

Entwicklung eines Teststandes zur Bestimmung von Partikelabrieb in solaren Partikelreceivern

DIPLOMARBEIT

von

Georg Posseldt

Matrikel-Nummer: 890951

Fachbereich Maschinenbau und Energietechnik

Technische Hochschule Mittelhessen

Diplomstudiengang Maschinenbau

Referent:	Prof. Dr. Burkhard Ziegler
Korreferent:	Prof. Dipl.-Ing. Aribert Büngers
Betreuerin:	Dr.-Ing. Dipl.-Phys. Birgit Gobereit

Ausgabetermin: 13.04.2015

Abgabetermin: 11.11.2015

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich diese Diplomarbeit selbstständig ohne Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Quellen und Hilfsmittel verfasst habe. Alle den benutzten Quellen wörtlich oder sinngemäß entnommenen Stellen sind als solche einzeln kenntlich gemacht.

Diese Arbeit ist bislang keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt worden und auch nicht veröffentlicht worden.

Ich bin mir bewusst, dass eine falsche Erklärung rechtliche Folgen haben wird.

Ort, Datum, Unterschrift

Abstract

Solar tower power plants with centrifugal particle receivers use about 1 mm large ceramic particles of sintered bauxite as a heat transfer material for solar energy collection. By absorption of incoming concentrated solar radiation the particles heat up to a temperature of 1000 °C. In operation the particles are pressed against the cylinder wall by the centrifugal force and form a thin particle film which moves downward. This leads to relative motions and contacts between the particles, whereby particle abrasion is produced.

Content of this work is the development of a test stand for the determination of particle abrasion with the aim to obtain information about the mass proportional particle abrasion. From the creation of a list of requirements and the comparison of different concepts the ring shear cell yields as a suitable test stand concept. With the help of the ring shear cell particle abrasion can be determined at different forces, speeds and temperatures. According to the design and dimensioning of the sample chamber which serves to absorb the particles, the construction of the corresponding module takes place. For the heating of the particulate sample several heating methods are compared using FEM (finite element method). Based on the results flat heaters are recommended for heating.

Kurzzusammenfassung

Solarturmkraftwerke mit (Zentrifugal-) Partikelreceivern nutzen etwa 1 mm große keramische Partikel aus gesintertem Bauxit als Wärmeträgermaterial zur solaren Energiegewinnung. Durch Absorption eintreffender konzentrierter Solarstrahlung erwärmen sich die Partikel bis zu einer Temperatur von 1000 °C. Im Betrieb werden die Partikel durch die Zentrifugalkraft an die Zylinderwand gepresst und bilden einen dünnen Partikelfilm, der sich nach unten bewegt. Dabei kommt es zu Relativbewegungen und zu Kontakten zwischen den Partikeln, wodurch Partikelabrieb erzeugt wird.

Inhalt dieser Arbeit ist daher die Entwicklung eines Teststandes zur Bestimmung von Partikelabrieb mit dem Ziel, Erkenntnisse über den massenanteiligen Partikelabrieb zu gewinnen. Aus der Erstellung einer Anforderungsliste und dem Vergleich verschiedener Konzepte ergibt sich die Ringscherzelle als geeignetes Teststandskonzept. Mit Hilfe der Ringscherzelle kann der Partikelabrieb bei verschiedenen Kräften, Geschwindigkeiten und Temperaturen bestimmt werden. Nach der Auslegung und Dimensionierung des Probenraums, der zur Aufnahme der Partikel dient, erfolgt die Konstruktion der zugehörigen Baugruppe. Für das Aufheizen der Partikelprobe werden mehrere Heizmethoden mittels FEM (Finite-Elemente-Methode) verglichen. Aufgrund der Ergebnisse werden Flachheizer zum Aufheizen empfohlen.

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Solarturmkraftwerke mit Partikelreceiver.....	1
1.1.1	Solarturmkraftwerke	1
1.1.2	Der Partikelreceiver	2
1.1.3	Charakterisierung der Partikel	4
1.2	Aufgabenstellung und Zielsetzung	5
2	Theoretische Grundlagen	6
2.1	Tribologie	6
2.2	Berechnungen zum Partikelverhalten	9
2.2.1	Geschwindigkeit	9
2.2.2	Druck senkrecht zur Fließrichtung	11
3	Konzeptentwicklung	13
3.1	Anforderungen	13
3.2	Teststandskonzepte	14
3.2.1	Trommelmühle	14
3.2.2	Ringkammer/Ringscherzelle	16
3.2.3	Rotierender Topf.....	17
3.2.4	Planetenkugelmühle	18
3.2.5	Mischer	18
3.2.6	Schwingmühle	19
3.3	Bewertung und Auswahl	20
4	Auslegung	23
4.1	Aufbau.....	23
4.2	Dimensionierung von Boden und Probenraum.....	24
4.2.1	Höhe Probenraum	24
4.2.2	Durchmesser Verhältnis	25
4.2.3	Probenmasse.....	26
4.3	Dimensionierung Antrieb	27
4.4	Auswahl der Heizmethode.....	29
4.4.1	Vorgehensweise	30
4.4.2	Heißluft.....	31
4.4.3	Heizschnüre	39
4.4.4	Heizpatrone	41
4.4.5	Flachheizer	42
4.4.6	Bewertung und Auswahl der Heizmethoden.....	44

5 Konstruktion	46
5.1 Komponenten der Baugruppe	46
5.2 Entwicklung und Auswahl konstruktiver Lösungen.....	47
5.2.1 Bestimmung der Teilfunktionen.....	47
5.2.2 Morphologischer Kasten	49
5.2.3 Vorauswahl durch Bevorzugen und Ausscheiden	50
5.2.4 Lösungsvarianten für die Baugruppe Rotierender Probenraum	51
5.2.5 Vergleich der Lösungsvarianten und Auswahl	53
5.3 Baugruppe „Rotierender Probenraum“	54
5.3.1 Übersicht der konstruierten Baugruppe	55
5.3.2 Bodeneinheit.....	57
5.3.3 Einlegering	61
5.3.4 Gleitlagerung.....	62
5.3.5 Kupplung.....	67
6 Zusammenfassung und Ausblick	72
7 Literaturverzeichnis	74
8 Anhang	77
8.1 Anforderungsliste	78
8.2 Materialkennwerte FEM.....	81
8.3 Technische Zeichnungen und Stückliste.....	82
8.4 Datenblätter	89

Abkürzungsverzeichnis

ANSYS	Analysis System
BK	Bewertungskriterium
CAD	computer-aided design
CentRec	Zentrifugalpartikelreceiver
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
FEM	Finite-Elemente-Methode
GfT	Gesellschaft für Tribologie e.V.
K	Kupplung
S	Schwerpunkt

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1	Werte für die analytische Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α für die FEM-Analyse	33
Tabelle 4-2	Ergebnisse der Auswertegrößen der Netzstudie für die Fälle 1 bis 4.....	37
Tabelle 4-3	Ergebnisse der FEM-Analysen für die Heizdauer, die maximale Probentemperatur und die Temperaturdifferenz der Partikelprobe.....	44
Tabelle 5-1	Definition und Beschreibung der Teilfunktionen der Baugruppe „Rotierender Probenraum“.....	48
Tabelle 5-2	Ergebnisse zur Berechnung des minimalen und maximalen Betriebslagerspiels für Gleitlager A und Gleitlager B	67
Tabelle 5-3	Daten für die Kupplungsberechnungen für kraftschlüssige Wellen-Nabe-Verbindungen	68
Tabelle 5-4	Ergebnisse der Kupplungsberechnung für die Gleichungen (5.23) bis (5.32)	70

Bildverzeichnis

Bild 1-1	Prinzip eines Solarturmkraftwerkes	2
Bild 1-2	Schematischer Aufbau eines Zentrifugalreceivers	3
Bild 1-3	Partikelfilme bei Zylinderwand mit Blende	4
Bild 2-1	Schema eines tribologischen Systems	6
Bild 2-2	Verschleißkoeffizient keramischer Gleitpaarungen unter Festkörperreibung bei verschiedenen Umgebungstemperaturen	8
Bild 2-3	Partikelgeschwindigkeit $v_{Part,n}$ als Funktion der Anzahl an Partikelschichten n_{Part}	11
Bild 2-4	Vergleich reale Auflagefläche und Modell Zylinderfläche	11
Bild 3-1	Prinzip einer Trommelmühle	15
Bild 3-2	Kaskadenwirkung und Kateraktwirkung in einer Trommelmühle	15
Bild 3-3	Prinzip einer Ringkammer	16
Bild 3-4	Prinzip der Erzeugung von Partikelabrieb in einem rotierenden Topf	17
Bild 3-5	Horizontalschnitt eines Mahlbechers auf der Tragscheibe einer Planetenkugelmühle.	18
Bild 3-6	Schema eines a) Trommelmischers und b) Leitschaufelmischers	19
Bild 3-7	Schematischer Aufbau einer Schwingmühle	19
Bild 3-8	Binäre Bewertung der Bewertungskriterien (BK) für alle Teststandskonzepte	21
Bild 4-1	Prinzipieller Aufbau des Ringschergerätes	23
Bild 4-2	Störzone einer auf Scherung beanspruchten Partikelschüttung	25
Bild 4-3	Geschwindigkeitsdifferenz über Verhältnis aus Innen- und Außendurchmesser	26
Bild 4-4	Skizze für die Auslegungsberechnung des Antriebs	27
Bild 4-5	a) Schema des Deckels für das Beheizen mit Heißluft, b) Geometrie der Baugruppe und Benennung der Komponenten	31
Bild 4-6	Konvektion auf vier Flächen des Ringkanales	36
Bild 4-7	Minimale und maximale Temperatur in °C der Probe und der Baugruppe nach einer Aufheizzeit von 1 Stunde und 56 Minuten	38
Bild 4-8	Quarzglasisolierte Hochtemperatur-Heizschnur mit Anschlussleitungen	39
Bild 4-9	Geometrie der Baugruppe für die Heizmethode Heizschnüre	40
Bild 4-10	Heizpatrone mit gekennzeichneteter Glühzone	41
Bild 4-11	Geometrie der Baugruppe für die Heizmethode Heizpatrone	42
Bild 4-12	Flachheizer mit gekennzeichneteter Glühzone	42
Bild 4-13	Geometrie der Baugruppe für die Heizmethode Flachheizer	43
Bild 5-1	Komponenten der Baugruppe „Rotierender Probenraum“	46
Bild 5-2	Lage der identifizierten Teilfunktionen der Baugruppe „Rotierender Probenraum“	48

Bild 5-3	Morphologischer Kasten zur Erfüllung der Gesamtfunktion der Baugruppe „Rotierender Probenraum“	49
Bild 5-4	Morphologischer Kasten mit Kennzeichnung der bevorzugten und ausscheidenden Wirkprinzipien	50
Bild 5-5	Morphologischer Kasten mit Kennzeichnung der Lösungsvariante 1 und Lösungsvariante 2.....	52
Bild 5-6	Nutzwertanalyse für die Lösungsvarianten 1 und 2.....	54
Bild 5-7	Aufbau der Baugruppe „Rotierender Probenraum“	55
Bild 5-8	Schnittdarstellung der Bodeneinheit	57
Bild 5-9	Modell zur Überprüfung der Beanspruchung durch Knickung	59
Bild 5-10	Skizze des Einlegeringes.....	62
Bild 5-11	Abmessungen und empfohlene Einbaumaße.....	63
Bild 5-12	Skizze der angenommenen ungleichförmig verteilten Partikelprobe mit Kennzeichnung der Lage des Schwerpunktes S	64
Bild 5-13	Modell zur Bestimmung der Lagerkräfte	65
Bild 5-14	Zeichnung der Metallbalgkupplung BKL/30/30/20-PFN.....	67

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

a	Kanalbreite	mm
A	Fläche	mm ²
b	Kanalhöhe	mm
b_L	Lagerbreite	mm
c_p	spezifische Wärmekapazität	J/kg · K
d	Durchmesser	mm
D	Durchmesser	mm
D_F	Fugendurchmesser	mm
d_L	Lagerinnendurchmesser	mm
e	Exzentrizität	mm
ei	unteres Abmaß Welle	mm
EI	unteres Abmaß Bohrung	mm
es	oberes Abmaß Welle	mm
ES	oberes Abmaß Bohrung	mm
F	Kraft	N
F_{KI}	erforderliche Klemmkraft	N
Fr	Froude-Zahl	—
F_{Rres}	Rutschkraft in resultierender Richtung	N
F_{VM}	Schraubenvorspannkraft	N
g	Erdbeschleunigung	9,81 m/s ²
H	Höhe	mm
HB	Brinellhärte	—
i	Trägheitsradius	mm
I	Flächenträgheitsmoment	mm ⁴
J	Trägheitsmoment	kg · m ²
k	Verschleißkoeffizient	mm ³ /N · m
K_A	Anwendungsfaktor	—
K_t	technologischer Größeneinflussfaktor	—
l	Länge	mm
l_k	Rechnerische Knicklänge	mm
m	Masse	kg

\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{m}_{Part}	Partikelmassenstrom	g/s
M	Moment	Nm
M_{Mot}	Antriebsmoment des Motors	Nm
n	Anzahl	—
n_B	Drehzahl des Bodens	min ⁻¹
n_{Mot}	Motordrehzahl	min ⁻¹
n_{Rec}	Receiverdrehzahl	min ⁻¹
Nu	Nußelt-Zahl	—
p^F	tatsächliche Flächenpressung	N/mm ²
p^{Fk}	kleinste erforderliche Fugenpressung	N/mm ²
p^{Fzul}	zulässige Fugenpressung	N/mm ²
p_L	spezifische Lagerbelastung	N/mm ²
p_{lok}	lokaler Druck	N/mm ²
p_{Lzul}	zulässige Lagerbelastung	N/mm ²
P	Leistung	W
P_{Mot}	Antriebsleistung des Motors	kW
Pr	Prandtl-Zahl	—
q	Wärmestromdichte	W/m ²
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
r	Radius	mm
R	Radius	mm
Re	Reynolds-Zahl	—
Re_{krit}	kritische Reynolds-Zahl	2320
Rm	Zugfestigkeit	N/mm ²
$R_{p0,2}$	Streckgrenze	N/mm ²
Rz	Oberflächenrauheit	µm
s	Gleitweg	m
SB_{max}	maximales Betriebslagerspiel	mm
SB_{min}	minimales Betriebslagerspiel	mm
SE_{max}	maximales Einbaulagerspiel	mm
SE_{min}	minimales Einbaulagerspiel	mm
s_{Film}	Filmtiefe	mm
s_t	Strecke	m

S	Sicherheitsfaktor	—
$S_{D\min}$	Mindestsicherheit gegen Dauerbruch	—
S_F	Sicherheit für Spannverbindungen	—
S_H	Haftsicherheit	—
t_U	Zeit für eine Umdrehung	s
T	Torsionsmoment	Nm
T_{nenn}	Nennmoment	Nm
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
U	Umfang	mm
v	Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	mm ³
W_t	Widerstandsmoment gegen Torsion	mm ³
W_V	Verschleißvolumen	mm ³

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² · K
α_L	Wärmeausdehnungskoeffizient des Lagerwerkstoffes	10 ⁻⁶ K ⁻¹
α_W	Wärmeausdehnungskoeffizient des Wellenwerkstoffes	10 ⁻⁶ K ⁻¹
Γ	Neigungswinkel des Zentrifugalreceivers	[°]
Δp	Druckverlust	mbar
Δs_{max}	maximales Lageränderungsspiel	mm
Δs_{min}	minimales Lageränderungsspiel	mm
Δt	Aufheizzeit	s
ΔT	Temperaturdifferenz	°C
Δt_{Besch}	Beschleunigungsdauer	s
ϑ_{eff}	Einsatztemperatur	°C
λ	spezifische Wärmeleitfähigkeit	W/m · K
λ_k	Schlankheitsgrad	—
μ	Reibkoeffizient	—
μ_H	Haftreibung	—
ν	dynamische Viskosität	10 ⁻⁶ Pa · s
ξ	Widerstandbeiwert	—
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ_s	Schüttdichte	kg/m ³
τ_t	auftretende Torsionsspannung	N/mm ²

τ_{tF}	Bauteilfestigkeit gegen Torsion	N/mm ²
τ_{zul}	zulässige Torsionsspannung	N/mm ²
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad · s ⁻¹
$\dot{\omega}$	Winkelbeschleunigung	rad · s ⁻²

Indizes

<i>a</i>	Außen	<i>m</i>	mittlerer
<i>Antrieb</i>	antriebsseitig	<i>max</i>	maximal
<i>ben</i>	benötigt	<i>min</i>	minimal
<i>B</i>	Boden	<i>M</i>	Mantel-
<i>BE</i>	Bodeneinheit	<i>n</i>	Anzahl
<i>BG</i>	Baugruppe	<i>N</i>	Normal-
<i>dyn</i>	dynamisch	<i>Nabe</i>	Naben-
<i>D</i>	Deckel	<i>Part</i>	Partikel
<i>F</i>	Fuge(n)-	<i>Pr</i>	Partikelprobe
<i>Fl</i>	Flansch	<i>R</i>	Ring
<i>ges</i>	gesamt	<i>Re</i>	Reib-
<i>Gl</i>	global	<i>Rec</i>	Receiver
<i>hydr</i>	hydraulischer	<i>stat</i>	statisches
<i>HS</i>	Heizschnur	<i>Schr</i>	Schraube
<i>i</i>	Innen	<i>SZ</i>	Scherzelle
<i>Inc 625</i>	Inconel 625	<i>U</i>	Unwucht-
<i>Iso</i>	Isolierung	<i>W</i>	Welle
<i>K</i>	Kanal	<i>Wa</i>	Wand-
<i>Klemm</i>	Klemm(-verbindung)	<i>x</i>	X-Richtung
<i>l</i>	längs-	<i>y</i>	Y-Richtung
<i>L</i>	Luft	<i>Z</i>	Zentrifugal-

1 Einleitung

Durch die weltweite kontinuierliche Abnahme fossiler Energievorräte aufgrund eines stetig anwachsenden Energiebedarfes rückt die Erforschung von alternativen Konzepten zunehmend in den Vordergrund. So ist für die Bundesrepublik Deutschland beispielsweise der Wechsel hin zu Energieträgern notwendig, die keinen oder zumindest einen verminderten Ausstoß von Treibhausgasen verursachen, um die Klimaschutzziele bei Erfüllung des geforderten Atomausstiegs bis ins Jahr 2022 einzuhalten. Als Kerntechnologie gelten hierfür die Erneuerbaren Energien.

Als Erneuerbare Energien, oder Regenerative Energien, gelten Konzepte deren Energieträger nicht aufgebraucht werden können, da sie dauerhaft zur Verfügung stehen oder schnell nachwachsenden Rohstoffen entstammen. Eine grobe Unterscheidung der Erneuerbaren Energiesysteme kann nach Wasserkraft, Geothermie, Biomasse sowie Wind- und Solarenergie stattfinden.

Ein Konzept der solaren Energiegewinnung sind Solarturmkraftwerke mit Partikelreceiver, die im kommenden Abschnitt beschrieben werden.

1.1 Solarturmkraftwerke mit Partikelreceiver

Die Darstellung des Konzeptes eines Solarturmkraftwerkes mit Partikelreceiver erfolgt in drei Abschnitten: Beginnend mit der Beschreibung der Funktionsweise von Solarturmkraftwerken über die Darstellung des Receiverkonzeptes mit Partikeln hin zu der Charakterisierung der zum Einsatz kommenden keramischen Partikel.

1.1.1 Solarturmkraftwerke

Solarturmkraftwerke kommen vorwiegend bei der Erzeugung von Strom und bei der Bereitstellung von Hochtemperatur-Prozesswärme zum Einsatz. Sie gehören zur Gruppe der solarthermischen Kraftwerke und speziell zu den punktfokussierenden Systemen [1].

Bild 1-1 veranschaulicht das Prinzip eines Solarturmkraftwerkes.

Felder aus einer Vielzahl von Spiegeln bilden dabei das sogenannte Heliostatenfeld. Diese Spiegel werden je nach Position der Sonne zum Heliostatenfeld ausgerichtet. Sie reflektieren die eintreffende Solarstrahlung und konzentrieren diese an einem Punkt

an der Spitze des Solarturmes. Dort wird die Strahlungsenergie am Empfänger, im folgenden Receiver genannt, absorbiert und in Wärme mit Temperaturen bis zu 1000°C umgewandelt [1].

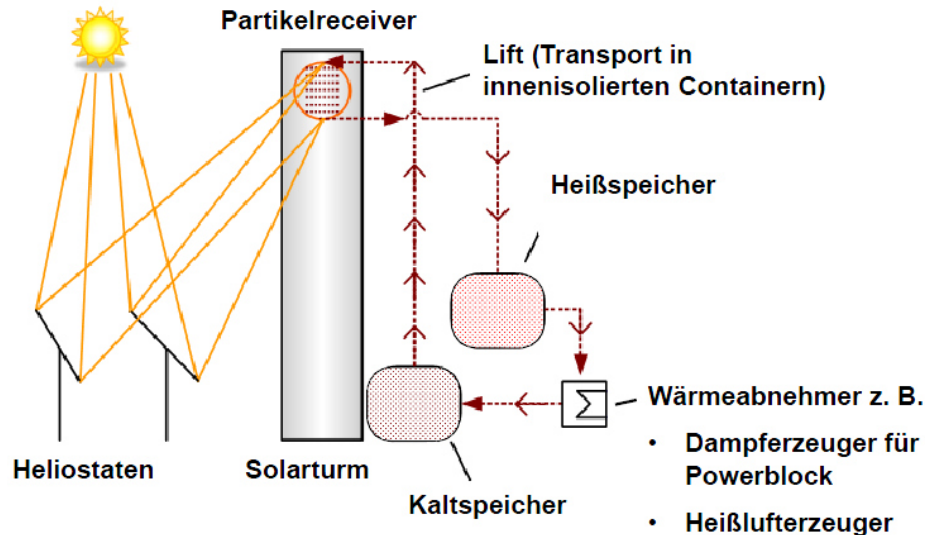


Bild 1-1 Prinzip eines Solarturm-Kraftwerkes [2]

Für die Stromerzeugung erfolgt der Wärmetransport durch ein Wärmeträgermedium wie z.B. Luft, geschmolzenes Salz oder Wasserdampf zu einer Gas- oder Dampfturbine, wo die Umwandlung der Wärmeenergie in elektrische Energie mit Hilfe eines Generators stattfindet. Für die Wärmeträger Luft und geschmolzenes Salz wird der Gas- oder Dampfturbine ein Wärmetauscher vorgeschaltet [1].

Bei Solarturm-Kraftwerken mit Partikelreceivern werden keramische Partikel als Wärmeträgermedium eingesetzt. Diese werden dem Wärmetauscher zugeführt, welcher Wasser oder Luft erhitzt, wodurch die Gas- oder Dampfturbine betrieben werden kann.

1.1.2 Der Partikelreceiver

Es gibt verschiedene Konzepte von Partikelreceivern. Eines dieser Konzepte ist der Zentrifugalreceiver (CentRec), als ein Forschungsschwerpunkt am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR).

Beim DLR in Stuttgart ist derzeit ein Prototyp eines Zentrifugalreceivers im Labormaßstab mit einem Receiverdurchmesser von 170 mm und mit einer Receiverhöhe von 160 mm bei der Grundlagenforschung in Betrieb (CR15), an dem Untersuchungen zu genauen Erkenntnissen über das Partikelverhalten stattfinden. Ein weiterer Prototyp

mit einem Receiverdurchmesser von 1600 mm und einer Receiverhöhe von 2600mm befindet sich derzeit im Aufbau (CR500).

Die Funktionsweise des Zentrifugalreceivers wird von W. Wu et al. [2] beschrieben und durch die folgende Skizze des schematischen Aufbaus, Bild 1-2, verdeutlicht.

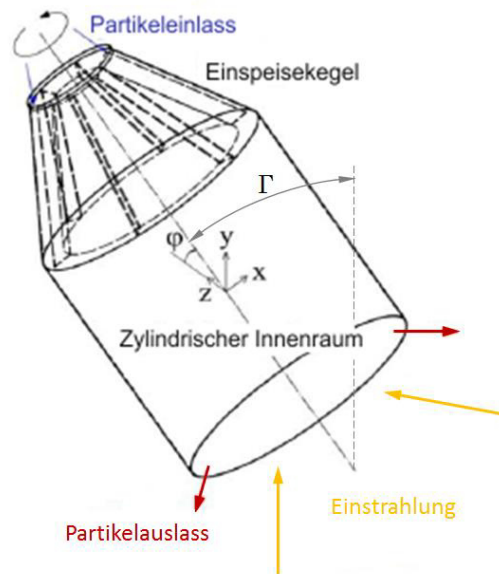


Bild 1-2 Schematischer Aufbau eines Zentrifugalreceivers nach [2]

Im CentRec erfolgt die Partikelzufuhr über die obere Öffnung am Kegel der Zentrifuge. Die Lamellen des doppelwandigen Einspeisekegels beschleunigen die zugeführten Partikel auf die Umfangsgeschwindigkeit. Der Neigungswinkel des Zentrifugalreceivers Γ ist zwischen 10° und 90° einstellbar. Die, durch die Rotation des Receivers, hervorgerufene Zentrifugalkraft drückt die Partikel an die Zylinderwand. Der Partikelmassenstrom wird durch die Kombination von Neigungswinkel und Rotationsgeschwindigkeit bestimmt. Daraus ergeben sich die Verweildauer der Partikel im Receiver und somit auch die Partikelaustrittstemperatur. Die Erwärmung der Partikel erfolgt direkt durch Absorption der einfallenden Strahlung durch die Apertur des Receivers [2].

Erste Ergebnisse zum Partikelverhalten beschreiben W. Wu et al. [2] für den Prototypen des Zentrifugalreceivers CR15. Mit diesem Receiver konnten Partikelaustrittstemperaturen von 900°C erreicht werden.

Um einen konstanten Massenstrom aus einer langsam ablaufenden Partikelschicht zu erhalten, wird eine raue Zylinderwand benötigt [2]. Diese Rauheit kann durch einen statischen Partikelfilm auf der Zylinderwand erzeugt werden. Dafür ist am unteren Ende des Receivers eine dünne Blende vorgesehen [2], siehe Bild 1-3.

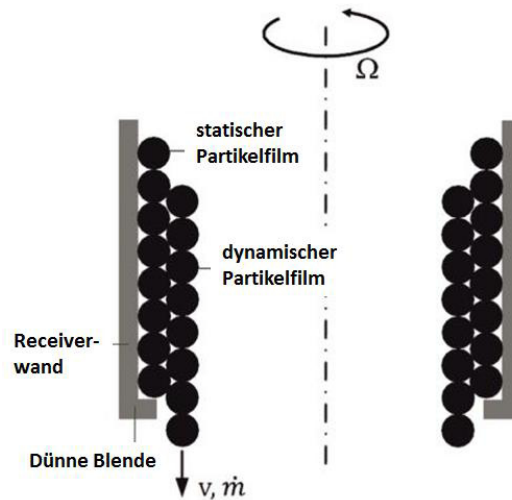


Bild 1-3 Partikelfilme bei Zylinderwand mit Blende nach [2]

Auf dem statischen Partikelfilm gleitet ein dynamischer Partikelfilm [2]. Angestrebt wird ein möglichst dünner gleitender Partikelfilm mit genau einer Partikelschicht. Aktuell werden die Prototypen bei Partikelfilmen, die aus mehreren Partikelschichten bestehen, betrieben. Dabei finden zwischen den Schichten Relativbewegungen statt, die Kontakte zwischen einzelnen Partikeln und somit Verschleiß verursachen.

Die verwendeten Partikel werden im folgenden Kapitel beschrieben.

1.1.3 Charakterisierung der Partikel

In den 80er Jahren wurden erste Studien zur Eignung von keramischen Materialien für solare Partikelreceiver von den Sandia National Laboratories vorgestellt, in denen unterschiedliche keramische Partikel von Hellmann und McConnel [3] charakterisiert und von Hellmann et al. [4] bewertet werden. In diesen Studien werden keramische Partikel aus gesintertem Bauxit als geeignet identifiziert [3,4].

Diese Partikel finden in der Ölindustrie Verwendung. Hier werden sie nach der Riss-erzeugung in Bohrlöchern, dem sogenannten Fracking, für das Offenhalten genutzt und „Proppants“ genannt.

Die Bauxit-Partikel bestehen aus großen Teilen Al_2O_3 ($> 80\%$) und enthalten neben weiteren Bestandteilen Fe_2O_3 , SiO_2 und TiO_2 [4]. Sie eignen sich als keramische Wärmeträger aufgrund der folgenden Eigenschaften:

- Die Schwarzfärbung der Partikel, hervorgerufen durch den Eisenanteil, bewirkt eine hohe Absorptivität von ca. 93%, die durch den Alterungsprozess leicht abnimmt [3, 5].
- Es sind Durchmesser von 0.25 bis 1.8 mm kommerziell verfügbar [6]
- Die Kosten für die Partikel betragen etwa 0.5 bis 1 €/kg [6]
- Die Beständigkeit gegen Thermoschockverhalten ist sehr hoch [6]
- Die Partikel besitzen eine hohe Rundheit (Sphärizität ≥ 0.9) [6]
- Auch im Partikelbett bei hohen Schüttungen und hohem Feinanteil keine Agglomeration bis 1000 °C [4]

1.2 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung eines Teststandes zur Bestimmung des massenanteiligen Verschleißes der Partikel, welcher durch die Relativbewegungen der Partikel zueinander hervorgerufen wird. Dieser Teststand wird so konzipiert, dass der Einfluss verschiedener Betriebsparameter auf den Verschleiß untersucht werden kann.

Im Receiverbetrieb wird Partikelverschleiß aufgrund der Mechanismen Gleiten, Rollen und Wälzen erwartet. Die realen Partikelbewegungen in den Prototypen sollten von dem Teststand möglichst ähnlich nachgebildet werden können.

Da in der Praxis Partikelaustrittstemperaturen von 800-1000 °C angestrebt werden, wird der Teststand so konzipiert, dass der Partikelverschleiß bei verschiedenen Temperaturen untersucht werden kann. Als Wunschanforderung werden Partikeltemperaturen über 850 °C definiert, als Ziel-Forderung Partikeltemperaturen über 500 °C. Untersuchungen zu Partikelverschleiß von R. C. Knott et al. [5] zeigen, dass der Verschleiß mit steigender Temperatur abnimmt. Dieses Ergebnis soll für das verwendete Partikelmaterial und Konzept des Zentrifugalreceivers überprüft werden.

Weiterhin soll der Einfluss auf den Partikelverschleiß von verschiedenen Schergeschwindigkeiten, von der Partikelgröße und von unterschiedlichen Partikellieferanten untersucht und bestimmt werden können.

Ziel der Verschleißuntersuchungen sind Erkenntnisse über die Menge des verschleißbedingten Partikelabriebs. Aus diesen Ergebnissen können die Kosten für den Ersatz der verschleißbedingten Verlustpartikelmasse in Bezug zu der thermischen Receiverleistung gestellt werden.

2 Theoretische Grundlagen

Die Erforschung von Verschleiß gehört zum Fachgebiet der **Tribologie**. Diese ist als „Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung“ [8] definiert und dient dem Bestreben der Werterhaltung durch Verbesserung von Reibbedingungen und Reduktion von Verschleiß [8].

Um die zu Verschleiß führenden Ursachen im Betrieb des Receivers möglichst originalgetreu von dem Prüfstand abbilden zu können, müssen Werte für die Partikelgeschwindigkeiten und auftretenden Kräfte bzw. lokalen Drücke ermittelt werden.

Im Kapitel 2.1 wird die Tribologie für den Betrieb des Receivers behandelt und im Kapitel 2.2 werden die Berechnungen und Ergebnisse der Partikelvorgänge im Betrieb des Receivers vorgestellt.

2.1 Tribologie

Ein tribologisches System, kurz Tribosystem, charakterisiert man mit der **Systemstruktur** und dem **Beanspruchungskollektiv**. Die Systemstruktur gibt dabei Auskunft über die stofflichen Komponenten des Tribosystems, die Beanspruchungsgrößen, wie Belastung, Temperatur oder Bewegungsform werden im Beanspruchungskollektiv zusammengefasst [8].

Ein Tribosystem ist schematisch in Bild 2-1 dargestellt. Es besteht aus Grundkörper (1), Gegenkörper (2), Zwischenstoff (3) und Umgebungsmedium (4) [8].

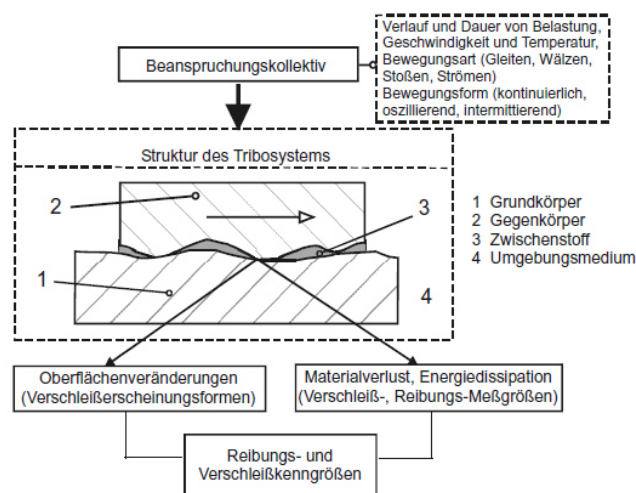


Bild 2-1 Schema eines tribologischen Systems [8]

Für den Zentrifugalreceiver kann das Tribosystem wie folgt beschrieben werden. Beim Betrieb des Zentrifugalreceivers kommt es zu Partikel-Partikel-Kontakt und dadurch zu Partikelabrieb aufgrund von Reibung. Allgemein ist Reibung als Wechselwirkung zwischen in Kontakt tretenden Stoffbereichen von Körpern definiert und wirkt einer Relativbewegung entgegen [8].

Der Grundkörper (1) ist der stationäre Partikelfilm, der Gegenkörper (2) sind die fließenden Partikel. Es ist kein Zwischenstoff (3) vorhanden und das Umgebungsmedium (4) ist Luft.

Zwischen der Wand und den Partikeln wird nahezu kein Abrieb durch Reibung erwartet, da sich durch die dünne Blende am Ende des Receivers an der Wand ein statischer Partikelfilm ausbildet auf dem der dynamische Partikelfilm gleitet.

Die Elemente des Beanspruchungskollektivs werden wie folgt beschrieben. Es findet eine sich häufig wiederholende Belastung statt. Die Belastung ist dabei die resultierende Kraft aus Gewichtskraft und Zentrifugalkraft. Die Zentrifugalkraft ist abhängig von der Receiverdrehzahl, dem Receiverdurchmesser und der Partikelgröße, von der ebenfalls die Gewichtskraft abhängt. Die Relativgeschwindigkeit der Partikel $v_{rel,Part}$ wird durch den Partikelmassenstrom \dot{m}_{part} im Receiverbetrieb bestimmt. Die Temperatur kann bis zu 1000 °C betragen. Als Bewegungsart liegt Festkörperreibung mit einer Kombination aus Gleit-, Roll- und Wälzreibung vor. Auf dem statischen Partikelfilm gleitet gleichmäßig der dynamische Partikelfilm, daher ist die Bewegungsform kontinuierlich.

Bei der Relativbewegung der Partikel kommt es im Kontaktbereich zu Mikrokontakten, deren Anzahl von der Kontaktdauer und von der Beschaffenheit der Kontaktzone abhängt. Diese Mikrokontakte verursachen letztendlich Formänderungen der Partikel.

Die Anzahl der Mikrokontakte nimmt bei der Berührung von Oberflächen etwa linear mit Normalkraft F_N zu. Außerdem steigt die Anzahl der Mikrokontakte zwischen den Kontaktpartnern linear mit dem Gleitweg s . Wird nun angenommen, dass bei jedem Mikrokontakt ein Verschleißpartikel mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit von einem der beiden Kontaktpartner abgelöst wird, kann Gleichung (2.1) aufgestellt werden. Dabei handelt es sich um die vereinfachte Schreibweise des Archard'schen Gesetzes [9].

$$W_V = k * F_N * s \quad (2.1)$$

Hier wird mit W_V das Verschleißvolumen und mit k der Verschleißkoeffizient angegeben.

Der Verschleißkoeffizient ist für die verwendeten keramischen Bauxit-Partikel nicht bekannt. Für keramische Verbindungen ist aber eine Abhängigkeit des Verschleißkoeffizienten von der Temperatur und der Gleitgeschwindigkeit in der Literatur zu finden [9].

Die zu untersuchenden Bauxit-Partikel bestehen zum großen Teil aus Aluminiumoxid. Die Temperaturabhängigkeit für Aluminiumoxid kann am folgenden Bild 2-2 abgelesen werden.

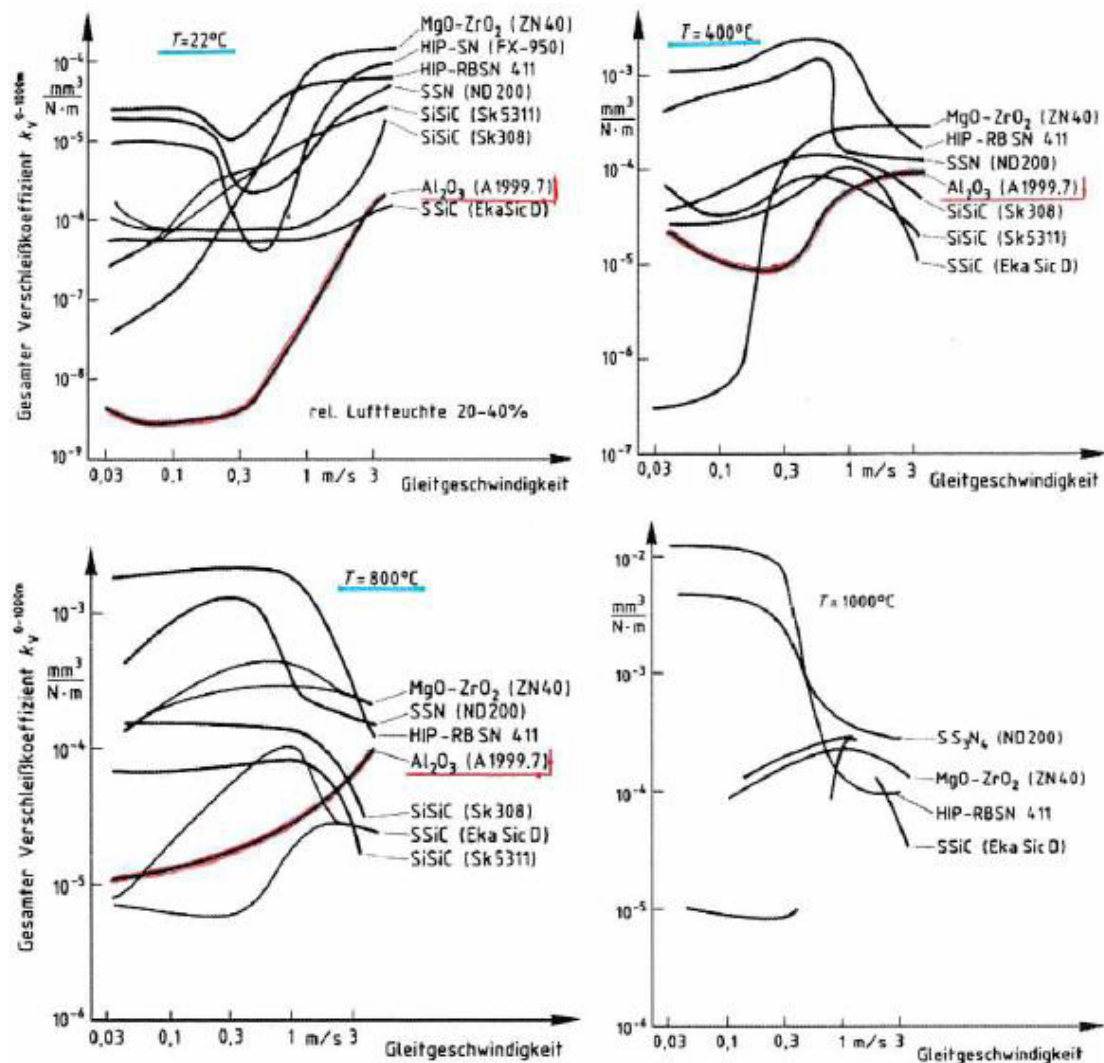


Bild 2-2 Verschleißkoeffizient keramischer Gleitpaarungen unter Festkörperreibung bei verschiedenen Umgebungstemperaturen (artgleiche Paarungen; $s \sim 1000\text{m}$, $F_N = 10\text{ N}$) nach [9]

Bei Aluminiumoxid liegt der Verschleißkoeffizient bei Raumtemperatur für Gleitgeschwindigkeiten von 0,3 bis 3 m/s im Bereich von $4,5 \cdot 10^{-9}$ bis $3 \cdot 10^{-6} \text{ mm}^3/\text{Nm}$. Für denselben Bereich der Gleitgeschwindigkeit nimmt der Verschleißkoeffizient bei 400 °C zu und liegt bei etwa 10^{-5} bis $1 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^3/\text{Nm}$, was auch dem Bereich bei 800 °C für die untersuchten Gleitgeschwindigkeiten entspricht. Im Zentrifugalreceiver werden in etwa Gleitgeschwindigkeiten bis zu 0,3 m/s erreicht, siehe Kapitel 2.2.1. Da die Bauxit-Partikel zu weiten Teilen aus Aluminiumoxid bestehen wird eine ähnliche Abhängigkeit des Verschleißkoeffizienten von der Temperatur erwartet. Daher wird als Wunsch-anforderung eine Temperatur für den Testbetrieb von 850 °C definiert. Als Ziel-Forderung wird eine Temperatur von 500 °C definiert. Der zu entwickelnde Teststand soll daher zunächst für Temperaturen bis 500 °C ausgelegt und konstruiert werden. Nach der Auswertung erster Untersuchungen zum Partikelabrieb bis 500 °C wird entschieden, ob der Teststand für Temperaturen bis 850 °C erweitert bzw. umgerüstet wird.

2.2 Berechnungen zum Partikelverhalten

Im Folgenden werden die wesentlichen Parameter für den Verschleiß für den Partikelreceiver theoretisch bestimmt. Die Ergebnisse der Berechnungen zum Partikelverhalten im Zentrifugalreceiver dienen der Auslegung des Prüfstandes.

2.2.1 Geschwindigkeit

Die Geschwindigkeit, mit der die Partikel im Receiver fließen, kann über den vorgegebenen Partikelmassenstrom ermittelt werden und ist von der Receivergeometrie, den verwendeten Partikeldurchmessern und der Anzahl der Partikelschichten abhängig.

Die Mantelfläche des Receivers $A_{M,Rec}$ kann über den Receiverdurchmesser D_{Rec} und die Receiverhöhe H_{Rec} errechnet werden:

$$A_{M,Rec} = D_{Rec} \cdot \pi \cdot H_{Rec} \quad (2.2)$$

Daraus ergibt sich mit dem Partikeldurchmesser d_{Part} das Partikelvolumen $V_{Part,n}$ für n_{Part} Partikelschichten.

$$V_{Part,n} = A_{M,Rec} \cdot d_{Part} \cdot n_{Part} \quad (2.3)$$

Aus Gleichung (2.3) kann mit Hilfe der Schüttdichte ρ_s die Partikelmasse $m_{Part,n}$ abhängig von der Anzahl der Partikelschichten n_{Part} ermittelt werden:

$$m_{part,n} = V_{part,n} \cdot \rho_S \quad (2.4)$$

Für eine Partikelschicht kann der Innenradius $R_{i,1}$ einer Ringfläche A_R mit

$$R_{i,1} = \frac{D_{Rec}}{2} - d_{part} \quad (2.5)$$

und für eine Anzahl n_{part} Partikelschichten kann der Innenradius $R_{i,n}$ mit

$$R_{i,n} = \frac{D_{Rec}}{2} - (d_{part} \cdot n_{part}) \quad (2.6)$$

berechnet werden. Der Außenradius R_a der Ringfläche A_R ergibt sich aus:

$$R_a = \frac{D_{Rec}}{2} \quad (2.7)$$

Die Ringfläche $A_{R,n}$ für n_{part} Partikelschichten ergibt sich aus:

$$A_{R,n} = (R_a^2 - R_{i,n}^2) \cdot \pi \quad (2.8)$$

Mit der Ringfläche $A_{R,n}$ kann für einen gegebenen Partikelmassenstrom \dot{m}_{part} die Partikelgeschwindigkeit $v_{part,n}$ in Abhängigkeit von der Schüttdichte mit Gleichung (2.9) berechnet werden.

$$v_{part,n} = \frac{\dot{m}_{part}}{\rho_S \cdot A_{R,n}} \quad (2.9)$$

Die Partikelgeschwindigkeit $v_{part,n}$ hängt von der Anzahl der Partikelschichten ab. Es ist aktuell noch nicht bekannt, aus wie vielen Partikelschichten der fließende Film besteht. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit die Anzahl der Schichten in einem Bereich von 1 bis 30 Schichten variiert.

Für den Prototypen CR15 am DLR Stuttgart mit einem Receiverdurchmesser von $D_{Rec} = 170$ mm und einer Receiverhöhe von $H_{Rec} = 160$ mm ergeben sich aus den Gleichungen (2.2) bis (2.9) je nach Partikelmaterial und Partikeldurchmesser bei einem gemessenen Partikelmassenstrom $\dot{m}_{part} = 300$ g/s unterschiedliche maximale und minimale Partikelgeschwindigkeiten. Ein weiterer Prototyp, der CR500 mit den Abmessungen $D_{Rec} = 1600$ mm und $H_{Rec} = 2600$ mm befindet sich aktuell im Aufbau und soll bei einem Partikelmassenstrom von $\dot{m}_{part} = 3000$ g/s betrieben werden.

Für die beiden Prototypen CR15 und CR500 ergeben sich damit Partikelgeschwindigkeiten zwischen 0,008 und 0,3 m/s abhängig von dem Partikeldurchmesser, der Receivergeometrie und der Anzahl der Partikelschichten. Die maximale Geschwindigkeit tritt bei einer Partikelschicht auf und die minimale Geschwindigkeit bei 30 Partikelschichten.

In Bild 2-3 wird die Partikelgeschwindigkeit $v_{Part,n}$ als Funktion der Anzahl an Partikelschichten n_{Part} dargestellt.

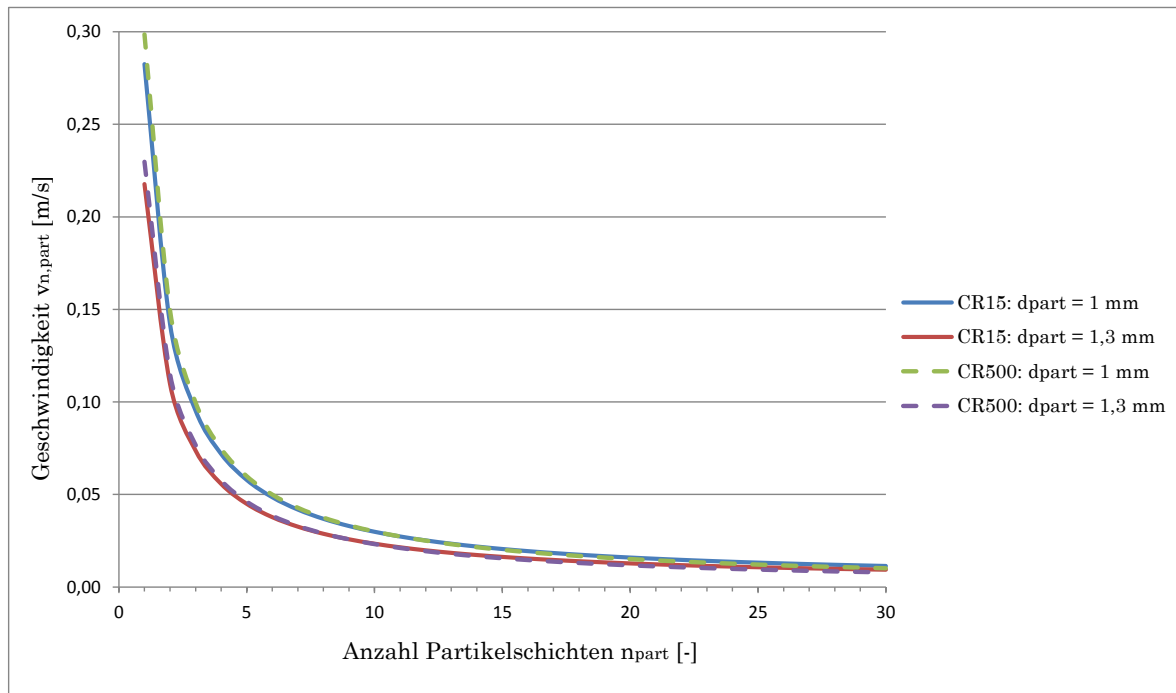


Bild 2-3 Partikelgeschwindigkeit $v_{Part,n}$ als Funktion der Anzahl an Partikelschichten n_{Part}

2.2.2 Druck senkrecht zur Fließrichtung

Um den radialen Druck senkrecht zur Fließrichtung zu bestimmen, wird der Partikelfilm als eben betrachtet und es wird angenommen, dass die Beschleunigung über den Film hinweg konstant ist. Außerdem wird angenommen, dass die Partikel wie in Bild 2-4 flächig anliegen.

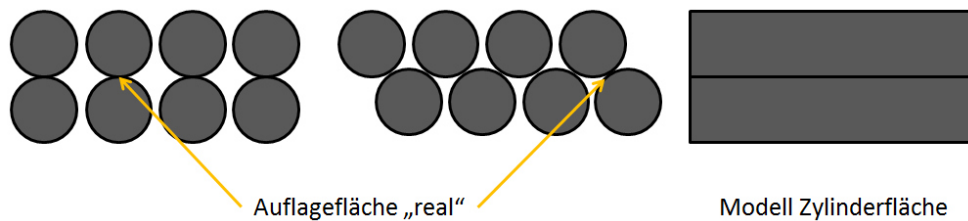


Bild 2-4 Vergleich reale Auflagefläche und Modell Zylinderfläche

Dann kann der lokale Druck p_{lok} mit Gleichung (2.10) berechnet werden.

$$p_{lok} = \frac{F_Z}{A_{R,n}} = \frac{m_{part} \cdot R_{a,Rec} \cdot \omega^2}{A_{R,n}} = \frac{m_{part} \cdot Fr \cdot g}{A_{R,n}} \quad (2.10)$$

Hier steht F_Z für die Zentrifugalkraft, $R_{a,Rec}$ für den Receiverradius, g für die Erdbeschleunigung, $A_{R,n}$ für die Ringfläche aus n_{part} Partikelschichten, Fr steht für die Froude-Zahl und m_{part} für die Partikelmasse. Die Froude-Zahl gibt das Verhältnis aus Zentrifugal- und Erdbeschleunigung an und kann allgemein nach Gleichung (2.11) berechnet werden, wobei r in diesem Fall der Receiverradius $R_{a,Rec}$ ist.

$$Fr = \frac{r \cdot \omega^2}{g} \quad \text{mit } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{Rec} \quad (2.11)$$

Die Masse der Partikelschichten kann mit Gleichung (2.12) ermittelt werden. Hier wird ρ_s für die Schüttdichte der Partikel und $A_{M,Rec}$ für die Mantelfläche des Receivers verwendet.

$$m_{part} = \rho_s \cdot (r - r_0) \cdot A_{M,Rec} \quad (2.12)$$

Setzt man Gleichung (2.12) in Gleichung (2.10) ein, erhält man Gleichung (2.13) für den lokalen Druck p_{lok} .

$$p_{lok} = \rho_s \cdot g \cdot Fr \cdot (r - r_0) \quad (2.13)$$

In Gleichung (2.13) gibt $(r - r_0)$ die Filmtiefe s_{Film} an. Daraus folgt Gleichung (2.14) zur Berechnung des lokalen Drucks.

$$p_{lok} = \rho_s \cdot g \cdot Fr \cdot s_{Film} \quad (2.14)$$

Für eine Schüttdichte $\rho_s = 2100 \text{ kg/m}^3$, mit der Erdbeschleunigung g und mit einer Froude-Zahl von $Fr = 1,9$ nimmt der lokale Druck p_{lok} mit der Filmtiefe s_{Film} linear zu und beträgt bei 30 Partikelschichten etwa 1174 N/m^2 . Der Wert der Froude-Zahl gilt für den aktuellen Betrieb des Prototyps CR15 mit den Abmessungen wie in Kapitel 2.2.1 beschrieben.

3 Konzeptentwicklung

In diesem Kapitel werden zunächst die Anforderungen an den Teststand zur Bestimmung von Partikelabrieb definiert. Für die Auswahl eines Konzepts für die Konstruktion des Teststandes werden Möglichkeiten zur Umsetzung vorgestellt und bewertet. Aus der Bewertung ergibt sich eine geeignete Konzeptvariante für den zu entwickelnden Teststand.

3.1 Anforderungen

Im Betrieb des Zentrifugalreceivers kommt es zu Partikelverschleiß durch Abrieb- und Prallwirkung. Der zu entwickelnde Teststand soll nur den Verschleiß durch Abrieb untersuchen. Der Einfluss durch Prallwirkung ist weitestgehend auszuschließen, da dieser Einfluss in unabhängigen Experimenten untersucht wird. Um die möglichen Relativgeschwindigkeiten der Partikel in Prototypen abzubilden ist der Teststand so zu konstruieren, dass die Erzeugung unterschiedlicher Relativgeschwindigkeiten möglich ist. Dabei werden möglichst homogene Relativgeschwindigkeiten angestrebt. Zusätzlich muss eine Option zur Kontrolle der Partikelgeschwindigkeiten gefunden werden.

Weiterhin soll der Teststand verschiedene Belastungen auf die Partikel ausüben können, da in den Prototypen je nach Partikelfilmdicke unterschiedliche Lasten auf die Partikel ausgeübt werden. Die Belastungsdauer soll variiert werden können, um die Erwartung eines linearen Zusammenhangs zwischen Belastungszeit und Partikelabrieb überprüfen zu können.

Um überprüfen zu können, ob eine Abhängigkeit des Partikelverschleißes vom Partikeldurchmesser oder des Lieferanten besteht, soll der Teststand die Möglichkeit bieten unterschiedliche Partikel aufzunehmen. Außerdem muss für eine ausreichende Messgenauigkeit sichergestellt werden, dass kein Massenverlust an die Umgebung stattfindet.

Da der Einfluss der Einsatztemperatur auf den Partikelverschleiß bestimmt werden soll, muss für den Testbetrieb eine Methode gefunden werden, die ein Beheizen der Partikelprobe auf verschiedenen Temperaturen ermöglicht. Für die Wunschanforderung sollen Temperaturen von 850 °C erreicht werden, für die Ziel-Forderung von 500 °C. Daher muss der Teststand temperaturfest ausgelegt und gegen Wärmeverlust isoliert werden. Für die Dauer des Aufheizens gilt die Wunschforderung von einer Stunde und

die Zielforderung von zwei Stunden. Diese Aufheizzeit soll nicht überschritten werden. Die Temperatur des Heizsystems und der Partikelprobe ist zur Überwachung zu messen.

Der Teststand wird im Labor betrieben. Für einen einfachen Transport und aus Gründen der Flexibilität, ist gewünscht den Teststands Aufbau mit Rollen zu versehen. Weitere Wünsche sind eine gute Zugänglichkeit des Probenraumes für die Beladung und eventuell notwendige Reinigungen, sowie die Möglichkeit von Langzeitversuchen.

Für den Testbetrieb ist eine zentrale Anlagensteuerung zu ermöglichen, die bspw. die Temperaturen überwacht und die Partikelbewegung beim Erreichen der gewünschten Versuchstemperatur startet. Außerdem sind Maßnahmen zur Erfüllung der Sicherheitsvorschriften vorzusehen, wie. z.B. Schutz vor Eingriff in bewegliche Teile, Brandschutzbestimmungen oder eine Notabschaltung.

Weil die Bestimmung des massenanteiligen Partikelabriebs geplant ist, muss eine Möglichkeit zur Messung des Massenverlustes gefunden werden.

Die vollständige Anforderungsliste mit Beschreibung und Quantifizierung befindet sich im Anhang. Die Quantifizierung einzelner Anforderungen erfolgt in Kapitel 4, Auslegung. Im kommenden Kapitel 3.2 werden die ausgewählten Teststandskonzepte beschrieben.

3.2 Teststandskonzepte

Bei der Definition eines geeigneten Teststandskonzeptes werden zunächst verschiedene Ideen zur Erzeugung von Partikelabrieb erarbeitet. Im Folgenden werden die erarbeiteten Konzepte und deren Funktionsweise vorgestellt und beschrieben. Die Konzepte orientieren sich an bestehenden technischen Verfahren und Apparaten.

3.2.1 Trommelmühle

Trommel(-kugel)mühlen werden vor allem zur Zerkleinerung von spröden Materialien eingesetzt. Ziel der Zerkleinerung ist die Herstellung von Pulvern oder Granulaten. Im Wesentlichen bestehen Trommelmühlen aus einem horizontal gelagerten Mahlraum, der um seine Achse rotiert, siehe Bild 3-1.

In diesem Mahlraum befinden sich die Mahlkörper, in der Regel Kugeln aus Stahl, und das Mahlgut [10].

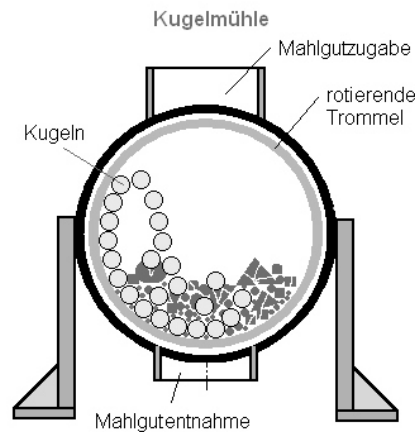


Bild 3-1 Prinzip einer Trommelmühle [11]

Bei Trommelmühlen wird zwischen zwei möglichen Bewegungsformen der Mahlkugeln unterschieden, der Katerakt- und der Kaskadenwirkung. Bei der Kateraktwirkung lösen sich die Kugeln von der Wand, bei der Kaskadenwirkung rollen sie über das Kugelbett ab [10], siehe Bild 3-2.



Bild 3-2 Kaskadenwirkung (links) und Kateraktwirkung (rechts) in einer Trommelmühle [12]

Werden die Mahlkugeln durch die Zentrifugalkraft dauerhaft an die Zylinderwand gedrückt ist die kritische Drehzahl erreicht. In der Regel werden Kugelmühlen bei Drehzahlen betrieben, die ein Bewegungsverhalten der Kugeln am Übergang von Kaskaden- zu Kateraktwirkung hervorrufen. Diese Drehzahl liegt in etwa bei 60-80 % der kritischen Drehzahl. Dabei lösen sich die Mahlkugeln von der Trommelwand und fallen auf das Mahlkugelbett um danach über dieses abzurollen [10].

Die Zerkleinerung des Mahlgutes findet hauptsächlich durch Reibung und Scherung statt. Beim Betrieb der Trommelmühle mit Kateraktwirkung treten zusätzlich Schlagbeanspruchungen auf [10]. Die Dauer und Effektivität des Zerkleinerungsvorgangs ergibt sich im Wesentlichen aus der Kombination von Mahlkörper- und Mahlgutfüllgrad, der Drehzahl und des Mahlkörperdurchmessers [13].

Für den zu entwickelnden Teststand wird das Prinzip einer Trommelmühle angepasst. Dabei kämen keine Mahlkörper zum Einsatz und die Trommelmühle würde bei Kaskadenwirkung betrieben werden, um den Einfluss der Schlagbeanspruchung ausschließen zu können.

3.2.2 Ringkammer/Ringscherzelle

Die Ringkammer besteht im Wesentlichen aus zwei Teilen, dem Boden und dem Deckel, siehe Bild 3-3.

Der Boden besitzt einen Ringspalt in dem die Partikel aufgenommen werden und rotiert um seine Achse. Über den gegen Rotation zu sichernden Deckel wird axial eine Kraft auf das Partikelbett aufgebracht. Durch die Rotation des Bodens findet eine Scherbeanspruchung der Partikel statt, wodurch Reibung zwischen den einzelnen Partikeln und damit Abrieb der Partikel entsteht [14].

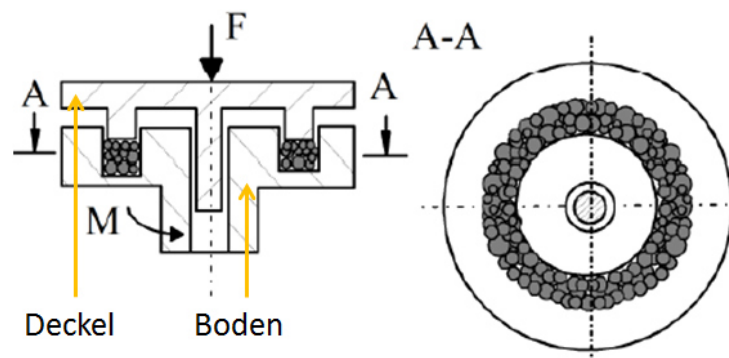


Bild 3-3 Prinzip einer Ringkammer nach [14]

Für den Teststand soll die Anpresskraft variabel einstellbar sein. Für geringe Anpresskräfte kann eine Zugentlastung vorgesehen werden, die der Erdanziehungskraft des Deckels entgegenwirkt. Grundsätzlich ist auch der Betrieb bei höheren Belastungen möglich. Dafür müssen auf den Deckel Zusatzlasten, z.B. durch Gewichte oder einen Hydraulikzylinder, aufgebracht werden.

Über die Änderung der Drehzahl des Bodens lassen sich die Rotationsgeschwindigkeit und damit die Schergeschwindigkeit im Ringspalt variieren.

Ringkammern kommen bei der Zerkleinerung von Granulaten oder Partikeln zur Anwendung. Anfang der Neunziger Jahre wurde von Schulze eine Bauform entwickelt, die mittlerweile weltweit in der Forschung und Industrie zum Einsatz kommt und im ASTM Standard D6773 [15] genormt ist [16]. Für diese Bauform, auch als „Schulze Ring Shear Tester“ [15, 16] bekannt, haben sich die Begriffe Ringschergerät oder Ringscherzelle etabliert. Sie kommen bei der Bestimmung der Fließeigenschaften von Schüttgütern, bei der Bestimmung der inneren Reibung des Schüttgutes, sowie der Bestimmung der Wandreibung und von Abrieb zum Einsatz [16].

3.2.3 Rotierender Topf

Bei dem rotierenden Topf, siehe Bild 3-4, werden die Partikel durch die Zentrifugalkraft an die Topfwand gedrückt. Bei passender Drehzahl bildet sich ein mehrschichtiger Partikelfilm an der Topfwand, dessen Schichtdicke über den Füllgrad verändert werden kann.

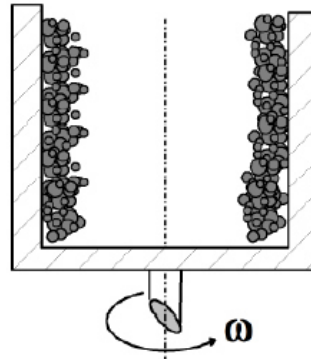


Bild 3-4 Prinzip der Erzeugung von Partikelabrieb in einem rotierenden Topf [14]

Geht man von homogenen gleich großen und gleich schweren Partikeln aus, ändert sich der Winkel der resultierenden Kraft aus Zentrifugal- und Gravitationskraft eines Partikels mit dem Radius einzelner Partikelschichten. Durch Variation der Drehzahl kommt es zu einer Auf- und Abwärtsbewegung der Partikelschichten. Dabei gleiten die Partikelschichten übereinander, sodass sich die Partikel relativ zu einander bewegen und auf Scherung beansprucht werden. Dadurch kommt es zu Verschleiß.

Um Austrag von Partikeln oder Abrieb zu vermeiden ist für das Teststandskonzept ein Deckel vorzusehen.

3.2.4 Planetenkugelmühle

Planetenkugelmühlen, siehe Bild 3-5, werden als Mahlapparate zur Erzeugung von sehr kleinen Partikelgrößen eingesetzt. Das Zusammenspiel von Becherwand, Proben-gut und Mahlkugeln bewirkt die Zerkleinerung [17].

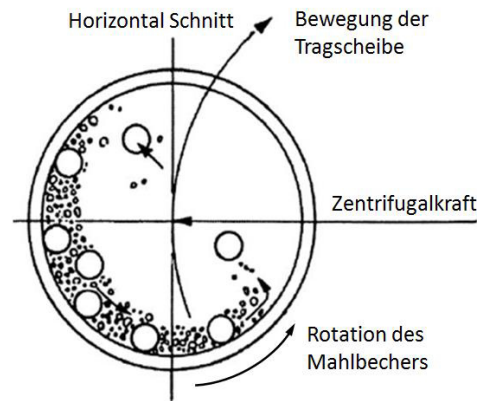


Bild 3-5 Horizontalschnitt eines Mahlbeckers auf der Tragscheibe einer Planetenkugelmühle nach [18]. Dargestellt sind Zentrifugalkraft, Bewegungsrichtung der Tragscheibe und des Mahlbeckers, sowie die Bewegung der Mahlkugeln.

Auf der rotierenden Tragscheibe, auch Sonnenrad genannt, befinden sich ein oder mehrere Mahlbecher. Diese rotieren um ihre eigene Achse in entgegengesetzter Richtung zum Sonnenrad. Dadurch werden auf die kugelförmigen Mahlkörper Zentrifugal- und Corioliskräfte ausgeübt. Wegen der Überlagerung beider Kräfte werden die Kugeln sehr stark beschleunigt und setzen hohe Zerkleinerungsenergien frei, die auf eine Wechselwirkung aus Reib- und Prallkräften zurückzuführen sind [17].

Um den Abrieb allein auf die Partikelinteraktion zurückführen zu können, soll der Betrieb der Planetenkugelmühle ohne Mahlkugeln, sondern nur mit Partikeln stattfinden.

3.2.5 Mischer

Mischer gibt es in verschiedenen Formen und Ausführungen für unterschiedliche Anwendungen, z.B. Trommel- oder Leitschaufelmischer, siehe Bild 3-6.

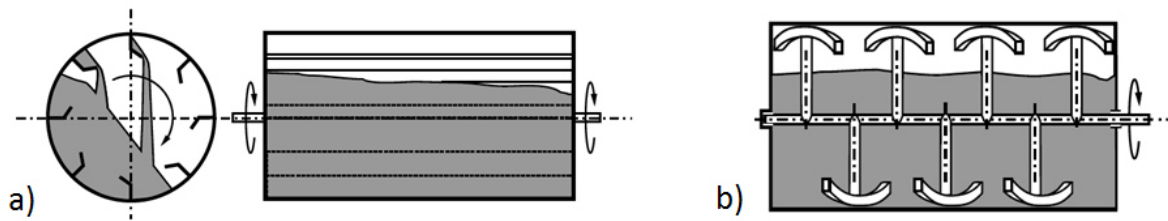


Bild 3-6 Schema eines a) Trommelmischers und b) Leitschaufelmischers [19]

Bei der Rotation des Behälters der Trommel werden die Partikel durch die Reibung zwischen Trommelwand und Behälter mitgenommen und rutschen dann unter dem Einfluss der Schwerkraft an einem Ablösepunkt über die geneigte Oberfläche des Partikelkollektives ab. Dabei kommt es zur Umwälzung. Dieser Umwälzeffekt kann durch Hubleisten verstärkt werden [19].

Der Leitschaufelmischer ist mit einem rotierenden Werkzeug im Innern versehen. Der Behälter rotiert in diesem Fall nicht. Die langsam rotierenden Einbauten verdrängen die Partikel zur Seite, wodurch Hohlräume entstehen in die die Partikel danach hineinrieseln. Dadurch kommt es zur Umschichtung des Partikelkollektives [19].

Durch die Prinzipie des Umwälzens und Umschichtens werden die Partikel ständig relativ zueinander bewegt und verursachen dadurch Partikelverschleiß und Abrieb.

3.2.6 Schwingmühle

Schwingmühlen bestehen im Wesentlichen aus ein oder mehreren rohrförmigen Mahlkammern, einem Wuchtmassensystem und Federn zur Lagerung, siehe Bild 3-7. Von den Mahlkammern werden die Partikel und Mahlkörper aufgenommen. Als Mahlkörper kommen in der Regel Kugeln und Stäbe zum Einsatz. Der Mahlkörperfüllgrad liegt meist bei 70 bis 80% des Mahlraumvolumens [20].

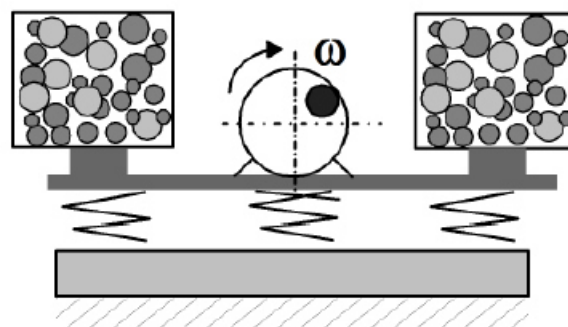


Bild 3-7 Schematischer Aufbau einer Schwingmühle [14]

Durch das von einem Motor angetriebene Wuchtmassensystem, werden hohe Schwingfrequenzen erzeugt, wodurch die Mahlkörper hohe Schwingbeschleunigungen erfahren, die im Bereich der drei- bis zehnfachen Erdbeschleunigung liegen [20].

Für den Betrieb des Teststandes ist ein Betrieb der Schwingmühle ohne Mahlkörper vorgesehen, um den entstehenden Partikelabrieb allein auf die Kontakte zwischen Partikeln zurückführen zu können. Für die Bewegungen zwischen einzelnen Partikeln wird eine Kombination aus Prall-, Roll-, Gleit- und Wälzbewegungen erwartet.

3.3 Bewertung und Auswahl

Für die Bewertung der Teststandskonzepte werden die Anforderungen an den Teststand herangezogen. Alle Teststandskonzepte erfüllen die folgenden Anforderungen:

- verschiedene Partikeldurchmesser und Partikel verschiedener Lieferanten können untersucht werden,
- die Dauer der Versuchsdurchführung kann variiert werden und
- der Einfluss der Temperatur kann durch Wahl einer geeigneten Heizmethode für alle Teststandskonzepte untersucht werden.

Als entscheidende Bewertungskriterien werden drei Einflussfaktoren auf den Abrieb definiert. Diese sind:

- die auf die Partikel einwirkenden Kräfte (Bewertungskriterium 1 - BK1),
- die Erzeugung unterschiedlicher Relativgeschwindigkeiten (Bewertungskriterium 2 - BK2), und
- die Erzeugung von Abrieb durch Reibung bei möglichst geringer bzw. komplett auszuschließender Prallwirkung (Bewertungskriterium 3 - BK3).

Zur Lösungsfindung wird der Ansatz der binären Bewertung verwendet [21]. Dabei werden die Varianten in einer Matrix gegeneinander verglichen. Ist bspw. die Variante 1 besser als die Variante 2 wird für Variante 1 eine „1“ (besser) vergeben und für Variante 2 eine „0“ (nicht besser). Damit bekommt nach Gegenüberstellung aller Varianten jede Variante eine Punktzahl und einen Rang [21].

Für die Auswahl des Teststandskonzeptes werden die Varianten für jedes der drei Bewertungskriterien verglichen. Die Summe der Punktzahlen aus allen drei Bewertungskriterien bestimmt das weiter zu verfolgende Teststandskonzept.

Das folgende Bild 3-8 zeigt das Ergebnis der binären Bewertung für alle drei Bewertungskriterien.

BK1 Kraft								BK2 Geschw.								BK3 Reibung							
		Variante								Variante								Variante					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
Im Vergleich zu Variante	1	-	1	1	1	1	1	Im Vergleich zu Variante	1	-	1	0	1	0	1	Im Vergleich zu Variante	1	-	1	1	0	0	0
	2	0	-	0	0	0	0		2	0	-	0	0	0	0		2	0	-	0	0	0	0
	3	0	1	-	1	0	1		3	1	1	-	1	1	1		3	0	1	-	0	0	0
	4	0	1	0	-	0	0		4	0	1	0	-	0	1		4	1	1	1	-	1	0
	5	0	1	1	1	-	1		5	1	1	0	1	-	1		5	1	1	1	0	-	0
	6	0	1	0	1	0	-		6	0	1	0	0	0	-		6	1	1	1	1	1	-
Summe BK1		0	5	2	4	1	3	Summe BK2		2	5	0	3	1	4	Summe BK3		3	5	4	1	2	0
Rang BK1		6	1	4	2	5	3	Summe BK 1-2		2	10	2	7	2	7	Summe BK 1-3		5	15	6	8	4	7
								Rang BK 1-2		3	1	3	2	3	2	Rang BK 1-3		5	1	4	2	6	3

Bild 3-8 Binäre Bewertung der Bewertungskriterien (BK) für alle Teststandskonzepte

Erläuterung: 0 = nicht besser, 1 = besser; Variante 1 – Trommelmühle, Variante 2 – Ringkammer, Variante 3 – rotierender Topf, Variante 4 – Planetenkugelmühle, Variante 5 – Mischer, Variante 6 – Schwingmühle

Bei dem Bewertungskriterium 1, dem Einfluss der Kraft, setzt sich die Ringkammer, im folgenden Ringscherzelle genannt, durch. Bei ihr kann die Belastung sehr gezielt verändert werden, während sie bei den Varianten Trommelmühle, rotierender Topf und Mischer lediglich über die Schütthöhe verändert werden kann. Bei den Varianten Planetenkugelmühle und Schwingmühle ist zwar eine Änderung möglich, allerdings kann der Betrag der Belastung nicht exakt definiert werden.

Auch beim zweiten Bewertungskriterium, die Erzeugung unterschiedlicher Relativgeschwindigkeiten, belegt die Ringscherzelle den ersten Rang, da diese sehr gezielt verändert werden können. Bei dem Mischer, dem rotierendem Topf und der Trommelmühle sind für den vorgesehenen Betrieb nur geringe Geschwindigkeitsänderungen zu ermöglichen. Bei der Planetenkugelmühle und der Schwingmühle können hohe Geschwindigkeitsänderungen erzeugt werden, allerdings ist wieder eine genaue Aussage über den Betrag der Relativgeschwindigkeit schwierig. Gerade im Fall der Planetenkugelmühle sind die exakten Vorgänge im Innern aktuell wenig erforscht.

Die Ringscherzelle belegt auch beim dritten Bewertungskriterium, dem Ausschließen von Prallwirkung den ersten Rang. Diese Prallwirkung kann bei der Trommelmühle durch Kaskadenbetrieb zwar minimiert aber nicht komplett ausgeschlossen werden, da die Partikel beim Abrollen über die Kaskade auch mal Springen können. Bei dem Trommelmischer mit Hubleisten rieseln die Partikel auf das Partikelbett und es kommt zu Prallwirkung. Bei dem rotierenden Topf kann Prall zumindest in der Anlaufphase nicht

vollständig ausgeschlossen werden. In der Einlaufphase, wenn die Leitschaufeln des Leitschaufelmischers in das Partikelbett eintauchen kommt es zu Prall zwischen Leitschaufel und Partikeln. Bei der Planetenkugelmühle und der Schwingmühle werden sehr hohe Beschleunigungsenergien freigesetzt bei denen es zu Prall kommen kann.

Aus der Bewertung geht hervor, dass Variante 2, die Ringscherzelle sowohl für alle Kriterien einzeln als auch in der Summe die höchste Punktzahl erreicht.

Daher wird das Konzept der Ringscherzelle für den Teststand zur Bestimmung von Partikelabrieb gewählt, welches im kommenden Kapitel 4, Auslegung, detailliert beschrieben wird.

4 Auslegung

Im folgenden Kapitel werden der Aufbau des geplanten Teststands mit beheizter Ringscherzelle und die Auslegungsberechnungen zur Dimensionierung der wichtigsten Komponenten beschrieben.

4.1 Aufbau

Die Beschreibung des prinzipiellen Aufbaus und der Funktionsweise des Teststandes mit beheizter Ringscherzelle erfolgt anhand der Skizze in Bild 4-1.

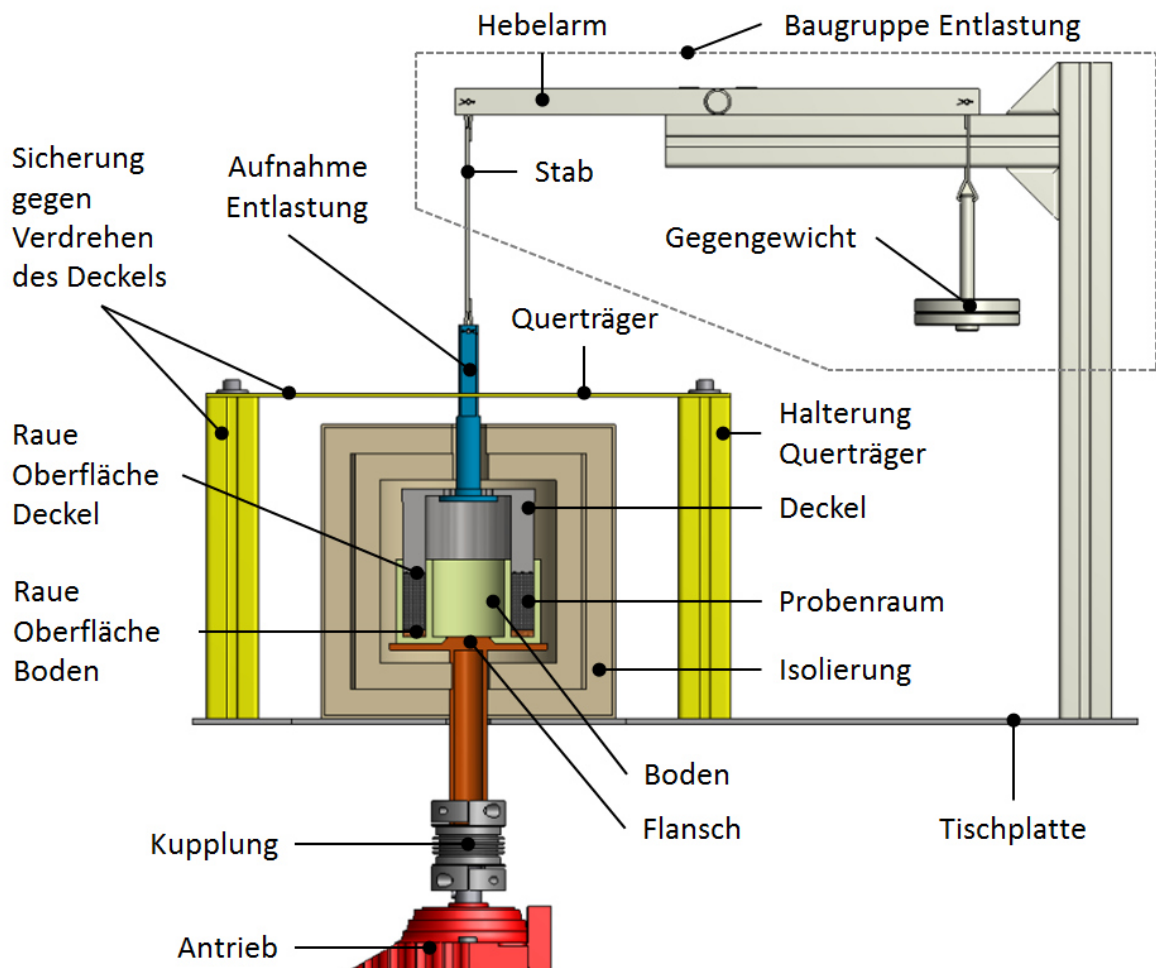


Bild 4-1 Prinzipieller Aufbau des Ringschergerätes

Der gesamte Aufbau befindet sich auf einem Labortisch. An diesem sind folgende Komponenten befestigt und untergebracht: Der Motor, die eigentliche Ringscherzelle (bestehend aus Deckel, Probenraum und Boden) und die Entlastung. Nicht dargestellt sind Steuerung und Messtechnik.

Das Partikelmaterial wird in der ringförmigen Nut des Bodens, im folgenden Probenraum genannt, aufgenommen. Der Boden wird auf einen Flansch aufgesetzt, durch Stifte fixiert und rotiert gemeinsam mit dem Flansch. Die Zentrierung erfolgt z.B. über ein Fasenpaar von Boden und Flansch. Der Boden ist abnehmbar konzipiert, damit eine einfache Entnahme der Probe möglich ist. Die Fläche in der ringförmigen Nut muss rau sein, damit eine ausreichende Scherung der Partikelprobe gewährleistet ist. Diese raue Oberfläche wird z.B. mit einem Lochblech realisiert. Die Übertragung des Antriebsmomentes erfolgt beispielsweise über die Kupplung und den Flansch. Als Antrieb kommt ein Stirnradgetriebemotor mit einstellbarer Drehzahl zum Einsatz.

Der Deckel liegt auf dem mit Partikeln befüllten Probenraum coaxial zum Boden auf und wird durch einen Querträger gegen Verdrehen gesichert. Er soll ebenfalls mit einer rauen Oberfläche versehen sein. An dem Deckel ist eine Aufnahme für die Entlastung befestigt, die der Reduktion der Last des Deckelgewichtes dient, um die Ringscherzelle mit geringen Belastungen betreiben zu können. Da diese fest am Deckel fixiert wird ist, ist sie ebenfalls gegen Verdrehen gesichert. Die Entlastung ergibt eine Baugruppe. Sie kann beispielsweise als Hebelarm mit Gegengewichten ausgeführt werden, siehe Bild 4-1, oder als Kombination aus einem Seil, zwei an einer Aufnahme befestigten Umlenkrollen und einem von verschiedenen Gegengewichten.

Da die Partikel im Probenraum bis zu 850°C erhitzt werden, werden der Deckel und der Boden gegen Wärmeverluste an die Umgebung isoliert.

4.2 Dimensionierung von Boden und Probenraum

Über die Bodengeometrie können die Höhe des Probenraumes, die Probenmasse und der prozentuale Unterschied der Umfangsgeschwindigkeit anhand des Durchmesser-Verhältnisses definiert werden.

4.2.1 Höhe Probenraum

Die ringförmige Nut des Bodens bildet den Probenraum. Aus der Wandhöhe der ringförmigen Nut ergibt sich die maximale Schütthöhe der Partikel. Werden Schüttungen

aus mehreren Partikelschichten auf Scherung beansprucht, bildet sich eine schmale Störzone, siehe Bild 4-2, in der es zu einer höheren Beanspruchung und zu einer höheren Verschiebung als in den darüber oder darunter liegenden Bereichen kommt. Diese ist üblicherweise etwa 10 Partikelschichten breit [22].

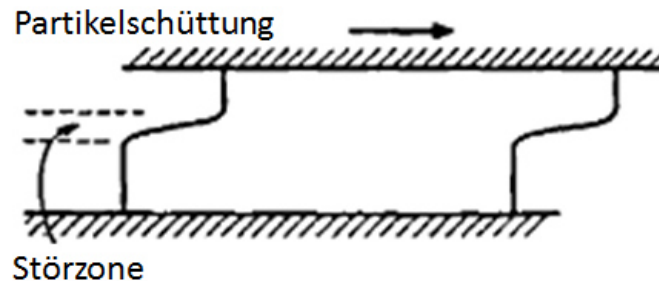


Bild 4-2 Störzone einer auf Scherung beanspruchten Partikelschüttung nach [22]

Um diese Störzone und die darüber- bzw. darunter liegenden Bereiche abbilden zu können, wird die Wandhöhe der ringförmigen Nut für 30 Partikelschichten mit Partikeldurchmessern von 1,3 mm ausgelegt und erreicht damit eine Höhe von 39mm. Für Messungen bei kleineren Partikeln oder weniger Schichthöhen werden z.B. verschiedene Abstandsringe angefertigt und in die ringförmige Nut eingesetzt.

4.2.2 Durchmesser Verhältnis

Aus der Drehzahl des Bodens n_B ergeben sich verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten für die Partikelprobe. Diese Umfangsgeschwindigkeiten können allgemein wie folgt berechnet werden:

$$v = \frac{s_t}{t} = \frac{\pi \cdot d}{t} = n_B \cdot \pi \cdot d_B \quad (4.1)$$

Die Strecke s_t ergibt sich aus dem Umfang und die Zeit t_U für eine Umdrehung entspricht dem Kehrwert der Drehzahl n_B .

Aus der Breite der Ringnut ergeben sich unterschiedliche Umfangsgeschwindigkeiten am Innendurchmesser d_i und am Außendurchmesser d_a . Daraus resultiert eine Geschwindigkeitsabweichung von Innen- zu Außendurchmesser Δv , die nur von dem Durchmesser Verhältnis d_i/d_a abhängt. Über diesen Zusammenhang kann ein vom Durchmesser Verhältnis abhängiger prozentualer Unterschied der Umfangsgeschwindigkeit ermittelt werden, siehe Bild 4-3.

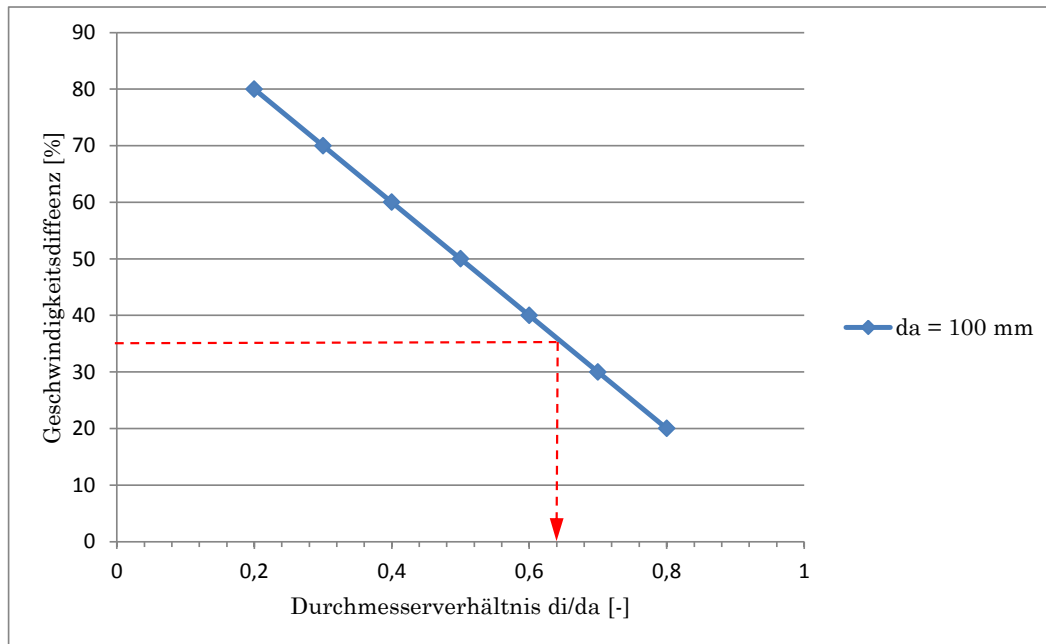


Bild 4-3 Geschwindigkeitsdifferenz über Verhältnis aus Innen- und Außendurchmesser

Um die Unterschiede der Umfangsgeschwindigkeit bei der Ringscherzelle gering zu halten soll der prozentuale Unterschied 40 % nicht überschreiten. Als prozentualer Unterschied der Umfangsgeschwindigkeit werden 35 % gewählt. Daraus ergibt sich ein Durchmesser Verhältnis von $d_i = 0,65 \cdot d_a$.

4.2.3 Probenmasse

Mit Hilfe der Ringfläche A_R , der Wandhöhe H_{Wa} und der Schüttdichte ρ_s kann die Masse der Partikelprobe m_{Pr} nach Gleichung (4.2) berechnet werden.

$$m_{Pr} = \rho_s \cdot V = \rho_s \cdot A_R \cdot H \quad \text{mit} \quad A_R = (r_a^2 - r_i^2) \cdot \pi \quad (4.2)$$

Die Masse der Partikelprobe soll 0,4 kg nicht übersteigen, um eine vorhandene Waage mit einem Messbereich von 0,4 kg bei einer Messgenauigkeit von 10 mg verwenden zu können.

Der Außendurchmesser wird in Anlehnung an eine Geometrie aus der Norm, ASTM Standard D6773 [15] für die Arbeit mit Ringschergeräten, mit $d_a = 100$ mm gewählt. Für eine prozentuale Differenz der Umfangsgeschwindigkeit von 35 % ergibt sich für $d_i = 0,65 \cdot d_a$ ein Innendurchmesser d_i von 65 mm. Aus Gleichung (4.2) kann somit bei einer Schüttdichte $\rho_s = 2100 \text{ kg/m}^3$ die Masse der Partikelprobe m_{Pr} von 0,372 kg bestimmt werden.

4.3 Dimensionierung Antrieb

Das benötigte Antriebsmoment des Motors setzt sich aus einem dynamischen Anteil zur Beschleunigung der Gesamtmasse von Boden, Flansch sowie Partikelprobe und aus einem statischen Anteil zur Überwindung der resultierenden Reibkraft, die von dem Deckel auf die Partikelprobe ausgeübt wird, zusammen und kann nach Gleichung (4.3) berechnet werden.

$$\sum M = 0: M_{dyn} = -M_{stat} + M_{Mot} \quad (4.3)$$

In der folgenden Skizze, Bild 4-4, wird die Situation für die Auslegungsberechnung dargestellt.

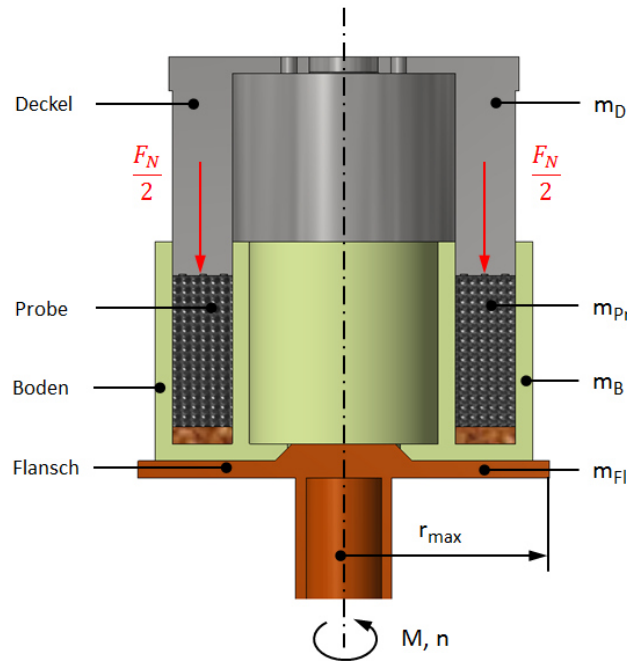


Bild 4-4 Skizze für die Auslegungsberechnung des Antriebs

Das dynamische Moment M_{dyn} wird aus dem Trägheitsmoment und der Winkelbeschleunigung gebildet, das statische Moment M_{stat} aus der Reibkraft F_{Re} und dem maximalen Radius r_{max} . Daraus folgt Gleichung (4.4).

$$\sum M = 0: J \cdot \dot{\omega} = -F_{Re} \cdot r_{max} + M_{Mot} \quad (4.4)$$

Das Trägheitsmoment J wird wie in Gleichung (4.5) berechnet. Die Gesamtmasse ergibt sich dabei aus der Summe der Einzelmassen des Bodens m_B , des Flansches m_{Fl} und der Partikelprobe m_{Pr} .

$$J = \frac{1}{2} \cdot m_{ges} \cdot r_{max}^2 \quad (4.5)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (4.5) in Gleichung (4.4) und Umstellung kann das Antriebsmoment des Motors M_{Mot} mit Gleichung (4.6) berechnet werden.

$$M_{Mot} = \frac{1}{2} \cdot m_{ges} \cdot r_{max}^2 \cdot \dot{\omega} + F_{Re} \cdot r_{max} \quad (4.6)$$

Mit einem Sicherheitsfaktor S kann aus dem Ergebnis der Gleichung (4.6) das benötigte Antriebsmoment des Motors $M_{Mot,ben}$ ermittelt werden.

$$M_{Mot,ben} = M_{Mot} \cdot S \quad (4.7)$$

Die Reibkraft F_{Re} ergibt aus der Masse des Deckels m_D , der Erdbeschleunigung g , der daraus resultierenden Normalkraft F_N und dem Reibkoeffizient μ nach Gleichung (4.8).

$$F_{Re} = F_N \cdot \mu = m_D \cdot g \cdot \mu \quad (4.8)$$

Für die Berechnung der Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}$ gilt Gleichung (4.9).

$$\dot{\omega} = \frac{a}{r} = \frac{\omega}{\Delta t_{Besch}} \quad \text{mit } \omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{Mot} \quad (4.9)$$

Die Dauer der Beschleunigung auf die Drehzahl n_{Mot} wird mit Δt_{Besch} ausgedrückt.

Aus dem benötigten Antriebsmoment $M_{Mot,ben}$ und der Drehzahl des Motors n_{Mot} kann die benötigte Antriebsleistung des Motors $P_{Mot,ben}$ mit Gleichung (4.10) bestimmt werden.

$$P_{Mot,ben} = \frac{M_{Mot,ben} \cdot n_{Mot}}{9550} \quad [kW] \quad \text{mit } n_{Mot} [min^{-1}] \quad (4.10)$$

Der Antrieb soll für einen Drehzahlbereich von 5 bis 40 min^{-1} ausgelegt werden und in diesem Drehzahlbereich stufenlos einstellbar sein. Bei diesen Drehzahlen des Motors von 5 bis 40 min^{-1} und dem mittleren Umfang U_m liegt die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v_m nach Gleichung (4.1) im Bereich von 0,022 bis 0,173 m/s. Diese Geschwindigkeiten bilden die Bedingungen in den Prototypen für etwa zwei bis zwanzig Partikelschichten ab, siehe Bild 2-3.

Für die konservative Auslegungsberechnung gelten folgenden Bedingungen:

- Maximale Motordrehzahl $n_{Mot} = 40 \text{ min}^{-1}$
- Masse des Deckels $m_D = 4 \text{ kg}$
- Masse des Bodens $m_B = 5 \text{ kg}$

- Masse des Flansches $m_{Fl} = 5 \text{ kg}$
- Masse der Partikelprobe $m_{Pr} = 0,4 \text{ kg}$
- Reibkoeffizient $\mu = 0,9$. Maximalwert für eine Gleitpaarung Kugel/Scheibe mit Aluminiumoxid und Stahl [24].
- Radius $r_{max} = 150 \text{ mm}$
- Dauer zum Erreichen der Drehzahl $\Delta t = 60 \text{ s}$
- Sicherheitsfaktor $S = 2$

In den angegebenen Massen für den Deckel und den Boden m_D und m_B sind grob abgeschätzte Massen für die jeweiligen Isolierungen mit enthalten.

Aus den Gleichungen (4.3) bis (4.10) ergeben sich folgende Werte:

- Die Gesamtmasse m_{ges} für Boden, Flansch und Partikelprobe beträgt ca. 10,4 kg.
- Die vom Deckel ausgeübte Normalkraft F_N beträgt 39 N.
- Die daraus resultierende Reibkraft F_{Re} beträgt 35 N.
- Die Winkelgeschwindigkeit ω beträgt $4,2 \text{ s}^{-1}$.
- Die Winkelbeschleunigung $\dot{\omega}$ beträgt $0,07 \text{ s}^{-2}$.
- Das benötigte Antriebsmoment $M_{Mot,ben}$ beträgt 10,5 Nm.
- Und die benötigte Antriebsleistung $P_{Mot,ben}$ beträgt 0,044 kW.

Für diese Parameter kann z.B. eine Kombination eines Stirnradgetriebemotors und eines passenden Frequenzumrichters zur Drehzahlregelung für den Prüfstand verwendet werden, die beim DLR zur Verfügung steht. Dabei handelt es sich um folgende Komponenten der Firma SEW Eurodrive:

- Stirnradgetriebemotor Typ RX57 DRE100LC4BE5/TF
- Frequenzumrichter Typ: MC07B0030-5A3-4-00/FSC12B/DFP21B

Der Motor liefert ein Antriebsdrehmoment von 47 Nm bei einer Motorleistung von 3 kW und bei einem Drehzahlbereich von 0 bis 614 min⁻¹. Nach Angabe des Herstellers kann dieser Motor eine Axialkraft von 1080 N aufnehmen.

4.4 Auswahl der Heizmethode

Da der Partikelabrieb in Abhängigkeit von der Temperatur mit dem Prüfstand überprüft werden soll, muss eine Möglichkeit zum Aufheizen der Partikel gefunden werden. Aus der Anforderungsliste geht die Wunschanforderungen hervor, dass innerhalb einer

Aufheizzeit von etwa einer Stunde eine minimale Partikeltemperatur von 850 °C erreicht werden soll.

In den folgenden Kapiteln erfolgt die Beschreibung der FEM-Analysen für die gewählten Heizmethoden Heißluft, Heizschnur, Heizpatrone und Flachheizer, die bezüglich der Aufheizzeit verglichen werden. Es werden jeweils die Geometrie, die Randbedingungen und die Ergebnisse beschrieben. Die Netzstudie wird nur exemplarisch für die Heizmethode erläutert.

Danach findet anhand der Ergebnisse der FEM-Analysen die Bewertung der Heizmethoden statt, aus denen im Anschluss eine Heizmethode empfohlen wird.

4.4.1 Vorgehensweise

Um eine erste Abschätzung der erreichbaren Partikeltemperatur und der Aufheizzeit vornehmen zu können wird für jede der Heizmethoden eine Analyse durch Verwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführt. Dafür wird die Software ANSYS verwendet. Für die Betrachtung der Partikeltemperatur und der benötigten Aufheizzeit wird die thermisch-transiente Analyse eingesetzt.

Die CAD-Geometrien (CAD computer-aided design) für die FEM-Analysen werden mit der Software Autodesk Inventor erzeugt und in ANSYS importiert. Die Geometrie berücksichtigt Deckel, Boden und Partikelprobe, sowie die Deckel- und Bodenisolierung. Das Aufheizen erfolgt über den Deckel. Dieser wird erwärmt und heizt durch Wärmekontakt die Partikelprobe und über diese den Boden auf.

Um die Rechenzeiten bei den FEM-Analysen zu verkürzen werden vorhandene Symmetrien genutzt und die FEM-Analysen werden jeweils für einen Ausschnitt der Baugruppen durchgeführt, da dann weniger Elemente und Knoten benötigt werden.

Als Werkstoff wird bei der FEM-Analyse für den Boden und den Deckel Inconel 625 verwendet. Dabei handelt es sich um eine Nickel-Legierung mit der Bezeichnung NiCr22Mo9Nb und der Werkstoffnummer 2.4856. Dieser Werkstoff zeichnet sich durch eine gute Verschleißfestigkeit und Korrosionsbeständigkeit aus und ist für den Hochtemperatur-Bereich geeignet [23].

Für die Isolierung von Deckel und Boden werden die Werkstoffkennwerte für mikroporöse Dämmplatten der Firma Promat verwendet. Die Werkstoffbezeichnung lautet PROMALIGHT® 1000R [24].

Für die Bauxit-Partikel werden für die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit die Werkstoffkennwerte aus internen nicht veröffentlichten Messungen genutzt. Die Dichte der Bauxit-Partikel wird dem Hersteller-Datenblatt eines Lieferanten entnommen [25].

Eine Auflistung der Werkstoffkennwerte für die verwendeten Materialien bei den FEM-Analysen befindet sich im Anhang.

Alle FEM-Analysen werden mit der Randbedingung für eine Umgebungstemperatur von 22 °C durchgeführt. Außerdem werden die Außenwände als adiabatisch betrachtet. Es findet also kein Wärmeverlust an die Umgebung statt.

4.4.2 Heißluft

Um die Nutzung bestehender Infrastruktur aus Verdichter und Luftstromerhitzer zu prüfen wird eine FEM-Analyse für das Aufheizen mit Heißluft durchgeführt. Mit der bestehenden Infrastruktur ist eine Temperatur von 1100 °C bei einem Massenstrom von 0,033 kg/s möglich.

Geometrie

Der Deckel wird dafür mit einem breiten, nicht vollständig umlaufenden Ringkanal mit rechteckigem Querschnitt versehen, siehe Bild 4-5.

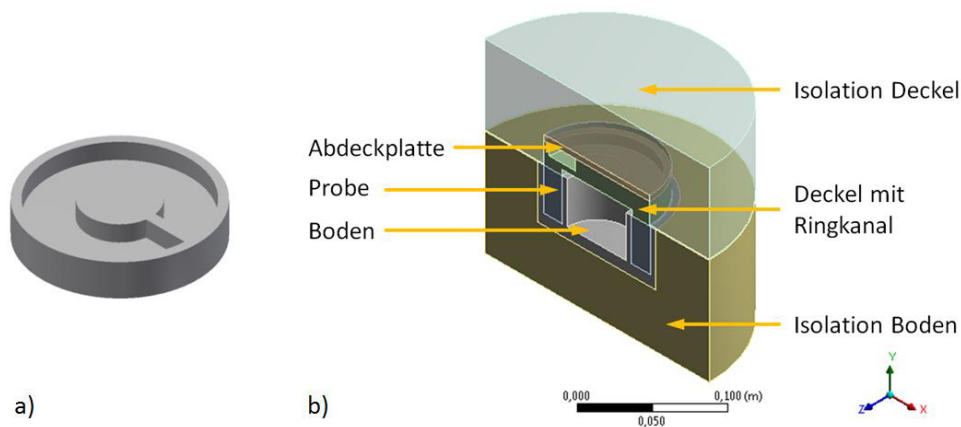


Bild 4-5 a) Schema des Deckels für das Beheizen mit Heißluft, b) Geometrie der Baugruppe und Benennung der Komponenten

Der Deckel ist zweiteilig mit einer zusätzlichen Abdeckplatte, ebenfalls aus Inconel 625, ausgeführt. Auf der einen Seite findet der Lufteintritt und auf der anderen

Seite der Luftaustritt statt. Der Steg, sowie die Anschlussbohrungen für den Lufteintritt und Luftaustritt werden für die in der FEM-Analyse verwendete Geometrie nicht berücksichtigt.

Der Ringkanal des Deckels hat eine Kanalhöhe von 10 mm und eine Kanalbreite von 24,5 mm bei einem mittleren Kanaldurchmesser von 64,5 mm. Die Wandstärke der Isolation beträgt in allen Richtungen mindestens 50 mm und wird auch für die weiteren Heizmethoden verwendet.

Für die FEM-Analyse wird nur ein 15°-Ausschnitt der Baugruppe simuliert.

Analytische Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten.

Es folgt die analytische Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α der als Randbedingung bei der FEM-Analyse verwendet wird.

Dafür wird zunächst der benötigte Massenstrom ermittelt. Die Berechnung zur Abschätzung des Massenstromes geht von folgendem Modell aus. Die Lufteintrittstemperatur in den Ringkanal des Deckels beträgt 1000 °C und die Luftaustrittstemperatur beträgt 900 °C. Dabei erwärmen sich Deckel, Boden und Partikelprobe von 20 °C auf 900 °C. Die Temperaturdifferenz der Luft ΔT_L beträgt also 100 °C und die der Scherzelle ΔT_{sz} beträgt 880 °C.

Über den Massenstrom kann unter Berücksichtigung der Kanalgeometrie die Reynolds-Zahl ermittelt werden. Mit dieser kann anschließend über eine Nußelt-Korrelation der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. Außerdem kann mit Hilfe der Reynolds-Zahl der Druckverlust im Ringkanal ermittelt werden, wenn Widerstandsbeiwert, Kanalgeometrie und Strömungsgeschwindigkeit bekannt sind.

Es wird nur der Druckverlust im Ringkanal abgeschätzt. Reduzierung und Aufweitung im Anschlussbereich wird bei dem bestimmten Druckverlust nicht berücksichtigt.

Für die folgenden Berechnungen werden die Werte aus Tabelle 4-1 verwendet. Für die Bauteile aus Inconel 625 wird mit einer festen spezifischen Wärmekapazität von $c_{p,Inc\ 625} = 565\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ bei einer Temperatur von 649 °C gerechnet [23]. Für die Isolierung beträgt die spezifische Wärmekapazität $c_{p,Iso} = 1040\text{ J/kg}\cdot\text{K}$ und gilt für eine Temperatur von 600 °C [24]. Die Massen der Partikelprobe, des Bodens, der Isolation und des Deckels mit Abdeckplatte werden den Geometriedaten des CAD-Modelles entnommen.

Tabelle 4-1 Werte für die analytische Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α für die FEM-Analyse

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit	Quelle
Masse Partikelprobe	m_{Pr}	0,4	kg	
Masse Boden (Inconel 625)	m_B	1,7	kg	
Masse Deckel (Inconel 625)	m_D	1,1	kg	
Masse Isolation	m_{Iso}	0,9	kg	
spez. Wärmekapazität Inconel 625	$c_{p,Inc\ 625}$	565	J/kg · K	[23] (649 °C)
spez. Wärmekapazität Partikel (Bauxit)	$c_{p,Part}$	1000	J/kg · K	
spez. Wärmekapazität Promalight 1000R	$c_{p,Iso}$	1040	J/kg · K	[24] (600 °C)
spez. Wärmekapazität Luft (1000 °C)	$c_{p,L}$	1185	J/kg · K	[26]
Dichte Luft (1000 °C)	ρ_L	0,2735	kg/m ³	[26]
dyn. Viskosität Luft (1000 °C)	ν_L	50,63	10 ⁻⁶ Pa s	[26]
Temperaturdifferenz Scherzelle	ΔT_{SZ}	880	K	
Temperaturdifferenz Luft	ΔT_L	100	K	
Aufheizzeit	Δt_{Pr}	3600	s	
Prandtl-Zahl Luft (1000 °C)	Pr	0,7396	[-]	[26]
spez. Wärmeleitfähigkeit Luft (1000 °C)	λ_L	0,0811	W/m · K	[26]

Zunächst wird die benötigte Wärmemenge Q zum Aufheizen der Scherzelle mit Gleichung (4.11) rechnerisch abgeschätzt.

$$Q = (m_{Pr} \cdot c_{p,Part} + m_B \cdot c_{p,Inc\ 625} + m_D \cdot c_{p,Inc\ 635} + m_{Iso} \cdot c_{p,Iso}) \cdot \Delta T_{SZ} \quad (4.11)$$

Daraus ergibt sich mit der Aufheizdauer Δt_{Pr} der benötigte Wärmestrom \dot{Q} .

$$\dot{Q} = \frac{Q}{\Delta t_{Pr}} \quad (4.12)$$

Mit diesem Wärmestrom, der Dichte ρ_L und der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,L}$ von Luft bei 1000 °C kann der benötigte Massenstrom \dot{m} ermittelt werden.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c_{p,L} \cdot \Delta T_L} \quad (4.13)$$

Nach den Gleichungen (4.11) bis (4.13) und mit den Werten aus Tabelle 4-1 ergeben sich damit für eine Aufheizdauer Δt_{Pr} von einer Stunde eine benötigte Wärmemenge von etwa 2,56 MJ, ein benötigter Wärmestrom von 713,3 W und ein Massenstrom der Luft von etwa 0,006 kg/s. Der Massenstrom liegt damit deutlich unter dem möglichen Massenstrom von 0,033 kg/s der bestehenden Infrastruktur aus Verdichter und Luftstromerhitzer, der bei einer Temperatur von 1100 °C erreicht werden kann. Damit ist unter dem Aspekt des Massenstromes eine Verwendung möglich.

Über die Kanalgeometrie kann die Reynolds-Zahl Re für den benötigten Massenstrom und somit der entstehende Druckverlust Δp bestimmt werden. Außerdem kann über eine Nußelt-Korrelation der Wärmeübergangskoeffizient α ermittelt werden.

Die Reynolds-Zahl ergibt sich allgemein aus der Dichte des Mediums ρ , der Strömungsgeschwindigkeit u , dem hydraulischen Durchmesser d_{hydr} und der dynamischen Viskosität ν_L . Damit ergibt sich für den Anwendungsfall Gleichung (4.14) zur Berechnung der Reynold-Zahl [26].

$$Re = \frac{\rho_L \cdot u \cdot d_{hydr}}{\nu_L} \quad (4.14)$$

Der hydraulische Durchmesser kann mit Hilfe der Kanalfläche A_K und des Kanalumfangs U_K nach Gleichung (4.15) berechnet werden [26].

$$d_{hydr} = 4 \cdot \frac{A_K}{U_K} = \frac{a \cdot b}{(2 \cdot a + 2 \cdot b)} \quad (4.15)$$

Dabei gibt a die Kanalbreite und b die Kanalhöhe an. Die Strömungsgeschwindigkeit kann nach Gleichung (4.16) mit Hilfe des Massenstromes, der Dichte der Luft ρ_L bei 1000 °C und der Kanalfläche ermittelt werden.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho_L \cdot A_K} \quad (4.16)$$

Für die Werte aus Tabelle 4-1 und mit den Gleichungen (4.14) bis (4.16) ergibt sich bei einer Kanalbreite von $a = 24,5$ mm, einer Kanalhöhe von $b = 10$ mm und dem berechneten Massenstrom aus Gleichung (4.13) eine Reynolds-Zahl von etwa $Re = 6892$. Die Strömungsgeschwindigkeit beträgt $u = 89,8$ m/s und der hydraulische Durchmesser beträgt $d_{hydr} = 0,0142$ m.

Die Reynolds-Zahl liegt mit $Re = 6892 \geq Re_{krit} = 2320$ über der kritischen Reynolds-Zahl für Rohrströmungen. Oberhalb der kritischen Reynolds-Zahl kann mit turbulenter Strömung gerechnet werden.

Allerdings liegt bei $Re = 2320$ bis $Re = 8000$ ein Übergangsbereich vor. Dabei steigt die Wahrscheinlichkeit für laminare oder turbulente Strömung umso mehr je mehr sich die Reynolds-Zahl dem Wert 2320 oder 8000 annähert [26]. Für die Bestimmung des Druckverlustes im Ringkanal und die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten wird mit turbulenter Strömung gerechnet, da kein Rohr sondern der Ringkanal mit durchströmt wird.

Zunächst wird der Widerstandsbeiwert ξ für turbulente Strömungen nach Blasius ermittelt [26].

$$\xi = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.17)$$

Danach wird die Kanallänge l_K berechnet, siehe Gleichung (4.18). Diese ergibt sich aus dem Umfang des mittleren Durchmessers des Ringkanales $d_{m,K}$, welcher aus dem Außendurchmesser $d_{a,K}$ und dem Innendurchmesser $d_{i,K}$ bestimmt werden kann.

$$l_K = \pi \cdot d_{m,K} = \pi \cdot \left(\frac{d_{a,K} - d_{i,K}}{2} \right) \quad (4.18)$$

Mit dem Widerstandsbeiwert, der Kanallänge, der Dichte des Strömungsmediums und der Strömungsgeschwindigkeit kann der Druckverlust Δp im Ringkanal ermittelt werden. Für die Abschätzung wird Gleichung (4.19) zur Bestimmung des Druckverlustes bei Rohrströmung mit Kreisquerschnitt herangezogen [26]. Durch den ermittelten hydraulischen Durchmesser der Kanalgeometrie wird die Abweichung der Geometrie des Ringkanales von einem Rohr berücksichtigt.

$$\Delta p = \xi \cdot \frac{l_K}{d_{hydr}} \cdot \frac{\rho_L \cdot u^2}{2} \quad (4.19)$$

Mit den Gleichungen (4.15) bis (4.19) und den Werten aus Tabelle 4-1 ergibt sich ein Widerstandsbeiwert von $\xi = 0,0347$, eine Kanallänge von $l_K = 0,2026$ m und ein Druckverlust von $\Delta p = 5,5$ mbar. Bei einem maximal zulässigen Druckverlust von 500 mbar kann der Druckverlust im Ringkanal unkritisch angesehen werden.

Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α wird zunächst die Nußelt-Zahl Nu ermittelt. Dafür wird Gleichung (4.20) verwendet [26].

$$Nu = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_{hydr}}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (4.20)$$

Diese Gleichung gilt für Überschlagsrechnungen und im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung. Sie hat einen Gültigkeitsbereich für $2300 < Re < 10^4$ und $0,5 < Pr < 1,5$, wobei Pr die Prandtl-Zahl beschreibt [26].

Für die berechneten Werte aus Gleichung (4.14), (4.15) und (4.18) ergibt sich mit der Prandtl-Zahl aus Tabelle 4-1 ($Pr = 0,7396$) eine Nußelt-Zahl von 24. Für die Nußelt-Zahl gilt weiterhin folgender Zusammenhang aus Gleichung (4.21) [26].

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_{hydr}}{\lambda} \quad (4.21)$$

Stellt man Gleichung (4.21) um erhält man mit der spezifischen Wärmeleitfähigkeit λ_L den Wärmeübergangskoeffizienten α .

Mit den Werten aus Tabelle 4-1 und den Gleichungen (4.20) und (4.21) ergibt sich nach Gleichung (4.21) ein Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 137 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Randbedingungen

Auf den vier Kanalfächern, siehe Bild 4-6, wirkt eine konvektive Randbedingung bei einer festen Temperatur von 950°C und einem Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha = 137 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Die Randbedingung einer Temperatur von 950°C gilt für den Mittelwert von Luft Eintritts- und Luftaustrittstemperatur aus dem Modell für die analytische Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten.

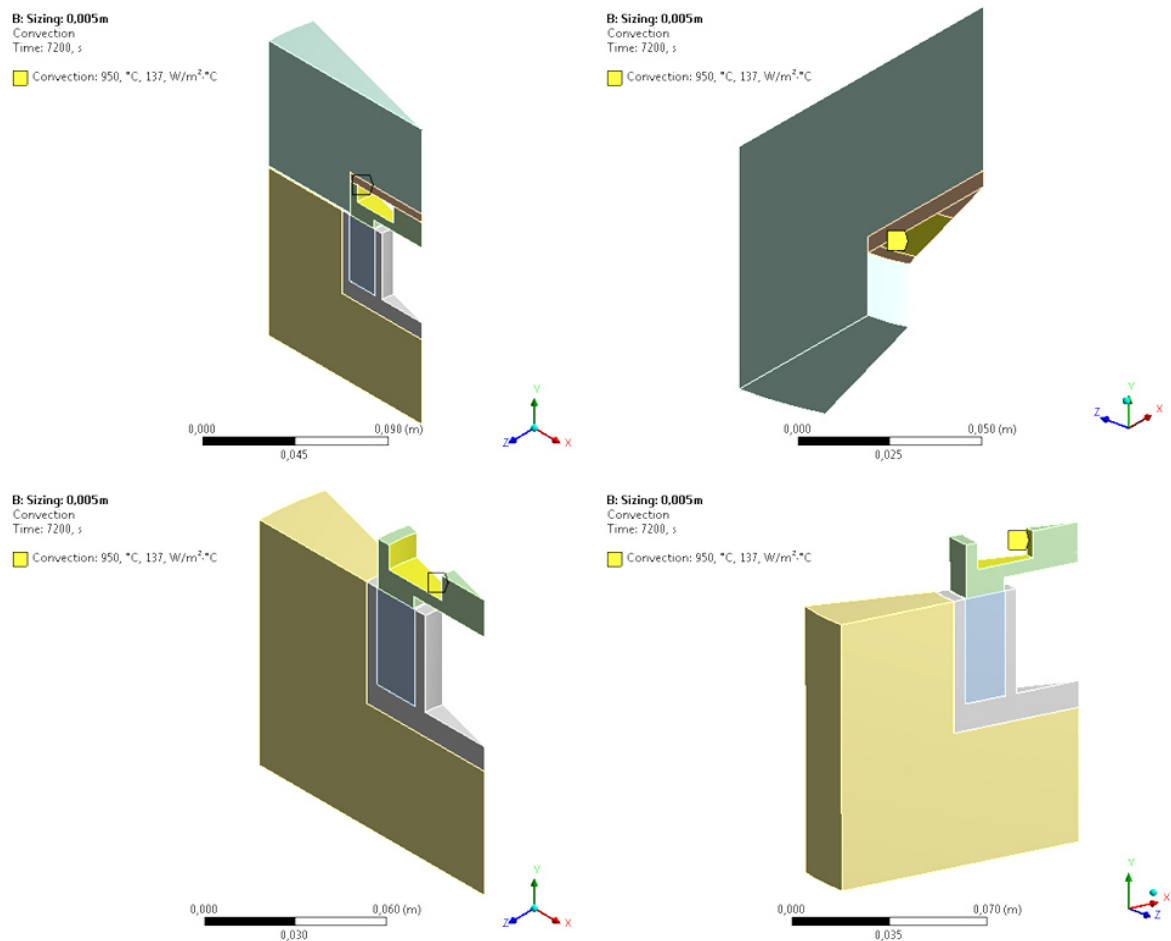


Bild 4-6 Konvektion auf vier Flächen des Ringkanales

Netzstudie

Zunächst wird die FEM-Analyse für ein Netz mit Elementgröße 5 mm durchgeführt. Es werden danach die folgenden Größen ausgewertet:

- Minimale globale Temperatur $T_{min,Gl}$. Sie gibt die kleinste Temperatur an, die über den gesamten zeitlichen Verlauf der FEM-Analyse an der Baugruppe auftritt.
- Minimale und maximale Temperatur der Baugruppe $T_{min,BG}$ und $T_{max,BG}$
- Minimale und maximale Temperatur der Partikelprobe $T_{min,Pr}$ und $T_{max,Pr}$
- Benötigte Aufheizzeit Δt_{Pr} um die minimale Temperatur der Probe von 850 °C zu erreichen.

Im Anschluss wird das Netz so lange verfeinert bis bei den ausgewerteten Größen nur noch Änderungen von maximal 1 °C bzw. einer Minute stattfinden. Ist dies erreicht werden die Zeitschritte bei der FEM-Analyse verkleinert, um zu prüfen, ob ein Ergebnis durch einen zu großen Zeitschritt übersprungen wird. Außerdem wird dadurch geprüft ob numerische Rechnung der FEM-Analyse stimmt.

Die Netzstudie wird anhand der folgenden vier Fälle durchgeführt:

- Fall 1: Elementgröße 5 mm; Zeitschritt 100 s
- Fall 2: Elementgröße 3 mm; Zeitschritt 100 s
- Fall 3: Elementgröße 2 mm; Zeitschritt 100 s
- Fall 4: Elementgröße 2 mm; Zeitschritt 30 s

Die Ergebnisse der benannten Auswertegrößen werden in der folgenden Tabelle 4-2 zusammengefasst.

Tabelle 4-2 Ergebnisse der Auswertegrößen der Netzstudie für die Fälle 1 bis 4

Fall	Anzahl Elemente	$T_{min,Gl}$	$T_{min,BG}$	$T_{max,BG}$	$T_{min,Pr}$	$T_{max,Pr}$	Δt_{Pr}
	[-]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
1	17350	-7	30	913	850	900	1:48
2	77800	19,5	33	916	851	901	1:56
3	133905	21,1	33	916	850	901	1:57
4	133905	21,1	32	916	850	901	1:56

Bei Fall 1 liegt die minimale globale Temperatur bei $T_{min,Gl} = -7$ °C. Dies ist physikalisch nicht möglich, da die Baugruppe eine der Umgebungstemperatur entsprechende Temperatur von 22 °C hat und zusätzlich beheizt wird, also Wärme aufnimmt. Die negative Temperatur ist auf ein zu grobes Netz zurückzuführen. Durch die Netzverfeinerung bei Fall 2 steigt die minimale globale Temperatur gegenüber Fall 1 auf 19,5 °C an. Beim Vergleich von Fall 1 mit Fall 2 und Fall 3 ist eine Zunahme der benötigten Aufheizzeit zu erkennen. Die Auswertegrößen $T_{min,BG}$ und $T_{max,BG}$ weichen bei Fall 1 und Fall 2 noch zu stark voneinander ab.

Daher wird das Netz bei Fall 3 weiter verfeinert. Nun finden bei den Auswertegrößen der minimalen und maximalen Temperaturen der Baugruppe und der Probe nur noch Änderungen von 1 °C statt. Auch die benötigte Aufheizzeit ändert sich nur noch um eine Minute. Die minimale globale Temperatur nähert sich weiter der erwarteten Temperatur von 22 °C an. Sie liegt bei 21,1 °C. Das Netz von Fall 3 wird als ausreichend fein betrachtet. Daher werden für den Fall 4 bei gleicher Elementgröße wie zu Fall 3 die Zeitschritte verkleinert um zu prüfen, ob die numerische Rechnung bei der FEM-Analyse richtig durchgeführt wird.

Zwischen den beiden Fällen 3 und 4 kommt es nur noch zu zwei Änderungen der Auswertegrößen: die minimale Temperatur der Baugruppe und die benötigte Aufheizzeit. Dies ist auf die Verfeinerung der Zeitschritte zurückzuführen. Das Ergebnis bei Fall 4 wird bei Fall 3 durch die größeren Zeitschritte übersprungen.

Das Netz und die Wahl der Zeitschritte sind bei Fall 4 hinreichend genau. Daher wird dieser Fall für die weitere Auswertung und zum Vergleich der verschiedenen Heizmethoden verwendet.

Auswertung der FEM-Analyse für die Heizmethode Heißluft

Um eine minimale Probentemperatur von 850 °C zu erreichen wird eine Zeit von einer Stunde und 56 Minuten benötigt. Nach dieser Zeit beträgt die minimale Probentemperatur 850 °C und die Maximale 901 °C. Daraus ergibt sich in der Partikelprobe eine Temperaturdifferenz von 51 °C, siehe Bild 4-7 a).

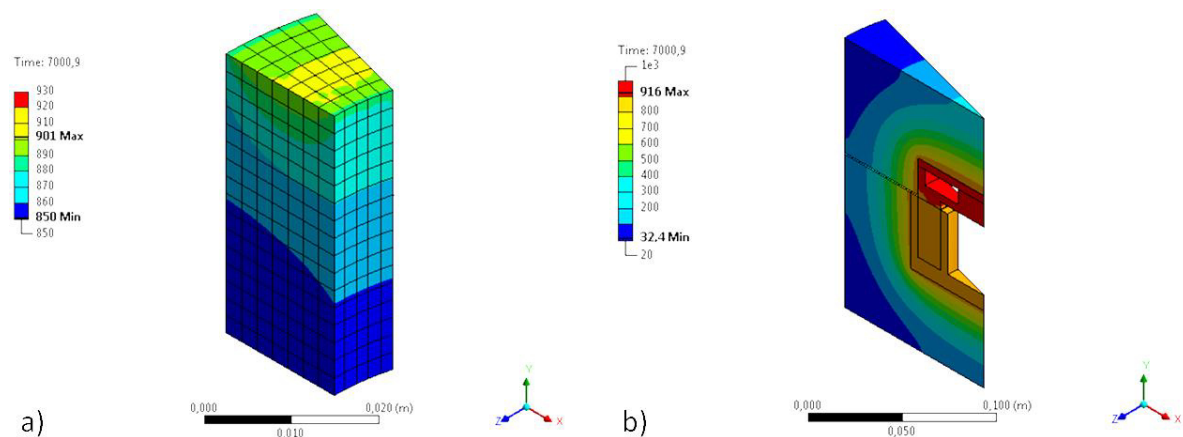


Bild 4-7 Minimale und maximale Temperatur in °C a) der Probe und b) der Baugruppe nach einer Aufheizzeit von 1 Stunde und 56 Minuten

Bei der Baugruppe Ringscherzelle beträgt die minimale Temperatur nach 1 Stunde und 56 Minuten etwa 32 °C und die maximale Temperatur der Baugruppe liegt bei 916 °C,

siehe Bild 4-7 b). Die maximale Temperatur tritt, wie erwartet, an dem beheizten Deckel auf.

Das Ergebnis der FEM-Analyse für die benötigte Aufheizzeit weicht mit einer ermittelten Aufheizzeit von 1 Stunde und 56 Minuten gegenüber der analytischen Bestimmung um 56 Minuten ab. Dies ist auf die Berechnung mit mittleren Stoffwerten und den Unterschied zwischen dem Modell zur analytischen Bestimmung zu dem FEM-Modell zurückzuführen. In dem Modell zur analytischen Bestimmung wird z.B. nicht die temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit der Bauxit-Partikel und des Deckels sowie Bodens berücksichtigt, die aber bei dem FEM- berücksichtigt wird.

4.4.3 Heizschnüre

Für die Abschätzung werden die technischen Daten der Heizschnüre des Unternehmens Hillesheim GmbH vom Typ HSQ verwendet, die bis zu einer Temperatur von 900 °C eingesetzt werden können. Diese Heizschnüre, siehe Bild 4-8, mit einem Durchmesser von etwa 4 mm werden bei 230 V Wechselspannung betrieben [27].



Bild 4-8 Quarzglasisierte Hochtemperatur-Heizschnur mit Anschlussleitungen [27]

Für die FEM-Analyse wird der Deckel mit 4 umlaufenden Ringnuten versehen, siehe Bild 4-9, in die die Heizschnur mit einer Länge von 1 m eingelegt wird. Als Randbedingung wird eine Wärmestromdichte auf die anliegenden Flächen aufgebracht.

Die Wärmestromdichte q wird über die Mantelfläche der Heizschnur $A_{M,HS}$ mit einem Heizschnurdurchmesser von $d_{HS} = 4$ mm bei einer Länge von $l_{HS} = 1$ m und einer Leistung von $P_{HS} = 170$ W nach Gleichung (4.22) berechnet.

$$q = \frac{P_{HS}}{A_{M,HS}} = \frac{P_{HS}}{\left(\frac{d_{HS}^2 \cdot \pi}{4} \cdot l_{HS} \right)} \quad (4.22)$$

Daraus ergibt sich eine Wärmestromdichte von etwa $q = 13500 \text{ W/m}^2$, die als Randbedingung für die FEM-Analyse verwendet wird und auf zwölf Flächen der vier umlaufenden Nuten einwirkt.

Das Ergebnis der FEM-Analyse gilt für eine idealisierte Annahme, dass die Heizschnur vollständig an den Flächen der Ringnuten anliegt. Da die Heizschnur jedoch drahtförmig ist wird in der Realität eher ein Linienkontakt an den drei anliegenden Flächen der Ringnuten stattfinden. Daher kann angenommen werden, dass sich die Aufheizzeit in der Realität gegenüber dem Ergebnis der FEM-Analyse verlängern wird.

Da die Baugruppe symmetrisch ist, wird bei der FEM-Analyse nur ein 15°-Ausschnitt simuliert.

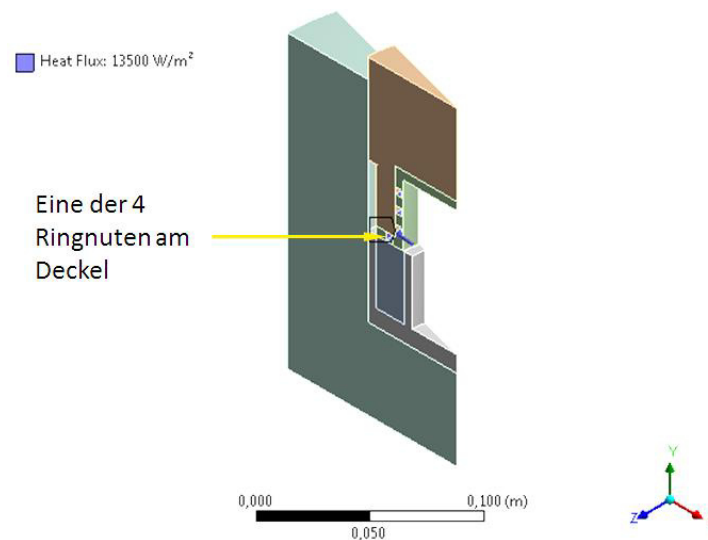


Bild 4-9 Geometrie der Baugruppe für die Heizmethode Heizschnüre mit umlaufender Nut, auf die die Wärmestromdichte aufgebracht wird

Um die minimale Temperatur der Partikelprobe von 850°C zu erreichen, ergibt die FEM-Analyse eine benötigte Aufheizzeit von etwa 3 Stunden. Die maximale Temperatur der Probe beträgt nach dieser Zeit 977°C . Diese Temperatur liegt über der vom Hersteller vorgegeben Einsatztemperatur von 900°C . Dies kommt daher, dass bei der FEM-Analyse die Wärmestromdichte konstant für die volle Leistung der Heizschnüre aufgebracht wird. Da die Heizschnüre so aber überhitzen würden, muss die Leistung geregelt werden, damit die Einsatztemperatur von 900°C nicht überschritten wird. Daher ist in der Realität mit einer Zunahme der benötigten Aufheizzeit zu rechnen.

4.4.4 Heizpatrone

Für die Simulation der Heizdauer und möglichen Probentemperatur werden die Daten von Heizpatronen, siehe Bild 4-10, der Firma Bach RC GmbH verwendet.

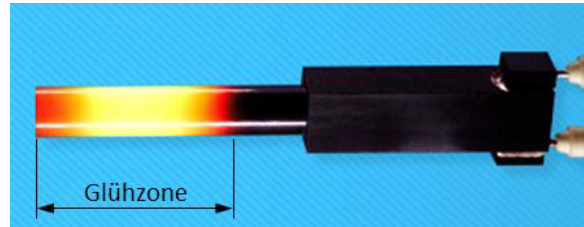


Bild 4-10 Heizpatrone mit gekennzeichneteter Glühzone nach [28]

Diese Heizpatronen sind bis zu einer Temperatur von 1000 °C einsetzbar und haben bei 950 °C eine Wärmestromdichte von etwa 150000 W/m² [29]. Sie werden mit einer Wechselspannung von 230 V betrieben und können innerhalb von einer Minute auf 1000 °C erhitzt werden [28]. Die für die FEM-Analyse verwendeten Heizelemente haben einen Durchmesser von etwa 6,3 mm und eine beheizte Zone mit einer Länge von 33 mm [28]. Der Deckel der Ringscherzelle wird mit vier Bohrungen versehen, die gleichmäßig über den Deckelumfang verteilt sind. In diese Bohrungen werden die Heizpatronen eingesetzt.

Um die Symmetrie der Baugruppe zu nutzen wird die FEM-Analyse für einen Ausschnitt von 45° durchgeführt, siehe Bild 4-11.

Bei der FEM-Analyse wird als Randbedingung keine Wärmestromdichte aufgebracht, sondern es wird auf die Innenflächen der Bohrungen, die der Aufnahme der Heizpatronen dienen, eine Temperatur vorgegeben, siehe Bild 4-11. Zunächst wird eine Temperaturrampe für die Aufheizphase der Heizpatrone nach den Angaben von Bach RC vorgegeben, die etwa eine Minute benötigt um die Heizpatrone auf 950 °C zu erhitzen [28]. Danach wird die Temperatur konstant bei 950 °C gehalten.

Für diese Randbedingungen ergibt sich eine benötigte Aufheizzeit von 1 Stunde und 34. Die maximale Probentemperatur beträgt nach dieser Zeit 933 °C. Daraus ergibt sich eine Temperaturdifferenz von 83 °C für die Partikelprobe.

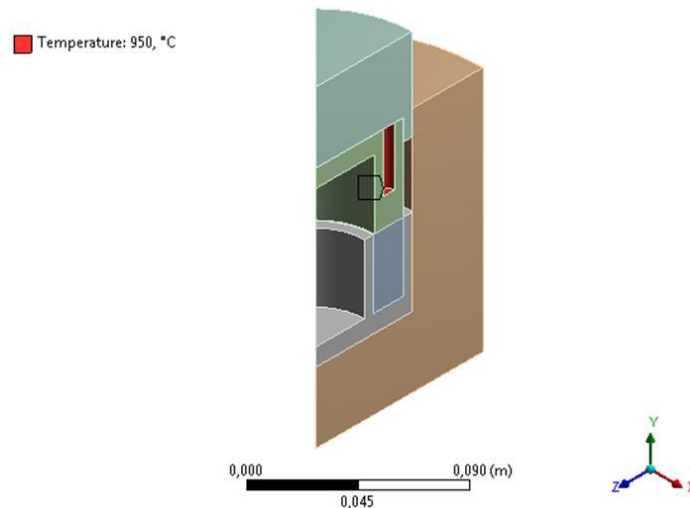


Bild 4-11 Geometrie der Baugruppe für die Heizmethode Heizpatrone und Kennzeichnung der Flächen, auf die die Temperatur aufgebracht wird

Bei dem Ergebnis aus dieser FEM-Analyse wird von einem reinen Wärmekontakt zwischen Heizpatrone und der anliegenden Fläche der Bohrung zur Aufnahme der Heizpatrone ausgegangen. In der Realität wird sich die Bohrung durch die Erwärmung des Deckels etwas weiten. Damit wird kein reiner Wärmekontakt mehr stattfinden, sondern die Wärme wird über eine sehr kleine Distanz durch Strahlung übertragen. Da die Wärmeleitfähigkeit von Inconel deutlich größer als die von Luft ist, ist in der Realität mit einer Verlängerung der Aufheizzeit zu rechnen.

4.4.5 Flachheizer

Für die FEM-Analyse werden Daten für Flachheizern vom Typ FLH-25 der Firma Bach RC verwendet, siehe Bild 4-12.



Bild 4-12 Flachheizer mit gekennzeichneteter Glühzone nach [30]

Diese Flachheizer können bis zu einer Temperatur von 900 °C eingesetzt werden. Sie werden mit einer Wechselspannung von 230 V betrieben und können innerhalb von etwa einer Minute auf 900 °C erhitzt werden [30, 31]. Nach Herstellerangabe entspricht die Aufheizdauer des gewählten Flachheizers der von Glühzündern, ebenfalls von der Firma Bach RC, für die ein Diagramm zum Aufheizverhalten vorhanden ist [31].

Die für die FEM-Analyse verwendeten Flachheizer haben eine 35 mm breite und 25 mm hohe beheizte Zone. Sie sind etwa 4 mm dick. Von diesen Flachheizern werden bei der Simulation sechs Stück gleichmäßig über den Deckelumfang verteilt. Es wird bei der FEM-Analyse von Wärmekontakt ausgegangen. Simuliert werden nur die Kontaktflächen der Glühzone der Flachheizer für einen 30°-Ausschnitt der Baugruppe, siehe Bild 4-13.

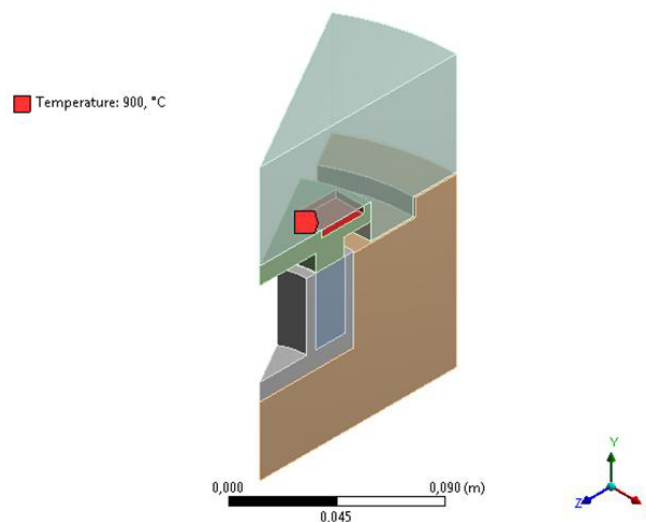


Bild 4-13 Geometrie der Baugruppe für die Heizmethode Flachheizer und Kennzeichnung der Flächen, auf die die Temperaturrendbedingung aufgebracht wird

Für die Simulation wird eine Temperaturreihe auf die beheizten Flächen des Deckels vorgegeben. Dabei erhitzen sich die Flachheizer innerhalb von einer Minute auf 900 °C und halten danach diese Temperatur.

Für die gewählten Randbedingungen ergibt sich bei der FEM-Analyse eine benötigte Aufheizdauer von 1 Stunde und 42 Minuten. Die maximale Probestemperatur beträgt nach dieser Aufheizzeit 895 °C, wodurch sich eine Temperaturdifferenz von 45 °C in der Partikelprobe ergibt.

4.4.6 Bewertung und Auswahl der Heizmethoden

Für das Aufheizen der Ringscherzelle gilt die Wunschanforderung, dass die Partikelprobe innerhalb von etwa einer Stunde auf eine minimale Temperatur von 850 °C erhitzt wird.

Die folgende tabellarische Gegenüberstellung der Ergebnisse aus den FEM-Analysen zum Vergleich der Heizmethoden zeigt, dass diese Wunschanforderung für keine der vier repräsentativen Parameter und Heizmethoden erfüllt wird, siehe Tabelle 4-3.

Tabelle 4-3 Ergebnisse der FEM-Analysen für die Heizdauer, die maximale Probentemperatur und die Temperaturdifferenz der Partikelprobe

Vergleichsgrößen	Heißluft	Heizschnur	Heizpatrone	Flachheizer
Aufheizzeit Δt_{Pr} [h] für min. Probentemperatur $T_{min,Pr} = 850$ °C	1:56	3:08	1:34	1:42
max. Probentemperatur $T_{max,Pr}$ [°C]	901	(977)	933	895
Temperaturdifferenz der Partikelprobe ΔT_{Pr} [°C]	51	(127)	83	45

Die Ziel-Forderung einer Aufheizzeit von zwei Stunden wird bei der Heizmethode Heizschnüre mit einer Aufheizzeit von über drei Stunden deutlich überschritten. Daher wird das Aufheizen mit der Heizschnur als Heizmethode ausgeschlossen. Alle FEM-Analysen der weiteren Heizmethoden erfüllen die Ziel-Forderung und ergeben ähnliche Aufheizzeiten.

Die Heizmethode Heißluft erfordert den größten konstruktiven Aufwand, da für die Anbindung an die Ringscherzelle der Querschnitt des Luftstromerhitzers verjüngt werden muss und ein zusätzlicher Anschluss für den Luftaustritt vorgesehen werden muss. Beide Anschlüsse müssen isoliert und so ausgeführt werden, dass ein einfaches Lösen und Verbinden ermöglicht wird.

Somit kommen für das Aufheizen nur die beiden Heizmethoden mit Heizpatronen und mit Flachheizern in Frage. Bei den Heizpatronen wird für das Aufheizen der Partikelprobe eine Stunde und 34 Minuten benötigt, bei den Flachheizern eine Stunde und 42 Minuten.

Ein Vorteil der Flachheizer gegenüber den Heizpatronen liegt in der Zugänglichkeit für die Thermofühler, die benötigt werden, um die Heizelemente zu regeln, damit ein Überhitzen verhindert werden kann. Diese Thermofühler müssen senkrecht auf die Glüh-

zone der Heizelemente ausgerichtet sein. Da die Heizpatronen senkrecht in der Aufnahmebohrung im Deckel stecken ist die Zugänglichkeit bei ihnen nicht so gut wie bei den Flachheizern, die horizontal auf dem Deckel aufliegen. Bei den Flachheizern können die Thermoelemente demnach durch die Isolation vergleichsweise einfach senkrecht auf die Glühzone aufgesetzt werden.

Ein weiterer Vorteil der Flachheizer ist die homogenere Temperaturverteilung in der Partikelprobe. Da sich die Ergebnisse für die Aufheizzeit und die erreichbare Temperatur der Partikelprobe bei den Flachheizern und den Heizpatronen nur geringfügig unterscheiden, die Flachheizer aber bei der Zugänglichkeit für die Thermofühler und Temperaturverteilung in der Partikelprobe besser abschneiden, werden die Flachheizer als die geeignete Heizmethode für das Aufheizen der Partikelprobe empfohlen.

5 Konstruktion

Das folgende Kapitel beinhaltet die konstruktive Gestaltung einiger Komponenten der Ringscherzelle zur Bestimmung von Partikelabrieb. Diese Komponenten ergeben eine Baugruppe, die in der Folge „Rotierender Probenraum“ genannt wird und deren Komponenten zunächst vorgestellt werden. Anschließend wird die Vorgehensweise bei der Lösungsfindung zur Erfüllung aller Teilfunktionen der Baugruppe beschrieben und eine Auswahl getroffen. Abschließend wird die Konstruktion der Baugruppe vorgestellt. Dabei werden Werkstoffe und geometrische Ausführungen der zu konstruierenden Komponenten und Zukaufteile benannt für die außerdem die Auslegungsberechnungen wiedergegeben werden.

5.1 Komponenten der Baugruppe

Inhalt der Diplomarbeit ist die Konstruktion des Funktionsstranges Antriebswelle bis Boden mit der Partikelaufnahme und der Erzeugung einer rauen Oberfläche. Dieser Funktionsstrang bildet die Baugruppe „Rotierender Probenraum“ und besteht aus den Komponenten aus Bild 5-1.

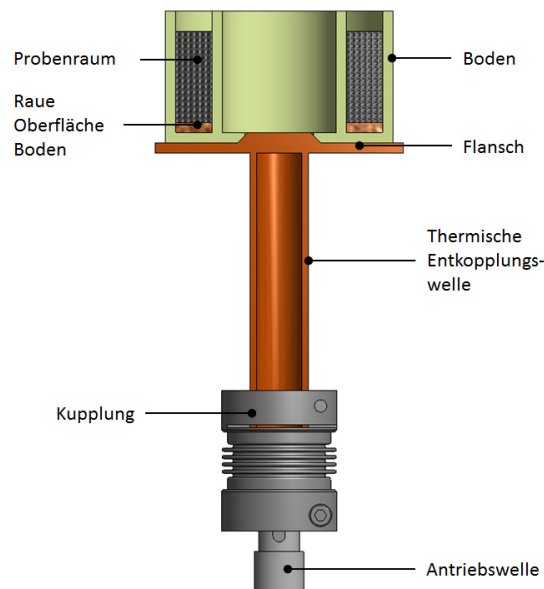


Bild 5-1 Komponenten der Baugruppe „Rotierender Probenraum“

Die weitere Konstruktion der Ringscherzelle findet durch eine weiterführende Abschlussarbeit am DLR statt. Schnittstellen zu dieser Abschlussarbeit sind einige Abmessungen von Deckel und Boden, sowie eine thermische Analyse zur benötigten Länge der thermischen Entkopplungswelle, die in Abstimmung definiert wurden bzw. deren Erkenntnisse in diese Arbeit nach Informationsaustausch mit einfließen.

Aus der Anforderungsliste, siehe Anhang, geht die Wunschforderung einer Scherzelle für Partikeltemperaturen über 850 °C hervor. Ziel der Diplomarbeit ist die Erfüllung der Ziel-Forderung von Temperaturen von 500 °C. Abhängig von den Messergebnissen ist eine Erweiterung bzw. ein Umbau der Ringscherzelle für höhere Partikeltemperaturen im Messbetrieb geplant. Alle folgenden Auslegungsberechnungen betrachten die Erfüllung der Forderung von 500 °C durchgeführt.

5.2 Entwicklung und Auswahl konstruktiver Lösungen

Die Entwicklung und Auswahl konstruktiver Lösungen findet in mehreren Abschnitten statt. Zunächst werden die zu erfüllenden Teilfunktionen identifiziert und mittels eines morphologischen Kastens werden Wirkprinzipien zur Erfüllung der Teilfunktionen erarbeitet. Nach dem Prinzip „Ausscheiden und Bevorzugen“ werden die Möglichkeiten von Lösungsvarianten zunächst eingegrenzt. Aus den bevorzugten Wirkprinzipien für die Erfüllung einzelner Teilfunktionen werden im Anschluss Lösungsvarianten erarbeitet, die mit Hilfe einer Nutzwertanalyse gegeneinander verglichen werden. Am Ende steht die Auswahl einer Lösungsvariante, die die Erfüllung aller Teilfunktionen in sich vereint.

5.2.1 Bestimmung der Teilfunktionen

Die Bestimmung der Teilfunktionen geht von zwei Voraussetzungen aus. Zum einen muss nach der Versuchsdurchführung für die Messungen der Partikelmasse eine einfache Entnahme der Partikel möglich sein. Zum anderen findet die thermische Entkopplung der beheizten Ringscherzelle über eine lange Hohlwelle statt, die, wenn nötig, zusätzlich durch einen Ventilator gekühlt wird. Die thermische Entkopplung ist notwendig damit die zulässige Motortemperatur nicht überschritten wird. Durch Konvektion an die Umgebung findet über die Hohlwelle eine Temperaturabnahme statt. Die Untersuchung der benötigten Wellenlänge und des Wellendurchmessers erfolgt für die

Wunschforderung einer Partikeltemperatur von größer 850 °C und ergibt sich aus der thermischen Analyse aus der weiterführenden Abschlussarbeit.

Die Gesamtfunktion ist als die „Partikelaufnahme bei unterschiedlichen Schichthöhen und Erzeugung der Rotationsbewegung der aufgenommenen Partikel“ definiert. Daraus ergeben sich die Teilfunktionen 1 bis 7 der Gesamtfunktion deren Lage im folgenden Bild 5-2 gekennzeichnet ist und die in Tabelle 5-1 beschrieben werden.

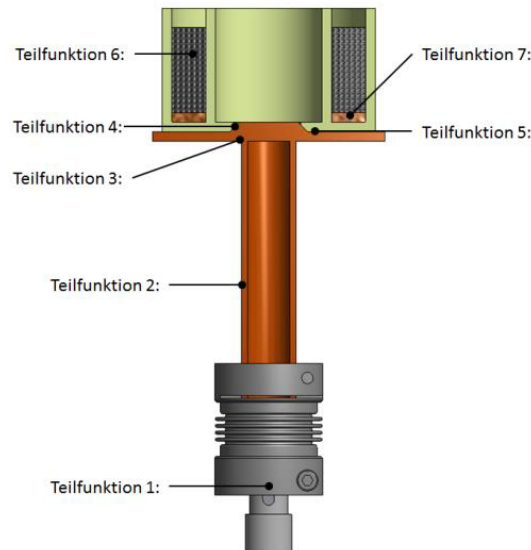


Bild 5-2 Lage der identifizierten Teilfunktionen der Baugruppe „Rotierender Probenraum“

Tabelle 5-1 Definition und Beschreibung der Teilfunktionen der Baugruppe „Rotierender Probenraum“

Teilfunktion	Beschreibung
Teilfunktion 1	Antriebsmoment auf thermische Entkopplungswelle übertragen
Teilfunktion 2	Lagerung
Teilfunktion 3	Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Flansch
Teilfunktion 4	Zentrierung von Flansch und Boden
Teilfunktion 5	Fixierung von Flansch und Boden
Teilfunktion 6	Realisierung verschiedener Schütthöhen der Partikelprobe
Teilfunktion 7	Erzeugung einer rauen Oberfläche

Das Antriebsmoment wird auf die thermische Entkopplungswelle übertragen. Die Lagerung ist zur Aufnahme der Axial- und Radialkräfte vorgesehen und soll die Welle zur thermischen Entkopplung zusätzlich führen, um den Rundlauf der gesamten Baugruppe sicherzustellen. Die Welle zur thermischen Entkopplung muss am Flansch fixiert werden. Für die Sicherstellung des Rundlaufes ist eine Zentrierung von Flansch und Boden vorzusehen. Der abnehmbare Boden ist für die Versuchsdurchführung an

dem Flansch zu fixieren. Die Konstruktion der Baugruppe soll den Betrieb bei unterschiedlichen Schütthöhen ermöglichen, um den Einfluss verschieden hoher Schütthöhen auf den Partikelabrieb untersuchen zu können. Damit eine ausreichende Scherung der Partikelschichten im Betrieb sichergestellt werden kann, muss die Konstruktion eine Möglichkeit einer rauen Oberfläche ermöglichen.

5.2.2 Morphologischer Kasten

Der Morphologische Kasten ist ein Werkzeug zur systematischen Kombination von Wirkprinzipien. Wirkprinzipien sind Lösungen, zur Erfüllung einzelner Teilfunktionen, die in ihrer Kombination eine Gesamtfunktion erfüllen. Dabei findet eine Verknüpfung von Lösungsmöglichkeiten einzelner Teilfunktionen zu einer Gesamtlösung statt. Entstehen beim Verknüpfen mehrere Lösungsvarianten, können diese in der Folge gegeneinander verglichen werden [21].

Das folgende Bild 5-3 zeigt den erarbeiteten morphologischen Kasten zur Erfüllung der Gesamtfunktion.

Wirkprinzip Teilfunktion	1	2	3
1 Antriebsmoment auf thermische Entkopplungswelle übertragen	Schalenkupplung (Reibschluss)	Metallbalkkupplung mit beidseitiger Klemmnabe	Klauenkupplung mit beidseitiger Klemmnabe
2 Lagerung	Festlager und Loslager	Motor als Festlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und Loslager: Ausführung Loslager: Wälzlager	Motor als Festlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und Loslager: Ausführung Loslager: Gleitlager
3 Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Flansch	durch Verschweißen	durch Anflanschen	Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch: - weiter mit 5 b)
4 Zentrierung von Flansch und Boden	Fasenpaar für Flansch und Boden	zylindrischer Zentrierstutzen am Flansch	Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch: - weiter mit 5 b)
5 a) Fixierung von Flansch und Boden	durch Verschrauben	durch Verstemmen: - Übermaßpassung am Boden - Spielpassung am Flansch	für Teilfunktion 4 mit Wirkprinzip 2: - Scheibe und Befestigungsschraube - Gewindebohrung am Zentrierstutzen
5 b) Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Boden	Kegelpressverband	Boden und thermische Entkopplungswelle aus einem Bauteil. Fixierung des Bauteils durch Verspannen der Welle in der Kupplung	
6 Realisierung verschiedener Schütthöhen der Partikelprobe	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels	Einlegeringe für die ringförmige Nut mit unterschiedlichen Höhen	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels und ein Einlegering
7 Erzeugung einer rauen Oberfläche	Lochblech am Boden/Einlegering befestigt	fixierte Rippen am Boden/Einlegering befestigt	Vertiefungen (gebohrt/gefräst) direkt am Boden/Einlegering

Bild 5-3 Morphologischer Kasten zur Erfüllung der Gesamtfunktion der Baugruppe „Rotierender Probenraum“

Der Morphologische Kasten beinhaltet die Idee einer Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch. Für den Fall ohne das Bauteil Flansch entfällt zwar die Teilfunktion 5 „Fixierung von Flansch und Boden“, allerdings ist dann die Fixierung des Bodens an der Welle zur thermischen Entkopplung notwendig. Daher wird die Teilfunktion 5 im morphologischen Kasten in a) und b) unterteilt. Die Wirkprinzipien für den Fall mit Flansch werden unter der Teilfunktion 5 a) aufgeführt, die für den Fall ohne Flansch werden bei der Teilfunktion 5 b) aufgeführt.

5.2.3 Vorauswahl durch Bevorzugen und Ausscheiden

Zur Vorauswahl kann nach dem Auswahlverfahren durch Bevorzugen und Ausscheiden von Wirkprinzipien vorgegangen werden. Dabei werden ungeeignete Wirkprinzipien ausgeschieden und zu Bevorzugende identifiziert. Dies ermöglicht eine Reduzierung der möglichen Lösungsvarianten [21].

Im folgenden Bild 5-4 wird der nach dem Prinzip des Bevorzugens und Ausscheidens erweiterte Morphologische Kasten gezeigt.

Wirkprinzip Teilfunktion	1	2	3
1 Antriebsmoment auf thermische Entkopplungswelle übertragen	Schalenkupplung (Reibschluss)	Metallbalkkupplung mit beidseitiger Klemmnabe	Klauenkupplung mit beidseitiger Klemmnabe
2 Lagerung	Festlager und Loslager	Motor als Festlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und Loslager: Ausführung Loslager: Wälzlager	Motor als Festlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und Loslager: Ausführung Loslager: Gleitlager
3 Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Flansch	durch Verschweißen	durch Anflanschen (verschrauben)	Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch: - weiter mit 5 b)
4 Zentrierung von Flansch und Boden	Fasenpaar für Flansch und Boden	zylindrischer Zentrierstutzen am Flansch	Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch: - weiter mit 5 b)
5 a) Fixierung von Flansch und Boden	durch Verschrauben	durch Verstiften: - Übermaßpassung am Boden - Spielpassung am Flansch	für Teilfunktion 4 mit Wirkprinzip 2: - Scheibe und Befestigungsschraube - Gewindebohrung am Zentrierstutzen
5 b) Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Boden	Kegelpressverband	Boden und thermische Entkopplungswelle aus einem Bauteil. Fixierung des Bauteils durch Verspannen der Welle in der Kupplung	
6 Realisierung verschiedener Schütthöhen der Partikelprobe	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels	Einlegeringe für die ringförmige Nut mit unterschiedlichen Höhen	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels und ein Einlegering
7 Erzeugung einer rauen Oberfläche	Lochblech am Boden/Einlegering befestigt	fixierte Rippen am Boden/Einlegering befestigt	Vertiefungen (gebohrt/gefräst) direkt am Boden/Einlegering

Bild 5-4 Morphologischer Kasten mit Kennzeichnung der bevorzugten (grau hinterlegt) und ausscheidenden (durchgestrichen) Wirkprinzipien

Bei der Teilfunktion 1 wird die Metallbalgkupplung gegenüber der Klauenkupplung bevorzugt, da sie den Ausgleich von winkeligem, radialem und axialem Wellenversatz bei absoluter Spielfreiheit ermöglicht. Außerdem ist eine leichte Montage und Demontage bei der drehstarrten Verbindung zweier Wellen mit einer hohen Torsionssteifigkeit mit der Metallbalgkupplung möglich. Die Schalenkupplung wird ausgeschlossen, da bei ihr die Durchmesser der Antriebswelle und der Welle zur thermischen Entkopplung gleich sein müssen.

Nach Prüfung der zu erwartenden axialen Belastungen von etwa 65 N und einer Anfrage bei dem Antriebshersteller werden für die Teilfunktion 2 und 3 die Lösungen ohne Festlager bevorzugt, da der Motor die auftretenden Axialkräfte aufnehmen kann.

Bei den Teilfunktionen 3 und 4 wird jeweils eine Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch angestrebt und daher bevorzugt. Ziel ist neben der Kosteneinsparung durch die Reduktion der Bauteile auch die Reduktion von sich ergebenden Schnittstellen zwischen Bauteilen, die zueinander ausgerichtet sein müssen um eine koaxiale Ausrichtung zwischen Deckel und Boden sicher zu stellen. Daher scheiden alle Wirkprinzipien der Teilfunktion 5 a) aus und die beiden Wirkprinzipien der Teilfunktion 5 b) werden bevorzugt.

Für die Teilfunktion 6, Realisierung verschiedener Schütthöhen der Partikelprobe, werden die Wirkprinzipien 1 bzw. 3, verschiedene Eintauchtiefen des Deckels bzw. verschiedene Eintauchtiefen des Deckels und ein Einlegering, bevorzugt. Das Wirkprinzip 2, Einlegeringe mit unterschiedlichen Höhen, scheidet aus, da die verschiedenen Schütthöhen bei diesem Wirkprinzip nicht so flexibel eingestellt werden können oder eine Vielzahl an Einlegeringen angefertigt werden müsste.

Das Wirkprinzip 3, Vertiefungen (gebohrt oder gefräst) direkt am Boden bzw. Einlegering, wird für die Teilfunktion 7 bevorzugt. Die Wirkprinzipien 1 und 2 scheiden aus, da sie zusätzlichen konstruktiven Aufwand verursachen und gegenüber des Wirkprinzips 3 keinen funktionellen Vorteil bringen.

5.2.4 Lösungsvarianten für die Baugruppe Rotierender Probenraum

Aus den verbleibenden Wirkprinzipien je Teilfunktion werden zwei Lösungsvarianten gebildet, die jeweils die Erfüllung aller Teilfunktion gewährleisten, siehe Bild 5-5.

Lösungsvariante 1 ergibt sich aus der Kombination der Wirkprinzipien einer Metallbalgkupplung mit beidseitiger Klemmnabe, der Aufnahme der Axialkräfte durch den

Antrieb, wobei die Loslager als Wälzlager ausgeführt sind, einer Lösung ohne das Bauteil Flansch mit der Fixierung der Entkopplungswelle am Boden durch einen Kegelpressverband, einen vierschieden tief eintauchenden Deckel und gebohrten bzw. gefrästen Vertiefungen zur Erzeugung einer rauen Oberfläche direkt am Boden. Durch Trennung des Kegelpressverbandes wird das Abnehmen des Bodens ermöglicht.

Wirkprinzip	1	2	3
Teilfunktion			
1 Antriebsmoment auf thermische Entkopplungswelle übertragen	Schalenkupplung (Reibschluss)	Metallbalkkupplung mit beidseitiger Klemmnabe	Klauenkupplung mit beidseitiger Klemmnabe
2 Lagerung	Festlager und Loslager	Motor als Festlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und Loslager: Ausführung Loslager: Wälzlager	Motor als Festlager zur Aufnahme der axialen Kräfte und Loslager: Ausführung Loslager: Gleitlager
3 Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Flansch	durch Verschweißen	durch Anflanschen	Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch: - weiter mit 5 b)
4 Zentrierung von Flansch und Boden	Fasenpaar für Flansch und Boden	zylindrischer Zentrierstutzen am Flansch	Lösungsvariante ohne das Bauteil Flansch: - weiter mit 5 b)
5 a) Fixierung von Flansch und Boden	durch Verschrauben	durch Verfestigen: - Übermaßpassung am Boden - Spielpassung am Flansch	für Teilfunktion 4 mit Wirkprinzip 2: - Scheibe und Befestigungsschraube - Gewindebohrung am Zentrierstutzen
5 b) Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Boden	Kegelpressverband	Boden und thermische Entkopplungswelle aus einem Bauteil. Fixierung des Bauteils durch Verspannen der Welle in der Kupplung	
6 Realisierung verschiedener Schütthöhen der Partikelprobe	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels	Einlegeringe für die ringförmige Nut mit unterschiedlichen Höhen	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels und ein Einlegering
7 Erzeugung einer rauen Oberfläche	Lochblech am Boden/Einlegering befestigt	fixierte Rippen am Boden/Einlegering befestigt	Vertiefungen (gebohrt/gefräst) direkt am Boden (Variante 1) / Einlegering (Variante 2)

Bild 5-5 Morphologischer Kasten mit Kennzeichnung der Lösungsvariante 1 (volle Linien) und Lösungsvariante 2 (gestrichelte Linie)

Die Lösungsvariante 2 unterscheidet sich bei den gewählten Wirkprinzipien einiger Teilfunktionen zu Lösungsvariante 1. So sind für die Loslager Gleitlager angedacht und die beiden Bauteile Boden und thermische Entkopplungswelle werden zu einem Bauteil zusammengefasst, dass im Folgenden Bodeneinheit genannt wird. Die Welle wird in der Kupplung aufgenommen und von den Lagern geführt. Für die Entnahme wird die Welle an der Kupplung gelöst. Beim Einsetzen der Bodeneinheit muss die Welle durch die beiden Lager geführt und in der Kupplung verspannt werden. Um verschiedene Schütthöhen der Partikelprobe zu erzeugen taucht der Deckel in die Bodeneinheit ein. Die Vertiefungen für die Erzeugung einer rauen Oberfläche befinden sich an einem Einlegering und nicht wie bei Lösungsvariante 1 direkt am Boden.

5.2.5 Vergleich der Lösungsvarianten und Auswahl

Für den Vergleich der beiden Lösungsvarianten 1 und 2 wird die Nutzwertanalyse nach Theumert angewendet [32]. Dabei werden für alle Teilfunktionen die Wirkprinzipien der erarbeiteten Lösungsvarianten einzeln bewertet. Die Bewertung jedes Wirkprinzips findet unter den Gesichtspunkten Funktion und Kosten statt. So wird für die Funktion und die Kosten jeweils eine Bewertung zwischen 0 und 4 Punkten nach VDI 2225 abgegeben. Die Kosten erhalten den Bewertungsfaktor „1“, die Funktion den Bewertungsfaktor „2“. Durch Multiplikation des Bewertungsfaktors mit der vergebenen Punktzahl ergibt sich für jedes Wirkprinzip eine Punktzahl für die Kosten und eine Punktzahl für die Funktion. Im Anschluss werden diese beiden Punktzahlen addiert, woraus sich für jedes Wirkprinzip eine Wertzahl ergibt. Dieses Vorgehen wird für alle Wirkprinzipien aller Teilfunktionen analog durchgeführt. Durch Summieren der Wertzahlen ergibt sich am Ende eine Gesamtpunktzahl für jede Lösungsvariante. Die Lösungsvariante mit der höchsten Punktzahl wird im Anschluss weiter verfolgt.

Für die beiden erarbeiteten Lösungsvarianten aus Kapitel 5.2.4 folgt in Bild 5-6 die Darstellung der durchgeführten Nutzwertanalyse. Bei Teilfunktionen die für beide Lösungsvarianten das gleiche Wirkprinzip anwenden findet keine Bewertung statt.

Bei der Einzelfunktion 2 erfüllen beide Lösungsvarianten, also die Wälzlagerung und die Gleitlagerung, die Funktion gut. Allerdings sind die Gleitlager günstiger als die Wälzlager.

Für die Einzelfunktion 5 b), Fixierung der thermischen Entkopplungswelle am Boden, ergibt sich die Bewertung wie folgt: Der Kegelpressverband ist nach Aussage eines Herstellers etwas kostenintensiver als die Herstellung eines Bauteiles das die thermische Entkopplungswelle und den Boden in sich vereint. Bei dem Kegelpressverband wird die Funktion schlechter bewertet als bei dem Bauteil Bodeneinheit, da der Teststand unter Temperaturen bis 500 °C betrieben wird. Exakte Aussagen zur Funktionserfüllung des Pressverbandes bei mehrmaligen Lösen und erneutem Anziehen sind daher schwierig.

Ob mit oder ohne Einlegering, die Realisierung unterschiedlicher Schütthöhen bei den Verschleißmessungen ist durch verschiedene Eintauchtiefen des Deckels mit gut bewertet. Bei der Bewertung der Einzelfunktion 6 ist Lösungsvariante 1 ohne Einlegering preisgünstiger als mit einem Einlegering, da ein zusätzliches Bauteil entfällt.

Allerdings hebt sich dieser Kostenvorteil bei der Bewertung der Einzelfunktion 7 wieder auf. Nach Aussage einer Dreherei ist die Anfertigung der Vertiefungen auf dem

Einlegering günstiger, da die Zugänglichkeit zu der zu bearbeitenden Oberfläche wesentlich besser ist.

Wertskala nach VDI 2225 mit Punktvergabe P von 0 bis 4								
0 = unbefriedigend, 1 = gerade noch tragbar, 2 = ausreichend, 3 = gut, 4 = sehr gut								
Einzelfunktion	Variante 1				Variante 2			
		K	F	W = K + F		K	F	W = K + F
	K = Kosten 1-fach F = Funktion 2-fach W = Wertzahl				K = Kosten 1-fach F = Funktion 2-fach W = Wertzahl			
1	Metallbalkkupplung entfällt, da gleiche Lösung für Variante A und Variante B				Metallbalkkupplung			
2	Ausführung Loslager: Wälzlager	1 x 2 = 2	2 x 3 = 6	2 + 6 = 8	Ausführung Loslager: Gleitlager	1 x 3 = 3	2 x 3 = 6	3 + 6 = 9
3	ohne Bauteil Flansch entfällt, da gleiche Lösung für Variante A und Variante B				ohne Bauteil Flansch			
4	ohne Bauteil Flansch entfällt, da gleiche Lösung für Variante A und Variante B				ohne Bauteil Flansch			
5 b)	Kegelpressverband	1 x 1 = 1	2 x 2 = 4	1 + 4 = 5	Boden und thermische Entkopplungswelle ein Bauteil	1 x 2 = 2	2 x 3 = 6	2 + 6 = 8
6	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels	1 x 4 = 4	2 x 3 = 6	4 + 6 = 10	verschiedene Eintauchtiefen des Deckels und ein Einlegering	1 x 2 = 2	2 x 3 = 6	2 + 6 = 8
7	gefräste/gebohrte Vertiefungen direkt am Boden	1 x 1 = 1	2 x 3 = 6	1 + 6 = 7	gefräste/gebohrte Vertiefungen direkt am Einlegering	1 x 3 = 3	2 x 3 = 6	3 + 6 = 9
Σ W				30	maximale Punktzahl P_{max}			34

Bild 5-6 Nutzwertanalyse für die Lösungsvarianten 1 und 2

Als Gesamtergebnis wird die Lösungsvariante 2 weiter verfolgt, da die Nutzwertanalyse für die Lösungsvariante 1 eine Gesamtpunktzahl von 30 Punkten und für die Lösungsvariante 2 eine Gesamtpunktzahl von 34 Punkten ergibt.

5.3 Baugruppe „Rotierender Probenraum“

Zunächst wird eine Übersicht und Zusammenfassung über den konstruierten „Rotierenden Probenraum“ gegeben. Anschließend werden die einzelnen Komponenten der Baugruppe detailliert beschrieben. Dabei werden die gewählten Werkstoffe, Toleranzangaben und Abmessungen erläutert und die Auslegungsberechnungen dargelegt.

5.3.1 Übersicht der konstruierten Baugruppe

Die Baugruppe Rotierender Probenraum nach der Lösungsvariante 2 aus dem Kapitel 5.2.5 besteht insgesamt aus zehn Hauptkomponenten, siehe Bild 5-7. Davon zählen die Bodeneinheit, der Einlegering, die Gleitlager, die Kupplung und der Antrieb zu den Kernkomponenten. Die Bodeneinheit besteht aus einem Bauteil, welches den Boden und die Hohlwelle zur thermischen Entkopplung in sich vereint. Die Welle des Antriebes kann als Eingangskomponente betrachtet werden, der Boden als Ausgangskomponente.

Bild 5-7 zeigt die Baugruppe „Rotierender Probenraum“.

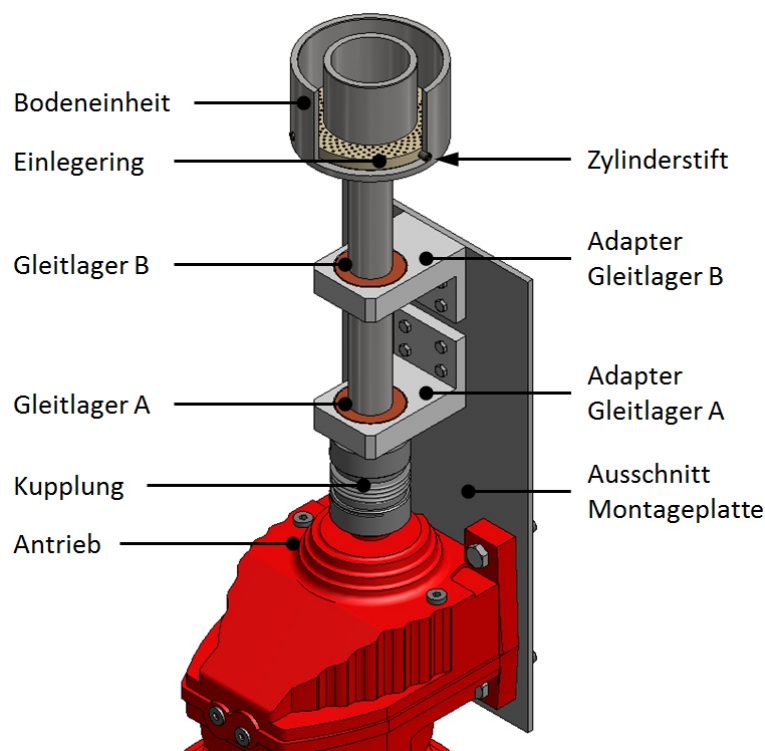


Bild 5-7 Aufbau der Baugruppe „Rotierender Probenraum“

Bei der Darstellung der Baugruppe ist ein Teil der Bodeneinheit weggeschnitten, damit der Einlegering sichtbar wird. Der Einlegering wird in der Bodeneinheit durch drei Zylinderstifte nach DIN EN ISO 8733 gegen Verdrehen fixiert. Oberseitig ist er mit Vertiefungen zur Erzeugung der rauen Oberfläche versehen.

Im Standard-Testbetrieb der Ringscherzelle taucht der Deckel 10 mm tief in die Bodeneinheit ein und liegt durch sein Eigengewicht gleichmäßig auf der Partikelprobe auf. Um die Verhältnisse im Zentrifugalreceiver abzubilden wird die Belastung durch den

Deckel im Regelfall durch die Baugruppe Entlastung reduziert. Der Deckel ist so gelagert, dass er sich nach dem Boden ausrichtet und wird durch einen Querträger gegen verdrehen gesichert.

Da der Deckel im Standard-Testbetrieb 10 mm tief in die Bodeneinheit eintaucht und der Einlegering 10 mm hoch ist, werden bei Bauxit-Partikeln mit einem mittleren Durchmesser von 1,3 mm etwa 30 Partikelschichten in der ringförmigen Nut des Bodens mit einer Wandhöhe von 59 mm aufgenommen. Dies entspricht der geplanten Probenmasse von 0,4 kg. Die Konstruktion erlaubt aber auch größere Eintauchtiefen des Deckels, weshalb auch Abriebmessungen bis zu lediglich zwei Partikelschichten ermöglicht werden.

Die Hohlwelle der Bodeneinheit ist in ihrer Länge und in ihren Durchmessern so ausgelegt, dass bei der Einspannung in der Metallbalgkupplung eine Temperatur von 70 °C erwartet wird. Die Festigkeit für den Querschnitt der Hohlwelle wird in Kapitel 5.3.2 nachgewiesen.

Die Hohlwelle wird durch zwei Gleitlager, ausgeführt als Bundbuchsen mit Festschmierstoff aus CuSn5Pb5Zn5, geführt. Die Gleitlager werden von zwei Adaptern aufgenommen und sind als Verschleißteile ausgelegt. Die Adapter zur Aufnahme der Gleitlager werden an einer Montageplatte befestigt, von der ein Ausschnitt in Bild 5-7 dargestellt wird. Diese Montageplatte wird an dem Tischgestell befestigt und dient zusätzlich der Befestigung des Antriebes.

Die Metallbalgkupplung BKL30/30/20-PFN [36] überträgt das Moment des Antriebes auf die Hohlwelle und somit auf die Bodeneinheit. Um die Bodeneinheit nach dem Messbetrieb zur Erzeugung von Partikelabrieb in der Ringscherzelle zu entnehmen muss die Klemmnabe, die Kupplung und Hohlwelle mit einander verspannt, gelöst werden. Danach kann die Hohlwelle der Bodeneinheit nach oben durch die beiden Gleitlager gezogen und entnommen werden. Im Anschluss kann die Partikelentnahme aus der Bodeneinheit erfolgen. Dafür werden die Partikel in eine Schale geschüttet und nach einer darauf folgenden Siebung kann der Massenunterschied zwischen Eingangsmasse und Ausgangsmasse der Probe aus Bauxit-Partikeln bestimmt werden.

Falls der Einlegering nicht schon beim Entleeren der Bodeneinheit aus dieser fällt, sind an der Unterseite der Bodeneinheit drei M8 Gewindebohrungen als Demontagehilfe vorgesehen. Unter Verwendung von drei Schrauben, kann der Einlegering somit aus der Bodeneinheit gedrückt werden. Die Schrauben werden danach wieder entnommen.

Für die Versuchsvorbereitung einer erneuten Abriebmessung muss der Probenraum der Bodeneinheit und der Einlegering zunächst gereinigt werden, z.B. durch Spülen.

Im Anschluss wird die Bodeneinheit wieder montiert. Dafür wird die Hohlwelle der Bodeneinheit von oben durch die beiden Gleitlager in die Kupplung eingeführt und in dieser verspannt. Sollten die Gleitlager durch das häufige Einführen der Hohlwelle, welche am Ende mit einer 15°-Schlupfphase versehen ist, verschleiben, können die Gleitlager am Adapter zur Aufnahme ausgepresst und ausgetauscht werden. Da die Gleitlager vergleichsweise kostengünstig sind, sind sie als Verschleißteile ausgelegt.

5.3.2 Bodeneinheit

Die Bodeneinheit besteht aus der Welle zur thermischen Entkopplung und dem Boden zur Partikelaufnahme, siehe Bild 5-8. Die Welle wird von der Kupplung aufgenommen und ist in dieser fest verspannt.

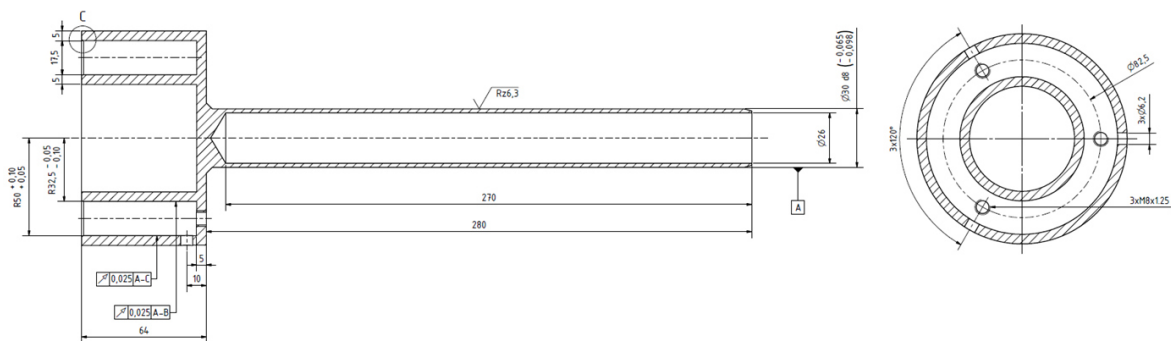


Bild 5-8 Schnittdarstellung der Bodeneinheit

Da der Deckel 10 mm in die ringförmige Nut zur Partikelaufnahme der Bodeneinheit eintaucht sind die Radien dieser Nut jeweils mit einer Toleranzangabe versehen. Das Höchstmaß des inneren Radius des Bodens ist kleiner gleich dem Mindestmaß des Deckels. Bei dem äußeren Radius des Bodens ist das Mindestmaß größer gleich dem Höchstmaß des Deckels. Aus den Toleranzen von Deckel und Bodeneinheit ergibt sich somit ein Mindestspiel zwischen Deckel und Boden von 0,2 mm und ein Höchstspiel von 0,4 mm. Die Flächen der ringförmigen Nut sind zusätzlich mit einer Rundlauf-toleranz versehen, damit ein Rundlauf auch bei größeren Eintauchtiefen des Deckels gewährleistet ist. Je tiefer der Deckel in die Bodeneinheit eintaucht umso besser wird er geführt.

An dem Deckel sind außerdem drei Bohrungen mit einem Durchmesser von 6,2 mm vorgesehen. Diese werden benötigt, damit der Einlegering durch Verstimmen gegen Verdrehen gesichert werden kann. Diese drei Bohrungen sind jeweils im 120°-Winkel zueinander angeordnet.

Außerdem befinden sich an der Planfläche der ringförmigen Nut drei M8-Gewindebohrungen mit metrischem ISO Gewinde nach DIN 13-1, die ebenfalls im 120°-Winkel zueinander angeordnet sind. Diese werden vorgesehen damit bei einer möglichen Verklebung des Einlegeringes in der ringförmigen Nut eine einfache Demontagemöglichkeit des Einlegeringes besteht. Mit Hilfe von M8-Schrauben kann der Einlegering im Fall des Verklebens durch Einschrauben Stück für Stück demontiert werden.

Der Außendurchmesser der Hohlwelle ist nach dem Passungssystem Einheitswelle mit einer f7-Passung toleriert. Diese Passung ergibt sich aus der benötigten Passung für die gewählten Gleitlager aus Kapitel 5.3.4. Zusätzlich wird die Oberfläche der Hohlwelle mit $Rz = 6,3 \mu\text{m}$ als größte Höhe des Oberflächenprofils toleriert. Diese Oberflächenrauheit ergibt sich aus den Oberflächenanforderungen der gewählten Gleitlager [33].

Die Bodeneinheit wird aus einem Werkstoff mit der Werkstoffbezeichnung 1.4404 gefertigt. Die Bezeichnung nach DIN lautet X2CrNiMo17-12-2, umgangssprachlich als V4A bekannt. Dieser Werkstoff ist für Temperaturen bis zu 500 °C zugelassen und besitzt ein austenitisches Gefüge. Bei 500 °C liegt für diesen Werkstoff die Streckgrenze $R_{p0,2}$ bei 100 N/mm² [34].

Die Wahl fällt auf diesen Werkstoff, da er gegenüber dem Werkstoff 1.4571, ebenfalls ein austenitischer Stahl, welcher jedoch zusätzlich Titan als Legierungsbestandteil besitzt, besser bearbeitbar ist. Dadurch werden die Bauteile insgesamt günstiger.

Die rechnerische Prüfung der Bauteilbelastung findet für den kleinsten Querschnitt der Bodeneinheit statt. Dieser ist der Querschnitt der Hohlwelle zur thermischen Entkopplung. Der Querschnitt und die Länge der Hohlwelle ergeben sich aus der Zielgröße der Temperatur an der Antriebswelle von kleiner 60 °C.

Aus der thermischen Analyse ergibt sich ein Innendurchmesser der Hohlwelle von $d_{i,W} = 26 \text{ mm}$ und ein Außendurchmesser von $d_{a,W} = 30 \text{ mm}$. Die Länge der Hohlwelle beträgt insgesamt 280 mm. Die Hohlwelle wird 30 mm tief in der Kupplung verspannt.

Zunächst erfolgt die Überprüfung auf Knickung der Welle nach Roloff/Matek Maschinenelemente [35]. Dafür wird folgendes Modell angenommen, siehe Bild 5-9.

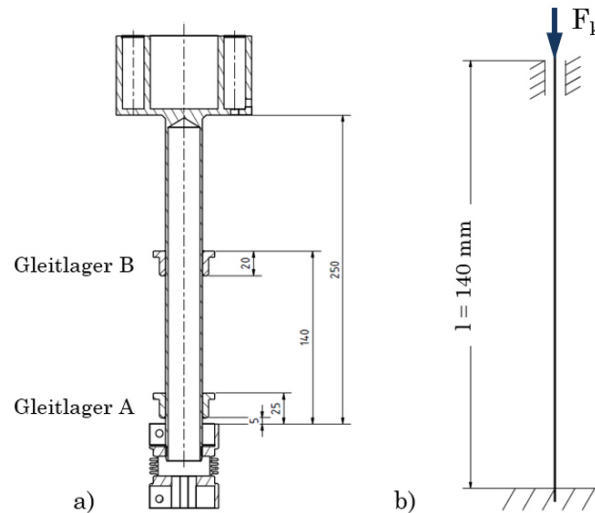


Bild 5-9 Modell zur Überprüfung der Beanspruchung durch Knickung. a) Einbausituation, b) Berechnungsmodell

Die Hohlwelle ist fest in der Kupplung verspannt. Bei der Prüfung auf Knickung wird angenommen, dass Gleitlager A entfällt und Gleitlager B die Welle führt. Damit ergibt sich Belastungsfall IV nach Euler. Die Knicklänge l_k ergibt sich aus Gleichung (5.1).

$$l_k = 0,5 \cdot l \quad (5.1)$$

Für $l = 140 \text{ mm}$ beträgt die Knicklänge somit $l_k = 70 \text{ mm}$. Über den Querschnitt der Hohlwelle A_W und das Flächenträgheitsmoment der Hohlwelle I_W kann der Trägheitsradius i ermittelt werden. Der Querschnitt A_W wird mit Gleichung (5.2) bestimmt.

$$A_W = \frac{(d_{a,W}^2 - d_{i,W}^2) \cdot \pi}{4} \quad (5.2)$$

Aus dem Innendurchmesser der Hohlwelle $d_{i,W} = 26 \text{ mm}$ und dem Außendurchmesser $d_{a,W} = 30 \text{ mm}$ ergibt sich ein Querschnitt von $A_W = 176 \text{ mm}^2$.

Das Flächenträgheitsmoment I_W wird mit Gleichung (5.3) bestimmt und beträgt $I_W = 17329 \text{ mm}^4$.

$$I_W = \frac{(d_{a,W}^4 - d_{i,W}^4) \cdot \pi}{64} \quad (5.3)$$

Für die Ermittlung des Trägheitsradius i wird Gleichung (5.4) verwendet. Dieser beträgt für den berechneten Querschnitt und das ermittelte Flächenträgheitsmoment $i = 9,9 \text{ mm}$.

$$i = \sqrt{\frac{I_W}{A_W}} \quad (5.4)$$

Aus der Knicklänge und dem Trägheitsradius erfolgt nun die Bestimmung des Schlankheitsgrades λ_k nach Gleichung (5.5). Dieser beträgt $\lambda_k = 7,1$.

$$\lambda_k = \frac{l_k}{i} \quad (5.5)$$

Da der ermittelte Schlankheitsgrad $\lambda_k = 7,1$ kleiner $\lambda_k = 20$ ist, ist keine Überprüfung auf Knickung erforderlich und die Hohlwelle ist nur auf Festigkeit zu prüfen [35].

Die Prüfung auf Festigkeit wird ebenfalls für Querschnitt der Hohlwelle durchgeführt. Für die Berechnung werden die Werkstoffdaten für den Werkstoff 1.4404 verwendet. Bei der geplanten Einsatztemperatur von 500 °C wird für diesen Werkstoff eine Zugfestigkeit von $R_m = 360 \text{ N/mm}^2$ und eine Streckgrenze von $R_{p0,2} = 100 \text{ N/mm}^2$ angegeben [34].

Die Beanspruchungsart für die Hohlwelle ist Torsion. Das Torsionsmoment tritt hauptsächlich durch die zwischen Deckel und Probe verursachte Reibkraft auf. Als maximales Torsionsmoment wird das in Kapitel 4.3 ermittelte Motormoment verwendet. Das Torsionsmoment für die Festigkeitsprüfung beträgt damit $T = 10,5 \text{ Nm}$. Die Festigkeitsprüfung findet nach Roloff/Matek Maschinenelemente statt [35]

Zunächst wird die zulässige Torsionsspannung τ_{zul} ermittelt. Diese ergibt sich aus Gleichung (5.6).

$$\tau_{zul} = \frac{\tau_{tF}}{S_{D \min}} \quad (5.6)$$

Für die erforderliche Mindestsicherheit gegen Dauerbruch wird die mittlere Sicherheit $S_{D \min} = 3,5$ für überschlägige Berechnungen gewählt. Mit Hilfe der Streckgrenze $R_{p0,2}$ kann für den austenitischen Stahl die Bauteilfestigkeit gegen Torsion τ_{tF} nach Gleichung (5.7) ermittelt werden.

$$\tau_{tF} = \frac{1,2 \cdot R_{p0,2} \cdot K_t}{\sqrt{3}} \quad (5.7)$$

Dabei beschreibt K_t den technologischen Größeneinflussfaktor und wird nach Gleichung (5.8) bestimmt.

$$K_t = 1 - 0,26 \cdot \lg\left(\frac{d}{16 \text{ mm}}\right) \quad (5.8)$$

Daraus ergibt sich für einen Bauteildurchmesser von 30 mm und für austenitische Stähle $K_t = 0,93$.

Für $R_{p0,2} = 100 \text{ N/mm}^2$ und $S_{D \min} = 3,5$ ergibt sich aus den Gleichungen (5.6) bis (5.8) damit eine Bauteilfestigkeit gegen Torsion von $\tau_{tF} = 64,4 \text{ N/mm}^2$ und eine zulässige Torsionsspannung von $\tau_{zul} = 18,4 \text{ N/mm}^2$.

Die maximal auftretende Torsionsspannung τ_t wird über das Torsionsmoment $T = 10,5 \text{ Nm}$ und das Widerstandsmoment gegen Torsion W_t ermittelt.

$$\tau_t = \frac{T}{W_t} \quad (5.9)$$

Das Widerstandsmoment ergibt sich für den Kreisring-Querschnitt der Hohlwelle aus Gleichung (5.10).

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_{a,W}^4 - d_{i,W}^4)}{d_{a,W}} \quad (5.10)$$

Mit einem Außendurchmesser von $d_{a,W} = 30 \text{ mm}$ und einem Innendurchmesser von $d_{i,W} = 26 \text{ mm}$ ergibt sich ein Widerstandsmoment gegen Torsion von $W_t = 2310,5 \text{ mm}^3$. Daraus folgt mit Gleichung (5.9) die maximal auftretende Torsionsspannung $\tau_t = 4,54 \text{ N/mm}^2$.

Da die auftretende Torsionsspannung mit $\tau_t = 4,54 \text{ N/mm}^2 < 18,4 \text{ N/mm}^2 = \tau_{zul}$ kleiner der zulässigen Torsionsspannung ist, ist die Festigkeit der Hohlwelle gegen Torsion nachgewiesen.

5.3.3 Einlegering

Der Einlegering, der zur Erzeugung einer rauen Oberfläche im „Rotierenden Probenraum“ benötigt wird, wird in Bild 5-10 skizziert.

Der Einlegering ist als 10 mm dicke Ringscheibe ausgeführt und Innen- bzw. Außendurchmesser sind als Mindest- bzw. Höchstmaß toleriert, damit sichergestellt ist, dass der Einlegering in die ringförmige Nut der Bodeneinheit eingelegt werden kann. Die Kanten der Unterseite des Einlegeringes sind jeweils mit einer Fase von 1,5 mm versehen um eine plane Auflage auf der ebenen Fläche der ringförmigen Nut zu gewährleisten, da durch die Fertigung Kanten am Übergang zwischen den Wänden der Ringnut und der Bodenfläche entstehen.

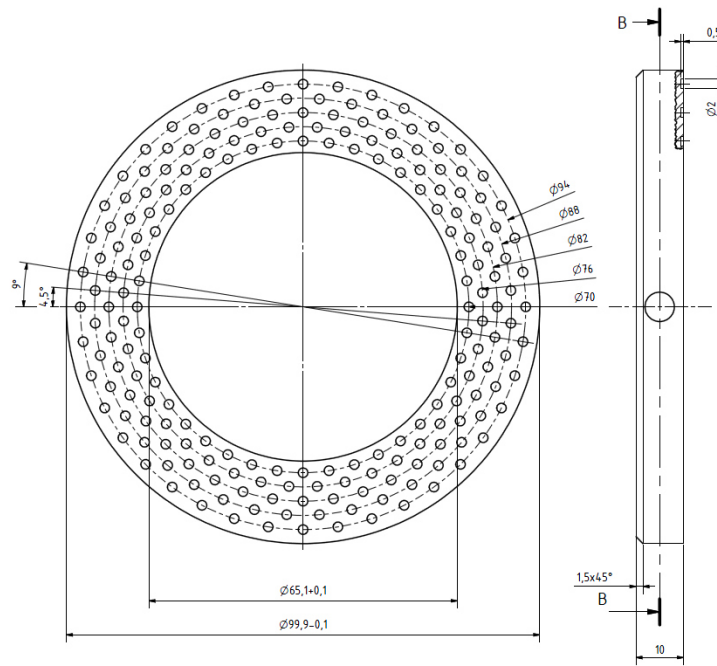


Bild 5-10 Skizze des Einlegeringes

Die Seite mit den Vertiefungen auf fünf Teilkreisen ist im Messbetrieb nach oben gerichtet. Die Vertiefungen sind etwa 0,5 mm tief und haben einen Durchmesser von 2 mm. Damit ist sichergestellt, dass in jeder Aussparung mindestens ein Partikel, sitzt. Der Messbetrieb ist vorerst für Partikel mit einem Durchmesser von 1 mm bzw. 1,3 mm vorgesehen. Die Partikeldurchmesser sind für jeden der beiden angegebenen Solldurchmesser größenverteilt [25]. Daraus ergibt sich eine inhomogen hohe unterste Partikelschicht der Partikelprobe, wodurch eine ausreichende Scherung der Partikelprobe im Messbetrieb erzeugt wird.

Außerdem besitzt der Einlegering drei Bohrungen mit einem Durchmesser von 6,2 mm zur Aufnahme der Stifte, die den Ring gegen Verdrehen sichern. Diese Bohrungen sind 8 mm tief und jeweils im 120°-Winkel zueinander angeordnet.

5.3.4 Gleitlagerung

Als Gleitlager werden Bundbuchsen mit Festschmierstoff aus CuSn5Pb5Zn5, einem Rotguss, der Firma Caspar Gleitlager GmbH verwendet. Diese Gleitlager können bis zu Temperaturen von 400 °C, Gleitgeschwindigkeiten von 0,17 m/s und bei einer zulässigen Lagerbelastung bis $p_{Lzul} = 60 \text{ N/mm}^2$ eingesetzt werden und haben etwa eine Brinellhärte von $HB = 70$ [33].

Damit sind sie etwa um den Faktor 3 weicher als die Welle mit einer Brinellhärte von $HB = 215$ [34]. Dies entspricht der Empfehlung nach Roloff/Matek Maschinenelemente, nach der der Wellenwerkstoff etwa um den Faktor 3 bis 5 härter als der Lagerwerkstoff sein sollte [35]. Dadurch wird ein „Einlaufen“ der Welle verhindert und das gegenüber der Welle kostengünstigere Gleitlager als Verschleißteil definiert.

Für die geplante maximale Drehzahl von $n_{Mot} = 40 \text{ min}^{-1}$ und den Wellendurchmesser der Bodeneinheit von $d_{BE} = 30 \text{ mm}$ ergibt sich mit $U = \pi \cdot d_{BE} \cdot n_{Mot}$ eine Umfangsgeschwindigkeit von $0,063 \text{ m/s}$. Diese Umfangsgeschwindigkeit entspricht der Gleitgeschwindigkeit und liegt innerhalb der zulässigen Gleitgeschwindigkeit für die verwendeten Gleitlagerbuchsen von $0,17 \text{ m/s}$.

Die Position von Gleitlager B, siehe Bild 5-13, ergibt sich aus der thermischen Analyse. Aus dieser FEM-Analyse sind an der Lagerstelle von Gleitlager B Temperaturen von etwa $300 \text{ }^{\circ}\text{C}$ zu erwarten. Die zulässige Temperatur für die Gleitlager von $400 \text{ }^{\circ}\text{C}$ wird somit eingehalten.

Die verwendeten Gleitlager A und B sind Bundbuchsen mit den Abmessungen aus Bild 5-11.

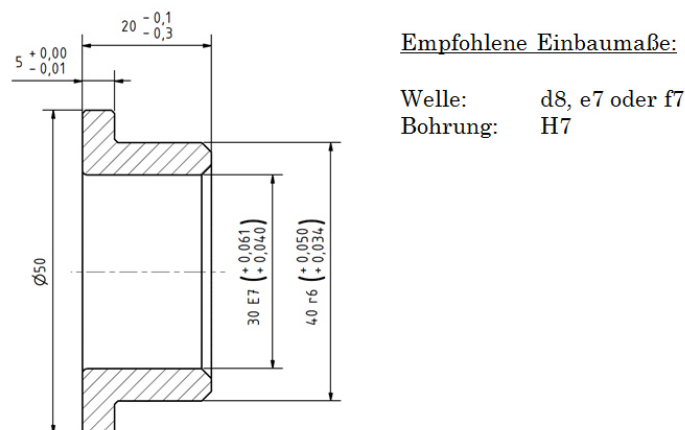


Bild 5-11 Abmessungen und empfohlene Einbaumaße nach [37]

Zur Ermittlung der Lagerbelastung werden zunächst die auftretenden Lagerkräfte bestimmt. Da die Bodeneinheit ein rotationssymmetrisches Bauteil ist, wird angenommen, dass es eine zu vernachlässigende Unwuchtkraft erzeugt.

Zunächst wird geprüft, ob die Unwuchtkraft durch eine nicht eben im Boden verteilte Partikelprobe berücksichtigt werden muss. Für die Bestimmung der Unwuchtkraft wird folgendes Modell angenommen, siehe Bild 5-12.

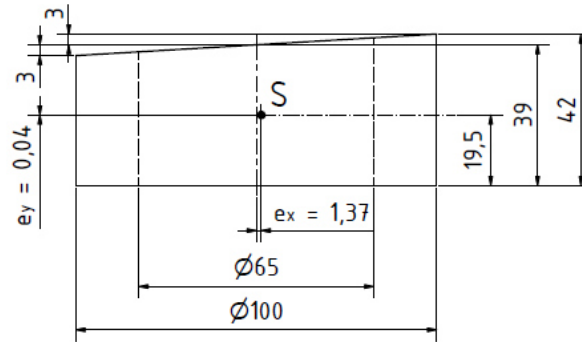


Bild 5-12 Skizze der angenommenen ungleichförmig verteilten Partikelprobe mit Kennzeichnung der Lage des Schwerpunktes S

Hier wird von einem ringförmigen Volumenkörper als Partikelprobe ausgegangen dessen Schütthöhe in positiver und negativer Richtung um 3 mm zu der vorgesehenen Schütthöhe von 39 mm über den maximalen Probenradius von 100 mm zu- bzw. abnimmt. Mit Hilfe eines CAD-Modelles kann für die beschriebene Probengeometrie über die physikalischen Eigenschaften des Modelles die Exzentrizität des Schwerpunktes in X- und Y-Richtung ausgelesen werden. Daraus ergibt sich eine Exzentrizität in X-Richtung von $e_x = 1,37$ mm.

Die Unwuchtkraft F_U des beschriebenen Modelles der Partikelprobe ergibt sich mit Gleichung (5.11).

$$F_U = m_{Pr} \cdot e_x \cdot \omega^2 = m_{Pr} \cdot e_x \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_{Mot}}{60} \right)^2 \quad (5.11)$$

Für die Masse der Partikelprobe $m_{Pr} = 0,4$ kg, die Exzentrizität in X-Richtung $e_x = 1,37$ mm und die maximale Motordrehzahl $n_{Mot} = 40 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich aus Gleichung (5.11) eine Unwuchtkraft von etwa $F_U = 0,01$ N. Diese Unwuchtkraft kann für die Bestimmung der Lagerkräfte vernachlässigt werden.

Zur Bestimmung der Lagerkräfte, die von den Gleitlagern A und B aufzunehmen sind, wird davon ausgegangen, dass die vom Deckel ausgeübte Kraft, im folgenden F_D genannt, vollständig als Punktlast an einer Stelle auf dem mittleren Durchmesser des Probenraumes angreift, siehe Bild 5-13 a). Aus dieser Kraft resultiert ein Moment dessen Hebelarm sich aus dem mittleren Radius $r_m = 41,25$ mm ergibt, siehe Bild 5-13 b) und c). Die Hohlwelle ist fest in der Kupplung K eingespannt.

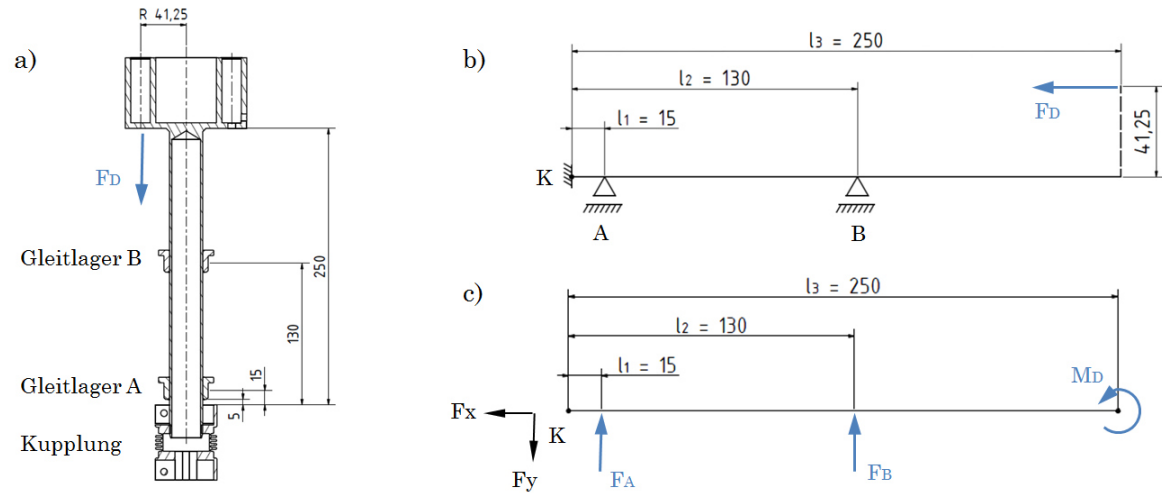


Bild 5-13 Modell zur Bestimmung der Lagerkräfte. a) Einbausituation, b) Berechnungsmodell, c) freigeschnittenes Berechnungsmodell

In X-Richtung treten keine Kräfte auf. Das Moment durch die einseitig angenommene Deckelkraft in einem Punkt ergibt sich aus Gleichung (5.12).

$$M_D = F_D \cdot r_m = m_D \cdot g \cdot r_m \quad (5.12)$$

Aus der Masse des Deckels $m_D = 4 \text{ kg}$ ergibt sich ein Moment $M_D = 1,62 \text{ Nm}$. Die Summe aller Kräfte in Y-Richtung ergibt sich aus Gleichung (5.13).

$$\sum F_y \downarrow = 0 = -F_A - F_B \rightarrow F_A = -F_B \quad (5.13)$$

Für das Momentengleichgewicht um K gilt Gleichung (5.14).

$$\sum M_K^{\circ} = 0 = F_A \cdot l_1 + F_B \cdot l_2 + M_D \quad (5.14)$$

Durch einsetzen von $-F_B$ für F_A und Umstellen nach F_B erhält man Gleichung (5.15).

$$F_B = \frac{M_D}{l_1 - l_2} \quad (5.15)$$

Daraus ergibt sich für die Längen $l_1 = 15 \text{ mm}$ und $l_2 = 130 \text{ mm}$ eine Lagerkraft von jeweils 14 N . Diese Lagerkräfte müssen somit von den Gleitlagern A und B aufgenommen werden.

Mit Hilfe der Abmessungen und der Lagerkräfte von 14 N kann mit Gleichung (5.16) die spezifische Lagerbelastung über die Lagerbreite $b_L = 20 \text{ mm}$ und den Lagerinnendurchmesser $d_L = 30 \text{ mm}$ für die gewählten Gleitlager nach Roloff/Matek bestimmt werden [33, 35].

$$p_L = \frac{F}{b_L \cdot d_L} \leq p_{Lzul} \quad (5.16)$$

Daraus ergibt sich für den Grenzfall einer einseitigen Probenbelastung durch die vollständige Deckellast als Punktlast an einer Stelle des mittleren Durchmessers des Probenraumes eine spezifische Lagerbelastung von $p_L = 0,023 \text{ N/mm}^2$. Diese ist deutlich niedriger als die zulässige spezifische Lagerbelastung von $p_{Lzul} = 60 \text{ N/mm}^2$.

Das Gleitlager mit dem Lagerinnendurchmesser von 30 mm ist mit der Bohrungstoleranz H7 versehen. Nach Empfehlung des Herstellers wird die Wellentoleranz f7 verwendet [37]. Diese Toleranz wird bei der Konstruktion der Bodeneinheit in Kapitel 5.3.1 berücksichtigt. Über die unteren und oberen Abmaße der Passungen und die Wärmeausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe von Welle α_W und Gleitlager α_L kann unter Verwendung der Einsatztemperatur ϑ_{eff} das minimale und maximale Betriebslagerspiel bestimmt werden. Das Betriebslagerspiel ergibt sich aus den folgenden Gleichungen (5.17) bis (5.22).

Maximales und minimales Einbaulagerspiel $s_{E\ max}$ und $s_{E\ min}$:

$$s_{E\ max} = (d_L + ES) - (d_W + ei) \quad (5.17)$$

$$s_{E\ min} = (d_L + EI) - (d_W + es) \quad (5.18)$$

Lagerspieländerung Δs der effektiven Lagertemperatur ϑ_{eff} :

$$\Delta s_{max} = [(d_L + ES) \cdot \alpha_L - (d_W + ei) \cdot \alpha_W] \cdot (\vartheta_{eff} - 20^\circ) \quad (5.19)$$

$$\Delta s_{min} = [(d_L + EI) \cdot \alpha_L - (d_W + es) \cdot \alpha_W] \cdot (\vartheta_{eff} - 20^\circ) \quad (5.20)$$

Maximales und minimales Betriebslagerspiel $s_{B\ max}$ und $s_{B\ min}$:

$$s_{B\ max} = s_{E\ max} + \Delta s_{max} \quad (5.21)$$

$$s_{B\ min} = s_{E\ min} + \Delta s_{min} \quad (5.22)$$

Am Gleitlager A werden Temperaturen von etwa 70 °C erwartet am Gleitlager B von etwa 300 °C. Die Ergebnisse aus den Gleichungen 5.17 bis 5.22 werden in der folgenden Tabelle 5-2 aufgelistet.

Daraus ergibt sich aufgrund des Temperatureinflusses eine Änderung des Lagerspieles im Bereich von 1 und 5 µm. Das erwartete Betriebslagerspiel liegt im Bereich von 0,055 mm und 0,107 mm für die Gleitlager A und B.

Tabelle 5-2 Ergebnisse zur Berechnung des minimalen und maximalen Betriebslagerspiels für Gleitlager A und Gleitlager B

	Formel- zeichen	Werte Gleitlager A	Werte Gleitlager B	Einheit
Für den Lagerdurchmesser d_L - 30E7				
oberes Abmaß	$d_L + ES$	30,061	30,061	[mm]
unteres Abmaß	$d_L + EI$	30,040	30,040	[mm]
Längenausdehnungskoeffizient des Lagers	α_L	19	19	$[10^{-6} \text{ K}^{-1}]$
Für den Wellendurchmesser d_W - 30f7				
unteres Abmaß	$d_W + ei$	29,959	29,959	[mm]
oberes Abmaß	$d_W + es$	29,980	29,980	[mm]
Längenausdehnungskoeffizient der Welle	α_W	18,5	18,5	$[10^{-6} \text{ K}^{-1}]$
effektive Lagertemperatur	ϑ_{eff}	70	300	[°C]
Berechnet				
maximales Einbaulagerspiel	$s_{E\max}$	0,102	0,102	[mm]
minimales Einbaulagerspiel	$s_{E\min}$	0,060	0,060	[mm]
maximales Lageränderungsspiel	Δs_{\max}	0,001	0,005	[mm]
minimales Lageränderungsspiel	Δs_{\min}	0,001	0,005	[mm]
maximales Betriebslagerspiel	$s_{B\max}$	0,103	0,107	[mm]
minimales Betriebslagerspiel	$s_{B\min}$	0,059	0,055	[mm]

5.3.5 Kupplung

Zum Verbinden der Antriebswelle mit der Welle der Bodeneinheit wird eine Metallbalgkupplung mit beidseitiger Klemmnabe der Firma R+W Antriebselemente vom Typ BKL/30/30/20-PFN verwendet, siehe Bild 5-14 [36].

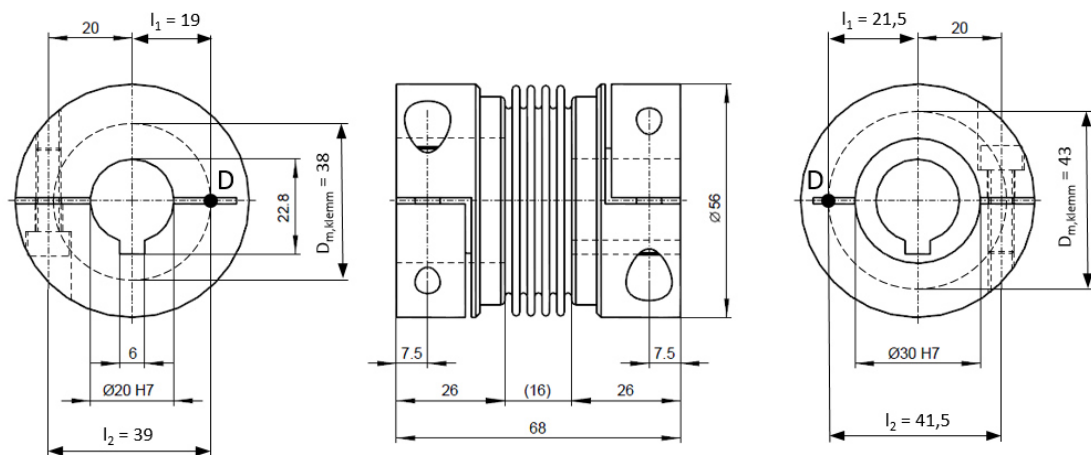


Bild 5-14 Zeichnung (nicht maßstäblich) der Metallbalgkupplung BKL/30/30/20-PFN nach [36]

Diese Kupplung ist für das Übertragen eines Drehmomentes von 30 Nm ausgelegt. Sie ist antriebsseitig mit einem Wellendurchmesser $D_{F,Antrieb}$ und auf Seite der Hohlwelle der Bodeneinheit mit einem Wellendurchmesser $D_{F,BE}$ versehen. Antriebsseitig besitzt die Kupplung eine Passfedernut.

Die Kupplung ist aus Aluminium gefertigt und für Dauertemperaturen bis 100 °C geeignet [36]. Aus der thermischen Analyse werden im Bereich der Klemmung von der Hohlwelle der Bodeneinheit und der Kupplung Temperaturen von etwa 70 °C erwartet. Die Metallbalgkupplung kann also bei den erwarteten Temperaturen eingesetzt werden.

Es folgt die Überprüfung, ob die Kupplung die kleinste erforderliche Flächenpressung p_{Fk} zur Aufnahme des Momentes $T_{Nenn} = 10,5 \text{ Nm}$ und der Längskraft F_l in axialer Richtung durch die tatsächliche Flächenpressung p_F übertragen und aufnehmen kann.

Zunächst werden die erforderlichen Daten für den rechnerischen Nachweis in Tabelle 5-3 gelistet. Danach erfolgt die Beschreibung des allgemeinen Rechenweges nach dem Lehr- und Tabellenbuch: Roloff/Matek Maschinenelemente [35]. Abschließend werden die Ergebnisse für die beiden Durchmesser $D_{F,Antrieb}$ und $D_{F,BE}$ in Tabelle 5-4 aufgelistet.

Tabelle 5-3 Daten für die Kupplungsberechnungen für kraftschlüssige Wellen-Nabe-Verbindungen

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit	Quelle	Hinweis
Nennmoment	T_{nenn}	10500	Nmm		
Masse Probe	m_{Pr}	0,4	kg		
Masse Deckel	m_D	4	kg		
Masse Boden und thermische Entkopplung	m_{BE}	2,1	kg		
Erdbeschleunigung	g	9,81	m/s ²		
Angaben für die Nabe					
Nabendurchmesser	D_{Nabe}	56	mm	[36]	
Fugenlänge	l_F	26	mm	[36]	
Abstand Schraube	l_{Schr}	20	mm	[36]	
Schraube M6	d_{Schr}	6	mm	[36]	ISO 4762
Anzahl der Schrauben	n_{Schr}	1	[]	[36]	
Anzugsmoment der Schraube	M_{Schr}	15000	Nmm	[36]	
Anwendungsfaktor	K_A	1	[]	[35]	gleichförmige umlaufende Bewegung bei leichten Stößen
Haftreibung	μ_H	0,19	[]	[37]	Stahl/Aluminium
mittlere Haftsicherheit	S_H	1,75	[]	[35]	

Als Nabenmaterial wird eine aushärtbare Aluminium-Knetlegierung für Dreh- und Frästeile aus Rundstäben mit einem Rohteildurchmesser von $d \leq 80 \text{ mm}$ mit der Be-

zeichnung ENAW-AlCu4PbMgMn verwendet. Für dieses Material gilt eine Streckgrenze $R_{p0,2} = 240 \text{ N/mm}^2$. Mit der benannten Streckgrenze kann die zulässige Fugenpressung p_{Fzul} unter Berücksichtigung der mittleren Sicherheit $S_F = 2,25$ für Spannverbindungen bestimmt werden [33].

$$p_{Fzul} = \frac{R_{p0,2}}{S_F} \quad (5.23)$$

Damit ergibt sich für beide Durchmesser $D_{F,Antrieb}$ und $D_{F,BE}$ eine zulässige Fugenpressung von $p_{Fzul} = 106,7 \text{ N/mm}^2$.

Die kleinste erforderliche Fugenpressung kann nach Gleichung (5.24) bestimmt werden.

$$p_{Fk} = \frac{F_{Rres}}{A_F \cdot \mu} = \frac{F_{Rres}}{D_F \cdot \pi \cdot l_F \cdot \mu} \quad (5.24)$$

Dabei ergibt sich die Rutschkraft F_{Rres} in resultierender Richtung aus Gleichung (5.25).

$$F_{Rres} = S_H \cdot F_{res} = S_H \cdot \sqrt{F_l^2 + F_t^2} = S_H \cdot \sqrt{F_l^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot T_{nenn}}{D_F}\right)^2} \quad (5.25)$$

Die Kraft in axialer Richtung F_l wird über die Gesamtmasse m_{ges} aus der Masse der Probe, des Deckels und der Bodeneinheit bestimmt.

$$F_l = m_{ges} \cdot g = (m_{pr} \cdot m_D \cdot m_{ButE}) \cdot g \quad (5.26)$$

Für die Bestimmung der erforderlichen Klemmkraft F_{Kl} und der tatsächlichen Flächenpressung p_F wird zunächst der mittlere Durchmesser der Klemmverbindung $d_{m,Klemm}$ ermittelt. Dieser ergibt sich nach Gleichung (5.27) aus dem Fugendurchmesser D_F und dem Außendurchmesser der Nabe D_{Nabe} und ist in Bild 5-14 eingezeichnet.

$$d_{m,Klemm} = \frac{D_F + D_{Nabe}}{2} \quad (5.27)$$

Unter Verwendung des mittleren Durchmessers der Klemmverbindung können die in Bild 5-14 gekennzeichneten Längen l_1 und l_2 , Abstand der Kraft F_N vom Drehpunkt und Abstand der Klemmkraft F_{Kl} von Drehpunkt, nach Gleichung (5.28) und Gleichung (5.29) bestimmt werden.

$$l_1 = \frac{D_{m,Klemm}}{2} \quad (5.28)$$

$$l_2 = l_1 + l_{Schr} \quad (5.29)$$

Die erforderliche Klemmkraft F_{Kl} ergibt sich nach Gleichung (5.30).

$$F_{Kl} = \frac{K_A \cdot T_{nenn} \cdot S_H \cdot l_1}{n_{Schr} \cdot D_F \cdot l_2 \cdot \mu_H} \quad (5.30)$$

Für die Bestimmung der tatsächlichen Flächenpressung p_F wird zunächst die Schraubenvorspannkraft F_{VM} der Klemmverbindung ermittelt. Diese kann überschlägig aus dem vorgeschriebenen Anzugsmoment der Klemmschraube von 15 Nm nach Gleichung (5.31) bestimmt werden.

$$F_{VM} = \frac{M_{Schr}}{0,17 \cdot d_{Schr}} \quad (5.31)$$

Die tatsächliche Flächenpressung ergibt sich aus Gleichung (5.32).

$$p_F = \frac{n_{Schr} \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \cdot \frac{l_2}{l_1} \quad (5.32)$$

Mit den Werten aus Tabelle 5-3 ergeben sich aus den Gleichungen (5.23) bis (5.32) damit die in Tabelle 5-4 aufgelisteten Ergebnisse für die Wellendurchmesser $D_{F,Antrieb}$ und $D_{F,BE}$.

Tabelle 5-4 Ergebnisse der Kupplungsberechnung für die Gleichungen (5.23) bis (5.32)

Berechnet:	Formelzeichen	Wert für $D_{F,Antrieb}$ (20 mm)	Wert für $D_{F,BE}$ (30 mm)	Einheit
zulässige Flächenpressung	p_{Fzul}	106,7	106,7	N/mm ²
Längskraft	F_l	63,8	63,8	N
resultierende Rutschkraft	F_{Rres}	1230,1	1840,9	N
kleinste erforderliche Fugenpressung	p_{Fk}	2,6	5,9	N/mm ²
mittlerer Durchmesser der Klemmverbindung	$d_{m,Klemm}$	43,0	38,0	mm
Abstand Kraft F_N vom Drehpunkt	l_1	21,5	19,0	mm
Abstand Kraft F_{Kl} vom Drehpunkt	l_2	41,5	39,0	mm
erforderliche Klemmkraft	F_{Kl}	1,7	2,4	kN
Schraubenvorspannkraft	F_{VM}	14,7	14,7	kN
tatsächliche Flächenpressung	p_F	36,4	58,0	N/mm ²
Vergleich	$F_{VM} > F_{Kl}$	14,7 > 1,7 Ja → i.O.	14,7 > 2,4 Ja → i.O.	kN
Vergleich	$p_F < p_{Fzul}$	36,4 < 106,7 Ja → i.O.	58 < 106,7 Ja → i.O.	N/mm ²
Vergleich	$p_F > p_{Fk}$	36,4 > 2,6 Ja → i.O.	58 > 5,9 Ja → i.O.	N/mm ²

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die Schraubenvorspannkraft F_{VM} für beide Klemmnaben, also an der Antriebswelle und an der Hohlwelle der Bodeneinheit, größer der erforderlichen Klemmkraft F_{Kl} ist. Ebenfalls ist die tatsächliche Flächenpressung p_F größer als die kleinste erforderliche Flächenpressung p_{Fk} , ohne aber die zulässige

Flächenpressung p_{Fzul} zu überschreiten. Die Metallbalgkupplung kann daher zur Übertragung des Antriebsmomentes eingesetzt werden und kann auch die axialen Belastungen aufnehmen.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Solarturmkraftwerke gewinnen durch die fortschreitende Verknappung fossiler Brennstoffe und wegen der Anforderungen an den Klimaschutz als ein Konzept der Erneuerbaren Energien immer mehr an Bedeutung. Eine Variante sind Solarturmkraftwerke mit Zentrifugalpartikelrezeivern, die etwa 1 mm große keramische Partikel aus gesintertem Bauxit als Wärmeträgermedium nutzen. Diese Partikel absorbieren die in den Receiver eintreffende konzentrierte Solarstrahlung und können je nach Verweildauer im Receiver Temperaturen bis zu 1000 °C erreichen. Die Verweildauer ergibt sich aus der Kombination von der Drehzahl und dem Neigungswinkel des Receivers. Im Betrieb werden die Partikel durch die Zentrifugalkraft an die Zylinderwand gepresst und bilden einen langsamen konstanten Partikelmassenstrom. Dabei kommt es zu Relativbewegungen und zu Kontakten zwischen einzelnen Partikeln, wodurch Partikelabrieb erzeugt wird.

Ziel der Arbeit war daher die Entwicklung eines Teststandes, der den massenanteiligen Partikelabrieb unter dem Einfluss der Kraft, der Geschwindigkeit und der Temperatur bestimmen kann. Außerdem soll der Teststand den Abrieb auf den Einfluss der Reibung zwischen den Partikeln reduzieren und den Einfluss von Prall ausschließen können.

Zunächst wurden verschiedene Konzepte zur Erzeugung von Partikelabrieb erarbeitet und verglichen. Mit der Wahl der Ringscherzelle konnte ein Teststandskonzept ermittelt und gewählt werden, dass sehr gezielt die Belastung auf die Partikel und die Relativgeschwindigkeiten zwischen den Partikeln variieren kann. Zusätzlich kann bei der Ringscherzelle der Einfluss der Prallwirkung auf den Partikelabrieb komplett ausgeschlossen werden.

Das Herzstück der Ringscherzelle bildet der Probenraum, der die Partikel aufnimmt. Die Abmessungen des Probenraumes konnten so definiert werden, dass der prozentuale Unterschied der Umfangsgeschwindigkeit zwischen Innen- und Außendurchmesser die Forderung von weniger als 40 % erfüllt. Aus den Abmessungen ergibt sich außerdem die Probenmasse. Mit den gewählten Abmessungen konnte erreicht werden, dass der beim Betrieb der Ringscherzelle erzeugte massenanteilige Abrieb mit einer vorhandenen Waage bei ausreichender Messgenauigkeit erfasst werden kann. Somit konnte hier der Wunsch der Nutzung vorhandener Infrastruktur erfüllt werden.

Da der Teststand auch den Einfluss der Temperatur auf den Partikelabrieb untersuchen soll, musste eine geeignete Methode zum Aufheizen der Partikel gefunden werden.

Zunächst wurden daher verschiedene Methoden zur Aufheizung erarbeitet. Im Anschluss erfolgte ein Vergleich der Heizmethoden bezüglich der Aufheizzeit und der erreichbaren Proben temperatur, die mit 850 °C innerhalb von einer Stunde als Forderung definiert wurden. Zum Vergleich fand im Anschluss für jede der Heizmethoden eine FEM-Analyse statt. Mit den Ergebnissen der FEM-Analysen konnte mit den Flachheizern eine Heizmethode für das Aufheizen empfohlen werden, die die Anforderungen erfüllt und nach dem Prinzip des Wärmekontaktes arbeitet.

Des Weiteren wurde anhand einer Auslegungsberechnung überprüft, ob ein vorhandener Stirnradgetriebemotor als Antrieb der Ringscherzelle genutzt werden kann. Dabei wurde ermittelt, dass eine Verwendung möglich ist.

Außerdem wurde ein Konzept für die Konstruktion einer Baugruppe der Ringscherzelle entwickelt. Diese Baugruppe, der „Rotierende Probenraum“, wurde im Anschluss konstruiert. Die Konstruktion beinhaltet zum einen die Bodeneinheit. Sie erfüllt die Teilfunktion der thermischen Entkopplung durch eine Hohlwelle und die Partikelaufnahme. Zum anderen beinhaltet die Konstruktion den Einlegering zur Erzeugung einer rauen Oberfläche. Für diese Bauteile wurden die geometrischen Abmessungen festgelegt und der Werkstoff gewählt. Zusätzlich wird die Lagerung der Welle und die Anbindung der Welle an den Antrieb durch die Auswahl von Gleitlagern und einer Kupplung berücksichtigt.

Um die Phase der Auslegung und Konstruktion der Ringscherzelle abschließen zu können, werden in einer weiterführenden Abschlussarbeit am DLR (siehe Kapitel 5.1) noch einige Komponenten der Ringscherzelle definiert und konstruiert. Dazu gehören die Deckelfixierung durch den Querträger, die Wandstärke der Deckel- und Boden isolation mit der Auswahl eines Isolationswerkstoffes, die Konstruktion der Baugruppe zur Entlastung des Deckels und die Bestimmung der benötigten Gegengewichte.

7 Literaturverzeichnis

- [1] QUASCHNING, Volker. *Regenerative Energiesysteme: Technologie-Berechnung-Simulation*. Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2015.
- [2] WU, W., et al. *Proof of concept test of a centrifugal particle receiver*. Energy Procedia. 2014. 49. Jg., S. 560-568.
- [3] HELLMANN, J. R.; MCCONNELL, V. S. *Characterization of spherical ceramic particles for solar thermal transfer media: a market survey*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA), 1986.
- [4] HELLMANN, J. R., et al. *Evaluation of spherical ceramic particles for solar thermal transfer media*. Sandia National Labs., Albuquerque, NM (USA), 1987.
- [5] SIEGEL, N., et al. *Physical properties of solid particle thermal energy storage media for concentrating solar power applications*. Energy Procedia, 2014, 49. Jg., S. 1015-1023.
- [6] AMSBECK, Lars. *Keramische Partikel als Wärmeträger der nächsten Generation in Solarturmanlagen*. 17. Kölner Sonnenkolloquium, 5.6.2014. www.dlr.de, Abfrage: 08.05.2015.
- [7] KNOTT, R. C., et al. *High Temperature Durability of Solid Particles for Use in Particle Heating Concentrator Solar Power Systems*. In: ASME 2014 8th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2014 12th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology. American Society of Mechanical Engineers, 2014.
- [8] ARBEITSBLATT, GfT. 7: Tribologie-Verschleiß. *Reibung, Definitionen, Begriffe, Prüfung*, Gesellschaft für Tribologie eV (GfT), 2002.
- [9] CZICHOS, Horst; HABIG, Karl-Heinz. *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Springer-Verlag, 2010.
- [10] ZOZ, Henning. *Moderne Konzepte der Nass-und Trockenvermahlung mit Ausblick in Nanostrukturen*. Mitteilungen des Vereins Deutscher Emailfachleute eV, 2009, Nr. 4
<http://medien.zoz-group.de/en/-media-feedback/category/1.html?start=160>, Abfrage: 20.04.2015
- [11] WIKIPEDIA. Kugelmühle. *Prinzip einer Kugelmühle*. www.wikipedia.org, Abfrage: 15.04.2015
- [12] REICHARDT, Roland. *Ereignisdiskrete Simulation einer Hochenergie-Kugelmühle*. 2005.

- [13] TOMAS, J. *Skript zur Vorlesung Mechanische Verfahrenstechnik - Partikeltechnologie Zerkleinerung*. 2014.
http://www.mvt.ovgu.de/mvt_media/MVT_e_2-p-668.pdf, Abfrage: 17.04.2015
- [14] TOMAS, J. *Folien zur Vorlesung Mechanische Verfahrenstechnik - Partikeltechnologie Zerkleinerung*. 2011.
http://www.mvt.ovgu.de/mvt_media/Vorlesungen/VO_MVT/Folien_MVT_2.pdf, Abfrage: 17.04.2015
- [15] STANDARD, A. S. T. M. D6773-02: Standard shear test method for bulk solids using the Schulze ring shear tester, ASTM International.
- [16] SCHULZE, Dietmar. *Pulver und Schüttgüter*. Berlin: Springer, 2009.
- [17] BATH, Frank. *Zerkleinern bis in den Nanometerbereich: Kolloidvermahlungen mit Planeten-Kugelmøhlen*. In: Chemie-Anlagen + Verfahren. Konradin, 2006.
www.prozesstechnik-online.de, Abfrage 15.04.2015
- [18] FRITSCH GMBH. *Betriebsanleitung „Planeten-Mikromøhle Pulversiette 7“*. 1996. www.fritsch.de, Abfrage: 16.09.2015
- [19] MÜLLER, Walter. *Mechanische Verfahrenstechnik und ihre Gesetzmäßigkeiten*. Walter de Gruyter, 2014.
- [20] BOHNET, Matthias (Hg.). *Mechanische Verfahrenstechnik*. John Wiley & Sons, 2012.
- [21] PAHL, Gerhard, et al. *Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung*. Springer-Verlag, 2013.
- [22] BRIDGWATER, John. Particle breakage due to bulk shear. *Handbook of powder technology*, 2007, 12. Jg., S. 87-116.
- [23] SPECIAL METALS CORPORATION. Products. Technical Bulletins Available For Download. *INCONEL® ALLOY 625*. www.specialmetals.com, Abfrage: 02.09.2015
- [24] PROMAT. High Performance Insulation. Produkte. Mikroporøs Promalight®. *PROMLIGHT®-1000R*. PDF-Dokumente. Technische Produktdatenblätter. *PROMALIGHT®-1000R, -1000X, -1200 - Technisches Datenblatt*. www.promat.de, Abfrage: 05.07.2015
- [25] CARBO. CARBOHSP high-density sintered bauxite proppant. *CARBOHSP technical data sheet*. www.carboceramics.com, Abfrage: 18.04.2015
- [26] VDI e.V. *VDI-Wärmeatlas*. 11., bearbeitete und erweiterte Auflage. Springer, 2013.
- [27] HILLESHEIM GMBH. Heizschnüre. *Hochtemperatur-Heizschnur*. Typ HSQ. www.hillesheim-gmbh.de, Abfrage 03.07.2015
- [28] BACH RC GMBH. Keramische Heizelemente. *Heizpatronen*. Technische Daten. www.bachrc.de, Abfrage: 05.07.2015

-
- [29] BACH RC GMBH. Technologie. Technologie & Vorteile. Materialeigenschaften. Diagramme. *Oberflächenleistung von Siliziumnitrid-Heizelementen*. www.bachrc.de, Abfrage: 05.07.2015
- [30] BACH RC GMBH. Keramische Heizelemente. *Flachheizer*. Technische Daten. www.bachrc.de, Abfrage: 17.07.2015
- [31] BACH RC GMBH. Keramische Heizelemente. Glühzünder. Beschreibung. Diagramme. *Aufheizverhalten eines Glühzünders*. www.bachrc.de, Abfrage: 17.07.2015
- [32] FLEISCHER, Bernhard; THEUMERT, Hans. *Entwickeln, Konstruieren, Berechnen*. Vieweg+ Teubner, Wiesbaden, 2009.
- [33] CASPAR GLEITLAGER GMBH. Produkte. Gleitlager. *Festschmierstoffgleitlager. Bundbuchsen. Datenblatt*. www.caspar-gleitlager.de, Abfrage 25.09.2015
- [34] LOB GMBH. Werkstoff-Datenbank. Rost- und säurebeständige Stähle. *Werkstoff-Nummer 1.4404*. <http://www.lob-gmbh.de/de/werkstoffe/1.4404.html>, Abfrage: 30.09.2015
- [35] MATEK, Wilhelm, et al. *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung Berechnung Gestaltung. Lehrbuch und Tabellenbuch*. Springer-Verlag, 2013.
- [36] R+W ANTRIEBSELEMENTE. Produkte. Präzisionskupplungen. *Metallbalgkupplungen. Mit Klemmnabe. BKL*. BKL/30/30/20-PFN. www.r+w-kupplungen.de, Abfrage: 20.09.2015
- [37] KUCHLING, Horst. *Taschenbuch der Physik*. VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1986.

8 Anhang

8.1	Anforderungsliste	78
8.2	Materialkennwerte FEM	81
8.3	Technische Zeichnungen und Stückliste	82
8.4	Datenblätter	89

8.1 Anforderungsliste

F W	Nr.	Anforderungen Forderung (F), Wunsch (W), Ziel (Z)	Beschreibung, Quantifizierung
1. Geometrie			
F	1.1	max. Raumbedarf des Teststandes LxBxH	2 x 1,5 x 2 m
F	1.2	min./max. (Proben-)Partikelmenge	max. 0,4 kg
2. Kinematik/Funktion			
F	2.1	Relativbewegung der Partikel: - Kombination aus Gleiten, Rollen und Wälzen - Prall ausschließen	konstruktive Lösung
F	2.2	Erzeugung unterschiedlicher Relativgeschwindigkeiten der Partikel zum Abbilden der möglichen Relativgeschwindigkeiten in Prototypen	Geschw. in Prototypen: $v_{\min} = 0,008 \text{ m/s}$ $v_{\max} = 0,03 \text{ m/s}$
W	2.3	möglichst homogene Relativgeschwindigkeiten	Prozentualer Unterschied der Umfangsgeschwindigkeit in der Scherzelle kleiner 40 %
F	2.4	Behälter zur Partikelaufnahme	Be- und Entladeposition, abnehmbarer Behälter, gute Zugänglichkeit
3. Kräfte			
F	3.1	max. Partikellast (p_{lok} - lokaler Druck)	$\approx 1200 \text{ N/m}^2$
W	3.2	Abbildung der Partikelbelastungen im Speicher	Worst-case: Vertikalspannung σ_v ca. 610000 N/m^2
4. Energie			
F	4.1	Teststand temperaturfest	bis $500 \text{ }^\circ\text{C}$
W	4.2	Teststand temperaturfest	bis $1000 \text{ }^\circ\text{C}$
F	4.3	verschiedene Temperaturen einstellbar	Bereich: Raumtemperatur - $500 \text{ }^\circ\text{C}$
W	4.4	verschiedene Temperaturen einstellbar	Bereich: Raumtemperatur - $900 \text{ }^\circ\text{C}$
F	4.5	Isolation	Temperatur außen: $< 60 \text{ }^\circ\text{C}$
F	4.6	Erzeugung der Partikelbewegung: Antriebsleistung (elektrisch)	Auslegungskriterien: Kosten, Größe - benötigte Antriebsleistung: $0,11 \text{ kW}$ - benötigtes Antriebsmoment: $10,5 \text{ Nm}$ Drehzahl der Scherzelle: $5 \text{ bis } 40 \text{ min}^{-1}$ (entspricht Drehzahlbereich des Antriebes)
F	4.7	Beheizen des Teststandes	durch geeignete Heizmethode
F	4.8	Aufheizzeit	$< 2 \text{ Stunden}$ (für minimale Probertemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$)
W	4.9	Aufheizzeit	$< 1 \text{ Stunde}$ (für minimale Probertemperatur von $850 \text{ }^\circ\text{C}$)
5. Stoff			
F	5.1	Verschleißbestimmung über Massenverlust	Waage notwendig: Messbereich 400 g , Messgenauigkeit 1 mg
F	5.2	kein Massenverlust an Umgebung (Messgenauigkeit)	kein Massenverlust
F	5.3	Einsatz von Partikeln mit verschiedenen Durchmessern	1 mm , $1,3 \text{ mm}$ ($0,5 \text{ mm}$ oder $1,8 \text{ mm}$)
F	5.4	Einsatz von Partikeln verschiedener Lieferanten	Carbo / Saint Gobain

Fortsetzung Anforderungsliste

F W	Nr.	Anforderungen Forderung (F), Wunsch (W), Ziel (Z)	Beschreibung, Quantifizierung
6. Signal			
F	6.1	Messung der Temperatur der Heizelemente	Thermoelemente bis 1000 °C
W	6.2	Messung der Temperatur der Partikelmasse	Thermoelemente bis 1000 °C . kabellos/Schleifkontakt (rotierender Boden)
F	6.3	Signalverarbeitung von Ein- und Ausgangssignalen (analog oder digital) z.B. der Thermoelemente, der Motordrehzahl, von Endschaltern	z.B. mit LOGO, SPS LabView
W	6.4	Automatischer Beginn der Versuchsdurchführung bei Erreichen der Prüftemperatur der Partikel	Eingangssignal Thermoelemente Partikelmasse oder Zeitschaltung
7. Sicherheit			
F	7.1	Not-Aus-Schalter	Abschalten der gesamten Anlage
F	7.2	Gefährdungsbeurteilung	Mögliche Gefahren bei Benutzung des Prüfstandes auflisten und Sicherheitsvorschriften definieren
F	7.3	Brandschutz	Einhaltung der betrieblichen und gesetzlichen Vorschriften
F	7.4	Schutz vor Eingriff in bewegliche Teile	Umhausung oder Warnhinweis
8. Ergonomie			
W	8.1	Bedienung möglichst zentral über eine Steuereinheit (Ein/Aus, Drehzahl, Start, Messung)	Steuerkasten
F	8.2	einfache Be- und Entladung	Beladung von Oben, Be- und Endladeposition des Deckels
9. Fertigung			
W	9.1	Standardkomponenten/-halbzeuge verwenden	- z.B. Normteile - Fertigerzeugnisse: z.B. Form- und Stabstahl, Hohlprofile, Bleche
10. Kontrolle/Messtechnik			
F	10.1	Waage Partikelgewicht	Messbereich 400 g, Messgenauigkeit 1 mg
F	10.2	Bestimmung der Korngrößenverteilung vor und nach des Verschleißversuches	Siebmaschine/Siebe (Maschenweiten...)
F	10.3	Temperaturmesstechnik	Thermoelemente bis 1000 °C
11. Montage			
F	11.1	Bedienungsanleitung für den Teststand	Messablauf, Bedienung der Steuerung
F	11.2	Montagedokumentation	Bilder (Ablauf), Komplikationen, Laufzettel erledigte Arbeiten (Zuständigkeiten)
W	11.3	Auflistung möglicher Änderungen bei Montage	Dokumentation in Zeichnungen, Schaltplänen etc.

Fortsetzung Anforderungsliste

F W	Nr.	Anforderungen Forderung (F), Wunsch (W), Ziel (Z)	Beschreibung, Quantifizierung
12. Transport			
W	12.1	Flexibilität	Teststand mit Rollen
13. Gebrauch			
F	13.1	Einsatzort	Labor
W	13.2	Langzeitversuch/Dauerbetrieb	Einhaltung Vorschriften
14. Instandhaltung			
W	14.1	wartungsfreundliche Konstruktion	- möglichst wenig Verschleißteile - gute Zugänglichkeit der Verschleißteile - geringe Anzahl an Komponenten
W	14.2	Reinigung	gute Zugänglichkeit zu reinigender Komponenten
15. Recycling			
F	15.1	Umwelt	keine Verwendung umweltgefährdender Stoffe
F	15.2	Mensch	keine Verwendung gesundheitsgefährdender Stoffe
16. Kosten			
F	16.1	Investitionsvolumen	möglichst gering
W	16.2	wenn möglich Verwendung vorhandener Ressourcen	z.B. Stirnradgetriebemotor, Frequenzumrichter, Waage, Siebmaschine

8.2 Materialkennwerte FEM

Inconel 625		
Dichte ρ	8440	kg/m ³
Temperatur	Wärmeleitfähigkeit λ	spezifische Wärmekapazität c_p
T [°C]	[W/m·K]	[J/kg·K]
21	9,8	410
93	10,8	427
204	12,5	456
316	14,1	481
427	15,7	511
538	17,5	536
649	19	565
760	20,8	590
871	22,8	620
982	25,2	645
1093		670

Promalight 1000R		
Dichte ρ	320	kg/m ³
Temperatur	Wärmeleitfähigkeit λ	spezifische Wärmekapazität c_p
T [°C]	[W/m·K]	[J/kg·K]
200	0,022	920
400	0,024	1000
600	0,029	1040
800	0,034	1080

Bauxit-Partikel		
(Schütt-) Dichte ρ_s	2100	kg/m ³
spezifische Wärmekapazität c_p	1000	J/kg·K
Wärmeleitfähigkeit λ	T [°C]	λ [W/m·K]
	20	0,29
	200	0,36
	400	0,49
	600	0,6
	800	0,8

8.3 Technische Zeichnungen und Stückliste

Explosionszeichnung und Stückliste

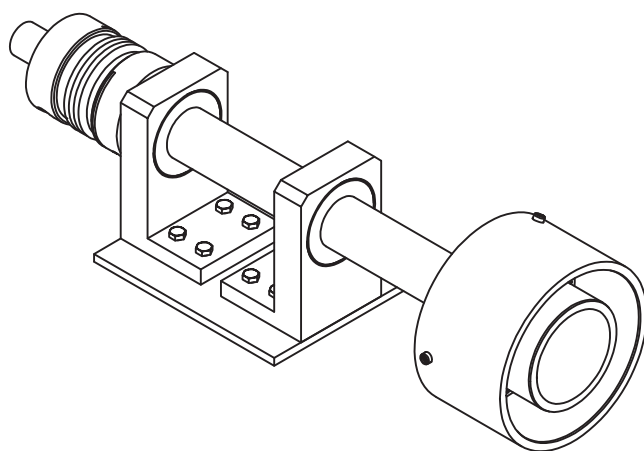
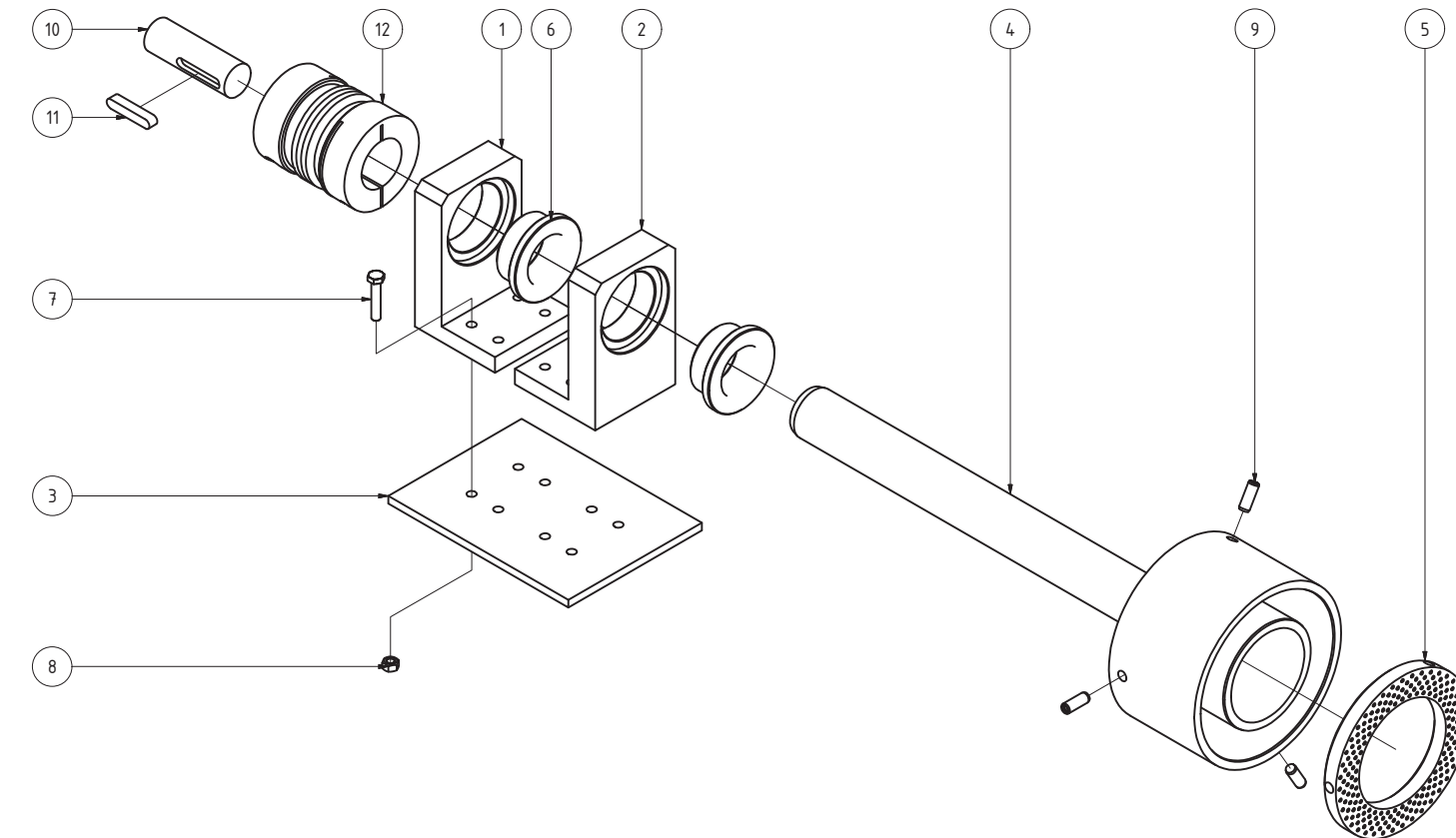
Baugruppenzeichnung

Bodeneinheit

Einlegering

Adapter Gleitlager A

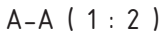
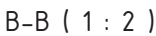
Adapter Gleitlager B



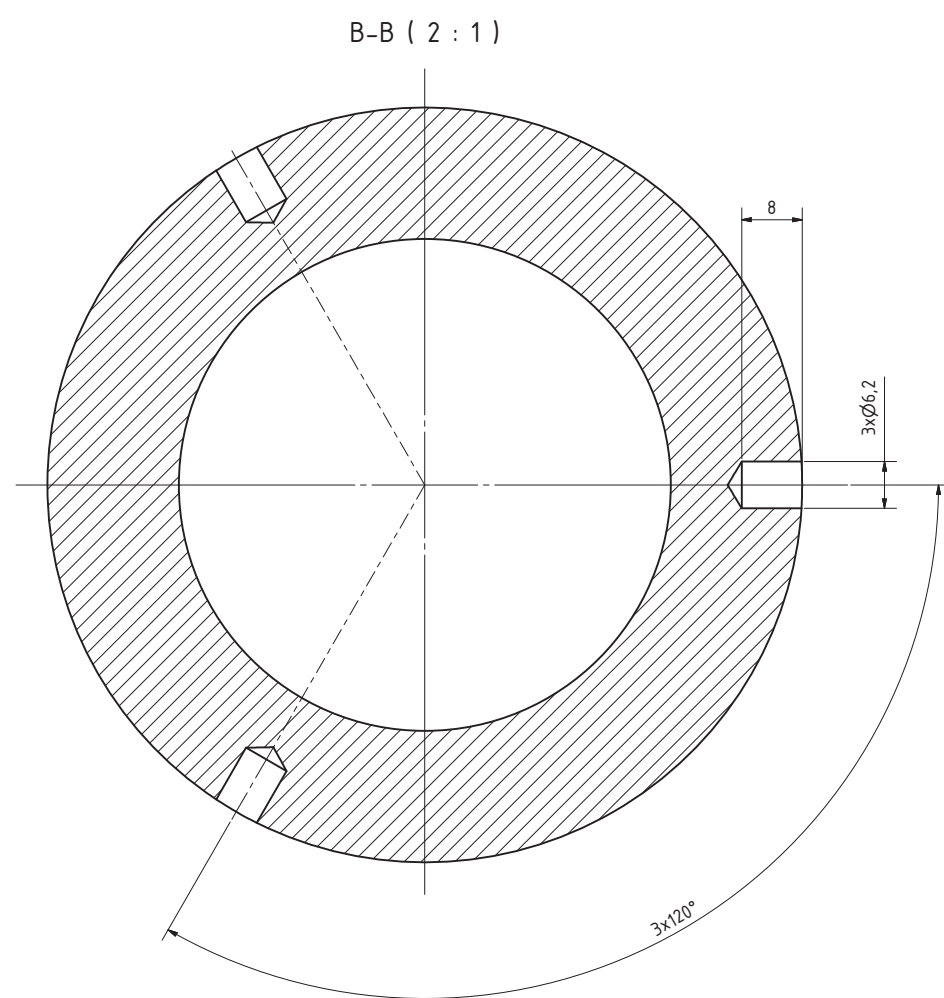
12	1	Metallbalgkupplung	BKL30/30/20-PFN		R+W Antriebselemente
11	1	Passfeder	DIN 6885 - A - 6 x 6 x 32		
10	1	Antriebswelle			Stirnradgetriebemotor Typ RX57 DRE100LC4BE5/TF (SEW)
9	3	Zylinderstift	ISO 8733 - 6 x 30 - St		
8	8	Sechskantmutter	ISO 4032 - M5 - 10		
7	8	Sechskantschraube	ISO 4017 - M5 x 25 - 10.9		
6	2	Gleitlager	Bundbuchse mit Festschmierstoff	CuSn5Pb5Zn5	
5	1	Einlegering		1.4404	
4	1	Bodeneinheit		1.4404	
3	1	Montageplatte	Blech DIN EN 485	EN AW-Al 99,8 - 5	Ausschnitt
2	1	Adapter Gleitlager B		EN AW-6082	
1	1	Adapter Gleitlager A		EN AW-6082	
Pos. Men.		Benennung	Sachnummer/Norm-Kurzbezeichnung	Werkstoff	Bemerkung

STÜCKLISTE

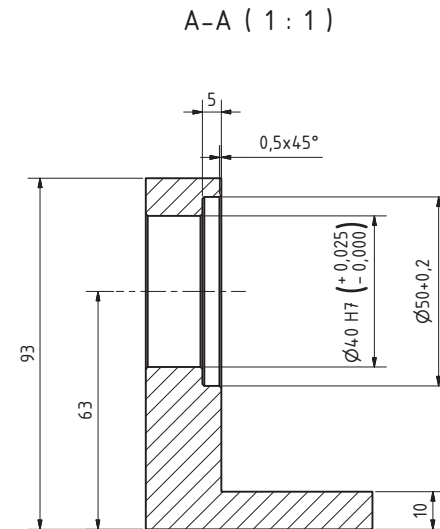
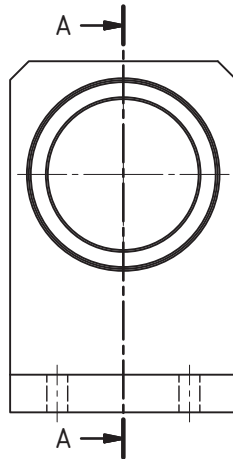
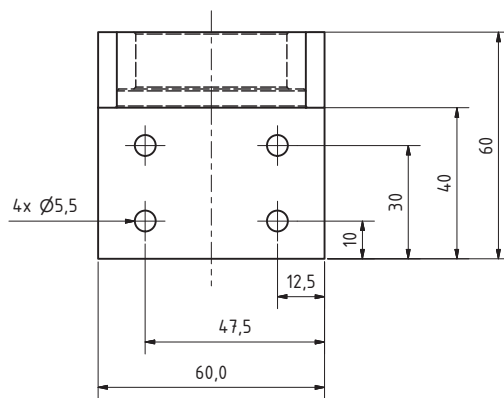
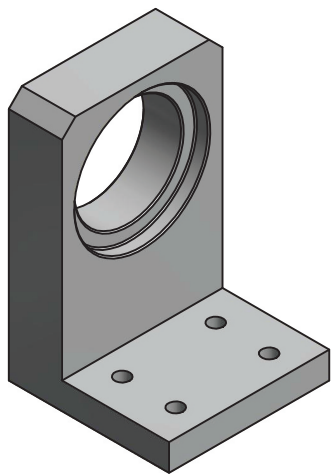
			Zul. Abw.:	Oberfläche:	Maßstab: 1:2	Gew.:-
			Werkstoff:			
			Datum	Name	Explosionszeichnung: Baugruppe Rotierender Probenraum	
			gezeichnet	pos5_ge		
			kontrolliert			
			norm			
						1
						A2
Status	Änderungen	Datum	Name			



				Zul. Abw.:		Oberfläche:		Maßstab: 1:2		Gew.: -	
								Werkstoff:			
					Datum	Name		Baugruppenzeichnung: Rotierender Probenraum			
				gezeichnet	04.11.2015	poss_ge					
				Kontrolliert							
				norm							
								1 A2			
Status	Änderungen		Datum	Name							

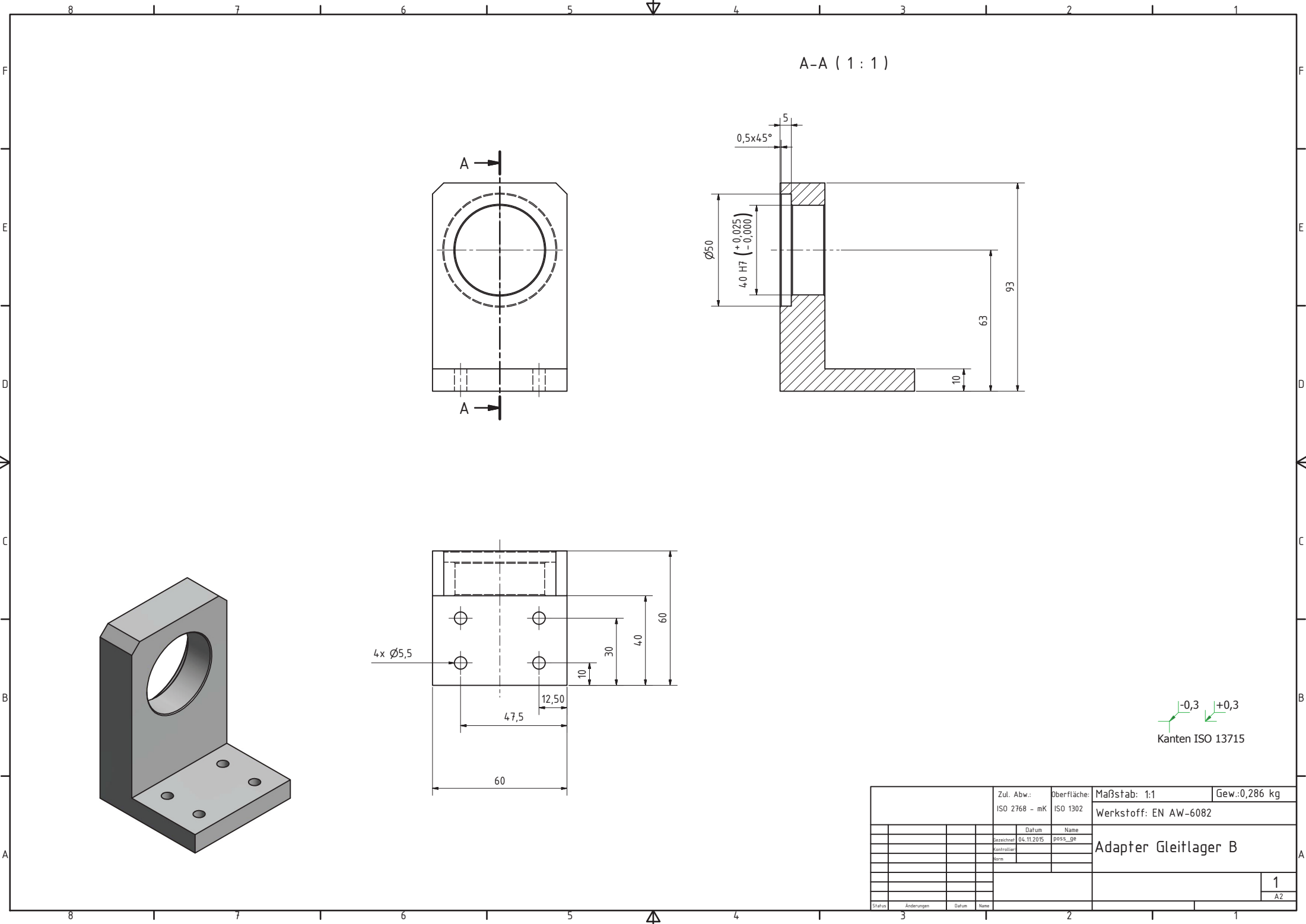


				Zul. Abw.: ISO 2768 - m		Oberfläche: ISO 1302		Maßstab: 2:1		Gew.:0,349 kg	
								Werkstoff: 1.44.04			
					Datum	Name		Einlegering			
				gezeichnet	21.09.2015	poss_ge					
				Kontrollierer							
				Norm							
								1			
								A2			
Status	Änderungen		Datum	Name							



$-0,3$ $+0,3$
Kanten ISO 13715

			Zul. Abw.: ISO 2768 - mK	Oberfläche: ISO 1302	Maßstab: 1:1	Gew.:0,286 kg
			Werkstoff: EN AW-6082			
			Datum	Name	Adapter Gleitlager A	
			gezeichnet	pos5_ge		
			kontrolliert			
			norm			
						1
						A2
Status	Änderungen	Datum	Name			



8.4 Datenblätter

Antrieb und Frequenzumrichter

Werkstoffdaten 1.4404

Gleitlager Firma Caspar Gleitlagertechnik GmbH

Kupplung BKL30/30/20-PFN

Antrieb und Frequenzumrichter

SEW-EURODRIVE---Driving the world

Angebot

Angebots-Nr.: [REDACTED]

vom: [REDACTED]



Seite 2 / 4

Pos	Menge	Sachnummer	Stückpreis	EUR	Gesamtpreis	EUR
01	1 ST					
		Stirnradgetriebemotor				
		RX57 DRE100LC4BE5/TF				
		Drehzahl [r/min]	:	1455 / 614		
		Übersetzung gesamt [i]	:	2,37 / unendlich		
		Ma max [Nm]	:	69		
		Abtriebsdrehmoment [Nm]	:	47		
		Betriebsfaktor SEW-FB	:	1,50		
		Bauform IM	:	M1		
		Lage Klemmenk. [°]/Kabeleinfg.	:	270 (T) / normal		
		Schmierstoff / -menge [l]	:	CLP 220 Miner.Öl / 0,60		
		Farbanstrich	:	Deckanstrich RAL7031 (blaugrau)		
		Abtriebswellenende	:	20x40mm lg.		
		Dokumentation Nr. A	:	20200536		
		Einzelteilliste	:	012670697		
		Motor-Leistung [kW]	:	3		
		Motor-Frequenz [Hz]	:	50		
		Einschaltdauer S1-S10	:	S1		
		Motor-Spannung [V] / Schaltart	:	230/400 Dreieck/Stern		
		Nennstrom [A]	:	10,80 / 6,20		
		cos phi	:	0,81		
		Schaltbild	:	R13T / 681510306		
		Wärmeklasse[°C]/Schutzart[IP]	:	155(F) / 54		
		International efficiency class	:	IE2		
		Wirkungsgrad	:			
		bei 50/75/100% Pn [%]	:	86,3 / 87,1 / 86,3		
		CE-Zeichen	:	Ja		
		Bremse	:	BE5		
		Bremsspannung [V]/-moment [Nm]	:	230 AC / 40		
		Brems-Gleichrichter	:	BGE1.5		
		Bremsen-Schaltbild	:	B100 / 690010006		
		Motorschutz	:	TF = Temperaturfühler PTC		
		Klemmenkasten	:	Klemmenkasten-Unterteil aus ALU mit Gewindebohrung 2xM32, 1xM16		
		Dokumentation Nr. A	:	20074530		
		Einzelteilliste	:	091240606		
		Typenschild	:	Deutsch		
		1. TS-Satz / Lage	:	180°		
		Betriebsanl. A Sprache/Anz.	:	Deutsch		
		Statistische Warennummer	:	85015220		
		Nettogewicht [kg]	:	ca. 48/ST 48/Pos.		

Lieferzeit: [REDACTED]

Übertrag EUR [REDACTED]

Hauptverwaltung/Headquarters

SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG
Ernst-Blickle-Strasse 42
76646 Bruchsal - Germany

Telefon 07251 75-0
Telefax 07251 75-1970

Postfachadresse / P.O.Box
Postfach 30 23
76642 Bruchsal - Germany
www.sew-eurodrive.de
sew@sew-eurodrive.de

Bankverbindungen/Bank accounts

Deutsche Bank AG IBAN DE61660700040200425700 BIC DEUTDE33HAN
Commerzbank Bruchsal IBAN DE2266340018047088900 BIC COBADE33HAN
Sparkasse Kraichgau IBAN DE85663500360000020313 BIC BRUSDE33HAN
Volksbank Bruchsal-Bretten IBAN DE356639120000000202100 BIC GENODE33HAN

USt-Ident.-Nr./VAT Regist. No. DE 143080517

Kommanditgesellschaft, Sitz: Bruchsal, RG Mannheim HRA 230970
Komplementärin: SEW-EURODRIVE Verwaltungs-GmbH
Sitz: Bruchsal, RG Mannheim HRB 230207
Geschäftsführung: Jürgen Blickle (Vorsitzender),
Johann Soder, Hans Sondernmann, Dr. Jürgen Zanghellini

Antrieb und Frequenzumrichter

SEW-EURODRIVE---Driving the world

Angebot

Angebots-Nr.: [REDACTED]

vom: [REDACTED]



Seite 3/ 4

Pos	Menge	Sachnummer	Stückpreis	EUR	Gesamtpreis	EUR
			Übertrag	EUR		
02	1	ST				
Umrichter / Optionen						
MC07B0030-5A3-4-00/FSC12B/DFP21B						
Umrichter			: 08285225			
Baugröße			: 0L			
Geräteausführung			: Standardausführung			
Integrierter Netzfilter			: Kategorie C2			
Netznennspannung [V]			: 3x380-500 +/- 10%			
Netznennstrom [A]			: 6.3 (400V)			
Netznennfrequenz [Hz]			: 50-60 +/- 5%			
Ausgangsnennleistung [kW]			: 3,00			
Ausgangsnennleistung [HP]			: 4,00			
Ausgangsspannung [V]			: 3 x 0-U/Netz			
Ausgangsnennstrom [A]			: 7,00			
Drehzahlbereich [1/min]			: 0-5500			
Umgebungstemperatur min [°C]			: -10			
Umgebungstemperatur max [°C]			: +50			
Schutzart IP			: 20			
Bedienoption			: FBG11B, Sachnummer 18206352			
			Schutzart IP20			
Frontoption			: FSC12B, Sachnummer 18240453			
			Kommunikationsmodul CAN/RS485			
			Schnittstellen SBus (Klemmen)			
			RS485 (Klemmen/RJ10)			
Optionskarte			: DFP21B mit Zubehör fertig eingebaut			
			Feldbus-Gateway PROFIBUS DP-V1, für			
			dieses und bis zu 7 weitere MOVITRAC.			
			Sachnummer Einbauoption 18235395,			
			nur werksseitig eingebaut bestellbar.			
Digitale Dokumentation /Anzahl			: Digitale Dokumentation auf DVD / 1			
Art Printdokumentation			: Printdokumentation kompakt			
Dokumentation Sprache / Anzahl			: Deutsch / 1			
Dokumentation Nr. A			: 20153333			
Statistische Warennummer			: 85044084			
Nettogewicht [kg]			: ca. 2,6/ST 2,6/Pos.			
Lieferzeit:						

Netto-Gesamtwicht ca. 50 KG

Gesamtwert o. MWST

EUR

Hauptverwaltung/Headquarters

SEW-EURODRIVE GmbH & Co KG
Ernst-Blickle-Straße 42
76646 Bruchsal - GermanyTelefon 07251 75-0
Telefax 07251 75-1970Postfachadresse / P.O.Box
Postfach 30 23
76642 Bruchsal - Germanywww.sew-eurodrive.de
sew@sew-eurodrive.de

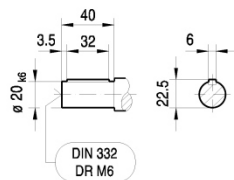
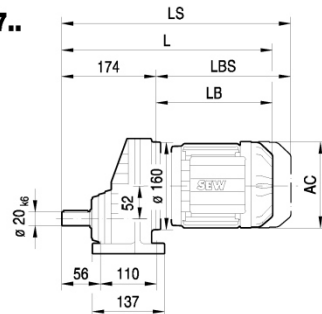
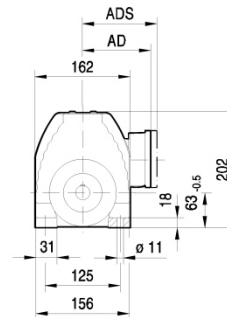
Bankverbindungen/Bank accounts

Deutsche Bank AG	IBAN DE6166070040200425700	BIC DEUTDE33HAN
Commerzbank Bruchsal	IBAN DE2266340018047088900	BIC COBADE33HAN
Sparkasse Kraichgau	IBAN DE85663500360000020313	BIC BRUSDE33HAN
Volksbank Bruchsal-Bretten	IBAN DE356639120000000202100	BIC GENODE33HAN

USt-Ident.-Nr./VAT Regist. No. DE 143080517

Kommanditgesellschaft, Sitz: Bruchsal, RG Mannheim HRA 230970
Komplementärin: SEW-EURODRIVE Verwaltungs-GmbH
Sitz: Bruchsal, RG Mannheim HRB 230207
Geschäftsführung: Jürgen Blickle (Vorsitzender),
Johann Soder, Hans Sodermann, Dr. Jürgen Zanghellini

Antrieb und Frequenzumrichter

RX57..

01 081 00 06


(→ 131)	DR63..	DR71S	DR71M	DR80S	DR80M	DR90M	DR90L	DR100M	DR100L/LC	DR132S	DR132M/MC
AC	132	139	139	156	156	179	179	197	197	221	221
AD	105	119	119	128	128	140	140	157	157	170	170
ADS	105	129	129	139	139	150	150	158	158	172	172
L	359	370	395	404	435	437	457	487	517	564	614
LS	414	438	463	485	516	530	550	580	610	676	726
LB	185	196	221	230	261	263	283	313	343	390	440
LBS	240	264	289	311	342	356	376	406	436	502	552

Werkstoffdaten 1.4404

LOB: Werkstoff: 1.4404

Seite 1 von 2



Wärmeübertragung mit System.

Apparatebau • Wärmeaustauscher • Tank- und Behälterbau • Kolonnen
WTP-Temperiersystem • Rührwerksbehälter • Sonderkonstruktionen

Werkstoff Nr. 1.4404

WERKSTOFFEINTEILUNG NACH ISE/TR UND IST/TR 15608:2005	8.1				
ZUGEHÖRIGES WERKSTOFFBLATT	DIN EN 10028-7				
VERGLEICHBARE ASME- UND UNS-TYPE	316L / S31603				
BEZEICHNUG NACH DIN/EN	X 2 CrNiMo 17-12-2				
SONSTIGE BEZEICHNUNGEN	V4A Supra NK				
WERKSTOFFGRUPPE	Rost- und säurebeständiger Stahl				
CHEMISCHE ZUSAMMENSETZUNG (RICHTWERTE IN %)	C	Si	Ni	Mn max.	P max.
	≤0,03	≤1,00	10-13	2	0,045
	Cr	Mo			S max.
	16,5-18,5	2,0-2,5			0,015
HERSTELLERBEZEICHNUNGEN	Outokumpo (°Sandvik / Polarit)				4404
	CIJ-FAFER				ICL 164 BC
	Krupp Thyssen (Remanit)				4404
	Krupp Thyssen VDM (+Nicrofer / °Cronifer)				° 1810 LC
	R. Zapp (HAYNES) Zapp				-
ÜBLICHER LIEFERZUSTAND	lösungsgeglüht, abgeschreckt				
GEFÜGE	Austenit				
FESTIGKEITSEIGENSCHAFTEN BEI RAUMTEMPERATUR BEI BLECHDICKE MAX. 40MM	Streckgrenze oder 0,2-Grenze mind. Rp 0,2				220 Mpa
	Zugfestigkeit Rm				520 bis 670 Mpa
	Bruchdehnung ≤ 3 ≤ 75 mm Dicke A 5 längs/quer in %				45
	Kerbschlag Mittelwert ISO-V-Probe < 75 mm, quer				60 J
	1-% Dehngrenze mind. Rp 1,0				260 Mpa
	E-Modul				200.000 Mpa
PHYSIKALISCHE EIGENSCHAFTEN	Wärmeausdehnung (m • 10-6 m • K 100) zwischen 20 und 100 °C: 16,5				
	Wärmeausdehnung (m • 10-6 m • K 100) zwischen 20 und 200 °C: 17,5				
	Wärmeausdehnung (m • 10-6 m • K 100) zwischen 20 und 300 °C: 18,5				
	Wärmeausdehnung (m • 10-6 m • K 100) zwischen 20 und 400 °C: 18,5				
	Wärmeleitfähigkeit (W m • K) bei 20 °C: 15				
	Dichte (g/cm³): 7,98				
	Härte (HB): ≤ 215				
BESONDERE EIGENSCHAFTEN	Tiefstmögliche Betriebstemperatur (Beanspruchungsfall: III): -270° C				
	Bis zu ~500°C zugelassen				
	sehr hohe Korrosionsbeständigkeit durch Molybdän Zusatz				
	Interkristallin beständig				
	gute Polierbarkeit				
	höhere Chlorid				
BEVORZUGTE EINSATZGEBIETE	Findet vorallem Verwendung in der Textil- und Zellstoffindustrie, durch die hohe Korrosionsbestädgnigkeit aber auch in der Chemischen- und der Nahrungsmittelindustrie, der Erdöl- und Bauindustrie verwendung.				
	Wird außerdem zum Transport von Chloridhaltigen medien verwendet				
SCHWEIßEN	gute Schweißbarkeit				

Werkstoffdaten 1.4404

LOB: Werkstoff: 1.4404

Seite 2 von 2

keine besonderen Maßnahmen oder Wärmenachbehandlungen erforderlich					
Schweißzusatz-Werkstoffe: 1.4430					
TEMPERATUR BEI BLECHDICKE MAX. 40MM	Streckgrenze oder 0,2- Grenze mind. Rp 0,2	1-% Dehn- grenze Rp 1,0	Zugfestigkeit Rm	E-Modul	a-Wert
	in N/mm ²	in N/mm ²	in N/mm ²	in N/mm ²	in 10 ⁻⁶ /K
bei erhöhten Temperatur					
50°C	199	237	486	197.750	-
100°C	166	199	430	194.000	16,500
150°C	152	181	410	190.000	17,000
200°C	137	167	390	186.000	17,500
250°C	127	157	385	182.500	17,500
300°C	118	145	380	179.000	17,500
350°C	113	139	380	175.500	18,000
400°C	108	135	380	172.000	18,500
450°C	103	130	370	168.500	18,500
500°C	100	128	360	165.000	18,500
550°C	98	127	-	-	-
WÄRMEBEHANDLUNG					
Warmformgebung in °C: 1150-750					
Abkühlungsart: Luft					
Weichglüh-/*Lösungsgl-Temperatur in °C: 1020-1100					
Abkühlungsart: < 2 mm bewegte Luft, > 2 mm Wasser					

[zurück zur Übersicht](#)

Änderungen und Irrtum vorbehalten.

©2009 LOB GmbH • Porzer Straße 1-5 • 51107 Köln Rath • Tel.: 0221/82953-0 • Fax: 0221/82953-40
www.lob-gmbh.de • info@lob-gmbh.de

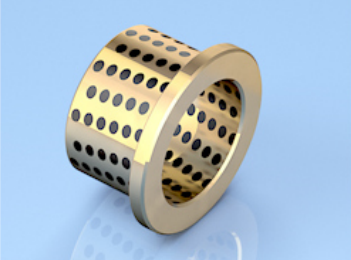
Gleitlager Firma Caspar Gleitlagertechnik GmbH

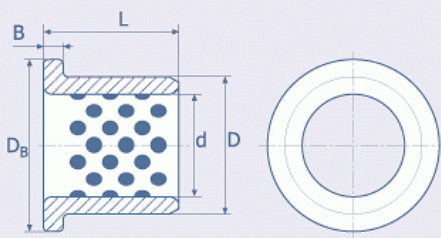
Auszüge Webseite und Datenblatt: <http://www.caspargleitlager.de>


>> Technische Daten					
Materialkürzeichen		CA.FMS (Standard)	CA.FRg7	CA.FAl10	CA.FGbZ
Grundwerkstoff		Sonder- messing	Rotguß (Rg7)	Aluminiumbronze (CuAl10Ni)	Bronze (GbZ 12)
		CuZn25Al5Mn4Fe3	CuSn5Pb5Zn5	CuAl10Ni5Fe5	CuSn12
zulässige Lagerbelastung	N/mm ²	100	60	50	70
max. Gleitgeschwindigkeit	m/s	0,25	0,17	0,33	0,17
max. pv	N/mm ² *m/s	3,3	1,0	1,0	1,3
Dichte	g/cm ³	8.0	8.9	7.8	8.9
Härte	HB	>210	>70	>150	>95
Zugfestigkeit	N/mm ²	>750	>200	>600	>260
Streckgrenze	N/mm ²	>450	>90	>260	>150
Dehnung	%	>12	>15	>10	>8
Wärmeausdehnungs- koeffizient	ø	19*10 ⁻⁶ K ⁻¹	18*10 ⁻⁶ K ⁻¹	16*10 ⁻⁶ K ⁻¹	18*10 ⁻⁶ K ⁻¹
Temperaturbereich	°C	-40 bis +300	-40 bis +400	-40 bis +400	-40 bis +400
Reibungskoeffizient	μ	0,03 - 0,20	0,03 - 0,20	0,03 - 0,20	0,03 - 0,20

Bundbuchse FMS, Festschmierstoff

>> Bundbuchsen







[>> Sonderanfertigungen](#)

Toleranzen:
d = Innendurchmesser = E7
D_B = Bunnndurchmesser
B = Bunddicke = -0,1
D = Außendurchmesser = r6
L = Gesamtlänge -0,1 / -0,3

>> Empfohlene Einbautoleranzen

Welle	Gehäuse
d8, e7 oder f7	H7














Gegenlaufpartner

Wellen aus unlegierten oder legierten Stählen mit nitrierter, gehärteter oder hartverchromter Oberfläche.

Empfohlene Oberflächengüte: Rz = 3 ~ 6,3 μm
Empfohlene Oberflächenhärte: HRC > 35

Kupplung BKL30/30/20-PFN

Auszüge Webseite und Datenblatt: www.rw-kupplungen.de

SPEZIFIKATIONEN BKL											
BKL SERIEN		2	4,5	10	15	30	60	80	150	300	500
Nenndrehmoment (Nm)	T _{NN}	2	4,5	10	15	30	60	80	150	300	500
Gesamtlänge (mm)	A ⁻²	30	40	44	58	68	79	92	92	109	114
Außendurchmesser (mm)	B	25	32	40	49	56	66	82	82	110	123
Passungslänge (mm)	C	10,5	13	13	21,5	26	28	32,5	32,5	41	42,5
Innendurchmesser möglich von Ø bis Ø7 (mm)	D _{1/2}	4-12,7	6-16	6-24	8-28	10-32	14-35	16-42	19-42	24-60	35-62
(inch)	D _{1/2}	0.187"-0.500"	0.250"-0.625"	0.250"-0.875"	0.375"-1.000"	0.437"-1.250"	0.625"-1.375"	0.750"-1.625"	0.750"-1.625"	1.000"-2.250"	1.500"-2.375"
Befestigungsschraube ISO 4762	E	M3	M4	M4	M5	M6	M8	M10	M10	M12	M16
Anzugsmoment	E	2,3	4	4,5	8	15	40	70	85	120	200
Befestigungsschraube (Nm)	F	8	11	14	17	20	23	27	27	39	41
Mittenabstand (mm)	G	4	5	5	6,5	7,5	9,5	11	11	13	17
Trägheitsmoment (10 ⁻³ kgm ²)	J _{ges}	0,002	0,007	0,016	0,065	0,12	0,3	0,75	1,8 0,8	7,5 3,1	11,7 4,9
Nabenmaterial		Al	Al	Al	Al	Al	Al	Al	Stahl optional Al	Stahl optional Al	Stahl optional Al
Gewicht ca. (kg)		0,02	0,05	0,06	0,16	0,25	0,4	0,7	1,7 0,75	3,8 1,6	4,9 2,1
Torsionssteife (10 ³ Nm/rad)	C _T	1,5	7	9	23	31	72	80	141	157	290
Axial  ±(mm)	max.	0,5	1	1	1	1	1,5	2	2	2	2,5
Lateral  ±(mm)	max.	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Angular  ±(grad)		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Axiale Federsteife (N/mm)	C _a	8	35	30	30	50	67	44	77	112	72
Laterale Federsteife (N/mm)	C _r	50	350	320	315	366	679	590	960	2940	1450
CAD Portal		2	4,5	10	15	30	60	80	150	300	500
2D/3D Daten											

Kupplung BKL30/30/20-PFN

BKL 30 68
Maßzeichnungen

R+W®
A POPPE + POTTHOFF COMPANY

Datum 13.10.2015

Seite 2 von 2

