



Entwurf und Aufbau eines Prüfstandes zur Erprobung eines neuen Dichtungssystems für Hauptspindelantriebe von Werkzeugmaschinen

An der Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
der Technischen Universität Graz

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.)

vorgelegte Diplomarbeit

von

Walter Steinwender

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Franz Haas

Institut für Fertigungstechnik

Graz, im November 2013

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche gekennzeichnet habe.

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am 4. Dezember 2013



Danksagung

An dieser Stelle möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heinrich Hochleitner, sowie meinem Betreuer Dipl.-Ing. Dr.techn. Jörg Edler, für ihre kompetente Unterstützung in fachlichen als auch praktischen Belangen danken.

Darüber hinaus gilt mein Dank allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für Fertigungstechnik, die mir stets geduldig mit Rat zur Seite standen, die Fertigung der Bauteile übernahmen und damit ihren Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit leisteten.

Außerdem gilt mein Dank auch Herrn Dipl.-Ing. Stefan Leitner für die Betreuung und Ermöglichung meiner Diplomarbeit seitens der KELAG-Kärntner-Elektrizitäts-Aktiengesellschaft.

Herrn Dipl.-Ing. Stefan Beichl und der MTU Aero Engines GmbH danke ich für die Bereitstellung der Bürstendichtungen und Beratung in technischen Fragen.

Mein Dank gilt auch der Firma WEISS Spindeltechnologie GmbH für die zu Verfügung Stellung von Unterlagen einer ihrer Labyrinth-Dichtungen.

Es ist in der heutigen Zeit keine Selbstverständlichkeit, ein Studium an einer Hochschule absolvieren zu dürfen, daher sei ganz besonderer Dank, meiner Familie, meinen Großeltern, insbesondere meinen Eltern Isolde und Walter Steinwender, ausgesprochen, die mich in meinem Studium stets unterstützt, gefördert und nicht zuletzt mein Studium finanziert haben.

Graz, im Herbst 2013

Walter Steinwender

Kurzfassung

Der ständige Fortschritt im Maschinenbau und in der Fertigungstechnik stellt immer höhere Ansprüche an Präzision und Genauigkeit, bei gleichzeitiger Verbesserung der Energie- und Fertigungseffizienz. Dabei werden an die Dichtstellen immer höhere Anforderungen gestellt. Den steigenden Drehzahlen, der Forderung nach geringem Leistungsverlust, nach Wartungsfreiheit, hoher Zuverlässigkeit und langer Lebensdauer sind berührende Dichtsysteme, wie Radialwellendichtringe aus Elastomer, zunehmend nicht gewachsen. Zur Abdichtung von Wellendurchtritten, bei hohen Relativgeschwindigkeiten, werden deshalb heute vorwiegend Labyrinthdichtungen eingesetzt.

Im Flugtriebwerksbau, auf dem Gebiet der Dichtungstechnologie, werden neben Labyrinthdichtungen auch Bürstendichtungen verwendet. Es sind beispielsweise Bürstendichtungen im Triebwerk EJ200 des Eurofighters und in der Turbine PW1000G, welche von Flugzeugherstellern für Reiseflugzeuge verwendet wird, eingebaut. Bürstendichtungen spielen auch in Industriegasturbinen eine zunehmend wichtigere Rolle. Damit stellen sie eine Alternative zu den häufig verwendeten Labyrinthdichtungen dar.

In Werkzeugmaschinen werden Labyrinthdichtungen zur Spindelnasenabdichtung sowie zur Abdichtung von innengekühlten Spindeln eingesetzt. Diese Labyrinthdichtungen dienen zur Flüssigkeitsabdichtung und zur Abdichtung gegen Öl- oder Kühlschmiermittelnebel.

Ein neuer, viel versprechender Ansatz zur Abdichtung von Hauptspindeln ist der Einsatz von Bürstendichtungen. Zur Flüssigkeitsabdichtung werden Bürstendichtungen bisher jedoch nicht eingesetzt. Daher wird ein Prüfstand für Dichtungen konstruiert und aufgebaut. Mit diesem Prüfstand können verschiedene Betriebszustände mit unterschiedlichen Dichtungen simuliert und das Verhalten der Dichtungen erprobt werden.

Nach der Inbetriebnahme des Prüfstandes, werden Messungen mit einer Labyrinthdichtung und mit Bürstendichtungen durchgeführt. Aus diesen Messungen geht hervor, dass ein Schluss von Gasen auf Flüssigkeiten bei Bürstendichtungen nur schwer möglich ist. Hier sind noch umfangreiche Versuche und Erprobungen im jeweiligen Anwendungsfall nötig.

Abstract

The continuous progress in engineering and manufacturing technology increases demand for precision and accuracy while improving the efficiency of energy and manufacturing. Therefore sealing points have to fulfill increasing requirements. Rising rotational speed, the need for less power loss, reduced maintenance, improved reliability and durability are a challenge for contacting seals such as elastomer based radial shaft seals. For shaft sealing at high relative velocity, labyrinth seals are in common use and represent the state of the art.

In the field of sealing technology, in aero engine building, brush seals are used in addition to labyrinth seals. There are for instance brush seals in the Eurofighter's EJ200 engine as well as in the PW1000G turbine which is used by airline manufacturers for touring aircraft. Furthermore brush seals play an increasingly important role in industrial gas turbines, making it a valid alternative for the widely used labyrinth seals.

Metal cutting machine tools use labyrinth seals to seal spindle noses and internally cooled spindles.

This thesis examines a novel approach, where brush seals are used to seal liquid instead of gas only. For this purpose a test bed is designed and implemented for different seals under various simulated operational conditions. The results for brush seals suggest that the existing knowledge about brush seals and gases cannot easily be applied to liquids. Further examination and monitoring in specific applications is necessary.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	II
Statutory Declaration	II
Danksagung	III
Kurzfassung	IV
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VI
Formelzeichen, Bezeichnungen und häufig verwendete Abkürzungen	VIII
1. Einleitung und Aufgabenstellung	1
2. Dichtungssysteme	2
2.1. Berührungsfreie Dichtsysteme	4
2.1.1. Fanglabyrinth-Dichtungen	4
2.1.2. Sperrluftdichtung	5
2.1.3. Labyrinth-Dichtung der Firma WEISS	6
2.2. Bürstendichtung	8
2.2.1. MTU-Bürstendichtung	11
3. Dichtungsprüfstand	15
3.1. Lagerung	19
3.2. Eigenfrequenz der Welle	21
3.3. Schraubenberechnung auf Grund des Innendrucks	22
3.4. Das Wasserhydraulikaggregat	24
3.5. Inbetriebnahme	26
4. Messaufbau	27
4.1. Abdichten von angespritzten oder drucklos überfluteten Wellendurchtritten	27
4.1.1. Labyrinthdichtung	27
4.1.2. Bürstendichtung	29
4.1.3. Dichtheit bei Bespritzung	30
4.2. Abdichten eines druckbeaufschlagten Raumes gegenüber Umgebungsdruck	31
4.2.1. Messergebnisse	33
5. Zusammenfassung und Ausblick	40
Abbildungsverzeichnis	42
Literaturverzeichnis	44
Anhang	45
A1 Schnittzeichnungen	45
A2 Stückliste	49
A3 Explosionszeichnungen	51
A4 Werkstattzeichnungen	58

A5	Messdaten	92
A6	Rechenbericht	98
A7	Antriebsauslegung.....	102
A8	Lager.....	105
A9	3-Phasen Käfigläufermotor	106
A10	Frequenzumrichter	107

Formelzeichen, Bezeichnungen und häufig verwendete Abkürzungen

Abkürzung	Einheit	Bezeichnung
A	mm^2	Fläche
c	N/m	Federsteifigkeit
d	mm	Durchmesser
E	N/mm^2	E-Modul
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
h	mm	Höhe, Spalthöhe
I_y	mm^4	Flächenträgheitsmoment
l	mm	Länge
L	mm	Spaltlänge
m	kg	Masse
n	U/min	Drehzahl
p	bar	Druck
Q	m^3/s	Volumenstrom
Q_L	m^3/s	Leckagefluss
v	m/s	Geschwindigkeit, Strömungsgeschwindigkeit
w	mm	Durchbiegung
η	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	dynamische Viskosität
ω	s^{-1}	Kreisfrequenz
Δp	bar	Druckdifferenz

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Eine Dichtung hat primär die Aufgabe, zwei in ihrer Funktion verschiedene Räume zu trennen. Dies geschieht bisher bei hohen rotatorischen Relativbewegungen und wenn keine berührenden Dichtungen eingesetzt werden, vorwiegend durch Labyrinthdichtungen.

Seit einigen Jahren wird bei Flugzeugtriebwerken und Industriegasturbinen ein altes Prinzip, die Bürstendichtung eingesetzt, um eine Wirkungsgradsteigerung durch Verringerung der Leckage zu erreichen und gleichzeitig die Betriebssicherheit zu erhöhen.

Bei Werkzeugmaschinen sind meist Flüssigkeiten oder ein Flüssigkeitsnebel abzudichten.

Für flüssigkeitsbespritzte und drucklos schwallartig überflutete oder druckbeaufschlagte, flüssigkeitsgefüllte Wellendurchtritte sind für Bürstendichtungen von Seiten des Herstellers keine oder kaum Messergebnisse und Erfahrungen vorhanden.

Aus diesem Grund entstand die Idee einen Dichtungsprüfstand zu entwickeln, um einen möglichen Einsatz von Bürstendichtungen bei Flüssigkeiten zu bewerten. So wird in dieser Diplomarbeit ein Prüfstand für die Untersuchung verschiedener Dichtungen entworfen und realisiert. Mit dem Prüfstand werden, sowohl die Abdichtung von flüssigkeitsbespritzten, drucklos schwallartig überfluteten Wellendurchtritten, als auch die Dichtwirkung von druckbeaufschlagten Kammern mit Wellendurchtritt überprüft. Dabei ist ein Prüfdruck von bis zu 100 bar möglich. Die Welle wird mit einer Drehzahl von bis zu 20.000 U/min betrieben, das entspricht bei einem Durchmesser von $d = 85$ mm, einer Relativgeschwindigkeit von 89 m/s. Die Versorgung mit Öl oder Wasser erfolgt mit einem externen Hydraulikaggregat oder über die Wasserleitung. Die Fertigung der Teile wird von den Werkstätten am Institut durchgeführt.

Nach erfolgreicher Inbetriebnahme werden Messungen durchgeführt und ausgewertet. Diese untersuchen das Verhalten der Bürstendichtungen, insbesondere deren Dichtwirkung. Außerdem wird eine Labyrinthdichtung vergleichend geprüft.

2. Dichtungssysteme

Dichtungen sind wichtige Konstruktionselemente und können in eine Vielzahl verschiedener Arten unterteilt werden. Eine Dichtung hat primär die Aufgabe, zwei in ihrer Funktion verschiedene Räume so zu trennen (Bild 2.1), dass kein – oder nur ein zulässiger – Stoffaustausch zwischen ihnen stattfinden kann. Vgl. [1]

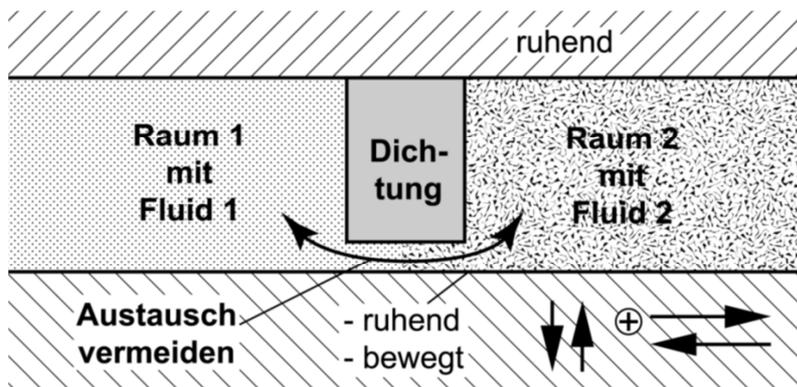


Bild 2.1: Prinzipdarstellung „Aufgabe einer Dichtung“ [1]

Absolute Dichtheit im physikalischen Sinne gibt es nicht. Es muss daher überlegt werden, was im konkreten Fall unter „dicht“ verstanden werden soll (Moleküle, Feuchtigkeit, Tropfen, usw.). Diese „Dichtheit“ bezeichnet man als technische Dichtheit. Vgl. [1]

Grundsätzlich können Dichtungen je nach Anwendung in Systeme für statische und dynamische Dichtstellen unterschieden werden (Bild 2.2). Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist, ob die Funktion des Dichtens berührend oder berührungsfrei erfolgt. [2]

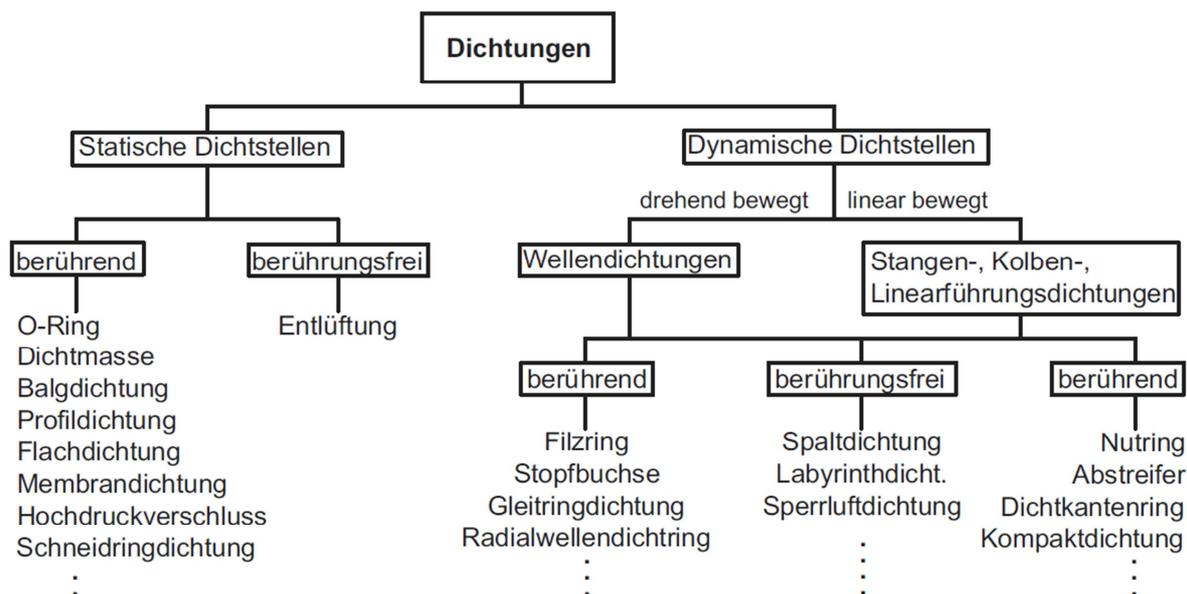


Bild 2.2: Einteilung von Dichtungen [1]

Statische Dichtstellen

Statische Dichtstellen sind Dichtflächen, zwischen welchen die Dichtfunktion erfüllt wird, die keine, für die Funktion des technischen Systems notwendige, Relativbewegung ausführen. Vgl. [1]

Dynamische Dichtstellen

Sind die gegeneinander abzudichtenden Räume so durch ein bewegtes Teil miteinander verbunden, dass eine funktionsbedingte Relativbewegung der Dichtflächen zueinander vorliegt, wird dies als dynamische Dichtstelle bezeichnet. Ist die Bewegung rotatorisch, werden die Dichtungen Wellendichtungen genannt. Ist die Bewegung translatorisch, spricht man entweder von Stangendichtungen – Dichtung sitzt innen im hohlen Außenteil – oder von Kolbendichtungen – Dichtung sitzt außen auf dem Innenteil. Vgl. [1]

Berührende Dichtstellen

Wird die Fuge zwischen zwei abzudichtenden Teilen mit einem geeigneten Hilfsstoff (Dichtung) gefüllt (Bild 2.3 links) und wird dieser Hilfsstoff so stark verpresst, dass sowohl seine internen Poren als auch die Mikrospalte zwischen Hilfsstoff und abzudichtenden Teilen so klein werden, dass der zurückzuhaltende Stoff nicht mehr durchdringen kann, ist eine berührende Dichtung realisiert. [1]

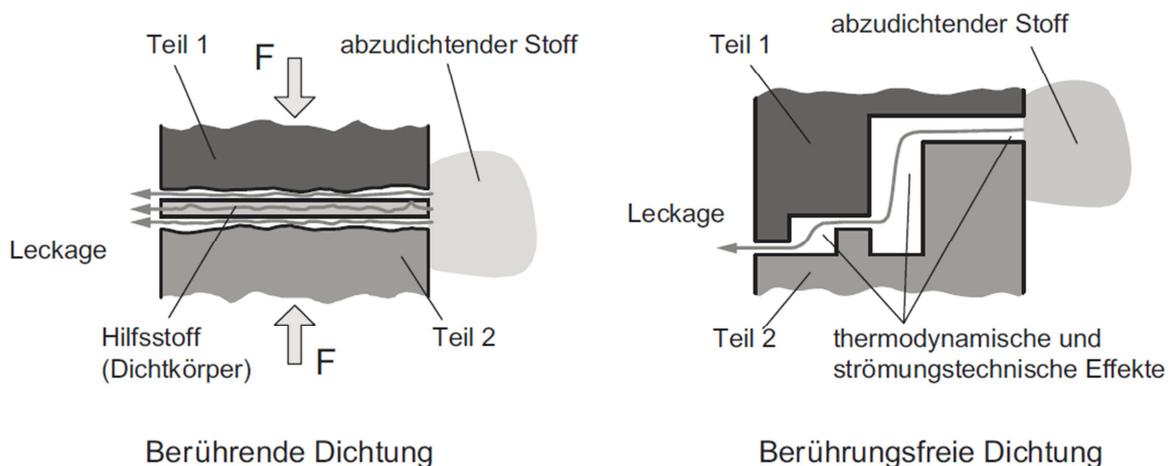


Bild 2.3: Prinzip einer berührenden Dichtung und einer berührungsfreien Dichtung [1]

Berührungsfreie Dichtstellen

Dichtungen, welche ohne mechanische Berührung der beiden Teile und ohne einen festen Zwischenstoff auskommen, werden berührungsfreie Dichtungen genannt (Bild 2.3 rechts). [1] Bei berührungsfreien Dichtungen wird versucht, mit thermodynamischen und strömungstechnischen Effekten den abzudichtenden Stoff zurückzuhalten. Eine Dichtung

wird dann als berührungsfreie Dichtung bezeichnet, wenn die beiden dichtspaltbildenden Teile mit und ohne Bewegung und ohne Hilfsenergie dauerhaft durch einen endlichen Spalt voneinander getrennt sind. [3]

2.1. Berührungsfreie Dichtsysteme

Sind Fluide bei hohen Drehzahlen verlustleistungsarm und langzeitbetriebssicher abzudichten, versagen alle berührenden Dichtsysteme. Dies ist nur mit berührungsfreien Dichtsystemen möglich (Bild 2.4).

Sind Wellendurchtrittsstellen nur bespritzt oder drucklos schwallartig überflutet, eignen sich hierfür besonders Fanglabyrinth- und Sperrluftdichtsysteme. Die in Bild 2.4 dargestellten Dichtsysteme versagen jedoch bei starker Flüssigkeitsbespritzung. Vgl. [3]

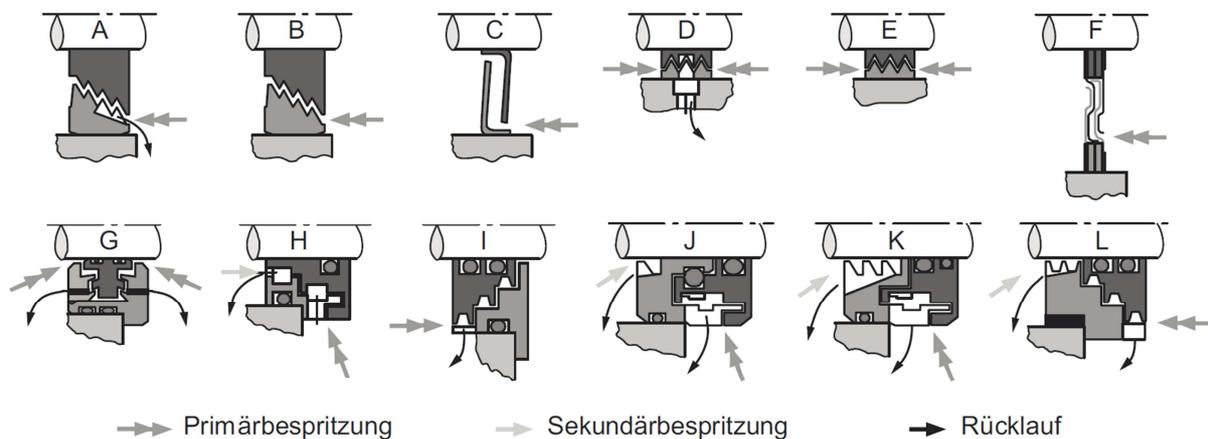


Bild 2.4: Einige handelsübliche berührungsfreie Wellendichteelemente [1]

2.1.1. Fanglabyrinth-Dichtungen

Günstig gestaltete berührungsfreie Dichtsysteme (Bild 2.5) beinhalten möglichst häufig die acht Wirkprinzipien:

- Abweisen
- Abspritzen
- Abschirmen
- Umlenken
- Drosseln
- Rückfördern
- Auffangen
- Abführen

und werden Fanglabyrinth-Dichtungen genannt. Das Dichtsystem Fanglabyrinth wird in Eingangs-, Innen-, Ablauf- und Ausgangsbereich unterteilt. Am wichtigsten ist der Eingangsbereich. Flüssigkeit, die nicht in den Innenbereich eindringt, muss dort auch nicht entsorgt werden. Vgl. [3]

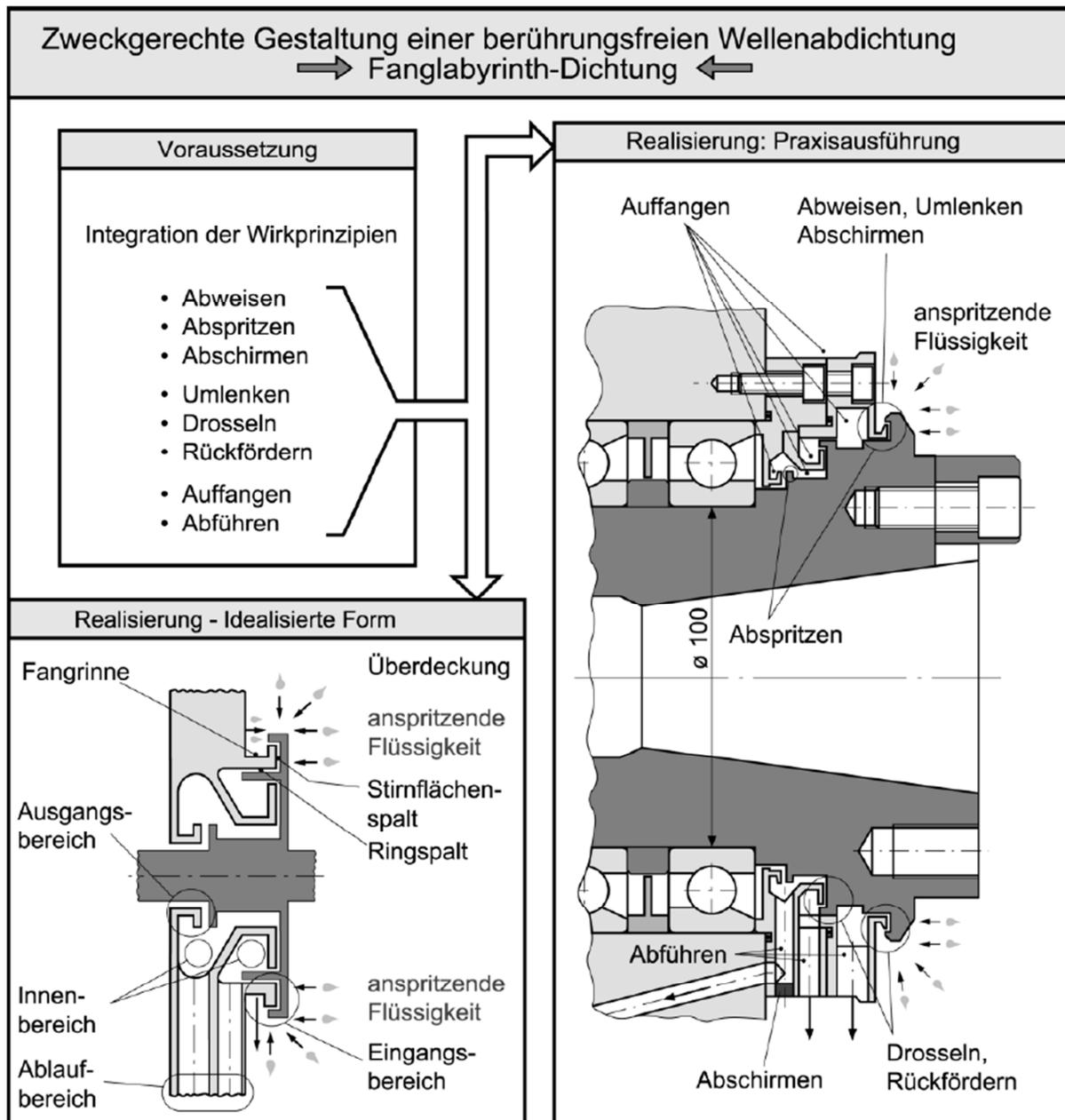


Bild 2.5: Wirkprinzipien und Gestaltung einer Fanglabyrinth-Dichtung [1]

2.1.2. Sperrluftdichtung

Bei Sperrluftdichtungen wird Druckluft zur Abdichtung eingesetzt. Zwischen zwei engen Spalten L_1 und L_2 wird über eine Ringnut Luft (oder ein anderes Gas) unter Druck eingeleitet (Bild 2.6). An der Einleitungsstelle baut sich ein Druck p_0 auf und die Luft strömt durch die Spalte L_1 und L_2 ab. Dabei sinkt der statische Druck der Luft im Spalt auf den

Umgebungsdruck am Spaltende. Wird nun ein Spaltende mit Flüssigkeit beaufschlagt und damit für die durchströmende Luft zumindest teilweise verschlossen, so dringt die Flüssigkeit nur so weit in den Spalt vor, bis der jeweilige örtliche Luftdruck im Spalt gleich dem dortigen Flüssigkeitsdruck ist. Vgl. [1]

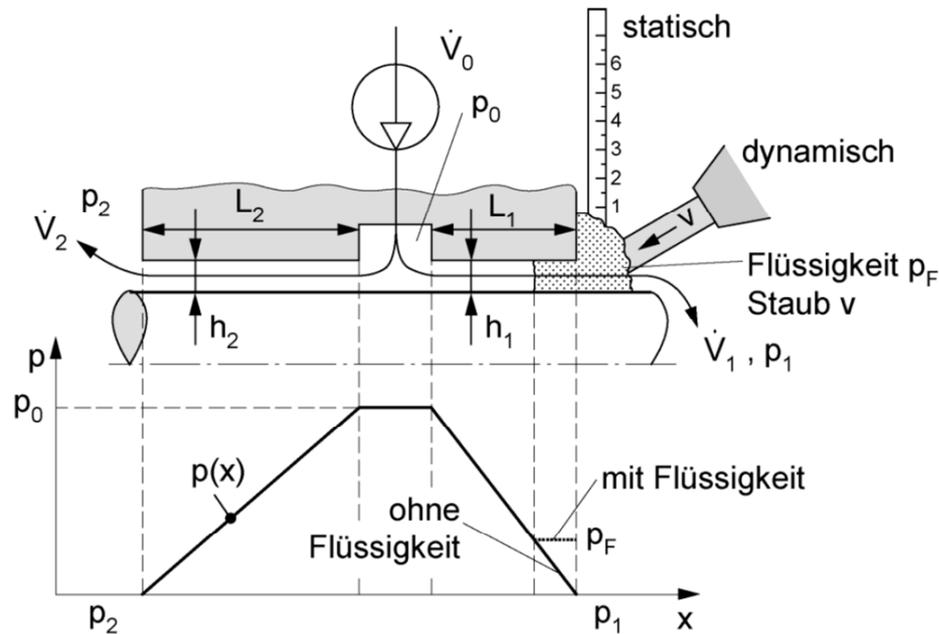


Bild 2.6: Sperrluftdichtung - Prinzip [1]

2.1.3. Labyrinth-Dichtung der Firma WEISS

Dem Institut für Fertigungstechnik wurden von der Firma WEISS Spindeltechnologie GmbH, Fertigungszeichnungen einer ihrer Labyrinth-Dichtungen zu Verfügung gestellt. Diese wurde an den Prüfstand angepasst und am Institut gefertigt. Bild 2.7 zeigt den vierteiligen Aufbau der Labyrinth-Dichtung, in der an den Prüfstand angepassten Form. Die beiden mit rotierend gekennzeichneten Teile werden an der Welle angebracht, die zwei mit ruhend gekennzeichneten Bauteile im Gehäuse.

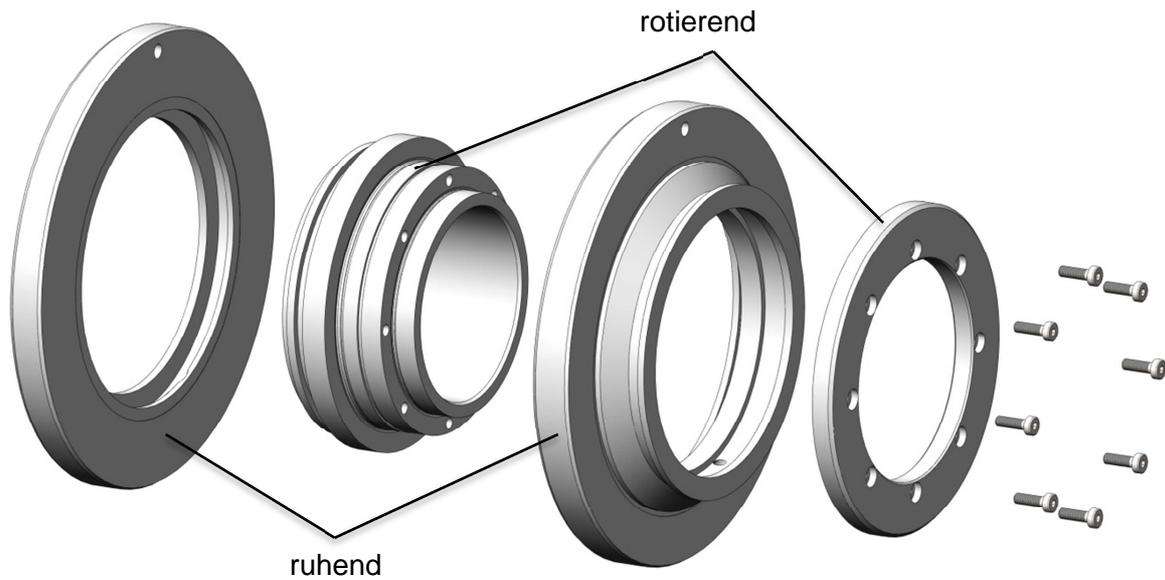


Bild 2.7: Vierteiliger Aufbau der Labyrinth-Dichtung der Firma WEISS Spindeltechnologie GmbH

Die Dichtung kombiniert das Prinzip eines Fanglabyrinths mit einer Sperrluftdichtung. In Bild 2.8 links ist ein Schnitt durch die Labyrinthdichtung zu sehen, im rechten Bereich sind die Sperrluftzuführ- und die Ablaufbohrungen der Labyrinthdichtung gekennzeichnet. Die Sperrluftmenge wird auf 1,8 - 2 Nm³/h eingestellt.

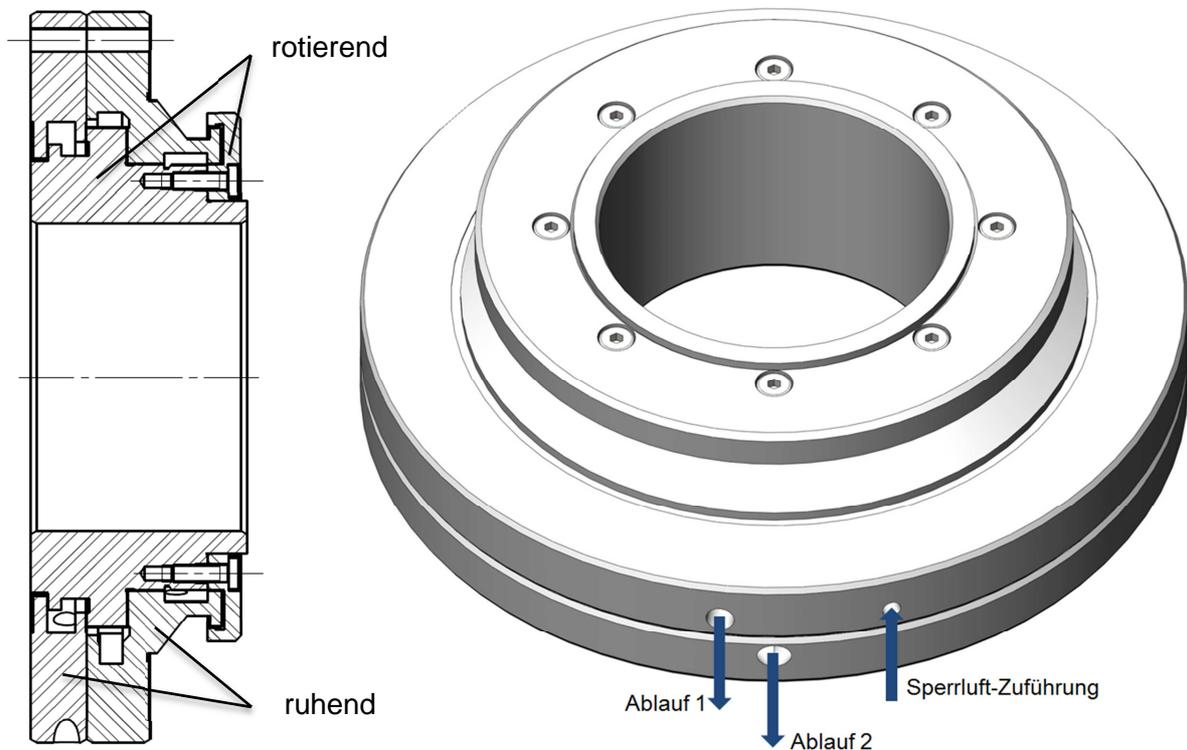


Bild 2.8: Schnitt durch die Labyrinth-Dichtung und Kennzeichnung der Zu- und Ablaufbohrungen

2.2. Bürstendichtung

In modernen Werkzeugmaschinen finden Bürstendichtungen bisher keine Anwendung, sie haben jedoch das Potenzial auch auf diesem Fachgebiet Einzug zu halten. Vgl.: [4] [5] [6]

Bürstendichtungen funktionieren nach einem alten Prinzip und sind dem Laien zur Abdichtung von Drehtüren bekannt. Für zylindrische Geometrien, wie bei Wellen, ist die Bürste zu einem Ring gebogen (Bild 2.9). Die Bürstenhaare weisen hier radial oder schräg nach innen. Vgl. [4]

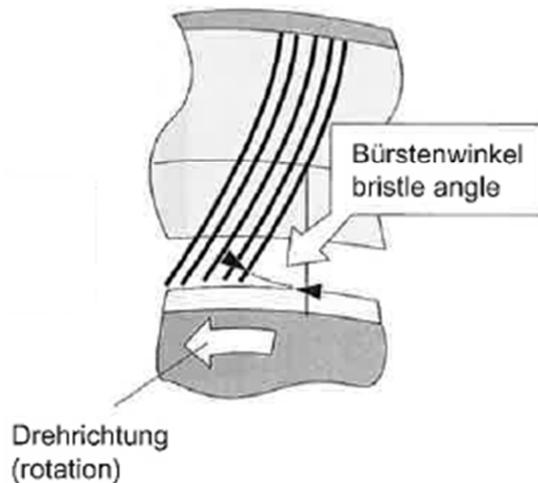


Bild 2.9: Bürstendichtung als Wellendichtung [5]

Bürstendichtungen sind Bewegungsdichtungen und haben ein ähnliches Anwendungspotential wie Labyrinthdichtungen. Die Dichtelemente sind Bürsten aus einer Vielzahl Fasern beziehungsweise Haaren gegenüber einer üblicherweise glatten Gleitfläche. [5] Als Faser- oder Haarmaterial kommen heute vorwiegend Stahldrähte oder Aramidfasern zum Einsatz.

Die Bürste ist der statische Teil der Dichtung, weil durch hohe Fliehkräfte der rotierenden Welle die Bürstenstruktur überlastet und sich Haare ablösen könnten. Die Dichtwirkung einer einzelnen Bürstendichtung entspricht, je nach Radialspalt, näherungsweise der eines Labyrinths mit fünf Spitzen. Damit benötigt die Bürste, im Vergleich zum Labyrinth, einen kleinen axialen Bauraum. Die erforderliche radiale Höhe ist für eine Bürstendichtung dagegen merklich größer als für eine Labyrinthdichtung. Die maximale Druckdifferenz an einer einstufigen Bürstendichtung liegt im Bereich von 10 bar und wird von den Festigkeits- und Steifigkeitseigenschaften der Bürste bestimmt. [5]

Der besondere Vorteil von Bürstendichtungen liegt in ihrem Betriebsverhalten. Eine Spaltüberbrückung im Betrieb führt zur elastischen Auslenkung der Bürstenhaare und lediglich zu minimalem Abrieb ohne schädigende Wärmeentwicklung. So bleibt die Dichtwirkung über eine größere Lastwechselzahl besser erhalten als bei vergleichbaren

Labyrinthen, bei denen der Einlaufvorgang zu entsprechendem Abrieb und damit schnell zu einem vergrößerten Dichtungsspalt führt. Außerdem kann es bei einer Spaltüberbrückung zum Versagen des Bauteils kommen. Vgl. [5]

Prinzip und Funktion einer Bürstendichtung

Das Dichtelement ist die sogenannte Bürste. Die Dichtwirkung der Bürste ergibt sich aus dem Strömungswiderstand des Bürstenpakets gegenüber einer Leckströmung, die sich auf Grund des Druckabfalls über der Bürste ausbildet. Die Leckströmung durch die Bürste und durch den Spalt zwischen rotierendem und statischem Element ist prinzipbedingt und funktionsnotwendig.

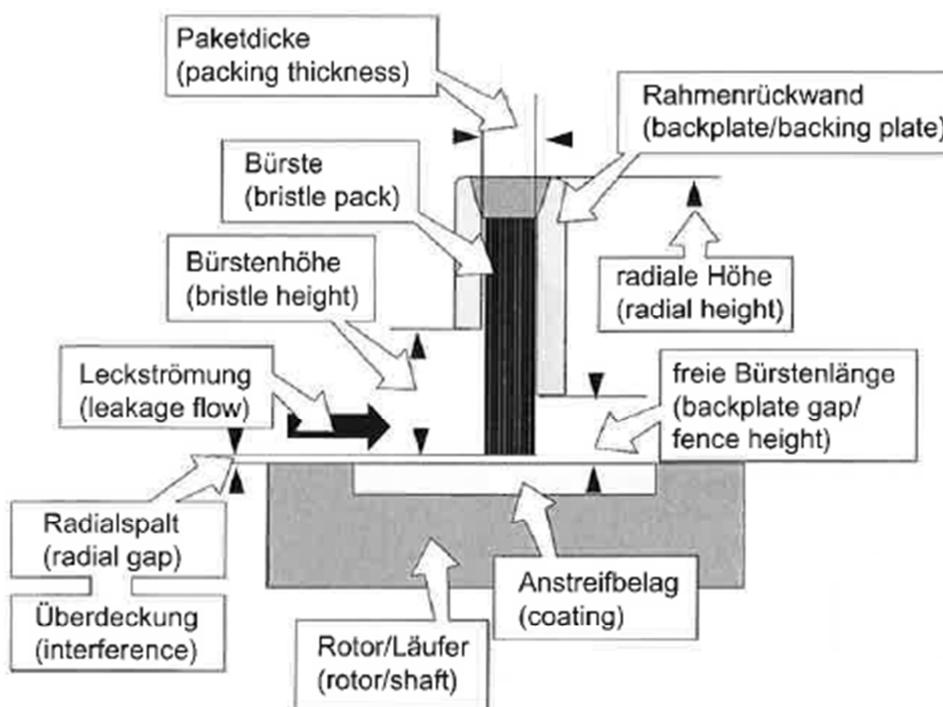


Bild 2.10: Aufbau der Bürstendichtung [5]

Die Abdichtung erfolgt zwischen Bürste und der rotierenden (glatten, zylindrischen) Anstreiffläche. Die Bürste kann im Montagezustand mit Überdeckung (Innendurchmesser der Bürste kleiner als der von der Anstreiffläche) oder bereits mit Spalt eingebaut werden. Gewöhnlich wird ein Montagespalt vorgesehen, um Beschädigungen bei Montage und erstem Anlaufen zu vermeiden.

Bei radialer Auslenkung der Welle oder einer radialen Dehnungsdifferenz zwischen Bürste und Rotor kann es im Betrieb zur Spaltüberbrückung und Kontakt mit der Bürste kommen. Die Bürste soll durch elastisches Ausweichen der Haare diese Bewegung mit möglichst geringem Verschleiß der Bürstenhaare ausgleichen. Bewegen sich die Bürstenkomponenten radial auseinander, ist davon auszugehen, dass es auf Grund der Reibung in der Bürste

nicht zu einem spontanen Rückfedern der Bürstenhaare kommt. Der vergrößerte Spalt bleibt gewöhnlich bis zum Abschalten erhalten, bis der Druckabfall an der Bürste die elastische Rückstellung der Bürstenhaare zulässt.

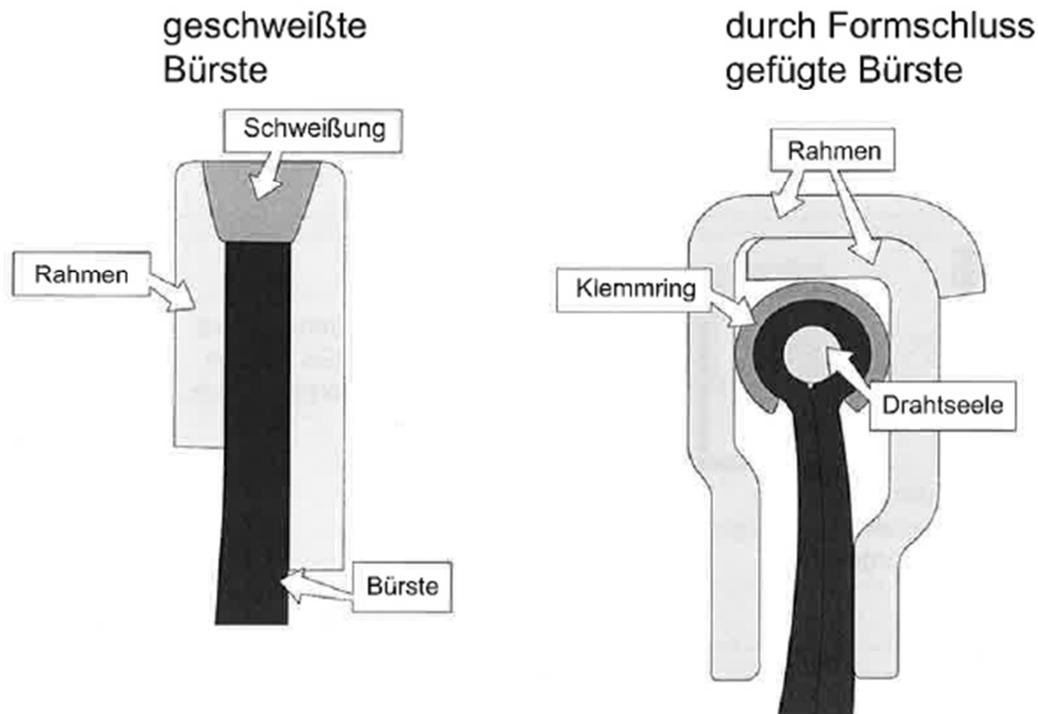


Bild 2.11: Geschweißte und durch Formschluss gefügte Bürstendichtung [5]

Die Dichtwirkung wird in erster Linie von dem sich einstellenden Spalt beeinflusst. Dieser hängt vom Verschleiß der Bürstenhaare an der Kontaktfläche zum Rotor ab. Da es sich im Anstreifbereich um ein komplexes Tribosystem¹ handelt, wird der Verschleiß von einer Vielzahl von Einflüssen bestimmt.

Bürstendichtungen lassen sich unterschiedlich konstruktiv gestalten. Eine besondere Rolle spielt die Fixierung der Bürstenhaare (Bild 2.11). Die Bürste wird verschweißt oder durch Formschluss gefügt. Durch einen formschlüssigen Aufbau kann der Verlust von Bürstenfasern besser vermieden werden. Außerdem können nicht schweißbare Materialien verwendet werden.

Bürstendichtungen unterscheiden sich von Labyrinthdichtungen, die das gleiche Anwendungsspektrum abdecken, in wichtigen, prinzipbedingten Eigenschaften:

- Dichtwirkung
- Verlauf der Dichtwirkung über der Betriebszeit

¹ Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung (DIN50323, Teil 1). Diese Definition ist aus der englischen Originalfassung abgeleitet: Tribology – science and technology of interacting surfaces in relative motion and the practices related thereto. Die Tribologie umfasst die Teilgebiete Reibung, Verschleiß und Schmierung. [9]

- Dämpfung von Schwingungen
- Versagensmechanismus und -ablauf
- Montage
- Überholung und Reparatur
- konstruktive Integration

Einzelne Bürstendichtungen können bis zu Druckabfällen von 10 bar pro Dichtung angewendet werden. Tandemanordnungen lassen höhere Druckabfälle zu. Der beherrschbare Druckabfall bzw. die axiale Durchbiegung der Bürste wird u.a. von der Dicke der Bürstenhaare und der Breite der Bürste bestimmt. Vgl. [5]

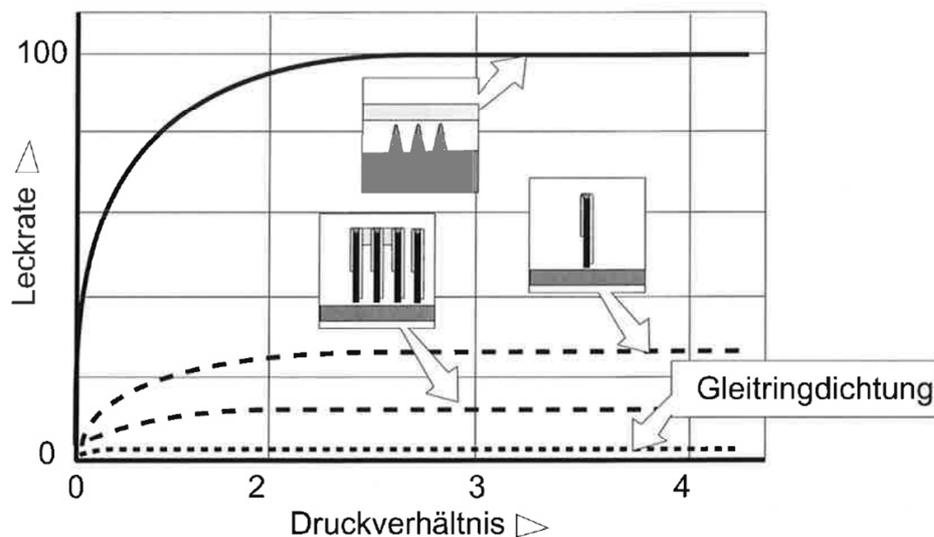


Bild 2.12: Vergleich der Dichtwirkung verschiedener Dichtungsarten [5]

Die Leckage von Bürstendichtungen liegt zwischen jener der Gleitringdichtungen und der von klassischen Labyrinthdichtungen, wobei Bild 2.12 zeigt, dass sie deutlich besser dichten als Labyrinthdichtungen. Gleitringdichtungen haben zwar eine bessere Dichtwirkung, versagen jedoch bei höheren Drehzahlen.

2.2.1. MTU-Bürstendichtung

Die MTU-Bürstendichtung besteht aus Dichtelement und Gehäuse (Bild 2.13).

Das Dichtelement setzt sich aus Kerndraht, Draht- oder Faserpaket und Klemmrohr zusammen. Diese Konstruktion gewährleistet einen formschlüssigen, sicheren Halt und ermöglicht auch den Einsatz nichtmetallischer Fasern.

Das Gehäuse besteht aus einem Deckring, der das Dichtelement schützt, und einem Stützring, an den sich die Bürstenhaare bei Druckbeaufschlagung anlegen. Vgl. [6]

Die Fertigungsweise der MTU-Bürstendichtung gewährleistet einen sicheren Halt der Drähte bzw. Fasern, da jeder einzelne Draht um den Kerndraht gelegt und durch das Klemmrohr formschlüssig mechanisch fixiert wird. Dadurch ist ein Drahtverlust im Betrieb ausgeschlossen. [6]

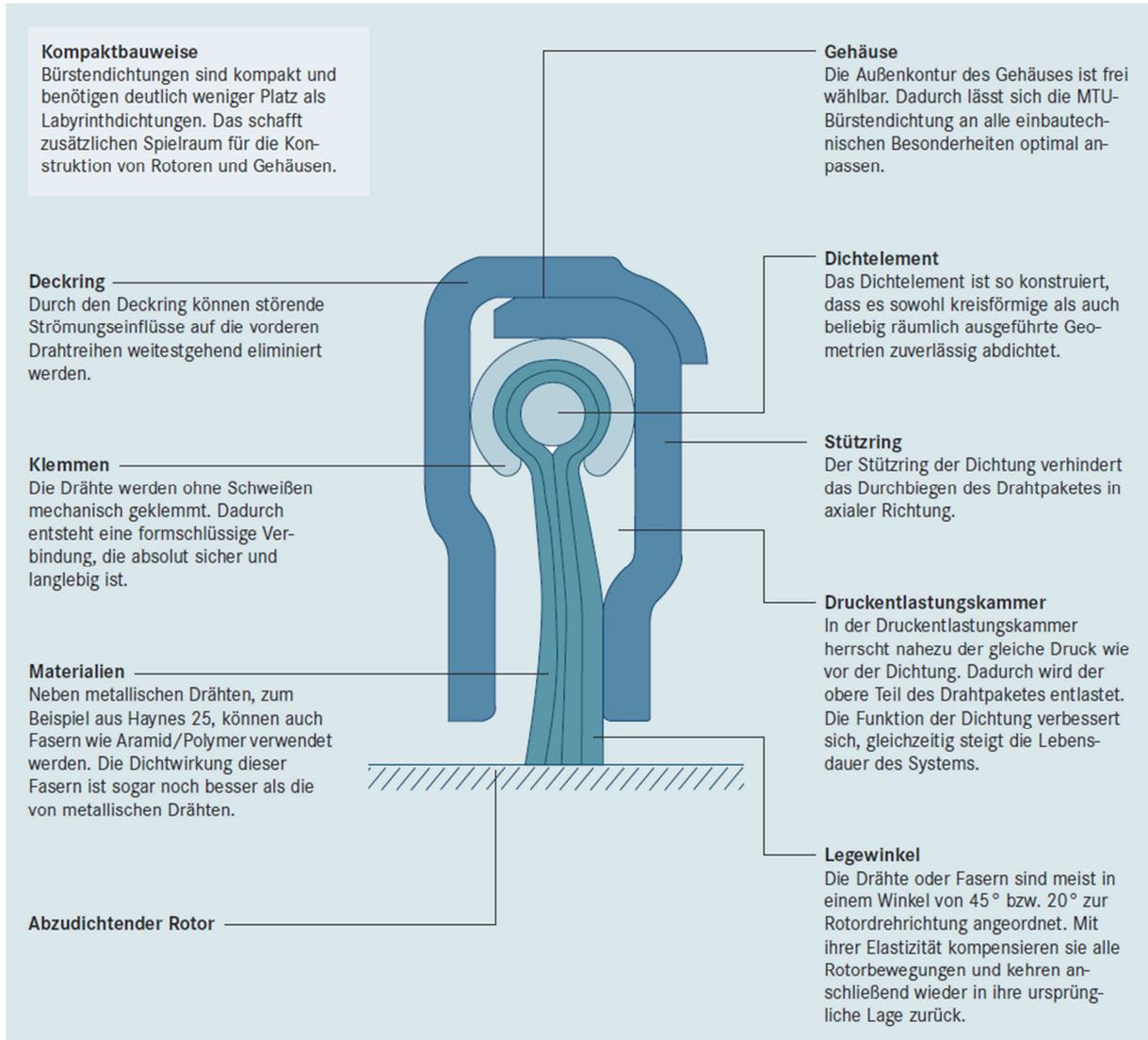


Bild 2.13: Aufbau der MTU-Bürstendichtung [6]

Für die Bürstenfasern sind unterschiedlichste Draht- und Fasermaterialien verwendbar. Standardmäßig werden dazu Stahldrähte oder Aramid-Fasern von der Firma MTU verbaut (Bild 2.14).



Dichtelementtyp: HDE

Haynes 25
 Drahtdurchmesser 0,07 mm:
 100 Bpmm/200 Bpmm
 Drahtdurchmesser 0,10 mm:
 140 Bpmm
 Drahtdurchmesser 0,15 mm:
 50 Bpmm



Dichtelementtyp: KDE

Aramid (Kevlar)
 Faserdurchmesser 0,012 mm:
 4.000 Fpmm/6.350 Fpmm



Bild 2.14: Bürstenhaare aus Stahl oder Aramid [6]

Je nach Anwendungsfall sind verschiedene Bauarten der Bürstendichtung sinnvoll. Bild 2.15 zeigt einen Auszug aus dem MTU-Produktportfolio für Bürstendichtungen.

Typ	HBD	HBD/KBD	KBD	GBD	HDE/KDE
Gehäuse					
Bauart	Blech	Drehteil	Spritzguss	Blech	ohne Gehäuse
Material	Metall	Metall	PEEK (Kunststoff)	Metall	-
Größe	<Ø 300 mm	<Ø 650 mm	<Ø 250 mm	>Ø 300 mm	beliebig
Abbildung					

Bild 2.15: Produktportfolio der MTU-Bürstendichtungen [6]

Gegenüber herkömmlichen Labyrinthdichtungen reduzieren MTU-Bürstendichtungen Leckagen in Triebwerken, Gasturbinen, Dampfturbinen oder Verdichtern um bis zu 80% (Bild 2.16). Vgl. [6]

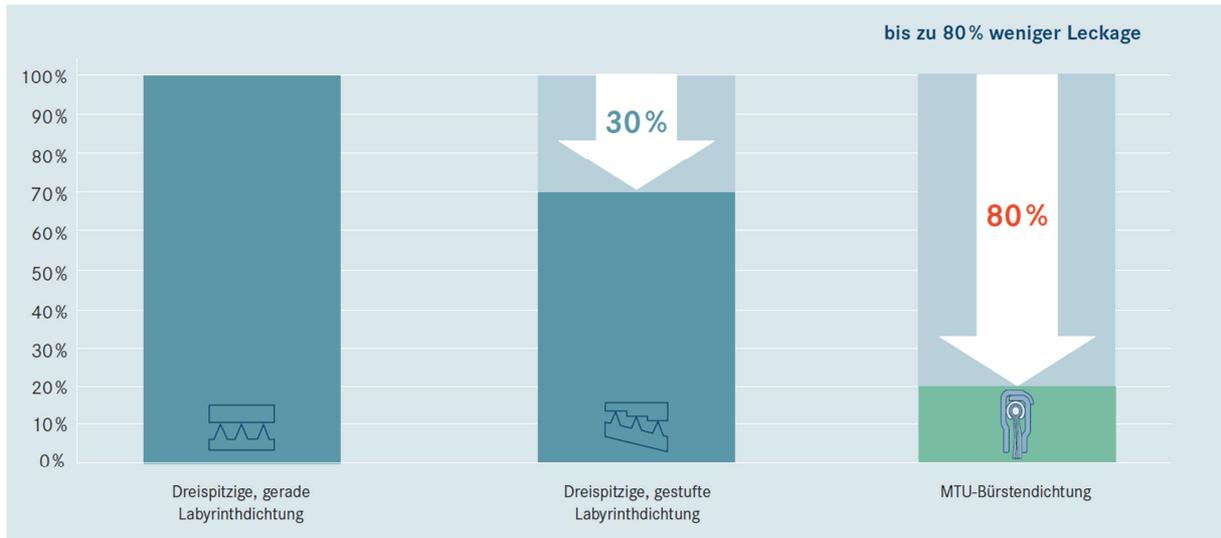


Bild 2.16: Leckagereduktion durch MTU-Bürstendichtung [6]

Bei den von der Firma MTU gelieferten Bürstendichtungen sind Stütz- und Deckring zwei Drehteile, zwischen denen die Bürste als eigentliches Dichtelement liegt (Bild 2.17). Diese, mit Stahldrähten arbeitende, Art von Bürstendichtung hat eine Haardichte von 200 Drähten/mm², bei einem Drahtdurchmesser von 0,07 mm.



Bild 2.17: Foto einer MTU-Bürstendichtung

3. Dichtungsprüfstand

Der auf einem vorhandenen Aufspanntisch aufgebaute Prüfstand mit Antriebsmotor ist im Bild 3.1 zu sehen. Der Asynchronmotor treibt über einen Zahnriemen den Prüfstand an. Die Blechabdeckung ist transparent dargestellt, um den Antrieb erkennen zu können.

Der Prüfstand bietet die Möglichkeit, verschiedene Betriebszustände mit unterschiedlichen Dichtungen zu simulieren und das Verhalten der Dichtungen zu erproben. Die Versorgung mit Öl- oder Wasser erfolgt mit einem externen Hydraulikaggregat oder über eine Wasserleitung. Dabei kann mit Drücken von bis zu 100 bar geprüft werden. Die Welle des Prüfstands kann mit einer Drehzahl von bis zu 20.000 U/min angetrieben werden. Diese Drehzahl entspricht am Durchmesser $d=85$ mm, an dem sich die Dichtungen befinden, einer Umfangsgeschwindigkeit von 89 m/s. Die Drehzahlregelung des Motors erfolgt mit einem Frequenzumrichter ACS 150 von ABB. Da der Prüfstand gesteuert betrieben wird, kann die tatsächliche Drehzahl von der eingestellten abweichen und geringer sein. Die Leckageermittlung erfolgt mit einem Messgefäß und einer Präzisionswaage.

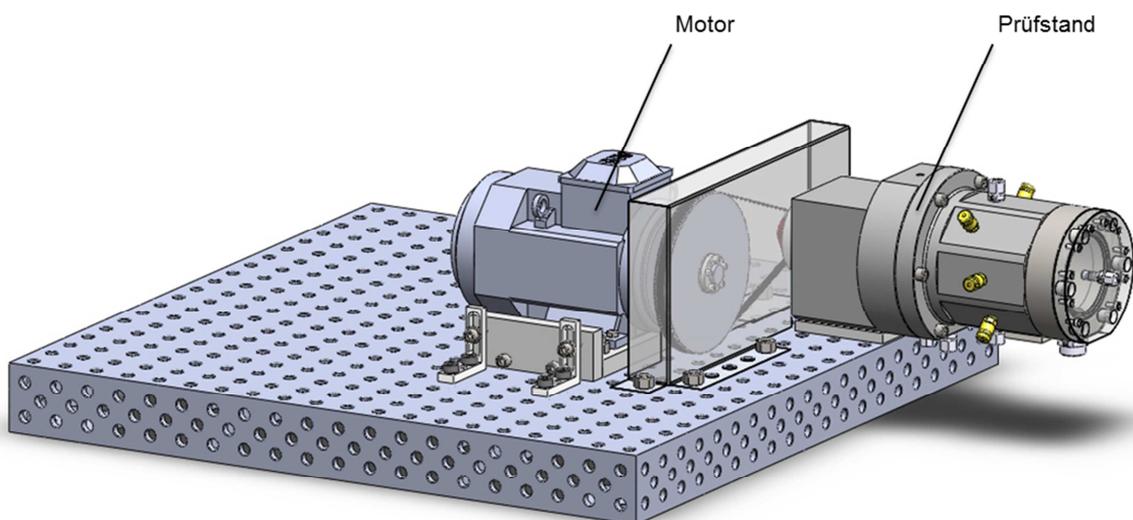


Bild 3.1: Prüfstands Aufbau

Bild 3.2 zeigt den Prüfstand in Explosionsansicht. Dieser gliedert sich in mehrere Teile sowie Baugruppen. Das Lagergehäuse hat die Aufgabe, die Welle aufzunehmen und die Lagerung der Welle zu gewährleisten. Dieser Bauteil wird mit Schrauben von unten und damit der gesamte Prüfstand am Aufspanntisch befestigt. Das Dichtungsgehäuse wird an das Lagergehäuse geschraubt und nimmt die zu prüfenden Dichtungen auf. Der Deckel hat die Aufgabe, den Raum in dem die Dichtungen geprüft werden, zu verschließen. Er drückt das zu prüfende Dichtungspaket zusammen und gegen das Lagergehäuse. Mit einem

kreisförmigen Plexiglasschauglas ausgestattet, ermöglicht er die Sicht in das Innere des Prüfraums.

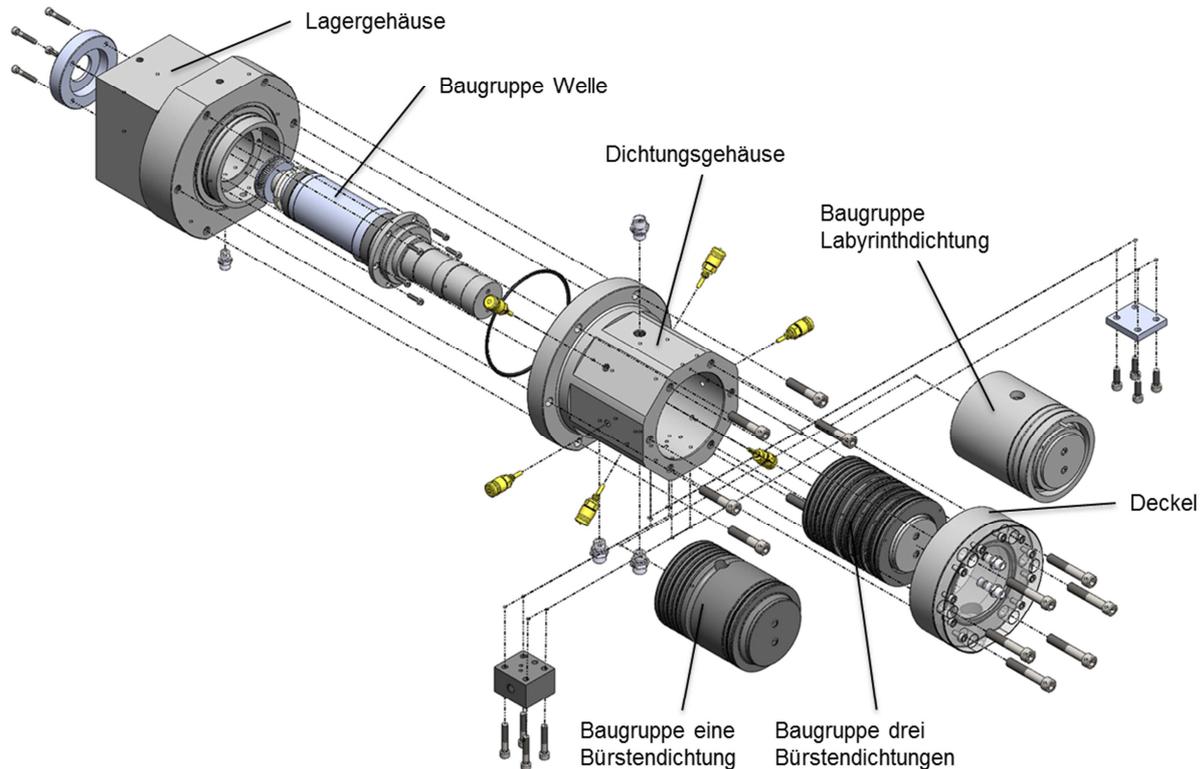


Bild 3.2: Explosionsdarstellung des Prüfstandes

Auf der in Bild 3.3 linken Seite des Prüfstandes befindet sich die Lagerung der Welle und im rechten Teil, der rot gekennzeichnete Messbereich, in dem die Dichtungen Platz finden.

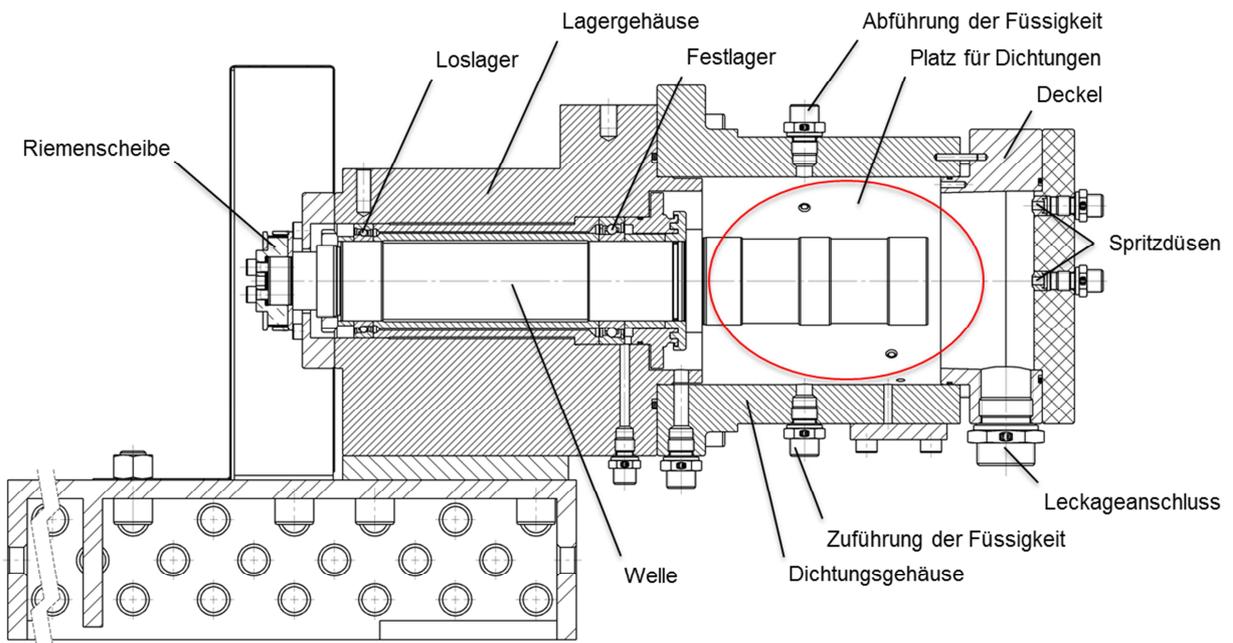


Bild 3.3: Dichtungsprüfstand

Der Prüfstand ist so konzipiert, dass verschiedene Dichtungsarten (Labyrinth-Dichtung, Bürstendichtung) geprüft werden können. Als Prüfmedium kommen Flüssigkeiten insbesondere Wasser zum Einsatz, daher sind die mit Flüssigkeit in Berührung kommenden Teile aus Edelstahl X20Cr13 oder aus Aluminum gefertigt. Mit dem Prüfstand sind Messungen in einem Druckbereich von bis zu 100 bar möglich. Außerdem ist eine Bespritzung vorgesehen, wie sie bei Werkzeugmaschinen zur Werkzeugkühlung mittels Kühlmittel mit Spritzdüsen geschieht. Der Prüfstand ist auf eine Maximaldrehzahl der Welle von 20.000 U/min ausgelegt.

Die im Prüfstand eingesetzte Labyrinthdichtung der Firma WEISS zeigt Bild 3.4. Diese soll vor allem als Vergleichsdichtung zu den Bürstendichtungen dienen. Die Vergleichswerte werden für die Abdichtung von flüssigkeitsbespritzten, schwallartig überfluteten Wellendurchtritten ermittelt, wobei die Flüssigkeitszufuhr über die rot umrandeten Kühlmittelspritzdüsen erfolgt. Die später in den Prüfstand, anstatt der Labyrinthdichtung, eingesetzte Bürstendichtung, veranschaulicht das Bild 3.5.

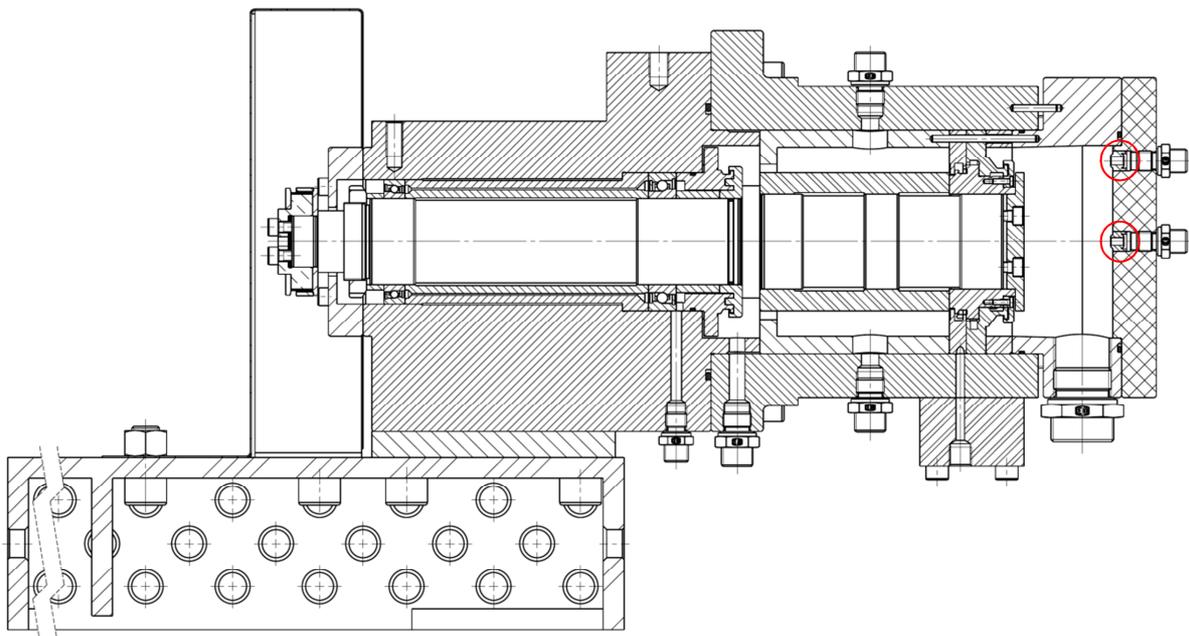


Bild 3.4: Prüfanordnung – Bespritzung der Labyrinthdichtung

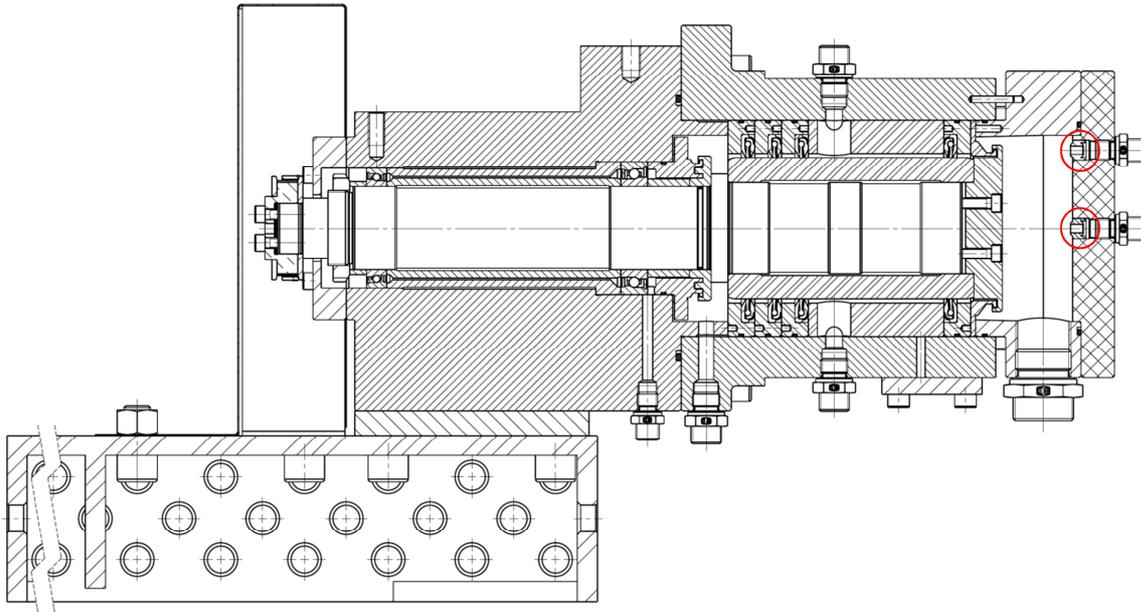


Bild 3.5: Prüfanordnung – Bespritzung der Bürstendichtung

In einer weiteren Prüfung wird die Eignung von Bürstendichtungen für die Abdichtung von flüssigkeitsgefluteten und druckbeaufschlagten Räumen gegen Umgebungsdruck untersucht (Bild 3.6). Der unter Druck stehende Bereich ist rot umrandet.

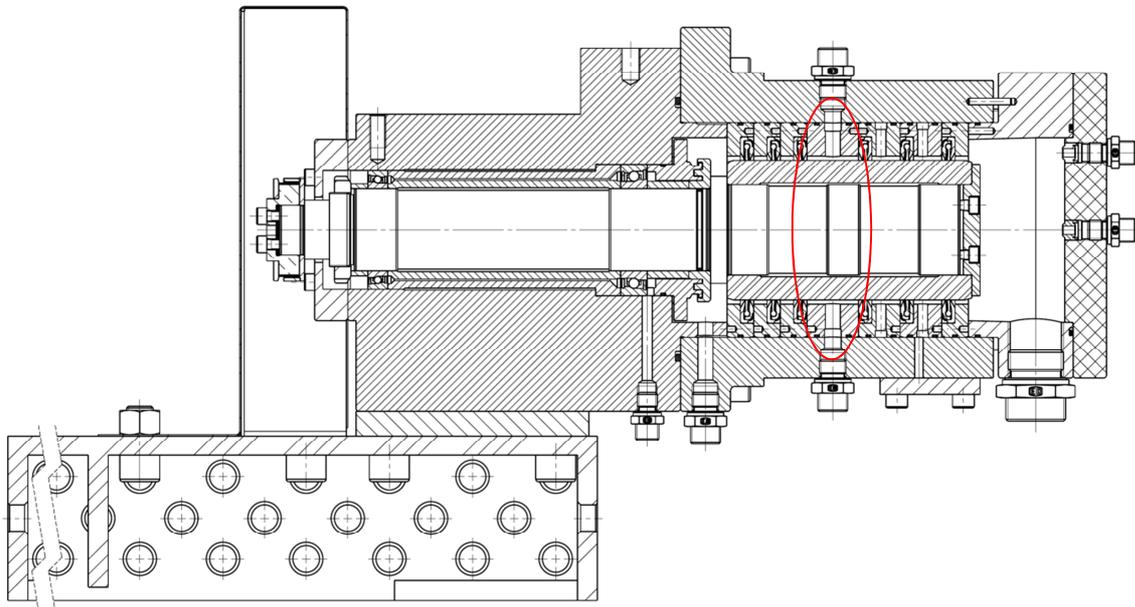


Bild 3.6: Prüfanordnung – Drei Bürstendichtungen

Mit der Labyrinthdichtung der Firma WEISS ist es nicht sinnvoll, die Abdichtung von unter Druck stehenden Flüssigkeiten zu messen, weil diese für den Einsatz im Dreh- und Fräsbearbeitungsbereich von Werkzeugmaschinen konzipiert ist und daher mit dieser

Dichtung keine Vergleichswerte mit zufriedenstellendem Ergebnissen ermittelt werden können.

3.1. Lagerung

Die Lagerung der Welle besteht aus zwei Hochgenauigkeitsspindellagern in O-Anordnung, welche speziell für die Werkzeugspindellagerung gedacht sind. Als Festlager dient ein Spindellager HSS7010-2-RSD-C-T-P4S und als Loslager ein Spindellager HSS71910-2-RSD-C-T-P4S. Dabei handelt es sich um stahlkugelige, beidseitig abgedichtete und Lebensdauer befettete, hochgenaue, einreihige Schrägkugellager, mit massiven Außen- und Innenringen (Bild 3.7).

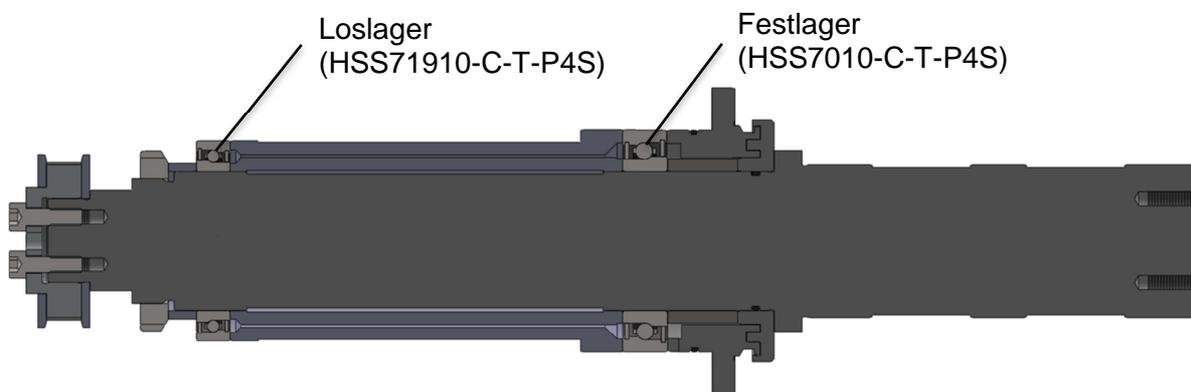


Bild 3.7: Baugruppe Welle

Lagergebrauchsdauer und Dauerfestigkeit

Hochgenauigkeitlager müssen Maschinenteile präzise führen und Kräfte auch bei sehr hohen Drehzahlen sicher übertragen. Die Lager werden deshalb überwiegend nach den Kriterien Genauigkeit, Steifigkeit und Laufverhalten gewählt. Um diese Aufgaben sicher zu erfüllen, müssen sie verschleißfrei laufen. Dazu ist ein tragfähiger, hydrodynamischer Schmierfilm an den Kontaktstellen der Wälzpartner erforderlich.

Unter diesen, oben genannten, Bedingungen ist der begrenzende Faktor, zur dauerhaftesten Auslegung der Lagergebrauchsdauer von Spindellagern, meist die Schmierstoffgebrauchsdauer. Auf Grund der kurzen Betriebszeiten bei Prüfständen hat die Schmierstoffgebrauchsdauer auf die Lagerlebensdauer einen zu vernachlässigenden Einfluss.

Zur Beurteilung der Gebrauchsdauer unter dem Fokus der Belastung sind die Hertz'sche Pressung an den Kontaktstellen und die Lagerkinematik entscheidend.

Da ein Ausfall durch Ermüdung bei den Spindellagern in der Praxis keine Rolle spielt, ist die Berechnung der Lebensdauer L_{10} nach DIN ISO 281 nicht vorgeschrieben.

Zur Überprüfung der Dauerfestigkeit wird das Belastungsverhältnis S_0^* gemäß der nachfolgenden Gleichung errechnet:

$$S_0^* = \frac{C_0}{P_0^*} \quad 3.1$$

S_0^* - Belastungsverhältnis für Dauerfestigkeit (dynamische Tragsicherheit)

C_0 N Statische Tragzahl

P_0^* - Die äquivalente Belastung

P_0^* wird mit den Kräften der dynamischen Belastung nach der Gleichung der statisch äquivalenten Belastung berechnet.

Ist das Belastungsverhältnis $S_0^* > 8$, sind die Voraussetzungen für Dauerfestigkeit erfüllt.

Diese Voraussetzung ist mit den auftretenden Kräften beim Prüfstand bei weitem erfüllt. Die S_0^* - Werte Berechnung ergibt für die Lager des Prüfstands Belastungsverhältnisse > 200 .

Exakter ist die individuelle Berechnung der Hertz'schen Pressungen und die Überprüfung der Lagerkinematik mit einem Berechnungsprogramm. Vgl. [7]

Daher wird eine Lagerberechnung mit dem Onlineberechnungsprogramm BEARINX der Schaeffler Gruppe durchgeführt. Die Lagerberechnung ergibt auf Grund der geringen Kräfte (keine Dreh- oder Fräsbearbeitung) eine sehr hohe Lebensdauer und bestätigt das Ergebnis der Belastungsverhältnisse $S_0^* > 200$.

Auf Anfrage bei Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG wird eine Verminderung der Lebensdauer durch Erhöhung der axialen Vorspannung nicht empfohlen.

Toleranzen der Welle und der Umbauteile der Lager

Damit die hohe Drehzahleignung und die gute Laufgenauigkeit der Hochgenauigkeitslager genutzt werden kann, müssen die Umbauteile mit der Lagerpräzision in Einklang stehen. Im Katalog sind dazu entsprechende Maß-, Form- und Lagetoleranzen angegeben, die sich in der Praxis bewährt haben und in die Konstruktion des Prüfstandes eingeflossen sind.

Bei hohen Drehzahlen der Welle, wie sie beim Prüfstand gefordert sind, verursachen hohe Zentrifugalkräfte eine Aufweitung der Lagerinnenringe. Diese Ringaufweitung führt zum Abheben des Innenrings von der Welle und somit zum Spiel zwischen Innenring und Welle.

Mögliche Folgen sind:

- Passungsrost
- ein Drehen des Ringes auf der Welle
- eine schlechte Wellenführung mit erhöhter Schwingungsneigung

- eine verminderte Lagerleistung durch mögliche Verkippung

Dies lässt sich durch entsprechende Passungen auf der Welle vermeiden.

Mit den Angaben aus dem Katalog und der vorgegebenen Drehzahl von 20.000 U/min ergibt sich ein notwendiges Übermaß von 8 µm. Damit ergeben sich mit den Innenring-Istmaßen (die Abweichung vom Istmaß ist auf dem Lagerring vermerkt) der Lager, die Durchmesser, damit die Innenringe bei der Drehzahl von 20.000 U/min noch fest auf der Welle sitzen.

Mit den Bearbeitungstoleranzen ergeben sich die Maße der Welle für Fest- und Loslager. Vgl. [7]

Loslager: $\varnothing 50^{+0,011}_{+0,003}$

Festlager: $\varnothing 50^{+0,013}_{+0,005}$

3.2. Eigenfrequenz der Welle

Für die Arbeitsgenauigkeit und Güte der Oberfläche sind die Starrheit der Arbeitsspindel und deren Lagerung von größter Bedeutung. Auf Grund der geforderten hohen Drehzahl, von 20.000 U/min und der notwendigen langen Auskrägung, ist eine einfache Abschätzung der Eigenfrequenz unumgänglich.

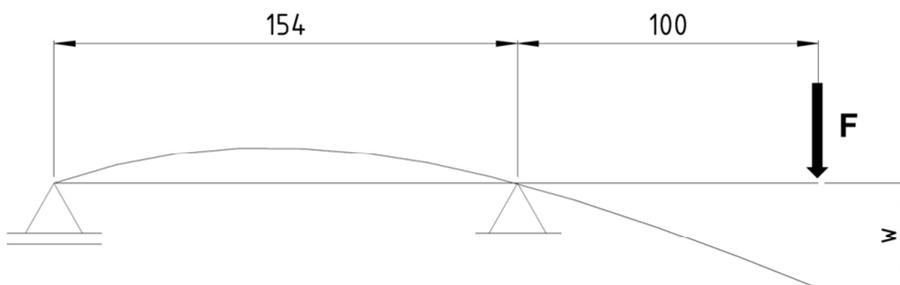


Bild 3.8: Auskrägung

Der auskragende Teil wird als Zylinder mit einem Durchmesser von 85 mm und einer Länge von 200 mm vereinfacht angenommen. Im Schwerpunkt dieses Zylinders, im Abstand von 100 mm vom Festlager, greift die Gewichtskraft F an. Mit diesen Annahmen, dem Wellendurchmesser von 50 mm, dem Lagerabstand von 154 mm und den Werkstoffkennwerten lässt sich die Durchbiegung w berechnen (Bild 3.8).

$$w = \frac{F a^2 (l + a)}{3 E I_y} \quad 3.2$$

Aus der Gewichtskraft F und der Durchbiegung wird die Federsteifigkeit berechnet.

$$c = \frac{F}{w} \quad 3.3$$

Damit kann die Eigenfrequenz errechnet werden.

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad 3.4$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = 465 \text{ Hz} \quad 3.5$$

$$f_{80\%} = 372 \text{ Hz} \quad 3.6$$

Ein 20%iger Abstand von der berechneten Eigenfrequenz ergibt eine Frequenz von 372 Hz, das ist noch deutlich über der Erregerfrequenz von 333,33 Hz \cong 20.000 U/min.

3.3. Schraubenberechnung auf Grund des Innendrucks

Für einen Dichtungsprüfstand, wie den in dieser Arbeit entworfenen, sind unterschiedliche Grundkonzepte denkbar. Es sind Segmentprüfstände, bei denen „nur“ ein Kreissegment der Welle abgedichtet wird, möglich. Diese eignen sich besonders für technologische Langzeitversuche und Direktbeobachtung.

Um betriebsnahe Versuche durchführen zu können, wird ein Vollteilprüfstand verwendet. Hier sind zwei Varianten möglich (Bild 3.9). Prüfstände mit nur einer Dichtung haben das Problem eines hohen Achsschubs (Bild 3.9 links). Die auf Grund des Drucks hervorgerufene axiale Kraft muss von den Lagern aufgenommen werden.

Aus diesem Grund fiel die Entscheidung auf einen symmetrischen Aufbau, dazu werden, zum Ausgleich des Achsschubs, zwei gegenüberliegende Dichtungen eingebaut. Die Fluidzufuhr erfolgt zwischen den Dichtungen (Bild 3.9 rechts). Dadurch wird der Prüfstand jedoch aufwändiger und es ergibt sich die doppelte Leckagemenge. Vgl. [5]

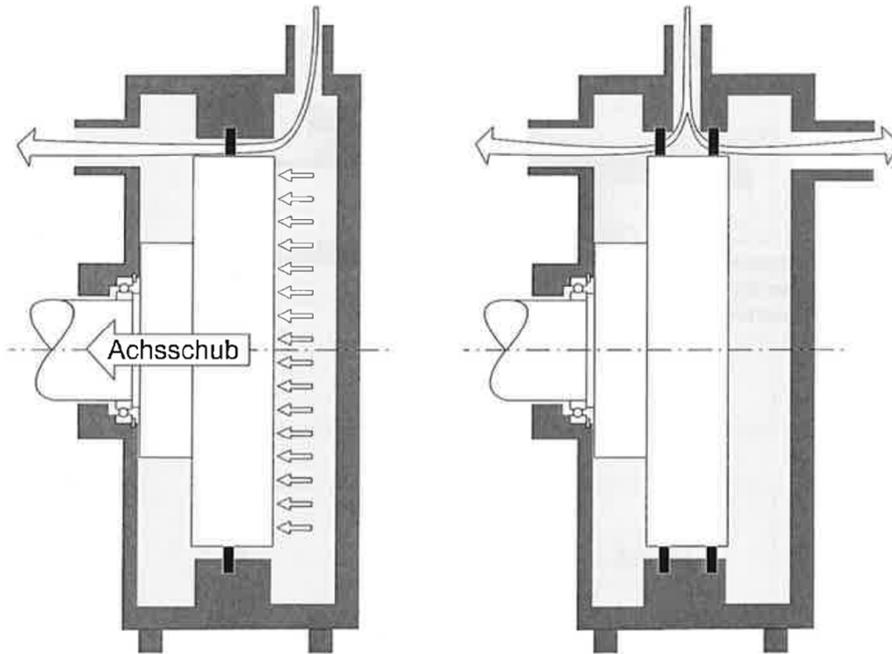


Bild 3.9: Prüfstände für betriebsnahe Vollteilversuche [5]

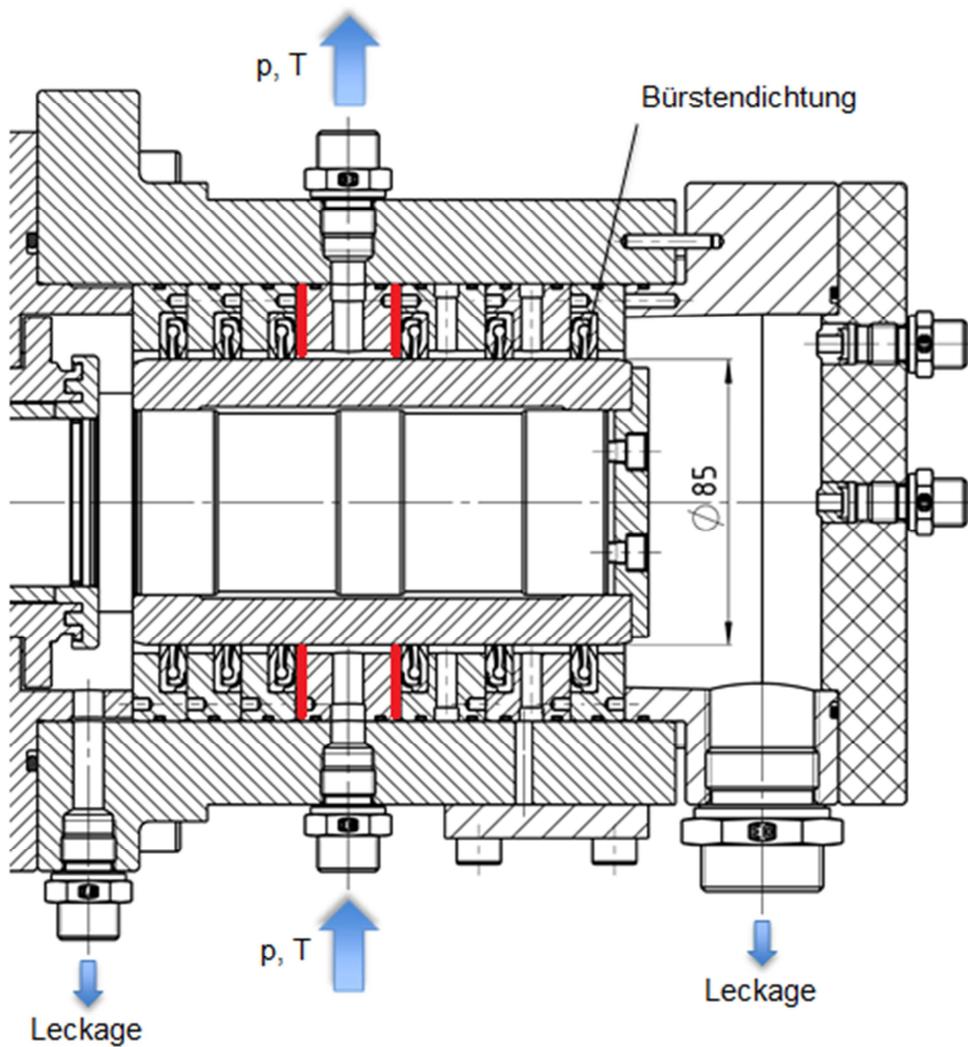


Bild 3.10: Schraubenauslegung

Herrscht an den rot markierten Kreisringflächen (Bild 3.10) der Druck von 100 bar, so lässt sich die notwendige Kraft errechnen, die diesem Druck entgegenwirken muss.

$$A = (d_a^2 - d_i^2) \frac{\pi}{4} \quad 3.7$$

$$F = pA \quad 3.8$$

$$F = 75,987 \text{ kN} \quad 3.9$$

Bei sechs Schrauben ergibt sich eine Kraft pro Schraube von 12,665 kN.

Aus der Schraubenberechnung ergibt sich eine erforderliche Vorspannkraft $F_{\text{Verf}} = 19,2 \text{ kN}$. Für M12 x 50 – 8.8 Schrauben ist eine Vorspannkraft von $F_{\text{Vzul}} = 38,5 \text{ kN}$ zulässig. Damit ergibt sich mit sechs M12 x 50 – 8.8 Schrauben eine Sicherheit von 2,001.

3.4. Das Wasserhydraulikaggregat

Dem Institut für Fertigungstechnik steht ein Klarwasseraggregat der Firma Danfoss zur Verfügung (Bild 3.11). Die Bauart der Pumpe basiert auf dem Axialkolbenprinzip, was eine sehr einfache und kompakte Konstruktion ermöglicht. Die Pumpe ist so konstruiert, dass die Schmierung der beweglichen Teile mittels Wasser erfolgt. Die Schmierung mit Öl ist somit nicht erforderlich. Die Pumpe arbeitet mit fester Verdrängung, wobei der Durchfluss proportional mit der Drehzahl der Antriebswelle und der Pumpenverdrängung ist.



Bild 3.11: Wasseraggregat mit Schaltschrank und Kühler im Vordergrund

Es besteht aus einem Kunststofftank (Bild 3.12) mit 25 Liter Inhalt, einer integrierten Axialkolbenpumpe (Bild 3.13), Sicherheitsventilen und dem üblichen Zubehör, wie es bei vergleichbaren Ölhydraulikaggregaten Stand der Technik ist. Mit der maximalen Antriebsleistung dieser Baureihe von 2,2 kW sind Förderströme von 2,5 bis 8,5 l/min und Betriebsdrücke bis 140 bar möglich.

Der senkrechte Einbau der Motor-Pumpeinheit in einen Standardbehälter macht das Danfoss-Aggregat kompakt und geräuscharm. Dadurch bietet es viele Anwendungsmöglichkeiten in der Industrie und in der Hochdruckreinigungstechnik. Vgl. [8]



Bild 3.12: Nessie Power-pack Typ PPH 4/6,3 [8]

- 1: Wellendichtung
- 2: Montageflansch / Gehäuse mit Lager
- 3: Entlüftungsschraube
- 4: Haltering
- 5: Kolben/Gleitschuh
- 6: Ventildruckplatte
- 7: Schrägscheibe
- 8: Zylindertrommel
- 9: Feder
- 10: Ventilanschlussplatte
- 11: Anschlussflansch

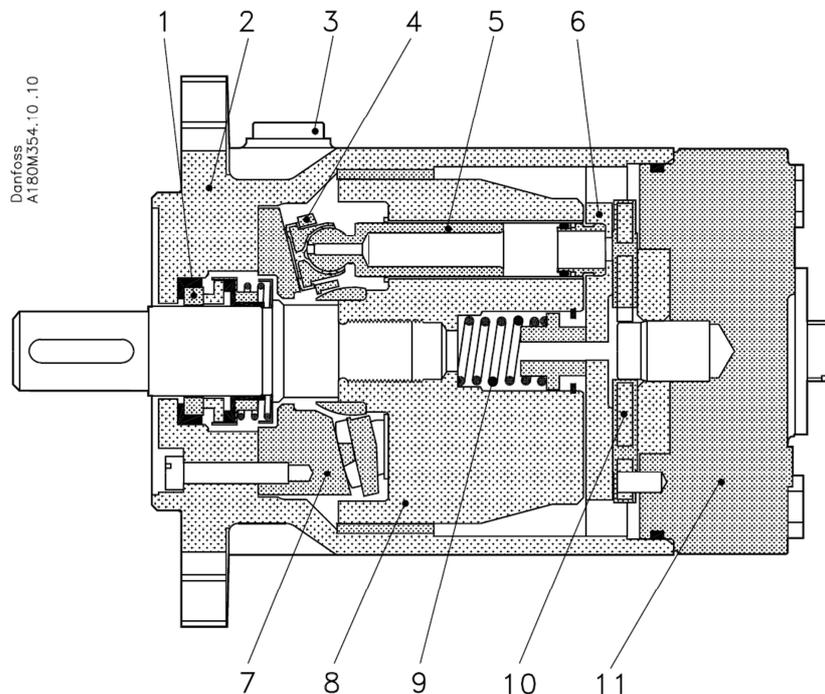


Bild 3.13: Schnittdarstellung der Danfoss-Reinwasserpumpe [8]

3.5. Inbetriebnahme

Fettverteilungslauf

Bei fettgeschmierten Spindellagern ist ein Fettverteilungslauf durchzuführen. Die Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG empfiehlt zur Fettverteilung einen Start-Stop-Betrieb, nach der in Bild 3.14 dargestellten Anleitung.

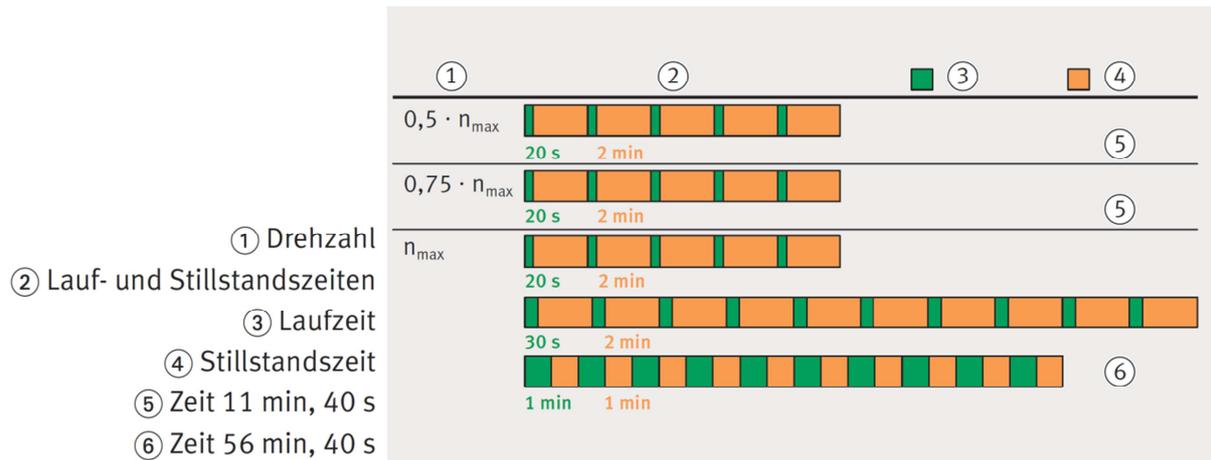


Bild 3.14: Fettverteilungslauf von offenen und abgedichteten Spindellagern [7]

Hierdurch werden hohe schädliche Temperaturen in der Kontaktstelle vermieden. In der Stopp-Phase kommt es zu einem Temperatenausgleich der einzelnen Lagerkomponenten, wodurch schädliche Vorspannungserhöhungen unterbleiben. Die Fettverteilung ist abgeschlossen, wenn eine stabile Lagertemperatur erreicht ist. [7]

4. Messaufbau

Nachdem der Fettverteilungslauf durchgeführt ist, können mit dem Prüfstand Messungen durchgeführt werden. Bild 4.1 zeigt den aufgebauten, betriebsbereiten Prüfstand.

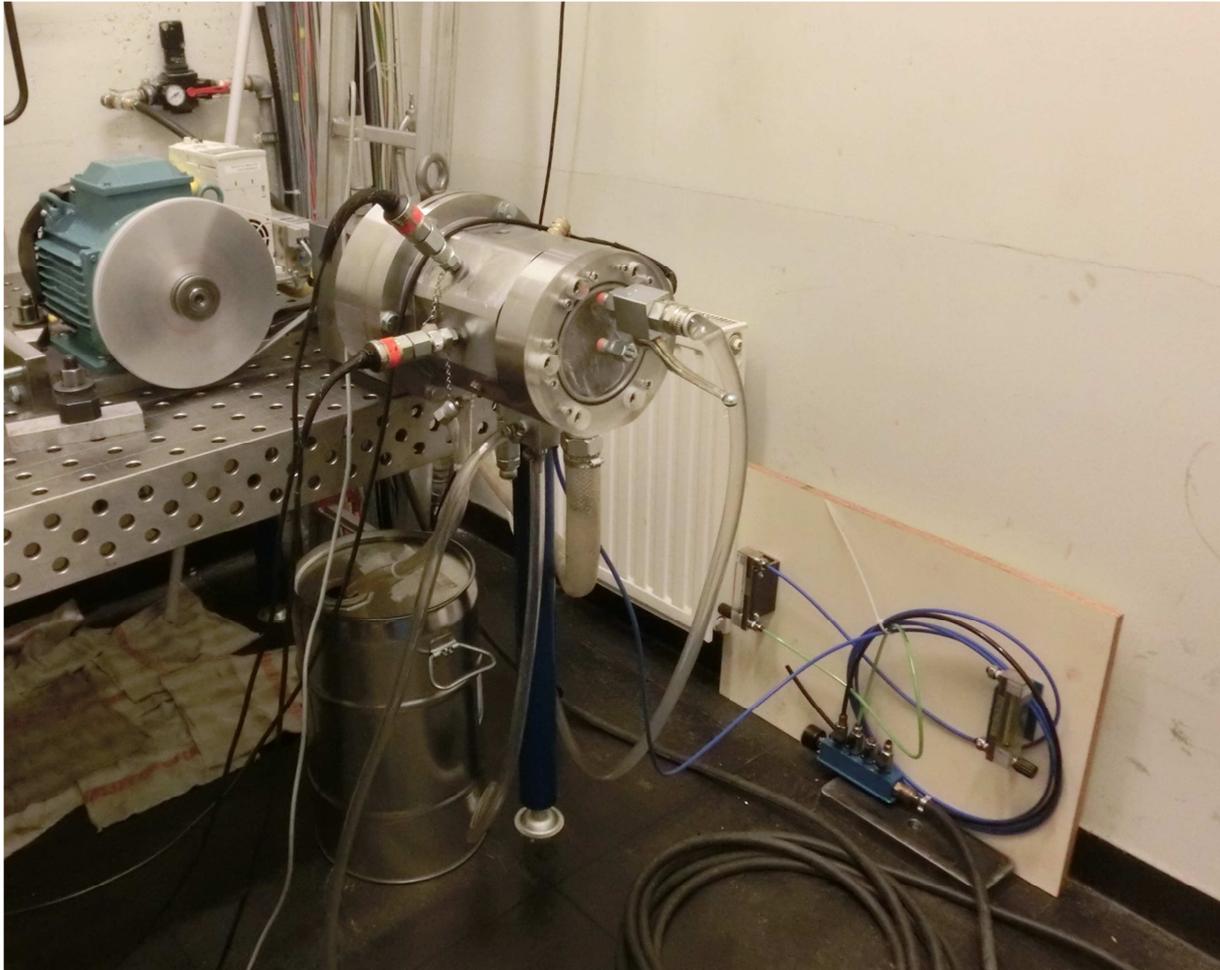


Bild 4.1: Aufgebauter Prüfstand

4.1. Abdichten von angespritzten oder drucklos überfluteten Wellendurchtritten

Unter Verwendung der Labyrinthdichtung und der Bürstendichtung werden Messwerte gesammelt. Die Versuchsreihe wird mit der Labyrinthdichtung begonnen und deren Ergebnisse werden mit jenen der Bürstendichtung verglichen.

4.1.1. Labyrinthdichtung

An der Spindelnase von Werkzeugmaschinen werden meist Labyrinthdichtungen eingesetzt, um im Zerspanbereich das, zur Kühlung und Schmierung, eingesetzte Kühlschmiermittel abzudichten. Die Kühlschmiermittelbespritzung der Werkzeugschneiden wird mit diesem

Versuch simuliert. Dazu wird Wasser mittels einer handelsüblichen Spritzdüse, wie sie bei Werkzeugmaschinen in der Industrie eingesetzt wird, in den Raum rechts der Labyrinthdichtung gespritzt (Bild 4.2). Die verwendete Spritzdüse hat einen Innendurchmesser von 4,13 mm, das entspricht dem Kerndurchmesser einer M5 Gewindebohrung. Das Abfließen der Flüssigkeit ist durch eine Bohrung mit 23 mm Durchmesser im unteren Bereich gewährleistet. Ab einer Wassermenge von 12 l/min beginnt sich die Kammer zu füllen. Aus diesem Grund wird die Prüfung mit dieser Maximalmenge durchgeführt. Die Durchflussmenge von 12 l/min entspricht bei einem Düsendurchmesser von 4,13 mm, einer Spritzgeschwindigkeit von ~15 m/s.

$$v = \frac{\dot{Q}}{A} = \sim 15 \text{ m/s} \quad 4.1$$

$$A = \frac{d^2 \pi}{4} \quad 4.2$$

Bei diesem Versuch wird direkt auf die Dichtung gespritzt. Das kommt im Anwendungsfall normalerweise nicht vor. In der Praxis kommt es zu einer indirekten Bespritzung des Dichtspalts. Diese Versuchsanordnung stellt den Grenzfall dar.

Wenn nun Flüssigkeit in den Dichtspalt eindringt, so wird diese durch die Sperrluft (1,8 – 2 Nm³/h eingestellt) zurückgedrängt und das Durchdringen der Flüssigkeit verhindert. Ist der dynamische Druck der Flüssigkeit größer als der Druck der Sperrluft so kommt es zum Überwinden der Sperrluft. In diesem Fall fließt die Flüssigkeit über die erste Ablaufbohrung zurück in den Kühlschmiermittelkreislauf. Ist die Flüssigkeitsmenge zu groß, kommt es zum Rückfluss über die zweite Ablaufbohrung. Wird auch diese Ablaufbohrung überwunden, so kommt es zum Versagen der Dichtung und zu einer entsprechenden Leckage.

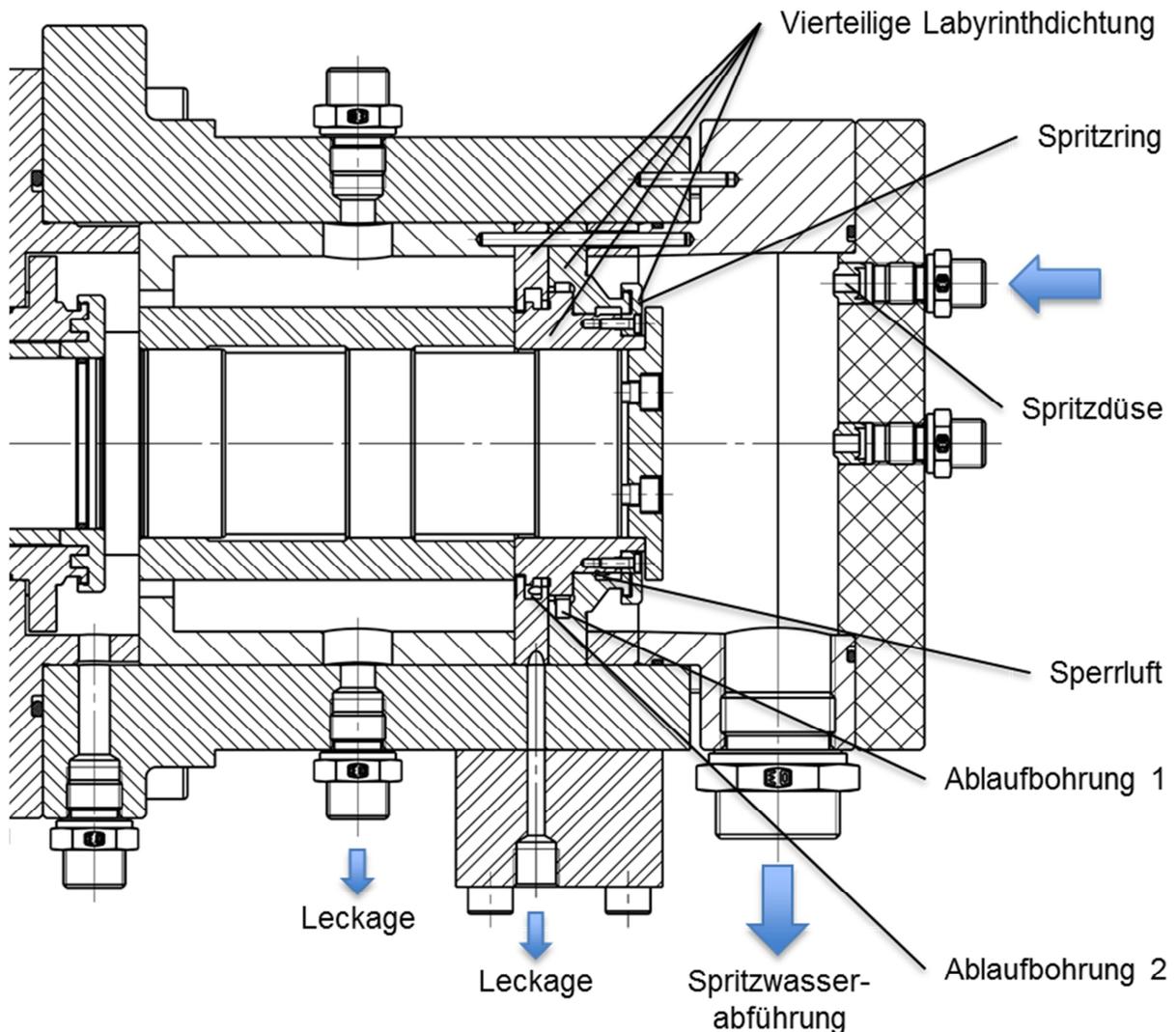


Bild 4.2: Messaufbau Labyrinthdichtung

4.1.2. Bürstendichtung

Unter den gleichen Prüfbedingungen (12 l/min Wassermenge bzw. ~15 m/s Spritzgeschwindigkeit) wie bei der Labyrinthdichtung werden die Messungen mit der Bürstendichtung durchgeführt (Bild 4.3). Der Einlaufbereich ist gleich ausgeformt, um vergleichbare Bedingungen zu schaffen. Dringt Wasser bis zur Bürstendichtung vor, so verhindert diese das weitere Vordringen der Flüssigkeit bzw. der Verschmutzung. Wird die Bürstendichtung überwunden, kommt es zum Versagen und zum Abfluss einer Leckage.

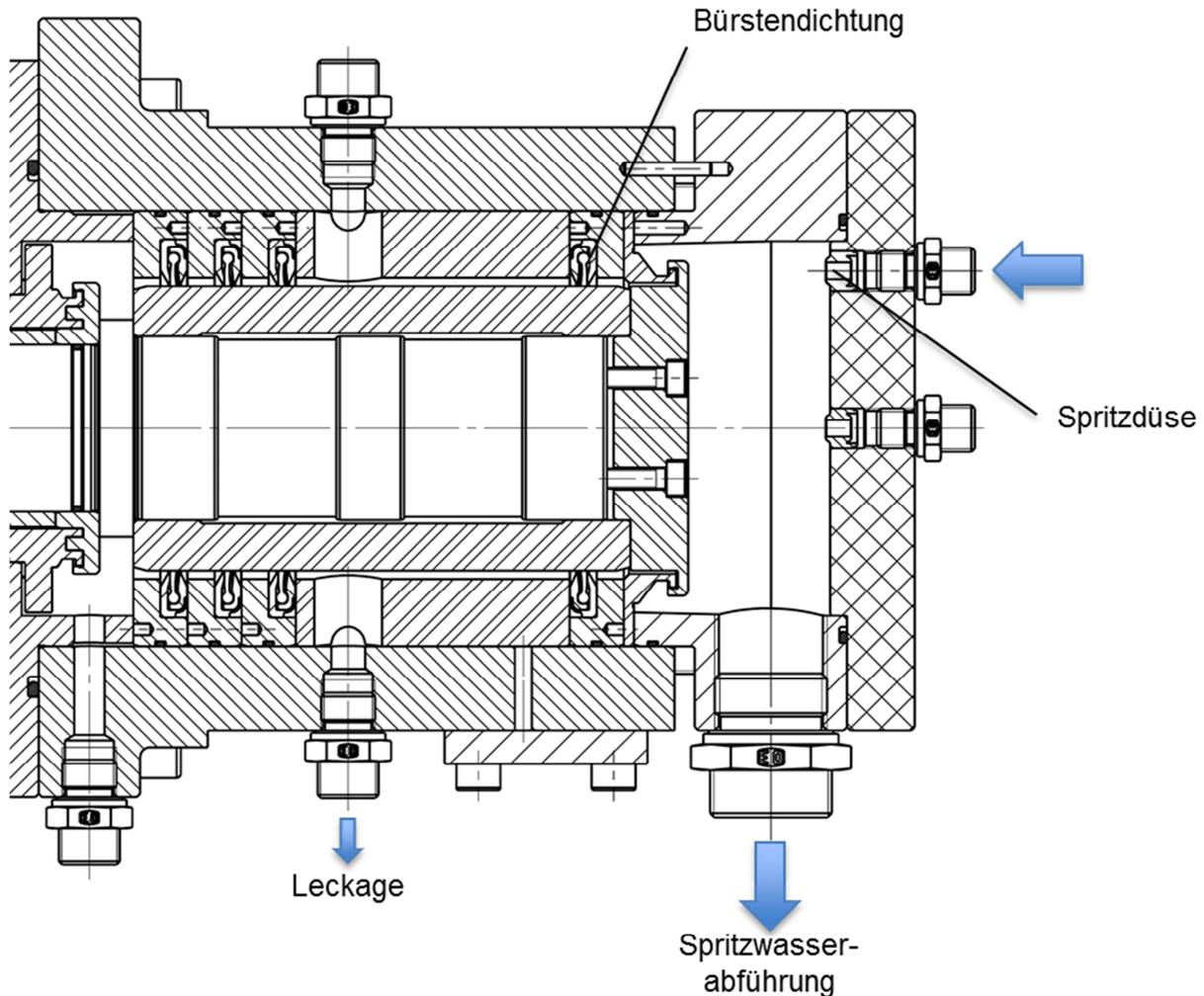


Bild 4.3: Messaufbau Bespritzung der Bürstendichtung

4.1.3. Dichtheit bei Bespritzung

Labyrinthdichtung

Bei der Überprüfung der Labyrinthdichtung wird zuerst mit der von der Firma Weiss empfohlenen Sperrluftmenge von 1,8 – 2 Nm³/h und der maximalen Wassermenge von 12 l/min geprüft. Dazu wird für 15 Minuten bei stehender Welle über die Spritzdüse auf die Dichtung gespritzt. Anschließend wird die Drehzahl im 15 Minuten-Takt um jeweils 2.500 U/min erhöht, bis die Drehzahl von 15.000 U/min erreicht ist. Damit ergibt sich eine Gesamtdauer der Prüfung von einer Stunde und 45 Minuten. Um ein Anlaufen der Labyrinthdichtung auf Grund der Eigenfrequenz des Prüfstandes zu vermeiden wird die maximale Drehzahl auf 15.000 U/min beschränkt. Beim Versuch mit der Bürstendichtung kann die Drehzahl auf 20.000 U/min erhöht werden, da hier die Gefahr des Anlaufens nicht besteht.

Bei diesem Versuchsaufbau kann keine Leckage festgestellt werden.

Der gleiche Versuchsablauf wird ohne Sperrluft wiederholt. Auch hier ist keine Leckage ermittelbar.

Zu einer Leckage kommt es, wenn bei gleichen Bedingungen wie oben, ohne Sperrluft, der Spritzring der Labyrinthdichtung entfernt wird. Diese Versuchsanordnung hat jedoch keine praktische Relevanz, da die Labyrinthdichtung ohne Spritzring unvollständig ist und ihre Funktion nicht richtig erfüllen kann.

Um die Labyrinthdichtung einer genaueren Überprüfung zu unterziehen, müsste die Versuchsdauer erhöht werden und/oder der Deckel des Prüfstandes neu gestaltet werden. Der Deckel müsste so angepasst werden, dass bei Erhöhung der Spritzwassermenge, diese rasch genug abfließen kann, damit es nicht zum Befüllen des Deckels kommt.

Bei Überprüfung der Labyrinthdichtung kann bei den gegebenen Prüfbedingungen sowohl mit als auch ohne Sperrluft, keine Leckage festgestellt werden.

Bürstendichtung

Beim Versuch mit einer Bürstendichtung wird mit der gleichen Wassermenge 12 l/min wie bei der Labyrinthdichtung geprüft. Eine Sperrluftabdichtung ist bei diesem Versuchsaufbau nicht vorgesehen. Auch hier wird, ausgehend von der stehenden Welle, nach jeweils 15 Minuten die Drehzahl um 2.500 U/min erhöht bis die Maximalrehzahl von 20.000 U/min erreicht ist. Daraus ergibt sich eine Prüfdauer von zwei Stunden und 15 Minuten. Während des Versuches kommt es zu Erwärmungen im Bereich der Bürstendichtung. Insbesondere bei Werkzeugmaschinen ist daher auf die richtige Wahl der Überdeckung zu achten, da die auf Grund von Temperatureinflüssen hervorgerufenen Verformungen einen nicht unerheblichen Einfluss auf die Fertigungsgenauigkeit haben können.

Bei dieser Versuchsanordnung mit einer Bürstendichtung kann keine Leckage bestimmt werden. Diese Anordnung ist unter den gegebenen Bedingungen ebenfalls technisch dicht.

4.2. Abdichten eines druckbeaufschlagten Raumes gegenüber Umgebungsdruck

Bei dieser Prüfung wird der Raum zwischen jeweils drei Bürstendichtungen mit Wasser gefüllt und Druck aufgebaut (Bild 4.4). Diese Kammer wird fortwährend durchströmt um ein Aufheizen der Flüssigkeit zu verhindern. Die Versorgung von unten nach oben ist erforderlich um die Entlüftung zu gewährleisten. Der Druckabbau erfolgt symmetrisch über die Bürstendichtungen. Mit einem Messgefäß wird die Leckage aufgefangen und anschließend durch wiegen, mit einer Präzisionswaage, die Leckagemenge ermittelt.

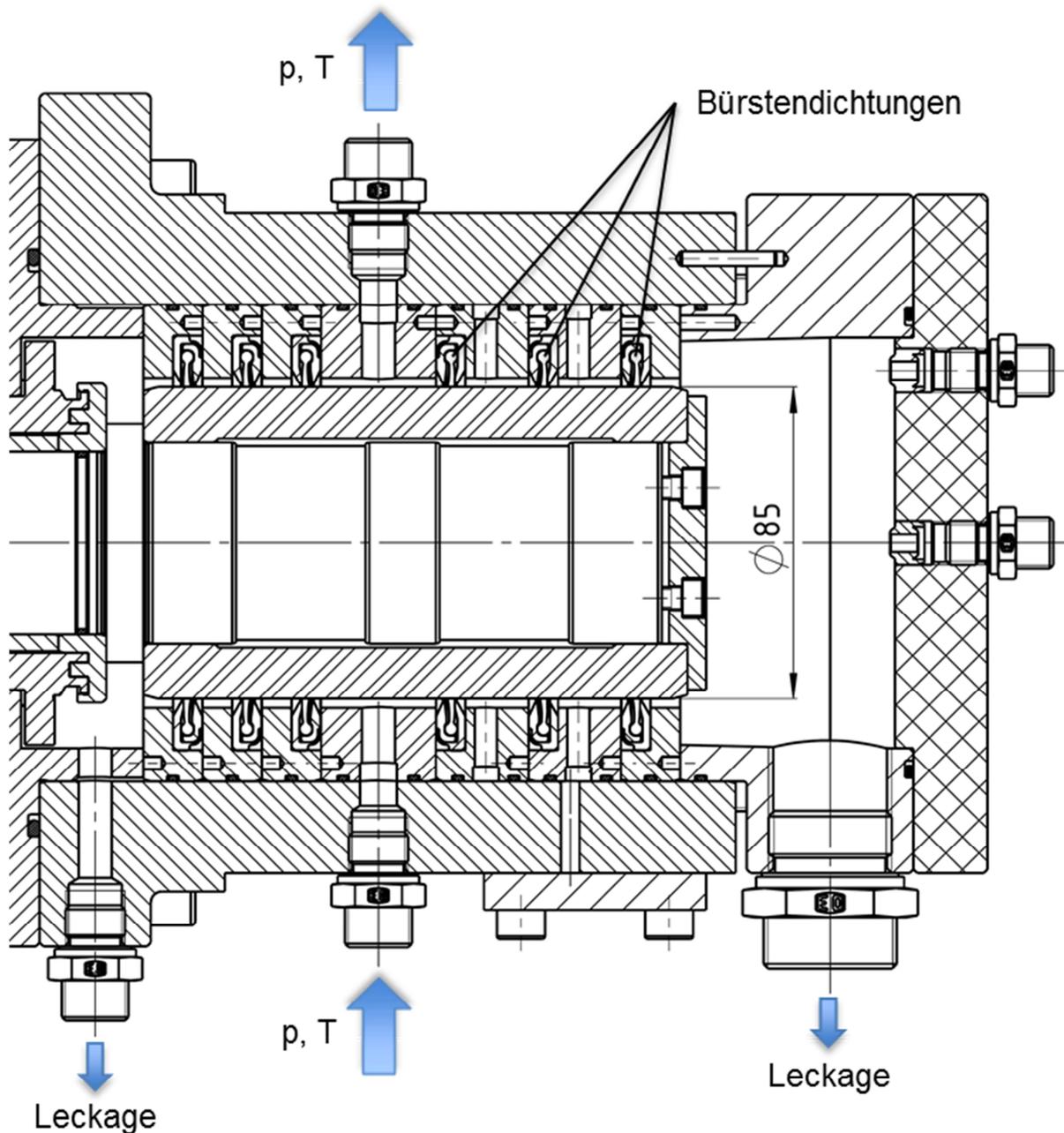


Bild 4.4: Messaufbau drei Bürstendichtungen

Zur Druck- und Temperaturermittlung, im Versorgungsraum und zwischen den Dichtungen, befinden sich am Umfang Messbohrungen, an denen Druck- und Temperatursensoren angebracht sind. Der symmetrische Aufbau hat den Vorteil, dass sich die auf Grund des Druckes auftretenden Kräfte aufheben.

In dieser Prüfanordnung werden bei verschiedenen Drehzahlen und ansteigenden Drücken Messungen durchgeführt.

4.2.1. Messergebnisse

Zur Erstellung der Diagramme werden die aus den Versuchen ermittelten Messwerte für die Leckage pro Zeitintervall in g/min, Druck in bar und Drehzahl in U/min herangezogen.

In einem ersten Schritt werden die Werte der Leckage in Abhängigkeit vom Druck bei konstanter Drehzahl im Diagramm aufgetragen (Bild 4.5).

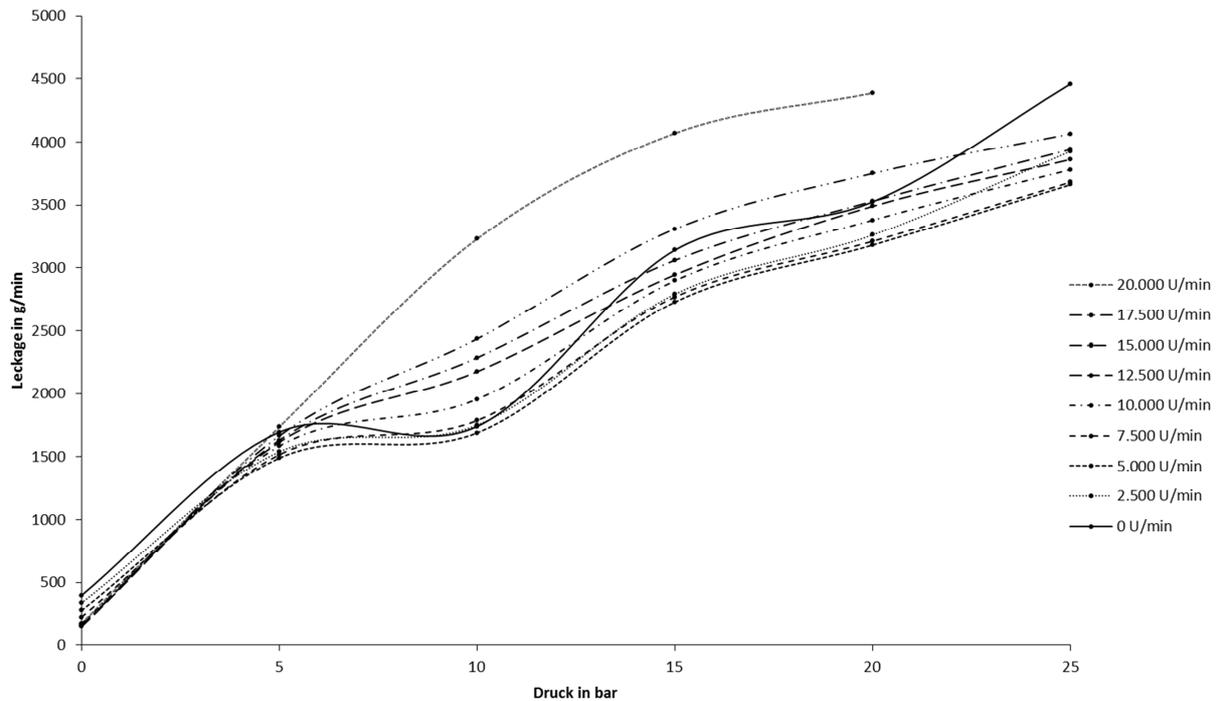


Bild 4.5: Zusammenhang zwischen Leckage und Druck

Bei Stillstand der Welle (Kurve für 0 U/min) kommt es bis zu einem Druck von 5 bar zu einem annähernd gleichmäßigem Anstieg der Durchflussmenge. Zwischen 5 bar und 10 bar Druck bleibt die Leckage annähernd gleich. Im Druckintervall von 10 bar bis 15 bar kommt es wiederum zu einer verstärkten Zunahme. Danach nimmt die Leckage wieder leicht ab, um anschließend ab 20 bar wieder stärker zu steigen.

Bei 20.000 U/min steigt die Leckage zunächst bis zum Druck von 10 bar annähernd linear an. Danach kommt es zu einem immer kleiner werdenden Zuwachs der durchgelassenen Wassermenge. Über einem Druck von 20 bar lässt sich kein Messwert mehr ermitteln, weil bei dieser hohen Drehzahl, mit dem zur Verfügung stehenden Aggregat, der Druck, mit der erforderlichen hohen Wassermenge, nicht mehr aufgebaut werden kann. Da man bei dieser Drehzahl in die Nähe der Eigenfrequenz der Welle liegt, kommt es zu einer erhöhten Auslenkung des auskragenden Teils der Welle, wodurch sich der Spalt zwischen Welle und Bürste vergrößert. Darin liegt vermutlich der Grund, warum der Druck von 25 bar nicht mehr erreicht wird. Die Kurven der niedrigen Drehzahlen sind in ihrem Verlauf der Stillstandkurve

ähnlich. Je höher die Drehzahl wird, umso ähnlicher wird der Kurvenverlauf jenem der Maximaldrehzahl von 20.000 U/min.

Der Zusammenhang von Leckage und Wellendrehzahl wird im Diagramm (Bild 4.6) veranschaulicht.

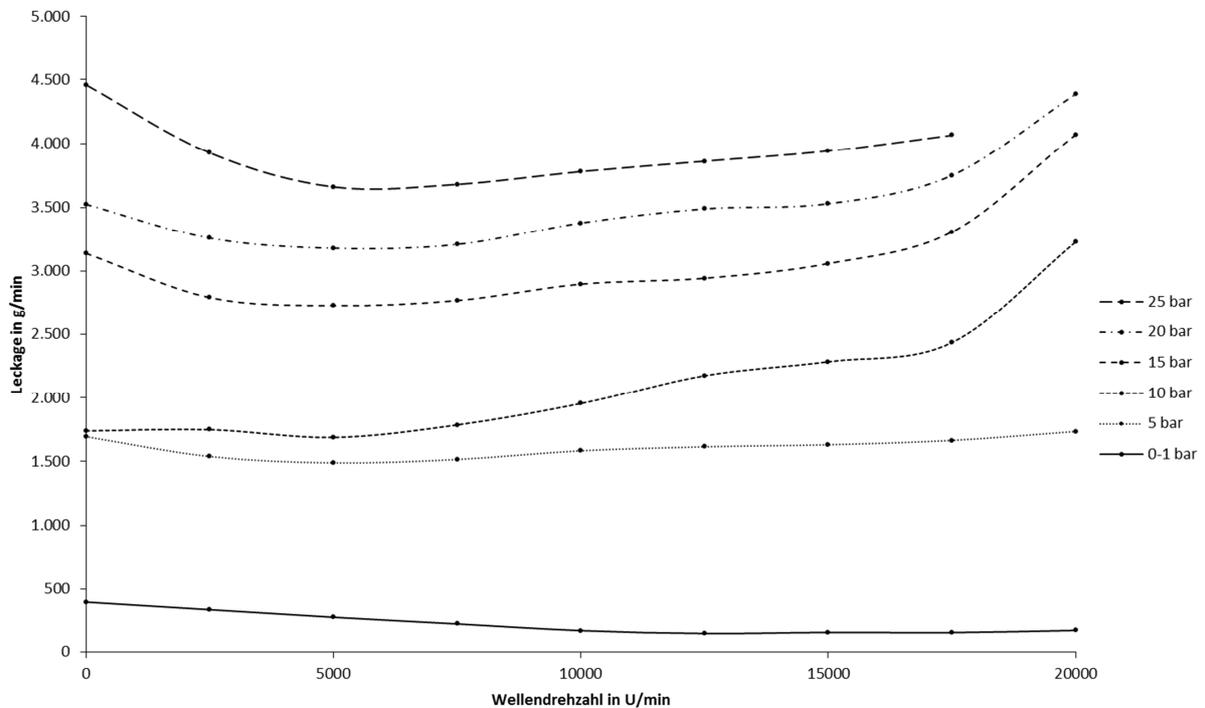


Bild 4.6: Zusammenhang zwischen Leckage und Wellendrehzahl

Wie die übereinander liegenden Druckkurven deutlich zeigen, nimmt mit steigendem Druck die Leckage zu. Bei den einzelnen Kurven lässt sich erkennen, dass nach anfänglicher hoher Leckage, diese mit steigender Drehzahl zunächst etwas abnimmt und dann bei höheren Drehzahlen wieder ansteigt. Bei 20.000 U/min ist eine deutlich angestiegene Leckage zu erkennen. Das liegt vermutlich daran, dass wie schon oben beschrieben, hier die Welleneigenfrequenz einen Einfluss hat.

Aus dem eingestellten Versorgungsdruck und den sich einstellenden Drücken zwischen den Bürstendichtungen und den Leckagen werden bei der jeweiligen Drehzahl die Mittelwerte der Drücke und der Leckagen berechnet. Bild 4.7 zeigt die Kurven des Versorgungsdrucks p_1 , der auf die erste Bürstendichtung wirkt und die Drücke an der zweiten und dritten Bürstendichtung p_2 beziehungsweise p_3 , aufgetragen über den Leckagen.

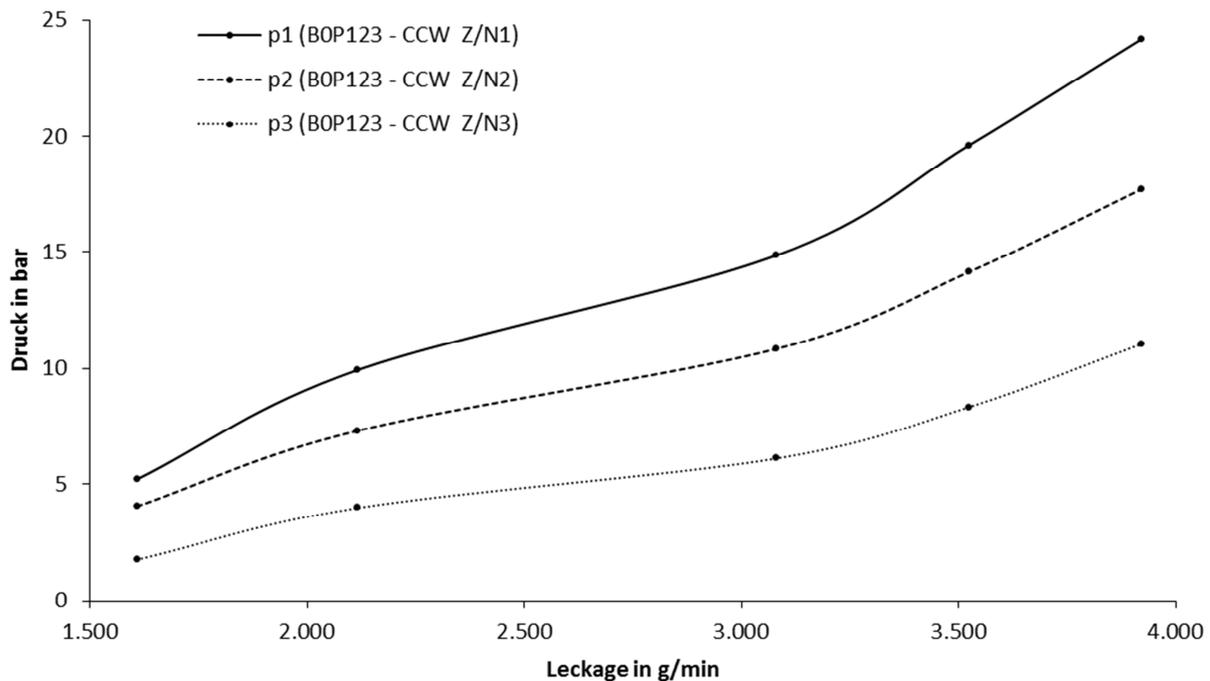


Bild 4.7: Druckabfall über die drei Dichtungen

Der jeweilige Druckabfall von Bürstendichtung zu Bürstendichtung, ist im Diagramm (Bild 4.7) im Abstand zwischen den Kurven p_1 und p_2 , beziehungsweise p_2 und p_3 , ersichtlich. Es fällt auf, dass die Druckdifferenzen, in Richtung des abfallenden Druckes, von einer Dichtung zur anderen zunehmen. Die Druckdifferenz zwischen der zweiten und dritten Dichtung ist demnach größer als jene zwischen der Ersten und Zweiten.

Beim Einschalten des Aggregats und Aufbau des Versorgungsdrucks bilden sich zeitverzögert die Drücke p_2 und p_3 . Der Druckunterschied vor und hinter der Dichtung bewirkt, dass sich die Bürstenhaare in Richtung des Druckgefälles durchbiegen. Da der Druck von einer Dichtung zur anderen abfällt, biegen sich die Bürstenhaare der ersten Dichtung stärker als die Bürstendrähte der zweiten Dichtung und diese wiederum stärker als jene der dritten. Nachdem sich der Druck zwischen den Dichtungen vollständig aufgebaut hat, verbleiben die ausgelenkten Bürstendrahtpakete größtenteils in ihrer Position und federn nur geringfügig zurück. Dadurch kommen die unterschiedlichen Druckdifferenzen zustande.

Mit dem Versorgungsdruck und der Leckage, unter der Annahme einer Spaltlänge von 9 mm Länge (entspricht drei Bürstendichtungen mit 3 mm Bürstenbreite), lässt sich mit dem Gesetz von Hagen-Poiseuille eine radiale Kreisringspalthöhe berechnen.

Hagen-Poiseuille'sches Gesetz für axialen Kreisringpalt:

$$Q_L = \frac{\pi \cdot d_m \cdot h^3 \cdot \Delta p}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad 4.3$$

$$d_m = \frac{d_a + d_i}{2} \quad 4.4$$

$$h = \left(\frac{Q_L \cdot 12 \cdot \eta \cdot l}{\pi \cdot d_m \cdot \Delta p} \right)^{1/3} \quad 4.5$$

Die errechnete Spalthöhe scheint über den gesamten Druckbereich nahezu konstant zu bleiben (Bild 4.8).

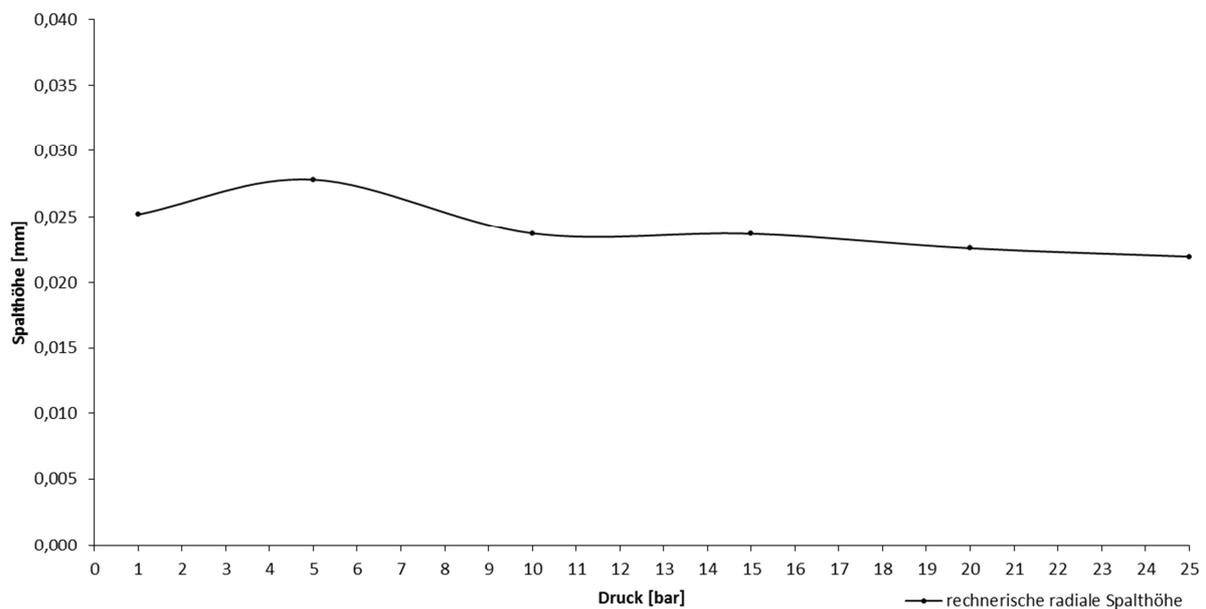


Bild 4.8: Errechneter Spalthöhenverlauf

Um die Leckage genau sehen zu können, wird das Schauglas entfernt. Wie Bild 4.9 zeigt, ist die Leckagemenge bei Stillstand der Welle über den Umfang nicht gleichmäßig verteilt. Es gibt mehrere Stellen an denen eine hohe Wassermenge austritt. An anderen Stellen ist keine oder nur eine sehr geringe Leckage zu erkennen. Bei einem kreisrunden Spalt, wovon auch das Hagen-Poiseuille'schen Gesetz ausgeht, würde die Wassermenge am Umfang gleichmäßig austreten.

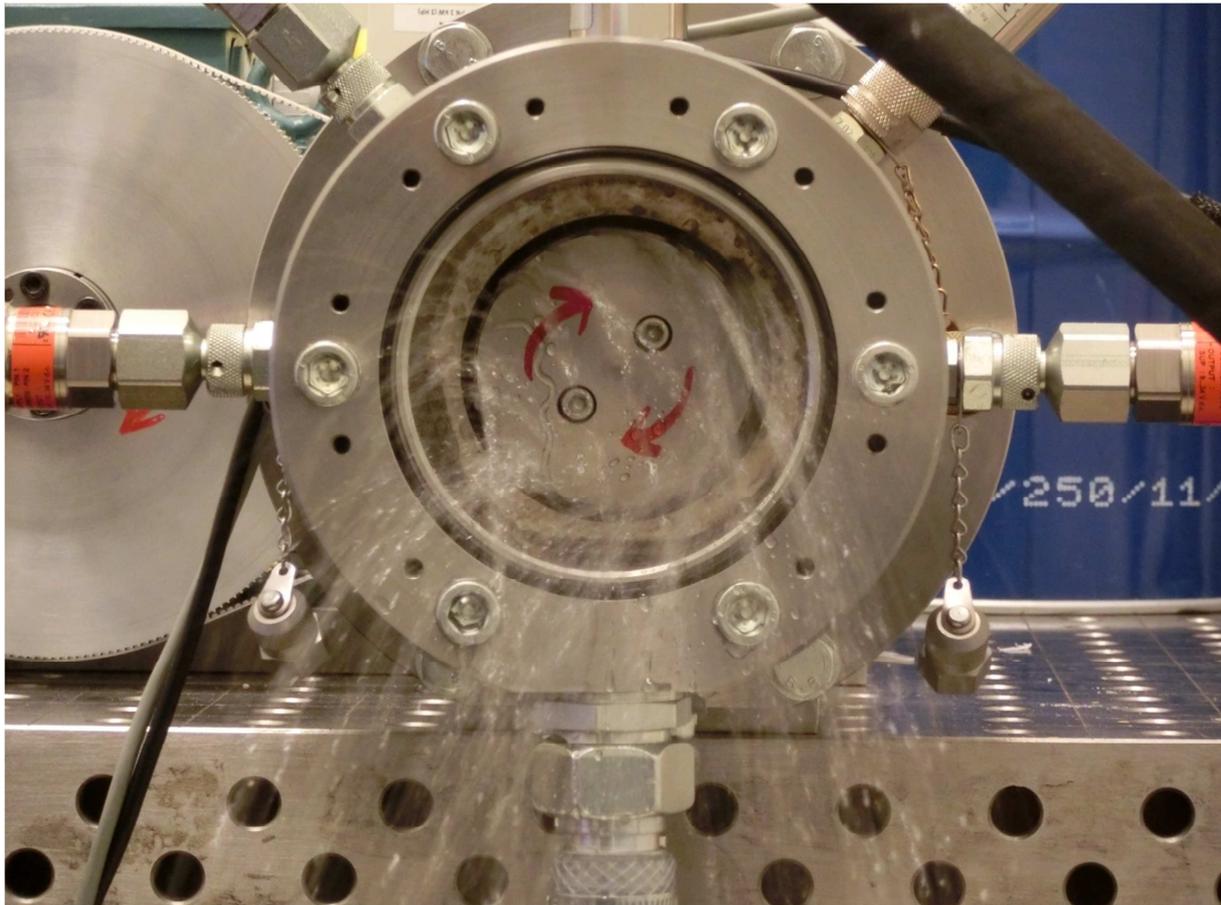


Bild 4.9: Leckage bei Stillstand der Welle

Der unregelmäßige Wasseraustritt lässt sich durch Fertigungstoleranzen erklären. Die Welle weist bei einer Umdrehung um die Wellenachse eine Rundlaufabweichung von unter $5\ \mu\text{m}$ auf. Neben der guten Rundlaufeigenschaft der Welle, ist deren Oberfläche mit einem Mittenrauwert von $R_a\ 0,8$ gefertigt, wodurch der Fehler nicht von der Welle kommen kann.

Fertigungstoleranzen lassen Abstände zwischen den Bürstenhaaren variieren. Dadurch ergeben sich Spalte, die mit der Leckströmung in Wechselwirkung stehen. Es kommt zu Bewegungen oder Auslenkungen der einzelnen um- oder angeströmten Bürstenhaare. [5]

Bei rotierender Welle ist der unterschiedliche Wasseraustritt nicht erkennbar (Bild 4.10).

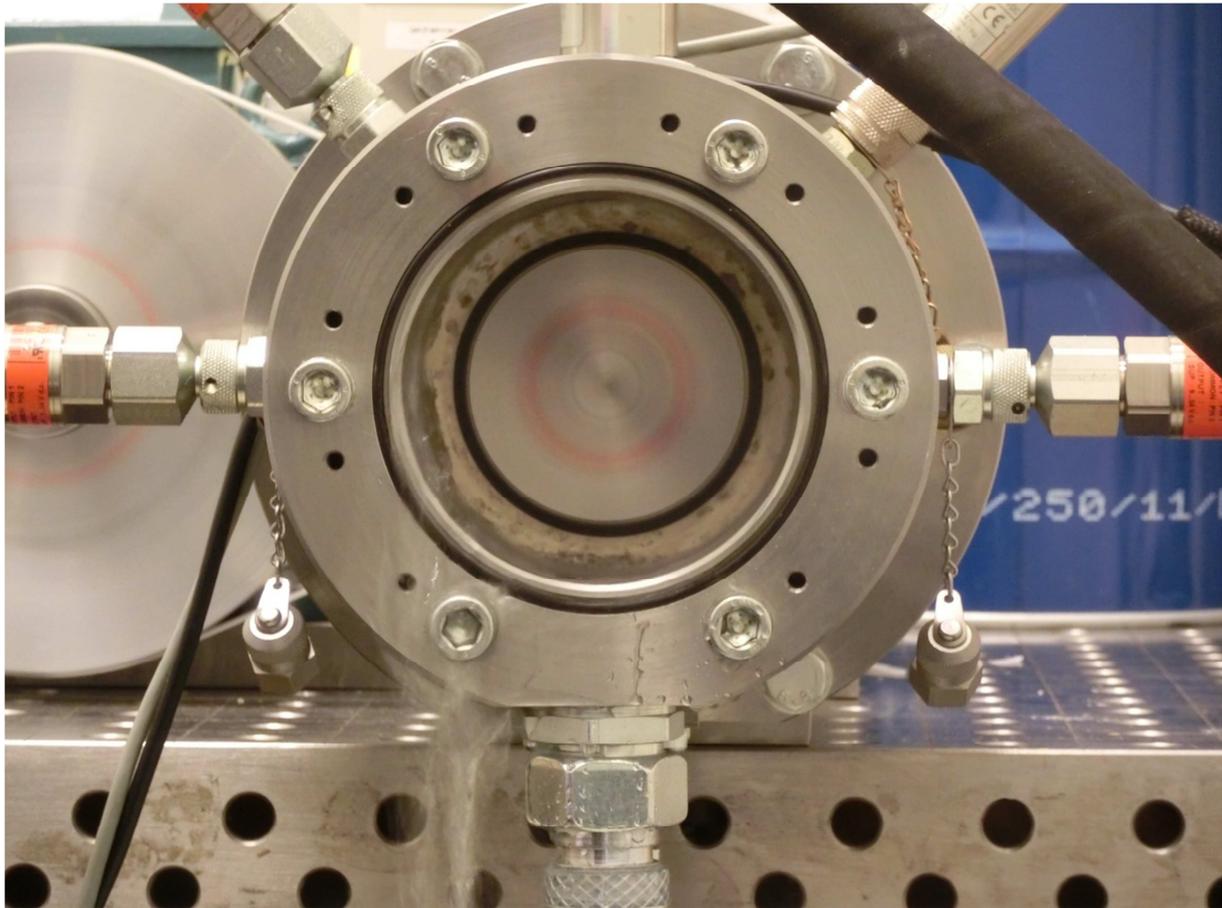


Bild 4.10: Leckage bei drehender Welle

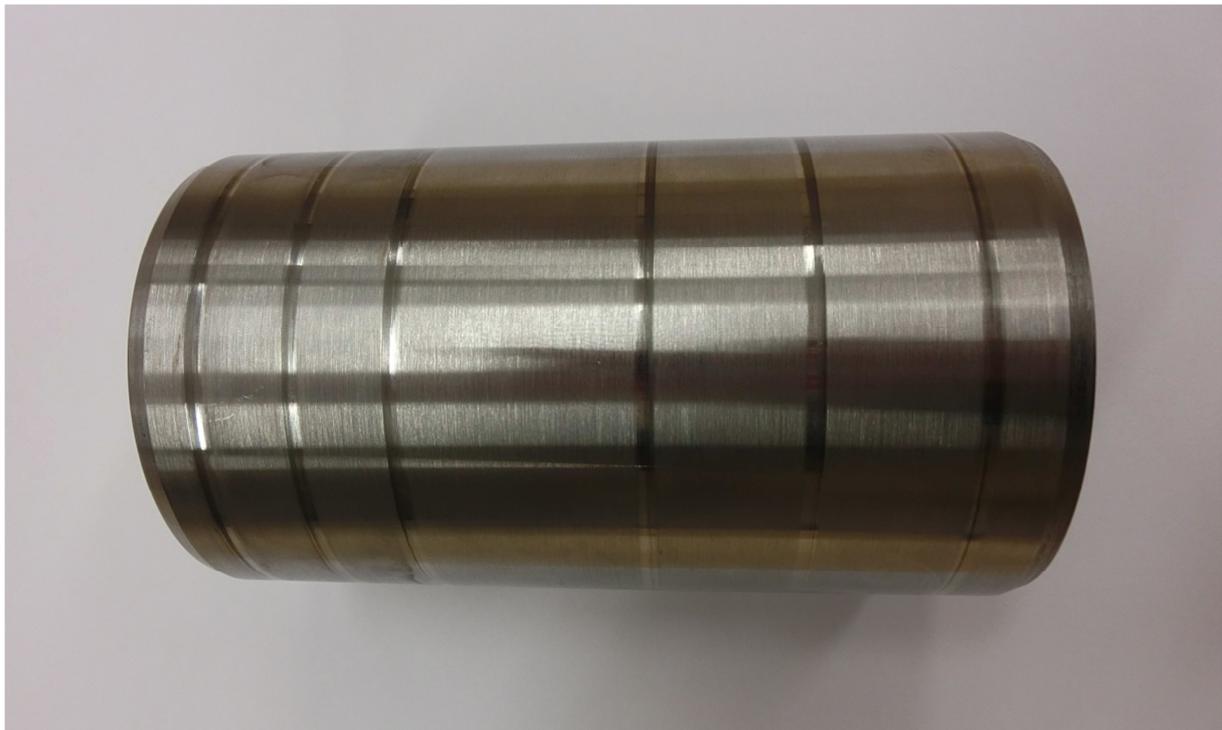


Bild 4.11: Anstreifflächen der Bürstendichtungen

Bild 4.11 zeigt die Anstreifflächen der Bürstendichtungen. An den sichtbaren, polierten Streifen haben sich die Bürstendichtungen befunden. Bei diesem Verschleißvorgang handelt es sich um einen normalen, betriebsbedingten Poliervorgang. Erst beim Entstehen von Laufrillen (Vertiefungen) wird von Verschleiß gesprochen. Solche Schäden entstehen zum Beispiel, wenn die Bürstenhaare aus einem deutlich härteren oder abriebfesteren Werkstoff als die Anstreiffläche der Welle bestehen. Vgl. [5]

Die Haarspitzen in Bild 4.12 sind teilweise vom Anstreifvorgang abgeflacht, mit längeren Betriebszeiten steigt der Anteil der abgeflachten Bürstenspitzen.

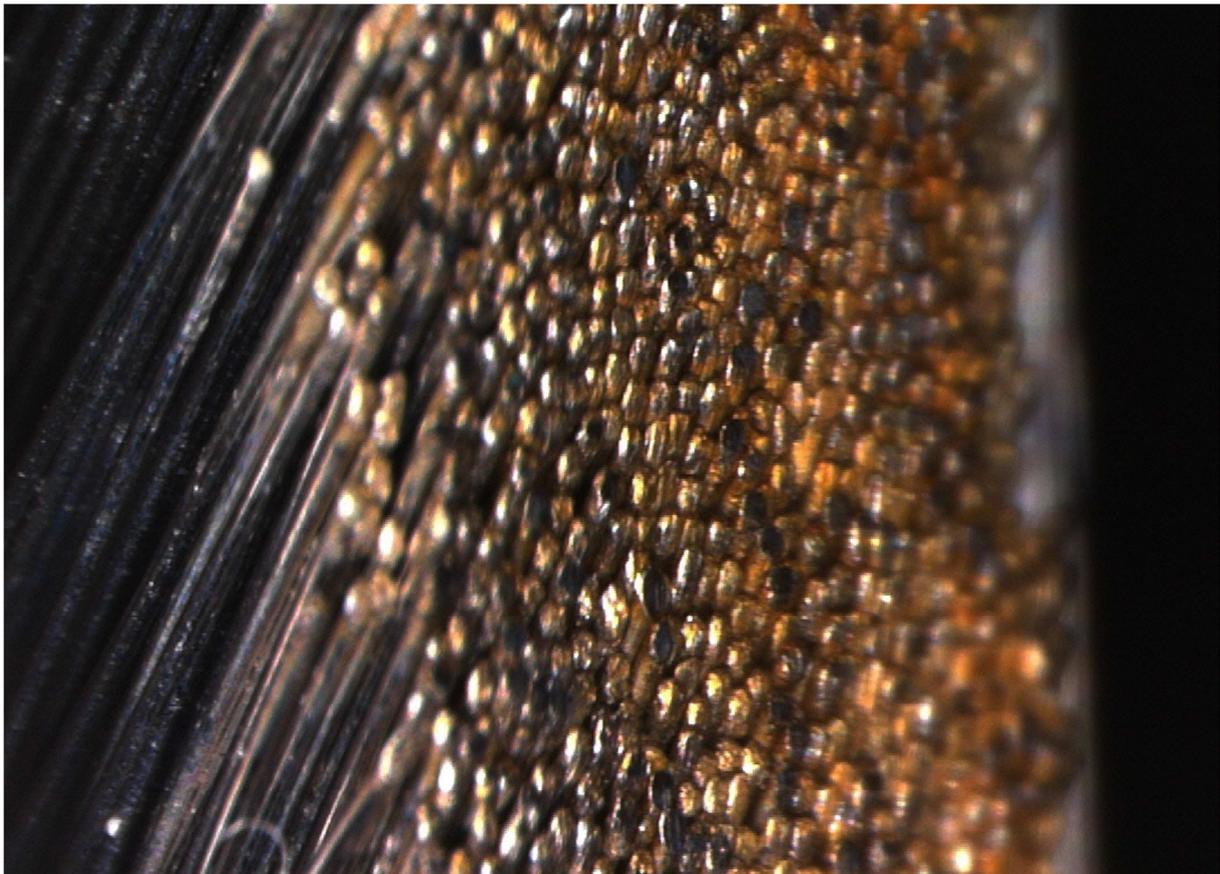


Bild 4.12: Großaufnahme der teilweise abgeschliffenen Bürstendrähte

5. Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit hatte zum Ziel, einen Dichtungsprüfstand zu realisieren und insbesondere die Eignung von Bürstendichtungen für flüssige Medien zu prüfen.

Anhand der durchgeführten Versuche konnten wichtige Erkenntnisse für die Verwendung von Bürstendichtungen in Werkzeugmaschinen und zur Flüssigkeitsabdichtung im Maschinenbau allgemein, gewonnen werden. Es wurden einige unerwartete Ergebnisse aufgezeigt, sowie bekannte Phänomene bestätigt.

Es konnte nachgewiesen werden, dass Bürstendichtungen wasserbespritzte, schwallartig überflutete Wellendurchtritte, wie sie bei Fräs- und Drehspindeln auftreten, zufriedenstellend abdichten. Der Schutz des Spindelinneren ist gegeben, da es zu keiner Leckage kommt. Bürstendichtungen bieten hier die Möglichkeit kleiner zu bauen. Darüber hinaus kann möglicherweise auf ein kostenintensives Sperrluftsystem verzichtet werden. Durch eine Verkürzung der Kragarmlänge (Abstand vom Lager zum Werkzeug), im Vergleich zu konventionellen Fanglabyrinthdichtungen, lässt sich eine Verbesserung der statischen und dynamischen Steifigkeit der Spindel erreichen. Dadurch kann zum Beispiel die axiale Schnitttiefe und das Zeitspanvolumen erhöht und damit eine Produktivitätssteigerung ermöglicht werden.

Für die Verformung von Maschinenstrukturen sind neben statischen und dynamischen Belastungen, auch Wärmebelastungen verantwortlich. Bei den Versuchen wurde festgestellt, dass es im Betrieb zu Erwärmungen im Bereich der Bürstendichtungen, auf Grund von Reibungswärme, kommt. Im Anwendungsfall ist daher neben der Dichtwirkung auf thermische Einflüsse zu achten. Auf die Wahl der richtigen Überdeckung zwischen Welle und Bürste ist deshalb besonderes Augenmerk zu legen.

Die Versuche haben gezeigt, dass es grundsätzlich möglich ist, auch druckbeaufschlagte flüssigkeitsgefüllte Räume mit Bürstendichtungen abzudichten. Jedoch zeigt sich hier eine höhere Leckage, als ursprünglich angenommen war. Woran diese erhöhte Leckage liegt, ist bisher noch nicht erforscht. Die für Gase ausgelegten Bürstendichtungen lassen sich jedenfalls nicht für Flüssigkeit (Wasser) problemlos übernehmen. Fertigungsungenauigkeiten und/oder Auslegungsfehler der Bürstendichtungen können mögliche Fehlerquellen sein. Ob eine Verbesserung der Dichtwirkung mit Fasern aus Aramid erreicht werden kann, muss erst noch geprüft werden.

Die Leckage der geprüften Bürstendichtungen bei druckbeaufschlagten Flüssigkeiten (Wasser) scheint auf den ersten Blick recht groß zu sein. Im Vergleich zu einem radialen Kreisringpalt (Haagen-Poiseuille'sches Gesetz) relativiert sich diese Aussage jedoch. Es

wäre deshalb interessant, eine zur druckbeaufschlagten Flüssigkeitsabdichtung verwendete Labyrinthdichtung unter gleichen Bedingungen zu prüfen und mit Bürstendichtungen zu vergleichen.

Das Wissen über Bürstendichtungen bei Gasen ist nur teilweise auf Flüssigkeiten übertragbar. Hier ist mit neuen und anderen Problemen zu rechnen. Weitere Prüfungen und Erprobung des Verhaltens im jeweiligen Anwendungsfall werden unerlässlich sein. Gerade für Bürstendichtungen gilt „the engine will tell us“.

Der Prüfstand eignet sich für die Prüfung verschiedener Dichtungsarten und bietet die Möglichkeit für weitere Prüfungen und Forschungen. Im Bereich der Abdichtung von Flüssigkeiten mit Bürstendichtungen konnten erste Erfahrungen und Messergebnisse gefunden werden. Es eröffnet sich ein weitläufiges Forschungsgebiet, um Bürstendichtungen zum Abdichten von Flüssigkeiten, wirksam einsetzen zu können.

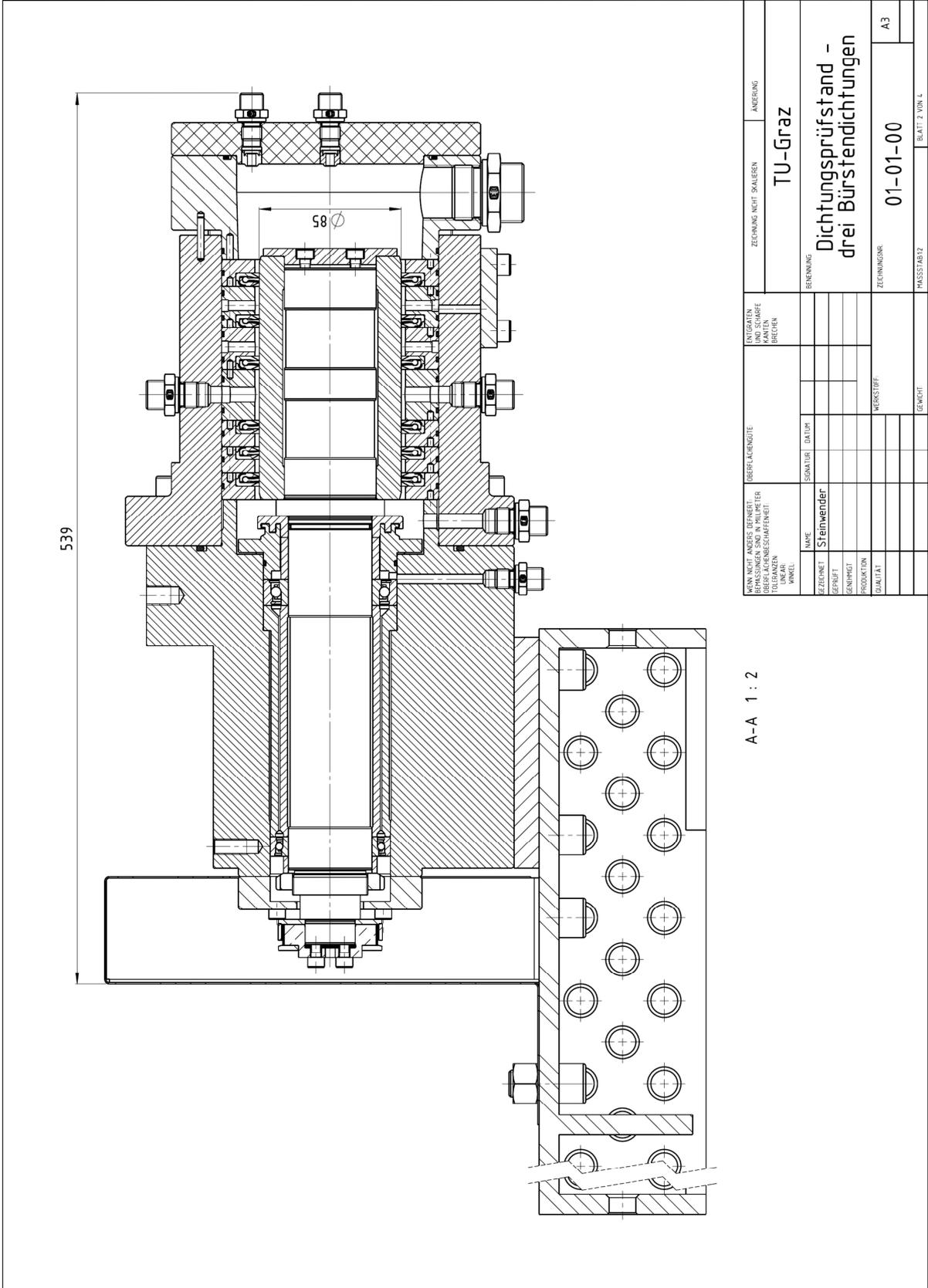
Abbildungsverzeichnis

Bild 2.1: Prinzipdarstellung „Aufgabe einer Dichtung“ [1]	2
Bild 2.2: Einteilung von Dichtungen [1]	2
Bild 2.3: Prinzip einer berührenden Dichtung und einer berührungsfreien Dichtung [1]	3
Bild 2.4: Einige handelsübliche berührungsfreie Wellendichtelemente [1]	4
Bild 2.5: Wirkprinzipien und Gestaltung einer Fanglabyrinth-Dichtung [1]	5
Bild 2.6: Sperrluftdichtung - Prinzip [1]	6
Bild 2.7: Vierteiliger Aufbau der Labyrinth-Dichtung der Firma WEISS Spindeltechnologie GmbH	7
Bild 2.8: Schnitt durch die Labyrinth-Dichtung und Kennzeichnung der Zu- und Ablaufbohrungen	7
Bild 2.9: Bürstendichtung als Wellendichtung [5]	8
Bild 2.10: Aufbau der Bürstendichtung [5]	9
Bild 2.11: Geschweißte und durch Formschluss gefügte Bürstendichtung [5]	10
Bild 2.12: Vergleich der Dichtwirkung verschiedener Dichtungsarten [5]	11
Bild 2.13: Aufbau der MTU-Bürstendichtung [6]	12
Bild 2.14: Bürstenhaare aus Stahl oder Aramid [6]	13
Bild 2.15: Produktportfolio der MTU-Bürstendichtungen [6]	13
Bild 2.16: Leckagereduktion durch MTU-Bürstendichtung [6]	14
Bild 2.17: Foto einer MTU-Bürstendichtung	14
Bild 3.1: Prüfstands Aufbau	15
Bild 3.2: Explosionsdarstellung des Prüfstandes	16
Bild 3.3: Dichtungsprüfstand	16
Bild 3.4: Prüfanordnung – Bespritzung der Labyrinthdichtung	17
Bild 3.5: Prüfanordnung – Bespritzung der Bürstendichtung	18
Bild 3.6: Prüfanordnung – Drei Bürstendichtungen	18
Bild 3.7: Baugruppe Welle	19
Bild 3.8: Auskragung	21
Bild 3.9: Prüfstände für betriebsnahe Vollteilversuche [5]	23
Bild 3.10: Schraubenauslegung	23
Bild 3.11: Wasseraggregat mit Schaltschrank und Kühler im Vordergrund	24
Bild 3.12: Nessie Power-pack Typ PPH 4/6,3 [8]	25
Bild 3.13: Schnittdarstellung der Danfoss-Reinwasserpumpe [8]	25
Bild 3.14: Fettverteilungslauf von offenen und abgedichteten Spindellagern [7]	26
Bild 4.1: Aufgebauter Prüfstand	27
Bild 4.2: Messaufbau Labyrinthdichtung	29
Bild 4.3: Messaufbau Bespritzung der Bürstendichtung	30

Bild 4.4: Messaufbau drei Bürstendichtungen.....	32
Bild 4.5: Zusammenhang zwischen Leckage und Druck.....	33
Bild 4.6: Zusammenhang zwischen Leckage und Wellendrehzahl.....	34
Bild 4.7: Druckabfall über die drei Dichtungen	35
Bild 4.8: Errechneter Spalthöhenverlauf	36
Bild 4.9: Leckage bei Stillstand der Welle	37
Bild 4.10: Leckage bei drehender Welle	38
Bild 4.11: Anstreifflächen der Bürstendichtungen	38
Bild 4.12: Großaufnahme der teilweise abgeschliffenen Bürstendrähte	39

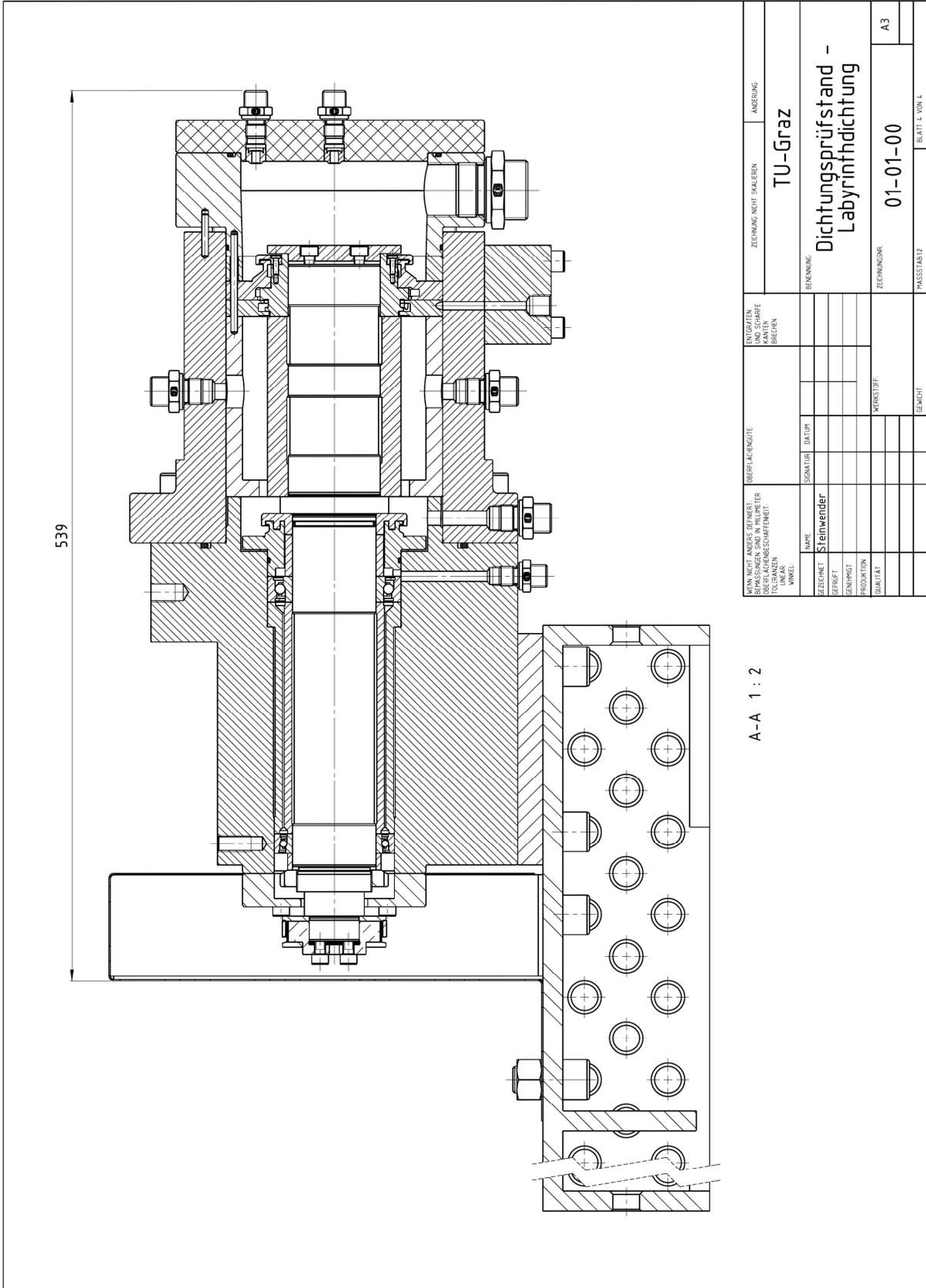
Literaturverzeichnis

- [1] W. Haas, Grundlehrgang Dichtungstechnik, Universität Stuttgart: Institut für Maschinenelemente, Bereich Dichtungstechnik.
- [2] H. K. Müller, Abdichtung bewegter Maschinenteile: Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung, Medienverlag Müller, 1990.
- [3] M. Weck, Werkzeugmaschinen 2 Konstruktion und Berechnung 8.Auflage, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006, pp. 452-465.
- [4] A. Rossmann, Industriegasturbinen, Karlsfeld, 2009, S. 3.1.2.4-16, 3.1.2.4-17, 5.1-2.
- [5] A. Rossmann, Die Sicherheit von Turbo-Flugtriebwerken, Bd. 2, Karlsfeld, 2000, S. 7.3.1-1 - 7.3.3-16.
- [6] "Bürstendichtungen - Präzision und Know-how für höchste Anforderungen", Firmenangaben GER 12/09/MUC/02000/DE/EB/D, MTU Aero Engines GmbH, 2012, www.mtu.de/buerstendichtungen.
- [7] Schaeffler Technologies GmbH & Co.KG, Hochgenauigkeitslager - SP1, 2011, S. 17 - 95, 121.
- [8] „<http://www.danfoss.com>,“ Danfoss, November 2013. [Online].
- [9] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hrsg., DUBBEL Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012, S. E 85.



A-A 1 : 2

KONSTRUKTIVNE VERÄNDERUNGEN BEZÜGLICH DER MASSSTÄBE UND MAßSTÄBE OBERFLÄCHENEIGENSCHAFTEN TOLERANZEN WINKEL		OBERFLÄCHENNOTIZEN BEZÜGLICH DATUM		VERÄNDERUNGEN KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NEHT SKALEREN ANDERUNG	
ZEICHNER	NAME	SIGNATURE	DATE	BENENNUNG			
GEPRÜFT	Steinwendler			TU-Graz			
GENÜGIG				Dichtungsprüfstand - drei Bürstendichtungen			
PRODUKTION				ZEICHNUNGSNR.			
DRAWN				01-01-00			
				WERKSTÜBE			
				A3			
				MASSSTAB 1:2			
				BLATT 2 VON 4			



KONTAKT MIT ANDEREN ZEICHNUNGEN BEZUGSNUMMERN SIND IN HILFETEXTE ZU VERFOLGEN		ÜBERFLÄCHENNOTIZEN		ANMERKUNGEN	
NAMEN	WINKEL	BEZUGSNUMMERN	WINKEL	ANMERKUNGEN	ÄNDERUNG
BEZEICHNET	NAME	BEZEICHNET	NAME	TU-Graz	
BEPROBT	SEIKWÄHR	BEPROBT	SEIKWÄHR	Dichtungsprüfstand -	
BEHÄLTNIS	DATUM	BEHÄLTNIS	DATUM	Labyrinthdichtung	
PRODUKTION		PRODUKTION		01-01-00	
QUALITÄT		QUALITÄT		A3	
		WERKSTÜCK		MASSSTAB 1:1	
		BEWEIS		BLATT 4 VON 4	

A2 Stückliste

POS-NR.	BENENNUNG	ZEICHNUNGSNR.	MENGE
2	Aufspannplatte	01-00-01	1
3	Aufspannplatte_Motor	01-00-02	1
4	Spannplatte	01-00-03	1
5	Blechschutz	01-00-04	1
6	Spanntisch_160010		1
7	ABB_Motor		1
8	RfN-7013.0-28x55-Ringfeder		1
9	Synchroneicheibe_AT3_240		1
10	Zahnriemen_AT3_981-E		1
11	160110_Anschlag_und_Spannwinkel_90_L		2
12	160520_Kugelspannbolzen_kurz		4
13	DIN 912 M16 x 60 --- 60C		8
14	DIN 912 M16 x 30 --- 30C		6
15	DIN 912 M12 x 55 --- 36C		4
16	ISO 4017 - M10 x 35		4
17	Hexagon Nut ISO 4032 - M16 - D - C		10
18	Washer DIN 126 - 13.5		2
106	Lagergehaeuse	02-00-01	1
107	Dichtungsgehaeuse	02-00-02	1
108	Lagerdeckel	02-00-03	1
109	Anschlussadapter	02-00-04	1
110	Verschlussplatte	02-00-05	1
111	Minimeskupplung 1620 Form F M10x1		6
112	Oring_152x4,axial		1
113	EO_Male_Stud_connector_GE08LMEDOMD71		1
114	EO_Male_Stud_connector_GE12LMEDOMD71		3
115	DIN 912 M12 x 70 --- 36C		6
116	Zylinderschraube ISO 4762 - M12 x 55		6
117	DIN 912 M8x1 x 45 --- 28C		4
118	DIN 912 M8x1 x 25 --- 25C		4
119	Zylinderschraube ISO 4762 - M6 x 35		4
120	Zylinderschraube ISO 4762 - M5 x 20		6
121	Zylinderstift ISO 8734 - 4 x 26 - C1		1
201	Gehausedeckel	04-00-01	1
202	Schauglas	04-00-02	1
203	Einpress_Spritzduese		2
204	EO_Male_Stud_connector_GE28LREDOMD71		1
205	EO_Male_Stud_connector_GE08LMEDOMD71		2
206	Oring_122x3,axial		1
207	Oring_120x2		1
208	DIN 912 M6 x 25 --- 25C		10

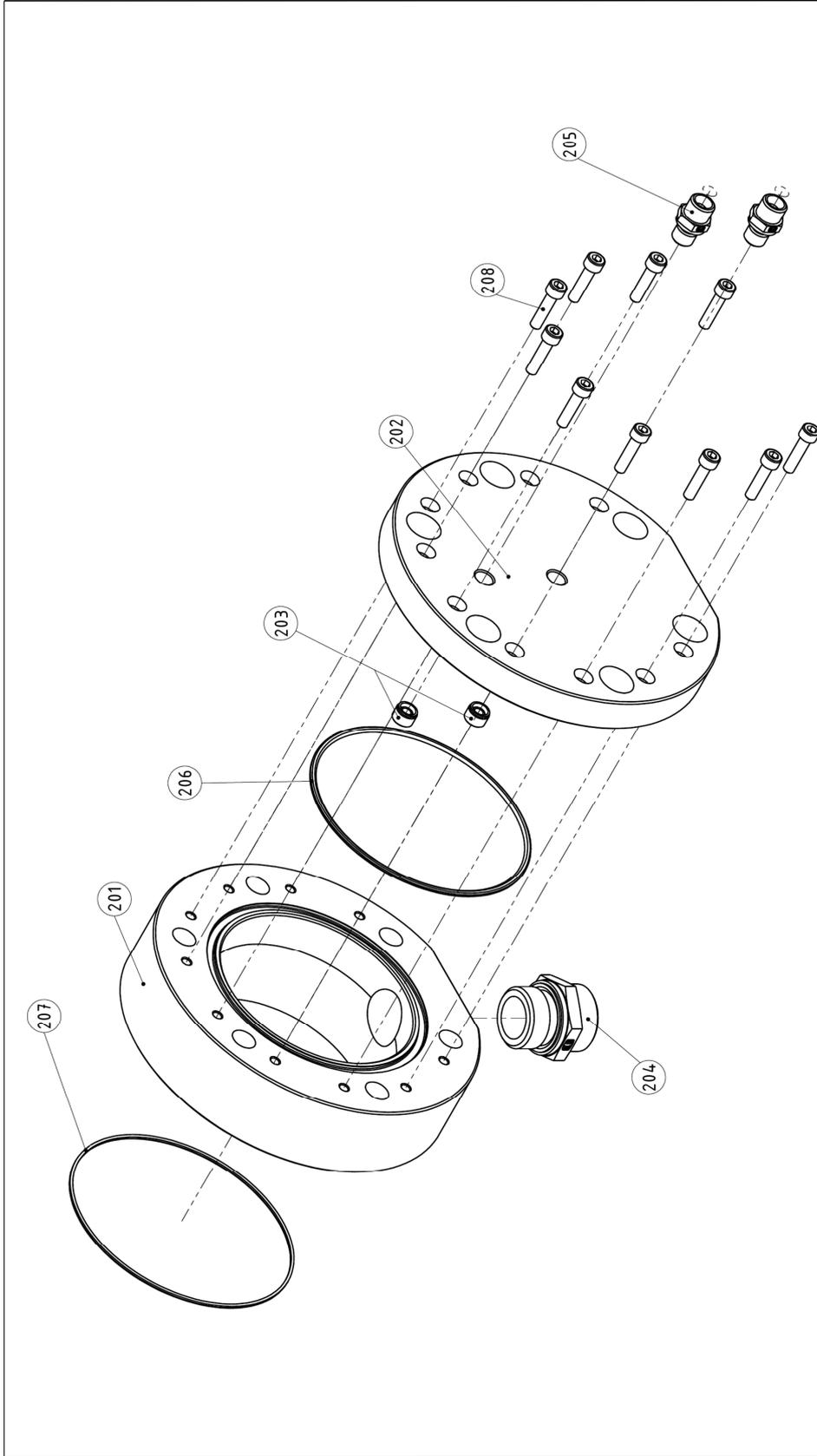
301	Welle	03-00-01	1
302	Labyrinthdichtung_Innenring	03-00-02	1
303	Distanzring_1	03-00-03	1
304	Labyrinthdichtung_Aussenring	03-00-04	1
305	Distanzhuelle_Innen	03-00-05	1
306	Distanzhuelle_Aussen	03-00-06	1
307	Distanzring_2	03-00-07	1
308	Synchrone Scheibe_21_AT3_60_0	03-00-08	1
309	Bordscheibe	03-00-09	1
310	Bordscheibe_1	03-00-09	1
311	Spindellager HSS7010-C-T-P4S		1
312	Spindellager HSS71910-C-T-P4S		1
313	Nutmutter DIN 981 - KM9		1
314	Oring_73x2		1
315	Oring_44x2		1
316	DIN 912 M6 x 20 --- 20C		2
401	Rotor	05-00-01	1
402	Spannscheibe	05-00-02	1
403	Distanzring_Dichtungen	05-00-03	4
404	Versorgungsring	05-00-04	1
405	Messring	05-00-05	2
406	Buerstendichtung		6
407	Oring_120x2		10
408	DIN 912 M6 x 20 --- 20C		2
501	Rotor	05-00-01	1
502	Distanzring_Dichtungen	05-00-03	4
503	Distanzhuelle_fuer_eine_Buerstendichtung	06-00-01	1
504	Spritzscheibe	06-00-02	1
505	Spritzspannscheibe	06-00-03	1
506	Buerstendichtung		4
507	Oring_120x2		4
508	DIN 912 M6 x 30 --- 30C		2
601	Spannscheibe	05-00-02	1
602	Distanzhuelle_Labyrinthdichtung_innen	07-00-01	1
603	Distanzhuelle_Labyrinthdichtung_aussen	07-00-02	1
604	Ring	---	1
605	Werkzeugaufnahme	---	1
606	Deckel	---	1
607	Spritzring	---	1
608	Distanzhuelle_Labyrinthdichtung_Deckel	07-00-07	1
609	Zylinderstift ISO 8734-4x60-C1		1
610	DIN 912 M6 x 20 --- 20C		2
611	DIN 7984 - M3 x 10 --- 8.5C		8

A3 Explosionszeichnungen

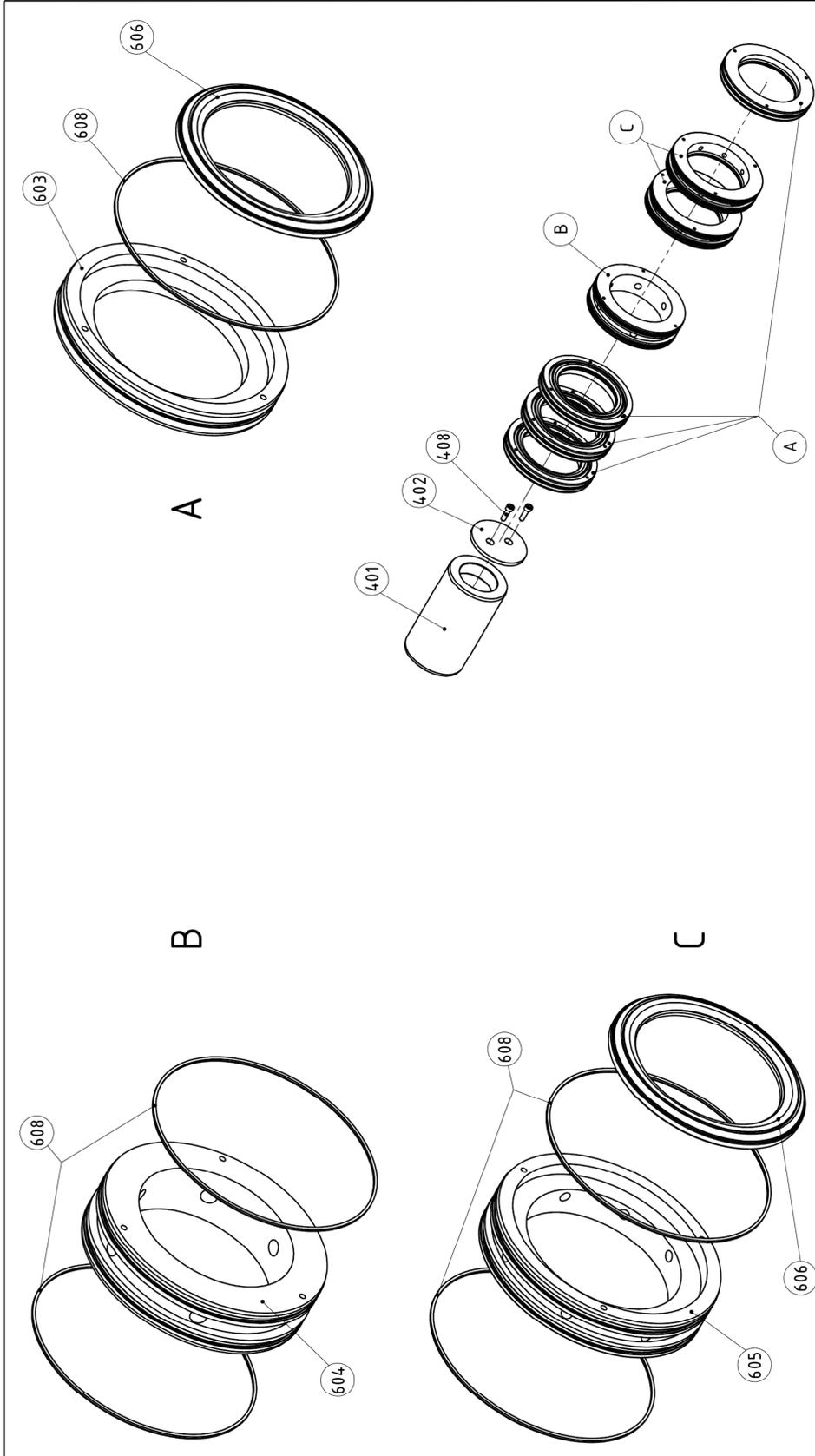
POS-NR.	BENENNUNG	ZEICHNUNGSNR.	Standard d/MENGE
1	Prüfstand	02-00-00	1
2	Aufspannplatte	01-00-01	1
3	Aufspannplatte_Motor	01-00-02	1
4	Spannplatte	01-00-03	1
5	Blechschutz	01-00-04	1
6	Spanntisch_160010		1
7	ABB_Motor		1
8	RfN-7013.0-28x55-Ringfeder		1
9	Synchroneibe_AT3_240		1
10	Zahnrriemen_AT3_981-E		1
11	160110_Anschlag_und_Spannwinkel_90_L		2
12	160520_Kugelspannbolzen_kurz		4
13	DIN 912 M16 x 60 ---- 60C		8
14	DIN 912 M16 x 30 ---- 30C		6
15	DIN 912 M12 x 55 ---- 36C		4
16	ISO 4017 - M10 x 35		4
17	Hexagon Nut ISO 4032 - M16 - D - C		10
18	Washer DIN 126 - 13.5		2

NAME	QUANTITÄT	DATEI	BRUCHSTÜCKE	ENTWERFEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
STEINWÄNDER						
GEZEHNET						
GEPRÜFT						
PRODUKTION						
QUALITÄT						
WERKSTÜCK						

BENENNUNG	ZEICHNUNGSNR.	MASSSTAB 1:1
Antrieb_und_Aufspannung	01-00-00	A3
TU-Graz		BLATT 1 VON 1



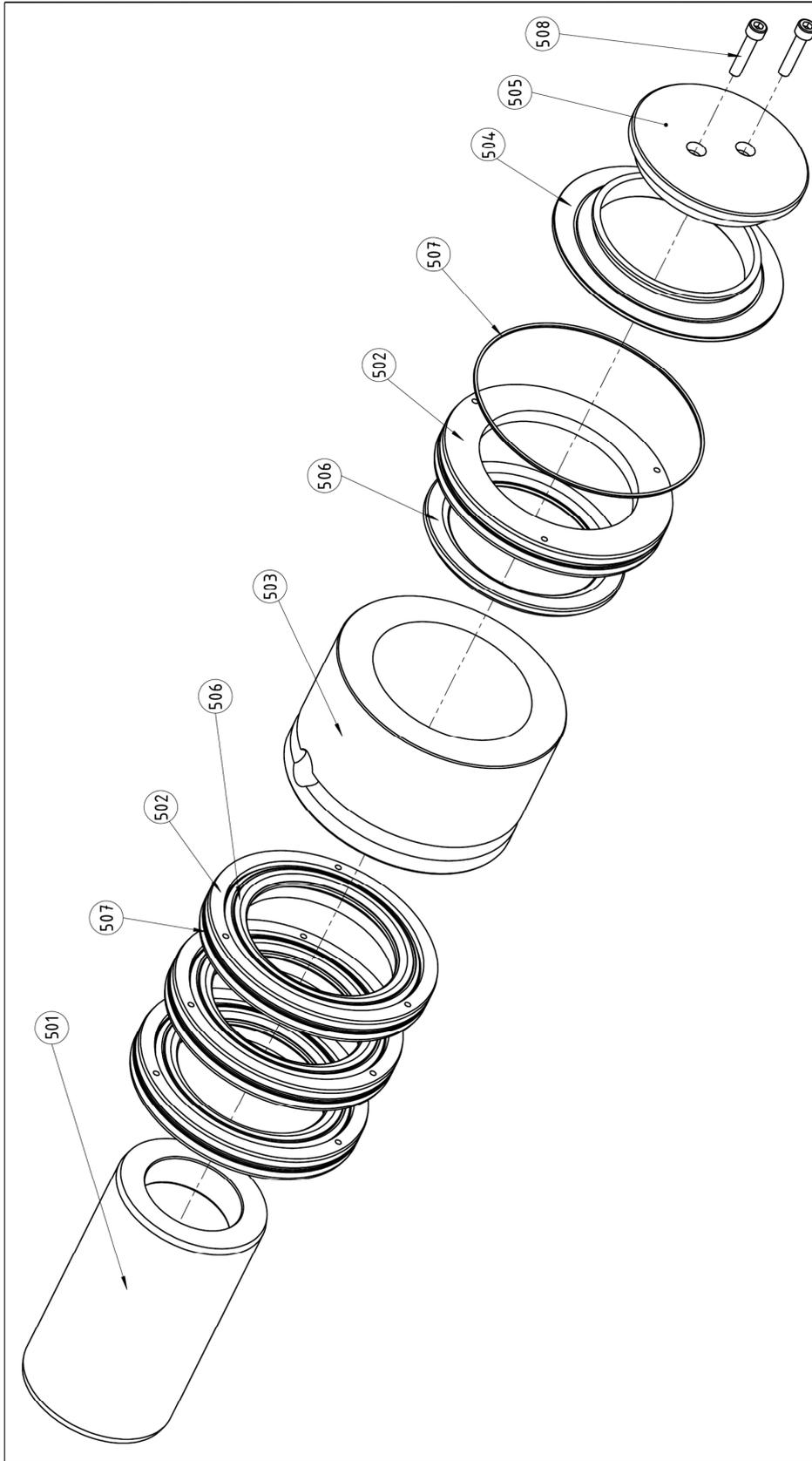
POS-NR.	BENENNUNG	ZEICHNUNGSNR.	MENGE	BEZUGNEHMER NACHRICHTEN TOLERANZEN WINKEL	BEZUGNEHMER NACHRICHTEN TOLERANZEN WINKEL	ÜBERLÄUFEN UND SAUBER BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG	
201	Gehäusedeckel	04-00-01	1				TU-Graz		
202	Schauglas	04-00-02	1						
203	Einpress_Spritzdüse		2	NAME: Steinwender BEZUGNEHMER: Steinwender GEPRÜFT: PRODUKTION: QUALITÄT: WERKSTOFF:	SEKTOR: DATUM: 21.01.13				
204	EO_Male_Stud_connector_GE28LRED0MD71		1						
205	EO_Male_Stud_connector_GE08LMED0MD71		2						
206	Oring_12x3_axial		1						
207	Oring_120x2		1						
208	DIN 912 M6 x 25 --- 25C		10						
							BEZUGNEHMER	04-00-00	A3
							GEWICHT: 666,82	BLATT 1 VON 1	



POS-NR.	BENENNUNG	ZEICHNUNGSNR.	MENGE	WENN NICHT ANDERS DEFINIERT TOLERANZEN WINKEL	NAME	BEZEICHNET	GEPRÜFT	PRODUKTION	QUALITÄT	WERKSTOFF	GEWICHT
401	Rotor	05-00-01	1		Steinwender						
402	Spannscheibe	05-00-02	1								
403	Distanzring_Dichtungen	05-00-03	4								
404	Versorgungsring	05-00-04	1								
405	Messring	05-00-05	2								
406	Buerstendichtung		6								
407	Oring_120x2		10								
408	DIN_912 M6 x 20 --- 20C		2								

ÜBERFLÄCHENFOLIE	ENTGRATEN KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
			TU-Graz

BEZEICHNUNG	ZEICHNUNGSNR.	BLATT N. VON 1
BG_drei_Buerstendichtungen	05-00-00	A3



POS-NR.	BENENNUNG	ZEICHNUNGSNR.	MENGE	WENN NICHT ANDERS BEZEICHNET, BEWÄHRTE ANZAHL VON TEILEN UND WINKEL	ÜBERLEHRENDE	INSTRUKTIONEN UND ANMERKUNGEN	ANDERUNG
501	Rotor	05-00-01	1				
502	Distanzring_Dichtungen	05-00-03	4				
503	Distanzhülse_fuer_eine_Buerstendichtung	06-00-01	1				
504	Spritzscheibe	06-00-02	1				
505	Spritzspannscheibe	06-00-03	1				
506	Buerstendichtung		4				
507	O-ring_120x2		4				
508	DIN 912 M6 x 30 ---- 30C		2				

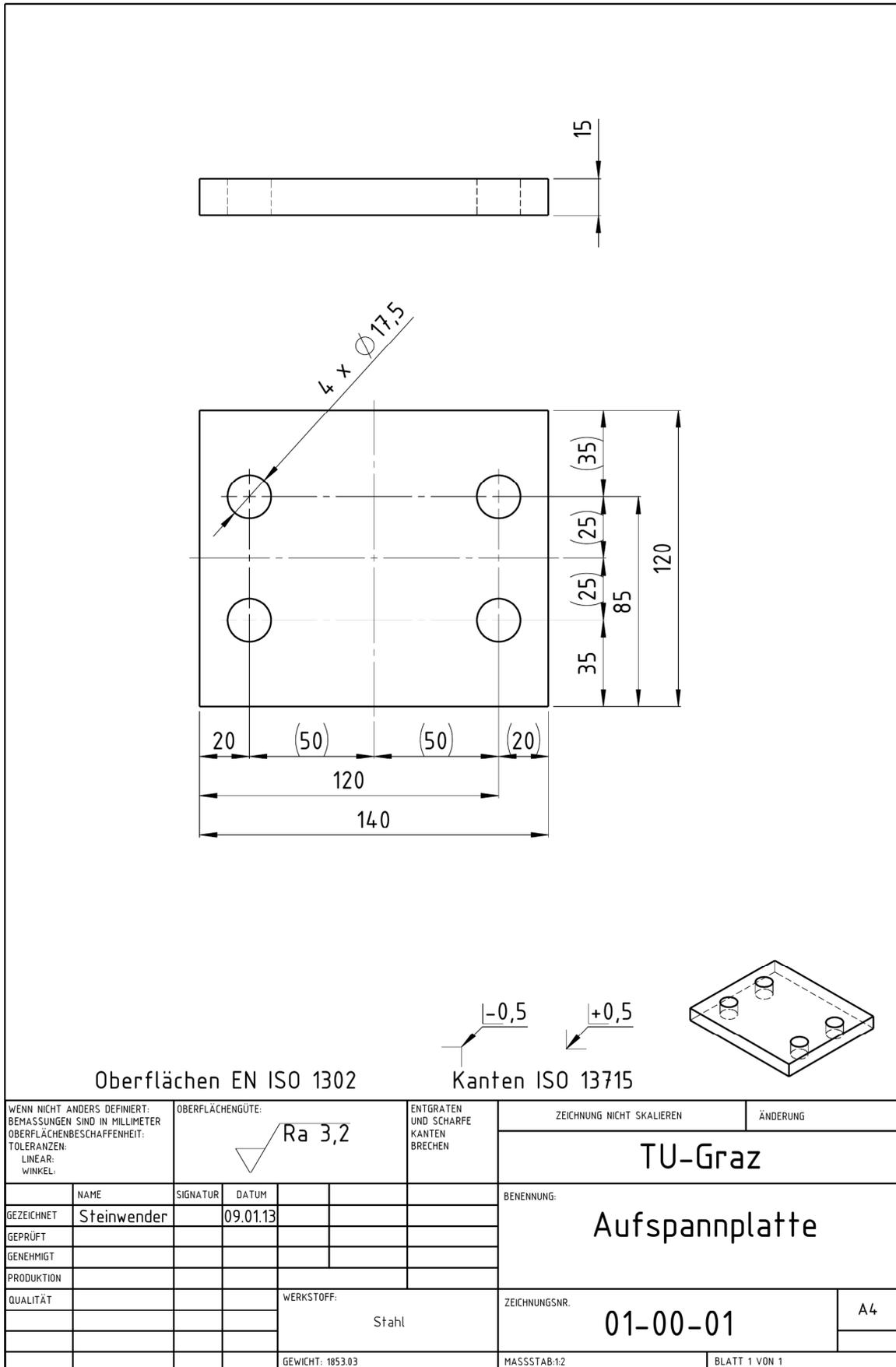
ZIEHNUNG		TU-Graz	
BENENNUNG		Bg_eine_Buerstendichtung	
ZEICHNUNGS		06-00-00	
MATERIAL		A3	
MASSSTAB		BLATT 1 VON 1	

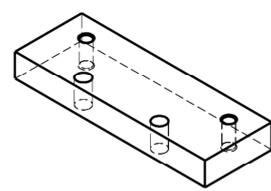
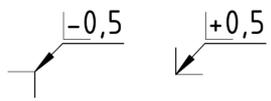
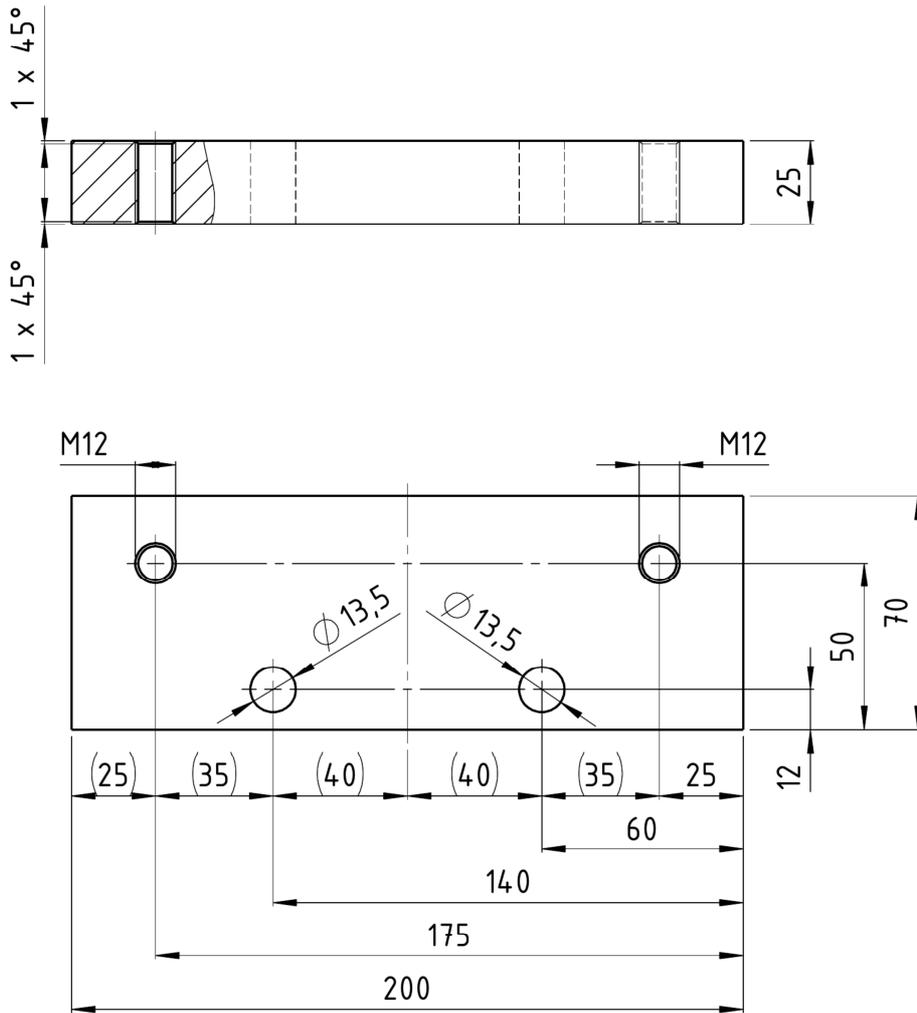
POS-NR.	BENENNUNG	ZEICHUNGSNR.	MENGE
601	Spannscheibe	05-00-02	1
602	Distanzhülse_Labyrinthdichtung_innen	07-00-01	1
603	Distanzhülse_Labyrinthdichtung_außen	07-00-02	1
604	Ring	---	1
605	Werkzeugaufnahme	---	1
606	Deckel	---	1
607	Spritzring	---	1
608	Distanzhülse_Labyrinthdichtung_Deckel	07-00-07	1
609	Zylinderstift ISO 8734-4x60-C1		1
610	DIN 912 M6 x 20 --- 20C		2
611	DIN 7984 - M3 x 10 --- 8.5C		8

BEZUGEN KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG MIT SKALIEREN	ÄNDERUNG
TU-Graz		
BENENNUNG		
BG_Labyrinthdichtung_weiss		
ZEICHNUNG		A3
MESSSTAB		07-00-00
BLATT VON 1		

WENN NICHT ANDERS BEZEICHNET FÜR TOLERANZEN WINKEL	OBERFLÄCHENRÜHE:		ENTGRATEN KANTEN BRECHEN	
	NAMEN	SIGNATURE	DATE	
BEZEICHNET	Steinwendler			
GEPRÜFT				
PRODUKTION				
QUALITÄT				
	WERKSTOFF:			
	LEISTUNG:			
	GEWICHT:			

A4 Werkstattzeichnungen

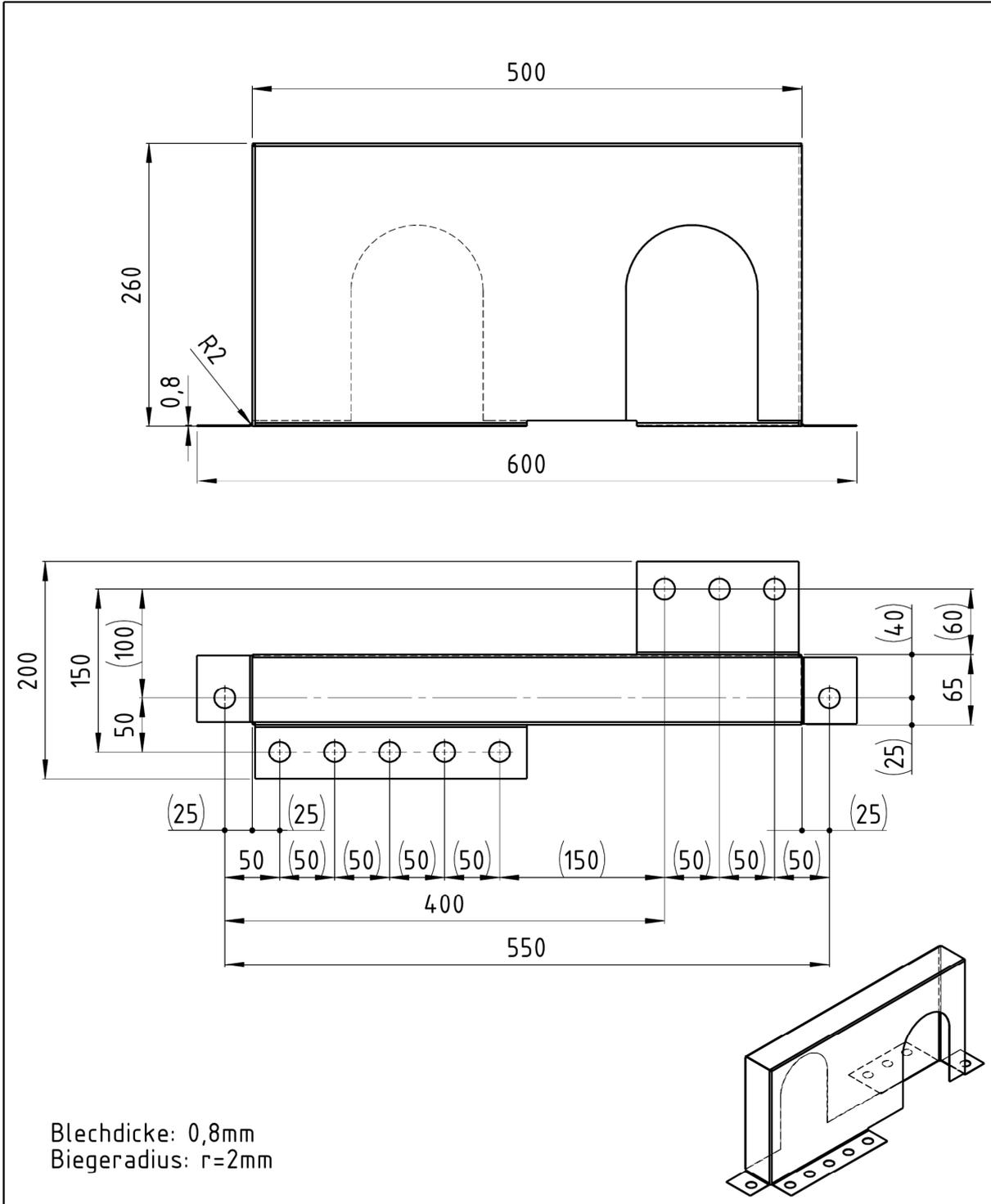




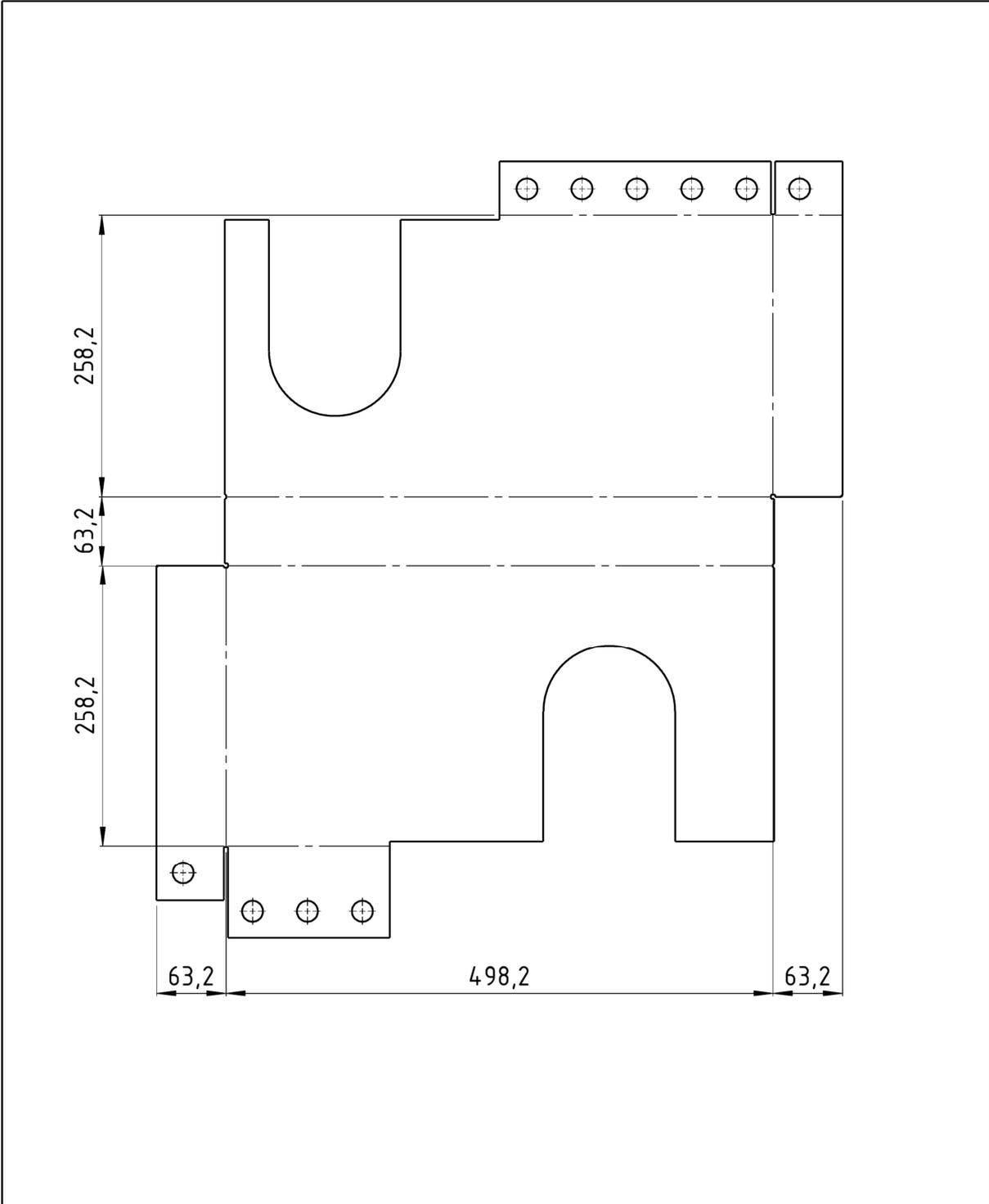
Oberflächen EN ISO 1302

Kanten ISO 13715

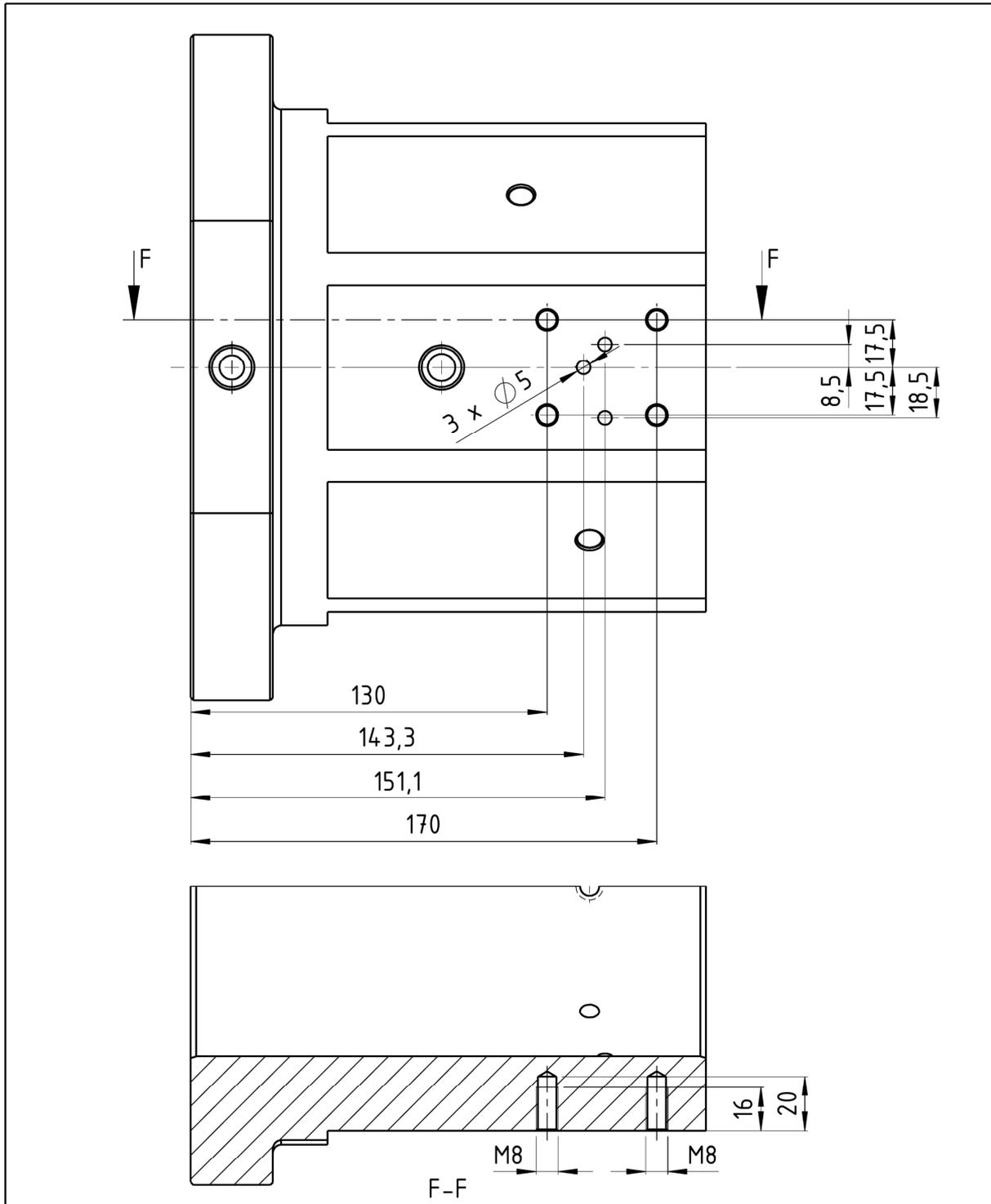
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE: Ra 3,2		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
NAME		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:			
GEZEICHNET		Steinwender		28.01.13		TU-Graz			
GEPRÜFT						Spannplatte			
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				Stahl (S235JR)		01-00-03			
				GEWICHT: 264185		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1	



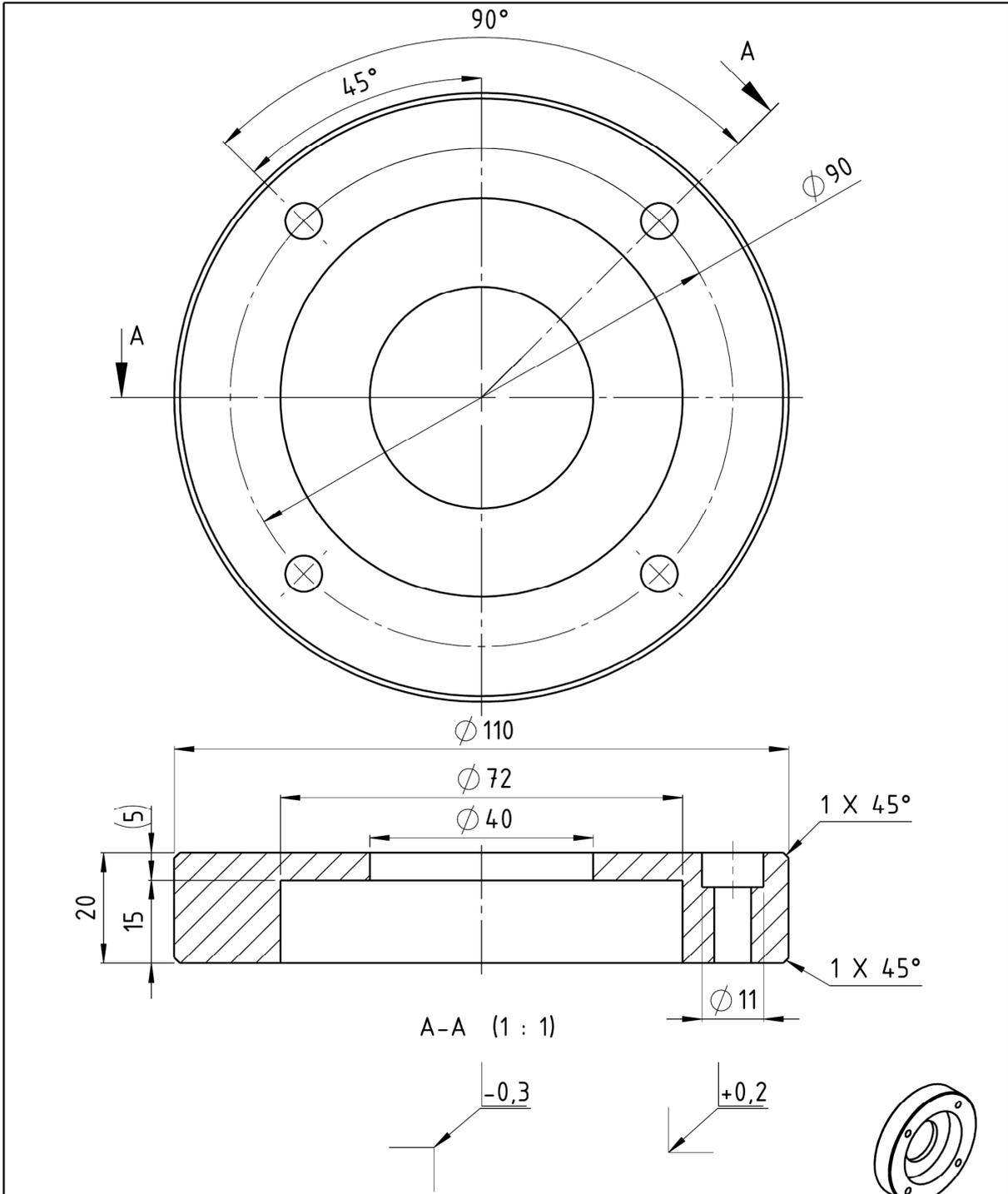
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU-Graz			
						Blechschatz			
						BENENNUNG:			
GEZEICHNET	Steinwender	SIGNATUR		DATUM	09.01.13	ZEICHNUNGSNR.		01-00-04	
GEPÜFT								A4	
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF: Stahlblech					
				GEWICHT: 1918.36		MASSSTAB:1:5		BLATT 1 VON 2	



WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU-Graz			
						Blechschatz			
NAME Steinwender		SIGNATUR		DATUM 09.01.13		BENENNUNG:			
GEZEICHNET		GEPRÜFT		GENEHMIGT		ZEICHNUNGSNR.			
PRODUKTION		QUALITÄT		WERKSTOFF: Stahlblech		01-00-04		A4	
				GEWICHT: 1918.36		MASSSTAB:1:5		BLATT 2 VON 2	



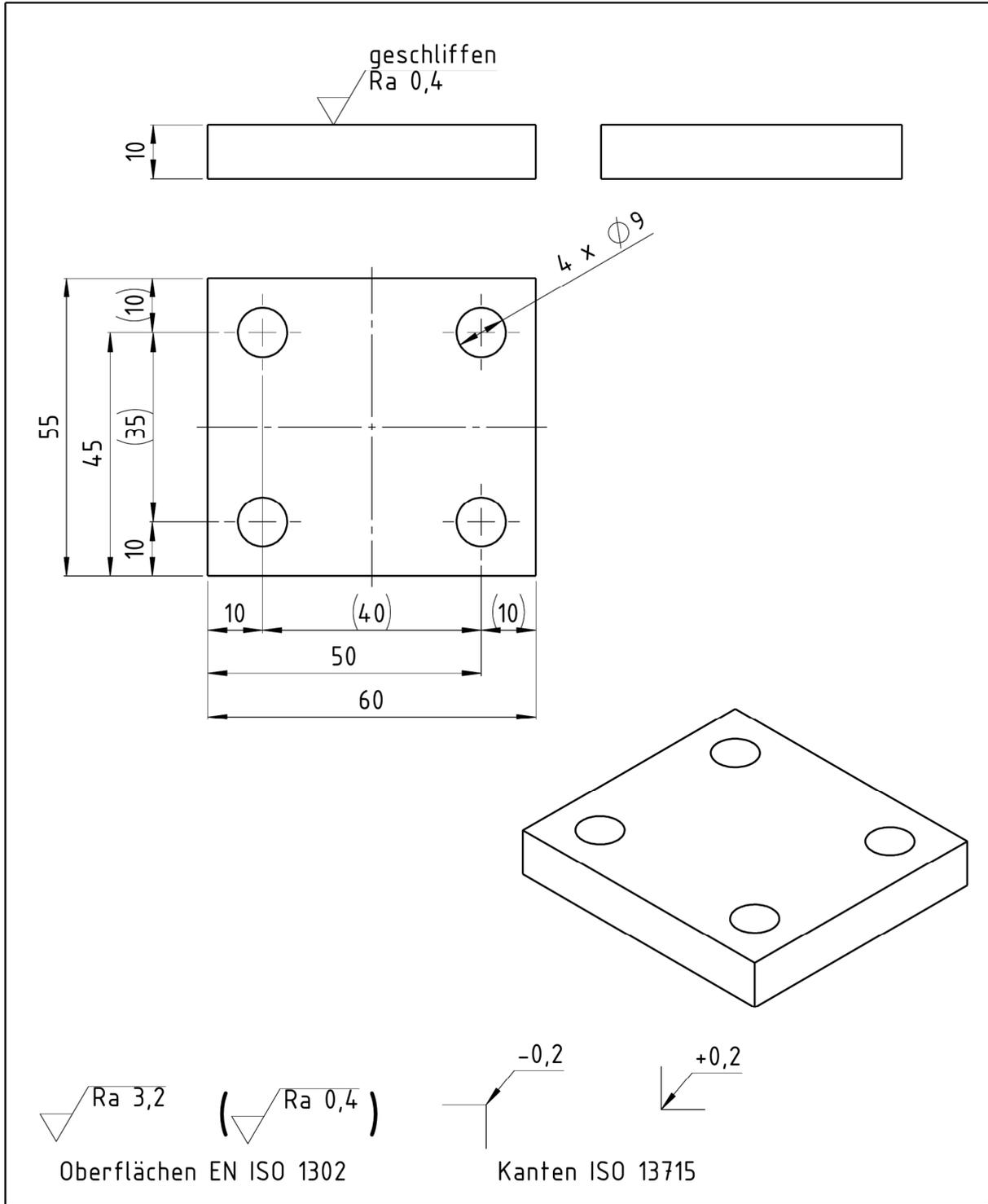
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU-Graz			
GEZEICHNET		NAME		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:	
		Steinwender				14.01.13		Dichtungsgehaeuse	
GEPÜFT									
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT						WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.	
						1.4021 (X20Cr13)		02-00-02	
						GEWICHT: 23732.18		MASSSTAB:1:2	
								BLATT 2 VON 2	
								A4	



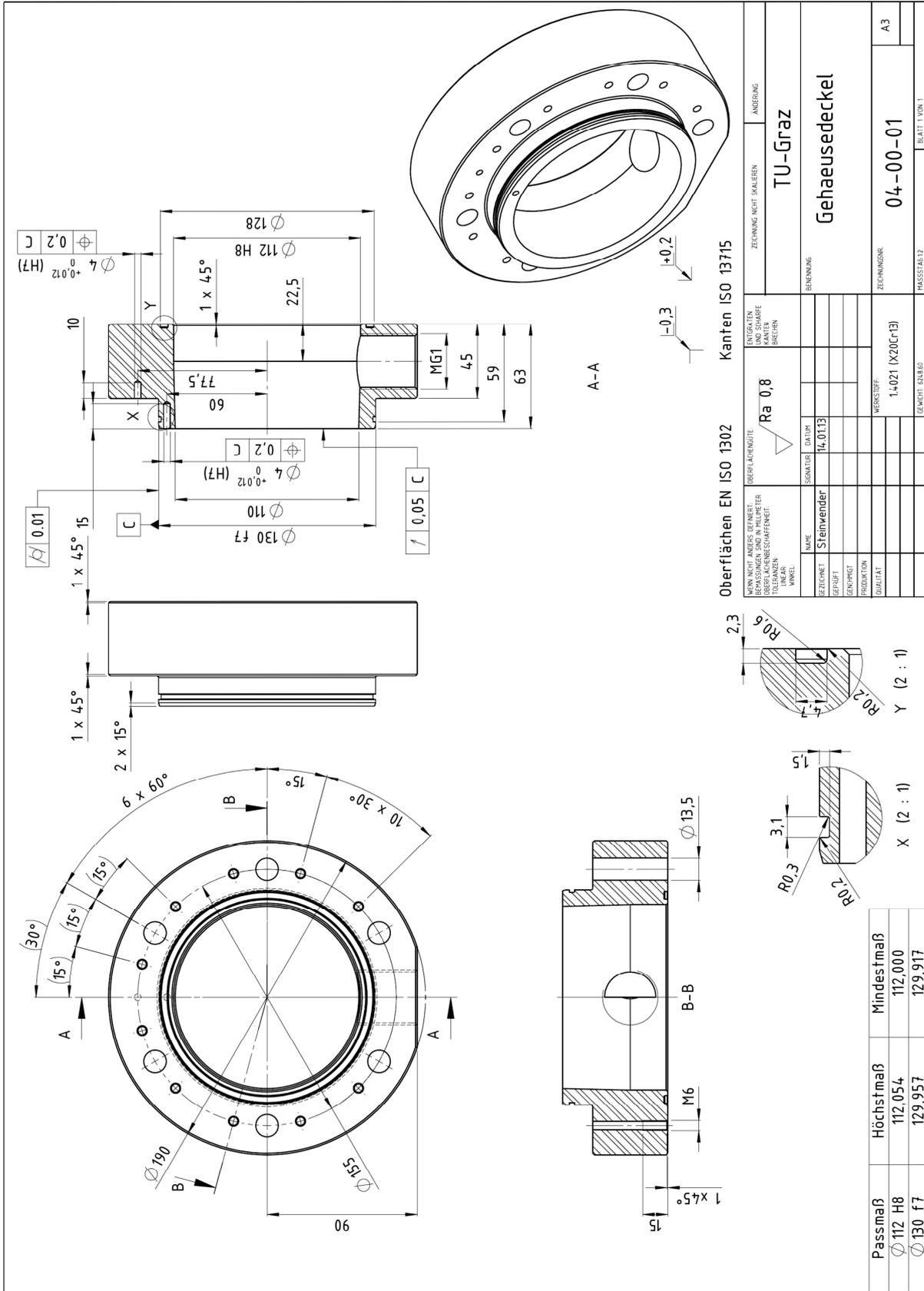
Oberflächen EN ISO 1302

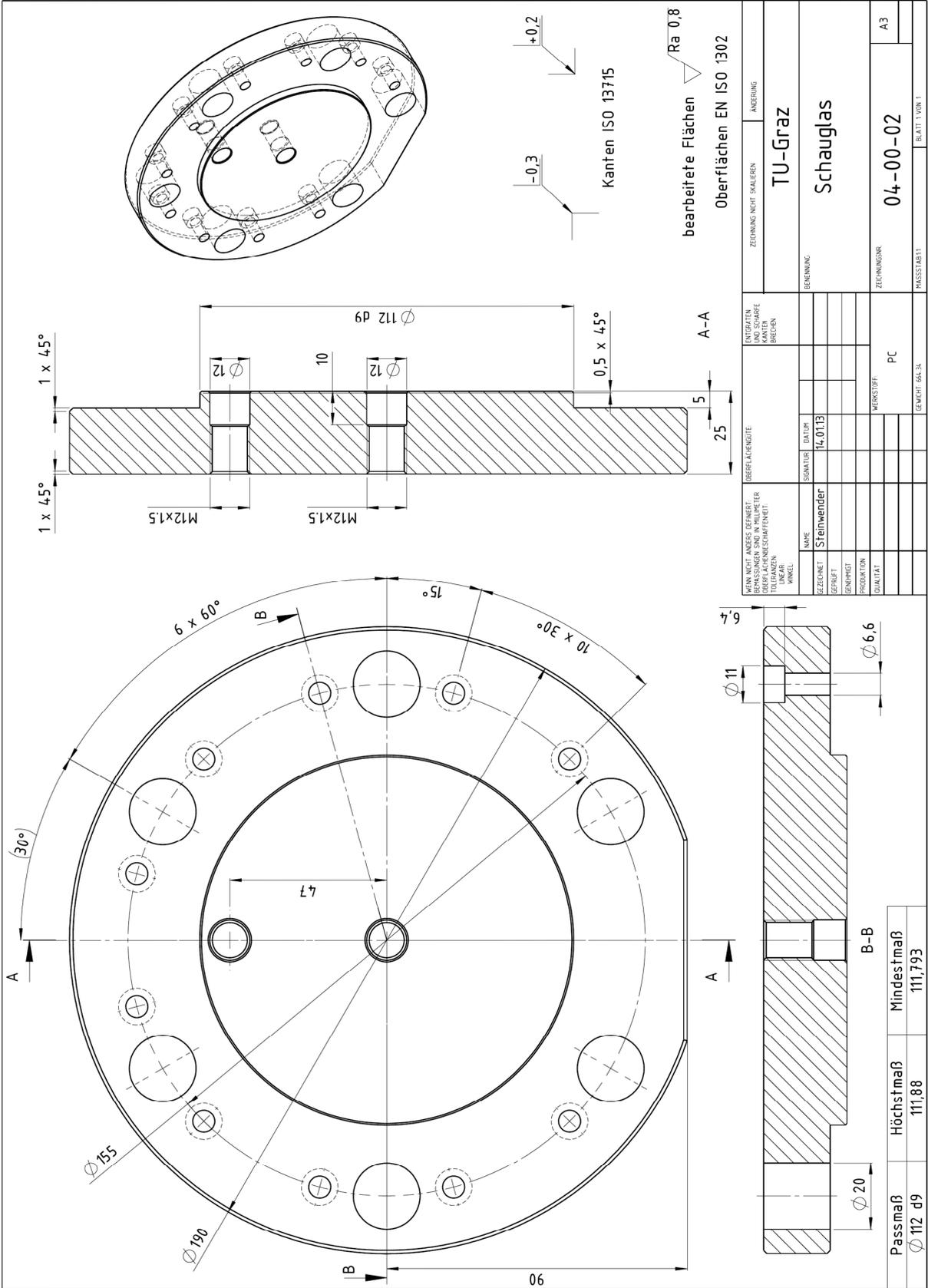
Kanten ISO 13715

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE: 		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU-Graz			
GEZEICHNET Steinwender		SIGNATUR 		DATUM 11.01.13		BENENNUNG: Lagerdeckel			
GEPRÜFT		GENEHMIGT		PRODUKTION		WERKSTOFF: Stahl (S235JR)		ZEICHNUNGSNR. 02-00-03	
QUALITÄT				GEWICHT: 920.97		MASSSTAB: 1:1		A4 BLATT 1 VON 1	

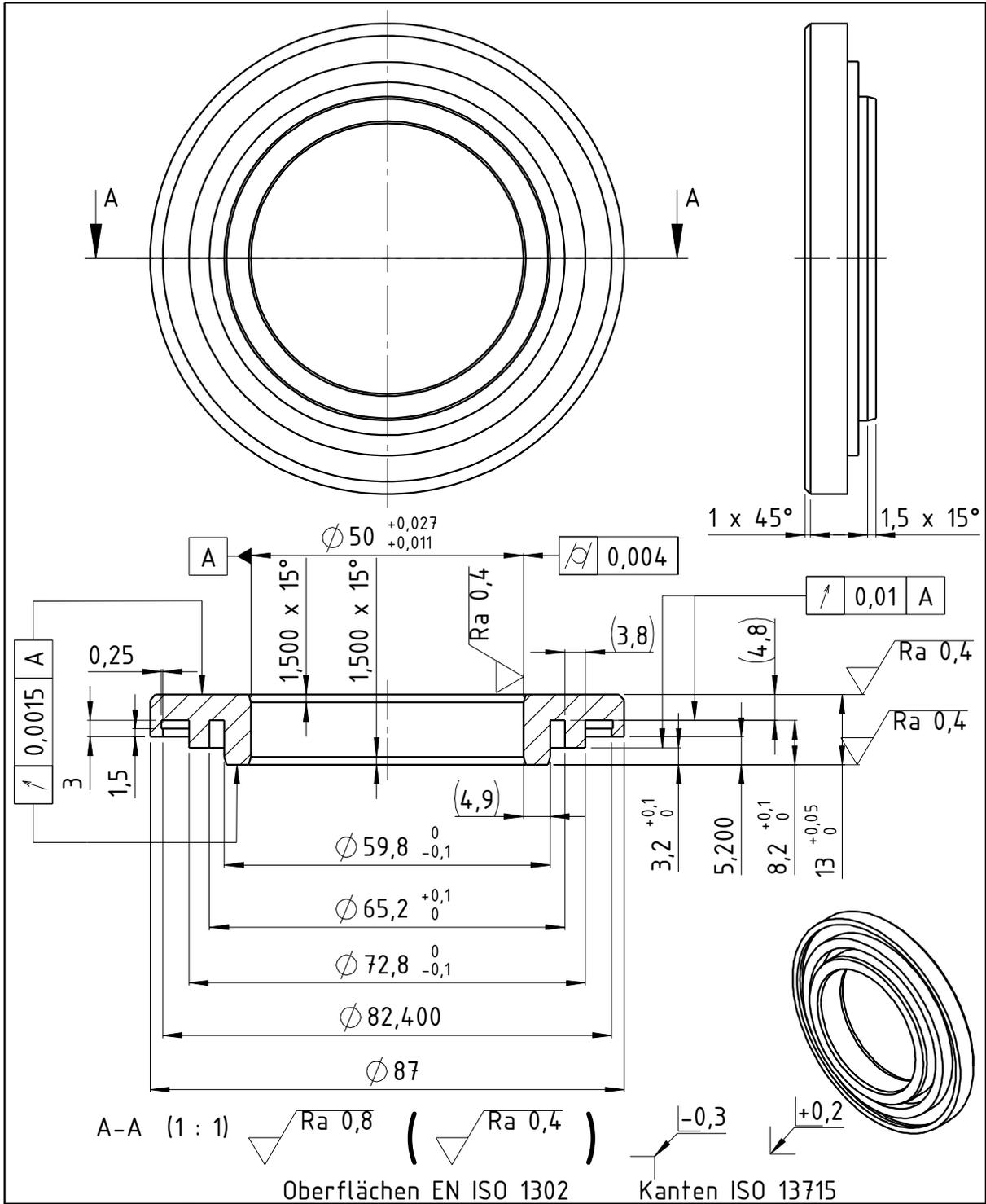


WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU Graz			
GEZEICHNET		NAME		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:	
		Steinwender				16.05.13		Verschlussplatte	
GEPRÜFT									
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT						WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.	
						1.0037 (S235JR)		02-00-05	
						GEWICHT: 237,55		MASSSTAB:1:1	
								BLATT 1 VON 1	
								A4	

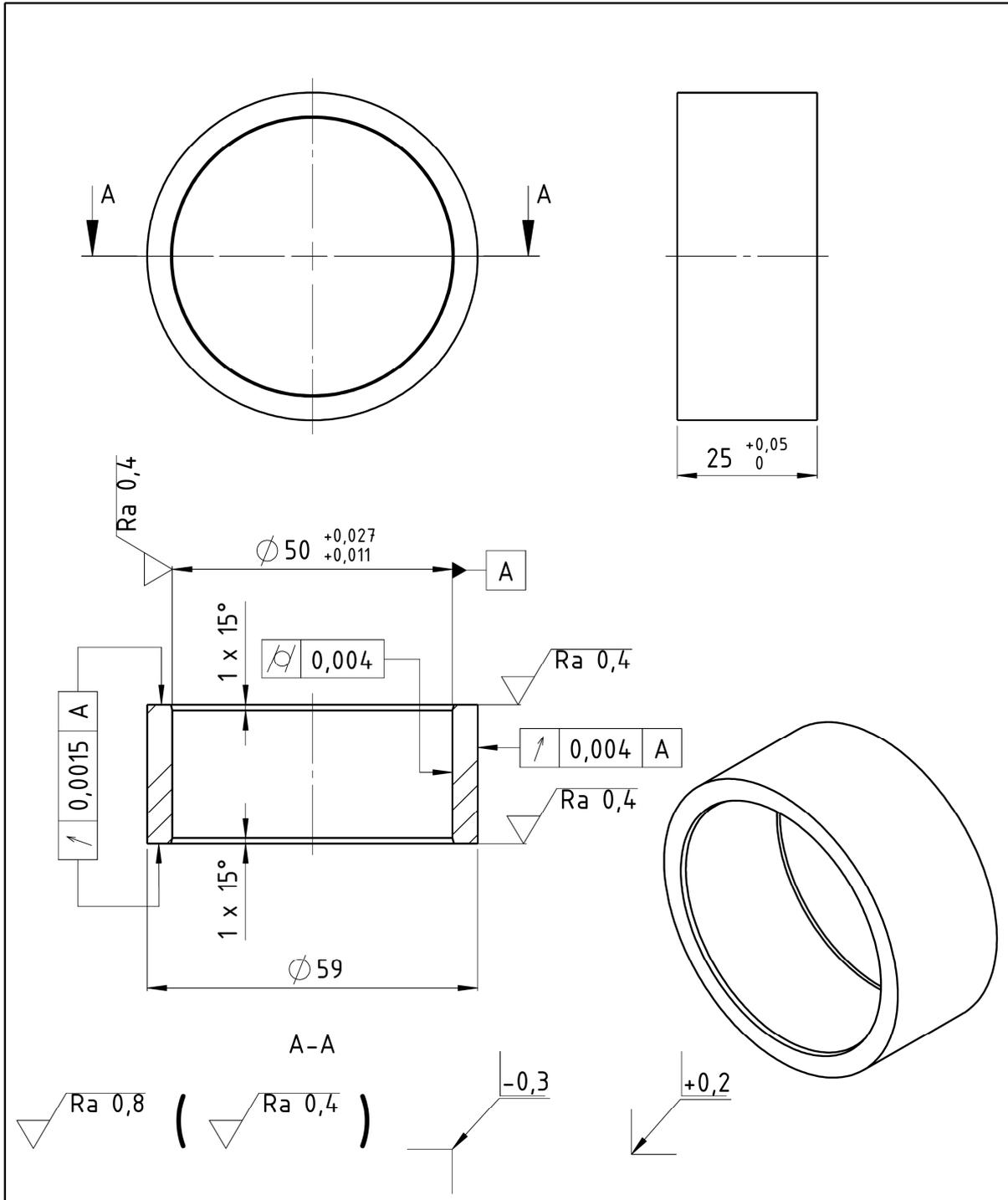




BEZEICHNET NOMEN WESSENTLICHE ABWICHENSSTÄTIGKEITEN TOLERANZEN WINKEL	NAME Steinwender	SEKTOR	DATUM 14.01.13	ÄNDERUNGS- UND SAUBER- HEITEN BREMEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG	
BEZEICHNET BEPROBT	GENÜHMT	PRODUKTION	QUALITÄT	WERKSTOFF	PC	ZEICHNUNGS- NUMMER 04-00-02	
BEZEICHNUNG TU-Graz Schauglas						MASSSTAB A3	
PASSMAß Ø 112 d9						HÖCHSTMAß 111,88	MINDESTMAß 111,793
Blatt 1 von 1							



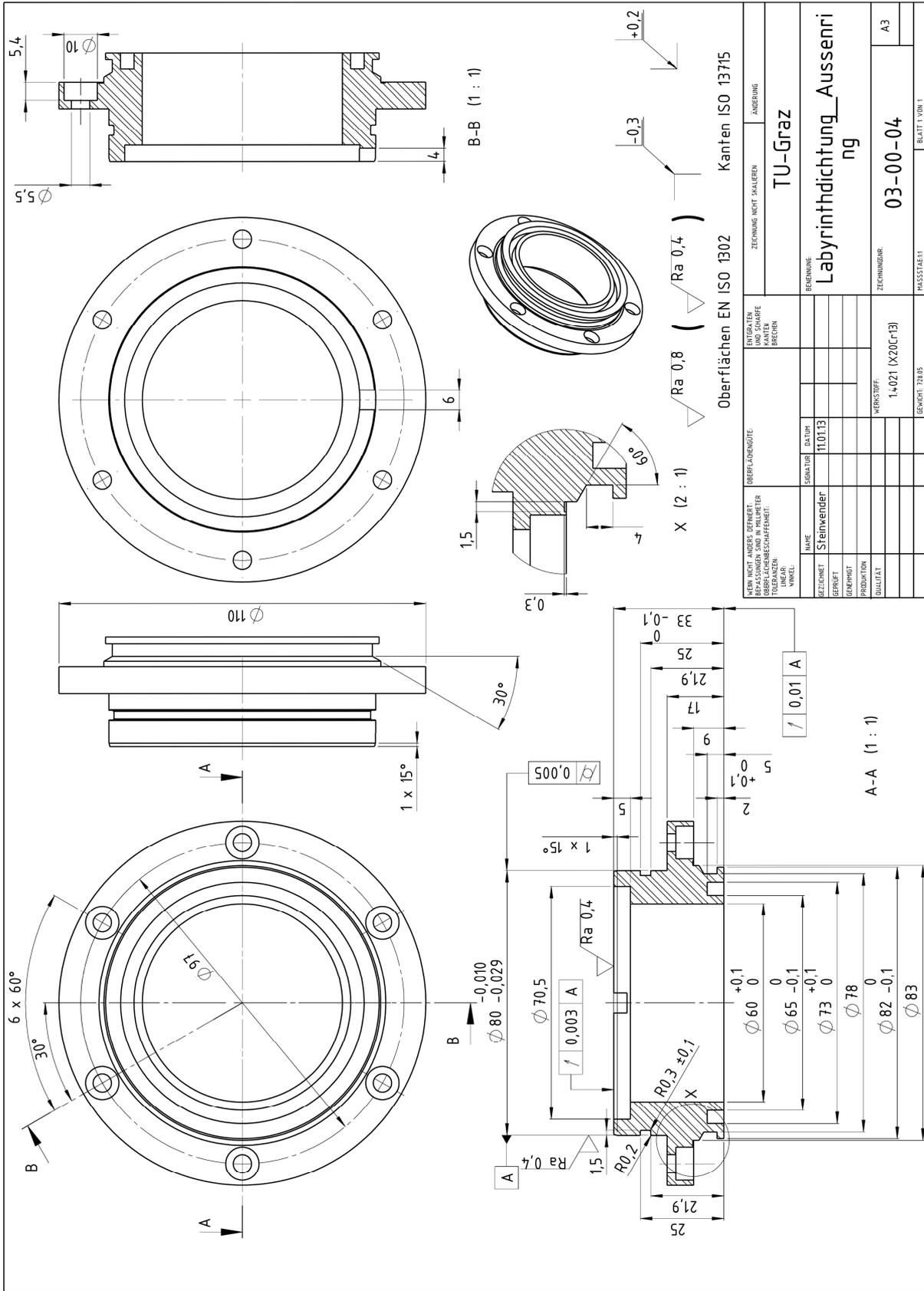
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMAßUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU-Graz			
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM	BENENNUNG:					
GEPRÜFT	Steinwender		11.01.13	Labyrinthdichtung_Innenring					
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				1.4021 (X20Cr13)		03-00-02			
				GEWICHT: 243.40		MASSSTAB:1:1		BLATT 1 VON 1	

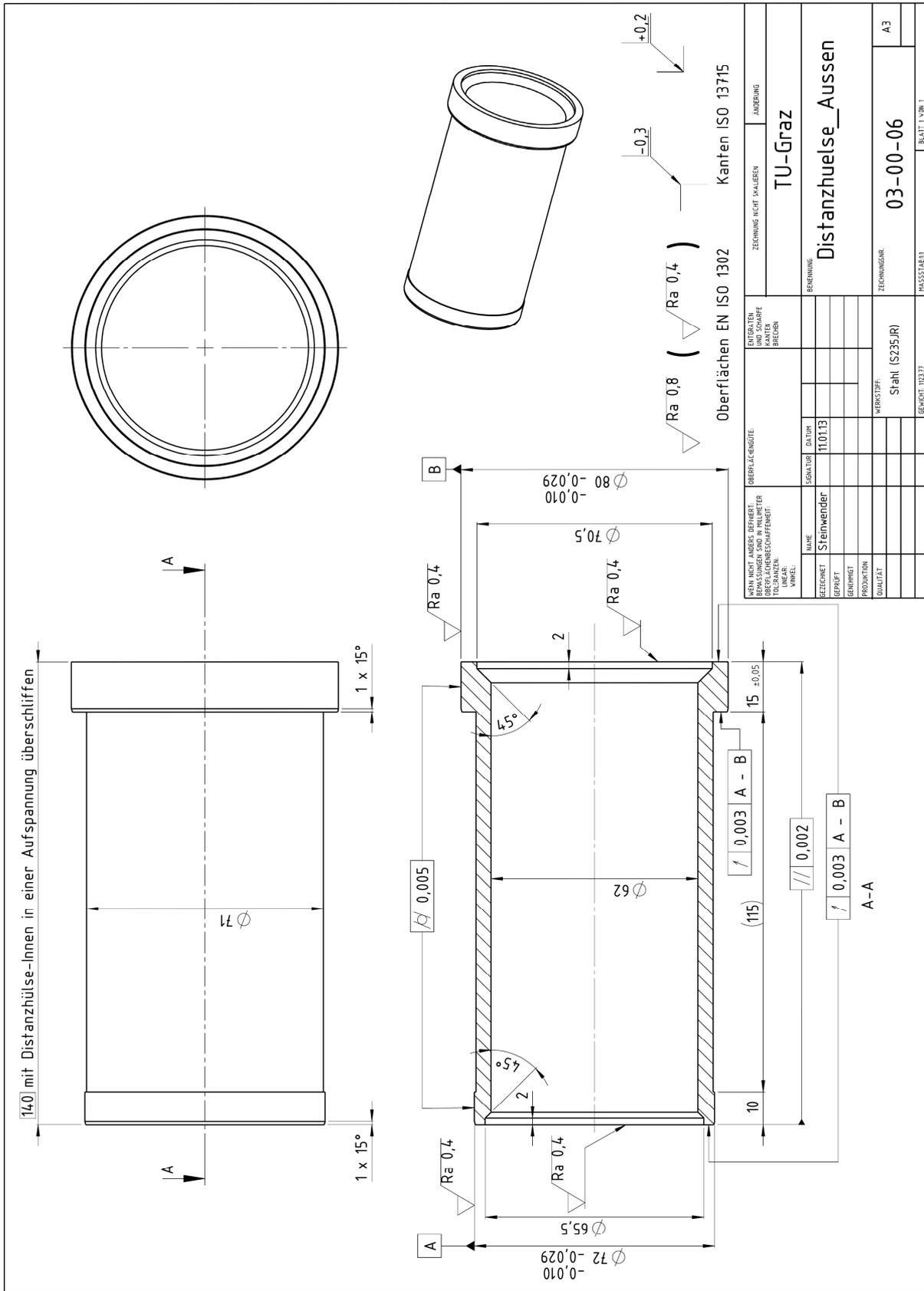


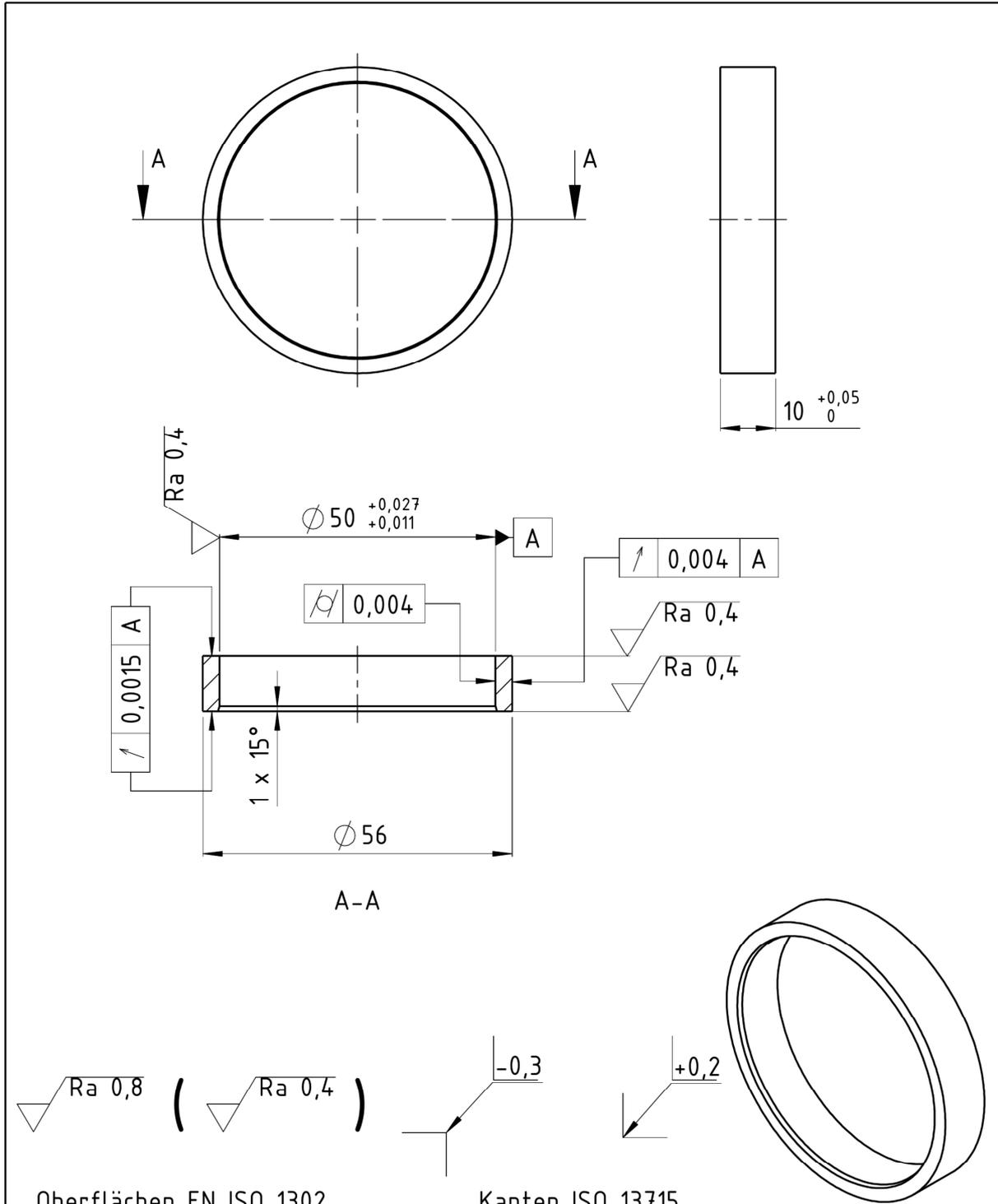
Oberflächen EN ISO 1302

Kanten ISO 13715

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BE-MASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
						TU Graz	
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM	BENENNUNG:			
GEPRÜFT	Steinwender		11.01.13	Distanzring_1			
GENEHMIGT							
PRODUKTION							
QUALITÄT				WERKSTOFF:	ZEICHNUNGSNR.		A4
				1.4021 (X20Cr13)	03-00-03		
				GEWICHT: 14,799	MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1	



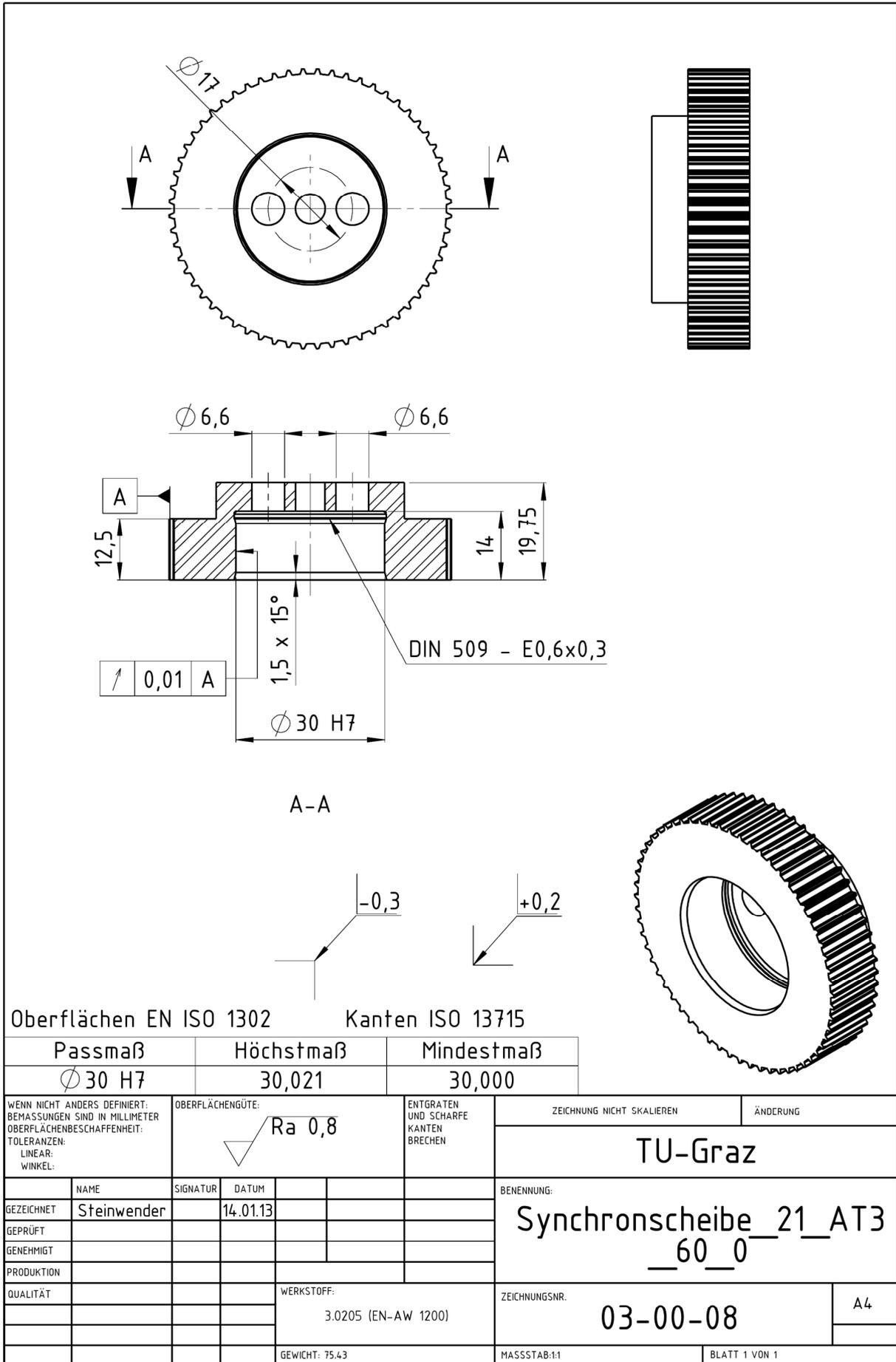


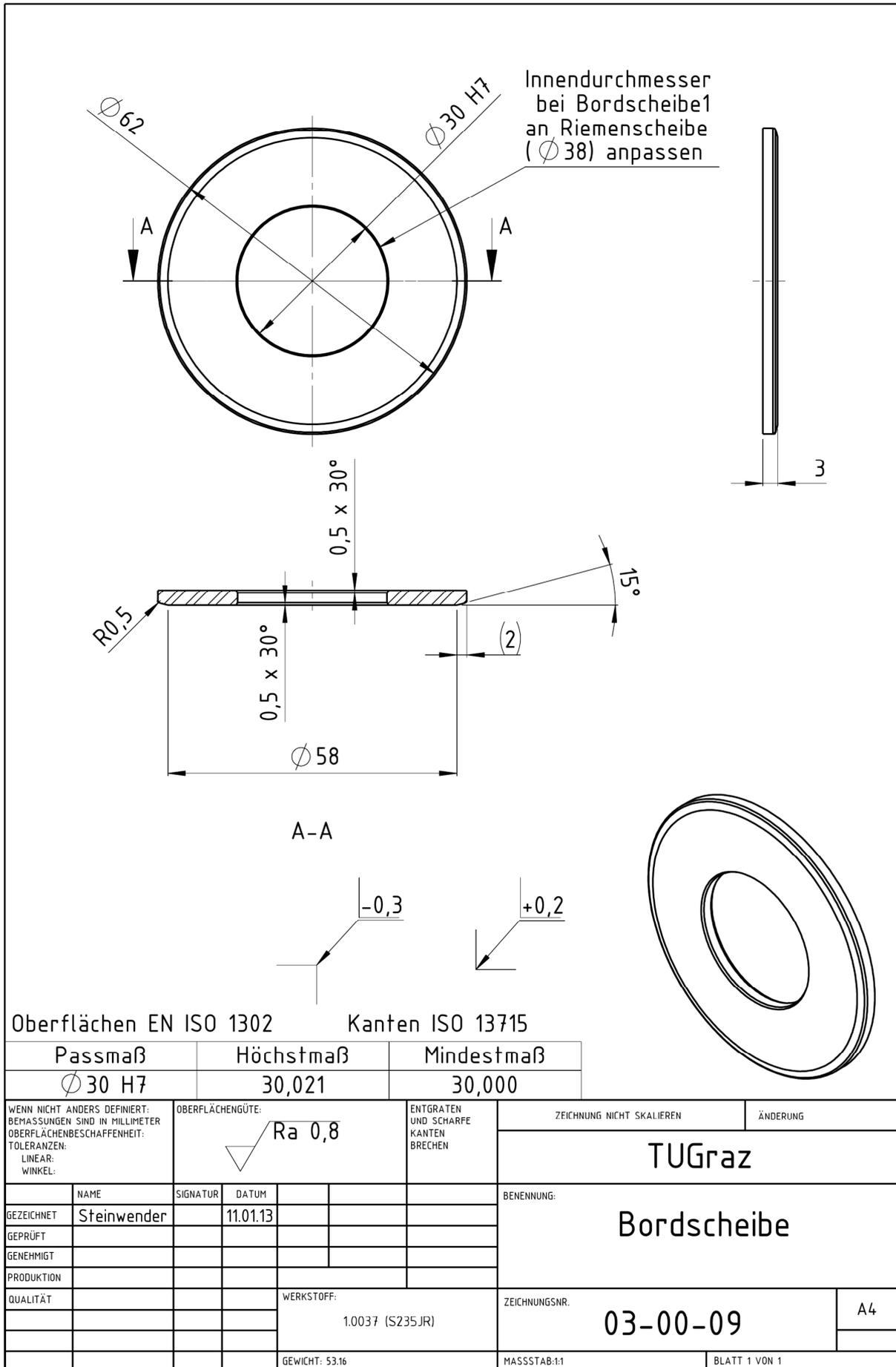


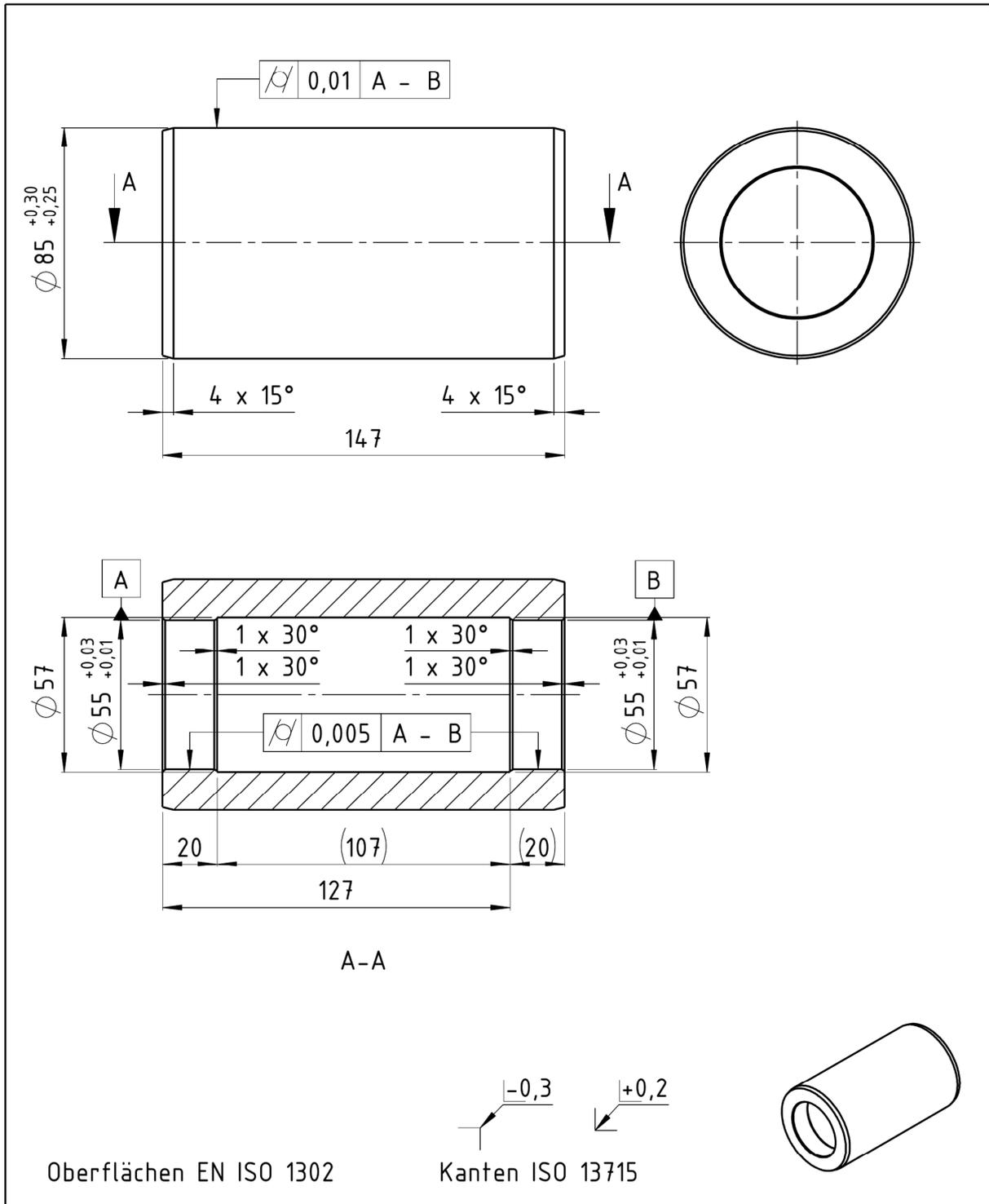
Oberflächen EN ISO 1302

Kanten ISO 13715

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU Graz			
GEZEICHNET		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:			
Steinwender				11.01.13		Distanzring_2			
GEPRÜFT									
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				Stahl (S235JR)		03-00-07			
				GEWICHT: 38.80		MASSSTAB:1:1		BLATT 1 VON 1	



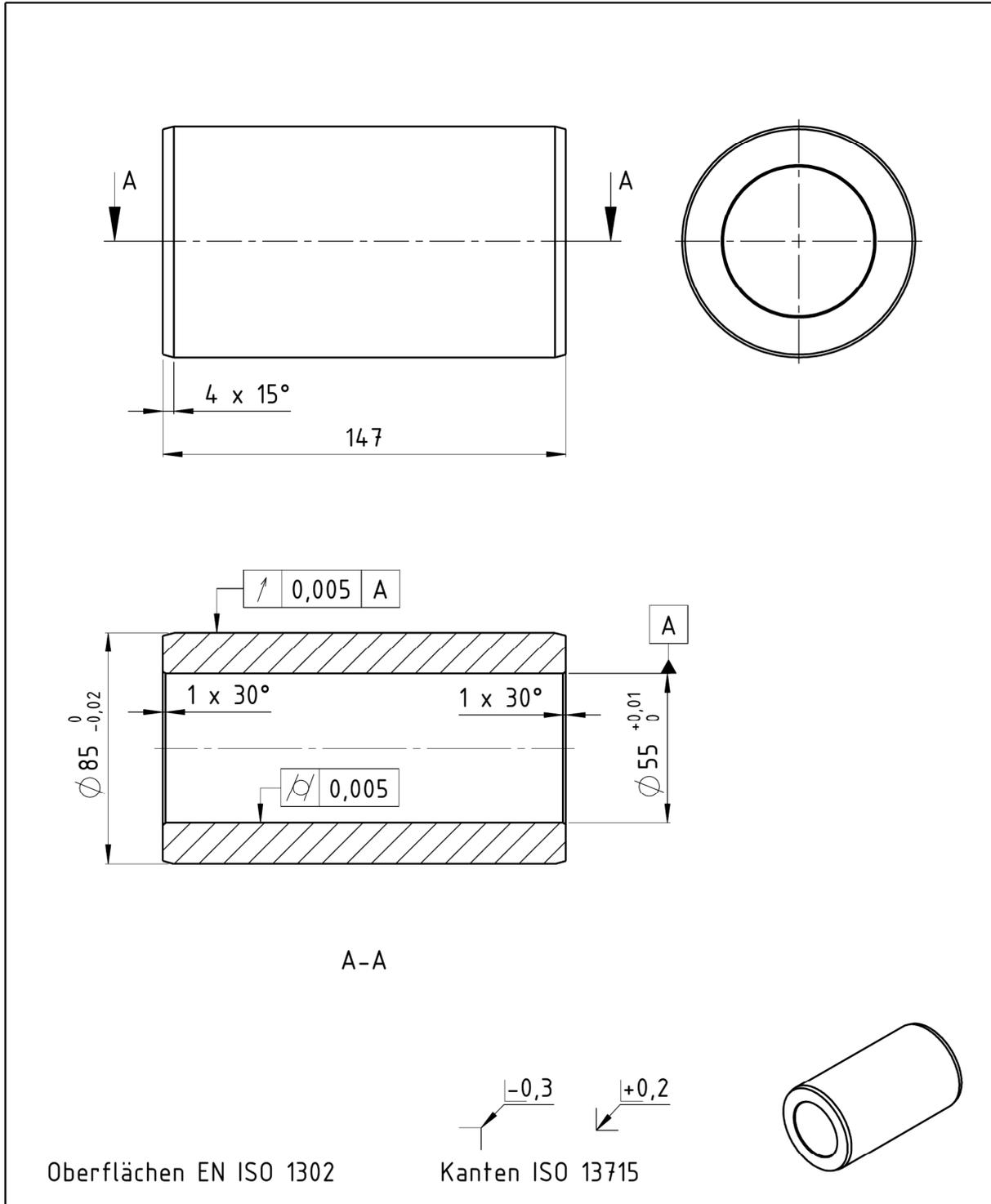




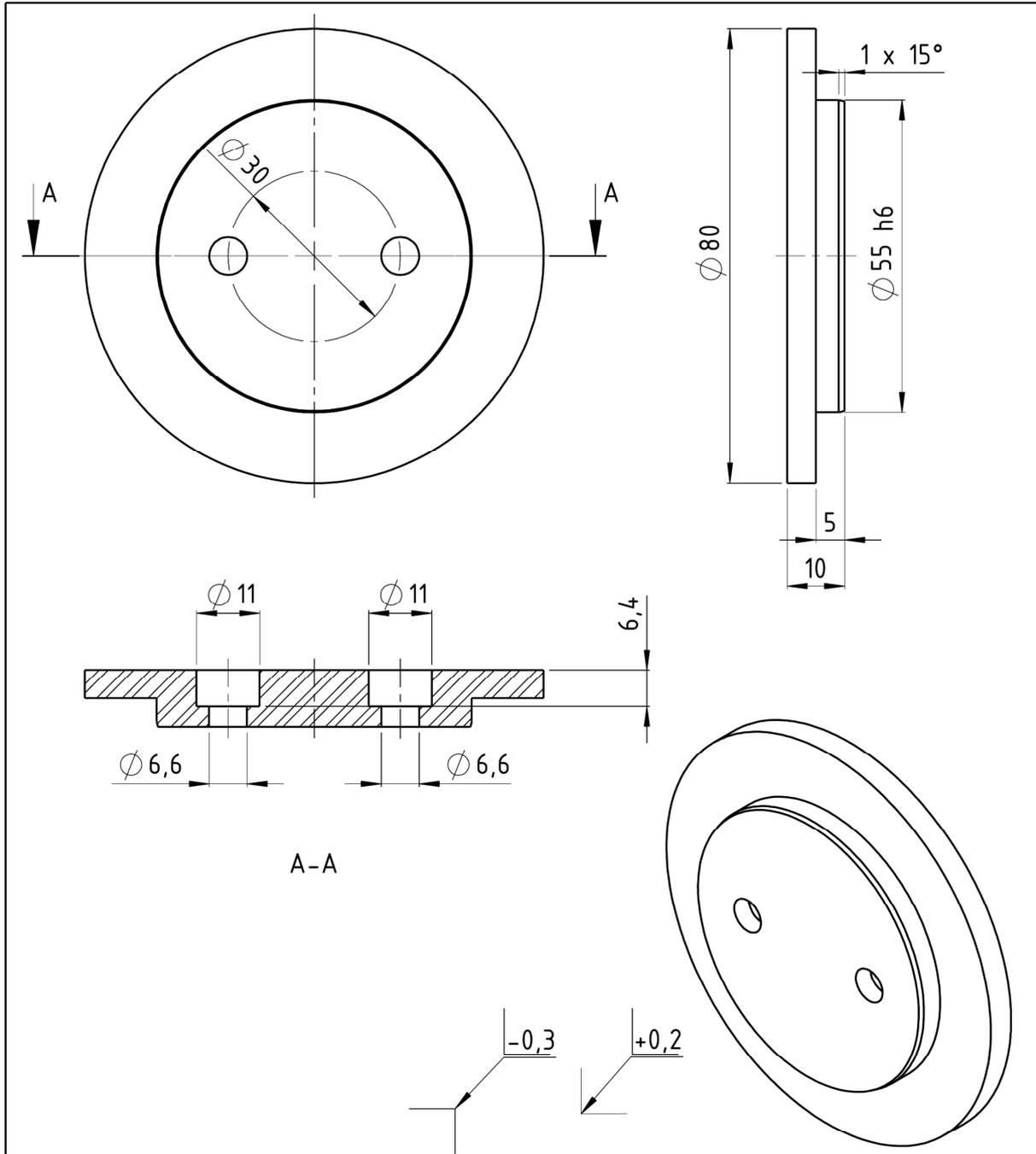
Oberflächen EN ISO 1302

Kanten ISO 13715

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE: Ra 0,8		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
GEZEICHNET		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:			
Steinwender				10.01.13		TU-Graz			
GEPRÜFT						Rotor			
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				1.4021 (X20Cr13)		05-00-01			
				GEWICHT: 3578.53		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1	



WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE: Ra 0,8		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
GEZEICHNET		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:			
Steinwender				10.01.13		Rotor_1			
GEPRÜFT									
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				1.4021 (X20Cr13)		05-00-01			
				GEWICHT: 3724.25		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1	

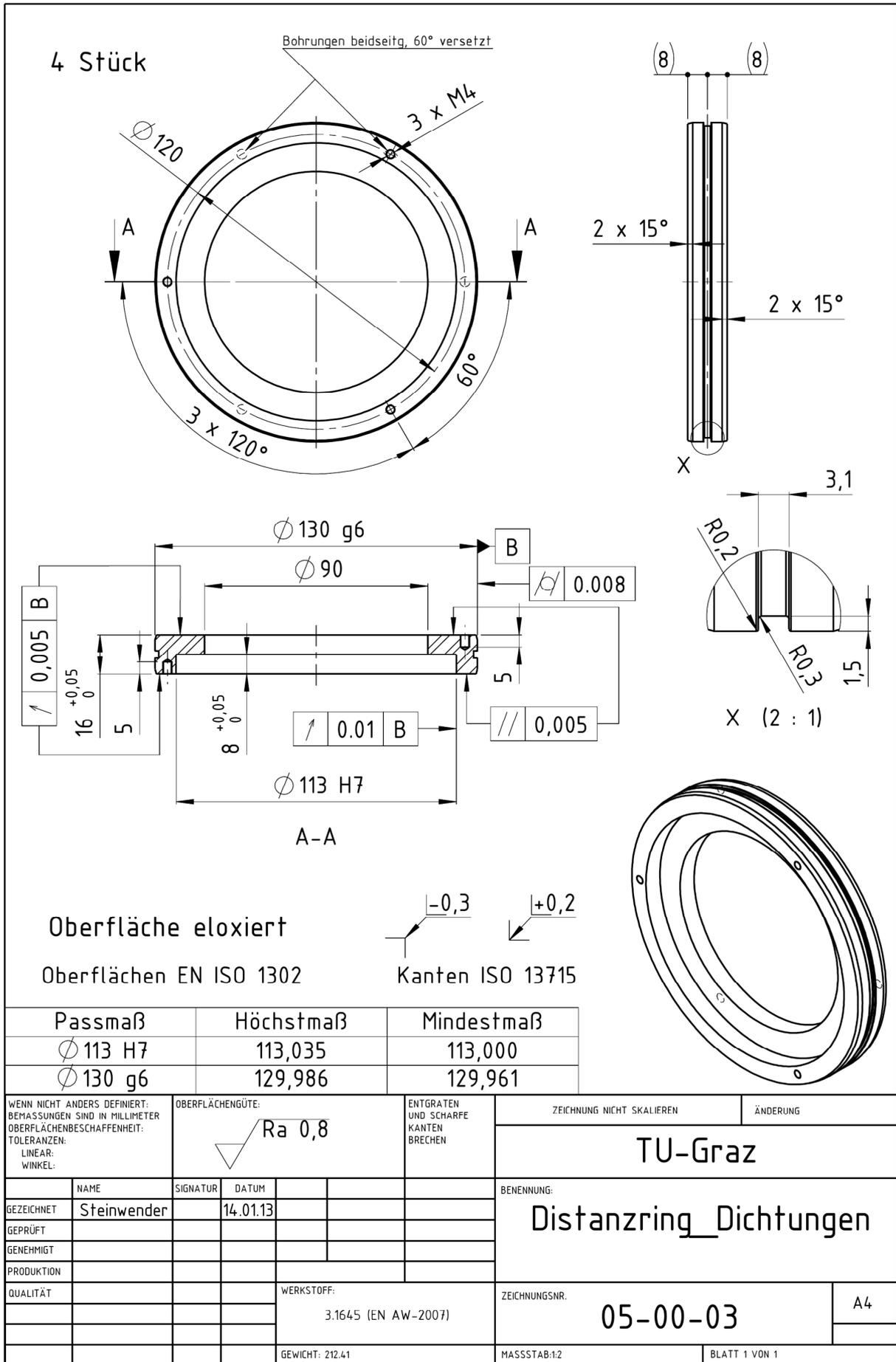


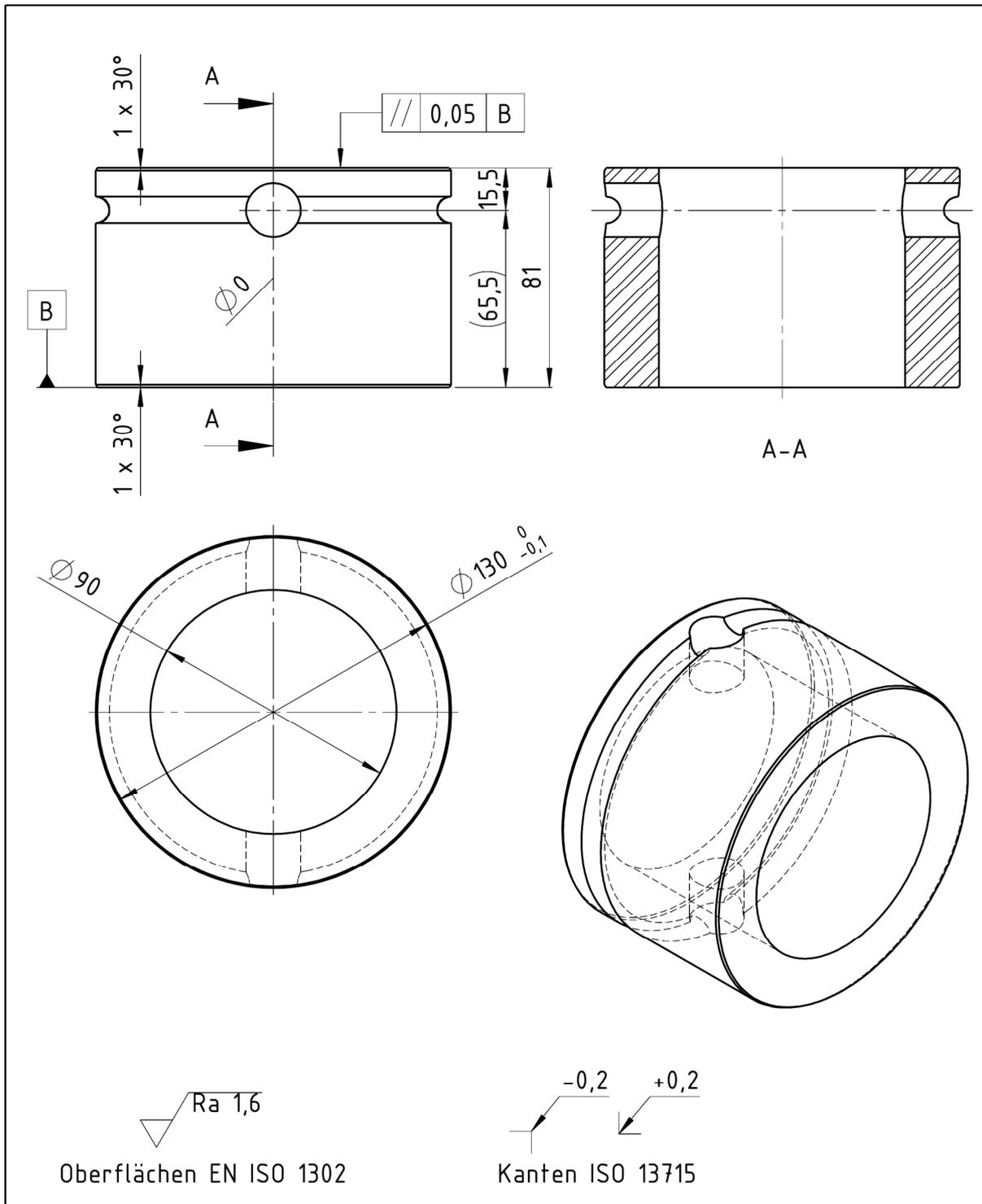
Oberflächen EN ISO 1302

Kanten ISO 13715

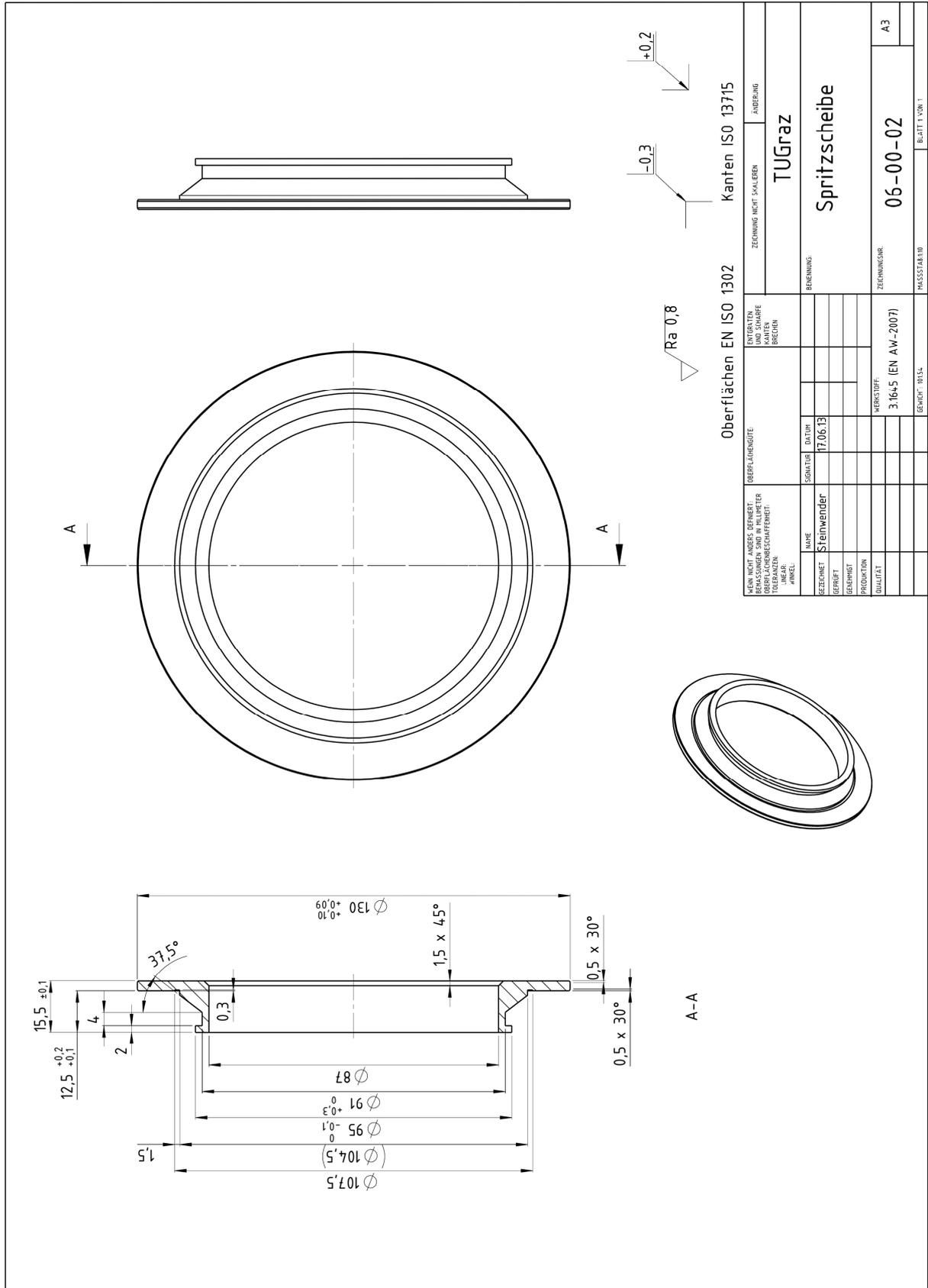
Passmaß	Höchstmaß	Mindestmaß
$\varnothing 55 \text{ h6}$	55,000	54,981

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:	OBERFLÄCHENGÜTE: Ra 0,8		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
					TU-Graz	
GEZEICHNET Steinwender	SIGNATUR	DATUM 14.01.13			BENENNUNG: Spannscheibe	
GEPRÜFT GENEHMIGT PRODUKTION			WERKSTOFF: 1.4021 (X20Cr13)		ZEICHNUNGSNR. 05-00-02	A4
QUALITÄT			GEWICHT: 273,55		MASSSTAB:1:1	BLATT 1 VON 1

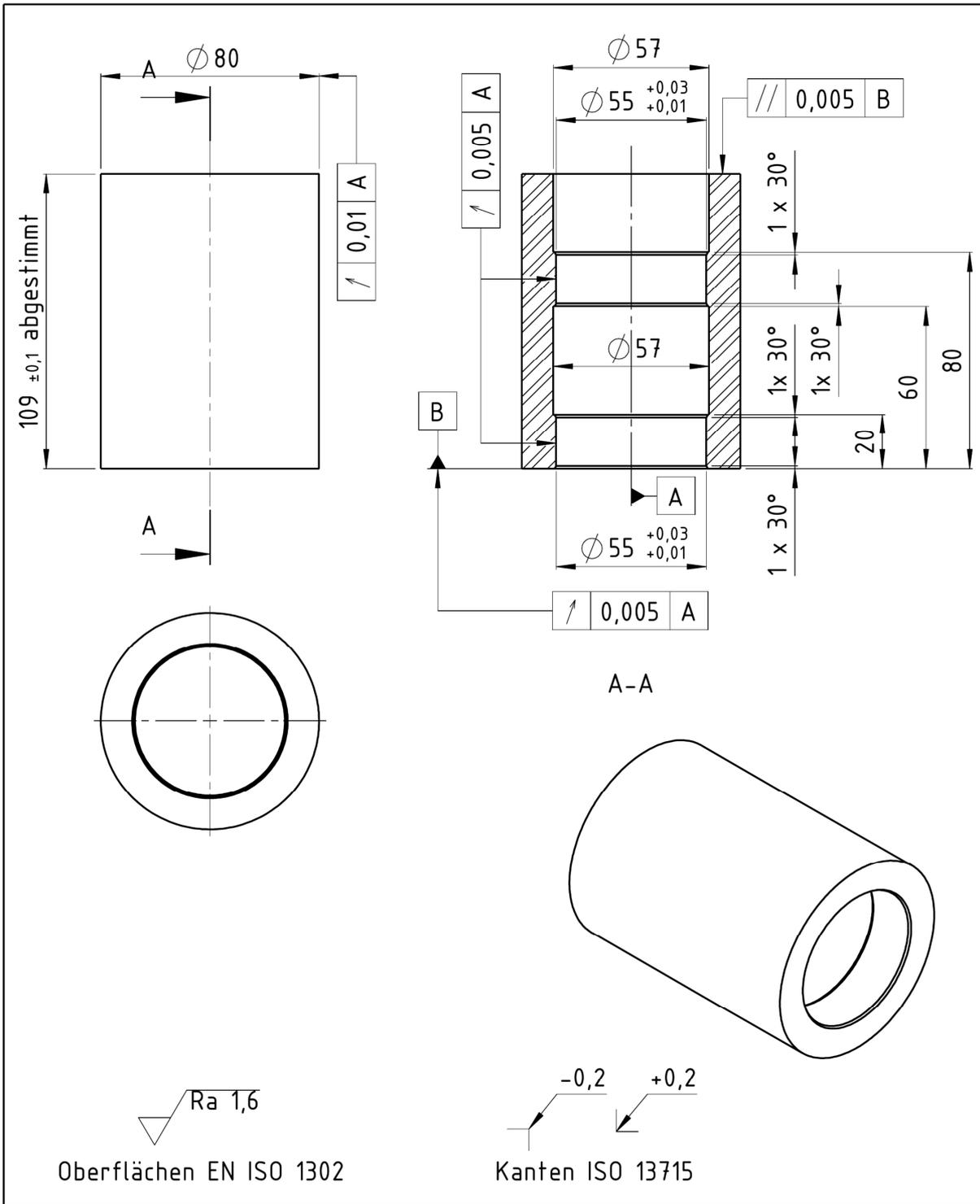




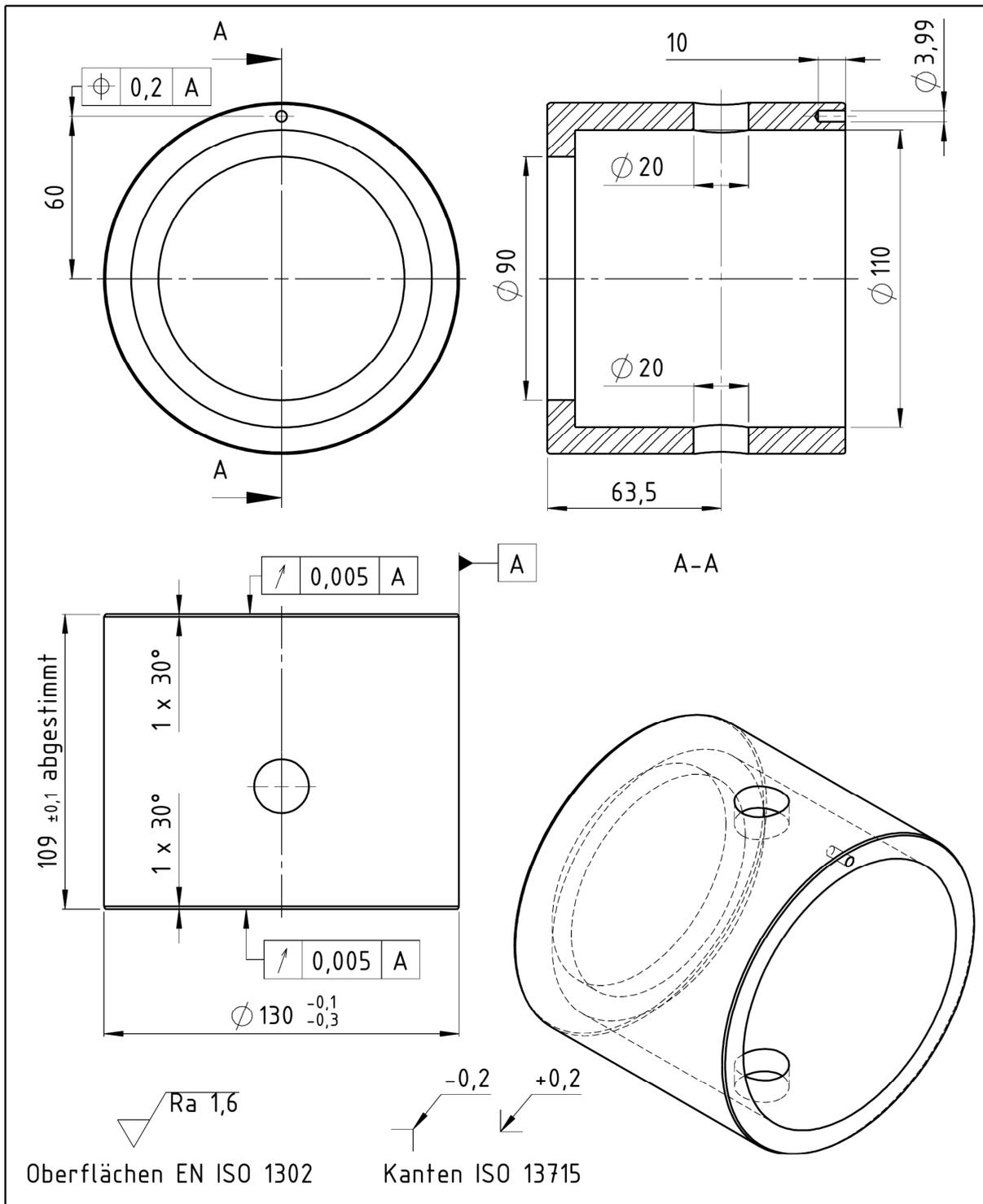
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TUGraz			
GEZEICHNET		NAME		SIGNATUR		DATUM		BENENNUNG:	
		Steinwender				17.06.13		Distanzhülse fuer eine _Buerstendichtung	
GEPÜFT									
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				3.1645 (EN AW-2007)		06-00-01			
				GEWICHT: 1439,06		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1	



WENN NICHT ANDERS BEZEFERTET: TOLERANZEN WINKEL		OBERFLÄCHENRÜHE: SEITENRÜHE RUTUM		INTERNE KANTEN BREMEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
BEZEICHNET	NAME	SEITENRÜHE	RUTUM					TUGraz	
GENÜHMT	Steinwender		17.06.13					RECHNUNG NR. Spritzscheibe	
PRODUKTION								ZEICHNUNGSR. 06-00-02	
QUALITÄT								A3	
								WERKSTOFF: 3.16L5 (EN AW-2007)	
								GENÜHMT: IN/SLA	
								PROZESSART NR. 06-00-02	
								BLATT 1 VON 1	



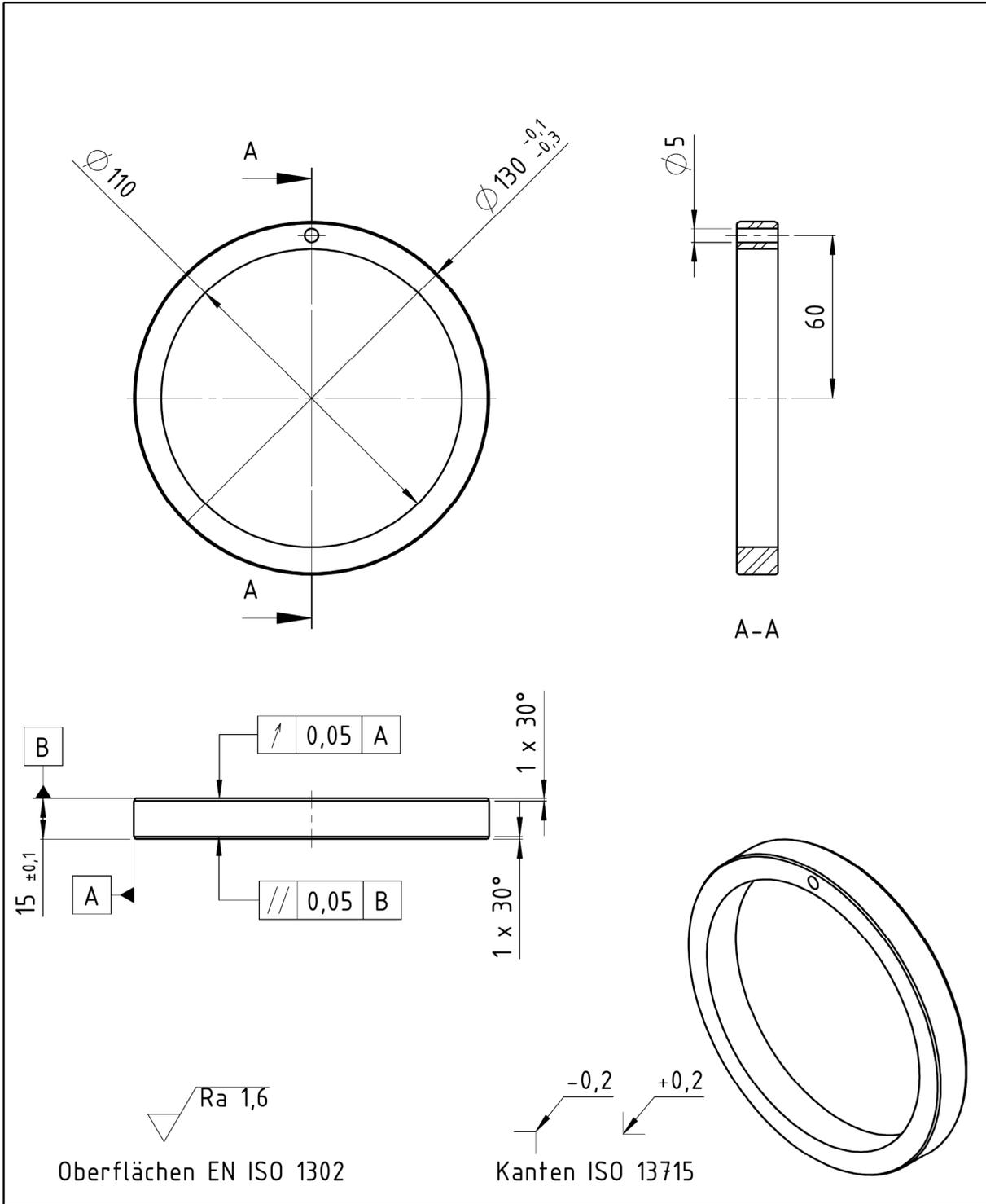
WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TUGraz			
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM			BENENNUNG:			
GEPRÜFT	Steinwender		16.05.13			Distanzhülse_Labyrinth dichtung_innen			
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				1.4021 (X20Cr13)		07-00-01			
				GEWICHT: 2129.73		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1	



Oberflächen EN ISO 1302

Kanten ISO 13715

WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEHÄSSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
						TU Graz			
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM			BENENNUNG:			
GEPRÜFT	Steinwender		16.05.13			Distanzhülse_Labyrinth dichtung_außen			
GENEHMIGT									
PRODUKTION									
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.		A4	
				1.4021 (X20Cr13)		07-00-02			
				GEWICHT: 3354.63		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1	



WENN NICHT ANDERS DEFINIERT: BEMASSUNGEN SIND IN MILLIMETER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT: TOLERANZEN: LINEAR: WINKEL:		OBERFLÄCHENGÜTE:			ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN		ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN		ÄNDERUNG	
							TU Graz			
GEZEICHNET	NAME	SIGNATUR	DATUM			BENENNUNG:				
GEPRÜFT	Steinwender		16.05.13			Distanzhülse Labyrinth dichtung Deckel				
GENEHMIGT										
PRODUKTION										
QUALITÄT				WERKSTOFF:		ZEICHNUNGSNR.				A4
				1.4021 (X20Cr13)		07-00-07				
				GEWICHT: 431.35		MASSSTAB:1:2		BLATT 1 VON 1		

A5 Messdaten

Die sechs Tabellen zeigen die Messwerte bei Abdichtung eines druckbeaufschlagten Raumes gegenüber dem Umgebungsdruck. Bei jeweils gleich bleibendem Druck sind, bei ansteigender Drehzahl, die Leckagen eingetragen. In der obersten Tabelle sind die Mittelwerte aus vier Messungen zu sehen. Eine Zeile in der untersten Tabelle ist rot markiert, da der Prüfdruck von 25 bar, wegen zu hoher Leckage, nicht erreicht werden konnte.

Durchschnitt Messung 1-4 ca. 0-1 bar					
Messdauer [t]	Motordrehzahl	Wellendrehzahl [n]	Leckage [g/min]		
2 min	0	0	398		
2 min	625	2.500	339		
2 min	1250	5.000	280		
2 min	1875	7.500	228		
2 min	2500	10.000	175		
2 min	3125	12.500	153		
2 min	3750	15.000	161		
2 min	4375	17.500	160		
2 min	5000	20.000	177		

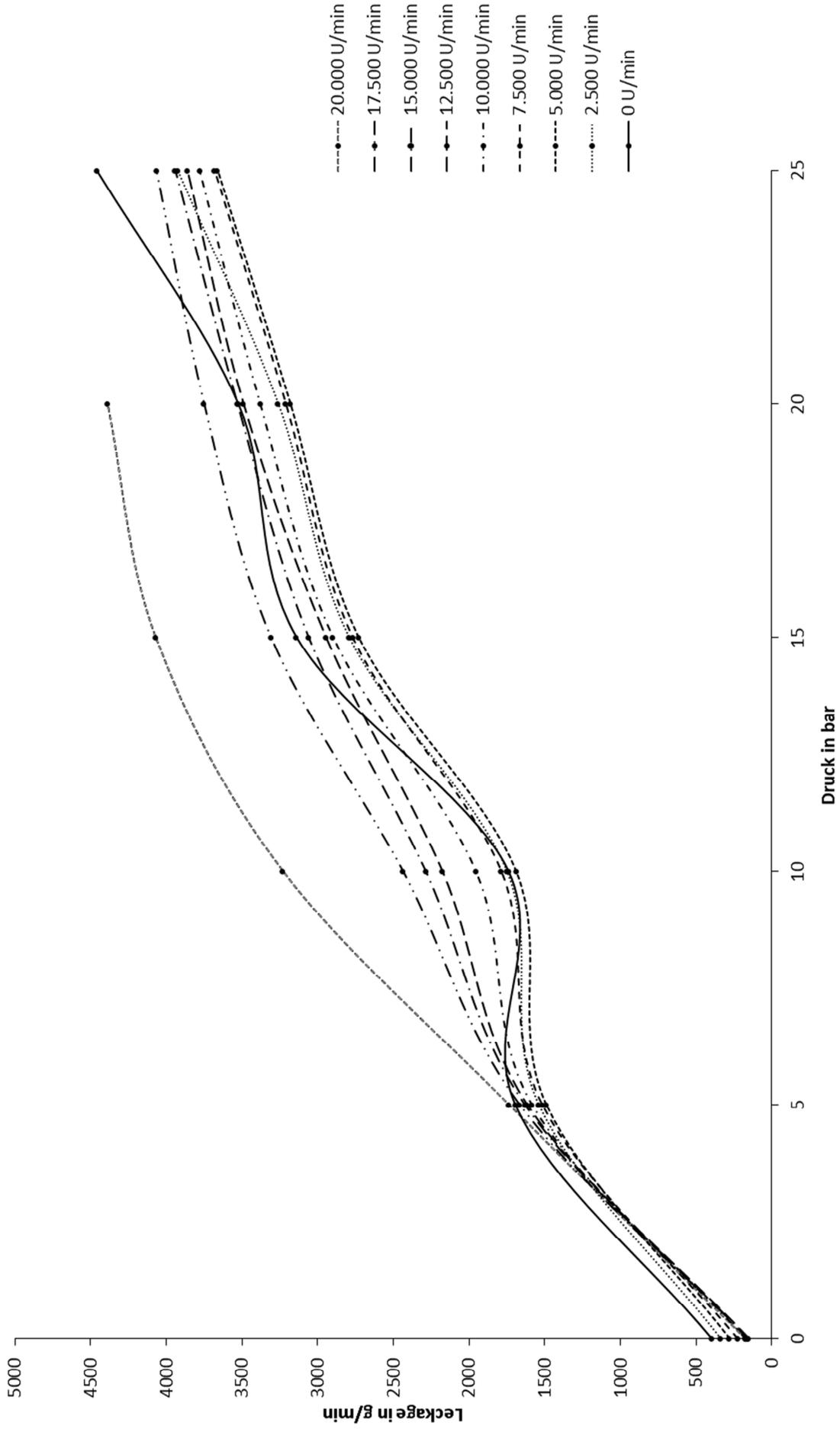
Messung 5 bar					
Messdauer [t]	Motordrehzahl	Wellendrehzahl [n]	Lackge = Ablesewert bei stop [g]	Leckage = Waagenwert [g]	Nachrinnmenge
1 min	0	0	1.695	1.769	74
1 min	625	2.500	1.540	1.618	78
1 min	1250	5.000	1.490	1.547	57
1 min	1875	7.500	1.517	1.588	71
1 min	2500	10.000	1.585	1.666	81
1 min	3125	12.500	1.616	1.702	86
1 min	3750	15.000	1.632	1.708	76
1 min	4375	17.500	1.666	1.749	83
1 min	5000	20.000	1.736	1.826	90

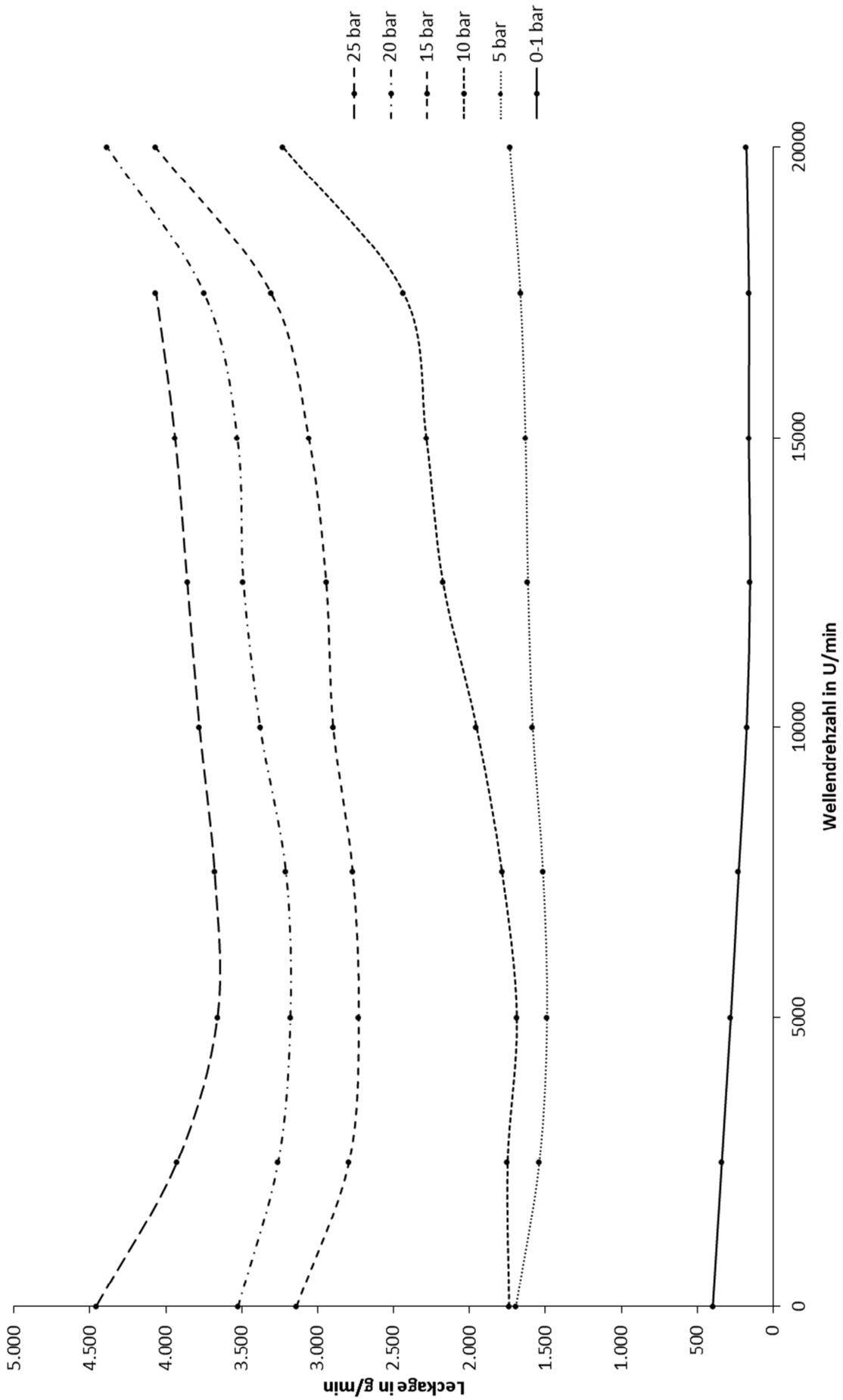
Messung 10 bar					
Messdauer [t]	Motordrehzahl	Wellendrehzahl [n]	Lackge = Ablesewert bei stop [g]	Leckage = Waagenwert [g]	Nachrinnmenge
1 min	0	0	1.740	1.820	80
1 min	625	2.500	1.750	1.812	62
1 min	1250	5.000	1.689	1.769	80
1 min	1875	7.500	1.787	1.872	85
1 min	2500	10.000	1.955	2.045	90
1 min	3125	12.500	2.176	2.264	88
1 min	3750	15.000	2.286	2.381	95
1 min	4375	17.500	2.436	2.520	84
1 min	5000	20.000	3.229	3.350	121

Messung 15 bar					
Messdauer [t]	Motordrehzahl	Wellendrehzahl [n]	Lackge = Ablesewert bei stop [g]	Leckage = Waagenwert [g]	Nachrinnmenge
1 min	0	0	3.140	3.246	106
1 min	625	2.500	2.793	2.921	128
1 min	1250	5.000	2.730	2.839	109
1 min	1875	7.500	2.770	2.866	96
1 min	2500	10.000	2.899	3.009	110
1 min	3125	12.500	2.945	3.073	128
1 min	3750	15.000	3.060	3.186	126
1 min	4375	17.500	3.309	3.439	130
1 min	5000	20.000	4.070	4.198	128

Messung 20 bar					
Messdauer [t]	Motordrehzahl	Wellendrehzahl [n]	Lackge = Ablesewert bei stop [g]	Leckage = Waagenwert [g]	Nachrinnmenge
1 min	0	0	3.525	3.669	144
1 min	625	2.500	3.260	3.389	129
1 min	1250	5.000	3.180	3.311	131
1 min	1875	7.500	3.210	3.352	142
1 min	2500	10.000	3.380	3.541	161
1 min	3125	12.500	3.490	3.625	135
1 min	3750	15.000	3.530	3.673	143
1 min	4375	17.500	3.750	3.873	123
1 min	5000	20.000	4.388	4.571	183

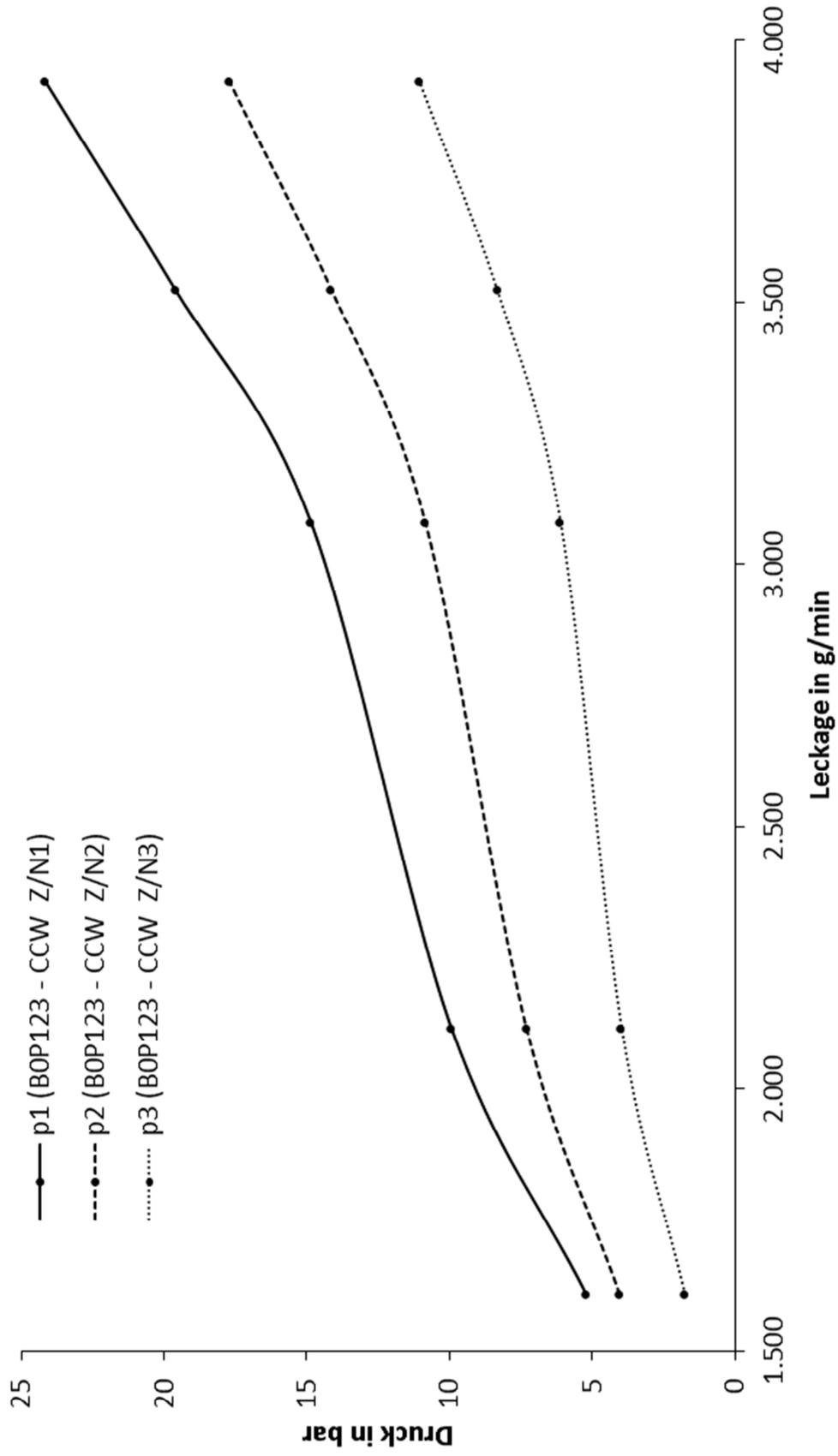
Messung 25 bar (bei 20.000 U/min nur ca. 20bar)					
Messdauer [t]	Motordrehzahl	Wellendrehzahl [n]	Lackge = Ablesewert bei stop [g]	Leckage = Waagenwert [g]	Nachrinnmenge
1 min	0	0	4.460	4.645	185
1 min	625	2.500	3.925	4.078	153
1 min	1250	5.000	3.660	3.817	157
1 min	1875	7.500	3.680	3.838	158
1 min	2500	10.000	3.780	3.933	153
1 min	3125	12.500	3.860	4.022	162
1 min	3750	15.000	3.940	4.064	124
1 min	4375	17.500	4.065	4.232	167
1 min	5000	20.000	4.575	4.702	127



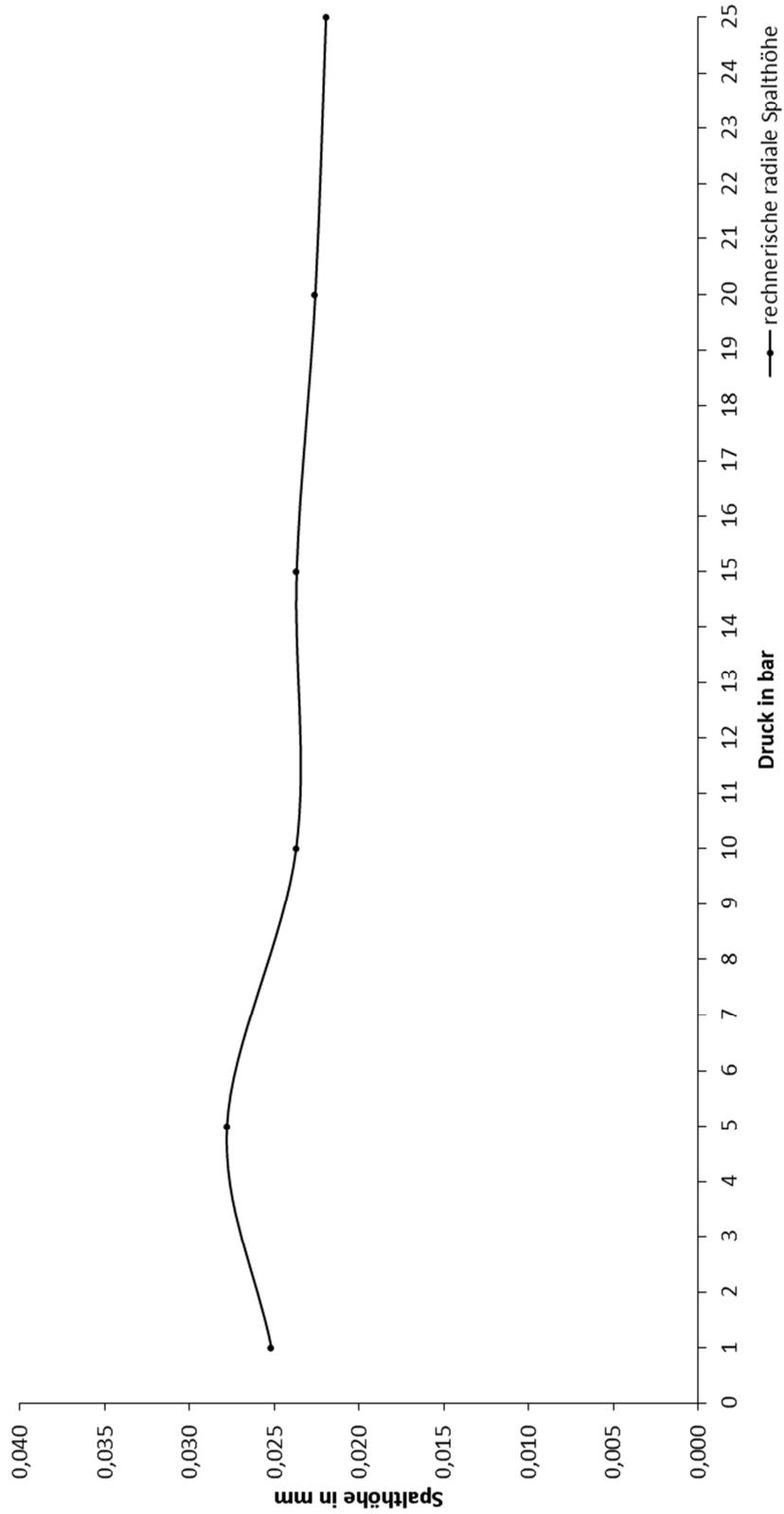


In der folgenden Tabelle sind die Mittelwerte der, mit den Sensoren gemessenen, Drücke und Temperaturen eingetragen. Diese Mittelwerte wurden wiederum gemittelt und sind im Diagramm Druckabfall über drei Bürstendichtungen aufgetragen. In der rot markierten Zeile konnte der Prüfdruck nicht erreicht werden.

	p1	p2	p3	T	n	Leckage
	4,53	3,58	1,28	28,82	0,00	1695
	4,55	3,59	1,33	28,72	2500,00	1.540
	4,35	3,43	1,21	28,56	5000,00	1.490
	4,38	3,25	1,03	28,66	7500,00	1.517
	4,27	3,03	0,70	28,78	10000,00	1.585
	4,18	2,85	0,52	29,22	12500,00	1.616
	4,15	2,78	0,50	29,59	15000,00	1.632
	3,98	2,60	0,29	30,33	17500,00	1.666
	3,54	2,28	-0,12	31,29	20000,00	1.736
Mittelwerte	4,21	3,04	0,75	29,33		1.609
korrigierte Mittelwertdrücke (+1bar)	5,21	4,04	1,75			
	9,12	6,90	3,82	24,73	0,00	1740
	9,17	6,86	3,85	24,71	0,00	1.750
	9,10	6,72	3,63	24,81	5000,00	1.689
	9,05	6,50	3,37	25,22	7500,00	1.787
	8,99	6,14	2,92	25,07	10000,00	1.955
	8,88	6,13	2,78	25,81	10000,00	2.176
	8,83	6,02	2,56	26,70	15000,00	2.286
	8,74	5,90	2,30	27,82	17500,00	2.436
	8,57	5,63	1,48	28,86	20000,00	3.229
Mittelwerte	8,94	6,31	2,97	25,97		2.116
korrigierte Mittelwertdrücke (+1bar)	9,94	7,31	3,97			
	13,90	10,85	6,30	29,36	0,00	3140
	14,12	10,88	6,27	28,91	2500,00	2.793
	14,06	10,52	5,99	28,46	5000,00	2.730
	14,02	10,21	5,66	28,42	7500,00	2.770
	13,96	9,84	5,22	28,38	10000,00	2.899
	13,86	9,61	4,97	28,34	12500,00	2.945
	13,80	9,40	4,71	28,59	15000,00	3.060
	13,59	8,89	3,98	29,14	17500,00	3.309
	13,38	8,41	2,86	29,78	20000,00	4.070
Mittelwerte	13,86	9,85	5,11	28,82		3.080
korrigierte Mittelwertdrücke (+1bar)	14,86	10,85	6,11			
	18,80	14,31	8,81	23,97	0,00	3525
	18,99	14,22	8,61	23,98	2500,00	3.260
	19,12	13,99	8,38	24,12	5000,00	3.180
	18,86	13,54	7,99	24,39	7500,00	3.210
	18,77	13,30	7,48	24,79	10000,00	3.380
	18,63	13,01	7,27	25,41	12500,00	3.490
	18,46	12,75	7,08	26,24	15000,00	3.530
	18,42	12,23	6,21	27,14	17500,00	3.750
	17,53	10,96	4,17	28,35	20000,00	4.388
Mittelwerte	18,62	13,15	7,33	25,38		3.524
korrigierte Mittelwertdrücke (+1bar)	19,62	14,15	8,33			
	22,41	17,25	10,89	28,38	0,00	4460
	24,34	18,35	11,80	28,21	2500,00	3.925
	23,17	17,07	10,58	28,00	5000,00	3.660
	23,17	16,84	10,30	27,80	7500,00	3.680
	23,06	16,29	9,65	27,56	10000,00	3.780
	23,03	16,27	9,48	27,71	12500,00	3.860
	23,11	16,16	9,31	27,96	15000,00	3.940
	23,15	15,59	8,51	28,24	17500,00	4.065
	18,39	11,39	4,32	28,81	20000,00	4.575
Mittelwerte ohne 20k U/min	23,18	16,73	10,06	27,98		3921,25
korrigierte Mittelwertdrücke (+1bar)	24,18	17,73	11,06			



rechnerische radiale Spaltbreite bei d=85mm und l=9mm						
[bar]	Durchschnittliche Leakage für Hagen-Poiseulle ohne 20000U/min [g/min]	l/min [dm ³ /min]	[m ³ /s]	h Spalt [m]	h Spalt [mm]	
1	237	0,237	3,94479E-06	2,51744E-05	0,0252	
5	1.593	1,593	2,65438E-05	2,77939E-05	0,0278	
10	1.977	1,977	3,29563E-05	2,371E-05	0,0237	
15	2.956	2,956	4,92625E-05	2,36825E-05	0,0237	
20	3.416	3,416	5,69271E-05	2,25795E-05	0,0226	
25	3.921	3,921	6,53542E-05	2,19481E-05	0,0219	



A6 Rechenbericht

Beispielhafte Berechnung der rechnerisch ermittelten Kreisringspalthöhe

Gesetz von Hagen-Poiseuille für axialen Kreisringspalt:

$$Q_L = (\pi \cdot d_m \cdot h^3 \cdot \Delta p) / (12 \cdot \eta \cdot l)$$

$$d_m := 0.085m = 0.085 m$$

$$l_{Spalt} := 0.009m = 9 \times 10^{-3} m$$

$$\eta_{Wasser} := 0.001 Pa \cdot s = 1 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$\Delta p := 20bar = 2 \times 10^6 Pa$$

$$Q_L := 3.416 \frac{l}{min} = 5.693 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$h_{Spalt} := \left(\frac{Q_L \cdot 12 \cdot \eta_{Wasser} \cdot l_{Spalt}}{\pi \cdot d_m \cdot \Delta p} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$h_{Spalt} = 0.023 \cdot mm$$

Berechnung der Eigenfrequenz der Welle

$l_{Lager} := 154mm$	Lagerabstand
$a_{Punktmasse} := 100mm$	Auskragender Arm
$d_{Rotor} := 85mm$	Rotordurchmesser
$l_{Rotor} := 200mm$	Rotorlänge
$d := 50mm$	Durchmesser für Federsteifigkeit

$$E_{Modul} := 210000 \frac{N}{mm^2} \quad \text{E-Modul}$$

$$\rho_{Stahl} := 7850 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Dichte_Stahl}$$

$$m_{Punkt} := \left(d_{Rotor}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) \cdot l_{Rotor} \cdot \rho_{Stahl}$$

$$m_{Punkt} = 8.909 \text{ kg} \quad \text{Punktmasse}$$

$$F_{Punktmasse} := m_{Punkt} \cdot g$$

$$F_{Punktmasse} = 87.367 \text{ N}$$

$$I_y := \frac{d^4 \cdot \pi}{64}$$

$$I_y = 3.068 \times 10^5 \cdot mm^4$$

$$w := F_{Punktmasse} \cdot a_{Punktmasse}^2 \cdot \frac{(l_{Lager} + a_{Punktmasse})}{3 \cdot E_{Modul} \cdot I_y}$$

$$w = 1.148 \times 10^{-3} \cdot mm$$

$$c_{Feder} := \frac{F_{Punktmasse}}{w}$$

$$c_{Feder} = 7.61 \times 10^7 \frac{kg}{s^2}$$

$$\omega := \sqrt{\frac{c_{Feder}}{m_{Punkt}}}$$

$$\omega = 2.923 \times 10^3 \frac{1}{s}$$

$$f := \frac{\omega}{2\pi}$$

$$f = 465.141 \cdot Hz \quad \begin{array}{l} \text{Eigenfrequenz der Welle} \\ \text{Diese Frequenz entspricht einer Drehzahl von } 27.900 \text{ U/min} \end{array}$$

$$f_{80\%} := 0.8 \cdot f$$

$$f_{80\%} = 372.113 \cdot Hz \quad \text{20 \% von der Eigenfrequenz entfernt}$$

Berechnung der Schraubenkraft auf Grund des Flüssigkeitsdrucks:

$d_i := 85mm$	Innendurchmesser
$d_a := 130mm$	Außendurchmesser
$p := 100bar$	maximaler Druck
$d := 12mm$	Schraubendurchmesser M12 8.8
$E := 210000 \frac{N}{mm^2}$	maximaler Druck
$l_k := 30mm$	Klemmlänge der Schrauben
$A_s := 84.3mm^2$	Spannungsquerschnitt der Schrauben
$d_k := 18mm$	Durchmesser der Schraubenkopfauf Auflage
$D_A := 25mm$	Außendurchmesser des Ersatzzylinders
$D_B := 13.5mm$	Bohrungsdurchmesser
$\alpha_A := 1.4$	Anziehungsfaktor
$F_{Kerf} := 100N$	gewählte Mindestklemmkraft
$A_I := \left[\left(d_a^2 - d_i^2 \right) \cdot \frac{\pi}{4} \right]$	
$A_I = 75.987 \cdot cm^2$	Querschnittsfläche
$F_I := p \cdot A_I$	
$F_I = 75.987 \cdot kN$	resultierende Kraft auf Grund des Innendruckes
$n_{Schrauben} := 6$	Anzahl der Schrauben
$S_{Kraft} := \frac{F_I}{n_{Schrauben}}$	
$S_{Kraft} = 12.665 \cdot kN$	Kraft pro Schraube

$$\delta_S := \frac{1}{E} \left(2 \frac{0.4d}{\frac{d^2 \pi}{4}} + \frac{l_k}{A_S} \right)$$

Nachgiebigkeit der Schraube

$$\delta_S = 2.099 \times 10^{-6} \cdot \frac{mm}{N}$$

$$d_k < D_A \leq d_k + l_k$$

$$x := \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_k}{D_A^2}} = 0.952$$

$$A_{ers} := \frac{\pi}{4} \cdot (D_A^2 - D_B^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_k \cdot (D_A - d_k) \cdot [(x+1)^2 - 1]$$

$$A_{ers} = 4.869 \times 10^{-4} m^2$$

Querschnitt des Ersatzzylinders

$$\delta_P := \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E} = 2.934 \times 10^{-7} \cdot \frac{mm}{N}$$

$$\Phi := \frac{\delta_P}{\delta_S + \delta_P} = 0.123$$

Kraftverhältnis

$$\Phi_n := 0.5 \Phi = 0.061$$

Kraftverhältnis mit Krafteinleitungsfaktor

$$\frac{l_k}{d} = 2.5 \rightarrow f_z := 4.2 \cdot 10^{-3} mm$$

Setzbetrag aus Diagramm

$$F_Z := f_z \cdot \frac{\Phi}{\delta_P} = 1.756 \times 10^3 \cdot N$$

$$F_{Verf} := \alpha_A \cdot [F_{Kerf} + (1 - \Phi_n) \cdot S_{Kraft} + F_Z]$$

$$F_{Verf} = 19.241 \cdot kN$$

$$F_{Vzul} := 38.500 kN$$

$$Sicherheit := \frac{F_{Vzul}}{F_{Verf}} = 2.001$$

19,241 kN < 38,5 kN, daher Schraube M12 x 50 8.8 gewählt!
(M10 würde bei sechs Schrauben auch ausreichen)

A7 Antriebsauslegung

Protokoll Brecoflex - Zahnriemen 10.0 AT3/981.0-E

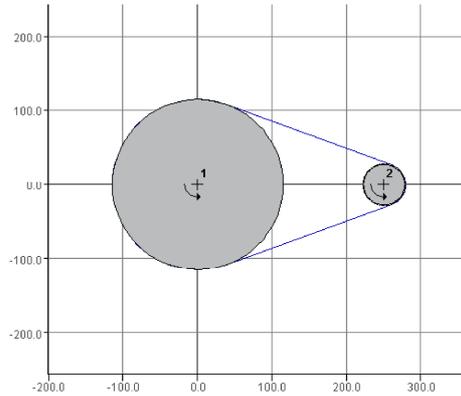
Seite 1 von 3

Mulco - Europe EWIV

Heinrich-Nordhoff-Ring 14 - 30826 Garbsen - Tel: +49 5131 4522-0 - Fax: +49 5131 4522-110 - eMail: info@mulco.de



Geometrieübersicht
Antriebsauslegung TU Graz



Rad	Drehr.	Zähnezahl	X [mm]	Y [mm]	WirkØ [mm]	AußenØ [mm]	Truml. [mm]	Umschl. - winkel [°]	Bogenl. [mm]	Achsabst. [mm]
1	gUz	240	0.00	0.00	229.33	228.75	235.16	220.15	440.58	250.37
2	gUz	60	250.37	0.00	57.44	56.86	235.16	139.85	70.11	250.37

Brecoflex - Zahnriemen 10.0 AT3/981.0-E

26. November 2012
Wloch

eMail: wloch@whm.net



Mulco - Europe EWIVHeinrich-Nordhoff-Ring 14 - 30826 Garbsen - Tel: +49 5131 4522-0 - Fax: +49 5131 4522-110 - eMail: info@mulco.de**Leistungsübersicht
Antriebsauslegung TU Graz**

Rad	Zähnezahl	Drehzahl [1/min]	eingr. Zähne	eingr. Zähne (für Leistung)	Truml. [mm]	Frequ. [Hz]	erforderliche Breite [mm]	max. übertragb. Leistung [kW]
1	240	5000.00	146.00	12.00	235.16	80.92	2.66	11.29
2	60	20000.00	23.00	12.00	235.16	80.92	5.54	5.41

Brecoflex - Zahnriemen 10.0 AT3/981.0-E26. November 2012
WlocheMail: wloch@whm.net

Mulco - Europe EWIV

 Heinrich-Nordhoff-Ring 14 - 30826 Garbsen - Tel: +49 5131 4522-0 - Fax: +49 5131 4522-110 - eMail: info@mulco.de

**Leistungsdaten
Antriebsauslegung TU Graz**
Leistungsdetails für Rad Nr. 1

Leistungsdaten			
Leistung	P	=	3.00 kW
Drehmoment	M	=	5.73 Nm
Umfangskraft	F_U	=	49.97 N
statische Achslast	F_A	=	62.58 N
Antriebsdaten			
Mittelpunkt	X	=	0.00 mm
Mittelpunkt	Y	=	0.00 mm
Drehrichtung		=	gegen Uhrzeigersinn
Achsabstand	a	=	250.37 mm
Trumlänge	l_T	=	235.16 mm
Zahnezahl	z_1	=	240.00
Kopfkreisdurchmesser	d_{k1}	=	228.75 mm
Fusskreisdurchmesser	d_{f1}	=	226.75 mm
Wirkkreisdurchmesser	d_{w1}	=	229.33 mm
Drehzahl	n_1	=	5000.00 1/min
Umfangsgeschwindigkeit	v_1	=	60.04 m/s
eingreifende Zahnezahl	z_{s1}	=	146.00
Umschlingungswinkel	β_1	=	220.15 °
Zahnriemendaten			
Teilung	t	=	3.00 mm
Riemenlänge	L_B	=	981.00 mm
Riemenbreite bei Sicherheit = 1	$b_{s=1}$	=	2.66 mm
Riemenbreite gewählt	b	=	10.00 mm
Sicherheit des Seilzuges	S_{Seil}	=	6.32
Sicherheit der Zahnfestigkeit	S_{Zahn}	=	3.76
Vorspannkraft der Trumlänge	F_v	=	33.31 N
Trumkraft max.	$F_{Trum max.}$	=	58.30 N
Frequenz	f	=	80.92 Hz

Brecoflex - Zahnriemen 10.0 AT3/981.0-E

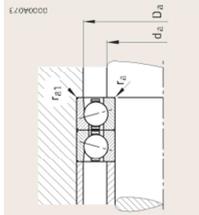
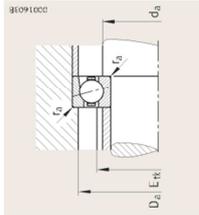
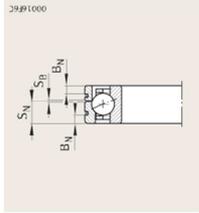
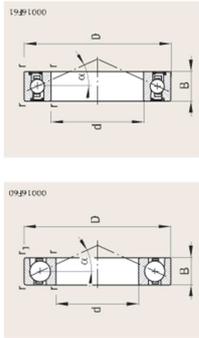
 26. November 2012
Woch

 eMail: wloch@whm.net

Version 3.26

A8 Lager

Spindellager
 groß- oder kleinkugelig
 Stahl- oder Keramikugeln
 Stahl- oder Cronidürringe
 offen oder abgedichtet
 Ausführung DLR



Ausführung DLR⁵⁾

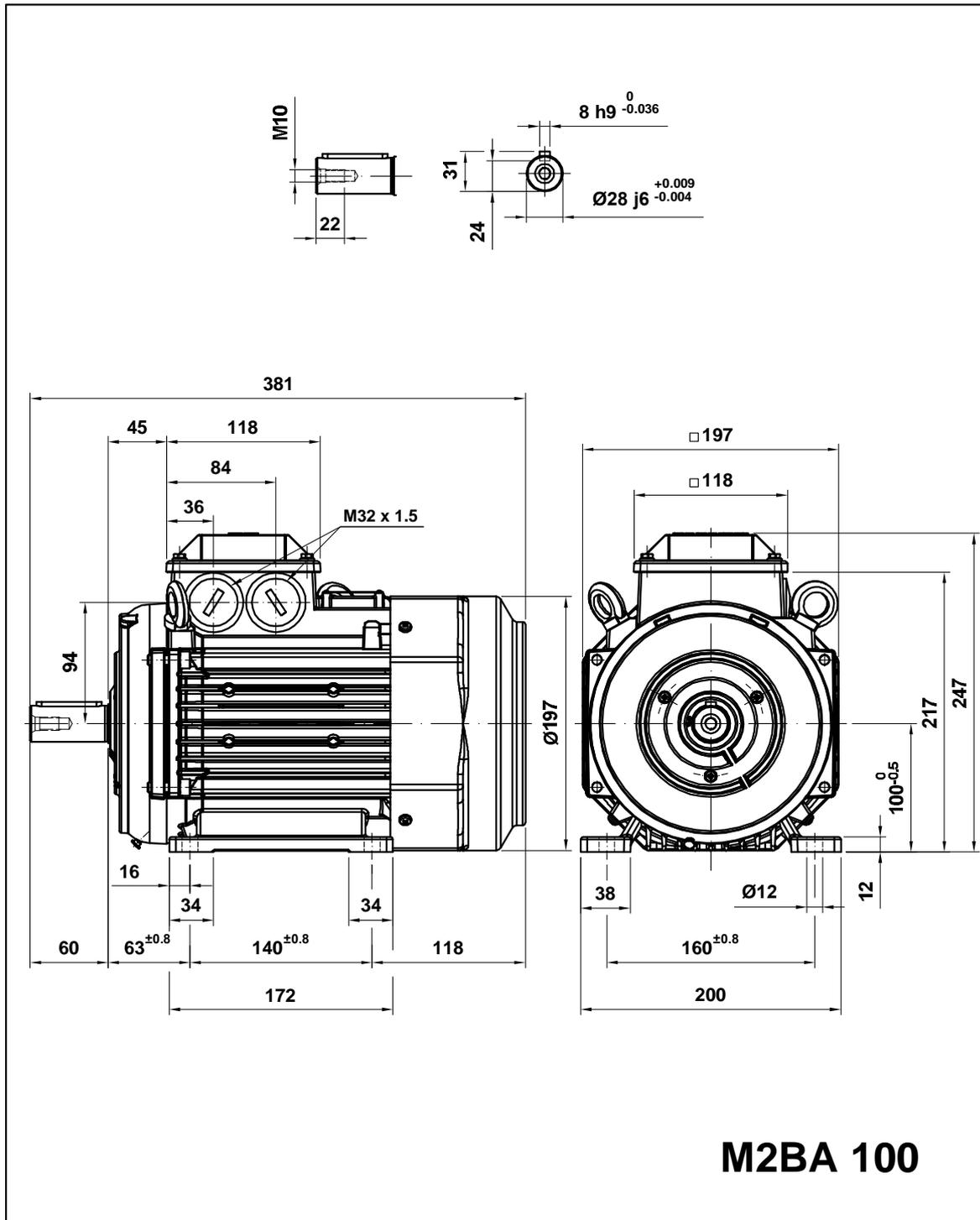
Anschlussmaße

Anschlussmaße

Kurzzeichen ^{1,4)}	Reihe 70	Reihe 72	Masse													Druckwinkel α
			Abmessungen in mm													
	m	d	D	B	r	r ₁	f ₁	B _N	S _N	S _B				α		
	~kg				min.									°		
B71910-CT-PAS	0.13	50	72	12	0.6	0.6	-	-	-	-	-	-	-	15		
B71910-ET-PAS	0.13	50	72	12	0.6	0.6	-	-	-	-	-	-	-	25		
HCB71910-CT-PAS	0.11	50	72	12	0.6	0.6	2.2	6.6	1.4	1.5	-	-	-	25		
HCB71910-ET-PAS	0.11	50	72	12	0.6	0.6	2.2	6.6	1.4	1.5	-	-	-	25		
XB71910-CT-PAS	0.11	50	72	12	0.6	0.6	2.2	6.6	1.4	1.5	-	-	-	25		
XB71910-ET-PAS	0.11	50	72	12	0.6	0.6	2.2	6.6	1.4	1.5	-	-	-	25		
RS71910-D-T-PAS	0.13	50	72	12	0.6	0.6	-	-	-	-	-	-	-	20		
HCS71910-D-T-PAS	0.11	50	72	12	0.6	0.6	2.2	6.6	1.4	2.0	-	-	-	20		
H571910-CT-PAS	0.13	50	72	12	0.6	-	-	-	-	-	-	-	-	15		
H571910-ET-PAS	0.15	50	72	12	0.6	-	-	-	-	-	-	-	-	25		
HC71910-ET-PAS	0.14	50	72	12	0.6	-	2.2	6.6	1.4	2.5	-	-	-	25		
XC71910-ET-PAS	0.14	50	72	12	0.6	-	2.2	6.6	1.4	2.5	-	-	-	25		
B7010-CT-PAS	0.25	50	80	16	1	1	-	-	-	-	-	-	-	15		
B7010-ET-PAS	0.25	50	80	16	1	1	-	-	-	-	-	-	-	25		
HCB7010-CT-PAS	0.21	50	80	16	1	1	3.4	9.3	1.4	1.5	-	-	-	25		
HCB7010-ET-PAS	0.21	50	80	16	1	1	3.4	9.3	1.4	1.5	-	-	-	25		
XB7010-CT-PAS	0.21	50	80	16	1	1	3.4	9.3	1.4	1.5	-	-	-	25		
XB7010-ET-PAS	0.21	50	80	16	1	1	3.4	9.3	1.4	1.5	-	-	-	25		
RS7010-D-T-PAS	0.25	50	80	16	1	1	-	-	-	-	-	-	-	20		
HCS7010-D-T-PAS	0.21	50	80	16	1	1	3.4	9.3	1.4	2.0	-	-	-	20		
H57010-CT-PAS	0.29	50	80	16	1	-	-	-	-	-	-	-	-	15		
H57010-ET-PAS	0.29	50	80	16	1	-	-	-	-	-	-	-	-	25		
HC7010-ET-PAS	0.27	50	80	16	1	-	3.4	9.3	1.4	2.5	-	-	-	25		
XC7010-ET-PAS	0.27	50	80	16	1	-	3.4	9.3	1.4	2.5	-	-	-	25		
B7210-CT-PAS	0.46	50	90	20	1.1	1.1	-	-	-	-	-	-	-	15		
B7210-ET-PAS	0.46	50	90	20	1.1	1.1	-	-	-	-	-	-	-	25		
HCB7210-CT-PAS	0.39	50	90	20	1.1	1.1	-	-	-	-	-	-	-	15		
HCB7210-ET-PAS	0.39	50	90	20	1.1	1.1	-	-	-	-	-	-	-	25		

1) Erklärung des Kurzzeichens siehe Abschnitt Lagerbezeichnung, Seite 82, Bild 9.
 2) Erklärung siehe Kapitel Technische Grundlagen.
 3) 0=Minimaleinlagen-Schmierung.
 4) Die Lager sind auch mit Spezialdichtungen lieferbar.
 Bestellbeispiele: B7010-C-2BDD-T-PAS-UL
 H557010-ET-PAS-UL
 5) Bestellbeispiele für Direct Lube-Ausführung: HCB7010-EDLR-T-PAS-UL
 HC7010-EDLR-T-PAS-UL

A9 3-Phasen Käfigläufermotor



Motor Dimension Print		Motor Type : M2BA 100	Document N° : A1.4974 / 3D A2.4974
Description : Motor foot mounted IM1001/ Motor con patas IM1001			
Unit : Discrete Automation & Motion - Fábrica Motores	Issued by : EMD / E.Sáenz	Replaces : To date 2009-09-02	
Date : 2012-03-13	Approved by : EMD / G.Blanes	Replaced by :	
Asea Brown Boveri, S.A.	Customer Reference :		

A10 Frequenzumrichter

Nennenden, Typen und Abmessungen

Typenbezeichnung

In Spalte 4 der Tabelle rechts ist die Typenbezeichnung angegeben, mit der der Frequenzumrichter anhand der Nennleistung (Spalte 1/2) und Baugröße (Spalte 5) eindeutig identifiziert wird. Anhand der Typenbezeichnung können mit Hilfe der Baugröße die Abmessungen des Frequenzumrichters bestimmt werden. Siehe Angaben in den Tabellen unten.

Spannungsbereiche

Der ACS150 ist in zwei Spannungsbereichen lieferbar:

2 = 200 bis 240 V

4 = 380 bis 480 V

Wählen Sie entsprechend der gewünschten Spannung einen Frequenzumrichtertyp aus der Tabelle rechts mit "2" oder "4" an der letzten Stelle der Typenbezeichnung.

Aufbau

Die Angaben "01X" und "03X" in der Typenbezeichnung stehen für die Phasen und EMV-Filter. Wählen Sie die Variante aus, die Sie benötigen.

01 = 1-phasig

03 = 3-phasig

E = EMV-Filter angeschlossen, 50 Hz Frequenz

U = EMV-Filter nicht angeschlossen, 60 Hz Frequenz

(Falls der Filter erforderlich ist, kann er auf einfache Weise angeschlossen werden.)

Frequenzumrichter-Schrankgeräte (UL-Typ offen)

Baugröße	IP20 UL-Typ offen					
	H1	H2	H3	B	T	Gewicht
	mm	mm	mm	mm	mm	kg
R0	169	202	239	70	142	1,1
R1	169	202	239	70	142	1,3
R2	169	202	239	105	142	1,5

H1 = Höhe ohne Befestigungen und Klemmenblech.

H2 = Höhe mit Befestigungen aber ohne Klemmenblech.

H3 = Höhe mit Befestigungen und Klemmenblech.

B = Breite

T = Tiefe

Frequenzumrichter für die Wandmontage (NEMA 1)

Baugröße	NEMA 1				
	H4	H5	B	T	Gewicht
	mm	mm	mm	mm	kg
R0	257	280	70	142	1,5
R1	257	280	70	142	1,7
R2	257	282	105	142	1,9

H4 = Höhe mit Befestigungen und NEMA 1-Anschlusskasten.

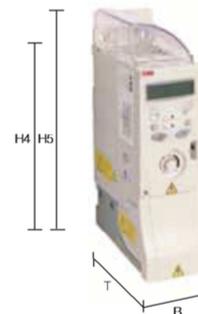
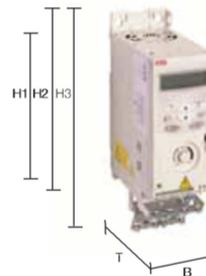
H5 = Höhe mit Befestigungen, NEMA 1-Anschlusskasten und Haube.

B = Breite

T = Tiefe

Nennenden			Typenbezeichnung	Baugröße
P_N kW	P_N hp	I_{2N} A		
1-phasige AC-Einspeisespannung, 200 bis 240 V				
0,37	0,5	2,4	ACS150-01X-02A4-2	R0
0,75	1	4,7	ACS150-01X-04A7-2	R1
1,1	1,5	6,7	ACS150-01X-06A7-2	R1
1,5	2	7,5	ACS150-01X-07A5-2	R2
2,2	3	9,8	ACS150-01X-09A8-2	R2
3-phasige AC-Einspeisespannung, 200 bis 240 V				
0,37	0,5	2,4	ACS150-03X-02A4-2	R0
0,55	0,75	3,5	ACS150-03X-03A5-2	R0
0,75	1	4,7	ACS150-03X-04A7-2	R1
1,1	1,5	6,7	ACS150-03X-06A7-2	R1
1,5	2	7,5	ACS150-03X-07A5-2	R1
2,2	3	9,8	ACS150-03X-09A8-2	R2
3-phasige AC-Einspeisespannung, 380 bis 480 V				
0,37	0,5	1,2	ACS150-03X-01A2-4	R0
0,55	0,75	1,9	ACS150-03X-01A9-4	R0
0,75	1	2,4	ACS150-03X-02A4-4	R1
1,1	1,5	3,3	ACS150-03X-03A3-4	R1
1,5	2	4,1	ACS150-03X-04A1-4	R1
2,2	3	5,6	ACS150-03X-05A6-4	R1
3	4	7,3	ACS150-03X-07A3-4	R1
4	5	8,8	ACS150-03X-08A8-4	R1

X innerhalb der Typenbezeichnung steht für E oder U.



Technische Daten

Netzanschluss	
Spannungs- und Leistungsbereiche	1-phasig, 200 bis 240 V ± 10% 0,37 bis 2,2 kW (0,5 bis 3 hp) 3-phasig, 200 bis 240 V ± 10% 0,37 bis 2,2 kW (0,5 bis 3 hp) 3-phasig, 380 bis 480 V ± 10% 0,37 bis 4 kW (0,5 bis 5 hp)
Frequenz	48 bis 63 Hz
Motoranschluss	
Spannung	3-phasig, von 0 bis U_{supply}
Frequenz	0 bis 500 Hz
Dauerbelastbarkeit (Konstantmoment bei einer Umgebungstemperatur von max. 40 °C)	Nennausgangsstrom I_{2N}
Überlastbarkeit (bei einer Umgebungstemperatur von max. 40 °C)	Bei Überlastbetrieb $1,5 \times I_{2N}$ für 1 Minute alle 10 Minuten Beim Start $1,8 \times I_{2N}$ für 2 Sekunden
Schaltfrequenz Standard Einstellbar	4 kHz 4 bis 16 kHz in Schritten von 4 kHz
Beschleunigungszeit	0,1 bis 1800 s
Verzögerungszeit	0,1 bis 1800 s
Widerstandsbremmung	Eingebauter Brems-Chopper, Standard
Motorregelungsverfahren	Skalar U/f
Grenzwerte der Umgebungsbedingungen	
Umgebungstemperatur	-10 bis 40 °C, keine Eisbildung zulässig, 50 °C mit 10% Leistungsminderung
Aufstellhöhe Ausgangsstrom	Nennausgangsstrom bei 0 bis 1000 m, Leistungsminderung 1% pro 100 m über 1000 bis 2000 m
Relative Luftfeuchte	Unter 95% (Kondensation nicht zulässig)
Schutzart	IP20/optional Gehäuse in NEMA 1
Gehäusefarbe	NCS 1502-Y, RAL 9002, PMS 420 C
Kontamination	IEC 721-3-3
Transport	Leitfähiger Staub nicht zulässig Klasse 1C2 (chemische Gase) Klasse 1S2 (feste Partikel)
Lagerung	Klasse 2C2 (chemische Gase) Klasse 2S2 (feste Partikel)
Betrieb	Klasse 3C2 (chemische Gase) Klasse 3S2 (feste Partikel)
Drosseln	
AC-Eingangsdrosseln	Externe Option. Zur Reduzierung der THD bei Teillast und zur Einhaltung der Norm EN 61000-3-2.
AC-Ausgangsdrosseln	Externe Option. Für längere Motorkabel.

Programmierbare Steueranschlüsse	
Ein Analogeingang	
Spannungssignal	0 (2) bis 10 V, $R_{in} > 312 \text{ k}\Omega$
Stromsignal	0 (4) bis 20 mA, $R_{in} = 100 \Omega$
Potentiometer-Referenzwert	10 V ± 1% max. 10 mA, $R < 10 \text{ k}\Omega$
Auflösung	0,1%
Genauigkeit	± 2%
Hilfsspannung	24 V DC ± 10%, max. 200 mA
Fünf Digitaleingänge	12 bis 24 V DC mit interner oder externer Speisung, PNP und NPN, Impulsfolge 0 bis 16 kHz
Eingangsimpedanz	2,4 k Ω
Ein Relaisausgang	
Typ	NO (Schließer) + NC (Öffner)
Maximale Schaltspannung	250 V AC/30 V DC
Maximaler Schaltstrom	0,5 A/30 V DC; 5 A/230 V AC
Maximaler Dauerstrom	2 A off.
Produkt-Konformität	
Niederspannungsrichtlinie 2006/95/EG mit Nachträgen	
Maschinenrichtlinie 2006/42/EC	
EMV-Richtlinie 2004/108/EC mit Nachträgen	
Qualitätssicherungssystem ISO 9001	
Umweltschutzsystem ISO 14001	
Zulassungen nach UL, cUL, CE, C-Tick und GOST R	
RoHS-konform	