful.

The development of the algorithm was performed with simple FE models from bolted flanges with circular seal geometry. In the case of a contact stress optimization after the calculation of the initial contact stress distribution the sealing surface element with the smallest local contact stress and the solid flange elements bordering behind it are deactivated gradually by IMAStruct in each optimization increment. In the case of the optimization of the bolted flanges a new sealing flange contour with a waisted sealing surface between the screw connections develops, with an increased average contact stress $p_{D,m}$ and a clearly reduced contact stress inhomogeneity Δp_D .

For the optimization of the shear stress of the gasket material IMAStruct was extended by a second algorithm for the torsion optimization of gasketed bolted joints: it detects and deactivates the areas of the flange, which are subject to the smallest shear displacements $u_{D,m}$ in with a torsion of the housing. In this way the differently high shear stresses τ_{xy} on the sealing surface are to adapt themselves gradually. For the evaluation of the effectiveness of a torsion optimization an optimization factor K_{opt} was introduced. In the case of the optimization of the bolted flanges a new sealing flange contour develops, with which particularly at the inside diameter of the flange material was removed. The shear stresses τ_{xy} become substantially more evenly distributed thereby.

The transferability of the IMAStruct algorithm on arbitrarily complex housing sealing systems was examined by the example of the housing of a production spur gear drive. Thereby the contact stress optimization designed a flange out-line, which comes very close to the original outline after a geometrical reduction, but which shows a contact stress inhomogeneity Δp_D reduced by around 28%. During the torsion optimization of the housing a flange outline with 8 radially arranged ribs from the housing wall to the transmission inside developed.

Following the power and torque flow the ribs are connected with a circulating torsion bar. With approximately same torsional rigidity the optimized transmission housing indicates a shear stress difference $\Delta \tau_{xy}$ reduced by around 24%.

Thus an FE solver coupled tool is available with IMAStruct, with which the optimized organization of the sealing area is supported actively by the computer during the product development process of a housing sealing system regarding the contact stress distribution on the sealing surface and the distribution of the shear stresses in the gasket material during subjection to torsion.

1 Einleitung

In der jährlich erstellten Mängelstatistik über die Pkw-Hauptuntersuchungen der Technischen Überwachungsvereine in der Bundesrepublik Deutschland wird „Ölverlust an Motor und Getriebe“ als der am häufigsten beanstandete Mangel bei den fünf bis elf Jahre alten Fahrzeugen ausgewiesen /24/.

Diese Statistik demonstriert eindrucksvoll, dass selbst bei modernen Aggregaten die Flächendichtverbindungen zum Teil nicht so entwickelt sind, dass sie ihre Funktion – das sichere Abdichten eines Dichtmediums in einem geteilten Gehäuse gegenüber der Umgebung – nicht über die gesamte Verwendungsdauer von 10 oder 15 Jahren des Produktes hinweg zuverlässig erfüllen können.

1.1 Problemstellung

Problematisch ist auch für den erfahrenen Konstrukteur eines Gehäuses mit Flächendichtverbindung die betriebsgerechte Gestaltung des Abdichtbereiches. Selbst bei der Beachtung der zahlreichen geltenden Gestaltungsrichtlinien und Normen (z.B. /16/, /27/, /48/) ist es schwierig, den Einfluss der verschiedenen Betriebsbelastungen, die auf die Dichtverbindung wirken können, auf das Verformungsverhalten des Flächendichtsystems Flansch – Verschraubungen – Dichtung – Gegenflansch abzuschätzen. Die Betriebsbelastungen können, wie z.B. im Fall des in *Bild 1.1* dargestellten Gehäuses eines Stirnradtriebemotors, Betriebskräfte (F_Q) und -momente (T) sein. Diese Belastungen können genauso wie die inneren Kräfte (Schraubenkräfte F_V) in ihrem zeitlichen Verlauf variieren, was die Auslegung der Dichtverbindung noch weiter erschwert.

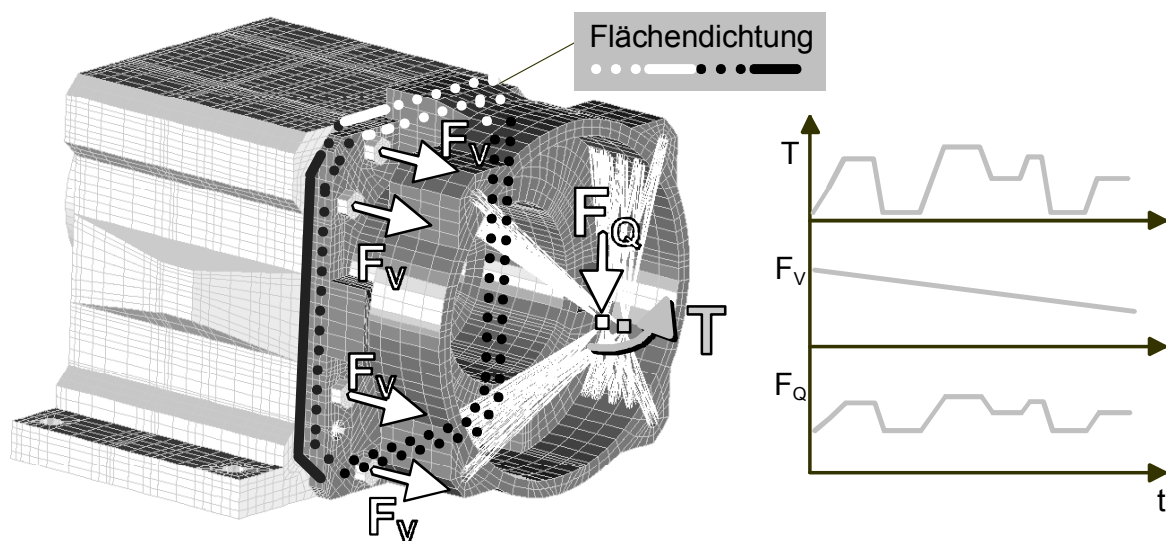


Bild 1.1: Betriebsbelastungen am Gehäuse eines Stirnradtriebemotors und deren zeitlicher Verlauf

Aufgrund der Komplexität dieser Problematik kommen bei der konstruktiven Gestaltung von Flächendichtverbindungen seit geraumer Zeit rechnergestützte numerische Simulationsverfahren wie z.B. die strukturmechanische Finite Elemente Analyse (FEA) zum Einsatz. Mit Hilfe solcher Tools können in guter Näherung das Verformungsverhalten und die Spannungsbeanspruchung eines modellierten Bauteils ermittelt werden. Bei der numerischen Untersuchung einer Flächendichtverbindung übt allerdings das Materialverhalten der Dichtung einen entscheidenden Einfluss auf das Verformungsverhalten des Gehäuse-Dichtsystems aus. Um diesen nichtlinearen Einfluss der Dichtung bei einer FEA berücksichtigen zu können, wird ein geeignetes Werkstoffmodell benötigt, das in ein kommerzielles FE-Programmsystem implementiert werden kann.

Der Einsatz von Verfahren zur FEA-basierten Gestaltoptimierung, der bei der Produktentwicklung vieler technischer Bauteile bereits üblich ist, war bei der Konstruktion von Flächendichtverbindungen bislang nicht möglich, da die hierbei geforderten Optimierungsziele von Software-Tools, die auf dem Markt erhältlich sind, nicht erreicht werden können.

1.2 Ziele der Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit soll erforscht werden, inwieweit sich ein umfassendes rechnergestütztes Konstruktionsverfahren für Gehäuse-Dichtsysteme realisieren läßt, das - im Gegensatz zu den herkömmlichen "Insellösungen" oder Expertensystemen für spezielle Abdichtprobleme - allgemein anwendbar ist.

Dazu soll ein am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart erarbeitetes Werkstoffmodell für Flächendichtungsmaterialien weiterentwickelt werden, so dass die Modellierung aller im Betrieb einer Flächendichtverbindung auftretenden Beanspruchungsfälle – statische oder dynamische Pressungsbeaufschlagung, statische oder dynamische Scherbeanspruchung oder thermische Belastungen – möglich wird.

Der Modellierung dieser Beanspruchungsfälle soll ein umfangreiches Versuchsprogramm mit verschiedenen Dichtungsmaterialien unter hochdynamischer Pressungsbeaufschlagung vorausgehen, das auf einem Prüfstand zur Untersuchung von Flächendichtungen durchgeführt wird. Untersucht werden ein aramidfaserverstärktes Weichstoffdichtungsmaterial W1, ein anaerob aushärtendes Flüssigdichtmittel F1 auf Dimethacrylatester-Basis und eine NBR-beschichtete Metallsickendichtung MSD1. Dazu muss eine bestehende Prüfeinrichtung am Institut sowohl in ihrem konstruktiven Aufbau als auch in ihrer mess- und regelungstechnischen Ausrüstung neu konzipiert werden. Ziel ist die messtechnische Erfassung des Verformungsverhaltens von Prördichtungen bei pulsierender Flächenpressung und hoher thermischer Beanspruchung. Die Ergebnisse des Versuchsprogrammes sollen die Einbindung des Beanspruchungsfalles „Dynamische Pressungsbeaufschlagung“ in das erwähnte Werkstoffmodell für Flächendichtungsmaterialien ermöglichen.

Nach der Einbindung des Dichtungsmodells in ein Finite-Elemente-Programmsystem soll ein rechnergestütztes Konstruktionsverfahren für Gehäuse-Dichtsysteme entwickelt werden, mit dessen Hilfe in der Entwicklungsphase eines Gehäuses die Flächendichtverbindung im Hinblick auf die im Betrieb zu erwartenden Beanspruchungen optimal gestaltet werden kann.

1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung

Zum Erreichen der beschriebenen Ziele wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit der in *Bild 1.2* skizzierte Lösungsweg eingeschlagen.

In Kap. 3 ist der Aufbau der neu konzipierten Flächendichtungsprüfanlage geschildert: neben Untersuchungen an Prüfdichtungen unter wechselnder Scherbeanspruchung, die im Mittelpunkt von /1/ standen, können nun Versuche an Flächendichtungen unter dynamischer Pressungsbeaufschlagung und hoher thermischer Belastung durchgeführt werden.

Das entwickelte Versuchsprogramm für Prüfdichtungen unter dynamischer Pressungsbeaufschlagung wird in Kap. 4 vorgestellt. In Vorversuchen, Grundlagenversuchen und in einem Kompakt-Prüfverfahren werden drei verschiedene Flächendichtungsmaterialien untersucht. Das beobachtete Verformungsverhalten wird mit einem neu eingeführten dynamischen Modul E^d und der Dämpfungsarbeit W_d beschrieben.

In Kap. 5 wird aufgezeigt, wie das so erweiterte IMA-Dichtungsmodell in ein Finite-Elemente-Programmsystem implementiert wird. Dabei kommen spezielle Koppelemente vom Typ „Spring“ und „Foundation“ und benutzerdefinierte Subroutinen zum Einsatz. In zwei Gruppierungsalgorithmen wird das Modell einer Flächendichtverbindung für eine Strukturoptimierung vorbereitet.

In Kap. 6 wird die Vorgehensweise bei der Entwicklung der Algorithmen „IMAStruct“ zur automatisierten Topologieoptimierung von beliebigen Flächendichtverbindungen geschildert. An Schraubflanschen mit einfacher Dichtungsgeometrie werden die Algorithmen zur Pressungs- und Torsionsoptimierung erprobt. Die Übertragbarkeit auf beliebige Flächendichtverbindungen wird am Modell des Gehäuses eines Stirnradgetriebemotors bewiesen.

	<h3>Flächendichtungsprüfstand</h3> <ul style="list-style-type: none"> ○ Dynamische Flächenpressung bis $p_D = 50 \text{ MPa}$ bei $f_D = 50 \text{ Hz}$ ○ Dynamische Innendruckbeaufschlagung bis $p_i = 350 \text{ bar}$ ○ Temperierbarkeit von $\vartheta_D = -10 \text{ °C}$ bis $+200 \text{ °C}$
	<h3>Dynamische Pressungsversuche</h3> <ul style="list-style-type: none"> ○ Vorversuch ○ Grundlagenversuche ○ Kompakt-Prüfverfahren <p style="text-align: right;">} Für 3 Dichtungsmaterialien</p>
	<h3>Einbindung der Versuchsergebnisse in das IMA-Dichtungsmodell</h3> <ul style="list-style-type: none"> ○ Einführung eines dynamischen Moduls E' ○ Bestimmung der Dämpfungsarbeit W_d
	<h3>FE-Implementierung des Dichtungsmodells</h3> <ul style="list-style-type: none"> ○ Foundations zur Beschreibung des Pressungsverhaltens ○ Springs zur Beschreibung des Scherungsverhaltens ○ Gruppierungsalgorithmen für anschließende Strukturoptimierung
	<h3>Strukturoptimierung von Dichtverbindungen mit IMAstruct</h3> <p>Algorithmus zur</p> <ul style="list-style-type: none"> ○ pressungsgerechten Gestaltung ○ torsionsgerechten Gestaltung von Flächendichtverbindungen (Schraubflansche, Getriebegehäuse)

Bild 1.2: Ziele der Arbeit und Vorgehensweise bei der Lösungsfindung

2 Stand der Forschung und Technik

Bei der Entwicklung von hochdynamisch beanspruchten Flächendichtverbindungen im Motoren- und Getriebebau kommen neben neuen Dichtungstechnologien in zunehmendem Maße moderne Simulationstechnologien zum Einsatz, mit deren Hilfe die zuverlässige Funktionsfähigkeit der Dichtverbindung über eine abschätzbare Produktverwendungsdauer bereits in der Konstruktionsphase gewährleistet werden soll /13/-/16/, /31/, /32/, /34/, /36/, /40/ und /48/. Versuchszeiten und die Anzahl von Konstruktionsänderungen können somit entscheidend reduziert werden. Die Finite Elemente Analyse (FEA) hat sich dabei als leistungsfähiges Hilfsmittel für den Konstrukteur durchgesetzt. Mit ihr kann eine detaillierte numerische Untersuchung der Verformungen und Spannungen innerhalb einer Flächendichtverbindung nach erfolgtem Montagevorgang, d.h. nach dem Anziehen der Flanschverschraubungen, und bei der Einleitung von Betriebskräften und –momenten in die Dichtverbindung erfolgen. Basierend auf den Ergebnissen dieser FEA können gegebenenfalls konstruktive Änderungen des Gehäuses im Abdichtbereich getroffen werden. Dazu zählen die Anpassung der Gehäusewanddicke, der Breite der Dichtstege, der Anzahl und Abstände der Gehäuseverschraubungen oder der Flanschblattdicke. Ausserdem kann in dieser Konstruktionsphase auch durch die simulationsgestützte Auswahl einer geeigneten Dichtungstechnologie und eines anwendungsgerechten Dichtungswerkstoffes mit optimaler Anpassung an die betriebsbedingten Verformungen der Dichtverbindung deren frühzeitige Ausfallwahrscheinlichkeit entscheidend verringert werden. Entscheidend für aussagekräftige Ergebnisse der FEA eines Gehäuse-Dichtsystems ist das Vorhandensein von Materialkennwerten, mit denen das Verformungsverhalten eines Dichtungswerkstoffes bei der Montage und im Betrieb hinreichend genau nachgebildet werden kann.

Desweiteren wird auch vermehrt nach leistungsstarken automatisierten Verfahren zur Strukturoptimierung im Rahmen der Produktentwicklung verlangt, mit denen benutzerdefinierte Optimierungskriterien mit der Hilfe von rechnergestützten Algorithmen durch die günstige geometrische Gestaltung eines zu konstruierenden Bauteils möglichst gut erfüllt werden.

In diesem Kapitel soll ein Überblick über die aktuellen Entwicklungen bei der Gestaltung von Flächendichtverbindungen unter dynamischen Belastungen im Betrieb und über zahlreiche neuere Technologien bei der Abdichtung von getrennten Gehäuse-dichtstellen im Aggregatebau gegeben werden. Dabei wird sowohl auf Trends in der Praxis, Forschung und Normung eingegangen als auch auf die umfangreichen Vorarbeiten, die am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart zu dieser Thematik im Rahmen einiger Forschungsvorhaben bislang durchgeführt wurden. Außerdem wird ein kurzer Überblick über die gängigsten Methoden zur automatisierten Strukturoptimierung bei mechanisch beanspruchten Bauteilen gegeben.

2.1 Aktuelle Entwicklungen bei der Gestaltung von Flächendichtverbindungen

Durch die gestiegene Leistungsdichte und die aus Gründen der Gewichtsersparnis zunehmend realisierte Leichtbauweise unterliegen Flächendichtverbindungen im Aggregatebau immer höheren mechanischen und thermischen Betriebsbeanspruchungen. Diese Faktoren und der zunehmende Kostendruck bei der Fertigung von Motoren-, Pumpen- oder Getriebegehäusen begünstigen die ständige Entwicklung neuer Dichtungstechnologien für Gehäuse-Dichtsysteme durch die Dichtungshersteller, die neben den Flächendichtungen selbst in steigendem Maße auch Anlagen und Verfahren zur automatisierten Aufbringung der Dichtung und zur Montage der Dichtverbindung zur Verfügung stellen. Auch der Verzicht auf die Verwendung bewährter aber gesundheitsbedenklicher asbesthaltiger Dichtungsmaterialien sowie strengere Vorschriften zur Reduzierung zulässiger Emissionen durch statische Dichtungen haben diese Entwicklungen beschleunigt.

Immer noch häufige Anwendung finden im Anlagen- wie im Aggregatebau elastomer-gebundene faserverstärkte Weichstoffdichtungen, die im Kalanderverfahren hergestellt werden /44/. Die Flächendichtung in ihrer letztendlichen Form wird dabei aus einer Dichtungsplatte herausgestanzt oder –geschnitten. Nachteilig an dieser Technologie sind der hohe Fertigungsaufwand sowie der hohe Verschnitt an Dichtungsmaterial bei üblichen Dichtflanschformen mit einem umlaufenden Steg und großem Hohlraum. Problematisch ist bei Weichstoffdichtungsmaterialien unter anderem deren Erosionsfestigkeit bei tangentialer Anströmung durch ein flüssiges Medium, wie es z.B. bei der Abdichtung von geteilten hydraulischen Steuergeräten in Fahrzeug- Stufenautomatgetrieben der Fall ist. Die Lebensdauer dieser Dichtungen kann mittlerweile jedoch durch Oberflächenbeschichtungen signifikant gesteigert werden /73/.

Flüssigdichtmittel kommen vor allem bei der Abdichtung von biegesteifen Flanschen aus Metall zum Einsatz, die keinen sehr hohen thermischen Belastungen über 200 °C ausgesetzt sind /17/-/19/. Typische Anwendungen sind Kurbelgehäuse bei Verbrennungsmotoren oder die Abdichtstelle zwischen Getriebegehäuse- und deckel. Bei Flüssigdichtmitteln wird je nach Art der Aufbringung unterschieden zwischen CIP- und FIP-Dichtungsmaterialien. Bei CIP-Dichtungen (**C**ured **I**n **P**lace) wird eine aufgebraute Dichtraupe vor der Montage des Gehäuses ausgehärtet, so daß eine permanente, lösbare Feststoffdichtung entsteht. FIP-Dichtungen (**F**ormed **I**n **P**lace) werden im flüssigen Zustand verbaut und härten nach der Montage der Flanschverbindung in einem dünnen Dichtspalt aus. Bei einer Demontage der Flanschverbindung wird die Dichtung zerstört. Im Aggregatebau kommen sowohl anaerob – d.h. unter Luftabschluß und in Kontakt mit einer metallischen Oberfläche - aushärtende FIP-Dichtungen als auch Dichtungen auf Basis von RTV-Silikonem (**R**oom **T**emperature **V**ulcanizing) zum Einsatz, die nur bei der Anwesenheit von Luftsauerstoff aushärten. Eine weitere interessante Neuentwicklung bei der Anwendung von Flüssigdichtmitteln sind die sogenannten „Einspritzdichtungen“ /39/: dabei werden die abzudichtenden Gehäusehälften zuerst formschlüssig verbaut. Anschließend wird in eine Dichtnut, die

zuvor bereits in eine der beiden Dichtoberflächen eingebracht wurde, über ein Dosiersystem ein Flüssigdichtmittel eingespritzt. Nach der Aushärtung steht ein elastisches Dichtelement mit Adhäsion zu beiden Bauteilen zur Verfügung. Die Vorteile dieses Verfahrens liegen darin, dass keine Veränderung der Spalthöhe zwischen den beiden Dichtflächen durch das Einbringen einer Dichtung eintritt. Das Dichtmittel befindet sich durch Reibung zwischen den metallischen Stegen neben der Nut im Kraftnebenschluss. Ausserdem ist eine Funktionskontrolle der Bauteile (z.B. eines Fahrzeuggetriebes) vor dem Abdichten möglich, d.h. bei einer erforderlichen Demontage muss keine Dichtung entfernt werden. Die Nachteile dieses Verfahrens liegen in den höheren Kosten durch die Fertigung einer exakten, umlaufenden Nut auf der Dichtoberfläche und in dem hohen Automatisierungsaufwand zur kontrollierten blasenfreien Befüllung der Dichtnut mit Flüssigdichtmittel.

Als dritte Technologie für die Abdichtung von getrennten Gehäusen im Aggregatebau seien Metallsickendichtungen genannt, die seit geraumer Zeit vor allem im Bereich der Zylinderkopfdichtungen (ZKD) eingesetzt werden: als Mehrlagen-Stahldichtung (Multilayer Steel Gasket, MLS) stellt diese Dichtungsart in immer aufwendigeren Konfigurationen /38/ eine sehr robuste, mechanisch wie thermisch hochbelastbare Alternative zu den faserverstärkten Weichstoffdichtungen dar. Durch das Einprägen einer Sicke in ein elastomerbeschichtetes Trägerblech, die bei der Montage der Dichtverbindung elastisch und plastisch verformt wird, lässt sich eine definierte Linienpressung auf der Dichtfläche eines abzudichtenden Flansches realisieren. Dadurch kann auch in Bereichen mit geringer Zusammenpressung der Flansche eine gute Abdichtwirkung erzielt werden.

Auf dem Gebiet der Normung wurde in den letzten Jahren der Schwerpunkt auf eine standardisierte Ermittlung von Dichtungskennwerten gelegt. Die neuen Normen DIN 28090-1 bis 3 und DIN 28091-1 bis 4 /25/, /26/ und prEN 1591-1 und 2 /27/, /28/ beinhalten die Definition von Dichtungskennwerten, die Prüftechnik zur Ermittlung dieser Dichtungskennwerte und Anforderungen für bestimmte Dichtungswerkstoffgruppen als Basis für technische Lieferbedingungen. Die Dichtungskennwerte in DIN 28090 und in der europäischen Berechnungsnorm prEN 1591 für die Auslegung von Flanschverbindungen im Hinblick auf Festigkeit und Dichtheit sind konsistent. Sie enthalten wesentliche Aspekte über eine Klassifizierung von Flanschverbindungen im Hinblick auf Dichtheit. Zeit- und Temperatureinflüsse werden mittels eines Leckageversuchs nach Warmlagerung berücksichtigt. Die Eignung von Dichtungswerkstoffen für gegebene Medien wird mit einer Prüfung der chemischen Beständigkeit ermittelt /29/. Die in diesen Normen festgelegten Dichtungskennwerte eignen sich jedoch nicht zur werkstoffmechanischen Modellierung des Verformungsverhaltens eines Dichtungsmaterials, wie es im Rahmen dieser Arbeit angestrebt wird.

In der Norm ASTM F36-99 der American Society for Testing and Materials /49/ wird ein Kurzzeit-Prüfverfahren vorgestellt, das das initiale Zusammenpressungs- und Rückfederungsverhalten von Dichtungsmaterialien unmittelbar nach der Montage bei Raumtemperatur charakterisiert. Damit kann jedoch weder das Verformungsverhalten eines Dichtungswerkstoffes nach einer bestimmten Betriebsdauer noch dessen Ver-

halten bei dynamischen Belastungen, wie sie z.B. bei Zylinderkopfdichtungen (ZKD) auftreten, beschrieben werden. Dieselben Mängel weist das elastoplastische Materialmodell für Flächendichtungsmaterialien in /36/ auf, das ein nichtlineares isotropes Elastizitätsgesetz, ein plastisches Werkstoffverhalten mit einem oder zwei Dehnungsmechanismen, eine isotrope Werkstoffverhärtung und Oberflächendefekte einschließt. In /33/ wird ein Verfahren zur beschleunigten Alterung von Dichtungsmaterialien entwickelt, um mit dem sogenannten „Arrhenius-Modell“ das Verformungs- und Dichtverhalten eines Dichtungswerkstoffes nach einer bestimmten Betriebsdauer beschreiben zu können. Auch neuere Ansätze für Materialmodelle für Flächendichtungswerkstoffe wie dieser eignen sich jedoch nicht zur allgemeingültigen Identifikation des Materialverhaltens unter beliebiger Pressungs- und Scherungsbeanspruchung über eine längere Betriebsdauer. Deswegen wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit das in /1/ entwickelte Werkstoffmodell für Flächendichtungsmaterialien erweitert um die Beschreibung des Verformungsverhaltens unter dynamischer Flächenpressungsbeaufschlagung und in ein Finite-Elemente-Programmsystem implementiert.

In /72/ wird ein einfaches FEA-basiertes Verfahren zur konstruktiven Gestaltung von Flächendichtverbindungen vorgestellt. Dabei kann die Geometrie eines einfachen Dichtverbandes aus einem vordefinierten Parameter-Satz heraus (Dichtungsmaterial, Flansch, Schraubverbindungen etc.) schnell und benutzerfreundlich in ein FE-Modell umgesetzt werden, mit dem unterschiedliche Betriebszustände simuliert und analysiert werden können. Mit diesem Verfahren können jedoch keine komplexen Flächendichtverbindungen, wie in der vorliegenden Arbeit betrachtet, untersucht werden.

Forschungsgegenstand zahlreicher Dichtungs- und Aggregatehersteller, aber auch vieler Hochschulinstitutionen, ist die rechnerbasierte Auslegung und Optimierung der ZKD und des daran angrenzenden Dichtungsumfeldes. Dabei wird das Verformungsverhalten der Dichtung zum Teil mitberücksichtigt, zum Teil vernachlässigt. In /35/ werden mit der FEA in einer neuartigen Vorgehensweise die Be- und Entlastungszyklen auf die ZKD simuliert mit nichtlinearen anisotropen Materialeigenschaften mit guter Konvergenz. In /30/ wird eine Analyse des Verformungsverhaltens der Zylinderkopfdichtung und dessen Veränderung bei konstruktiven Modifikationen von Zylinderkopf oder Motorblock bei Dieselmotoren beschrieben. Dasselbe Ziel verfolgen /31/ und /32/ mit Hilfe experimentell ermittelter Verformungskennlinien der ZKD. Die Optimierung einer Baugruppe Zylinderkopf – Dichtung – Zylinderblock in der Prototypen-Phase auf numerischem Wege durch die Kombination von strukturellen, strömungsdynamischen und akustischen Simulationen zeigt /34/ auf.

Experimentelle Methoden zur Bestimmung von idealen Schraubenanzugsmomenten und von Motorblock-Geometrien für MLS-Dichtungen mit maximierter Lebensdauer und minimierter mechanischer Beanspruchung sind sehr zeit- und kostenintensiv. Auch hier zeigt sich im Produktentwicklungsprozess bei der konstruktiven Gestaltung von Flächendichtverbindungen die FEA mit einem integrierten nichtlinearen MLS-Werkstoffmodell als ein effektives Werkzeug zur Vermeidung von Frühausfällen durch Ermüdungsbruch oder durch exzessive Leckage /71/.

2.2 Methode der Strukturoptimierung im Konstruktionsprozeß

Bei der Entwicklung neuer Bauteile im Maschinenbau wird üblicherweise ein erster Konstruktionsentwurf mit Prüfstandsversuchen und FEAs schrittweise optimiert. Durch den Einsatz numerischer Optimierungsverfahren können bereits in einem frühen Entwicklungsstadium wertvolle Hinweise auf konstruktive Maßnahmen zur anwendungsgerechten Gestaltung eines Bauteils gewonnen werden /57/, /58/, /69/. Eine allgemeine Definition des Begriffes „Strukturoptimierung“ ist in /59/ zu finden: „[Struktur-] Optimierung ist die maximal oder minimal mögliche Erfüllung eines oder mehrerer Gütekriterien bei gleichzeitiger Beachtung verschiedener anderer Forderungen, die immer erfüllt sein müssen.“

Der erste bekannte Versuch einer mathematischen Formulierung für eine Strukturoptimierung wurde von Galileo Galilei im Jahre 1638 unternommen /68/. Als Ausleger mit minimalem Gewicht und maximaler Biegesteifigkeit fand er einen Balken mit parabolischem Querschnitt.

Die Methode der Strukturoptimierung kombiniert mechanische Grundgesetze, Variationsrechnung und mathematisch basierte Programmiercodes mit dem Ziel, eine bessere Gestaltung von Strukturen zu erhalten /50/. Für die mathematische Formulierung eines Optimierungsproblems werden eine oder mehrere Zielfunktionen, Randbedingungen, Designvariablen und Lastfälle beschrieben /59/. Zielfunktionen können z.B. die Minimierung des Gewichts des Bauteils oder die Maximierung der kleinsten Eigenfrequenz oder der Steifigkeit sein. Als Randbedingungen können maximal zulässige Spannungen des Werkstoffes, zulässige oder geforderte Verformungen an bestimmten Stellen oder maximale / minimale Abmessungen des Bauteils definiert werden. Designvariablen können z.B. Querschnittswerte (Flächen) oder die Koordinaten von geometrischen Bauteildaten sein. Unter den Lastfällen werden das Eigengewicht, äußere Kräfte und Momente, thermische Einflüsse oder dynamische Belastungen wie z.B. Schwingungsanregungen verstanden.

Das Hauptziel der sogenannten Homogenisierungsmethode ist die Ermittlung einer optimalen räumlichen Materialverteilung (Makrostrukturen) sowie die Anordnung von Mikrostrukturen (Materialeigenschaften, anisotrope Verbundwerkstoffe) /53/, /54/. Die Homogenisierungsmethode, angewandt auf die topologische Gestaltung eines Bauteils, erlaubt die rechnerbasierte optimale Auslegung von linearelastischen Kontinuumsstrukturen. Selbst die Generierung von Verbundwerkstoffen und neuen Materialien mit anwendungsspezifischen Eigenschaften kann mit ihr erfolgen /56/. Im allgemeinen entstehen bei der Anwendung der Homogenisierungsmethode auf ein Optimierungsproblem gitter- oder fachwerksähnliche Strukturen (*Bild 2.1*). Somit baut sie auf die klassischen analytischen Methoden zur Untersuchung der grundlegenden Eigenschaften von gitterartigen Kontinua, wie sie zuerst bei Michell /51/ behandelt wurden: darin wurde eine Entwurfstheorie für die Topologie gewichtsoptimaler Fachwerke entwickelt, bei denen sich die Stäbe alle unter einem Winkel von 90° schneiden. Diese Anordnung ist optimal im Sinne maximaler Zug- und Druckspannungen.

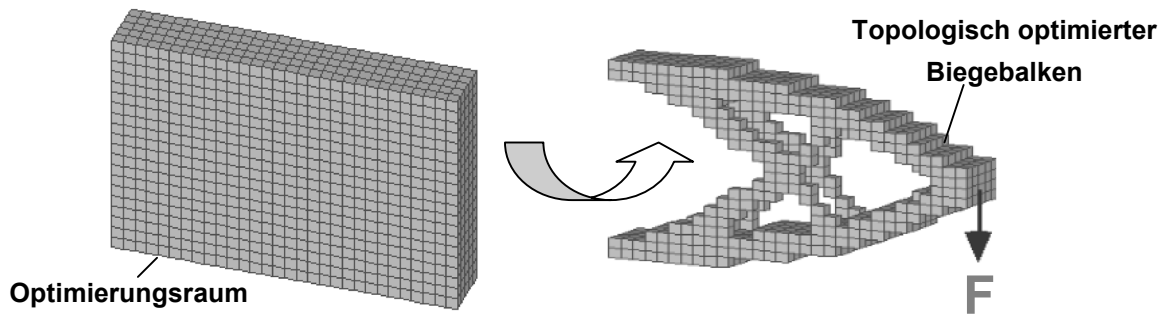


Bild 2.1: Michell-Fachwerk bei der topologischen Optimierung eines Biegebalkens

Es werden unterschiedliche Arten der Strukturoptimierung unterschieden: die wichtigsten Methoden, die in der Konstruktionsphase von mechanisch beanspruchten Bauteilen im Maschinenbau zur Anwendung kommen, sind die Topologieoptimierung, die Shapeoptimierung und die Sizingoptimierung. Eine spezielle Form der Shapeoptimierung – die Topographieoptimierung – stößt in jüngster Zeit auf wachsendes Interesse bei der Auslegung von Blechbauteilen /70/.

Die Topologieoptimierung kommt in der Regel bei einer ersten Konzeptfindung in der Produktentstehungsphase zum Einsatz, wenn in einem iterativen Prozess aus einem vorzugebenden Optimierungsraum (Design Area) unter der Variation der Designvariablen innerhalb der gesetzten Schranken eine Struktur herausgearbeitet wird, die das gewählte Optimierungskriterium maximal (oder minimal) erfüllt. Im allgemeinsten Fall wird bei einer Topologieoptimierung eines Kontinuums für jeden Punkt im Raum bestimmt, ob er Material enthält oder nicht. Alternativ ist im Falle einer Finite-Elemente-Diskretisierung eines Körpers jedes Element ein potentieller Leerraum oder Teil der materiellen Struktur. Im ersten Fall wird ein Element „deaktiviert“, indem seine Dichte auf Null gesetzt wird („Leerraum“), im zweiten Fall behält das Element seine ursprüngliche Dichte bei. Die Entscheidung darüber, welche Bereiche im Sinne einer optimalen Struktur erforderlich sind und welche aus der Struktur entfernt werden können, erfolgt nach unterschiedlichen Strategien /67/. /61/, /62/ und /63/ verwenden keinen Optimierungsalgorithmus und eliminieren anhand einer Elementvergleichsspannung die Elemente im Bauteil, die unterhalb eines bestimmten Niveaus liegen. Dabei sind allerdings bestimmte Zusammengehörigkeitsregeln zu beachten. In /64/ wird mit einem speziell entwickelten Verfahren CAO (Computer Aided Optimization) bei der Konstruktion mechanischer Bauteile das Wachstum biologischer Strukturen simuliert: bei der Gestaltoptimierung von Bäumen und Knochen wird das „Axiom der konstanten Spannung“ als wichtigste Designregel in der Natur bezeichnet. Durch die Kopie dieses Algorithmus können bei technischen Entwicklungen Leichtbauweisen wie bei Tieren und Pflanzen mit weitgehend homogener Spannungsverteilung an der Oberfläche entstehen /69/. Demgegenüber setzt /65/ Optimalitätskriterien zur Variation der Dicken der Elemente ein. Es wird eine Entscheidungsgrenze für die Elementdicken verwendet, nach der die Entwurfsvariablen, die unterhalb dieser Grenze liegen, auf Eins („Material vorhanden“) gesetzt werden. Die Idee, dieses diskrete Optimierungsproblem mit einem geeigneten diskreten Algorithmus zu lösen, beschreibt /66/. In /75/ wird eine weitere Sonderform der Topologischen Strukturoptimierung vorge-

stellt: dabei werden jedem einzelnen Element eines FE-Modells eines mechanisch belasteten Bauteils eine Zielfunktion, Optimierungsrandbedingungen und spezifische Variablen für dessen Dicke, Dichte und Elastizitätsmodul zugewiesen. Diese Variablen werden im Laufe der Strukturoptimierung entweder nahe zum Wert „1“ oder „0“ verschoben, d.h. dass das betroffene Element entweder aktiv ist und Material darstellt oder deaktiviert ist und somit eine Stelle im Bauteil verkörpert, an der kein Material vorhanden ist. Nachteilig an dieser Methode sind die enormen Anforderungen an den Rechenprozessor sowie der große Festplatten- und Hauptspeicherbedarf selbst bei kleinen FE-Modellen.

Der Grundgedanke bei der Topologieoptimierung ist also, an hochbelasteten Stellen Material anzuhäufen, während an weniger belasteten Stellen Material entfernt wird. Das Ergebnis führt in diesem Fall zu einem „fully stressed design“-Vorschlag (*Bild 2.1*) /57/.

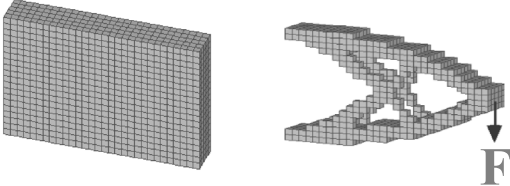
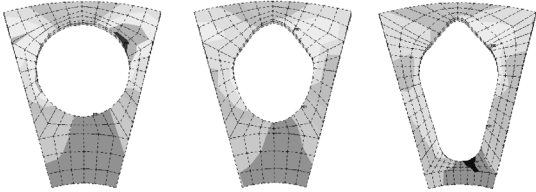
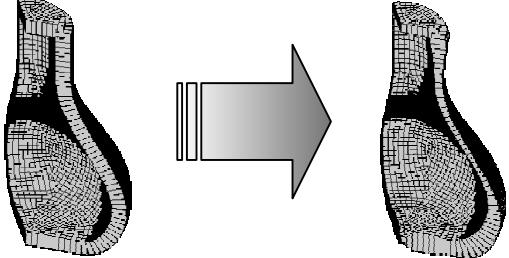
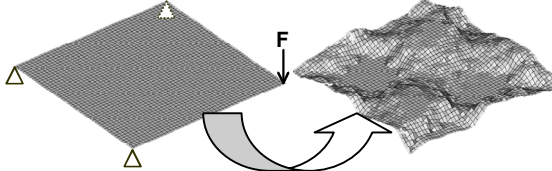
Bei der Shapeoptimierung werden die Positionen von Knotenpunkten innerhalb des FE-Netzes des Modells eines Bauteils als Designvariablen definiert, d.h. zur Erfüllung der Zielfunktion(en) werden Knoten unter Einhaltung gegebener geometrischer Randbedingungen verschoben. Dieser Optimierungstyp kommt im Gegensatz zur Topologieoptimierung meist erst bei der Feingestaltung von Entwurfsdetails einer Konstruktion zum Einsatz. Beispiele für shapeoptimierte Details sind die Kontur von Löchern in einem Bauteil oder die Gestaltung von Kerbrändern bei dynamisch belasteten Komponenten /60/.

Bei einer Sizingoptimierung besteht das Ziel darin, durch die Variation eines oder mehrerer geometrischer Parameter des Modells eine Zielfunktion zu optimieren. So kann z.B. durch die ideale Verteilung der Dicke (Designvariable) eines linearelastischen Behälters unter gegebenen Lasten eine maximale Steifigkeit (Zielfunktion) gefunden werden. Eine Haupteigenschaft der Sizingoptimierung ist, dass die Hauptabmessungen und die Konturen des zu gestaltenden Bauteils a priori feststehen und auch während des Optimierungsprozesses nicht verändert werden /50/.

Die Topographieoptimierung wurde in jüngster Zeit als Sonderform der Shapeoptimierung für die Konstruktion von Blechbauteilen entwickelt, die ihre Formgebung in einem Prägeverfahren erhalten. Im Laufe der Optimierung wird nur die topographische Gestalt des Bleches, nicht aber seine Dicke geändert. Die Zielfunktion soll durch das Positionieren von Sicken und Vertiefungen auf der Blechoberfläche erreicht werden /70/.

Eine Übersicht über die erwähnten Strukturoptimierungsarten zeigt *Tabelle 2.1*:

Tabelle 2.1 Methoden der Strukturoptimierung

Topologie-optimierung	<ul style="list-style-type: none"> • Elemente werden deaktiviert • Hohlräume werden selbstständig erzeugt • „fully stressed design“ 	Generierung eines Biegebalkens 
Shape-optimierung	<ul style="list-style-type: none"> • gezielte Verschiebung der Knoten im FE-Modell (Detailoptimierung) • keine Hohlräume 	Abbau einer Spannungsspitze durch ideale Lochkontur 
Sizing-optimierung	<ul style="list-style-type: none"> • Variation eines oder mehrerer geometrischer Parameter • Beibehaltung der Hauptabmessungen 	Wanddicke als Designvariable 
Topographie-optimierung	<ul style="list-style-type: none"> • Einbringen von Sicken und Vertiefungen in ein Blechbauteil • Beibehaltung der Blechdicke 	Versteifung eines tordierten Bleches 

Bei den kommerziell erhältlichen Software-Systemen zur automatisierten Strukturoptimierung von Bauteilen, die in /52/ zusammengestellt sind, konnte kein Programm gefunden werden, das die Anforderungen erfüllen konnte, die zu Beginn dieser Arbeit an ein umfassendes rechnergestütztes Konstruktionsverfahren für Gehäuse-Dichtungs-Systeme gestellt werden sollten: die Gestaltung des Flanschbereiches einer Flächen-dichtverbindung mit den beiden Zielfunktionen einer homogenen Pressungsverteilung über die Dichtfläche sowie einer torsionssteifen Gestaltung des Gehäuses im Abdichtbereich, um eine möglichst gleichmäßige Scherbeanspruchung des Dichtungsmaterials im Betrieb bei der Einleitung eines Torsionsmomentes zu realisieren. In beiden Fällen verlangt die Zielfunktion nach der Homogenisierung einer Spannungsart in einer Ebene (bei der Pressungshomogenisierung: Druckspannungen auf der Dichtfläche; bei der Torsionsoptimierung: Schubspannungen auf der Dichtfläche). Um diese Zielfunktio-

nen mit der Methode der Strukturoptimierung erreichen zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Algorithmus „IMAStruct“ entwickelt, mit dem eine automatisierte topologisch optimierte Gestaltfindung der Dichtflanschgeometrie eines Gehäuse-Dichtungs-Systems erfolgen kann (siehe Kap. 6).

In der Diskussion der letzten Jahre stellte sich heraus, dass der Begriff „Strukturoptimierung“ umstritten ist, da der Nachweis meist sehr schwierig ist, ob es sich bei dem numerisch ermittelten Gestaltungsvorschlag um ein globales oder lokales Optimum (Extremum) handelt /55/. Stattdessen soll der Begriff „Struktursynthese“ zum Ausdruck bringen, dass auf das Ergebnis der vom Rechner durchgeführten Gestaltgebung nicht der Anspruch eines absoluten Optimums, jedoch sehr wohl gegenüber intuitiv ermittelten Lösungen der Anspruch eines stark verbesserten Ergebnisses erhoben werden kann.

Die optimale Lösung steht in enger Wechselbeziehung zu äußeren Einflüssen und Randbedingungen. Gegenüber falsch oder ungenau angenommenen äußeren Lastfällen oder Randbedingungen oder gegenüber deren Änderung kann der numerisch ermittelte Gestaltungsvorschlag sehr empfindlich reagieren. Das ‚absolute‘ Optimum gibt es also nicht /59/.

2.3 Vorarbeiten am Institut für Maschinenelemente

In der ersten Arbeit /13/ am Institut für Maschinenelemente, die sich mit der Thematik der statischen Abdichtung von Gehäuse-Dichtsystemen beschäftigte, wurden grundlegende Untersuchungen von Flächendichtungen an Getriebegehäusen durchgeführt, die nach Aspekten des Leichtbaus konstruiert sind und bei hohen Belastungen im Betrieb kritischen Verformungen in der Dichtfuge ausgesetzt sind. Diese Verformungen können zur Zerstörung der eingesetzten Gehäusedichtungen führen. Für diese Untersuchungen wurden die Betriebsbedingungen von Getriebe- und Motorenabdichtungen ermittelt und daraus ein Anforderungskatalog für diese Dichtungen erstellt. Es wurde eine Pressungsverteilungsprüfeinrichtung (PVP) zur Aufnahme von Pressungsbildern der Dichtfuge unter statischer Belastung und ein Deckeldichtungsprüfstand (DDP) zur Untersuchung von Gehäusegeometrien unter hohen dynamischen Betriebsbelastungen entwickelt. Mit dem DDP wurde der Einfluss des Verformungsverhaltens von verschiedenen Flächendichtungsmaterialien auf die charakteristischen Systemgrößen „Schraubenkräfte“, „Deckelrelativbewegungen“ und „Steifigkeit der Prüfanordnung“ ermittelt. Die experimentell ermittelten Ergebnisse wurden mit numerischen Ergebnissen aus einer FEA verglichen: die Verformungen eines Prüfgehäuseflansches sowie die Deckelaufwölbung an diesem Prüfgehäuse und die Pressungsverteilung in dessen Dichtfuge zeigten eine gute Übereinstimmung. Die Ergebnisse der Arbeit wurden in Konstruktionsrichtlinien für Gehäuseabdichtungen und Auslegungsrichtlinien für anaerobe und dauerplastische Dichtmassen zusammengefasst.

In der Fortsetzung dieser Arbeit in /14/ erfolgte eine Gegenüberstellung von Versuchen und FEM-Berechnungen an Serienindustrie- und Fahrzeuggetrieben in den kriti-

schen Bereichen Trennfugen, Dichtflansche, Verschraubungen und in den sich daran anschließenden Gehäuseflächen, die sich im Betrieb mehr oder weniger stark verformen. In den dynamischen Dauerversuchen wurden die dichtungstechnisch relevanten Parameter wie das Dichtungsmaterial, die Dichtungsgeometrie, die Prüföf-temperatur und die Schraubenvorspannkraft variiert. Durch die ständig wechselnden Verformungen verlieren vor allem Weichstoffdichtungsmaterialien als mechanisches Koppelglied zwischen den Gehäuseteilen mit der Zeit die Fähigkeit, die zur Dichtigkeit notwendige Flächenpressung aufrecht zu erhalten, sie setzen sich. Das Gehäuse wird undicht, da die Vorspannkraftreserven der Schrauben und der Flansche schließlich nicht mehr ausreichen, um den Verlust der Anpressung der Dichtung an die Dichtoberflächen auszugleichen. Als Gegenmaßnahmen gegen diese Ausfallursachen wurde die Verwendung von Verschraubungen mit langer Klemmlänge sowie von Dichtungsmaterialien mit hoher elastischer Rückfederung empfohlen. Bei der Verwendung von setzarmen dauerplastischen oder anaerob aushärtenden Flüssigdichtmitteln ist darauf zu achten, dass über der gesamten Dichtfläche eine ausreichende Mindestflächenpressung herrscht. Desweiteren stellte sich bei Versuchen an Getriebegehäusen mit elastomerbeschichteten Metallsickendichtungen heraus, dass diese den Weichstoffdichtungen in Bezug auf das Setzverhalten und auf die Temperaturbeständigkeit weit überlegen sind. Pressungsinhomogenitäten auf der Dichtfläche können durch eine variable Sickengestaltung sehr gut ausgeglichen werden. Allerdings reicht die Haftfähigkeit der Elastomerbeschichtung der Metallsickendichtungen noch nicht aus, um hohen Scherbelastungen in den Trennfugen standzuhalten, die Dichtung beginnt auf der Flanschoberfläche zu rutschen. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen und einer umfangreichen FEA wurden in einem Konstruktionskatalog zusammengefasst.

In /16/ wurde das Augenmerk verstärkt auf Aspekte des Leichtbaus bei der Gestaltung von Fahrzeuggetriebegehäusen gerichtet. Mit dem Ziel, eine allgemeingültige Richtlinie zur günstigen Gestaltung und Dimensionierung des Abdichtbereichs hochbelasteter Getriebegehäuse hinsichtlich der Hauptanforderungen Dichtsicherheit im Betrieb und geringes Gewicht zu schaffen, wurden Finite Elemente Analysen (FEA) zur Pressungsoptimierung und zur Steifigkeits- und Gewichtsoptimierung im statischen und dynamischen Betriebsfall durchgeführt. Die Simulationsergebnisse wurden experimentell auf dem modifizierten Deckeldichtungsprüfstand (DDP) verifiziert. Bei der erwähnten rechnerbasierten Steifigkeits- und Gewichtsoptimierung eines Seriengetriebegehäuses kamen zwei verschiedene Methoden zum Einsatz: die intuitive Optimierung mit Hilfe der FEA sowie die iterative, algorithmusgestützte Topologie- und Shapeoptimierung. Dabei entstanden auf der Basis von Vollwandmodellen auch Varianten in Space-Frame-Bauweise (*Bild 2.2*): die Skelettstruktur des Gehäuses übernimmt dabei eine reine tragende Funktion ohne Dichtwirkung, die von einem alternativen Dichtsystem, z.B. einer umgebenden Dichthülle, übernommen werden muss. Diese Art von Leichtbau erzielte bei gleicher Steifigkeit des Gehäuses eine Gewichtsreduzierung von 20 bis 30%.

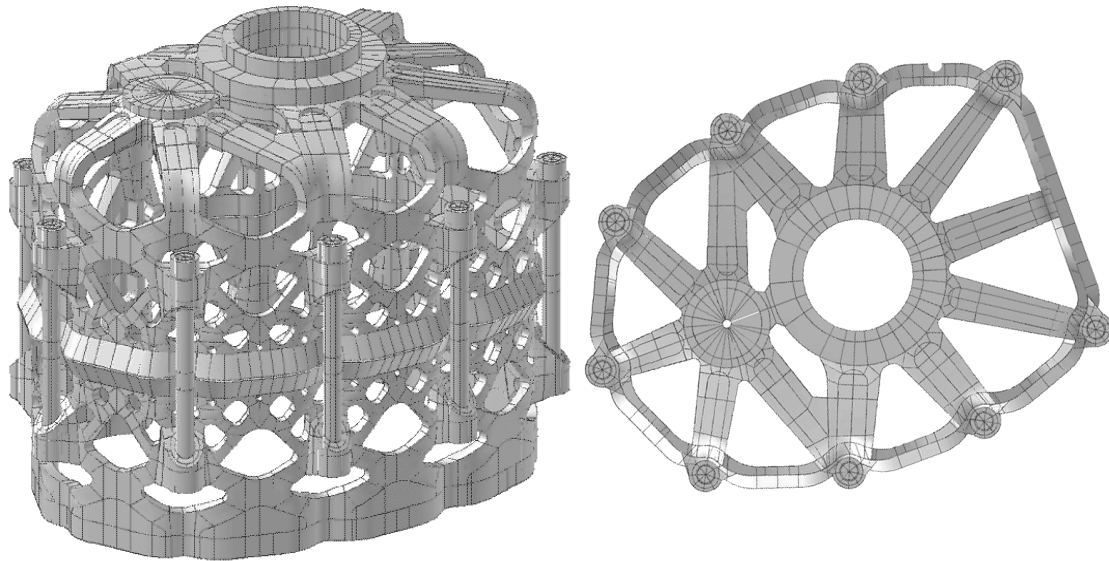


Bild 2.2: Pressungs-, Steifigkeits- und Gewichtsoptimiertes Skelettgehäuse eines Fahrzeuggetriebes nach /16/

Im Rahmen der Arbeit /1/ erfolgte die Entwicklung eines Flächendichtungsprüfstandes (FP) zur Untersuchung von Dichtungs-Ringproben mit homogener Flächenpressung. Im Mittelpunkt stand dabei die Ermittlung der Auswirkungen der dynamischen Scherbeanspruchung auf ein Dichtungsmaterial. Dabei wurde sowohl für faserverstärkte Weichstoffdichtungsmaterialien als auch für anaerob aushärtende Dichtmassen für eine Einlaufphase und für den stabilisierten Betriebszustand ein komplexes, nichtlineares Verformungsverhalten ermittelt, das im wesentlichen von der Beanspruchungsfrequenz, der Scherungswinkelamplitude, der Flächenpressung und der Temperatur beeinflusst wird. Die Weichstoffdichtungen zeigten dabei ein charakteristisches reibungselastisches Scherungsverhalten mit deutlicher Hysterese. Setzerscheinungen während des Betriebs können sich hier kritisch auf die Funktion einer Dichtverbindung auswirken. Bei den Dichtmassen trat ein nichtlinear-elastischer Verformungsmechanismus in den Vordergrund. Setzerscheinungen spielen hier eine untergeordnete Rolle, als kritisch erweisen sich Relativbewegungen der Flansche in der Dichtfuge, die zur Zerstörung des Dichtfilmes führen können. Mit Hilfe eines standardisierten Prüfverfahrens wurde das Verformungs- und Reibungsverhalten von den erwähnten Dichtungsmaterialien in Stufenversuchen qualitativ und quantitativ ermittelt und mit einem modularen, phänomenologischen Dichtungsmodell mathematisch beschrieben. Dieses Dichtungsmodell wurde über eine vorgegebene Schnittstelle in ein Finite-Elemente-Programmsystem eingebunden /22/. Nach erfolgter Verifikation der Prüfstandsergebnisse mit einer einfachen Dichtflanschgeometrie konnte auf Basis dieses FE-Modells auch das Verformungsverhalten von verschraubten Flächendichtverbindungen mit inhomogener Pressungsverteilung mit guter Näherung simuliert werden. In Fortsetzung dieser Ergebnisse sollte im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit einem verallgemeinerten Werkstoffmodell untersucht werden, inwieweit sich eine automatisierte Optimierung von hochbeanspruchten Gehäuse-Flächendichtungssystemen innerhalb eines rechnergestützten Gestaltungs- und Konstruktionsprozesses realisieren lässt.

3 Flächendichtungsprüfstand

Für die Untersuchung von Flächendichtungsmaterialien unter statischer Pressungs- und dynamischer Scherbeanspruchung wurde am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart ein Flächendichtungsprüfstand (FP) entwickelt und aufgebaut /1/, /2/. Mit ihm konnten in dieser ersten Ausbaustufe grundlegende Untersuchungen zum Abdicht- und Verformungsverhalten von Flächendichtungen durchgeführt werden. Dabei wurde eine Prüfdichtung zwischen zwei temperierten Flanschen mit einer statischen Flächenpressung beaufschlagt. Zusätzlich konnte die Dichtung über einen stufenlos drehzahlregelbaren Kurbelschwingenexzenter einer wechselnden Scherbeanspruchung ausgesetzt werden. Somit konnten die Auswirkungen von Betriebsbedingungen, wie sie z.B. bei hochbelasteten Dichtverbindungen an Fahrzeuggetriebegehäusen auftreten, auf das Materialverhalten des Dichtungswerkstoffs untersucht werden: bei dieser Anwendung wird die Flächendichtung durch die Verschraubungen der Gehäusehälften statisch verpresst und durch die Abstützung des gewandelten Drehmomentes und der daraus resultierenden Torsionsbeanspruchung des Gehäuses dynamisch auf Scherung belastet.

Um das Verformungsverhalten einer Prüfdichtung bei verallgemeinerten Betriebsbedingungen, wie sie z.B. bei Zylinderkopfdichtungen oder bei Flanschdichtungen im Anlagenbau auftreten /6/, untersuchen zu können, waren an der Prüfeinrichtung umfangreiche konstruktive Änderungen, eine Erweiterung der meßtechnischen Konzepte sowie die Integrierung von zwei Nebenaggregaten erforderlich /3/.

3.1 Konstruktiver Aufbau

Ziel bei der konstruktiven Neugestaltung des Flächendichtungsprüfstandes war, Prüfdichtungen unter den folgenden Bedingungen untersuchen zu können:

- dynamische Flächenpressungsbeaufschlagung der Prüfdichtung im Bereich von $p_D = 0$ bis 50 MPa bei Frequenzen von $f_D = 0$ bis 50 Hz,
- dynamische Innendruckbeaufschlagung des Dichtraumes bis $p_i = 350$ bar mit beliebigen flüssigen Dichtmedien,
- erweiterte Temperierbarkeit der Dichtflansche im Bereich von $\vartheta_D = -10$ °C bis +200 °C.

Die dynamische Flächenpressungsbeaufschlagung der Prüfdichtung und die dynamische Innendruckbeaufschlagung des Dichtraumes wurden realisiert durch die rechnerische Auslegung und Beschaffung eines Hydropuls-Aggregates mit PC-gesteuertem Servoventil mit elektrischer Lageregelung des Steuerkolbens /3/. Damit können in benutzerdefinierbaren Ablaufprogrammen im Eingabeformat SCL, das in

der Programmiersprache C++ geschrieben ist, definierte Pressungs- oder Innendruckverläufe über eine beliebige Versuchsdauer vorgegeben werden /4/. Die Flächenpressung auf die Prüfdichtung wird über den hydraulischen Kreislauf „ZKE“ („Zylinder-Kolben-Einheit“, Bild 3.2) aufgebracht. Wenn die Dichtung mit statischem oder dynamischem Innendruck beaufschlagt werden soll, versorgt das Hydropuls-Aggregat den Kreislauf „DR“ („Dichtraum“, Bild 3.2).

Mögliche dynamische Pressungs- oder Druckverläufe sind sinus-, rechtecks- oder sägezahnförmig. Auch eine rampenartige Pressungssteigerung oder -entlastung, wie sie z.B. bei der Montage oder Demontage einer Dichtverbindung auftritt, kann in SCL definiert werden. Somit eignet sich SCL für die Festlegung des zeitlichen Ablaufes eines kompletten Versuches (Bild 3.1): dieser beinhaltet im Normalfall die Simulation des Montagevorganges (1) an einer Prüfdichtung, der anschließenden dynamischen Belastung im Betrieb (2) und der Demontage der Dichtverbindung am Versuchsende (3).

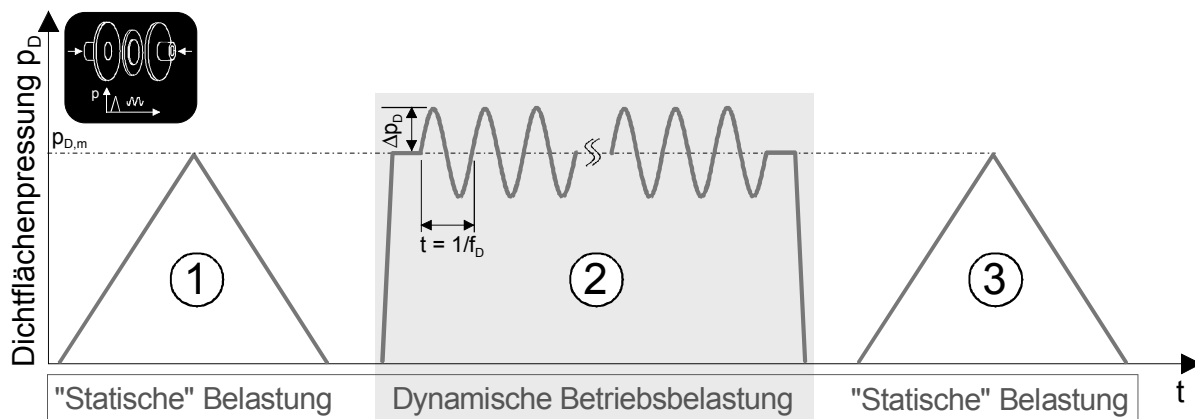


Bild 3.1: Typischer Versuchsablauf: Quasistatische Belastung der Prüfdichtung im Neuzustand (1), dynamische Belastung im Betrieb (2), quasistatische Belastung im gesetzten Betriebszustand (3)

Um den Dichtraum, der von den Prüfflanschen mit eingelegter Dichtung gebildet wird, einer dynamischen Innendruckbeaufschlagung mit beliebigen flüssigen Dichtmedien (z.B. Getriebe- oder Motorenöl, Kühlflüssigkeit, Bremsflüssigkeit) aussetzen zu können, wurde ein Membran-Medientrenner in den Kreislauf „DR“ integriert (Bild 3.2): auf der einen Seite der Rollmembran steht das Hydrauliköl des Hydropuls-Aggregates an. Davon getrennt befindet sich auf der anderen Seite das Dichtmedium.

Für die Temperierung der Dichtflansche unter Raumtemperatur bis $\vartheta_D = -10\text{ °C}$ wurde ein Umwälzkühler in die Prüfanlage integriert, dessen Kältemittel die Kühlflansche der Prüfzelle (Bild 3.2 und Bild 3.3) durchströmt. Die vorzugebende Solltemperatur $\vartheta_{D,soll}$ wird an den Flanschoberflächen direkt an der Prüfdichtung durch einen adaptiven Regler erreicht, der die Durchflußmenge des Kältemittels durch das System steuert. Für die Erwärmung der Prüfflansche wurden spezielle Heizflansche entwickelt. Sie werden durch Hochleistungsheizpatronen mit einer maximalen Gesamtheizleistung $P_{\text{heiz, max}} = 2\text{ kW}$ temperiert. Die Regelung der Heizleistung übernimmt ein Thyristor-

Leistungssteller, der von einem PC-basierten PID-Regler aus der verwendeten Mess-, Steuerungs- und Regelungssoftware heraus angesteuert wird /7/. Mit dieser Konfiguration kann bei einer Dichtflanschttemperatur $\vartheta_D = 150 \text{ °C}$ eine Regelgenauigkeit von $\Delta\vartheta_D = \pm 0,1 \text{ °C}$ realisiert werden, was für die durchzuführenden Messungen von teilweise sehr geringen Dichtspalthöhen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wichtig ist.

Für die Einleitung eines Torsionsmomentes T_D und einer daraus resultierenden wechselnden Scherbeanspruchung in die Prüfichtung besitzt der FP einen stufenlos drehzahlregelbaren Kurbelschwingelexzenter, durch den die beiden Prüfllansche wechselnd zueinander verdreht werden. Der eingeleitete Verdrehwinkel φ_D ist über die Exzentrizität des Antriebs ebenfalls stufenlos einstellbar.

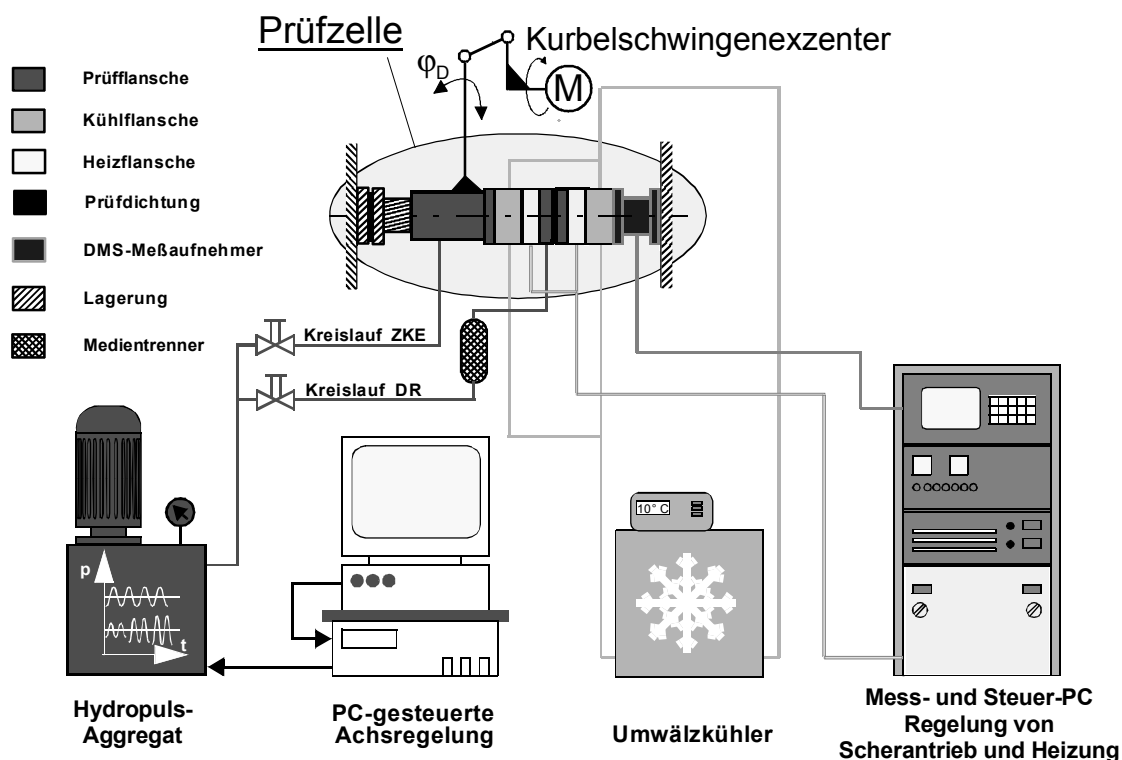


Bild 3.2: Flächendichtungsprüfstand mit Nebenaggregaten und Mess- und Steuerschrank

Eine detaillierte 3D-Modellierung der kompletten Prüfzelle zeigt *Bild 3.3*: die Standard-Prüfichtung (Ringprobe $\varnothing_a = 60 \text{ mm}$, $\varnothing_i = 40 \text{ mm}$) wird zwischen den beiden Prüfllanschen verpresst. An diesen werden die Heizflansche befestigt, von denen jeder zwei elektrische Hochleistungsheizpatronen beinhaltet.

Um bei einer Dichtungstemperatur von bis zu $\vartheta_{D,max} = 200 \text{ °C}$ eine thermische Schädigung des DMS-Kraft- und Momenten-Messaufnehmers (rechts) oder des Öls im Hydraulikzylinder (links) zu vermeiden oder um die Prüfichtung auf Temperaturen bis $\vartheta_{D,min} = -10 \text{ °C}$ abkühlen zu können, werden zwischen diesen Prüfzellenkomponenten und den Heizflanschen spezielle Kühlflansche verwendet, die vom Kältemittel des geregelten Umwälzkühlers durchflossen werden /3/.

Auf der rechten Seite der Prü fzelle befindet sich der DMS-bestückte Messaufnehmer für die an der Dichtung herrschende Flächenpressung p_D und das aus der Scherbeanspruchung resultierende Reaktionsmoment T_D . Die Flächenpressung wird gemessen als axial auf die Prüfflansche wirkende Kraft und anschließend im Messdatenerfassungsprogramm [7] in Abhängigkeit von der Fläche der Prüfdichtung umgerechnet in die Dichtflächenpressung p_D .

Auf der linken Seite der Prü fzelle in *Bild 3.3* sind der Hydraulikzylinder und –kolben zu sehen, über die durch den hydraulischen Druck p_{hydr} , der vom Hydropuls-Aggregat erzeugt wird, die statische oder dynamische Flächenpressung p_D auf die Prüfdichtung geleitet wird. Das Hydrauliköl wird über eine innenliegende Bohrung im Kolben in den Druckraum im Zylinder geführt. Der Kolben trägt die Führungsringe und die Kolbenstangendichtung.

Im Anschluss an die Hydraulikkomponenten der Prü fzelle ist am linken Rand eine „Lagereinheit“ zu sehen, die aus zwei Prüfflanschen und einer dazwischengelegten Weichstoffdichtung besteht. Diese Einheit stützt bei einer Tordierung der Prü fzelle durch den Scherantrieb das Reaktionsmoment der Dichtung auf der linken Seite des Gestells ab. Die Aufnahme des Reaktionsmomentes auf der rechten Seite übernimmt der gestellfeste DMS-Messaufnehmer.

Über die beiden Abstützflansche am Rand ist die Prü fzelle mit den Platten des Prüfstandgestells (siehe *Bild 3.2*) verbunden.

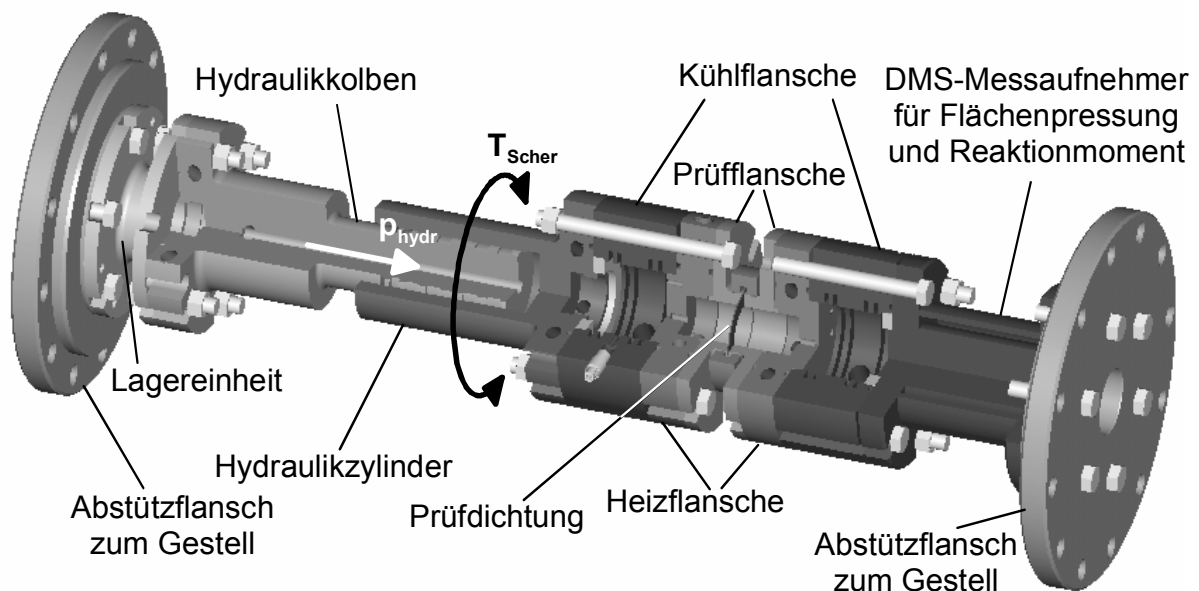


Bild 3.3: 3D-Modellierung der Prü fzelle bestehend aus Hydraulikzylinder und -kolben, Kühl- und Heizflanschen sowie den beiden Prüfflanschen mit eingelegter Prüfdichtung

Die wichtigsten Leistungsdaten des Flächendichtungsprüfstandes in seiner gegenwärtigen Ausbaustufe sind in der folgenden *Tabelle 3.1* zusammengestellt:

Tabelle 3.1: Leistungsdaten des Flächendichtungsprüfstandes

Prüfparameter	Variationsbereich	
<i>Prüfdichtung</i>	Dichtungsmaterial:	Weichstoff- und Metall(-sicken)-dichtungen, Flüssigdichtmittel in CIPG- und FIPG-Technik, Profildichtungen
	Dichtungsdicke:	$h_{\min} = 0,005$ mm bis $h_{\max} = 2$ mm
	Probenabmessungen:	variabel, Standard: Ringprobe 60 x 40 mm
<i>Prüfflansche</i>	Material:	Stahl gehärtet (50 HRC), Aluminium-Legierungen, Kunststoffe, u.v.m.
	Flanschoberfläche:	geschliffen (R_z 0,8), schruppgefräst (bis R_z 32), unbearbeiteter Guss (R_z 16)
	Montage / Zuhaltekraft:	mit DMS-Schrauben verschraubt oder durch Hydraulikeinheit des Prüfstands zusammengepresst
<i>Abzudichtendes Prüfmedium im Dichtraum</i>	Art:	Motorenöle, Getriebeöle, Wasser (-emulsionen)
	Druckbeaufschlagung aus dem Dichtraum:	statisch oder pulsierend, $p_i = 0$ bis 350 bar, $f_i = 0$ bis 50 Hz
<i>Flächenpressung auf die Prüfdichtung</i>		statisch oder dynamisch (sinus-, rechteck- oder sägezahnförmig) $p_D = 0$ bis 50 MPa, $f_D = 0$ bis 50 Hz
<i>Scherbeanspruchung der Prüfdichtung</i>	Verdrehwinkelamplitude:	$\varphi_D = 0$ bis $2,3^\circ$ (stufenlos einstellbar)
	Verdrehmoment:	$T = 0$ bis 1000 Nm
	Prüffrequenz:	$f_{\text{scher}} = 0,01$ bis 17 Hz (stufenlos einstellbar)
<i>Temperierung der Prüfdichtung</i>		PID-geregelt im Bereich $\vartheta_D = -10$ °C bis $+200$ °C ($\pm 0,1$ °C).

3.2 Mess- und regelungstechnisches Konzept

Da im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen an hochdynamisch beanspruchten Flächendichtverbindungen durchgeführt werden sollten, war die Entwicklung eines neuen Konzeptes zur Messdatenerfassung mit hoher Abtastrate und zur Regelung der einzelnen Prüfstandskomponenten notwendig. Bei hydraulischen Pulsationsfrequenzen bis 50 Hz (f_D und f_i) und bis zu sechs hochdynamisch zu erfassenden analogen Messsignalen wurde eine PC-Messdatenerfassungskarte mit einer Gesamtabtastrate von 100 kHz bei 16 analogen und 8 digitalen Eingängen und einer 12 Bit-Auflösung des A/D-Wandlers gewählt [8]. Über zwei DMA-Kanäle (**D**irect **M**emory **A**ccess) wird der Messkarte ein direkter Zugriff auf den Arbeitsspeicher des PCs erlaubt. Das ermöglicht eine simultane Ein- und Ausgabe von Analogkanälen auch bei hohen Aufzeichnungsgeschwindigkeiten. Eine Übersicht über die Vernetzung von sensorischen, aktorischen und signalverarbeitenden Komponenten der Messkette am Prüfstand zeigt *Bild 3.4*. Die gesamte Prüfanlage ist dabei unterteilt in die Bereiche „Messtechnik“, „Hydraulik“, „Kühlung“ und „Heizung“.

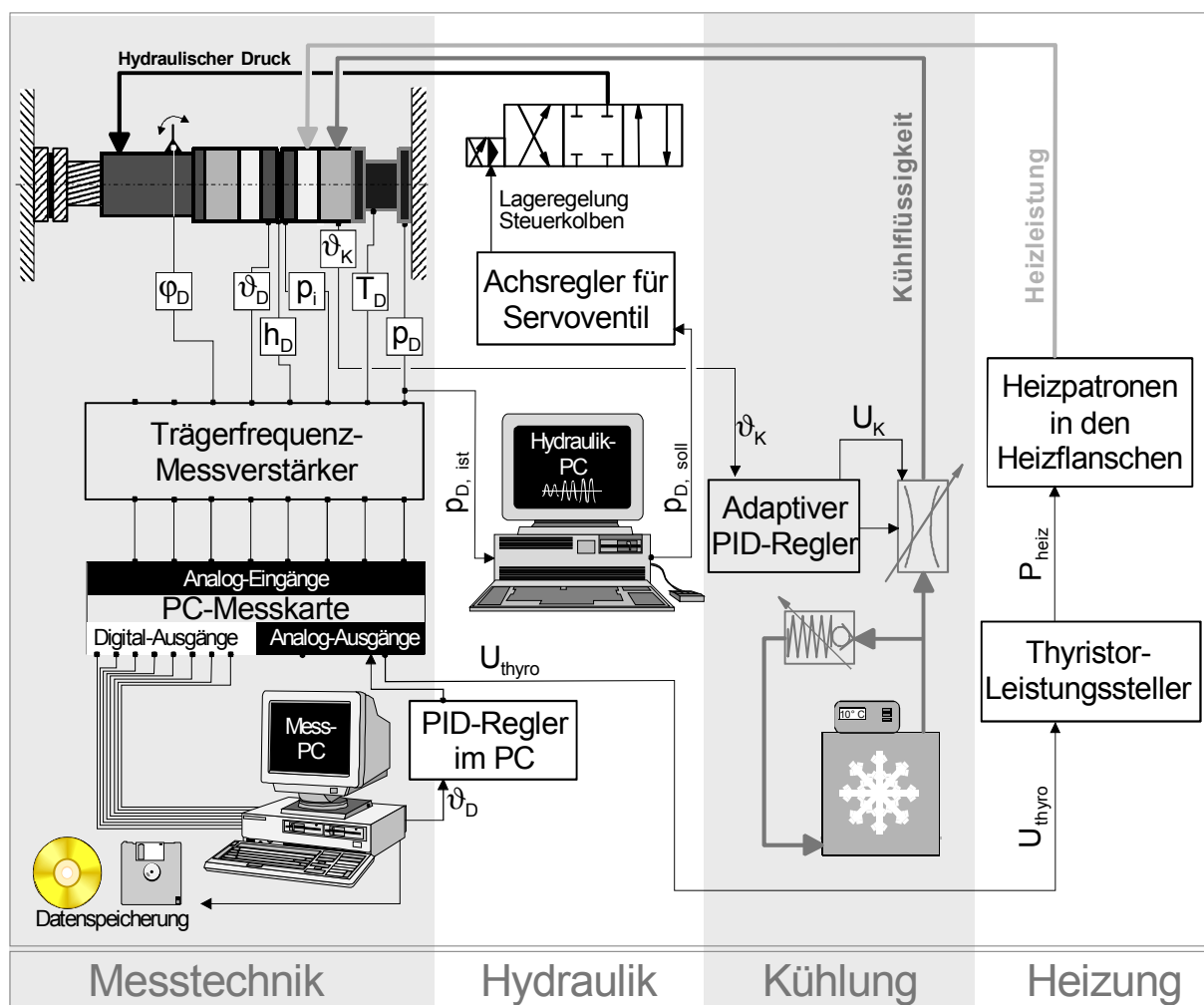


Bild 3.4: Mess- und regelungstechnisches Konzept am Flächendichtungsprüfstand

An der Prüfzelle des Prüfstandes werden folgende Messgrößen für eine anschließende Versuchsauswertung über einen Trägerfrequenz-Messverstärker, die erwähnte Messdatenerfassungskarte und einen PC aufgezeichnet (*Bild 3.4*):

- φ_D , relative Verdrehung der beiden Prüfflansche (Wegaufnehmer nach dem LVDT-Prinzip (Linear-Variabler-Differential-Transformator)),
- ϑ_D , Temperatur im Prüfflansch direkt unter der Dichtoberfläche (Platin-Widerstandsthermometer Pt100),
- h_D , Dichtungsdicke zwischen den Prüfflanschoberflächen (berührungsloser Wegsensor auf Wirbelstrombasis),
- p_i , Innendruck im Dichtraum (Metall-Dünnschicht-DMS-Drucksensor),
- T_D , Reaktionsmoment an der Prüfdichtung (DMS-Momentensensor) bei Einleitung einer Scherbeanspruchung,
- p_D , Flächenpressung auf die Prüfdichtung (DMS-Kraftsensor).

Weitere Messgrößen an der Prüfzelle werden benötigt zur Regelung der Hydraulik, des Kühlkreislaufes und der Prüfcellenheizung (*Bild 3.4*):

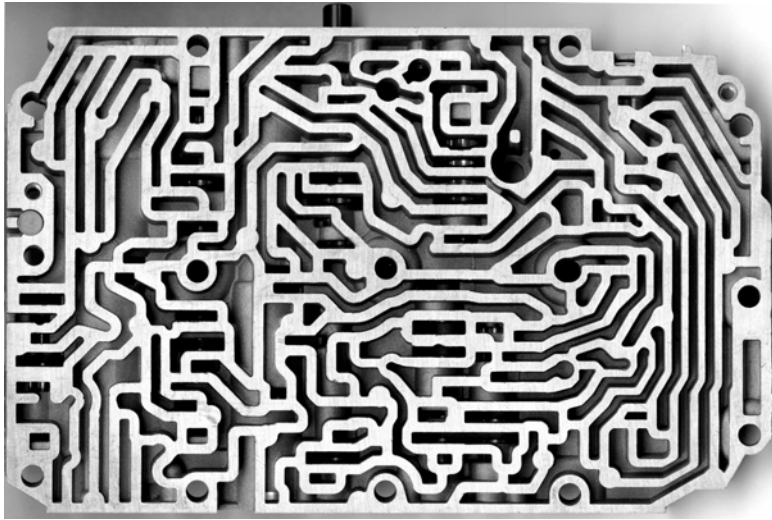
- p_D , Flächenpressung auf die Prüfdichtung (DMS-Kraftsensor) als Regelgröße für den Achsregler des Servoventils am Hydropuls-Aggregat,
- ϑ_K , Temperatur am Kühlflansch der Prüfcelle (Platin-Widerstandsthermometer Pt100) als Regelgröße für den adaptiven Regler des Kühlkreislaufes, der die Durchflussmenge der Kühlflüssigkeit steuert,
- ϑ_D , Temperatur an der Dichtoberfläche (Platin-Widerstandsthermometer Pt100) als Regelgröße für den PC-internen PID-Regler, der einen der beiden 12-Bit-Analogausgänge der Messdatenerfassungskarte zur Regelung der Prüfcellen-Heizleistung über einen Thyristor-Leistungsteller ansteuert.

Zwischenzusammenfassung von Kap. 3:

Ein bestehender Prüfstand zur Untersuchung von Flächendichtungsmaterialien wurde konstruktiv erweitert und in eine neue mess- und regelungstechnische Ausrüstung integriert. Damit kann nun die Analyse und Erfassung des Abdicht- und Verformungsverhaltens verschiedener Dichtungstechnologien unter beliebigen Montage- und Betriebsbedingungen erfolgen: die Prüfdichtung kann auf unterschiedlichen Dichtoberflächen einer statischen oder dynamisch pulsierenden Flächenpressungsbeanspruchung bis 50 MPa bzw. einer wechselnden Scherbeanspruchung durch Torsion bis 1000 Nm unterworfen werden. Der Dichtraum kann mit einem statischen oder pulsierenden Innendruck bis 350 bar beaufschlagt werden. Die Temperierbarkeit der Prüfflansche erstreckt sich von -10 bis $+200$ °C.

4 Flächendichtungen unter dynamischer Pressung

Bei vielen Applikationen sind Flächendichtungen in einem Gehäuse-Dichtsystem einer periodisch schwellenden Dichtflächenpressung ausgesetzt. Dies ist der Fall, wenn der abzudichtende Raum mit pulsierendem Innendruck beaufschlagt ist. Als typische Anwendungen seien das Gehäuse einer Zahnradpumpe, die Zylinderkopf-Abdichtung eines Kolben-Verbrennungsmotors oder das Gehäuse des hydraulischen Steuergerätes in einem automatischen Fahrzeuggetriebe (*Bild 4.1*) genannt.



*Bild 4.1:
Hydraulisches Steuergerät
mit Flächendichtung in
einem automatischen
Fahrzeuggetriebe*

Durch den Innendruck p_i im Dichtraum werden die Gehäusehälften proportional zu ihrer hydraulisch oder pneumatisch aktiven Fläche A_{aktiv} mit der Betriebskraft F_i ineinandergedrückt. Dadurch kommt es zu einer Erhöhung der Schraubenkräfte $F_{S,i}$ und damit einhergehend zu einer Entlastung der Dichtflansche – die Flächenpressung p_D auf der Dichtfläche A_D nimmt ab.

Im Betrieb unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung der Dichtfläche A_D übt das Materialverhalten des eingesetzten Dichtungswerkstoffes einen entscheidenden Einfluß auf das Verformungsverhalten des Gesamtsystems „Flansch – Gegenflansch - Flächendichtung – Verschraubung“ aus. Auch das Dichtverhalten der Verbindung ist abhängig vom dynamisch-elastischen Rückfederverhalten und vom Setzen des Dichtungsmaterials im dynamischen Betrieb, da ein Setzen der Dichtungsdicke eine Abnahme der Schraubenkräfte der Dichtverbindung zur Folge haben kann. Durch die so verminderte Flächenpressung auf die Dichtfläche steigt die Gefahr einer Leckage. Das Rückfederverhalten der Dichtung ist von Bedeutung, wenn der Dichtspalt durch äußere Betriebslasten aufgeweitet wird und diese Aufweitung vom Dichtungsmaterial kompensiert werden muss.

Um dieses Werkstoffverhalten unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung charakterisieren und mit Hilfe von Materialkennwerten modellieren zu können, wurde im Rahmen dieser Arbeit an drei typischen Werkstoffen, die bei dynamisch hochbeanspruchten Flächendichtverbindungen eingesetzt werden, ein umfangreiches Versuchsprogramm auf dem Flächendichtungsprüfstand (Kap. 3) durchgeführt. Untersucht wurden:

- ein aramidfaserverstärktes Weichstoffdichtungsmaterial W1 (Kap. 4.2),
- ein anaerob aushärtendes Flüssigdichtmittel F1 auf Dimethacrylatester-Basis (Kap. 4.3) und
- eine NBR-beschichtete Metallsickendichtung MSD1 (Kap. 4.4).

Die Modellierung des Werkstoffverhaltens unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung soll eine Beurteilung des Verformungsverhaltens einer dynamisch beanspruchten Flächendichtverbindung bereits in der Konstruktionsphase mit Hilfe der Finite Elemente Analyse (FEA) ermöglichen.

Das Materialverhalten von Flächendichtungswerkstoffen unter statischer oder quasi-statischer Pressungsbeaufschlagung, wie sie z.B. bei der Montage einer Dichtverbindung auftritt, war Gegenstand weitreichender Untersuchungen in [1]. Auch im Rahmen der hier vorgestellten Arbeit wurden die Prüf-Dichtverbindungen vor einer dynamischen Pressungsbeaufschlagung auf den mittleren Pressungswert $p_{D,m}$ innerhalb einer Montagezeit t_{Mont} quasistatisch vorbelastet. Dabei ist bereits eine Abhängigkeit des Verformungsverhaltens der Dichtung von der Beanspruchungsgeschwindigkeit während des Montagevorgangs zu beobachten (*Bild 4.2*): die normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ (vgl. Gleichung (4.1), S. 25) nimmt bei einer langsamen Belastung (graue Kennlinien) auf den Wert $p_{D,m}$ um einen größeren Betrag ab als bei einer schnellen Belastung (schwarze Kennlinien). Dies kann mit geschwindigkeitsabhängigen Kriecheffekten im Dichtungsmaterial erklärt werden.

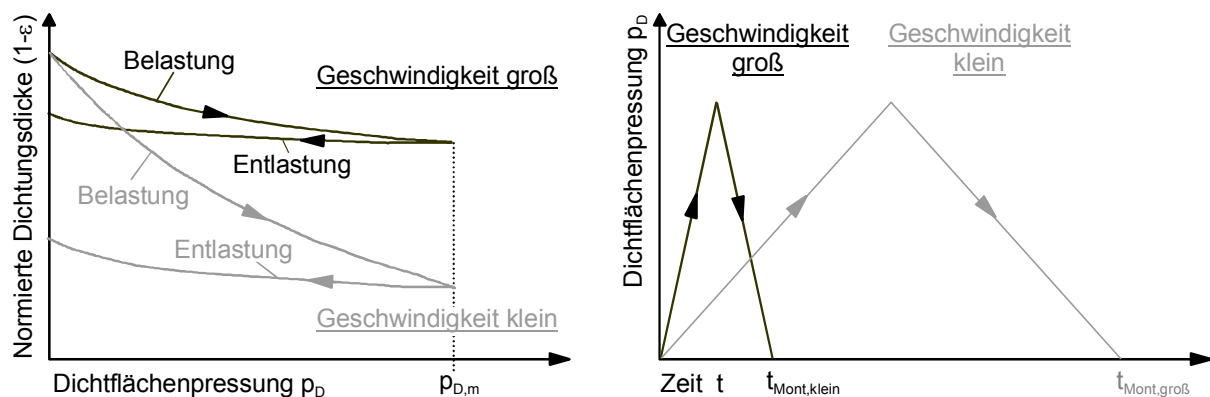


Bild 4.2: Qualitativer Verlauf der Ein- und Rückfederkennlinien bei Flächendichtungsmaterialien unter quasistatischer Pressungsbeanspruchung in Abhängigkeit von der Beanspruchungsgeschwindigkeit

Da bei dem in Kap. 4.2 bis 4.4 beschriebenen Versuchsprogramm für Flächendichtungsmaterialien unter dynamischer Pressungsbeaufschlagung Einzelversuche mit einer unterschiedlich hohen mittleren Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ durchgeführt wurden, die Montagezeit t_{Mont} aber in allen Einzelversuchen einheitlich 5 Minuten betrug, war die Beanspruchungsgeschwindigkeit umso größer, je höher die mittlere Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ des Einzelversuches war. Daher weisen Versuche mit niedrigem $p_{D,m}$ stärkere Setzerscheinungen auf als Versuche mit hohem $p_{D,m}$. Da bei den zweitge-

nannten Versuchen die mittlere Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ jedoch meist deutlich höher liegt, ist bei diesen der statische Setzbetrag Δh_{stat} der Dichtungsdicke insgesamt dennoch größer. Diese Gegebenheit ist bei der Interpretation der Versuchsergebnisse in Kap. 4.2 bis 4.4 zu berücksichtigen.

Um die Versuchsergebnisse der untersuchten Dichtungsmaterialien, die unterschiedliche Anfangsdichtungsdicken aufweisen, vergleichen zu können, wurde die Größe „Normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ “ (Bild 4.2, links) eingeführt, die folgendermaßen definiert ist:

$$(1 - \varepsilon) = \frac{h_0 - \Delta h}{h_0} = \frac{h}{h_0}. \quad (4.1)$$

Darin repräsentiert ε die relative Dehnung bzw. Zusammenpressung der Dichtung, wobei eine Dickenabnahme mit positivem Vorzeichen, eine Dickenzunahme dagegen mit negativem Vorzeichen gesetzt wird. Die Anfangsdichtungsdicke im Neuzustand wird mit h_0 bezeichnet, die Differenz der Dichtungsdicke im aktuellen Zustand im Vergleich zum Neuzustand mit Δh und die aktuelle Dichtungsdicke mit h . Die Normierung der Dichtungsdicke erlaubt eine Charakterisierung des Verformungsverhaltens der Dichtung unabhängig von der Anfangsdichtungsdicke h_0 .

In Bild 4.3 sind die verschiedenen Parameter dargestellt, die im praxisrelevanten Betriebsfall auf Flächendichtverbindungen wirken und die auch bei der Versuchsdurchführung an Prüfdichtungen auf dem Flächendichtungsprüfstand variiert werden können: p_D bezeichnet die lokal an einer bestimmten Stelle auf die Dichtungsfläche wirkende Flächenpressung in Normalenrichtung [MPa]. Um die mittlere Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ [MPa] pulsiert die Pressungsamplitude Δp_D [MPa] mit der Frequenz f_D [$s^{-1} = \text{Hz}$]. Die Flächendichtverbindung wird geregelt temperiert auf ϑ_D .

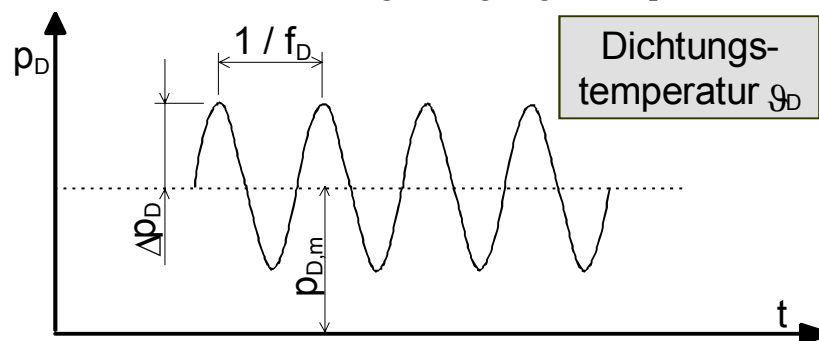


Bild 4.3: Versuchparameter für Untersuchungen an Flächendichtungen unter pulsierender Pressungsbeanspruchung

Bei der pulsierenden Pressungsbeanspruchung entspricht das Verformungsverhalten eines Flächendichtungsmaterials bei der Belastung nicht exakt dem Verhalten bei der Entlastung. In Bild 4.4 ist links der charakteristische Verlauf der normierten Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ über der Dichtflächenpressung p_D aufgetragen: bei der dynamischen Entlastung (unterer Ast der Pressungshysterese) verläuft die Dichtungsdicke auf einem niedrigeren Niveau als bei der dynamischen Belastung (oberer Ast). Dieses Phänomen wird als Reibungselastizität des Pressungsverhaltens bezeichnet. Durch innere Reib-

vorgänge verformt sich das Dichtungsmaterial nicht rein elastisch, wodurch die dargestellte dynamische Pressungshysterese entsteht. Die dabei von der Dichtung aufgenommene Dämpfungsarbeit W_d ist proportional zu der von der Hysterese eingeschlossenen Fläche A_{Hyst} und ergibt sich aus der folgenden Beziehung:

$$W_d = \int F_D dh = A_D \cdot h_0 \cdot \int p_D d\varepsilon. \quad (4.2)$$

Die Dickenänderung dh wird bestimmt aus der Anfangsdichtungsdicke h_0 und der normierten Dickenänderung $d\varepsilon$. Die auf die Dichtfläche wirkende Kraft F_D wird errechnet aus dem Produkt der Dichtflächenpressung p_D und der Dichtfläche A_D .

Um das dynamische Pressungsverhalten eines Dichtungsmaterials in Form eines Werkstoffkennwertes wiedergeben zu können, wurde der dynamische Elastizitätsmodul E' eingeführt: er ergibt sich in Anlehnung an das Hooke'sche Materialgesetz /46/ aus dem Quotienten von der Pressungsspanne Δp_D zur normierten Dickendifferenz $\Delta(1-\varepsilon)$ einer durchlaufenen Pressungshysterese (*Bild 4.4*, links):

$$E' = \frac{\Delta p_D}{\Delta(1-\varepsilon)}. \quad (4.3)$$

Mit Hilfe des dynamischen Moduls E' kann das dynamische Pressungsverhalten eines Flächendichtungswerkstoffes in ein Finite-Elemente-Programmsystem implementiert werden, so dass das Verformungs- und Abdichtverhalten einer hochdynamisch beanspruchten, beliebig gestalteten Flächendichtverbindung bereits in der Konstruktionsphase rechnergestützt analysiert werden kann. Eventuelle Schwachstellen der Dichtverbindung können somit bereits in der Produktentwicklungsphase frühzeitig erkannt und beseitigt werden.

Desweiteren ist in *Bild 4.4* rechts die charakteristische Veränderung des dynamischen Pressungsverhaltens eines Flächendichtungswerkstoffes ausgehend vom Neuzustand hin zu einem stabilisierten Betriebszustand dargestellt: beim Setzen des Werkstoffes, das bedingt durch die Betriebsbeanspruchungen eine Änderung der Materialeigenschaften bewirkt, nimmt die Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ irreversibel ab /1/. Diese Setzerscheinung geht einher mit einer Verfestigung des Dichtungsmaterials, was sich in einer steileren Pressungshysterese und somit in einem höheren dynamischen Modul E' widerspiegelt. Gleichzeitig nimmt mit zunehmender Betriebsdauer die vom Dichtungsmaterial aufgenommene Dämpfungsarbeit W_d ab – erkennbar an einer Abnahme der Hysteresenfläche A_{Hyst} .

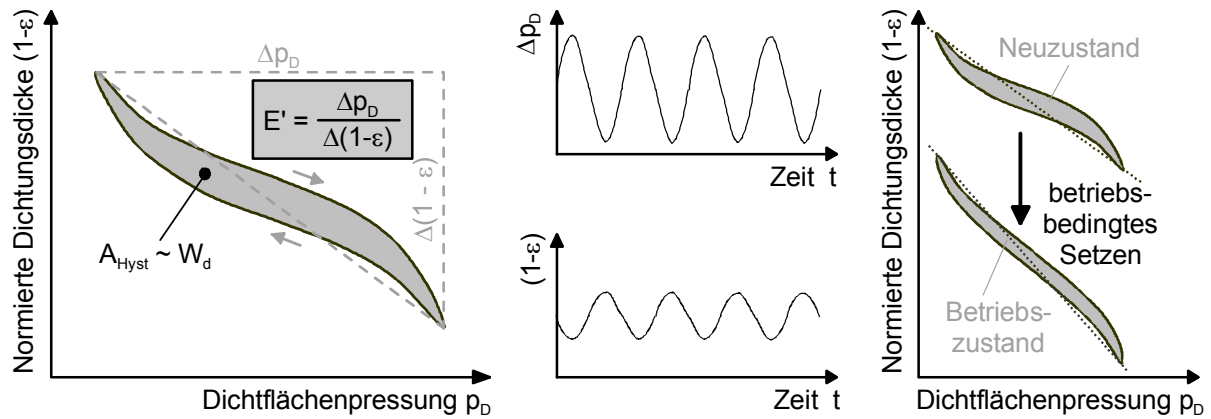


Bild 4.4: Qualitativer Verlauf einer Pressungshysterese bei Flächendichtungsmaterialien unter dynamischer Pressungsbeanspruchung: Bestimmung des dynamischen Moduls E' und der Dämpfungsarbeit W_d (links); Veränderung von E' und W_d beim Setzen im dynamischen Betrieb (rechts)

4.1 Versuchsprogramm für Flächendichtungsmaterialien

Um das Materialverhalten von Flächendichtungsmaterialien unter beliebigen Betriebsbeanspruchungen mit pulsierender Pressungsbeaufschlagung der Dichtfläche charakterisieren zu können, wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Versuchsprogramm für den Flächendichtungsprüfstand (vgl. Kap. 3) entwickelt. Dabei wurden alle Versuche mit den in Bild 3.3 dargestellten Prüfflanschen aus Einsatzstahl 16MnCr15 durchgeführt. Die Flansche wurden einsatzgehärtet (HRC 60 + 3) auf eine Tiefe von $0,8^{+0,4}$ mm und anschließend geschliffen auf eine Oberflächengüte von $R_z 0,8$. Die Geometrie der Prüfdichtung ist eine Ringfläche mit den Durchmessern $d_a = 60$ mm außen und $d_i = 40$ mm innen.

Das Versuchsprogramm setzt sich aus den drei Komponenten „Vorversuch“, „Grundlagenversuch“ und „Kompakt-Versuch“ zusammen:

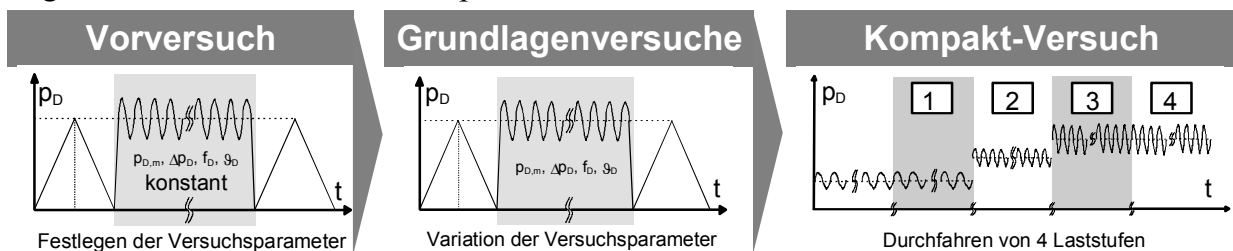


Bild 4.5: Gliederung des Versuchsprogrammes für ein Flächendichtungsmaterial unter dynamischer Pressungsbeanspruchung

Innerhalb des Vorversuches (vgl. Kap. 4.1.1) werden die Parameter für das anschließende Versuchsprogramm festgelegt. Nach dieser Definition des Leistungsspektrums des Dichtungsmaterials wird in einem Block von einzelnen Grundlagenversuchen (vgl. Kap. 4.1.2) das Materialverhalten unter Variation jeweils nur eines Versuchsparame-

ters umfassend aufgenommen. Für den praxisbezogenen Fall, dass das Materialverhalten eines Dichtungswerkstoffes mit geringem Zeitaufwand charakterisiert oder mit dem Verhalten eines anderen Werkstoffes verglichen werden soll, wurde der Kompakt-Versuch entwickelt, bei dem vier Laststufen mit unterschiedlicher Pulsationsbeanspruchung des Dichtungsmaterials durchlaufen werden (vgl. Kap. 4.1.3).

4.1.1 Vorversuche mit pulsierender Flächenpressung

Der Vorversuch soll ein erstes „Herantasten“ an das Leistungsspektrum eines Dichtungsmaterials unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung erlauben: mit relativ niedrigen Pulsationsparametern soll auf der einen Seite der Dichtungswerkstoff nicht gleich zu Versuchsbeginn zerstört werden. Auf der anderen Seite sollen hier solche Pulsationsbedingungen gefunden werden, bei denen das Dichtungsmaterial bei den anschließend durchzuführenden Grundlagenversuchen innerhalb einer Versuchszeit von jeweils acht Stunden in einen (quasi-) stationären Verformungszustand – also in einen stabilisierten Betriebszustand - übergeht. Bei den hier festzulegenden Versuchsparametern handelt es sich um die mittlere Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ [MPa], die Pressungsamplitude Δp_D [MPa], die Pressungsfrequenz f_D [$s^{-1} = \text{Hz}$] und die Dichtflächentemperatur ϑ_D [$^{\circ}\text{C}$]. Bei den drei Dichtungsmaterialien, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht wurden (Kap. 4.2 bis 4.4), wurden die jeweiligen Vorversuche (Kap. 4.2.1, 4.3.1 und 4.4.1) mit den Parametern durchgeführt, die in *Tabelle 4.1* aufgeführt sind:

Tabelle 4.1: Parameter für Vorversuche

Vorversuch					
Versuch Nr.	Dichtungsmaterial	Mittlere Pressung $p_{D,m}$ [MPa]	Pressungsamplitude Δp_D [MPa]	Pressungsfrequenz f_D [Hz]	Temperatur ϑ_D [$^{\circ}\text{C}$]
V1	W1, F1, MSD1	10	5	5	20 (RT)

Diese Werte wurden als untere Grenzen für die Variationsbreite der vier Versuchsparameter $p_{D,m}$, Δp_D , f_D und ϑ_D in den umfangreichen Grundlagenversuchen gesetzt.

4.1.2 Grundlagenversuche mit pulsierender Flächenpressung

Wie bereits erwähnt wird im Block der Grundlagenversuche (*Tabelle 4.2*) immer nur ein Versuchsparameter schrittweise in drei Einzelversuchen innerhalb einer bestimmten Variationsbreite verändert. Während eines Einzelversuches, der acht Stunden dauert, bleiben alle Versuchsparameter konstant. In *Tabelle 4.2* ist die Variationsbreite eines Versuchsparameters bei jeweils drei zusammengehörigen Einzelversuchen mit je

einem grauen Kasten unterlegt. Die drei zusammengehörenden Einzelversuche decken mit ihrer Variationsbreite das Leistungsspektrum des Dichtungswerkstoffes oder auch der Flächendichtungsprüfanlage (vgl. Leistungsdaten in *Tabelle 3.1*, Kap. 3.1) ab. Bei vier verschiedenen Versuchsparametern, die in jeweils drei Stufen variiert werden, würde sich so im Grundlagenversuchsblock eine Gesamtanzahl von 12 Einzelversuchen ergeben. Durch die Überschneidung von vier Parameter-Konstellationen (Versuch Nr. 2 und alle Versuche Nr. [2]) konnte die Gesamtanzahl von Einzelversuchen auf 9 gesenkt werden, was den Zeitaufwand für die Durchführung eines Grundlagenversuchsblockes verringerte.

Tabelle 4.2: Parameter für die Grundlagenversuchsblöcke

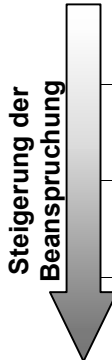
Grundlagenversuche					
Versuch Nr.	Material	Mittlere Pressung $p_{D,m}$ [MPa]	Pressungsamplitude Δp_D [MPa]	Pressungsfrequenz f_D [Hz]	Temperatur ϑ_D [°C]
1	W1, F1, MSD1	12	5	25	20 (RT)
2		20	5	25	20 (RT)
3		40	5	25	20 (RT)
[2]		20	5	25	20 (RT)
4		20	7	25	20 (RT)
5		20	9	25	20 (RT)
6		20	5	5	20 (RT)
[2]		20	5	25	20 (RT)
7		20	5	40	20 (RT)
[2]		20	5	25	20 (RT)
8		20	5	25	80
9		20	5	25	150

Das Ziel dieses umfangreichen Grundlagenversuchsblockes ist, die Verformungscharakteristik eines Dichtungswerkstoffes bei der rechnergestützten Entwicklung von Gehäuse-Dichtsystemen unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung mit Hilfe der FEA in Form von Materialkennwerten wie dem dynamischen Modul E' oder der Dämpfungsarbeit W_d mitberücksichtigen zu können. Diese Werte werden im Rahmen der Grundlagenversuche für die unterschiedlichsten Konstellationen von Betriebsbedingungen unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung gewonnen (für die drei untersuchten Dichtungsmaterialien: vgl. Kap. 4.2.2, 4.3.2 und 4.4.2).

4.1.3 Kompakt-Prüfverfahren für Flächendichtungen unter pulsierender Pressung

Für eine überschlägige Charakterisierung des Materialverhaltens eines Dichtungswerkstoffes, die keinen solchen erheblichen Zeitaufwand erfordert wie der Block mit 9 Grundlagenversuchen, wurde das Kompakt-Prüfverfahren (Tabelle 4.3) entwickelt: nach dem „Einlaufen“ der Dichtung unter moderater dynamischer Pressungsbeanspruchung bis zu einem stabilisierten Betriebszustand, der nach vier Stunden erreicht wird, werden die Laststufen L1 bis L4 mit steigender Beanspruchung jeweils 15 Minuten lang durchlaufen.

Tabelle 4.3: Parameter für Kompakt-Prüfverfahren

Kompakt-Prüfverfahren								
Versuch Nr.	Material	Zeit	Laststufe	Mittlere Pressung $p_{D,m}$ [MPa]	Pressungsamplitude Δp_D [MPa]	Pressungsfrequenz f_D [Hz]	Temperatur ϑ_D [°C]	
10	W1, F1, MSD1	4 h	Dichtung einlaufen	12	5	5	20 (RT)	
		15 min	 L1	12	5	5	20 (RT)	
		15 min		L2	20	5	25	20 (RT)
		15 min		L3	40	8	25	20 (RT)
		15 min		L4	40	8	25	150
		15 min						

In L1 sind bei Raumtemperatur ϑ_D die mechanischen Versuchsparameter $p_{D,m}$, Δp_D und f_D niedrig, während dann in L4 der Dichtungswerkstoff bis zu seinen thermischen und mechanischen Leistungsgrenzen belastet wird. Zum Ende jeder Laststufe nach 15 Minuten werden dann aus den Pressungshysteresen die Materialkennwerte dynamischer Modul E' und Dämpfungsarbeit W_d bestimmt (vgl. z.B. Bild 4.14). So wird eine prinzipielle Einschätzung des Verformungsverhaltens je nach „Belastungshärte“ möglich. Dadurch können auch mit relativ geringem experimentellem Aufwand mehrere alternative Dichtungstechnologien auf ihre Eignung in einem speziellen dynamisch pressungsbeanspruchten Anwendungsfall hin verglichen werden.

4.2 Weichstoffdichtungsmaterial W1

Aus der Gruppe der faserverstärkten Weichstoffdichtungen wurde für die Durchführung des in Kap. 4.1 beschriebenen Versuchsprogrammes für Flächendichtungsmaterialien unter pulsierender Pressung das in *Tabelle 4.4* spezifizierte W1 ausgewählt.

Tabelle 4.4 Werkstoffdaten für Weichstoffdichtungsmaterial W1 (Herstellerangaben)

Werkstoff	Asbestfreies Dichtungsmaterial; enthält Aramidfasern und weitere hochtemperaturbeständige elastomergebundene Asbestsubstitute
Eigenschaften	Anpassungsfähig, dichtet sicher gegen Gase und Flüssigkeiten ab und besitzt eine gute mechanisch-thermische Festigkeit; für mittlere Beanspruchungen geeignet
Anwendung	In Kompressoren, Rohrleitungen, Getrieben und Verbrennungsmotoren. Zur Abdichtung von Getriebe-, Hydraulik- und Motorenölen sowie Kraftstoffen; beständig gegen Gemische aus Wasser mit Frost- und Korrosionsschutzmitteln sowie gegen Freone / Frigene, Laugen und Lösungsmittel
Dichte	1,75 – 1,95 g/cm ³
Max. Betriebstemperatur	400 °C (kurzfristig)
<u>Zugfestigkeit:</u> ASTM F152 quer DIN 52910 quer	>= 12 N/mm ² >= 9 N/mm ²
Druckstandfestigkeit nach DIN 52913	20 N/mm ² (16h, 300 °C)
Kompressibilität	7 - 15 %
Rückfederung nach ASTM F36, Verfahren J	>= 50 %
Glühverlust DIN 52911	<= 36 %
<u>Quellung ASTM F146:</u> in Öl IRM 903 : - Dicke - Gewicht in ASTM Fuel B: - Dicke - Gewicht	<= 10 % (5h, 150 °C) <= 10 % (5h, 150 °C) <= 10 % (5h, RT) <= 10 % (5h, RT)

4.2.1 Vorversuch Weichstoffdichtung W1

Bei dem in Kap. 4.1.1 beschriebenen Vorversuch wurde für das Weichstoffdichtungsmaterial W1 das in *Bild 4.6* dargestellte Verformungsverhalten aufgenommen: die Dichtungsdicke h_D nimmt bei der quasistatischen Belastung im Neuzustand bis $p_{D,m} = 10$ MPa in einem Zeitraum $t_{\text{Mont}} = 5$ Minuten von 1,0 mm im Neuzustand ab auf 0,915 mm (*Bild 4.6* unten). Diese Verformung wird in allen Versuchen bezeichnet als „statisches Setzen“ Δh_{stat} . Bei einer erneuten Entlastung des Dichtungsmaterials bleibt ein irreversibler Verformungsrest und die Dichtungsdicke nimmt nur wieder zu bis $h_D = 0,98$ mm. Im anschließenden dynamischen Betrieb über acht Stunden (*Bild 4.6* oben) ist der Dichtungswerkstoff einem „dynamischen Setzen“ Δh_{dyn} ausgesetzt. Bei einer mittleren Pressung $p_{D,m} = 10$ MPa, einer Pressungsamplitude $\Delta p_D = 5$ MPa und einer Pressungsfrequenz $f_D = 5$ Hz nimmt die Dichtungsdicke h_D bei Raumtemperatur dabei weiter um 0,025 mm ab, bis sie sich nach etwa 8 Stunden (480 Minuten) stabilisiert.

Nach der dynamischen Betriebsphase wird erneut eine Ein- und Rückfederkennlinie der Dichtung unter quasistatischer Belastung aufgenommen (*Bild 4.6* unten), bei der zu erkennen ist, dass der irreversible Verformungsanteil zwischen Be- und Entlastung fast verschwunden ist. Das bedeutet, dass die inneren Reibungsvorgänge im Dichtungswerkstoff abgenommen haben und das Material ein annähernd ideal-elastisches Verformungsverhalten aufweist.

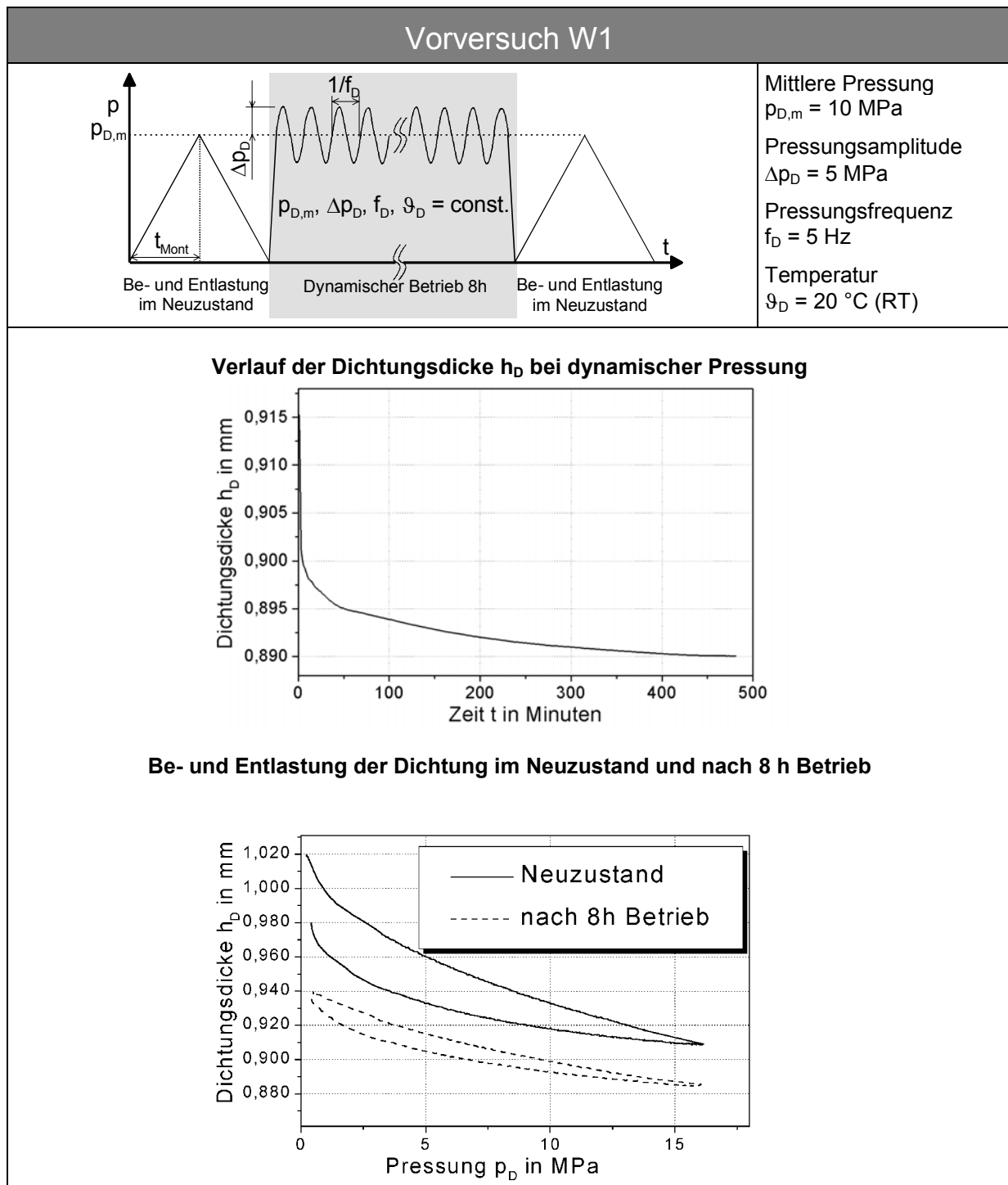


Bild 4.6: Vorversuch Weichstoffdichtung W1: Ermittlung der Parameter für die Grundlagenversuche

4.2.2 Grundlagenversuche Weichstoffdichtung W1

In diesem Abschnitt sind in *Bild 4.7* bis *Bild 4.11* die Ergebnisse des Grundlagenversuchsblocks nach Kap. 4.1.2 für das Weichstoffdichtungsmaterial W1 zusammengestellt. Diese Resultate ermöglichen die Berechnung der Wertescharen der aufgenommenen Dämpfungsarbeit W_d (*Bild 4.12*) und des dynamischen Moduls E' (*Bild 4.13*).

Für die graphische Darstellung jedes Einzelversuches aus dem Grundlagenversuchsblock wurde das Übersichtsblatt entworfen, nach dem *Bild 4.7* bis *Bild 4.10* gestaltet sind: im Diagramm „**Montagevorgang**“ sind die normierten Zusammenpressungskennlinien für die Montage-Vorpressung der drei Einzelversuche auf die jeweilige mittlere Pressung $p_{D,m}$ (siehe jeweils geltende Versuchsparameter in den Übersichtsblättern *Bild 4.7* bis *Bild 4.10* oben rechts) abgebildet. Die normierte Zusammenpressung der Dichtung, die sich aus dem Montagevorgang ergibt, wird mit $\Delta h_{\text{stat Parameter}}$ bezeichnet, wobei der Index-Zusatz „Parameter“ dabei für den Wert des in dieser Einzelversuchsgruppe variierten Versuchsparameters steht. Beispiel: in *Bild 4.7*, Diagramm „Montagevorgang“, benennt $\Delta h_{\text{stat } 40}$ die normierte Zusammenpressung der Dichtung im Einzelversuch mit der mittleren Pressung $p_{D,m} = 40$ MPa.

Es sei noch erwähnt, dass die normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ in allen Einzelversuchen bei einer initialen Flächenpressung von 5 MPa auf den Wert 1,00 gesetzt wurde. Damit soll durch ein definiertes Anliegen der Prüfdichtungen an den Flanschoberflächen eine reproduzierbare Ausgangssituation für den „Neuzustand“ gegeben sein.

Im Diagramm „**Dynamischer Betrieb 8 h**“ sind die Kennlinien der gemittelten (da pulsierenden) normierten Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ über der Versuchsdauer aufgetragen. Bei $t = 0$ Minuten beginnen die Kennlinien mit der Dichtungsdicke, die sich am Ende des Montagevorgangs mit der Zusammenpressung $\Delta h_{\text{stat Parameter}}$ eingestellt hat. Ausgehend von diesem Montage-Verformungszustand wird nun die dynamische Veränderung der normierten Dichtungsdicke $\Delta h_{\text{dyn Parameter}}$ bestimmt, wobei „Parameter“ wieder für den in dieser Einzelversuchsgruppe variierten Versuchsparameter steht.

Die Werte von Δh_{stat} und Δh_{dyn} sowie deren Summe $\Delta h_{\text{stat}} + \Delta h_{\text{dyn}}$ aus den Einzelversuchen sind in dem Diagramm „**Setzbeträge statisch / dynamisch**“ zusammengestellt: dieses Schaubild soll den Einfluss des variierten Versuchsparameters auf das statische Setzverhalten bei der Montage, auf das dynamische Setzverhalten im Betrieb und auf das Gesamt-Setzverhalten verdeutlichen.

Im Diagramm „**Be- und Entlastung**“ ist das Ein- und Rückfederverhalten der Prüfdichtung im Neuzustand und nach der achtstündigen dynamischen Betriebsbelastung in den Einzelversuchen aufgetragen. Dieses Schaubild besitzt eine Aussagekraft über die inneren Reibungsvorgänge im Dichtungswerkstoff: je zerrütteter das Material durch die pulsierende Pressungsbelastung ist, desto geringer wird der irreversible Verformungsrest nach der Entlastung und desto mehr nähert sich das Werkstoffverhalten an ein rein nichtlinear-elastisches an.

- **Einfluss der mittleren Flächenpressung $p_{D,m}$** (*Bild 4.7*): da die Prüfdichtungen bei der Erstbelastung im Neuzustand, also bei der Simulation des Montagevorgangs innerhalb der gleichen Montagezeit $t_{\text{Mont}} = 5$ Minuten, auf unterschiedliche Pressungswerte $p_{D,m} = 12, 20$ und 40 MPa quasistatisch belastet werden, sind die Dichtungen auch unterschiedlichen Belastungsgeschwindigkeiten ausgesetzt. Dies spiegelt sich in den Montage-Zusammenpressungskennlinien wieder: durch die höhere Belastungsgeschwindigkeit beim Versuch mit $p_{D,m} = 40$ MPa ist der zeitabhängige Kriechanteil bei der Verformung des Dichtungsmaterials geringer als bei

den Versuchen mit niedrigerer Belastungsgeschwindigkeit ($p_{D,m} = 12$ und 20 MPa), d.h. bei der gleichen aktuellen Flächenpressung ist die normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ bei „schneller“ Zusammenpressung größer als bei „langsamer“. Die Beträge der statischen Dichtungsdickenänderung $\Delta h_{\text{stat Parameter}}$ sind im Diagramm „Setzbeträge statisch / dynamisch“ dargestellt.

Im dynamischen Betrieb steigen die Setzbeträge mit der an der Prüfdichtung anliegenden mittleren Flächenpressung $p_{D,m}$ von $\Delta h_{\text{dyn } 12} = 0,02$ mm auf $\Delta h_{\text{dyn } 40} = 0,05$ mm an. Es besteht ein direkter, progressiver Zusammenhang zwischen $\Delta h_{\text{dyn Parameter}}$ und $p_{D,m}$.

Im Diagramm „Be- und Entlastung“ ist zu erkennen, dass das Weichstoffdichtungsmaterial W1 in allen drei Laststufen von $p_{D,m}$ eine Schädigung erfahren hat und nach acht Stunden dynamischen Betriebs im Vergleich zum Neuzustand wesentlich geringere Verformungsreste nach der Be- und Entlastung aufweist.

- **Einfluss der Pressungsamplitude Δp_D** (Bild 4.8): in diesem Grundlagenversuch wird die im dynamischen Betrieb auf die Dichtung aufgebrachte Pressungsamplitude Δp_D variiert zwischen 5, 7 und 9 MPa bei sonst gleichbleibenden Versuchsbedingungen. Die statischen Setzbeträge $\Delta h_{\text{stat Parameter}}$ im Montagevorgang streuen ein wenig. Deswegen wurde im Diagramm „Setzbeträge statisch / dynamisch“ der arithmetische Mittelwert $\overline{\Delta h_{\text{stat}}}$ aus $\Delta h_{\text{stat } 5}$, $\Delta h_{\text{stat } 7}$ und $\Delta h_{\text{stat } 9}$ aufgetragen, um durch diese Streuung nicht eine ungewollte Verzerrung des Gesamt-Setzbetrages $\Delta h_{\text{stat}} + \Delta h_{\text{dyn}}$ zu verursachen.

Auch hier ist ein progressives Ansteigen der Setzbeträge $\Delta h_{\text{dyn Parameter}}$ mit der Erhöhung der Pressungsamplitude Δp_D zu beobachten, allerdings in weniger deutlichem Ausmaß als bei der Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$: von $\Delta h_{\text{dyn } 5} = 0,027$ mm ausgehend nimmt der dynamische Setzbetrag zu auf $\Delta h_{\text{dyn } 9} = 0,030$ mm.

Die Schädigung des Dichtungsmaterials ist für alle drei Laststufen im Diagramm „Be- und Entlastung“ sichtbar: die Kennlinien für den Neuzustand sind wegen der identischen quasistatischen Versuchsparameter für die drei Einzelversuche gleich. Nach dem Setzen, bedingt durch die pulsierende Pressungsbeanspruchung, zeigt das Dichtungsmaterial nach acht Stunden weniger die Tendenz, durch innere Reibung bei der Entlastung ein stark verändertes Verformungsverhalten aufzuweisen im Vergleich zur Belastung.

- **Einfluss der Pulsationsfrequenz f_D** (Bild 4.9): die Versuchsparameter mittlere Pressung $p_{D,m}$, Pressungsamplitude Δp_D und Dichtungstemperatur ϑ_D werden in diesem Grundlagenversuch konstant gehalten. In den drei Einzelversuchen wird die Pulsationsfrequenz f_D variiert mit den Werten 5, 25 und 40 Hz. Da auch hier die statischen Setzbeträge $\Delta h_{\text{stat Parameter}}$ im Montagevorgang geringfügig streuen, wurde im Diagramm „Setzbeträge statisch / dynamisch“ für alle drei Einzelversuche der arithmetische Mittelwert $\overline{\Delta h_{\text{stat}}}$ aus $\Delta h_{\text{stat } 5}$, $\Delta h_{\text{stat } 25}$ und $\Delta h_{\text{stat } 40}$ aufgetragen.

Die dynamischen Setzbeträge $\Delta h_{\text{dyn Parameter}}$ steigen in diesem Grundlagenversuch mit der Erhöhung der Pulsationsfrequenz f_D linear und in derselben Größenordnung wie im Versuch mit der Variation der Pressungsamplitude Δp_D an: ausgehend von

$\Delta h_{\text{dyn } 5} = 0,025$ mm wächst der Setzbetrag auf $\Delta h_{\text{dyn } 40} = 0,029$ mm.

Die Veränderung des Verformungsverhaltens zwischen Neuzustand und Betriebszustand im Diagramm „Be- und Entlastung“ nach acht Stunden pulsierender Pressungsbeaufschlagung ist bei $f_D = 5$ Hz und $f_D = 25$ Hz fast identisch, bei $f_D = 40$ Hz ist die Schädigung des Dichtungsmaterials etwas stärker ausgebildet. Im Vergleich zu den anderen drei Grundlagenversuchen (Einfluss der Höhe der mittleren Flächenpressung $p_{D,m}$ (Bild 4.7), der Pressungsamplitude Δp_D (Bild 4.8) oder der Dichtungstemperatur ϑ_D und Bild 4.10) sind die Unterschiede bei der Schädigung des Weichstoffdichtungsmaterials W1 innerhalb der drei Einzelversuche dieses Grundlagenversuchs jedoch deutlich geringer.

- **Einfluss der Dichtungstemperatur ϑ_D** (Bild 4.10): in diesem Grundlagenversuch werden beim Versuchsbeginn die Prüfdichtungen bei drei unterschiedlichen Temperaturen $\vartheta_D = 20, 80$ und 150 °C innerhalb der gleichen Zeit $t_{\text{Mont}} = 5$ Minuten mit der Flächenpressung $p_{D,m} = 20$ MPa quasistatisch belastet. Im anschließenden dynamischen Betrieb sind - abgesehen von der Dichtungstemperatur - die restlichen Versuchsparameter konstant.

Bei der anschließenden pulsierenden Pressungsbeanspruchung über acht Stunden weist das Dichtungsmaterial ein stark temperaturabhängiges Setzverhalten auf (siehe Diagramme „Dynamischer Betrieb 8 h“ und „Setzbeträge statisch / dynamisch“): die Gesamt-Setzbeträge $\Delta h_{\text{stat}} + \Delta h_{\text{dyn}}$ sind in diesem Grundlagenversuch höher als in allen anderen. Das lässt sich mit dem hohen Elastomeranteil des Weichstoffdichtungsmaterials W1 erklären. Dieser bewirkt, dass die Steifigkeit des Werkstoffes stärker von der Dichtungstemperatur ϑ_D abhängt als von den anderen Versuchsparametern mittlere Flächenpressung $p_{D,m}$, Pressungsamplitude Δp_D und Pulsationsfrequenz f_D .

Auch bei der Schädigung des Dichtungsmaterials, die im Diagramm „Be- und Entlastung“ aus den Kennlinien für die Prüfdichtung im Neuzustand und im Betriebszustand nach acht Stunden ersichtlich wird, ist eine deutliche Temperaturabhängigkeit zu erkennen: mit steigender Versuchstemperatur ϑ_D nimmt die Zerrütung des Materials zu. Bei $\vartheta_D = 150$ °C ist sogar bereits ein Defekt des Zusammensetzungsverhaltens im Betrieb zu erkennen, da hier bei geringer Dichtflächenpressung $p_D < 2$ N/mm² die Dichtungsdicke bei steigender Belastung zunimmt.

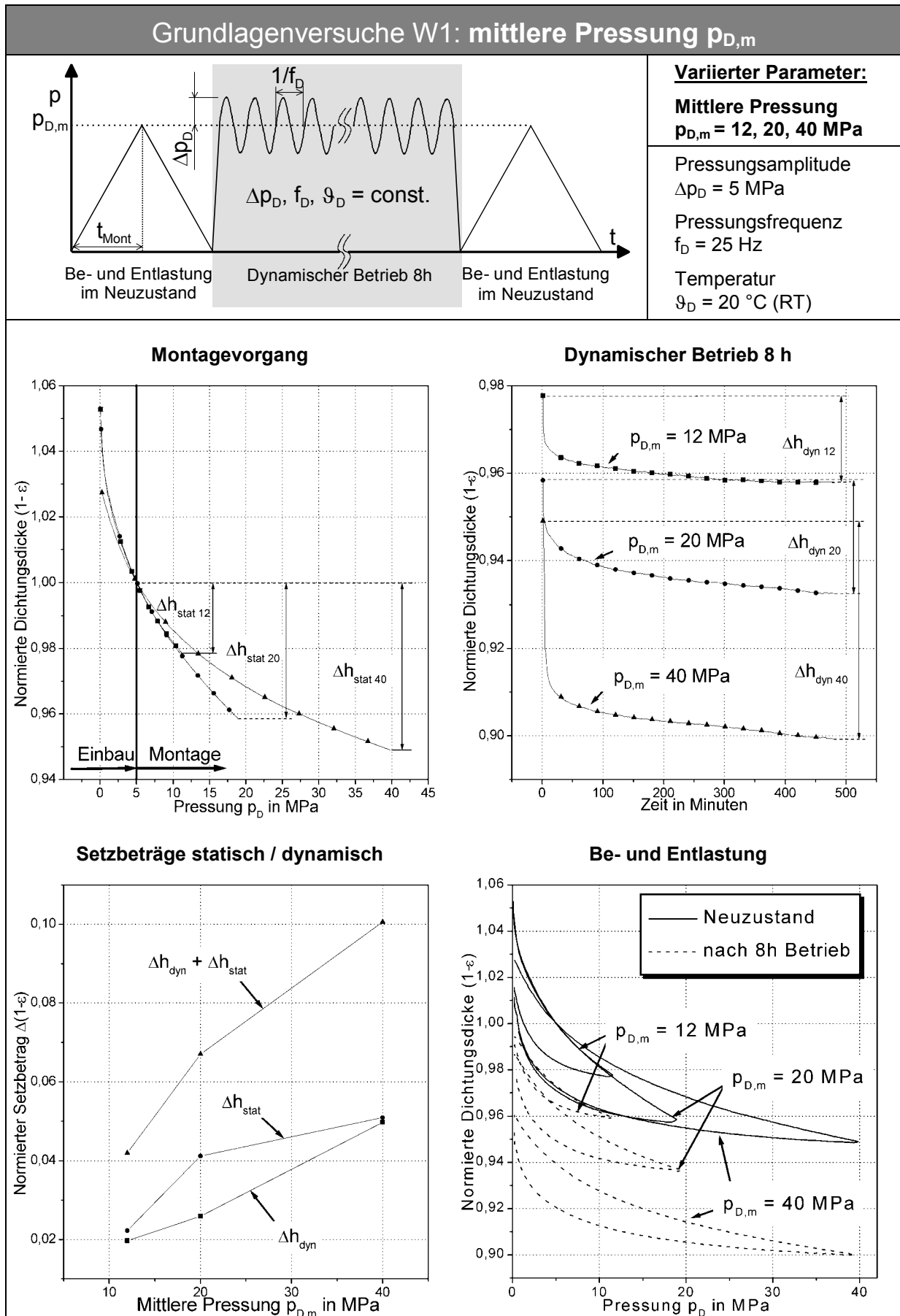


Bild 4.7: Weichstoffdichtung W1: Einfluss der mittleren Flächenpressung $p_{D,m}$

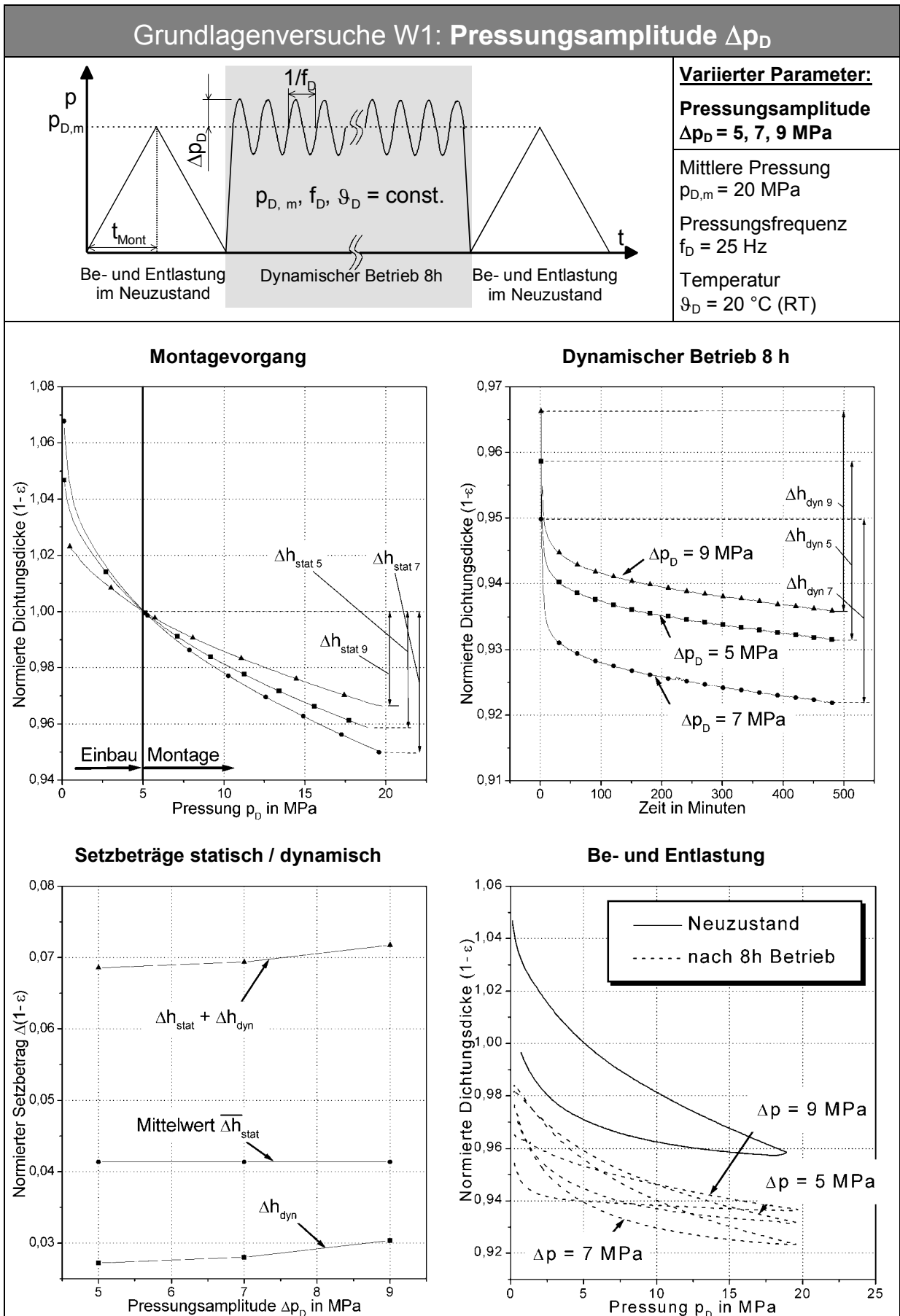


Bild 4.8: Weichstoffdichtung W1: Einfluss der Pressungsamplitude Δp_D

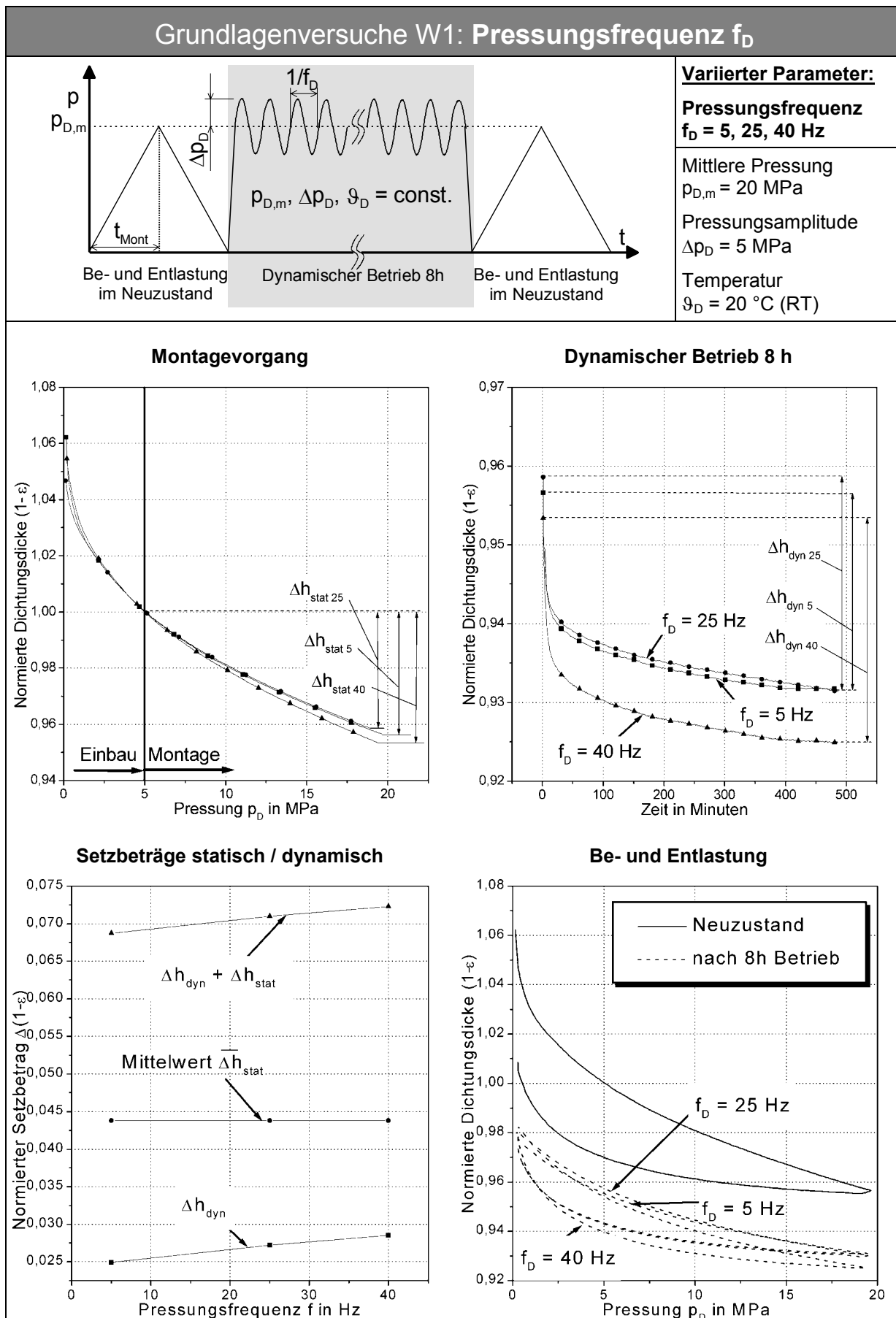


Bild 4.9: Weichstoffdichtung W1: Einfluss der Pulsationsfrequenz f_D

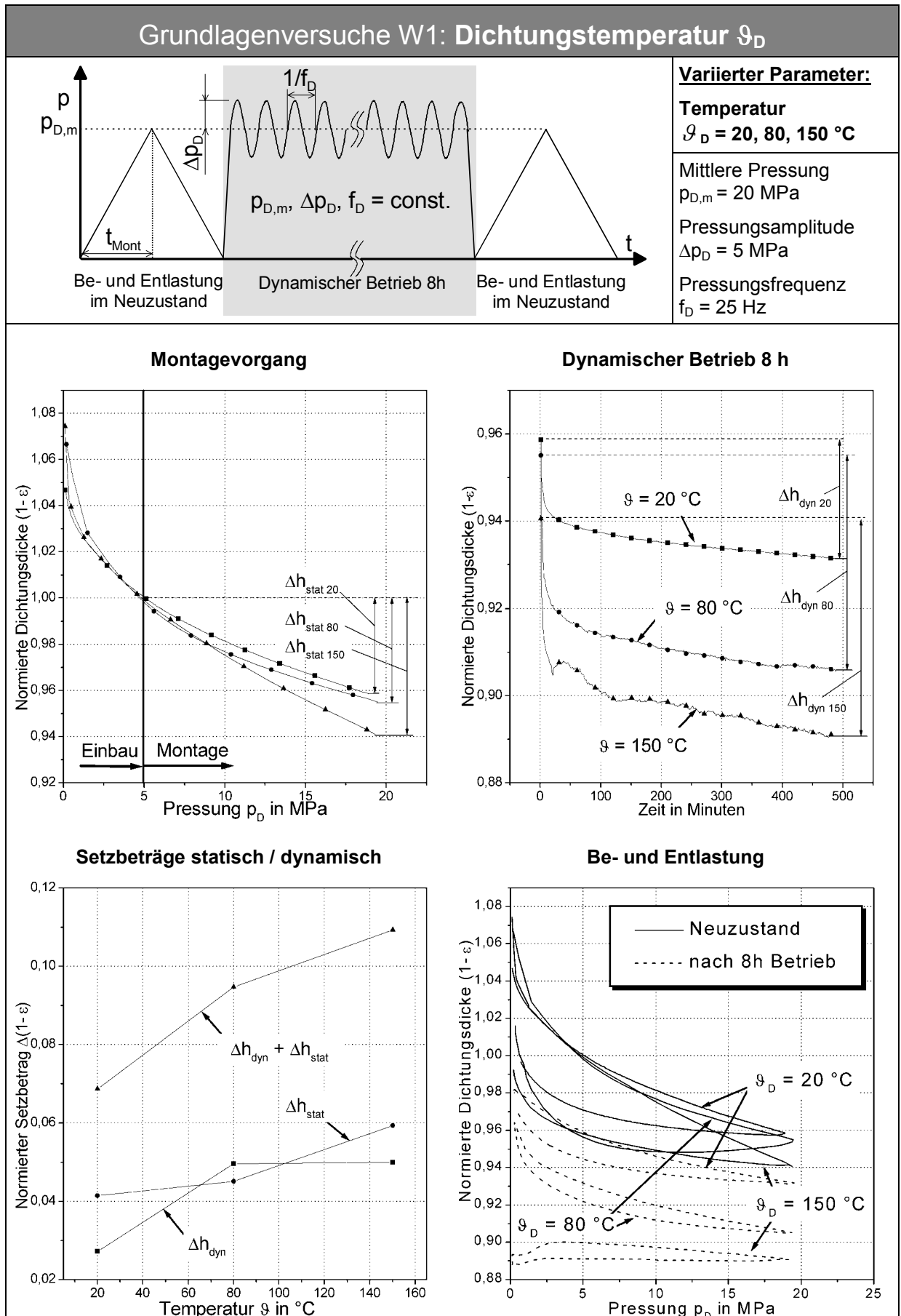


Bild 4.10: Weichstoffdichtung W1: Einfluss der Dichtungstemperatur ϑ_D

In *Bild 4.11* sind in einer Übersicht die dynamischen Pressungshysteresen aus allen vier Grundlagenversuchen mit Dichtungsmaterial W1 zusammengestellt. Pro Schaubild sind sechs Kennlinien dargestellt: für jede der drei Laststufen jeweils eine Hysterese für das Verformungsverhalten des Dichtungsmaterials im Neuzustand - aufgenommen nach einer Minute dynamischer Belastung - und jeweils eine Hysterese für das Verformungsverhalten im quasistationären Betriebszustand nach acht Stunden dynamischer Belastung. Aus Gründen der Vergleichbarkeit sind alle vier Diagramme mit den gleichen Ordinaten- und Abszissen-Achsenabschnitten aufgetragen. Hilfreich bei der Klassifizierung des Einflusses der unterschiedlichen Versuchsparameter sind auch die beiden Schaubilder in *Bild 4.29* und *Bild 4.30* in Kap. 4.5.

Wie bereits erwähnt ist zu erkennen, dass der geringste Einfluss auf das Verformungsverhalten des Weichstoffdichtungsmaterials W1 von der Pulsationsfrequenz f_D (*Bild 4.11*, unten links) ausgeht. Sowohl die drei Hysteresen für den Neuzustand als auch für den Betriebszustand liegen hier am engsten beieinander. Auch die dynamischen Setzbeträge Δh_{dyn} , d.h. der Abstand zwischen den jeweils zusammengehörigen Hysteresen „nach 1 min Betrieb“ und „nach 8 h Betrieb“, sind bei der Variation von f_D niedriger als bei den übrigen Versuchsparametern.

Etwas größer ist der Einfluss der Pressungsamplitude Δp_D (*Bild 4.11*, oben rechts) auf das Materialverhalten von W1, d.h. die drei Pressungshysteresen liegen sowohl im Neu- als auch im Betriebszustand hier nicht so dicht beieinander wie im Grundlagenversuch mit variiertes Pressungsfrequenz f_D .

Mit deutlichem Abstand hierzu folgt die Dichtungstemperatur ϑ_D (*Bild 4.11*, unten rechts), die das Verformungsverhalten des Dichtungsmaterials W1 relativ stark beeinflusst. Besonders groß ist die Streuung der Pressungshysteresen im Betriebszustand nach 8 Stunden. Hier macht sich nach einer gewissen Versuchsdauer wiederum der hohe Elastomeranteil von W1 bemerkbar.

Den eindeutig größten Einfluss auf das Verhalten unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung hat beim Dichtungsmaterial W1 die mittlere Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ (*Bild 4.11*, oben links). Die normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ (vgl. Gleichung (4.1), S. 25) streut hier im Neuzustand um ca. 0.03, im Betriebszustand sogar um 0.06 (siehe auch *Bild 4.29* und *Bild 4.30* in Kap. 4.5, S. 71). Dieser Effekt hängt natürlich auch mit der Tatsache zusammen, dass der Versuchsparameter $p_{D,m}$ direkt die Dichtungsdicke beeinflusst.

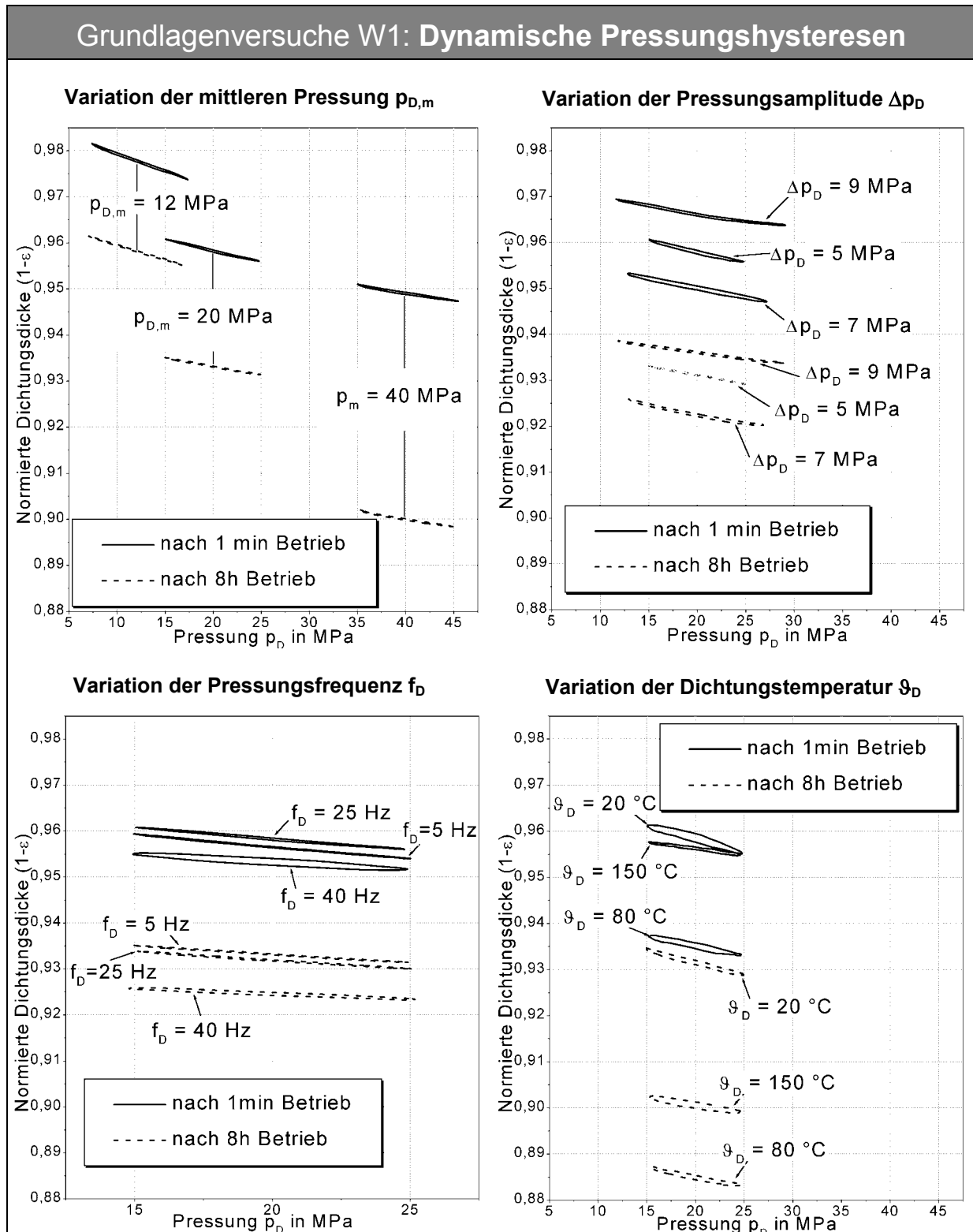


Bild 4.11: Weichstoffdichtung W1: Entwicklung der Pressungshysteresen vom Neuzustand der Dichtung bis zum stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude Δp_D “, „Variation der Pressungsfrequenz f_D “ und „Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D “.

Indizien für den Schädigungsvorgang eines Dichtungsmaterials innerhalb eines Einzelversuches sind die Veränderung der Dämpfungsarbeit, die pro Pulsations-Lastwechsel durch innere Reibvorgänge aufgenommen wird, und die Veränderung des dynamischen Moduls: die Werte für die Dämpfungsarbeit W_d (vgl. Gleichung (4.2), S. 26), sind in *Bild 4.12* für alle Einzelversuche in jeweils einem Diagramm pro Grundlagenversuch zusammengestellt. *Bild 4.13* zeigt in gleicher Weise die Werte für den dynamischen Modul E' (vgl. Gleichung (4.3), S. 26).

Für eine Beurteilung der Veränderung des Materialverhaltens im Verlauf der Versuchsdauer - ausgehend vom Neuzustand des Dichtungsmaterials $W1$ hin zum Betriebszustand nach 8 Stunden pulsierender Pressungsbeaufschlagung - ist es sinnvoll, die beiden Kennwerte W_d und E' in ihrer gegenseitigen Wechselwirkung zu interpretieren: so nimmt in allen Kombinationen von Versuchsparametern beim Material $W1$ die aufgenommene Dämpfungsarbeit während des Versuchs mehr oder weniger stark ab (*Bild 4.12*). Damit verbunden ist jeweils eine Verhärtung des Dichtungsmaterials, was durch die Zunahme des dynamischen Moduls deutlich wird (*Bild 4.13*).

Die gekoppelte Betrachtung von W_d und E' in *Bild 4.12* und *Bild 4.13* ermöglicht somit grundlegende Aussagen sowohl über den Einfluss der verschiedenen Arten von Versuchsparametern auf das Langzeit-Materialverhalten der Dichtung als auch über den Einfluss der Höhe der einzelnen Versuchsparameter.

Beispiel für den Einfluss der verschiedenen Arten von Versuchsparametern: bei einer Versuchstemperatur $\vartheta_D = 80$ °C (Diagramme „Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D “ in *Bild 4.17* und *Bild 4.18*) kann kaum eine Veränderung der Materialeigenschaften bezüglich Dämpfung und dynamischer Steifigkeit festgestellt werden, während diese Eigenschaften sich bei einer Pulsationsfrequenz $f_D = 40$ Hz (Diagramme „Variation der Pressungsfrequenz f_D “ in *Bild 4.17* und *Bild 4.18*) gravierend über die Versuchsdauer verändern.

Beispiel für den Einfluss der Höhe der einzelnen Versuchsparameter: bei einer Temperatur $\vartheta_D = 20$ °C (Diagramme „Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D “ in *Bild 4.17* und *Bild 4.18*) sind über die Versuchsdauer von 8 Stunden deutliche Alterungserscheinungen des Dichtungsmaterials $W1$ zu beobachten. Dies spiegelt sich in einer Abnahme der Dämpfungsarbeit W_d auf fast Null wieder. Damit verbunden ist eine erhebliche Verhärtung des Materials, d.h. E' steigt an. Bei den höheren Versuchstemperaturen $\vartheta_D = 80$ und 150 °C dagegen ist kaum eine Veränderung der Materialeigenschaften dynamische Dämpfung W_d und dynamische Steifigkeit E' über die gesamte Versuchsdauer zu erkennen.

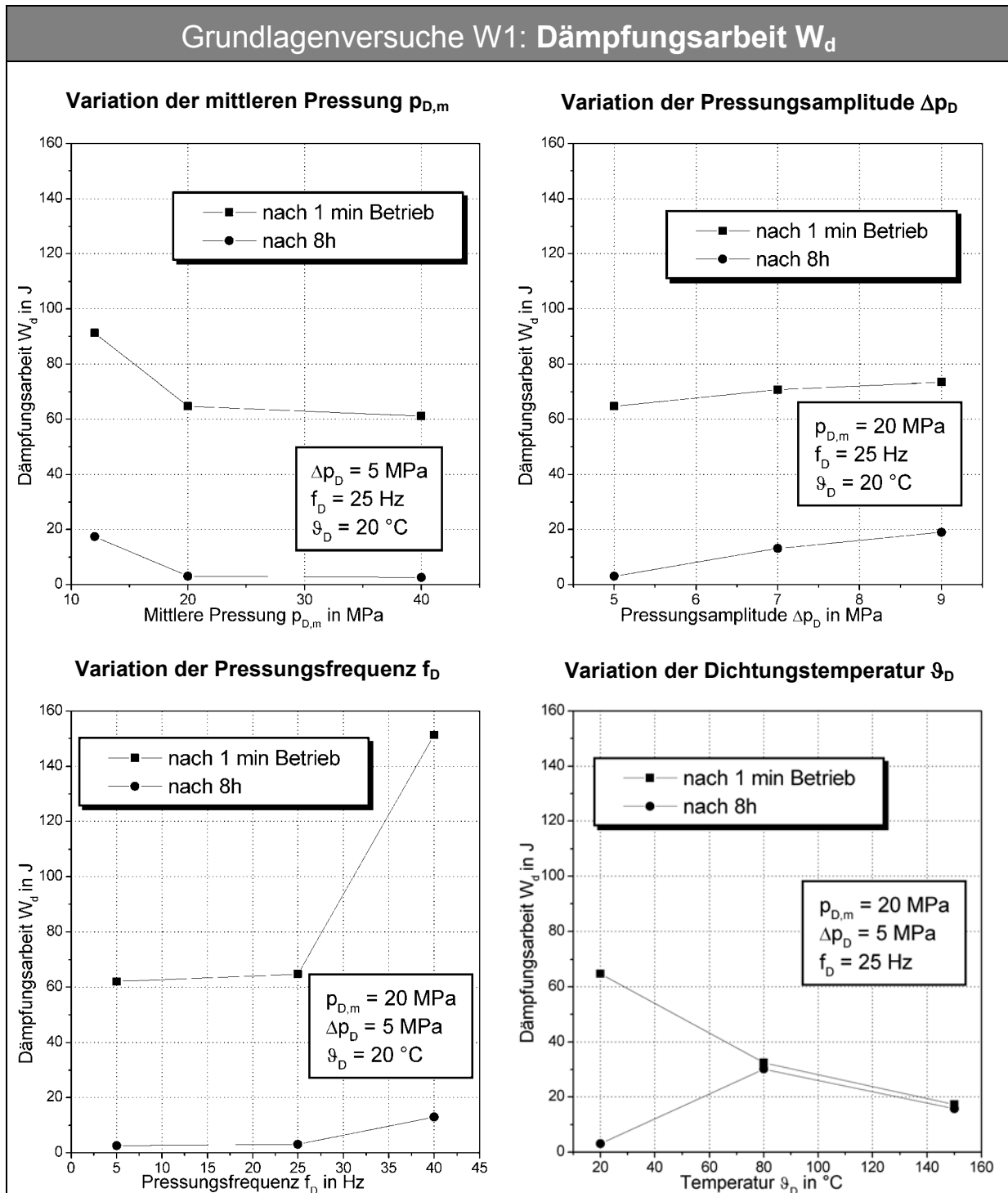


Bild 4.12: Weichstoffdichtung W1: Aufgenommene Dämpfungsarbeit W_d im Neuzustand der Dichtung und im stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude Δp_D “, „Variation der Pressungsfrequenz f_D “ und „Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D “.

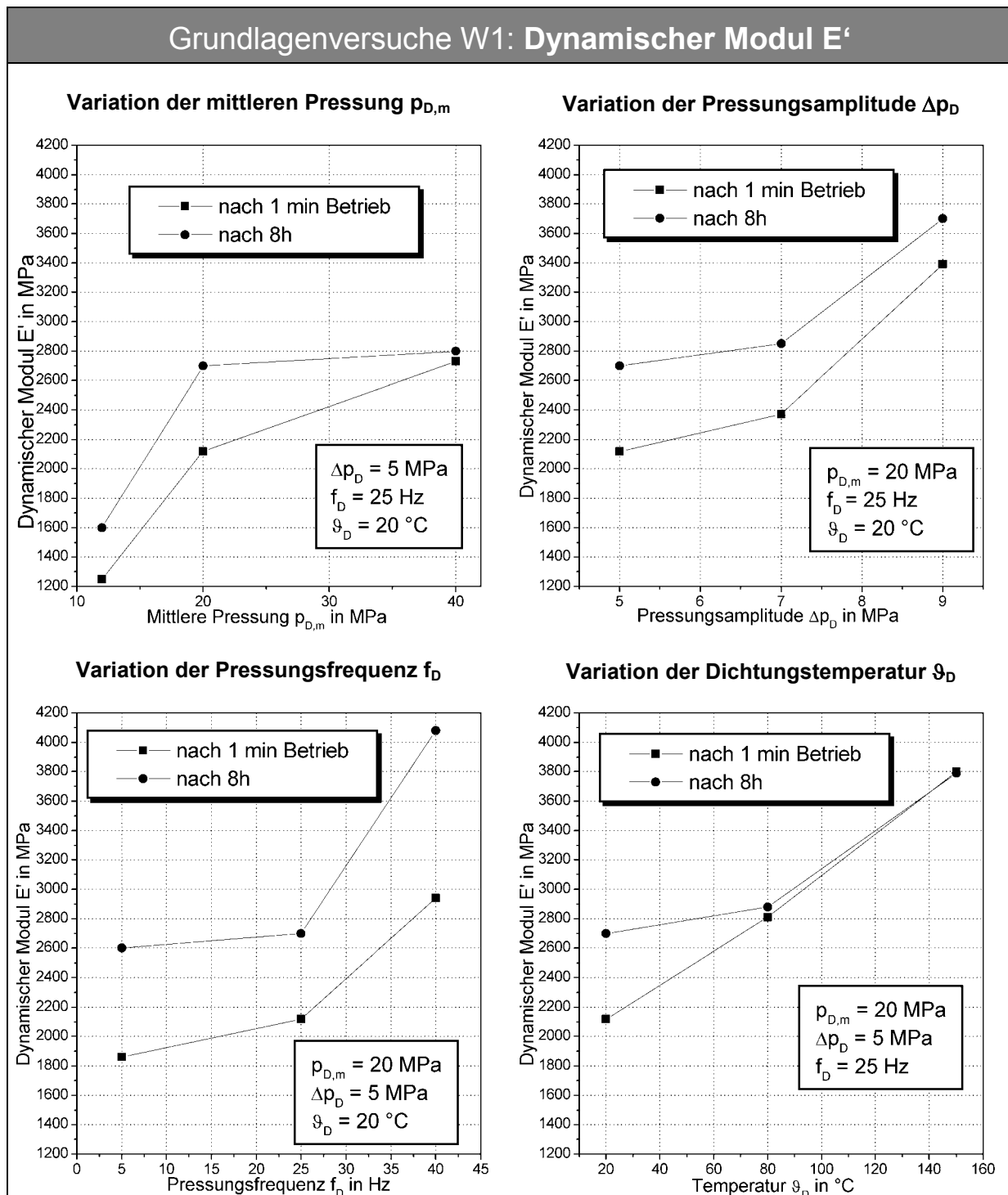


Bild 4.13: Weichstoffdichtung W1: Dynamischer Modul E' im Neuzustand der Dichtung und im stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude Δp_D “, „Variation der Pressungsfrequenz f_D “ und „Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D “.

4.2.3 Kompakt-Prüfverfahren Weichstoffdichtung W1

Nach dem umfangreichen und damit zeitaufwendigen Grundlagenversuchsblock (Kap. 4.2.2) sollen nun die Ergebnisse des Kompakt-Prüfverfahrens für das Weichstoff-Dichtungsmaterial W1 vorgestellt werden. Wie in Kap. 4.1.3 beschrieben, dient das Kompakt-Prüfverfahren in erster Linie dazu, einen Dichtungswerkstoff nach einer Einlaufphase bezüglich seines Materialverhaltens unter den Laststufen L1 („leichte Beanspruchung“) bis L4 („Beanspruchung an der Grenze der mechanischen und thermischen Leistungsfähigkeit“) zu charakterisieren.

Im Verlauf des Einlaufvorgangs stellt sich bei der Weichstoffdichtung W1 bereits nach 5 Minuten ein quasistationäres Verhalten der normierten Dichtungsdicke ein, d.h. der Gradient der Dickenabnahme $d(1-\varepsilon)/dt$ ist annähernd Null (*Bild 4.14*, Diagramm „Verlauf der Dichtungsdicke über der gesamten Versuchsdauer“). In der Laststufe L1, in der die Belastungsparameter denen der Einlaufphase entsprechen, ist keine Dickenabnahme zu beobachten. In der Laststufe L2 nimmt die Dichtungsdicke aufgrund der gesteigerten mittleren Flächenpressung $p_{D,m}$ und der erhöhten Pulsationsfrequenz f_D zu Beginn aber auch im Verlauf von L2 deutlich ab. In der Laststufe L3 wird die Pressungsamplitude Δp_D und erneut die mittlere Pressung $p_{D,m}$ gesteigert, weswegen sich die normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$ nochmals um ca. 4% verringert. In der letzten Laststufe L4 ist ein deutlich beschleunigtes Setzen aufgrund der Erhöhung der Dichtungstemperatur ϑ_D zu bemerken (*Bild 4.14*, Diagramm „Pressungshysteresen“).

Die Beanspruchungsstärke der vier Laststufen spiegelt sich auch in den dynamischen Kennwerten für das Kompakt-Prüfverfahren (*Bild 4.14*, unten) wieder: der dynamische Modul E' wächst mit steigender Belastung fast proportional an, die Dämpfungsarbeit W_d nimmt stetig ab.

Die Aussagekraft und Reproduzierbarkeit des Kompakt-Prüfverfahrens wird belegt durch einen Quervergleich von Laststufe L2 mit Grundlagenversuch Nr. 2 ($p_{D,m} = 20$ MPa in den Diagrammen „Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ “ in *Bild 4.12* und *Bild 4.13*), bei dem alle Versuchsparameter identisch sind: sowohl die Werte für die Dämpfungsarbeit W_d (8 Joule im Kompakt-Prüfverfahren, 3 Joule im Grundlagenversuch) als auch für den dynamischen Modul E' (2521 MPa im Kompakt-Prüfverfahren, 2695 MPa im Grundlagenversuch) liegen sehr eng beieinander. Da im Kompakt-Prüfverfahren die Belastungsdauer kürzer ist als bei den Grundlagenversuchen, liegen die dynamischen Kennwerte zwischen den beiden Werten, die bei den Grundlagenversuchen nach 1 Minute und nach 8 Stunden ermittelt wurden.

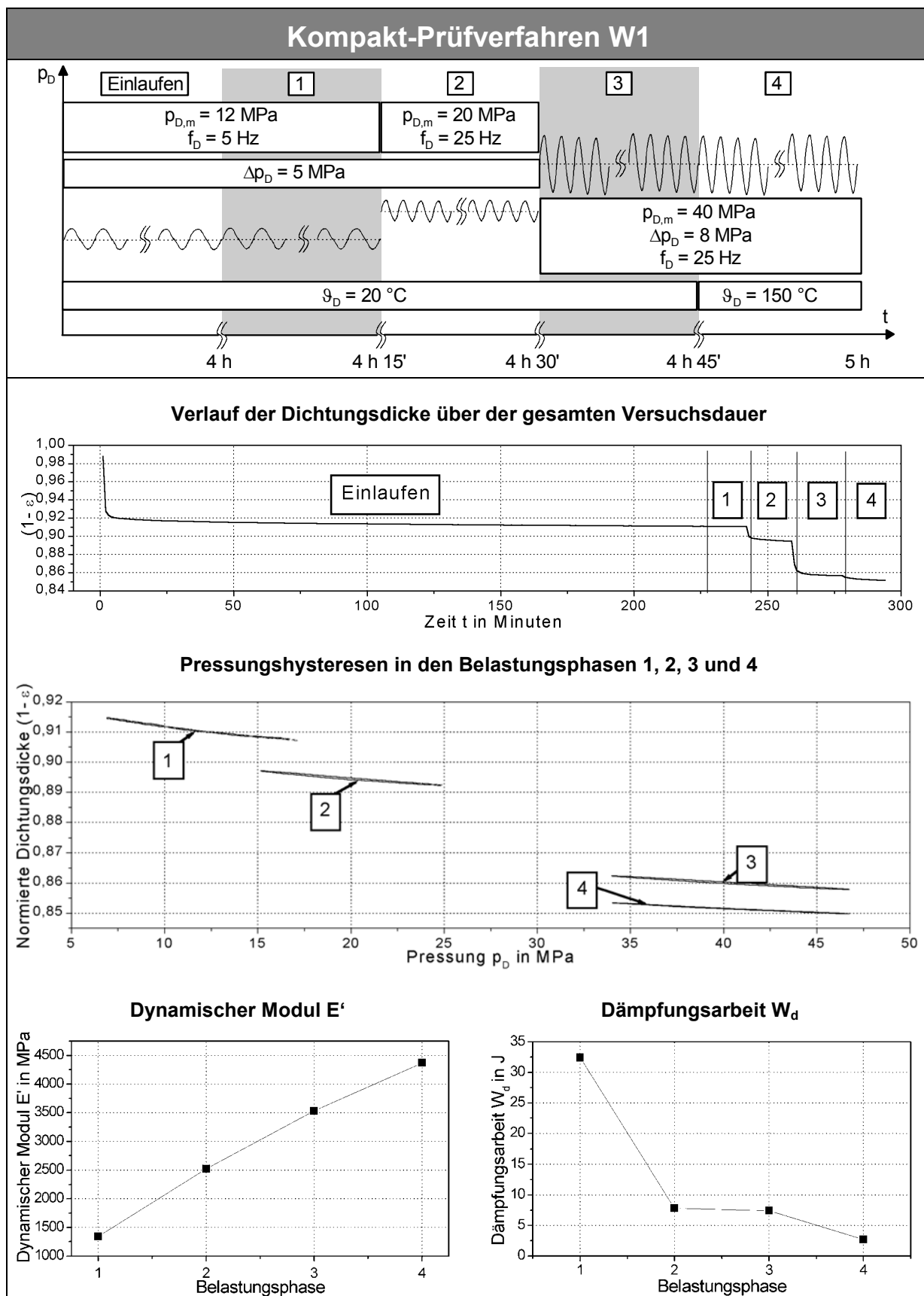


Bild 4.14: Weichstoffdichtung W1: Normierte Dichtungsdicke $(1-\varepsilon)$, Pressungshysteresen, dynamischer Modul E' und Dämpfungsarbeit W_d

4.3 Flüssigdichtmittel F1

Bei der Abdichtung von getrennten, dynamisch hochbeanspruchten Gehäusen im Aggregatbau werden in zunehmendem Maße Feststoff-Flachdichtungen durch Flüssigdichtungen ersetzt, die bei der Montage des Gehäuses im flüssigen oder pastösen Zustand von Hand oder automatisiert direkt auf die Dichtverbindung aufgetragen werden können. Je nach Art der Verarbeitung des Flüssigdichtmittels wird unterschieden zwischen CIP- und FIP-Dichtungsmaterialien /17/, /18/.

Bei CIP-Dichtungen (**Cured In Place**) wird eine auf den Dichtflansch aufgebraute Dichtraupe vor der Montage des Gehäuses ausgehärtet, so daß eine permanente, lösbare Feststoffdichtung entsteht – vergleichbar mit einer O-Ring-Dichtung.

FIP-Dichtungen (**Formed In Place**) werden im flüssigen Zustand verbaut und härten nach der Montage der Flanschverbindung in einem dünnen Dichtspalt aus. Bei einer Demontage der Flanschverbindung wird die Dichtung zerstört. Es kommen sowohl anaerob – d.h. unter Luftabschluss in Kontakt mit einer metallischen Oberfläche - aushärtende FIP-Dichtungen als auch Dichtungen auf Basis von RTV-Silikonem (**Room Temperature Vulcanizing**) zum Einsatz, die nur bei der Anwesenheit von Luftsauerstoff aushärten. Beim Verschrauben der Flansche füllt das Flüssigdichtmittel die Unebenheiten der Dichtfläche bis in die Rauhtiefen vollständig aus und härtet anschließend im Vergleich zu Feststoff-Flachdichtungen als sehr dünner Dichtfilm aus. Im Bereich der Schrauben wird teilweise Metall/Metall Kontakt der Flansche erreicht. Dadurch werden Setzerscheinungen auf ein verschwindend kleines Maß reduziert und eine große Steifigkeit der Flächendichtverbindung erreicht. Zur Anpassung der Dichtung an die Flanschoberflächen sind geringere Schraubenkräfte als bei der Verwendung von Feststoff-Flächendichtungen ausreichend /19/.

Bei der in Kap. 4.3 untersuchten Dichtung F1 handelt es sich um ein hochfestes anaerob aushärtendes Flüssigdichtmittel auf Dimethacrylatester-Basis, das in *Tabelle 4.5* spezifiziert ist:

Tabelle 4.5 Werkstoffdaten für Flüssigdichtmittel F1 (Herstellerangaben)

Charakteristik	hochviskos, anaerob aushärtend
Anwendung	für plane, steife Flansche aus Metall (bei Kunststoff Aktivator erforderlich für anaeroben Aushärtevorgang)
Chemische Basis	Dimethacrylatester
<u>Eigenschaften im flüssigen Zustand:</u>	
Viskosität (DIN 54453) nach t = 180s, 25°C	60000 – 120000 mPa s
Dichte (DIN 51757), 25 °C	1,13 g/cm ³

<u>Eigenschaften im ausgehärteten Zustand:</u>	
Erreichen der Endfestigkeit	nach 12 h
Linearer Wärmedehnungskoeffizient α	$80 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$
Zugfestigkeit σ_B (DIN 53288)	4 – 13 N/mm ²
Scherfestigkeit τ_B (DIN 53283)	4 – 14 N/mm ²
Temperaturbeständigkeit	200 °C

4.3.1 Vorversuch Flüssigdichtmittel F1

Auch für das Flüssigdichtmittel F1 wurde der in Kap. 4.1.1 beschriebene Vorversuch durchgeführt, nachdem das Dichtmittel 12 Stunden lang bei einer Flächenpressung $p_D = 5 \text{ MPa}$ bei Raumtemperatur ausgehärtet worden war. Dabei wurde das in *Bild 4.15* dargestellte Verformungsverhalten aufgenommen: im Vergleich zur Weichstoffdichtung W1 nimmt die Dichtungsdicke h_D bei der quasistatischen Erstbelastung im Neuzustand (*Bild 4.15*, unten) um einen wesentlich geringeren Betrag ab, von $h_D = 0,019$ auf $0,008 \text{ mm}$ (statisches Setzen). Der Grund dafür liegt in der viel geringeren Anfangsdichtspalthöhe und in der Tatsache, dass bei der Verpressung des Flüssigdichtmittels Metall/Metall Kontakte der beiden Dichtoberflächen zum Tragen kommen. Bei der anschließenden Entlastung des Dichtungsmaterials bleibt kaum ein irreversibler Verformungsrest und die Dichtungsdicke nimmt fast wieder zu auf ihren Anfangswert bis $h_D = 0,018 \text{ mm}$.

Im anschließenden dynamischen Betrieb über acht Stunden (*Bild 4.15*, oben) ist der Dichtungswerkstoff einem „dynamischen Setzen“ Δh_{dyn} ausgesetzt. Bei einer mittleren Pressung $p_{D,m} = 10 \text{ MPa}$, einer Pressungsamplitude $\Delta p_D = 5 \text{ MPa}$ und einer Pressungsfrequenz $f_D = 5 \text{ Hz}$ nimmt die Dichtungsdicke dabei um $0,006 \text{ mm}$ ab, bis sie sich nach acht Stunden stabilisiert.

Nach der dynamischen Betriebsphase wird erneut eine Ein- und Rückfederkennlinie der Dichtung unter quasistatischer Belastung aufgenommen (*Bild 4.15*, unten). Im Gegensatz zur Weichstoffdichtung W1 ist hier beim Flüssigdichtmittel F1 aber keine nennenswerte Veränderung des Verformungsverhaltens zu beobachten, die Be- und Entlastungskennlinie verschieben sich lediglich um den dynamischen Setzbetrag $\Delta h_{\text{dyn}} = 0,006 \text{ mm}$ nach unten.

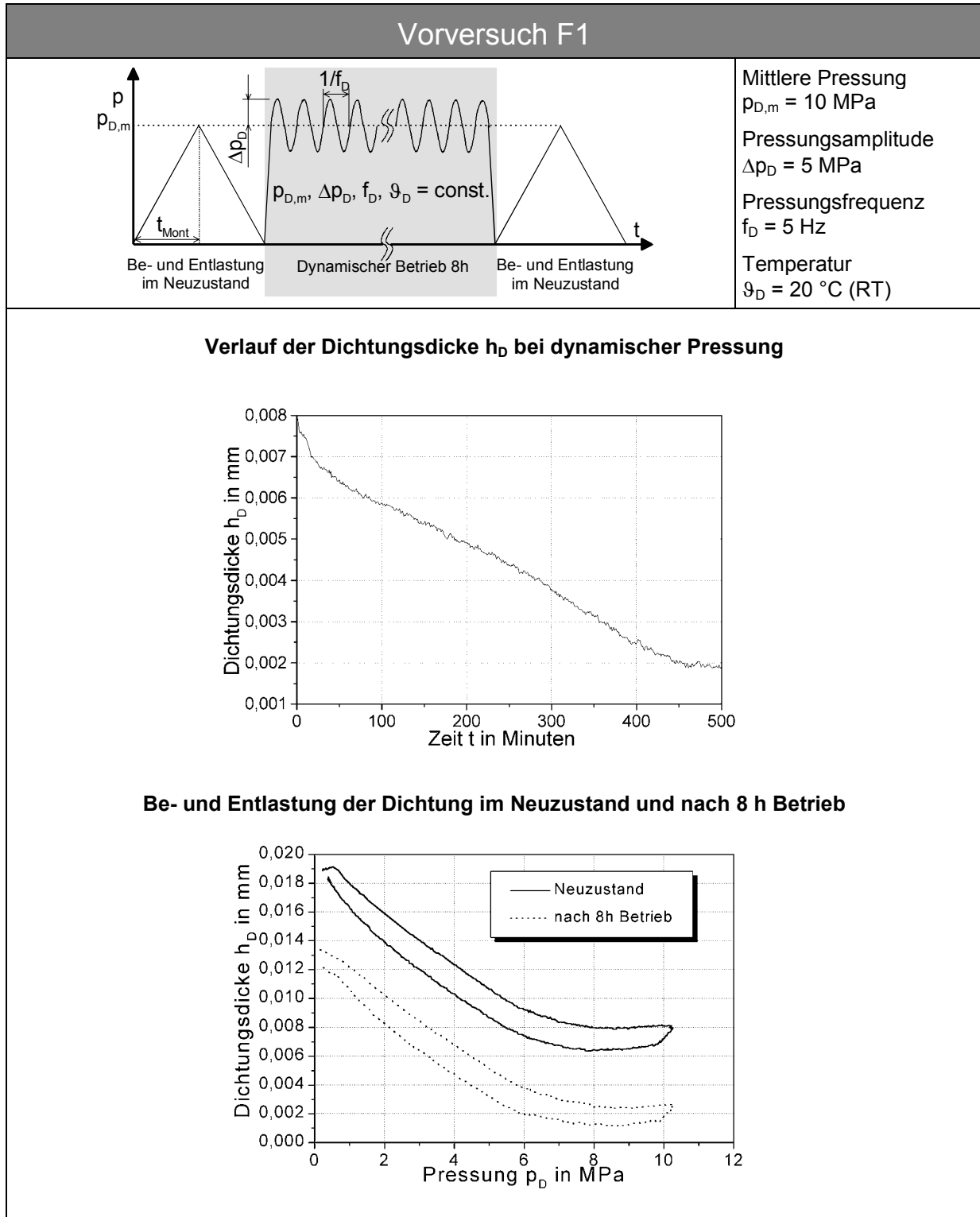


Bild 4.15: Vorversuch Flüssigdichtmittel F1: Ermittlung der Parameter für die Grundlagenversuche

4.3.2 Grundlagenversuche Flüssigdichtmittel F1

Aus Gründen der Übersichtlichkeit sollen die Ergebnisse der Grundlagenversuche für das Flüssigdichtmittel F1 nicht so ausführlich wie für die Weichstoffdichtung W1 (Kap. 4.2.2) diskutiert werden. Stattdessen werden die Versuchsergebnisse komprimiert in Form der Schaubilder für die dynamischen Pressungshysteresen (Bild 4.16), für die

Dämpfungswert W_d (Bild 4.17) und für den dynamischen Modul E' (Bild 4.18) vorgestellt.

Die dynamischen Pressungshysteresen für das Dichtungsmaterial F1 sind gegliedert nach allen vier Grundlagenversuchsblöcken in Bild 4.16 in einer Übersicht zusammengestellt. Anders als bei der Weichstoffdichtung W1 ist für das Flüssigdichtmittel F1 bei allen Einzelversuchen mit pressungsdynamischem Versuchsparameter ($p_{D,m}$, Δp_D , f_D) eine Verringerung des dynamischen Setzbetrages Δh_{dyn} bei steigender mechanischer Beanspruchung festzustellen, d.h. der Abstand zwischen der Hysterese für den Neuzustand nach 1 Minute und der Hysterese für den Betriebszustand nach 8 Stunden wird mit der Steigerung des variierten Versuchsparameters geringer. Dies lässt sich dadurch erklären, dass beim Flüssigdichtmittel F1 im Gegensatz zur Weichstoffdichtung W1 bei steigender Zusammenpressung der Dichtverbindung Metall/Metall Kontakte zwischen den beiden Dichtoberflächen eine zunehmende Rolle spielen. Dadurch wird das Dichtmittel mehr und mehr aus dem Kraftfluss genommen, wodurch der dynamische Setzbetrag Δh_{dyn} geringer wird. Dieses Phänomen kann bei der Variation des Versuchsparameters Dichtungstemperatur ϑ_D nicht auftreten, da hier die „mechanischen“ Parameter in allen Einzelversuchen gleich sind. Daher überwiegt hier der Einfluss des Verformungsverhaltens des Dichtmittels und Δh_{dyn} steigt mit der Dichtungstemperatur an.

Wie bereits bei der Weichstoffdichtung W1 geht auch beim Flüssigdichtmittel F1 der geringste Einfluss auf das Verformungsverhalten von der Pulsationsfrequenz f_D (Bild 4.16, unten links) aus. Die dynamischen Setzbeträge Δh_{dyn} , d.h. der Abstand zwischen den jeweils zusammengehörigen Hysteresen „nach 1 min Betrieb“ und „nach 8 h Betrieb“, sind bei der Variation von f_D niedriger als bei den übrigen Versuchsparametern.

Die Pressungsamplitude Δp_D (Bild 4.16, oben rechts) beeinflusst das Materialverhalten von F1 stärker, die dynamischen Setzbeträge Δh_{dyn} spreizen hier weiter als im Grundlagenversuchsblock mit variiertem Pulsationsfrequenz f_D .

Den größten Einfluss auf das Verhalten unter pulsierender Pressungsbeaufschlagung hat beim Flüssigdichtmittel F1 die mittlere Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ (Bild 4.16, oben links). Da sich dieser Versuchsparameter direkt auf die Häufigkeit der Metall/Metall Kontakte zwischen den beiden Dichtoberflächen auswirkt, ist in diesem Grundlagenversuch die Abnahme des dynamischen Setzbetrages Δh_{dyn} mit steigender Dichtflächenpressung $p_{D,m}$ am deutlichsten sichtbar. Bei $p_{D,m} = 40$ MPa ist das Flüssigdichtmittel so zwischen den Rauigkeitstätern der metallischen Flanschoberfläche „eingeschlossen“ und aus dem Kraftfluss genommen, dass es das Verformungsverhalten der Dichtverbindung nur noch unwesentlich beeinflussen kann.

Umgekehrt verhält sich das Flüssigdichtmittel F1 bei der Steigerung der Dichtungstemperatur ϑ_D (Bild 4.16, unten rechts): die dynamischen Setzbeträge Δh_{dyn} steigen mit ϑ_D an. Die Ursache hierfür liegt in der abnehmenden Kriechfestigkeit des Dichtmittels bei steigender thermischer Beanspruchung. Die „mechanischen“ Versuchsparameter ($p_{D,m}$, Δp_D , f_D) und daher auch die Einflussgrößen auf metallische Oberflächenkontakte sind bei allen drei Einzelversuchen mit variiertem Dichtungstemperatur gleich.

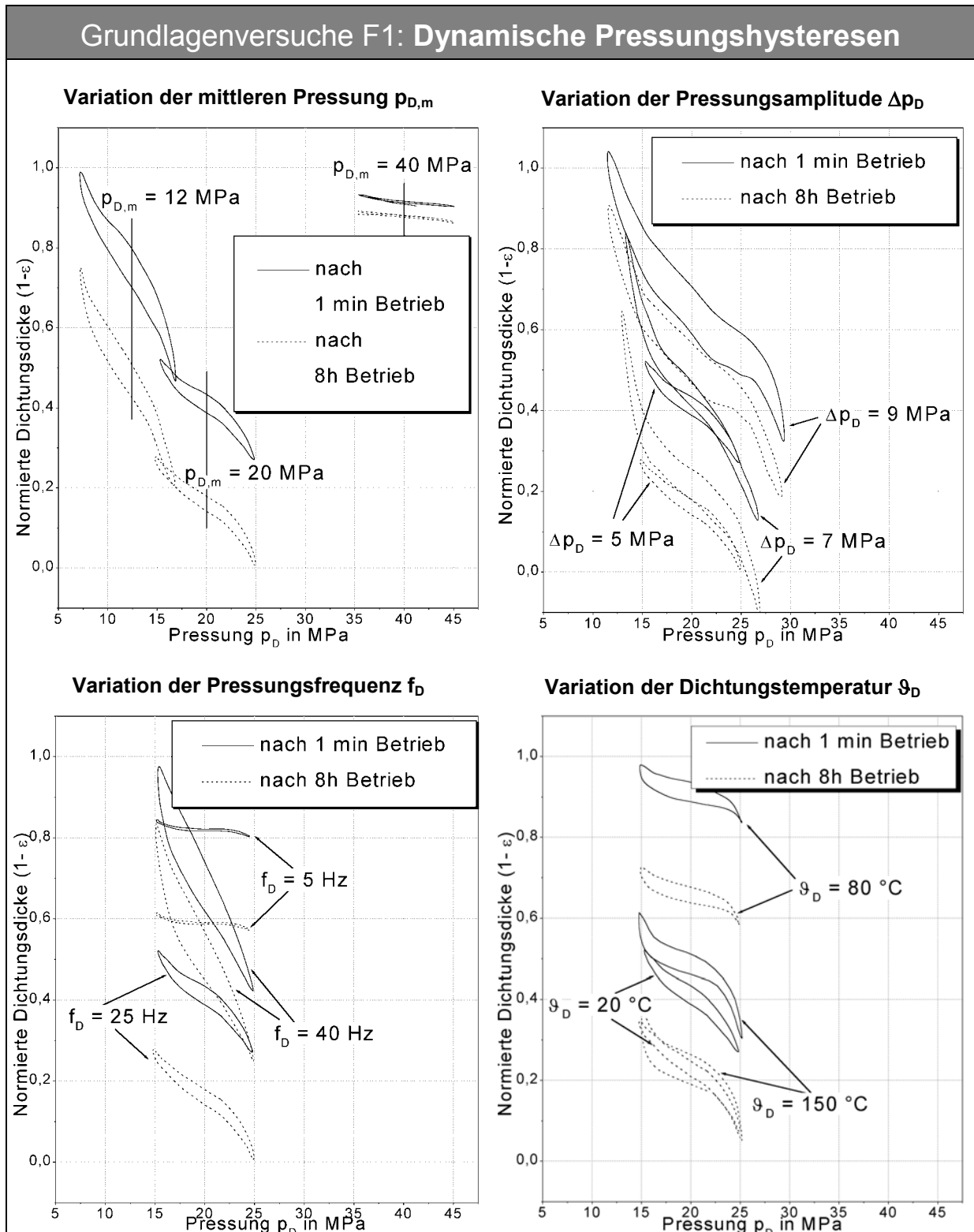


Bild 4.16: Flüssigdichtmittel F1: Entwicklung der Pressungshysteresen vom Neuzustand der Dichtung bis zum stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude Δp_D “, „Variation der Pressungsfrequenz f_D “ und „Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D “.

Auch bei der Charakterisierung des Flüssigdichtmittels F1 sollen die Kennwerte Dämpfungsarbeit W_d und dynamischer Moduls E' betrachtet werden. Die Werte für die Dämpfungsarbeit, die pro Pulsations-Lastwechsel von der Prüfdichtung durch innere Reibvorgänge aufgenommen wird, sind für F1 in *Bild 4.17* dargestellt, die Werte für den dynamischen Modul in *Bild 4.18*: W_d und E' sind hier generell wesentlich geringer als bei der Weichstoffdichtung W1. Das Flüssigdichtmittel F1 ist also deutlich weicher und nimmt bei einer schwellenden Pressungsbeanspruchung weniger Reibarbeit auf.

Wiederum sollen die beiden Kennwerte W_d und E' in ihrer gegenseitigen Wechselwirkung interpretiert werden bei der Beurteilung der Veränderung des Materialverhaltens im Verlauf der Versuchsdauer ausgehend vom Neuzustand des Dichtungsmaterials F1 hin zum Betriebszustand nach 8 Stunden pulsierender Pressungsbeaufschlagung. Hier können allerdings keine solch klaren Entwicklungen wie bei der Weichstoffdichtung W1 ausgemacht werden, die Werte für den Neu- und den Betriebszustand liegen durchwegs sehr eng beieinander. Das Verformungsverhalten des Flüssigdichtmittels F1 kann bei allen Einzelversuchen als annähernd konstant über die gesamte Versuchsdauer bezeichnet werden. Dazu tragen in hohem Maße die metallischen Traganteile der Dichtflansche bei, durch die das Dichtmittel aus dem Kraftfluss der Dichtverbindung genommen wird und dadurch kaum Setzerscheinungen ausgesetzt ist.

Bei der Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ (*Bild 4.17* und *Bild 4.18*, jeweils oben links) steigt sowohl die Dämpfungsarbeit W_d als auch der dynamische Modul E' mit dem Versuchsparameter an. Das ist zurückzuführen auf die Steigerung des Traganteils der metallischen Oberflächenkontakte der verwendeten Prüfflansche.

Die Pressungsamplitude Δp_D hat einen deutlichen Einfluss auf die Größe der Dämpfungsarbeit W_d in der Dichtverbindung, jedoch kaum auf deren dynamische Steifigkeit E' (*Bild 4.17* und *Bild 4.18*, jeweils oben rechts).

Ein auffälliges Verhalten zeigt das Flüssigdichtmittel F1 bei der Variation der Pulsationsfrequenz f_D : während die Dämpfungsarbeit W_d , die durch innere Reibvorgänge verursacht wird, erwartungsgemäß mit der Beanspruchungsgeschwindigkeit bei höheren Frequenzen ansteigt (*Bild 4.17*, unten links), sinkt gleichzeitig der dynamische Modul E' deutlich ab (*Bild 4.18*, unten links). Dieses Phänomen tritt sowohl im Neu- als auch im Betriebszustand auf.

Keine eindeutige Aussage lässt sich für das Materialverhalten bei der Variation der Dichtungstemperatur ϑ_D treffen (*Bild 4.17* und *Bild 4.18*, jeweils unten rechts): sowohl die Dämpfungsarbeit W_d , als auch der dynamische Modul E' steigen ausgehend von $\vartheta_D = 20\text{ °C}$ bei einer Erhöhung des Versuchsparameters auf 80 °C an, fallen aber bei einer weiteren Erwärmung der Dichtflansche auf 150 °C wieder etwas ab.

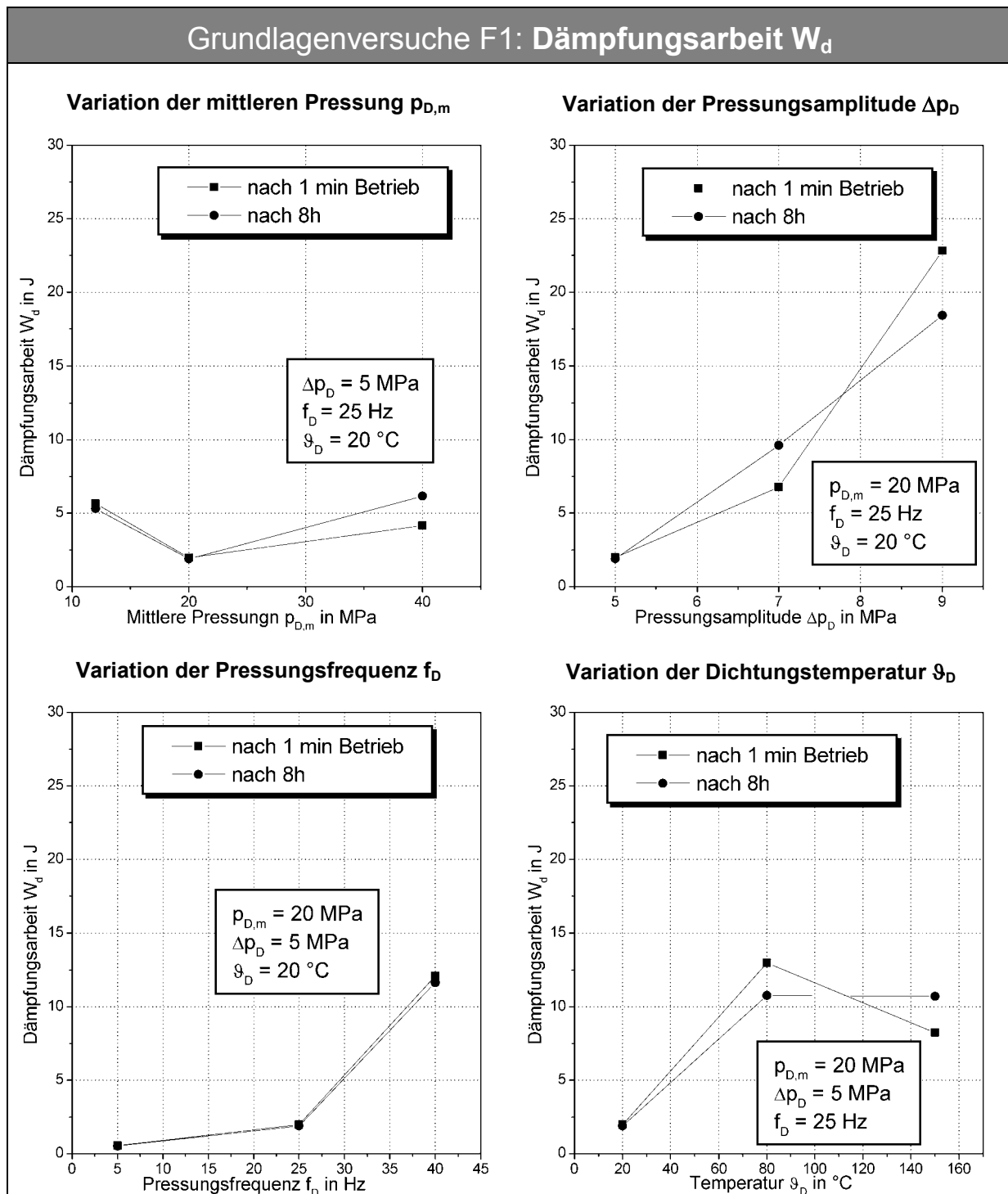


Bild 4.17: Flüssigdichtmittel F1: Aufgenommene Dämpfungsarbeit W_d im Neuzustand der Dichtung und im stabilisierten Betriebszustand nach 8 Stunden. Dargestellt sind die Grundlagenversuchsblöcke „Variation der mittleren Pressung $p_{D,m}$ “, „Variation der Pressungsamplitude Δp_D “, „Variation der Pressungsfrequenz f_D “ und „Variation der Dichtungstemperatur θ_D “.