

Bachelorthesis

Entwicklung einer konzeptionellen Lösung zur Presskrafterzeugung bei Pelletpressen

Autor: Jan Peters

Matrikelnummer: 193 24 52

Hochschule: Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Fakultät: Technik und Informatik

Department: Maschinenbau und Produktion

Studiengang: Entwicklung und Konstruktion

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. habil. Frank Helmut Schäfer

Zweitprüfer: Dipl. Ing. Marc Michaelis

Abgabetermin: 22.08.2012

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	IV
Abkürzungsverzeichnis.....	VI
Abbildungsverzeichnis.....	VI
Tabellenverzeichnis	VII
1. Einleitung.....	1
1.1. Aufgabenstellung.....	2
1.2. Zielsetzung	3
2. Problemstellung.....	4
2.1. Grundlage zur Beschreibung der Schadensursache.....	4
2.1.1. Verfahren der Holzpelletierung.....	5
2.1.2. Verfahren der Altreifenzerkleinerung.....	6
2.1.3. Funktionsweise der Pelletpresse / Kollermühle.....	7
2.1.4. Funktionsweise der Hydraulikmutter	9
2.1.5. Regelung des Hydraulikdrucks	11
2.2. Übersicht der Betriebszustände	13
2.3. Schadensbild der Dichtungen.....	14
3. Entwickeln von Lösungsprinzipien nach VDI 2222.....	16
3.1. Theoretischer Hintergrund	16
3.1.1. Anforderungsanalyse	16
3.1.2. Funktionsanalyse.....	18
3.1.3. Morphologischer Kasten	20
3.1.4. Technische Bewertung von Lösungsvarianten.....	21
3.2. Anforderungsliste.....	22
3.3. Funktionsanalyse.....	23
3.3.1. Formulierung der Gesamtfunktion der bisherigen Lösung.....	23
3.3.2. Aufgliederung der bisherigen Lösung in Teilfunktionen	23
3.3.3. Ermitteln der allgemeingültigen Funktionsstruktur.....	25
3.4. Morphologischer Kasten	27
3.5. Lösungsvarianten.....	28

3.5.1.	Lösungsvariante 1: Kniehebelverstärkung	28
3.5.2.	Lösungsvariante 2: Induktive Presskraftherzeugung.....	31
3.5.3.	Lösungsvariante 3: Mehrere Hubzylinder	33
3.5.4.	Lösungsvariante 4: Hochdrückende Matrize.....	36
3.5.5.	Lösungsvariante 5: Presskraft mittels Federspannung.....	38
3.5.6.	Lösungsvariante 6: Kugelgewindetrieb	40
3.6.	Bewertung der Lösungsvarianten	42
3.6.1.	Bewertungskriterien.....	42
3.6.2.	Gewichtung der Bewertungskriterien	43
3.6.3.	Bewertung der Lösungsvarianten	43
4.	Genauerer Ausführen der Lösung	48
4.1.	Anzahl und Anordnung der Hydraulikzylinder	48
4.2.	Druckausgleich zwischen den Hubräumen	49
4.3.	Genau Realisierung der Dichtungen	52
4.3.1.	Abdichtung der Verteilerleitungen	52
4.3.2.	Abdichtung der Hubräume.....	53
4.4.	Verhinderung von Schubbelastung der Kolben	54
4.4.1.	Formschlüssige Verdrehsicherung oder Lagerung der Kolben	54
4.4.2.	Auslegung der Kolbenlagerung.....	55
4.4.3.	Gleitplattenaufnahme.....	58
4.5.	Hubraumbegrenzung.....	58
4.6.	Festlegen der Anschlüsse.....	59
5.	Zusammenfassung und Ausblick	60
6.	Literaturverzeichnis	62
Anhang	65
	Morphologischer Kasten	2
	Datenblätter von Zukaufteilen	3
	Schraubenberechnung	6
	Auslegung der Hydraulikleitung	8
	Konzeptzeichnungen für die Herstellkostenschätzung.....	12

Formelzeichen

A	[mm ² bzw. m ²]	Fläche
D	[mm]	Außendurchmesser des Hubraums
d	[mm]	Innendurchmesser des Hubraums
p	[bar $\triangleq 10^5 \frac{N}{m^2}$]	Druck
F _{R160}	[N]	Kraft, Reifengranulierung bei 160bar
F _{R180}	[N]	Kraft, Reifengranulierung bei 180bar
F _{H180}	[N]	Kraft, Holzpelletierung bei 180bar
F _{H190}	[N]	Kraft, Holzpelletierung bei 190bar
F	[N]	Kraft (allgemein, nicht näher definiert)
x _g	[]	Gemittelte technische Wertigkeit mit Gewichtungsfaktor
g _{1...n}	[]	Gewichtungsfaktor
p _{1...n}	[]	Punktbewertung
P _{max}	[]	Idealwert der Punktbewertung
x	[]	Gemittelte technische Wertigkeit
n	[]	Zählvariabel
k _A	[]	Betriebsfaktor (oder auch Anwendungsfaktor)
σ _{b zul}	$[\frac{N}{mm^2}]$	Zulässige Biegespannung
F _{nenn}	[N]	Hebelkraft, Stangenkraft
k	[]	Einspannfaktor, abhängig vom Einbaufall
d _{Bolzen}	[mm]	Durchmesser Verbindungsbolzen
V	[mm ³]	Volumen
x	[mm]	Weg
ẋ	$[\frac{m}{s}]$	Geschwindigkeit
Q	$[\frac{l}{min}]$	Volumenstrom
μ _{G_Kleb}	[]	Gesamtreibungszahl
d ₂	[mm]	Flankendurchmesser
φ	[°]	Steigungswinkel
ρ	[°]	Reibungswinkel
M	[Nm]	Losbrechmoment
F _p	[N]	Druckkraft
σ _z	[MPa]	Flächenpressung an PTFE Platte in Kolbenachsenrichtung

a_1	[mm]	Auslenkung, mittig am Distanzringsatz
a_2	[mm]	Auslenkung, Kollerbahn innen
b_1	[mm]	Radius, Mitte Distanzringsatz
b_2	[mm]	Radius, Kollerbahn innen
β	[°]	Maximaler Kollerkopfwalkwinkel
p_{\max}	[MPa]	Maximale Flächenpressung am Wälzkörper
r_1	[mm]	Radius des ersten Wälzkörpers
r_2	[mm]	Radius des zweiten Wälzkörpers
ν	[]	Querkontraktionszahl
E_1	[MPa]	Elastizitätsmodul des ersten Wälzkörpers
E_2	[MPa]	Elastizitätsmodul des zweiten Wälzkörpers
L	[mm]	Länge
α	[K ⁻¹]	Wärmedehnungskoeffizient
T	[K]	Temperatur
T_0	[K]	Ausgangstemperatur
L_0	[mm]	Länge bei Ausgangstemperatur T_0
σ_{schd}	[MPa]	Druckschwellfestigkeit
σ_{schb}	[MPa]	Biegeschwellfestigkeit
σ_{zdw}	[MPa]	Zug-Druckwechselfestigkeit
σ_{bw}	[MPa]	Biegewechselfestigkeit
s	[]	Sicherheit
ψ_σ	[]	Mittelspannungsempfindlichkeit
a_m	[mm ² /N]	Faktor zur Berechnung der Mittespannungsempfindlichkeit
b_m	[]	Faktor zur Berechnung der Mittespannungsempfindlichkeit

Abkürzungsverzeichnis

Distamat	Distanzautomatik
NBR	nitrile butadiene rubber
HNBR	hydrogenated nitrile butadiene rubber
VDI	Verein deutscher Ingenieure
ZF	Zielforderung
MF	Mindestforderung
W	Wunsch
PTFE	Polytetrafluorethylen
FPM(DIN-ISO),auch FKM (ASTM)	Fluorkautschuk
HRC	Härte in Rockwell C

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Verschmutzung innerhalb der Kollermühle	6
Abbildung 2: Produktdurchlauf durch eine Pelletpresse	7
Abbildung 3: Wirkprinzip einer Pelletpresse.....	8
Abbildung 4: Aufbau einer Hydraulikmutter.....	9
Abbildung 5: Durchmesser zu der Flächenberechnung	10
Abbildung 6: Schematische Darstellung der Distamat[11].....	12
Abbildung 7: Schaden an Nutringdichtung (NBR / HNBR)	14
Abbildung 8: Schaden an Nutringdichtung (NBR / HNBR)	14
Abbildung 9: Schaden an Nutringdichtung HNBR.....	15
Abbildung 10: Schaden an Nutringdichtung HNBR	15
Abbildung 11: Produktfrageliste[5].....	17
Abbildung 12: Anforderungsarten[5]	17
Abbildung 13: Konstruktionskatalog mit allgemeinen Elementarfunktionen[5].....	18
Abbildung 14: Abstrahieren einer Funktion	19
Abbildung 15: Beispiel einer Funktionsstruktur	19
Abbildung 16: Beispiel eines morphologischen Kastens	20
Abbildung 17: Punktwertskala nach VDI 2225 Blatt 3.....	21
Abbildung 18: Black Box der Gesamtfunktion der bisherigen Lösung	23
Abbildung 19: Funktionsstruktur der bisherigen Lösung in Teilfunktionen aufgegliedert.....	24
Abbildung 20: Erstellen der allgemeinen Funktionsstruktur	25
Abbildung 21: Funktionsstruktur Lösungsvariante 1	28

Abbildung 22: Prinzipskizze Lösungsvariante 3	28
Abbildung 23: Prinzipskizze Lösungsvariante 2	31
Abbildung 24: Funktionsstruktur Lösungsvariante 2	31
Abbildung 25: Prinzipskizze Lösungsvariant 3.....	33
Abbildung 26: Funktionsstruktur Lösungsvariante 3 und Lösungsvariante 4.....	34
Abbildung 27: Prinzipskizze Lösungsvariante 4	36
Abbildung 28: Prinzipskizze Lösungsvariante 5	38
Abbildung 29: Funktionsstruktur Lösungsvariante 5	39
Abbildung 30: Funktionsstruktur Lösungsvariante 6	40
Abbildung 31: Prinzipskizze Lösungsvariant 6.....	40
Abbildung 32: Flächenausnutzung.....	48
Abbildung 33: Hubraumverteilung.....	49
Abbildung 34: Verbindungen für Druckausgleich.....	50
Abbildung 35: Gewindeabwicklung und Freischnitt[13].....	52
Abbildung 36: „LKW-Reifenchip“ mit Stahleinlage	55
Abbildung 37: Auslenkung des Kollerkopfes	56
Abbildung 38: Bestimmung des Kippwinkels.....	57
Abbildung 39: Konzeptionelle Lösung	61

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Beanspruchung der Hydraulikmutter im Betrieb	13
Tabelle 2: Anforderungsliste.....	22
Tabelle 3: Morphologischer Kasten.....	27
Tabelle 4: Bewertung	47
Tabelle 5: Übersicht möglicher Hubraumdurchmesser	49

1. Einleitung

Die Firma Amandus Kahl GmbH & Co. KG ist ein inhabergeführtes, mittelständisches Familienunternehmen. Gegründet wurde die Firma mit Sitz im Hamburger Vorort Reinbek 1876. Sie ist das größte Unternehmen der Kahl Gruppe. Weitere Mitglieder der Kahl Gruppe sind die Firmen F.H. Schule Mühlenbau GmbH, Neuhaus Neotec GmbH und Heinen Freezing GmbH & Co. KG.

Amandus Kahl verkauft komplette schlüsselfertige Anlagen zur Feststoffverarbeitung verschiedenster Art. Die Entwicklung und Auslegung der Maschinen, die nötige Einzelteilfertigung und die Montage finden ebenso am Standort Reinbek statt, wie die komplette Planung der Anlagen.

Ursprünglich stammt die Firma aus dem Anlagenbau für Futtermittelwerke zur Herstellung von Futtermittelpellets, Extrudat, Expandat oder einfachen Premix. Die hergestellten Produkte werden in der Nutztierhaltung, Masttierhaltung sowie im Petfoodbereich verwendet.

In der jüngeren Unternehmensgeschichte kamen mit der Biomasseverarbeitung und dem Recycling weitere Tätigkeitsfelder hinzu, in denen vor allem die Pelletpresse aus dem ursprünglichen Bereich, dank ihrer sehr robusten Bauweise, gut eingesetzt werden kann.

Die weltweite Holzpelletproduktion ist in den letzten Jahren stetig gestiegen. Als Beispiel hierfür stieg im ersten Quartal 2012 die Holzpelletproduktion in Deutschland im Vergleich zum Vorjahr von 430.000 t auf 490.000 t an. Deutschland ist hinter den USA und Kanada mit 1,9 Millionen Tonnen Jahresproduktion 2011 zweitgrößter Holzpellethersteller weltweit[1]. Durch diese Entwicklung ist der Markt der Biomasseverarbeitung für Amandus Kahl sehr wichtig geworden.

Eine ähnliche Entwicklung zeigt sich in der Müllverwertung und dem Recycling. Durch neue innovative Anwendungsgebiete, wie den Autobahnbau mit Flüsterasphalt oder Böden für Sport- und Kinderspielplätze, steigt die Nachfrage an Gummigranulat. Das Recycling von Reifen zur Gummigranulatgewinnung wird demnach immer attraktiver. Im Schnitt fällt in den industrialisierten Ländern jährlich ein Reifen pro Einwohner an. Das sind pro Jahr etwa 8 kg je Einwohner, 650 000 t in Deutschland und 2,7 Millionen Tonnen pro Jahr europaweit[2].

Aus zunehmend wachsender Rohstoffknappheit und den daraus resultierenden innovativen Verwendungsmöglichkeiten von Recyclingrohstoffen ist diese Branche für Amandus Kahl ein an Bedeutung zunehmendes Interessengebiet.

1.1. Aufgabenstellung

A u f g a b e n s t e l l u n g

für die Bachelorthesis

von Herrn/Frau Jan Peters

Matrikel-Nummer: 193 24 52

**Thema: Entwicklung einer konzeptionellen Lösungen zur
Presskraftherzeugung bei Pelletpressen**

Schwerpunkte:

Die Pelletpressen aus dem Hause Amandus Kahl sind ursprünglich nicht für Holzpelletierung oder Altreifenzerkleinerung ausgelegt. Durch den derzeitigen Einsatz in diesen Bereichen treten trotz partieller Verstärkungen Schäden an den Dichtungen der Hydraulikmutter auf.

Diese Schäden resultieren vermutlich aus Walkbewegungen der Hydraulikmutter, welche durch die zu zerkleinernden Produkte hervorgerufen werden.

Ziel der Arbeit ist es, eine realisierbare konzeptionelle Lösung zu erarbeiten, die den Beanspruchungen der neuen Einsatzbereiche standhält.

Hierzu sind folgende Aufgaben zu lösen:

- Istzustand darstellen
- Anforderungsanalyse durchführen
- Konstruktionsmethodik anwenden
- Konzept der gewählten Lösung genauer ausführen
-
- Konstruktive Umsetzung ausarbeiten

1.2. Zielsetzung

Hauptziel der Arbeit ist die Entwicklung eines Konzeptes zur Presskraftherzeugung bei den Pelletpressen der Firma Amandus Kahl. Hierzu müssen mehrere Teilschritte nacheinander durchgeführt werden.

Zunächst werden alle benötigten Hintergrundinformationen, wie die Verfahrensabläufe der Holzpelletierung und Altreifenzerkleinerung, genauer beschrieben. Hieraus resultieren Betriebsbedingungen, welche als Grundlage für die Anforderungsliste dienen. Auf Basis der Anforderungsliste wird das methodische Konstruieren durchgeführt.

Neben den Beschreibungen der Verfahrensabläufe werden der Maschinenaufbau, einzelne Funktionen von relevanten Bauteilen und das Schadensbild der Dichtungen genauer dargestellt.

Der eigentliche Hauptteil der Arbeit ist die Durchführung der Konstruktionsmethodik mit dem Ziel, eine konzeptionelle Lösung zu erarbeiten. Erläuterungen zu den theoretischen Hintergründen der einzelnen Schritte der VDI Richtlinie 2222 Blatt 1[5] befinden sich direkt vor deren Durchführung.

Die Standzeiten der Maschine sollen durch die neue Lösung steigen, wodurch die Pelletpresse für den Kunden, aufgrund verringerter Amortisationszeiten gegenüber der Konkurrenz, interessanter wird. Längere Standzeiten lassen sich mittels geeigneter Beanspruchungsart, weniger Verschleiß oder eine größere Widerstandsfähigkeit der Konzeption erreichen.

2. Problemstellung

Die Pelletpressen aus dem Hause Amandus Kahl sind ursprünglich nicht für Holzpelletierung oder Altreifenzerkleinerung ausgelegt. Durch den derzeitigen Einsatz in diesen Bereichen treten trotz partieller Verstärkungen Schäden an den Dichtungen der Hydraulikmutter auf.

Diese Schäden resultieren aus Walkbewegungen der Hydraulikmutter, welche durch die zu zerkleinernden Produkte hervorgerufen werden.

Aus der Analyse der Problemstellung in diesem Kapitel ergibt sich eine genauer geklärte Fragestellung. Eine Klärung der Fragestellung ist entscheidend für den späteren Umfang der Konstruktionsmethodik. Je nach Präzision der Fragestellung wird die erstrebte Konzeption schnell und problemlos, auf Umwegen oder gar nicht erreicht[5].

Zum Klären der Problemstellung werden alle nötigen Grundlagen zur Funktionsweise der Maschinen und der Verfahrensabläufe aufgeführt und die Schadensbilder der verschlissenen Dichtungen analysiert.

2.1. Grundlage zur Beschreibung der Schadensursache

Zum genauen Verstehen der Problematik werden die Verfahrensabläufe, in denen die Schäden an den Hydraulikmutterdichtungen auftreten, sowie die grundsätzliche Funktionsweise der Pelletpresse beschrieben. Hierbei wird die Notwendigkeit einer Hydraulikmutter deutlich. Anschließend wird das Wirkprinzip der Hydraulikmutter zum besseren Verständnis des Schadensbildes im Detail erklärt.

2.1.1. Verfahren der Holzpelletierung

Holzpellets werden zum großen Teil aus Abfallprodukten der Holzverarbeitung wie Sägespänen, Hobelspänen und Hackschnitzeln hergestellt. Häufig weist das angelieferte Holz einen zu hohen Feuchtigkeitsgehalt auf und ist nicht direkt pelletierbar. Um den Feuchtigkeitsgehalt auf ein für die Verarbeitung notwendiges Niveau zu senken, wird dem Rohprodukt vor dem Pressen in einem Heißluftbandtrockner Feuchtigkeit entzogen.

Gängige Hackschnitzelgrößen wie G30 und G50 werden in einer Kollermühle kleingemahlen. Hackschnitzel der Größe G100 können in dieser Maschine nach derzeitigem Stand nicht verarbeitet werden. In der Mühle befinden sich rotierende Koller, die über eine flache, starre Matrize unter Druck einer Presskraft abrollen. Das dazwischenliegende Produkt erfährt Druck- und Schubbelastungen. Je nach Bahnradius ist die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Kollerrolle und Matrize und somit auch die Schubbelastung unterschiedlich groß.

Bei der Zerkleinerung der Hackschnitzel ist die Schubbelastung des Produktes für den Prozess entscheidend. Eine Erhöhung der Produktdichte durch die Presskraft, auch Kompaktierung genannt, ist in diesem Prozess nicht erwünscht. Aus diesem Grund kommt eine Matrize mit sehr kleinem Pressverhältnis (Matrizendicke zu Bohrungsdurchmesser) zum Einsatz, sodass keine Kompaktierung des Produktes verursacht wird.

Säge- und Hobelspäne oder die zerkleinerten Hackschnitzel werden im nächsten Verfahrensschritt einer Pelletpresse zugeführt. Während in einer Kollermühle eine Matrize mit kleinem Pressverhältnis zum Einsatz kommt, wird bei der Pelletpresse eine Matrize mit großem Pressverhältnis verwendet. Bis auf diesen Unterschied ähneln sich die beiden Maschinen vom Aufbau. Ein größeres Pressverhältnis führt zu einer größeren Reibung des Produktes beim Durchlaufen des Pressweges der Matrize. Stark verdichtetes Holz kommt als runder Pressling aus der Matrize heraus und wird mit einem Abschneider auf eine bestimmte Länge abgeschlagen.

Beim Verlassen der Presse haben die Holzpellets eine Temperatur von etwa 80–90°C. Um harte, abriebfeste Holzpellets zu erhalten, muss die Temperatur mit einem Kühler auf mindestens 5°C über der Umgebungstemperatur herunter gekühlt werden.

Am Ende des Prozesses werden die Pellets in Silos gespeichert. Geeignete Transportierbarkeit gewährleistet die Art der Auslieferung in Silowagen, verpackt in Bigbags oder als Sackware.

2.1.2. Verfahren der Altreifenzerkleinerung

Als Ausgangsprodukt für dieses Verfahren dienen alte PKW- und LKW-Reifen. Diese werden in einem Verhältnis von etwa 70 % PKW- zu 30 % LKW-Reifen verarbeitet, da LKW-Reifen durch ihre größere Stahlverstärkung schwerer zu zerkleinern sind als die weniger belastbaren PKW-Reifen. Grundsätzlich bestehen Reifen überwiegend aus Naturkautschuk, Stahldrähten und Chemiefasern (z.B. Nylon oder Polyester). Ziel des Verfahrens ist die Zerkleinerung des Reifens und die Trennung der einzelnen Reifenbestandteile mit möglichst hoher Reinheit.

Ein langsam laufender Zweiwellen-Shredder führt die Vorzerkleinerung durch. Im Shredder werden die ganzen Reifen zu kleineren sogenannten „Reifenshreds“ verarbeitet. Eine optimale Größe für diese „Reifenshreds“ ist etwa 50mm x 50mm. Zudem kommen in der Praxis deutlich größere „Shreds“ vor, die eine stark schwankende Größenverteilung und somit unterschiedlichen Stahlanteil aufweisen können.

Anschließend erfolgt die Granulierung der Reifenstücke in einer Maschine, die im Aufbau nur geringe Unterschiede zur Pelletpresse aufweist. Die Maschine wird aber nicht zum Herstellen von Presslingen, sondern als Kollermühle verwendet. Während des Mahlvorgangs werden die „Reifenchips“ durch Druck und Schubbelastung zerstört. Erzeugt wird diese Kombination der zwei Belastungsarten durch die Matrize und die abrollenden Koller. Mittels des am Kollerkopf anliegenden Hydraulikdrucks wird die Presskraft erzeugt, welche in Zusammenspiel mit der starren Matrize die Druckbelastung auf das Produkt verursacht. Durch die unterschiedlichen Bahngeschwindigkeiten des umlaufenden Kollers bezogen auf die feststehende Matrize entsteht zusätzlich eine Schubbelastung auf das Produkt zwischen Matrize und Kollerrolle. Die Zerkleinerung basiert also auf Scher- und Schneidwirkung der Presswerkzeuge. Bei diesem Vorgang trennen sich die Stahldrähte von dem Gummi- / Chemiefasergranulat.

Mit einem Magnetsichter werden die Stahldrähte von dem Granulat getrennt. Darauf folgend fällt das Gemisch aus Chemiefasern und Gummigranulat in einen Kaskadensichter, durch den ein Luftstrom gegenläufig zum Produktstrom durchgeführt wird. Aufgrund unterschiedlicher Sinkgeschwindigkeiten werden Chemiefasern und Gummi getrennt. Nicht vollständig aufgetrennte Produktstücke werden ausgesichtet und der Kollermühle wieder zugeführt.



Abbildung 1: Verschmutzung innerhalb der Kollermühle

2.1.3. Funktionsweise der Pelletpresse / Kollermühle

Bei dem Pressverfahren zur Herstellung von Pellets mit einer Flachmatrizenpresse handelt es sich um Endlosstrangpressen. Umlaufende Kollerrollen drücken das Produkt durch eine Flachmatrize. Der dabei entstehende verdichtete Endlosstrang wird unterhalb der Matrize mit einem Abschneider¹ auf eine bestimmte Länge abgebrochen.

Eine Pelletpresse des Typs C60-1250 oder eine Kollermühle des Typs C60-1500, wie sie bei der Holzpelletierung zum Einsatz kommt, hat insgesamt vier oder fünf Koller. Diese Koller sind alle an dem sogenannten Kollerkopf befestigt. Geführt werden die Koller von vier bis fünf Achsen, die fest in den Kollerkopf eingepasst sind. Die für das Verfahren notwendige Presskraft wird vom Kollerkopf auf die Kollerrollen und weiter auf das Produkt übertragen.

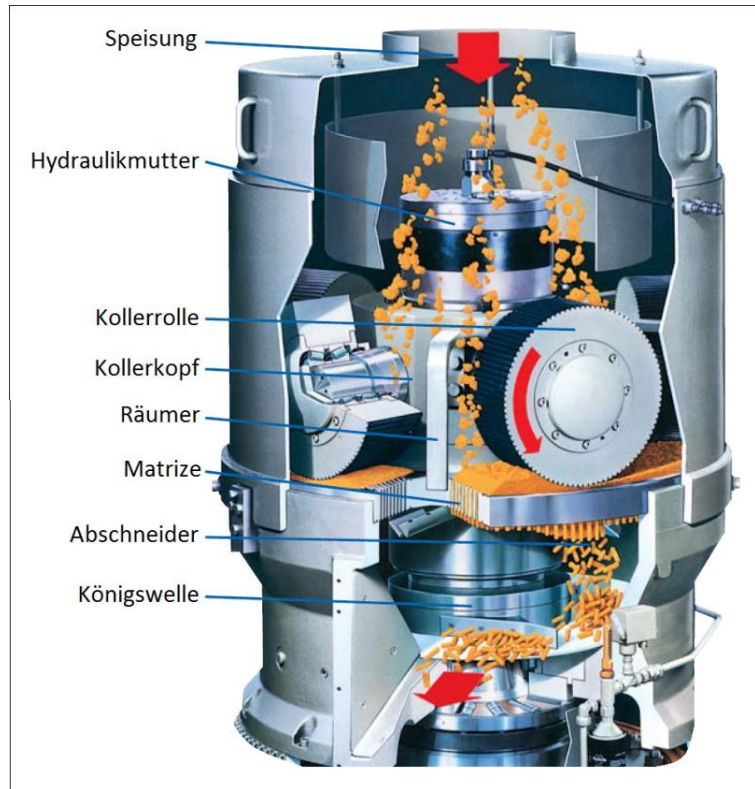


Abbildung 2: Produktdurchlauf durch eine Pelletpresse

Ohne Presskraft schwebt der Kollerkopf frei über der Matrize, da sein Eigengewicht vom darunterliegenden Federpaket ausgeglichen wird. Zudem ist der Kollerkopf für die Schmierstoffversorgung der Kollerlager, welche die Achsen mit den Rollen verbinden, zuständig.

Zwei Elektromotoren treiben über Riemen je eine Schneckenwelle am Unterteil der Presse an. Beide Schneckenwellen übertragen ihre Bewegung mit dem zugehörigen Drehmoment auf ein Schneckenrad, welches formschlüssig mit dem Ende der Königswelle verbunden ist. Das Abrollen der Kollerrollen auf der Matrize wird durch die so erzeugte Rotationsbewegung der Königswelle verursacht, da der Kollerkopf über eine formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung mittels Passfeder mit der Königswelle fest verbunden ist.

In der Hydraulikmutter, welche über ein Gewinde mit dem oberen Ende der Königswelle fest verbunden ist, wird die wirksame Presskraft des Kollerkopfes erzeugt. Durch die ausgeübte

¹ Als Abschneider wird ein geschärftes Schneidwerkzeug bezeichnet. Der hier eingesetzte Abschneider ist ein stumpfes Blech, welches die Pellets nicht abschneidet, sondern abbricht. Für die Ausarbeitung wird weiterhin der bei Amandus Kahl gängige Begriff Abschneider verwendet.

Druckkraft auf den Kollerkopf entsteht eine Zugkraft auf die Königswelle. Unterhalb des Auslaufbereiches sitzt ein Axial-Rollenlager, das die Zugkraft von der Königswelle auf das Maschinengehäuse überträgt.

Dabei entsteht die Verdichtung des Materials durch die Presskraft des Produkts zwischen der Matrize und einer Kollerrolle auf das darunterliegende Produkt in den Matrizenbohrungen. Innerhalb einer Matrizenbohrung ist die Reibkraft, die der Produktbewegung entgegenwirkt, über die gesamte Bohrung gleich groß. Demnach nimmt die vorantreibende Presskraft durch die Produktverdichtung zum unteren Ende der Matrizenbohrung ab. Folglich steigt die Produktverdichtung innerhalb der Matrize mit größerer Matrizenstärke durch die längeren Bohrungen an.

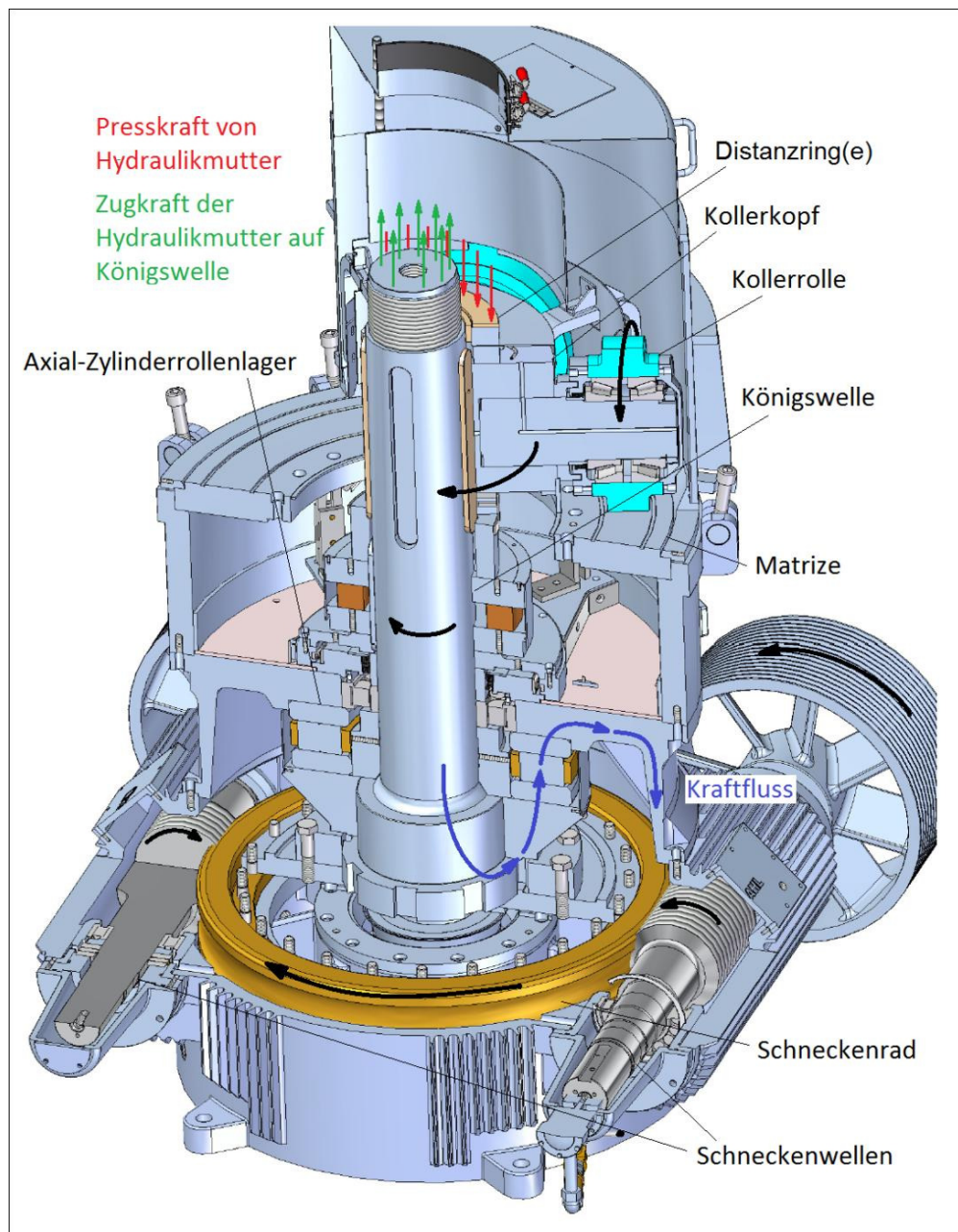
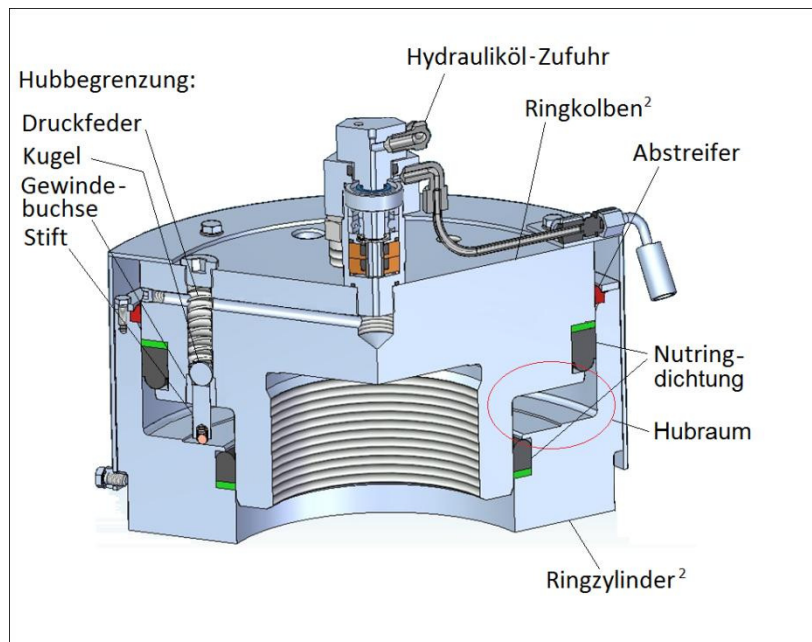


Abbildung 3: Wirkprinzip einer Pelletpresse

2.1.4. Funktionsweise der Hydraulikmutter

In der Hydraulikmutter wird die Presskraft erzeugt. Sie besteht aus einem festmontierten Ringkolben² und einem beweglichen Ringzylinder². Durch eine Zuleitung gelangt Hydrauliköl über das Doppeldrehgelenk in den im Betrieb rotierenden Ringkolben. Von hier aus wird das Öl durch eine Bohrung in den Hohlraum zwischen Ringkolben und Ringzylinder geleitet. Für die Anwendung in der Holzpelletierung und dem Altreifenrecycling beträgt der Hydraulikdruck 160 – 190 bar. Bei Letzterem ändert eine Regelung den Druck nach dem momentanen Presskraftbedarf.

Im Ringkolben befindet sich in einer ölführenden Bohrung eine Feder mit einer Stahlkugel. Dies ist der Hubbegrenzer. Ein Stift drückt die Stahlkugel gegen die Federkraft nach oben, sofern die Axialkraft vom Ringzylinder die Gegenkraft der Feder übersteigt. In dem Fall kann Hydrauliköl an der Kugel vorbei in den Zwischen-



raum von Ringkolben zu Ringzylinder hineinlaufen. Bei maximal auseinandergefahrener Hydraulikmutter kann der Stift die Kugel nicht mehr über der Dichtfläche der Gewindebuchse halten. Die Kugel verschließt also die Zufuhr zum Zwischenraum. In diesem Fall steigt der Hydraulikdruck im Aggregat an und es kann kein weiteres Öl in die Hydraulikmutter gelangen.

Der Ringkolben ist auf das obere Ende der Königswelle montiert und somit in der Höhe fest positioniert. Durch das unter Druck stehende Hydrauliköl drückt sich der bewegliche Ringzylinder vom Ringkolben nach unten hin ab. Über einen Distanzringsatz wird die Kraft auf den Kollerkopf und über die Kollerrollen in das Produkt geleitet. Gleichung (2) und (3) zeigen die Größe der entstehenden Kraft (1528 kN bei 160 bar – 1719 kN bei 180 bar) bei der Altreifengranulierung. Für die Rechnung werden Beispieldaten einer Hydraulikmutter vom Kunden ART aus Österreich verwendet.

² Für die Begriffe Kolben und Zylinder wird die Nomenklatur von Amandus Kahl verwendet. Diese ist historisch bedingt und wissenschaftlich falsch. Im Maschinenbau ist ein Kolben ein bewegliches Bauteil, welches zusammen mit einem feststehenden Zylinder einen abgeschlossenen Hubraum mit veränderlichem Volumen bildet.

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}((460 \text{ mm})^2 - (300 \text{ mm})^2) = 95504 \text{ mm}^2 \approx 0,0955 \text{ m}^2 \quad (1)$$

$$F_{R160} = p \cdot A = 160 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,0955 \text{ m}^2 = 1528000 \text{ N} = \underline{\underline{1528 \text{ kN}}} \quad (2)$$

$$F_{R180} = p \cdot A = 180 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,0955 \text{ m}^2 = 1719000 \text{ N} = \underline{\underline{1719 \text{ kN}}} \quad (3)$$

Im Falle der Holzpelletierung werden C60-1250-Pressen verwendet. Als Beispiel für deren Presskraft dient eine Hydraulikmutter für eine Presse beim Kunden Enviva in den USA.

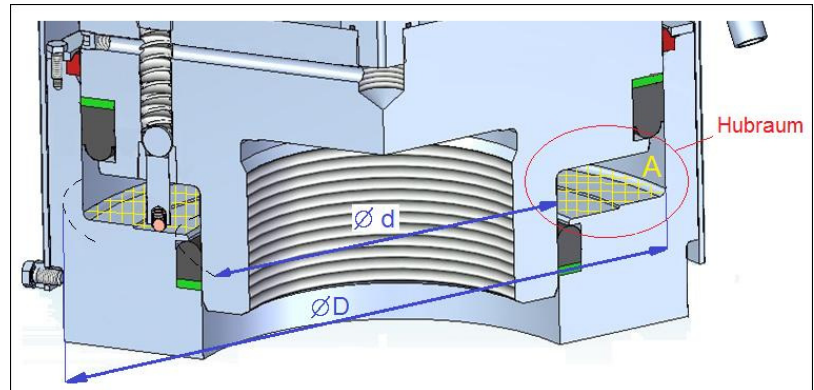


Abbildung 5: Durchmesser zu der Flächenberechnung

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}((430 \text{ mm})^2 - (270 \text{ mm})^2) = 87964,6 \text{ mm}^2 \approx 0,088 \text{ m}^2 \quad (4)$$

$$F_{H180} = p \cdot A = 180 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,088 \text{ m}^2 = 1582000 \text{ N} = \underline{\underline{1584 \text{ kN}}} \quad (5)$$

$$F_{H190} = p \cdot A = 190 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 0,088 \text{ m}^2 = 1672000 \text{ N} = \underline{\underline{1672 \text{ kN}}} \quad (6)$$

Zwei Nutringe dichten den mit Öl gefüllten Hubraum der Hydraulikmutter ab. Wie in Abbildung 4) zu sehen ist, befindet sich der eine Nutring im Ringzylinder und der andere im Ringkolben. Zusätzlich sitzt ein Abstreifer am oberen Rand des Ringzylinders, der eine Sicherung gegen das Verschmutzen der Nutringaufläen und des Hydraulikreislaufs darstellt.

Durch die hohe mechanische Belastung und das harte Produkt ist der Verschleiß an den Kollerrollen und der Matrize hoch. Für einen stabilen Prozess muss der Spalt zwischen Matrize und Kollerrollen innerhalb der Hydraulikmutter nachgestellt werden. Von den üblichen 25 mm Hubweg werden maximal 8–10 mm verwendet, um den Verschleiß an Matrize und Kollerrollen auszugleichen. Größerer Verschleißausgleich findet mit neuen Distanzringen zwischen Kollerkopf und Hydraulikmutter statt.

2.1.5. Regelung des Hydraulikdrucks

Für die beiden relevanten Verfahren wird die Regelung des Hydraulikdrucks jeweils unterschiedlich realisiert.

Beim Holzpelletieren wird der Druck von einer Hydraulikpumpe anfangs einmal auf die Hydraulikmutter gegeben, sodass die Hydraulikmutter mit einer bestimmten Kraft auf das Federpaket drückt und sich ein bestimmter Kollerspalt einstellt. Anschließend wird das Hydrauliksystem der Mutter geschlossen. Fällt mehr Holz in die Presse als der Kollerspalt vorsieht, so erhöht sich der Druck innerhalb der Hydraulikmutter, da das Hydrauliköl eine inkompressible Flüssigkeit in einem abgeschlossenen Raum ist. Aufgrund der Druckänderung im geschlossenen System bewegen sich die Hubwege von Ringkolben zu Ringzylinder im Bereich von wenigen Zehntelmillimetern.

Alternativ zu dem zuvor beschriebenen Regelprinzip kommt bei der Holzpelletierung auch eine Spannmutter vom Hersteller P&S zum Einsatz. In dieser Mutter wird die Spannkraft durch Spannschrauben erzeugt, die den Mutterkörper von einer Druckplatte abdrücken. Folglich gibt es keine hydraulische Presskraftregelung. Änderungen der Presskraft sind nur durch die elastische Verformung der Druckschrauben möglich.

Nach der Beendigung des Prozesses bereitet die Demontage der Spannmutter Probleme. Im Gegensatz zur Verschraubung zweier Werkstücke ist die Vorspannkraft der Spannschrauben im Anwendungsfall der Spannmutter keine Zugkraft, sondern eine Druckkraft von der Druckplatte. Durch die Kraft des Produktteppichs auf die Kollerrollen entsteht eine Gegenkraft zur Presskraft der Spannmutter. Aufgrund dieser Gegenkraft erhöht sich die vorspannende Druckkraft auf die Spannschrauben stark. Zum Lösen einer Schraube mit stark erhöhter Vorspannkraft, im Verhältnis zum Montagezustand, ist ein wesentlich größeres Moment nötig.

Um den stetig größer werdenden Kollerspalt durch den Verschleiß an Kollerrollen und Matrize entgegenzuwirken, muss die Spannmutter oder die Hydraulikmutter nachgestellt werden. Bei der Hydraulikmutter lässt sich ein Nachstellen der Höhe einfach über das tiefere Aufschauben der Mutter auf das Königswellengewinde realisieren. Die Spannmutter kann nur über die Spannschrauben nachgestellt werden, wenn die Maschine zeitintensiv gesäubert wurde und kein Produktteppich mehr auf der Matrize vorhanden ist.

Bei der Altreifengranulierung wird der Druck laufend der Produktmenge angepasst. Hierzu wird eine Distamat verwendet. Innerhalb dieser Automatik wird der Ausfahrweg der Hydraulikmutter gemessen. Hierfür kommt ein Messwegaufnehmer zum Einsatz, welcher sich an einer Kolbenstange eines Hydraulikzylinders befindet und den Hubweg dieses

Hydraulikmesszylinders ermittelt. Zwischen dem Hubweg des Hydraulikmesszylinders und dem Hubweg der Hydraulikmutter besteht ein Verhältnis von 12:1. Als Regelgröße des Systems dient der gemessene Weg, aus dem ein softwaregesteuerter Regler den einzustellenden Druck bestimmt. Vom Regler wird dieser Druck als Stellgröße an die Hydraulikpumpe weitergeleitet und eingestellt.

Fällt mehr Produkt in die Maschine, so wird der Kollerkopf nach oben gedrückt. Folglich erhöht sich der Druck innerhalb der Hydraulikmutter. Am Hydraulikzylinder der Distamat verschiebt sich der Kolben in Richtung der Hydraulikpumpe. Diese Verschiebung wird von der Regelung wahrgenommen. Daraufhin reagiert diese mit einer Erhöhung des Hydraulikdrucks bis zum Maximaldruck auf die Verschiebung, sodass sich der ursprüngliche Kollerspalt wieder einstellt.

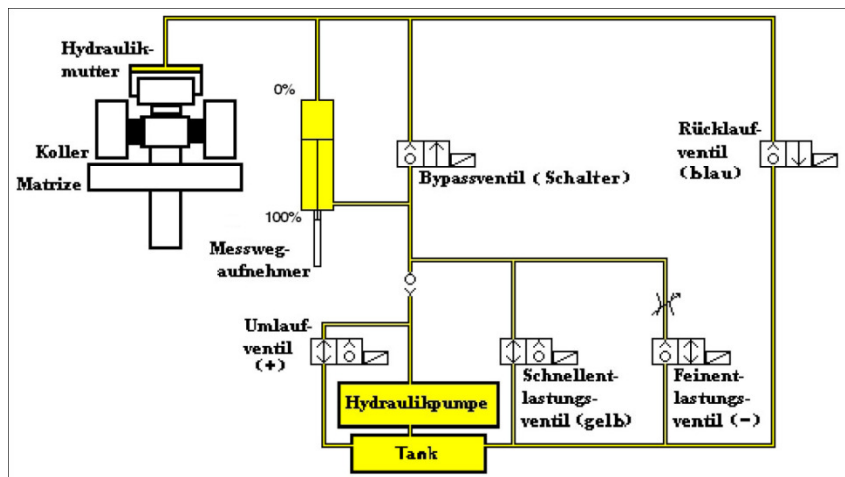


Abbildung 6: Schematische Darstellung der Distamat[11]

Zusätzlich ist eine weitere Regelung im ablaufenden Prozess vorhanden, welche die Leistungsaufnahme überwacht. Je mehr Produkt sich innerhalb der Presse befindet, desto höher ist die Leistungsaufnahme der Presse. Um ein Festfahren der Presse durch einen Produktstau zu verhindern, fährt eine Regelung bei über 105 % Leistungsaufnahme die Drehzahl der produktzuführenden Dosierschnecke herunter. Steigt die Leistungsaufnahme weiter auf 110 %, wird die Produktzufuhr komplett gestoppt und der Hydraulikdruck stark reduziert. Nach einem kurzen Betrieb ohne Presskraft, in dem sich ein Produktstau ohne weitere Verdichtung durch reine Schubbelastung auflöst, wird der normale Prozesszustand durch langsamen Druckaufbau wiederhergestellt.

2.2. Übersicht der Betriebszustände

Mit dem eingesetzten Verfahren variieren die Beanspruchungen für die Hydraulikmutter der Maschine. Tabelle 1 zeigt alle Betriebsparameter innerhalb der Presse, die auf das presskraft-erzeugende System wirken. Aus den beiden gegenübergestellten Verfahren werden die schädlichsten Parameter für die Hydraulikmutter gewählt und zu einem Betriebszustand zusammengefasst. Im späteren Verlauf dieser Arbeit ist der so erstellte Betriebszustand die Grundlage für die Anforderungsliste der konzeptionellen Lösung.

Tabelle 1: Beanspruchung der Hydraulikmutter im Betrieb

	Holzpelletierung	Altreifengranulierung	schädliche Parameter
Hydrauliköldruck	180 – 190 bar	160 – 180 bar	190 bar
wirksame Fläche A	0,088 m ²	0,0955 m ²	-
resultierende Presskraft	1584 – 1672 kN	1528 – 1719 kN	~1700 kN
Temperatur	115 – 120°C, Freifahren nach Festfahren bis 130°C	95 – 100°C	120°C – 130°C
Standzeit	1000 h – 1500 h	350 h bis zum Versagen der Beispieldichtung (s. 2.3)	1500 h
Verschmutzung	Holzfaser, Harz, Staub	Gummigranulat, Chemiefaser, Stahldraht (s. Abbildung 1)	Harz, Staub, Stahldraht, Chemiefaser, Granulat, Holzfaser
Hubweg	8 – 10 mm Nachstellen vom Verschleiß bis Distanzring-satz angepasst wird	Regelung mit Distamat max. 5 mm, 8 – 10 mm Nachstellen von Verschleiß	15 mm
Betriebsfaktor	Mittlere Stöße vom Koller-kopf, Antrieb durch Elekt-romotor: 1,5	Mittlere Stöße vom Koller-kopf, Antrieb durch Elekt-romotor: 1,5	Mittlere Stöße vom Koller-kopf, Antrieb durch Elekt-romotor: 1,5
Relativbewegung von Kolben und Zylinder	Taumelnde Bewegung im Bereich von wenigen Zehntel-millimetern, verdrehen von Kolben zum Zylinder	Dauerhaftes Ein- und Ausfahren des Ringzylinders, dauerhafte Walkbe-wegung, Verdrehen von Kolben zum Zylinder	Ein- und Ausfahren des Ringzylinders, Walkbewegung, Verdrehen von Kolben / Zylinder

2.3. Schadensbild der Dichtungen

Um eine Vorstellung der mechanischen Belastung der Dichtungen zu erhalten, wird das Schadensbild von Dichtungen einer Altreifengranulieranlage aus Österreich analysiert. An den Nutringen sind umlaufende Riefen und in unterschiedliche Richtungen orientierte Ablösungen des Dichtungswerkstoffes zu sehen. Nach etwa 350 Betriebsstunden traten die hier gezeigten Schäden auf, sodass ein Tausch der Dichtungen für den weiteren Anlagenbetrieb nötig war.

Gegenüber Ölen und sonstigen Kohlenwasserstoffverbindungen bietet der Dichtungswerkstoff NBR eine hohe Beständigkeit bis zu 100°C. Testweise wurden auch Nutringdichtungen aus HNBR verwendet. Durch die Hydrierung fehlen dem HNBR Doppelbindungen, was zu einem erheblich reaktionsträgeren Kunststoff führt. Folglich ist die Beständigkeit gegenüber Umwelteinflüssen und Chemikalien verbessert und ein dauerhafter Einsatz bis zu 150°C möglich[3][4]. Eine Verwendung von NBR ist aufgrund der Prozesstemperatur zu vermeiden und eine HNBR Dichtung zu bevorzugen.

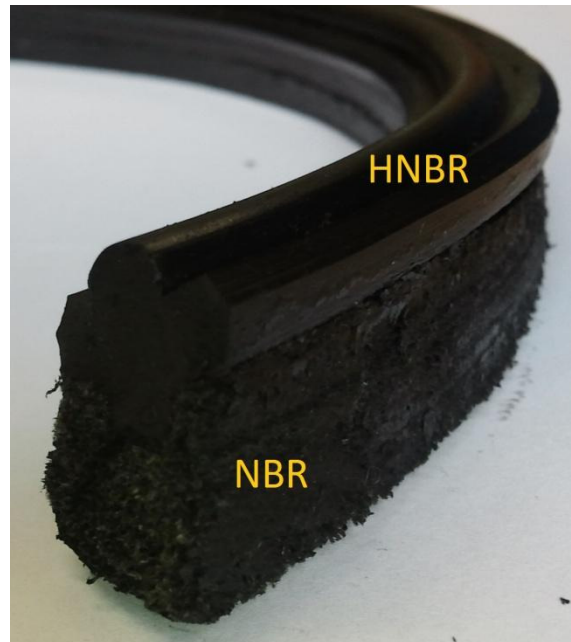


Abbildung 7: Schaden an Nutringdichtung (NBR / HNBR)

In Abbildung 7 und Abbildung 8 sind die verwendeten Dichtungen mit einem Fasergrundgeflecht und einer Matrix aus NBR zu sehen. Darüber befinden sich Dichtlippen aus HNBR. Durch die thermische Belastung der Dichtungen verschleißt der untere Bereich aus NBR deutlich schneller als der obere Dichtungsbereich. Somit verursacht der weniger verschleißresistente Teil ein Dichtungsversagen.



Abbildung 8: Schaden an Nutringdichtung (NBR / HNBR)

Eine naheliegende Lösung ist die Verwendung von Dichtungen, die komplett aus HNBR bestehen. Nutringdichtungen aus HNBR zeigen Abbildung 9 und Abbildung 10. Auf den Bildern ist deutlich zu erkennen, dass die Dichtungen aus HNBR im Gegensatz zu den Dichtungen mit Mischwerkstoff aus HNBR und NBR weniger Werkstoffverschleiß aufweisen. Bauartbedingt führen die HNBR Dichtungen aber zu keiner Verbesserung des Dichtungsproblems, da durch das Fehlen einer Dichtlippe schon bei wenig Verschleiß eine Undichtheit des Drucksystems entsteht.

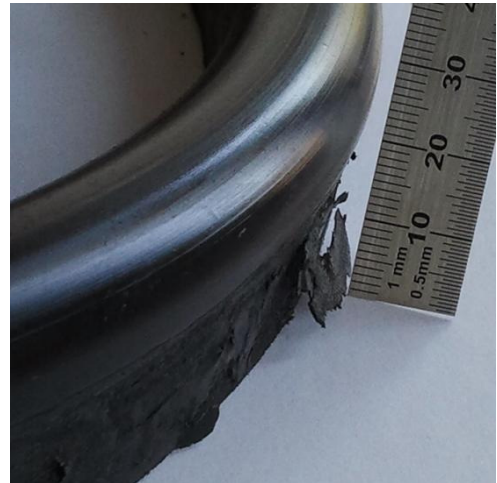


Abbildung 9: Schaden an Nutringdichtung HNBR

Aus den Schadensbildern können Rückschlüsse auf die mechanischen Belastungen gewonnen werden. Umlaufende Riefen lassen auf eine Verdrehung von Ringkolben zum Ringzylinder schließen. Aufgrund von Ablösungen des Dichtungsmaterials senkrecht zur Drehrichtung der Maschine müssen auch starke axiale Belastungen im Betrieb auftreten. Verursacht werden diese axialen Belastungen durch Verfahren des Zylinders der Hydraulikmutter.

Walkbewegungen lassen sich an dem Schadensbild der Dichtung nicht direkt wiederfinden. Jedoch schließen die unterschiedlich gerichteten Ablösungen ein Walken zwischen Ringkolben und Ringzylinder nicht aus. Zudem begünstigt die ungleichmäßige Produktzufuhr der Presse eine Walkbewegung des Kollerkopfes. Somit erfahren die Nutringe eine ungleichmäßige Walkbelastung, die vom Kollerkopf auf die Hydraulikmutter übertragen wird.



Abbildung 10: Schaden an Nutringdichtung HNBR

3. Entwickeln von Lösungsprinzipien nach VDI 2222

Zweck der vorliegenden Richtlinie ist es, Anleitungen zu geben, wie der Prozess für das Finden der „konzeptionellen Lösung“ eines technischen Produktes methodisch vollzogen und dokumentiert werden kann. Ausgangspunkt ist die Entwicklungs- bzw. Konstruktionsaufgabe, Ergebnis die „konzeptionellen Lösung“ sowohl für die Festlegung der Effekte als auch der grundsätzlichen Gestalt[5]. Beim Entwickeln neuer Lösungen für bereits bestehende Anwendungen ist es für den Konstrukteur schwer, sich vom bestehenden Prinzip zu trennen. Ein Vorgehen nach der Methodik stellt sicher, dass wesentlich mehr technische Wirkprinzipien in den Überlegungen berücksichtigt sind.

3.1. Theoretischer Hintergrund

Bei der folgenden theoretischen Erläuterung der Vorgehensweise zur Lösungsentwicklung wird zuerst die Fragestellung geklärt. Alle Aufgaben, die sich aus der präzisierten Fragestellung ergeben, werden in einer Anforderungsliste festgehalten. Darauf folgt die Zerlegung des Produktes in Einzelfunktionen. Im morphologischen Kasten werden die Lösungsprinzipien zu den Einzelfunktionen dokumentiert. Die Methodik endet mit dem Bewerten der Lösungen aus dem morphologischen Kasten. Allgemein wird der theoretische Hintergrund nach VDI-Richtlinie 2222-Blatt 1[5] erläutert.

3.1.1. Anforderungsanalyse

Ziel der Anforderungsanalyse ist das Formulieren der Hauptaufgabe, die von der Konstruktion erfüllt werden soll. Desweiteren werden Nebenaufgaben mit unterschiedlicher Wichtigkeit für den Erfolg der Konzeption identifiziert.

In der Anforderungsliste sind alle Anforderungen an die „konzeptionelle Lösung“ festgehalten. Um die nötige Übersicht sicherzustellen, werden die Anforderungen in der Liste nach den unterschiedlichen Anforderungsarten geordnet. Die Hauptaufgaben kommen beispielsweise als Festforderung, die Nebenaufgaben als Wünsche in die Anforderungsliste. Demnach ist die Anforderungsliste eine zusammenfassende Übersicht aller Eingangsbedingungen der Konstruktionsmethodik.

Die Art der Anforderung wirkt sich vor allem im späteren Verlauf der Methodik aus. Beispielsweise scheiden Lösungen, die eine Festforderung nicht erfüllen, ohne Bewertung aus.

Eine abschließende Bewertung der Lösungskonzepte kann nur auf den Wünschen und den Forderungen mit Grenzwerten basieren. Wird ein solcher Grenzwert überschritten, scheiden diese Lösungen aus. Je weiter diese Mindest- oder Höchstforderungen innerhalb des Sollbereiches von ihren Grenzwerten entfernt liegen und je mehr Wünsche das Lösungskonzept erfüllt, desto besser ist das Konzept.

Das Vergessen von Anforderungen kann negative Auswirkungen für die entstehende Lösung haben, da durch fehlende Bewertungskriterien eine ungeeignete Lösung nicht auffällt und eine Entscheidung für die falsche Lösung nicht verhindert wird. Im schlechtesten Fall bleiben Forderungen unberücksichtigt und das Lösungsprinzip am Ende des zeitintensiven Prozesses ist vollständig nutzlos. Um eine lückenlose Anforderungsliste sicherzustellen, kann bei der Erstellung eine Produktfrageliste (Abbildung 11) verwendet werden.

1. Welche Personen, technischen Systeme, Dinge, Stoffe, Umstände oder Naturgegebenheiten nach Art und Zahl treten in den jeweiligen Lebenslaufphasen (Herstellung, Verteilung, Verwendung, Recycling) mit dem Produkt oder mit Teilen davon in irgendwelche Beziehungen?
2. Welcher Art sind diese Beziehungen?
3. Wann, wie lange, wie oft, mit welchem Verlauf treten sie auf?
4. Wo, an welcher Stelle, in welchem Bereich spielen sie sich ab?
5. Treten diese Beziehungen zwischen Produkt und System gesetzmäßig, zwangsläufig, mit großer Wahrscheinlichkeit oder zufallsartig auf?
6. Sind sie beabsichtigt, wenn ja; von wem und wozu, oder sind sie unbeabsichtigt?
7. Sind sie erwünscht oder unerwünscht?
8. Wie können sich die festgestellten Beziehungen auf Eigenschaften des Produkts auswirken?
9. Wie muß das Produkt beschaffen sein, damit erwünschte Beziehungen oder Eigenschaften ermöglicht oder gefördert, dagegen unerwünschte vermieden oder gemildert werden?

Abbildung 11: Produktfrageliste[5]

Die Beantwortung der Fragen zeigt die Anforderungen an das Produkt auf, durch welche das in den Fragen angesprochene Problem positiv gelöst wird[5].

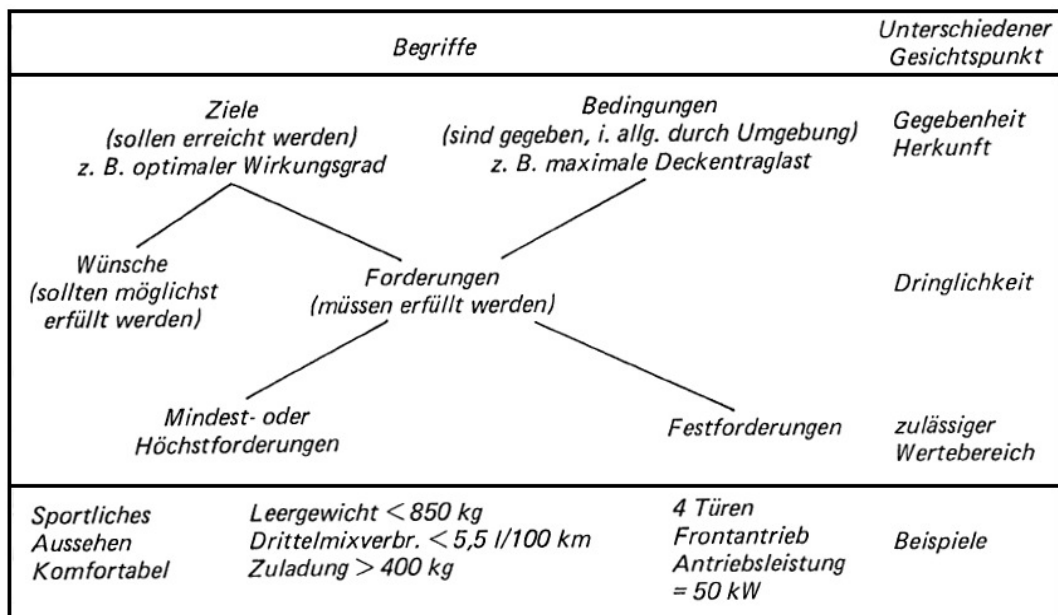


Abbildung 12: Anforderungsarten[5]

3.1.2. Funktionsanalyse

Die meist komplexen Funktionen des Produktes müssen in der Funktionsanalyse auf die wesentliche Hauptfunktion reduziert werden. Im nachfolgenden Schritt wird die Hauptfunktion in einzelne Teilfunktion zerlegt. Um die Funktionen auf das Nötigste zu reduzieren, muss die Funktion des Produktes zu einer allgemeingültigen Funktion abstrahiert werden. Bei dem Schritt des Abstrahierens hilft die Formulierung der Funktion aus einem Prädikat und einem Objekt.

An der Erfüllung einer Funktion sind maximal die drei voneinander unabhängigen Umsatzgrößen Energie, Stoff und Information beteiligt. Als Energie gilt hier mechanische, chemische, thermische und elektrische Energie. Mit dem Begriff Stoff werden materielle Feststoffe und Fluide bezeichnet. Beispiele für die Verwendung des Begriffes Stoff sind Benzin, Wasser, Produkt oder Gas. Informationen beinhalten jegliche Art von Daten wie beispielsweise Steuerimpulse, Messgrößen oder gespeicherte Informationen. Dargestellt wird die Hauptfunktion mit ihren Umsatzgrößen in einer Blackbox.

Elementarfunktionen sind soweit reduziert, dass die zu Grunde liegende Funktionen mit nur einem physikalischen Prinzip beschrieben werden können. Es gibt verschiedene Zusammen-

Allgemeine Operationen		Speichern	Übertragen		Wandeln	Verknüpfen																	
			Leiten	Umformen		Summativ		Distributiv															
Allgemeine Größen		Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10											
Stoff	Symbol	1.1		1.2		1.3		1.4		1.5		1.6		1.7		1.8		1.9		1.10			
	Beispiel	1																					
Energie	Symbol	2.1		2.2		2.3		2.4		2.5		2.6		2.7		2.8		2.9		2.10			
	Beispiel	2																					
Information	Symbol	3.1		3.2		3.3		3.4		3.5		3.6		3.7		3.8		3.9		3.10			
	Beispiel	3																					

Abbildung 13: Konstruktionskatalog mit allgemeinen Elementarfunktionen[5]

stellungen von Elementarfunktionen (Abbildung 14) in Katalogen und Büchern. Die physikalischen Prinzipien, die eine Elementarfunktion direkt erfüllen, werden auch als Teillösungen bezeichnet.

Durch das Ersetzen des Objekts mithilfe einer Umsatzgröße und das Ersetzen des Prädikats mithilfe einer Elementarfunktion ist die Allgemeingültigkeit sichergestellt. Bei diesem Vorgang muss der Informationsverlust für spätere Rückschlüsse festgehalten werden. Ein Beispiel für diesen Vorgang ist in **Abbildung 14** dargestellt.

<u>Büroklammer:</u>		
Objekt	Prädikat	Informationsverlust
1 Seiten	zusammenheften	
2 Papier	klemmen	Seiten verbinden
3 Stoff	umformen	Papier zusammenhalten

Abbildung 14: Abstrahieren einer Funktion

Durch Verknüpfen der allgemeinen Elementarfunktionen entsteht eine Funktionsstruktur, welche mit den Symbolen aus **Abbildung 13** vollständig wertfrei aufgestellt werden kann. Das bedeutet, dass noch nicht feststeht, mit welchen technischen Mitteln, Mechanismen, Energiearten oder Informationsdarstellungen die Funktionsstruktur realisiert werden soll[5]. Hierbei ist im Normalfall jede allgemeine Größe einmal vorhanden und über eine oder mehrere Funktionen mit den anderen allgemeinen Größen verknüpft. Ein Beispiel für eine Funktionsstruktur zeigt **Abbildung 15**.

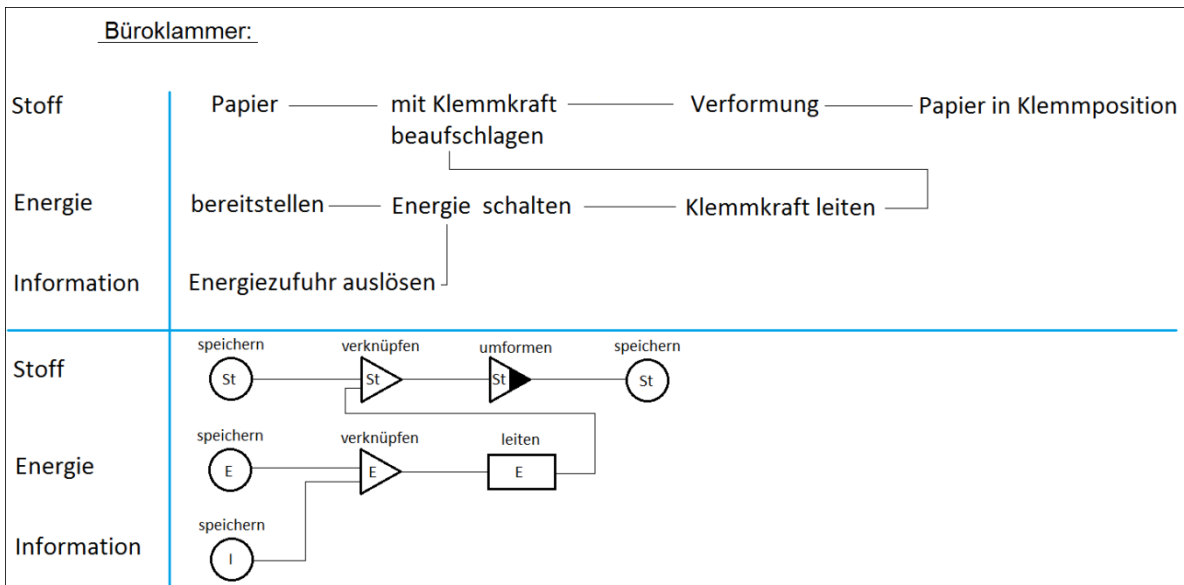


Abbildung 15: Beispiel einer Funktionsstruktur

3.1.3. Morphologischer Kasten

Der morphologische Kasten ist ein Instrument der Kreativitätstechnik, um komplexe Problem-bereiche vorurteilslos in vollem Umfang zu erfassen und alle Lösungsmöglichkeiten betrachten zu können[7].

Für jede Elementarfunktionen der Funktionsstruktur werden mehrere physikalische Wirkprinzipien gesucht. Hilfreich bei der Suche sind zahlreichen Veröffentlichungen [z.B. 6; 8; 9] mit Tabellen und Katalogen, in denen Effekte zu einzelnen Elementarfunktionen vorliegen. Die infrage kommenden Effekte werden alle nebeneinander mit ihrer Elementarfunktion und dem beschreibenden Text aus der Funktionsstruktur in eine Zeile des morphologischen Kastens geschrieben.

Es müssen nicht zwangsweise alle Schritte der Funktionsstruktur im morphologischen Kasten berücksichtigt werden. Wenn die Information oder die Energie beispielsweise von einem menschlichen Anwender bereitgestellt werden, bleibt dieser Schritt einfach unberücksichtigt und wird als gegeben angesehen. (Abbildung 16)

Lösungsvarianten werden durch Kombination der einzelnen Wirkweisen im morphologischen Kasten erstellt. Die Kombination wird im Kasten zum späteren Nachvollziehen dokumentiert. Schon bei wenigen Funktionen mit drei bis vier Wirkprinzipien ergeben sich viele Kombinationsmöglichkeiten und damit unterschiedliche Lösungen.

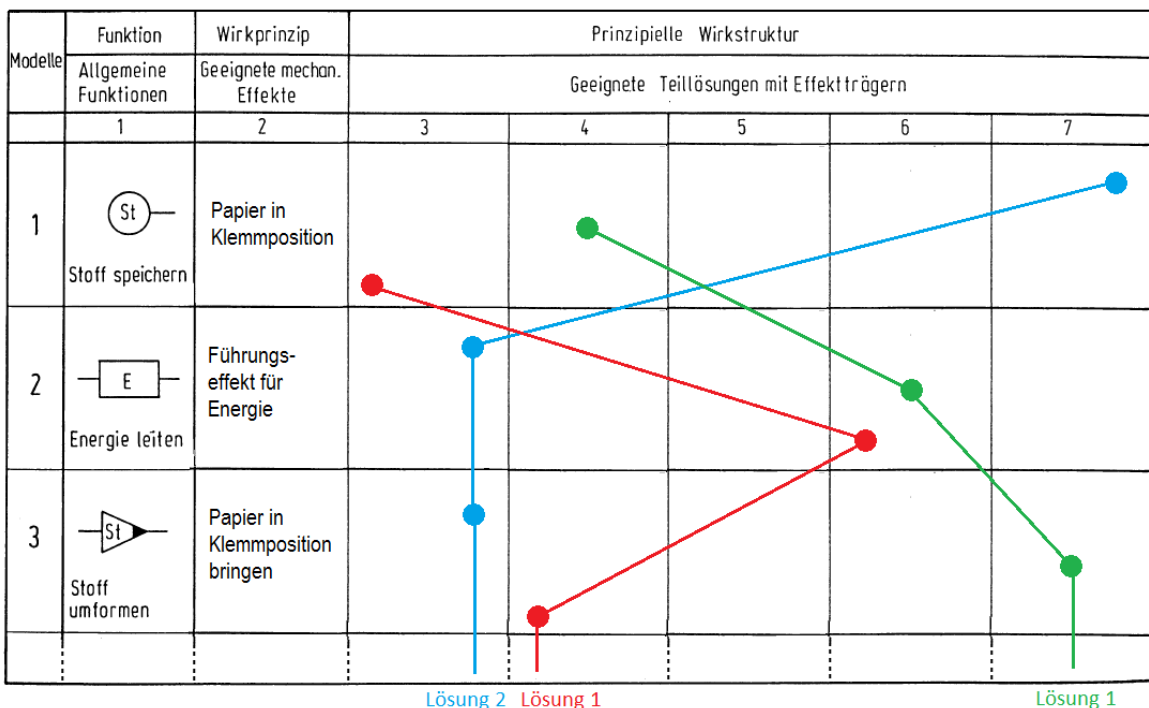


Abbildung 16: Beispiel eines morphologischen Kastens

3.1.4. Technische Bewertung von Lösungsvarianten

Qualitätsmerkmale, wie die Verfügbarkeit oder die Wartungsfreundlichkeit eines Gerätes, lassen sich in den wenigsten Fällen zahlenmäßig darstellen, [12]. Mithilfe der in der Anforderungsliste festgelegten Wünsche und Mindestforderungen erfolgt eine Bewertung der Lösungsvarianten des morphologischen Kastens. Ergebnis dieser Bewertung ist eine gemittelte technische Wertigkeit, welche die entscheidende Größe für die Qualität eines Lösungsprinzips ist.

Annäherung an die ideale Verwirklichung:	
sehr gut (ideal)	$p = 4$ Punkte
gut	$p = 3$ Punkte
ausreichend	$p = 2$ Punkte
gerade noch tragbar	$p = 1$ Punkt
unbefriedigend	$p = 0$ Punkte

Abbildung 17: Punktwertskala nach VDI 2225 Blatt 3

Je weiter die einzelnen Wünsche und Mindestforderungen an die Ideallösung heranreichen, desto mehr Punkte werden dem Lösungsprinzip zugeordnet. Eine Skala mit beispielhafter Punkteverteilung zeigt Abbildung 17. Mit dieser einfachen Punktbewertung wird einer Lösung mit wenigen Bewertungskriterien eine gemittelte technische Wertigkeit nach Gleichung (7) zugeordnet.

$$x = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n}{n \cdot p_{\max}} \quad [12] \quad (7)$$

Die einzelnen Wünsche und Mindestforderungen haben keinen gleich großen Einfluss auf die Qualität der Lösung. Bei Konzepten mit einer längeren Anforderungsliste führt die Anwendung von Gleichung (7) zu einem verfälschten Ergebnis. Aus diesem Grund können die Wünsche und Mindestforderungen in komplexeren Anforderungslisten je nach Einflusshöhe auf die Endqualität der Lösung gewichtet werden. Üblicherweise bestehen diese Gewichtungsfaktoren aus Zahlen zwischen 1 und 3.

Folglich lässt sich mit der gewichteten gemittelten technischen Wertigkeit nach Gleichung (8) ein genaueres Ergebnis erzielen, da hier durch Gewichtungsfaktoren die unterschiedlichen Einflüsse auf die spätere Produktqualität berücksichtigt werden.

$$x_g = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + g_3 p_3 + \dots + g_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{\max}} \quad [12] \quad (8)$$

Laut Untersuchungen von Fritz Kesselring für den VDI genügt meistens die einfache arithmetische Mittelwertbildung ohne die Gewichtungsfaktoren. Eine technische Wertigkeit von über 0,8 ist im Allgemeinen als sehr gut, eine von 0,7 als gut und eine unter 0,6 als nicht befriedigend anzusehen[12].

3.2. Anforderungsliste

Diese Anforderungsliste basiert hauptsächlich auf den in Kapitel 2.2 aufgelisteten Beanspruchungen und Gesprächsrunden mit fachkundigen Mitarbeitern. Um Lückenlosigkeit sicherzustellen, wurde die Anforderungsliste anhand der Produktfrageliste (Abbildung 11) überprüft.

Tabelle 2: Anforderungsliste

Gliederungsteil		Anforderungsteil		Zugriffsteil			Anhang
Informationsgewinnung	Nr. aus Produktfrageliste	Beschreibende Angaben (qualitativ)	Zahlenangaben (quantitativ)	Anforderungsart	Quelle		Mögliche Gewichtungsfaktoren
					Sachunterlage	Person	
Produktfrageliste	1	Kraft	1700 kN	ZF	Rechnung	Buschhart	-
		Temperatur	120°C – 130°C	MF		Schöne	3
		Maximaler Hubweg	15 mm	MF		Hoth, Schöne	3
		dauerhafter Hubweg im Betrieb	bis zu 5 mm	W	ART- /TerniGreen Messung	Schöne	1
		Produktfeuchtigkeit		W			1
	2	Stöße	Betriebsfaktor $k_A = 1,5$	MF	ART - Messungen		3
	3	Belastungsart: Verdrehen, Verfahren, Walkbewegung		ZF	Schadensbild an Dichtung		-
		Standzeit	1500 h	W		Kroh	2
	7	Verschmutzung: Harz, Stahl, Gummi, Staub		W	Bilder der Verschmutzungen		2
	Vorherige Lösung		Gewicht der bisherige Lösung nicht überschreiten	< 280 kg	W	SAP - Datenbank	
		Herstellkosten	-geheim-	W	Preislisten, FiReWe	Salvadori	2

3.3. Funktionsanalyse

Das bisher verwendete System zur Presskraftherzeugung besteht grundsätzlich aus einer Hydraulikmutter und einem Hydraulikaggregat. An diesem System werden zuerst die Gesamtfunktion und anschließend die Teilfunktionen der bisherigen Lösung analysiert. Im nächsten Schritt wird eine allgemeingültige Funktionsstruktur effektunabhängig formuliert. Um die Effektunabhängigkeit zu garantieren, kommen an dieser Stelle wertfreie Begriffe zum Einsatz, die nicht im Voraus auf bestimmte Lösungsprinzipien, wie dem Verwenden eines Hydrauliksystems, hindeuten.

3.3.1. Formulierung der Gesamtfunktion der bisherigen Lösung

Die übergeordnete Gesamtfunktion der bisher verwendeten Lösung ist das Erzeugen der Presskraft. Zum Bereitstellen einer Kraft wird, im Sinne der allgemeinen Größen, Energie benötigt. Zum Erzeugen der gewünschten Ausgangsgröße, in diesem Fall der Presskraft, muss eine Wandlung der Eingangsgröße durchgeführt werden.

Je nach Anwendungsfall wird der Hydraulikdruck durch einen Regler über das Hydraulikaggregat kontinuierlich dem ablaufenden Verfahren angepasst. Alternativ wird das Hydrauliksystem der Mutter bei der Holzpelletierung nach außen hin verschlossen.

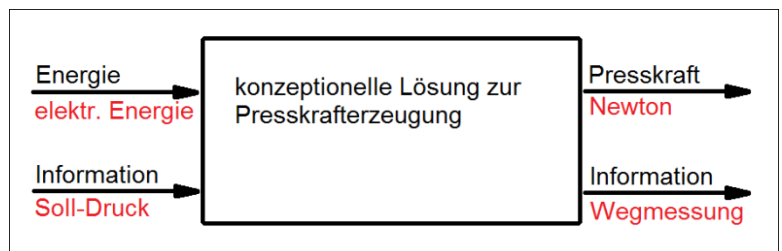


Abbildung 18: Black Box der Gesamtfunktion der bisherigen Lösung

Im Falle der kontinuierlichen Anpassung der Presskraft an das ablaufende Verfahren ist für die Regelung der Kraft eine Regelgröße aus dem System erforderlich. Als Regelgröße kommen die Daten der Wegmessung über den Messzylinder der Distamat zum Einsatz. Die vom Regler an das System ausgegebene Stellgröße ist der Soll-Druck. In der Holzpelletierung wird keine Regel- bzw. Stellgröße benötigt. Aus diesem Grund bezieht sich die Funktionsanalyse auf die Altreifengranulierung, in der eine Regelung der Presskraft zum Einsatz kommt, um die grundsätzliche Regelbarkeit der neuen Lösung zu gewährleisten.

3.3.2. Aufgliederung der bisherigen Lösung in Teilfunktionen

Die in Abbildung 18 gezeigte Black Box lässt sich weiter in ihre Teilfunktionen aufteilen. Da das direkte Aufstellen einer Funktionsstruktur mit wertfreien Symbolen häufig Fehler zur Folge hat, wird dieser Vorgang in zwei Schritten durchgeführt. Die Black Box aus Abbildung 18 wird mit ihren Ein- und Ausgangsgrößen übernommen und die im Inneren ablaufenden Teilfunktio-

nen mit Worten beschrieben. Um von der bisherigen Funktionsstruktur auf eine allgemeingültige Funktionsstruktur zu schließen, müssen in einem zweiten Schritt die beschriebenen Teilfunktionen durch wertfreie Symbole ersetzt werden.

Über die Systemgrenze hinaus wird der Hydraulikpumpe elektrische Energie zugeführt. Aus der elektrischen Energie stellt die Pumpe einen bestimmten Fluiddruck her. Hierfür wird die eingehende Information des Soll-Drucks als Regelgröße benötigt.

Eine weitere Aufteilung der Funktionen innerhalb der Pumpe in Elementarfunktionen ist für die Entwicklung einer Lösung zur Presskraftherzeugung nicht notwendig. Alle weiteren Abläufe innerhalb des Systems werden aber in ihre Elementarfunktionen zerlegt.

Zwischen der Hydraulikmutter und der Hydraulikpumpe wird der Druck weitergeleitet. Innerhalb dieser Leitung bestimmt ein Wegaufnehmer am Messzylinder der Distamat den zurückgelegten Weg des Ringzylinders innerhalb der Hydraulikmutter. Im Messzylinder wird die Information des Druckes in eine axiale Verschiebung gewandelt. Die detektierte Information über die Verschiebung verlässt das System als Regelgröße und wird dem Regler zugesandt.

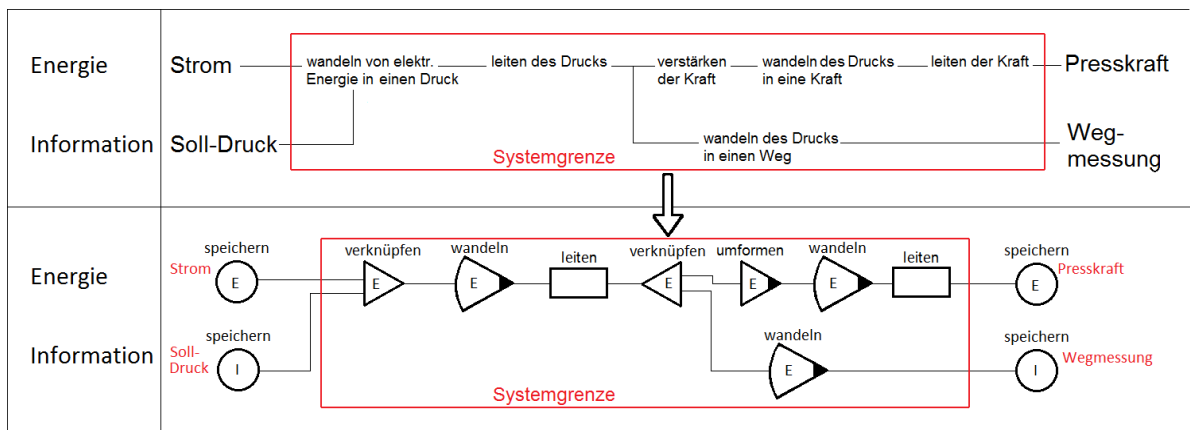


Abbildung 19: Funktionsstruktur der bisherigen Lösung in Teilfunktionen aufgegliedert

Nach dem Gesetz der Hydrostatik wandelt die Hydraulikmutter den anliegenden Druck in eine Kraft um. Aufgrund der verschieden großen wirksamen Hubflächen von Hydraulikmutter und Hydraulikpumpe findet zwischen den beiden Wandlungsvorgängen eine Kraftverstärkung statt. Bis zum Verlassen der Systemgrenze leitet der Ringzylinder die Presskraft an den Kollerkopf weiter.

3.3.3. Ermitteln der allgemeingültigen Funktionsstruktur

Zum erfolgreichen Durchführen der Konstruktionsmethodik wird eine allgemeingültige Funktionsstruktur benötigt. Mittels der Verwendung einer allgemeingültigen Funktionsstruktur wird das Ausschließen von Teillösungen, durch Vorgaben von physikalischen Größen oder Effekten, automatisch verhindert. Es ist notwendig, die Funktionsstruktur mit ihren Teilfunktionen in Abbildung 19 weiter zu verallgemeinern, um im weiteren Verlauf der Arbeit alle möglichen Teillösungen in Betracht zu ziehen.

Als Zwangsgröße steht von den vier Umsatzgrößen einzig die Presskraft als Ausgangsgröße fest. Andere Umsatzgrößen, wie der gemessene Weg der Distamat oder der Soll-Druck des Reglers, müssen in ihrer Art und Einheit für die Funktion des Systems nicht vorgeschrieben sein. Wichtig ist lediglich, die grundsätzliche Regelbarkeit der neuen Lösung zu gewährleisten. Hierfür wird zwingend eine Regelgröße am Ausgang und eine Stellgröße am Eingang des Systems benötigt. In der Funktionsstruktur erscheinen diese Größen somit als Informationsumsatzgrößen, bleiben aber in ihrer Spezifizierung beliebig.

Zum Erzeugen der Presskraft wird Energie benötigt. In welcher Form diese Energie dem System zur Verfügung gestellt wird, bleibt zur besseren Verallgemeinerung offen. Da die Häufigkeit der Energiewandlung bis zum Erhalten der Presskraft von der Energieart abhängig ist, steht in der allgemeinen Funktionsstruktur in Abbildung 20 nur eine Wandlung. Für die eine

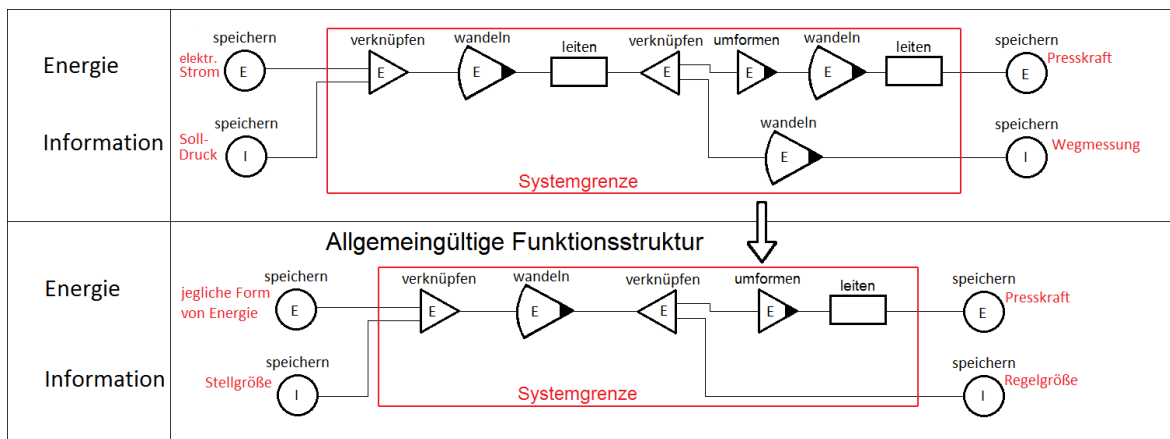


Abbildung 20: Erstellen der allgemeinen Funktionsstruktur

Wandlung können auch Teillösungen gefunden werden, die eine Reihenschaltung von mehreren Zustandsänderungen beinhalten. Wichtig ist eine Wandlung von der entsprechenden Energie zur notwendigen Presskraft über die Gesamtheit der Teillösungen.

Ein Beispiel verdeutlicht diese Notwendigkeit. Um einen Druck in ein Drehmoment zu wandeln, sind mehrere Schritte notwendig. Eine direkte Wandlung ist nach derzeitigem Stand der Technik unmöglich. Jedoch kann aus dem Druck eine Kraft gewonnen werden, welche in einem

nachfolgenden Schritt in ein Drehmoment überführen kann. Eine weitere denkbare Lösung für dieses Problem wäre der Umweg über eine Linear- oder eine Winkelverschiebung[3].

Welche Funktionsgrößen direkt wandelbar sind und wie bei nicht wandelbaren Funktionsgrößen die Umwege aussehen können, wird einer Funktionsmatrix entnommen. Solche Matrizen für das schnelle Finden funktioneller Beziehungen zwischen verschiedenen Systemgrößen sind in der Fachliteratur zu finden[6].

Leiten ist in der allgemeinen Funktionsstruktur eine Elementarfunktion und kann nicht weiter aufgegliedert werden. Mit dieser Teillösung wird im Anschluss an dieses Kapitel nach einer Lösung zum Übertragen der Kraft vom Wandlungsort an den Kollerkopf gesucht.

3.4. Morphologischer Kasten

In Tabelle 3 werden die möglichen Teillösungen für die Elementarfunktionen der allgemeinen Funktionsstruktur aus Abbildung 20 aufgezeigt. Durch Kombination unterschiedlicher Teillösungen ergeben sich verschiedene Lösungskonzepte. Für die Wandlung von Energie in Kraft sind nur Prinzipien berücksichtigt, die dauerhafte Krafterzeugung in geeigneten Dimensionen ermöglichen. Zur besseren Lesbarkeit befindet sich eine größere Version im Anhang auf Seite 2.

Tabelle 3: Morphologischer Kasten

Funktion	Wirkprinzip									
Allgemeine Funktion	Geeignete mech. Effekte									
 Energie wandeln (Ursache → Kraft)	Energieart ändern (überführen von jeglicher Energie in Kraft)	 Hookesches Gesetz $F = c \cdot \Delta l$	 Coriolis Kraft $F_c = 2 m v_r \omega$	 $F = p A$ 1. Hauptsatz der Thermodynamik	 Zentrifugal-Zentripetalkraft $F_z = 2 m r \omega^2$	 Zahnrad Getriebe M, φ	 Coulombgesetz $F = c_e \frac{Q_1 Q_2}{r^2}$	 Gewichtskraft $F = m \cdot g$		
 Energie wandeln (Ursache → Kraft)	Energieart ändern (überführen von jeglicher Energie in Kraft)	 Auftrieb Fluid ρ	 Bahnbeschleunigung $F = m a$	 Staudruck, Strahlkraft Ablenkwinkel α $F = m v (1 - \cos \alpha)$	 Rückstoßprinzip $F = m v_r$	 Induktionseffekt	 Betatron Al Ring, Fe Kern	 Elektromotor		
 Energie umformen	Kraftvervielfachung	 Kniehebel	 Keil	 Hebel	 Radpaarung	 Schraubpaarung, Spindel	 Hydraulikzylinder (Inkompressibel)			
 Energie leiten	Weiterleiten von Kraft	 Zug- / Druckstab	 Hebeleffekt / Biegebalken	 Schubstange	 Reibung (Reibriemen)	 Hydrodynamische Kupplung	 Inkompressibilität (Dämpfer)	 Flächenpressung (Zahnrad / Kette)		
		Lösung 1, Lösung 3, Lösung 4					Lösung 2	Lösung 5, Lösung 6		

3.5. Lösungsvarianten

Nachfolgend werden alle Lösungskonzepte, die im morphologischen Kasten kombiniert wurden, detaillierter dargestellt. Durch die Darstellung wird eine Grundlage zur späteren Lösungsbewertung geschaffen.

3.5.1. Lösungsvariante 1: Kniehebelverstärkung

Grundsätzlich unterscheidet sich diese Lösung durch die Art der Kraftvervielfachung von der bisher verwendeten Lösung. Wie an der Funktionsstruktur zu erkennen ist, werden die Informationen des zu erzeugenden Drucks mit der nötigen Energie innerhalb einer Hydraulikpumpe kombiniert. Somit wandelt die Pumpe je nach Bedarf mehr oder weniger elektrische Energie in Druck um.

Zur eigentlichen Problemlösung trägt die Art der Kraftvervielfachung bei. Um genügend Presskraft erzeugen zu können, wurde bisher eine große Fläche und ein hoher Druck benötigt. Eingesetzte Nutringdichtungen mussten aufgrund der großen Kolbenfläche einen großen Durchmesser haben, was zu einem hohen Anschaffungspreis führt. Aufgrund eines längeren Hebelarms werden die Relativbewegungen an den Dichtungen durch Walkbewegungen mit steigendem Durchmesser größer.

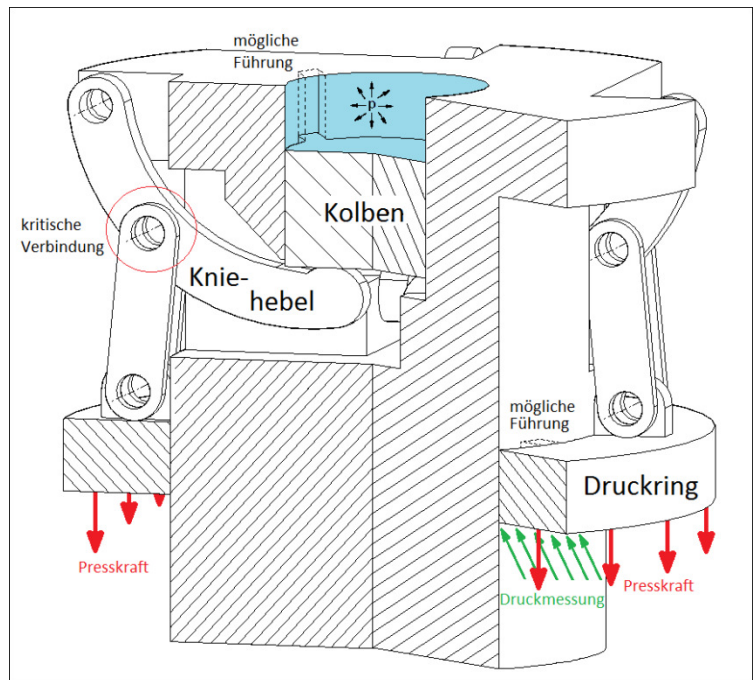


Abbildung 22: Prinzipskizze Lösungsvariante 3

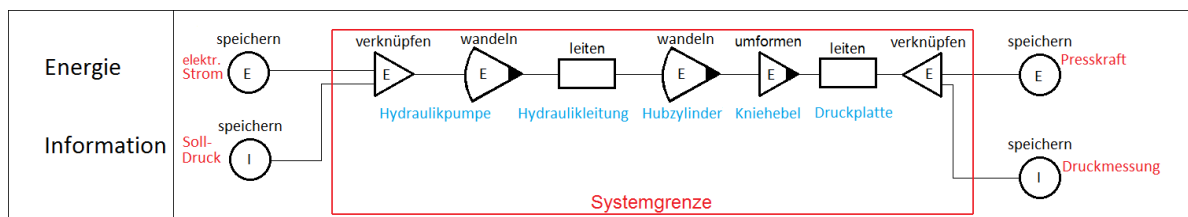


Abbildung 21: Funktionsstruktur Lösungsvariante 1

In dieser Lösungsvariante kommt ein kleiner Hydraulikzylinder zum Einsatz, um das Problem der Relativbewegungen an den Dichtungen durch einen kürzeren Hebelarm zu minimieren. Damit trotzdem die nötige Presskraft von etwa 1700 kN erzeugt wird, muss die Kraft des kleineren Hydraulikzylinders vervielfacht werden. Eine runde Anordnung von gleichmäßig verteilten Kniehebeln überträgt die Presskraft von dem Hydraulikzylinder auf einen Druckring. Dabei verstärkt das Kniehebelsystem die Presskraft je nach Ausfahrwinkel unterschiedlich stark.

Theoretisch wird die Kraftvervielfachung bei überstrecktem Kniehebel in dessen Totpunkt unendlich groß und ist nur von der Werkstofffestigkeit begrenzt. Der Totpunkteffekt kann für die Anwendung der Holzpelletierung genutzt werden, da hier eine besonders hohe Presskraft ohne Regelung zum Einsatz kommt. Bei Verwendung des Totpunkteffektes ist zu beachten, dass ohne eine Kraft von außen das Verlassen des Totpunktes nicht mehr möglich ist.

Eine Verdrehung des Kolbens oder des Druckrings zur Königswelle belastet die Verbindung zwischen Kolb und Kniehebel. Mit einer formschlüssigen Führung über eine oder mehrere Nut-Feder-Verbindungen des Kolbens und des Druckrings mit der Königswelle lassen sich Verdrehbelastungen ausschließen.

Obwohl ein hydraulisches System vorliegt, kann die Regelgröße nicht wieder über einen zwischengeschalteten Messzylinder erfasst werden. Der Messzylinder berücksichtigt nicht die unterschiedliche Kraftvervielfachung der Kniehebel, sodass keine Rückschlüsse vom Druck auf die Presskraft gezogen werden können. Es bietet sich die Möglichkeit, die anliegende Druckkraft mittels eines piezoresistiven Drucksensors zwischen dem Druckring und dem Kollerkopf zu messen. Dabei bleibt zunächst offen, wie die Datenübertragung von den sich drehenden Komponenten zur außerhalb liegenden Regelung realisiert wird.

Zur Verbindung der zwei Hebelarme am Knie des Hebelsystems wird eine Bolzenverbindung verwendet. Aus der einfachen Bemessungsgleichung (Gleichung 9) für Bolzendurchmesser nach Roloff / Matek ergibt sich bei einer Anzahl von 8 Kniehebeln ein Bolzendurchmesser von etwa 40 mm. Da eine weitere Erhöhung der Hebelarmanzahl aufgrund des begrenzten Bau- raumes nicht zu realisieren ist, muss die Verbindungsstelle der Hebel für die Kraftübertragung von 212,5 kN ausgelegt sein.

$$d_{\text{Bolzen}} \approx k \cdot \sqrt{\frac{k_A \cdot F_{\text{nenn}}}{\sigma_{\text{b zul}}}} \approx 1,9 \cdot \sqrt{\frac{1,75 \cdot \frac{1700 \text{ kN}}{8} \cdot 1000}{800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} \approx \underline{\underline{41 \text{ mm}}} \quad (9) \quad [13]$$

Bei Berücksichtigung des Einbaufalls 1, mit einer Spielpassung des Verbindungsbolzens in der Gabel und der Hebelstange, ergibt sich ein Einspannfaktor von maximal 1,9. Zwingend notwendig ist die Verwendung eines Verbindungsbolzens aus Vergütungs- oder Einsatzstahl, um

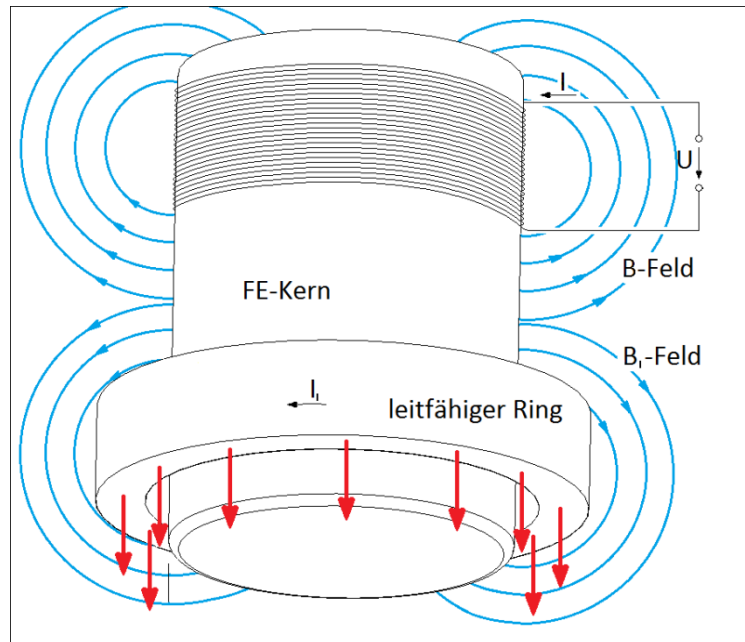
über eine zulässige Biegespannung von $700 - 800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ den Bolzendurchmesser nicht über die 40mm hinaus zu erhöhen. Eine Realisierung des Konzeptes mit 8 Hebelarmen und 40mm Verbindungsbolzen in den Gelenken bietet in der Auslegung nicht viel Spielraum für eventuelle Sicherheiten und ist innerhalb des Bauraumes gerade noch umsetzbar.

Weitere Probleme entstehen bei einer Verschmutzung durch feine Produktbestandteile der Passungszwischenräume in den Gelenkverbindungen. Um schnellen Verschleiß an den Verbindungsstellen zu vermeiden, können beispielsweise Bolzen nach ISO 2340 ohne Kopf und mit Splintlöchern verwendet werden. Zum Verhindern von Verschmutzungen werden abdeckende Scheiben zwischen den Hebelarmen und den Splintlöchern eingesetzt.

3.5.2. Lösungsvariante 2: Induktive Presskraftherzeugung

Auch bei dieser Lösungsvariante kommt elektrischer Strom als Energiequelle des Systems zum Einsatz. Über dem Kollerkopf der Presse wird ein feststehender runder Eisenkern positioniert. Um den oberen Bereich des Eisenkerns wird eine Spule aus leitfähigem Material gewickelt.

Durch das Anlegen einer Spannungsquelle fließt Wechselstrom durch die Spule, welcher aufgrund des Aufbaus mit dem ferromagnetischen Kern im Spuleninneren ein starkes Magnetfeld erzeugt.



Ein nichtmagnetischer leitfähiger Metallring, z.B. aus Aluminium, wird auf das untere Ende des Eisenkerns gezogen. Das Magnetfeld des Wechselstroms induziert einen umlaufenden Strom in den elektrisch leitenden Ring.

Abbildung 23: Prinzipskizze Lösungsvariante 2

Durch den umlaufenden Stromfluss wird ein zweites Magnetfeld erzeugt, welches dem ersten Magnetfeld entgegen gerichtet ist. Die gewünschte Presskraft entsteht aus der abstoßenden Wirkung der beiden unterschiedlich gerichteten Magnetfelder.

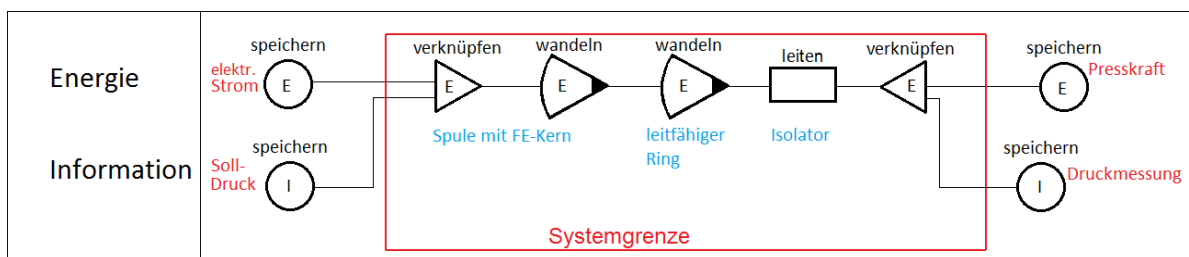


Abbildung 24: Funktionsstruktur Lösungsvariante 2

Der leitfähige Ring ist fest mit dem Kollerkopf verbunden und vollzieht somit ebenfalls dessen Drehbewegung. Folglich ist die Problematik der auftretenden Walkbewegungen grundsätzlich nicht vorhanden, da keine feste Verbindung zwischen dem starren Eisenkern und dem auf dem Kollerkopf befestigten leitfähigen Ring die Walkbewegung des Kollerkopfes überträgt. Durch die Anordnung lässt sich eine dauerhafte Verdrehbewegung der beiden sich abstoßenden Komponenten, wie in der Anforderungsliste gefordert, nicht vermeiden. Jedoch erzeugt die zwangsläufige Verdrehung keinerlei schädliche Belastungen und muss nicht verhindert werden. Die Übertragung des elektrischen Stroms in die feststehende Spule kann ohne Prob-

leme realisiert werden. Der Induktionseffekt für das zweite entgegen gerichtete Magnetfeld funktioniert auch bei sich verdrehenden Bauteilen.

Damit kein gefährlicher Stromfluss durch die Maschine entsteht, muss zwischen dem leitfähigen Ring, der mit seinem Stromfluss das zweite Magnetfeld erzeugt, und dem Kollerkopf ein Isolator die Kraft des Ringes weiterleiten. Hierbei ist zu beachten, dass der Werkstoff des isolierenden Bauteils die nötige Flächenpressung zum Übertragen der Presskraft bietet.

Zudem muss verhindert werden, dass die leitfähigen Metalldrähte der Reifen mit dem Magnetfeld in Interaktion treten. Eine werkstoffabhängige Aufladung der Drähte über Induktionseffekte führt zu einer Änderung der Produktverteilung durch Anziehungs- bzw. Abstoßungseffekte und verschlechtert so die Fließeigenschaften des Produktes. Ein solcher Effekt kann durch die richtige Abschirmung des Magnetfeldes verhindert werden. Hierzu kommen Materialien mit hoher magnetischer Permeabilität wie Kupfer oder Nickel-Eisen-Legierung zum Einsatz. Eine Verwendung der Materialien in Form eines Drahtgefächts oder als Beschichtung der Abdeckbleche verhindert das Austreten des Magnetfeldes in den Produktstrom.

Die Presskraft lässt sich über die Intensität des Stromflusses durch die Spannungsquelle regeln. Als Regelgröße kommt die erzeugte Presskraft zwischen dem kraftleitendem Isolator und dem Kollerkopf in Frage. Eine Druckmessung zwischen den beiden Flächen kann wieder mit einem piezoresistiven Drucksensor realisiert werden. Eine alternative Regelgröße ist die Kollerkopfposition. Die Höhe des Kollerkopfes kann über eine Distanzmessung mittels Laser oder Ultraschall bestimmt werden. Aufgrund des durchlaufenden Produktes und der Verunreinigungen innerhalb der Presse werden die beiden letzteren Möglichkeiten aber schwer zu verwirklichen sein.

Der benötigte Strombetrag für die erforderliche Presskraft kann nach den hergeleiteten Formeln 29 – 32 aus dem Versuchsblatt zu V060404 der ETH Zürich berechnet werden, sofern die induktive Presskraftherzeugung favorisiert wird[24].

3.5.3. Lösungsvariante 3: Mehrere Hubzylinder

Eine weitere Lösungsvariante ist prinzipiell nicht von der bisher verwendeten Lösung zu unterscheiden. Der nötige Hydraulikdruck wird mit einer Hydraulikpumpe erzeugt. Eine Umwandlung des Drucks in eine Kraft wird über die Kolbenfläche durchgeführt, dabei vervielfacht das Verhältnis von kraft erzeugender zu druckerzeugender Kolbenfläche die Presskraft.

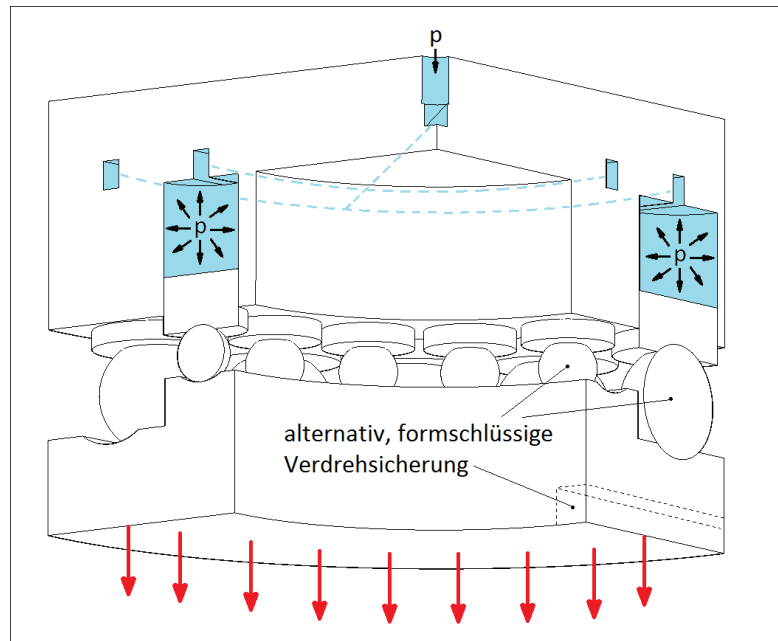


Abbildung 25: Prinzipskizze Lösungsvariant 3

Im Gegensatz zur bisherigen Hydraulikmutter ist die presskraftherzeugende Fläche nicht zusammenhängend. Durch die Verteilung der presskraftherzeugenden Fläche auf einzelne Hubzylinder kommt es bei einer Walkbewegung des Kollerkopfes zu keinem Verkanten von Kolben und Zylinder. Jeder einzelne Hubzylinder verfährt bei einem Walken stets längs seiner Rotationsachse und stellt sich nicht schief. Eine optimale Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Bauraumes wird über mehrere ringförmige Anordnungen von kleinen Hubzylindern erzielt. Den geringsten konstruktiven Aufwand erzeugt ein einzelner Ring mit wenigen großen Hubzylindern. Welche Verteilung bei einer Favorisierung des Konzeptes zum Einsatz kommt, klärt die genauere Ausführung der Lösung.

Über einen einzelnen Druckanschluss in der Mitte der Baugruppe wird der Hydraulikdruck an eine oder mehrere Ringleitungen übertragen, welche den Druck an die einzelnen Hubräume weiterleiten. In Abbildung 25 ist die Druckverteilung schematisch mit hellblauen gestrichelten Linien dargestellt. Konstruktiv sind Druckverteilungsleitungen einfach über zwei Einzelteile zu lösen. Dabei wird ein Bauteil mit eingefrästen Leitungen an der Oberseite und Durchgangsbohrungen zu den Hubräumen mit einem dichtungsführenden Deckel von oben abgedichtet. Die Hauptzuleitung ist im Deckel mit einer Durchgangsbohrung ausgeführt.

Durch die Zusammenschaltung der einzelnen Hubzylinder entsteht die Möglichkeit des Druckausgleichs. Bei ungleichmäßiger Belastung durch einen walkenden Kollerkopf kann ein Zylinder weiter einfahren und zugleich ein andere Zylinder weiter ausfahren. Je nachdem welchen Durchmesser die Druckverteilungsleitungen haben, findet ein solcher Druckausgleich schneller oder langsamer statt. Im weiteren Verlauf des Prozesses gleicht sich die ungleiche Druckverteilung wieder aus.

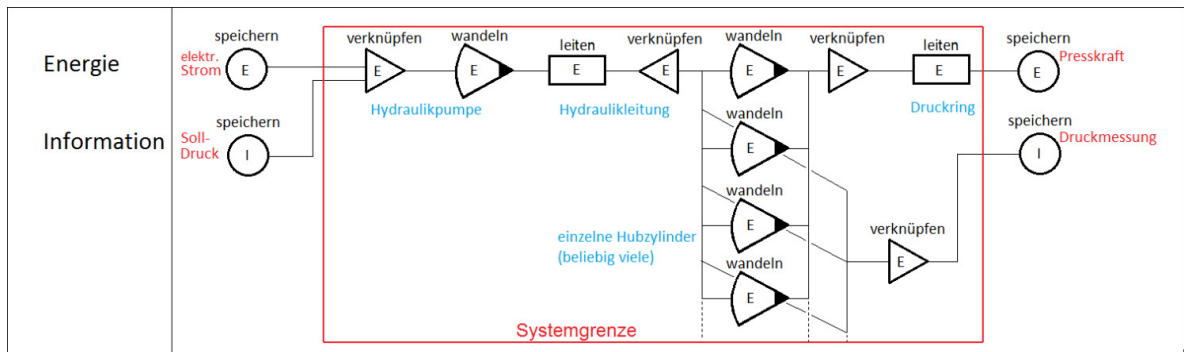


Abbildung 26: Funktionsstruktur Lösungsvariante 3 und Lösungsvariante 4

Zur Abdichtung der Hubkammern kommen kleine, preislich attraktivere Dichtungen zum Einsatz. Aufgrund der stets linearen Verschiebung erfahren die Dichtungen weniger verschleißende Belastungen als die in Kapitel 2.3. gezeigten Nutringdichtungen. Schädliche Verdrehbewegungen zwischen Kolben und Zylinder sind rein geometrisch, im Gegensatz zur Hydraulikmutter mit einem großen Hubzylinder, nicht mehr begünstigt.

Prinzipiell ist eine Verdrehung des kraftweiterleitenden Druckrings zu der darüber liegenden Mutter weiterhin möglich. Um eine Schädigung der einzelnen Kolben zu verhindern, muss die Verdrehbarkeit durch eine konstruktive Formgebung, wie zum Beispiel eine Führung zwischen Druckring und Kollerkopf, verhindert werden. Alternativ dazu kann eine Lagerung der einzelnen Kolben über eine Kugel am Kolbenende das Auftreten von Schubkräften an der Kontaktfläche zwischen Kolben und Druckring verhindern. Bei einer Verdrehungen können die Kolben somit auf dem Untergrund abrollen.

Mithilfe der beschriebenen Wegmessmethode in der Distamat kann wie bisher mit einem Messzylinder die Verschiebung der Kolben innerhalb der Hydraulikmutter nachgestellt und gemessen werden. Jedoch gibt der so gemessene Wert nur einen Durchschnittswert der einzelnen Hubwege wieder. Bei einem Druckausgleich zwischen den einzelnen Kolbenflächen innerhalb dieser Lösungsvariante findet kein Ausschlag des Messwertes der Wegmessung statt. Nur ein Aus- oder Einfahren von mehr als der Hälfte aller Hubzylinder kann mit dieser Art der Erfassung der Regelgröße detektiert werden.

Ein Druckausgleich der einzelnen Hubzylinder untereinander bleibt von der Regelung un bemerkt und wird deshalb „innere Regelung“ genannt. Die „innere Regelung“ sorgt für eine Druckverteilung, die der problematischen ungleichmäßigen Produktzufuhr automatisch angepasst wird. Bei einer grundsätzlichen Änderung der Produktzufuhr oder der Produktstückgröße reagiert die Regelung mit einer Änderung des Systemdrucks. Somit muss die äußere Regelung wesentlich seltener in den ablaufenden Prozess eingreifen als bei der Hydraulikmutter mit einer großen Druckkammer.

3.5.4. Lösungsvariante 4: Hochdrückende Matrize

Grundsätzlich ist die Einleitung der Presskraft von oben auf den Kollerkopf von oben unglücklich gewählt. Da der Kollerkopf rotiert, muss das presskrafterzeugende System mitrotieren, sofern die Kraft materiell übertragen wird. Eine Energieübertragung in das rotierende System ist konstruktiv aufwendig zu gestalten und führt somit zu hohen Herstellkosten und ist eine vermeidbare Fehlerquelle. Konstruktiv wesentlich einfacher zu gestalten ist die Kraftereinleitung an einer feststehenden Stelle, da keine Beanspruchungen durch Relativbewegungen an kraftereinleitenden Geometrien auftreten.

Da die Energieeinleitung in ein rotierendes System zwangsläufig an dessen Rotationsachse realisiert wird, ist die Hebelwirkung vom Einleitungspunkt zu den Kollerrollen unvorteilhaft. Durch den langen Hebelarm kommt es zu einem Durchbiegen der Kollerachsen, was zu einem Kraftverlust bei der Kraftübertragung vom Kollerkopf auf den Kollerrollen führt. Je dichter die Kraft an den Kollerrollen eingeleitet wird, desto kleiner ist der Kraftverlust und desto größer die Presskraft im Produkt.

Beide Gedanken lassen sich über einer von der Matrize ausgehenden Presskraft zusammenführen. Für das Produkt macht der Ort der Presskraftereinleitung keinen Unterschied. Entscheidend sind die Relativbewegung zwischen Kollerrollen und Matrize sowie der Betrag der Presskraft. Beide Faktoren ändern sich durch die Presskrafterzeugung von unten nicht.

Da der Außendurchmesser der Maschine über 1500 mm beträgt, ist ein einzelnes Hydrauliksystem zur Presskrafterzeugung aufgrund zu großer Dichtungen nicht sinnvoll. Besser ist eine Krafterzeugung mit mehreren kleinen Hydraulikzylindern wie bei dem vorherigen Lösungskonzept. Demnach entspricht die Funktionsstruktur der bereits zuvor dargestellten Funktionsstruktur in Abbildung 26.

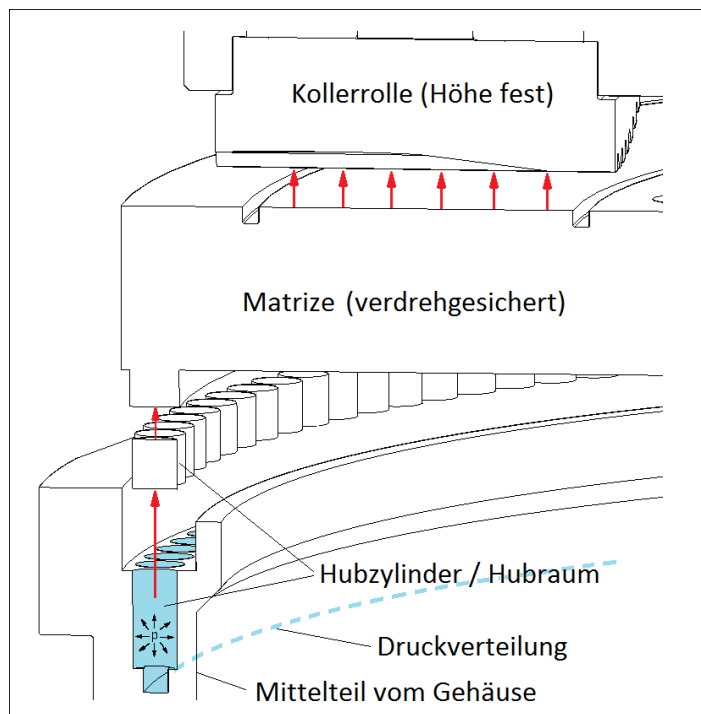


Abbildung 27: Prinzipskizze Lösungsvariante 4

Aus dem großen Durchmesser, auf dem die presskrafterzeugenden Hubzylinder unterhalb der Matrize angeordnet sind (Abbildung 27), ergibt sich eine gleich große Gesamtfläche auf einem schmalen Kreisring, sodass zum Erzeugen der 1700 kN ebenfalls nur 160 – 190 bar benötigt werden. Ob die vorhandene Wandstärke des Pressenmittelteils ausreicht, um trotz der Bohrungen für die Hubräume die Presskraft auf das Unterteil der Presse weiterzuleiten, ist fraglich.

Eine Vergrößerung der Wandstärke im oberen Bereich des Mittelteils kann zum Aufnehmen des Hydrauliksystems notwendig sein und muss beim Weiterverfolgen dieser Lösung geprüft werden. Bei einer Verbreiterung der Matrizenauflagefläche kann der Hydraulikdruck durch die größere Wirkfläche verringert werden. Hier stellt sich die Frage, ob eine Reduktion der Presskraft den nötigen konstruktiven Aufwand einer breiteren Auflagefläche rechtfertigt.

Bei innenliegenden Hubzylindern muss das Problem der Verschmutzung durch das Produkt berücksichtigt werden. Eine Schutzmöglichkeit des Hydrauliksystems vor dem Produktstrom bietet eine von der Matrize herunter hängende Gummilippe. In Abbildung 27 fehlt die Gummilippe aus Gründen der Übersichtlichkeit. Außerhalb des Produktstroms ist die Verschmutzungsgefahr deutlich geringer, jedoch ist der konstruktive Aufwand einer nicht im Produktstrom liegenden Krafterzeugung größer.

Der Kollerkopf wird am oberen Ende der Königswelle festgesetzt und ist nicht mehr verschiebbar. Neben dem Festsetzpunkt an der Welle ist eine weitere Fixierung außen an den Kollerachsen über eine Verstrebung denkbar, um den Kraftverlust durch Verformungen innerhalb der Kollerachsen zu minimieren. Ob der Kraftgewinn in einem sinnvollen Verhältnis zum konstruktiven Aufwand steht, ist zu prüfen.

Die Regelung der Presskraft über den anliegenden Hydraulikdruck wird, wie bei der vorherigen Lösung, durch den in der Distamat bestimmten Hubweg eines Messzylinders durchgeführt. Erfasst wird wieder nur das komplette Verfahren der Matrize. Bei der partiellen Druckänderung in wenigen oder einzelnen Hubzylindern gleicht sich der anliegende Hydraulikdruck über die „innere Regelung“ der umliegenden Hubzylinder selbst aus.

3.5.5. Lösungsvariante 5: Presskraft mittels Federspannung

Von der vorherigen Lösung wird der Ansatz einer nicht mitrotierenden Presskraftherzeugung übernommen, um dessen Vorteile beizubehalten. Trotzdem wirkt die Presskraft auf den rotierenden Kollerkopf und wird nicht über die starre Matrize aufgebracht.

Über mehrere Federn wird eine Zugkraft erzeugt. Ein Hebel wandelt die Zugkraft in eine Druckkraft um und verstärkt die Kraft zugleich. Auf dem Kollerkopf befindet sich ein Lager, welches die Rotation des Kollerkopfes von den unbeweglichen Hebeln trennt. Das Lager überträgt die Druckkraft von den Hebelenden auf den Kollerkopf.

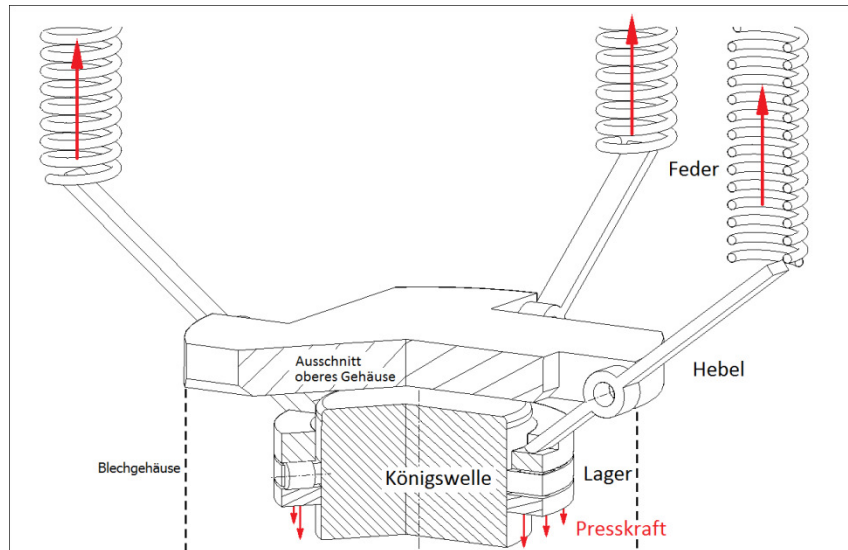


Abbildung 28: Prinzipskizze Lösungsvariante 5

Aus dem Aufbau ergibt sich eine grundlegende Umgestaltung der Maschine. Die Königswelle überträgt nicht mehr die erzeugte Presskraft in das untere Pressengehäuse, sondern dient nur noch der Drehmomentübertragung auf den Kollerkopf und der Führung des darüber liegenden Lagers. Aufgrund der somit wesentlich kleineren Belastungen der Welle muss eine Neuauslegung zur Gewichts- und Kostenreduzierung durchgeführt werden. Eine axiale Lagerung der Welle ist nur noch für die Gewichtskraft der Königswelle und den an ihr befestigten Bauteilen nötig. Wie in Abbildung 28 zu sehen ist, sitzt das Hauptlager zur Übertragung der Presskraft über dem Kollerkopf. Infolge der Lagerung des Hebeldrehpunktes muss das obere Pressengehäuse neu gestaltet werden. Die Presskraft kann auf das obere Pressengehäuse abgestützt oder oberhalb der Presse an beliebige Geometrien übertragen werden.

Da das neue obenliegende Hauptlager nur die Presskraft und nicht auch die Gewichtskraft übertragen muss, reicht im Gegensatz zu bisher ein kleiner dimensioniertes Lager, wie beispielsweise ein 89460M, aus. Die Maße des Lagers betragen 300 mm Innendurchmesser und 540mm Außendurchmesser bei 153 kg Gewicht. Ein weiteres Problem ist die Abdichtung des Lagers gegenüber dem Produkt. Im Gegensatz zu der vorherigen Hauptlagerposition ist ein Abdichten des Lagers an der neuen Position zum Schutz vor Verschmutzung zwingend not-

wendig. Ein feststehendes Blechgehäuse kann den gesamten presskrafterzeugenden Bereich von der Gehäusedecke bis zum unteren Lagerring abdichten.

Um mit einer Feder die nötige Zugkraft zu erzeugen, muss die Feder ausgelenkt werden. Grundsätzlich wird die Art der Federauslenkung an dieser Stelle noch nicht festgelegt und erst bei einer Entscheidung zu Gunsten dieser Lösungsvariante genauer geklärt. Um eine vollständige Funktionsstruktur abbilden zu können, wird die Auslenkung beispielsweise über das Drehmoment eines Elektromotors erzeugt. An dem Motor wird ein Triebrad fixiert, welches an einer exzentrisch befestigten Feder zieht. Demzufolge wird elektrischer Strom als Energiequelle verwendet und über ein Moment in einen Weg und schließlich in die gewünschte Kraft umgewandelt (Abbildung 29).

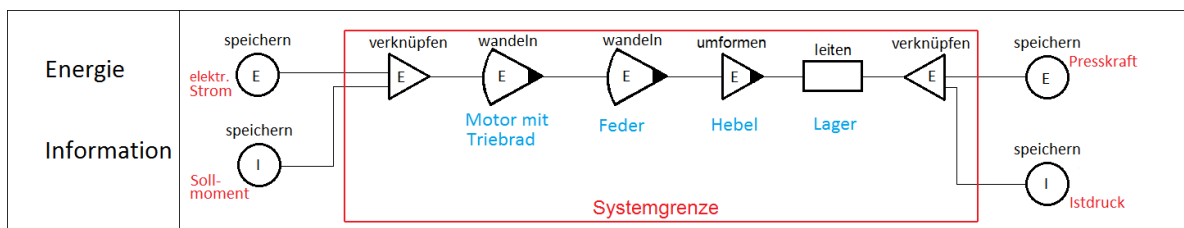


Abbildung 29: Funktionsstruktur Lösungsvariante 5

Als Stellgröße des Systems kommt der zu erzeugende Moment des Motors zum Einsatz. Die Regelgröße des Systems ist der gemessene Druck zwischen dem oberen Lagerring und den Hebelarmen. Dieser kann wieder über einen piezoresistiven Drucksensor in ein elektrisches Signal überführt werden. Die Messung an der stillstehenden Verbindungsstelle bietet sich an, da die Übertragung der Messdaten zwischen den drehenden Kollerkopf und dem unteren Lagerring wesentlich aufwendiger zu realisieren ist.

Für Anwendungsfälle, in denen keine Systemregelung zum Einsatz kommt, können die Hebel über einen Arretierungspunkt gezogen werden, sodass dauerhaft eine konstante Presskraft, wie bei einer hydraulisch abgesperrten Hydraulikmutter, vorliegt.

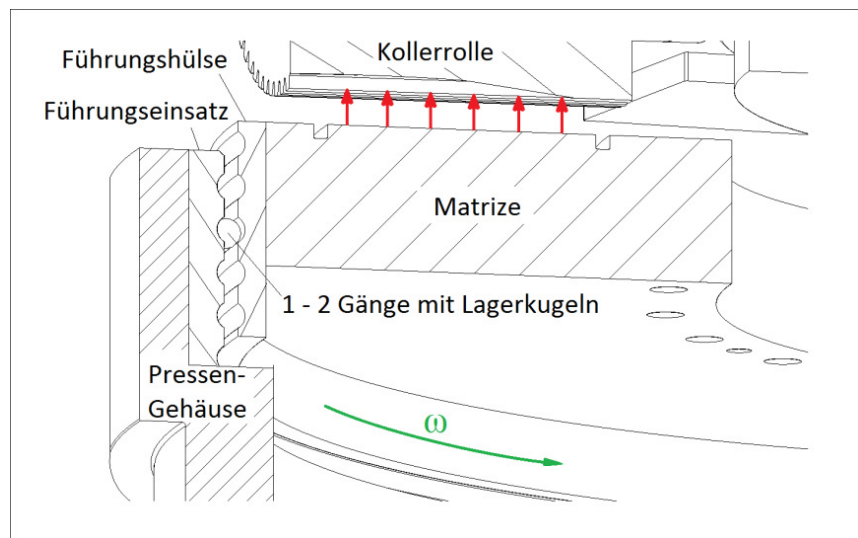
Problematisch kann das Entfernen der gesamten Presskraft werden. Hierzu müssen die Federn nicht nur lose hängen, sondern auch nach oben oder zur Seite hin verschiebbar sein. Aufgrund der benötigten großen Kräfte werden die Dimensionen der verwendeten Federn eine Auslenkbarkeit des Kollerkopfes nach oben hin schwer ermöglichen. Alternativ kann eine Lösung zur Entfernung der Federn aus dem System und dem späteren gezielten Wiedereinfügen gefunden werden.

3.5.6. Lösungsvariante 6: Kugelgewindetrieb

Durch den ungleichmäßigen Produktteppich ist die Gefahr des Verkantens einer verfahrenenden Matrize groß. Beim Verfahren der Matrize über einen Kugelgewindetrieb ist eine Schiefstellung der Matrize durch die formschlüssige Verbindung nicht mehr möglich.

Im Pressenmittelteil ist ein Führungsring feststehend eingesetzt. Außen auf der Matrize sitzt das zweite kugelführende Bauteil. Zwischen der Matrize und der Führungshülse besteht eine feste Verbindung zum Übertragen der Presskraft. Die Verbindung kann formschlüssig oder kraftschlüssig ausgeführt werden. Für die Lösungsvariante wird die Art der Verbindung an dieser Stelle offen gelassen. Von der Matrize wird die Presskraft in die Führungshülse über die Lagerkugeln in den Führungsring des Pressenmittelteils geleitet.

Über ein übertragenes Drehmoment schraubt sich die Matrize aufwärts, dichter an den Kollerkopf heran. Hierbei ist die Steigung ausschlaggebend für den benötigten Drehwinkel und die Verstellgeschwindigkeit.



Um eine möglichst schnelle Verstellge-

Abbildung 31: Prinzipskizze Lösungsvariant 6

schwindigkeit zu gewährleisten, ist eine große Gewindesteigung erforderlich. Jedoch steigt das erforderliche Drehmoment mit höherer Gewindesteigung an. Bei einer großen Steigung kann das Drehmoment über einen Hubzylinder und eine Triebstange exzentrisch auf die Matrize übertragen werden. Muss die Steigung konstruktionsbedingt flacher umgesetzt werden, können größere Drehwinkel der Matrize mit einem Kettentrieb und einen außenstehenden Elektromotor erzeugt werden. Folglich muss die Triebkette durch eine zusätzliche Öffnung im

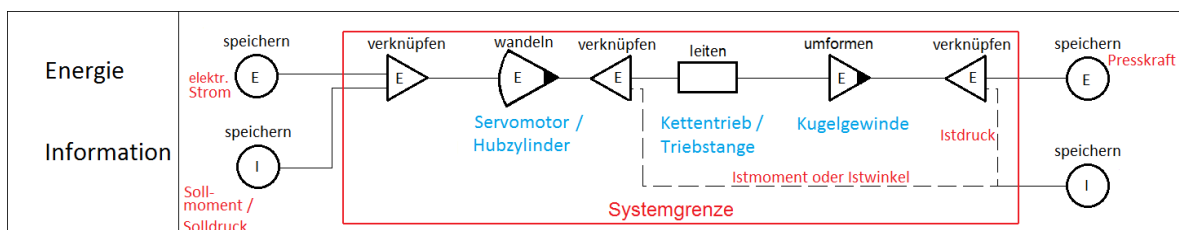


Abbildung 30: Funktionsstruktur Lösungsvariante 6

Pressenmittelteil hinausgeführt oder der bisherige Produktauslauf vergrößert werden. Sollte die Kugelgewindetrieblösung sich in der Bewertung durchsetzen, muss die benötigte Verstellgeschwindigkeit anhand der bisherigen Hydraulikmutter ermittelt werden und nach der Geschwindigkeit die Art der Drehmomentbeaufschlagung ausgelegt werden.

Je nach Art der Drehmomentbeaufschlagung kommt eine andere Regelgröße aus dem System zum Einsatz. Bei einer hydraulischen Variante kann wieder das bisherige System des zwischengeschalteten Wegmesszylinders eingesetzt werden. Zum Erfassen einer Regelgröße bei größeren Drehwinkeln ist die Verwendung eines Servomotors naheliegend. Leistungselektronische Stellglieder des Motors, auch als Servoregler bekannt, ermöglichen die Regelung der Motorposition, der Geschwindigkeit oder des Drehmomentes.

3.6. Bewertung der Lösungsvarianten

Grundlage für die Bewertung der einzelnen Lösungsvarianten ist die Anforderungsliste aus Kapitel 3.2. Nach dem Festlegen der einzelnen Kriterien und den dazugehörigen Gewichtungsfaktoren werden die Konzepte bewertet und am Ende dieses Kapitels die am höchsten bewertete Lösungsvariante ausgewählt.

3.6.1. Bewertungskriterien

Als Bewertungskriterien kommen die Wünsche und Mindestforderungen aus der Anforderungsliste zum Einsatz. Unberücksichtigt bleiben die Zielforderungen, da alle Lösungskonzepte die Zielforderungen erfüllen. Obwohl die Mindestforderungen ebenfalls von allen Lösungen erfüllt werden, bieten diese eine Bewertungsgrundlage. Je weiter ein Ansatz den Grenzwert der Mindestforderungen in den entsprechend positiven Wertebereich überschreitet, desto höher wird der Ansatz bewertet.

Mittels der Anforderungsliste ergibt sich, dass die gesuchte Lösung mindestens einer Temperatur von 130°C standhalten muss. Zugleich ist ein Hubweg von mindestens 15 mm bei mittleren abtriebsseitigen Stößen während des Betriebs einzuhalten.

Aus den Wünschen folgt, dass die gesuchte Lösung mindestens 1500 h Standzeit bieten soll, dabei möglichst keine höheren Herstellkosten als die bisherige Lösung verursacht und vorzugsweise problemlos Verschmutzung durch das Produkt erträgt. Des Weiteren ist ein Lösungskonzept wünschenswert, das weniger als die 280 kg schwere Hydraulikmutter wiegt und eine hohe Produktfeuchtigkeit zulässt. Da alle sechs Konzepte einen dauerhaften Hubweg von 5mm zulassen, findet der entsprechende Wunsch in der Bewertung keine Berücksichtigung.

Durch die neuen Denkansätze der Lösungskonzepte aus dem morphologischen Kasten ergeben sich weitere Bewertungskriterien, die in der Anforderungsliste nicht berücksichtigt wurden.

Hierzu zählt die Möglichkeit, eine konstante Presskraft wie bei dem geschlossenen Drucksystem der Holzpelletierung zu erzeugen. Beim Durchlaufen der Presse darf sich das Produkt nicht verhaken, um seine Fließeigenschaften nicht zusätzlich zu verschlechtern, wie es beispielsweise durch eine elektrostatische Aufladung möglich wäre. Ebenfalls unberücksichtigt blieb die Möglichkeit, eine erzeugte Presskraft wieder vollständig vom System zu entfernen, um den Kollerkopf zu demontieren.

3.6.2. Gewichtung der Bewertungskriterien

Als Gewichtungsfaktoren kommen Zahlen zwischen 1 und 3 zum Einsatz. Wie Abbildung 17 aus Kapitel 3.1.4. zeigt, liegen die Punktbewertungen der Lösungen zu den einzelnen Bewertungskriterien zwischen 0 und 4.

Die Mindestforderungen haben mit einem Gewichtungsfaktor von 3 den größten Einfluss auf die technische Wertigkeit, da sie zwingend einzuhaltende Grenzwerte für den Einsatz des Lösungskonzeptes sind.

Den Wünschen werden Gewichtungsfaktoren von 1 und 2 zugeordnet. Für potentielle Kunden sind nur kosteneffiziente Produkte interessant. Aus diesem Grund sind mit Betriebskosten verbunden Wünsche durch ihren Multiplikationsfaktor von 2 wichtiger als die übrigen Wünsche mit einem Faktor von 1. Somit gehen die Wünsche, welche sich auf Verfügbarkeit, Wartungsaufwand und Anschaffungskosten beziehen, doppelt gewichtet in die technische Wertigkeit ein.

Der vorher unberücksichtigte Bewertungsaspekt der Presskraftentfernung mit anschließender Möglichkeit, den Kollerkopf zu demontieren, ist ebenfalls ein zwingend notwendiger Prozess, um Wartungen durchzuführen oder einen Produktstau innerhalb der Presse zu beheben. Daher bekommt dieser Wunsch wie die zwingend notwendigen Forderungen einen Gewichtungsfaktor von 3.

3.6.3. Bewertung der Lösungsvarianten

Nachfolgend werden alle Lösungen in den einzelnen Bewertungskriterien untereinander verglichen. Eine zusammenfassende Ergebnisübersicht der gewichteten Punktwerte aller Lösungen liefert Tabelle 4 auf Seite 47.

Die drei Lösungskonzepte, die eine Kraftwandlung über ein Hydrauliksystem erzeugen, benötigen alle Dichtungen zwischen Kolben und Hubkammerwand. Durch die Dichtungen ist die Temperaturverträglichkeit der Lösungskonzepte limitiert. Besonders problematisch ist der Dichtungseinsatz bei dem Lösungskonzept „Hochdrückenden Matrize“, da die Matrize aufgrund der Produktreibung mit bis zu 160°C das wärmste Bauteil der Maschine ist. Bei der „Induktiven Presskraftherzeugung“ ist nicht die Hitzeverträglichkeit das Problem, sondern, dass sich die Spulenwicklungen so stark erwärmen, dass ohne eigene Kühlung das Konzept nicht zu realisieren ist. Eine ideale Bewertung bekommt die Lösungsvariante „Presskraft mittels Federspannung“. Limitierend ist der Werkstoff des Axialrollenlagers. Laut Angaben des Herstellers SKF sind höhere Temperaturen bis 200°C möglich. Ebenfalls vom Werkstoff abhängig ist die Temperaturverträglichkeit der kugelgewindegetriebenen Matrize. Da die Matrize der wärmste

Punkt der Maschine ist, bekommen diese Lösungen eine schlechtere Bewertung als die Federkraftlösung.

Bei dem Hubweg von mindestens 15 mm bekommen die beiden Lösungsvarianten mit kraftverstärkender Hebelmimik eine Bewertungsstufe unterhalb der idealen, da ein viel größerer Hubweg erzeugt werden muss, um den Kollerkopf um 15 mm zu verfahren. Effizienter sind die Lösungskonzepte, die die induktive Presskraftherzeugung und die direkt wirkenden Hydraulikzylinder beinhalten, weil der gesamt mögliche Weg direkt genutzt wird. Die mittels Kugelgewindetrieb verfahrbare Matrize muss bei einer kleinen Drehung viel Hubweg liefern. Hierzu ist eine große Steigung in den Kugelgewinden nötig. Da bei größer werdender Steigung der nötige Kraftaufwand steigt, ist der Hubweg so gering wie möglich zu halten. Aufgrund des damit limitierten Hubweges wird die Lösung nur mit „gut“ bewertet.

Eine ideale Lösung zum Ertragen von abtriebsseitigen mittleren Stößen wurde nicht gefunden. Die beiden Lösungen, die direktwirkende Hydraulikzylinder beinhalten, ertragen durch ihre Druckausgleichsmöglichkeit die Stöße. Da durch die Stöße aber trotzdem ein Dichtungsver-schleiß stattfindet, werden die zwei Lösungen nur mit „gut“ bewertet. Lediglich „ausreichend“ sind die Lösungen mit Kraftleitung über Hebel und Lager, aufgrund des erhöhten Verschleißes der Gelenkverbindungen und Wälzkörper durch die mittleren Stöße. Bei der induktiven Presskraftherzeugung kommt es durch stoßartige Belastungen zu erheblichen Änderungen der Stromstärke, welche Temperaturschwankungen zur Folge haben und für Probleme bei der Stromzufuhr sorgen. Somit verträgt das genannte System mechanisch gesehen die Stöße am besten, wird durch die entstehenden Probleme aber ebenfalls nur mit „ausreichend“ bewertet.

Die Bewertungsverteilung der Standzeiten ist davon abhängig, wie gut die einzelnen Konzepte die Stöße des Kollerkopfes ertragen. Folglich ändert sich an der zuvor beschriebenen Bewertungsverteilung wenig. Nur die induktive Presskraftherzeugung bekommt anstelle einer ausreichenden Bewertung eine ideale Bewertung, weil eine unbegrenzte Standzeit möglich wäre, wenn die Probleme durch Strom- und Temperaturschwankungen gelöst werden.

Zwei der Lösungskonzepte erhalten in dem Kriterium „Verschmutzung“ eine ideale Bewertung. Aus der Hydraulikmutter mit mehreren Hubzylindern lässt sich ein vollständig geschlossenes System erstellen, sodass eine Verschmutzung ausgeschlossen wird. Das induktive System bietet unterhalb der Spule keine geometrischen Haftmöglichkeiten für Verschmutzungen. Zudem ist die Funktion der Magnetfelder nicht von eventuellen Verschmutzungen beeinflusst. Eine gute Bewertung erhält die Matrize mit dem außenliegenden Kugeltrieb, da die konstruktive Möglichkeit besteht, die Kugelführungen unterhalb der Matrize außerhalb des Produktstroms umzusetzen. Die restlichen drei Lösungen bekommen alle eine ausreichende Bewertung auf-

grund der Verschmutzungsgefahr der Hebelgelenke und der schwer umzusetzenden Abdichtung der Hubräume unter der hochdrückenden Matrize.

Eine Kostenabschätzung in der frühen Konzeptphase gestaltet sich stets kompliziert. Da Herstellkosten meistens mit der Komplexität einer Baugruppe skalieren, werden nach der Anzahl der unterschiedlichen Einzelteile der Baugruppe deren Herstellkosten abgeschätzt. Mit „sehr gut“ sind die Lösungen bewertet, die eine Presskraftherzeugung über die Matrize realisieren, da wenig neue Einzelteile entstehen und die bisherige komplexe Hydraulikmutter eingespart wird. Eine Bewertungsstufe schlechter ist das Lösungskonzept mit mehreren Hubzylindern eingeordnet. Zwar ist die Teilevielfalt höher als bei den vorher genannten Konzepten, aber nicht höher als bei der bisherigen Hydraulikmutter. „Ausreichend“ sind das induktive und das mittels Federspannkraft umgesetzte Konzept. Letzteres beinhaltet ein teures Lager und neben den Einzelteilen auch eine gänzlich neue Gehäusegestaltung. Bei der induktiven Presskraftherzeugung sind vor allem die Spulen und die magnetische Abschirmung des Produktes teuer. Die kniehebelverstärkte Hydraulikmutter liegt in der Bewertung zwischen den mit „gut“ und den mit „ausreichend“ bewerteten Konzepten, da durch das Hebelsystem die Einzelteile gegenüber den mit „gut“ bewerteten Lösungen deutlich aufwendiger gestaltet werden müssen.

Ähnlich der Verteilung der Teilevielfalt verhält sich die Bewertung des Gewichts. Bei den presskraftherzeugenden Matrizen kommt durch die Einsparung einer Hydraulikmutter der Idealfall, eine Gewichtsreduzierung, zustande. Ein gleichbleibendes Gewicht zur Ursprungslösung kann mit mehreren Hubzylindern in einer Hydraulikmutter erreicht werden, weshalb das Konzept ein „gut“ erhält. Durch die hohen Übertragungskräfte benötigt die kniehebelverstärkte Lösung große Einzelteildimensionen und erfährt somit eine Gewichtszunahme. Noch stärker nimmt das Gewicht bei der induktiv erzeugten Presskraft und dem Federkraftkonzept zu, da die benötigten Spulen und das presskraftaufnehmende obere Pressengehäuse ein hohes Gewicht haben. Folglich wird die Kniehebellösung mit „ausreichend“ und die beiden letztgenannten Lösungen mit „gerade noch tragbar“ und „unbefriedigend“ bewertet.

Eine zu hohe Produktfeuchtigkeit beeinflusst bei unzureichender Abdichtung die Viskosität des Lagerschmierstoffes negativ. Aus diesem Grund erhalten die Federkraft- und die Kugelgewindetrieblösung nicht die bestmögliche Bewertung. Die mittels Strom erzeugten Magnetfelder können grundsätzlich in feuchter Umgebung betrieben werden, bieten aber ein Gefahrenpotenzial und werden daher nur mit „ausreichend“ bewertet. Alle weiteren Lösungskonzepte sind bei richtiger Werkstoffwahl von der Produktfeuchtigkeit unabhängig und werden daher mit „sehr gut“ bewertet.

Zur Holzpelletierung muss das neue Konzept eine Feststellmöglichkeit auf eine bestimmte Presskraft bieten. Hierfür ist die Kniehebelverstärkung eine ideale Lösung, da der Kniehebel über seinen Totpunkt gefahren werden kann und somit ein starres System entsteht. Bei dem Kugelgewindetrieb ist in der Höhe bei konstanter Drehmomentbeaufschlagung kaum ein Verfahren möglich, jedoch bleibt eine kleine Verdrehmöglichkeit vorhanden. Aus diesem Grund bekommt die Lösung eine gute Bewertung. Durch ein Absperren des Hydrauliksystems lässt sich eine nahezu konstante Presskraft erzeugen, die Starre einer Spannmutter oder eines Kniehebelsystems wird aber nicht ganz erreicht. Dementsprechend erhalten die hydraulischen Lösungsansätze ebenso eine gute Bewertung. „Unbefriedigend“ hingegen sind die induktive Presskraftherzeugung und das Federkonzept, da beide keine Möglichkeit bieten, das System weiter zu versteifen.

Bei ungenügender Abschirmung des Produktes gegenüber dem Magnetfeld können sich beispielsweise Drahrückstände im Produkt aufladen und anschließend verklumpen. Da die kraftverstärkenden Hebel der Federlösung den Produktstrom kreuzen, werden die Hebel Einfluss auf die Fließeigenschaften und die Produktverteilung innerhalb der Presse nehmen. Beide Ansätze werden mit „ausreichend“ bewertet. Alle weiteren Konzepte bekommen ein „sehr gut“, da kein Einfluss auf die Fließeigenschaften des Produktes feststellbar ist.

Ein Abschalten der Presskraft bei gleichzeitiger Hebemöglichkeit des Kollerkopfes ist für die Wartung unerlässlich. Bis auf die Krafterzeugung über Federn bieten die sonstigen Lösungskonzepte die Möglichkeit der Abschaltung. Ein hochfahrender Kollerkopf lenkt die Feder in die entgegengesetzte Richtung, sodass eine Druckkraft entsteht, die der Bewegung entgegenwirkt. Um das Problem der Federauslenkung zu umgehen, müssen die Federn oder die Hebel vom System entkoppelt werden. Aufgrund der schwierigen Umsetzung einer solchen Entkopplung wird das Konzept nur mit „ausreichend“ bewertet.

In Tabelle 4 auf der nachfolgenden Seite wird deutlich, dass nur die Mehrkolbenhydraulikmutter mit einer technischen Wertigkeit von über 0,8 bewertet wird. Damit ist die Lösung die einzige mit „sehr gut“ bewertete Lösung und wird in Kapitel 4 genauer ausgeführt.

Tabelle 4: Bewertung

Bewertungskriterien	Gewichtungsfaktor	Lösungsvarianten					
		Kniehebelverstärkung	Induktive Presskrafterzeugung	Mehrere Hubzylinder	Hochdrückende Matrize	Presskraft mittels Federspannung	Kugelgewindetrieb
Temperaturverträglichkeit > 130°C	3	6	3	6	3	12	9
Hubweg von min. 15mm	3	9	12	12	12	9	9
Stöße ertragbar ($k_A = 1,5$)	3	6	6	9	9	6	6
Standzeit	2	4	8	6	6	4	4
Verschmutzung	2	4	8	8	4	4	6
Herstellkosten	2	5	4	6	8	4	8
Gewicht	1	2	1	3	4	0	4
Produktfeuchtigkeit	1	4	2	4	4	3	3
Feststellmöglichkeit	2	8	0	4	4	0	6
Produkt nicht verhaken, verklumpen	2	8	2	8	8	2	8
Abschalten der Presskraft und Hebemöglichkeit für Kollerkopf	3	12	12	12	12	6	12
Summe		68	58	78	74	50	75
gewichtete gemittelten technischen Wertigkeit		0,71	0,60	0,81	0,77	0,52	0,78
Ergebnis		gut	ausreichend	Sehr gut	gut	unbefriedigend	gut

4. Genauerer Ausführen der Lösung

Vor der konstruktiven Umsetzung des ausgewählten Konzeptes ist eine Konkretisierung des Lösungskonzeptes notwendig. Zu klären ist die genaue Anzahl an Hydraulikzylinder und deren Anordnung sowie der Umfang des möglichen Druckausgleichs zwischen den Hubräumen. Aufbauend auf den zuvor genannten Konkretisierungen sind Dichtungsauslegungen und Hubraumbegrenzung möglich. Zum Schluss des Kapitels wird festgelegt, wie Schubbelastungen an den Kolben verhindert werden, wie die Hydraulikanschlüsse aussehen und wie die Verbindung zur Königswelle umzusetzen ist.

4.1. Anzahl und Anordnung der Hydraulikzylinder

Zwei unterschiedliche Verteilungsmöglichkeiten kommen in Betracht. Den geringsten Fertigungsaufwand erzeugt eine kreisförmige Anordnung weniger großer Hubräume. Eine effektivere Flächenausnutzung bieten zwei zueinander versetzte kreisförmige Hubraumanordnungen mit größeren Hubräumen außen und kleinen Hubräumen innen. Zum Erzeugen einer Presskraft von 1700 kN wird durch den vorgeschriebenen mittleren Druck von 180 bar nach Gleichung (10) eine Fläche von 0,1 m² benötigt.

$$A = \frac{F}{p} = \frac{1700 \cdot 1000 \text{ N}}{180 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = \frac{17}{180} \text{ m}^2 \approx \underline{\underline{0,1 \text{ m}^2}} \quad (10)$$

Zum Vergleich wird die nutzbare Fläche der bisher verwendeten Hydraulikmutter nach den zwei zuvor beschriebenen Ansätzen mit Bohrungen ausgefüllt (Abbildung 32). Nach der Berechnung der entstehenden Flächen in Gleichung (11) und (12) ergibt sich kein Vorteil in der Flächennutzung durch eine hohe Anzahl kleiner Bohrungen, der den höheren Fertigungsaufwand rechtfertigt.

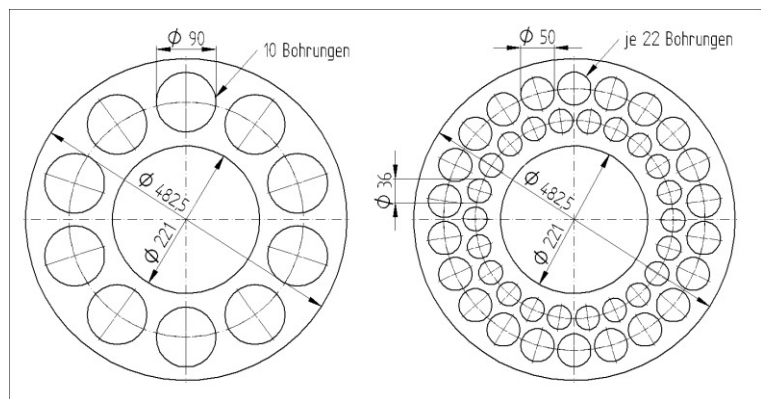


Abbildung 32: Flächenausnutzung

$$A = n \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 10 \cdot \frac{\pi}{4} (90 \text{ mm})^2 = 63617 \text{ mm}^2 \approx \underline{\underline{0.0636 \text{ m}^2}} \quad (11)$$

$$A = n \cdot \frac{\pi}{4} d^2 = 22 \cdot \frac{\pi}{4} ((50 \text{ mm})^2 + (36 \text{ mm})^2) = 65590 \text{ mm}^2 \approx \underline{\underline{0.0656 \text{ m}^2}} \quad (12)$$

Aus den Flächenberechnungen wird aber auch deutlich, dass die bisherigen Abmaße der Hydraulikmutter nicht für die gleichgroße Presskrafterzeugung nach dem neuen Lösungskonzept

ausreichen. Nach überschlägiger Berechnung aus Gleichung (10) wird erst bei 267 bar bzw. 259 bar eine Presskraft von 1700 kN durch die in Gleichung (11) und (12) berechneten Flächen erreicht.

Für die Erzeugung der benötigten Presskraft mit 180 bar ist eine Vergrößerung des Außendurchmessers der Hydraulikmutter um 100 mm auf 582,5 mm notwendig. Aus Gleichung (13) ergeben sich nach Einsetzen der erforderlichen 0,1 m² und Variieren der Anzahl n mehrere mögliche Hubraumgrößen (Tabelle 5).

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{n \cdot \pi}} \quad (13)$$

Tabelle 5: Übersicht möglicher Hubraumdurchmesser

Anzahl der Hubräume	Hubraumdurchmesser
8	126,16 mm
9	118,94 mm
10	115,84 mm
11	107,59 mm
12	103,01 mm
13	98,97 mm

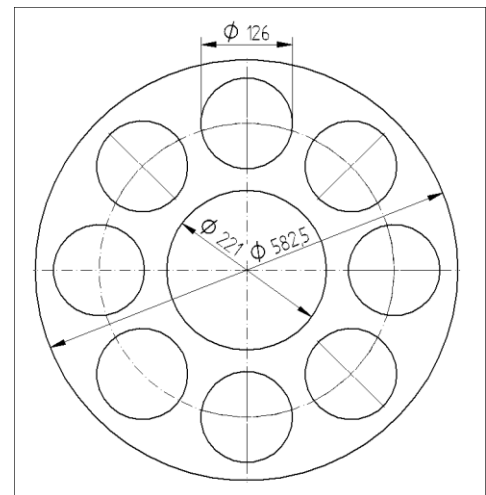


Abbildung 33: Hubraumverteilung

Zur weiteren Konkretisierung des Lösungskonzeptes kommen acht Hubräume zum Einsatz. Mehr als acht Bohrungen führen zu einem ungleichen Wandstärkenverhältnis von der Innen- zur Außenwand, da die Bohrungen ohne einen kritischen Wandstärkenverlust zwischen den Hubräumen nicht weiter nach innen verschoben werden können. Weniger Bohrungen vergrößern durch ihren eigenen Durchmesser den Gesamtdurchmesser des Grundkörpers.

4.2. Druckausgleich zwischen den Hubräumen

Mittels Verbindungsleitungen wird zwischen den Hubräumen ein Druckausgleich möglich. Durch das Überrollen eines großen Produktstückes kommt es zu einer Schiefstellung des Kollerkopfes. Daraus ergibt sich eine ungleichmäßige Presskraftverteilung an der Hydraulikmutter. Aus dieser Überlegung ergibt sich ein realistisches Szenario, in dem drei Hubzylinder eingefahren werden und ihren Druck auf die übrigen fünf Zylinder verteilen. Als Hubweg kommen die

in der Anforderungsliste festgelegten 15 mm zum Einsatz. Nach Gleichung (14) ergibt sich ein verdrängtes Volumen von etwa 187510 mm³ pro vollständig ausgelenktem Zylinder.

$$V = x \cdot A = 15 \text{ mm} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (126,16 \text{ mm})^2 = 187510 \text{ mm}^3 \approx \underline{\underline{1,875 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3}} \quad (14)$$

Je nach Anordnung der Verteilerleitungen ergeben sich so unterschiedliche Volumenstromgrößen. Die einfachste Variante zum Verbinden der Hubräume ist eine sternförmige Anordnung von Bohrungen, die alle Hubräume gleichermaßen über die Mitte verbindet. Alternativ kann eine Ringleitung einen Hubraum mit den zwei direkt benachbarten Hubräumen verbinden. Eine dritte Möglichkeit ist die Verbindung von je zwei nebeneinanderliegenden Hubräumen mit einer anschließenden Verbindungsleitung der vier Zweierpaarungen. Alle drei Anordnungsvarianten sind in Abbildung 34) schematisch dargestellt.

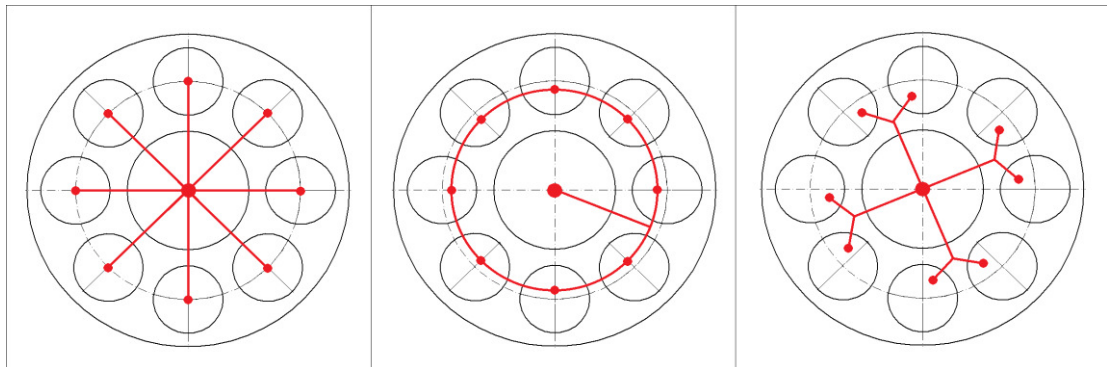


Abbildung 34: Verbindungen für Druckausgleich

Die Auswahl ist entscheidend für die weitere konstruktive Gestaltung. Eine ringförmige Verteilerleitung oder eine Verzweigung ist nur über die schon in Kapitel 3.5.3. erwähnte Teilung des Grundkörpers der Mehrkolbenmutter in zwei Einzelteile möglich. Mit einem Deckel wird die an der Oberseite des kolbenführenden Bauteils eingefräste Geometrie abgedichtet. Im Deckel sitzen an den entsprechenden Stellen Dichtungen.

Bei einer sternförmigen Anbindung der Hubräume an die Hydraulikzuleitung ist die Fertigung aus einem Bauteil möglich. Dabei verbinden Durchgangsbohrungen die Hubräume mit dem Hydraulikanschluss in der Bauteilmitte.

Für eine effiziente hydrostatische Kraftübertragung sind möglichst niedrige Strömungsgeschwindigkeiten in den durchströmten Engstellen einzuhalten, da hohe Strömungsgeschwindigkeiten zu einer erhöhten Reibung zwischen dem Fluid und der Leitungswand führen. Durch die erhöhte Reibung steigen die Temperaturentwicklung, der Verschleiß der Hydraulikflüssigkeit und der Druckverlust. Bei einer Kollerkopfdrehzahl von $3000 \frac{U}{min}$ wird jeder der acht Hyd-

raulikzylinder in 0,171 s überfahren. Aus Gleichung (15) und (16) ergibt sich ein Volumenstrom von $66 \frac{l}{min}$ bei einer Strömungsgeschwindigkeit von $20,27 \frac{m}{s}$.

$$43,8 \frac{U}{min} \rightarrow \frac{1}{350,4} \frac{\frac{1}{8}U}{min} \rightarrow 0,171 \frac{s}{\frac{1}{8}U} \quad (15)$$

$$Q = \dot{x} \cdot A = \frac{15 mm}{0,171 s} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (126,16 mm)^2 = 0,088 \frac{m}{s} \cdot 0,0125 m^2 = 1,097 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} \approx 66 \frac{l}{min} \quad (16)$$

Ausgehend von dem oben genannten Beispiel der drei gleichzeitig ausgelenkten Kolben ergibt sich je nach Anordnung der Verbindungen eine unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeit bei gleichem Verbindungsdurchmesser. Die geringste Belastung erfährt die Hydraulikflüssigkeit bei der aus einem Einzelteil zu erzeugenden Anordnung. Hier tritt maximal ein Volumenstrom von $66 \frac{l}{min}$ je Leitung auf, da jeder Hubraum seine eigene Zuleitung hat. Bei der Ringleitung verteilen sich die Volumenströme der drei Hubräume einmal rechts herum und einmal links herum auf zwei Zuleitungen. Daraus ergibt sich ein Volumenstrom von $99 \frac{l}{min}$. Noch nachteiliger ist der Volumenstrom bei den paarweise zusammenschalteten Hubräumen. Eine Auslenkung von beiden nebeneinander liegenden Kolben um 15mm erzeugt in der einen Zuleitung einen Volumenstrom von $132 \frac{l}{min}$. Aufgrund des geringeren Volumenstroms und der Möglichkeit, den Grundkörper der Mehrkolbenmutter aus einem Stück zu fertigen, fällt die Auswahl auf die sternförmige Anordnung.

Ein ungehinderter Druckaustausch zwischen den Hubräumen kann dem Kollerkopf das dauerhafte Ausweichen eines großen Produktstückes ermöglichen, was sich negativ auf die Zerkleinerung des Produktes durch den Kollerkopf auswirkt. Im Widerspruch zu dem vorherigen Gedankengang ist demnach eine Hydraulikleitung mit möglichst geringem Durchmesser und großem Strömungswiderstand geeigneter. Durch einen großen Strömungswiderstand nimmt die Trägheit des Systems zu und ein Ausweichen des Kollerkopfes wird erschwert.

Zur Problemlösung reduzieren verstellbare Strömungswiderstände in Form von Drosselschrauben des Herstellers ATP Hydraulik (Atk. Nr. 030 050 350) den Volumenstrom der Hubraumzuleitungen je nach Bedarf von $50 \frac{l}{min}$ bis nahezu $0 \frac{l}{min}$. (Datenblatt siehe Anhang Seite 3)

Die einzelnen Strömungswiderstände sind im Anhang auf den Seiten 8–11 für eine 8,3 mm Leitung genau berechnet. Dabei ergeben sich ein vernachlässigbar geringer Druckverlust von 3,17 bar bei 40°C und ein noch geringerer Druckverlust von 2,45 bar bei 120°C. Die Drosselschraube verursacht im eingeschraubten Zustand einen Druckverlust von 163,2 bar und hemmt damit das Ausströmen des Hydrauliköls aus dem Hubraum. Dabei kommt es zu einer Temperaturerhöhung des Hydrauliköls durch Reibung von etwa 10 K pro 15 mm Hub.

4.3. Genaue Realisierung der Dichtungen

Im ersten Abschnitt dieses Unterkapitels werden die Abdichtungen der Druckverteilerleitungen ausgewählt. Anschließend folgt im nächsten Abschnitt die Darstellung der Hubraumabdichtungen.

4.3.1. Abdichtung der Verteilerleitungen

Aufgrund der Anordnung der Verteilerleitungen bietet sich die Gestaltung des Grundkörpers der Mehrkolbenmutter aus einem Bauteil an. Fertigungstechnisch werden die Hydraulikleitungen über Durchgangsbohrungen in den Grundkörper der Mehrkolbenmutter eingebracht. Ein Rohrgewinde R 1/8" an den seitlichen Öffnungen der Durchgangsbohrungen dient zur Aufnahme von abdichtenden Verschlusschrauben. Die senkrechten Zuleitungen zum Hubraum werden an der Oberseite je nach Bedarf der Systemträchtigkeit durch Drosselschrauben verschlossen.

Da die Verschlusschrauben mit Loktide® 542 eingeklebt werden, erfolgt die Auslegung der Verschlusschrauben nicht über die Vorspannkraft. Nach Herstellerangaben benötigt eine mit Loktide® 542 in Stahl eingeklebte Stiftschraube ein Losbrechmoment von

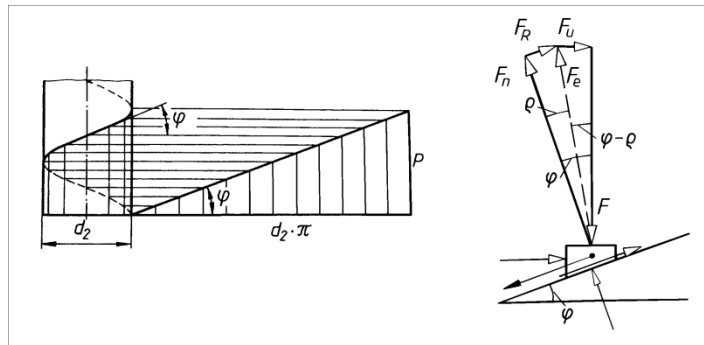


Abbildung 35: Gewindeabwicklung und Freischnitt[13]

15 Nm zum Lösen der stoffschlüssigen Verbindungen zum umgebenden Bauteil. Um mit einem Druck von innen das nötige Losbrechmoment zu erzeugen, sind nach Roloff / Matek 2400 bar nötig. In Abbildung 35 sind die geometrischen Ansätze der Rechnung dargestellt. Im zum Roloff / Matek dazugehörigen Tabellenbuch wird μ_{G_Kleb} , mit Bezug auf Bauer & Schaurte Karcher, mit 0,2 bis 0,3 angegeben. Verwendet wird der Mittelwert 2,5. In Gleichung (17) wird die druckbelastete Fläche aus dem Flankendurchmesser berechnet. Aus Gleichung (18) resultiert der Reibungswinkel des Gewindes. Durch Einsetzen in Gleichung (19) wird die Druckkraft zum Aufbringen von einem 15 Nm großem Losbrechmoment bestimmt. Um die Druckkraft zu erzeugen, sind nach Gleichung (20) etwa 2400 bar nötig.

$$\mu_{G_Kleb} = 0,2 - 0,3 \rightarrow \underline{\underline{2,5}}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 9,147 \text{ mm} = \underline{\underline{65,71 \text{ mm}^2}} \quad (17)$$

$$\frac{\mu_{G, \text{Kleib}}}{\cos\left(\frac{\varphi}{2}\right)} = \tan \rho \rightarrow \rho = \underline{\underline{15,74^\circ}} \quad (18)$$

$$M = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi - \rho) \rightarrow F_p = \frac{2 \cdot M}{d_2 \cdot \tan(\varphi - \rho)} = \frac{2 \cdot 15 \text{ Nm}}{9,147 \text{ mm} \cdot \tan(27,5^\circ - 15,74^\circ)} = \underline{\underline{15754,3 \text{ N}}} \quad (19)$$

$$p = \frac{F_p}{A} = \frac{15754,3 \text{ N}}{65,71 \text{ mm}^2} = 239,75 \text{ MPa} \hat{=} \underline{\underline{2397,5 \text{ bar}}} \quad (20)$$

Zum Abdichten der senkrechten Bohrungen an der Oberseite des Grundkörpers der Mehrkolbenmutter werden die erwähnten Drosselschrauben verwendet. Hierzu wird das abdichtende Gewinde M14 x 1,5 aus den Herstellergaben des Datenblatts übernommen. Eine Verwendung von Loktide[®] 542 ist bei den Drosselschrauben nicht notwendig, da die Drosselschrauben mit einer Kontermutter verspannt und somit gesichert werden. Vom Hersteller wird ein Betriebsdruck von 400 bar angegeben. Aus diesem Grund erübrigt sich eine weitere Nachweisrechnung.

4.3.2. Abdichtung der Hubräume

Abzudichten ist ein einfachwirkender Kolben in einem Hydraulikzylinder. Bei einfachwirkenden Kolben kommen einfachwirkende Kolbendichtungen zum Einsatz, da sich nur auf der einen Seite der Dichtung unter Druck stehende Hydraulikflüssigkeit befindet. Um bei jeder Kolbenstellung gleichbleibende Abdichtbedingungen zu gewährleisten, wird eine auf dem Kolben sitzende Dichtung verwendet. Die Abdichtwirkung ist größtenteils durch die Zuverlässigkeit und das Leistungsvermögen des Dichtungswerkstoffes abhängig. Für die hier behandelte Anwendung ist vor allem die thermische Beständigkeit und die mechanischen Reib- bzw. Gleiteigenschaft von Interesse. Als Dichtungswerkstoff kommt das bisher verwendete HNBR sowie PTFE und FPM in Frage.

Von den genannten Werkstoffen hat PTFE die beste Temperaturbeständigkeit und ist je nach zugegebenem Zusatzwerkstoff mindestens bis 260°C einsetzbar. Zudem ist PTFE weitestgehend frei vom Stick-Slip³-Effekt[14] aber auch der teuerste Werkstoff. FPM ist bis etwa 210°C einsetzbar, hat minimal schlechtere Gleiteigenschaften als PTFE und bietet ebenfalls eine gute langfristige mechanische Beständigkeit[15]. Preislich liegt FPM unter PTFE. HNBR ist der günstigste Werkstoff, jedoch bietet er die schlechtesten mechanischen Eigenschaften der infrage kommenden Werkstoffe und ist nur bis 150°C einsetzbar[4].

Einen kleineren, aber nicht zu vernachlässigenden Anteil an der Abdichtwirkung beruht auf der Gestaltung des Dichtungsprofils. Einfachwirkende Kolbendichtungen für Drücke von 200 bis 300 bar sind als Nutringe ausgeführt, bei großen Drücke bis 400 bar sind Nutringdichtungen

³ ruckartiges abwechselndes Gleiten und Haften von sich gegeneinander bewegenden Festkörpern

mit Backring geometrisch die beste Wahl aufgrund ihrer zusätzlichen Extrusionssicherheit durch den Backring.

In der Praxis garantieren die Dichtungshersteller weniger Temperaturverträglichkeit als die genannten theoretischen Einsatztemperaturen des Werkstoffs. Zudem sollen die Dichtungen nicht gleichzeitig mechanisch und thermisch an ihrem Grenzwert zum Einsatz kommen. Bei den HNBR Dichtungen, die bei genauerer Betrachtung immer auf einem NBR Grundring aufgebaut sind, liegt die Temperaturverträglichkeit je nach Hersteller zwischen 110°C und 130°C. Aufgrund der Mindestforderung von 120°C – 130°C scheiden die HNBR Dichtungen damit aus.

Einen guten Kompromiss aus Anschaffungspreis und Belastbarkeit bieten die FPM Dichtungen. Da die PTFE Dichtungen zu teuer sind und wesentlich höhere thermische und mechanische Belastungen ertragen als für den zugrunde liegenden Anwendungsfall benötigt wird, fällt die Werkstoffauswahl auf FPM.

Zum Einsatz kommt eine einfachwirkende Kolbendichtung aus FPM und zwei Führungsringen aus PTFE oder Azetalharz. Die genaue Bezeichnung der Dichtungslösung ist EGRRP1250A554470 mit einem E-GTP1 1251501200A Führungsring des Herstellers HansaFlex. Die Dichtung ist nach Herstellerangaben bis 700 bar Hydraulikdruck und einer Temperatur von 150°C einsetzbar und ist besonders reibungsarm. Durch den über der Dichtung liegenden Führungsring wird der eigentliche Dichtring kaum mechanisch belastet. Weitere geometrische Details der Dichtung und Führung sind im Anhang auf Seite 4 und 5 aufgeführt.

4.4. Verhinderung von Schubbelastung der Kolben

Unter 3.5.3. sind zwei verschiedene Ansätze zur Vermeidung von Verdrehbelastungen aufgeführt. Nachfolgend wird einer der beiden Ansätze ausgewählt. Je nach Wahl schließt sich die Auslegung der Lagerung oder der formschlüssigen Verdrehsicherung an.

4.4.1. Formschlüssige Verdrehsicherung oder Lagerung der Kolben

Aufgrund der produktabhängigen unvorhersehbaren Walkbewegung des Kollerkopfes ist eine formschlüssige oder stoffschlüssige Verdrehsicherung schwer umsetzbar. Eine Lagerung zwischen der Pressfläche des Kolbens und dem Druckring stellt bei jeglichen Walkbewegungen sicher, dass nur die Presskraft mittig axial auf die Kolben übertragen wird.

Aus den ersten Überlegungen zu dem Lösungskonzept mit mehreren Hubzylindern in Abbildung 25 stammt die Idee zur Verwendung von Kugel als Kolbenlagerung. Obwohl nur langsame und sehr kleine Verdrehungen erwartet werden, ist der Einsatz von Lagerkugeln ungeeignet. Beim Abrollen einer Kugel auf dem Druckring darf sich die Kugel nicht relativ zum

Kolben bewegen, sondern muss mittig unter dem Kolben positioniert bleiben. Eine mittige Positionierung der Lagerkugel ist nur mit einer stabilen umschließenden Begrenzung zur Kugelführung realisierbar. Bei einer Verdrehung des Druckrings führt die Anordnung des Führungsraums rund um die Kugel zu einem Rutschen anstatt zu einem Abrollen, was zu einem viel größeren Verschleiß der Wälzkörper führt als bei abrollenden Kugeln. Da Rutschen oder Gleiten der Wälzkörper nicht verhindert werden können, liegt es durch die Betriebsbedingungen der Lagerung nahe, eine Gleitlagerung zu verwenden.

4.4.2. Auslegung der Kolbenlagerung

Die einfachste Ausführung stellt das Ring-Spurlager mit ebener Kreisring-Lauffläche dar, welches nur für geringe Drehzahlen oder Pendelbewegungen geeignet ist[13]. Einfach umzusetzen ist eine ungeschmierte Reibpaarung aus Kunststoff und einem Druckring aus hartem Stahl mit einer Oberflächenqualität von Rz 6–10 µm. PTFE bietet den geringsten Reibkoeffizienten bei Trockenlauf auf Stahl, weist keinen Stick-Slip-Effekt auf und ist mit einer Kugeldruckhärte (ISO 2039-1) von 28 MPa belastbar[16]. Bei einer Ring-Spurlagerung ist eine Walkbewegung des Kollerkopfes nur durch die Verwendung von kugelförmigen Gleitkörpern uneingeschränkt möglich. Kugelförmige Gleitkörper haben allerdings nur einen Linienkontakt zur Lagerspur und somit eine zu hohe Flächenpressung für PTFE. Um die Flächenpressung mit einer Sicherheit von 1,5 unter 28 MPa zu halten, muss eine dauerhaft aufliegende Fläche mit einem Durchmesser von 120 mm geschaffen werden (Gleichung 21).

$$\sigma_z = \frac{F}{A} = \frac{212500 \text{ N}}{\frac{\pi}{4}(120 \text{ mm})^2} = \underline{\underline{18,79 \text{ MPa}}} \quad (21)$$

Lösungsmöglichkeiten hierfür bietet die grundsätzliche Anordnung einer Kalottenlagerung. Unter der planen oder konkaven Kolbenfläche kommt ein weiteres Bauteil zum Einsatz, welches mit einem großen Kalottenradius auf der Kolbenfläche abrollen kann und somit kleine Kollerkopfschiefstellungen ausgleicht. Die dadurch immer vollständig aufliegende Unterseite überträgt die Presskraft über eine PTFE-Druckplatte.



Abbildung 36: „LKW-Reifenchip“ mit Stahlleinlage

Abbildung 36 zeigt die Dimension einer Stahlleinlage eines LKW-Reifens und wird als Annahme für die Kollerkopfkippbewegung in der Berechnung dienen.

Unter der Annahme, dass sich eine 20 mm Stahleinlage unter einer Kollerrollen beim Überrollen auf 15 mm verformt, entsteht bei einer proportionalen Auslenkung zum Wellenabstand unter Anwendung des Strahlensatz nach Gleichung (22) eine Auslenkung der Distanzringe von etwa 5,2 mm. Daraus ergibt sich ein Kippwinkel zur

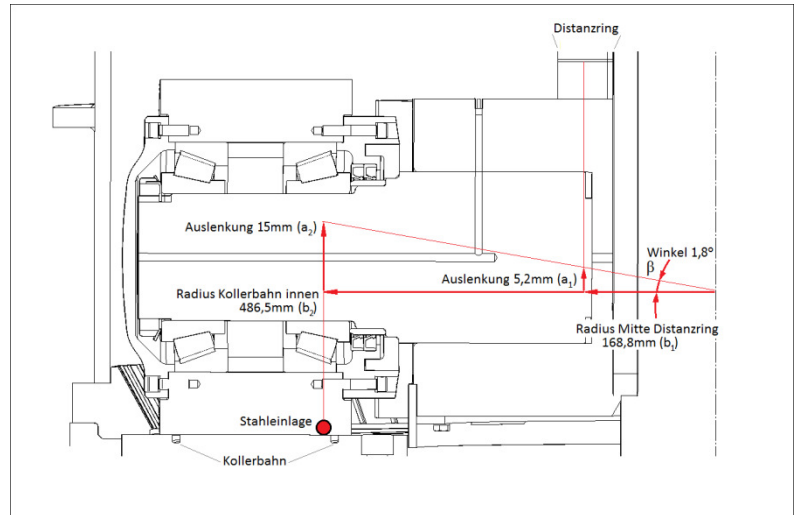


Abbildung 37: Auslenkung des Kollerkopfes

Horizontalen von etwa 1,8°. Aufgrund der spärlichen Erfahrungswerte nach einmaligem Überrollen ist die Annahme einer 25 % gestauchten Stahleinlage wahrscheinlich zu niedrig, bietet aber gleichzeitig eine zusätzliche Sicherheit. Trotz der sicherheitsfördernden Annahme wird ein Sicherheitsfaktor von 1,16 angenommen, sodass eine Kippbewegung von etwa 2,1° ausgeglichen werden kann.

$$a_1 = \frac{a_2 \cdot b_1}{b_2} = \frac{15 \text{ mm} \cdot 168,8 \text{ mm}}{486,5 \text{ mm}} = \underline{\underline{5,2 \text{ mm}}} \quad (22)$$

$$\beta = \tan\left(\frac{a_2}{b_2}\right) = \tan\left(\frac{15 \text{ mm}}{486,5 \text{ mm}}\right) = 1,766^\circ \approx \underline{\underline{1,8^\circ}} \rightarrow 1,16 \cdot 1,8 = \underline{\underline{2,088^\circ}} \quad (23)$$

Als Wälzkörperwerkstoff wird 17MnCr5(1.3521) oder alternativ 100Cr6(1.3505) empfohlen[25][18]. Um die hohen Flächenpressungen von 1187 MPa bei schwellender Belastung zu ertragen, muss das Lagerelement auf HRC 62 – 65 gehärtet werden. Üblicherweise wird die Lauffläche einen Härtegrad niedriger ausgeführt als der Wälzkörper[18]. Die Angabe deckt sich mit Werkstoffangabe des Herstellers SKF über Wälzkörperhärten von HV 840[19]. Nach der Umrechnungsnorm DIN EN180 18265 (2004-02) lässt sich die Zugfestigkeit aus dem HRC-Wert bestimmen. HV 840 entspricht dabei etwa einer Zugfestigkeit von 2810 MPa. Da für die ausgewählten Werkstoffe bei der entsprechenden Härtung keine Versuchswerte zur Schwell- und Wechselfestigkeit vorliegen, ist die einzige Alternative zu umfangreichen Dauerbelastungsversuchen eine näherungsweise Umrechnung aus dem Tabellenbuch des Roloff / Matek nach DIN 743-3. Die Umrechnungsformel basiert auf Untersuchungen des deutschen Verbandes für Materialprüfung[20]. Die verwendete Umrechnungsformel ergibt nach Gleichung (29) eine schwellende Zug- oder Druckfestigkeit von 1194MPa.

$$\sigma_{zdw} = 0,4 \cdot R_m = \underline{\underline{1124 \text{ MPa}}} \quad [13] \quad (24)$$

$$\sigma_{\text{Schd}} = \frac{2 \cdot \sigma_{\text{zdw}}}{\psi_{\sigma} + 1} = \frac{2 \cdot \sigma_{\text{zdw}}}{a_m \cdot R_m + b_m + 1} = \frac{2 \cdot 1124 \text{ MPa}}{0,00035 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \cdot 2810 \text{ MPa} - 0,1 + 1} \approx \underline{\underline{1194 \text{ MPa}}} \quad [13] \quad (25)$$

Ein Wälzlager gilt als statisch beansprucht, wenn es unter einer Belastung stillsteht, kleine Pendelbewegungen ausführt oder sich mit einer Drehzahl $n \leq 10 \text{ min}^{-1}$ dreht. Der Nachweis für ein ausreichend tragfähiges Lager ist die statische Tragfähigkeit[13]. Da der Kollerkopf nur eine kleine Pendelbewegung der Wälzkörper hervorruft, wird im Folgenden die Tragfähigkeit des Berührungspunktes der Kalotte nur über die Hertzsche Pressung nachgewiesen.

Nach der Theorie von Heinrich Hertz berechnet sich die maximale Flächenpressung einer Lagerkugel nach Gleichung (26). In dem Sonderfall „Kugel-Ebene“ gilt $r_2 = \infty$ und bei „Kugel-konkave Hohlrinne“ gilt $r_2 < 0$. Um eine ertragbare Flächenpressung am Wälzkörper zu erhalten, muss die Auflagefläche konkav gewölbt sein.

$$p_{\text{max}} = \sqrt[3]{\frac{6F \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)^2}{\pi^3 \cdot (1 - \nu^2)^2 \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right)^2}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 212500 \text{ N} \cdot \left(\frac{1}{280 \text{ mm}} - \frac{1}{400 \text{ mm}}\right)^2}{\pi^3 \cdot (1 - 0,29^2)^2 \cdot \left(\frac{1}{200000 \text{ MPa}} + \frac{1}{200000 \text{ MPa}}\right)^2}} \approx \underline{\underline{829 \text{ MPa}}} \quad (26)$$

$$p_{\text{mittel}} = \frac{2}{3} \cdot p_{\text{max}} \approx \underline{\underline{553 \text{ MPa}}} \quad (27)$$

Aus den Kugelausschnittsradien 280 mm und 400 mm ergibt sich der maximale Verdrehwinkel. Aufgrund der komplizierten geometrischen Berechnung wird der maximal mögliche Verdrehwinkel über eine Solid Edge Skizze geometrisch bestimmt. Abbildung 38 zeigt den maximalen Winkel von $2,1^\circ$ bei 230 mm Kalottenradius und 400 mm konkaven Laufflächenradius.

Als Sicherheit der Flächenpressung ergibt sich damit 1,44 und als Sicherheit des Verdrehwinkels 1,16.

$$s_{\text{Press}} = \frac{1194 \text{ MPa}}{829 \text{ MPa}} = \underline{\underline{1,44}} \quad (28)$$

$$s_{\text{Winkel}} = \frac{2,1^\circ}{1,8^\circ} = \underline{\underline{1,16}} \quad (29)$$

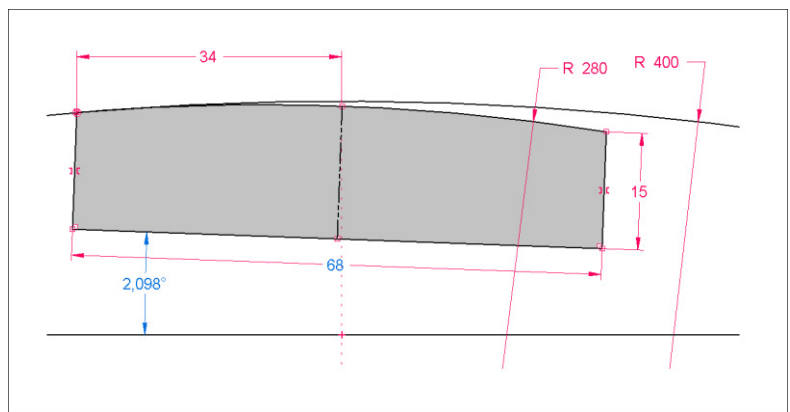


Abbildung 38: Bestimmung des Kippwinkels

4.4.3. Gleitplattenaufnahme

Um den Winkelversatz auszugleichen, ist um die Kalotte ein geteiltes Gehäuse an der unteren Kolbenfläche angeschraubt. Es dient mit einem konkaven Kugelausschnitt als Lauffläche für die Kalottenlagerung. Unterhalb der Kalottenwälzfläche befindet sich die Aufnahme für die PTFE-Platte. Fixiert wird die Gleitplatte mit einem Schraubverschluss, der über ein Gewinde mit dem unteren Teil des Wälzkörpers verbunden ist.

Hierbei ist die unterschiedliche Wärmeausdehnung von PTFE und Stahl zu berücksichtigen, sodass es bei der Betriebstemperatur aus der Anforderungsliste von 120°C nicht zu einer Verspannung der Kunststoffplatte kommt. Gleichung (30) zeigt eine Änderung des Durchmessers der Gleitplatte um 1,56mm.

$$L(T) = L(T_0) \cdot \exp \left(\int_{T_0}^T \alpha(T) dT \right) \quad (30)$$

Unter der Annahme, dass bei 100K Temperaturdifferenz α konstant bleibt, gilt:

$$L \approx L_0 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta T) \approx 120 \text{ mm} \cdot (1 + 130 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \text{ K}) = \underline{\underline{121,56 \text{ mm}}}$$

Folglich wird eine Wärmedehnung von 2 mm im Durchmesser des Schraubverschlusses berücksichtigt.

4.5. Hubraumbegrenzung

Bei der bisherigen Hydraulikmutter dient die Hubraumbegrenzung über die federkraftbeaufschlagte Stahlkugel zur Absicherung von Montagefehlern. Wurde die Hydraulikmutter beim Ändern der Distanzringe nicht komplett zurückgefahren oder die falsche Distanzringhöhe aufgelegt, ist ohne eine Hubraumbegrenzung das Herausdrücken des Zylinders aus dem Kolben möglich. Im Fall eines herausgedrückten Zylinders wird der gesamte Produkt- raum mit Hydrauliköl kontaminiert, was zu langwierigen Reinigungsarbeiten und hohem Produktionsausfall führt. Erfahrungen mit solchen Montagefehlern haben die Notwendigkeit einer Hubraumbegrenzung aufgezeigt.

Die Hydraulikmutter mit mehreren Hubräumen muss aus den genannten Gründen ebenfalls eine Hubraumbegrenzung für jeden einzelnen Kolben besitzen. Im unteren Teil der Hydraulik- zylinder befinden sich vier rechtwinklig zueinander angeordnete Nuten. Am unteren Ende des Kolbens wird ein Gleitstück eingesetzt, welches mit Federn in den vier Nuten läuft. Unter dem Grundkörper der Mehrkolbenmutter wird eine Abdeckplatte angeschraubt, die den Hubraum freilässt und die Nuten abdeckt. Bei zu hohem Druck stützt sich der Kolben auf der Abdeck- platte ab und kann den Hubraum somit nicht verlassen.

Die Abdeckplatte und die Hubraumbegrenzung bestehen aus 1.4034 und werden aus einer 15 mm Blechtafel mit einem Laser ausgeschnitten. Die Nachrechnung der Flächenpressung an der Federauflagefläche ergibt eine Biegeschwellfestigkeit von etwa 710 MPa und damit eine Sicherheit von 1,2.

$$\sigma_{bw} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 850 \text{ MPa} = \underline{\underline{425 \text{ MPa}}} \quad [13] \quad (31)$$

$$\sigma_{Schb} = \frac{2 \cdot \sigma_{bw}}{\psi_{\sigma+1}} = \frac{2 \cdot \sigma_{bw}}{a_m \cdot R_m + b_m + 1} = \frac{2 \cdot 425 \text{ MPa}}{0,00035 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \cdot 850 \text{ MPa} - 0,1 + 1} \approx \underline{\underline{709,81 \text{ MPa}}} \quad (32)$$

Bei vier Federn ergibt sich eine Last von 53125 N pro Feder und damit eine Biegespannung von 644 MPa bei einem geschätzten Hebelarm von 10 mm.

$$W_b = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{24 \cdot 15^2}{6} = \underline{\underline{900 \text{ mm}^2}} \quad (33)$$

$$\sigma_b = \frac{F \cdot a}{W_b} = \frac{53125 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm}}{900 \text{ mm}^2} = \underline{\underline{590 \text{ MPa}}} \quad (34)$$

$$s = \frac{\sigma_{Schb}}{\sigma_b} = \frac{710 \text{ MPa}}{590 \text{ MPa}} = \underline{\underline{1,2}} \quad (35)$$

Die Schrauben zur Verbindung des Kolbens mit dem Hubraumbegrenzungsblech werden nur auf Druck belastet und müssen somit nicht nachgerechnet werden. Die abstützende Wirkung der Abdeckplatte belastet aber die Schraubverbindung der Abdeckplatte mit dem Grundkörper der Mehrkolbenmutter. Hierfür werden sechzehn M20 Schrauben mit 1700 kN Kraft beaufschlagt.

Die Schraubenrechnung im Anhang Seite 6 und 7 belegt, dass eine M20 Schraube der Festigkeitsklasse 12.9 die nötigen 106,25 kN Zugkraft trägt. Einzelne Spitzenlasten sind bis 160 kN Zugkraft pro Schraube möglich. Größere Schrauben mit der Standardfestigkeitsklasse 8.8 sind aufgrund von Verwechslungsgefahr zwar grundlegend zu bevorzugen, jedoch zur Befestigung der Hubraumabdeckung wegen des Platzmangels nicht realisierbar.

4.6. Festlegen der Anschlüsse

Um einen Austausch der bisherigen Hydraulikmutter und der neuen Mehrkolbenmutter zu ermöglichen, wird auch bei dem neuen Konzept der Hydraulikdruck über das Doppeldrehgelenk in den rotierenden Teil der Maschine übertragen. Hierfür wird eine 25 mm tiefe M 30 x 2 Gewindebohrung in der Mitte des Grundkörpers der Mehrkolbenmutter verwendet.

Die Verbindung mit der Königswelle der Pelletpresse wird wieder über das bewährte Gewinde ausgeführt, um ein eventuelles Nachrüsten von alten Maschinen auf die neu ausgearbeitete

Hydraulikmutter zu ermöglichen. Folglich kommt ein 126 mm langes M 220 x 6 Gewinde mit einem Freistich vor der Anschlagfläche der Königswelle zum Einsatz.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Die aufgrund bestehender Randbedingungen gefundene Lösung bedingt, dass die Presskraft bei gleichem Hydraulikdruck mit der bisher verwendeten Hydraulikmutter erzielt wird, indem der Gesamtdurchmesser um 100 mm vergrößert wird. Dadurch ergibt sich nach einer Berechnung mit Solid Edge ein Gewicht von 330 kg. Die Lösung ist entgegen des Wunsches der Anforderungsliste 17,8 % schwerer als die 280 kg der bisherigen Hydraulikmutter.

Angesichts der kleineren Hubräume, welche jeweils einzeln über eine Hydraulikleitung angeschlossen sind, ist der Druckverlust der Leitungen und an den Drosselstellen geringer als die Engstelle in der Hubraumbegrenzung der bisherigen Hydraulikmutter. Nach überschlägiger Berechnung nach Gleichung (16) bleibt bei dem Vierkant mit 10mm Kantenlängen in der 13,5 mm Bohrung eine Fläche von 43,14 mm² frei. Bei einem 15 mm Hub in 0,171 s ergibt sich eine Strömungsgeschwindigkeit von 203,3 $\frac{m}{s}$ in der Engstelle. Im Vergleich mit der berechneten Strömungsgeschwindigkeit aus Kapitel 4.2. von 20,27 $\frac{m}{s}$ ist die Strömungsgeschwindigkeit in der Engstelle der Lösung mindestens um Faktor 10 oder höher reduziert. Daher verursachen die Engstellen im neuen Lösungskonzept weniger Temperaturentwicklung und damit weniger Druckverlust und Hydraulikölverschleiß. Nach DIN 24346 ist die empfohlene Durchflussgeschwindigkeit einer Druckleitung 3 – 5 $\frac{m}{s}$. Als oberer Grenzwert werden > 8 $\frac{m}{s}$ genannt. Höhere Durchflussgeschwindigkeiten sollen möglichst vermieden werden[23].

Bei der Betrachtung des gesamten Systems ist das Drehgelenk für den Hydraulikanschluss die ausschlaggebende Engstelle. Unter Annahme des gleichen Volumenstroms vom 15 mm Hubweg, entsteht nach Gleichung (16) eine Strömungsgeschwindigkeit von 438,5 $\frac{m}{s}$. Obwohl durch die im vorigen Abschnitt festgelegten Anschlussmaße eine Verwendung des bisherigen Drehgelenks möglich ist, wird an dieser Stelle aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit davon abgeraten, da die Versteifung des Systems wegen der hohen Strömungsgeschwindigkeit kein Erfahrungsgewinn in der Anwendung der Drosselschrauben zulässt.

Mittels der Kalottenlagerung kann das Ausgleichen von Walkbewegungen mit ausreichender Sicherheit beim Kippwinkel und der Kraftübertragung realisiert werden. Eventuelle Verdrehbewegung der Hydraulikmutter entkoppeln die PTFE-Gleitplatten unter den Kolben. Somit ist sichergestellt, dass die Dichtungen der Kolben nur linear verfahren. Zudem ist durch die Dichtungswerkstoffe FPM und PTFE die Temperaturverträglichkeit mit bis zu 150°C höher als zu-

vor. Jegliche Hydraulikkomponenten sind auf höhere Drücke mit großen Sicherheiten ausgelegt, um partiell auftretende Druckerhöhungen in einem Hubraum ertragen zu können.

Laut überschlägigen Berechnungen der Rechnungswesensabteilung auf Basis der Konzeptzeichnungen verdoppeln sich die variablen Herstellkosten im Vergleich zur bisherigen Hydraulikmutter. Abbildung 39 zeigt den konzeptionelle Entwurf der Mehrkolbenhydraulikmutter in Form eines Solid Edge Models.

Problematisch kann die Verschmutzung der Gleitplattenaufläufen werden. Bisher ist diese Fläche nicht zusätzlich abgedichtet. Im Gegensatz zu der in Abbildung 2 gezeigten Presse ist die Hydraulikmutter bei Reifen und Holzanwendungen üblicherweise mit einer kegelförmigen Schutzhaube vor dem Produkt geschützt. Falls die Schutzhaube nicht ausreicht, muss an der Stelle eine zusätzliche Schmutzabschirmung realisiert werden. Die gleiche Frage stellt sich bei der Verschmutzung der Kalottenlagerwälzfläche.

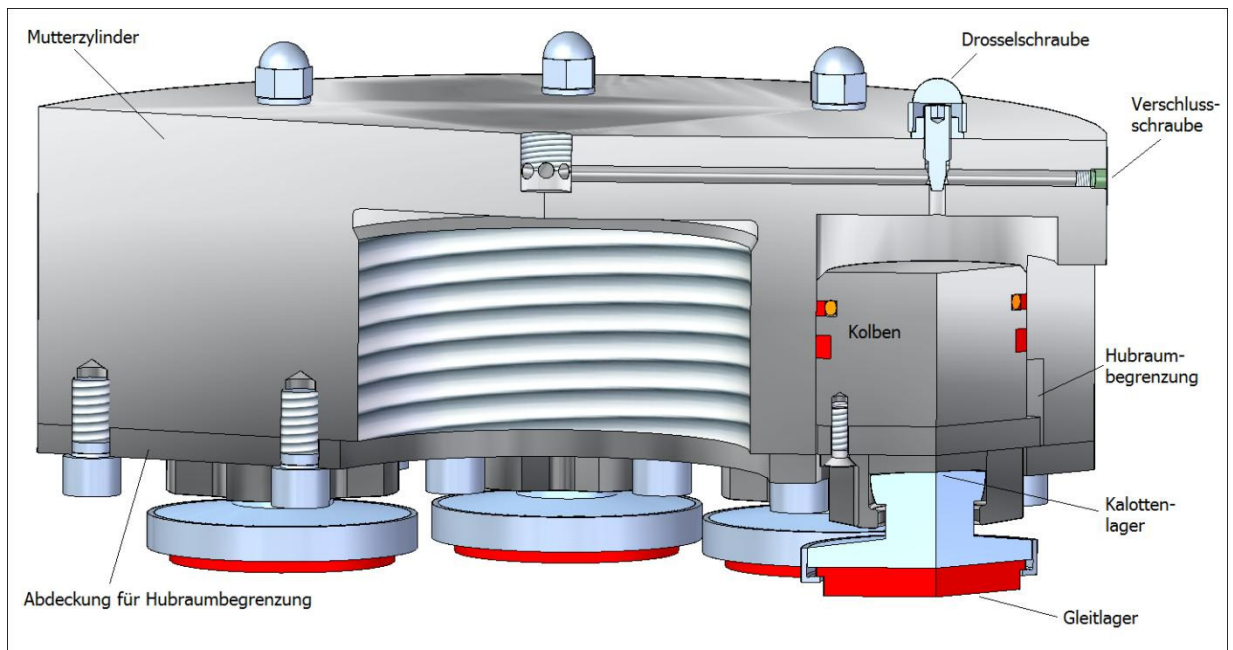


Abbildung 39: Konzeptionelle Lösung

Ebenfalls schwer vorherzusagen ist die genaue Einstellung der Drosselschrauben, um so wenig Hydraulikwiderstand wie möglich, aber gleichzeitig so viel Widerstand wie nötig zu erzeugen. Erfahrungswerte hierfür lassen sich nur über einen Prototypenversuch gewinnen. Zudem ist die Verschleißzeit der Gleitplatten nicht ohne genaueres Wissen über die Art und Häufigkeit der Verdrehbewegung zu bestimmen.

Da ohne einen Prototypenbau und ohne Testläufe kein weiterer Wissensgewinn bezüglich der Problemstellung möglich ist, müssen zur endgültigen Problemlösung zwingend Prototypenversuche durchgeführt werden.

6. Literaturverzeichnis

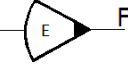
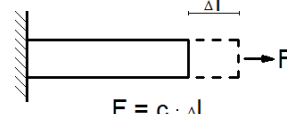
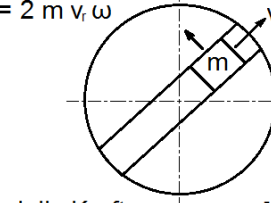
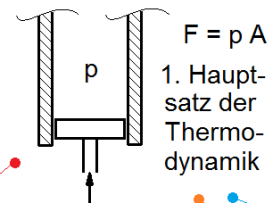
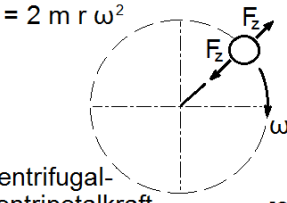
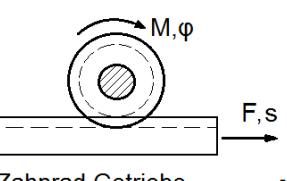
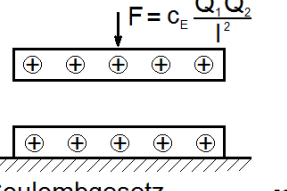
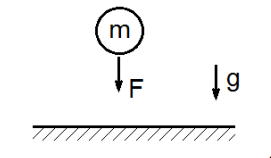
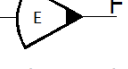
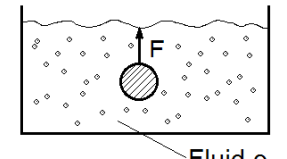
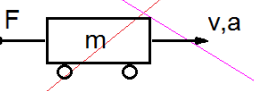
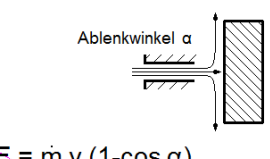
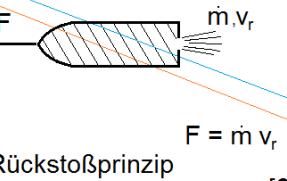
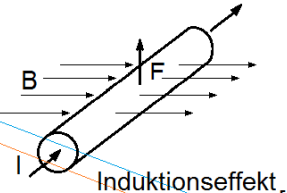
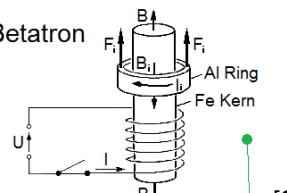
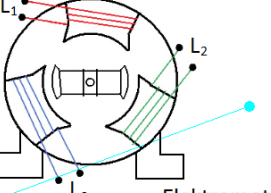
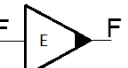
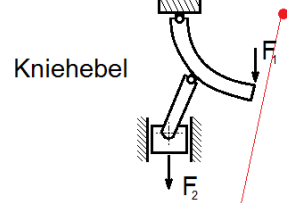
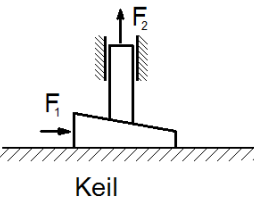
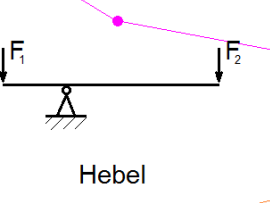
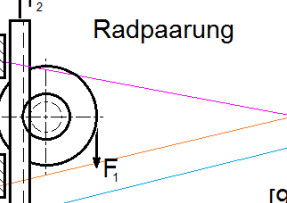
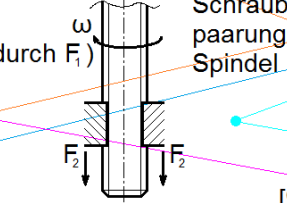
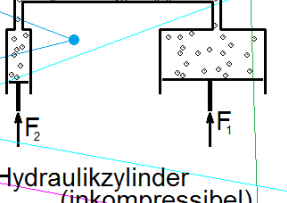

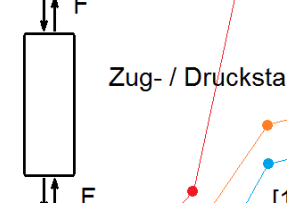
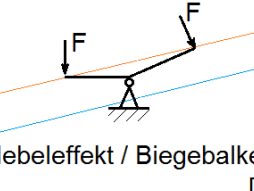
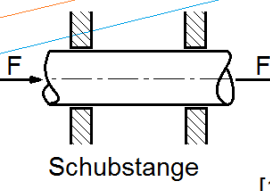
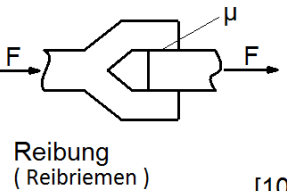
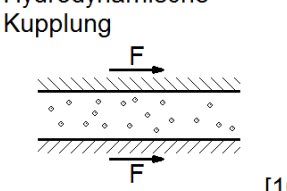
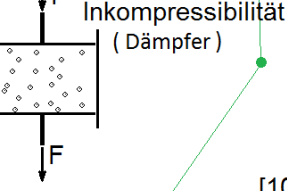
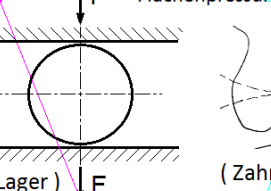
- [1] Anna Katharina Sievers: Holzpelletproduktion auf höchstem Niveau (09.05.2012)
<http://www.depv.de/nc/startseite/startmeldungen/article/rekordproduktion-an-holzpellets-im-ersten-quartal-2012> (Zugriff am 09.05.2012).
- [2] Kurt Reschner: Recycling von Altreifen und anderen Elastomeren (2012) www.entire-engineering.de/Altreifenrecycling.pdf (Zugriff am 09.05.2012).
- [3] Walter Gohl: Elastomere- Dicht- und Konstruktionswerkstoffe: Gummitechnik, Richtlinien und Anwendungsbeispiele für Konstruktion und Praxis, expert-Verlag, Renningen 2003: S. 47,S. 48. ISBN 3-8169-1882-4.
- [4] Gottfried W. Ehrenstein, Sonja Pongratz: Die Beständigkeit von Kunststoffen Band1, Carl Hanser Verlag, München 2007: S. 648. ISBN 978-3-446-21851-2.
- [5] Verein deutscher Ingenieure: VDI 2222: Konstruktionsmethodik Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien Blatt 1, Beuth Verlag, Düsseldorf Juni 1997, S. 2 – S. 27.
- [6] Karlheinz Roth: Konstruieren mit Konstruktionskatalogen: Band 2 Konstruktionskataloge, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 2000: alle Seiten mit Prinzipsammlung. ISBN 3-540-67026-2.
- [7] Manfred Schulte-Zurhausen: Organisation, 3. Auflage, Franz Vahlen Verlag, München 2002: S. 562. ISBN 3-8006-2825-2.
- [8] Joachim Schubert: Physikalische Effekte: Anwendungen, Beschreibungen, Tabellen, Physik Verlag, Weinheim 1982: alle Seiten mit Prinzipsammlung. ISBN 3-8766-4053-9.
- [9] Rudolf Koller: Konstruktionslehre für Maschinenbau, 3. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokio 1994, alle Seiten mit Prinzipsammlung. ISBN 3-540-57928-1.
- [10] Rudolf Koller, Norbert Kastrup: Prinziplösungen zur Konstruktion technischer Produkte, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg 1994, alle Seiten mit Prinzipsammlung. ISBN 3-5405-8243-6.
- [11] Distamat – Inbetriebnahme, Bedienungsanleitung der Steuerung, Amandus Kahl GmbH & Co KG, Dokumentation 13.02.2001.

- [12] Verein deutscher Ingenieure: VDI 2225: Konstruktionsmethodik Technisch-wirtschaftliches Konstruieren Technisch-wirtschaftliche Bewertung Blatt 3, Beuth Verlag, Düsseldorf November 1998: S. 3 – S. 6.
- [13] Roloff / Matek Maschinenelemente, 18. Auflage, Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden 2007: S. 499, S. 534, S. 563, S. 669, TB-S 4. ISBN 978-3-8348-0262-0.
- [14] Datenblatt PTFE - Fluorkunststoffe, <http://www.ptfe-spezialvertrieb.de>, (Zugriff am 19.07.2012).
- [15] Konstruieren mit Fluorelastomeren, <http://www.zrunek.at>, (Zugriff am 19.07.2012).
- [16] Datenblatt, Polytetrafluorethylen (PTFE), <http://www.kern.de/cgi-bin/riweta.cgi?nr=1601&lng=1>, (Zugriff am 27.07.2012).
- [17] Heinrich Hertz: Über die Berührung fester elastischer Körper. Journal für die reine und angewandte Mathematik 1881, S. 156 – S. 171.
- [18] Berthold Schlecht: Maschinenelemente: Getriebe, Verzahnungen und Lagerungen 2. Auflage, Pearson Studium Verlag, München 2010, S. 153. ISBN 3-8273-7146-5.
- [19] G. Niemann: Maschinenelemente Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, zweite Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 1981: S. 257 – 263. ISBN 3-540-06809-0.
- [20] Materialprüfung Band 18. Gebundene Jahresausgabe 1976, Deutscher Verband für Materialprüfung, VDI-Verlag 1976
- [21] Holger Watter: Hydraulik und Pneumatik, Grundlagen und Übungen – Anwendung und Simulation, 2. Auflage, Vieweg & Teubner Verlag, Wiesbaden 2008, S. 49, S. 12, S. 52. ISBN 9-783-83489-557-8.
- [22] Willi Bohl: Technische Strömungslehre, 9. Durchgesehene Auflage, Vogel Fachbuch Verlag, Regensburg 1991, S. 175, S. 135. ISBN 3-8023-0036-X.
- [22] Dieter Will, Norbert Gebhardt: Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen, Springer Verlag, DE 2011, S. 91. ISBN 3-642-17242-3.
- [23] Parker Verschraubungskatalog 4100-9/DE, <http://www.parkerstore.org/produkte-hydraulik-verschraubungen.html>, 2011 (Zugriff 10.08.2012), S. C13.

- [24] V060404 Elihu-Thomson, ETH Zürich, expweb.phys.ethz.ch/100/02/01/bes.pdf (Zugriff am 15.06.2012, S. 8).
- [25] Karl-Heinrich Grote, Jörg Feldhusen: Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer 2011, Heidelberg, S. G81. ISBN 978-3-642-17305-9

Anhang

Morphologischer Kasten

Funktion	Wirkprinzip								
Allgemeine Funktion	Geeignete mech. Effekte								
<p>?</p>  <p>Energie wandeln (Ursache → Kraft)</p>	<p>Energieart ändern (überführen von jeglicher Energie in Kraft)</p>	 <p>Hookesches Gesetz $F = c \cdot \Delta l$</p>	 <p>Coriolis Kraft $F_c = 2 m v_r \omega$</p>	 <p>1. Hauptsatz der Thermodynamik $F = p A$</p>	 <p>Zentrifugal-Zentripetalkraft $F_z = 2 m r \omega^2$</p>	 <p>Zahnrad Getriebe</p>	 <p>Coulombgesetz $F = c_E \frac{Q_1 Q_2}{l^2}$</p>	 <p>Gewichtskraft $F = m g$</p>	
<p>?</p>  <p>Energie wandeln (Ursache → Kraft)</p>	<p>Energieart ändern (überführen von jeglicher Energie in Kraft)</p>	<p>Auftrieb</p>  <p>Fluid ρ</p>	<p>$F = m a$</p>  <p>Bahnbeschleunigung</p>	<p>Staudruck, Strahlkraft</p>  <p>Ablenkwinkel α</p> <p>$F = \dot{m} v (1 - \cos \alpha)$</p>	<p>Rückstoßprinzip</p>  <p>$F = \dot{m} v_r$</p>	<p>Induktionseffekt</p> 	<p>Betatron</p> 	<p>Elektromotor</p> 	
 <p>Energie umformen</p>	<p>Kraftvervielfachung</p>	<p>Kniehebel</p> 	<p>Keil</p> 	<p>Hebel</p> 	<p>Radpaarung</p> 	<p>Schraubpaarung, Spindel</p>  <p>(durch F_1)</p>	<p>Hydraulikzylinder (inkompressibel)</p> 		
 <p>Energie leiten</p>	<p>Weiterleiten von Kraft</p>	<p>Zug- / Druckstab</p> 	<p>Hebeleffekt / Biegebalken</p> 	<p>Schubstange</p> 	<p>Reibung (Reibriemen)</p> 	<p>Hydrodynamische Kupplung</p> 	<p>Inkompressibilität (Dämpfer)</p> 	<p>Flächenpressung</p>  <p>(Lager) (Zahnrad / Kette)</p>	
		<p>Lösung 1 Lösung 3 Lösung 4</p>					<p>Lösung 2</p>	<p>Lösung 5 Lösung 6</p>	

Datenblätter von Zukaufteilen

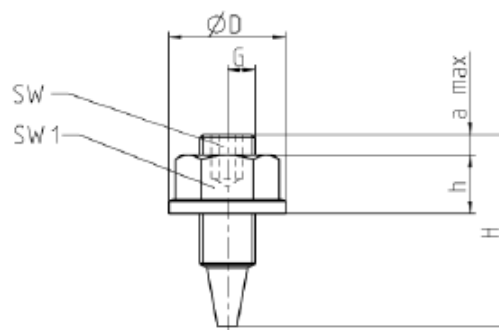
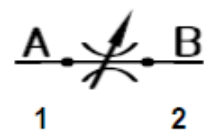


Drosselschrauben Einschraub

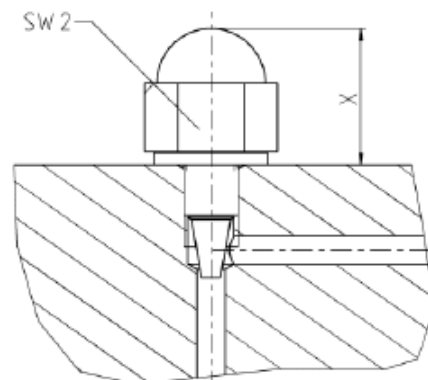
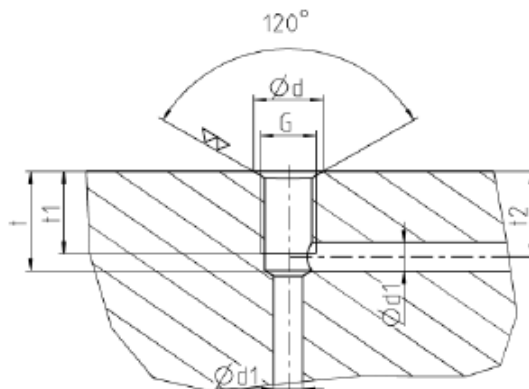
Drosselschrauben dienen zur Begrenzung des Volumenstromes in Speicher- und Steuerkreisen.

Drosselschrauben

Symbol:



- Betriebsdruck: 400 bar
- mit Schutzkappe



ATP Artikel-Nr.	Volumenstrom [l/min]	G	D	H	a max	H	SW	SW1	SW2	D	D1	T	T1	T2	x
030 050 320	6	M8 x 1	17	28	5	8,5	4	13	17	10 (+0,3)	4,2	14,5	12	12,5	20
030 050 330	16	M10 x 1	21	36	8	9	5	17	21	12,5 (+0,3)	5,2	18,5	15,5	16	25
030 050 340	35	M12 x 1,5	24	40	10	10	6	19	25	15,5 (+0,3)	7,3	19,5	16,5	16	26
030 050 350	50	M14 x 1,5	27	44	8	11	7	22	30	16,5 (+0,3)	8,3	24	20	20	31.3

Der Stückpreis ist laut Herstellerangabe 8,20€ bei einem Mindestauftragswert von 50,- €.

EGRP-A

KDS, EGRP

Eigenschaften

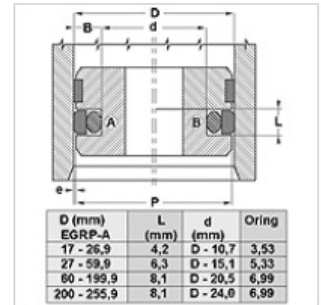
Betriebsdruck	bis zu 700 bar
Gleitgeschwindigkeit max.	0,5 m/s
Temperatur min.	-40 °C
Temperatur max.	120 °C
Medien	Mineralöle Wasser-Emulsionen
Montage	auf ein- oder mehrteiligen Kolben
Werkstoff	Dynamische Dichtung: PTFE (2) Statische Dichtung: NBR



Toleranz / Tolerance					
D	d	L	G	M	P
H11	+0,12 0	+0,20 0	+0,10 0	± 0,05	± 0,15

Spaltmaß / Clearance

L	e max		
	0-200 bar	200-400 bar	200-400 bar
2,2	0,25	0,15	f7 / H8
3,2 - 4,2	0,30	0,20	f7 / H8
6,3 - 8,1	0,40	0,25	f7 / H8



Beschreibung

geringer Platzbedarf
hohe Extrusionsicherheit
lange Lebensdauer
niedrige Losbrech- und Gleitreibung

Artikel

Bezeichnung	D (mm)	d (mm)	L (mm)
EGRP 0400 A554470	40	24,5	6,3
EGRP 0500 A554470	50	34,5	6,3
EGR P0600 A554470	60	44,5	6,3
EGRP 0630 A554470	63	47,5	6,3
EGRP 0650 A554470	65	49,5	6,3
EGRP 0700 A554470	70	54,5	6,3
EGRP 0800 A554470	80	59,0	8,1
EGR P0900 A554470	90	69,0	8,1
EGRP 1000 A554470	100	79,0	8,1
EGRP 1100 A554470	110	89,0	8,1
EGRP 1200 A554470	120	99,0	8,1
EGRP 1250 A554470	125	104,0	8,1
EGRP 1300 A554470	130	109,0	8,1

Trotz sorgfältigster Prüfung können wir Fehler nicht ausschließen und übernehmen keine Gewähr für die enthaltenen Angaben.

06.08.2012

HANSA-FLEX AG

www.hansa-flex.com

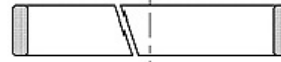
1

EGTP1

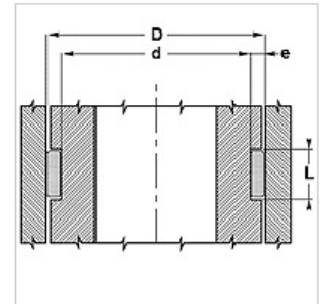
Kolbenführung, E-GTP1

HANSA FLEX**Eigenschaften**

Bauart	Führungsring
Gleitgeschwindigkeit max.	1,0 m/s
Druckfestigkeit nach DIN 53454	340 N/mm ²
Flächenpressung	50 N/mm ²
Temperatur min.	-40 °C
Temperatur max.	130 °C
Medien	Mineralöle Wasser-Emulsionen
Montage	in die Nut einlegen
Werkstoff	Phenolharz-Synthesefasergewebe-Laminat mit PTFE
Anwendung	Hydraulik



Toleranz / Tolerance		
D	d	L
H9	f8	+0,20 0

**Hinweis**

Toleranz: D= H9; d= f8; L= +0,2/0
 Berechnung der Querkraft; $F = p \times D \times L \times n$
 F= maximale Querkraft (N)
 p= Maximale Flächenpressung (N/mm²)
 D x L= projizierte Fläche (mm²)
 n= Anzahl Ringe

Beschreibung

einfache Einbaunut-Bearbeitung und Montage
 hohe Tragfähigkeit
 geringer Reibungskoeffizient (PTFE)
 keine Wasseraufnahme
 lange Lebensdauer

Bestellhinweise

Führungsringe mit Durchmesser 20 bis 1200 mm können wir kurzfristig anfertigen.

Artikel

Bezeichnung	D (mm)	d (mm)	L (mm)	Nuten gemäss
EGTP1 25056 0250 A	25	20	5,6	ISO 10766
EGTP1 25063 0250 A	25	20	6,3	-
EGTP1 25056 0300 A	30	25	5,6	-
EGTP1 25063 0300 A	30	25	6,3	-
EGTP1 25097 0300 A	30	25	9,7	-
EGTP1 25063 0320 A	32	27	6,3	-
EGTP1 25097 0320 A	32	27	9,7	-
EGTP1 25056 0350 A	35	30	5,6	-
EGTP1 25097 0350 A	35	30	9,7	-
EGTP1 25150 0350 A	35	30	15,0	-
EGTP1 25056 0400 A	40	35	5,6	ISO 10766
EGTP1 25063 0400 A	40	35	6,3	-
EGTP1 25097 0400 A	40	35	9,7	-
EGTP1 25150 0400 A	40	35	15,0	-
EGTP1 25056 0450 A	45	40	5,6	-
EGTP1 25063 0450 A	45	40	6,3	-
EGTP1 25097 0450 A	45	40	9,7	-
EGTP1 25150 0450 A	45	40	15,0	-
EGTP1 25056 0500 A	50	45	5,6	ISO 10766
EGTP1 25097 0500 A	50	45	9,7	-
EGTP1 25150 0500 A	50	45	15,0	-
EGTP1 25200 0450 A	45	40	20,0	-
EGTP1 25200 0500 A	50	45	20,0	-
EGTP1 25250 0500 A	50	45	25,0	-
EGTP1 25056 0550 A	55	50	5,6	-
EGTP1 25097 0550 A	55	50	9,7	-



Trotz sorgfältigster Prüfung können wir Fehler nicht ausschließen und übernehmen keine Gewähr für die enthaltenen Angaben.

14.08.2012

HANSA-FLEX AG

www.hansa-flex.com

Schraubenberechnung

Berechnung der Befestigung der Hubraumabdeckung nach VDI 2230. Aus platzgründen sollen möglichst keine größeren Schrauben als M 20 verwendet werden. Abzustützen ist eine Kraft von 1700 kN mit 16 Schrauben. Die Betriebskraft ist damit $F_A = 106250 \text{ N}$ groß.

Formelzeichen:

α_A	[]	Anziehungsfaktor
$F_{S_{\max}}$	[N]	maximale Schraubenkraft
F_A	[N]	axiale Betriebskraft
$F_{k_{\text{erf}}}$	[N]	erforderliche Klemmkraft
$F_{0,2 \text{ erf}}$	[N]	erforderliche Mindeststreckgrenze der Schraube
l_k	[mm]	Klemmlänge
d	[mm]	Schraubendurchmesser / Gewindedurchmesser
p_G	[MPa]	maximal zulässige Grenzflächenpressung
$F_{M_{\max}}$	[N]	maximale Montagevorspannkraft
F_z	[N]	Vorspannkraftverlust infolge Setzens
n	[]	Faktor für Dicke der entlasteten Bereiche der verspannten Teile
Φ_K	[]	Kraftverhältnis für zentrische Krafteinleitung in Ebenen
A_S	[mm ²]	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes nach DIN 13
$\sigma_{0,2}$	[MPa]	Dehngrenze der Schraube nach Festigkeitsklasse
δ_p	[µm/N]	nachgiebigkeit der Verspannten Teile
f_z	[µm]	Setzbetrag, bleibende Verformung durch Setzen
$F_{A_{\max}}$	[N]	maximale axiale Betriebskraft
$F_{A_{\min}}$	[N]	minimale axiale Betriebskraft
A_3	[mm ²]	Gewindequerschnitt
σ_A	[MPa]	Spannungsamplitude der Dauerhaltbarkeit
R_m	[MPa]	Zugfestigkeit der Schraubenaufschlagfläche

1) Ermittlung des Anziehungsfaktors $\alpha_A = 1,6$ (Anziehen mit Drehmomentschlüssel)

2) Errechnen der maximalen Schraubenkraft:

$$F_{S_{\max}} \approx (F_A + F_{k_{\text{erf}}}) \cdot \alpha_A \approx (106250 \text{ N} + 1000 \text{ N}) \cdot 1,6 = \underline{\underline{171600 \text{ N}}}$$

- 3) Errechnung der erforderlichen Streckgrenzlast:

$$F_{0,2 \text{ erf}} = F_{S_{\max}} \cdot 1,1 = \underline{\underline{188760 \text{ N}}}$$

- 4) Nach Tabellenwert 1.5 ergibt sich M 20 x 2,5 12.9

- 5) Das Klemmlängenverhältnis bei 15 mm Blechstärke ergibt sich zu:

$$\frac{l_k}{d} = \frac{15 \text{ mm}}{20 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,75}}$$

- 6) Die überschlägige Flächenpressung am Schraubenkopf ist nach Tabelle 1.6a :

$$p_G = 772 \text{ MPa}$$

- 7) Berechnung der maximalen Montagevorspannkraft im Schraubenbolzen:

$$F_{M_{\max}} = \alpha_A \cdot (F_{k_{\text{erf}}} + F_z + (1 - n \cdot \Phi_K) \cdot F_A)$$

- 8) Ermittlung des Vorspannungsverlustes durch Setzen:

$$F_z = f_z \cdot \frac{\Phi_K}{\delta_p} = 13 \mu\text{m} \cdot \frac{0,22}{0,22 \cdot 10^{-3}} = \underline{\underline{13000 \text{ N}}}$$

mit $f_z = 13 \mu\text{m}$ bei zwei Trennfugen, $\Phi_K = 0,22$ nach Bild 1.5 Stahl und $D_A > 3d_k$,
 $\delta_p = 0,22 \cdot 10^{-3}$ nach Bild 1.4

- 9) Ermittlung der Kräfteinleitung n:

Nach Empfehlung ist bei fast allen Anwendungsfällen $n = 0,5$ zu setzen.

- 10) Aus der Gleichung von Schritt 7 ergibt sich dann:

$$F_{M_{\max}} = \alpha_A \cdot (F_{k_{\text{erf}}} + F_z + (1 - n \cdot \Phi_K) \cdot F_A) \\ = 1,6 \cdot (1000 \text{ N} + 13000 \text{ N} + (1 - 0,5 \cdot 0,22) \cdot 106250 \text{ N}) = \underline{\underline{173700 \text{ N}}}$$

- 11) Aus Tabelle 1.10 ergibt sich bei einem angenommenen Reibwert
- $\mu_{\text{Ges}} = 0,125$
- :

$$F_V = 171000 \text{ N} < 173000 \text{ N} \text{ für Festigkeitsklasse 10.9}$$

$$F_V = 201000 \text{ N} > 173000 \text{ N} \text{ für Festigkeitsklasse 12.9}$$

- 12) Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft:

$$\frac{n \cdot \Phi_K \cdot F_A}{A_S} < 0,1 \cdot \sigma_{0,2} \rightarrow \frac{0,22 \cdot 106250}{2 \cdot 245 \text{ MPa}} < 0,1 \cdot 1100 \text{ MPa} \rightarrow \underline{\underline{47,7 \text{ MPa} < 110 \text{ MPa}}}$$

mit $A_S = 245 \text{ MPa}$ aus Tabelle 1.5

- 13) Einhaltung der Dauerschwingbeanspruchung im Gewinde:

$$n \cdot \Phi_K \cdot \frac{F_{A_{\max}} - F_{A_{\min}}}{2 \cdot A_3} < \sigma_A \rightarrow 0,5 \cdot 0,22 \cdot \frac{120000 \text{ N} - 0 \text{ N}}{2 \cdot 225 \text{ mm}^2} < 40 \text{ MPa}$$

$$\rightarrow \underline{\underline{29,3 \text{ MPa} < 40 \text{ MPa}}}$$

mit $A_3 = 225 \text{ mm}^2$ nach Tabelle 1.5 und $\sigma_A = 40 \text{ MPa}$ nach Tabelle 1.14

Bei Rückrechnung ergeben sich bei 40 MPa ertragbare Spitzen von $F_{A_{\max}} = \underline{\underline{160 \text{ kN}}}$

- 14) Einhaltung der Flächenpressung unter dem Schraubenkopf:

$p = 772 \text{ MPa}$ nach Tabelle 1.6 bei einem Zugfestigkeit des Werkstoffs 1.4034 von
 $R_m = 850 \text{ MPa}$

Auslegung der Hydraulikleitung

In der anschließenden Rechnung wird überprüft, wie hoch der Druckverlust in den Hydraulikleitungen und an der Drosselschraube ist. Die Berechnungen richten sich nach den Büchern „Technische Strömungslehre“, „Hydraulik und Pneumatik“ und „Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Schaltungen“ [21],[22],[23].

Formelzeichen:

d_k	[mm]	Kolbendurchmesser
A_k	[mm ²]	Kolbenfläche
V_k	[mm ³]	Hubraum
c	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
Q	[m ³ /s]	Volumenstrom
A_L	[mm ²]	Leitungsquerschnitt
Re_{40}	[]	Reynolds Zahl bei 40°C
Re_{120}	[]	Reynolds Zahl bei 120°C
d_L	[mm]	Hydraulikleitungsdurchmesser
$\nu(t)$	[mm ² /s]	Kinematische Viskosität
λ	[]	Rohrwiderstandsbeiwert
ζ	[]	Verlustbeiwert
l	[mm]	Rohrlänge
Δp_v	[bar]	Druckverlust entlang der Hydraulikleitung
ρ_{15}	[kg/m ³]	Dichte des Hydrauliköls bei 15°C
ρ_{40}	[kg/m ³]	Dichte des Hydrauliköls bei 40°C
ρ_{120}	[kg/m ³]	Dichte des Hydrauliköls bei 120°C
α	[K ⁻¹]	Dichteänderungskoeffizient
t	[°C]	Temperatur
T	[K]	Temperatur
$\dot{W} = P_{\text{verl}}$	[W]	Verlustleistung

Kolbendurchmesser: $d_k = 126,16 \text{ mm}$

Kolbenfläche: $A_k = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 = 0,0125 \text{ m}^2$

Hubraum bei 15mm Auslenkung: $V_k = A_k \cdot h = 0,0125 \text{ mm}^2 \cdot 15 \text{ mm} = 1,875 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$

Berechnung der Reynolds Zahl:

ϑ aus Hydrauliködatenblatt (Anhang Seite 11) und nach „Ubbelohde-Diagramm“[21]:

$$c = \frac{Q}{A_L} = \frac{1,097 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (8,3 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2} = \underline{\underline{20,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

Bei 40°C:

$$\text{Re}_{40} = \frac{c \cdot d_L}{v(t)} = \frac{20,27 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{32 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = \underline{\underline{5257,5}} \text{ (turbulent)}$$

Bei 120°C:

$$\text{Re}_{120} = \frac{c \cdot d_L}{v(t)} = \frac{20,27 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 8,3 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{3,5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = \underline{\underline{48069}} \text{ (turbulent)}$$

k nach „Technische Strömungslehre“[22] S. 175 für „gefräste Oberfläche“: k = 0,02 mm

Rohrwidestandsbeiwert bestimmt nach relativer Rauigkeit d/k aus Bild 3-1 nach Hydraulik und Pneumatik[21]:

$$\frac{d_L}{k} = 415$$

$$\text{Re}(\sim 5000): \lambda = \underline{\underline{0,04}}$$

$$\text{Re}(\sim 50000): \lambda = \underline{\underline{0,028}}$$

Strömungsverlust bei 40°C:

Gerade Rohrstücke:

$$\zeta_1 = \lambda \cdot \frac{l_1}{d_L} = 0,04 \cdot \frac{190 \text{ mm}}{8,13 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,935}}$$

$$\zeta_2 = \lambda \cdot \frac{l_2}{d_L} = 0,04 \cdot \frac{16 \text{ mm}}{8,13 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,078}}$$

Scharfkantiger Rohreinlauf nach „Technische Strömungslehre“[22] S. 135:

$$\zeta_3 = \underline{\underline{0,5}}$$

Krümmen nach „Hydraulik und Pneumatik“ S. 52 Tabelle 3.2 „rauhes Rohr, Krümmungswinkel 90°[21]

$$\zeta_3 = \underline{\underline{0,3}}$$

Druckverlust:

$$\Delta p_v = \sum_{i=1}^4 \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Mit Dichteänderungskoeffizient $\alpha = 0,75 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K}$ nach Tabelle 2.1, Seite 7 [21]

$$\rho_{40} = \rho_{15} \cdot (1 - \alpha(t - 15))$$

$$\rho_{40} = 868 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(1 - 0,75 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K} (40^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C})\right) \approx \underline{\underline{852 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$\begin{aligned} \Delta p_v &= \frac{\rho_{40}}{2} \cdot c^2 \cdot (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) \\ &= \frac{852 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(20,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \cdot (0,935 + 0,078 + 0,5 + 0,3) = \underline{\underline{3,17 \text{ bar}}} \end{aligned}$$

Strömungsverlust bei 120°C:

Gerade Rohrstücke:

$$\zeta_1 = \lambda \cdot \frac{l_1}{d_L} = 0,028 \cdot \frac{190 \text{ mm}}{8,13 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,64}}$$

$$\zeta_2 = \lambda \cdot \frac{l_2}{d_L} = 0,028 \cdot \frac{16 \text{ mm}}{8,13 \text{ mm}} = \underline{\underline{0,054}}$$

Scharfkantiger Rohreinlauf nach „Technische Strömungslehre“ [22] S. 135:

$$\zeta_3 = \underline{\underline{0,5}}$$

Krümmen nach „Hydraulik und Pneumatik“ S. 52 Tabelle 3.2 „rauhes Rohr, Krümmungswinkel 90° [21]

$$\zeta_3 = \underline{\underline{0,3}}$$

Druckverlust:

$$\Delta p_v = \sum_{i=1}^4 \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

Mit Dichteänderungskoeffizient $\alpha = 0,75 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K}$ nach Tabelle 2.1, Seite 7 [21]

$$\rho_{120} = \rho_{15} \cdot (1 - \alpha(t - 15))$$

$$\rho_{120} = 868 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left(1 - 0,75 \cdot 10^{-3} \frac{1}{K} (120^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C})\right) \approx \underline{\underline{800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}$$

$$\Delta p_v = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) = \frac{800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(20,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \cdot (0,64 + 0,054 + 0,5 + 0,3) = \underline{\underline{2,45 \text{ bar}}}$$

Strömungsverluste bei 120°C und eingeschraubter Drosselschraube:

Widerstandzahlen von Regelarmaturen Tabelle 4.4 „Technische Strömungslehre“ [22] S. 144, bei einem in Plattenschieben, welcher um 1/8 geöffnet ist:

$$\zeta_5 = \underline{\underline{97,8}}$$

$$\Delta p_v = \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \cdot (\zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) = \frac{800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \rho}{2} \cdot \left(20,27 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 \cdot (0,64 + 0,054 + 0,5 + 0,3 + 97,8) = 163,2 \text{ bar}$$

Temperaturerhöhung durch Druckverluste [23]:

$$\dot{W} = P_{\text{verl}} = c \cdot \rho \cdot Q \cdot \Delta T$$

$$P_{\text{verl}} = \Delta p_v \cdot Q$$

$$\Delta T = \frac{\Delta p_v}{\rho \cdot c}$$

Bei Mineralölen erhöht sich so die Fluidtemperatur bei einem Druckverlust von $\Delta p_v = 10 \text{ bar}$ um $\Delta T \approx 0,6 \text{ K}$, unter der Annahme, dass die gesamte Wärme im Fluid bleibt.

$$\rightarrow \Delta T \approx 16,32 \cdot 0,6 \text{ K} = \underline{\underline{9,8 \text{ K}}}$$

Shell Tellus S

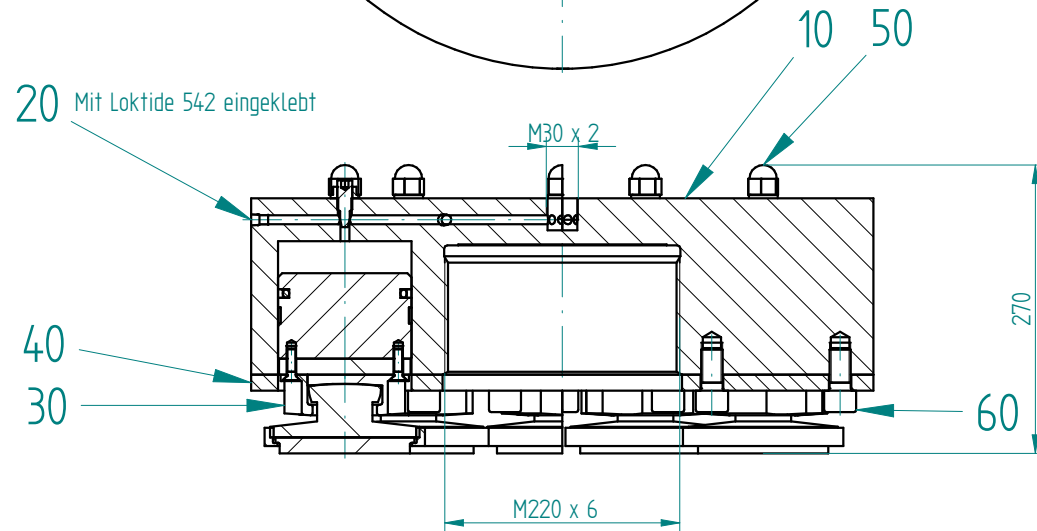
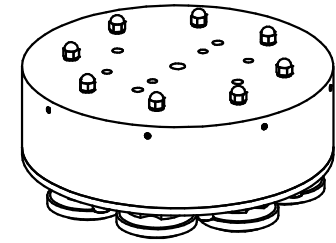
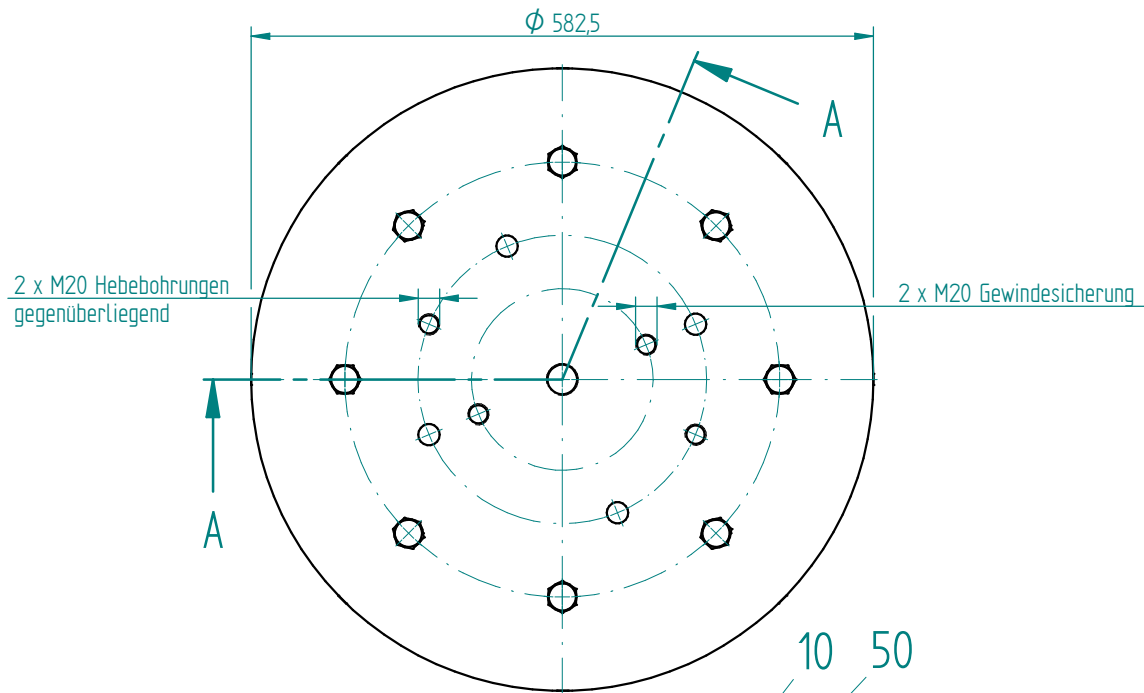
Hydrauliköle, zinkfrei aber thermisch stabil, umweltschonend

Typische Kennwerte

Shell Tellus S								
Viskositätsklasse		DIN 51519	22	32	46	68		
Kinematische Viskosität		DIN 51562-1						
			bei 40°C	mm ² /s	22	32	46	68
			bei 100°C	mm ² /s	4,3	5,5	6,8	8,8
Dichte bei 15°C		DIN 51757	863	868	878	878		
Flammpunkt nach Cleveland		DIN ISO 2592	200	215	222	230		
Viskositätsindex		DIN ISO 2909	100	100	100	100		
Pourpoint		DIN ISO 3016	-30	-30	-30	-27		
Korrosionsschutz Verfahren B	Korrosionsgrad	DIN ISO 7120	bestanden					
Kupferstreifenprüfung	Korrosionsgrad	DIN EN ISO 2160	(3h/100°C), Grad 1					
Luftabscheidevermögen bei 50°C	min	DIN ISO 9120	3	4	4	9		
Mechanische Prüfung in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine	Schadens- kraftstufe	DIN 51354-2						
			-	10	12	12		
Mechanische Prüfung in der Flügelzellenpumpe/Gewichtsverlust	mg	DIN 51389-2	<150					
Alterungsbeständigkeit		DIN 51587	<2,0					
Zunahme der Nz nach 1000 h	mg KOH/g		<2,0					
Verhalten gegen Dichtungswerkstoff (EVI)								
	SRE-NBR 1, 168 h bei 100°C	DIN 53538-1						
	rel. Volumenänderung	DIN 53521	5,8	4,2	4,0	3,5		
Änderung der Härte	Shore A	DIN 53505	-2,8	-2,5	-2	-2		

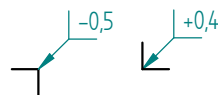
Durch Weiterentwicklung von Produkt und Produktion bedingte Datenveränderungen bleiben vorbehalten.

Konzeptzeichnungen für die Herstellkostenschätzung



Schnitt A-A

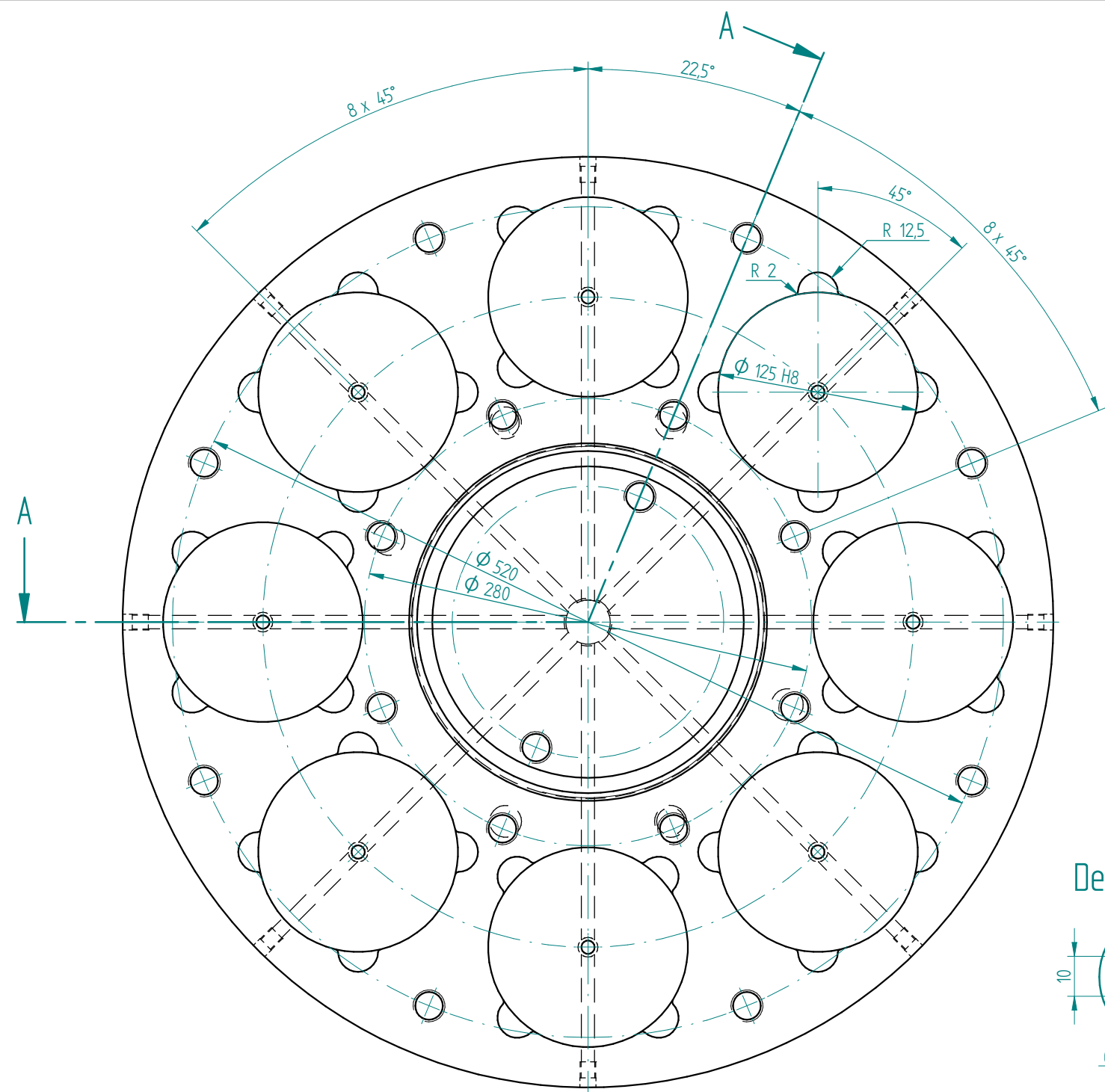
Stückliste Mehrkolbenmutter			
Zeichnungsnummer	Benennung	Werkstoff	Stückzahl
10	Grundkörper zur Mehrkolbenmutter	1.4034	1
20	K6040-2001 VERSCHLUSS-SCHRAUBE R 1/8" A4	A4	8
30	Kolben_kpl	-	8
40	Hubraumabdeckung	1.4034	1
50	Drosselschraube	-	8
60	ZYLINDERSCHR. M. INNENSECHSKT. M20X 40 12.9	12.9	16



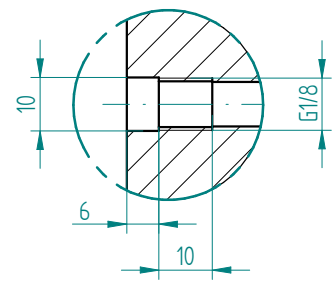
Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

AG		Datum	Name	Benennung	<h1>Mehrkolbenmutter</h1>
AF		Erst.	16.08.2012 JANPETERS		
AE		Bearb.	-		
AD		Mod. FR	-		
AC		Freigabe	-		
AB					
AA					
Zust.	Anderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG	
Werkstoff: -				Ursprung	Modell: 10000057446-AA
				Zeichnungsnummer	Blatt 1
				-AA	1 Bl.
				Zeichnung	Status
				10000057447-AA	

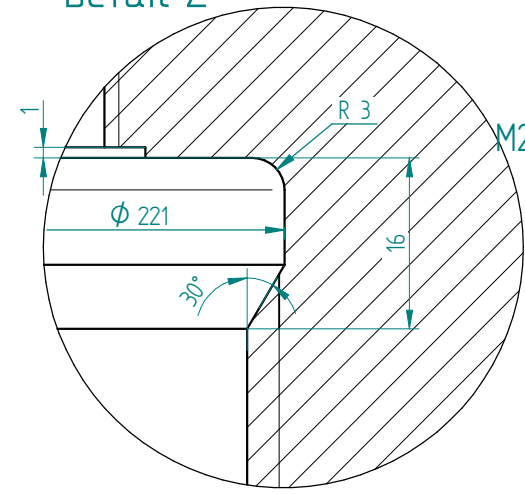
Passmaß	Abmaße	Höchstmaß	Mindestmaß
125 H8	+0,063 0,000	125,063	125,000



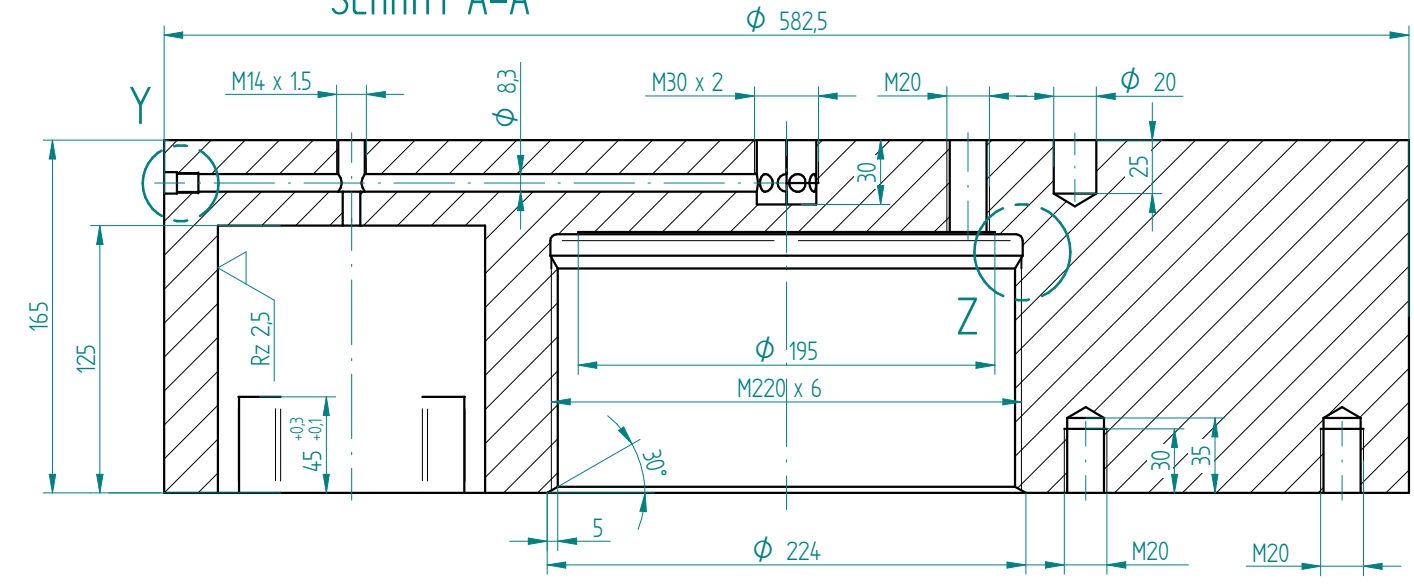
Detail Y



Detail Z



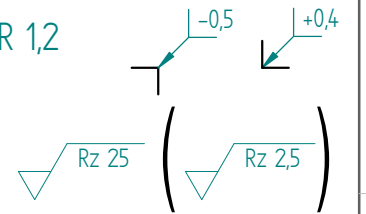
Schnitt A-A



vergütet auf ca. 1400 N/mm²

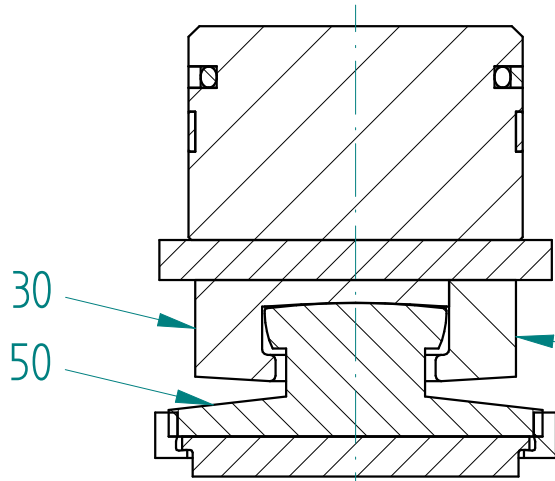
M220: Gewindespitzen und Anschnitt runden mit R 1,2

Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

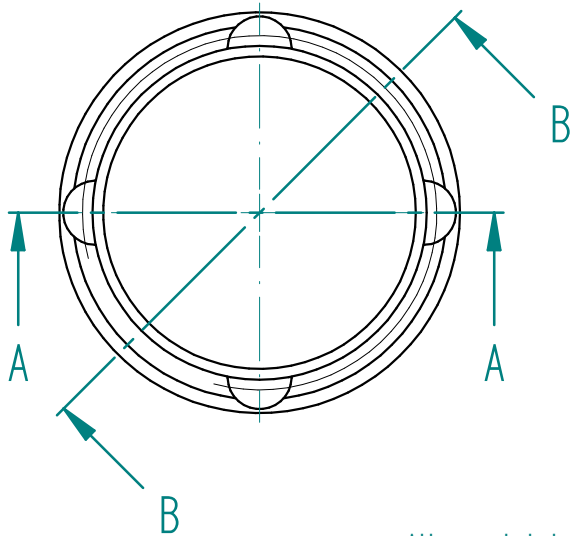
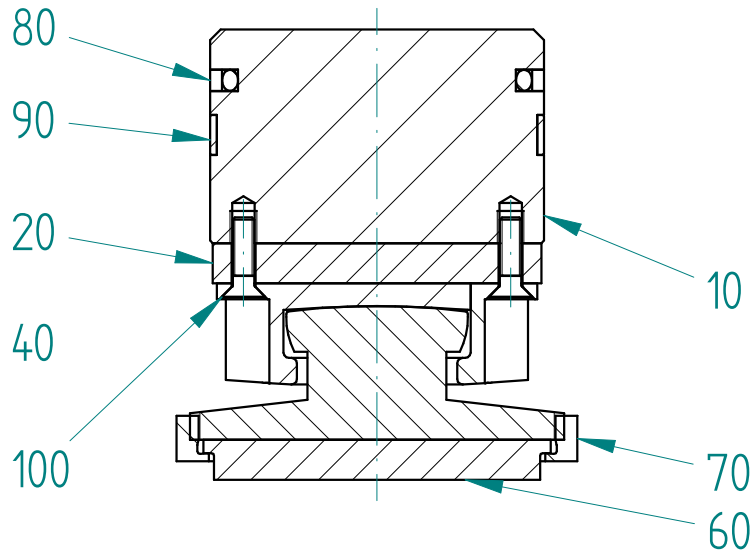


KIG		Datum		Name		Benennung	
HF		Erst	16.08.2012	JANPETERS		Grundkörper zur Mehrkolbenmutter	
BE		Bearb.	-			Zeichnungsnummer	
AD		Mod. FR	-			10 -AA	
AE		Freigebl.	-			Blatt 1	
AB						1 Bl.	
AA						Status	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Ursprung		Modell: 10000057433-AA	
Werkstoff: -				Ursprung		Zeichnung: 10000057434-AA	

Schnitt A-A




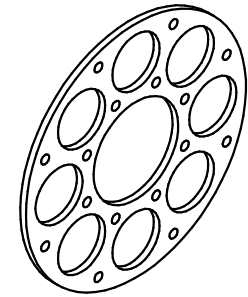
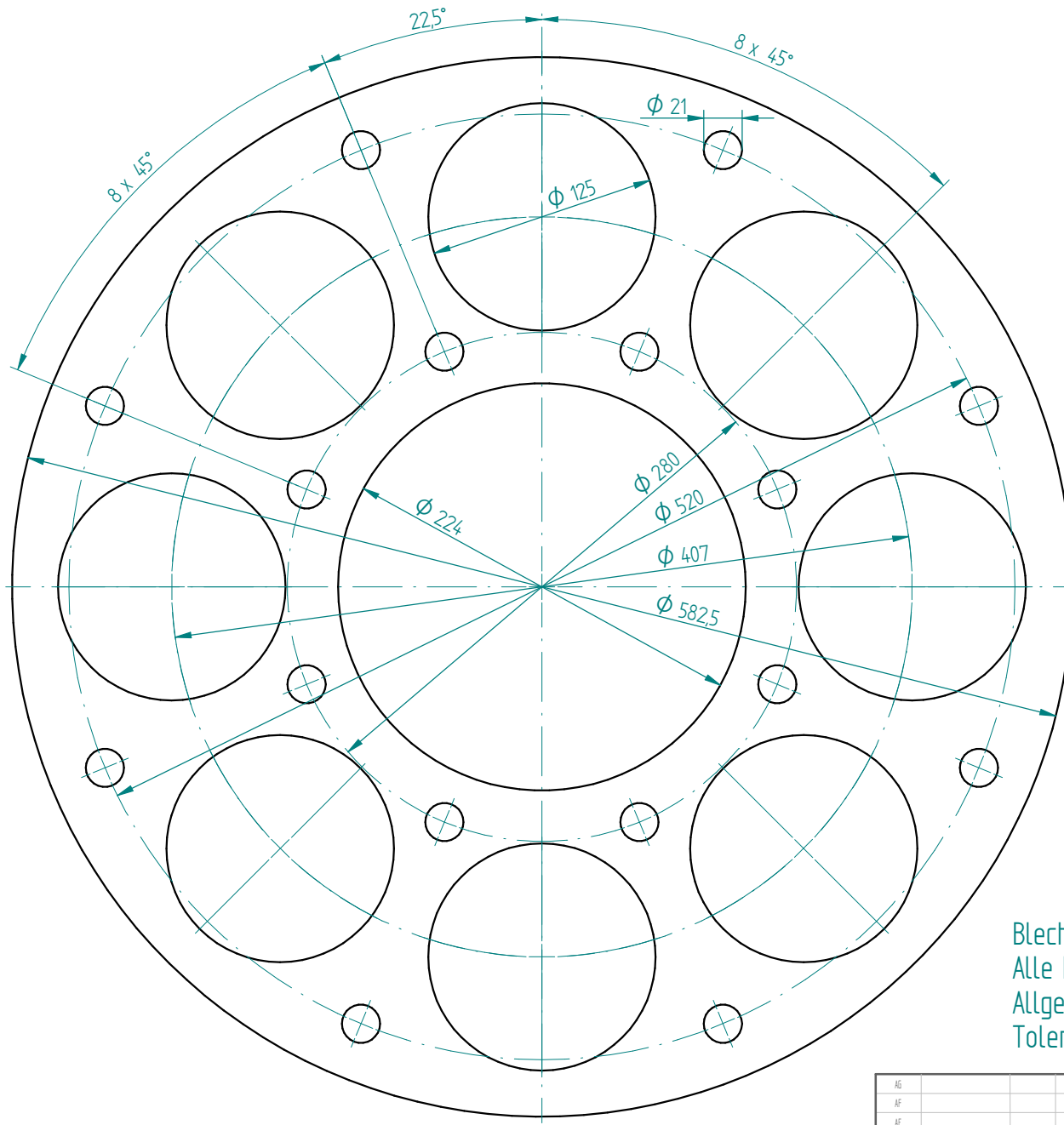
Schnitt B-B



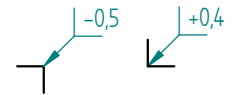
Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

Stückliste Kolben kpl			
Zeichnungsnummer	Benennung	Werkstoff	Stückzahl
10	Kolben	1.4034	1
20	Hubraumbegrenzung	1.4034	1
30	Kalottenaufnahme m. Lauffläche	1.3505	1
40	Kalottenaufnahme	1.3505	1
50	Kalotte	1.3505	1
60	Gleitplatte	PTFE	1
70	Gleitplattenabdeckung	1.4034	1
80	Dichtung EGRP-A-1250A55447	FPM / PTFE	1
90	Führungsring E-GTP1-1251501200A	PTFE	1
100	K6026-2049 SENKSCHRAUBE M.INNENSECHSKANT M 8X 30	8.8	4

AG		Datum	Name	Benennung Kolben kpl	Blatt 1
AF		Erst.	16.08.2012 JANPETERS		
AE		Bearb.	-	Zeichnungsnummer 30 -AA	Blatt 1 Bl.
AD		Mod. FR	-		
AC		Freigabe	-		
AB					
AA				 AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG	Modell: 10000057429-AA Zeichnung: 10000057430-AA
Zust.	Änderung	Datum	Name		
Werkstoff: -					



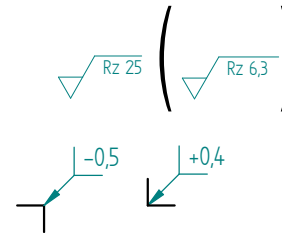
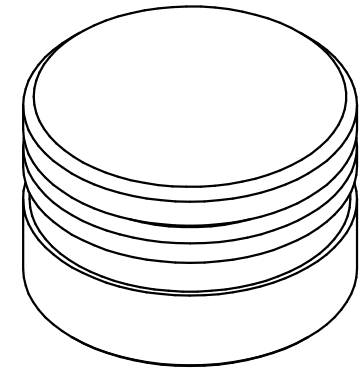
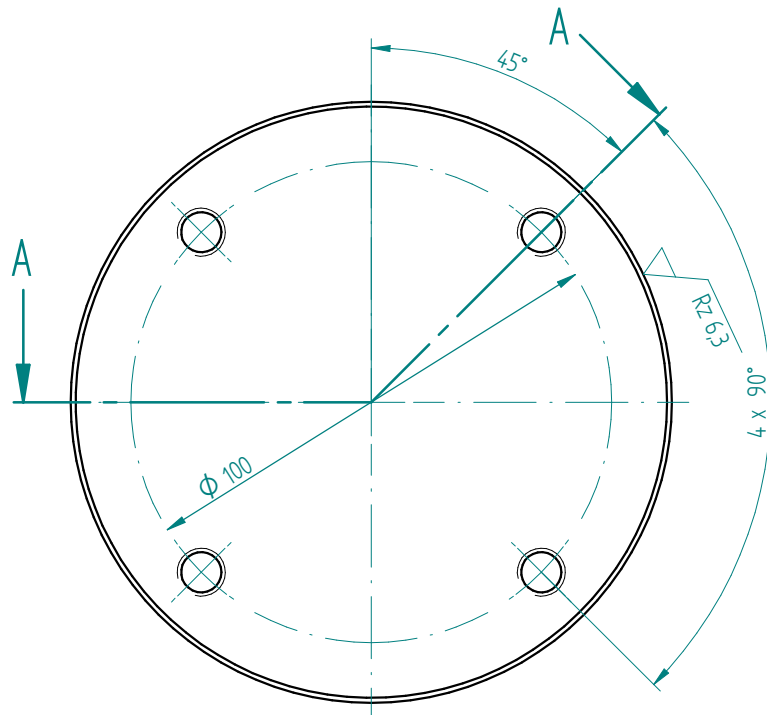
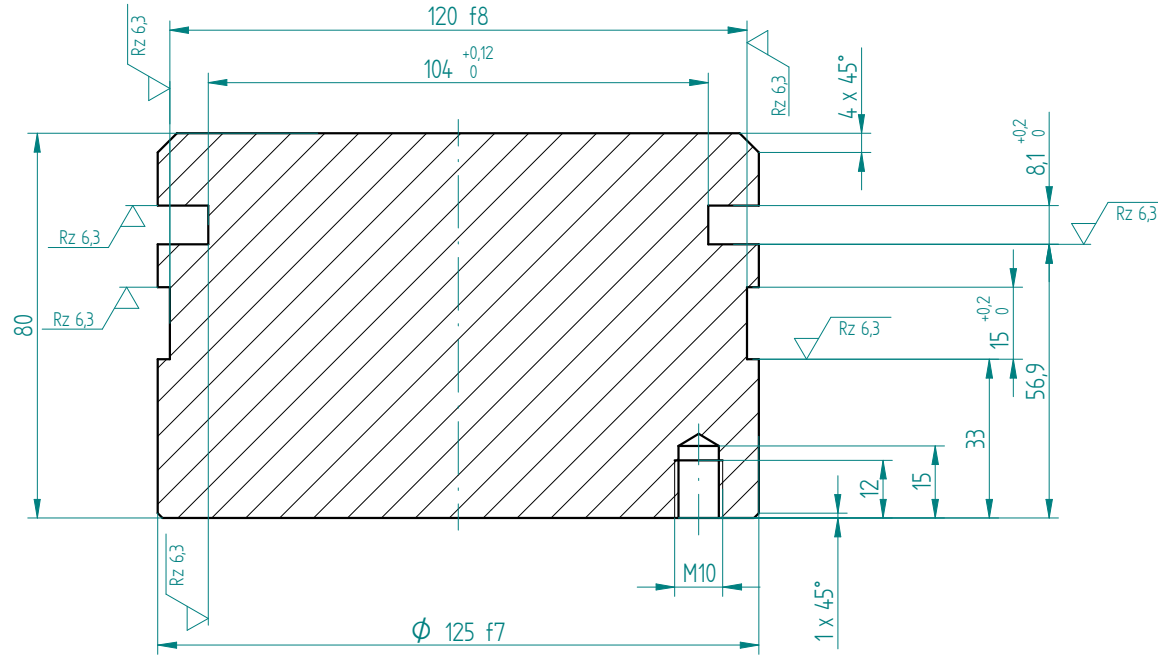
Blechdicke = 15,000
 Alle Biegeradien R = 15,000
 Allgemeintoleranzen DIN ISO 2768 - mK
 Toleranzen nach DIN ISO 8015



AG				Datum	Name	Benennung	
AF				Erst.	16.08.2012	JANPETERS	Hubraumabdeckung
AE				Bearb.	-	-	
AD				Mod. FR	-	-	
AC				Freigabe	-	-	
AB							Zeichnungsnummer
AA							40 -AA
Zust.	Anderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG			Blatt 1
Werkstoff: -				Ursprung		Modell: 10000057442-AA	Zeichnung: 10000057443-AA
							Status

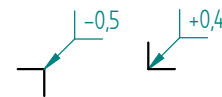
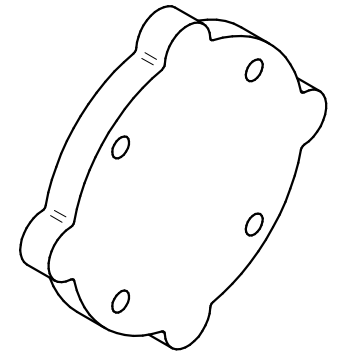
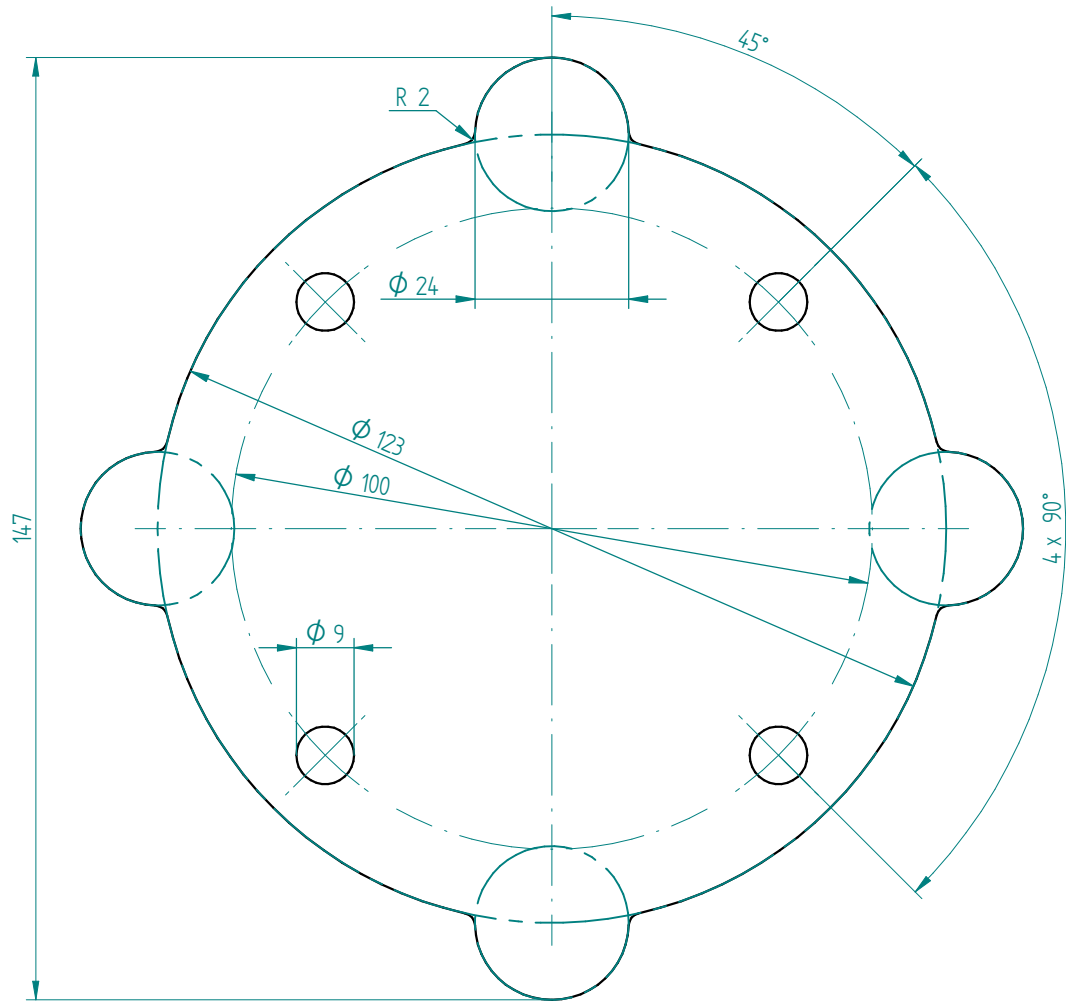
Passmaß	Abmaße	Höchstmaß	Mindestmaß
120 f8	-0,036 -0,090	119,964	119,910
125 f7	-0,043 -0,083	124,957	124,917

Schnitt A-A



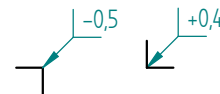
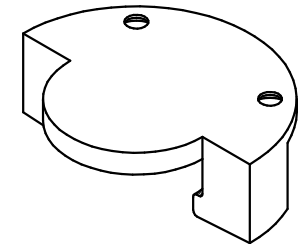
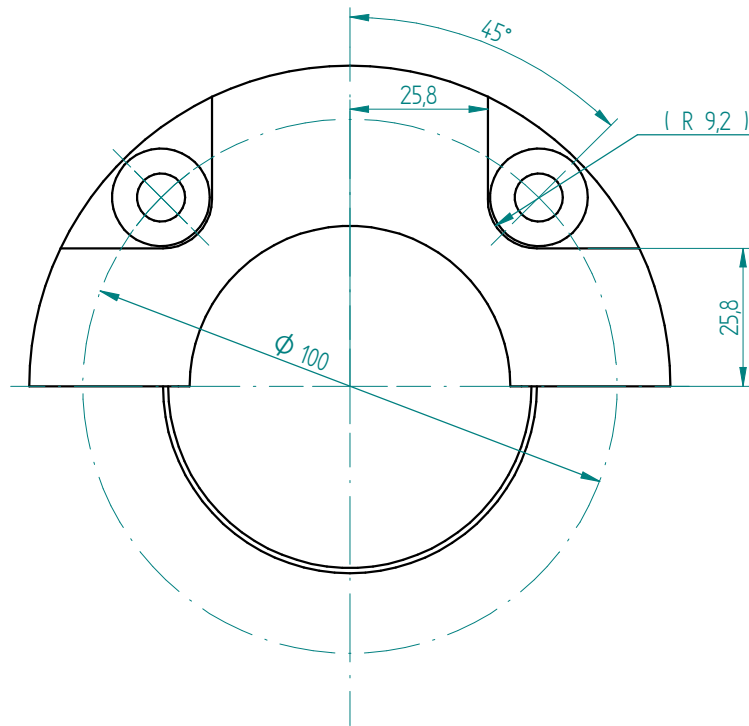
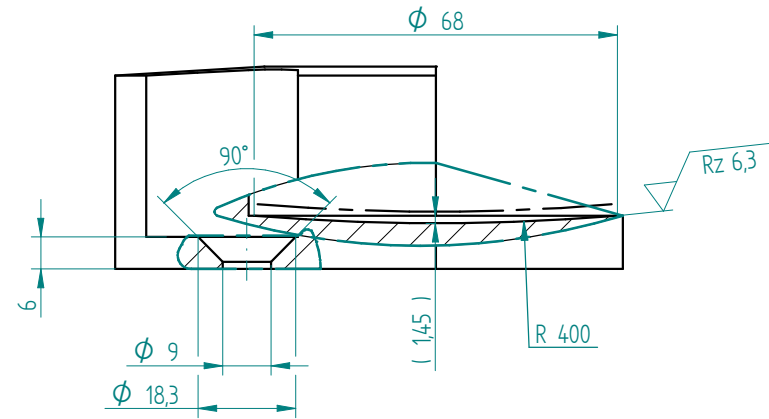
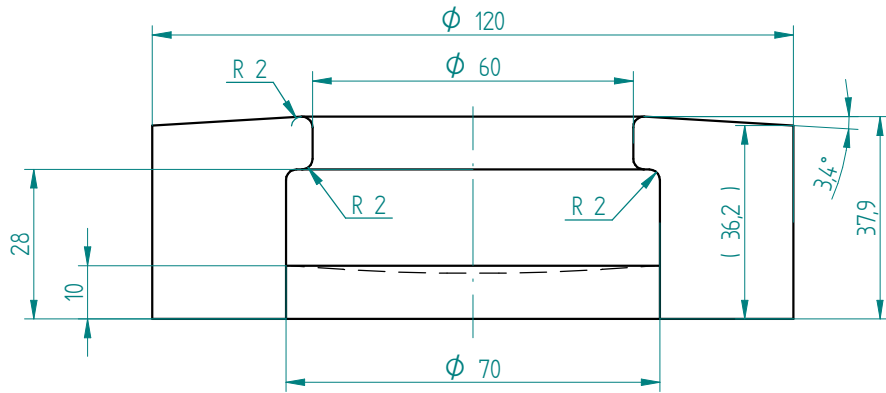
Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

AG				Datum	Name	Benennung	
AF				Erst	16.08.2012 JANPETERS	Kolben	
AE				Bearb.	-		
AD				Mod. FR	-		
AC				Freigabe	-		
AB							
AA							
Zust.	Anderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG		Zeichnungsnummer	Blatt 1
Werkstoff	-			Ursprung		10 -AA	1 Bl.
						Modell: 100000574/10-AA	Status
						Zeichnung: 100000574/11-AA	



Blechdicke =15,000
 Alle Biegeradien R = 15,000
 Allgmeintoleranzen DIN ISO 2768 - mK
 Toleranzen nach DIN ISO 8015

AG				Datum	Name	Benennung	
AF				Erst.	16.08.2012	JANPETERS	Hubraumbegrenzung
AE				Bearb.	-	-	
AD				Mod. FR	-	-	
AC				Freigabe	-	-	
AB							Zeichnungsnummer
AA							20 -AA
Zust.	Aenderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG			Blatt 1
Werkstoff	-			Ursprung		Modell: 10000057414-AA	1 Bl.
						Zeichnung: 10000057415-AA	Status

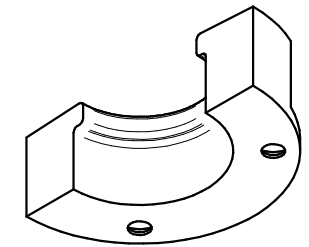
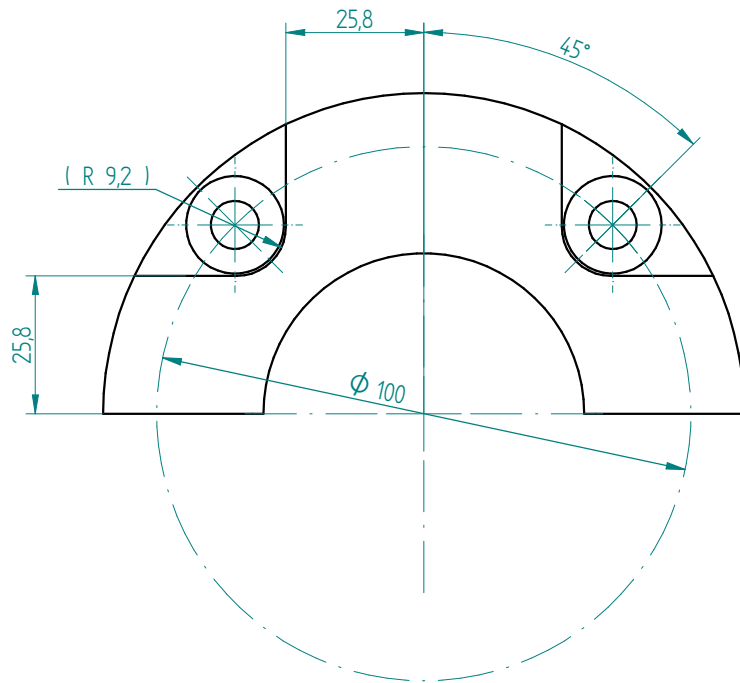
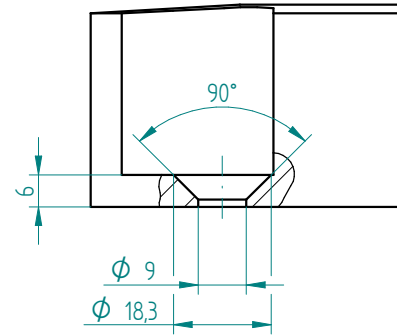
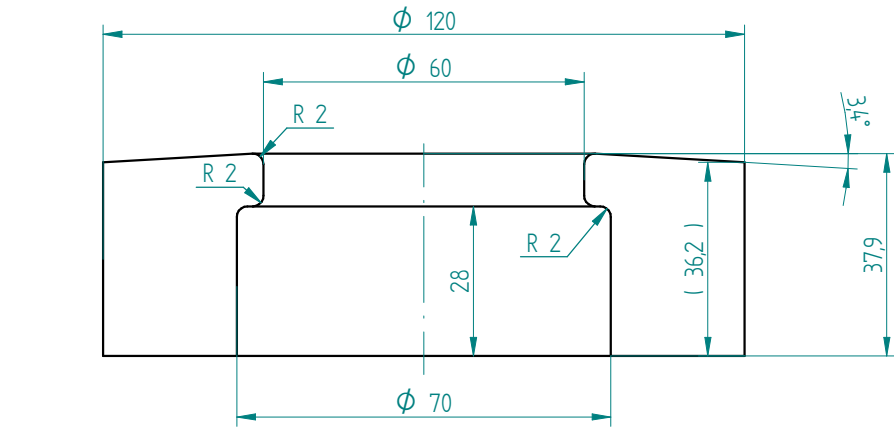


Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015



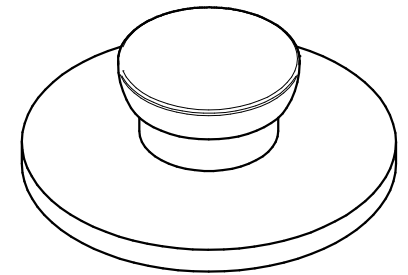
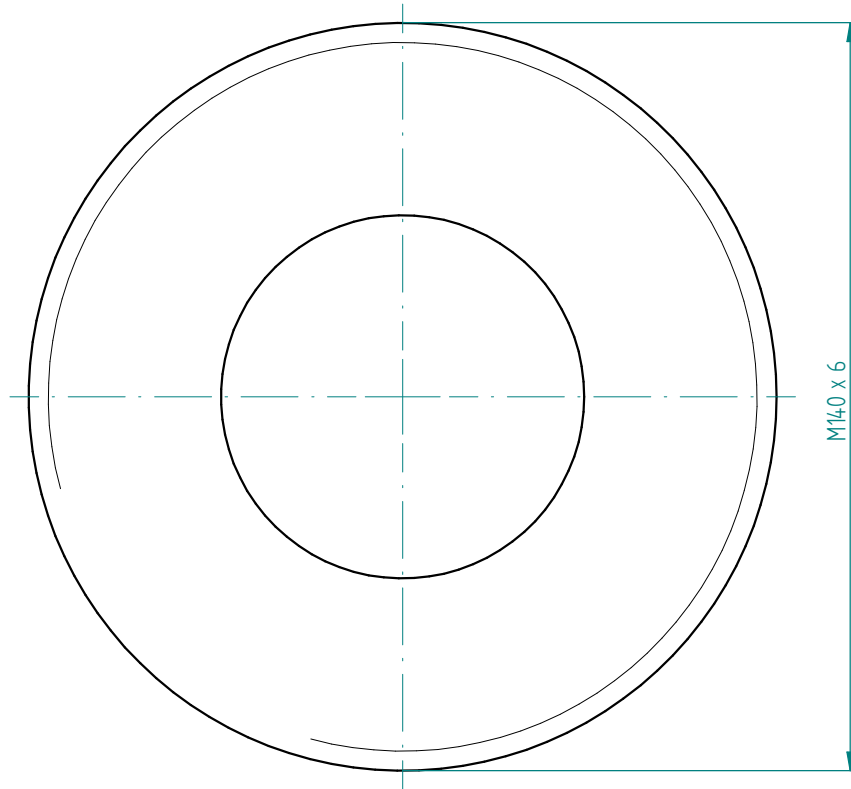
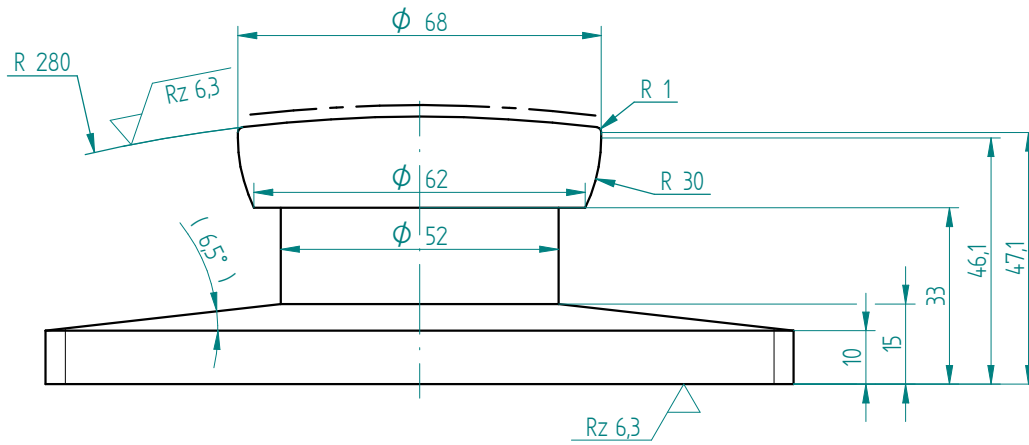
----- Lauffläche gehärtet 63 HRC

AG				Datum	Name	Benennung	
AF				16.08.2012	JANPETERS	Kalottenlageraufnahme m. Lauffläche	
AE				Bearb.	-		Zeichnungsnummer 30 -AA
AD				Mod. FR	-		
AC				Freigabe	-		
AB							
AA							Blatt 1
Zust.	Aenderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG			1 Bl.
Werkstoff: -				Ursprung		Modell: 10000057416-AA	Status
						Zeichnung: 10000057417-AA	



Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

AG			Datum	Name	Benennung
AF			16.08.2012	JANPETERS	Kalottenlageraufnahme
AE			Bearb.	-	
AD			Mod. FR	-	
AC			Freigabe	-	
AB					
AA					
Zust.	Anderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG	Zeichnungsnummer
Werkstoff: -				Ursprung	40 -AA
				Modell: 10000057418-AA	Blatt 1
				Zeichnung: 10000057419-AA	1 Bl.
				Status	



$Rz 25$ ($Rz 6,3$)

$-0,5$ $+0,4$

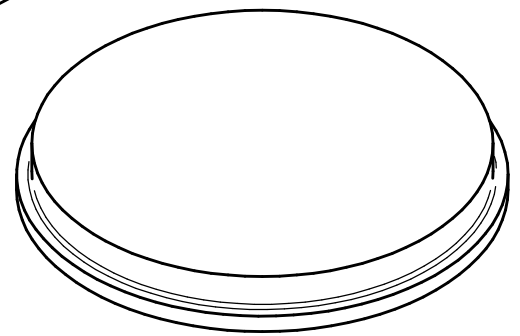
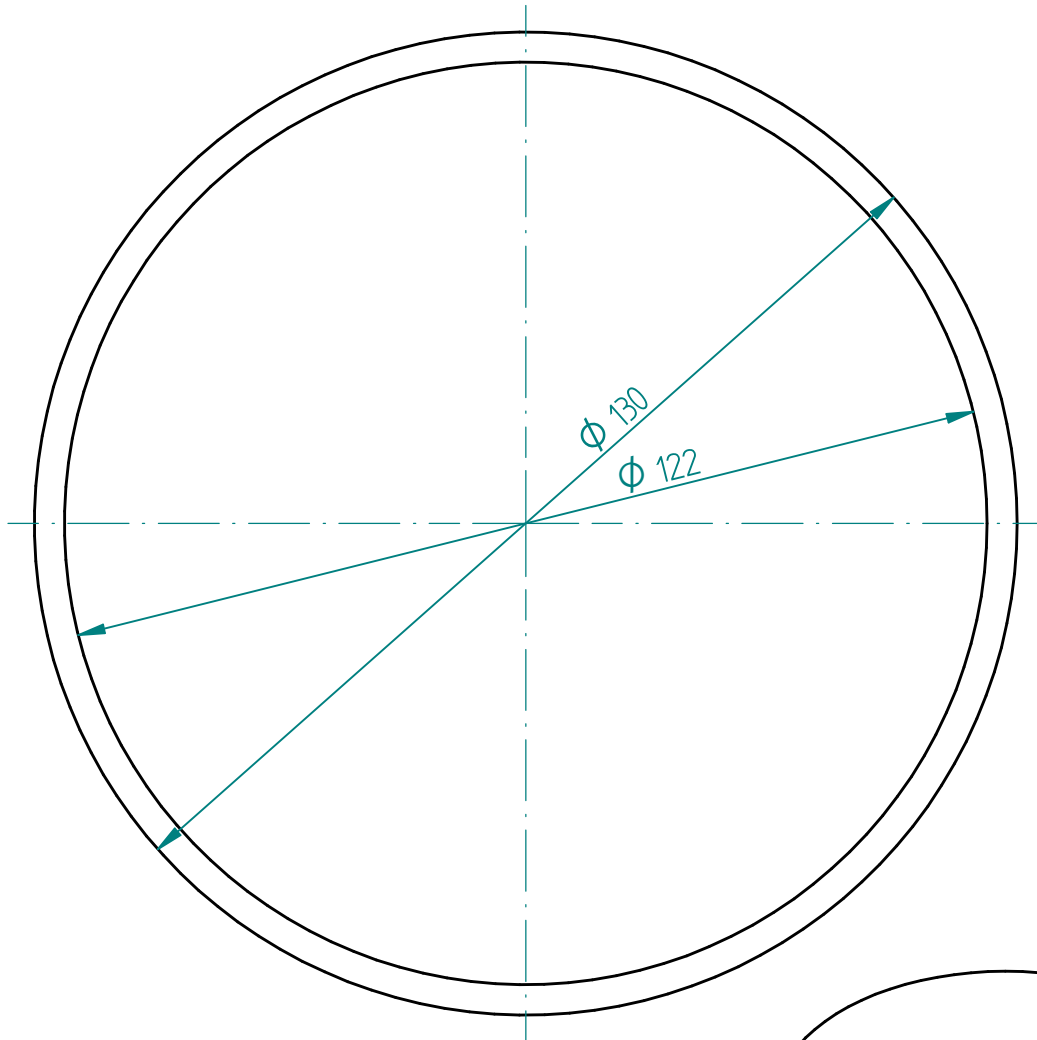
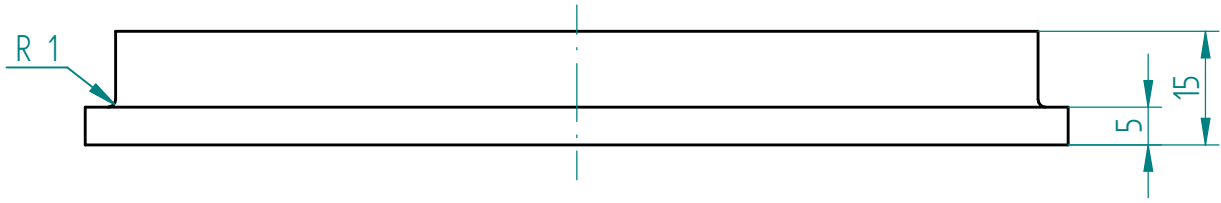
Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

--- Lauffläche gehärtet 65 HRC

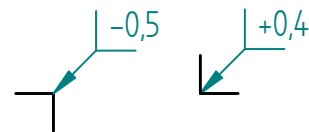
AG			Datum	Name	Benennung
AF			16.08.2012	JANPETERS	Kalotte
AE			Bearb.	-	
AD			Mod. FR	-	
AC			Freigabe	-	
AB					
AA					Zeichnungsnummer
Zust.	Anderung	Datum	Name	AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG	50 -AA
Werkstoff: -			Ursprung		Modell: 1000057420-AA
					Zeichnung: 1000057421-AA
					Status

Blatt 1

1 Bl.

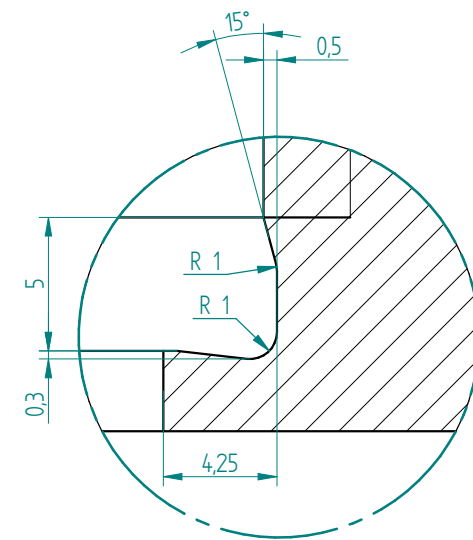
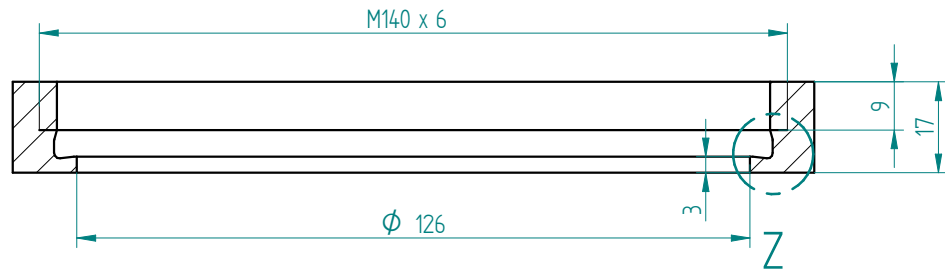


Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

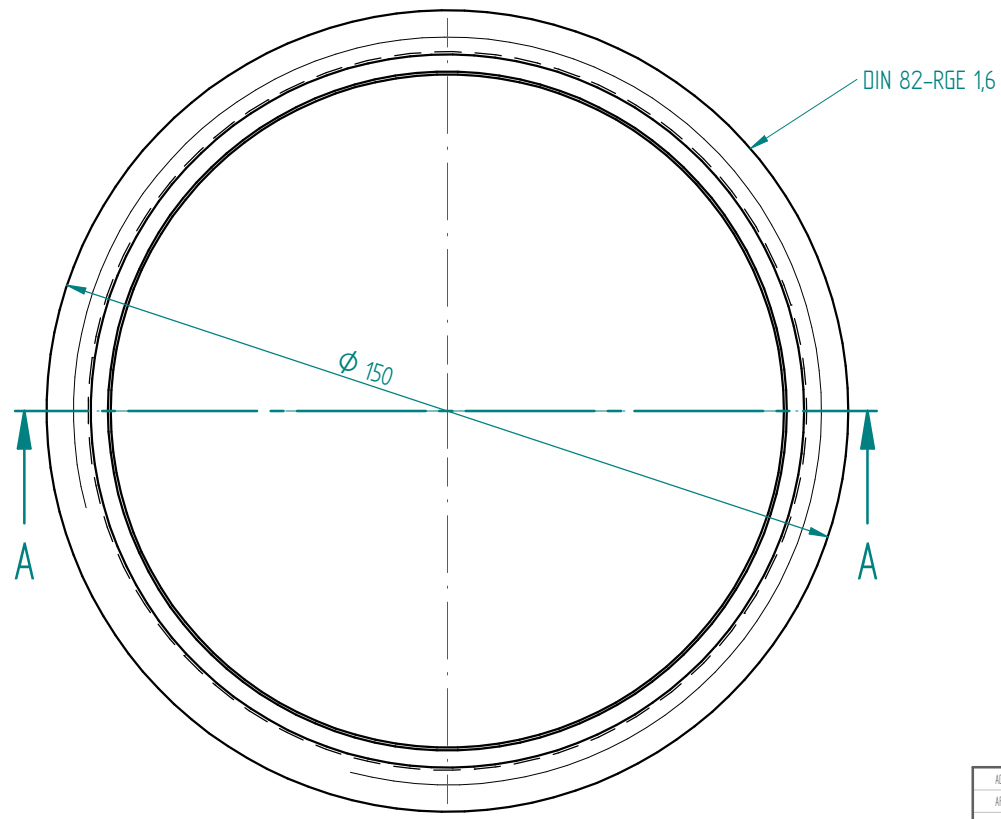


AG				Datum	Name	Benennung	
AF				Erst.	16.08.2012 JANPETERS	<h1>Gleitplatte</h1>	
AE				Bearb.	-		
AD				Mod. FR	-		
AC				Freigabe	-		
AB							
AA				KAHL AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG		Zeichnungsnummer	Blatt 1
Zust.	Änderung	Datum	Name			60 -AA	1 BL
Werkstoff: -				Ursprung:		Modell: 1000057422-AA	Status: Zeichnung: 1000057423-AA

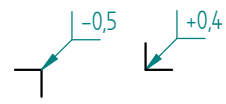
Schnitt A-A



Detail Z



Rz 25



Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768-fH
Toleranzen nach DIN ISO 8015

AG				Datum	Name	Benennung	
AF				Erst.	16.08.2012	JANPETERS	Gleitplattenabdeckung
AE				Bearb.	-	-	
AD				Mod. FR	-	-	
AC				Freigabe	-	-	
AB							
AA							Zeichnungsnummer
Zust.			Aenderung	Datum	Name	70 -AA	
Werkstoff: -			Ursprung: AMANDUS KAHL GmbH & Co. KG			Modell: 1000057424-AA	Blatt 1
						Zeichnung: 1000057425-AA	1 Bl.
						Status:	



Formblatt Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Bachelorthesis

Zur Erläuterung des Zweckes dieses Blattes:

§ 16 Abs. 5 der APSOTIBM lautet:

„Zusammen mit der Thesis ist eine schriftliche Erklärung abzugeben aus der hervorgeht, dass die Arbeit bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit (§18 Absatz 1) ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Dieses Blatt mit der folgenden Erklärung ist nach Fertigstellung der Arbeit durch jede/n Kandidat/en/in auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt des als Prüfungsexemplar der Bachelorthesis gekennzeichneten Exemplars einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann - auch nachträglich - zur Ungültigkeit des Bachelorabschlusses führen.

Erklärung

Hiermit versichere ich,

Name: Peters

Vorname: Jan

dass ich die vorliegende Bachelorthesis – bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema

Entwicklung einer konzeptionellen Lösung zur Presskrafterzeugung bei Pelletpressen

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Bachelorthesis ist erfolgt durch

Hamburg

Ort

22.08.2012

Datum

Unterschrift im Original