

Thomas Reisinger, BSc

Implementierung wassergeschmierter Gleitlager in Maschinen zur Zellstoffverarbeitung

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur

Individuelles Masterstudium

Maschinenbau

eingereicht an der
Technischen Universität Graz

Institutsvorstand

O.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg
Betreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni
Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Graz, im Januar 2017

Gesperrt bis 1. Januar 2022

In Kooperation mit

Andritz AG

Geschäftsbereich ‚Papier- und Zellstofftechnik‘

ANDRITZ
Pulp & Paper

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am

.....

(Unterschrift)

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.

.....

Date

.....

(Signature)

Kurzfassung

Ein gemeinsames konstruktives Merkmal von Zellstoffverarbeitungsmaschinen ist der meistens auskragend gelagerte Rotor und stets ein vom Strömungsgehäuse örtlich getrenntes Lagergehäuse. Dabei müssen der Wellendurchtritt des Strömungsgehäuses sowie die beiden Wellendurchtritte des Lagergehäuses gegen die Atmosphäre abgedichtet werden.

Diese Bauweise ist etabliert, um die Kontamination des Prozesswassers mit Öl oder Fett bei einem Dichtungsschaden unbedingt zu verhindern. Sie führt zu einem langen Kragarm der Welle und damit zu hohen Lagerkräften und hohem Biegemoment.

Durch örtliches und funktionales Zusammenführen der zum Kragarm gerichteten Lagerstelle mit dem Wellendurchtritt des Strömungsgehäuses wird die auskragende Wellenlänge stark reduziert. Dies erfordert ein Lagerkonzept, welches mit Frisch- oder Prozesswasser geschmiert wird. So entstehen kleiner gebaute Maschinen, die kostengünstiger in der Herstellung sind. Die Arbeit behandelt speziell Maschinen aus dem Andritz-Produktportfolio und wurde in enger Abstimmung mit den dortigen Produktverantwortlichen durchgeführt.

Im Zuge dessen wurde die konstruktive Implementierung einer wassergeschmierten Gleitlagerung in mehreren Zellstoffverarbeitungsmaschinen realisiert. Des Weiteren wurde dieses Lagerkonzept hinsichtlich seiner Herstellkosten mit dem gegenwärtigen Konzept verglichen.

Abstract

A common characteristic of pulp processing machines is in most cases the cantilevered rotor and in all cases a bearing housing which is locally separated from the flow housing. Therefore, the shaft has to be sealed against the flow housing as well as against the bearing housing.

This design is established, to ensure that there can never be a contamination of the process water with lubrication oil or grease in the case of sealing failure. It leads to a long cantilevering length of the shaft, that provides high bearing loads and high bending moments on the shaft.

By bringing together the shaft sealing against the flow housing and the front bearing functionally and locally the cantilevering length of the shaft is decreased tremendously. This requires a bearing concept, that is either lubricated by fresh water or process water. By using this bearing concept, the machines get smaller, lighter and manufacturing costs are reduced. The thesis is based on the Andritz product portfolio and was established in close cooperation with the responsible persons there.

The water lubricated bearing concept was implemented in various pulp processing machines. Additionally, this bearing concept was compared with the established designs regarding manufacturing costs.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation zur Arbeit.....	1
1.2	Aufgabenstellung	1
1.3	Ziele	4
1.3.1	Primärziele	4
1.3.2	Sekundärziele	4
2	Maschinen zur Zellstoffverarbeitung	5
2.1	Papierherstellung im Allgemeinen	5
2.2	Refiner	9
2.3	Zylinderrefiner	11
2.3.1	Vorteile.....	11
2.3.2	Nachteile	11
2.4	Andritz Papillon-Refiner – Bauform CS.....	12
2.4.1	Lagerung.....	12
2.4.2	Dichtung.....	13
2.4.3	Spaltverstellung.....	13
2.4.4	Standardbaugrößen	15
2.5	Andritz Papillon-Refiner – Bauform CC	16
2.5.1	Lagerung.....	16
2.5.2	Dichtung.....	17
2.5.3	Spaltverstellung.....	17
2.5.4	Standardbaugrößen	18
2.6	Scheibenrefiner	19
2.6.1	Vorteile.....	19
2.6.2	Nachteile	19
2.7	Andritz TwinFlo-Refiner	20
2.7.1	Lagerung.....	20
2.7.2	Dichtung.....	21
2.7.3	Spaltverstellung.....	21
2.7.4	Standardbaugrößen	22

IV

3	Gleitlagertheorie	23
3.1	Allgemeines.....	23
3.1.1	Kraftrichtung, Gleitflächen, Gleitgeschwindigkeit	24
3.1.2	Lagerspiel und Gleitraum	25
3.1.3	Exzentrizität	26
3.1.4	Reibungszustände	27
3.2	Hydrostatische Gleitlager	30
3.3	Hydrodynamische Gleitlager	31
3.4	Werkstoffe	36
3.5	Beispiele wassergeschmierter Gleitlagerungen	38
4	Lagerkonzept für Zellstoffmaschinen	41
4.1	Zylinderrefiner	41
4.1.1	Lagerung.....	43
4.1.2	Abdichtung zum Prozess.....	47
4.1.3	Abdichtung zur Atmosphäre	48
4.1.4	Lagerbelastungen	50
4.1.5	Berechnung des Radialgleitlagers	52
4.1.6	Werkstoffe der Gleitpartner	60
4.1.7	Werkstoff der Prozessdichtung.....	62
4.1.8	Berechnung des Axiallagers.....	63
4.2	Scheibenrefiner	64
4.2.1	Lagerbelastungen	66
4.2.2	Berechnung des Radialgleitlagers	67
5	Kalkulation der Änderung der Herstellkosten	71
5.1	Einzellagereinheit.....	71
5.2	Bestehende Einzellagereinheit	73
5.3	Doppellagereinheit	75
5.4	Bestehende Doppellagereinheit.....	77
6	Mehrwert für den Kunden	79
7	Zusammenfassung und Ausblick	82
8	Literaturverzeichnis	85
9	Abbildungsverzeichnis	88
10	Tabellenverzeichnis	91

V

11	Abkürzungsverzeichnis	92
12	Formelzeichenverzeichnis.....	93
13	Anhang.....	98

1 Einleitung

In diesem Kapitel werden die Motivation zur Erstellung der gegenständlichen Arbeit sowie die Ziele dieser beschrieben.

1.1 Motivation zur Arbeit

Der Absatzmarkt für Maschinen zur Zellstoffverarbeitung ist heiß umkämpft. Oftmals erfolgt der Verkauf über den Preis – was zur Folge hat, dass die Hersteller unter steigendem Kostendruck stehen. Beim kontinuierlichen Verbesserungsprozess gewinnt der Kostenfaktor daher an Bedeutung. Kostensenkungen sind einerseits durch Fertigungsverlagerung in sogenannte Niedriglohnländer möglich, andererseits durch eine Vereinfachung der Konstruktion beziehungsweise durch die Optimierung der Konstruktion hinsichtlich der Herstellkosten. Die erstgenannte Maßnahme hat oftmals den Nachteil, dass diese Länder nicht die gewohnte Produktivität etablierter Industrieländer aufweisen und auch die hohen Qualitätsansprüche nicht erfüllt werden. Kann man hingegen Kostensenkungen durch Konstruktionsvereinfachungen erreichen, ergeben sich neben dem Kostenvorteil meistens auch Verbesserungen bei anderen Eigenschaften, wie etwa dem Wartungsaufwand oder dem Platzbedarf. Dadurch können gegenüber dem Mitbewerber auch Abgrenzungen erfolgen, welche den Preis zweitrangig werden lassen.

1.2 Aufgabenstellung

Ein gemeinsames konstruktives Merkmal von Zellstoffverarbeitungsmaschinen ist der meistens auskragend gelagerte Rotor und stets ein vom Strömungsgehäuse örtlich getrenntes Lagergehäuse. Dabei müssen der Wellendurchtritt des Strömungsgehäuses sowie die beiden Wellendurchtritte des Lagergehäuses gegen die Atmosphäre abgedichtet werden.

Diese Bauweise ist etabliert, um die Kontamination des Prozesswassers mit Öl oder Fett bei einem Dichtungsschaden unbedingt zu verhindern. Sie führt zu einem langen Kragarm der Welle und damit zu hohen Lagerkräften und hohem Biegemoment.

Durch örtliches und funktionales Zusammenführen der zum Kragarm gerichteten Lagerstelle mit dem Wellendurchtritt des Strömungsgehäuses wird die auskragende Wellenlänge stark reduziert. Dies erfordert ein Lagerkonzept, welches mit Frisch- oder Prozesswasser geschmiert wird. So entstehen kleiner gebaute Maschinen, die in der Herstellung kostengünstiger sind.

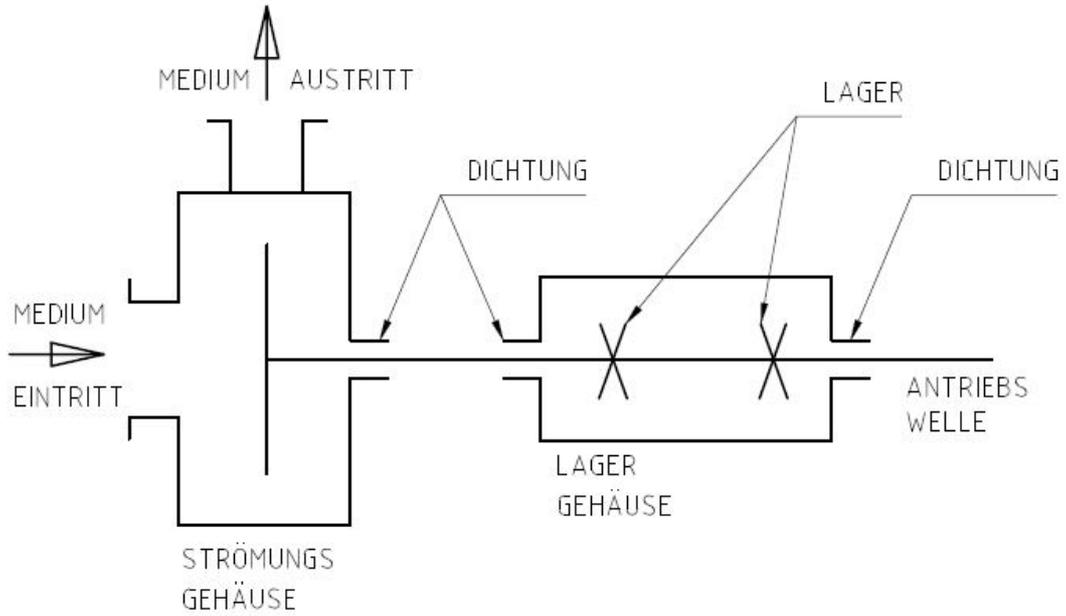


Abbildung 1: Auskragend gelagerter Rotor

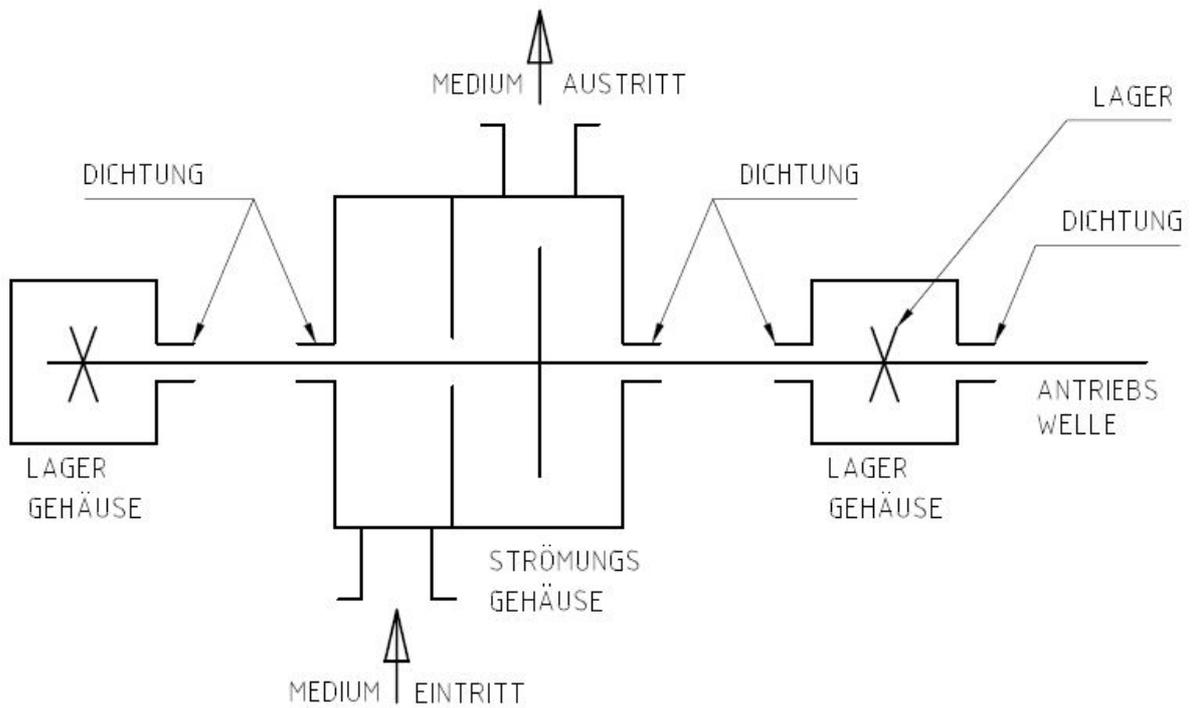


Abbildung 2: Beidseitig gelagerter Rotor

Abbildung 1 zeigt eine Maschine mit auskragend gelagertem Rotor. Abbildung 2 zeigt eine Sonderbauform von Zellstoffverarbeitungsmaschinen mit beidseitig gelagertem Rotor. Diese Bauweise ist selten und kommt nur bei besonders langen und schweren Rotorkörpern zur Anwendung. Nachteilig bei dieser Bauform ist die erforderliche zweifache Wellenabdichtung zum Strömungsgehäuse.

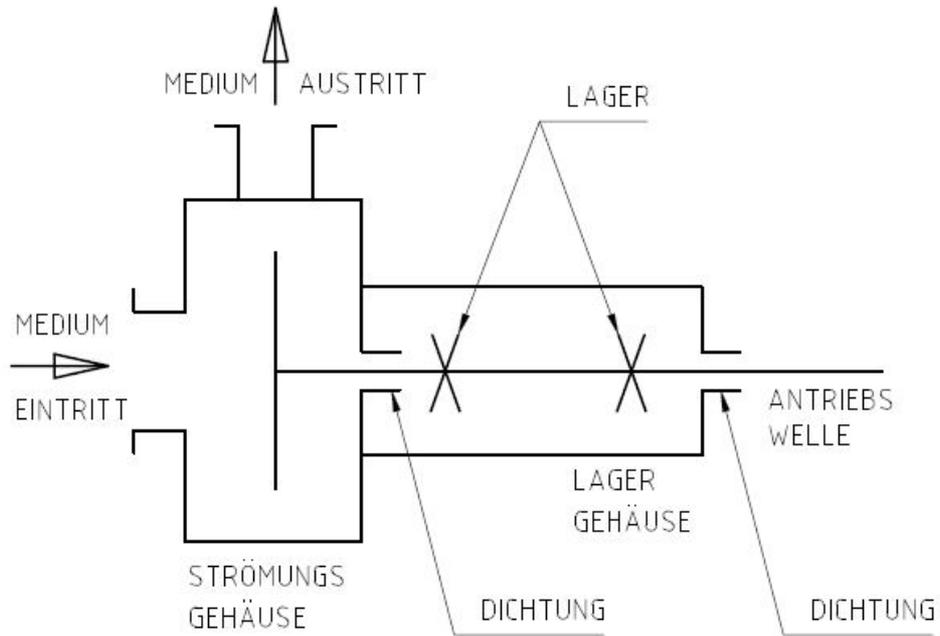


Abbildung 3: Auskragend gelagerter Rotor mit Gleitlagern

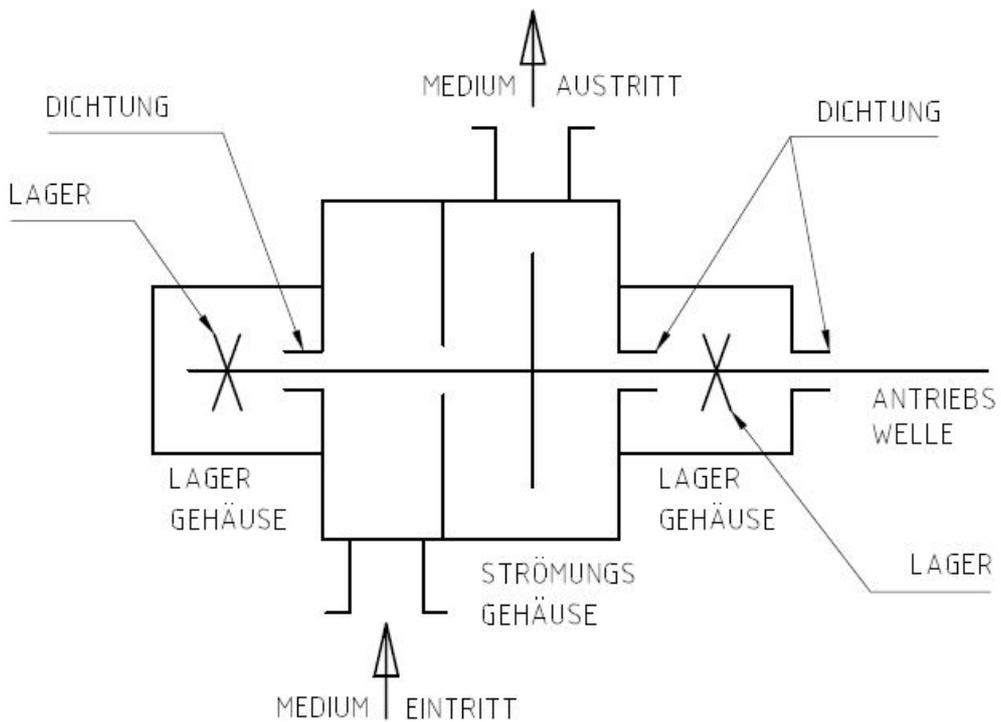


Abbildung 4: Beidseitig gelagerter Rotor mit Gleitlagern

Abbildung 3 und Abbildung 4 zeigen die Äquivalente zu Abbildung 1 und Abbildung 2, jedoch mit den geplanten, wassergeschmierten Gleitlagern.

1.3 Ziele

Dem genannten Vorhaben liegen folgende Primär- und Sekundärziele zugrunde:

1.3.1 Primärziele

- Senkung der Herstellkosten

Da mit dem Vorhaben auch ein entsprechendes Entwicklungsbudget zur Deckung des Konstruktions- und in weiterer Folge des Testaufwands an einer oder mehrerer Pilotanlagen einhergeht, sollte diese Kostensenkung möglichst signifikant ausfallen, um kurze Amortisationszeiten des Projektes zu ermöglichen.

Der Zielwert der Kostensenkung liegt bei 10 %, das heißt die neuen Herstellkosten sollen maximal 90 % der alten Herstellkosten betragen.

1.3.2 Sekundärziele

- Vereinfachung der Konstruktion
- Verringerung des Platzbedarfs der Maschinen
- Verringerung des Gewichts der Maschinen
- Reduktion des Wartungsaufwandes

Die genannten Ziele sollen bei gleichzeitiger Bewahrung der gegenwärtigen Funktionalität und Lebensdauer der Maschinen erreicht werden.

2 Maschinen zur Zellstoffverarbeitung

In diesem Kapitel werden die betrachteten Maschinen hinsichtlich ihres Zwecks im Papierherstellungsprozess erklärt sowie ihre gegenwärtige Bauweise analysiert.

2.1 Papierherstellung im Allgemeinen

Papier besteht aus Zellstofffasern beziehungsweise ist faserverstärkte Luft. In Abbildung 5 ist die typische Prozessführung einer Papierfabrik schematisch dargestellt. Die Zellstofffasern werden aus Holz gewonnen. Dabei wird das Holz in seine Bestandteile Zellstoff und Lignin aufgelöst. Der gewonnene Zellstoff wird in weiterer Folge gereinigt, gebleicht und mit viel Wasser vermengt, um pumpfähig zu werden. Die Konsistenz¹ dieser Suspension liegt im LC-Bereich der Stoffzentrale bei maximal 4 %. In der Stoffzentrale der Papierfabrik werden der Suspension Chemikalien wie Tenside, Farben, Leim etc. beigefügt, um die spätere Entwässerung zu erleichtern und um die Papiereigenschaften gezielt zu steuern. Dazu wird die Suspension auch mechanisch durch Mahlung, Entstippung, Dispergierung etc. bearbeitet. Die entsprechenden Maschinen für diese Aufgabenstellungen sind Strömungsmaschinen, die in ihrem Aufbau Kreiselpumpen sehr ähnlich sind. Die Prozessführung in der Stoffzentrale ist von Papierfabrik zu Papierfabrik sehr unterschiedlich, da diese von vielen Faktoren wie Altpapieranteil in der Produktion, gewünschte Papiereigenschaften etc. abhängig sind.

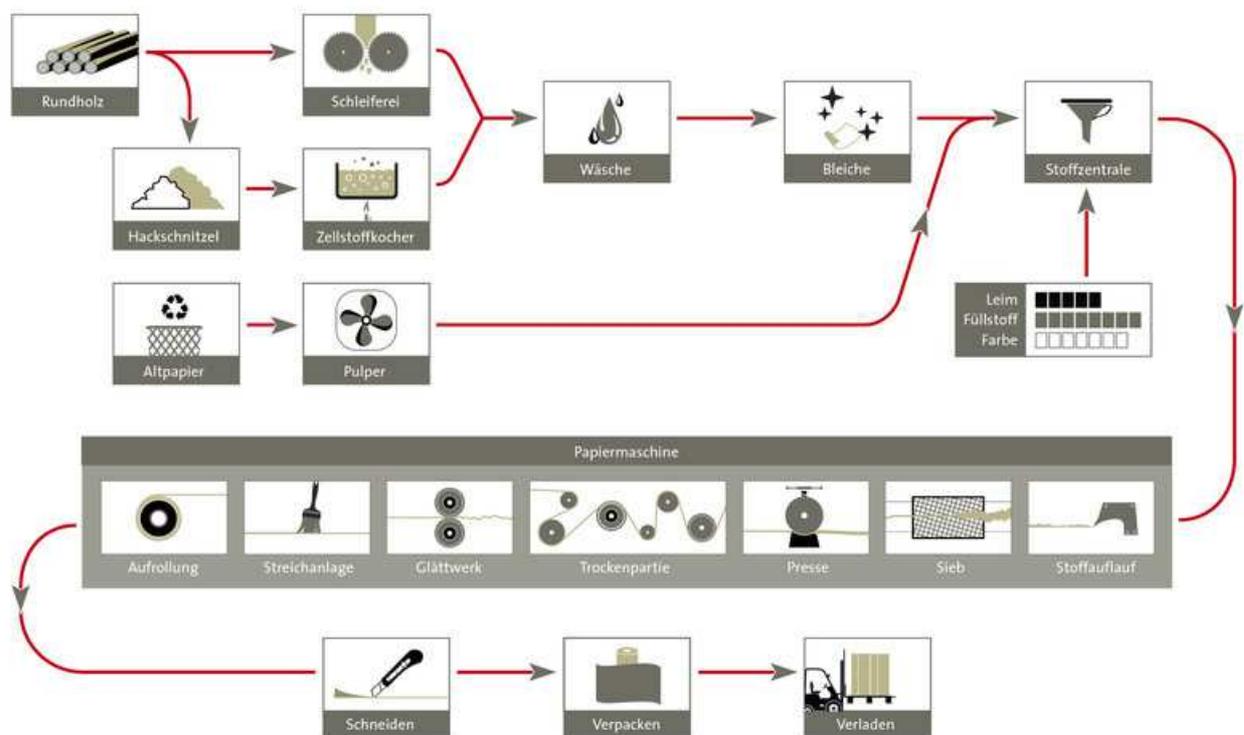


Abbildung 5: Papierproduktion im Fließschema²

¹ Konsistenz bezeichnet den Anteil an Faserstoff im Wasser und wird in Gewichtsprozent angegeben.

² (www.austropapier.at, 2016)

Die fertige Suspension wird dann zur größten Einrichtung der Papierfabrik gepumpt – der Papiermaschine. Beginnend mit dem Stoffauflauf, der einen dünnen, breiten Strahl gleichförmiger Geschwindigkeit erzeugt, wird dort zunächst ein Fließ gebildet, welches in weiterer Folge entwässert wird. Dies passiert zunächst mittels Schwerkraft, dann durch Pressen und ab einem Trockengehalt von 50-55 % durch thermisches Trocknen. Bei bestimmten Papiersorten, zum Beispiel bei grafischen Papieren für Hochglanzmagazine oder Prospekte, erfolgen nach dem Trocknen Veredelungsprozesse wie Glätten oder Streichen. Beim Glätten wird das trockene Papier noch einmal gepresst, um die Fasern dichter zu packen. Beim Streichen wird Farbe auf das Papier „gestrichen“, um eine glänzende, dichte, nicht saugfähige Oberfläche zu erhalten.

In der vorliegenden Arbeit werden Maschinen aus dem Bereich der Stoffzentrale behandelt. Hydraulisch gesehen ist die Stoffzentrale ein komplexes Netzwerk aus Pumpen, Ventilen, Behältern mit Auflöseorganen (Rührwerke) und verschiedenen verfahrensspezifischen Einrichtungen und Maschinen.

Nachfolgend werden einige dieser ihrem Zweck entsprechend beschrieben:

- **Auflösung**
Dabei werden getrocknete Zellstoffpakete in Wasser aufgelöst und damit die Faserstoffsuspension gebildet.
- **Sortierer**
In diesem erfolgt die Reinigung der Faserstoffsuspension von Fremdkörpern.
- **Entstipper**
In diesem erfolgt eine Vereinzelung der Fasern innerhalb der Suspension durch Auflösung von Faserbündeln.
- **Refiner**
In diesem werden die Fasern an ihrer Oberfläche durch Mahlung behandelt beziehungsweise in ihrer Länge gekürzt.
- **Cleaner**
Mit diesem werden feinste Verunreinigungen, die in der Sortierung noch nicht beseitigt wurden, aus der Faserstoffsuspension gefiltert.
- **Scheibenfilter**
In diesem erfolgt eine Eindickung, das heißt eine Konsistenzhöhung der Faserstoffsuspension.
- **Disperger**
In diesem werden die Fasern in der Suspension voneinander getrennt, unabhängig von ihrer Länge in der Suspension gleichmäßig verteilt und noch vorhandene Schmutzpartikel zerkleinert.
- **Flotation**
„Deinking“-Verfahren zur Entfernung von Druckfarben aus Altpapier.

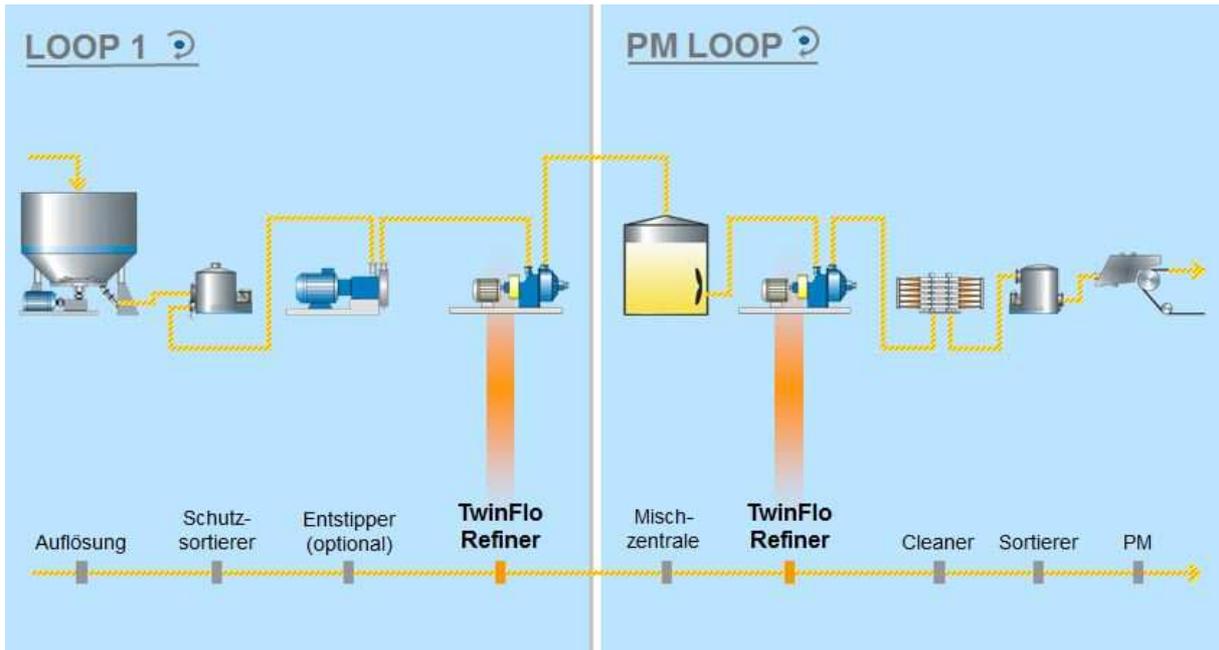


Abbildung 6: Prinzipieller Aufbau einer Stoffzentrale zur Frischfaseraufbereitung³

Abbildung 6 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Stoffzentrale für die Aufbereitung von Frischzellstoff. Darunter versteht man Zellstoff der zu 100 % aus Frischfasern besteht – das heißt ohne Altpapieranteil.

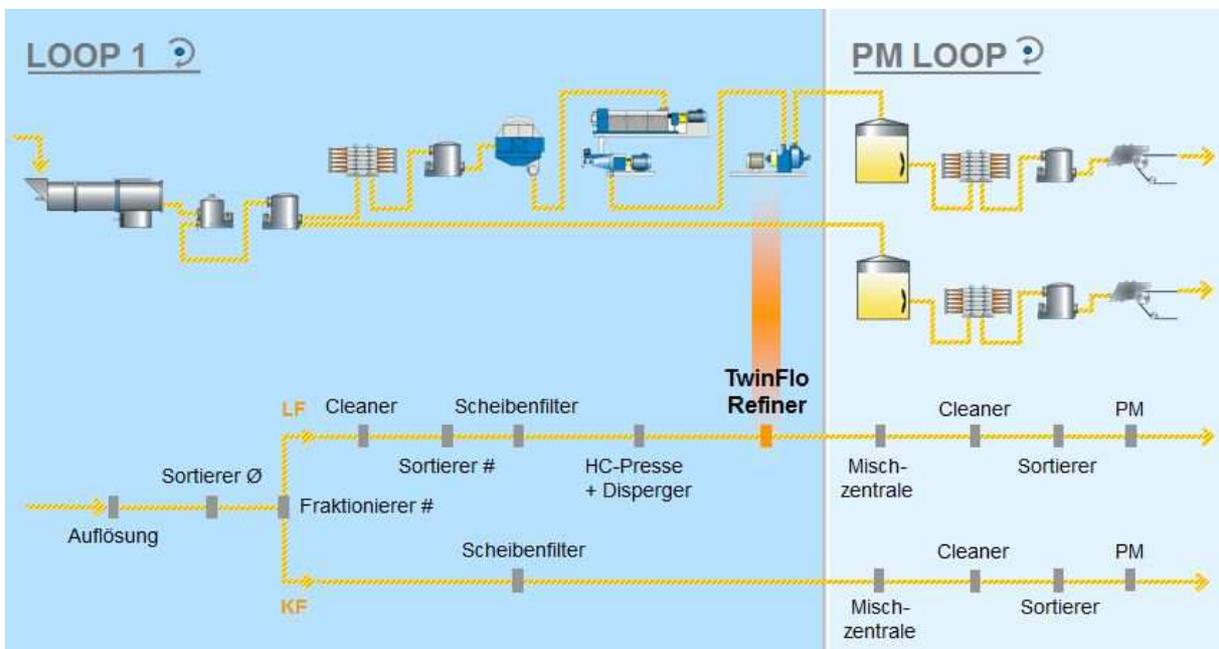


Abbildung 7: Prinzipieller Aufbau einer Stoffzentrale für die OCC-Stoffaufbereitung⁴

³ (Andritz AG, 2007)

⁴ (Andritz AG, 2007)

Abbildung 7 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Stoffzentrale für die Aufbereitung von OCC-Zellstoff. „OCC“ steht dabei für „Old Corrugated Containers“ und bezeichnet gebrauchte Verpackungspapiere.

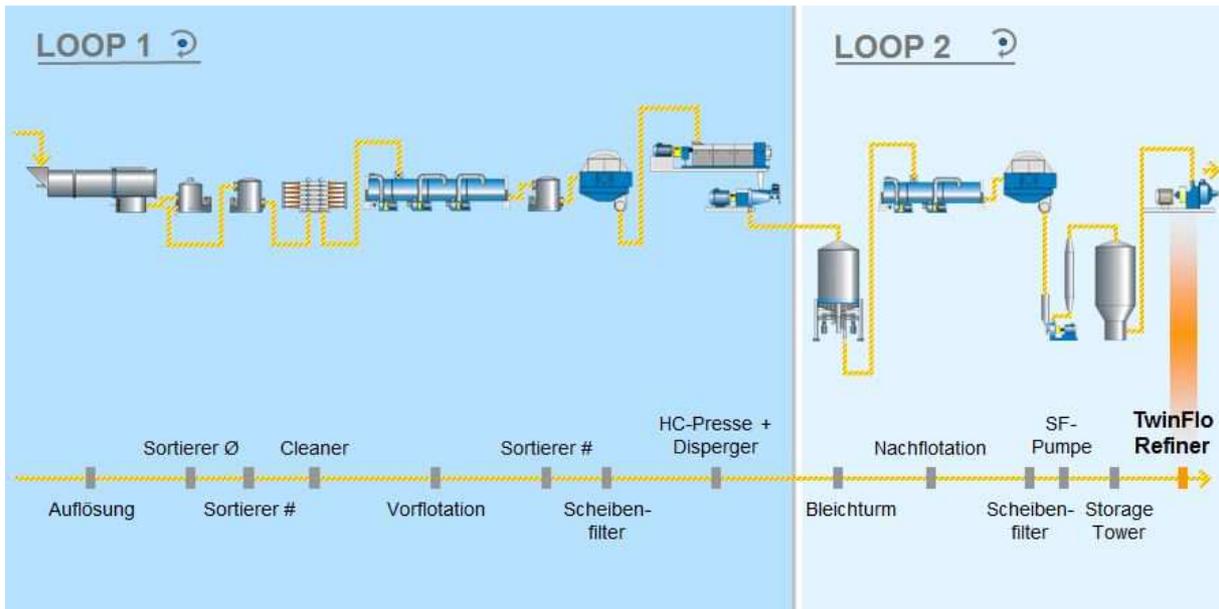


Abbildung 8: Prinzipieller Aufbau einer Stoffzentrale für die DIP-Stoffaufbereitung⁵

Abbildung 8 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer Stoffzentrale für die Aufbereitung von DIP-Zellstoff. „DIP“ steht dabei für „Deinked pulp“ und bezeichnet gebrauchtes Papier, das zuvor chemisch von Druckfarben befreit worden ist.

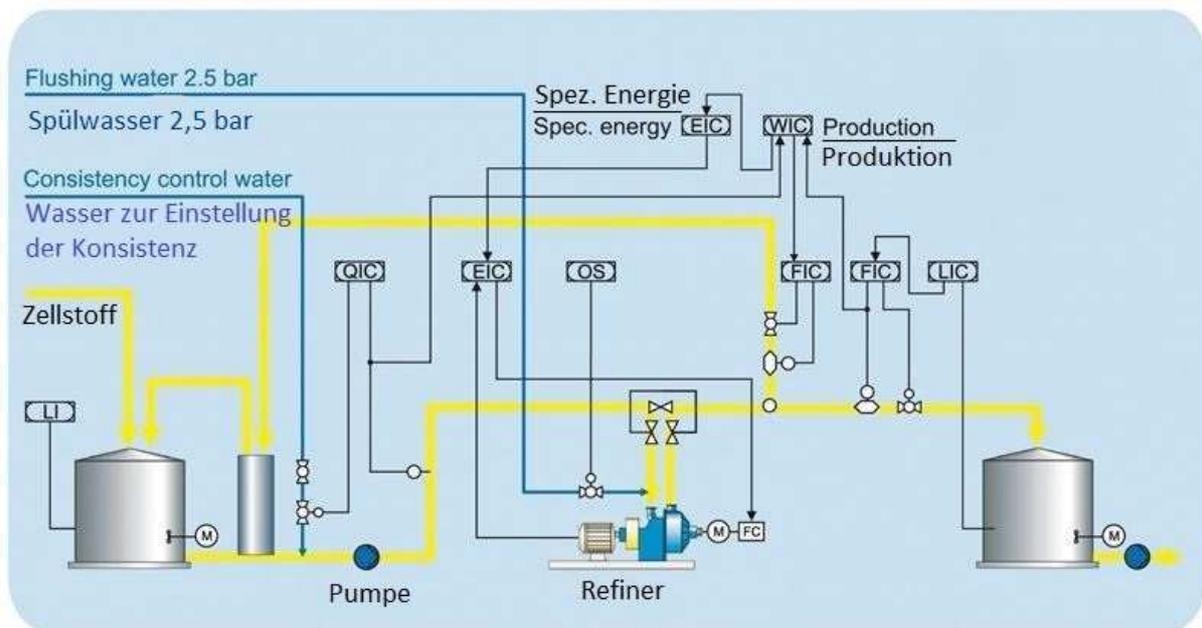


Abbildung 9: Hydraulische Verschaltung eines Refiners⁶

⁵ (Andritz AG, 2007)

Abbildung 9 zeigt die hydraulische Verschaltung eines Refiners innerhalb der Stoffzentrale einer Papierfabrik. Die gelben Linien zeigen die Wege der Faserstoffsuspension, die blauen Linien jene von klarem Wasser und die schwarzen Linien zeigen die Steuerwege. Mit mehreren Ventilen und durch Regelung der Maschinendrehzahlen können Druck, Durchfluss und Konsistenz innerhalb der Stoffzentrale eingestellt werden.

Die in der vorliegenden Arbeit betrachteten Maschinen werden in der Folge hinsichtlich ihrer Funktion im Rahmen des Papierherstellungsprozesses sowie ihrer Bauweise detaillierter betrachtet.

2.2 Refiner

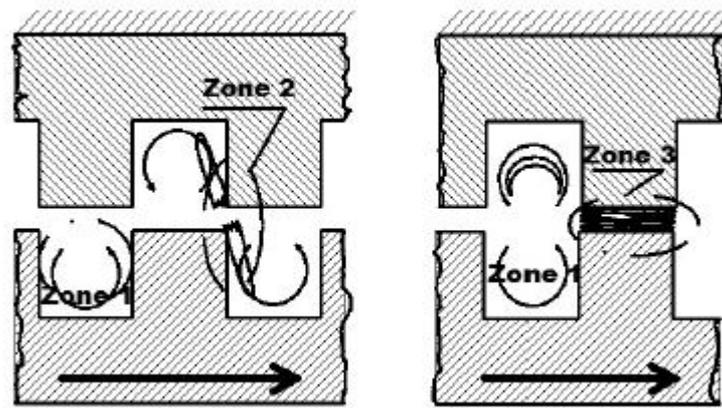
Der Refiner ist im Wesentlichen eine Mühle, in welcher die Zellstofffasern an der Oberfläche aufgeraut werden beziehungsweise zerkleinert werden. Die Zellstofffasern werden in Suspensionsform mit geringer Konsistenz (LC), das heißt 4 %, durch die Maschine hindurchgespült. Man unterscheidet die Refinerbauarten Zylinderrefiner, Scheibenrefiner und Kegelrefiner – die Bezeichnungen ergeben sich aus der geometrischen Form der Mahlfläche. Manche dieser Bauarten weisen selbst eine gewisse Pumpwirkung auf.

„Die Notwendigkeit der Mahlung ist am leichtesten für Zellstoffe zu erklären. Würde man aus ungemahlenem Zellstoff ein Blatt bilden, entstünde ein voluminöses, hochporöses Flächengebilde mit sehr geringen Festigkeiten, etwa vergleichbar mit einem Löschblatt. Fasern, die länger als ca. 3 mm sind, würden nicht ausreichend in das Gefüge eingebunden und wie Fremdkörper wirken. Bereits geringe Reibung an der Oberfläche würde sie aus dem Gefüge lösen, das Papier neigt so stark zum Stäuben, was neben der extrem hohen Saugfähigkeit das Bedrucken unmöglich machen würde. Erst die Mahlung schafft ein dichtes, festes Flächengebilde mit einer guten Haptik und einem typischen Klang, das sich unter anderem auch gut bedrucken und beschreiben lässt.“⁷

Abbildung 10 zeigt eine Refiner Mahlgarnitur von Rotor und Stator. Die Hauptstromrichtung (Transportrichtung) verläuft dabei normal zur Bildebene. Der Spalt zwischen Rotor und Stator, der Mahlspace, kann eingestellt werden, um Verschleiß zu kompensieren beziehungsweise um die Mahleigenschaften der Maschine zu beeinflussen. Der Mahlspace liegt in der Größenordnung um 2 µm. Die detaillierte Geometrie der Mahlplatten beeinflusst die Mahleigenschaften ebenfalls maßgeblich. In Abbildung 10 ist die vertikale Richtung die Verstellrichtung. Der eingezeichnete, horizontale Pfeil zeigt die Relativgeschwindigkeit zwischen den beiden Mahlplatten.

⁶ (Andritz AG, 2007)

⁷ (Blechs Schmidt, 2013, S. 278)

Abbildung 10: Refiner Mahlgarnitur⁸

„Zone 1: Innerhalb der Nuten

Zerfall und Neuformierung von Fasernetzwerken; Transport des Faserstoffes zur Bearbeitung; Abtransport von Feinstoff aus der Mahlzone; durch Turbulenzgenerierung werden ca. 40 ... 90 % der mechanischen Energie umgewandelt, jedoch wäre der Betrieb der Maschine ohne die genannten Transportprozesse nicht möglich.

Zone 2: Begegnung zweier Messerkanten

Beginnende Konsistenzhöhung; Faserkürzung durch radiale Scherung, seltener Fibrillierung durch Prallkräfte; tangenciales Aufkämmen von Fasern auf die Messeranlaufkanten; Transport in Zone 3.

Zone 3: Überlagerung zweier Messeroberflächen

Maximum der Konsistenzhöhung wird erreicht; Kraftübertragung vom Messer auf die Faser, bei ausreichend großem Mahlspace überwiegend von Faser zu Faser; Fibrillierung der Fasern; bei hohen Intensitäten der Bearbeitung auch Fibrillierung bis hin zur Aufhebung der Faserstruktur; elastische und plastische Deformation des Faserstoffpolsters hält den Mahlspace gegen Anstellkräfte und hydrodynamische Kräfte offen.“⁹

„Besonders im LC-Bereich kann man die Rotor-Stator-Paarung einer Mahlmaschine als ein Gleitlager betrachten. Gleitmittel ist die wässrige Suspension selbst, die wegen ihrer strukturellen Eigenschaften auch verhindert, dass aufgrund von Anstellkräften oder dem hydrodynamischen Paradoxon Rotor und Stator aufeinandertreffen („Clamping“). Wasser allein würde bei geringen Mahlspace unweigerlich zu Clamping führen. Die Wärmeentwicklung durch Reibung verringert sich im Vergleich zur Mahlung im HC-Bereich, so dass ein Verbrennen des Faserstoffes (im HC-Bereich möglich) ausgeschlossen ist, solange Durchfluss durch die Maschine vorhanden ist.“¹⁰

⁸ (Bleeschmidt, 2013, S. 284)

⁹ (Bleeschmidt, 2013, S. 284)

¹⁰ (Bleeschmidt, 2013, S. 279)

2.3 Zylinderrefiner

Bei diesem Refinertyp ist die Mahlfläche die Mantelfläche eines Zylinders. Der Andritz Produktname für diese Bauart ist „Papillon“ und wird nachfolgend als Synonym für diesen verwendet.

2.3.1 Vorteile

- Konstante Umfangsgeschwindigkeit entlang der Mahlzone
- Konstanter Abstand zwischen den Messern auf der Mahlplatte

Dadurch ergeben sich stabilere Fließbedingungen und eine gleichmäßigere Faserbehandlung innerhalb der Mahlzone verglichen mit anderen Refinertypen wie dem Scheibenrefiner oder dem Kegelrefiner. Die Leerlaufleistung¹¹ der Maschine reduziert sich, da die Förderung der Suspension ohne Druckanstieg an der Mahlfläche erfolgt.

Dennoch existiert zwischen Einlass- und Auslassseite ein Druckunterschied von maximal 2 bar, wobei stets der auslassseitige Druck höher ist. Dieser Druckunterschied entsteht durch ein Pumpenrad auf der einlassseitigen Grundfläche des Rotorzylinders. Die Flügelhöhe dieses Pumpenrades wird bei jeder Inbetriebnahme an die erforderliche Druckerhöhung angepasst. Diese eingestellte Druckerhöhung hängt von den prozesstechnischen Erfordernissen innerhalb des Stoffaufbereitungssystems, in dem sich der Refiner befindet, ab. Der Maximaldruck in einem solchen System beträgt stets 5 bar, da bei höheren Werten strengere Druckprüfungen für die druckführenden Teile erforderlich würden.

- Fließrichtung und Zentrifugalkraft stehen normal aufeinander

Dadurch ergibt sich ein ausgeprägter Faserstoffpolster in der Mahlzone, da die Suspension aus den Kanälen zwischen den Messern (Zone 1 in Abbildung 10) in die Mahlzone (Zone 2 beziehungsweise Zone 3 in Abbildung 10) gefördert wird.

2.3.2 Nachteile

- Aufwändigere Bauweise

Da die Verstellung eines Zylinders im Durchmesser mechanisch wesentlich komplizierter ist als die axiale Verschiebung zweier Platten oder Kegel, ergeben sich – verglichen mit anderen genannten Refinertypen – höhere Herstellkosten.

¹¹ Leerlaufleistung = Leistungsaufnahme bei Wasserumtrieb

2.4 Andritz Papillon-Refiner – Bauform CS

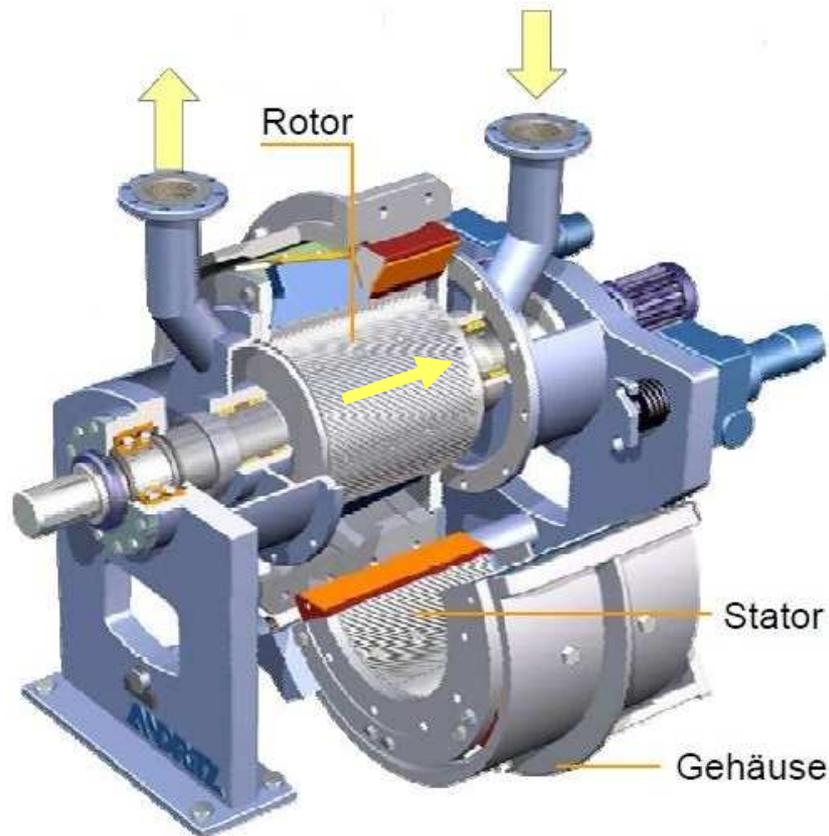


Abbildung 11: Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CS¹²

Abbildung 11 zeigt eine 3D-Ansicht der Maschine mit geöffnetem Gehäuse. Die Faserstoffsuspension wird der Maschine auf einer Seite zugeführt, passiert die zylindrische Mahlfäche zwischen Rotor und Stator und verlässt die Maschine auf der anderen Seite.

2.4.1 Lagerung

Der Rotor ist auf beiden Seiten wälzgelagert, die Lager sind auf beiden Seiten fettgeschmiert. Aufgrund des möglichen Druckunterschiedes zwischen Einlass- und Auslasseite können sich erhebliche Axialkräfte auf die Welle ergeben.

Da die Rotor-Stator-Paarung an ihrer Mahlfäche wie ein (hier zylindrisches) Gleitlager wirkt, hat dies beim Andritz Papillon-Refiner zu Wälzlagerschäden am Loslager aufgrund Unterschreitens der Mindestbelastung geführt. In der gegenwärtigen Bauweise dieser Maschine wird daher das Loslager axial federbelastet, um stets eine gewisse Mindestbelastung zu gewährleisten.

¹² (Andritz AG, 2007)

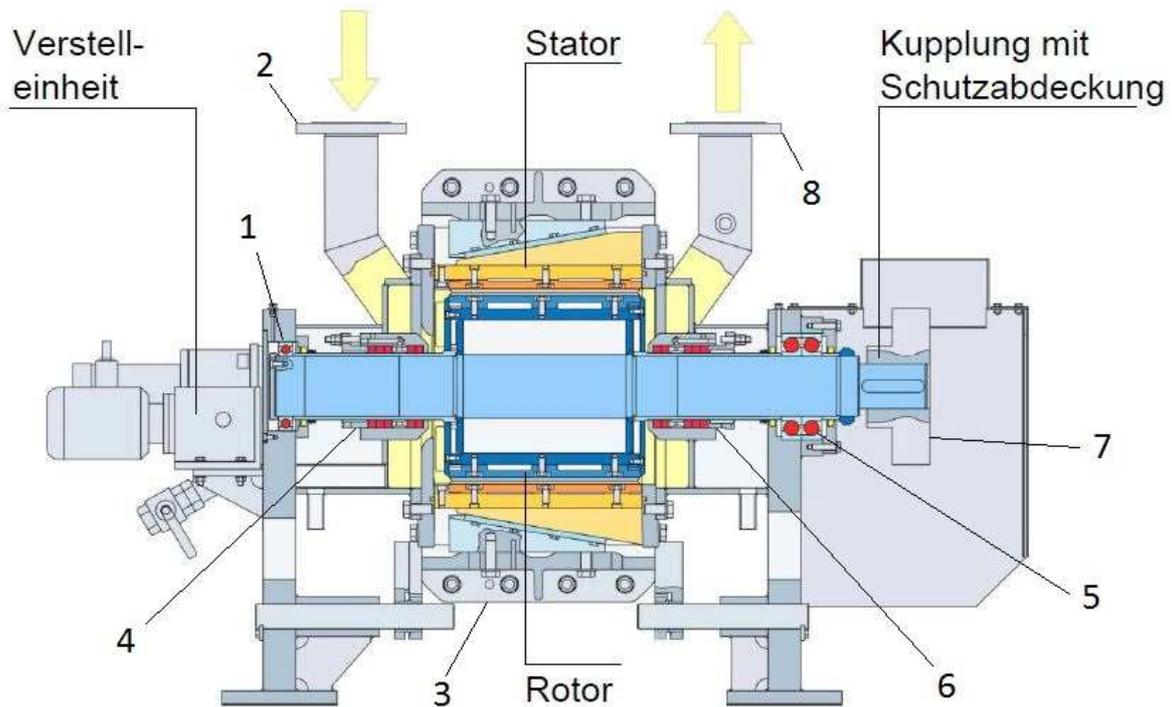


Abbildung 12: Längsschnitt durch den Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CS¹³

Abbildung 12 zeigt neben den in der Abbildung beschriebenen Komponenten in (1) das führerseitige Wälzlager, in (2) den Einlassstutzen, in (3) die Verstell-einrichtung, in (4) die führerseitige Stopfbuchsenabdichtung, in (5) das triebseitige Wälzlager, in (6) die triebseitige Stopfbuchsenabdichtung, in (7) die Wellenkupplung und in (8) den Auslassstutzen.

2.4.2 Dichtung

Die beiden Wellendurchführungen durch das Strömungsgehäuse sind jeweils mit einer Stopfbuchse abgedichtet. In der praktischen Handhabung sind diese Stopfbuchsen oftmals problematisch, weil sie in Bezug auf die Vorspannung ihrer Stopfbuchsenbrille (Vorspannung der Stopfbuchse) sensibel sind. Ist die Vorspannung zu gering, ergibt sich eine große Leckage – ist sie zu groß, verbrennt sie.

2.4.3 Spaltverstellung

Wie bereits erwähnt, ist der Mahlspalt einstellbar, um die Eigenschaften der Mahlung gezielt beeinflussen zu können und um den Verschleiß der Mahlplatten ausgleichen zu können. Dabei sind die rotorseitigen Mahlplatten fest auf den Rotorkörper geschraubt – die statorseitigen Mahlplatten sind auf radial bewegliche, jedoch axial fixierte Keilleisten geschraubt. Jeweils ein zweiter, axial beweglicher, jedoch radial fixierter Keil ermöglicht die

¹³ (Andritz AG, 2007)

radiale Verstellung der statorseitigen Mahlplatten. Diese Keile sind fest mit einem Gehäusering verbunden, wodurch sich ihre radiale Fixierung ergibt. Der Verstellantrieb erfolgt durch zwei Spindelhubgetriebe, die den Gehäusering axial verschieben. Der Gehäusering ist zweigeteilt, um ein schnelles Wechseln der Mahlplatten zu ermöglichen. Wird er geöffnet (aufgeklappt), liegt die Mahlfäche frei und ist sehr gut zugänglich.

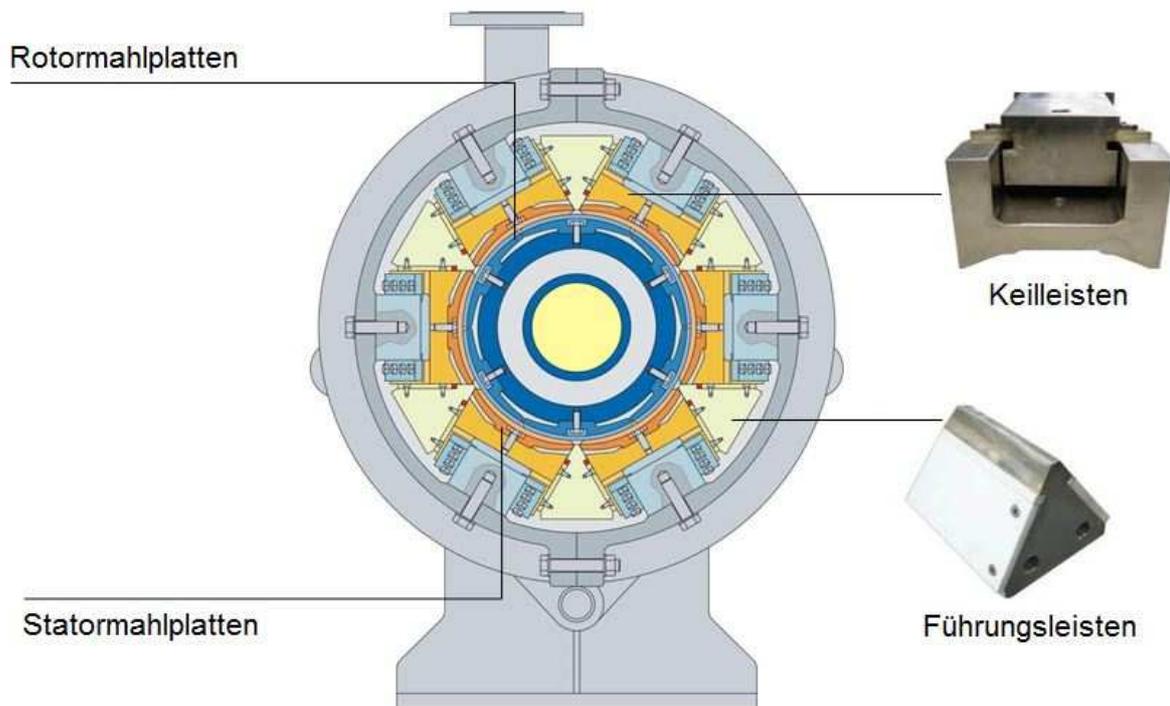


Abbildung 13: Querschnitt durch den Andritz Papillon-Refiner¹⁴

Abbildung 13 zeigt die sechs Segmente des Stators inklusive der Keilmechanik (in der Abbildung als „Keilleisten“ bezeichnet) der Verstelleinrichtung.

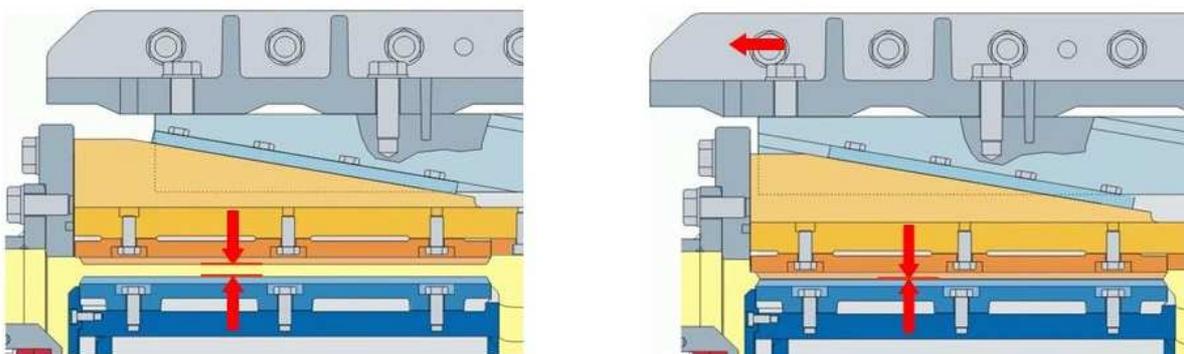


Abbildung 14: Verstelleinrichtung des Andritz Papillon-Refiners im Längsschnitt¹⁵

¹⁴ (Andritz AG, 2007)

¹⁵ (Andritz AG, 2007)

In Abbildung 14 ist die Verstelleinrichtung in zwei Lagen dargestellt: links bei offenem Mahlspace, rechts bei geschlossenem Mahlspace.

2.4.4 Standardbaugrößen

Tabelle 1: Standardbaugrößen der Andritz Papillon-Refiner – Bauform CS¹⁶

Typ	Durchmesser Mahlzone [mm]	Minimale Kapazität* [l/min]	Maximale Kapazität* [l/min]	Zulässige Motorleistung [kW]	Leerlaufleistung (Drehzahl) [kW (U/min)]
CS 380	380	200	2500	400	45 (1200)
CS 450	450	300	3100	600	60 (1000)

* Abhängig von Stoffart, Mahlplattendesign und Drehzahl

Tabelle 1 zeigt die Standardbaugrößen des Andritz Papillon-Refiners in der Bauform CS. Die genannte zulässige Motorleistung bei der genannten Drehzahl bestimmt die festigkeitsmäßige Auslegung der rotierenden Einheit sowie der Mahlplatten. Die Leerlaufleistung bezeichnet die Leistungsaufnahme der Maschine bei Wasserumtrieb. Die Gesamtleistungsaufnahme von Refinern setzt sich aus der Leerlaufleistung und der effektiven Mahlleistung zusammen:

$$P_{ges} = P_{eff} + P_{leer}$$

Formel 1: Gesamtleistungsaufnahme von Refinern¹⁷

¹⁶ (Andritz AG, 2007)

¹⁷ (Bleischmidt, 2013, S. 289), gilt herstellerunabhängig für alle Refinerbauarten

2.5 Andritz Papillon-Refiner – Bauform CC

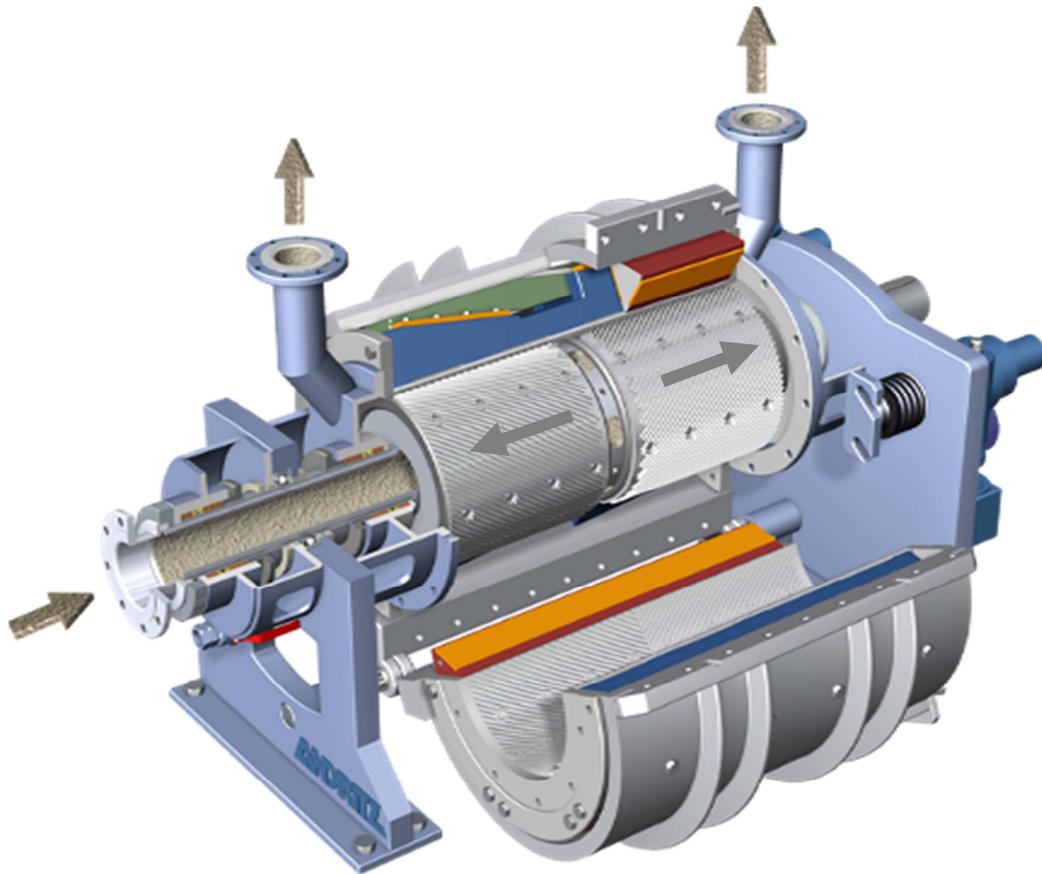


Abbildung 15: Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CC¹⁸

Abbildung 15 zeigt eine 3D-Ansicht der Maschine mit geöffnetem Gehäuse. Die Faserstoffsuspension wird der Maschine durch eine Hohlwelle hindurch zugeführt, passiert die zylindrische Mahlfäche von innen nach außen und verlässt die Maschine auf beiden Seiten.

2.5.1 Lagerung

Der Rotor ist auf beiden Seiten wälzgelagert, beide Wälzlager sind wie in der Bauform CS fettgeschmiert und das Loslager ist ebenfalls federbelastet, um einer Unterschreitung der Mindestbelastung vorzubeugen. Der Rotor der Bauform CC erfährt nur eine sehr kleine Axialkraft, die aus der Querschnittsfläche des Einlassrohres und dem Einlassdruck resultiert. Axialkräfte, die durch den Auslassdruck der Maschine hervorgerufen werden, entfallen, weil der Rotor symmetrisch zwischen zwei Auslassringräumen angeordnet ist.

¹⁸ (Andritz AG, 2007)

2.5.2 Dichtung

Bei der Bauform CC gibt es drei (!) Wellendurchführungen durch das Strömungsgehäuse, die jeweils mit einer Stopfbuchse abgedichtet sind. Es ergeben sich drei Wellendurchführungen, da – zusätzlich zu den beiden Wellendurchführungen durch das Strömungsgehäuse – der feststehende Anschlussflansch der Zuführung gegen die rotierende Hohlwelle abgedichtet werden muss.

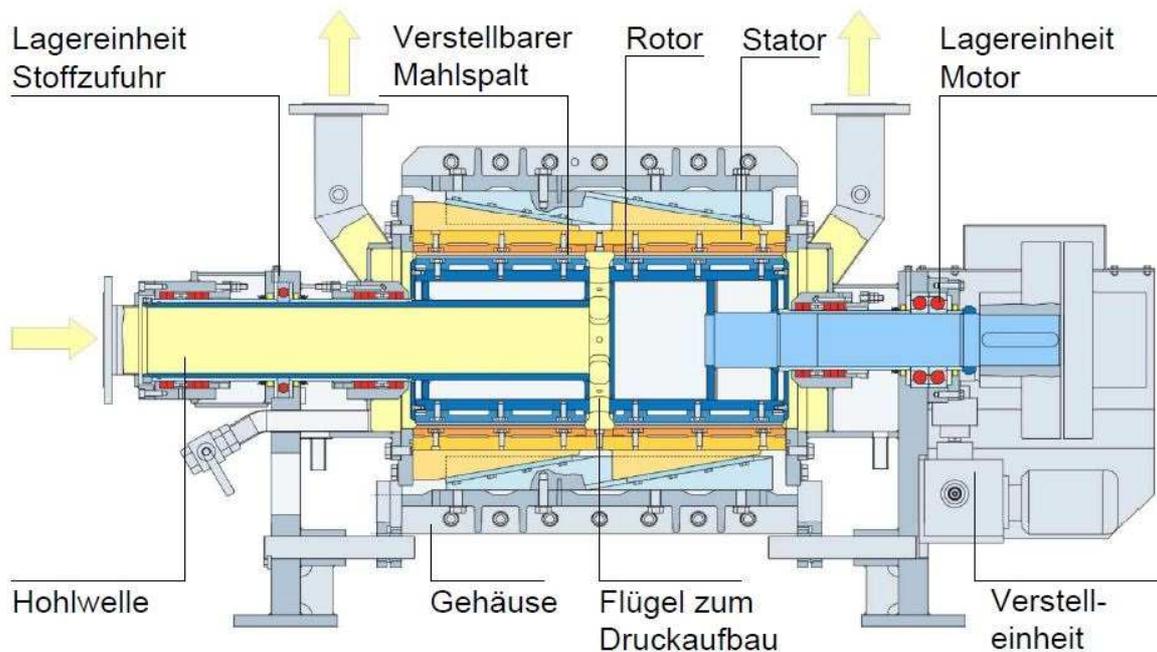


Abbildung 16: Längsschnitt durch den Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CC¹⁹

2.5.3 Spaltverstellung

Die Prinzipien der Verstellung und des geteilten Gehäuses sind bei beiden Bauformen gleich. Mit der Bauform CC können gegenüber der Bauform CS höhere Schluckvermögen (Kapazität) erreicht werden. Nachteilig ist die erforderliche dreifache Wellenabdichtung.

¹⁹ (Andritz AG, 2007)

2.5.4 Standardbaugrößen

Tabelle 2: Standardbaugrößen der Andritz Papillon-Refiner – Bauform CC²⁰

Typ	Durchmesser Mahlzone [mm]	Minimale Kapazität* [l/min]	Maximale Kapazität* [l/min]	Zulässige Motorleistung [kW]	Leerlaufleistung (Drehzahl) [kW (U/min)]
CC 380	380	400	5000	800	90 (1200)
CC 450	450	600	6200	1200	120 (1000)
CC 600	600	800	7500	2000	160 (750)

* Abhängig von Stoffart, Mahlplattendesign und Drehzahl

Aus Tabelle 2 ist ersichtlich, dass die Bauform CC genau das doppelte Schluckvermögen (Kapazität) einer Maschine der Bauform CS aufweist.

²⁰ (Andritz AG, 2007)

2.6 Scheibenrefiner

Bei diesem Refinertyp ist die Mahlfläche eine Scheibe. Der Andritz Produktname für diesen Refinertyp ist „TwinFlo“, weil beide Seiten der Scheibe als Mahlfläche genutzt werden und die Scheibe vollständig von Suspension umströmt wird. Die Bezeichnung „TwinFlo“ wird nachfolgend als Synonym für diesen Refinertyp verwendet.

2.6.1 Vorteile

- Einfache Bauweise

Dadurch ergeben sich geringe Herstellkosten der Maschinen.

2.6.2 Nachteile

- Hochgradig veränderliche Umfangsgeschwindigkeit und Kanalquerschnitte entlang der Mahlzone

Dadurch ergeben sich – verglichen mit anderen genannten Refinertypen – eine ineffizientere Mahlung sowie eine erhöhte Leerlaufleistung.



Abbildung 17: Andritz TwinFlo-Refiner mit geöffnetem Gehäuse²¹

²¹ (Andritz AG, 2007)

2.7 Andritz TwinFlo-Refiner

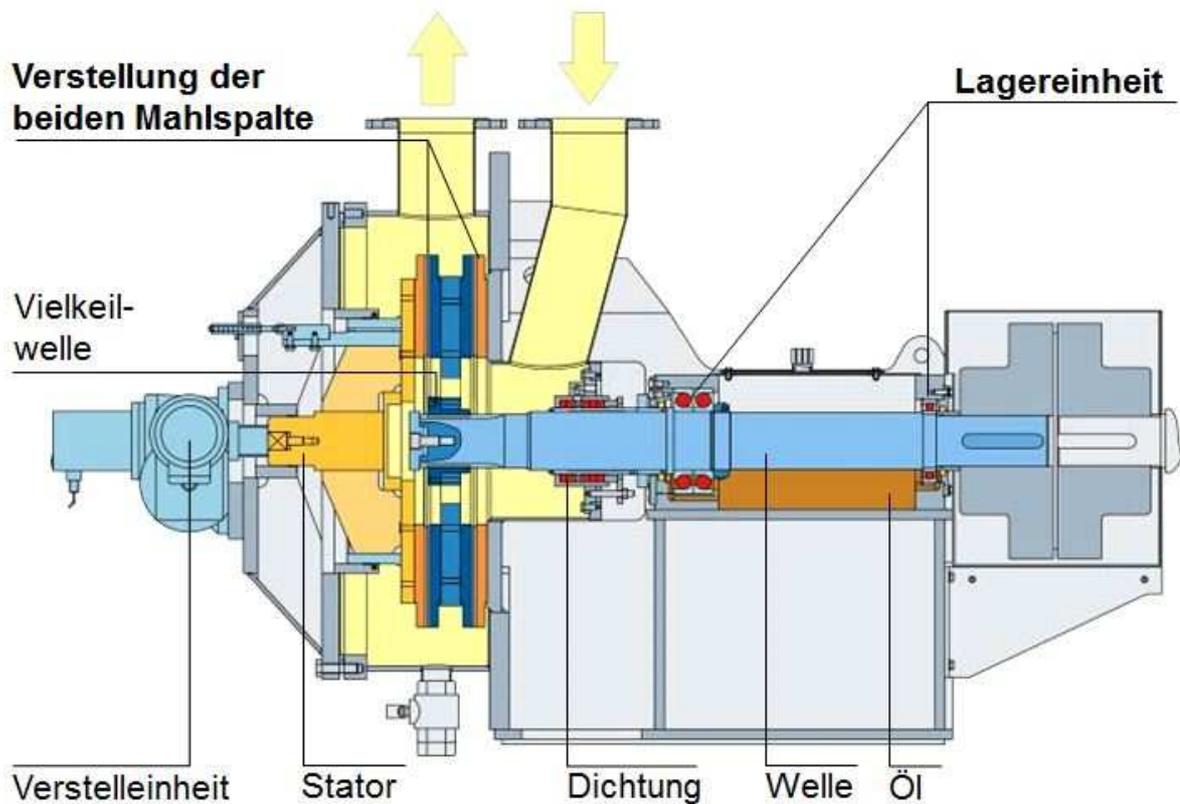


Abbildung 18: Längsschnitt durch Andritz TwinFlo-Refiner²²

Die Suspension tritt radial von innen nach außen durch die beiden scheibenförmigen Mahlflächen hindurch. Der Einlass- und Auslassraum sind dabei als Ringraum gestaltet. Der Rotor ist auskragend gelagert (Abbildung 1), wodurch nur eine Wellendurchführung durch das Strömungsgehäuse erforderlich ist.

2.7.1 Lagerung

Die Welle ist wälzgelagert und axial fixiert. Die Rotorscheibe ist mit der Welle axial verschiebbar über eine Vielkeilwelle verbunden und zentriert sich zwischen den beiden Statorscheiben hydraulisch selbst. Damit ist die Axialkraft auf die Welle zumindest theoretisch Null.

Diese Verbindung erweist sich in der Praxis allerdings oft als problematisch, weil sie aufgrund von Feststoffablagerungen auf der Vielkeilwelle zu Klemmungen neigt. Dies führt zu einer einseitig abgenutzten Mahlflächenpaarung und zu einer schlechten Mahleffizienz der Maschine, da über die einlassseitige Mahlfläche ein Kurzschluss entsteht.

²² (Andritz AG, 2007)

2.7.2 Dichtung

Die (eine) vorhandene Wellendurchführung ist mittels einer Stopfbuchse zur Atmosphäre abgedichtet.

2.7.3 Spaltverstellung

Die Verstellung des Mahlspaltes erfolgt von einer Statorseite aus mittels eines Spindelhubgetriebes.

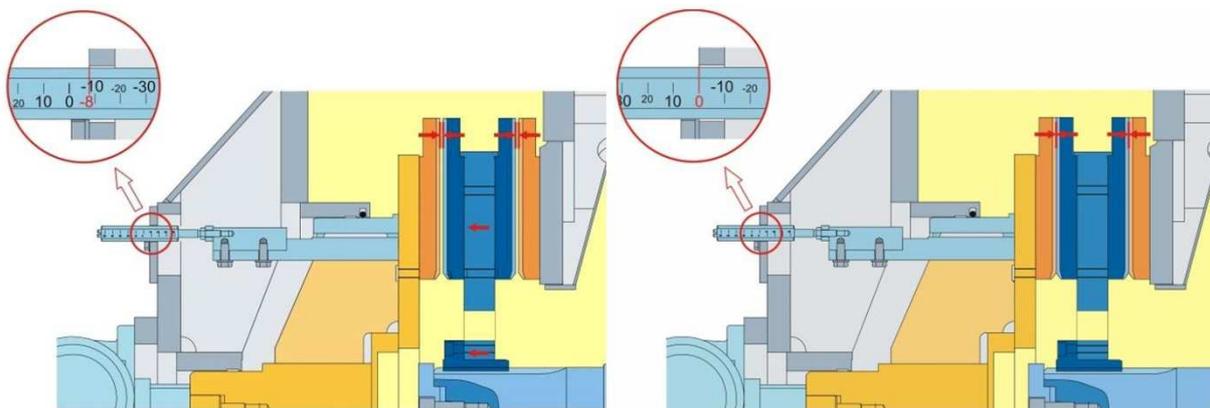


Abbildung 19: Verstellvorrichtung des Andritz TwinFlo-Refiners im Längsschnitt²³

An Abbildung 19 ist die Verstellvorrichtung des TwinFlo-Refiners ersichtlich: links bei geöffnetem Mahlspace und rechts bei geschlossenem Mahlspace.

Obwohl der Stator nur von einer Seite aus verstellt wird, stellt sich auf beiden Seiten ein gleich hoher Mahlspace ein. Dies funktioniert aber nur bei rotierender Scheibe. Dann stellt sich entlang beider Mahlspace eine gleich große Druckerhöhung ein, die dem Druckunterschied zwischen Einlass- und Auslassringraum entspricht. Diese Druckerhöhung ist abhängig von der Spalthöhe und der Pumpeffizienz des Mahlspace. Geht man von der gleichen Pumpeffizienz in beiden Mahlspace aus, muss im Umkehrschluss die Höhe beider Mahlspace stets gleich sein.

Wie bereits zuvor erwähnt, kann es in der Praxis zu Verklemmungen an der Vielkeilwellenverbindung zwischen Rotorscheibe und Welle kommen. In diesem Fall ist die Rotorscheibe auf der Welle axial nicht mehr frei beweglich und die Höhe beider Mahlspace wird mit zunehmendem Verschleiß der Mahlplatten unterschiedlicher. Um dann die gleiche Druckerhöhung realisieren zu können, müssen die Volumenströme durch die beiden Mahlspace unterschiedlich werden. Wird der Spalthöhenunterschied so groß, dass die Nullförderhöhe²⁴ eines Mahlspace kleiner als der Druckunterschied zwischen Einlass- und

²³ (Andritz AG, 2007)

²⁴ Druckerhöhung ohne Volumenstrom

Auslassringraum ist, kommt es zur Rückströmung durch diesen Spalt – quasi zu einem hydraulischen Kurzschluss innerhalb der Maschine.

2.7.4 Standardbaugrößen

Tabelle 3: Standardbaugrößen der Andritz Twin-Flo Refiner²⁵

Typ	Durchmesser [Zoll]	*Minimale Kapazität [l/min]	*Maximale Kapazität [l/min]	Max. Motorleistung [kW]	*Leerlaufleistung [kW]	Rotordrehzahl [U/min]
TF20	20-22	400	2400	315	70	900-1000
TF26	26-30	700	5400	500	100	650-750
TF34	34-38	1400	9000	900	150	525-600
TF42	42-48	2200	16000	1700	200	400-500
TF52	52-58	6000	22000	3000	350	400

* Abhängig von Stoffart, Mahlplattendesign und Drehzahl

Tabelle 3 zeigt die Standardbaugrößen der Andritz TwinFlo-Refiner. Der Begriff der „Leerlaufleistung“ wurde bereits in Abschnitt 2.4.4 thematisiert und gilt gleichermaßen für diese Refinerbauart.

²⁵ (Andritz AG, 2007)

3 Gleitlagertheorie

In diesem Kapitel wird die Funktion der Gleitlager phänomenologisch beschrieben und in weiterer Folge werden mathematische Modelle zu deren Beschreibung erklärt.

3.1 Allgemeines

Bei Gleitlagern ist die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale eine Gleitbewegung. Um die unweigerlich auftretende Reibung zu minimieren, wird meistens ein Zwischenmedium in den Raum zwischen Welle und Lagerschale eingebracht, das die Aufgabe hat, die Gleitflächen möglichst vollständig voneinander zu trennen. Nach der Art der Tragkraftherzeugung unterscheidet man zwischen hydrodynamisch und hydrostatisch wirkenden Gleitlagern. Bei hydrostatischen Gleitlagern wird der nötige Druck im Zwischenmedium durch eine externe Pumpe erzeugt. Bei hydrodynamischen Gleitlagern wird der im Zwischenmedium nötige Druck durch die Relativbewegung zwischen Welle und Lagerschale aufgebaut. Um auch schon bei relativ geringen Relativgeschwindigkeiten zwischen Welle und Lagerschale einen tragenden Schmierfilm aufbauen zu können, werden die beiden Prinzipien oft zu hybriden Lagern kombiniert. Die externe Pumpe ist dann nur beim Anfahren und Auslaufen der Welle aktiv. So genannte Trockenlager arbeiten ohne Zwischenmedium, sie können aber meist nur bis zu relativ geringen Gleitgeschwindigkeiten und unter niedrigen Lasten eingesetzt werden. Lagerhülsen von Trockenlagern sind meist aus einem speziellen Werkstoff, dessen Verschleißprodukte als Schmierstoff wirksam sind.

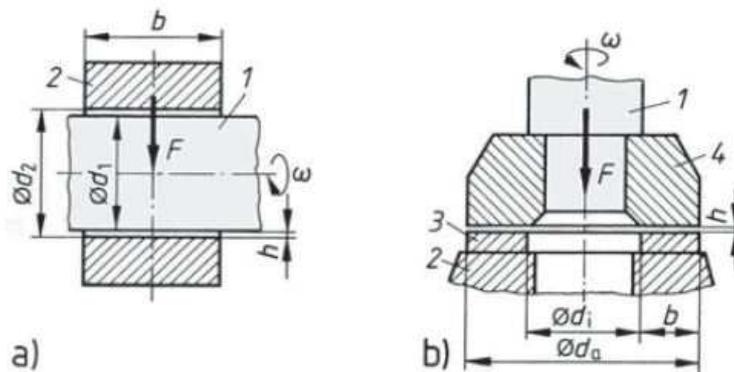


Abbildung 20: Gleitlager²⁶

Abbildung 20 zeigt in (a) ein Radialgleitlager und in (b) ein Axialgleitlager. Darin befinden sich (1) die Welle, (2) die Lagerschale, (3) der Axiallagerring und (4) der Lauftring.

²⁶ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 67)

3.1.1 Krafrichtung, Gleitflächen, Gleitgeschwindigkeit

Beim Radiallager wirkt die Belastungskraft „F“ senkrecht zur Welle. Beim Axiallager wirkt diese in Längsrichtung der Welle. Beim Radiallager ist die Gleitfläche stets die Mantelfläche eines Zylinders, beim Axiallager in der Regel eine ringförmige, ebene Fläche. Es gibt aber auch kugel- oder kegelförmige Gleitflächen, die Belastungen in beiden Richtungen übertragen können. Für ein Radiallager kann die Gleitgeschwindigkeit „u“ aus dem Lagerdurchmesser „d“, der Kreiszahl „π“ und der Drehzahl „n“ ermittelt werden (Formel 2).

$$u = d \times \pi \times n$$

Formel 2: Gleitgeschwindigkeit²⁷

$$\omega = 2 \times \pi \times n$$

Formel 3: Winkelgeschwindigkeit²⁸

$$\beta = \frac{b}{d}$$

Formel 4: Breitenverhältnis bei Radiallagern²⁹

„Allgemein werden Verhältnisse $b/d = 0,5 \dots 1,0$ angewendet, bei Axiallagern $d/d_a = 0,5 \dots 0,8$. Störungsfreies Gleiten setzt verschleißfeste und glatte Flächen voraus. Es ist vorteilhaft, die Rauheitsspitzen durch Glätten zu entschärfen. Im Allgemeinen werden Rauheiten im Bereich von $R_z = 4 \dots 1 \mu\text{m}$ angestrebt; bei Präzisionslagern und Lagern in Verbrennungsmotoren liegen sie unter $1 \mu\text{m}$, bei fettgeschmierten Lagern und solchen mit Feststoffschmierung auch über $4 \mu\text{m}$.“³⁰

Eine wichtige Bestimmungsgröße für Gleitlager ist der spezifische Lagerdruck „p_N“. Dieser ist die Belastungskraft „F“ geteilt durch die projizierte Lagerfläche in Krafrichtung.

$$p_N = \frac{F}{d \times b}$$

Formel 5: Spezifischer Lagerdruck bei Radiallagern³¹

²⁷ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 67)

²⁸ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 67)

²⁹ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 67)

³⁰ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 68)

³¹ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 69)

3.1.2 Lagerspiel und Gleitraum

Um den beiden Gleitteilen die Beweglichkeit zu ermöglichen, muss stets ein gewisses Lagerspiel „s“ zwischen den Gleitflächen vorhanden sein.

$$s = d_2 - d_1$$

Formel 6: Absolutes Lagerspiel bei Radiallagern³²

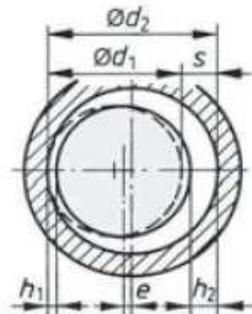


Abbildung 21: Lagerspiel bei Radiallagern³³

Bei der Betrachtung des Lagerspieles ist die Verwendung von bezogenen Größen (sogenannte relative Größen) zweckmäßig, um Unabhängigkeit von der Maschinengrößenordnung beim Vergleich verschiedener Maschinen zu erlangen.

$$\psi = \frac{s}{d}$$

Formel 7: Relatives Lagerspiel bei Radiallagern³⁴

$$\delta = \frac{2 \times h_0}{s}$$

Formel 8: Relative Schmierschichtdicke³⁵

Als Gleitraum wird der Raum zwischen Welle und Lagerschale bezeichnet – also jener Raum, der mit dem tragenden Medium gefüllt ist. Die korrekte Bemessung des Lagerspieles stellt eine wichtige Aufgabe in der Auslegung von Gleitlagern dar – es beeinflusst das Betriebsverhalten des Gleitlagers maßgeblich und ist abhängig vom verwendeten tragenden Medium, von der Geschwindigkeit und der Belastungskraft.

³² (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 68)

³³ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 68)

³⁴ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 68)

³⁵ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 68)

3.1.3 Exzentrizität

Eine wichtige geometrische Kenngröße für Gleitlagerungen, speziell für Radialgleitlagerungen, ist die Exzentrizität. Darunter versteht man den Abstand zwischen den Mittelpunkten der Welle und der Lagerschale.

$$e = \frac{s}{2} - h_0$$

Formel 9: Exzentrizität

$$\varepsilon = \frac{e}{s/2} = \frac{e}{\psi \times r} = 1 - \delta$$

Formel 10: Relative Exzentrizität³⁶

Bei $\varepsilon = 1$ beziehungsweise $\delta = 0$ liegt die Welle in der Lagerschale auf – es herrscht also die geometrisch maximal mögliche Exzentrizität. Bei $\varepsilon = 0$ und $\delta = 1$ fallen die Mittelpunkte der Welle und der Lagerschale aufeinander.

³⁶ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 82)

3.1.4 Reibungszustände

Reibung ist verantwortlich für Verlustleistung und Verschleiß bei allen Gleitbewegungen. Das Auftreten von Reibung kann niemals gänzlich verhindert werden, jedoch kann ihr Wert stark beeinflusst werden.

„Coulomb stellte 1785 fest, dass beim Gleitvorgang zwischen zwei festen Körpern die Reibungskraft „ F_R “ in der Ebene der Gleitfläche und der Bewegung entgegen wirkt und dass sie der senkrecht zur Gleitfläche gerichteten Normalkraft „ F_N “ (das ist hier die durch das Lager zu übertragende Kraft) proportional ist.“³⁷

$$F_R = F_N \times \mu$$

Formel 11: Reibungskraft³⁸

$$P_R = F_R \times u$$

Formel 12: Reibleistung³⁹

Jede Gleitbewegung ist mit Reibung verbunden. Die Reibungskraft (Formel 11) setzt der Gleitbewegung immer einen Widerstand entgegen. Die Reibleistung (Formel 12) wird stets in Form von Wärme abgeführt. Die Menge des vorhandenen Schmierstoffes bestimmt den Reibungszustand und damit sehr stark den Wert der auftretenden Reibung.

Die Reibungszahl „ μ “ drückt aus, wie groß die Reibungskraft „ F_R “ im Verhältnis zur Normalkraft „ F_N “ ist. Der Betrag der Reibungszahl „ μ “ hängt nicht von der Größe der Berührungsfläche ab sondern von den Eigenschaften der Gleitflächen hinsichtlich deren Härte und Oberflächenbeschaffenheit.

Man unterscheidet die folgenden Reibungszustände:

- Festkörperreibung

„Bei unmittelbarer Berührung der Gleitflächen ist Festkörperreibung vorhanden. Absolut trockene Gleitflächen ergeben je nach Werkstoffarten Reibungszahlen $\mu \geq 0,3$. Der dabei auftretende Verschleiß (Abrieb) nimmt mit der Rauheit der Flächen zu. Der Verschleiß leitet den Fressvorgang ein, durch den unter starker Wärmeentwicklung die Gleitflächen fortschreitend bis zum Stillstand der Bewegung zerstört werden. Schon geringes Benetzen trockener Gleitflächen genügt, um die Reibung beträchtlich zu mindern (Grenzreibung $\mu < 0,3$).“⁴⁰

³⁷ (Köhler & Rögnitz, 2007, p. 69)

³⁸ (Köhler & Rögnitz, 2007, p. 69)

³⁹ (Köhler & Rögnitz, 2007, p. 69)

⁴⁰ (Matek, et al., 2001, S. 498)

- Flüssigkeitsreibung

Am besten können die Gleitflächen vor Beschädigungen geschützt werden, wenn sich diese gar nicht berühren. Dies wird beispielsweise durch das Einbringen von Schmierstoff in den Gleitraum erreicht, der die Gleitflächen derartig weit auseinanderdrängt, dass die Festkörperreibung verschwindet – dann herrscht Flüssigkeitsreibung.

„Werden flüssige Schmierstoffe verwendet, herrscht Flüssigkeitsreibung, wenn $h_0 \geq h_{0zul} \geq \Sigma(R_z+W_t)$ für die Summe der gemittelten Rautiefen R_z und der Wellentiefen (Welligkeit) W_t von Welle und Lagerschale beträgt. Durch den trennenden Schmierfilm können sich je nach Schmierstoffart bis zu 100-fach niedrigere Reibungszahlen, allgemein $\mu = 0,005...0,001$ ergeben.“⁴¹

Der Zustand der Flüssigkeitsreibung wird demnach umso leichter erreicht, je kleiner die Rau- und Wellentiefen an den Gleitflächen sind.

Im Zustand der Flüssigkeitsreibung wird die Verlustleistung (Reibleistung) ausschließlich durch den inneren Reibungswiderstand des Schmiermittels hervorgerufen. Die Zähigkeit der Flüssigkeit stellt der Verschiebung von Flüssigkeitsschichten gegeneinander (Scherung) einen Widerstand entgegen. Man unterscheidet die dynamische Viskosität „ η “ von der kinematischen Viskosität „ ν “.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

Formel 13: Kinematische Viskosität⁴²

$$\tau = \eta \times \frac{du}{dh}$$

Formel 14: Newton'sche Schubspannungsgleichung⁴³

„ du/dh “ drückt in Formel 14 das Geschwindigkeits- oder Schergefälle aus. Bei einem sehr kleinen, gleichbleibenden Flächenabstand „ h “ und bei laminarer Strömung (Schleppströmung) ist das Geschwindigkeitsgefälle konstant, dann gilt:

$$\frac{du}{dh} = \frac{u}{h}$$

Formel 15: Differenzenquotient

⁴¹ (Matek, et al., 2001, S. 498-499)

⁴² (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 72)

⁴³ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 72)

Die Zähigkeit von Flüssigkeiten ist stark temperaturabhängig. Bei der Berechnung von Gleitlagern ist es daher wichtig, den Wert der Zähigkeit des Schmiermediums bei der jeweiligen Betriebstemperatur einzusetzen. Darüber hinaus ist die Zähigkeit auch vom Druck abhängig, diese Veränderlichkeit ist jedoch in der Praxis vernachlässigbar.

Tabelle 25 (Anhang) zeigt die Zähigkeit von Wasser in Abhängigkeit von Temperatur und Druck, ergänzend dazu zeigt Abbildung 70 die dynamische Viskosität verschiedener Flüssigkeiten in Abhängigkeit von der Temperatur bei 1 bar Druck. In der Norm IEC 60193 beispielsweise ist auch ein Formelapparat zur Berechnung der Viskosität angeführt.

- Mischreibung

Man spricht von Mischreibung, wenn sowohl Festkörperreibung als auch Flüssigkeitsreibung vorliegen. Diese tritt auf, wenn $h_0 \leq h_{0zul}$ ist. Der Anteil an Festkörperreibung führt zum Verschleiß der Gleitflächen.

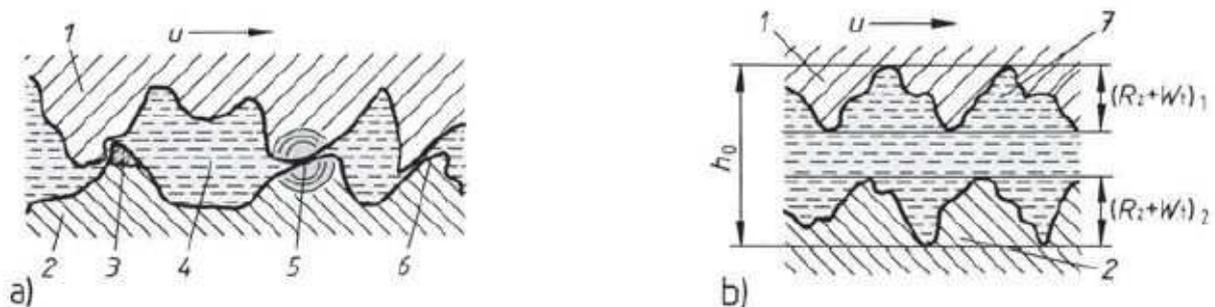


Abbildung 22: Reibungszustände⁴⁴

Abbildung 22 zeigt in (a) den Zustand der Mischreibung und in (b) den Zustand der Flüssigkeitsreibung. Darin bezeichnet (1) die Welle und (2) die Lagerschale, in (3), (5) und (6) tritt Festkörperreibung auf. Bei (3) erfolgt Abrieb durch Abscheren von Rauigkeitsspitzen, bei (4) tritt örtliche Flüssigkeitsreibung auf und bei (5) treten sogar örtliche Verschweißungen auf.

⁴⁴ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 70)

3.2 Hydrostatische Gleitlager

„Bei hydrostatisch geschmierten Gleitlagern wird das Schmieröl unter hohem Druck (bis zu 200 bar) zwischen die gleitenden Teile gepresst, sodass diese in einem bestimmten Abstand von wenigen Hundertstel Millimetern gehalten werden, unabhängig davon, ob die Gleitflächen bewegt werden oder stillstehen. Die Gleitflächen können sich daher nicht abnutzen.“⁴⁵

Bei sogenannten Druckkammerlagern (Abbildung 23) sind die Gleitflächen durch seichte Räume (Kammern „K“) unterbrochen, denen das Drucköl über Bohrungen und Kanäle zugeführt wird. Durch Druckunterschiede zwischen den einzelnen Kammern mittels vorgeschalteter Drosseln „D“ (Abbildung 23) lässt sich sogar die Wellenlage beeinflussen, was bei Präzisionsmaschinen von Bedeutung ist.

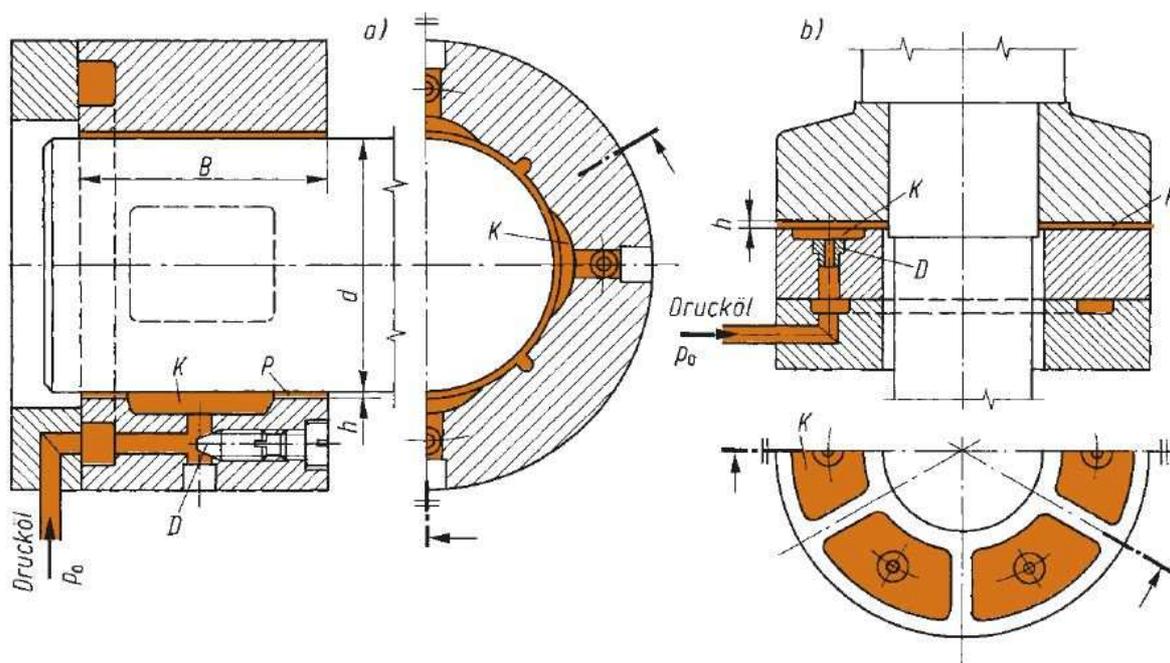


Abbildung 23: Hydrostatisches Gleitlager⁴⁶

Abbildung 23 zeigt in (a) ein Radialgleitlager und in (b) ein Axialgleitlager. Darin ist „B“ die Lagerbreite, „d“ der Wellendurchmesser, „h“ die Schmierpalthöhe.

Die Berechnung hydrostatischer Gleitlager ist in der Norm DIN 31655 geregelt. Diese Norm bezieht sich allerdings ausschließlich auf Radialgleitlager. Darin ist die rechnerische Ermittlung der Verlagerung, der Tragfähigkeit, der Steifigkeit, des erforderlichen Zuführdruckes, des Öldurchflusses, der Reib- und Pumpenleistung und der Temperaturerhöhung genormt.

⁴⁵ (Decker & Kabus, 2014, S. 409)

⁴⁶ (Decker & Kabus, 2014, S. 409)

„Die in der Norm verwendete Näherungslösung beruht auf zwei Grundgleichungen zur Beschreibung der Strömung über den Lagerstegen, die sich bei Berücksichtigung spezieller Randbedingungen aus der Reynolds'schen Differentialgleichung ableiten lassen. Die beiden Grundgleichungen, die Hagen-Poiseuillsche- und die Couette-Gleichung, beschreiben die Druckströmung in einem Parallelspalt bzw. die durch die Wellenrotation verursachte Schleppströmung im Lagerspalt.“⁴⁷

3.3 Hydrodynamische Gleitlager

„Bei hydrodynamisch geschmierten Gleitlagern bildet sich ein tragender Schmierfilm, wenn sich die Gleitflächen aufeinander bewegen, keilförmig angestellt sind und die Gleitgeschwindigkeit „ u “ groß genug ist. Das „Aufschwimmen“ lässt sich mit den Vorgängen beim Wasserskifahren vergleichen. Nur durch die Bewegung und die schräg zur Wasseroberfläche angestellten Skibretter wird ein genügend hoher Wasserdruck erzeugt, der den Fahrer tragen kann.“⁴⁸

Im Gleitlager entspricht der Keilspalt den schräg angestellten Skibrettern beim Wasserskifahren. Das Öl haftet an den Gleitflächen und es wird von der sich bewegenden Gleitfläche mitgenommen und in den Keilspalt hineingedrückt. Dadurch nimmt der Druck auf die Spaltlänge ständig zu und erreicht kurz vor der engsten Stelle „ h_0 “ sein Maximum. (Abbildung 24)

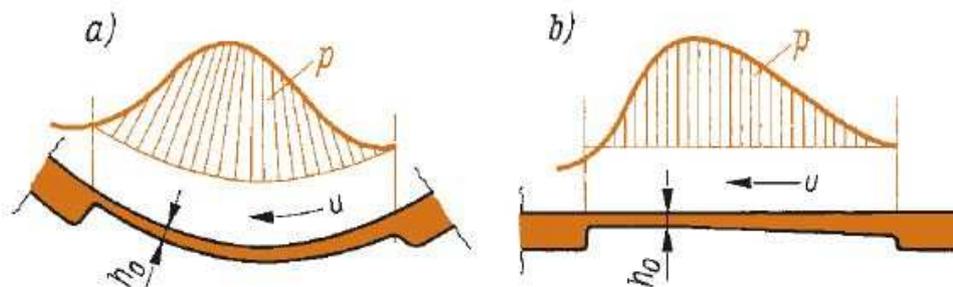


Abbildung 24: Hydrodynamischer Druckaufbau⁴⁹

Abbildung 24 zeigt in (a) einen sich stromab verengenden, gekrümmten Keilspalt wie er bei Radialgleitlagern vorkommt. In (b) zeigt die Abbildung einen analogen, jedoch ebenen Keilspalt wie er bei Axialgleitlagern vorkommt. Fertigungstechnisch ist ein derartiger Keilspalt für Radiallager sehr einfach herstellbar – dieser ergibt sich aus einem entsprechenden Lagerspiel und einem exzentrisch zur Lagerbuchse laufenden Rotor. Bei Axiallagern ist die Herstellung eines derartigen Spaltes deutlich schwieriger. Die Exzentrizität des Rotors beim hydrodynamisch geschmierten Radiallager ist maßgeblich von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Je größer diese Gleitgeschwindigkeit ist, umso mehr Schmierstoff wird in den

⁴⁷ (DIN 31655, 1991)

⁴⁸ (Decker & Kabus, 2014, S. 410)

⁴⁹ (Decker & Kabus, 2014, S. 410)

Keilspalt gefördert und steigert den dortigen Druck. Die Exzentrizität stellt sich im Betrieb so ein, dass die hydrodynamische Druckkraft der Belastungskraft entspricht.

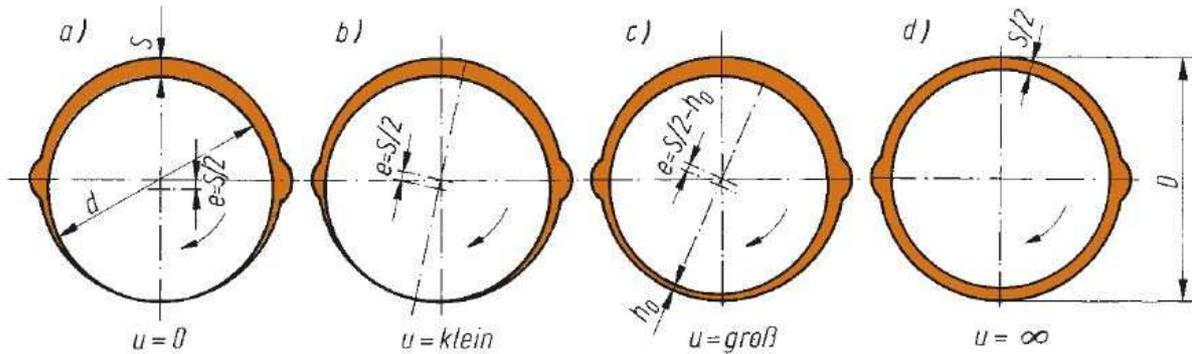


Abbildung 25: Hydrodynamisches Gleitlager⁵⁰

Abbildung 25 zeigt die Lage des Rotors innerhalb eines hydrodynamischen Radialgleitlagers. In (a) mit stillstehendem Rotor – hier herrscht Festkörperreibung, in (b) bei kleiner Drehzahl, in (c) bei großer Drehzahl und in (d) bei unendlich großer Drehzahl. Bei unendlich großer Drehzahl läuft der Rotor absolut zentrisch, jedoch kann das Gleitlager in diesem Zustand keine Kräfte aufnehmen. Man erkennt, dass sich bei steigender Drehzahl die Exzentrizität des Rotors verringert. Ab einer gewissen Drehzahl verschwindet der Anteil der Festkörperreibung völlig und es herrscht nur noch Flüssigkeitsreibung. Diesen Vorgang nennt man „Ausklinken“ und die entsprechende Drehzahl heißt Übergangsdrehzahl.

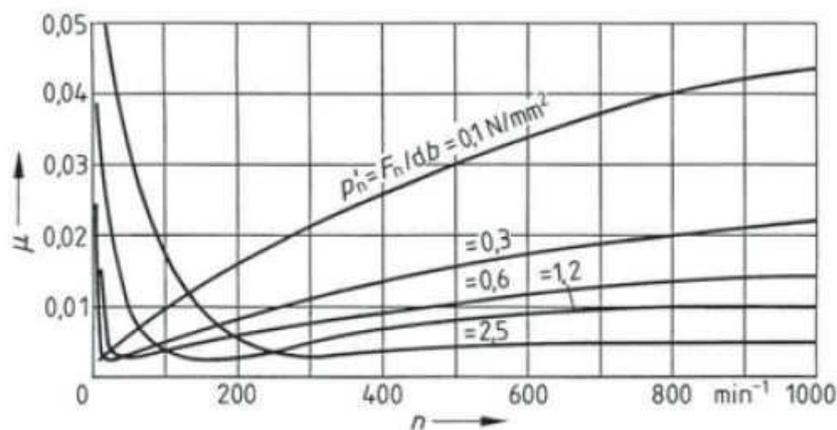


Abbildung 26: Stribeck-Kurve⁵¹

„Im Jahre 1902 wies Stribeck durch Versuche nach, dass für das flüssigkeitsgeschmierte Lager das Coulombsche Gesetz nicht gilt. Die Reibungszahl „ μ “ ist nach Stribecks richtungweisenden Versuchen von der Drehzahl „ n “ des Zapfens (mit dem Durchmesser „ d “

⁵⁰ (Decker & Kabus, 2014, S. 410)

⁵¹ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 79)

und der Lagerbreite „b“) und von der spezifischen Lagerbelastung „ p_N “ abhängig; über weitere Einflüsse gaben spätere Untersuchungen Aufschluss.“⁵²

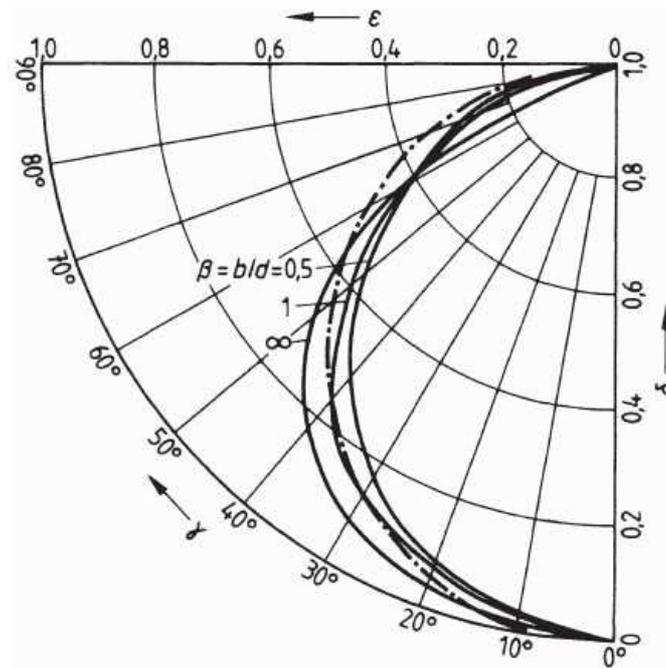
Das wichtigste Ergebnis der von Stribeck durchgeführten Versuche vermitteln Kurven in Abbildung 26. In der Stribeck-Kurve sind die Betriebsstadien von hydrodynamisch geschmierten Gleitlagern graphisch dargestellt. Die Kurve zeigt die Reibungszahl „ μ “ in Abhängigkeit von der Drehzahl „ n “. Die spezifische Lagerbelastung „ p_N “ ist ein Parameter. Das Minimum der Reibungszahl tritt genau im Ausklinkpunkt bei der Übergangsdrehzahl auf.

Im Stillstand liegt der Zapfen an der tiefsten Stelle der Bohrung auf (Abbildung 25 (a)). An der Berührungsstelle sind die von der Bearbeitung herrührenden Rauheiten der Flächen ineinander „verkeilt“. Zur Einleitung der Bewegung muss der Zapfen aus der Verklammerung herausgehoben werden. Aus dem hierzu erforderlichen Drehmoment ergibt sich die Reibungszahl für die Festkörperreibung (Anlaufreibung). Diese ist relativ hoch und verringert sich rasch nach Beginn der Bewegung. An den höchsten Erhebungen der Oberflächen treten dabei Beanspruchungen auf, welche zu metallischer Berührung und damit zu Verschleiß führen.

Mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit wird vom Zapfen eine größere Schmiermittelmenge in den Spalt gefördert. Die metallische Berührung reduziert sich in diesem Bereich der Mischreibung stark. Ab einer gewissen Gleitgeschwindigkeit wird die Flüssigkeitsschicht im Schmierspalt „ h_0 “ unter dem Zapfen (Abbildung 25 (c)) bei weiterer Beschleunigung dicker, der Reibungswiderstand steigt nun wieder langsam an.

Die Lage des Wellenmittelpunktes innerhalb der Lagerschale ist mit der relativen Exzentrizität „ ε “ und dem Verlagerungswinkel „ γ “ in jedem Betriebszustand eindeutig definiert. Abbildung 27 zeigt die Wellenlage innerhalb der Lagerschale bei verschiedenen Breitenverhältnissen „ b/d “ nach Sassenfeld und Walther. Zum Vergleich ist ein Halbkreis in strichpunktierter Linie in das Diagramm eingetragen.

⁵² (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 79)

Abbildung 27: Wellenlage innerhalb der Lagerschale⁵³

Mit zunehmender Drehfrequenz bewegt sich der Zapfenmittelpunkt etwa auf einem Halbkreisbogen zum Bohrungsmittelpunkt hin (Abbildung 27).

Der Auslegungspunkt (Betriebspunkt) hydrodynamischer Gleitlager liegt im Bereich ausschließlicher Flüssigkeitsreibung mit einem Sicherheitsabstand zum Ausklinkpunkt – um auch kleine Anteile an Festkörperreibung und damit Verschleiß sicher zu vermeiden. Dabei darf die Exzentrizität jedoch nicht zu gering werden, da sonst die Tragfähigkeit des Lagers zu gering wird und das Lager zu Schwingungen neigt. Eine Charakterisierung hydrodynamischer Gleitlager hinsichtlich ihres Betriebszustandes kann mit der dimensionslosen Sommerfeld-Zahl erfolgen.

$$S_o = \frac{p_N \times \psi}{\eta \times \omega}$$

Formel 16: Sommerfeld-Zahl⁵⁴

Die Sommerfeld-Zahl lässt sich auch als Funktion der relativen Exzentrizität „ε“, des Breiten-Durchmesserverhältnisses „b/d“ und des Umschließungswinkels „Ω“ ausdrücken.

$$S_o = f\left(\varepsilon, \frac{b}{d}, \Omega\right)$$

Formel 17: Sommerfeld-Zahl als Funktion geometrischer Lagerkennwerte⁵⁵

⁵³ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 82)

⁵⁴ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 83)

⁵⁵ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 83)

Die Sommerfeld-Zahl vereint somit sowohl geometrische Kennwerte als auch Belastungs- und Betriebskennwerte eines hydrodynamisch geschmierten Gleitlagers in einer dimensionslosen Zahl und stellt damit ein zentrales Element in der Auslegung derartiger Gleitlager dar.

„Vogelpohl unterscheidet hoch belastete Lager ($So > 1$) und schnelllaufende Lager ($So < 1$). Holland gibt folgende Hinweise: Lager bis zum Breitenverhältnis $b/d = 1/3$ mit Sommerfeldzahl $So = 1 \dots 10$ bei $\epsilon = 0,6 \dots 0,95$ lassen einen störungsfreien Betrieb erwarten. Lager mit Sommerfeldzahlen $So > 10$ sind bei normaler Oberflächengüte möglichst zu vermeiden bzw. kaum zu betreiben, da diese leicht in das Gebiet der Mischreibung geraten (für $\epsilon > 0,98$ wird h_0 zu klein). Bei $So < 0,3$ wird die Wellenlage instabil, der Lagerzapfen läuft unruhig. Gleitlager mit $So < 0,1$ und Umfangsgeschwindigkeiten $u = r \times \omega = 100$ m/s lassen sich in der Regel noch als Mehrflächengleitlager ausführen.“⁵⁶

Die weitere Berechnung hydrodynamischer Gleitlager ist in der Norm DIN 31652 geregelt. Analog zur DIN 31655 für hydrostatische Gleitlager gilt auch diese Norm nur für Radialgleitlager. Grundlage für das Berechnungsverfahren laut dieser beiden Normen ist die Reynolds'sche Differentialgleichung. Die Norm kann allerdings nur Anwendung finden, wenn die Forderung nach laminarer Strömung im Schmierspalt erfüllt wird. Ein Nachweis dazu kann mit der Reynolds-Zahl erbracht werden:

$$Re = \frac{d \times \pi \times n \times s/2}{\nu} \leq 41,3 \times \sqrt{\frac{d}{s}}$$

Formel 18: Reynolds-Zahl im Schmierspalt⁵⁷

Die Reynolds-Zahl „Re“ stellt das Verhältnis zwischen Trägheitskräften und Zähigkeitskräften dar. Das Turbulenzverhalten geometrisch ähnlicher Körper ist bei gleicher Reynolds-Zahl identisch.

⁵⁶ (Köhler & Rögnitz, 2007, S. 83)

⁵⁷ (DIN 31652, 1983)

3.4 Werkstoffe

Für den Dauerbetrieb wird bei Gleitlagern die völlige Trennung der Gleitflächen angestrebt – also der Zustand der Flüssigkeitsreibung. Neben dem planmäßigen Dauerbetrieb existieren allerdings auch Betriebszustände, in denen ein Zusammenwirken der Gleitflächen erfolgt. Dies tritt beispielsweise beim Anfahren und Auslaufen, jedoch auch beim Aussetzen der Schmiermittelversorgung auf.

Zur Charakterisierung der Gleitlagerwerkstoffe hinsichtlich ihrer Eigenschaften beim Gleiten im Zustand der Festkörper- und Mischreibung werden nach DIN 50282 folgende Begriffe verwendet:

- „Belastbarkeit“ bezeichnet jene Belastung, die ein Gleitwerkstoff dauernd unter einer bestimmten Beanspruchungsart ertragen kann, ohne dabei durch bleibende Verformung oder Bruch zu versagen.
- „Schmiegsamkeit“ ist die Fähigkeit des Gleitwerkstoffes sich durch elastische oder plastische Verformung an Unvollkommenheiten des Gleitraumes anzupassen, ohne dabei selbst bleibenden Schaden zu nehmen.
- Das „Einlaufverhalten“ beschreibt die Fähigkeit, die erhöhte Anfangsreibung und den Anfangsverschleiß durch Anpassung nach kurzer Zeit herabzusetzen.
- Die „Einbettfähigkeit“ beschreibt die Fähigkeit Schmutzteilchen, insbesondere harte Teilchen in die Laufschrift aufnehmen zu können.
- Der „Verschleißwiderstand“ bezeichnet den Widerstand gegen die Abtrennung kleiner Teilchen aus der Oberfläche infolge einer tribologischen Beanspruchung.
- Die „Fressunempfindlichkeit“ kennzeichnet den Widerstand des Gleitwerkstoffes gegen die Bildung von adhäsiven Bindungen mit dem Gegenwerkstoff.
- Das „Notlaufverhalten“ ist die Fähigkeit, beim Auftreten unvorhergesehener und ungünstiger Schmierbedingungen ein Gleiten noch zeitlich begrenzt aufrechterhalten zu können.

Tabelle 4: Richtlinien zur Wahl von Gleitlagerwerkstoffen⁵⁸

Forderung nach	Gleitlagerwerkstoffe und ihre Eignung								
	Guss- eisen	Sinter- metall	CuSn- Guss- bzw. Knet- legierungen	G-CuPb- Legierungen	PbSn- Legierungen	Kunst- stoffe	Holz	Gummi	Kohle Graphit
Gleiteigenschaften	2	2	3	4	4	4	4	4	4
Notlaufverhalten	2	4	2	3	3	4	1	0	4
Verschleißwiderstand	4	2	4	2	1	2	1	0	1
Stat. Tragfähigkeit	4	2	3	1	1	1	0	0	1
Dyn. Belastbarkeit	3	1	3	1	1	1	0	0	0
Hohe Gleitgeschwindigkeit	1	0	3	4	4	0	0	0	3
Unempfindlichkeit gegen Kantenpressung	0	0	3	3	4	4	3	4	2
Einbettfähigkeit	0	0	3	3	4	3	3	4	3
Wärmeleitfähigkeit	2	2	3	2	1	0	0	0	3
Kleine Wärmedehnung	4	4	3	2	2	0	1	0	4
Beständigkeit gegen hohe Temperaturen	2	2	2	0	0	0	0	0	4
Öl- (Fett-) Schmierung	4	4	4	4	4	4	4	2	4
Wasserschmierung	0	0	0	0	0	4	4	4	4
Trockenlauf	0	0	0	0	0	4	0	0	4

Tabelle 4 zeigt die Stärken und Schwächen verschiedener Gleitlagerwerkstoffe. Darin bedeutet „0“ „nicht geeignet“, „1“ bedeutet „Eignung eingeschränkt“, „2“ bedeutet „geeignet“, „3“ bedeutet „gut geeignet“ und „4“ bedeutet „sehr gut geeignet“. Die Bezeichnung „Gleitlagerwerkstoffe“ bezieht sich dabei auf den Werkstoff der Lagerhülsen. Die Tabelle ermöglicht die Vorauswahl einer bestimmten Werkstoffgruppe für eine Gleitlagerhülse. Sie geht dabei allerdings von der Verwendung einer Massivlagerhülse aus einem Werkstoff aus. Die Eigenschaften verschiedener Werkstoffe können kombiniert werden, wenn man einen Verbund aus verschiedenen Werkstoffen bildet. Dies wird bei Mehrschichtgleitlagern angewandt.

Genauso wichtig für die Betriebssicherheit eines Gleitlagers sind die Wahl eines passenden Gegenlaufwerkstoffes sowie die Oberflächengüte der Gleitpartner.

⁵⁸ (Matek, et al., 2001, S. 507)

„Das Härteverhältnis zwischen Lagerwerkstoff und Welle sollte etwa 1:3 bis 1:5 betragen. Der Lagerwerkstoff muss also stets weicher und nachgiebiger sein, um den Verschleiß aufzunehmen und Kantenpressung abbauen zu können.“⁵⁹

Um bei Verschleiß nicht die gesamte Welle austauschen zu müssen und um die Herstellung zu erleichtern, werden meist Wellenschutzhülsen verwendet. Das sind allseitig bearbeitete Rohre, die auf die Welle montiert werden und an ihrer Randschicht gehärtet oder mit einer Verschleißschutzschicht überzogen sind (z.B. keramikbeschichtet). Eine besonders kosteneffiziente Variante stellt die Verwendung von Nadellagerinnenringen als Wellenschutzhülse dar. Diese sind Standardteile und meist günstiger als eine Wellenschutzhülse nach Zeichnung. Sie sind sogar in rostfreier Ausführung erhältlich – was für wassergeschmierte Gleitlager essentiell ist.

3.5 Beispiele wassergeschmierter Gleitlagerungen

Bei Pumpen und Turbinen sind wassergeschmierte Gleitlagerungen seit langem Stand der Technik. Die Verwendung von Wasser als Schmiermittel ist dabei aus praktischen Gründen reizvoll:

- Je nach Fördermedium kann eine kleine Kontamination mit Wasser toleriert werden.
- Eine Leckage in die Umwelt ist tolerierbar.
- Wasser kann an vielen Orten einfach und kostengünstig bezogen werden beziehungsweise findet ohnehin an anderen Teilbereichen des Prozesses Verwendung.
- Die Kühlwirkung von Wasser ist wesentlich besser als die von Mineralölen.
- Jedoch bestehen bei einer Wasserschmierung Anforderungen an die Korrosionsbeständigkeit der Maschinenteile der Lagerung.

Die genannten Leckagen in den Prozessraum der Maschinen beziehungsweise in die Umwelt sind natürlich nur tolerierbar, sofern sich diese in ertragbaren Größenordnungen bewegen. Bei Wasser als Schmiermedium sind diese Toleranzen allerdings meist um ein Vielfaches höher als bei anderen Schmiermitteln – dort sind Leckagen zum Teil gar nicht tolerierbar.

⁵⁹ (Matek, et al., 2001, S. 507)

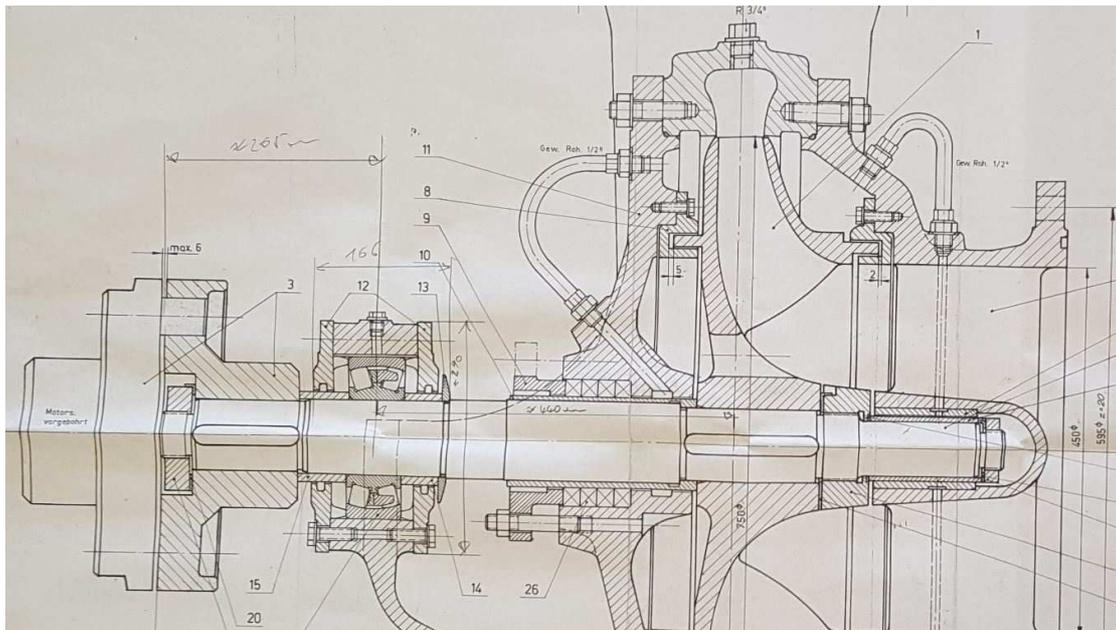


Abbildung 28: Lagerung einer Pumpenwelle von Andritz

Abbildung 28 zeigt die Lagerung einer Pumpenwelle – hergestellt von der Maschinenfabrik Andritz im Jahre 1972. Motorseitig ist die Welle mittels eines Pendelrollenlagers gelagert; dieses Wälzlager lässt eine Schwenkbewegung der Welle zu. Dadurch wird eine eventuelle Kantenpressung am Wälzlager verhindert, die bei anderen Wälzlagertypen auftreten würde, weil das Gleitlager ein entsprechendes Lagerspiel aufweisen muss. Die auftretenden Axialkräfte werden auch von diesem Lager aufgenommen. Im Einlaufbereich des Strömungsgehäuses ist die Welle gleitgelagert – sie ist daher nicht auskragend gelagert. Das Prinzip des Gleitlagers ist hydrodynamisch. Beim Betrieb der Pumpe wird Fördermedium von der Druckseite entnommen und der Lagerstelle zugeführt. Durch den fallenden Druckgradienten von Druck- zu Saugseite stellt sich eine Strömung durch das Lager ein. Diese Strömung ist wichtig für die Reinigung und Kühlung des Lagers. Beim Anfahren läuft das Gleitlager im Zustand der Mischreibung. Die Lagerbuchse ist aus einer Bleilegierung gefertigt und weist daher gewisse Notlaufeigenschaften auf. Die Wellendurchführung durch das Strömungsgehäuse ist mit einer Stopfbuchse gegen die Atmosphäre abgedichtet. Bei der verwendeten Kupplung handelt es sich um eine Bolzenkupplung mit Elastomereinsätzen (sogenannte „Elco“-Kupplung).

Durch die nicht auskragende Lagerung der Welle wird deren Biegebelastung stark abgesenkt – verglichen mit einer reinen Wälzlagerung auf der Motorseite. Dadurch ist die Bauart der Maschine wesentlich kleiner, die Welle kann deutlich dünner ausgeführt werden und auch die Lagerkräfte sind stark reduziert.

Die gezeigte Pumpenwellenlagerung zeigt, dass im Bereich des Pumpenbaus die wassergeschmierte Gleitlagerung schon bereits seit langem Stand der Technik ist.

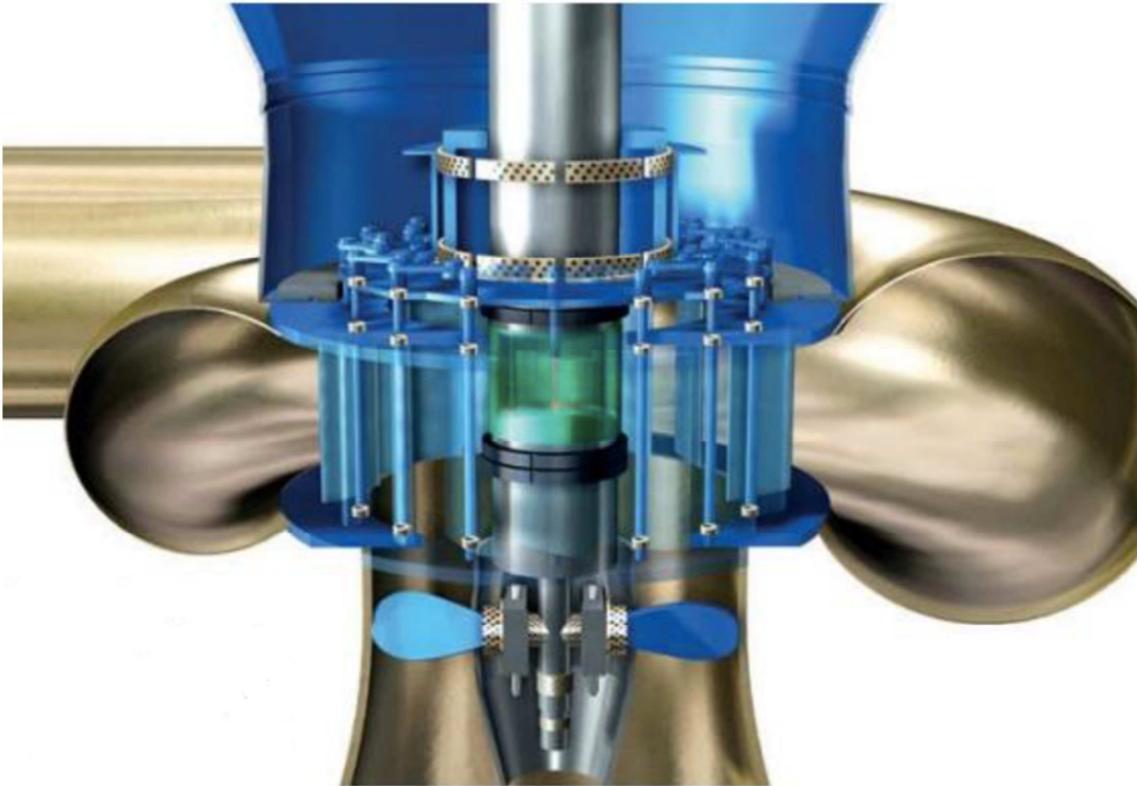


Abbildung 29: Kaplanmaschine⁶⁰

Abbildung 29 zeigt eine Kaplanmaschine mit Gleitlagerungen an verschiedenen Lagerstellen. Die Gleitlagerbuchsen stammen von der japanischen „OILES Cooperation“. Dabei sind die Schaufeln des Laufrades drehbar gelagert, um sie während des Betriebs verstellen zu können. Auch die Leitschaufeln am Innendurchmesser der Einlaufspirale sind drehbar gleitgelagert. Die Verstellbarkeit der Laufradschaufeln und der Leitrad-schaufeln ermöglicht die Regelung der Kaplanmaschine. Diese Gleitlagerungen sind hohen Kräften ausgesetzt, laufen jedoch bereits bei sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten. Sie laufen im Zustand der Mischreibung, weil die Gleitgeschwindigkeit bei Weitem nicht ausreicht, um einen ausreichenden hydrodynamischen Druck aufzubauen, um den Zustand der Flüssigkeitsreibung zu erlangen, und ein hydrostatischer Druckaufbau wäre zu aufwendig. Im obigen Beispiel der Kaplanmaschine werden an diesen Stellen Verbundlagerbuchsen aus Bronze mit PTFE-Einsätzen eingesetzt. Der Abrieb dieser PTFE-Einsätze wirkt in der Gleitfläche als Festschmierstoff.

Die Lagerung der Hauptwelle erfolgt mit wassergeschmierten Gleitlagern, die nach dem hydrodynamischen Prinzip betrieben werden. Bei dieser Gleitlagerung treten hohe Gleitgeschwindigkeiten bei kleinen Lagerkräften auf. Der eingesetzte Gleitlagerwerkstoff ist ein Verbundwerkstoff aus Baumwollfasern in einer Phenolharzmatrix.

⁶⁰ (zek Hydro, August 2016, S. 60-61)

4 Lagerkonzept für Zellstoffmaschinen

In diesem Kapitel werden die erarbeiteten Lagerkonzepte für Maschinen mit auskragend gelagertem Rotor und für Maschinen mit nicht auskragend gelagertem Rotor beschrieben und demonstrativ für zwei Zellstoffmaschinen (Andritz Papillon-Refiner „CS380“ und Andritz TwinFlo-Refiner „TF20S“) ausgelegt.

4.1 Zylinderrefiner

In Abschnitt 2.4 wurde der Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CS (Single Feed) vorgestellt.

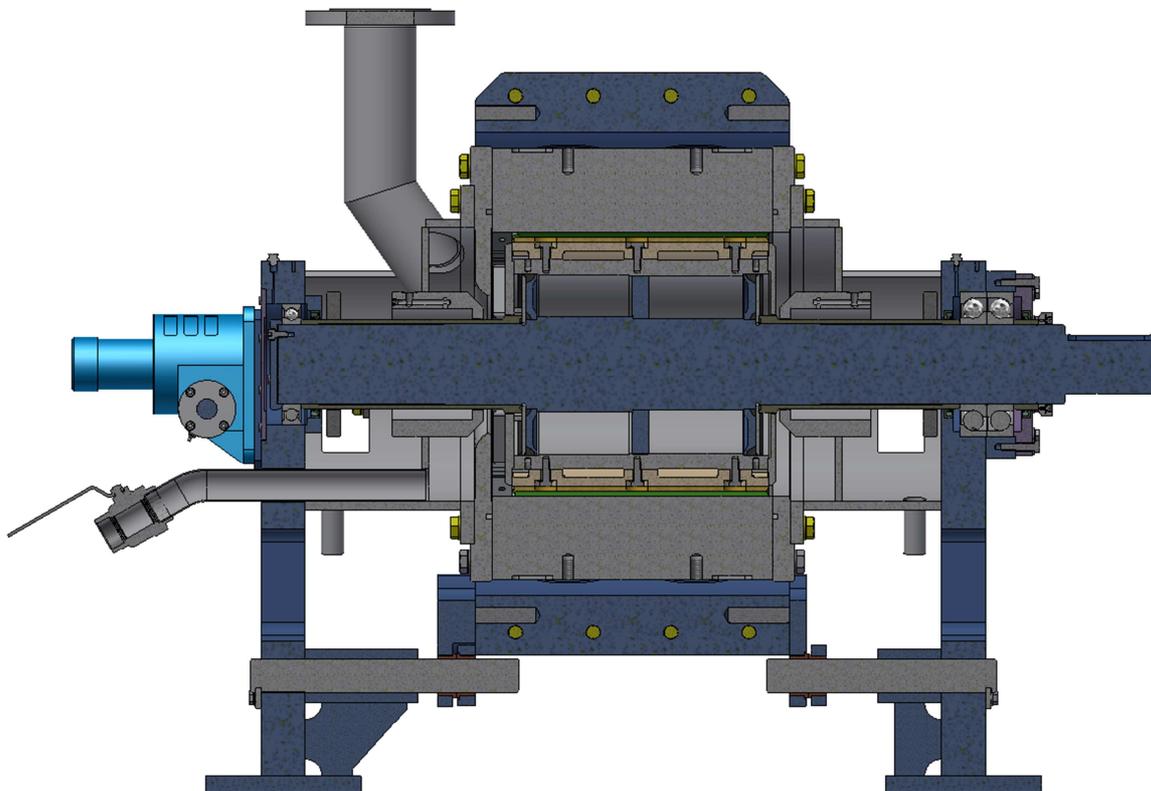


Abbildung 30: CAD-Längsschnittbild des Andritz Papillon-Refiners „CS380“

Abbildung 30 zeigt einen Längsschnitt des Andritz Papillon-Refiners, Baugröße „CS380“, in der bestehenden Bauweise mit fettgeschmierten Wälzlagern und Stopfbuchsenabdichtungen. Der Andritz Papillon-Refiner wurde im Jahre 2000 vorgestellt und damals zweidimensional gezeichnet. Daher wurde mit Autodesk Inventor ein 3D-CAD-Modell erstellt, das den Status Quo abbildet und eine Basis für weitere Optimierungen dieser Maschine bietet.

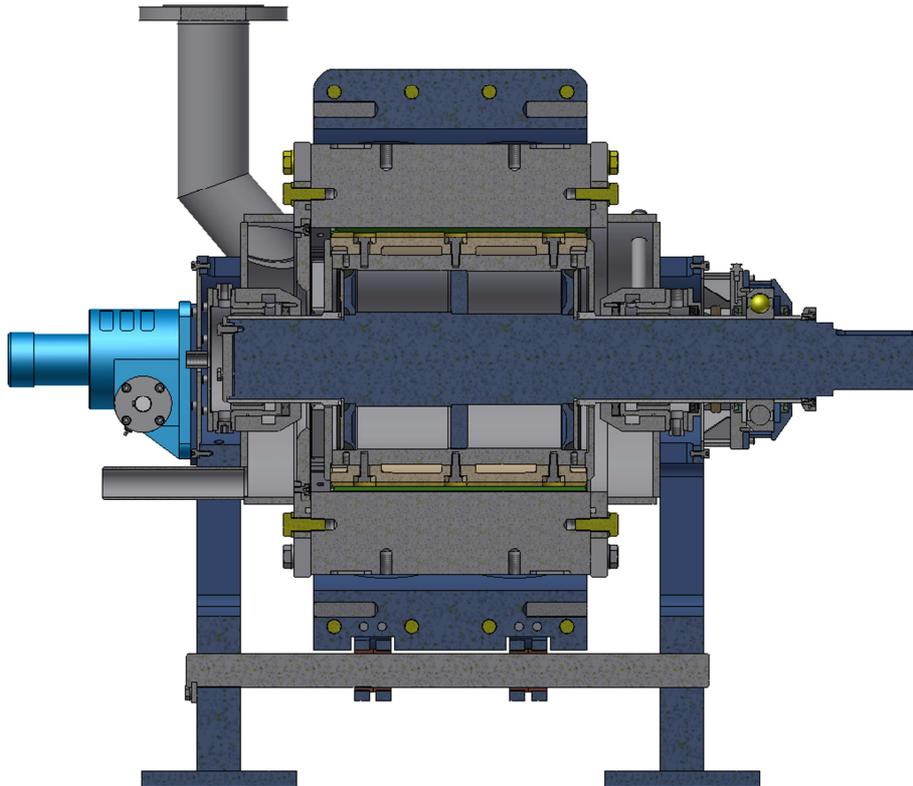


Abbildung 31: Andritz Papillon-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern

Abbildung 31 zeigt den „CS380“ wieder im Längsschnitt, jedoch mit wassergeschmierten Gleitlagern als Radiallager auf beiden Seiten. Die Radiallager befinden sich auf dem Platz der zuvor eingesetzten und nun wegfallenden Stopfbuchsenabdichtungen. Da bei der CS-Variante dieser Maschine starke Axialkräfte auftreten können, wurde ein Vierpunktlager als reines Axiallager auf der Antriebsseite der Maschine eingesetzt. Dieses Lager hat allerdings den Nachteil, dass es nicht vorspannbar ist. In der Praxis kann es zu Betriebszuständen kommen, in denen gar keine Axialkräfte auftreten – dann würde die Mindestbelastung dieses Wälzlagers unterschritten werden. Beim Einsatz von Antriebsmotoren mit verstärkten Lagern können die Axialkräfte vom Motor aufgenommen werden. In diesem Fall kann das Axiallager entfallen. Bei der CC-Variante dieser Maschine treten praktisch keine Axialkräfte auf – dort entfällt das Axiallager ohnehin. Schon aus den Proportionen ist zu erkennen, dass die Maschine durch den Einsatz der Gleitlagerung wesentlich kürzer wird. Konkret reduziert sich der Mittenabstand der beiden Standfüße von 1006 mm auf 686 mm. Dies stellt eine Reduktion der Länge um über 30 % dar.

Um die Funktion der wassergeschmierten Gleitlagerung und des verwendeten Dichtungskonzeptes testen zu können ohne eine komplett neue Maschine aufbauen zu müssen, wurde auch eine Variante der Maschine erstellt, bei der viele Teile einer vorhandenen Maschine wiederverwendet werden können. Um dort die Gleitlagerung zu implementieren, müssen lediglich beide Lagergehäuse und die Neuteile der Gleitlagerung angeschafft werden.

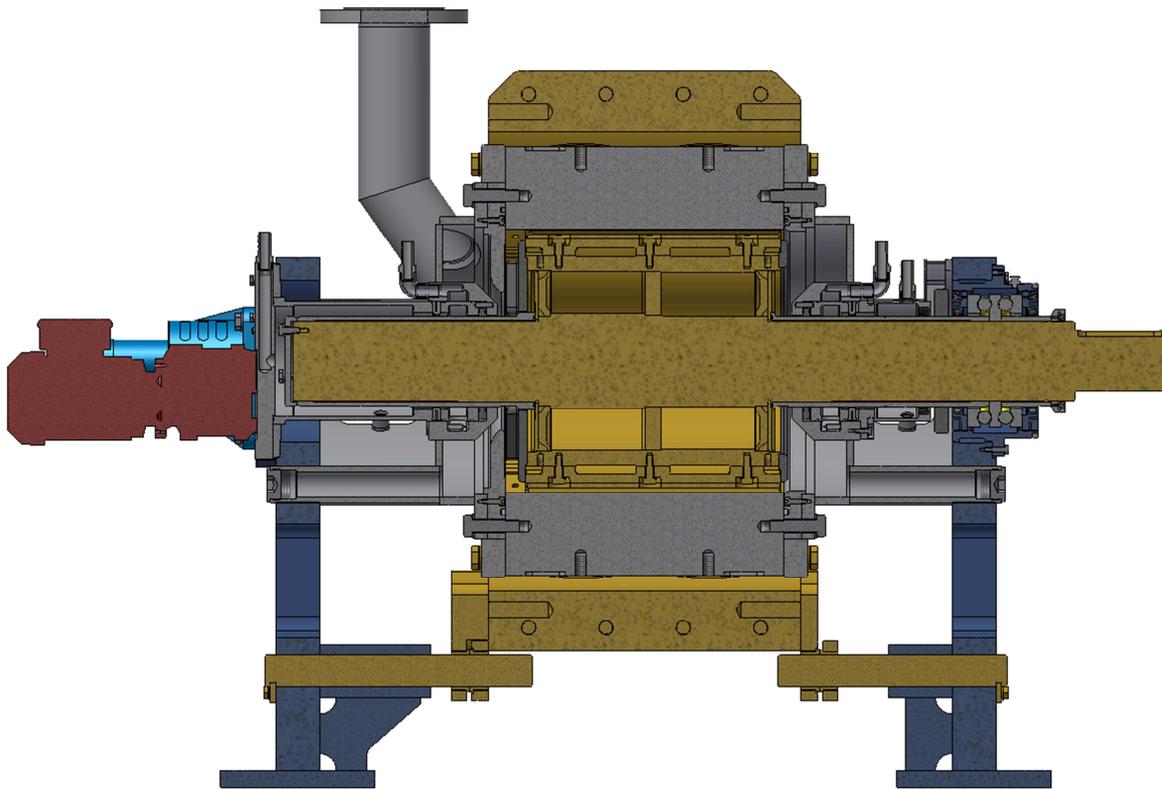


Abbildung 32: Andritz Papillon-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern

Abbildung 32 zeigt den „CS380“ mit wassergeschmierten Gleitlagern, jedoch mit vielen wiederverwendeten Teilen einer vorhandenen Maschine. Alle wiederverwendeten Teile sind in der Abbildung gelb dargestellt. Irritierend im Vergleich zu den vorangegangenen Abbildungen mag der nun in der Schnittebene liegende Verstellmotor erscheinen (in rot dargestellt). Dieser wurde im Zuge der Optimierungen an der Verstelleinrichtung versetzt. Die Arbeiten dazu sind im Anhang dokumentiert. Die als neu dargestellten Keilleisten (siehe Abbildung 13) stammen aus Optimierungen an den statischen Dichtungen des Strömungsgehäuses. Auch diese Arbeiten sind im Anhang dokumentiert.

Bei dieser Variante wurde ein anderes Wälzlager als Axiallager eingesetzt. Dabei handelt es sich um ein doppelt wirkendes Axialrillenkugellager. Dieses hat gegenüber dem Vierpunktlager den Vorteil, dass es axial vorgespannt werden kann. Die größere Lagerbreite wirkt sich jedoch nachteilig auf die Länge der Maschine aus.

4.1.1 Lagerung

Die Gleitlagerung arbeitet nach dem hydrodynamischen Prinzip mit Wasser als Schmiermedium. Durch die Verwendung von Wasser ist eine gewisse Leckage in den Prozessraum und in die Umwelt tolerierbar. Das hydrodynamische Prinzip wurde gewählt, weil es ohne externe Druckerhöhungssysteme auskommt und somit günstiger in der

Herstellung ist. Um auch den An- und Auslaufvorgang des Rotors ohne hydrostatischen Betrieb zu ermöglichen, ist ein Werkstoff mit guten Notlaufeigenschaften für die Lagerschalen erforderlich. Schließlich herrscht unterhalb einer gewissen Rotordrehzahl (Ausklinkdrehzahl) Mischreibung.

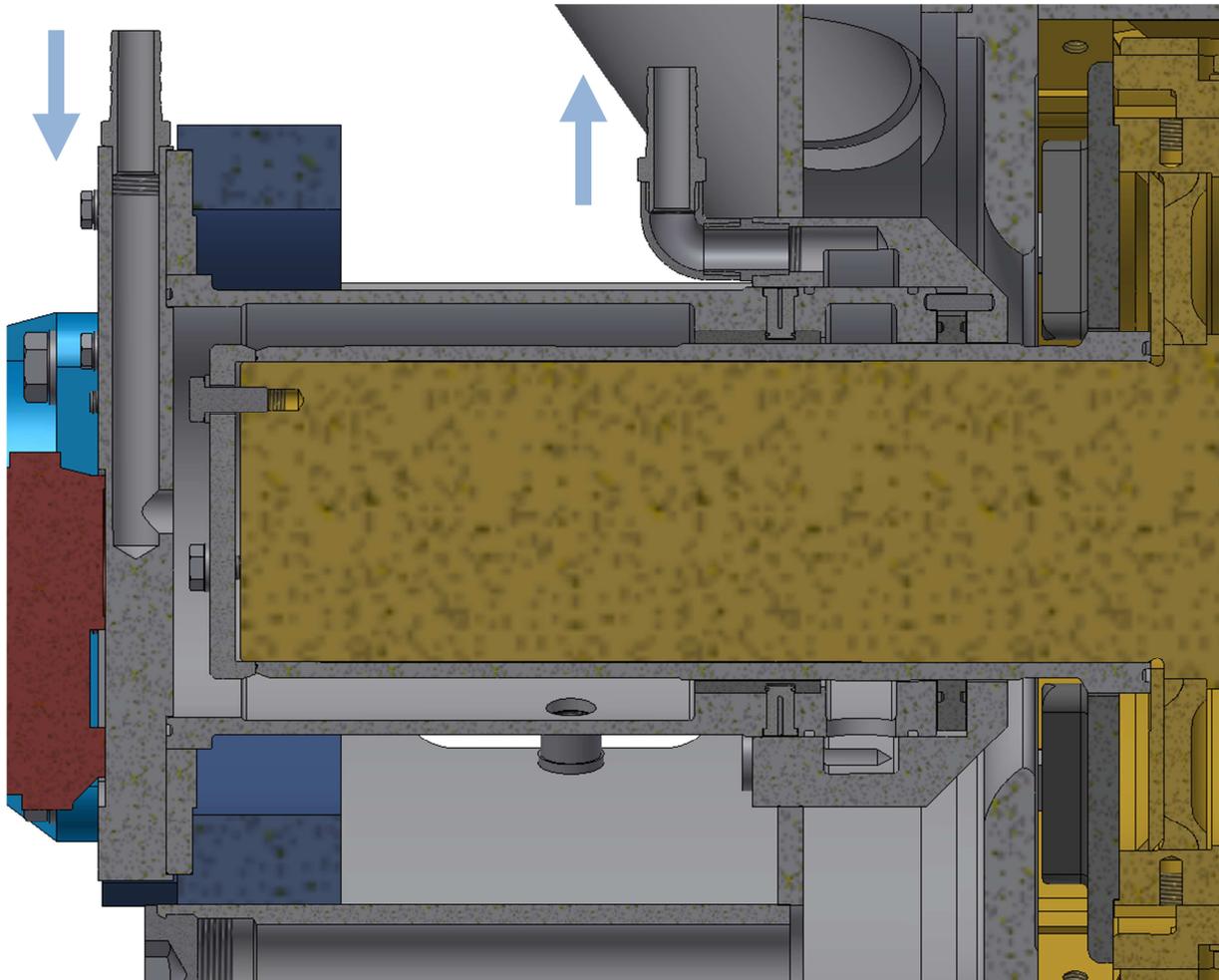


Abbildung 33: Führerseitige Lagerung mit wiederverwendetem Rotor

Die in Abbildung 33 ersichtlichen Schlauchtüllen sind die Anschlüsse für den Zufluss (links im Bild) und für den Abfluss (rechts im Bild) von Schmierwasser. Sie weisen einen Durchmesser von 20 mm auf – sind also für Schläuche mit 20 mm Innendurchmesser geeignet. Zur Kühlung und Reinigung des Lagerraumes muss ständig ein gewisser Durchfluss aufreht gehalten werden, wobei sich der zur Kühlung erforderliche Durchfluss nach der auftretenden Reibungswärme richtet und der zur Reinigung erforderliche Durchfluss nach der Kontamination des Lagerraums mit Fasern oder Abrieb. Die Ringräume links und rechts der Lagerhülse können auch gesondert gespült werden, sollten dort in der Praxis Verschmutzungsproblematiken auftreten. Diese Anschlüsse sind zwar vorgesehen, jedoch vorerst verschlossen. Die Lagerhülse ist zweigeteilt und wird durch zwei Lagerschalen gebildet. Diese Lagerhülse wird einteilig gefertigt und dann durch einen Sägeschnitt in die beiden Lagerschalen getrennt – die entstehenden Leerräume zwischen

den Schalen bilden einen Kanal, durch den das Wasser vom Zulaufraum in den Ablaufraum strömen kann (Abbildung 34).

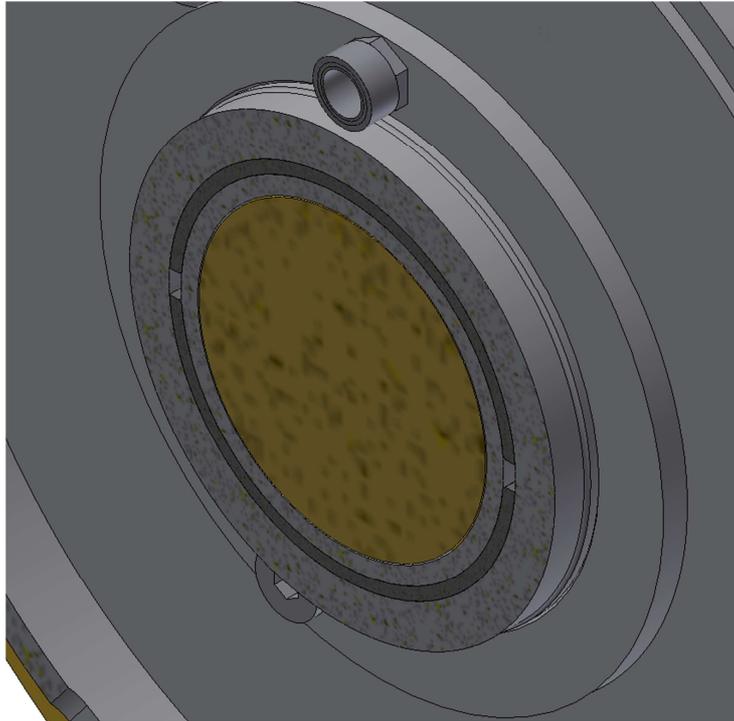


Abbildung 34: Querschnitt durch die Lagermitte

Der Volumenstrom durch das Lager und der Druck im Lager kann mit einer Durchflusskontrolleinheit eingestellt werden. Diese Einheit hat eine verstellbare Drossel am Zulauf und am Rücklauf und ein Rotameter zur Volumenstrommessung sowie ein Manometer mit Schleppzeiger zur Druckmessung. Solche Einheiten werden zur Einstellung des Sperrwasservolumenstromes und -drucks bei Gleitringdichtungen und Stopfbuchsen verwendet und von verschiedenen Herstellern als Kompakteinheit angeboten.



Abbildung 35: Durchflusskontrolleinheit FLC200 von EagleBurgmann

4.1.2 Abdichtung zum Prozess

Lagerraum und Prozessraum grenzen in der erarbeiteten Konstruktion direkt aneinander. Die Abdichtung der beiden Räume gegeneinander erfolgt mit einer Spaltdichtung. Je nach Druckdifferenz stellt sich damit eine Leckage ein. Der Dichtring ist mittels eines Zylinderstiftes gegen Verdrehen im Gehäuse gesichert. Die statische Abdichtung zum Gehäuse erfolgt mittels zweier O-Ringe, die jeweils in einer Nut an den Stirnflächen des Dichtringes angebracht sind. Um der Wärmedehnung des Dichtringes Platz zu geben, ist er radial frei im Gehäuse beweglich.

Der Zweck dieser Dichtung besteht einerseits im Begrenzen der Leckage von Schmierwasser in den Prozessraum im Falle eines höheren Schmierwasser- als Prozesswasserdruckes, andererseits im Begrenzen der Leckage in die umgekehrte Richtung im Falle eines umgekehrten Druckgradienten. In der Praxis können Druckgefälle in beiden Richtungen auftreten! Für das Gleitlager ist eintretendes Prozesswasser nachteilig, weil es mit seiner Faserbeladung zu starkem Verschleiß der Gleitflächen führen kann. Daher ist es notwendig, eintretendes Prozesswasser sofort auszuspülen. Dies ist möglich, wenn der Volumenstrom an eintretendem Prozesswasser gegenüber dem Volumenstrom des Schmierwassers (Spülwasser, Sperrwasser) klein ist (Abbildung 38).

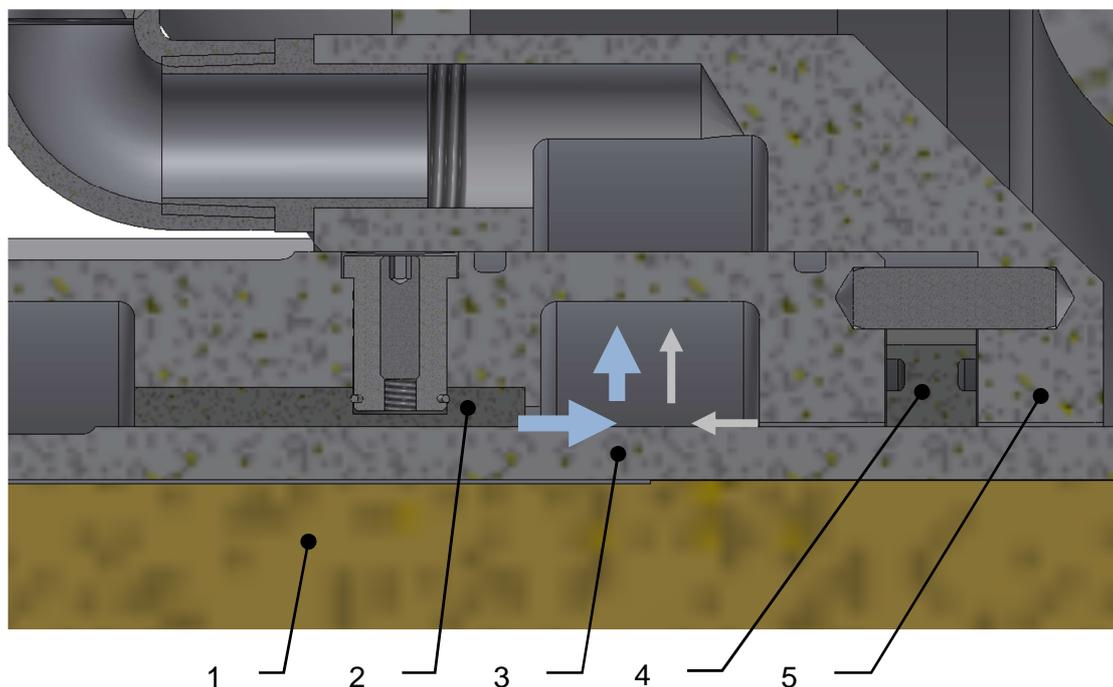


Abbildung 38: Abdichtung zum Prozess

Im Falle eines umgekehrt gerichteten Druckgradienten, das heißt wenn der Schmierwasserdruck größer als der Prozesswasserdruck ist, tritt ständig eine kleine Leckage in den Prozessraum auf. Hält sich diese Leckage in Grenzen, ist der Zustand zulässig. Dieser Betriebszustand ist der für die Lagerung unbedenklichere!

4.1.3 Abdichtung zur Atmosphäre

Die Lagerung in Abbildung 33 besitzt keine dynamische Abdichtung zur Atmosphäre, weil dort kein Wellendurchtritt nach Außen erfolgt. Dies ist an der Führerseite der Maschine der Fall. Eine derartige Abdichtung ist nur erforderlich, wenn die Welle nach Außen geführt werden muss – so wie an der Triebseite der Maschine.

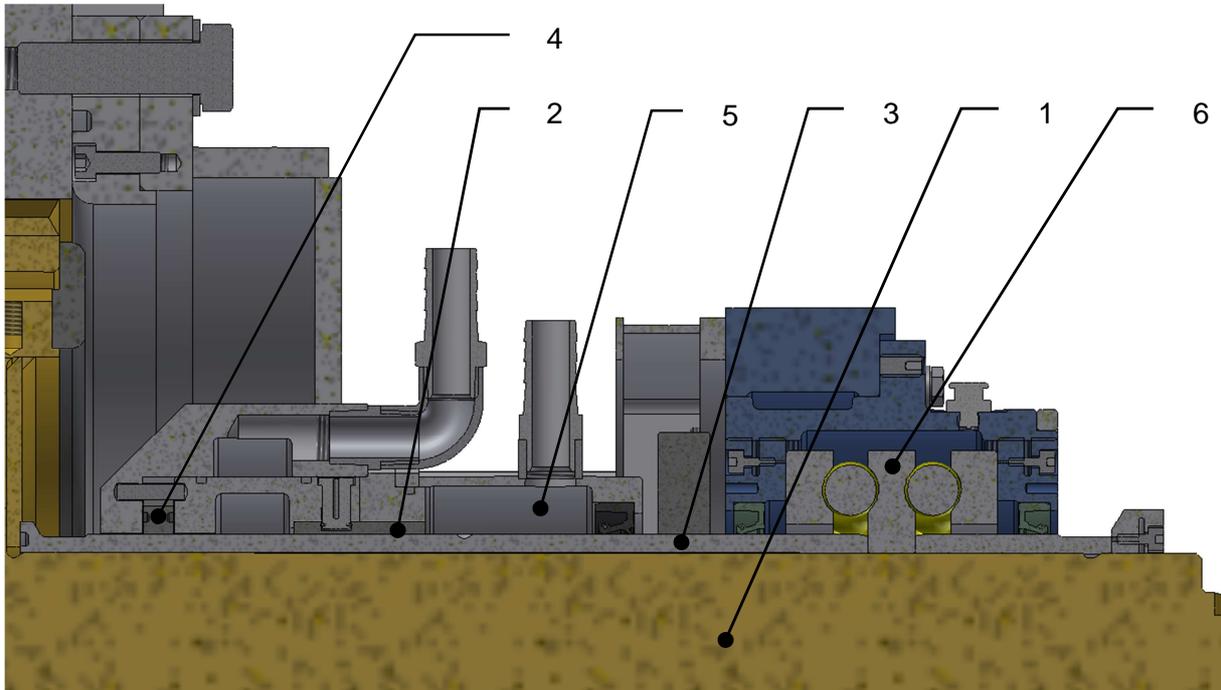


Abbildung 39: Abdichtung zur Atmosphäre mittels Radialwellendichtring, Triebseite

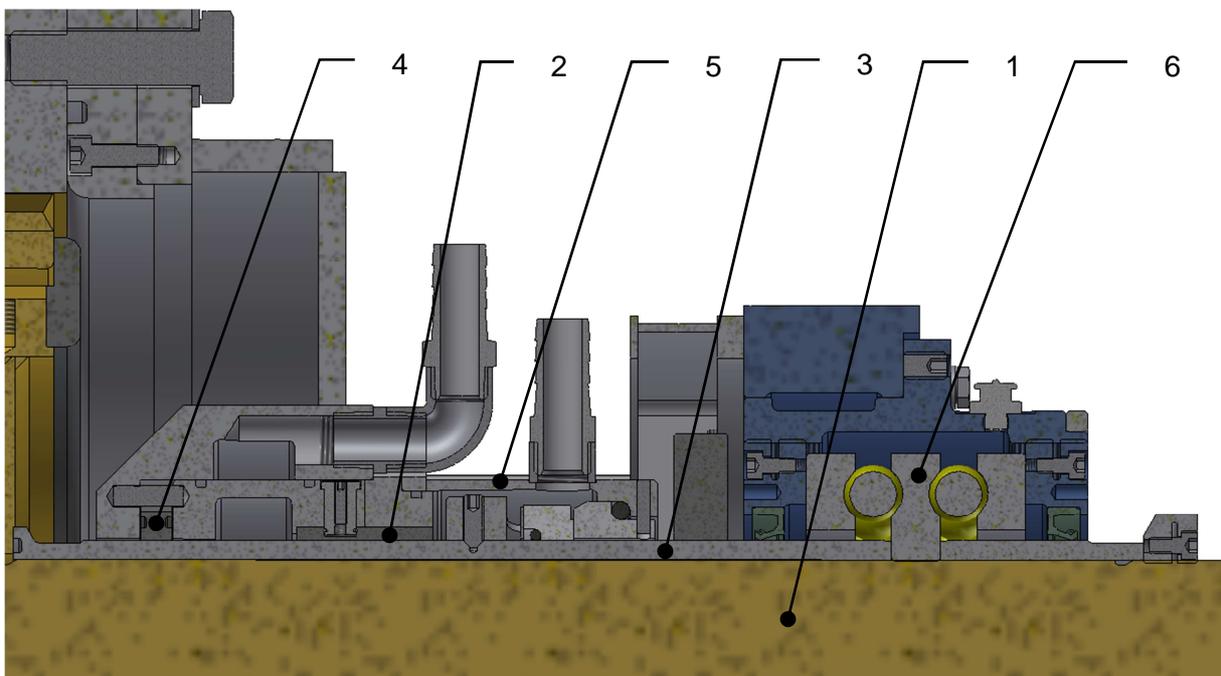


Abbildung 40: Abdichtung zur Atmosphäre mittels Gleitringdichtung, Triebseite

In Abbildung 38, Abbildung 39 und Abbildung 40 bezeichnen die Ziffern (1) die Welle, (2) die Lagerhülse, (3) die Wellenschutzhülse, (4) den Dichtring, (5) das Gehäuse und (6) das Axiallager.

Für die Abdichtung zur Atmosphäre wurden zwei Varianten ausgearbeitet. Abbildung 39 zeigt die Variante mit Radialwellendichtring, Abbildung 40 zeigt jene mit Gleitringdichtung. Die Teile vor der dynamischen Wellendichtung (Lagerschalen, Lagergehäuse, Spaltdichtung zum Prozess, Anschlüsse) sind auf Führerseite und Triebseite gleich! Ohne Zweifel stellt der Radialwellendichtring die günstigere Variante bezüglich der Herstellkosten dar. In seiner genormten Bauform nach DIN 3760 ist diese dynamische Dichtung jedoch nicht geeignet, um gegen druckbeaufschlagte Medien abzudichten. Am Markt existieren allerdings einige nicht genormte Bauformen, die für diesen Zweck geeignet sind:

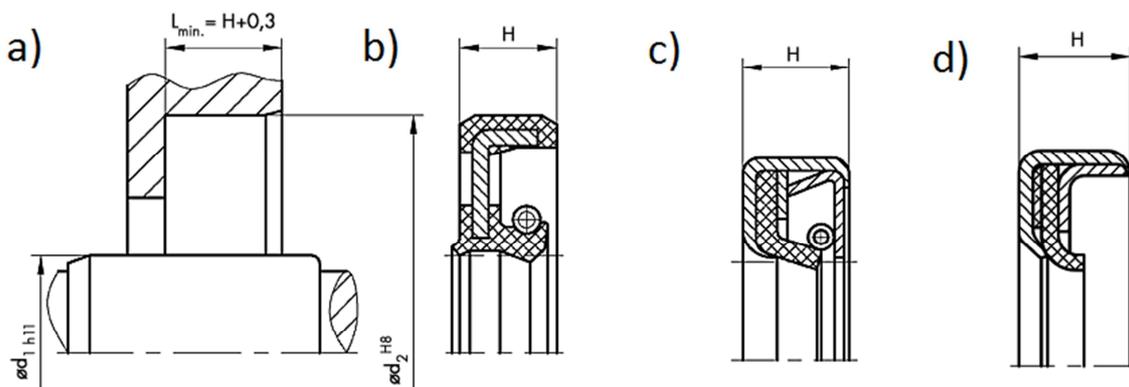


Abbildung 41: Druckbeaufschlagbare Radialwellendichtringe⁶¹

In a) zeigt Abbildung 41 die erforderlichen Toleranzen des Einbauraumes für derartige Radialwellendichtringe. Dabei ist vor allem wichtig, dass der Dichtring sich axial an einer Schulter anlehnen kann. Diese Schulter muss der Druckkraft entgegengerichtet sein. In b) zeigt sie die Bauform „WASY“ der Firma „Dichtomatik“; diese Bauform erinnert stark an die genormten Radialwellendichtringe – lediglich der „Hebel“ der Dichtlippe ist etwas kürzer als in der genormten Variante. In c) zeigt Abbildung 41 die Bauform „WCL“ der Firma „Dichtomatik“, diese Bauform besitzt ein Metallgehäuse, die Dichtlippe ist aus Elastomer gefertigt. In d) zeigt die Abbildung die Bauform „WCP“ der Firma „Dichtomatik“. Auch sie besitzt ein Metallgehäuse, die Dichtlippe ist allerdings aus PTFE gefertigt. Dadurch kann sie höheren Temperaturen, Drücken und Geschwindigkeiten standhalten als Elastomerdichtlippen und wird daher für die vorliegende Anwendung auch bevorzugt. Für Anwendungen in der Papierindustrie ist bei Elastomerdichtungen die Verwendung von „FKM“ als Werkstoff üblich. „FKM“ weist gegenüber dem „Standardwerkstoff“ „NBR“ eine verbesserte Chemikalienbeständigkeit und eine höhere Temperaturbeständigkeit auf.

⁶¹ (Dichtomatik GmbH, 2016)

Aufgrund des Kostenvorteils wird grundsätzlich die Variante mit Radialwellendichtring bevorzugt. Sollten in der Praxis an dieser Stelle Abdichtungsprobleme oder Standfestigkeitsprobleme der Radialwellendichtringe auftreten, kann man auf eine Gleitringdichtung an dieser Stelle als Standardlösung wechseln. Ansonsten kann man die Gleitringdichtung gegen Aufpreis anbieten. Als Gleitringdichtung für diese Stelle wurde von der Firma „Eagle Burgmann“ die „M74/135-00“ gewählt. Diese ist eine Standard-Gleitringdichtung zur Abdichtung gegen Wasser, das maximal nur leicht mit abrasiven Festkörpern beladen ist. Die Durchmesser der Antriebswellen von Zellstoffmaschinen bewegen sich oberhalb von 100 mm. In diesen Regionen ist es allerdings nicht mehr ganz einfach, Standard-Gleitringdichtungen zu finden.

4.1.4 Lagerbelastungen

Der hydraulische Druck sowie der Druck, der aus dem Mahlvorgang resultiert, kann beim Refiner als rotationssymmetrisch angenommen werden – die Kräfte aus diesen Drücken heben sich demnach über den Umfang auf. Die radiale Lagerbelastung ergibt sich daher aus der Gewichtskraft des Rotors und aus seinen Unwuchtkräften. Die axiale Lagerbelastung beim Andritz Papillon-Refiner des Typs „CS“ ergibt sich aus dem Druckunterschied zwischen Einlass- und Auslassseite, der unterschiedliche Werte annehmen kann.

Tabelle 5: Gegebene Größen zur Berechnung der Lagerbelastungen

m_{ROTOR}	286	[kg]
d_{REF}	380	[mm]
d	135	[mm]
a	366	[mm]
b	636	[mm]
G	1,6	[mm/s]
n	1200	[min ⁻¹]

Die radialen Lagerkräfte ergeben sich trivial aus einer Biegebalkenberechnung mit einer Kraft zwischen zwei Auflagern.

$$F_G = m_{\text{ROTOR}} \times g$$

Formel 19: Gewichtskraft

$$F_U = m_{\text{ROTOR}} \times 2 \times \pi \times \frac{n}{60} \times \frac{G}{1000}$$

Formel 20: Unwuchtkraft

$$F_A = (F_G + F_U) \times \left(1 - \frac{a}{b}\right)$$

Formel 21: Führerseitige, radiale Lagerbelastung

$$F_B = (F_G + F_U) \times \frac{a}{b}$$

Formel 22: Triebseitige, radiale Lagerbelastung

$$F_{AX} = \Delta p \times \frac{\pi}{4} \times (d_{REF}^2 - d^2)$$

Formel 23: Axiale Lagerbelastung

Tabelle 6: Axiale und radiale Lagerbelastungen

F_A	1215,5	[N]
F_B	1647,7	[N]
F_{AX} bei $\Delta p = 0$ bar, $q = 37,5$ %	0	[N]
F_{AX} bei $\Delta p = 1$ bar, $q = 37,5$ %	9909,8	[N]
F_{AX} bei $\Delta p = 2$ bar, $q = 12,5$ %	19819,5	[N]
F_{AX} bei $\Delta p = 3$ bar, $q = 7,5$ %	29729,3	[N]
F_{AX} bei $\Delta p = 4$ bar, $q = 5$ %	39639,1	[N]

Tabelle 6 zeigt die axialen und radialen Lagerbelastungen des Andritz Papillon-Refiners, Typ „CS“. Die Axialkräfte sind stark von der Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass abhängig. Die verschiedenen Axialkräfte werden kollektiviert und bilden dann ein sogenanntes Lastkollektiv. Die zeitlichen Anteile „q“ jeder einzelnen Last wurden dabei geschätzt und sind auch in Tabelle 6 angegeben. Die angegebenen Radialkräfte wurden mit der maximalen Betriebsdrehfrequenz von 1200 min^{-1} berechnet, der Anteil der Unwuchtkraft beträgt bei dieser Drehzahl und der angenommenen Auswuchtgütestufe 4 %.

4.1.5 Berechnung des Radialgleitlagers

Im vorangegangenen Abschnitt wurden die Lagerbelastungen quantifiziert. Für das Radialgleitlager ist neben den Lagerkräften auch die Gleitgeschwindigkeit ein entscheidender Belastungsfaktor. Der Betriebszustand des Radialgleitlagers kann am besten mit der Sommerfeld-Zahl quantifiziert werden. Diese wird maßgeblich durch die folgenden Faktoren beeinflusst:

- Betriebslagerspiel
- Temperatur des Schmierwassers
- Lagerbelastung
- Gleitgeschwindigkeit

Tabelle 26 (Anhang) zeigt die Sommerfeld-Zahl und die Reynolds-Zahl im Gleitlagerspalt in Abhängigkeit von der Rotordrehzahl und der Schmierwassertemperatur. Als „fixe“ Größen wurden dabei das Betriebslagerspiel und die Lagergeometrie angenommen:

- Passungssystem des Gleitlagers: B7/h6
Dieses Passungssystem ergibt ...
... einen minimalen Durchmesser der Wellenschutzhülse von: 134,975 mm
... einen maximalen Durchmesser der Wellenschutzhülse von: 135,000 mm
... einen minimalen Durchmesser der Lagerhülse von: 135,260 mm
... einen maximalen Durchmesser der Lagerhülse von: 135,300 mm
Entsprechend den genannten Toleranzen können dabei folgende Grenzwerte (und jeder beliebige Wert dazwischen) an Betriebslagerspielen (Spalthöhen) auftreten:
Minimales Betriebslagerspiel (Spalthöhe): $h_{\text{MIN}} = 0,130 \text{ mm}$, $\psi_{\text{MIN}} = 0,1926 \%$
Maximales Betriebslagerspiel (Spalthöhe): $h_{\text{MAX}} = 0,1625 \text{ mm}$, $\psi_{\text{MAX}} = 0,2407 \%$
Die genannten Werte berücksichtigen dabei keine Veränderungen aufgrund von Temperaturschwankungen.
- Lagerbreite: $b = 50 \text{ mm}$
- Lagerdurchmesser: $d = 135 \text{ mm}$

Um von laminarer Strömung im Gleitlagerspalt und damit von der Gültigkeit der Berechnungsnorm für hydrodynamische Radialgleitlager DIN 31652 ausgehen zu können, wurde die Reynolds-Zahl für unterschiedliche Betriebszustände berechnet, um diese mit dem in der Norm angegebenen Maximalwert vergleichen zu können (Formel 18). Für das minimale Betriebslagerspiel berechnet sich diese Maximal-Reynolds-Zahl mit 1330, für das maximale Betriebslagerspiel mit 1190.

Abbildung 42, Abbildung 43, Abbildung 44 und Abbildung 45 zeigen Diagramme auf Basis von Tabelle 26. Darin sind die Sommerfeld- und die Reynolds-Zahlen der beiden Gleitlager jeweils in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Das Betriebslagerspiel und die Spülwassertemperatur sind dabei Parameter, wobei von diesen nur die Extremwerte dargestellt sind.

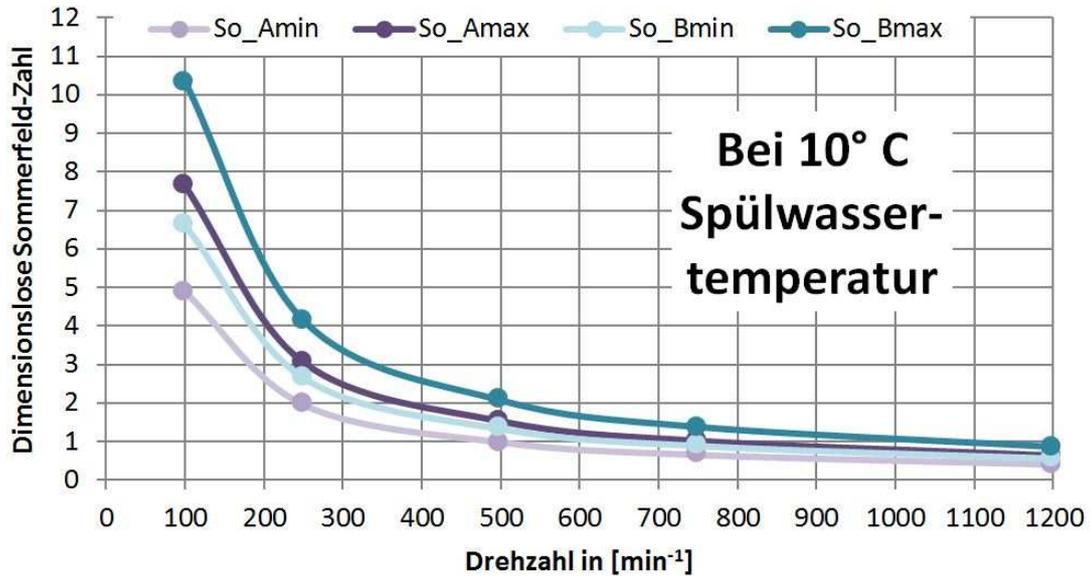


Abbildung 42: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$

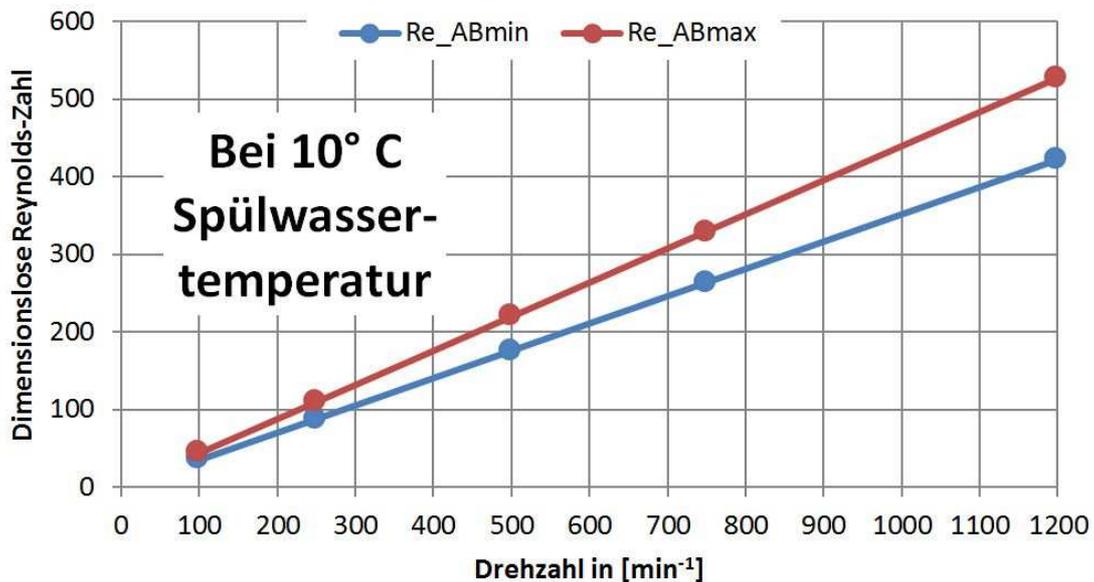
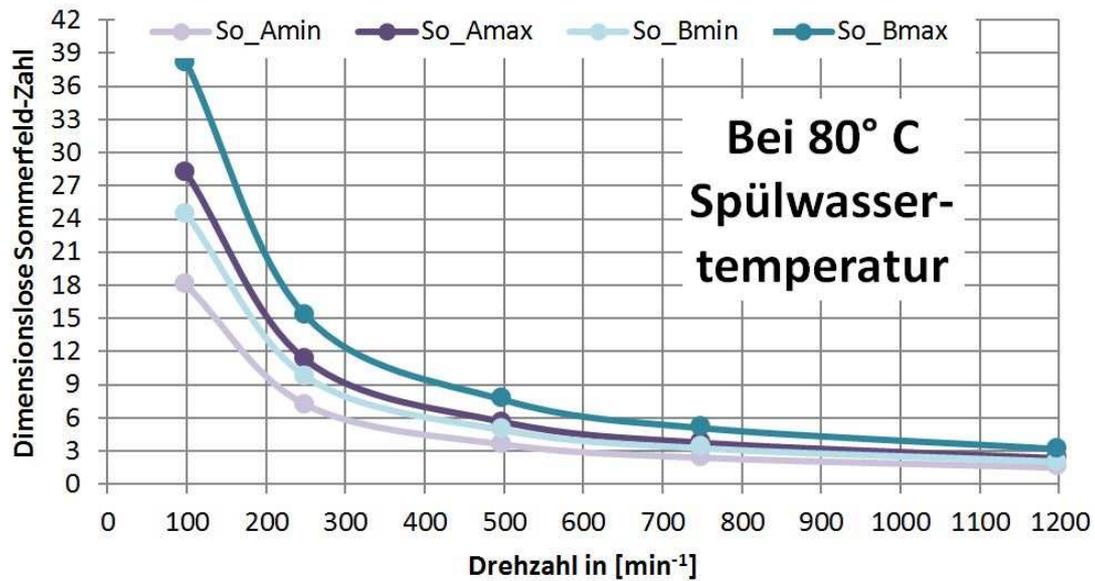
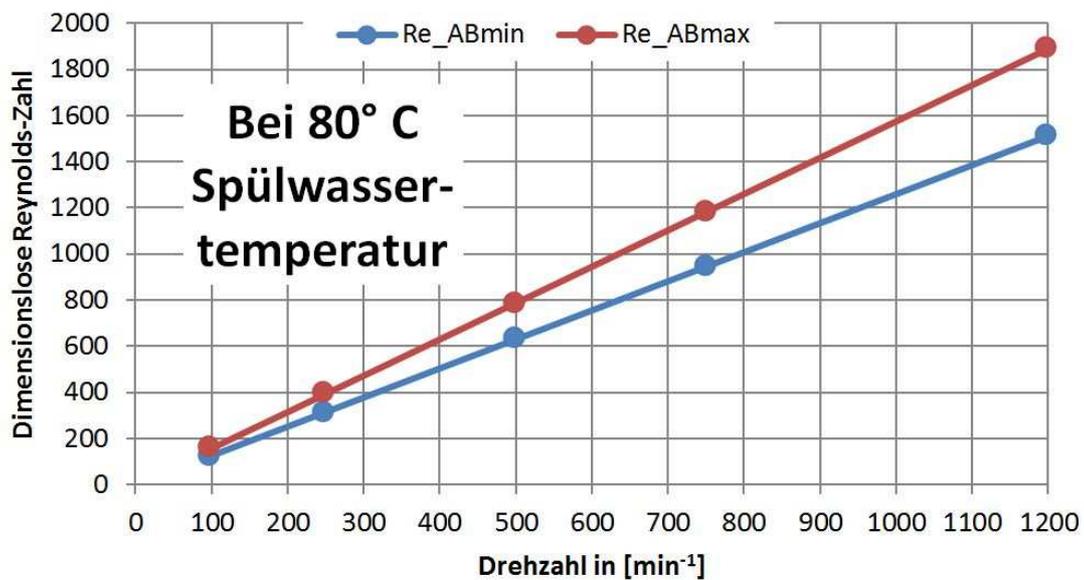


Abbildung 43: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$

Abbildung 44: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$ Abbildung 45: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$

Aus den Zahlenwerten in Tabelle 26 ist ersichtlich, dass die Schwankungsbreite der Betriebsspalhöhe von 20 % zu einer Schwankungsbreite der Sommerfeld-Zahl zwischen minimaler und maximaler Betriebsspalhöhe von 36 % führt.

$$\frac{\sigma_{So}}{\sigma_H} = \frac{\frac{So_{Amax,Bmax}}{h_{MAX}}}{\frac{So_{Amax,Bmax}}{h_{MIN}}} = \frac{36\%}{20\%} = 1,8$$

Formel 24: Schwankungsbreitenverhältnis zwischen Sommerfeld-Zahl und Betriebsspalhöhe

Es stellt sich nun die Frage, wie die Betriebsspalthöhe durch die Betriebstemperatur beeinflusst wird. Aufgrund der ständigen Durchströmung des Lagers mit Schmierwasser wird davon ausgegangen, dass die Temperatur der Maschinenteile der Lagerung stets gleich der Temperatur des Schmierwassers ist beziehungsweise nur wenig von dieser abweicht. Die Betriebsspalthöhe wird beeinflusst durch die Wärmedehnung der Wellenschutzhülse und der Lagerhülse in radialer Richtung. Die Wärmedehnung der Lagerhülse in tangentialer Richtung führt lediglich zu einer Reduktion des Leerraums zwischen den beiden Schalen, welche die Lagerhülse bilden.

$$\Delta h_T = \left(-\frac{1}{2} \times d \times \alpha_{LW} - s_{LL} \times \alpha_{LL} + \frac{1}{2} \times (d + 2 \times s_{LL}) \times \alpha_{LG} \right) \times (t_{H2O} - t_{REF})$$

Formel 25: Änderung der Betriebsspalthöhe durch Wärmedehnung

Tabelle 7: Lineare Wärmeausdehnungskoeffizienten

	Werkstoff	α	
		[K ⁻¹]	
Wellenschutzhülse	1.4057	10×10^{-6}	62
	1.4112	$10,3 \times 10^{-6}$	63
	100Cr6	$11,5 \times 10^{-6}$	64
Lagerhülse	PTFE mit 15 % Graphit	110×10^{-6}	65
	PI mit 15 % Graphit und 10 % PTFE	54×10^{-6}	66
	POM mit 20 % PTFE	125×10^{-6}	67
	PEEK	55×10^{-6}	68
	Kohlegraphit	4×10^{-6}	69
Gehäuse	1.4404	16×10^{-6}	70

Mit Formel 25 kann die Änderung der Betriebsspalthöhe infolge Wärmedehnung quantifiziert werden. Tabelle 7 zeigt die linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe, die für die Maschinenteile der Lagerung (Wellenschutzhülse und Lagerhülse) in Frage kommen. Die genannten Werte gelten für Temperaturen bis 150°C.

⁶² (Deutsche Edelstahlwerke GmbH, 2016)

⁶³ (Deutsche Edelstahlwerke GmbH, 2016)

⁶⁴ (Dörrenberg Edelstahl GmbH, 2016)

⁶⁵ (Polytron GmbH, 2016)

⁶⁶ (Polytron GmbH, 2016)

⁶⁷ (Polytron GmbH, 2016)

⁶⁸ (Polytron GmbH, 2016)

⁶⁹ (SGL Group AG, 2016)

⁷⁰ (Deutsche Edelstahlwerke GmbH, 2016)

Tabelle 8: Änderung der Betriebsspalthöhe durch Wärmedehnung

	Δh_T	σ_{HT}	Δh_T	σ_{HT}	Δh_T	σ_{HT}	Δh_T	σ_{HT}	Δh_T	σ_{HT}	
	[mm]	[%]	[mm]	[%]	[mm]	[%]	[mm]	[%]	[mm]	[%]	
	Lagerhülse										
	PTFE mit 15 % Graphit		PI mit 15 % Graphit und 10% PTFE		POM mit 20 % PTFE		PEEK		Kohlegraphit		
Wellenschutzhülse	1.4057	-0,004	-3 %	0,013	10 %	-0,008	-6 %	0,013	10 %	0,028	21 %
	1.4112	-0,005	-4 %	0,012	9 %	-0,01	-7 %	0,011	9 %	0,027	21 %
	100Cr6	-0,01	-8 %	0,007	5 %	-0,014	-11 %	0,007	5 %	0,022	17 %

Die Zahlenwerte in Tabelle 8 wurden mit einer Temperaturdifferenz ($t_{H2O} - t_{REF}$) von 60°C bestimmt, die angegebenen prozentualen Werte referenzieren die angegebenen Absolutwerte auf die minimale Betriebsspalthöhe „ h_{MIN} “ bei der Referenztemperatur „ t_{REF} “ und wurden mit Formel 26 berechnet. Negative Zahlen bedeuten dabei eine Verringerung des Lagerpieles.

$$\sigma_{HT} = \frac{\Delta h_T}{h_{MIN}}$$

Formel 26: Relative Änderung der Betriebsspalthöhe infolge Temperaturänderung

Anhand der angegebenen Zahlenwerte kann mit dem in Formel 24 angegebenen Verhältnis die relative Änderung der Sommerfeld-Zahl aufgrund der Temperaturänderung bestimmt werden.

$$\sigma_{SoT} = \frac{\sigma_{So}}{\sigma_H} \times \sigma_{HT}$$

Formel 27: Relative Änderung der Sommerfeld-Zahl infolge Temperaturänderung

Die Rechnung zeigt, dass bei der Verwendung von Kunststoffen als Lagerhülsenwerkstoff die Änderung der Sommerfeld-Zahl infolge Temperaturänderung gegenüber der Änderung der Sommerfeld-Zahl infolge der Fertigungstoleranzen gering ist. Diese Tatsache – und die berechneten Sommerfeld-Zahlen in Tabelle 26 – lassen einen störungsfreien Betrieb vermuten.

Es bleibt nun die Frage offen, ob der Sicherheitsabstand zum Mischreibungsgebiet groß genug ist und ein schwingungsunempfindlicher Betrieb gewährleistet werden kann. Die Klärung dieser Frage erfolgt mittels der Bestimmung der minimalen Schmierfilmdicke „ h_{0min} “ und der relativen Exzentrizität „ ε “.

Die Spaltfunktion in einem kreiszylindrischen Radiallager mit exzentrischer Wellenlage ist (beginnend mit $\varphi = \varphi_1$ im weitesten Spalt):

$$h = 1/2 \times d \times \psi_{eff} \times (1 + \varepsilon \times \cos(\varphi))$$

Formel 28: Spalthöhe entlang des Lagerspaltes⁷¹

Die minimale Spalthöhe tritt genau gegenüber dem weitesten Spalt auf, also bei $\varphi = 180^\circ$:

$$h_{0min} = 1/2 \times d \times \psi_{eff} \times (1 + \varepsilon)$$

Formel 29: Minimale Spalthöhe

Die Größe „ ψ_{eff} “ berechnet sich nach DIN 31652 aus dem Lagerspiel, das aus dem Passungssystem resultiert, und der Änderung des Lagerspieles infolge Temperaturänderung. Die vorangegangene Rechnung zeigte dass die Änderung des Lagerspieles infolge Temperaturänderung vernachlässigt werden kann, wenn Lagerhülsen aus Kunststoff Verwendung finden. Dann gilt:

$$\psi_{eff} \sim \psi$$

Formel 30: Effektive relative Schmierspalthöhe

Die relative Exzentrizität „ ε “ wurde nach Formel 17 ermittelt. Zahlenwerte für diese Funktion können aus DIN 31652, Teil 2, entnommen werden. Sie wurden aus der Lösung der Reynolds'schen Differentialgleichung ermittelt und sind in Tabelle 27 (Anhang) angeführt. Die Werte gelten für halbumschließende Lagerschalen ($\Omega = 180^\circ$). In der erstellten Konstruktion beträgt die Breite der Lagerhülse $b = 50$ mm, der Nenndurchmesser der Lagerung beträgt $d = 135$ mm. Damit ergibt sich ein Breitenverhältnis von $\beta = b/d = 0,37$. In Tabelle 27 sind Werte für $\beta_L = b/d = 1/2 = 0,5$ und für $\beta_R = b/d = 1/4 = 0,25$ angegeben. Zwischen diesen Werten wird nach Formel 31 linear interpoliert; die Ergebnisse sind in Tabelle 9 zusammengefasst.

$$S_o = S_{oL} + \frac{(\beta - \beta_L) \times (S_{oR} - S_{oL})}{(\beta_R - \beta_L)}$$

Formel 31: Lineare Interpolation

Aus Tabelle 9 kann dann mittels der Sommerfeld-Zahl „ S_o “ (bereits bekannt, siehe Tabelle 26) auf die relative Exzentrizität „ ε “ geschlossen werden. Die folgenden Untersuchungen wurden für die auftretenden Extremwerte von Sommerfeld-Zahlen durchgeführt.

⁷¹ (DIN 31652, 1983)

Tabelle 9: Linear interpolierte Sommerfeld-Zahlen

So in [-]	b/d
ϵ	[-]
[-]	0,37
0,1	0,022568
0,2	0,048072
0,3	0,080328
0,4	0,125412
0,5	0,195032
0,6	0,314752
0,7	0,552112
0,8	1,144928
0,9	3,562384
0,95	9,983376
0,97	20,214828
0,99	81,41962

Aus Tabelle 26 können folgende Extremwerte (Minimum, Maximum) entnommen werden:

$$\min(So) = 0,401$$

Diese tritt im Lager A (Führerseite) bei 1200 min^{-1} auf, wenn das Lagerspiel an der Toleranzuntergrenze liegt und die Schmierwassertemperatur 10° C beträgt.

Nach Tabelle 9 gilt dann:

$$\epsilon = \epsilon_{\text{MIN}} \sim 0,65$$

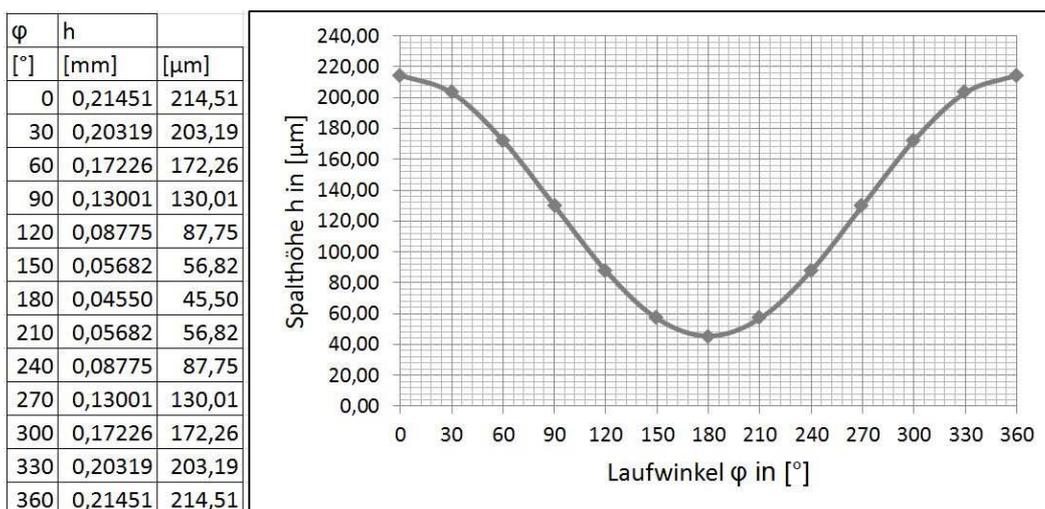


Abbildung 46: Spalthöhenverlauf bei minimaler Sommerfeldzahl

$\max(S_o) = 38,1$

Diese tritt im Lager B (Triebseite) bei 100 min^{-1} auf, wenn das Lagerspiel an der Toleranzobergrenze liegt und die Schmierwassertemperatur 80° C beträgt.

Nach Tabelle 9 gilt dann:

$\varepsilon = \varepsilon_{\text{MAX}} \sim 0,98$

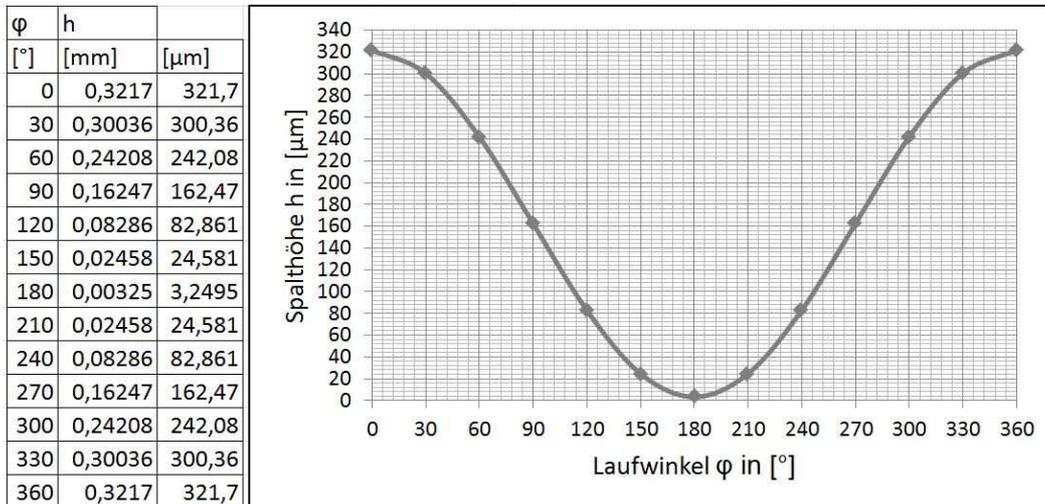


Abbildung 47: Spalthöhenverlauf bei maximaler Sommerfeldzahl

Im Betriebsfall der minimalen Sommerfeld-Zahl erscheint das Lager ausreichend dimensioniert. Der Abstand zum Mischreibungsgebiet ist hoch genug, dennoch hat die Exzentrizität einen ausreichend hohen Wert, um einen schwingungsarmen Betrieb vermuten zu lassen. Im Betriebsfall der maximalen Sommerfeld-Zahl erscheint die minimale Schmierfilmdicke mit $h_{\text{0min}} = 3,2495 \mu\text{m}$ doch sehr niedrig, und je nachdem wie hoch die gewählten Oberflächenrauigkeiten von Wellenschutzhülse und Lagerhülse gewählt werden, ergibt sich Mischreibung oder beginnende Flüssigkeitsreibung.

Zur Vermeidung von Festkörperreibung, respektive Mischreibung, im Betriebsfall der maximalen Sommerfeld-Zahl, muss die Summe der Rauigkeitsspitzen von Wellenschutzhülse und Lagerhülse kleiner sein als der berechnete Wert für die minimale Schmierfilmdicke „ h_{0min} “:

$$h_{\text{0min}} \geq R_{Z_{\text{Wellenschutzhülse}}} + R_{Z_{\text{Lagerhülse}}}$$

Formel 32: Vermeidung von Festkörperreibung

Die Wellenschutzhülse (harter Werkstoff) sollte wegen der Wellendichtungen eine drallfreie Oberfläche aufweisen. Dies ist durch Schleifen erreichbar. Mittels Schleifen sind Rauigkeitswerte R_z von $0,1 \mu\text{m}^{72}$ erreichbar, ein Rauigkeitswert von $R_{z\text{Wellenschutzhülse}} = 0,63 \mu\text{m}$ kann also bedenkenlos vorgeschrieben werden. Bei der Lagerhülse (weicher Werkstoff) ist eine gedrehte Oberfläche ausreichend, da Rauigkeitswerte von $R_z = 1 \mu\text{m}^{73}$ erreichbar sind und ein Rauigkeitswert von $R_{z\text{Lagerhülse}} = 1,6 \mu\text{m}$ vorgeschrieben werden kann. Mit diesen Rauigkeitswerten liegt beim Betriebsfall maximaler Sommerfeld-Zahl Flüssigkeitsreibung vor.

4.1.6 Werkstoffe der Gleitpartner

Die Oberfläche der Wellenschutzhülse muss hart und rostfrei sein. Gegenwärtig wird die Wellenschutzhülse, auf der die Stopfbuchsenpackung läuft, keramikbeschichtet. Der Grundwerkstoff dieser Wellenschutzhülse ist „1.4404“. Dies ist allerdings recht kostspielig. Es existieren auch rostfreie Stähle, die durch Härtingsverfahren auf ausreichend hohe Härtewerte gebracht werden können und auch eine ausreichende Korrosionsbeständigkeit aufweisen. Die martensitischen, rostfreien Stähle „1.4057“ und „1.4112“ sind solche Stähle. Mit dem Härteverfahren „Hard-Inox“ der Härtereier Gerster AG aus Egerkingen (CH) können bei „1.4057“ Oberflächenhärten von 52 HRC und bei „1.4112“ Oberflächenhärten von 60 HRC auf eine Tiefe von 0,02 mm hergestellt werden. Je nach Härte der Lagerhülse (das Härteverhältnis zwischen Lagerhülse und Wellenschutzhülse sollte 1:3 bis 1:5 betragen), sind diese erreichbaren Härtewerte ausreichend und beide Werkstoffe können für die Wellenschutzhülse eingesetzt werden. Die Oberfläche der Lagerhülse muss weicher sein als jene der Wellenschutzhülse. Darüber hinaus muss der gewählte Werkstoff Notlaufeigenschaften aufweisen, um beim Anfahr- und Auslaufvorgang den auftretenden Anteil an Festkörperreibung ertragen zu können. Dabei können höhere Temperaturen als im regulären Betrieb auftreten, weshalb auch Anforderungen an die Temperaturbeständigkeit gegeben sind. Darüber hinaus muss der Werkstoff für die Lagerhülse ebenfalls rostfrei sein. Der Werkstoff sollte zudem die Fähigkeit besitzen kleine Fremdkörper, die mit dem Schmierwasser in den Lagerspalt transportiert werden, in sich aufnehmen zu können. Andererseits sollte er eine ausreichend hohe Verschleißfestigkeit aufweisen.

Diese geforderten Eigenschaften können am besten durch Kunststoffe und reines Graphit erfüllt werden, wobei Graphit, aufgrund seiner sehr kleinen Wärmedehnung, zu deutlich anderen Warmlagerspielen als den Kaltlagerspielen führt. Dadurch entsteht eine gewisse Abhängigkeit des Betriebsverhaltens des Gleitlagers gegenüber der Schmierwassertemperatur. Mit Kunststoffen als Lagerhülsewerkstoff kann dies „umschiff“ werden. Dabei eignen sich am besten die bereits genannten Kunststoffe, die zusammengefasst in Tabelle 10 dargestellt sind.

⁷² (DIN 4766, 1981)

⁷³ (DIN 4766, 1981)

Tabelle 10: Eigenschaftsmatrix einiger Kunststoffe

Bezeichnung	Handelsname	Wasser- aufnahme	Verhalten bei Fest- körper- reibung	Verschleiß- verhalten	Dauer- gebrauchs- temperatur	Wärme- leitung	Wärme- dehnung	
-	-	[%]	[-]	[$\mu\text{m}/\text{km}$]	[$^{\circ}\text{C}$]	[W/mK]	[K^{-1}]	
PTFE mit 15 % Graphit	„PTFE G15“ bei Polytron	Keine Wasser- aufnahme: 0 %	Niedriger Reibungs- koeffizient: $\mu = 0,15$	Mittelhohe Verschleiß- rate: 58 $\mu\text{m}/\text{km}$	Hohe Dauer- gebrauchs- temperatur: 260° C	Verhältnis- mäßig gute Wärme- leitung: 0,93 W/mK	Hohe Wärme- dehnung: 110×10^{-6} K^{-1}	74
PI mit 15 % Graphit und 10 % PTFE	„Vespel SP- 211“ bei DuPont	Geringe Wasser- aufnahme: 0,5 %	Niedriger Reibungs- koeffizient: $\mu = 0,12$	Niedrige Verschleiß- rate: 5 $\mu\text{m}/\text{km}$	Hohe Dauer- gebrauchs- temperatur: 300° C	Verhältnis- mäßig gute Wärme- leitung: 0,76 W/mK	Verhältnis- mäßig niedrige Wärme- dehnung: 54×10^{-6} K^{-1}	75
POM mit 20 % PTFE	„Acetron C- TF“ bei Polytron	Geringe Wasser- aufnahme: 0,6 %	Niedriger Reibungs- koeffizient: $\mu = 0,15$	Niedrige Verschleiß- rate: 19 $\mu\text{m}/\text{km}$	Niedrige Dauer- gebrauchs- temperatur: 105° C	Niedrige Wärme- leitung: 0,31 W/mK	Hohe Wärme- dehnung: 125×10^{-6} K^{-1}	76
PEEK	-	Geringe Wasser- aufnahme: 0,45 %	Hoher Reibungs- koeffizient: $\mu = 0,3$	Niedrige Verschleiß- rate: 28 $\mu\text{m}/\text{km}$	Hohe Dauer- gebrauchs- temperatur: 260° C	Niedrige Wärme- leitung: 0,25 W/mK	Verhältnis- mäßig niedrige Wärme- dehnung: 55×10^{-6} K^{-1}	77
PEEK mit 10 % Kohlen- stofffasern, 10 % Graphit und 10 % PTFE	„PEEK FC30“ bei Polytron	Geringe Wasser- aufnahme: 0,3 %	Niedriger Reibungs- koeffizient: $\mu = 0,15$	Niedrige Verschleiß- rate: 2 $\mu\text{m}/\text{km}$	Hohe Dauer- gebrauchs- temperatur: 260° C	Niedrige Wärme- leitung: 0,24 W/mK	Verhältnis- mäßig niedrige Wärme- dehnung: 40×10^{-6} K^{-1}	78

Am besten geeignet für die Lagerhülse ist mit Sicherheit der Werkstoff „Vespel SP-211“. Dieser Werkstoff ist jedoch auch der teuerste, der zuvor genannten Kunststoffe. Die anderen angeführten Kunststoffe sind ebenfalls alle geeignet – wobei „Acetron C-TF“ der günstigste ist.

⁷⁴ (Polytron GmbH, 2016)

⁷⁵ (Polytron GmbH, 2016)

⁷⁶ (Polytron GmbH, 2016)

⁷⁷ (Polytron GmbH, 2016)

⁷⁸ (Polytron GmbH, 2016)

4.1.7 Werkstoff der Prozessdichtung

Der Werkstoff des Dichtringes zwischen Lagerraum und Prozessraum muss eine hohe Verschleißfestigkeit aufweisen, da faserbeladenes Prozesswasser durch den engen Spalt zwischen Wellenschutzhülse und Dichtring dringen kann und diese abrasive Wirkung aufweist. Wenn dieser Spalt durch Verstopfungen blockiert wird, entstehen infolge der Reibung lokal höhere Temperaturen als in einem Betriebsfall, in dem eine intakte Strömung durch den Spalt vorhanden ist, daher ist auch eine hohe Dauergebrauchstemperatur des Werkstoffs erforderlich. Aufgrund des engen Spaltes zwischen Wellenschutzhülse und Dichtring ist es notwendig, dass die Wärmedehnung des Dichtringes größer ausfällt als die Wärmedehnung der Wellenschutzhülse – ansonsten würde es bei höheren Temperaturen zu Klemmungen kommen. Daher fällt Reingraphit, aber auch Wolframkarbid oder Siliziumkarbid, als Dichtringwerkstoff aus – diese Werkstoffe haben ungefähr die halbe Wärmedehnung von martensitischem, rostfreiem Stahl.

Das beste Eigenschaftsprofil für diese Anwendung bieten die Kunststoffe „PEEK“ und die Variante mit Füllstoffen „PEEK mit 10 % Kohlenstofffasern, 10 % Graphit und 10 % PTFE“. Der Vorteil der gefüllten Variante gegenüber dem Standard-PEEK liegt in einer niedrigeren Wärmedehnung (höhere Temperaturstabilität des Spaltes) und in einer wesentlich niedrigeren Verschleißrate.

4.1.8 Berechnung des Axiallagers

Entsprechend der in Abschnitt 4.1.4 ermittelten Lagerbelastungen wurde eine Lagerberechnung des Axiallagers durchgeführt. Das Axiallager, ein zweiseitig wirkendes Axialrillenkugellager, wurde in seiner Lebensdauer ebenso wie die bisher eingesetzten Wälzlager bemessen. Um die Mindestbelastung des Wälzlagers zu keinem Zeitpunkt zu unterschreiten, wird dieses vorgespannt. Es stellt sich nun die Frage, wie hoch diese axiale Mindestbelastung für das gewählte, zweiseitig wirkende Axialrillenkugellager in den Abmessungen 120 x 200 x 81 mm mit der SKF Typennummer „52228“ ist.

- SKF Axialrillenkugellager, zweiseitig wirkend (SKF Typennummer: „52228“)
Dynamische Tragzahl: $C = 190 \text{ kN}$
Minimallastfaktor: $A = 2$

$$F_{AM} = A \times \left(\frac{n}{1000} \right)^2$$

Formel 33: Axiale Mindestbelastung für Axial-Rillenkugellager⁷⁹

Mit den genannten Lagerdaten und der maximalen Rotordrehzahl von 1200 min^{-1} ergibt sich eine axiale Mindestbelastung von $F_{AM} = 2,88 \text{ kN}$. Das Lager wird mit einem Gewinde M210x2 mm am stehenden Lagerring axial vorgespannt. Wird mit einem Reibungskoeffizient von 0,12 im Gewinde und an der Auflagefläche und einer Vorspannkraft von 3 kN gerechnet, ergibt dies ein erforderliches Anzugsdrehmoment von 70 Nm. Anders ausgedrückt: Wird der Lagerdeckel mit 70 Nm angezogen, ergibt dies eine Lagervorspannung von 3 kN!

$$L_{10m} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{q_i}{\left(\frac{C}{P_i} \right)^3}}$$

Formel 34: Lebensdauer in Millionen Umdrehungen⁸⁰

Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung „P“ ist beim Axialrillenkugellager gleich der Axialkraft, die sich im vorliegenden Fall aus der Lagervorspannung und der auftretenden Lagerbelastung zusammensetzt. Mit den Lagerbelastungen aus Tabelle 6 und einer konstanten (Maximal-)Drehzahl von 1200 min^{-1} ergibt sich eine Lebensdauer von rund 10.800 Stunden. Wenn man das gegenwärtig verbaute Festlager, ein Schrägkugellagerpaar, mit demselben Lastkollektiv berechnet, ergibt sich eine Lebensdauer von rund 10.500 Stunden. Das vorgesehene Wälzlager kann daher als ausreichend dimensioniert erachtet werden.

⁷⁹ (SKF, 2014, p. 1013)

⁸⁰ (SKF, 2014, p. 81)

4.2 Scheibenrefiner

Im Abschnitt 2.7 wurde der Andritz TwinFlo-Refiner in seiner gegenwärtigen Bauform vorgestellt. Aufgrund der symmetrischen Umströmung des Rotors treten bei dieser Refinerbauart im Gegensatz zum Andritz Papillon-Refiner vom Typ „CS“ keine Axialkräfte auf. Damit führt der Einsatz des wassergeschmierten Radialgleitlagers zu einer deutlichen Vereinfachung der Konstruktion und einer deutlichen Reduktion der Maschinenlänge und des Maschinengewichtes.

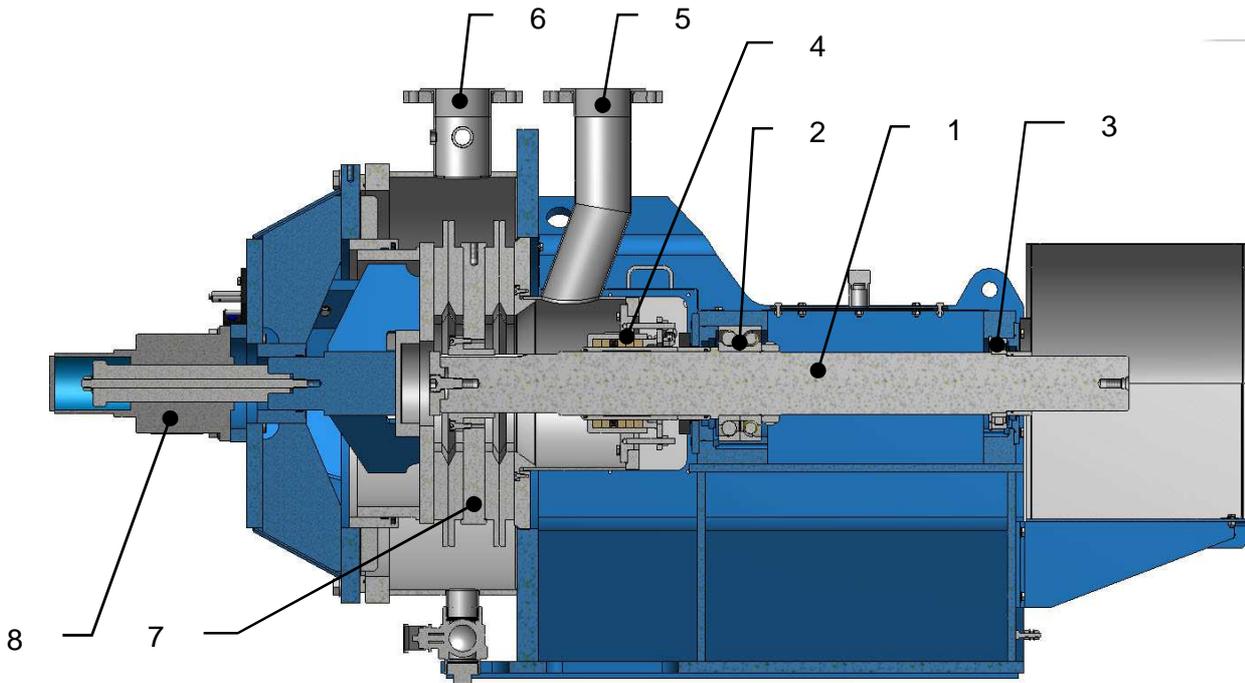


Abbildung 48: CAD-Längsschnittbild des Andritz TwinFlo-Refiners „TF20S“

Abbildung 48 zeigt den Andritz TwinFlo-Refiner in der Baugröße „TF20S“ im Längsschnitt in der gegenwärtigen Bauweise mit weit auskragend gelagertem Rotor, Stopfbuchsenabdichtungen und ölgeschmierten Wälzlagern. In Abbildung 48 bezeichnen die Ziffern (1) die Welle, (2) das Festlager, (3) das Loslager, (4) die Stopfbuchsenabdichtung, (5) den Einlassstutzen, (6) den Auslassstutzen, (7) die Rotorscheibe und (8) die Verstelleinrichtung. Dieses 3D-CAD Modell war bereits vorhanden und konnte für die Implementierung der wassergeschmierten Gleitlagerung verwendet werden.

Abbildung 49 zeigt die Maschine mit wassergeschmierten Gleitlagern. Wie zuvor beim Refinerkonzept für den Andritz Papillon-Refiner ist die Abdichtung zum Prozess in die Lagereinheit integriert. In Bezug auf die Lagereinheit ist der auskragend gelagerte Rotor ein weiterer Vorteil gegenüber dem Andritz Papillon-Refiner, weil nur eine Lagereinheit gebaut werden muss. Die Montage der Lagereinheit erfolgt an jenem Flansch am Strömungsgehäuse, an dem das Stopfbuchsengehäuse montiert war. Der Lochkreis und der Durchmesser der Schrauben können dabei gleich bleiben, jedoch muss die Schraubenanzahl deutlich erhöht werden.

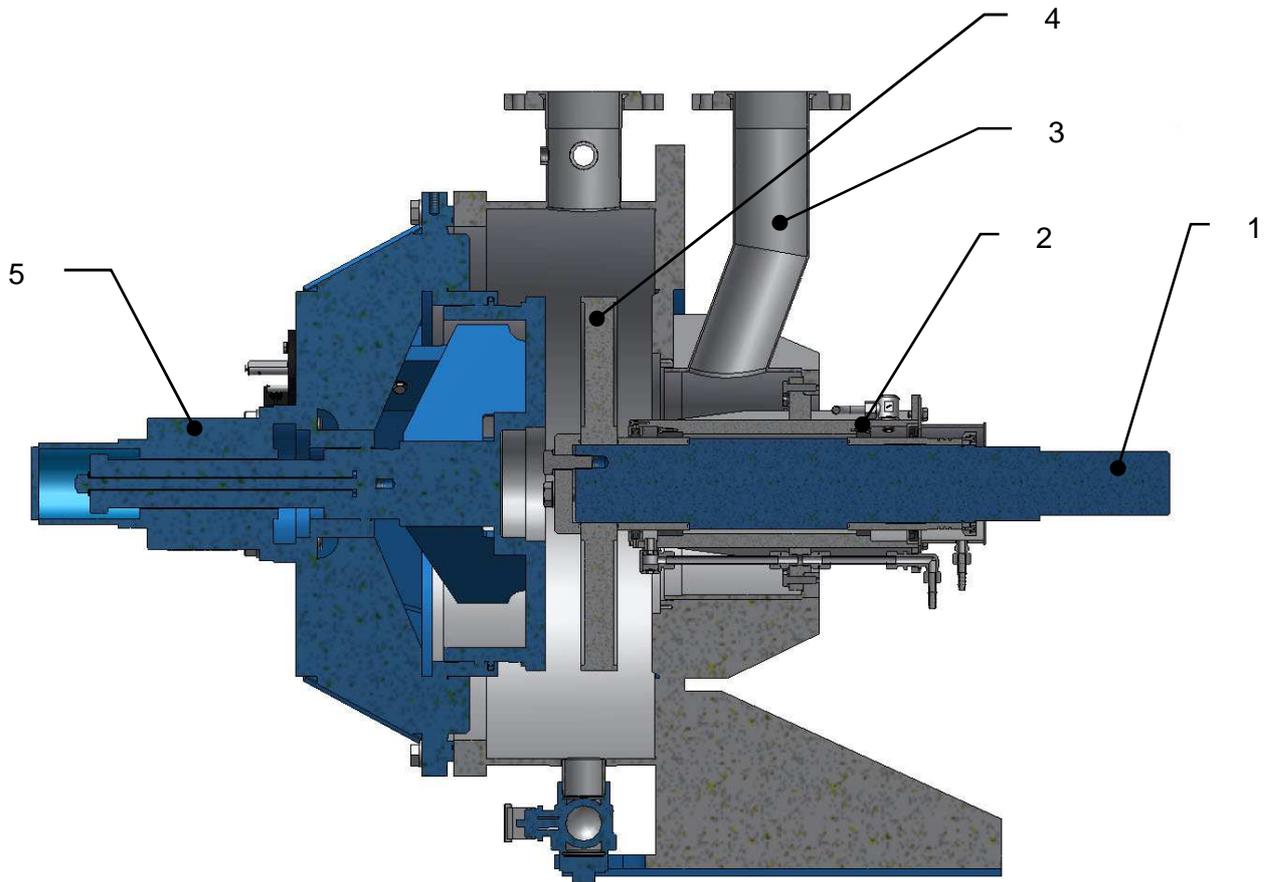


Abbildung 49: Andritz TwinFlo-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern

Die Ziffern in Abbildung 49 bezeichnen mit (1) die Antriebswelle, mit (2) die neue Doppellagereinheit, mit (3) das Strömungsgehäuse, mit (4) die Rotorscheibe und mit (5) die Verstelleinrichtung. Entgegen der Darstellung in Abbildung 48 sind in Abbildung 49 nicht alle Details der Maschine, wie beispielsweise die Mahlplatten, dargestellt.

Ein großer Unterschied zur bisherigen Konstruktion ist, dass beim neuen Konzept der gesamte Rotor inklusive Welle axial frei beweglich ist. Bisher war die Rotorscheibe auf der axial fixierten Welle frei beweglich und mit der Welle mittels einer Vielkeilwellenverbindung gekoppelt. Wie jedoch in Abschnitt 2.7 erwähnt, führte diese Verbindung in der Praxis zu Problemen. Dadurch wird zwar das Problem der Verklebungen an der Vielkeilwellenverbindung gelöst, jedoch ist eine Wellenkupplung erforderlich, die dieses Axialspiel aufnehmen kann – dies ist beispielsweise mit einer Balligzahnkupplung möglich.

Gegenüber dem zuvor vorgestellten Konzept für den Andritz Papillon-Refiner ist von der Grundkonzeptionierung her wenig verändert: Das Wirkprinzip der Gleitlagerung ist hydrodynamisch, die Schmierung erfolgt mittels Wasser mit einem ständig aufrecht erhaltenen Volumenstrom. Dieser Volumenstrom kann mit der vorgestellten Kontrolleinrichtung eingestellt werden. Hier geht das eintretende Wasser jedoch zunächst durch die erste Lagerhülse (triebseitig), dann durch die zweite Lagerhülse (prozessseitig), und fließt zwischen prozessseitiger Lagerhülse und Prozessdichtring durch eine Rohrleitung wieder nach außen ab. Das Prinzip der Abdichtung zum Prozess und die triebseitig

vorkommende Abdichtung zur Atmosphäre ist ebenfalls gleich. Auch hier können als Abdichtung zur Atmosphäre sowohl eine Gleitringdichtung als auch ein Radialwellendichtring für Druckanwendungen zum Einsatz kommen.

Durch den Wegfall des Axiallagers ist die Reduktion der Baulänge der Maschine bemerkenswert: Sie kann um nahezu 50 % reduziert werden!

4.2.1 Lagerbelastungen

Die radiale Lagerbelastung ergibt sich wiederum aus der Gewichtskraft des Rotors und aus seinen Unwuchtkräften. Die resultierende Gewichtskraft des Rotors liegt infolge seiner extremen Verkürzung nun sogar zwischen den Lagern. Die axiale Lagerbelastung ist gleich Null!

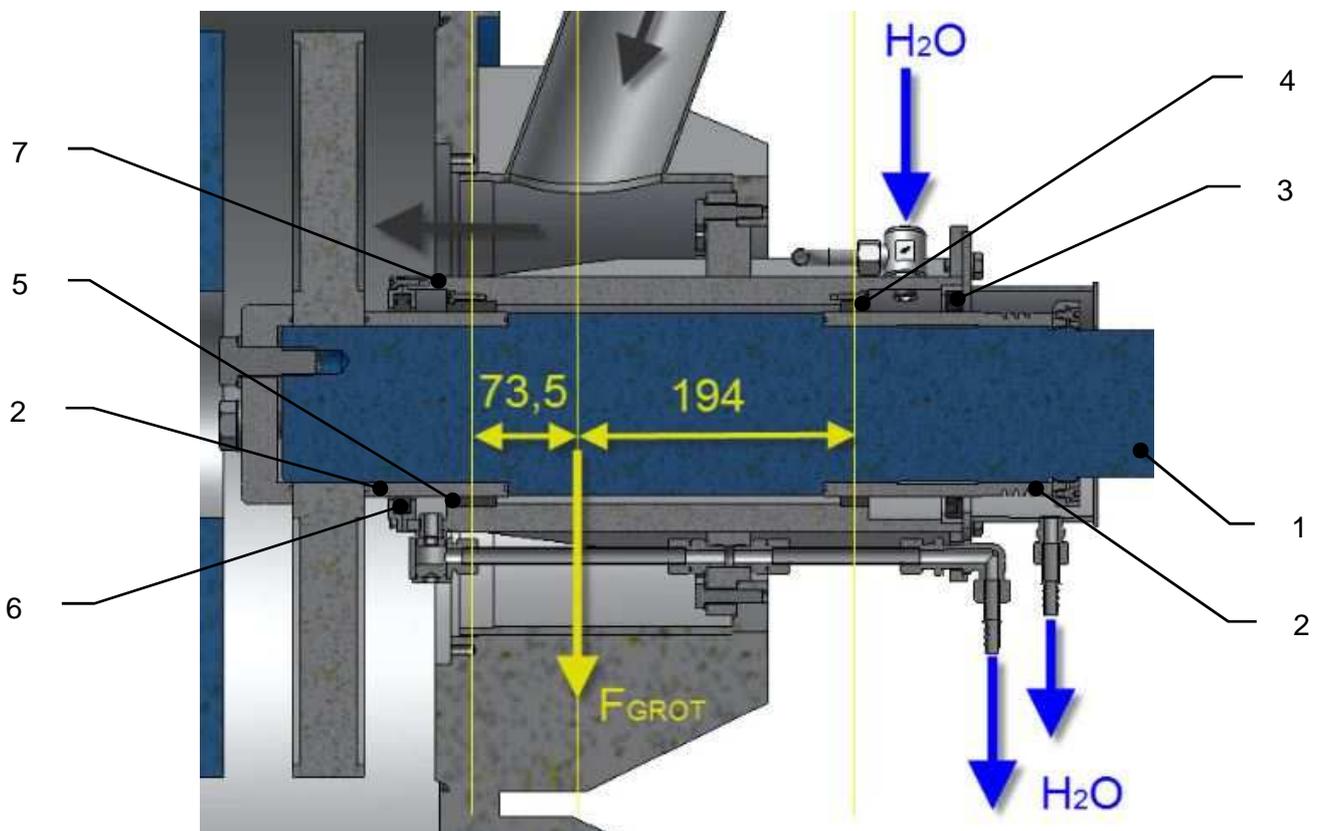


Abbildung 50: Andritz TwinFlo-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern

Die Ziffern in Abbildung 50 bezeichnen mit (1) die Antriebswelle, mit (2) die Wellenschutzhülsen, mit (3) die Wellenabdichtung zur Atmosphäre, mit (4) die antriebsseitige Lagerhülse, mit (5) die prozessseitige Lagerhülse, mit (6) den Dichtring zum Prozessraum und mit (7) das Gehäuse.

Tabelle 11: Gegebene Größen zur Bestimmung der Lagerbelastungen

m_{ROTOR}	185	[kg]
d	135	[mm]
a	73,5	[mm]
b	194	[mm]
G	16	[mm/s]
n	750	[min ⁻¹]

Die radialen Lagerkräfte ergeben sich trivial aus einer Biegebalkenberechnung mit einer Kraft zwischen zwei Auflagern – siehe Formel 19, Formel 20, Formel 21 und Formel 22.

Tabelle 12: Radiale Lagerbelastungen

F_A	1272	[N]
F_B	776	[N]

4.2.2 Berechnung des Radialgleitlagers

Die Berechnung des Radialgleitlagers für den Andritz TwinFlo-Refiner erfolgt gleich wie die Berechnung des Radialgleitlagers des Andritz Papillon-Refiners. Zunächst werden die Sommerfeld-Zahlen für verschiedene Betriebszustände ermittelt, das heißt für verschiedene Drehzahlen und verschiedene Schmierwassertemperaturen. Auf eine Untersuchung des Unterschiedes zwischen Warm- und Kaltlagerspiel wird diesmal verzichtet, weil die Verhältnisse hier unverändert sind. Im Anschluss werden dann wieder die Spalthöhen entlang des Umfangs und die minimale Spalthöhe für die beiden extremen Betriebszustände (Minimum, Maximum) des Gleitlagers ermittelt.

Tabelle 28 (Anhang) zeigt die Sommerfeld-Zahl und die Reynolds-Zahl im Gleitlagerspalt in Abhängigkeit von der Rotordrehzahl und der Schmierwassertemperatur. Als „fixe“ Größen wurden dabei das Betriebslagerspiel und die Lagergeometrie angenommen:

- Passungssystem des Gleitlagers: B7/h6 (gleich wie zuvor beim Andritz Papillon-Refiner)
- Lagerbreite: $b = 50$ mm (beim führerseitigen, höher belasteten Lager)
- Lagerbreite: $b = 30$ mm (beim triebseitigen, niedriger belasteten Lager)
- Lagerdurchmesser: $d = 135$ mm (gleich wie zuvor beim Andritz Papillon-Refiner)

Die Reynolds-Zahl wird ebenfalls wieder berechnet und mit dem in der Norm angegebenen Maximalwert verglichen, um von laminarer Strömung im Gleitlagerspalt und damit von der Gültigkeit der Berechnungsnorm für hydrodynamische Radialgleitlager DIN 31652 ausgehen zu können (Formel 18). Für das minimale Betriebslagerspiel berechnet sich diese Maximal-

Reynolds-Zahl mit 1330, für das maximale Betriebslagerspiel mit 1190. Da das Passungssystem und auch der Lagerdurchmesser verglichen mit dem Andritz Papillon-Refiner unverändert geblieben sind, sind auch diese Werte unverändert.

Abbildung 51, Abbildung 52, Abbildung 53 und Abbildung 54 zeigen nun Diagramme auf Basis von Tabelle 28. Darin sind die Sommerfeld- und die Reynolds-Zahlen der beiden Gleitlager jeweils in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Das Betriebslagerspiel und die Spülwassertemperatur sind dabei Parameter, wobei von diesen nur die Extremwerte dargestellt sind.

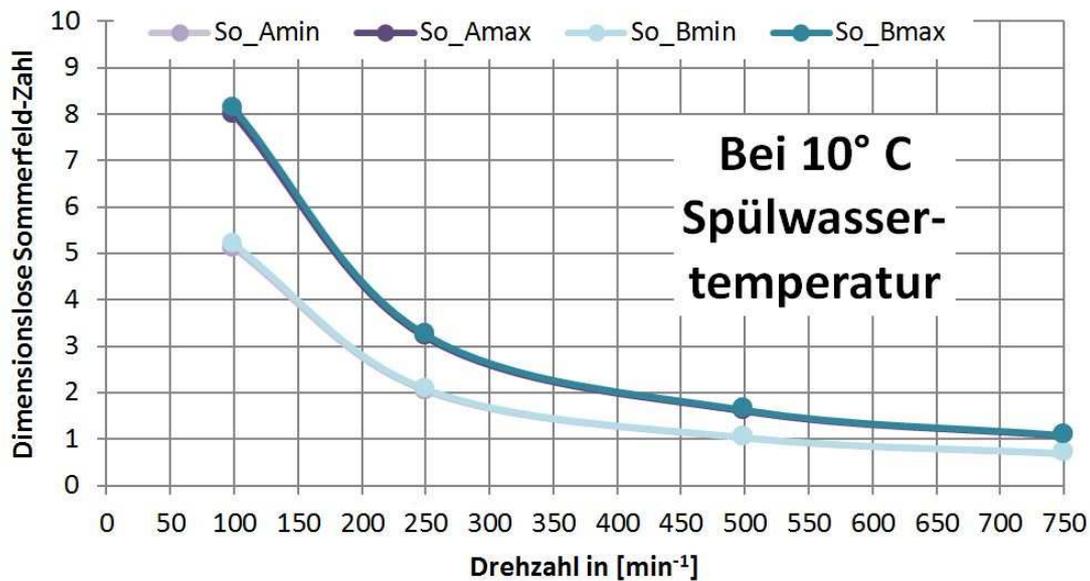


Abbildung 51: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$

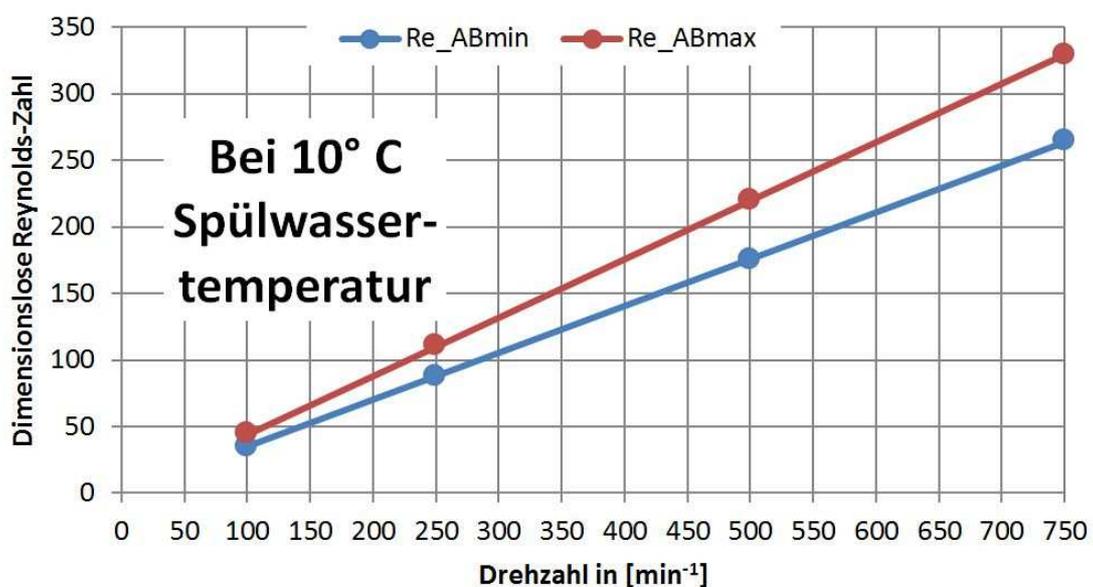
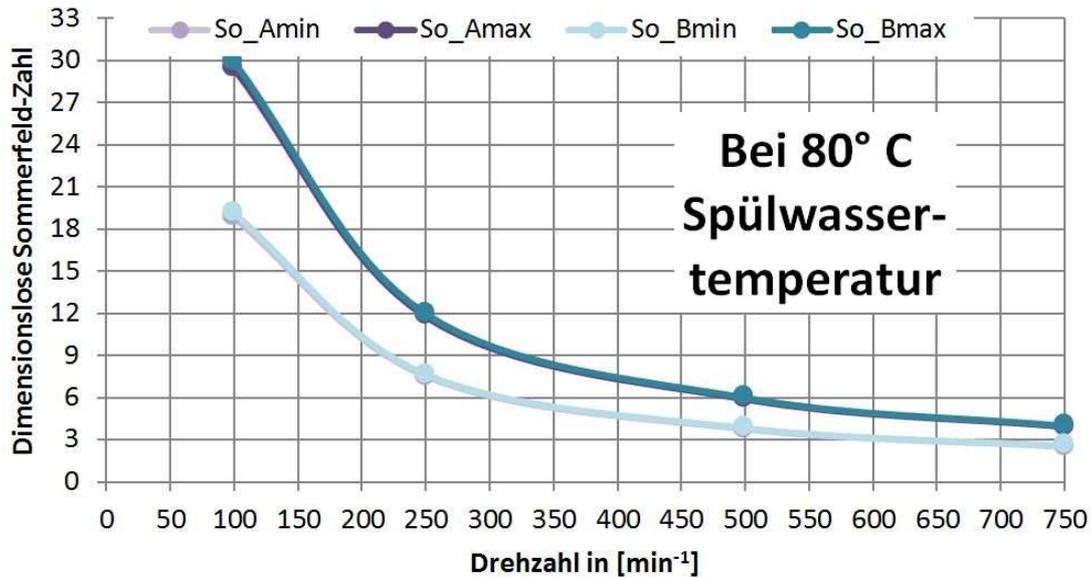
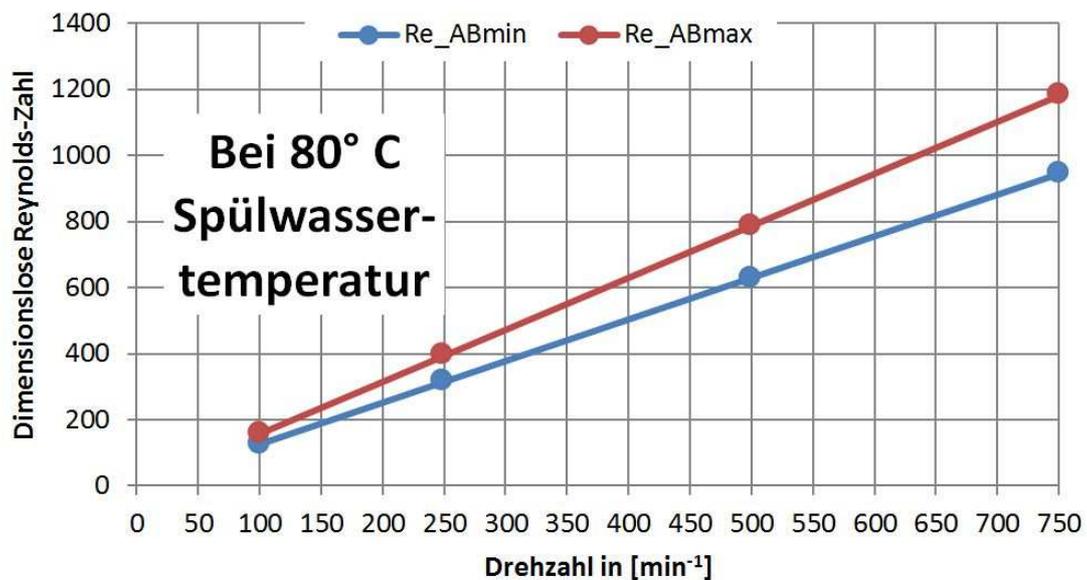


Abbildung 52: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$

Abbildung 53: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$ Abbildung 54: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$

Aus Tabelle 9 (Lager A, führerseitig, $b/d = 0,37$) und Tabelle 27 (Lager B, triebseitig, $b/d = 0,223 \sim 0,25$) kann nun mittels der Sommerfeld-Zahl „So“ (bereits bekannt, siehe Tabelle 28) auf die relative Exzentrizität „ ϵ “ geschlossen werden. Die folgenden Untersuchungen wurden für die auftretenden Extremwerte von Sommerfeld-Zahlen durchgeführt.

Aus Tabelle 28 können die folgenden Extremwerte (Minimum, Maximum) entnommen werden:

$$\min(S_o) = 0,681$$

Diese tritt im Lager A (Führerseite) bei 750 min^{-1} auf, wenn das Lagerspiel an der Toleranzuntergrenze liegt und die Schmierwassertemperatur 10° C beträgt.

Nach Tabelle 9 gilt dann:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{MIN}} \sim 0,75$$

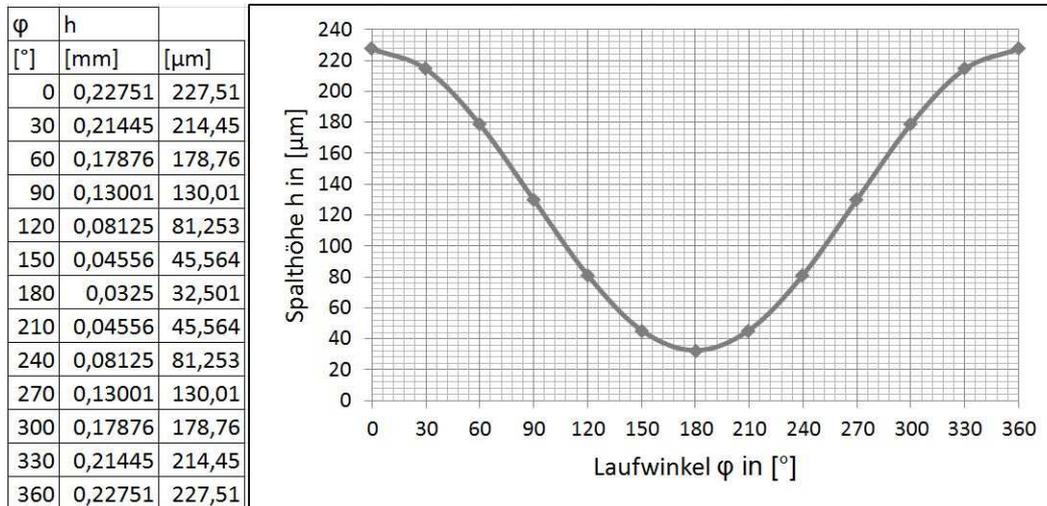


Abbildung 55: Spalthöhenverlauf bei minimaler Sommerfeld-Zahl

$$\max(S_o) = 29,9$$

Diese tritt im Lager B (Triebseite) bei 100 min^{-1} auf, wenn das Lagerspiel an der Toleranzobergrenze liegt und die Schmierwassertemperatur 80° C beträgt.

Nach Tabelle 27 gilt dann:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\text{MAX}} \sim 0,98$$

Bei diesem Betriebsfall, dem maximaler Sommerfeld-Zahl, sind die Spaltverhältnisse gleich wie beim äquivalenten Betriebsfall des Andritz Papillon-Refiners (Abbildung 47).

Die Rauigkeitswerte von Wellenschutzhülse und Lagerhülse werden gleich gewählt wie beim Andritz Papillon-Refiner. Damit ergibt sich im Betriebsfall maximaler Sommerfeld-Zahl beginnende Flüssigkeitsreibung. Der Betriebsfall minimaler Sommerfeld-Zahl ist weit genug vom Mischreibungsgebiet entfernt und es ist eine ausreichend hohe Exzentrizität vorhanden, um einen schwingungsarmen Betrieb vermuten zu lassen.

5 Kalkulation der Änderung der Herstellkosten

5.1 Einzellagereinheit

Diese Lagereinheit wird für Maschinen mit beidseitig gelagertem Rotor verwendet, wie beispielsweise dem Andritz Papillon-Refiner. Die angeführten Zahlenwerte gelten für die erarbeitete Lagereinheit des Andritz Papillon-Refiner in der Baugröße „CS380“ mit Lagerdurchmesser 135 mm (Abbildung 32).

Die Metallteile der Lagereinheit wurden im hauseigenen Werk der Maschinenfabrik Andritz zur Fertigung angefragt. Die Kunststoffteile wurden bei der Firma Polytron aus Bergisch Gladbach angefragt. Die angegebenen Preise sind in den folgenden Tabellen zusammengefasst und beinhalten die Herstellkosten und die Materialkosten.

Tabelle 13: Führerseitige Lagereinheit

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis	Angebotssteller
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€ / Stück]	[-]
Wellenschutzhülse, Führerseite	702726505	1.4057	145 x 145 x 355	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 52 HRC		€ 630,-	Andritz AG
Wellenschutzhülse, Führerseite	702726505	1.4112	145 x 145 x 355	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 60 HRC	X	€ 710,-	Andritz AG
Druckplatte, Führerseite	702726845	1.4404	134 x 134 x 18			€ 68,25,-	Andritz AG
Lagerdeckel, Führerseite	702726833	1.4404	295 x 295 x 30			€ 341,3,-	Andritz AG
Lagergehäuse, Führerseite, für Gleitlager	702726431	1.4404	290 x 290 x 305,5			€ 1.061,-	Andritz AG
Lagerhülse	702726383	PTFE GL25	145 x 145 x 50			€ 195,5,-	Polytron GmbH
Lagerhülse	702726383	Vespe SP-211	145 x 145 x 50		X	€ 5.350,-	Polytron GmbH
Dichtring	702726482	PEEK	175 x 175 x 11,5			€ 161,-	Polytron GmbH
Dichtring	702726482	PEEK FC30	175 x 175 x 11,5		X	€ 191,6,-	Polytron GmbH
Kleinteile	-	A4	-			€ 50,-	Schätzung

Tabelle 14: Triebseitige Lagereinheit

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis	Angebotssteller
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]	[-]
Wellenschutzhülse, Triebseite 1	702726545	1.4057	135 x 135 x 75	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 52 HRC		€ 240,-	Andritz AG
Wellenschutzhülse, Triebseite 1	702726545	1.4112	135 x 135 x 75	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 60 HRC	X	€ 260,-	Andritz AG
Wellenschutzhülse, Triebseite 2	702726537	1.4057	145 x 145 x 324,5	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 52 HRC		€ 590,-	Andritz AG
Wellenschutzhülse, Triebseite 2	702726537	1.4112	145 x 145 x 324,5	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 60 HRC	X	€ 675,-	Andritz AG
Lagergehäuse, Triebseite, für Wälzlager	702726563	S235 J0+N	285 x 285 x127			€ 330,25,-	Andritz AG
Lagerdeckel, Triebseite, für Wälzlager	702726556	S235 J0+N	210 x 210 x 23	Zwei Stück je Lagereinheit		€ 143,75,-	Andritz AG
Lagergehäuse, Triebseite, für Gleitlager	702726800	1.4404	234 x 234 x 96			€ 558,-	Andritz AG
Dichtungsgehäuse, Triebseite, für Radialwellendicht-ring	702726689	1.4404	234 x 234 x 94,5			€ 456,7,-	Andritz AG
Dichtungsgehäuse, Triebseite, für Gleitringdichtung	702726719	1.4404	234 x 234 x 94,5		X	€ 456,7,-	Andritz AG
Spritzblech	702726860	1.4404	306 x 96,5 x 42	Sandgestrahlt		€ 185,-	Andritz AG
Lagerhülse	702726383	PTFE GL25	145 x 145 x 50			€ 195,5,-	Polytron GmbH
Lagerhülse	702726383	Vespe SP-211	145 x 145 x 50		X	€ 5.350,-	Polytron GmbH
Dichtring	702726482	PEEK	175 x 175 x 11,5			€ 161,-	Polytron GmbH
Dichtring	702726482	PEEK FC30	175 x 175 x 11,5		X	€ 191,6,-	Polytron GmbH
Gleitringdichtung	-	-	-	Typ „M74/135-00“	X	€ 1.250,-	Eagle Burgmann
Kleinteile	-	A4	-			€ 200,-	Schätzung

Die Zeichnungen, welche die Basis für die Kalkulation der in Tabelle 13 und Tabelle 14 angegebenen Preise darstellen, wurden im Zuge dieser Arbeit erstellt und sind im Anhang enthalten. Die eigentlichen Lagergehäuse des Andritz Papillon-Refiners sind nicht in den Tabellen enthalten, da sich diese nur marginal ändern und die Herstellungskosten dafür gleich bleiben werden (gegenwärtig rund € 5.000.- pro Stück) – zumindest gilt dies für die hier kostenmäßig beleuchtete Lagereinheit. Die ermittelten Kosten beziehen sich auf jene erarbeitete Version der Einzellagereinheiten, die für den Umbau von bestehenden Andritz Papillon-Refinern der Baugröße „CS380“ erdacht sind. Diese Version wurde herangezogen, weil die ersten gebauten Stücke ihr entsprechen werden und sie daher auch die detaillierteste Version ist. Die in den beiden zuvor angeführten Tabellen mit „Option“ gekennzeichneten Teile sind höherwertig als die „eigentlich vorgesehenen Teile“ und dienen in der ersten gebauten Version der Lagereinheit als „Backup“-Lösungen. Sie kommen zum Einsatz, wenn die erste Wahl der Bauteilausführungen sich hinsichtlich ihres Verhaltens und/oder der Lebensdauer als unzureichend herausstellt. Im ersten Schritt wird jedoch jene Bauteilausführung gewählt, die ausreichende Funktionalität vermuten lässt und verhältnismäßig kostengünstig ist.

Für diese „Basisausführung“ der führerseitigen Lagereinheit ergeben sich somit zusammengefasste Herstellkosten von € 2.507,05,-. Für die „Basisausführung“ der triebseitigen Lagereinheit betragen die zusammengefassten Herstellkosten € 3.203,95,-. Diese zusammengefassten Herstellkosten wurden durch Summierung aller nicht mit „Option“ gekennzeichneten Einzelteilkosten ermittelt.

Auf den ersten Blick erscheinen die Kosten recht hoch, jedoch bietet die hier kostenmäßig betrachtete Konstruktion reichlich Optimierungspotential hinsichtlich der Herstellkosten. Dieses Potential ergibt sich schon alleine dadurch, dass durch die Forderung nach einem hohen Wiederverwendungsgrad bei Umbauten viele Kompromisse eingegangen werden müssen, die sich natürlich auch kostenmäßig auswirken.

5.2 Bestehende Einzellagereinheit

Für jede Maschine für den Bereich der Zellstoffverarbeitung wird bei der Maschinenfabrik Andritz AG ein Kostenbuch geführt. Darin werden die Herstellkosten für jedes Einzelteil, und auch die Montage- und Inbetriebnahmekosten dokumentiert. Auf diese Weise können Kostenänderungen nachvollzogen werden, und bei Kostenoptimierungsprojekten dient dieses Kostenbuch stets als Basis.

Diejenigen Lagerungsteile, die durch die erarbeitete Lagereinheit substituiert werden sollen, sind im Kostenbuch des Andritz Papillon-Refiners der Baugröße „CS380“ erfasst und werden nachfolgend aufgelistet.

Tabelle 15: Bestehende, führerseitige Lagereinheit

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]
Lagerdeckel, Führerseite	701039910 (3PR001399)	S235 J0+N	225 x 225 x 8			€ 120,-
Wellenschutzhülse, Führerseite	701040018 (3PR001556)	1.4404	145 x 145 x 327	Keramikbeschichtet		€ 700,-
Druckplatte, Führerseite	701039861 (4PR001246)	S235 J0+N	135 x 135 x 18			€ 45,-
Spritzschutz, Führerseite	701040217 (2PR001947)	PP	215 x 215 x 20			€ 116,-
Stopfbuchsenpackung inklusive Stopfbuchsenbrille	-	-	-			€ 1700,-
Kleinteile	-	-	-	Inklusive Rillenkugellager		€ 100,-

Durch Summierung der in Tabelle 15 genannten Werte ergeben sich zusammengesetzte Herstellkosten für die bestehende, führerseitige Lagereinheit von € 2.781,-.

Tabelle 16: Bestehende, triebseitige Lagereinheit

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]
Lagerdeckel, Triebseite	701039910 (3PR001399)	S235 J0+N	270 x 270 x 28			€ 160,-
Distanzring, Triebseite	701039859 (4PR001242)	1.4404	135 x 135 x 36	Drallfrei geschliffen		€ 140,-
Wellenschutzhülse, Triebseite	701039861 (4PR001246)	1.4404	145 x 145 x 297	Keramikbeschichtet		€ 650,-
Spritzschutz, Triebseite	701040217 (2PR001947)	PP	215 x 215 x 20			€ 116,-
Stopfbuchsenpackung inklusive Stopfbuchsenbrille	-	-	-			€ 1700,-
Kleinteile	-	-	-	Inklusive Schrägkugellagerpaar		€ 650,-

Durch Summierung der in Tabelle 16 genannten Werte ergeben sich zusammengesetzte Herstellkosten für die bestehende, triebseitige Lagereinheit von € 3.416,-.

Die in Abschnitt 5.1 kostenmäßig beleuchtete, führerseitige Einzellagereinheit ist damit um 273,95 € oder rund 10 % günstiger in der Herstellung als die bestehende, führerseitige Einzellagereinheit. Die in Abschnitt 5.1 kostenmäßig beleuchtete, triebseitige

Einzellagereinheit ist um 212,05 € oder rund 6 % günstiger in der Herstellung als die bestehende, triebseitige Einzellagereinheit. Dabei sei auch erwähnt, dass es sich bei den in Abschnitt 5.1 genannten Preisen um noch unverhandelte Preise handelt.

5.3 Doppellagereinheit

Diese Lagereinheit wird für Maschinen mit einseitig gelagertem Rotor verwendet, wie beispielsweise den Andritz TwinFlo-Refiner oder andere Zellstoffverarbeitungsanlagen wie Deflaker, Disperger oder Pulper. Die angeführten Zahlenwerte gelten für die erarbeitete Lagereinheit des Andritz TwinFlo-Refiners in der Baugröße „TF20S“ mit Lagerdurchmesser 135 mm. Für diese Bauteile wurde keine Zeichnungsdokumentation erstellt und es werden auch keine konkreten Fertigungsangebote eingeholt – aufgrund der Ähnlichkeit in Größe und Form mit den Teilen der Einzellagereinheiten können deren Herstellkosten jedoch gut abgeschätzt werden.

Tabelle 17: Doppellagereinheit, Teil 1

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis	Angebotssteller
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]	[-]
Wellenschutzhülse, Prozessseite	-	1.4057	135 x 135 x 100	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 52 HRC; Ähnlichkeit mit „Wellenschutzhülse, Triebseite 1“, Zeichnungsnummer 702726545		€ 240,-	Schätzung
Wellenschutzhülse, Prozessseite	-	1.4112	135 x 135 x 100	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 60 HRC; Ähnlichkeit mit „Wellenschutzhülse, Triebseite 1“, Zeichnungsnummer 702726545	X	€ 260,-	Schätzung
Wellenschutzhülse, Antriebsseite	-	1.4057	135 x 135 x 159,5	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 52 HRC; Ähnlichkeit mit „Wellenschutzhülse, Triebseite 1“, Zeichnungsnummer 702726545		€ 240,-	Schätzung

Tabelle 18: Doppellagereinheit, Teil 2

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis	Angebotssteller
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]	[-]
Wellenschutzhülse, Antriebsseite	-	1.4112	135 x 135 x 159,5	Randschichtgehärtet im gekennzeichneten Bereich auf 60 HRC; Ähnlichkeit mit „Wellenschutzhülse, Triebseite 1“, Zeichnungsnummer 702726545	X	€ 260,-	Schätzung
Lagerhülse	-	PTFE GL25	145 x 145 x 50	Zwei Stück je Lagereinheit Ähnlichkeit mit „Lagerhülse“, Zeichnungsnummer 702726383		€ 195,5,-	Schätzung
Lagerhülse	-	Vespe SP-211	145 x 145 x 50	Zwei Stück je Lagereinheit Ähnlichkeit mit „Lagerhülse“, Zeichnungsnummer 702726383	X	€ 5.350,-	Schätzung
Dichtring	-	PEEK	175 x 175 x 11,5	Ähnlichkeit mit „Dichtring“, Zeichnungsnummer 702726482		€ 161,-	Schätzung
Dichtring	-	PEEK FC30	175 x 175 x 11,5	Ähnlichkeit mit „Dichtring“, Zeichnungsnummer 702726482	X	€ 191,6,-	Schätzung
Lagergehäuse, für Gleitlager	-	1.4404	300 x 300 x 387	Ähnlichkeit mit „Lagergehäuse, Führerseite, Für Gleitlager“, Zeichnungsnummer 702726431		€ 1.061,-	Schätzung
Dichtungsgehäuse, für Radialwellendichtring	-	1.4404	240 x 240 x 95	Ähnlichkeit mit „Dichtungsgehäuse, Triebseite, Für Radialwellendichtring“, Zeichnungsnummer 702726689		€ 456,7,-	Schätzung

Tabelle 19: Doppellagereinheit, Teil 3

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis	Angebotssteller
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]	[-]
Dichtungsgehäuse, für Gleitringdichtung	-	1.4404	240 x 240 x 95	Ähnlichkeit mit „Dichtungsgehäuse, Triebseite, für Gleitringdichtung“, Zeichnungsnummer 702726719	X	€ 456,7,-	Schätzung
Gleitringdichtung	-	-	-	Typ „M74/135-00“	X	€ 1.250,-	Eagle Burgmann
Kleinteile	-	A4	-			€ 200,-	Schätzung

Für die Doppellagereinheit betragen die zusammengefassten Herstellkosten € 2.749,7,-. Sie wurden, wie bei den Einzellagereinheiten, durch Summierung aller nicht mit „Option“ gekennzeichneten Einzelteilkosten ermittelt. Ebenfalls nicht unerwähnt sollten an dieser Stelle das deutlich vereinfachte Maschinengehäuse und die stark gekürzte Antriebswelle bleiben, sowie aber auch eine etwas komplexere Wellenkupplung, welche die Axialbewegung des Rotors ausgleichen können muss.

5.4 Bestehende Doppellagereinheit

Diejenigen Lagerungsteile, die durch die erarbeitete Lagereinheit substituiert werden sollen, sind im Kostenbuch des Andritz TwinFlo-Refiners der Baugröße „TF20S“ erfasst und werden nachfolgend aufgelistet.

Tabelle 20: Bestehende Doppellagereinheit

Bezeichnung	Zeichnungsnummer	Werkstoff	Hüllmaße	Bemerkung	Option	Preis
[-]	[-]	[-]	[mm]	[-]	[-]	[€/ Stück]
Wellenschutzhülse, Prozessseite	701020057 (3PR000938)	1.4404	135 x 135 x 180	Keramikbeschichtet		€ 360,-
Wellenschutzhülse, Antriebsseite	701020050 (4PR000935)	1.4404	135 x 135 x 60	Drallfrei geschliffen		€ 145,-
Spritzschutz	-	PP	215 x 215 x 20	Wie beim Papillon		€ 115,-
Lagerdeckel, Antriebsseite	701020047 (3PR000933)	S235 J0+N	225 x 225 x 24			€ 157,-
Lagerdeckel, Prozessseite	701020048, 701020041	1.4404	296 x 296 x 98	Dreiteilig		€ 347,-
Stopfbuchsenpackung inklusive Stopfbuchsenbrille	-	-	-			€ 1700,-
Kleinteile	-	-	-	Inklusive Wälzlager		€ 600,-

Durch Summierung der in Tabelle 20 genannten Werte ergeben sich zusammengesetzte Herstellkosten für die bestehende Doppellagereinheit von € 3.424,-. Die in Abschnitt 5.3 kostenmäßig beleuchtete Doppellagereinheit ist damit um 674,3 € oder rund 20 % günstiger in der Herstellung als die bestehende Doppellagereinheit. Änderungen der Herstellkosten des Maschinengehäuses (gegenwärtige Herstellkosten pro Stück € 9.425,-) und der Antriebswelle (gegenwärtige Herstellkosten pro Stück € 2.256,-) wurden in dieser Arbeit nicht untersucht.

6 Mehrwert für den Kunden

Die Primäreigenschaften von Zellstoffverarbeitungsmaschinen für den Kunden sind jene, die aktiv dessen Produktionsprozess von Papier oder Rohzellstoff beeinflussen. Beim Refiner beispielsweise, werden diese Eigenschaften ausschließlich durch die Geometrie der Mahlgarnitur (Bestückung) und Einstellungsparameter der Maschine (Mahlspace und Drehzahl) beeinflusst. In ähnlicher Form gilt das auch für Maschinen, die mit dem Refiner konstruktiv verwandt sind, wie Disperger und Deflaker. Auf die Herstellkosten seines eigenen Produktes (Papier und Zellstoff) bedacht, achtet der Kunde bei der Investition in neue Maschinen auch auf deren Anschaffungskosten, deren Betriebskosten und auf deren Restwert nach Ablauf der Nutzungsdauer. In der Papierindustrie ist ein ununterbrochener Betrieb üblich, das heißt 365 Tage pro Jahr, 24 Stunden pro Tag. Jeder Arbeitsplatz in der Produktion ist daher vierfach besetzt (Vierschichtmodell) und an die Maschinen wird die Anforderung gestellt, möglichst ohne unplanmäßige Stillstände von geplantem Stillstand zu geplantem Stillstand zu laufen! In der Praxis bedeutet dies einen durchgehenden Lauf oft über mehrere Wochen! Wenn es dann zu geplanten Stillständen kommt, sollten diese möglichst kurz und ohne aufwändige und teure Wartungen von statten gehen können.

Grundsätzlich können wassergeschmierte Gleitlagerungen diesem Anforderungsprofil besser entsprechen als Wälzlagerungen:

- Praktisch wartungsfrei im Dauerlauf
- Risiko der Kontamination des Produktes mit Schmierstoff entfällt
- Geringerer Platzbedarf der Maschinen
- Geringeres Gewicht der Maschinen
- Besseres Schwingungsverhalten der Maschinen
- Einfacherer Aufbau der Maschinen

Die wassergeschmierte Gleitlagerung stellt allerdings erhöhte Anforderungen an die Zuverlässigkeit der Schmiermittelversorgung, also an die Wasserversorgung. Zur Schmierung und Kühlung der gegenwärtig eingesetzten Stopfbuchsenabdichtungen weisen die Maschinen gegenwärtig bereits eine Wasserzuleitung (6 bar, 5 l/min pro Stopfbuchsenabdichtung) auf, das ist an sich also nichts Neues für den Kunden. Um eine erhöhte Zuverlässigkeit der Wasserversorgung zu erreichen, sollte nun in der Wasserzuleitung jeder Maschine ein elektronischer Strömungswächter angebracht und mit dem Prozessleitsystem verbunden sein, um bei einer Unterbrechung des Durchflusses die Notabschaltung der betroffenen Maschine einleiten zu können.

Die konsumierte Spülwassermenge der Gleitlagerung ist stark vom Spülwasserdruck abhängig: Bei sehr kleinem Spülwasserdruck (circa 1 bar) ist ein sehr hoher Durchsatz erforderlich, um die dann hohe Leckage aus dem Prozessraum (aufgrund hoher Druckdifferenz) ausspülen zu können. Bei sehr hohem Spülwasserdruck (circa 6 bar) ist nur ein kleiner Durchsatz erforderlich, nämlich der dann wirksame Leckagedurchsatz in den

Prozessraum. Wenn der Spülwasserdruck dem Druck im Prozessraum entspricht, wird der erforderliche Spülwasserdurchsatz minimal, weil kein Spülwasserdurchsatz für das Reinigen aufgewendet werden muss.

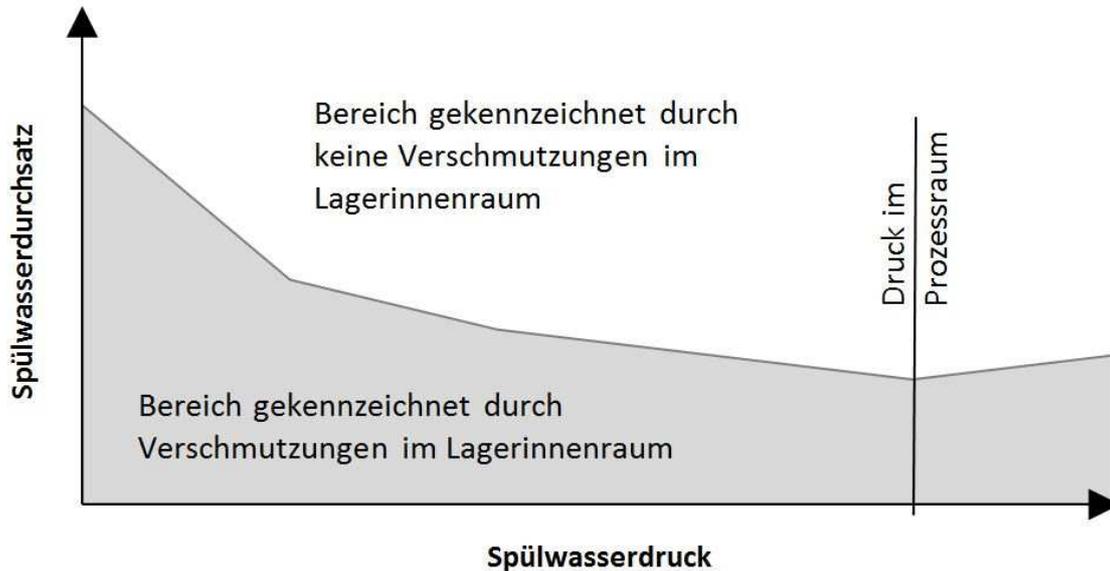


Abbildung 56: Qualitativer Zusammenhang zwischen Spülwasserdurchsatz und -druck

Abbildung 56 zeigt den qualitativen Zusammenhang zwischen Spülwasserdurchsatz und Spülwasserdruck als Hyperbel. Zahlenwerte dazu müssen in Praxistests ermittelt werden.

Eine Konsumation von 10 l/min verursacht Frischwasserkosten von € 26.280,- pro Jahr, wenn man durchgehenden Jahresbetrieb und Frischwasserkosten von 0,005 €/l annimmt. Eine Maschine mit 400 kW Antriebsleistung, wie der Andritz Papillon-Refiner „CS380“, verursacht bei durchgehendem Jahresbetrieb elektrische Energiekosten von € 210.240,- pro Jahr, wenn man von Bezugskosten von 0,06 €/kWh für die elektrische Energie ausgeht. Die Gesamtbetriebskosten (ohne Wartung) berechnen sich als Summe der Frischwasserkosten und der Kosten für die elektrische Antriebsenergie mit € 236.520,- pro Jahr. Die Frischwasserkosten betragen damit 11,1 % und die Antriebskosten 88,9 % der Gesamtbetriebskosten pro Jahr. Eine Erhöhung oder Absenkung der benötigten Frischwassermenge um 1 l/min führt damit auch zu rund 1 % Änderung der Betriebskosten der Maschine.

Bei den erarbeiteten Konstruktionen für wassergeschmierte Gleitlagerungen wird nahezu die komplette Wassermenge, die durch die Lagerung geleitet wird, rekuperiert. Wenn der Spülwasserdruck oberhalb des Prozessdruckes liegt, ist dieses rekuperierte Wasser quasi Frischwasser. Wenn der Spülwasserdruck unterhalb des Prozesswassers liegt, ist dieses rekuperierte Wasser mit Fasern beladen. Nach einer Filtration kann auch dieses Wasser an einer anderen Stelle der Papierfabrik verwendet werden. Gerade an der Papiermaschine gibt es viele Spritzrohre, die mit filtriertem Wasser betrieben werden. Durch diese Möglichkeit der

Wiederverwendung des Spülwassers innerhalb der Papierfabrik können also auch die Betriebskosten der Maschinen durch den Einsatz der wassergeschmierten Gleitlagerung signifikant abgesenkt werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die erarbeiteten Lagereinheiten mit wassergeschmierten Gleitlagern erscheinen aus technischer und wirtschaftlicher Hinsicht sehr vielversprechend für den Einsatz in verschiedenen Maschinen zur Zellstoffverarbeitung. In der vorliegenden Arbeit wurde die technische Auslegung einer wassergeschmierten Gleitlagerung sowie deren konstruktive Integration für zwei Maschinen, den Andritz Papillon-Refiner der Baugröße „CS380“ und den Andritz TwinFlo-Refiner der Baugröße „TF20S“, durchgeführt. Dabei erwies sich die erarbeitete Doppellagereinheit für Maschinen mit auskragend gelagertem Rotor, wie den Andritz TwinFlo-Refiner, in wirtschaftlicher Hinsicht als besonders vielversprechend. Viele Zellstoffverarbeitungsanlagen sind dem Andritz TwinFlo-Refiner konstruktiv sehr ähnlich, daher kann diese Arbeit als Blaupause für zukünftige Projekte mit wassergeschmierten Gleitlagern dienen.

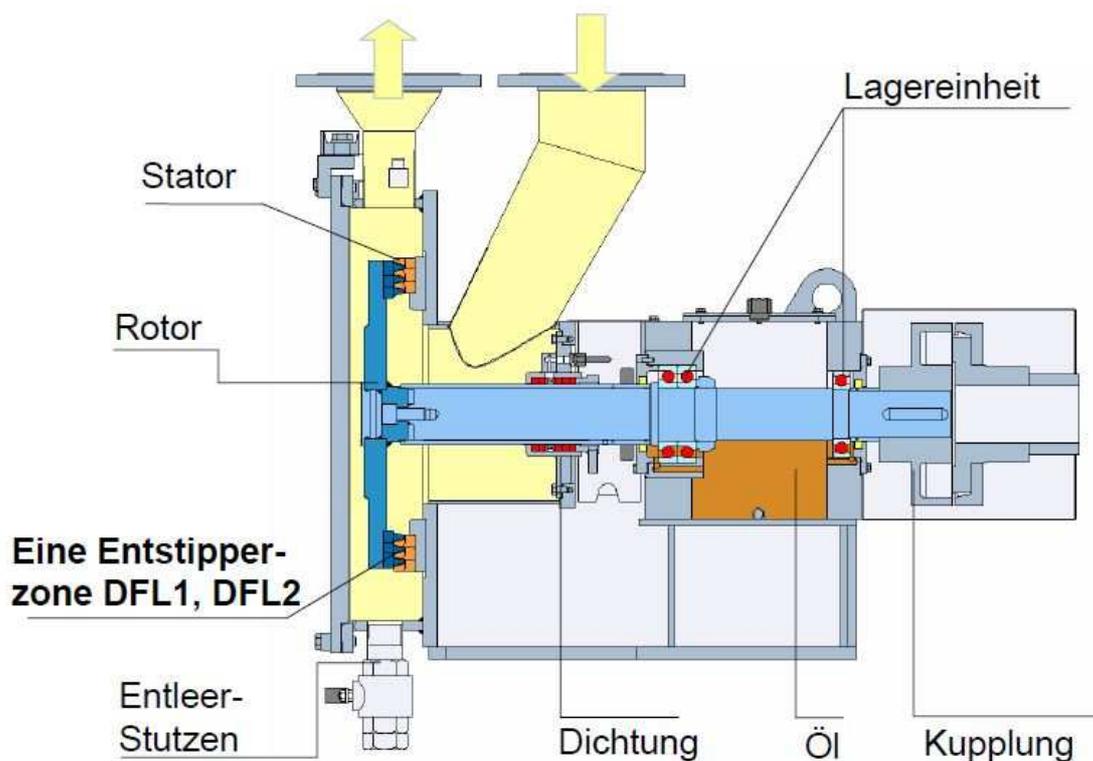


Abbildung 57: Andritz Deflaker, Single⁸¹

Abbildung 57 zeigt die Ausführung „Single“ des Andritz „Deflaker“ mit einer Entstippungszone und Abbildung 58 zeigt die Ausführung „Double“ des Andritz „Deflaker“ mit zwei Entstippungszone. Abbildung 59 zeigt den Andritz „Disperger“. Diese Maschinen sind Beispiele für Zellstoffverarbeitungsanlagen mit einem zum Andritz TwinFlo-Refiner sehr ähnlichen konstruktiven Aufbau.

⁸¹ (Andritz AG, 2007)

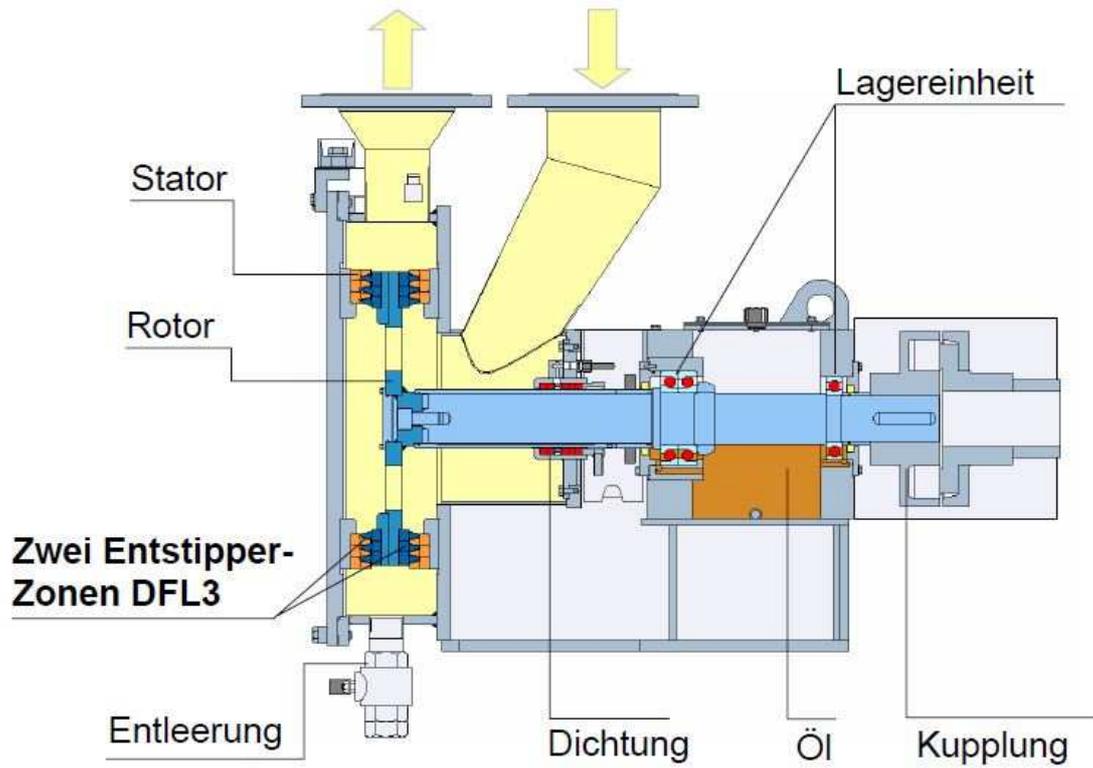


Abbildung 58: Andritz Deflaker, Double⁸²

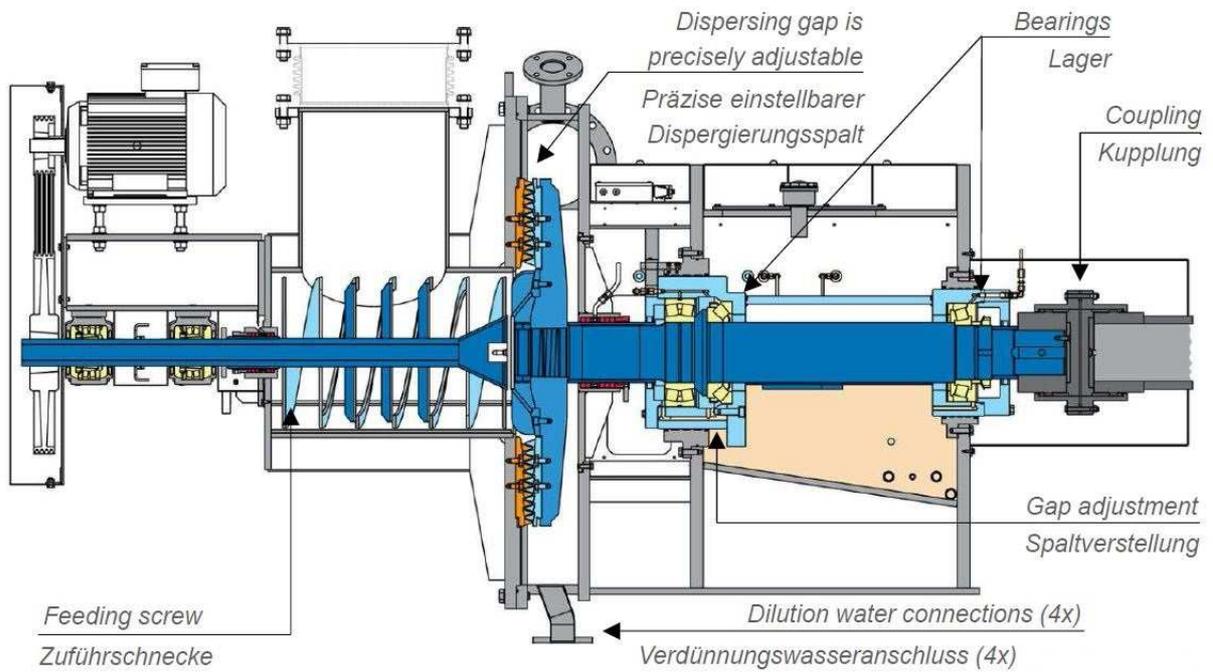


Abbildung 59: Andritz Disperger⁸³

⁸² (Andritz AG, 2007)

⁸³ (Andritz AG, 2007)

Für den Andritz Papillon-Refiner wurde auch eine Einzellagereinheit erarbeitet, die es erlaubt, die wassergeschmierte Gleitlagerung an bestehenden Maschinen nachzurüsten und dabei so viele Bauteile wie möglich wiederzuverwenden. In einem ersten Schritt der weiteren Entwicklung wird nun die bestehende Pilotmaschine im Hause Andritz (Andritz Papillon-Refiner der Baugröße „CS380“) mit diesen Lagereinheiten ausgestattet und es werden erste Testläufe durchgeführt. Bei diesen ersten Testläufen soll die Funktion bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen getestet werden:

- Betrieb bei Wasserumtrieb
- Betrieb mit faserbeladenem Wasser und mit verschiedenen Fasertypen
- Betrieb mit verschiedenen Werkstoffen für die Lagerhülse, den Dichtring und die Wellenschutzhülse
- Betrieb mit verschiedenen dynamischen Wellenabdichtungen
- Betrieb mit verschiedenen Kombinationen von Spülwasserdruck und -durchsatz
- Betrieb mit verschiedenen Spülwasserqualitäten
- Ermittlung des Verschleißverhaltens bei Aussetzbetrieb

Verlaufen diese Tests, in dem Sinne erfolgreich, dass viele Erkenntnisse zur wassergeschmierten Gleitlagerung gewonnen werden und diese weiterhin als vielversprechend eingeschätzt wird, wird proaktiv auf einen Kunden zugegangen um dessen Maschine (auch einen Andritz Papillon-Refiner der Baugröße „CS380“) auf wassergeschmierte Gleitlager umzubauen und so eine erste Referenz zu erlangen. Dies würde dann auch die erste Anwendung im „echten“ Dauerbetrieb sein, da Tests die Pilotanlage immer nur mehrere Stunden durchgehend in Anspruch nehmen können.

Im Sinne eines kontinuierlichen Verbesserungsprozesses wird auch die in der gegenständlichen Arbeit erarbeitete Konstruktion der wassergeschmierten Gleitlagerung stets weiterentwickelt, um die Herstellkosten unter Beibehaltung der Funktionalität weiter zu senken. Erste Ansätze dazu wären:

- Vermehrter Einsatz von standardisierten Bauteilen
Beispielsweise durch den Ersatz der nach Zeichnungen gefertigten Wellenschutzhülsen durch rostfreie Nadellagerinnenringe.
- Verzicht auf axiale Stützlager
Dazu müssen dann die Axialkräfte über die Kupplung auf die Motorwelle und ihre Lagerung übertragen werden. Bei Maschinen mit hohen Axialkräften sind dazu wahrscheinlich verstärkte Motorlager notwendig. Das Gesamtpaket aus Maschine und Motor würde aber wahrscheinlich trotzdem kostengünstiger werden.

8 Literaturverzeichnis

Andritz AG, 2007. *Andritz Deflaker Produktpräsentation*, Graz: Andritz AG.

Andritz AG, 2007. *Andritz Disperger Produktpräsentation*, Graz: Andritz AG.

Andritz AG, 2007. *Andritz Papillon-Refiner Produktpräsentation*, Graz: Andritz AG.

Andritz AG, 2007. *Andritz TwinFlo-Refiner Produktpräsentation*, Graz: Andritz AG.

Blechschmidt, J., 2013. *Taschenbuch der Papiertechnik*. 2. Ausgabe; Dresden: Carl Hanser Verlag.

Decker, K.-H. & Kabus, K., 2014. *Maschinenelemente*. 19. Ausgabe; München: Hanser.

Deutsche Edelstahlwerke GmbH, 2016. *Deutsche Edelstahlwerke*. [Online]
Verfügbar unter: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/RSH/1.4057_de.pdf
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Deutsche Edelstahlwerke GmbH, 2016. *Deutsche Edelstahlwerke*. [Online]
Verfügbar unter: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/Baustahl/1.3505_de.pdf
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Deutsche Edelstahlwerke GmbH, 2016. *Deutsche Edelstahlwerke*. [Online]
Verfügbar unter: https://www.dew-stahl.com/fileadmin/files/dew-stahl.com/documents/Publikationen/Werkstoffdatenblaetter/RSH/1.4404_de.pdf
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Dichtomatik GmbH, 2016. *Dichtomatik*. [Online]
Verfügbar unter: <http://at.dichtomatik.com/de/produktkatalog/wellendichtringe/>
[Zugriff am 17 Oktober 2016].

DIN 31652, 1983. *Hydrodynamische Radialgleitlager im stationären Betrieb*. Deutsches Institut für Normung e.V..

DIN 31655, 1991. *Hydrostatische Radialgleitlager im stationären Betrieb*. Deutsches Institut für Normung e.V..

DIN 4766, 1981. *Herstellverfahren der Rauheit von Oberflächen*. Deutsches Institut für Normung e.V..

Dörrenberg Edelstahl GmbH, 2016. *Dörrenberg*. [Online]

Verfügbar unter: http://www.doerrenberg.de/uploads/tx_c1x1downloads/1.4112_de.pdf
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Köhler, G. & Rögnitz, H., 2007. *Maschinenteile 2*. 10. Ausgabe; Wiesbaden: Teubner Verlag.

Matek, W. et al., 2001. *Maschinenelemente*. 15. Ausgabe; Wiesbaden: Vieweg Verlag.

Polytron GmbH, 2016. *Polytron Kunststofftechnik*. [Online]

Verfügbar unter: <http://www.polytron-gmbh.de/vespel-sp-typen.aspx>
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Polytron GmbH, 2016. *Polytron Kunststofftechnik*. [Online]

Verfügbar unter: <http://www.polytron-gmbh.de/PTFE.aspx>
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Polytron GmbH, 2016. *Polytron Kunststofftechnik*. [Online]

Verfügbar unter: <http://www.polytron-gmbh.de/Polyacetale.aspx>
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Polytron GmbH, 2016. *Polytron Kunststofftechnik*. [Online]

Verfügbar unter: <http://www.polytron-gmbh.de/paek-typen.aspx>
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

SGL Group AG, 2016. *SGL Carbon*. [Online]

Verfügbar unter: http://www.sglgroup.com/cms/_common/downloads/products/product-groups/gb/brochures/Spezialgraphite_fuer_den_Maschinenbau_d.pdf
[Zugriff am 27 Oktober 2016].

Sigloch, H., 2014. *Technische Fluidmechanik*. 9. Ausgabe; Berlin: Springer Verlag.

SKF, 2014. *Lagerkatalog*. Januar 2014; Göteborg: SKF Gruppe.

www.austropapier.at, 2016. *Austropapier*. [Online]

Verfügbar unter: <http://www.austropapier.at>
[Zugriff am 23 Juni 2016].

www.renold.com, 2016. *Renold plc*. [Online]

Verfügbar unter: <http://www.renold.com/media/162408/Renold-Holroyd-Precision-German.pdf>
[Zugriff am 25 September 2016].

www.weingrill.it, 2016. *Weingrill Sr.l.* [Online]

Verfügbar unter: <http://www.weingrill.it/en/martinetti-a-vite-trapezoidale.php#ripresa>
[Zugriff am 25 September 2016].

zek Hydro, August 2016. Allen Wassern gewachsen. *zek Hydro*, S. 60-61.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Auskragend gelagerter Rotor	2
Abbildung 2: Beidseitig gelagerter Rotor.....	2
Abbildung 3: Auskragend gelagerter Rotor mit Gleitlagern	3
Abbildung 4: Beidseitig gelagerter Rotor mit Gleitlagern.....	3
Abbildung 5: Papierproduktion im Fließschema.....	5
Abbildung 6: Prinzipieller Aufbau einer Stoffzentrale zur Frischfaseraufbereitung	7
Abbildung 7: Prinzipieller Aufbau einer Stoffzentrale für die OCC-Stoffaufbereitung.....	7
Abbildung 8: Prinzipieller Aufbau einer Stoffzentrale für die DIP-Stoffaufbereitung.....	8
Abbildung 9: Hydraulische Verschaltung eines Refiners.....	8
Abbildung 10: Refiner Mahlgarnitur	10
Abbildung 11: Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CS	12
Abbildung 12: Längsschnitt durch den Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CS.....	13
Abbildung 13: Querschnitt durch den Andritz Papillon-Refiner.....	14
Abbildung 14: Verstelleinrichtung des Andritz Papillon-Refiners im Längsschnitt	14
Abbildung 15: Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CC	16
Abbildung 16: Längsschnitt durch den Andritz Papillon-Refiner in der Bauform CC.....	17
Abbildung 17: Andritz TwinFlo-Refiner mit geöffnetem Gehäuse.....	19
Abbildung 18: Längsschnitt durch Andritz TwinFlo-Refiner	20
Abbildung 19: Verstelleinrichtung des Andritz TwinFlo-Refiners im Längsschnitt.....	21
Abbildung 20: Gleitlager	23
Abbildung 21: Lagerspiel bei Radiallagern.....	25
Abbildung 22: Reibungszustände	29
Abbildung 23: Hydrostatisches Gleitlager	30
Abbildung 24: Hydrodynamischer Druckaufbau.....	31
Abbildung 25: Hydrodynamisches Gleitlager	32
Abbildung 26: Stribeck-Kurve	32
Abbildung 27: Wellenlage innerhalb der Lagerschale	34
Abbildung 28: Lagerung einer Pumpenwelle von Andritz.....	39
Abbildung 29: Kaplan turbine.....	40
Abbildung 30: CAD-Längsschnittbild des Andritz Papillon-Refiners „CS380“	41

Abbildung 31: Andritz Papillon-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern.....	42
Abbildung 32: Andritz Papillon-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern.....	43
Abbildung 33: Führerseitige Lagerung mit wiederverwendetem Rotor.....	44
Abbildung 34: Querschnitt durch die Lagermitte.....	45
Abbildung 35: Durchflusskontrolleinheit FLC200 von EagleBurgmann.....	45
Abbildung 36: Durchflusskontrolleinheit FLC200 von Eagle Burgmann.....	46
Abbildung 37: Lagesicherung der Lagerschalen.....	46
Abbildung 38: Abdichtung zum Prozess.....	47
Abbildung 39: Abdichtung zur Atmosphäre mittels Radialwellendichtring, Triebseite.....	48
Abbildung 40: Abdichtung zur Atmosphäre mittels Gleitringdichtung, Triebseite.....	48
Abbildung 41: Druckbeaufschlagbare Radialwellendichtringe.....	49
Abbildung 42: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$	53
Abbildung 43: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$	53
Abbildung 44: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$	54
Abbildung 45: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit von der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$	54
Abbildung 46: Spalthöhenverlauf bei minimaler Sommerfeldzahl.....	58
Abbildung 47: Spalthöhenverlauf bei maximaler Sommerfeldzahl.....	59
Abbildung 48: CAD-Längsschnittbild des Andritz TwinFlo-Refiners „TF20S“.....	64
Abbildung 49: Andritz TwinFlo-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern.....	65
Abbildung 50: Andritz TwinFlo-Refinerkonzept mit wassergeschmierten Gleitlagern.....	66
Abbildung 51: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$	68
Abbildung 52: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 10^\circ C$	68
Abbildung 53: Sommerfeld-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$	69
Abbildung 54: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit der Drehzahl, $t_{H_2O} = 80^\circ C$	69
Abbildung 55: Spalthöhenverlauf bei minimaler Sommerfeld-Zahl.....	70
Abbildung 56: Qualitativer Zusammenhang zwischen Spülwasserdurchsatz und -druck.....	80
Abbildung 57: Andritz Deflaker, Single.....	82
Abbildung 58: Andritz Deflaker, Double.....	83
Abbildung 59: Andritz Disperger.....	83
Abbildung 60: Andritz Papillon-Refiner im Querschnitt.....	99
Abbildung 61: Keilmechanik des Andritz Papillon-Refiners.....	100
Abbildung 62: Spindelhubgetriebe.....	102

Abbildung 63: Gewindemuffe mit Kontermuttern zur Spieleinstellung103

Abbildung 64: Spieleinstellbares Spindelhubgetriebe104

Abbildung 65: Spieleinstellbares Schneckengetriebe104

Abbildung 66: Bestehendes Gehäuse des Andritz Papillon-Refiners107

Abbildung 67: Bestehende Gehäuseabdichtung des Andritz Papillon-Refiners107

Abbildung 68: Neues Gehäusekonzept für den Andritz Papillon-Refiner108

Abbildung 69: Neue Gehäuseabdichtung des Andritz Papillon-Refiners108

Abbildung 70: Dynamische Viskosität verschiedener Flüssigkeiten bei 1 bar Druck111

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Standardbaugrößen der Andritz Papillon-Refiner – Bauform CS.....	15
Tabelle 2: Standardbaugrößen der Andritz Papillon-Refiner – Bauform CC.....	18
Tabelle 3: Standardbaugrößen der Andritz Twin-Flo Refiner	22
Tabelle 4: Richtlinien zur Wahl von Gleitlagerwerkstoffen	37
Tabelle 5: Gegebene Größen zur Berechnung der Lagerbelastungen.....	50
Tabelle 6: Axiale und radiale Lagerbelastungen	51
Tabelle 7: Lineare Wärmeausdehnungskoeffizienten	55
Tabelle 8: Änderung der Betriebsspalthöhe durch Wärmedehnung.....	56
Tabelle 9: Linear interpolierte Sommerfeld-Zahlen	58
Tabelle 10: Eigenschaftsmatrix einiger Kunststoffe	61
Tabelle 11: Gegebene Größen zur Bestimmung der Lagerbelastungen	67
Tabelle 12: Radiale Lagerbelastungen	67
Tabelle 13: Führerseitige Lagereinheit	71
Tabelle 14: Triebseitige Lagereinheit.....	72
Tabelle 15: Bestehende, führerseitige Lagereinheit.....	74
Tabelle 16: Bestehende, triebseitige Lagereinheit	74
Tabelle 17: Doppellagereinheit, Teil 1	75
Tabelle 18: Doppellagereinheit, Teil 2	76
Tabelle 19: Doppellagereinheit, Teil 3	77
Tabelle 20: Bestehende Doppellagereinheit	77
Tabelle 21: Gegebene Größen zur Berechnung der Verstellkräfte	101
Tabelle 22: Verstellkräfte des Andritz Papillon-Refiners der Baugröße „CS380“.....	102
Tabelle 23: Gegebene Größen zum Tragfähigkeitsnachweis der Gleitleiste	105
Tabelle 24: Schubspannung und Flächenpressung an der Gleitleiste.....	106
Tabelle 25: Zähigkeit von Wasser in Abhängigkeit von Temperatur und Druck	110
Tabelle 26: Sommerfeld-Zahl und Reynolds-Zahl, Andritz Papillon-Refiner „CS380“.....	112
Tabelle 27: Sommerfeld-Zahl	113
Tabelle 28: Sommerfeld-Zahl und Reynolds-Zahl, Andritz TwinFlo-Refiner „TF20S“	114

11 Abkürzungsverzeichnis

AG	Aktiengesellschaft
etc.	et cetera
EUR	Euro
LC	Low Consistency Niedrige Stoffdichte, Konsistenz der Faser-Wasser-Suspension < 8 %
HC	High Consistency Hohe Stoffdichte, Konsistenz der Faser-Wasser-Suspension > 15 %
MC	Medium Consistency Mittlere Stoffdichte, Konsistenz der Faser-Wasser-Suspension 8 % - 15 %
OCC	Old Corrugated Containers Gebrauchte Verpackungspapiere
DIP	Deinked Pulp Von Druckfarben befreites Altpapier
PM	Papiermaschine
LF	Langfaser
KF	Kurzfaser
PTFE	Polytetrafluorethylen
PI	Polyimid
POM	Polyoxymethylen
PEEK	Polyetheretherketon
PP	Polypropylen

12 Formelzeichenverzeichnis

F	Belastungskraft	[N]
d_1	Wellendurchmesser	[mm]
d_2	Lagerhülsendurchmesser	[mm]
d_i	Innendurchmesser der Axiallagerringfläche	[mm]
d_a	Außendurchmesser der Axiallagerringfläche	[mm]
d	Lagernendurchmesser	[mm]
b	Tragende Lagerbreite, Breite der Lagerhülse	[mm]
h	Schmierspalthöhe	[mm]
β	Breitenverhältnis bei Radiallagern	[-]
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\left[\frac{rad}{s}\right]$
n	Drehzahl	$[s^{-1}]$
s	Absolutes Lagerspiel	[mm]
e	Exzentrizität	[mm]
h_1	Spalthöhe 1	[mm]
h_2	Spalthöhe 2	[mm]
ψ	Relatives Lagerspiel	[-]
δ	Relative Schmierschichtdicke	[-]
h_0	Minimale Spalthöhe im Schmierspalt	[mm]
h_{0min}	Erforderliche minimale Spalthöhe zur Vermeidung von Festkörperreibung	[mm]
F_R	Reibungskraft	[N]
F_N	Normalkraft	[N]
P_R	Reibleistung	[W]
η	Dynamische Viskosität	$\left[\frac{N \times s}{m^2}\right]$
ν	Kinematische Viskosität	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$
p_N	Spezifischer Lagerdruck	[Pa]

ε	Relative Exzentrizität	[-]
S_o	Sommerfeld-Zahl	[-]
Re	Reynolds-Zahl	[-]
Ω	Umschließungswinkel von Lagerschalen	[deg]
γ	Verlagerungswinkel	[deg]
p	Druckbelastung auf eine Refinermahlplatte, zusammengesetzt aus dem hydraulischen Druck und dem Refiningdruck	[Pa]
F_U	Umfangskraft auf eine Refinermahlplatte, resultierend aus dem Antriebsmoment	[N]
F_{UR}	Reibungskraft resultierend aus F_U	[N]
μ_3	Reibungskoeffizient an der tangentialen Stützfläche der Refinermahlplatte	[-]
F_N	Radiale Verstellkraft	[N]
F_{STH}	Axiale Stützkraft der Refinermahlplatte	[N]
F_{STHR}	Reibungskraft resultierend aus F_{STH}	[N]
μ_2	Reibungskoeffizient an der axialen Stützfläche der Refinermahlplatte	[-]
F_{NOR}	Normalkraft innerhalb der Keilmechanik	[N]
F_{NORR}	Reibungskraft resultierend aus F_{NOR}	[N]
μ_1	Reibungskoeffizient an der Keilfläche	[-]
F_{STV}	Radiale Stützkraft des Verstellkeiles	[N]
F_V	Verstellkraft eines Keiles	[N]
M_T	Antriebsmoment des Papillon-Refiners	[Nm]
d_{REF}	Mahlflächendurchmesser des Papillon-Refiners	[m]
p_{REF}	Refiningdruck	[Pa]
p_{HYD}	Hydraulischer Druck	[Pa]
p_{AN}	Antriebsleistung	[W]
n_{PL}	Segmentanzahl (Andritz Papillon-Verstelleinrichtung)	[-]
n_{SP}	Spindelhubgetriebeanzahl (Andritz Papillon-Verstelleinr.)	[-]

α_E	Keilwinkel	[°]
l	Länge der Mahlfläche	[m]
F_{VGES}	Verstellkraft aller Keile	[N]
F_{SP}	Verstellkraft je Spindel	[N]
T_{GL}	Schubspannung an der Gleitleiste	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
p_{GL}	Flächenpressung der Gleitleiste	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
s_{GL}	Dicke der Gleitleiste	[mm]
l_{GL}	Länge der Gleitleiste	[mm]
b_{RGL}	Breite der Reibfläche der Gleitleiste	[mm]
$T_{GL,zul}$	Zulässige Schubspannung an der Gleitleiste	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
$p_{GL,zul}$	Zulässige Flächenpressung an der Gleitleiste	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
S_{TGL}	Sicherheit gegenüber der zulässigen Schubspannung (an der Gleitleiste)	[-]
S_{pGL}	Sicherheit gegenüber der zulässigen Flächenpressung (an der Gleitleiste)	[-]
m_{ROTOR}	Rotorgewicht	[kg]
a	Abstand von führerseitigem Auflager zu Schwerpunkt	[mm]
b	Abstand von triebseitigem Auflager zu Schwerpunkt	[mm]
d_{REF}	Durchmesser der Mahlfläche	[mm]
G	Wuchtgütestufe	[mm/s]
F_A	Führerseitige Lagerbelastung	[N]
F_B	Triebseitige Lagerbelastung	[N]
F_G	Gewichtskraft	[N]
F_U	Unwuchtkraft	[N]
F_{AX}	Axiale Lagerbelastung	[N]
Δp	Druckunterschied zwischen Ein- und Auslasseite	[bar]
So_{Amin}	Sommerfeld-Zahl im führerseitigen Radialgleitlager bei minimalem Betriebslagerspiel	[-]

S_{oAmax}	Sommerfeld-Zahl im führerseitigen Radialgleitlager bei maximalem Betriebslagerspiel	[-]
S_{oBmin}	Sommerfeld-Zahl im triebseitigen Radialgleitlager bei minimalem Betriebslagerspiel	[-]
S_{oBmax}	Sommerfeld-Zahl im triebseitigen Radialgleitlager bei maximalem Betriebslagerspiel	[-]
Re_{ABmin}	Reynolds-Zahl in den Radialgleitlagern bei minimalem Betriebslagerspiel	[-]
Re_{ABmax}	Reynolds-Zahl in den Radialgleitlagern bei maximalem Betriebslagerspiel	[-]
α_{LW}	Wärmeausdehnungskoeffizient der Welle	[K ⁻¹]
α_{LL}	Wärmeausdehnungskoeffizient der Lagerhülse	[K ⁻¹]
t_{H2O}	Temperatur des Schmierwassers	[°C]
Δh_T	Reduktion der Betriebsspalthöhe durch Wärmedehnung	[mm]
t_{REF}	Referenztemperatur zur Berechnung der Wärmedehnung	[°C]
s_{LL}	Wandstärke der Lagerhülse	[mm]
σ_H	Schwankungsbreite der Betriebsspalthöhe	[%]
σ_{So}	Schwankungsbreite der Sommerfeld-Zahl	[%]
h_{MIN}	Minimale Betriebsspalthöhe	[mm]
h_{MAX}	Maximale Betriebsspalthöhe	[mm]
ψ_{eff}	Effektives relatives Lagerspiel	[-]
φ	Laufkoordinate (Winkel)	[rad]
φ_1	Startwinkel der Laufkoordinate, Stelle im Lager mit dem größten Lagerspiel	[rad]
ϵ_{UE}	Übergangsexzentrizität	[-]
F_{AM}	Axiale Mindestbelastung	[N]
A	Minimallastfaktor	[-]
C	Dynamische Tragzahl	[N]
P	Dynamisch äquivalente Lagerbelastung	[N]
L_{10m}	Lagerlebensdauer in Millionen Umdrehungen	[10 ⁶ x rev]

q

Lastanteil

[-]

13 Anhang

Anhang 1: Verstelleinrichtung des Andritz Papillon-Refiners	99
Anhang 2: Dichtungskonzept des Andritz Papillon-Refiners	107
Anhang 3: Tabellen und Diagramme	110
Anhang 4: Werkstättenzeichnungen der Einzellagereinheit	115

Anhang 1: Verstelleinrichtung des Andritz Papillon-Refiners

Neben der Lagerung wurde auch die Verstelleinrichtung des Andritz Papillon-Refiners auf ihr Optimierungspotential hin untersucht. Um zunächst die auftretenden Kräfte beim Verstellen zu quantifizieren, wurde die Keilmechanik der Verstelleinrichtung berechnet.

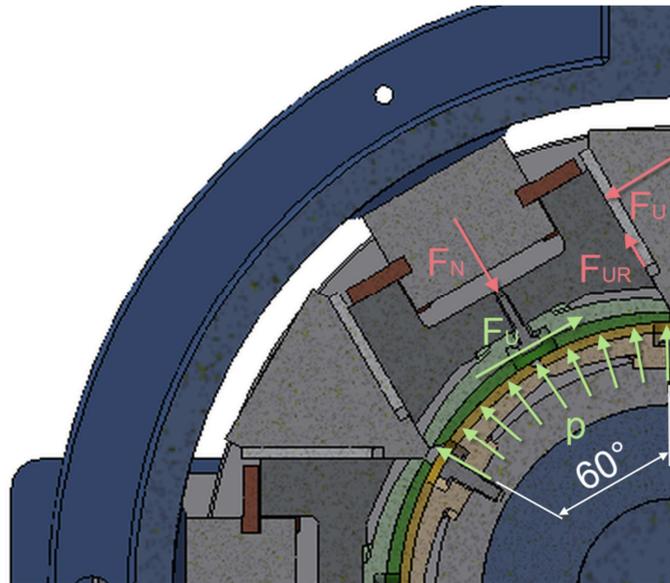


Abbildung 60: Andritz Papillon-Refiner im Querschnitt

Auf die verstellbaren, außenliegenden Statormahlplatten wirken radial von innen der hydraulische Druck sowie zusätzliche Kräfte, die durch das Mahlen auftreten. Diese Mahlkräfte werden ebenfalls mit einem Druck berücksichtigt – dem sogenannten Refiningdruck. Der Betrag dieses „Drucks“ ist aus vorangegangenen Messungen bekannt.

$$p = p_{HYD} + p_{REF}$$

Formel 35: Resultierender Druck auf die Refiner-mahlplatten

$$dF_N = p \times \sin(\alpha) \times \frac{d_{REF}}{2} \times l \times d\alpha$$

Formel 36: Differentielle Verstellkraft in radialer Richtung

$$F_N = \int dF_N = \int_{60}^{120} p \times \sin(\alpha) \times \frac{d_{REF}}{2} \times l \times d\alpha = p \times \frac{d_{REF}}{2} \times l$$

Formel 37: Verstellkraft in radialer Richtung

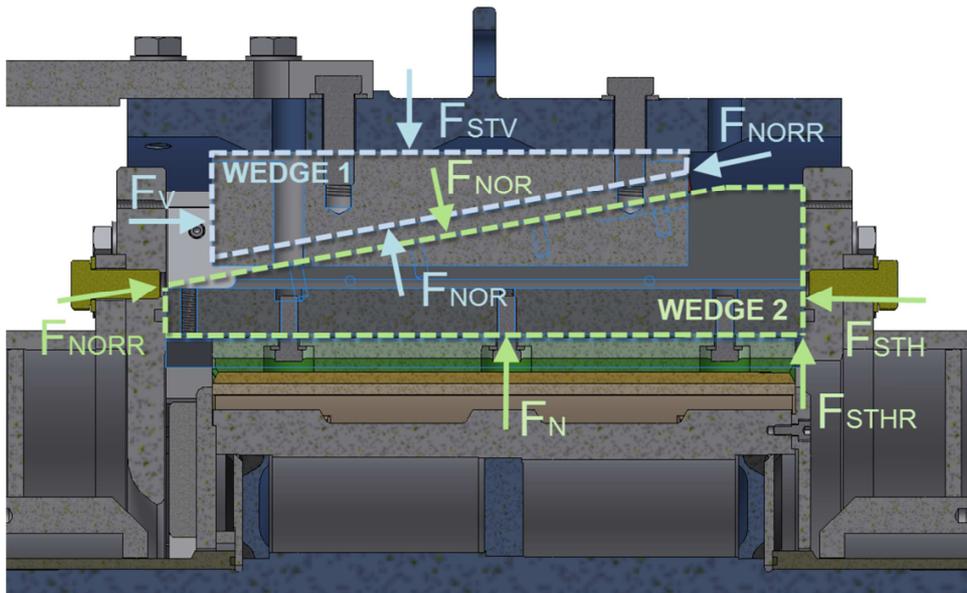


Abbildung 61: Keilmechanik des Andritz Papillon-Refiners

Wie in Abschnitt 2.4.3 dargestellt, erfolgt die Verstellung mittels sechs, am Umfang gleich verteilter Keilmechaniken, die gekoppelt betätigt werden.

Keil 2:

$$\sum F_X = 0 : F_{NOR} \times \sin(\alpha_E) + F_{NOR} \times \mu_1 \times \cos(\alpha_E) - F_{STH} = 0$$

Formel 38: Summe der Kräfte in X-Richtung (axiale Richtung) an Keil 1

$$\sum F_Z = 0 : F_U \times \mu_3 + F_N + F_{STH} \times \mu_2 + F_{NOR} \times \mu_1 \times \sin(\alpha_E) - F_{NOR} \times \cos(\alpha_E) = 0$$

Formel 39: Summe der Kräfte in Z-Richtung (radiale Richtung) an Keil 1

Daraus ergibt sich:

$$F_{NOR} = \frac{F_U \times \mu_3 + F_N}{\cos(\alpha_E) - \mu_1 \times \sin(\alpha_E) - \mu_2 \times (\sin(\alpha_E) + \mu_1 \times \cos(\alpha_E))}$$

Formel 40: Normalkraft innerhalb der Keilmechanik

mit

$$F_U = \frac{2 \times M_T}{d_{REF} \times n_{PL}} = \frac{P_{AN}}{d_{REF} \times n \times \pi \times n_{PL}}$$

Formel 41: Umfangskraft auf eine Refinermahlplatte

Keil 1:

$$\sum F_X = 0 : F_V - F_{NOR} \times \sin(\alpha_E) - F_{NOR} \times \mu_1 \times \cos(\alpha_E) = 0$$

Formel 42: Summe der Kräfte in X-Richtung (axiale Richtung) an Keil 2

$$\sum F_Z = 0 : -F_{STV} - F_{NOR} \times \mu_1 \times \sin(\alpha_E) + F_{NOR} \times \cos(\alpha_E) = 0$$

Formel 43: Summe der Kräfte in Z-Richtung (radiale Richtung) an Keil 2

Daraus ergibt sich:

$$F_V = F_{NOR} \times (\sin(\alpha_E) + \mu_1 \times \cos(\alpha_E))$$

Formel 44: Verstellkraft eines Keiles

Und als Nebenprodukt ergibt sich:

$$F_{STV} = F_{NOR} \times (\cos(\alpha_E) - \mu_1 \times \sin(\alpha_E))$$

Formel 45: Radiale Stützkraft des Verstellkeiles

Diese Formeln gelten für Andritz Papillon-Refiner der Bauform CS. Nachfolgend wurde die Berechnung der Verstellkräfte zahlenmäßig aufgearbeitet, stellvertretend für die Baugröße „CS380“:

Tabelle 21: Gegebene Größen zur Berechnung der Verstellkräfte

d	380	[mm]
l	380	[mm]
p _{HYD}	5	[bar]
p _{REF}	2	[bar]
n _{PL}	6	[-]
n _{SP}	2	[-]
n	1200	[min ⁻¹]
P _{AN}	400	[kW]
α _E	10	[°]
μ ₁	0,12	[-]
μ ₂	0,1	[-]
μ ₃	0,05	[-]

Die Größen „ p_{REF} “, „ μ_1 “, „ μ_2 “ und „ μ_3 “ sind mit gewissen Streuungen beziehungsweise Unbekanntheiten versehen. „ p_{REF} “ variiert mit der Konsistenz, der verarbeiteten Faser und mit der Messgeometrie auf der Mahlplatte. Messungen an einer Versuchsmaschine haben jedoch gezeigt, dass der eingesetzte Wert einen typischen Wert am oberen Limit der Streuung darstellt. „ μ_1 “ ist der Reibungskoeffizient an der Keiffläche. Die Materialpaarung an dieser Reibungsfläche ist Stahl/Bronze. „ μ_2 “ ist der Reibungskoeffizient an der axialen Stützfläche. Die Materialpaarung an dieser Reibungsfläche ist Stahl/Stahl. „ μ_3 “ ist der Reibungskoeffizient an der tangentialen Stützfläche. Die Materialpaarung an dieser Reibungsfläche ist Stahl/PTFE. Alle eben genannten Reibungsflächen sind ungeschmiert.

Tabelle 22: Verstellkräfte des Andritz Papillon-Refiners der Baugröße „CS380“

M_T	3183	[Nm]
F_U	2792	[N]
F_{NOR}	54,215	[kN]
F_V	15,821	[kN]
F_{STH}	15,821	[kN]
F_{STV}	52,261	[kN]
F_{VGES}	94,928	[kN]
F_{SP}	47,464	[kN]

Das gegenwärtig verbaute Spindelhubgetriebe leistet 150 kN und erscheint ob des Ergebnisses der Rechnung deutlich überdimensioniert. Jedoch ist es in der Praxis schwierig, beide Spindelhubgetriebe derart zu synchronisieren, dass keine Verschränkung der beiden eintritt.

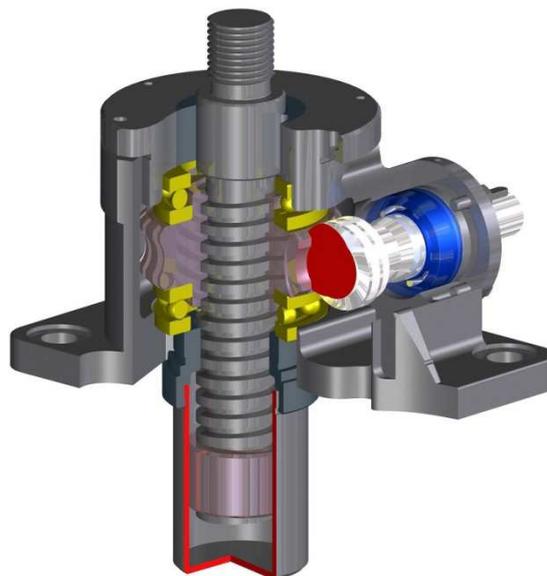


Abbildung 62: Spindelhubgetriebe⁸⁴

⁸⁴ (www.weingrill.it, 2016)

Die Verschränkung kann auftreten, da sowohl das Schneckengetriebe, als auch das Bewegungsgewinde (Trapezgewinde) ein gewisses Spiel aufweist. Dieses Spiel kann aufgrund der Fertigungstoleranzen und aufgrund von Verschleiß bei beiden Spindelhubgetrieben unterschiedlich sein. Es sei allerdings angemerkt, dass ein Spielunterschied am Schneckengetriebe wesentlich weniger Effekt auf die Verschränkung hat als ein Spielunterschied am Bewegungsgewinde. Auch das Gewindenspiel des Koppelstückes, d.h. jenes Bauteiles, das die hebende Spindel mit dem Gehäusering verbindet, besteht und kann auf beiden Seiten unterschiedlich sein. Kräfte, die aus der Verschränkung resultieren, erzeugen zusätzliche Reibung, die in der vorliegenden Rechnung nicht berücksichtigt wurde.

Das Gewindenspiel am Koppelstück kann konstruktiv sehr einfach ausgeglichen werden, wenn das Gewinde mit einer Mutter gekontert wird. Zusätzlich kann der Spielunterschied der beiden Spindelhubgetriebe ausgeglichen werden, wenn zwischen Koppelstück und hebender Spindel eine Gewindemuffe mit Rechtsgewinde auf der Spindelenseite und Linksgewinde auf der Seite des Koppelstückes eingesetzt wird. Damit kann zumindest in einer Bewegungsrichtung die Verschränkung minimiert werden.

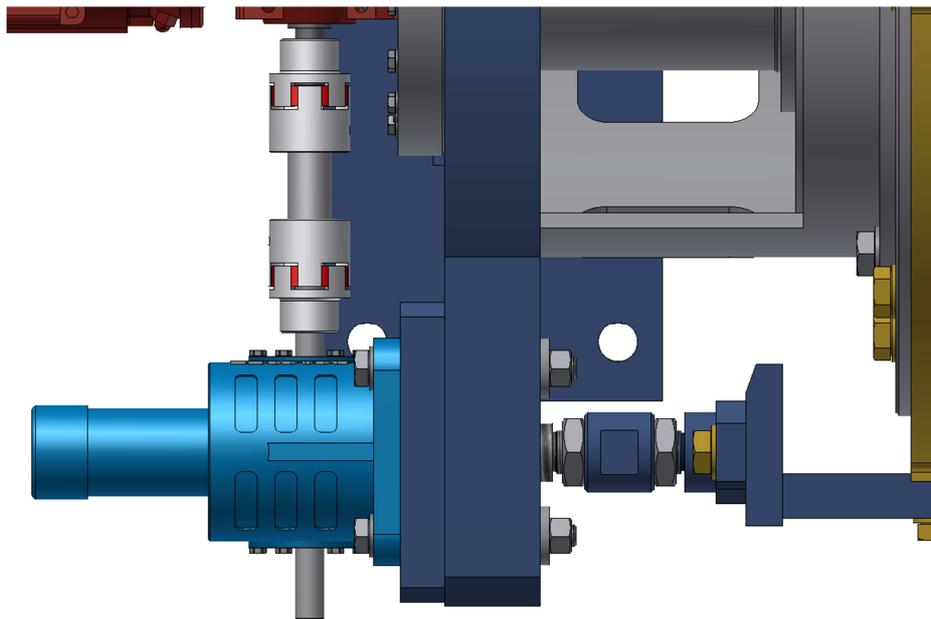


Abbildung 63: Gewindemuffe mit Kontermutter zur Spieleinstellung

Ferner sind spieleinstellbare Spindelhubgetriebe erhältlich. Diese haben an der Spindel eine Kontermutter, um das Bewegungsgewinde spielfrei zu stellen beziehungsweise vorzuspannen. Das Schneckengetriebe kann mit einer veränderlichen Zahngeometrie an der Schnecke ausgeführt werden. Durch axiale Verschiebung der Schnecke kann dann das Flankenspiel beliebig eingestellt werden. Diese Technik ist unter der Bezeichnung „Duplex-Verzahnung“ bekannt.

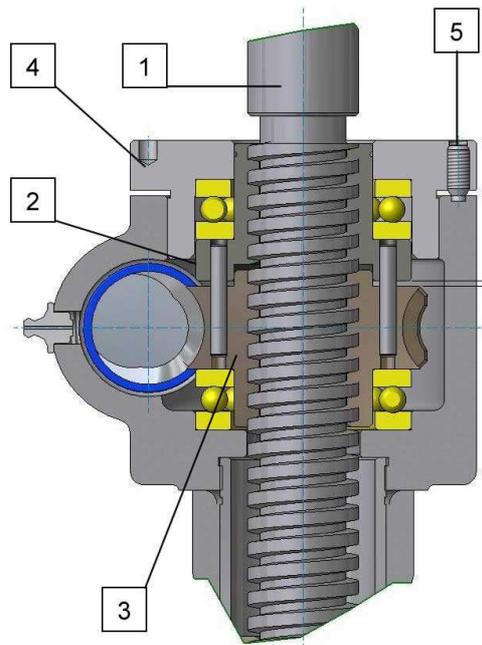


Abbildung 64: Spieleinstellbares Spindelhubgetriebe⁸⁵

„1“ ist die Spindel, „2“ die einstellbare Kontermutter, „3“ die Hauptmutter, „4“ der Lagerdeckel und „5“ eine Madenschraube, die als einstellbarer, mechanischer Anschlag fungiert. Nicht aus der Abbildung ersichtlich, jedoch wichtig für die Funktion des Spindelhubgetriebes, ist die Verdrehsicherung der Spindel.

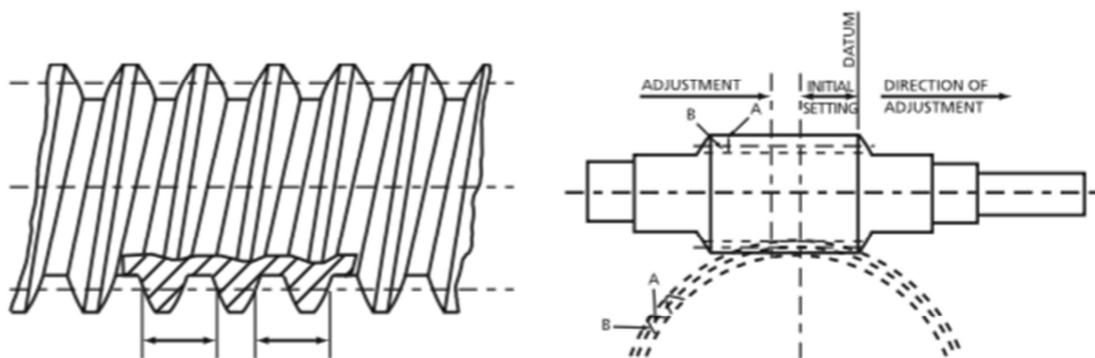


Abbildung 65: Spieleinstellbares Schneckengetriebe⁸⁶

Weiteres Optimierungspotential bieten die Materialpaarungen der Reibflächen. Da keine Schmierung der Reibflächen vorgesehen ist und eine konstruktive Vorsehung einer Schmiermöglichkeit auch zusätzlichen Wartungsaufwand und das Risiko von Wartungsversäumnissen bedeuten würde, sind die gegenwärtigen Reibungskoeffizienten relativ hoch. Speziell „ μ_1 “, der Reibungskoeffizient an der Keilfläche, wirkt sich stark auf die Verstellkraft „ F_V “ und damit auch die Kraft je Spindel „ F_{SP} “ aus. Würden hier PTFE-Leisten

⁸⁵ (www.weingrill.it, 2016)

⁸⁶ (www.renold.com, 2016)

verbaut, wäre der Reibungskoeffizient an dieser Stelle deutlich niedriger. Alleine diese Maßnahme würde 25 % an Verstellkraft der Spindel einsparen. PTFE weist allerdings niedrigere Festigkeitswerte auf als die verwendete Bronze (CuSn12). Daher sei nachfolgend die Tragfähigkeit dieser Gleitleisten untersucht.

$$\tau_{GL} = \frac{F_{NOR}}{s_{GL} \times l_{GL} \times 2}$$

Formel 46: Schubspannung an der Gleitleiste

$$S_{\tau_{GL}} = \frac{\tau_{GL,zul}}{\tau_{GL}}$$

Formel 47: Sicherheit gegenüber der zulässigen Schubspannung

$$p_{GL} = \frac{F_{NOR}}{b_{RGL} \times l_{GL} \times 2}$$

Formel 48: Flächenpressung der Gleitleiste

$$S_{p_{GL}} = \frac{p_{GL,zul}}{p_{GL}}$$

Formel 49: Sicherheit gegenüber der zulässigen Flächenpressung

Dabei sind die gegebenen Größen:

Tabelle 23: Gegebene Größen zum Tragfähigkeitsnachweis der Gleitleiste

s_{GL}	12	[mm]
l_{GL}	300	[mm]
b_{RGL}	10	[mm]
$p_{GL,zul}$ (PTFE)	11	[N/mm ²]
$p_{GL,zul}$ (CuSn12)	160	[N/mm ²]
$\tau_{GL,zul}$ (PTFE)	14	[N/mm ²]
$\tau_{GL,zul}$ (CuSn12)	160	[N/mm ²]

Die Größe „ F_{NOR} “ ist bereits aus vorangegangenen Rechnungen bekannt. Die verwendeten, zulässigen Festigkeitswerte für „PTFE“ gelten für die mit Kohlefasern gefüllte Qualität „Fluorosint-MT01“, erhältlich bei der Firma „Polytron Kunststofftechnik GmbH & Co KG“ in D-51469 Bergisch Gladbach. Jene für „CuSn12“ stammen vom Deutschen Kupferinstitut.

Mit den oben genannten Formeln und den gegebenen Zahlenwerten lassen sich die gesuchte Schubspannung sowie die gesuchte Flächenpressung bestimmen:

Tabelle 24: Schubspannung und Flächenpressung an der Gleitleiste

T_{GL}	7,529	[N/mm ²]
p_{GL}	9,035	[N/mm ²]
S_{TGL} (PTFE)	1,859	[-]
S_{TGL} (CuSn12)	21,248	[-]
S_{pGL} (PTFE)	1,217	[-]
S_{pGL} (CuSn12)	17,707	[-]

Bei niedrigeren Verstellkräften „ F_{SP} “ wäre zwar auch die Normalkraft auf die Gleitleisten „ F_{NOR} “ geringfügig kleiner, wobei die Sensitivität dieser gegenüber „ μ_1 “ bei weitem geringer ist als die Sensitivität von „ F_{SP} “ gegenüber „ μ_1 “. Wenn μ_1 gleich μ_3 gesetzt wird, reduziert sich die Verstellkraft „ F_{SP} “ um 25%, die Normalkraft „ F_{NOR} “ jedoch nur um 2 % – eine Abhängigkeit ist damit praktisch nicht mehr gegeben.

Die berechneten Sicherheitswerte zeigen, dass die Materialänderung ohne geometrische Änderungen nicht vollzogen werden sollte. Wie bereits erwähnt, sind manche Parameter der Rechnung mit Unsicherheiten behaftet und die berechneten Sicherheitswerte reichen nicht aus, um genügend „Spielraum“ für etwaige Schwankungen zu lassen. Um den Einsatz von PTFE als Gleitmaterial an dieser Stelle zu ermöglichen, muss daher

- eine metallische Unterkonstruktion als tragendes Element fungieren, nicht wie jetzt die Gleitleiste selbst.
- die Reibfläche vergrößert werden, um die Druckbelastung zu senken.

Anhang 2: Dichtungskonzept des Andritz Papillon-Refiners

Die statische Abdichtung des Strömungsgehäuses ist beim Andritz Papillon-Refiner relativ kompliziert und brachte in der Vergangenheit Probleme (Undichtigkeiten) mit sich. Es wurde daher ebenfalls auf sein Optimierungspotential untersucht.

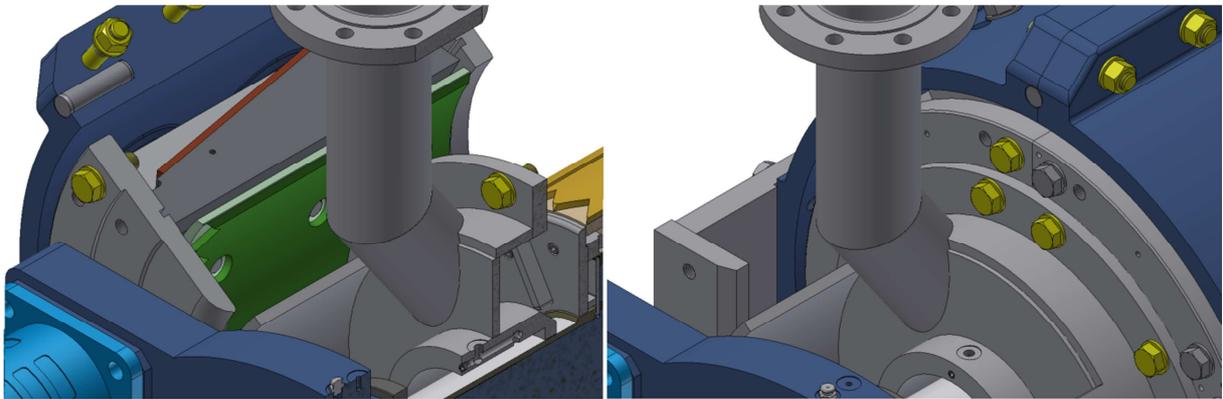


Abbildung 66: Bestehendes Gehäuse des Andritz Papillon-Refiners

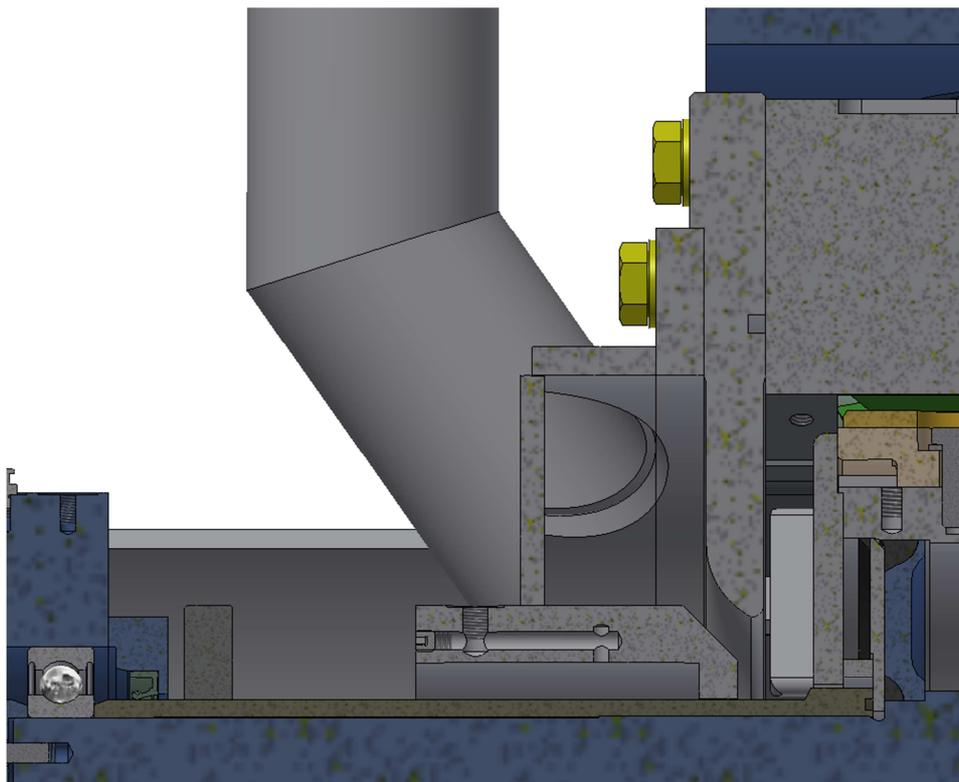


Abbildung 67: Bestehende Gehäuseabdichtung des Andritz Papillon-Refiners

Die statische Abdichtung des Gehäuses erfolgt einerseits an den eng tolerierten Gleitflächen des Verstellmechanismus, andererseits an der nach innen gerichteten Stirnseite des Gehäuses mittels einer Rundschnurdichtung, deren Enden nach dem Einbau zusammengeklebt werden. Der zweigeteilte Ring, der mit den Keilleisten des

Verstellmechanismus verschraubt ist, trägt diese Rundschnurdichtung. Die Teilfläche ist dabei sehr genau und ohne Spalt gefertigt – dies macht die Herstellung dieses Ringes recht teuer und es treten speziell bei der Inbetriebnahme an dieser Stelle Undichtigkeiten auf.

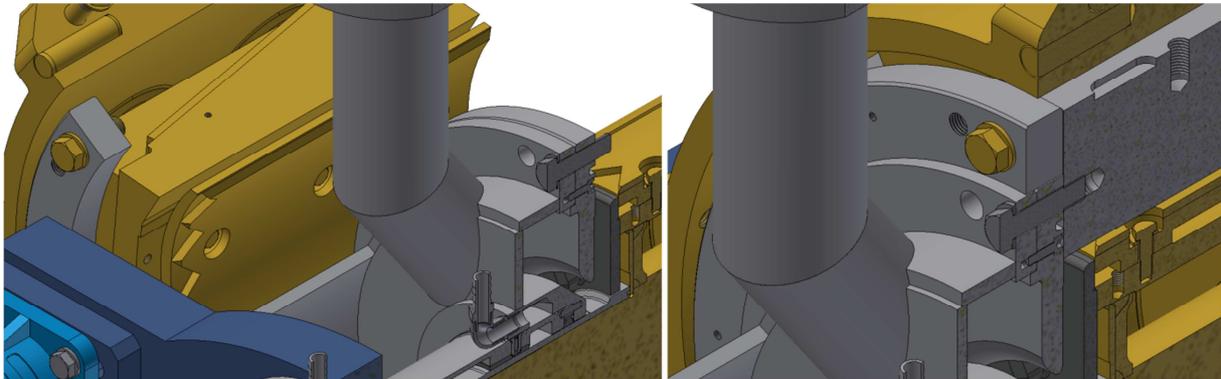


Abbildung 68: Neues Gehäusekonzept für den Andritz Papillon-Refiner

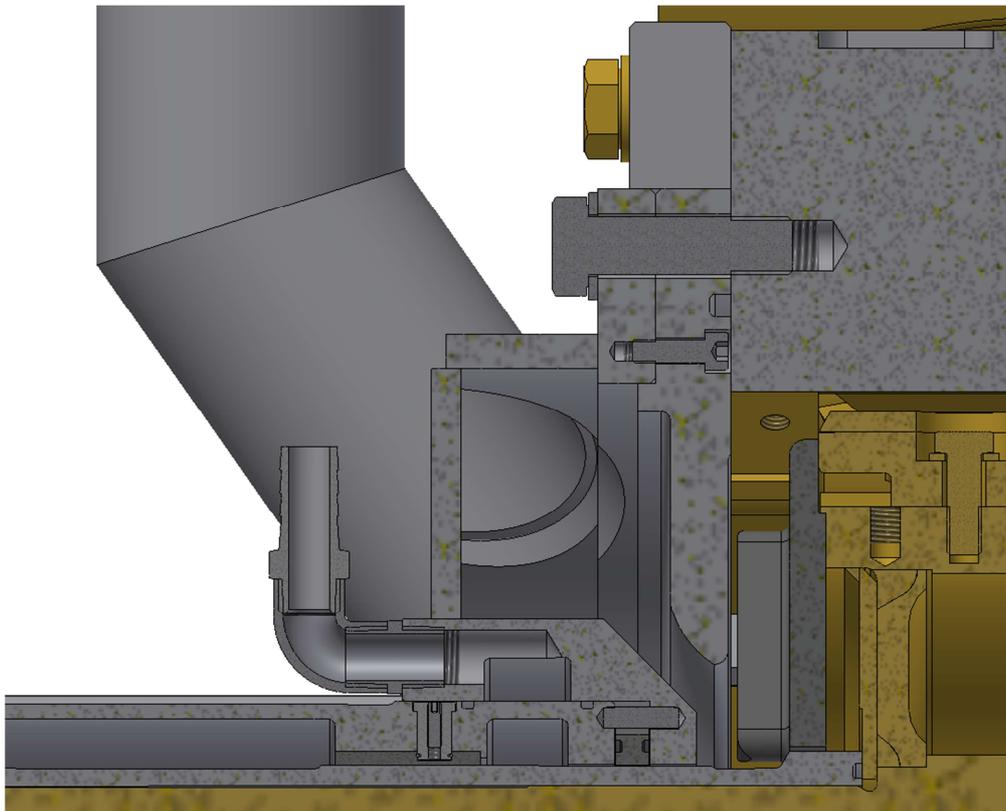


Abbildung 69: Neue Gehäuseabdichtung des Andritz Papillon-Refiners

Der Ring, der die Rundschnurdichtung trägt, wird in einem neu erarbeiteten Gehäusekonzept von einem vollen, nicht geteilten Ring getragen. In einem weiteren Optimierungsschritt könnte die Ringnut direkt in das Lagergehäuse integriert werden und der jetzt angeschraubte Ring könnte eingespart werden. Die Keilleisten müssen weiterhin von einem geteilten Ring getragen werden, um das Aufklappen der Gehäusehälften zu ermöglichen. Dieser Ring hat nun allerdings keine Dichtungsfunktion mehr und kann mit einem Spalt an seiner Teilfläche

gefertigt werden. Dies macht die Herstellung deutlich einfacher und kostengünstiger, weil er zunächst als voller Ring gefertigt werden kann und in einem weiteren Schritt mit einem Sägeschnitt getrennt werden kann.

Anhang 3: Tabellen und Diagramme

Tabelle 25: Zähigkeit von Wasser in Abhängigkeit von Temperatur und Druck⁸⁷

Temperatur [°C]	Druck									
	1 bar		50 bar		100 bar		200 bar		300 bar	
	$10^6 \times \eta$	$10^6 \times \nu$								
0	1827	1,792	1813	1,774	1804	1,761	1781	1,730	1760	1,702
10	1333	1,297	1330	1,302	1324	1,292	1316	1,278	1308	1,268
20	1022	1,004	1021	1,001	1020	0,997	1018	0,991	1015	0,984
30	813	0,801	813	0,799	814	0,798	814	0,795	815	0,792
40	665	0,658	666	0,657	667	0,656	669	0,656	671	0,655
50	557	0,553	558	0,553	560	0,553	563	0,554	566	0,555
60	475	0,474	477	0,475	478	0,475	481	0,476	485	0,478
70	412	0,413	414	0,414	416	0,415	419	0,418	424	0,420
80	362	0,365	365	0,367	368	0,370	373	0,373	379	0,377
90	321	0,326	325	0,329	330	0,334	337	0,339	344	0,345
100	288	0,295	293	0,299	299	0,304	307	0,311	315	0,318
120	(bei 1,036 bar)		243	0,252	250	0,259	258	0,266	267	0,274
140			206	0,218	211	0,222	220	0,230	228	0,238
160			178	0,192	182	0,195	189	0,202	197	0,209
180			157	0,173	160	0,176	166	0,181	172	0,187
200			142	0,161	144	0,162	148	0,165	152	0,169
220			129	0,150	131	0,152	134	0,154	137	0,156
240			118	0,142	120	0,143	122	0,144	125	0,146
260			110	0,137	111	0,138	113	0,138	116	0,140
280					103	0,134	105	0,134	108	0,135
300					96	0,132	98	0,131	101	0,132
320							91	0,129	95	0,131
340							81	0,125	87	0,128
360							68	0,123	78	0,125
380									66	0,123
400									44	0,121
450									31	0,119

⁸⁷ (Sigloch, 2014, S. 452)

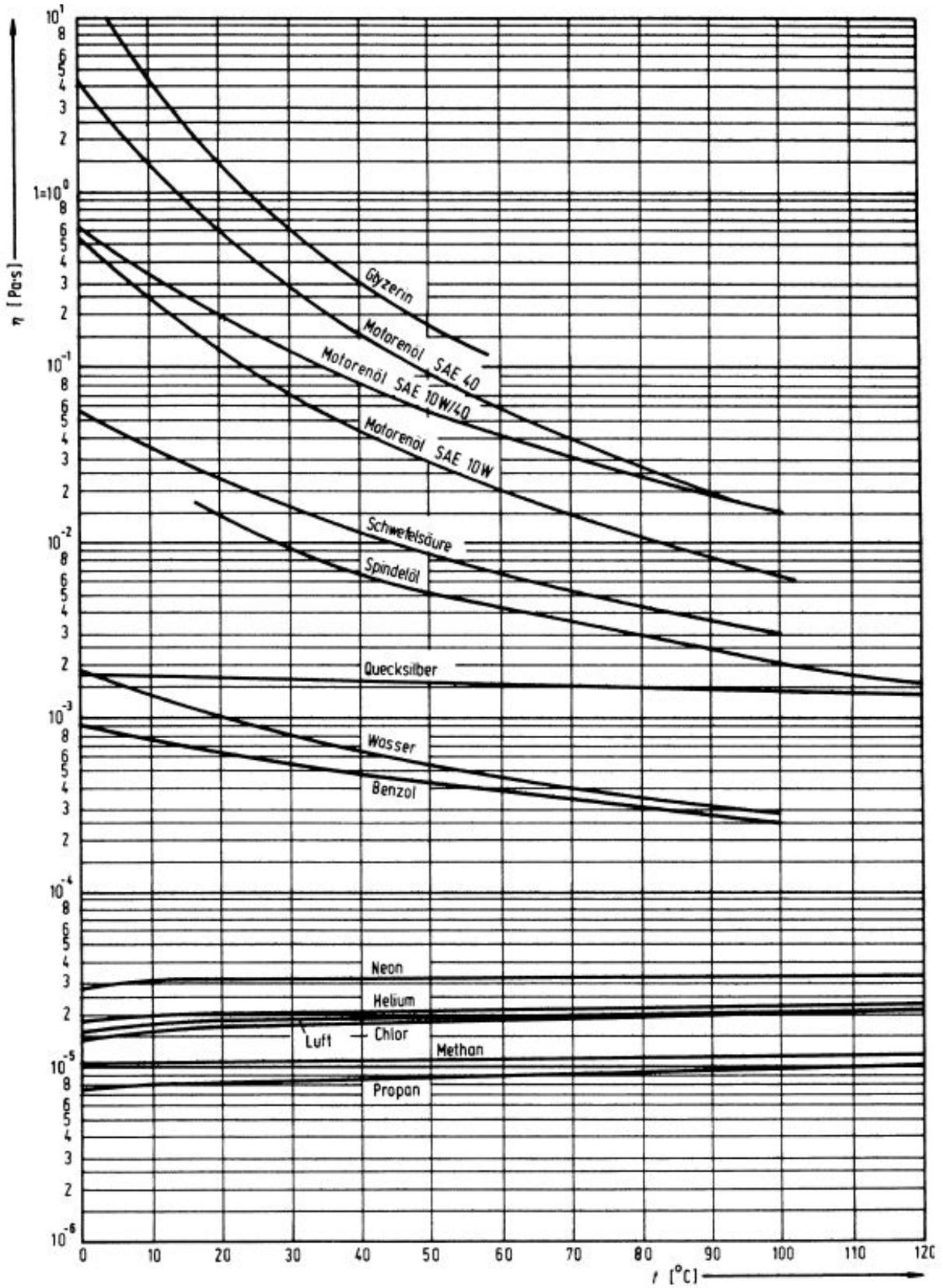


Abbildung 70: Dynamische Viskosität verschiedener Flüssigkeiten bei 1 bar Druck⁸⁸

⁸⁸ (Sigloch, 2014, S. 466)

Tabelle 26: Sommerfeld-Zahl und Reynolds-Zahl, Andritz Papillon-Refiner „CS380“

	n	v _U	F _A	F _B	t _{H2O}							
	[min ⁻¹]	[m/s]	[N]	[N]	[°C]							
					10	20	30	40	50	60	70	80
So _{Amin}	100	0,706	1215,5	1647,7	4,883	6,372	7,996	9,763	11,66	13,67	15,78	17,99
So _{Amax}					7,631	9,956	12,49	15,25	18,22	21,36	24,66	28,11
So _{Bmin}					6,62	8,637	10,84	13,23	15,8	18,53	21,4	24,4
So _{Bmax}					10,34	13,49	16,95	20,68	24,69	28,95	33,43	38,1
Re _{ABmin}					35,17	45,82	57,35	69,78	82,97	96,81	111,2	125,9
Re _{ABmax}					43,97	57,27	71,68	87,23	102,7	121	138,9	157,4
So _{Amin}	250	1,767			1,953	2,549	3,198	3,905	4,663	5,467	6,315	7,199
So _{Amax}					3,052	3,982	4,997	6,102	7,286	8,543	9,865	11,25
So _{Bmin}					2,648	3,455	4,335	5,294	6,321	7,412	8,558	9,756
So _{Bmax}					4,138	5,398	6,774	8,272	9,877	11,58	13,37	15,24
Re _{ABmin}					87,9	114,5	143,4	174,5	207,4	242	277,9	314,9
Re _{ABmax}					109,9	143,2	179,2	218	259,3	302,5	347,4	393,6
So _{Amin}	500	3,534			0,977	1,274	1,599	1,953	2,332	2,734	3,157	3,598
So _{Amax}					1,526	1,991	2,499	3,051	3,643	4,272	4,932	5,623
So _{Bmin}					1,324	1,727	2,168	2,647	3,16	3,706	4,279	4,879
So _{Bmax}					2,069	2,699	3,387	4,138	4,939	5,791	6,686	7,622
Re _{ABmin}					175,9	229,1	286,7	348,9	414,9	484,1	555,9	629,8
Re _{ABmax}					219,8	286,4	358,4	436,1	518,6	605,1	694,8	787,2
So _{Amin}	750	5,301			0,651	0,849	1,066	1,302	1,554	1,823	2,105	2,399
So _{Amax}					1,017	1,327	1,666	2,034	2,428	2,848	3,288	3,748
So _{Bmin}					0,883	1,152	1,445	1,765	2,107	2,471	2,853	3,252
So _{Bmax}					1,379	1,799	2,258	2,757	3,292	3,86	4,46	5,081
Re _{ABmin}					263,8	343,6	430,1	523,4	622,3	726,1	833,8	944,6
Re _{ABmax}					329,7	429,5	537,6	654,2	777,9	907,6	1042	1181
So _{Amin}	1200	8,482			0,401	0,531	0,667	0,814	0,972	1,139	1,315	1,499
So _{Amax}					0,636	0,829	1,04	1,272	1,518	1,779	2,055	2,343
So _{Bmin}					0,552	0,719	0,903	1,103	1,316	1,544	1,783	2,032
So _{Bmax}					0,862	1,124	1,411	1,723	2,057	2,412	2,786	3,176
Re _{ABmin}					422	549,8	688,2	837,4	995,7	1161	1334	1511
Re _{ABmax}					527,5	687,3	860,2	1046	1244	1452	1668	1889

Tabelle 27: Sommerfeld-Zahl⁸⁹

So in [-]	b/d			
ε	[-]			
[-]	1	1/2	1/4	1/8
0,1	0,1138	0,0364	0,0098	0,0025
0,2	0,2377	0,0774	0,0210	0,0054
0,3	0,3844	0,1290	0,0354	0,0091
0,4	0,5731	0,2005	0,0561	0,0145
0,5	0,8373	0,3099	0,0890	0,0232
0,6	1,2434	0,4954	0,1480	0,0391
0,7	1,9484	0,8560	0,2716	0,0735
0,8	3,4399	1,7292	0,6056	0,1710
0,9	8,2632	5,0799	2,1616	0,6783
0,95	18,5663	13,2951	6,9264	2,5212
0,97	32,8798	25,5701	15,2715	6,3408
0,99	107,4968	93,7613	70,0273	39,2475

⁸⁹ (DIN 31652, 1983)

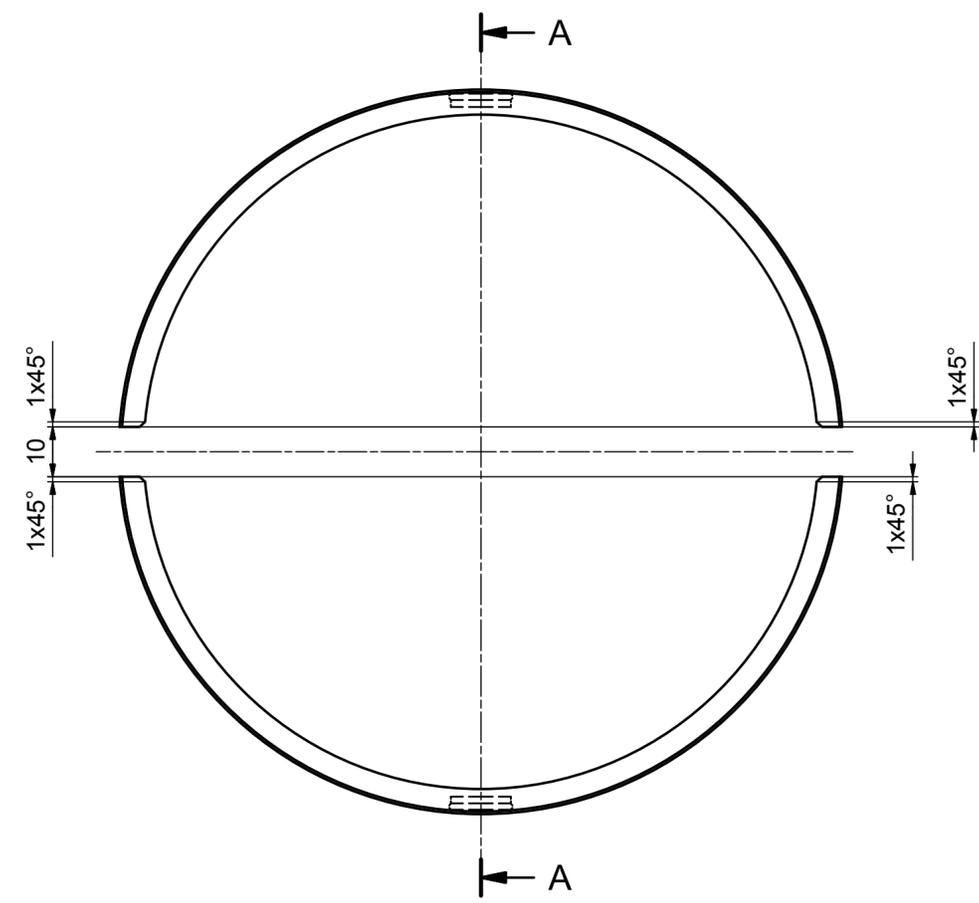
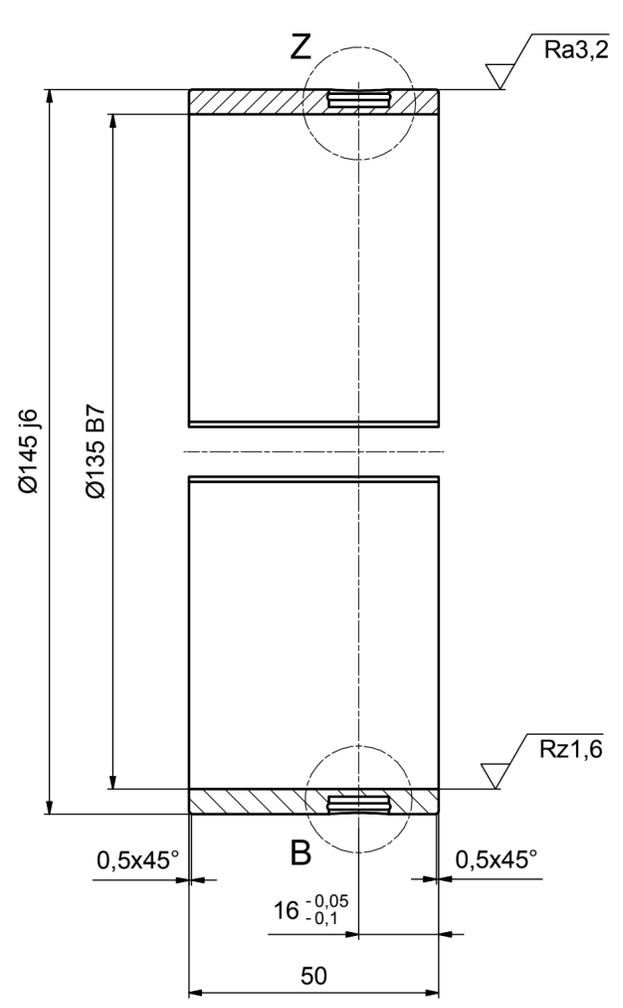
Tabelle 28: Sommerfeld-Zahl und Reynolds-Zahl, Andritz TwinFlo-Refiner „TF20S“

	n	v _U	F _A	F _B	t _{H2O}							
	[min ⁻¹]	[m/s]	[N]	[N]	[°C]							
					10	20	30	40	50	60	70	80
So _{Amin}	100	0,706	1272	776	5,109	6,667	8,365	10,21	12,19	14,31	16,51	18,82
So _{Amax}					7,984	10,42	13,07	15,96	19,06	22,35	25,81	29,41
So _{Bmin}					5,194	6,777	8,504	10,38	12,39	14,54	16,79	19,14
So _{Bmax}					8,116	10,59	13,29	16,22	19,37	22,72	26,23	29,9
Re _{ABmin}					35,17	45,82	57,35	69,78	82,98	96,81	111,2	125,9
Re _{ABmax}					43,97	57,27	71,68	87,23	103,7	121,1	138,9	157,4
So _{Amin}	250	1,767			2,044	2,667	3,346	4,086	4,879	5,721	6,605	7,529
So _{Amax}					3,193	4,167	5,229	6,384	7,623	8,939	10,32	11,76
So _{Bmin}					2,078	2,711	3,402	4,154	4,959	5,815	6,715	7,654
So _{Bmax}					3,246	4,236	5,315	6,489	7,75	9,087	10,49	11,96
Re _{ABmin}					87,93	114,5	143,4	174,4	207,4	242,1	277,9	314,9
Re _{ABmax}					109,9	143,2	179,2	218,1	259,3	302,5	347,4	393,6
So _{Amin}	500	3,534			1,022	1,333	1,673	2,049	2,439	2,861	3,303	3,765
So _{Amax}					1,597	2,083	2,614	3,192	3,812	4,467	5,161	5,882
So _{Bmin}					1,034	1,355	1,701	2,077	2,479	2,908	3,357	3,827
So _{Bmax}					1,623	2,118	2,658	3,245	3,875	4,543	5,246	5,981
Re _{ABmin}					175,9	229,1	286,7	348,9	414,9	484,1	555,9	629,8
Re _{ABmax}					219,8	286,4	358,4	436,1	518,6	605,1	694,8	787,2
So _{Amin}	750	5,301			0,681	0,888	1,115	1,362	1,626	1,907	2,202	2,509
So _{Amax}					1,064	1,389	1,743	2,128	2,541	2,979	3,441	3,922
So _{Bmin}					0,693	0,904	1,134	1,385	1,653	1,938	2,238	2,551
So _{Bmax}					1,082	1,412	1,772	2,163	2,583	3,029	3,497	3,987
Re _{ABmin}					263,8	343,6	430,1	523,4	622,3	726,1	822,8	944,6
Re _{ABmax}					329,7	429,5	537,6	654,2	777,9	907,6	1042	1181

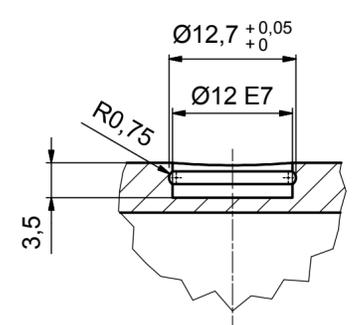
Anhang 4: Werkstättenzeichnungen der Einzellagereinheit

Auf den folgenden Seiten sind die Werkstättenzeichnungen der erarbeiteten Einzellagereinheit gesammelt.

SECTION A-A



DETAIL Z
(2:1)



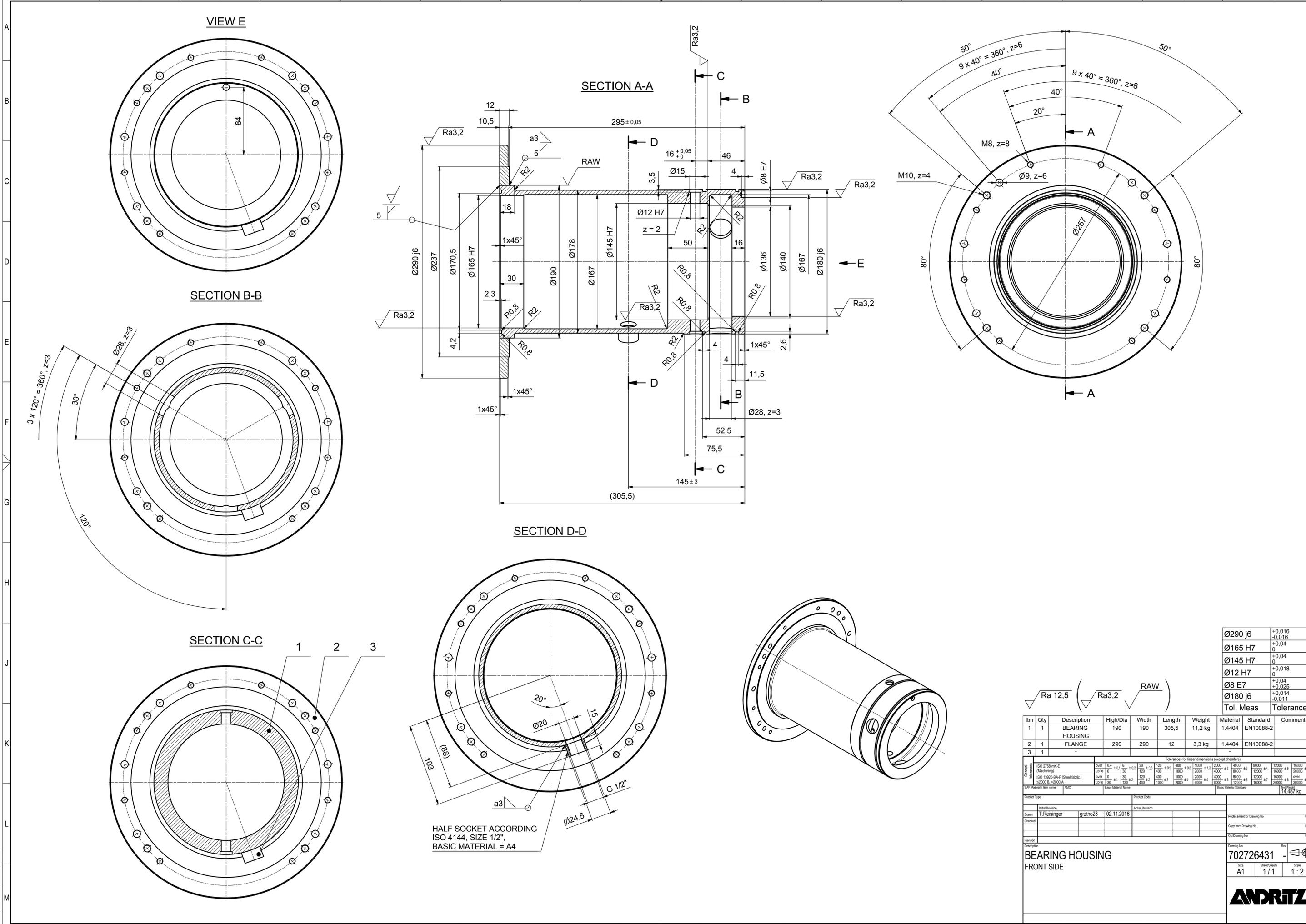
Ø12 E7	+0,05 +0,032
Ø145 j6	+0,014 -0,011
Ø135 B7	+0,3 +0,26
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances	Tolerances for linear dimensions (except chamfers)											
	over	0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000
ISO 2768-mK-E (Machining)	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4	±5	±6	±8
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	±1	±2	±3	±5	±8	±12	±20	±30	±40	±50	±70	±100

SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name	Basic Material Standard	Net Weight	0,214 kg
Product Type	Product Code		Actual Revision		
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016	Replacement for Drawing No	
Checked				Copy from Drawing No	
Revision				Old Drawing No	

Description			Drawing No	Rev
BEARING RING			702726383	-
Size	Sheet/Sheets	Scale		
A2	1/1	1:1		
ANDRITZ				

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages, including litigation costs, of the part of a system, utility model or design. (ISO 15706)



Ø290 j6	+0,016 -0,016
Ø165 H7	+0,04 0
Ø145 H7	+0,04 0
Ø12 H7	+0,018 0
Ø8 E7	+0,04 +0,025 -0,014
Ø180 j6	+0,014 -0,011
Tol. Meas	Tolerance

Item	Qty	Description	High/Dia	Width	Length	Weight	Material	Standard	Comment
1	1	BEARING HOUSING	190	190	305,5	11,2 kg	1.4404	EN10088-2	
2	1	FLANGE	290	290	12	3,3 kg	1.4404	EN10088-2	
3	1								

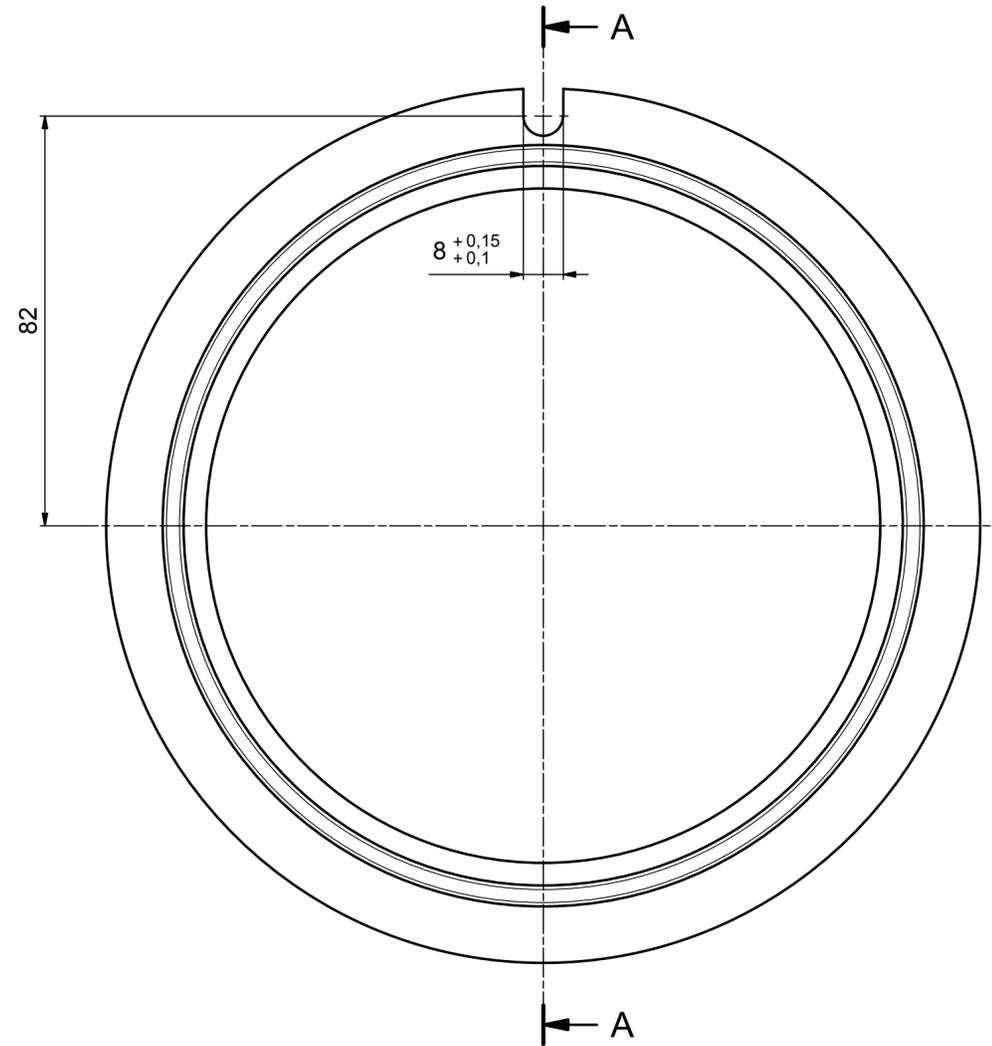
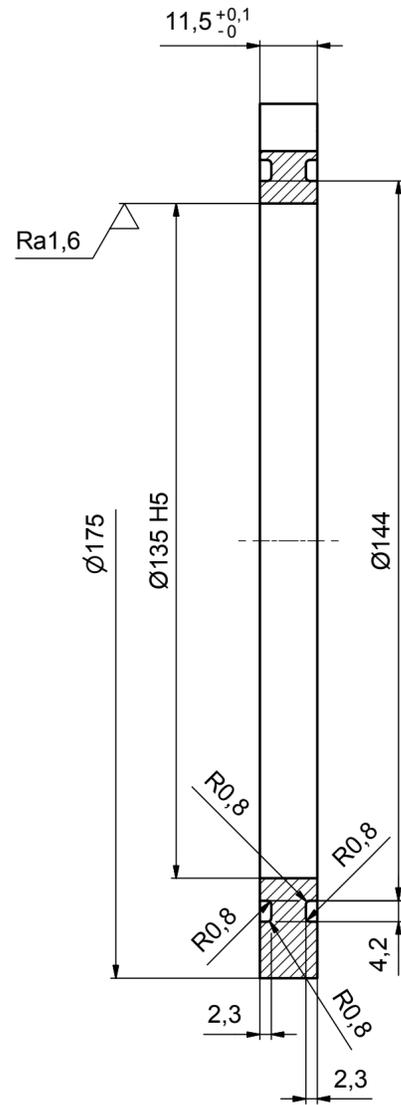
General	Tolerances for linear dimensions (except chamfers)										
	over	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,15
ISO 2768-mS-E (Machining)	±0,15	±0,10	±0,08	±0,07	±0,06	±0,05	±0,04	±0,03	±0,02	±0,015	±0,01
ISO 13020-BA-F (Steel fabric.)	±0,20	±0,15	±0,12	±0,10	±0,08	±0,06	±0,04	±0,03	±0,02	±0,015	±0,01
ISO 2000 B, >2000 A	±0,30	±0,20	±0,15	±0,12	±0,10	±0,08	±0,06	±0,04	±0,03	±0,02	±0,01

SAP Material/Item name	RAIC	Basic Material Name	Basic Material Supplier	Net Weight	14,487 kg
------------------------	------	---------------------	-------------------------	------------	-----------

Product Type		Product Code	
Initial Revision		Actual Revision	
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016
Checked			
Revision			
Description	BEARING HOUSING FRONT SIDE		
Drawing No.	702726431		
Size	A1	Sheet/Sheets	1/1
Scale	1:2		



SECTION A-A



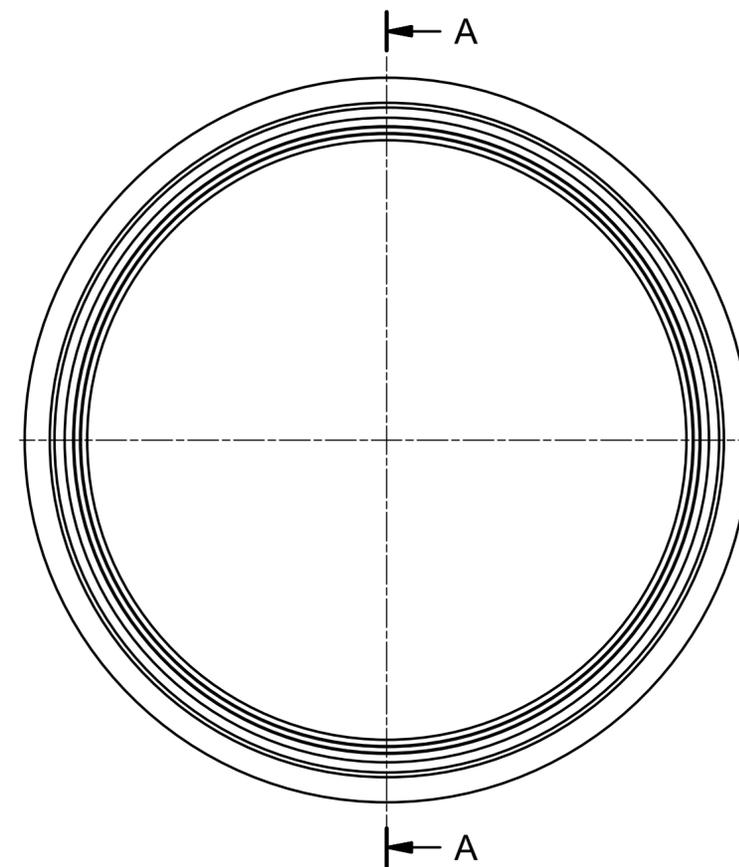
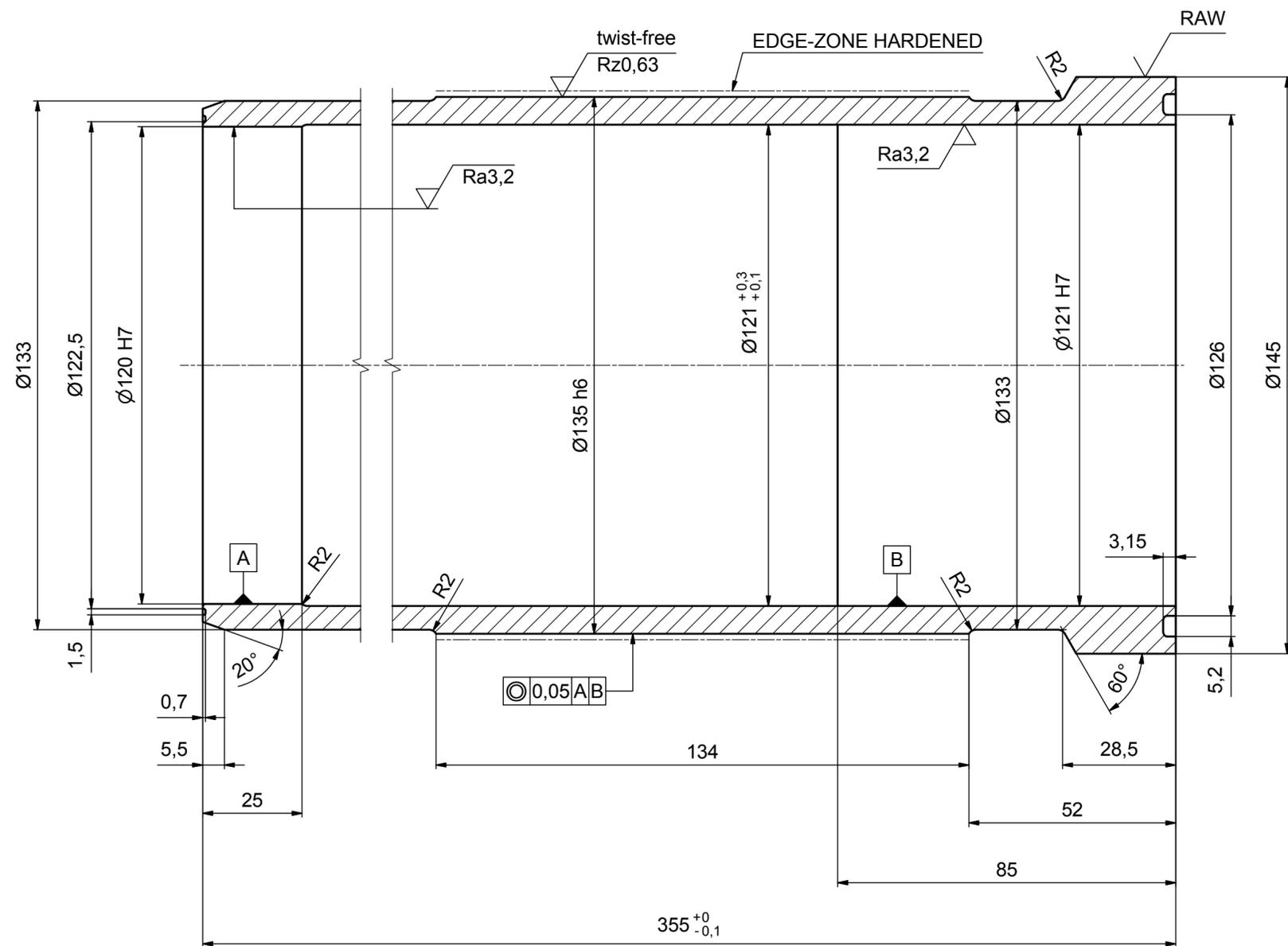
√ Ra 12,5 (√ Ra 1,6)

Ø135 H5	+0,018 0
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances		Tolerances for linear dimensions (except chamfers)												
General tolerances	ISO 2768-mK-E (Machining)	over 0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000	
	ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	up to 6	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4	±5	±6	
		over 0	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000	over ±9	
		up to 30	±1	±2	±2	±3	±4	±4	±5	±6	±7	±8	±9	
SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name		Basic Material Standard									Net Weight 0,211 kg	
Product Type		Product Code												
Initial Revision		Actual Revision												
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016										Replacement for Drawing No	Rev
Checked													Copy from Drawing No	Rev
Revision													Old Drawing No	Rev
Description		SEALING RING									Drawing No	Rev		
											702726482	-		
		Size		Sheet/Sheets		Scale								
		A2		1 / 1		1 : 1								
ANDRITZ														

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages, which shall include all costs of the legal proceedings, utility costs and attorney's fees.

SECTION A-A



Ø135 h6	0 -0,025
Ø121 H7	+0,04 0
Ø120 H7	+0,035 0
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances	Tolerances for linear dimensions (except chamfers)											
	over	0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000
ISO 2768-mK-E (Machining)	±0,1	±0,2	±0,3	±0,4	±0,5	±0,6	±0,8	±1,0	±1,2	±1,5	±2,0	±2,5
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	±1	±2	±2	±3	±3	±4	±4	±5	±6	±7	±8	±9

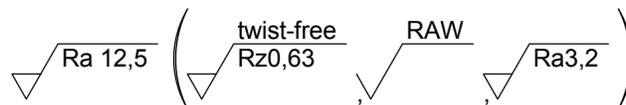
SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name	Basic Material Standard	Net Weight	7.487 kg
Product Type	Product Code		Initial Revision		
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016	Actual Revision	
Checked				Replacement for Drawing No	Rev
Revision				Copy from Drawing No	Rev
Description	Drawing No		Rev	Old Drawing No	

SHAFT PROTECTION SLEEVE
FRONT SIDE

702726505 -

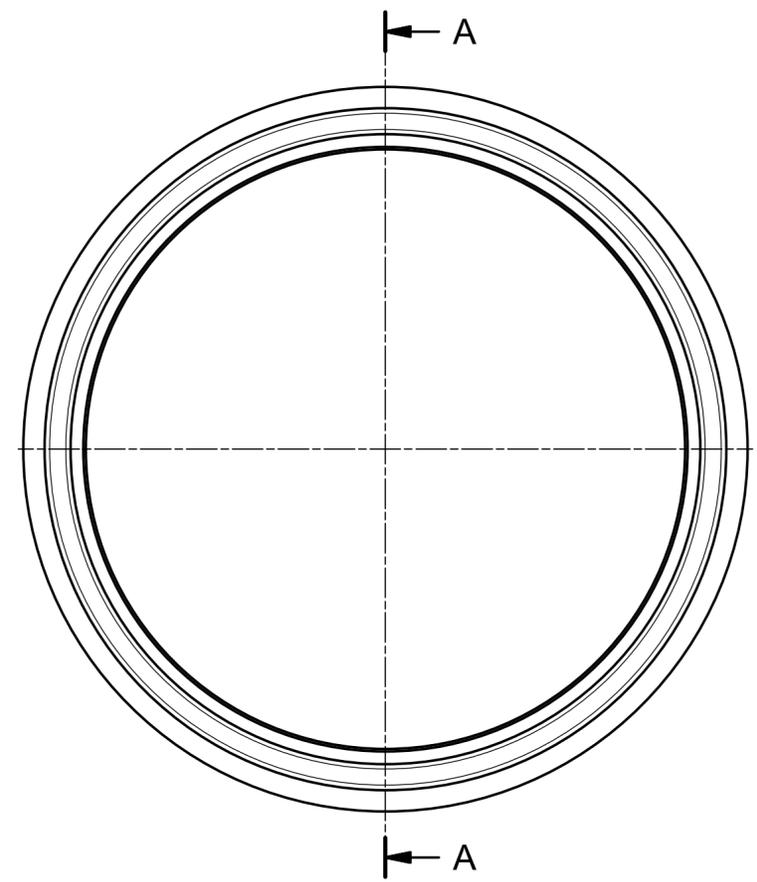
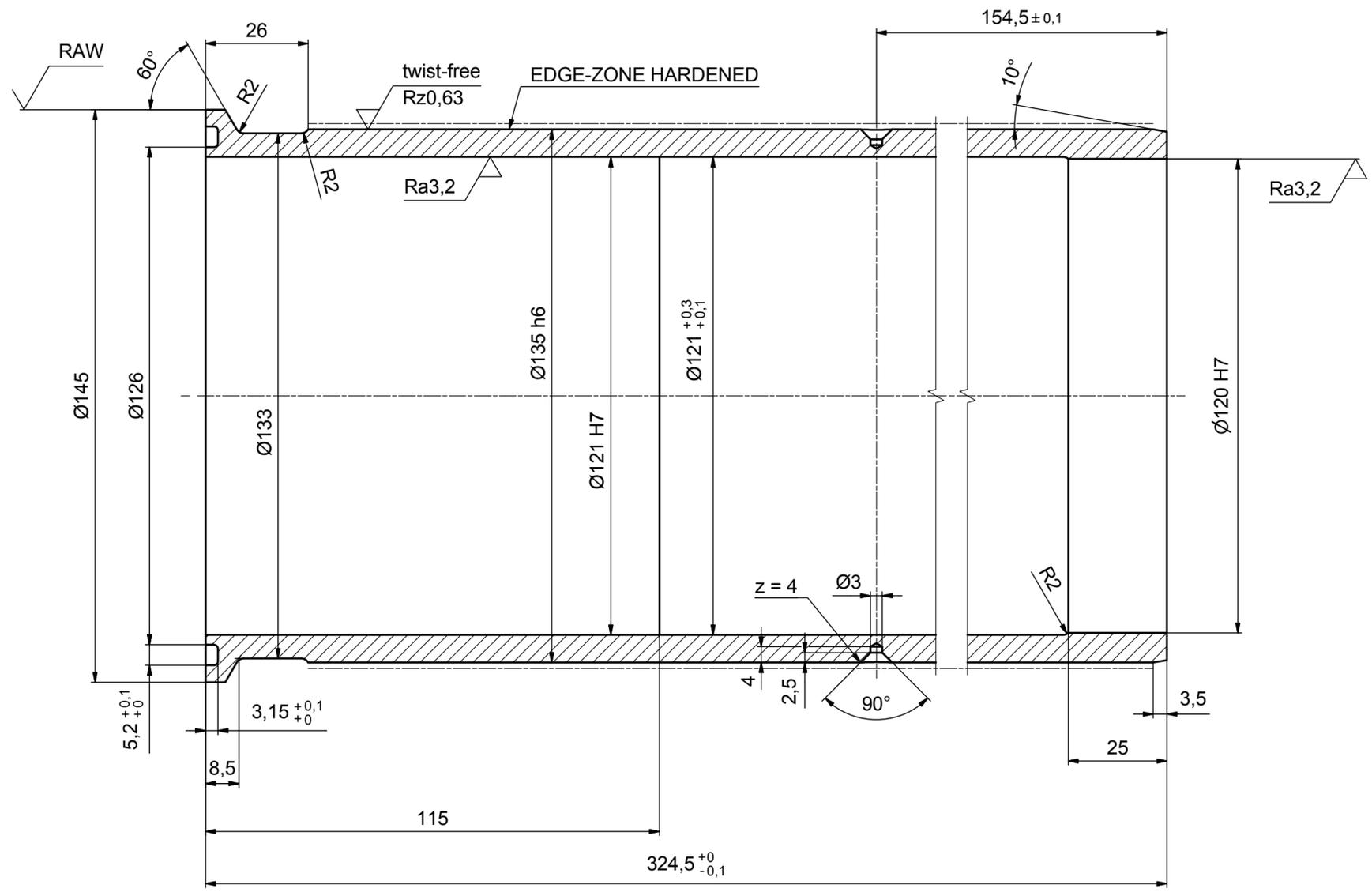
Size A2 Sheet/Sheets 1/1 Scale 1:1

ANDRITZ



The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. For further information on the legal liability of the print of a patent, utility model or design, (ISO 15916)

SECTION A-A



Ø135 h6	0 -0,025
Ø121 H7	+0,04 0
Ø120 H7	+0,035 0
Tol. Meas	Tolerance

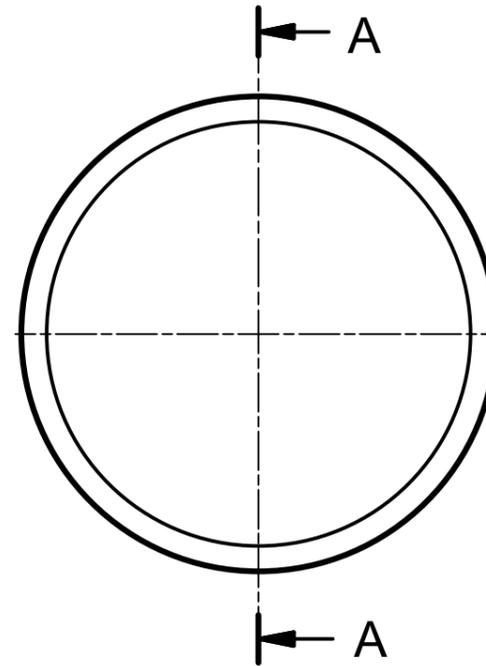
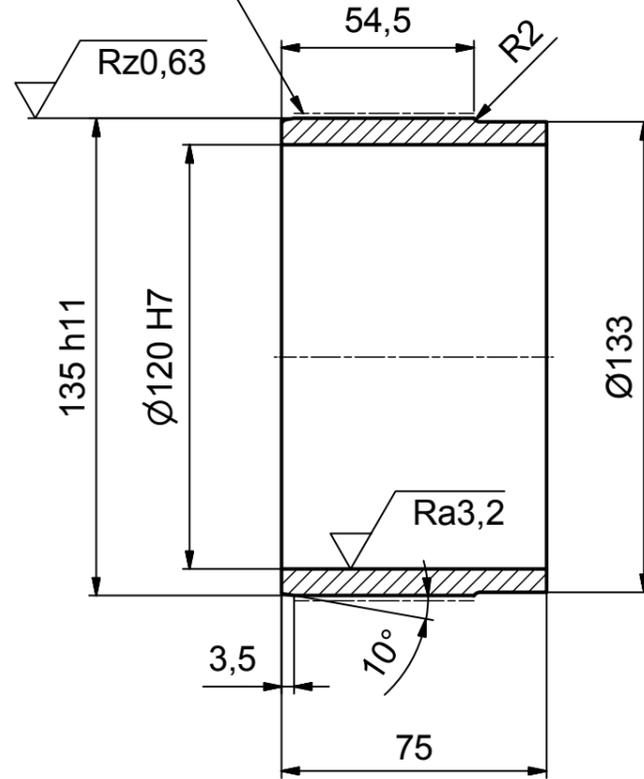
		Tolerances for linear dimensions (except chamfers)												
General tolerances	ISO 2768-mK-E (Machining)	over 0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000	
		up to 6 ± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6	± 8	
	ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	over 0	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000	over ± 9	
		up to 30 ± 1	± 2	± 2	± 3	± 4	± 4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 8	± 9	
SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name		Basic Material Standard									Net Weight	
													7,067 kg	
Product Type		Product Code												
Initial Revision		Actual Revision												
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016										Replacement for Drawing No	Rev
Checked													Copy from Drawing No	Rev
Revision													Old Drawing No	Rev
Description		Drawing No		Rev										
SHAFT PROTECTION SLEEVE		702726537		-										
DRIVE SIDE		Size	Sheet/Sheets	Scale										
		A2	1 / 1	1 : 1										



The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. For further information on the legal liability of the print or a patent, utility model or design. (ISO 15706)

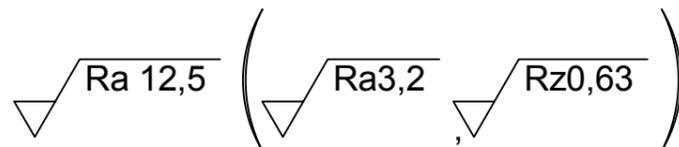
SECTION A-A

EDGE-ZONE HARDENED



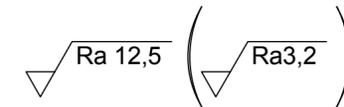
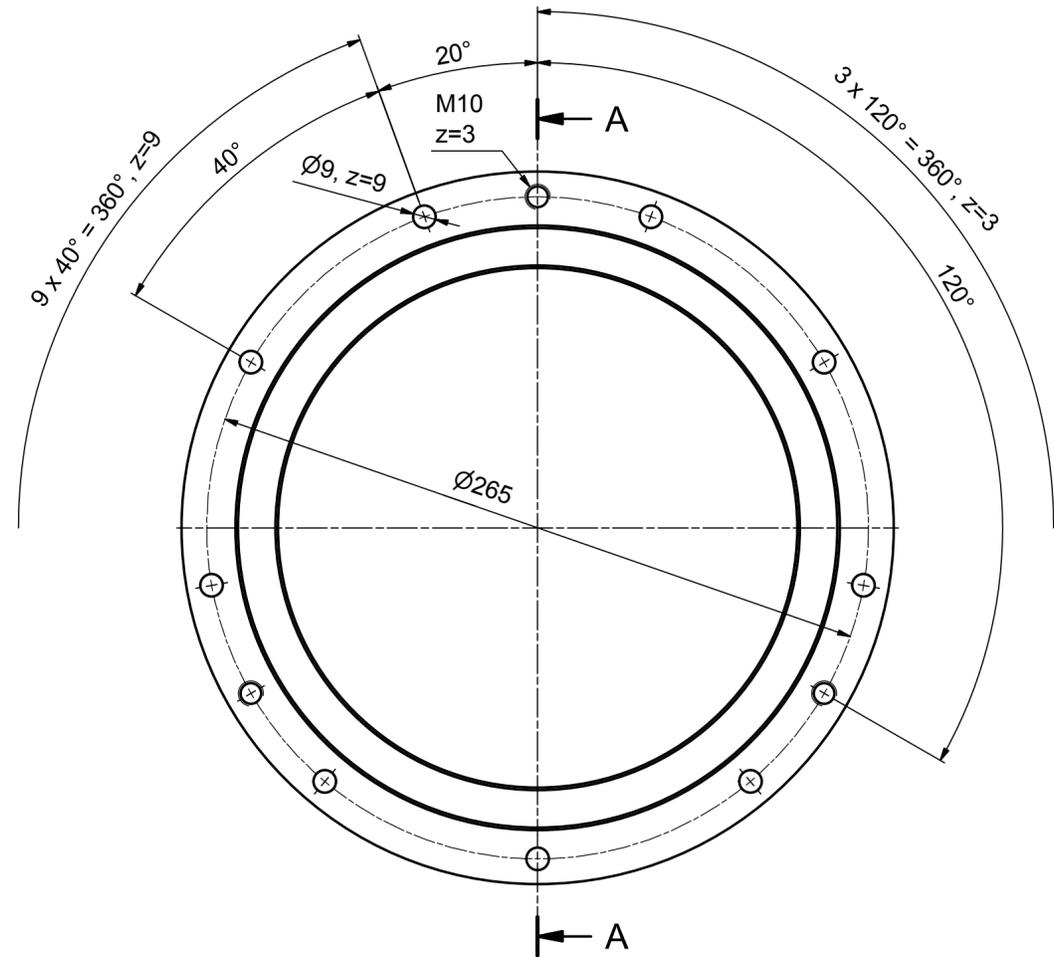
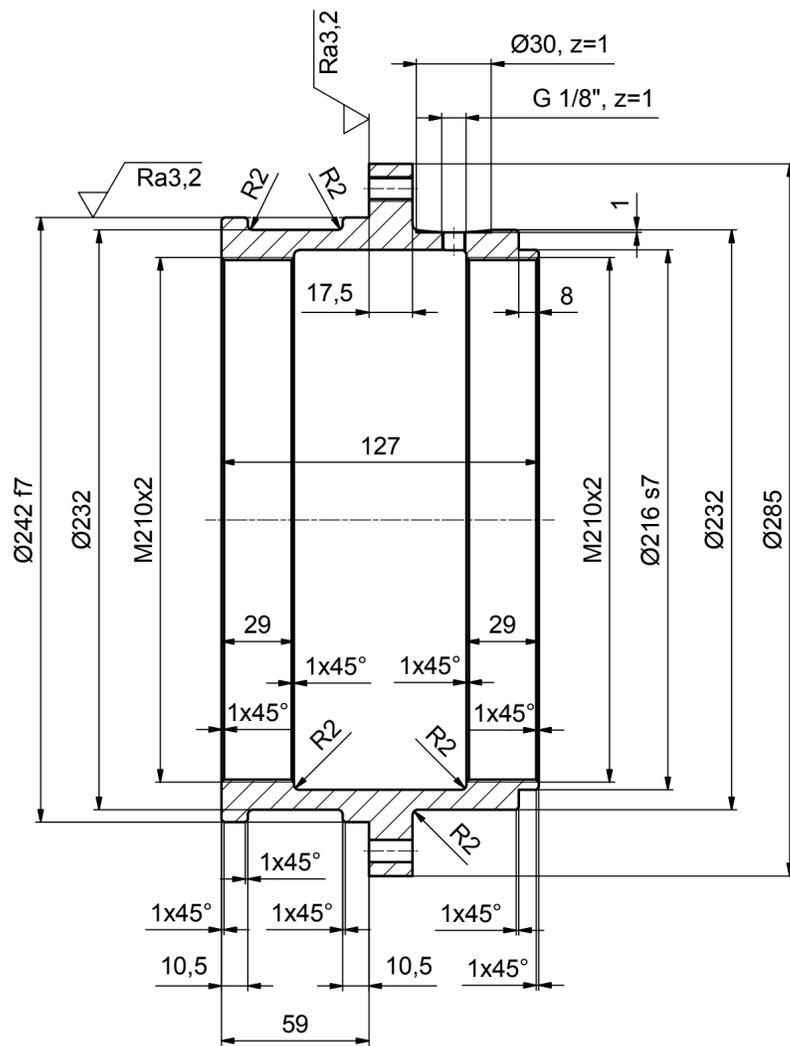
135 h11	0 -0,25
Ø120 H7	+0,035 0
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances		Tolerances for linear dimensions (except chamfers)																										
ISO 2768-mK-E (Machining)	over	0,4	± 0,1	6	30	± 0,2	120	± 0,3	400	± 0,5	1000	± 0,8	2000	± 1,2	4000	± 2	8000	± 3	12000	± 4	16000	± 5	20000	± 6				
	up to	6		30	120		400		1000		2000		4000		8000		12000		16000		20000							
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.) ≤2000 B, >2000 A	over	0	± 1	30	± 2	120	± 2	400	± 3	1000	± 4	2000	± 4	4000	± 5	8000	± 6	12000	± 7	16000	± 8	20000	± 8	over	± 9			
	up to	30		120		400		1000		2000		4000		8000		12000		16000		20000								
SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name										Basic Material Standard										Net Weight	1,667 kg					
Product Type		Product Code																										
Initial Revision		Actual Revision																										
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016												Replacement for Drawing No											Rev		
Checked															Copy from Drawing No											Rev		
Revision															Old Drawing No											Rev		
Description		SHAFT PROTECTION SLEEVE											Drawing No											702726545	Rev			
		DRIVE SIDE											Size											A3	Sheet/Sheets	1 / 1	Scale	1 : 2



The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. (ISO 16016)

SECTION A-A
(1:2)

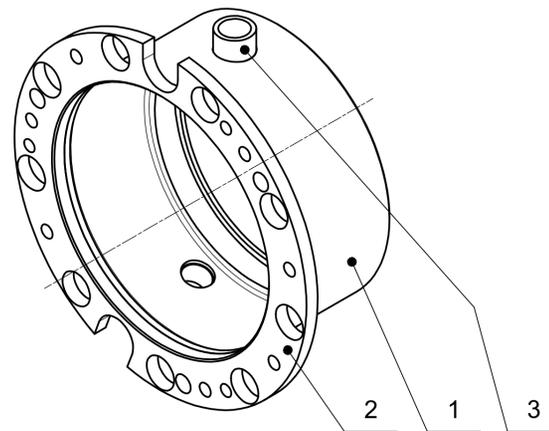
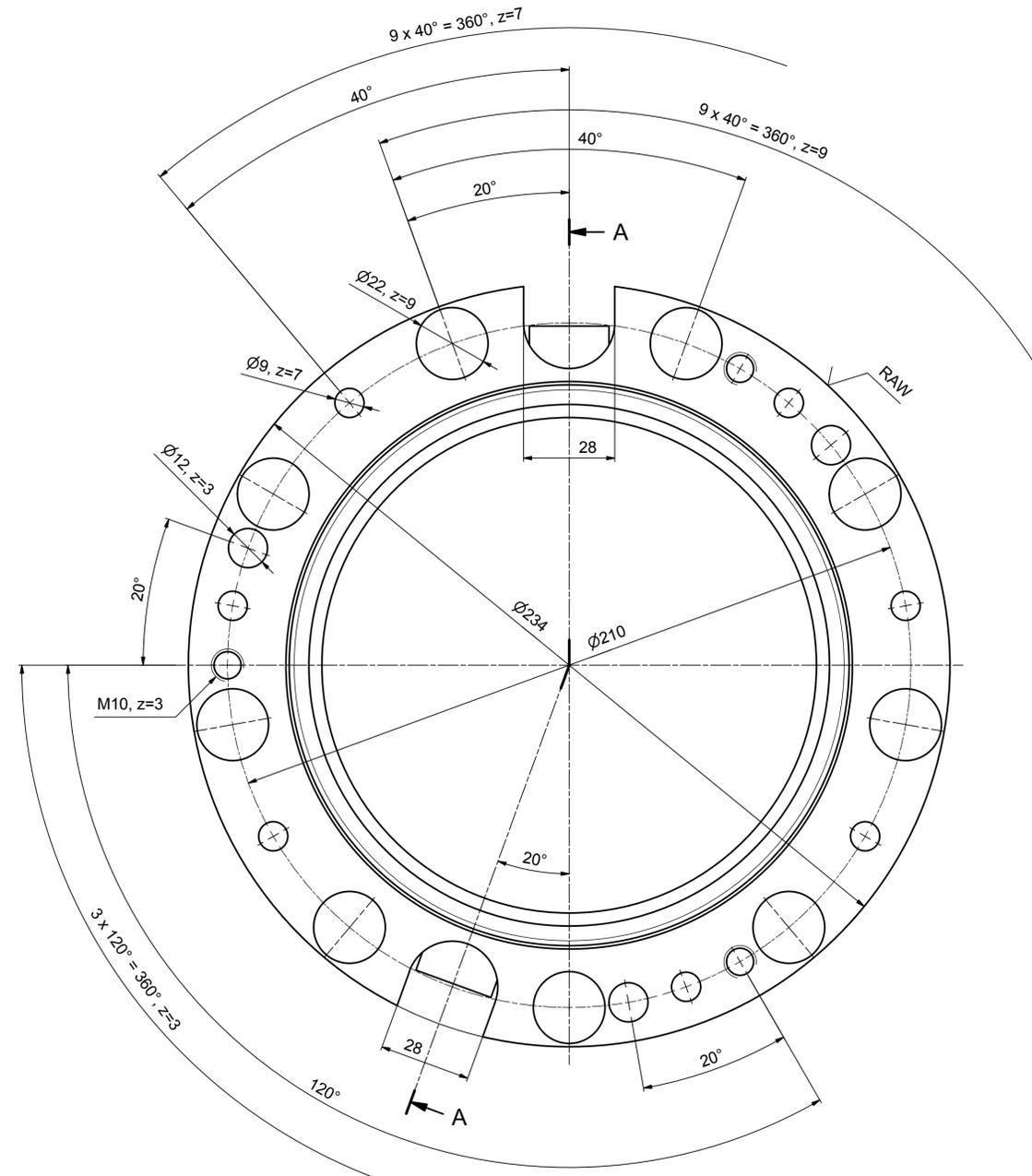
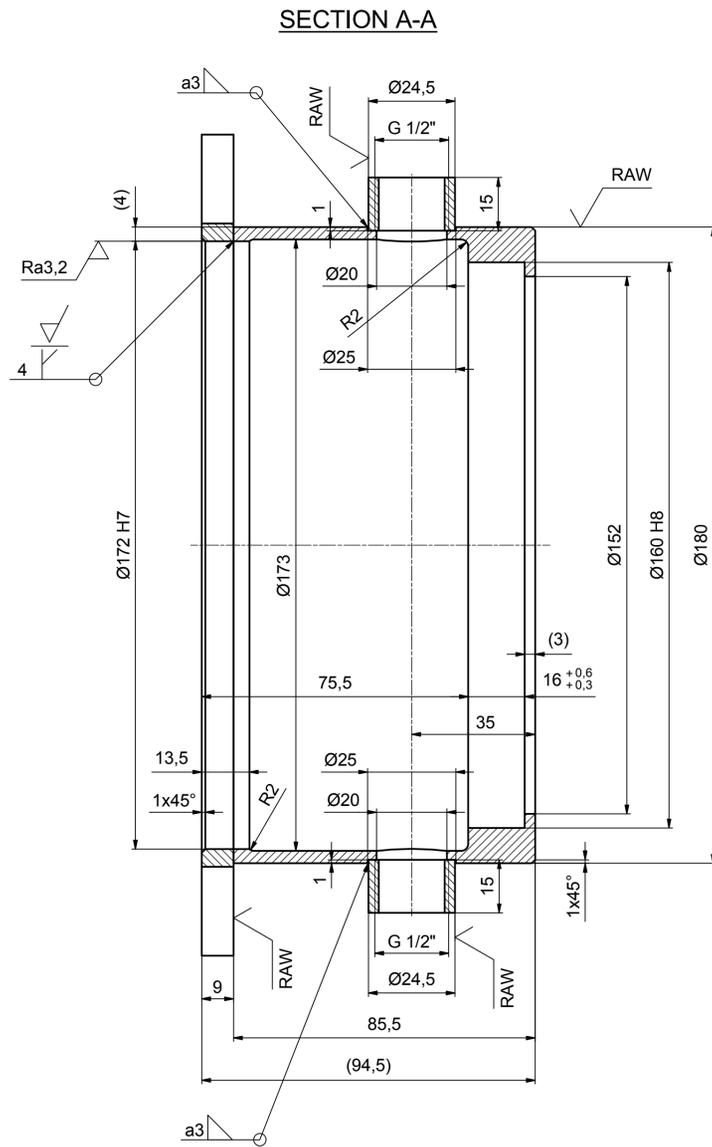


Ø216 s7	+0,176 +0,13
Ø242 f7	-0,05 -0,096
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances	Tolerances for linear dimensions (except chamfers)											
	over	0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000
ISO 2768-mK-E (Machining)	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4	±5	±6	±8
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	±1	±2	±3	±5	±8	±12	±20	±30	±40	±50	±70	±100

SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name	Basic Material Standard	Net Weight	9,957 kg
Product Type	Product Code		Initial Revision		
Drawn	T.Reisinger	grztho23	02.11.2016	Actual Revision	
Checked				Replacement for Drawing No	Rev
Revision				Copy from Drawing No	Rev
Description	BEARING HOUSING DRIVE SIDE		Drawing No	702726563	Rev
	Size	Sheet/Sheets	Scale		
	A2	1/1	1:2		





$\sqrt{Ra\ 12,5}$ (RAW) $\sqrt{Ra\ 3,2}$

$\varnothing 172$ H7	+0,04 0
$\varnothing 160$ H8	+0,063 0
Tol. Meas	Tolerance

Item	Qty	Description	High/Dia	Width	Length	Weight	Material	Standard	Comment
1	1	SEALING HOUSING	180	180	85,5	1,9 kg	1.4404	EN10088-2	
2	1	FLANGE	233,2	9	234	1 kg	1.4404	EN10088-2	
3	2								

General	Tolerances for linear dimensions (except chamfers)										
	over	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,15
ISO 2768-mS-C (Machining)	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,4	±0,5	±0,6	±0,8	±1,0	±1,2	±1,6
ISO 13020-BA-F (Steel fabric)	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,4	±0,5	±0,6	±0,8	±1,0	±1,2	±1,6
ISO 2000 B, >2000 A	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,4	±0,5	±0,6	±0,8	±1,0	±1,2	±1,6

SAP Material / Item name	RA3	Basic Material Name		Basic Material Supplier		Net Weight	2,947 kg
--------------------------	-----	---------------------	--	-------------------------	--	------------	----------

Product Type		Product Code	
Initial Revision		Actual Revision	
Drawn	T.Reisinger	grztho23	03.11.2016
Checked			
Revision			

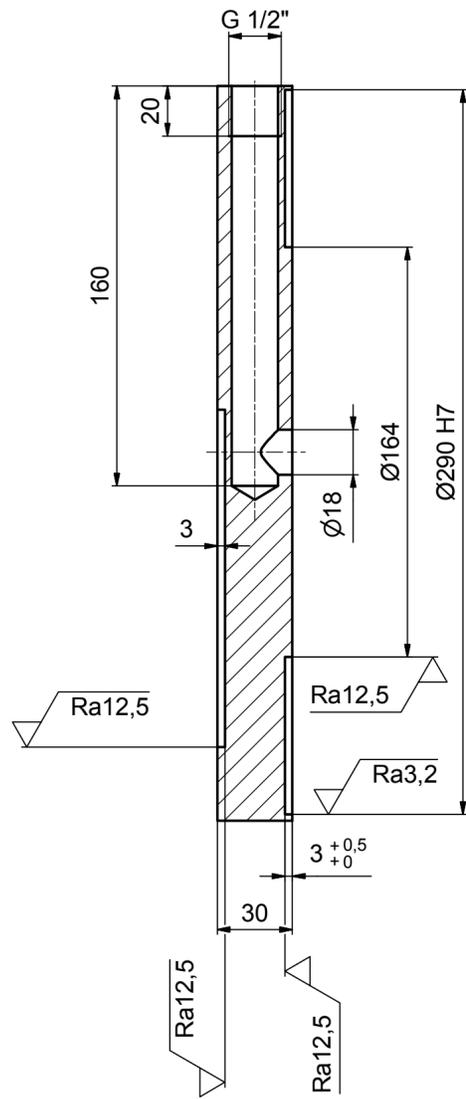
Description		Drawing No.	Rev.
SEALING HOUSING FOR RADIAL SHAFT SEAL		702726689	-
Size	Sheet/Sheet	Scale	
A1	1/1	1:1	



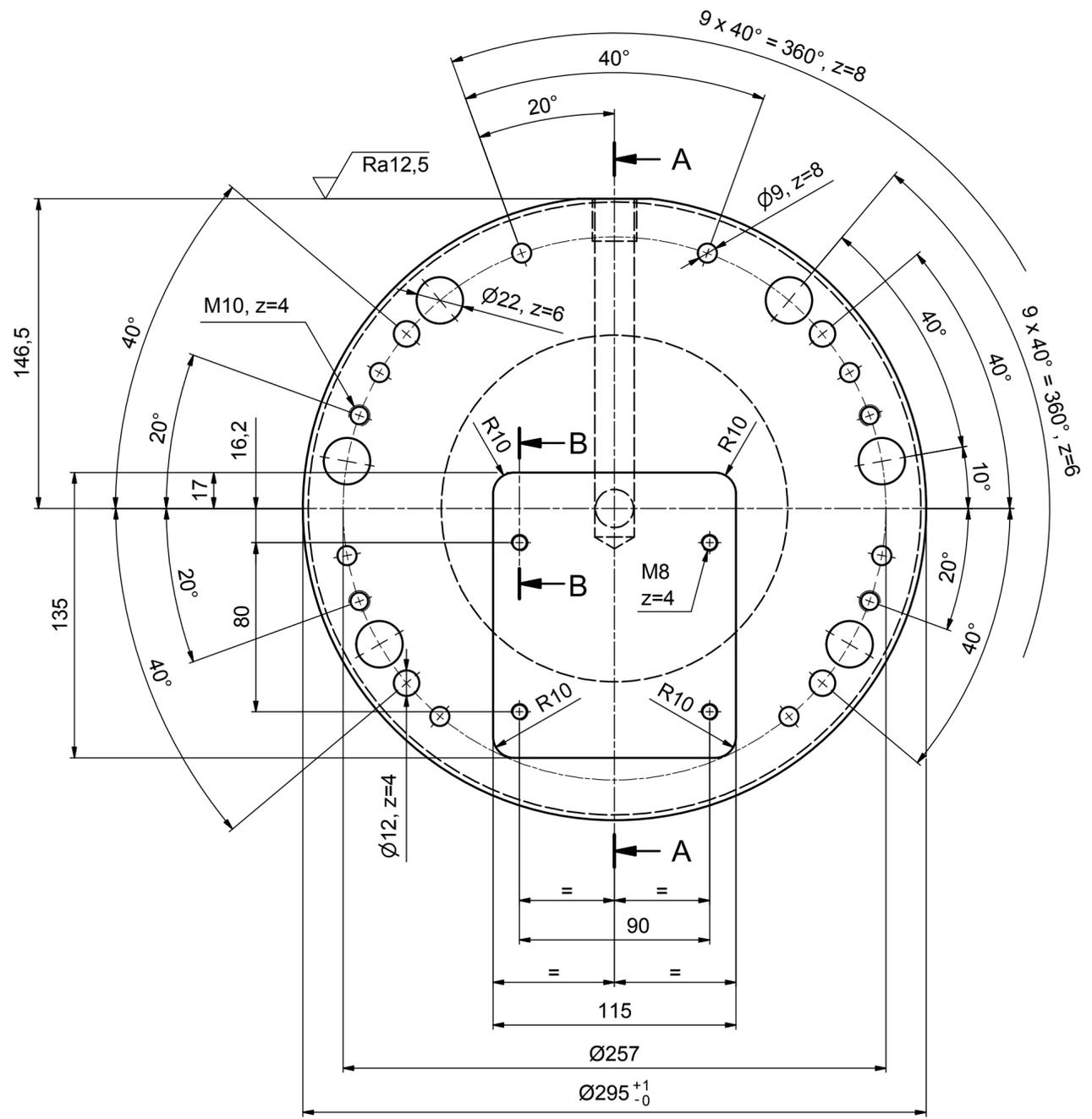
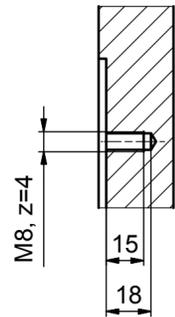
This reproduction, distribution and utilization of this document is prohibited without the written permission of the ANDRITZ group.

Drawing sheet ISO 5457:1999 - A1

SECTION A-A

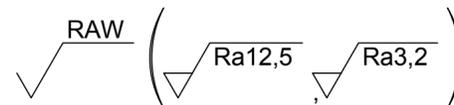


SECTION B-B

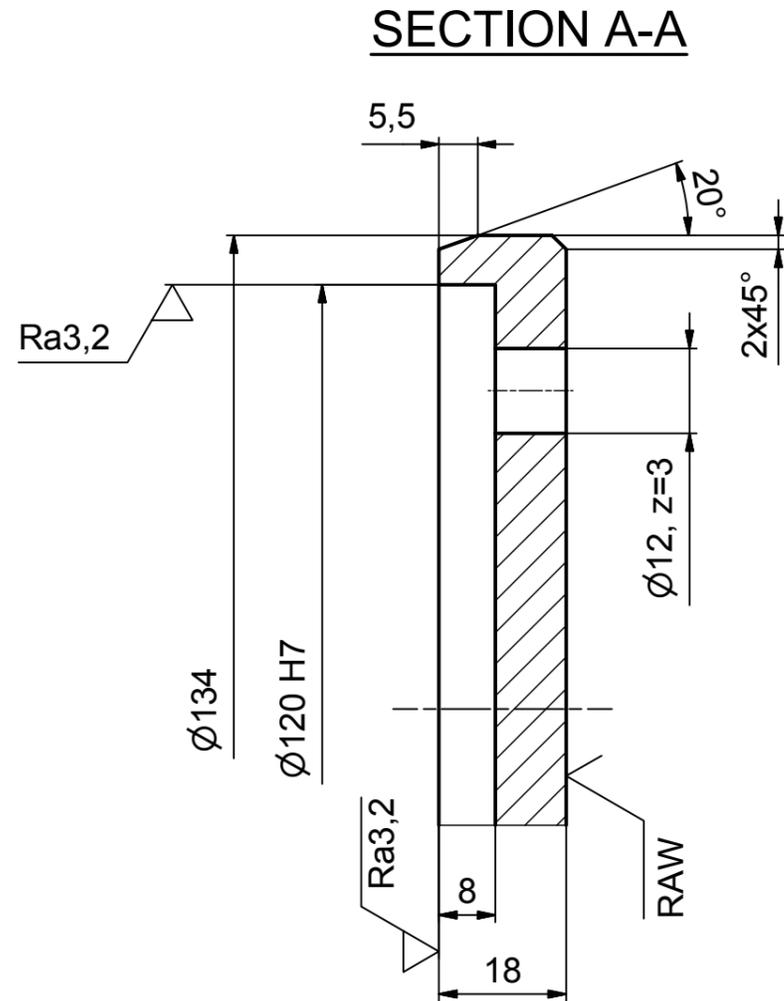
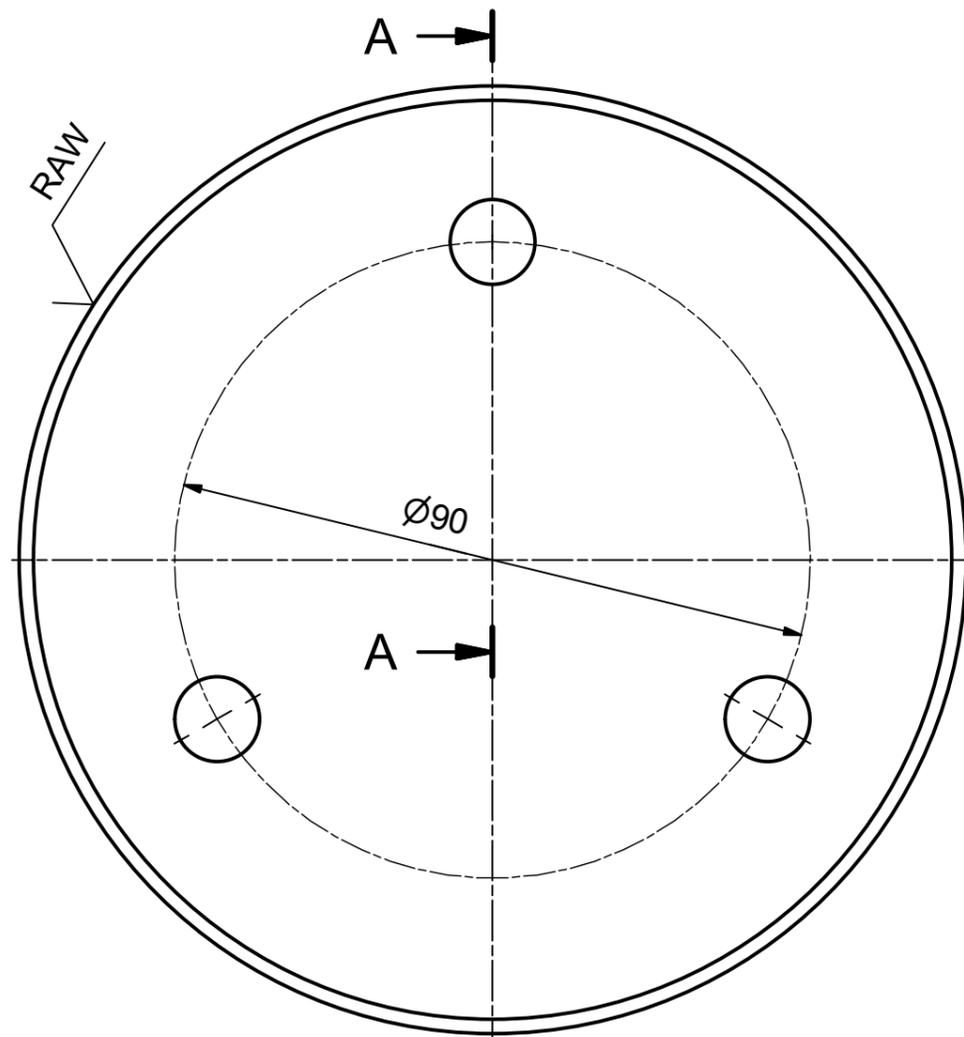


Ø290 H7	+0,052
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances		Tolerances for linear dimensions (except chamfers)											
ISO 2768-mK-E (Machining)	over	0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000
	up to	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3	±4	±5	±6	
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	over	0	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000	
	up to	±1	±2	±2	±3	±4	±4	±5	±6	±7	±8	±9	
SAP Material / Item name	AVC	1000 00 01 000	Basic Material Name	1.4404	Basic Material Standard	EN10088-2	Net Weight	13,814 kg					
Product Type	Initial Revision		Actual Revision		Replacement for Drawing No		Rev						
Drawn	T.Reisinger	grztho23	03.11.2016	Copy from Drawing No		Rev							
Checked	Old Drawing No		Rev										
Revision	Description		Drawing No	Rev	Size	Sheet/Sheets	Scale						
BEARING COVER			702726833	-	A2	1 / 1	1 : 2						
FRONT SIDE			ANDRITZ										



The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. For further information on the legal aspects of the print of a patent, utility model or design, (ISO 15918)



Ø120 H7	+0,035 0
Tol. Meas	Tolerance

General tolerances	Tolerances for linear dimensions (except chamfers)												
	ISO 2768-mK-E (Machining)	over up to	0,4 ± 0,1	6 ± 0,2	30 ± 0,3	120 ± 0,5	400 ± 0,8	1000 ± 1,2	2000 ± 2	4000 ± 3	8000 ± 4	12000 ± 5	16000 ± 6
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	over up to	0 ± 1	30 ± 2	120 ± 2	400 ± 3	1000 ± 4	2000 ± 4	4000 ± 5	8000 ± 6	12000 ± 7	16000 ± 8	20000 ± 8	over ± 9

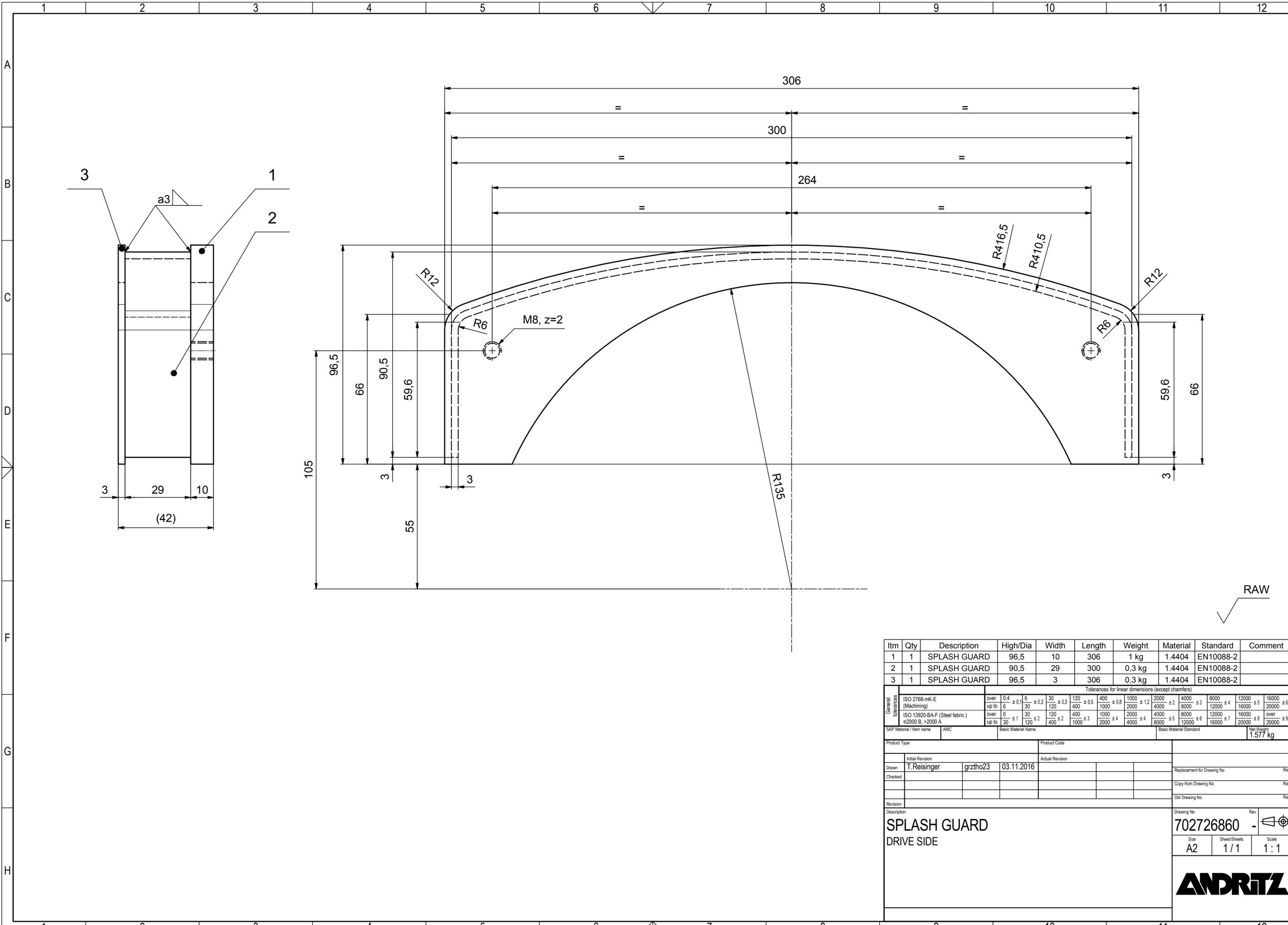
SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name	Basic Material Standard	Net Weight	1,255 kg
--------------------------	-----	---------------------	-------------------------	------------	----------

Product Type		Product Code	
Initial Revision	Actual Revision		
Drawn	T.Reisinger	grztho23	03.11.2016
Checked			
			Replacement for Drawing No
			Copy from Drawing No
			Old Drawing No

Description		Drawing No		Rev
THRUST PLATE		702726845		-
FRONT SIDE		Size	Sheet/Sheets	Scale
		A3	1/1	1:1



The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. All rights reserved in the event of the grant of a patent, utility model or design. (ISO 16016)



RAW

Itm	Qty	Description	High/Dia	Width	Length	Weight	Material	Standard	Comment
1	1	SPLASH GUARD	96,5	10	306	1 kg	1.4404	EN10088-2	
2	1	SPLASH GUARD	90,5	29	300	0,3 kg	1.4404	EN10088-2	
3	1	SPLASH GUARD	96,5	3	306	0,3 kg	1.4404	EN10088-2	

Tolerances for linear dimensions (except chamfers)													
General tolerances	ISO 2768-mK-E (Machining)	over	0,4	6	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000
		up to	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6
ISO 13920-BA-F (Steel fabric.)	over	0	30	120	400	1000	2000	4000	8000	12000	16000	20000	
	up to	± 1	± 2	± 2	± 3	± 4	± 4	± 5	± 6	± 7	± 8	± 9	

SAP Material / Item name	AMC	Basic Material Name	Basic Material Standard	Net Weight
				1.577 kg

Product Type		Product Code	
Initial Revision		Actual Revision	
Drawn	T.Reisinger	grztho23	03.11.2016
Checked			
Revision			

Description

SPLASH GUARD
DRIVE SIDE

Drawing No: **702726860**

Size: A2 | Sheet/Sheets: 1/1 | Scale: 1:1

ANDRITZ

The reproduction, distribution and utilization of this document as well as the communication of its contents to others without express authorization is prohibited. Offenders will be held liable for the payment of damages. For further information on the legal liability of the print or a patent, utility model or design. (ISO 15706)

Verz. 20