



**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN**

Vienna University of Technology

Diplomarbeit

Entwicklung einer Erntemaschine für Erdmandeln

Auslegung der hydraulischen Anlage und der Förderbänder

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig

(E307 Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Robert Schöggli

0926629 (066 482)

Pottschollacherstraße 9

3384 Pottschollach

Pottschollach, im Dezember 2014

Vorname, Nachname



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Diplomarbeit

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einen Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Pottschollach, im Dezember 2014

Vorname, Nachname

Danksagung

Mein größter Dank gilt meinen Eltern, Silvia und Robert Schögggl. Sie haben mich stets liebevoll in meinen Entscheidungen bestärkt, und ihre Unterstützung hat mir das Studium erst ermöglicht.

Ihnen widme ich diese Arbeit.

Danke Mama, Danke Papa

Ganz herzlich möchte ich mich bei allen, die mich auf meinem Schul-, Studien- und bisherigen Lebensweg begleitet haben, bedanken.

Danke

Großer Dank gebührt meinem Onkel, Herrn Friedrich Blaha, der mich veranlasste einen technischen Bildungsweg einzuschlagen.

Danke Billy

Ebenso gilt mein Dank, dem österreichischen Steuerzahler, der mit seiner beträchtlichen Steuerleistung unter anderem das gesamte Bildungswesen finanziert und mir damit meine Ausbildung ermöglicht hat.

Danke

Im Rahmen dieser Arbeit gilt mein besonderer Dank meinem Betreuer Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig, der mir durch wertvolle Gespräche und Ideen sehr hilfreich beim Schreiben dieser Arbeit war.

Danke Herr Professor

Ebenso möchte ich mich bei Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak, für seine fachlichen Anregungen und seine Bereitschaft, mich bei der Durchführung meiner Diplomarbeit zu unterstützen, bedanken.

Danke Herr Professor

Zu guter Letzt möchte ich mich noch bei Ao. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Kuhlmann bedanken, der mir in der Schlussphase meines Studiums oft hilfreich und mit einem freundschaftlichen Rat zur Seite gestanden ist.

Danke Peter

Kurzfassung

Herr Peter Laßnig und Herr Klaus Rapf haben es sich zum Ziel gesetzt, Erdmandeln für den österreichischen Markt als einheimisches Nahrungsmittel zu etablieren. Sie wollen die Knollen der *Cyperus esculentus* auf ihren Feldern im Marchfeld und im Burgenland anbauen und vermarkten. Der immer stärker werdende Wunsch der Konsumgesellschaft nach einheimischen, ökologisch erzeugten Nahrungsmitteln bestärkte sie in ihrem Vorhaben. Zur wirtschaftlichen Produktion dieser Pflanzenart fehlt jedoch eine Erntemaschine, die mit den vorherrschenden Erntebedingungen zurechtkommt. Deswegen beauftragten sie Anfang 2014 das *Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik* mit der Entwicklung und Konstruktion einer solchen Maschine. Die Erarbeitung der Erdmandel-Erntemaschine wurde daraufhin an ein vierköpfiges Studententeam, bestehend aus Kevin Höglinger, Roman Meyer, Christian Schmaus und mir, Robert Schöggel, unter der Leitung von Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig übergeben. Die Hauptaufgabe bestand aus der Entwicklung eines Ernteverfahrens und der Konstruktion dieser Maschine. Mithilfe systematischer Vorgehensweise, in Anlehnung an die Lehrinhalte Lehrveranstaltung *Höhere Konstruktionslehre und Produktentwicklung*, entstand im darauffolgenden Halbjahr am Computer eine Maschine, die die vorgegebenen Erntebedingungen und deren Herausforderungen bewältigen sollte. Es entstand eine Maschine, die der feuchten Witterung, den unterschiedlichen Bodenverhältnissen, mit eventuellem Steinbesatz, sowie dem Wurzelgeflecht der Erdmandeln gewachsen ist.

Prinzipiell besteht die Maschine aus einer Kombination verschiedener Förderer – beginnend mit zwei Siebketten, um den Großteil der Erde auszusieben, gefolgt von einer Walzeneinheit, die den Förderstrom von großen Steinen trennen und einer Fräse, die die Knollen aus dem Wurzelgeflecht lösen soll. Danach wird das Fördergut über zwei Förderbänder in die Siebtrommel befördert. Dort erfolgt die letzte Trennung in drei Fraktionen. Zuerst werden Feinteile, großteils Feinerde, abgeschieden und anschließend wird das eigentliche Erntegut von der verbliebenen Grünmasse, Wurzeln und Blätter, getrennt.

Abstract

Mr. Peter Laßnig and Mr. Klaus Rapf targeted to establish tiger nuts as domestic aliment into the Austrian market. They are planning to grow and put on the market the lump of *Cyperus esculentus* on their fields in Marchfeld and in Burgenland. Following the permanently increasing wish of consumer society, asking for domestic and ecological produced food, confirmed their project. For an economic production of this plant species, a special harvester, considering domestic harvest conditions, was needed. Therefore, at the beginning of the year 2014, they assigned the „*Institut for Engineering Design and Logistic Engineering*“ to develop and construct this kind of machine. Thereupon a team of four students – Kevin Höglinger, Roman Meyer, Christian Schmaus and me, Robert Schöggel – with leadership of Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.tech. Georg Kartnig started designing and developing the tiger nuts harvester. Our main task was the development of a special harvest method and the engineering of this machine. Within a term via systematic methods, according to the university course „*Höhere Konstruktionslehre und Produktentwicklung*“, a machine accrued on pc. A machine, built to manage the domestic harvest conditions and involved challenges. The tiger nuts harvester should cope with the humid weather conditions, different ground conditions, including possible stone emersion as well as network of roots built by tiger nuts themselves.

Basically, the machine consists of a combination of different conveyers. Starting with two elevator chains, screening the bigger part of earth, followed by a roller unit, separating the delivery rate of bigger stones, and a milling machine, isolating the lump from the network of roots. Accordingly, the delivery rate will be transported via two belt conveyers right to the rotary screen. Attaining there, the last separation takes place, split up into three fractions. First fines, mostly fine soil, gets settled out, finally the real harvest goods gets separated of residual green plant mass, roots and leaves.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	5
1.1	Aufgabenstellung	5
1.2	Rahmenbedingungen	6
1.3	Aufbau der Arbeit	8
2	Methodisches Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung.....	9
2.1	Erstellen der Anforderungsliste	9
2.2	Anforderungen	10
2.2.1	Geometrie.....	12
2.2.2	Kinematik.....	12
2.2.3	Kräfte.....	12
2.2.4	Energie	12
2.2.5	Stoff	13
2.2.6	Sicherheit.....	13
2.2.7	Ergonomie, Instandhaltung.....	13
2.2.8	Fertigung	13
2.2.9	Gebrauch: Technische Eigenschaften	13
2.2.10	Kosten	14
2.2.11	Termin	15
2.3	Anforderungsliste	15
3	Konzipieren Allgemein	17
3.1	Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme.....	17
3.2	Aufstellen der Funktionsstruktur.....	19
3.2.1	Gesamtfunktion.....	19
3.2.2	Aufgliedern in Teilfunktionen	20
3.3	Entwickeln von Wirkstrukturen	22
3.3.1	Suche nach Wirkprinzipien	22
3.3.2	Kombinieren von Wirkprinzipien	22
3.3.3	Auswählen geeigneter Wirkstrukturen	25
3.3.4	Prinzipskizzen der fünf ausgewählten Wirkstrukturen.....	26
3.3.5	Auswahl der Lösung	32

4	Konzipieren Spezifisch	33
4.1	Beförderung des Erntegutes	33
4.2	Antrieb	35
5	Entwerfen	37
5.1	Antrieb	38
5.1.1	Berechnung Massen- und Volumenstrom	38
5.1.2	Sankey-Diagramm	39
5.1.3	Geschwindigkeitsberechnungen	40
5.1.4	Leistungsberechnungen	50
5.1.5	Auswahl der Hydraulikmotoren	60
5.1.6	Hydraulikzylinder	64
5.1.7	Hydraulische Entlastung der Dammtrommel	66
5.1.8	Auslegung Hydraulikpumpe	72
5.1.9	Auswahl der Ventile	76
5.1.10	Tank	81
5.1.11	Hydraulikflüssigkeit	83
5.1.12	Leitungen	86
5.1.13	Druckverlust in der Hydraulikanlage	94
5.1.14	Pumpenleistung	95
5.1.15	Filter	96
5.1.16	Kühler	97
5.1.17	Kostenoptimierung Behältergröße – Hydraulikflüssigkeit – Kühlerleistung	98
5.1.18	Reserven	102
5.2	Förderbänder	105
5.2.1	Position des Antriebes	105
5.2.2	Gurt	106
5.2.3	Trommelabmessungen	110
5.2.4	Länge der Förderbänder	115
5.2.5	Seitliche Materialbegrenzung	118
5.2.6	Bestimmung der Tragrollen	119
5.2.7	Förderbandrahmen	124

5.2.8	Versteifungsrippe.....	126
5.2.9	Spannen des Fördergutes	127
5.2.10	Reinigungseinrichtungen	130
5.2.11	Prallblech.....	132
6	Beschreibung des Gesamtaufbaus.....	135
7	Zusammenfassung und Ausblick	137
8	Literaturverzeichnis.....	139
8.1	Verwendete Literatur	139
9	Abbildungsverzeichnis	141
10	Tabellenverzeichnis.....	145
11	Abkürzungsverzeichnis.....	147
12	Anhang.....	149
12.1	Berechnungen.....	149
12.1.1	Geschwindigkeitsberechnung des Siebkettenroders "Kuxmann"	149
12.1.2	Berechnung der Reichweite des Fördergutes durch Förderbandabwurf 150	
12.1.3	Abwurfparabel	153
12.1.4	Tragrollenteilung Querförderband	155
12.1.5	Tragrollenteilung Längsförderband.....	156
12.1.6	Leistungsberechnung Querförderband.....	157
12.1.7	Sonstige Berechnungen des Querförderbandes	159
12.1.8	Leistungsberechnung Längsförderband	161
12.1.9	Sonstige Berechnungen des Längsförderbandes.....	163
12.1.10	Siebtrommelberechnungen	165
12.1.11	Berechnungen der Hydraulikzylinder.....	167
12.1.12	Berechnung des erforderlichen Ölstromes für die hydraulische Entlastung.....	168
12.1.13	Ausnutzungsgrad, Pumpenleistung	169
12.1.14	Berechnung Tankgröße.....	169
12.1.16	Leckölstrom	170
12.1.17	Massenstromberechnung.....	171
12.1.18	Gurtberechnungen Querförderer	172

12.1.19	Gurtberechnungen Längsförderer.....	172
12.2	Datenblätter, Zeichnungen, Stücklisten.....	173

1 Einleitung

1.1 Aufgabenstellung

Ziel dieses Projektes ist die Entwicklung und Konstruktion einer Maschine, mit der Erdmandeln unter heimischen Bedingungen geerntet werden können. Neben der feuchten Witterung bei der Ernte sind vor allem die unterschiedlichen Bodenverhältnisse zu berücksichtigen.

Die Aufgabenstellung lässt sich kompakt formulieren:

"Entwicklung einer Maschine, um Erdmandeln aus dem Boden zu roden, von der Wurzelmasse zu trennen, Erde, Steine und Blatt- sowie Wurzelmasse auszusieben und die Erdmandeln zu sammeln."

Aufgrund des Umfanges dieses Projektes erfolgte die Bearbeitung der Aufgabenstellung durch vier Studenten unter der Leitung von Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig. Nach der gemeinsamen Entwicklungsphase wurde die Konstruktion und Dimensionierung der einzelnen Bauteile auf die vier Studenten aufgeteilt.

Herr Kevin Höglinger bearbeitete, im Umfang einer Bachelorarbeit, die Ausführung der Siebtrommel.

Herr Christian Schmaus konstruierte und dimensionierte, im Zuge einer Bachelorarbeit, das Fahrgestell.

Herr Roman Meyer übernahm im Rahmen einer Diplomarbeit die Konstruktion sowie die rechnerische Bemessung der Siebketten, des Walzenseparators und der Fräse.

Meine Aufgabe in diesem Projekt war die Auslegung des ölhydraulischen Antriebes der Förderer und die Auslegung sowie die Konstruktion der Förderbänder zur Beförderung des Ernteguts von der Fräse zur Siebtrommel.

1.2 Rahmenbedingungen

Als Erdmandeln werden die unterirdischen Wurzelverdickungen der Erdmandelpflanze bezeichnet. Sie erreichen einen Durchmesser von 15-25 mm.

In Abbildung 1 sind Erdmandeln abgebildet.



Abbildung 1: Erdmandeln

Sie werden bei passender Witterung im Frühling in Dämme gepflanzt. Die Abmessungen dieser entsprechen den Abmessungen der Dämme, in die Kartoffeln gepflanzt werden, sie werden in dieser Arbeit auch Erdmandeldämme genannt.

In Abbildung 2 ist das Formen der Dämme abgebildet. In diese werden, nach dem Formen, die Erdmandeln gepflanzt.



Abbildung 2: Erstellung der Dämme

Bis Oktober erwachsen daraus krautige Pflanzen mit einem unterirdischen Wurzelgeflecht. In diesen Wurzeln bilden sich knollige Verdickungen – die Erdmandeln. Abbildung 3 zeigt die ausgebildeten Erdmandelpflanzen und Abbildung 4 die Verdickung der Wurzeln.



Abbildung 3: Erdmandelfeld



Abbildung 4: Die Erdmandel als Verdickung der Wurzeln

Die Ernte der Erdmandeln erfolgt in Österreich ab Mitte bzw. Ende Oktober. Zu dieser Jahreszeit ist von strahlendem Sonnenschein bis extrem feuchter Witterung mit relativ unterschiedlichen Erntebedingungen zu rechnen. Diese Umgebungseinflüsse wirken sich direkt auf die Feuchtigkeit des aufgenommenen Erddammes, und somit auf dessen physikalische Eigenschaften, wie z. B. die Scherfestigkeit, aus.

Ein weiterer starker Einflussfaktor bei der Entwicklung und Konstruktion war, dass Steine in den unterschiedlichsten Größenfraktionen den Ernteprozess beeinträchtigen könnten. So besteht prinzipiell die Gefahr, dass große Steine (bis zu hunderte kg schwer) im Erdreich die Rodeschar beschädigen könnten oder kleinere Steine (bis zu mehreren kg schwer), die von der Maschine aufgenommen werden,

Schäden an den darauffolgenden Bauteilen verursachen. Diese Beschädigungsgefahren mussten bei der Entwicklung, z. B. der gezielten Aussiebung von Steinen, und der Konstruktion, z. B. der Überlastsicherung des Rodeschars, berücksichtigt werden.

Diese Umwelteinflüsse stellten die größte Herausforderung bei der Entwicklung der Erntemaschine dar.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die Arbeit gliedert sich in mehrere Abschnitte.

In **Kapitel 1** werden die Aufgabenstellung und die Rahmenbedingungen für diese Arbeit definiert.

In **Kapitel 2** wird auf das methodische Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung näher eingegangen. Darin werden systematisch die genauen Anforderungen erarbeitet und definiert und abschließend die Anforderungsliste erstellt.

Kapitel 3 befasst sich anschließend mit dem allgemeinen Konzipieren. Dazu werden für die gesamte Erntemaschine den im ersten Teil erarbeiteten Anforderungen verschiedene Lösungsprinzipien zugeordnet und eine, als optimal betrachtete, Lösung ausgewählt. Die Entscheidung für den ausgewählten Lösungsweg wird ebenfalls in diesem Abschnitt erläutert.

Im Anschluss werden in **Kapitel 4** die das Thema dieser Arbeit, betreffenden Wirkstrukturen näher erläutert.

In **Kapitel 5**, dem größten Teil dieser Arbeit, wird das Entwerfen der einzelnen Bauteile betrachtet. Es wird dabei genauer auf die Auslegung der Bauteile und Komponenten der hydraulischen Anlage und der Förderbänder sowie deren konstruktive Ausführung eingegangen.

In **Kapitel 6** befinden sich eine kurze Erklärung zum gesamten Aufbau und Abbildungen der Erntemaschine.

Zum Vervollständigen der Arbeit befinden sich im Anhang, abschließend, sämtliche Berechnungen, Tabellenkalkulationen und Datenblätter der verbauten Komponenten sowie die Stücklisten – einschließlich den zu erwartenden Kosten – der hydraulischen Anlage und der beiden Förderbänder.

2 Methodisches Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

Ziel des methodischen Klärens und Präzisierens ist es, durch eine systematische Vorgehensweise die gegebenen Informationen zur Aufgabenstellung bestmöglich aufzuarbeiten und auszuwerten. Es soll ein Maximum an verwertbaren Daten daraus gewonnen werden um die Aufgabenstellung präzise zu erfassen. Dadurch soll Missverständnissen vorgebeugt und eine Grundlage geschaffen werden, um die spätere Erreichung der Wünsche und Anforderungen vergleichen und bewerten zu können.

Bei der Umsetzung dieser Methodik ist ein zweistufiges Vorgehen ersichtlich. Im ersten Schritt werden die offensichtlichen Anforderungen erfasst und verarbeitet, um daraufhin im zweiten Schritt ergänzt bzw. weiter spezifiziert zu werden.

2.1 Erstellen der Anforderungsliste

Ein erster Teil der Aufgabe ist es, aus den eigentlichen Aussagen zum Produkt und dessen Funktionalität sowie seiner Leistungsfähigkeit und den einzuhaltenden Terminen und Kosten, lösungs- und gestaltbeeinflussende Produktspezifikationen zu erkennen, um daraus im Folgenden quantitative Angaben zu formulieren und zu dokumentieren.

Das Ergebnis dieses Prozesses ist die *Anforderungsliste*¹.

In Abbildung 5 ist der prinzipielle Ablauf des Erstellens der Anforderungsliste dargestellt.

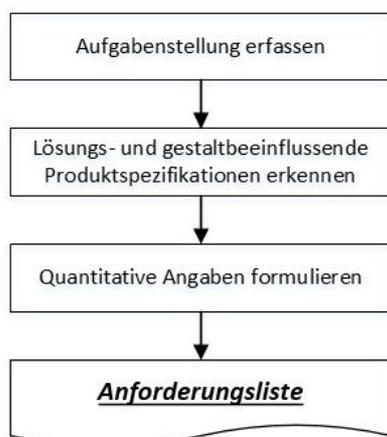


Abbildung 5: Prozess des Erstellens der Anforderungsliste

¹ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 213

In Zusammenarbeit mit den Auftraggebern wurden folgende Fragen geklärt:

- Welchen Zweck muss die beabsichtigte Lösung erfüllen?
- Welche Eigenschaften muss sie aufweisen?
- Welche Eigenschaften darf sie nicht haben?²

Ein wichtiger Teil bei der Erstellung der Anforderungsliste ist dementsprechend das Erkennen von Kundenwünschen und deren Umformulierung in Anforderungen.

Die so ermittelten Anforderungen werden im nächsten Schritt in *Wünsche* und *Forderungen* unterteilt.

Forderungen müssen unter allen Umständen erfüllt werden. Ohne deren Erfüllung ist die Lösung des Auftrages nicht akzeptabel.

Im Gegensatz dazu sollten *Wünsche* nur nach Möglichkeit, unter Zugeständnissen an einen gewissen Mehraufwand, berücksichtigt werden.³

Ein wichtiger Aspekt dieser Arbeitsschritte ist das Erfassen *qualitativer* und *quantitativer* Parameter.

Die *quantitative* Erfassung enthält alle Angaben über Anzahl, Abmessungen, Mengen, Leistungen, Durchsatz, Volumenstrom usw.

Dem gegenüber steht die Erfassung und Übersetzung in *qualitative* Aspekte der Angaben. Dabei wird versucht möglichst präzise die angestrebten Vorgaben zu definieren, z. B. Angaben über zulässige Abweichungen oder besondere Anforderungen.

Alle so gewonnenen Daten und Informationen werden daraufhin zusammengefasst und bilden so die Anforderungsliste.

2.2 Anforderungen

Zur systematischen Erfassung der Angaben wurden diese beziehungsweise auf Abbildung 6 nach folgenden Merkmalen aufgelistet:

- 1) Geometrie: Angaben über die Abmessungen der Maschine
- 2) Kinematik: Spezifizierung der Geschwindigkeiten
- 3) Kräfte: Limitierung der auftretenden Kräfte
- 4) Energie: Festlegung der bereitgestellten Energieformen
- 5) Stoff: Eigenschaften des geernteten Gutes
- 6) Sicherheit: Berücksichtigung der Gesundheit von Personen
- 7) Ergonomie, Instandhaltung: Vorgaben um die Zugänglichkeit zu Maschinenteilen aufzuzeigen
- 8) Fertigung: Einschränkungen im Bereich der Fertigungstechnik

² Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 213

³ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 215

- 9) Gebrauch: Technische Eigenschaften der Maschine
 10) Kosten: Festlegung von finanziellen Limits
 11) Termin: Angaben zu dem zeitlichen Rahmenbedingungen

Hauptmerkmal	Beispiele
Geometrie	Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Raumbedarf, Anzahl, Anordnung, Anschluss, Ausbau und Erweiterung
Kinematik	Bewegungsart, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung
Kräfte	Kraftgröße, Kraftrichtung, Krafthäufigkeit, Gewicht, Last, Verformung, Steifigkeit, Federeigenschaften, Stabilität, Resonanzen
Energie	Leistung, Wirkungsgrad, Verlust, Reibung, Ventilation, Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, Feuchtigkeit, Erwärmung, Kühlung, Anschlussenergie, Speicherung, Arbeitsaufnahme, Energieumformung
Stoff	Physikalische und chemische Eigenschaften des Eingangs- und Ausgangsprodukts, Hilfsstoffe, vorgeschriebene Werkstoffe (Nahrungsmittelgesetz u. ä.), Materialfluss und -transport
Signal	Eingangs- und Ausgangssignale, Anzeigeart, Betriebs- und Überwachungsgeräte, Signalform
Sicherheit	Unmittelbare Sicherheitstechnik, Schutzsysteme, Betriebs-, Arbeits- und Umweltsicherheit
Ergonomie	Mensch-Maschine-Beziehung: Bedienung, Bedienungsart, Übersichtlichkeit, Beleuchtung, Formgestaltung
Fertigung	Einschränkung durch Produktionsstätte, größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Fertigungsverfahren, Fertigungsmittel, mögliche Qualität und Toleranzen
Kontrolle	Mess- und Prüfmöglichkeit, besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD-Merkblätter)
Montage	Besondere Montagevorschriften, Zusammenbau, Einbau, Baustellenmontage, Fundamentierung
Transport	Begrenzung durch Hebezeuge, Bahnprofil, Transportwege nach Größe und Gewicht, Versandart und -bedingungen
Gebrauch	Geräuscharmheit, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort (z. B. schwefelige Atmosphäre, Tropen,...)
Instandhaltung	Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Inspektion, Austausch und Instandsetzung, Anstrich, Säuberung
Recycling	Wiederverwendung, Wiederverwertung, Entsorgung, Endlagerung, Beseitigung
Kosten	Max. zulässige Herstellkosten, Werkzeugkosten, Investition und Amortisation
Termin	Ende der Entwicklung, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit

Abbildung 6: Leitlinie mit Hauptmerkmallisten⁴

⁴ Pahl, Beitz, 2006, S. 220

2.2.1 Geometrie

Eine Voraussetzung bei der Entwicklung der Maschine war, dass diese problemlos im öffentlichen Straßenverkehr eingesetzt werden kann. Dementsprechend musste darauf geachtet werden, dass die Hauptabmessungen der Maschine der Straßenverkehrsordnung entsprechen. Daraus entstanden die Forderungen, dass

- die Breite der Maschine 3,00 m und, falls es möglich ist, sogar 2,55 m nicht überschreitet.
- die Maschine in Transportstellung nicht höher als 4,00 m ist.
- die größte Länge der Maschine nicht größer als 12,00 m ist und in weiterer Folge, auf Wunsch der Kunden, nicht länger als 7,00 m sei.
- die maximale Länge des Gespannes inkl. Zugfahrzeug 18,75 m nicht überschreitet. Dieser Punkt würde Beachtung finden, falls das Erntegut auf einem separaten Anhänger, der hinter der Erntemaschine angekoppelt wird, gebunkert würde.

Des Weiteren wurde gefordert, dass Reifen, deren Fahrspur zwischen den Dämmen verläuft, nicht breiter als 400 mm sein dürfen. Der Abstand von Dammmitte zu Dammmitte ist dabei mit 75 cm vorgegeben und begrenzt damit die Spurbreite der Maschine. Abschließend wurde festgelegt, dass die Anhängung der Maschine über eine Zugdeichsel erfolgt, deren Position sich über der zum Antrieb verwendeten Zapfwelle befindet.

2.2.2 Kinematik

In diesem Punkt wurde festgelegt, dass die Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine im Feld 1 km/h betragen soll, im Straßenverkehr sollten alle Anforderungen erfüllt sein um damit 25 km/h fahren zu dürfen.

2.2.3 Kräfte

Eine Forderung der Kunden war, dass auf deren Feldern, die vorrangig aus sandigem Lehm bestehen, keine Bodenschädigungen, selbst unter feuchten Erntebedingungen, entstehen dürfen. Außerdem dürfe die maximal auf das Zugfahrzeug wirkende vertikale Belastung eine Masse von 1.000 kg nicht überschreiten.

2.2.4 Energie

Die Antriebe der einzelnen Antriebskomponenten der Maschine erhalten deren Energie primär vom Zugfahrzeug. In diesem Unterpunkt wurde daraufhin festgelegt, dass das Zugfahrzeug eine Maximalleistung von 70 PS bzw. 51,5 kW zur Verfügung stellt. Weiters wurde die zum Antrieb vorhandene Zapfwellendrehzahl auf 400 U/min

begrenzt, um das Zugfahrzeug in einem kraftstoffsparenden Betriebsbereich einzusetzen.

2.2.5 Stoff

Unter dem Hauptmerkmal *Stoff* wurden die Eigenschaften des geernteten Gutes definiert. Es sollte

- bereits auf der Maschine eine grobe Trennung von Erden, Steinen und Erdmandeln erfolgen.
- das Gewichtsverhältnis von Erdmandeln zu Beimengungen mindestens 1 : 1 betragen.
- ein möglichst geringer Erdanteil im geernteten Gut verbleiben, sodass eine problemlose Lagerung des Ernteguts über mehrere Wochen möglich ist.
- eine möglichst gute Aussiebung der Erdmandeln erfolgen.

2.2.6 Sicherheit

Eine zwingende Forderung ist, dass prinzipiell keine fahrlässige Verletzungsgefahr besteht, d. h. ohne bewusstes Fehlverhalten kein Verletzungsrisiko besteht. Daraus wurde abgeleitet, dass bewegliche und drehende Teile nicht frei zugänglich sind.

2.2.7 Ergonomie, Instandhaltung

Dem Unterpunkt *Sicherheit* steht die *Ergonomie* bzw. die *Instandhaltung* entgegen, in denen die gute Zugänglichkeit im Fehlerfall bzw. zur Wartung gewünscht wurde. Ein Teil der konstruktiven Aufgabe war es daher, einen optimalen Kompromiss zwischen diesen teils widersprüchlichen Anforderungen zu finden.

2.2.8 Fertigung

Unter diesem Merkmal hätten eventuelle Fertigungsbeschränkungen vermerkt werden können, die ein eventueller Produzent nicht als Leistung anbietet, z. B. Zuschnitt von Blechen mittels CNC-Laserschneiden. Da aber zu Projektstart noch kein Fertigungsbetrieb ausgewählt war und prinzipiell die Aufteilung der Fertigung auf mehrere Betriebe möglich ist, gab es hier keine Einschränkungen.

2.2.9 Gebrauch: Technische Eigenschaften

Die technischen Eigenschaften betreffen Anforderungen aus den unterschiedlichsten Anwendungs- und Aufgabengebieten. So gab es die Vorgaben, dass

- zumindest eine einreihige Aufnahme des Ernteguts gefordert war.
- eventuell die Aufnahme von zeitgleich zwei Reihen möglich sein sollte.

- die maximale Aushubhöhe der Unterkante des Rodeschars zumindest 10 cm über die Dammspitze betragen sollte.
- 2.000 kg oder zumindest 1 m³ des Ernteguts, während des Erntevorganges, an der Maschine aufbewahrt werden könnten.
- aufgrund der hohen zu erwartenden Masse, das Gerät als angehängtes, und nicht als angebautes, Gerät ausgeführt werden sollte.
- Steine bis 2 kg die Funktionsfähigkeit der Maschine nicht beeinträchtigen dürfen.
- das Ernten und das Mitführen von Erntegut durch ein Zugfahrzeug erfolgen müsse (im Gegensatz zu den in Spanien eingesetzten Maschinen, die das Erntegut während der Ernte auf ein nebenherfahrendes zusätzliches Transportgespann überladen).
- zum Betrieb der Maschine außer dem Maschinisten, der das Zugfahrzeug steuert, keine zusätzliche Arbeitskraft erforderlich sei.
- um Beschädigungen des Erntegutes zu vermeiden, die Temperatur von Bauteilen, die mit dem Erntegut in Berührung kommen, maximal 40°C betragen dürfe.
- die Hydraulikanlage idealerweise mit umweltverträglicher Hydraulikflüssigkeit betrieben werden sollte.

Des Weiteren wurde von den Kunden eine lange Lebensdauer der Maschine gewünscht. Außerdem sollte nach Möglichkeit die Sammlung des Erntegutes direkt auf der Maschine erfolgen. Prinzipiell bestand die Möglichkeit, das Erntegut auf einen, hinter die Maschine gekoppelten, Anhänger zu sammeln. Dieser Wunsch sollte dazu beitragen, die Komplexität des Erntevorganges klein zu halten und nicht eine zusätzliche Schnittstelle Maschine – Anhänger mit einhergehenden Problemen zu schaffen.

Außerdem hat sich während der Entwicklungsphase herausgestellt, dass sich, aufgrund der konstruktiven Ausführung des Siebbandes, die Dammtrommel mit einer relativ großen Kraft auf den Damm abstützt. Deshalb forderten die Kunden die Entlastung der Dammtrommel mit einer optionalen Verstellmöglichkeit des Auflagedruckes der Dammtrommel.

2.2.10 Kosten

Unter den *Kosten* wurde festgelegt, dass die Herstellkosten der Maschine 20.000 € nicht wesentlich übersteigen sollten.

2.2.11 Termin

Abschließend wurde das Ende der Konstruktionsphase so determiniert, dass die Fertigung der Maschine bis zur Ernte 2014 möglich sein sollte. Dazu wurde die Fertigungsdauer auf 3 Monate geschätzt und der voraussichtliche Erntezeitpunkt mit Mitte bis Ende Oktober angesetzt. Daraus ergab sich ein Ende der Konstruktionsphase bis spätestens Ende Juli 2014.

2.3 Anforderungsliste

Aus Kapitel 2.2 entstand die Anforderungsliste, welche in Abbildung 7 dargestellt ist.

TU - Wien		Anforderungsliste für die Erdmandel Erntemaschine	Blatt: 1	Seite: 1
Änder.	F / W	Anforderungen		Verantw.
		1. Geometrie:		
	F	Maße der Maschine laut § 4 Kraftfahrzeuggesetz (KFG):		
	W	Breite: 2,55 m		
	F	Breite: 3,00 m		
	F	Höhe: 4,00 m		
	W	Länge des Gerätes: 7,0 m		
	F	Größte Länge: 12,00 m		
	F	Größte Länge mit zwei Anhängern: 18,75 m		
	F	Breite der Reifen zwischen den Dämmen: max. 400 mm		
	W	Deichsel über der Zapfwelle (Zapfwellenhöhe = 500 mm ± 100 mm)		
		2. Kinematik:		
	F	Geschwindigkeit am Feld: 1 km/h		
		Geschwindigkeit im Straßenverkehr: 25 km/h		
		3. Kräfte:		
	F	Keine Bodenschädigung bei sandigem Lehm und feuchten Verhältnissen		
	F	Maximalgewicht Stützlast: 1.000 kg		
		4. Energie:		
	F	Antrieb durch 70 PS Traktoren		
	W	Zapfwellendrehzahl: 400 U/min		
	F	Zapfwellendrehzahl: 540 U/min		
		5. Stoff:		
	F	Grobe Trennung der Beimengungen von den Erdmandeln		
	F	Gewichtsverhältnis: 1 : 1 (Erdmandeln zu Beimengungen)		
	F	Geringer Erdanteil, sodass Lagerung über mehrere Wochen möglich		
	W	Möglichst gute Trennung der Erdmandeln und den Beimengungen		
		6. Sicherheit:		
	W	Keine frei zugänglichen bewegten und drehenden Teile		
		7. Ergonomie, Instandhaltung:		
	W	Möglichst gute Zugänglichkeit im Fehlerfall (z.B. Verstopfung) und Wartung		
		8. Fertigung:		
	F	Keine Einschränkung bezüglich Fertigungsverfahren		
		9. Gebrauch: Technische Eigenschaften		
	F	Reihenabstand: 75 cm		
	F	Einreihige Aufnahme der Erdmandeln (Dammabstand 75 cm)		
	W	Zweireihige Aufnahme der Erdmandeln		
	F	Aushubhöhe der Aufnahme: Rodeschar zumindest 10 cm über den Damm		
	W	Bunker für 2.000 kg		
	F	Bunker für 1 m ³		
	F	Ausführung als gezogenes Gerät (keine Dreipunktaufhängung)		
	F	Keine Funktionsbeeinträchtigung durch Steine bis 2 kg		
	F	Für das Ernten und Mitführen des Erntegutes wird ein Zugfahrzeug verwendet		
	F	Maschine muss von einer einzelnen Arbeitskraft bedient werden können		
	F	Maximale Temperatur der Maschinenteile die mit Erntegut in Kontakt kommen: +40°C		
	W	Hohe Lebensdauer		
	W	Während der Ernte: Sammeln des Ernteguts direkt am Erntegerät		
	F	Druck der Dammtrommel auf den Damm begrenzen		
	W	Druck der Dammtrommel auf den Damm verstellbar		
	W	Ausführung der Hydraulikanlage mit einer umweltverträglichen Hydraulikflüssigkeit		
		10. Kosten:		
	F	Herstellkosten sollten 20.000 € nicht deutlich überschreiten		
		11. Termin:		
	F	Ersteinsatz bei Ernte 2014 möglich (Fertigungsdauer 3 Monate)		

Abbildung 7: Anforderungsliste

3 Konzipieren Allgemein

Konzipieren ist die grundsätzliche Festlegung der Lösung. Dazu wird nach dem Klären der genauen Aufgabenstellung, Aufstellen von Funktionsstrukturen und durch Suche nach geeigneten Wirkprinzipien und deren Kombination zu Wirkstrukturen die prinzipielle Lösung festgelegt.⁵

In Abbildung 8 sind die Arbeitsschritte des Konzipierens dargestellt.

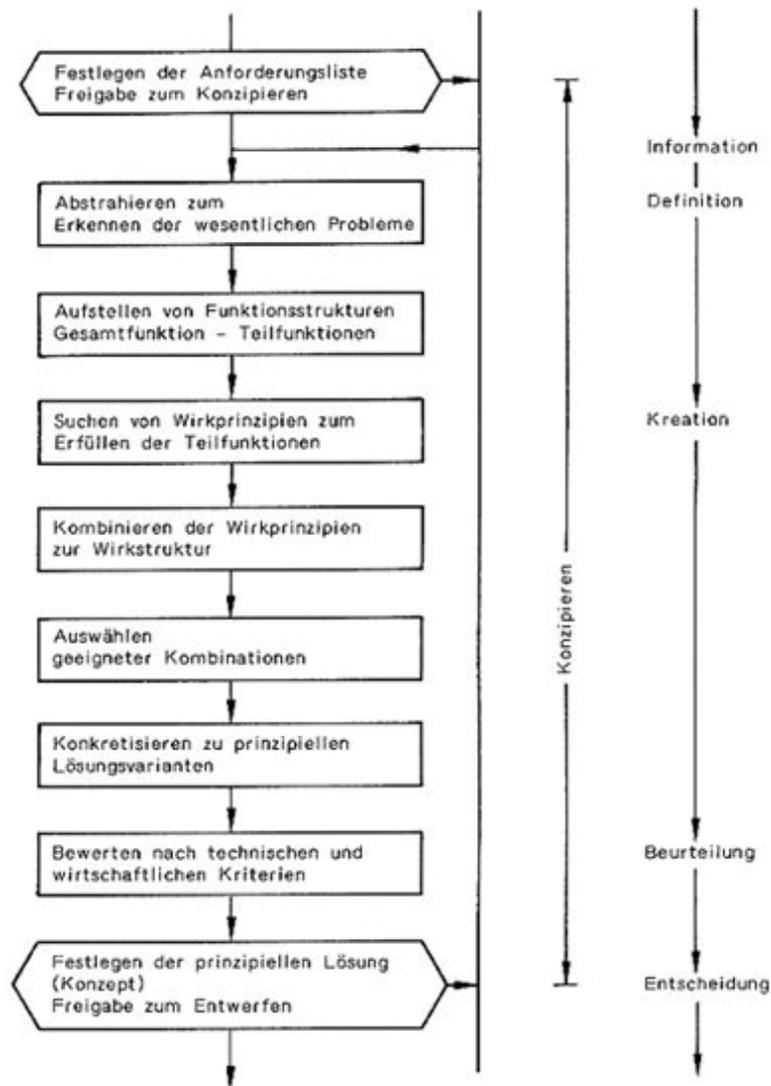


Abbildung 8: Arbeitsschritte beim Konzipieren

3.1 Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme

Damit alle denkbaren Lösungsmöglichkeiten betrachtet werden können, werden die gestellten Anforderungen zuerst auf das Wesentlichste reduziert. Dadurch soll

⁵ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 231

verhindert werden, dass mögliche Lösungsvorschläge im Vorhinein schon wegen angedachter Unbrauchbarkeit, aufgrund von z. B. Vorurteilen, ausscheiden. Nur so kann sichergestellt werden, dass eventuell neue Lösungswege gefunden werden, die es so in dieser Ausführung und Kombination noch nicht gegeben hat.

Beim Abstrahieren versucht man vom Individuellen und Zufälligen abzusehen. Das Ziel ist, das Allgemeingültige bzw. das Wesentliche zu erkennen. Diese Reduktion soll den Wesenskern der Aufgabe sichtbar machen. Durch eine treffende Formulierung sollen die Gesamtfunktion und die die Problematik kennzeichnenden, wesentlichen Bedingungen erkennbar werden. Diese genaue Formulierung soll verhindern, dass voreilig eine Entscheidung zugunsten eines Lösungswegs fällt.

In Pahl & Beitz (2006, S. 237) werden folgende Schritte als zweckmäßiges Vorgehen empfohlen:

1. Schritt: Gedankliche Wünsche weglassen
2. Schritt: Nur noch Forderungen berücksichtigen, die die Funktionen und wesentlichen Bedingungen unmittelbar betreffen.
3. Schritt: Quantitative Angaben in qualitative umsetzen und dabei auf wesentliche Aussagen reduzieren.
4. Schritt: Erkanntes sinnvoll erweitern.
5. Schritt: Problem lösungsneutral formulieren.

Angewendet auf die Anforderungsliste aus Abbildung 8 entstehen folgende Ergebnisse:

Ergebnis des ersten und zweiten Schrittes:

- Breite: 3,00 m
- Höhe: 4,00 m
- Größte Länge: 12,00 m
- Geschwindigkeit am Feld: 1km/h
- Maximalgewicht Stützlast: 1.000 kg
- Antrieb durch 70 PS Traktor
- Zapfwelldrehzahl 540 U/min
- Gewichtsverhältnis 1 : 1 (Erdmandel zu Beimengungen)
- Einreihige Aufnahme der Erdmandeln (75 cm Dammanstand)
- Bunker für 1 m³
- Ausführung als gezogenes Gerät

Ergebnis des 3. Schrittes:

- Maximale Maschinenabmessungen und -gewichte
- Minimale Leistungsfähigkeit

- Vorgegebene Leistungsvorgaben und -schnittstellen
- Definiertes Gewichtsverhältnis des Erntegutes
- Minimaler Aufnahmequerschnitt
- Minimale Speicherkapazität

Ergebnis des vierten Schrittes:

- Begrenzte Maschinenabmessungen und -gewichte
- Minimale Leistungsfähigkeit bei vorgegebenen Antriebsleistungen und -schnittstellen
- Minimaler Aufnahmequerschnitt
- Minimale Speicherkapazität und definiertes Gewichtsverhältnis des Erntegutes

Ergebnis des fünften Schrittes (Problemformulierung):

"Eine Maschine für die Ernte von Erdmandeln, mit begrenzten Abmessungen und Gewichten, muss mit einer geforderten Leistungsfähigkeit, bei vorgegebenen Antriebsleistungen und -schnittstellen, einen minimalen Aufnahmequerschnitt vorweisen, sowie eine Mindestmenge von – in einem definierten Gewichtsverhältnis zu Beimengungen stehenden – Erntegut aufnehmen."

Oder auch (noch verallgemeinernder):

"Entwicklung einer Maschine um Erdmandeln aus dem Boden zu roden, von Beimengungen zu trennen und das Erntegut zu sammeln."

3.2 Aufstellen der Funktionsstruktur

3.2.1 Gesamtfunktion

Aufbauend auf den Wesenskern der Aufgabe kann die erforderte Gesamtfunktion definiert werden. Diese ist die Verbindung der ablaufenden Prozesse zwischen dem Eingang und dem Ausgang des Ernteprozesses. Damit kann unter Verwendung einer Blockdarstellung, unter Bezug auf den Energie- und den Stoffumsatz, diese Verbindung lösungsneutral dargestellt werden. In Abbildung 10 ist diese lösungsneutrale Blockdarstellung abgebildet.



Abbildung 9: Blockdarstellung der Gesamtfunktion

3.2.2 Aufgliedern in Teilfunktionen

Um die Komplexität der Gesamtfunktion übersichtlicher darstellbar zu machen, wird diese in Teilfunktionen zerlegt. Die Verknüpfung dieser einzelnen Teilfunktionen ergibt die Funktionsstruktur, die, wiederum ganzheitlich betrachtet, die Gesamtfunktion abbildet.

Das Aufgliedern der Teilfunktionen erfolgt in folgenden Arbeitsschritten:

- Ein für die anschließende Lösungssuche erleichterndes Aufteilen der geforderten Gesamtfunktion in Teilfunktionen und
- das Verknüpfen dieser Teilfunktionen zu einer einfachen und eindeutigen Funktionsstruktur.

In Abbildung 10 ist als Ergebnis dieser Arbeitsschritte, die Funktionsstruktur, dargestellt.

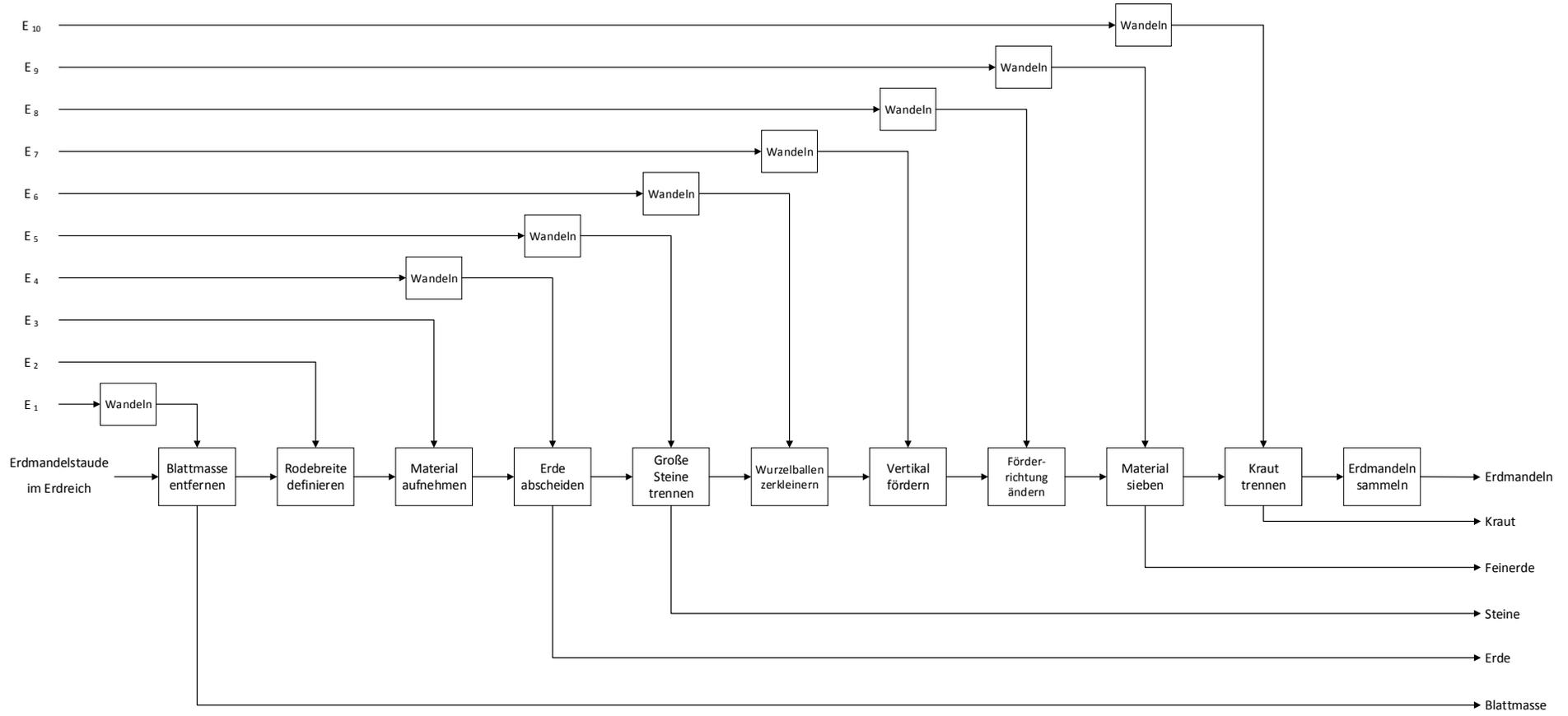


Abbildung 10: Funktionsstruktur

3.3 Entwickeln von Wirkstrukturen

Im nächsten Schritt müssen für die Teilfunktionen unterschiedliche Wirkprinzipien gefunden werden, mit denen die Anforderungen der jeweiligen Teilfunktion erfüllt werden können. Durch die Kombination der einzelnen Wirkprinzipien entstehen die für die nachfolgenden Schritte notwendigen Wirkstrukturen.

3.3.1 Suche nach Wirkprinzipien

Mithilfe eines Brainstormings im weitesten Sinne wird nach möglichen Wirkprinzipien gesucht. Diese müssen den erforderlichen physikalischen Effekt sowie die stofflichen und geometrischen Merkmale der Teilfunktion erfüllen. Selbst die unwahrscheinlichsten Wirkprinzipien können durch die Kombination mit anderen zu überlegenswerten Wirkstrukturen erwachsen.

Typischerweise werden die Teilfunktionen und deren Wirkprinzipien am geeignetsten im "Morphologischen Kasten" zusammengefasst. Dabei werden in einer Tabelle in einer Kopfspalte die zu erfüllenden Teilfunktionen und in den dazugehörigen Zeilen deren Wirkprinzipien aufgeführt. Dieser kann in weiterer Folge zur anschaulichen Abbildung der unterschiedlichen Kombinationen zu den jeweiligen Wirkstrukturen verwendet werden.

In Abbildung 11 ist der morphologische Kasten der Erdmandel-Erntemaschine mit den zu erfüllenden Teilfunktionen abgebildet.

3.3.2 Kombinieren von Wirkprinzipien

Zum Erfüllen der geforderten Gesamtfunktion müssen die Wirkprinzipien durch geeignetes Kombinieren zu Wirkstrukturen verknüpft werden. Dazu werden die verschiedenen Lösungen in zweckmäßiger Reihenfolge zum Erfüllen der Gesamtfunktion miteinander verbunden. In dieser Prozessphase kann eine relativ hohe Anzahl von verschiedenen Möglichkeiten entstehen. In Absprache mit den Kunden sind deshalb fünf Wirkstrukturen erarbeitet worden, die am zielführendsten zur weiteren Bearbeitung erachtet worden sind.

In Abbildung 12 sind in den morphologischen Kasten die fünf möglichen Wirkstrukturen eingezeichnet.

Teilfunktionen		Lösungen						
		1	2	3	4	5	6	7
1	Blattmasse entfernen	Schlegler	Mähwerk	Klinge	"Kreissäge"	Green Master		
2	Rodebreite definieren	Scheibenseche	Seche					
3	Material aufnehmen	Rodeschar	Rodesterne	Rodeschar + Fräse	Klemmband			
4	Erde abscheiden	Siebband / Siebkette	Schwingsieb	Walzen	Schwingrinnensieb	Siebtrommel		
5	Große Steine trennen	Walzen quer	Walzen längs	Siebband / Siebkette	"AirSep"	Siebtrommel	Schwingsieb	
6	Wurzelballen zerkleinern	Fräse	Doppelfräse	Walze	"Corncracker"	"Kürbisquetsch-trommel"	Shredder	
7	Vertikal fördern	Förderband	Schnecken-förderer	Siebband / Siebkette	Trogketten-förderer	Z- Förderband	Becherwerk	
8	Förderrichtung ändern	Förderband	Becherwerk	Förderband + Förderteller	Trogketten-förderer	Z- Förderband	Schnecken-förderer	Gebälse
9	Material sieben & Kraut trennen	ebene Spiraltrommel	steigende Spiraltrommel	fallende Siebtrommel	Schwingsieb	Siebband / Siebkette	Schwingrinnensieb	Walzen
10	Erdmandeln geneigt fördern	Förderband	Becherwerk	Schnecke				
11	Erdmandeln sammeln	Kisten	Kippbunker	BigBag	Bunker mit Auslaufschieber	Bunker mit Entleerschnecke		

Abbildung 11: Morphologischer Kasten

Lösungen		1	2	3	4	5	6	7
Teilfunktionen								
1	Blattmasse entfernen	Schlegler	Mähwerk	Klinge	"Kreissäge"	Green Master		
2	Rodebreite definieren	Scheibenseche	Seche					
3	Material aufnehmen	Rodeschar	Rodesterne	Rodeschar + Fräse	Klemmband			
4	Erde abscheiden	Siebband / Siebkette	Schwingsieb	Walzen	Schwingrinnensieb	Siebtrommel		
5	Große Steine trennen	Walzen quer	Walzen längs	Siebband / Siebkette	"AirSep"	Siebtrommel	Schwingsieb	
6	Wurzelballen zerkleinern	Fräse	Doppelfräse	Walze	"Corneracker"	"Kürbisquetschtrommel"	Shredder	
7	Vertikal fördern	Förderband	Schneckenförderer	Siebband / Siebkette	Trogkettenförderer	Z-Förderband	Becherwerk	
8	Förderrichtung ändern	Förderband	Becherwerk	Förderband + Förderteiler	Trogkettenförderer	Z-Förderband	Schneckenförderer	Gebälse
9	Material sieben & Kraut trennen	ebene Spiraltrommel	steigende Spiraltrommel	fallende Siebtrommel	Schwingsieb	Siebband / Siebkette	Schwingrinnensieb	Walzen
10	Erdmandeln geneigt fördern	Förderband	Becherwerk	Schnecke				
11	Erdmandeln sammeln	Kisten	Kippbunker	BigBag	Bunker mit Austaufschieber	Bunker mit Entleerschnecke		

Wirkstruktur 1: Fräse - Förderband - Förderband
Wirkstruktur 2: Förderband - Förderband - Fräse
Wirkstruktur 3: Fräse - Becherwerk
Wirkstruktur 4: Fräse - Förderband - Förderteiler
Wirkstruktur 5: Fräse - Z-Förderband

Abbildung 12: Morphologischer Kasten mit Wirkstrukturen

3.3.3 Auswählen geeigneter Wirkstrukturen

Um eine Auswahl der Wirkstrukturen treffen zu können, werden diese mithilfe einer systematischen Vorgehensweise objektiv bewertet. Dazu werden die vorausgewählten Wirkstrukturen anhand der Erfüllung verschiedener Kriterien neutral beurteilt.

Die zur Beurteilung verwendeten Kriterien lauten:

- Mit Aufgabestellung verträglich
- Forderungen der Anforderungsliste erfüllt
- Grundsätzliche Realisierungschance gegeben
- Zusätzlicher Aufwand zu erwarten
- Zulässiger Raumbedarf
- Niedrige Kosten

In Abbildung 13 ist diese methodische Beurteilung – die Auswahlliste – dargestellt.

TU WIEN Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik		Auswahlliste für Erdmandel-Erntemaschine						Blatt: 1 Seite: 1		
Beurteilung (+) ja (o) teilweise (-) nein (?) ungewiss		ENTSCHEIDEN Lösungsvarianten kennzeichnen: (+) Lösung weiter verfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (!) Anforderungsliste auf Änderungen prüfen								
		Mit Aufgabestellung verträglich								
		Forderungen der Anforderungsliste erfüllt								
		Grundsätzliche Realisierungschance gegeben								
		Zusätzlicher Aufwand zu erwarten								
		zulässiger Raumbedarf								
		niedrige Kosten								
LV	A	B	C	D	E	F	G	Stichwort	Bemerkungen	
1	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	Fräse unten	aussichtsreichste Variante	(+)
2	(+)	(+)	(+)	(-)	(-)	(+)	(o)	Fräse oben	zusätzlicher Baubedarf vor der Siebtrommel; Gutübergabe	(?)
3	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(+)	(o)	Becherwerk	Verschleiss, Beschädigungsgefahr der Erdmandeln	(?)
4	(+)	(+)	(+)	(-)	(-)	(+)	(o)	Förderteller	großer Raumbedarf, Spaltmaße-Verschleiß-Beschädigungsgefahr	(?)
5	(+)	(+)	(+)	(o)	(+)	(-)	(+)	Z-FB	erhöhter baulicher Aufwand, hohe Kosten	(?)

Abbildung 13: Auswahlliste

Die Wirkstruktur 1 (Fräse – Förderband – Förderband) ist von der Studentengruppe als aussichtsreichste Variante beurteilt worden. Diese Variante erfüllt alle zur Beurteilung herangezogenen Kriterien. Alle anderen Wirkstrukturen weisen mehr oder weniger starke Nachteile auf. Infolgedessen wurde von den Kunden gefordert, dass von allen Varianten maßstabsgetreue Prinzipskizzen erstellt werden sollten.

3.3.4 Prinzipskizzen der fünf ausgewählten Wirkstrukturen

Zur weiteren Beurteilung wurden in Absprache mit den Kunden von den Studenten Prinzipskizzen der fünf Wirkstrukturen erstellt.

Bei allen Varianten ist die Aufnahme des Erntegutes gleich. Die Rodeschar hebt den Erdmandeldamm an, an der Seite begrenzen Scheibenseche den Rodequerschnitt und verhindern Rieselverluste. Das Erntegut wird anschließend von Siebbändern aufgenommen. Diese sollen den Großteil der Erde aussieben und die Erdmandeln samt Beimengungen für die weiteren Bearbeitungsschritte vertikal fördern.

In der Verarbeitung des Förderstromes bzw. in der Anordnung der Teilfunktionen unterscheiden sich die nachfolgenden Varianten.

Die letzten Teilfunktionen – Material sieben, Kraut trennen und Erdmandeln sammeln – sind bei allen Varianten wieder gleich ausgeführt.

3.3.4.1 Variante 1: Fräse – Förderband

In Variante 1 folgen anschließend an die Siebbänder die Walzeneinheit und die Fräse. Die Wurzelballen der Erdmandeln werden durch die Walzen gezogen und von der Fräse aufgetrennt. Das Fördergut wird unterhalb der Fräse von den Förderbändern aufgenommen und in die Siebtrommel gefördert.

Vorteile dieser Variante:

- Übersichtliche Anordnung der Bauteile
- Walzenseparator und Fräse bilden eine kompakte Einheit
- Niedrigere Bauweise

Nachteil dieser Variante:

- Lange Bauweise

In Abbildung 14 ist der Grund- und Aufriss, sowie auf der rechten Seite die Ansicht von hinten, der Variante 1 zu sehen.

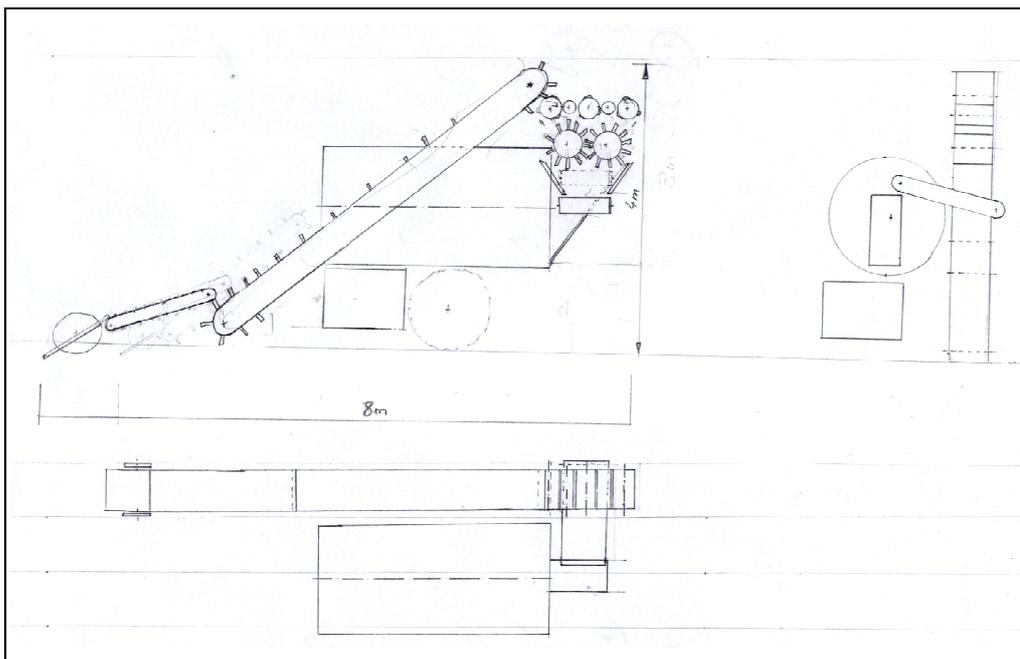


Abbildung 14: Konzeptvariante 1⁶

⁶ Skizze erstellt von Roman Meyer

3.3.4.2 Variante 2: Förderband – Förderband – Fräse

Bei der zweiten Variante befinden sich im Anschluss an den Walzenseparator zwei Förderbänder. Das Erste transportiert das Fördergut schräg nach oben und das zweite fördert es zur Mitte hin. Dort fällt es in die Fräseinheit, die das Fördergut direkt in die Siebtrommel wirft.

Vorteil dieser Variante:

- Flexiblere Anordnung der Bauteile möglich

Nachteile dieser Variante:

- Die Fördergutübergabe von der Fräse über die Rutsche in die Siebtrommel könnte unter widrigen Bedingungen problematisch werden.
- Erhöhter Konstruktionsaufwand des Rahmens
- Hohe Bauweise

In Abbildung 15 ist der Grund- und Aufriss der Variante 2 abgebildet. Ersichtlich ist auch die Aufteilung der Siebtrommel in 3 Siebbereiche. Im ersten Abschnitt mit den angedeuteten Langlöchern soll möglichst viel der verbliebenen Erde abgeschieden werden. Im zweiten Abschnitt, der rund ein Drittel der Siebtrommel ausmacht und in dem Löcher angedeutet sind, dient zum gezielten Aussortieren der Erdmandeln. Im letzten Abschnitt, dem eigentlichen Ende der Siebtrommel, verbleibt idealerweise nur mehr das Kraut der Erdmandeln, welches vor dem Sammelbehälter wieder zurück auf das Feld fällt.

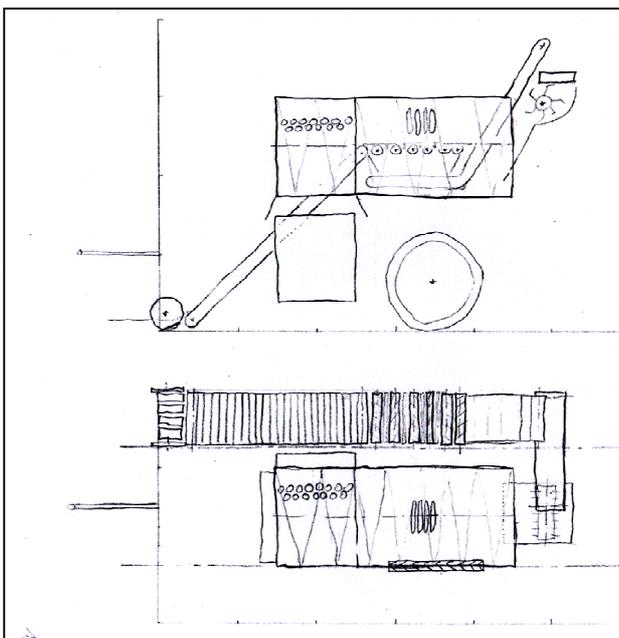


Abbildung 15: Konzeptvariante 2⁷

⁷ Skizze erstellt von Robert Schöggli

3.3.4.3 Variante 3: Fräse – Becherwerk

In Variante 3 befindet sich die Fräse wieder im Anschluss an den Walzenseparator. Sie übergibt das Fördergut an ein Becherwerk, welches das Fördergut in die Siebtrommel fördert.

Vorteile dieser Variante:

- Kurze Bauweise
- Walzenseparator und Fräse bilden eine kompakte Einheit

Nachteile dieser Variante:

- Das Becherwerk ist relativ teuer in der Anschaffung
- Unter feuchten Bedingungen sind die Becher schwer sauber zu halten
- Unbestimmter Verschleiß des Becherwerkes durch das abrasive Fördergut

In Abbildung 16 ist der Grund- und Aufriss der Variante 3 dargestellt.

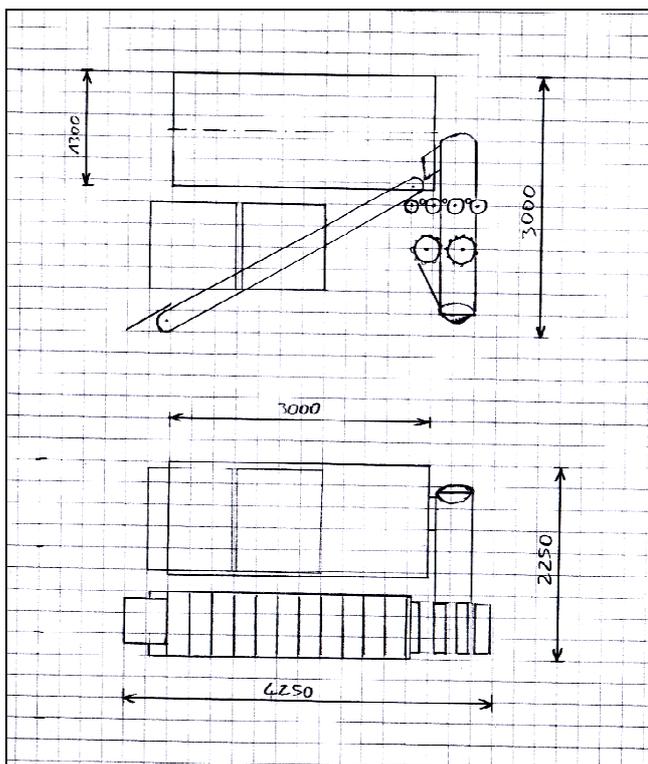


Abbildung 16: Konzeptvariante 3⁸

⁸ Skizze erstellt von Kevin Höglinger

3.3.4.4 Variante 4: Fräse - Förderteller

Bei der Ausführung von Variante 4 befinden sich Walzenseparator, Fräse und ein Förderband in aufeinander folgender Reihung. Der Unterschied zu Variante 1 ist der Förderteller anstatt dem zweiten Förderband. Dieser Förderteller schaufelt den vom ersten Förderband kommenden Fördergutstrom in die Siebtrommel.

Vorteile dieser Variante:

- Kurze Bauweise
- Walzenseparator und Fräse bilden eine kompakte Einheit

Nachteile dieser Variante:

- Eventuelle Beschädigungsgefahr, vor allem bei zunehmendem Verschleiß
- Relativ großer Platzbedarf in der Höhe

In Abbildung 17 ist Variante 4 abgebildet.

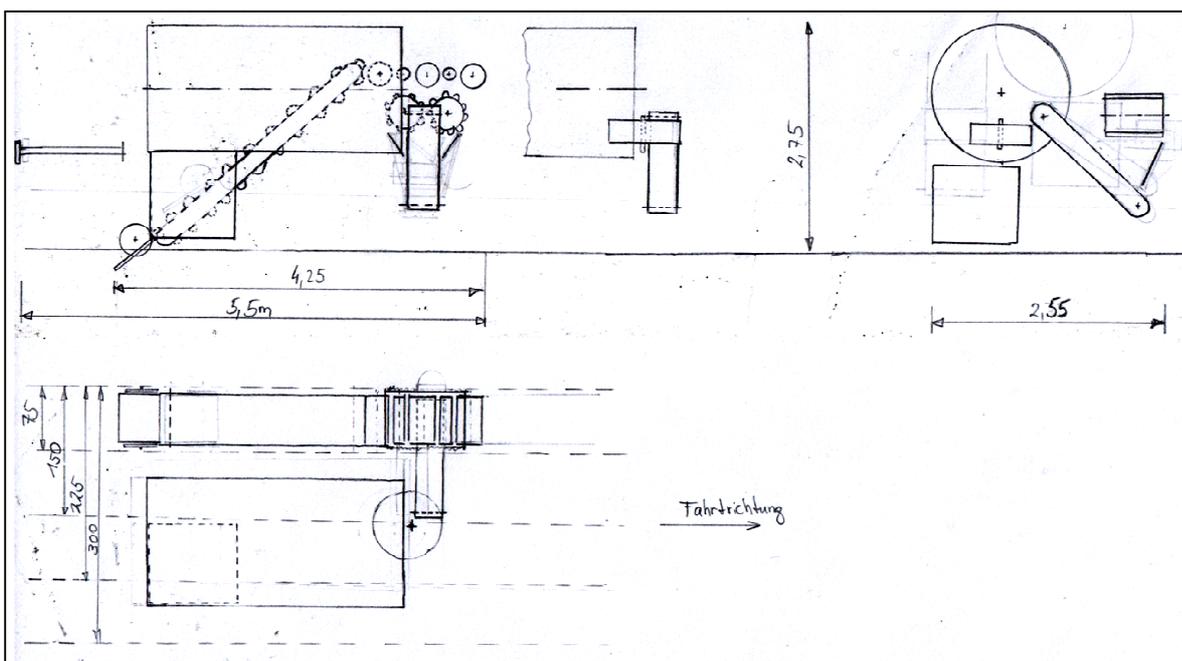


Abbildung 17: Konzeptvariante 4⁹

⁹ Skizze erstellt von Roman Meyer

3.3.4.5 Variante 5: Fräse – Z-Förderband

Bei der letzten Wirkstruktur – Variante 5 – befindet sich im Anschluss an den Walzenseparator und die Fräse ein Förderband in Z-Form. Das Förderband befördert das Fördergut vertikal nach oben und zur Mitte hin. Es übergibt das Material über eine Rutsche in die Siebtrommel.

Vorteile dieser Variante:

- Kurze Bauweise
- Walzenseparator und Fräse bilden eine kompakte Einheit

Nachteile dieser Variante:

- Ausführung des Förderbandes in Z-Form aufwendig und teuer
- An der Rutsche kann unter feuchten Erntebedingungen Material festbacken

In Abbildung 18 ist der Grund- und Aufriss, sowie die Ansicht von hinten, dargestellt.

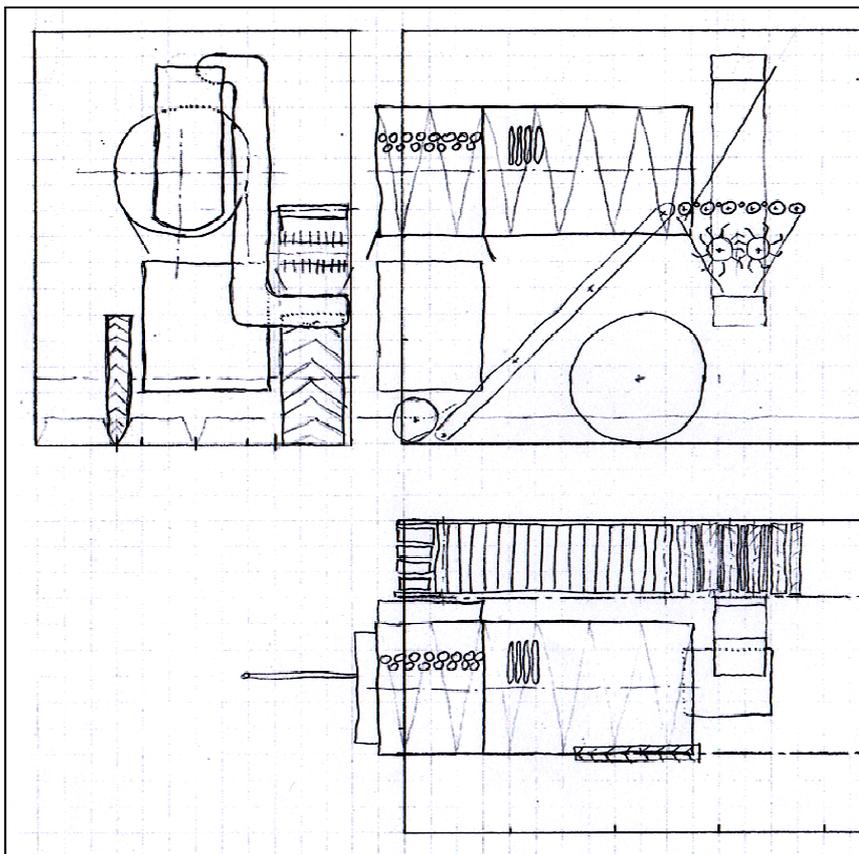


Abbildung 18: Konzeptvariante 5¹⁰

¹⁰ Skizze erstellt von Robert Schöggel

3.3.5 Auswahl der Lösung

In Absprache mit den Kunden wurden die Vor- und Nachteile der jeweiligen Konzeptvarianten diskutiert. Gemeinsam entschied man sich für die Variante 1.

Das erfolgreiche Konzept zum Ernten von Erdmandeln lautet demnach:

- *Rodebreite definieren* mit Scheibensechen
- *Material aufnehmen* mit Rodescharen
- *Erde abscheiden* mit Siebbändern bzw. Siebketten
- *Große Steine trennen* mit quer angeordneten Walzen
- *Wurzelballen zerkleinern* mit einer Fräse
- *Vertikal fördern* mit einem Förderband
- *Förderrichtung ändern* mit einem Förderband
- *Material sieben & Kraut trennen* mit einer Siebtrommel und
- *Erdmandeln sammeln* in einer Kiste

4 Konzipieren Spezifisch

In Folge der Aufteilung der Arbeit auf die vier Studenten befasst sich der restliche Teil dieser Arbeit nur mehr mit dem hydraulischen Antrieb und den Förderbändern.

Auf die Begründung der Auswahl dieser Teillösungen wird dazu in diesem Kapitel näher eingegangen.

4.1 Beförderung des Erntegutes

Die Teilfunktion "Beförderung des Erntegutes" setzt sich aus zwei prinzipiell ähnlichen, kombinierbaren und letztlich gleich ausgeführten Einzelfunktionen zusammen. Diese lauten:

- *Vertikal fördern* und
- *Flussrichtung des Fördergutes ändern*.

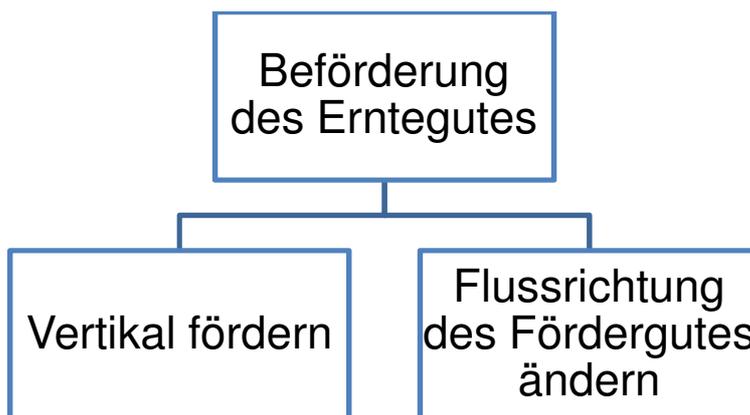


Abbildung 19: Beförderung des Erntegutes

Sie dienen zur Beförderung des Erntegutes zwischen den Arbeitsschritten "*Wurzelballen zerkleinern*" und "*Material sieben & Kraut trennen*".

Die Teilfunktion "*Vertikal fördern*" wird benötigt, um für darauf folgende Arbeitsschritte, die die Schwerkraft bzw. die vertikale Position einer Teilfunktion ausnützen, an Höhe zu gewinnen.

Und um die Abmessungen der Maschine kompakt zu halten, wurde die Funktion "*Flussrichtung des Fördergutes ändern*" eingeführt.

Die geringe, mögliche konstruktive Baubreite der einzelnen Arbeitsschritte erlaubt es, Arbeitsschritte nebeneinander auszuführen und so Baulänge der Maschine einzusparen.

Zur Ausführung dieser Teilfunktionen standen verschiedenste Möglichkeiten zur Auswahl. In Abbildung 20 sind diese abgebildet.

Lösungen		1	2	3	4	5	6	7
7	Vertikal fördern	Förderband	Schneckenförderer	Siebband / Siebkette	Trogkettenförderer	Z-Förderband	Becherwerk	
8	Förderrichtung ändern	Förderband	Becherwerk	Förderband + Förderteller	Trogkettenförderer	Z-Förderband	Schneckenförderer	Gebläse

Abbildung 20: Morphologischer Kasten - Förderer

Die Schneckenförderer sind als Fördermittel ausgeschieden, da, laut Herrn Laßnig und Herrn Rapf, ein gewisses Risiko verbleibt, dass das Erntegut beschädigt werden könnte. Es könnten Erdmandeln zwischen der Spiralschnecke und der Rohinnenwand verletzt werden. Dies würde direkt zu einem Qualitätsverlust und schlimmstenfalls zu einer Zerstörung der betreffenden Erdmandeln führen. Des Weiteren würde sich durch den Verschleiß aufgrund der zwangsweisen Beförderung von Erde und feinkörnigen Steinen ebendieses Spaltmaß vergrößern und dadurch könnten immer mehr und größere Erdmandeln beschädigt werden.

Das Siebband bzw. die Siebkette schied aufgrund des relativ geringen zu erwartenden Nutzen und der relativ hohen Kosten aus. Die Positionierung nach der Fräse erfordert eine verhältnismäßig enge Maschenweite von maximal ca. 10 mm und diese führt zu einer geringen Ausiebung und zu einer hohen Verstopfungsanfälligkeit. Zusammen mit den relativ hohen Kosten führte dies zu einer Entscheidung gegen diese Fördervariante.

Der Trogkettenförderer sowie das Z-Förderband und das Becherwerk schieden aufgrund des hohen konstruktiven bzw. finanziellen Aufwandes aus.

Die Entscheidung gegen das Fördern mittels eines Gebläses fiel aufgrund der unsicheren Auslegung und Förderung des Fördergutes unter schlechten Erntebedingungen.

Als Förderteller wurde die Ausführung benannt, die in der spanischen Version der Erdmandel-Erntemaschine zur Beförderung des Erntegutes aus der Siebtrommel verwendet wird. Dabei gelangt das Fördergut von oben auf die Grundplatte und ein drehender Abstreifer befördert das Gut auf dieser Platte, bis es schließlich durch eine Auslassöffnung zum nächsten Arbeitsschritt gelangt. Abbildung 21 zeigt eine Prinzipskizze dieser Fördertechnik. Diese könnte theoretisch sogar mit einer zusätzlichen Siebfunktion kombiniert werden, wenn die Grundplatte als Sieb ausgeführt wird. Gegen diese Variante sprachen so wie beim Schneckenförderer die eventuelle Beschädigungsgefahr bei zunehmendem Verschleiß sowie der hohe benötigte vertikale Platzbedarf (da bei diesem Arbeitsschritt das Fördergut zweimal von einer höheren Ebene zum nächsten Arbeitsschritt auf ein tiefer gelegenes Niveau fällt).

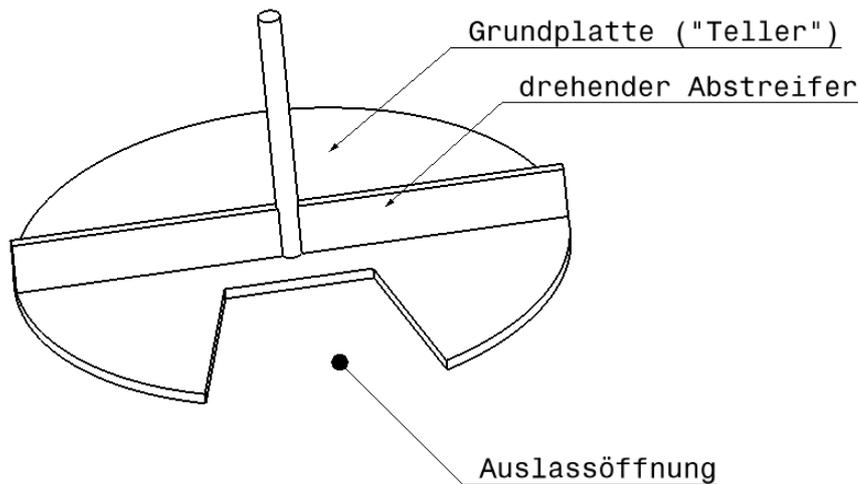


Abbildung 21: Skizze Förderteller

Die Förderer wurden somit als Förderbänder ausgeführt, da diese eine verhältnismäßig einfache Konstruktion und eine hohe Einsatzsicherheit aufweisen. Überdies ist die Ausführung in Form von Förderbändern relativ kostengünstig.

4.2 Antrieb

An den Antrieb der Maschine wurde aufgrund des Prototypenstatus der Erntemaschine die Hauptforderung der Flexibilität gestellt. Der Antrieb solle die notwendige Kraft bzw. das Drehmoment zur Aufrechterhaltung der geforderten Förder- und Bearbeitungsgeschwindigkeiten aufbringen können und außerdem äußerst flexibel in Bezug auf die Änderung der jeweiligen Geschwindigkeiten sein. In Abbildung 22 sind die möglichen Ausführungsvarianten dargestellt.

		Lösungen						
		1	2	3	4	5	6	7
Teilfunktionen	12	Hydraulisch	Mechanisch	Elektrisch	Pneumatisch	Kombinierte Varianten		
	Antrieb							

Abbildung 22: Morphologischer Kasten - Antrieb

Der mechanische Antrieb fiel durch die relativ komplizierte Ausführung aufgrund der geforderten Flexibilität aus.

Gegen den elektrischen Antrieb sprachen die Empfindlichkeit der elektrischen Antriebskomponenten gegenüber den Witterungseinflüssen, sowie die Gefährlichkeit des elektrischen Stromes bei Beschädigungen der elektrischen Bauteile und Leitungen.

Die Pneumatik schied aufgrund der relativ großen Abmessungen der Komponenten bei den geforderten Leistungsdaten aus.

Eine Kombination der verschiedenen Antriebskonzepte ist eine interessante Ausführung, wenn nach dem Prototypenstatus die Flexibilität der Geschwindigkeiten eingegrenzt werden kann und einfache Antriebe z. B. mechanisch erfolgen können. Für den Prototyp selbst stehen die hohen Anschaffungskosten für zwei verschiedene Antriebskonzepte und/oder die komplizierte Flexibilität des mechanischen Antriebes diesen Vorteilen entscheidend gegenüber.

Somit wurde für den Antrieb der Erdmandel-Erntemaschine die Ölhydraulik gewählt, da diese relativ flexibel und einsatzsicher ist, und darüber hinaus die Antriebskomponenten kompakte Abmessungen besitzen. Die Drehzahlen der Antriebe sind damit stufenlos verstellbar und sofern eine Mindestzapfwellendrehzahl eingehalten wird, sind die Drehzahlen der Antriebe und die Geschwindigkeiten der Zylinder konstant und unabhängig von der Motor- bzw. Zapfwellendrehzahl.

5 Entwerfen

Entwerfen ist der Teil des Konstruierens, der ausgehend von der Wirkstruktur die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten eindeutig und vollständig erarbeitet. Das Ergebnis des Entwerfens ist die gestalterische Festlegung der Lösung.¹¹

Abbildung 23 zeigt den prinzipiellen Ablauf des Entwerfens.

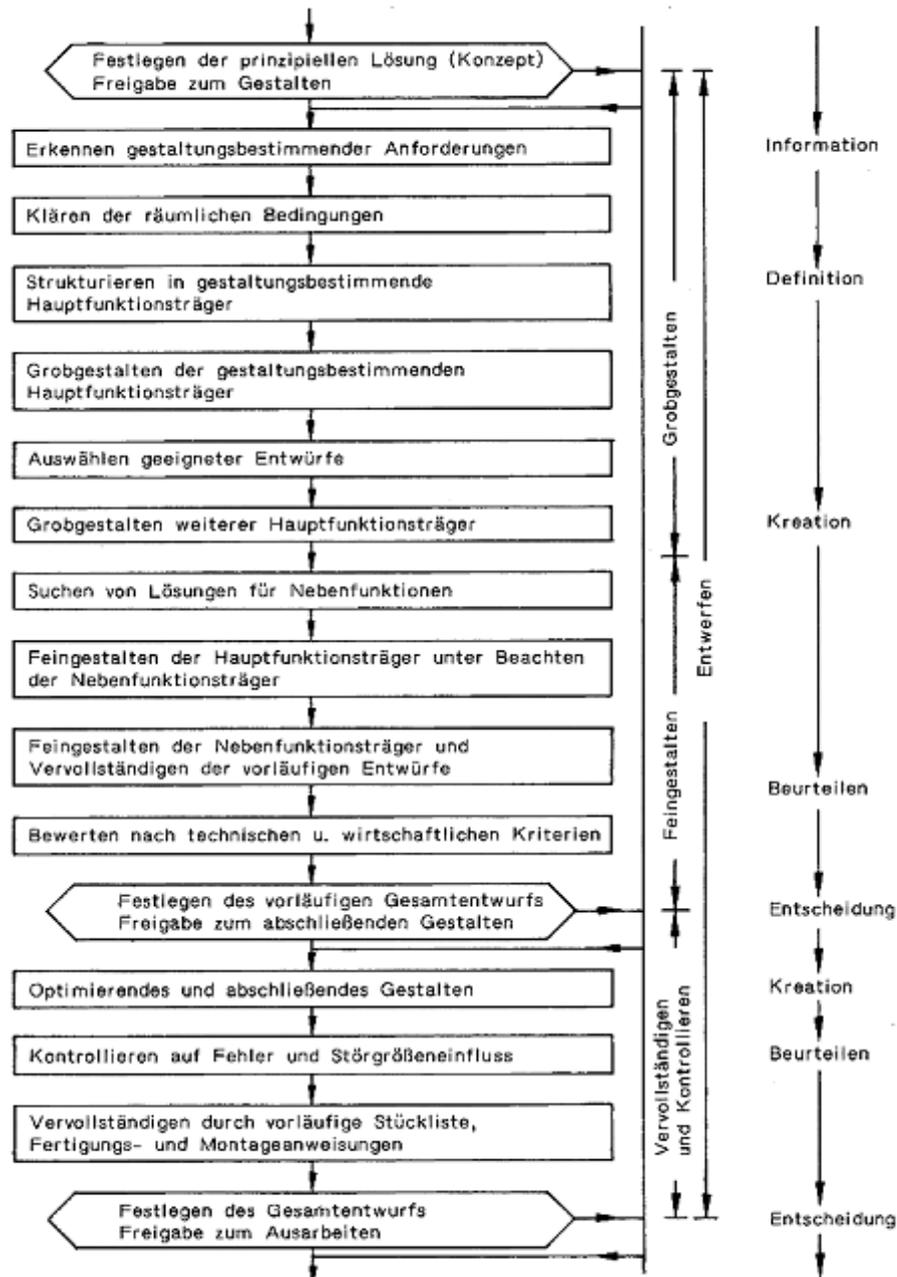


Abbildung 23: Hauptarbeitsschritte beim Entwerfen¹²

¹¹ Vgl. Pahl, Beitz, 2006, S. 305

¹² Pahl, Beitz, S. 307

5.1 Antrieb

Aufbauend auf den aufzunehmenden Massen- und Volumenstrom und das Sankey-Diagramm (siehe Abbildung 25) über den Wegfall der Massen- und Volumenprozent wurden die benötigten Leistungen der jeweiligen Antriebe errechnet.

Auch wurde im Hinblick auf die Vermeidung von Materialanhäufungen, Stauungen oder vielleicht sogar Verstopfungen in der Maschine Vorsorge getroffen. Dazu wurde die Anforderung gestellt, dass die Fördereinrichtungen in aufeinanderfolgender Reihenfolge jeweils eine um 10% höhere Förderkapazität aufweisen müssen.

5.1.1 Berechnung Massen- und Volumenstrom

In Abbildung 24 ist der Querschnitt des zu rodenden Dammes abgebildet. Ausgehend von diesem Querschnitt wird über die Erntegeschwindigkeit und die Dichte des Bodens der aufzunehmende Massen- und Volumenstrom errechnet.

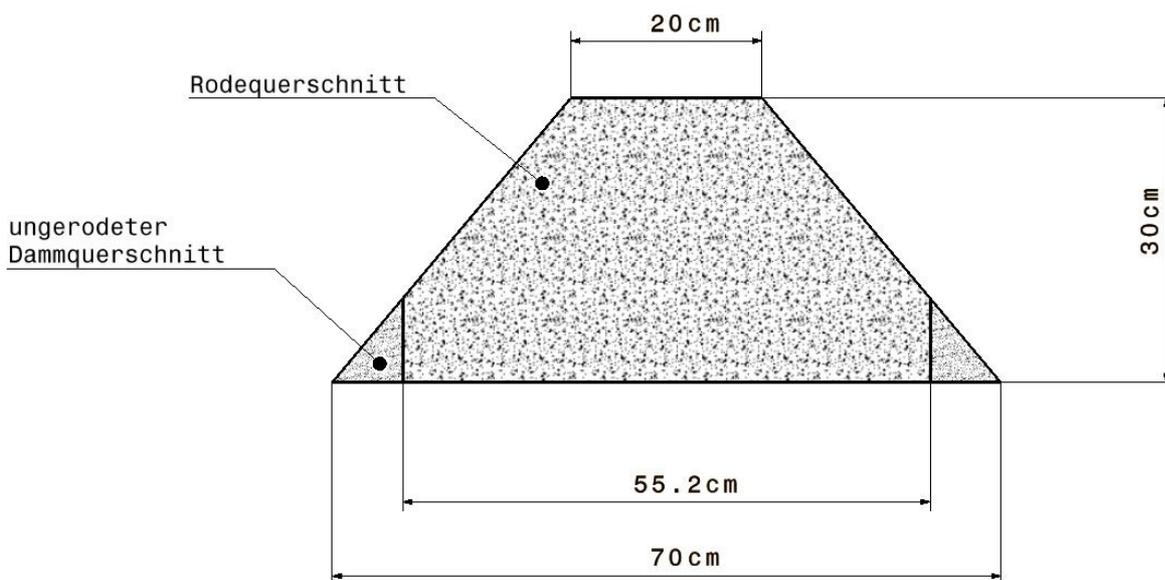


Abbildung 24: Dammquerschnitt

In Tabelle 1 sind die Angaben zur Berechnung des Massenstroms zusammengefasst.

Tabelle 1: Angaben zur Berechnung des Massenstromes

Dammbreite b	Rodebreite a	Kronenbreite c	Rodehöhe H	Erntegeschw. v	Dichte Mutterboden ρ	Volumenvergrößerungsfaktor f_v
70 cm	55,2 cm	20 cm	30 cm	1 km/h	1.750 kg/m ³	1,25

Die Kronenbreite bezeichnet die Breite an der Dammoberseite. Die Erntegeschwindigkeit war mit 1 km/h vorgegeben. Für die Dichte des Mutterbodens wurde mit 1.750 kg/m^3 der ungünstigste Fall für *nasse, lehmhaltige Erde* angenommen¹³. Der Volumenvergrößerungsfaktor beschreibt das Verhältnis, um das sich das Volumen der Erde aufgrund der Auflockerung durch die Bearbeitung vergrößert.

Aus den Daten der Tabelle 1 errechnen sich somit der Rodequerschnitt A_R , der Massenstrom Q sowie der Volumenstrom V . Die Berechnung dazu befindet sich im Anhang. Tabelle 2 zeigt die Ergebnisse dieser Berechnung.

Tabelle 2: Rodequerschnitt, Massenstrom, Volumenstrom

Rodequerschnitt A_R	Massenstrom Q		Volumenstrom V	
0,12843 m^2	62,43 kg/s	224.750 kg/h	0,04459 m^3/s	160,54 m^3/h

Laut Auskunft von Herrn Lassnig und Herrn Rapf ist bei Erdmandeln mit einem Ertrag von ca. 10.000 kg/ha zu rechnen. Daraus folgt, dass bei 75 cm Dammapstand und 1 km/h Erntegeschwindigkeit je Laufmeter Damm 0,75 kg Erdmandeln zu ernten sind und somit 0,21 kg/s des Ernteguts aufgenommen werden. Zusammenfassend noch einmal in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Erdmandeln Ertrag

Dammapstand	Ertrag Erdmandeln	Erdmandeln im Damm	Erdmandelstrom
75 cm	10.000 kg/ha	0,75 kg/m	0,21 kg/s

5.1.2 Sankey-Diagramm

Im Sankey-Diagramm sind die theoretischen Mengenflüsse innerhalb der Ver- und Bearbeitungsprozesses auf der Erdmandel-Erntemaschine dargestellt (siehe Abbildung 25).

¹³ Vgl. http://www.bv-net.de/deutsch/080_service/08600_schuettguttabelle.htm (Gelesen am 03.09.2014)

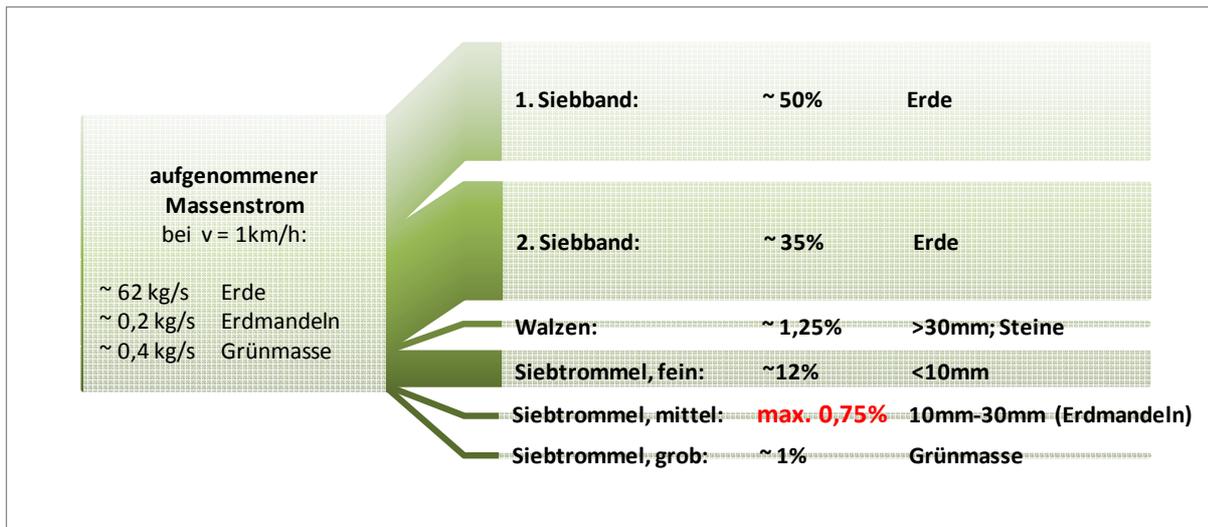


Abbildung 25: Sankey-Diagramm für den Massenstrom

Diese Mengenflüsse sind Grundlage für die folgenden Leistungsberechnungen der einzelnen Antriebe. Des Weiteren stellen sie eine gewisse Begrenzung dar, um die Einsatzsicherheit der Maschine zu gewährleisten. Z. B. wäre bei einer Aussiebung von weniger als 85% des Grundmaterials auf den beiden Siebbändern eine vollständige Aussiebung der Erdmandeln in der mittleren Siebung der Siebtrommel nicht gewährleistet.

5.1.3 Geschwindigkeitsberechnungen

Nachfolgend wurden anhand des Volumenstromes die erforderlichen Leistungskapazitäten bzw. die Mindestgeschwindigkeiten der Förderer errechnet.

Der Antrieb erfolgt an allen Förderern mit Hydraulikmotoren und ist daher in einem Bereich von ca. 10 U/min¹⁴ bis ca. 120%¹⁵ der Nenndrehzahl verstellbar.

5.1.3.1 Geschwindigkeit der Siebbänder¹⁶

Um die Geschwindigkeit der Siebbänder zu berechnen, wurden grundsätzlich zwei Anforderungen gestellt:

- Die Geschwindigkeit der Siebbänder sollte mindestens doppelt so hoch sein wie die Fahrgeschwindigkeit des Traktors.
- Das zweite Siebband sollte eine um 10% höhere Förderkapazität haben als das erste Siebband.

¹⁴ Lt. Herstellerdatenblatt (Siehe Anhang "Hydraulic Motors OP")

¹⁵ Durch Erhöhung der Zapfwelldrehzahl ist ein größerer Verstellbereich möglich. Eine genauere Berechnung der Reserven erfolgt in Kapitel 5.1.18.

¹⁶ Im Rahmen dieser Arbeit werden die Begriffe "Siebband" und "Siebkette" synonym verwendet.

Ausgehend von einem Schwingsiebroder der Marke "Kuxmann" wurde die Siebbandgeschwindigkeit desselben errechnet, um anhand dieser einen Anhaltspunkt für die erforderliche Siebbandgeschwindigkeit zu erhalten. Abbildung 26 zeigt einen solchen Schwingsiebroder.



Abbildung 26: Schwingsiebroder Fabrikat "Kuxmann"

In Tabelle 4 sind die Daten des Schwingsiebroders der Marke "Kuxmann" zusammengefasst.

Tabelle 4: Daten Schwingsiebroder Fabrikat "Kuxmann"

	Werte
Eingangsdrehzahl	$n_{\text{Zapfwelle}} = 380 \text{ U/min}^{17}$
Übersetzung Kegelradgetriebe	$i_{\text{Kegelrad}} = 0,8$
Übersetzung Kettentrieb	$i_{\text{Kettentrieb}} = 0,464$
Drehzahl Siebkettenantriebsrad	$n_{\text{Antriebsrad}} = 141,1 \text{ U/min}$
Geschwindigkeit Siebkette	$v_{\text{Siebkette}} = 0,85 \text{ m/s}$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Schwingsiebroders ist wesentlich höher als die anfangs geforderte doppelte Geschwindigkeit des Traktors. Um eine optimale Aufnahme und eine gleichmäßig Beschickung des Siebbandes zu gewährleisten wurde die Umfangsgeschwindigkeit des ersten Siebbandes auf die vierfache Geschwindigkeit des Zugfahrzeuges erhöht. Durch diese Erhöhung der Geschwindigkeit verringert sich die Schichtdicke auf dem Siebband. Und dies kommt direkt einer effektiveren Aussiebung zugute.

In Tabelle 5 sind die Geschwindigkeiten zusammenfassend gegenübergestellt.

¹⁷ Lt. Typenschild

Tabelle 5: Vergleich Geschwindigkeiten Siebband

	Werte
Fahrtgeschwindigkeit Traktor	0,27 m/s
Geforderte Mindestgeschwindigkeit	0,55 m/s
Siebbandgeschwindigkeit Kuxmann	0,85 m/s
Gewählte Umfangsgeschwindigkeit des ersten Siebbandes	1,11 m/s
Gewählte Umfangsgeschwindigkeit des zweiten Siebbandes	1,22 m/s

Der Teilkreisdurchmesser der Antriebskettenräder beträgt 118 mm¹⁸. Daraus lässt sich die Antriebsdrehzahl der Kettenräder errechnen. Tabelle 6 zeigt die Geschwindigkeiten und die daraus resultierenden Drehzahlen der beiden Siebbänder. Des Weiteren lässt sich dadurch die zu erwartende Schichtdicke berechnen. Diese sagt aus, wie hoch Erde samt den Erdmandeln auf den Siebbändern aufgeschüttet liegt. Die Höhe der Schichtdicke ist jedoch nur ein fiktiver Wert, um die Förderkapazität der Siebbänder darzustellen. Praktisch wird durch die Aussiebung die Schichtdicke immer dünner, bis bestenfalls am Ende der beiden Siebbänder nur mehr Erdmandeln samt deren Wurzeln und Blättern sowie größere Erdbrocken und eventuell auch größere Steine an die Walzen übergeben werden. Der Großteil der feinen Erde (~85% lt. Sankey-Diagramm) sollte bis zu den Walzenseparatoren über diesen ersten Siebabschnitt aussortiert worden sein.

Tabelle 6: Geschwindigkeiten und Drehzahlen des 1. und 2. Siebbandes

	1. Siebband	2. Siebband
Geschwindigkeit	1,11 m/s	1,22 m/s
Drehzahl	179,8 U/min	197,8 U/min
Schichtdicke	6,53 cm	5,93 cm

5.1.3.2 Geschwindigkeit der Walzen

Der Förderquerschnitt des Walzenseparators bildet aus den 3 Bereichen zwischen den großen Walzen und den kleinen Walzen, in denen sich die Walzen entgegengesetzt drehen. Durch die entgegengesetzte Drehrichtung wird das ankommende Material zwischen den Walzen hindurch gefördert. Für die Berechnung der Fördergeschwindigkeit bzw. der Förderkapazität wurden aber nur zwei dieser drei Bereiche herangezogen. Würde die Förderkapazität auf alle drei Förderquerschnitte ausgelegt werden, wäre bei unvorhergesehenen Ereignissen sofort die Förderkapazität überschritten. Dadurch würden über die letzte kleine Walze Erdmandeln befördert, welche dann nicht mehr an die Fräsen übergeben werden könnten und somit für die Ernte verloren wären. Der dritte Bereich dient

¹⁸ Vgl. Diplomarbeit des Herrn Meyer

damit nur als Sicherheitspuffer, falls die ersten beiden Förderquerschnitte mit dem ankommenden Volumenstrom überfordert wären.

Abbildung 27 zeigt den Walzenseparator von oben, mit der Draufsicht auf die Förderbereiche.

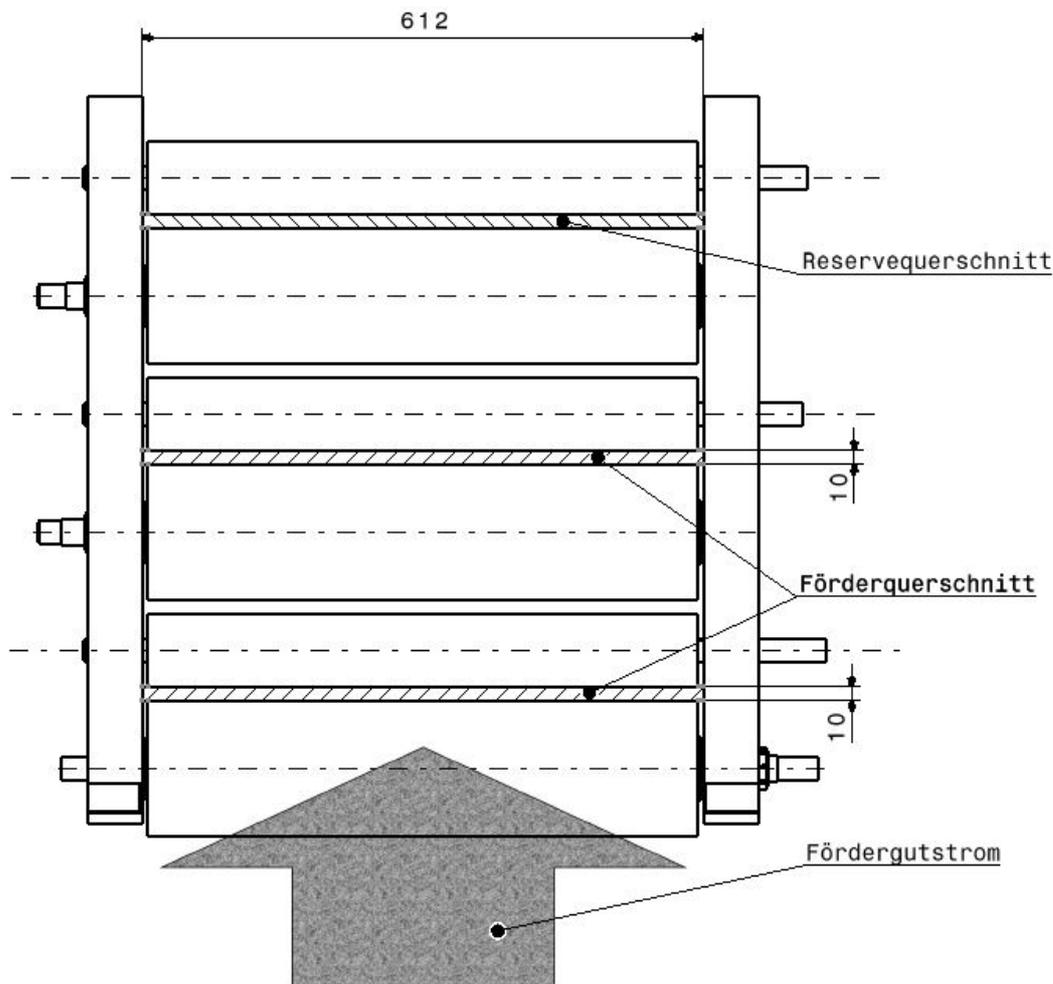


Abbildung 27: Förderquerschnitt des Walzenseparator

Der Förderquerschnitt errechnet sich aus der Anzahl der Spalten sowie dem lichten Abstand der Walzen und dem Abstand der seitlichen Begrenzungsbleche. Der lichte Abstand der Walzen ist in einem Bereich von 10-30 mm verstellbar. Die Berechnung der Förderquerschnitt wurde auf den kleineren Abstand von 10 mm bezogen.

Tabelle 7 und Tabelle 8 enthalten die Daten zu den Walzenseparatoren.

Tabelle 7: Förderkapazität Walzenseparator

Spaltbreite	Spaltlänge	Spaltenanzahl	Förderquerschnitt	Sicherheitsfaktor (Schlupf)	Umfangsgeschwindigkeit
10 mm	612 mm	2	0,01224 m ²	30%	0,78 m/s

Tabelle 8: Daten Walzenseparator

	Walzenseparator
Umfangsgeschwindigkeit	0,78 m/s
Drehzahl (große Walzen)	99,5 U/min
Drehzahl (kleine Walzen)	149,3 U/min
Förderkapazität	24,1 m ³ /h

5.1.3.3 Fräsenumfangsgeschwindigkeit

Die Erläuterung zur Bestimmung der Fräsenumfangsgeschwindigkeit befindet sich in der Diplomarbeit von Herrn Meyer.

Für die Dimensionierung des Antriebes ergeben sich daraus folgende relevanten Fakten:

- Von den beiden Frässternen wird nur der Langsame aktiv angetrieben. Der schnellere Frässtern ist über einen Kettentrieb mit dem Langsamen verbunden.
- Der langsame Frässtern soll mit einer Drehzahl von 180,7 U/min rotieren.

5.1.3.4 Geschwindigkeit der Förderbänder

Die Berechnung der Geschwindigkeit der beiden Förderbänder ist grundsätzlich gleich. Beide Förderer besitzen bis auf die Länge gleiche, kapazitätsrelevante Abmessungen.

Der Förderkapazitätsbedarf des Querförderbandes beträgt 26,5 m³/h. Dieser ergibt sich durch den ankommenden Volumenstrom von 24,1 m³/h aus der Fräse und der Forderung nach einer um 10 % höheren Förderkapazität.

Der Förderquerschnitt wird durch die lichte Breite zwischen den seitlichen Förderbandbegrenzungen bestimmt. Die Fördergeschwindigkeit wird so ausgelegt, dass das Fördergut nicht mit den seitlichen Begrenzungsblechen in Kontakt kommt (siehe Abbildung 28). Der Böschungswinkel des Schüttquerschnittes ist durch die Vibrationen auf den dynamischen Böschungswinkel von 15° begrenzt¹⁹. Des Weiteren wird durch die Schrägstellung der Förderbänder zur Horizontalen deren Förderkapazität verringert. Diese Verminderung wird mit dem Faktor φ_{st} ²⁰ berücksichtigt und beträgt bei der verbauten Schrägstellung von 15° 59,2 % der horizontalen Leistungsfähigkeit.

Ausgehend vom ankommenden Volumenstrom der Fräse berechnet sich die Geschwindigkeit des Querförderers dadurch zu 1,22 m/s. Die Geschwindigkeit des Längsförderers ist um 10 % höher und beträgt 1,34 m/s.

¹⁹ Hoffmann; Krenn; Stanker, 2004, S. 135

²⁰ Hoffmann; Krenn; Stanker, 2004, S. 135

Abbildung 28 zeigt den Förderquerschnitt der beiden Förderer.

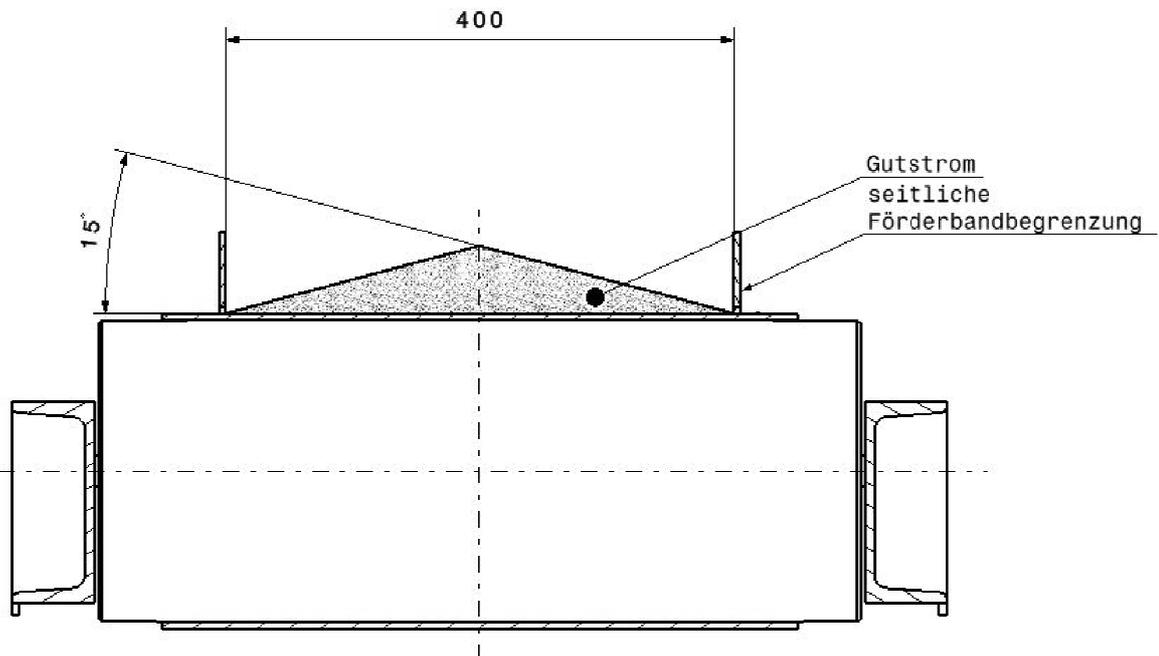


Abbildung 28: Förderquerschnitt Quer- und Längsförderband

In Tabelle 9 sind die vorgegebenen bzw. begrenzenden Faktoren zur Berechnung der Förderbandgeschwindigkeit zusammengefasst.

Tabelle 9: Förderkapazität Förderbänder

Lichte Breite	Höhe Begrenzung	Dynamischer Böschungswinkel β_{dyn}	Förderquerschnitt	Verminderungsfaktor für schräge Förderung φ_{st}	Kapazitätsbedarf
400 mm	65 mm	15°	0,0102 m ²	0,592	24,1 m ³ /h

Tabelle 10 zeigt die berechneten Geschwindigkeiten sowie die Kapazitäten der beiden Förderbänder.

Tabelle 10: Daten Förderbänder

	Querförderband	Längsförderband
Umfangsgeschwindigkeit	1,22 m/s	1,34 m/s
Drehzahl	97,1 U/min	106,8 U/min
Förderkapazitätsbedarf	24,1 m ³ /h	26,5 m ³ /h
Förderkapazität	26,5 m ³ /h	29,1 m ³ /h

Bei gleichbleibender Geschwindigkeit darf die Exzentrizität des Förderstromes maximal 17 cm betragen, da ansonsten Fördergut über die seitlichen Begrenzungsbleche läuft. Würde solch ein Fall eintreten, müsste das Prallblech vom

vorderen Förderer nachgestellt werden (vgl. Kapitel 5.2.11 auf S. 132) und/oder eventuell die Förderbandgeschwindigkeit nachgebessert werden.

Abbildung 29 stellt die maximale Exzentrizität des Förderstromes dar.

Der Förderquerschnitt in Abbildung 28 und Abbildung 29 ist mit $0,0102 \text{ m}^2$ gleichbleibend.

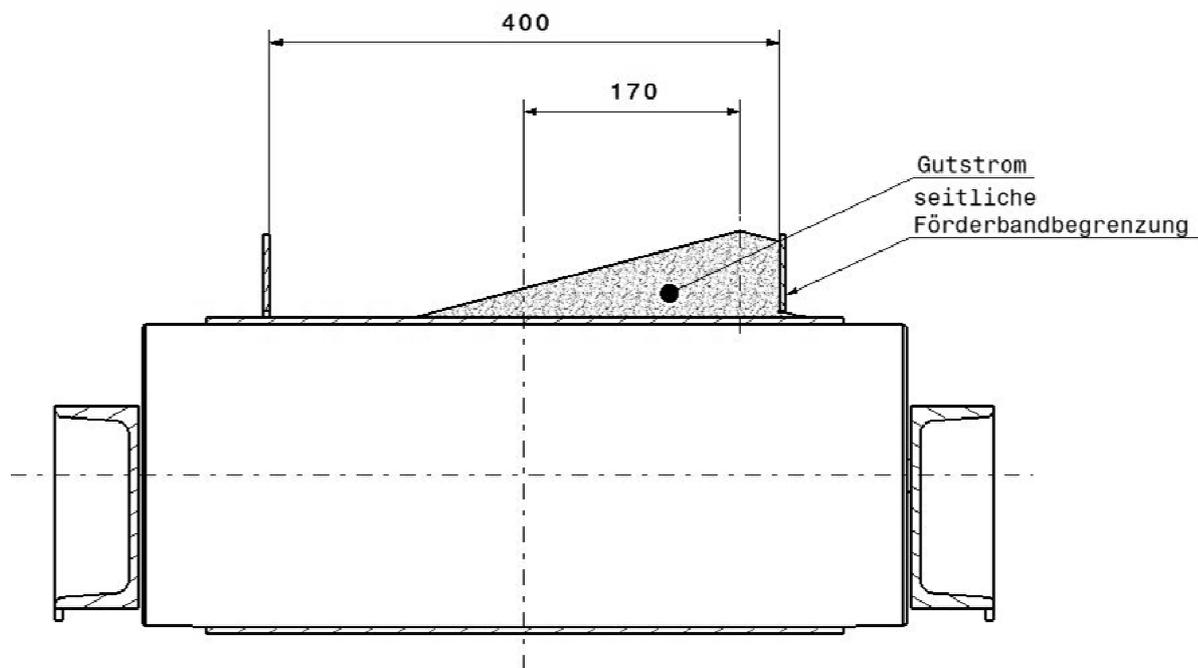
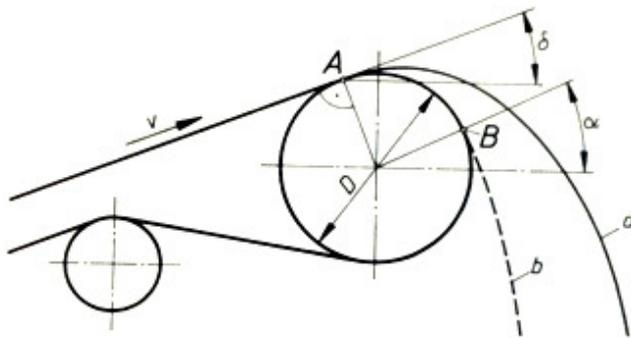


Abbildung 29: Förderquerschnitt Förderbänder, maximale Exzentrizität

Abwurfparabel Fördergut

Die Abwurfparabel wird benötigt um den Landepunkt bzw. den Landebereich des Fördergutes am nachfolgenden Förderer zu bestimmen. Von besonderer Bedeutung ist dieser vor allem zwischen Quer- und Längsförderband, damit es dort aufgrund von Riesel- oder Übergabeverlusten zu keinem Fördergutverlust kommt. Im Folgenden wird daher besonderes Augenmerk auf die Fördergutübergabe zwischen den beiden Förderbändern gelegt.

Dazu wird zuerst untersucht, ob die Förderbandgeschwindigkeit und somit die Zentrifugalbeschleunigung im Abwurfpunkt größer ist als die Erdbeschleunigung. Ist dies der Fall, löst sich das Fördergut bereits, wie in Abbildung 30 ersichtlich, beim Punkt A vom Förderband ab. Liegt die Förderbandgeschwindigkeit unter einer bestimmten kritischen Geschwindigkeit v_{kr} , so löst sich das Fördergut erst beim Punkt B unter einem Winkel α vom Förderband.

Abbildung 30: Fördergutabwurf²¹

Die kritische Geschwindigkeit errechnet sich laut Hoffmann, Krenn & Stanker (2004) aus der Gleichung 5.1.

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{D \cdot g}{2} \cdot \cos(\delta)} \quad (5.1)^{22}$$

In Tabelle 11 sind die Ergebnisse dieser Berechnung zusammengefasst.

Tabelle 11: Kritische Geschwindigkeit von Quer- und Längsförderband

	Querförderband	Längsförderband
D (Durchmesser Umlenktrömmel)	240 mm	240 mm
delta (Neigungswinkel Förderband)	15°	15°
Kritische Geschwindigkeit v_{kr}	1,066 m/s	1,066 m/s
Umfangsgeschwindigkeit	1,22 m/s	1,34 m/s
Abwurfpunkt (lt. Abbildung 30)	A	A

Da beide Förderbänder gleiche Umlenktrömmeldurchmesser besitzen und unter gleicher Neigung zur Horizontalen geneigt sind, sind beide kritischen Geschwindigkeiten identisch.

Reichweite des Fördergutes

Ausgehend von der Umfangsgeschwindigkeit und der Position des Abwurfpunktes zum nächsten Förderer lässt sich die Reichweite und somit der theoretische Landepunkt eines Fördergutteilchens ermitteln.

Die Reichweite des Fördergutes lässt sich aus der Gleichung 5.2 errechnen.

²¹ Hoffmann; Krenn; Stanker, 2004, S. 133

²² Hoffmann; Krenn; Stanker, 2004, S. 133

$$R = v_0 * \cos(\delta) * \frac{v_0 * \sin(\delta) + \sqrt{v_0^2 * \sin^2(\delta) - 2 * g * h_0}}{g} \quad (5.2)^{23}$$

Die Umfangsgeschwindigkeit des Fördergurtes entspricht dem v_0 der Gleichung 5.2 und beträgt 1,22 m/s.

Der Winkel δ entspricht dem Startwinkel des Fördergutes, ist ident mit der Förderbandneigung und beträgt 15° .

Der mittlere, vertikale Abstand h_0 zwischen dem Abwurfpunkt und dem Landepunkt ist in Abbildung 31 dargestellt und beträgt 408 mm.

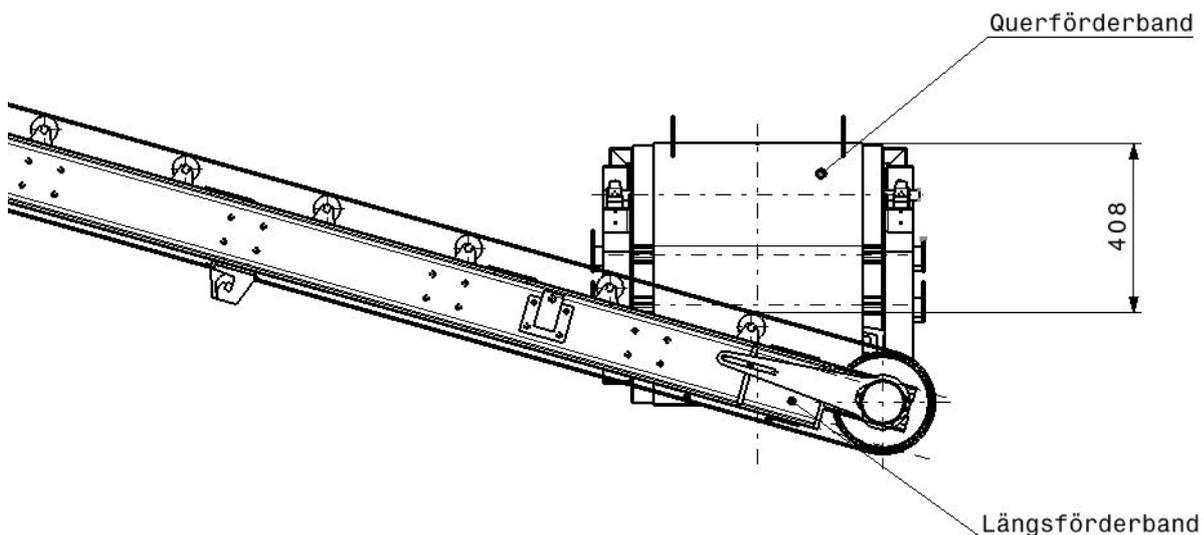


Abbildung 31: Höhendifferenz Abwurfpunkt - Landepunkt

In Abbildung 32 ist der Abstand des Abwurfpunktes A von der Mittelachse des nachfolgenden Längsförderbandes dargestellt. Aufgrund von befestigungstechnischen Gegebenheiten beläuft sich der horizontale Abstand auf 332 mm.

²³ Eigene Berechnung bzw. Herleitung; vgl. "Berechnung Wurfweite" im Anhang, Kapitel 12.1.2.

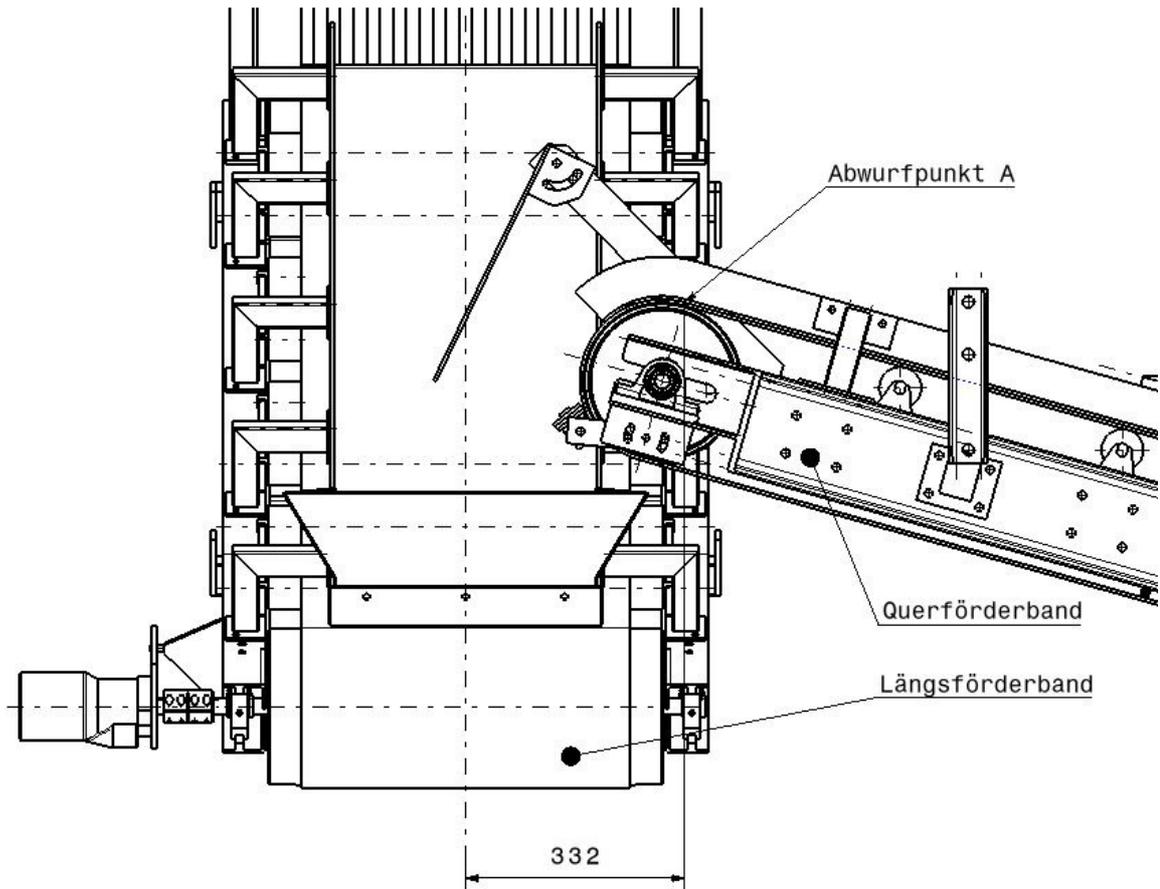


Abbildung 32: Abstand Abwurfpunkt – Mitte Längsförderband

In Tabelle 12 sind die Werte und Ergebnisse dieser Berechnung zusammengefasst.

Tabelle 12: Daten und Ergebnisse der Reichweitenberechnung des Fördergutes

	Querförderband
Startgeschwindigkeit v_0	1,22 m/s
Startwinkel δ	15°
Mittlere Höhendifferenz h_0	408 mm
Mittlere Reichweite R	380 mm

In Abbildung 33 ist die Flugbahn des Gutstromes ersichtlich. Die voraussichtliche Abweichung des Gutstromes von der Mitte des Längsförderbandes liegt im Bereich der maximalen Exzentrizität (siehe Abbildung 29).

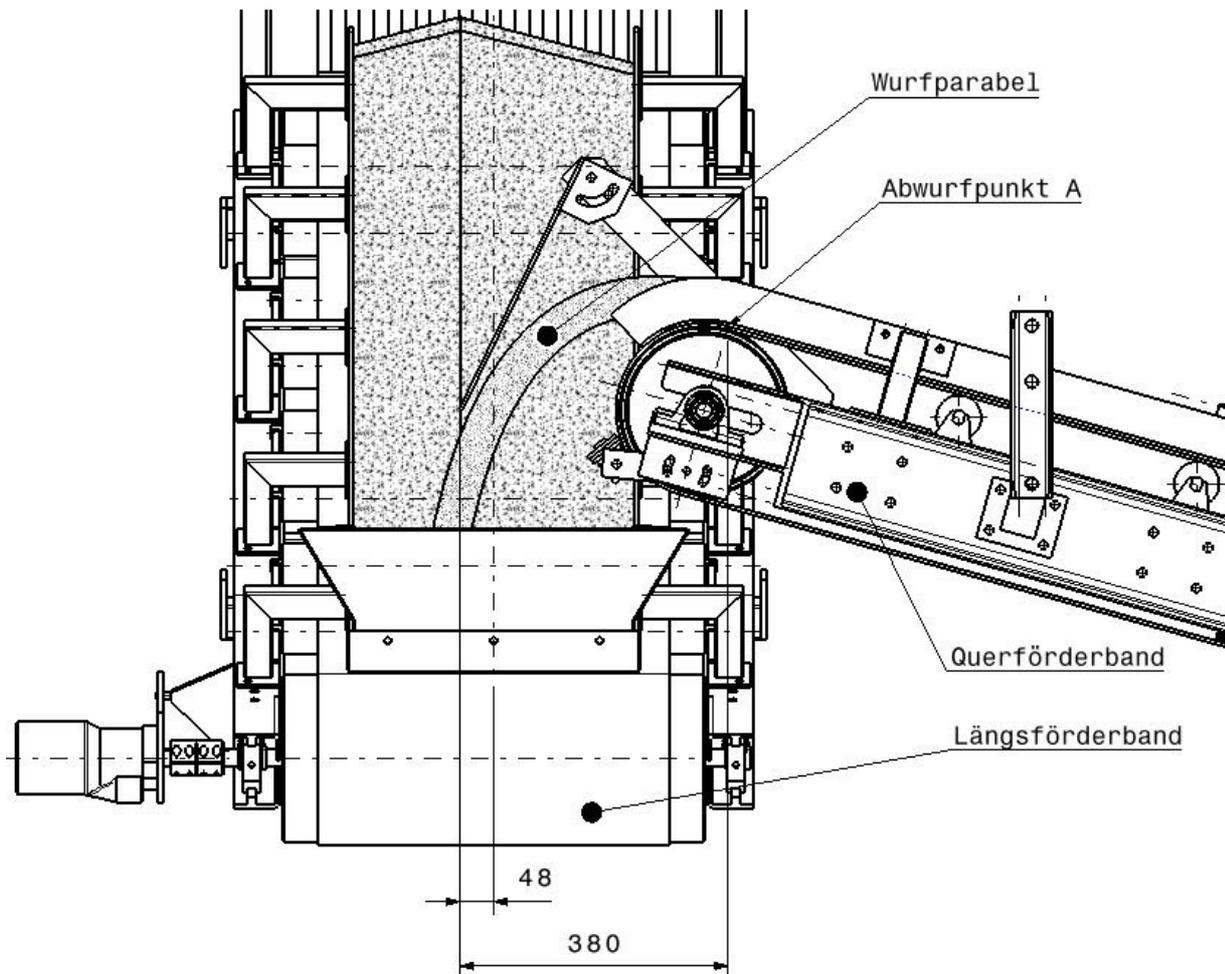


Abbildung 33: Wurfparabel des Gutstromes

5.1.3.5 Geschwindigkeit der Siebtrommel

Die Berechnung bzw. die Auswahl der Geschwindigkeit der Siebtrommel ist in der Bachelorarbeit von Herrn Höglinger abgehandelt.

Für den Antrieb sind folgende Daten wichtig:

- Die Siebtrommel soll sich mit 10 U/min drehen.
- Angetrieben wird sie über einen Kettentrieb mit einer Übersetzung von 0,129.
- Daraus resultiert eine Hydraulikmotordrehzahl von 77,3 U/min.

5.1.4 Leistungsberechnungen

Der Antriebsleistungsbedarf errechnet sich aus den Geschwindigkeiten der Förderer und den wirkenden Kräften und Momenten.

5.1.4.1 Leistungsbedarf des 1. und 2. Siebbandes, der Walzen und der Fräsen

Die Berechnung des Leistungsbedarfs des ersten und zweiten Siebbandes, sowie der Walzen und der Fräse war Teil der Diplomarbeit von Herrn Meyer.

Zusammenfassend ergeben sich aus dessen Arbeit folgende Werte (siehe Tabelle 13)²⁴:

Tabelle 13: Leistungswerte der Siebbänder, Walzen und Fräse

	1. Siebband	2. Siebband	Walzen groß	Walzen klein	Fräse
Drehzahl	179,8 U/min	197,8 U/min	99,5 U/min	149,3 U/min	180,7 U/min
Drehmoment	39,5 Nm	40,5 Nm	144,0 Nm	96,0 Nm	211,4 Nm
Antriebsleistung	0,75 kW	0,85 kW	1,5 kW	1,5 kW	4,0 kW

5.1.4.2 Leistungsbedarf des Querförderbandes

Die Dimensionierung des Antriebes der Förderbänder erfolgte aufbauend auf Grösel (2002).

Die Gleichungen²⁵ zur Berechnung der Antriebsleistung (Gleichung 5.3 bis 5.13) sind nachfolgend angeführt.

$$W_L = W_o + W_u = [(q_L + 2 * q_G) * \cos(\delta) + q_{Ro} + q_{Ru}] * L * f * C \quad (5.3)$$

$$q_L = \bar{m}_L * g \quad (5.4)$$

$$q_G = \bar{m}_G * g \quad (5.5)$$

$$\bar{m}_L = \frac{m_E}{v} \quad (5.6)$$

$$q_{Ro} = \bar{m}_{Ro} * g = \frac{m_{Ro}}{l_{Ro}} * g \quad (5.7)$$

$$q_{Ru} = \bar{m}_{Ru} * g = \frac{m_{Ru}}{l_{Ru}} * g \quad (5.8)$$

$$W_H = q_L * L * \sin(\delta) = q_L * H \quad (5.9)$$

$$U = W_L \pm W_H \quad (5.10)$$

$$P = U * v \quad (5.11)$$

$$M = U * r \quad (5.12)$$

$$n = \omega * \frac{1}{2 * \pi} = \frac{v}{r} * \frac{1}{2 * \pi} \quad (5.13)$$

²⁴ Stand: 29.10.2014

²⁵ Grösel, 2002, S. 151

In Tabelle 14 befindet sich die Erklärung und Benennung der Faktoren aus den Gleichungen 5.3 bis 5.13.

Tabelle 14: Erklärung der Abkürzungen²⁶

Abk.	Einheit	Bezeichnung
W_L	[N]	Gesamter Laufwiderstand (Ober- und Untertrum)
W_o	[N]	Laufwiderstand im Obertrum
W_u	[N]	Laufwiderstand im Untertrum
W_H	[N]	Widerstand der vertikalen Förderung
q_L	[kg/s ²]	Längenbezogene Streckenlast des Fördergutes
q_G	[kg/s ²]	Längenbezogene Streckenlast des Gurtes
q_{Ro}, q_{Ru}	[kg/s ²]	Längenbezogene Streckenlast der drehbaren Rollenteile im Ober- bzw. Untertrum
\bar{m}_L	[kg/m]	Längenbezogene Eigenmasse des Fördergutes
\bar{m}_G	[kg/m]	Längenbezogene Eigenmasse des Gurtes
$\bar{m}_{Ro}, \bar{m}_{Ru}$	[kg/m]	Längenbezogene Masse der drehbaren Rollenteile im Ober- bzw. Untertrum
m_{Ro}, m_{Ru}	[kg]	Gesamte Tragrollenmasse für Ober- und Untertrum
l_{Ro}, l_{Ru}	[m]	Tragrollenteilung für Ober- und Untertrum
δ	[°]	Neigungswinkel der Förderstrecke
L	[m]	Förderlänge
f	[-]	Fiktiver Reibungsbeiwert in Ober- und Untertrum; $f \approx 0,015 \div 0,030$
C	[-]	Beiwert zur Berücksichtigung von Nebenwiderständen
H	[m]	Förderhöhe
U	[N]	Umfangskraft
P	[W]	Antriebsleistung
v	[m/s]	Fördergeschwindigkeit
M	[Nm]	Drehmoment
r	[m]	Radius der Umlenkrolle
n	[s ⁻¹]	Drehzahl der Umlenkrolle bzw. des Antriebes
ω	[s ⁻¹]	Winkelgeschwindigkeit

Die Berechnung der Antriebsleistung des Querförderbandes erfolgte unter Verwendung der Gleichungen 5.3 bis 5.13. Zur Dimensionierung des Antriebes wurde eine Ausiebung von 85% berücksichtigt (laut Sankey-Diagramm wären es 86,25%, jedoch wurde die Ausiebung der Walzen nicht berücksichtigt, da, je nach Bodengegebenheiten, eventuell keine Steine ausgesiebt werden).

²⁶ Vgl. Grösel, 2002, S. 151

In Tabelle 15 sind die Angaben und in Tabelle 16 die Ergebnisse für das Querförderband zusammengefasst.

Tabelle 15: Werte des Querförderbandes

	Werte
q_L	75,3 kg/s ²
q_G	40,2 kg/s ²
q_{Ro}	262,7 kg/s ²
q_{Ru}	0 kg/s ²
m_E	9,37 kg/s
v	1,22 m/s
\bar{m}_L	7,7 kg/m
\bar{m}_G	4,1 kg/m ²⁷
\bar{m}_{Ro}	26,8 kg/m
\bar{m}_{Ru}	0 kg/m
m_{Ro}	7,5 kg (3 Stk. á 2,5 kg) ²⁸
m_{Ru}	0 kg (Anm.: Am Untertrum gibt es keine Tragrolle)
l_{Ro}	0,35 m (lt. "Tragrollenberechnung", vgl. Anhang)
l_{Ru}	1,4 m
δ	15°
L	1,4 m
f	0,030 (Maximalwert)
C	2 ²⁹

Tabelle 16: Ergebnisse für das Querförderband

	Ergebnisse
W_L	34,7 N
W_o	31,4 N
W_u	3,3 N
W_H	27,3 N
H	0,36 m
U	62,0 N
P	75,6 W
n	98,5 min⁻¹
M	7,4 Nm

²⁷ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 122, für "EP250/2"

²⁸ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 125, für "D=63, L=600"

²⁹ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 137

5.1.4.3 Leistungsbedarf des Längsförderbandes

Die Berechnung der Antriebsleistung des Längsförderbandes erfolgte wie die Berechnung des Querförderbandes. Zur Dimensionierung des Antriebes wurde wie beim Querförderband eine Aussiebung von 85 % berücksichtigt.

In Tabelle 17 sind die Angaben und in Tabelle 18 die Ergebnisse für das Längsförderband zusammengefasst.

Tabelle 17: Werte des Längsförderbandes

	Werte
q_L	68,4 kg/s ²
q_G	40,2 kg/s ²
q_{Ro}	326,9 kg/s ²
q_{Ru}	15,6 kg/s ²
m_E	9,37 kg/s
v	1,34 m/s
\bar{m}_L	7,0 kg/m
\bar{m}_G	4,1 kg/m ³⁰
\bar{m}_{Ro}	33,3 kg/m
\bar{m}_{Ru}	1,6 kg/m
m_{Ro}	15 kg (6 Stk. á 2,5 kg) ³¹
m_{Ru}	2,5 kg ³²
l_{Ro}	0,45 m (lt. "Tragrollenberechnung", vgl. Anhang)
l_{Ru}	1,575 m
δ	15°
L	3,15 m
f	0,030 (Maximalwert)
C	2 ³³

³⁰ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 122, für "EP250/2"

³¹ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 125, für "D=63, L=600"

³² Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 125, für "D=63, L=600"

³³ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 137

Tabelle 18: Ergebnisse für das Längsförderband

	Ergebnisse
W_L	91,9 N
W_o	81,6 N
W_u	10,3 N
W_H	55,8 N
H	0,82 m
U	147,7 N
P	198,2 W
n	106,8 min⁻¹
M	17,7 Nm

5.1.4.4 Leistungsbedarf der Siebtrommel

Die Berechnung des Leistungsbedarfes erfolgte stark vereinfacht, indem das Moment inkl. Sicherheitsreserven zum Drehen der gefüllten Trommel mit deren Winkelgeschwindigkeit multipliziert wurde. Dabei wurde angenommen, dass die Schüttgutoberfläche immer unter dem schlechtesten anzunehmenden Böschungswinkel zur Horizontalen geneigt ist. Infolge der Drehbewegung überschreitet die Schüttgutoberfläche den Böschungswinkel und beginnt zu rutschen. Der Förderquerschnitt entspricht demnach einem Kreisabschnitt.

Um den Leistungsbedarf der Siebtrommel zu berechnen, wurden folgende Annahmen und Vereinfachungen getroffen:

- Das Schüttgut beginnt bei 60° zu rutschen → die Oberfläche des Schüttgutes in der Siebtrommel ist unter 60° zur Horizontalen geneigt.
- Die Antriebsleistung der Siebtrommel wird auf 0% Ausbiegung innerhalb derselben ausgelegt.
- Beschleunigungswiderstände wurden, wie bei den bisherigen Leistungsberechnungen, nicht berücksichtigt.
- Die Drehzahl der Siebtrommel ist mit konstant 10 min⁻¹ angenommen.
- In der Siebtrommel befinden sich 6 Schneckenwindungen, die das Fördergut durch die Siebtrommel fördern. Zur Vereinfachung der Berechnung wird angenommen, dass dadurch ein Fördergutteilchen nach 6 Umdrehungen der Siebtrommel durch dieselbe gefördert wird bzw. innerhalb von sechs Umdrehungen seiner Größenklassifizierung zugeordnet werden sollte.
- → ein Fördergutteilchen befindet sich theoretisch 36 Sekunden in der Siebtrommel.

In Abbildung 34 ist ein Querschnitt durch die Siebtrommel mit dem zu beförderndem Gut und den für die Berechnung wichtigsten Abmessungen dargestellt.

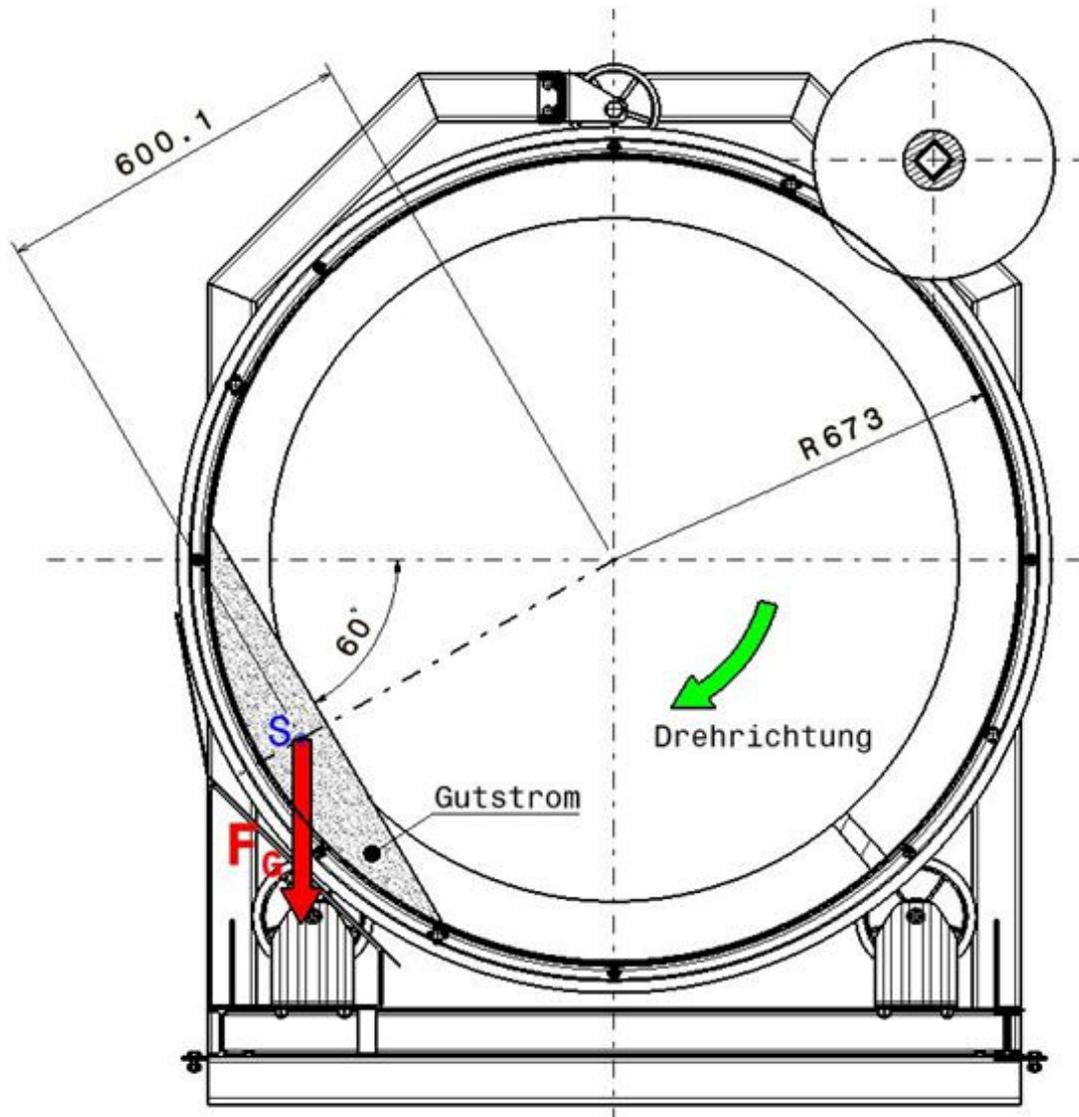


Abbildung 34: Siebtrommelquerschnitt

Für den Massenstrom wurde laut Sankey-Diagramm (Abbildung 25) und wie zur Berechnung des Quer- und Längsförderbandes eine Aussiebung von 85% berücksichtigt.

In Tabelle 19 sind die Werte für die Berechnung der Siebtrommelleistung zusammengefasst.

Tabelle 19: Werte zur Siebtrommel-Leistungsberechnung

	Werte
Ankommender Massenstrom	9,37 kg/s
Ankommender Volumenstrom	6,69 l/s
Drehzahl	10 min ⁻¹
Länge	3,75 m
Innenradius Siebtrommel	0,673 m
Theoretische Verweildauer in der Trommel	36 s

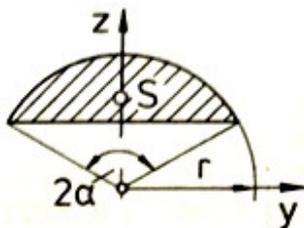
Aus dem Massen- bzw. dem Volumenstrom und der Verweildauer errechnet sich die in der Siebtrommel befindliche Masse bzw. deren Volumen. Bezogen auf die Länge der Trommel lässt sich der Förderquerschnitt ermitteln. Die Ergebnisse sind in Tabelle 20 dargestellt.

Tabelle 20: Fördergutmasse und -volumen in der Siebtrommel

	Werte
Fördergutmasse in der Siebtrommel	337,1 kg
Fördergutvolumen in der Siebtrommel	0,241 m ³
Fördergutquerschnitt	0,064 m ²

Infolge wurde der Schwerpunktabstand eines Kreisabschnittes errechnet, um daraus das um die Siebtrommelachse wirkende Moment zu erhalten.

In Abbildung 35 und in Abbildung 36 sind die Skizzen für die Gleichungen 5.14 bis 5.18 dargestellt.

Abbildung 35: Schwerpunktabstand Kreisabschnitt³⁴

³⁴ Paland, 2002, S. 35

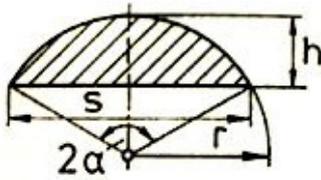


Abbildung 36: Fläche, Höhe, Sekante Kreisabschnitt³⁵

Bekannt vom Kreisabschnitt sind nur die Fläche und der Radius. Aus den Gleichungen³⁶ 5.14 bis 5.18 lassen sich die Unbekannten und somit der Schwerpunktabstand ermitteln.

$$z_S = \frac{4}{3} * \frac{r * \sin^3(\alpha)}{2\alpha - \sin(2\alpha)} \quad (5.14)$$

$$A = \frac{h}{6*s} * (3h^2 + 4s^2) \quad (5.15)$$

$$s = 2r * \sin(\alpha) \quad (5.16)$$

$$h = r * [1 - \cos(\alpha)] \quad (5.17)$$

$$r = \frac{h}{2} + \frac{s^2}{8h} \quad (5.18)$$

In Tabelle 21 sind die Angaben und Ergebnisse dieser Berechnung zusammengefasst.

Tabelle 21: Werte Kreisabschnitt

	Werte
Radius r	673 mm
Fläche A	0,064 m ²
Sekante s	773,5 mm
Höhe h	122,2 mm
Winkel α	35,1°
Schwerpunktabstand z_S	600,1 mm

Die auf die Siebtrommelachse wirkenden Kräfte und Momente sind in Tabelle 22 zusammengefasst.

³⁵ Paland, 2002, S. 34

³⁶ Paland, 2002, S. 35

Tabelle 22: Werte Siebtrommel-Antriebsleistung

	Werte
Masse in der Siebtrommel	337,1 kg
Gewichtskraft Fördergut	3306,0 N
Normalabstand Gewichtskraft x_s	519,7 mm
Sicherheitsfaktor	1,5
Drehmoment des Fördergutes	2.577,1 Nm
Winkelgeschwindigkeit ω	1,047 s ⁻¹
Erforderliche Antriebsleistung P	2,7 kW

Der Antrieb der Siebtrommel erfolgt über ein Ritzel am Hydraulikmotor und eine Antriebskette, die rund um die Siebtrommel befestigt ist. Durch diese Übersetzung ergibt sich die Drehzahl bzw. das Betriebsdrehmoment des Hydraulikmotors. In Tabelle 23 sind die Angaben der Übersetzung und die daraus resultierenden Leistungskennzahlen zusammengefasst.

Tabelle 23: Übersetzung Siebtrommel - Hydraulikmotor

	Werte
Zähneanzahl Antriebsritzel	22
Rollenanzahl Antriebskette	170
Übersetzung	0,129
Siebtrommeldrehzahl	10 U/min
Motordrehzahl	77,3 U/min
Siebtrommelmoment	2.577,1 Nm
Motordrehmoment	333,5 Nm

5.1.4.5 Zusammenfassung der Leistungen

In Tabelle 24 sind zur Übersicht die wichtigsten Antriebskennzahlen zusammengefasst.

Tabelle 24: Zusammenfassung der Antriebsleistungen

	Antriebsdrehzahl	Antriebsdrehmoment	Antriebsleistung
1. Siebband	179,8 U/min	39,5 Nm	0,75 kW
2. Siebband	197,8 U/min	40,5 Nm	0,85 kW
Walzen groß	99,5 U/min	144,0 Nm	1,5 kW
Walzen klein	149,3 U/min	96,0 Nm	1,5 kW
Fräsen	180,7 U/min	211,4 Nm	4 kW
Querförderband	97,1 U/min	7,4 Nm	0,08 kW
Längsförderband	106,8 U/min	17,7 Nm	0,2 kW
Siebtrommel	10,0 U/min	3.440 Nm	2,7 kW
Summe			11,6 kW

5.1.5 Auswahl der Hydraulikmotoren

Ausgehend vom Betriebsdrehmoment und der Drehzahl kann der Betriebspunkt des Hydraulikmotors bestimmt werden. Am Schnittpunkt dieser beiden Parameter kann das Druckgefälle Δp und der notwendige Ölstrom Q abgelesen werden. Des Weiteren sind Kurven für die Leistung N des Ölmotors und den Gesamtwirkungsgrad η_t in das Diagramm eingezeichnet.

In weiterer Folge werden die Begriffe Fördervolumen, Volumenstrom, Förderleistung und Ölstrom synonym verwendet.

Nachfolgend ist exemplarisch für den Querförderer die Anwendung des Funktionsdiagrammes für den Hydraulikmotor dargestellt. Die Funktionsdiagramme der übrigen Antriebe befinden sich im Anhang.

In Tabelle 25 sind die erforderlichen Leistungsdaten für den Antrieb des Querförderbandes zusammengefasst.

Tabelle 25: Leistungsdaten Hydraulikmotor Querförderband

	Daten
Drehzahl	97,1 U/min
Drehmoment	7,4 Nm
Verdrängervolumen des gewählten Hydraulikmotors	40 ccm

In Abbildung 37 ist das Funktionsdiagramm des Hydraulikmotors für den Antrieb des Querförderbandes dargestellt.

Die Begriffe Hydraulikmotor und Ölmotor werden synonym verwendet.

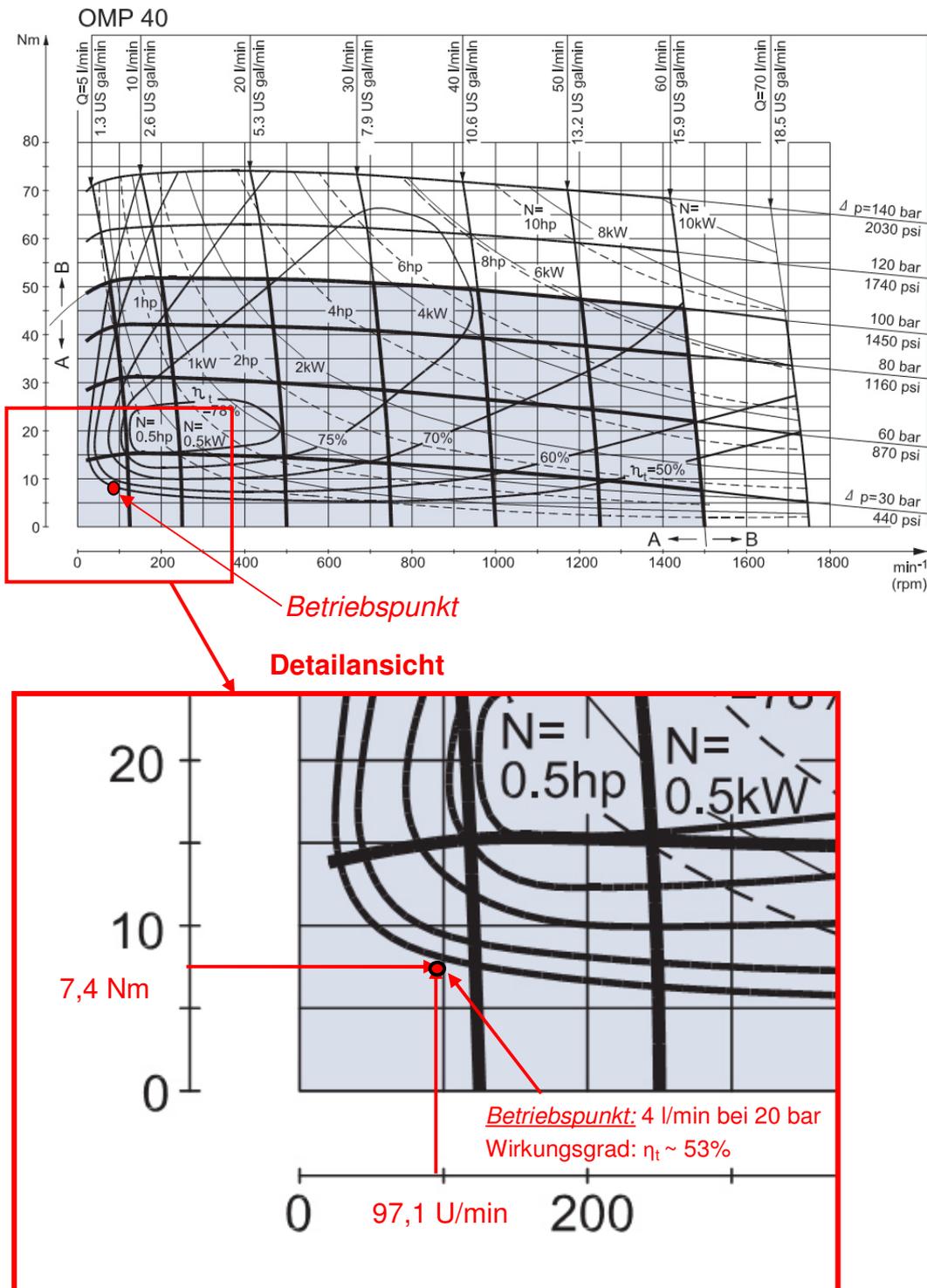


Abbildung 37: Funktionsdiagramm Hydraulikmotor Querförderband³⁷

³⁷ Technische Informationen, OMP Orbital Motoren, Sauer Danfoss, S. 19

In Tabelle 26 sind die Betriebspunkte der Hydraulikmotoren aufgelistet.

Tabelle 26: Betriebspunkte der Hydraulikmotoren

	Drehzahl	Drehmoment	Verdränger- volumen	Ölbedarf	Druckabfall
1. Siebband	179,8 U/min	39,5 Nm	50 ccm	8,5 l/min	60 bar
2. Siebband	197,8 U/min	40,5 Nm	50 ccm	10 l/min	65 bar
Walzen groß	99,5 U/min	144,0 Nm	125 ccm	14 l/min	85 bar
Walzen klein	149,3 U/min	96,0 Nm	100 ccm	15 l/min	70 bar
Fräse	180,7 U/min	211,4 Nm	160 ccm	30 l/min	100 bar
Querförderband	97,1 U/min	7,4 Nm	40 ccm	4 l/min	20 bar
Längsförderband	106,8 U/min	17,7 Nm	40 ccm	5 l/min	60 bar
Siebtrommel	77,3 U/min	333,5 Nm	250 ccm	22 l/min	100 bar

Bei der Auswahl der Hydraulikmotoren wurde darauf geachtet, dass der Druckabfall maximal 100 bar beträgt. Handelsübliche Hydraulikpumpen liefern einen Arbeitsdruck im Dauerbetrieb von ungefähr 200 bar. Durch die Auslegung auf höchstens 100 bar wurden Reserven für den Druckabfall in den Leitungen und Ventilen berücksichtigt. Des Weiteren werden dadurch Leistungsreserven für eventuell eintretende, unvorhergesehene Ereignisse geschaffen. Diese Leistungsreserven werden in Kapitel 5.1.18 auf S. 102 genauer betrachtet.

Serielle Anordnung von Hydraulikmotoren

Die Hydraulikmotoren zum Antrieb der ersten und der zweiten Siebkette sowie des Quer- und Längsförderbandes erfordern weder den maximalen vorgegeben Druck von 100 bar, noch benötigen sie große Antriebsleistungen. Des Weiteren unterscheidet sich deren Ölbedarf nur geringfügig, und bei allen vier Antrieben wird keine Änderung der Drehrichtung gefordert.

Es ist daher naheliegend, die erste und die zweite Siebkette bzw. die beiden Förderbänder jeweils hydraulisch in Serie zu schalten. Dafür wird zuerst der Ölmotor mit dem größeren Ölbedarf von der Druckquelle gespeist und in Folge der Ölmotor mit dem geringeren Ölbedarf. Dazu wird die Druckleitung des zweiten Antriebes an die Rücklaufleitung des ersten Ölmotors angeschlossen. Der Ölstrom wird erst nach Durchströmen des zweiten Ölmotors zurück in den Tank geleitet. Die Rücklaufleitung des ersten Ölmotors ist somit nicht drucklos und erfordert den Anschluss einer Leckölleitung. Diese gewährleistet den drucklosen Abfluss der inneren Leckagen des ersten Ölmotors. Die Differenz des Ölstromes und somit der Drehzahlen der beiden Ölmotoren ergibt sich zwangsweise durch den Ölstrom der inneren Leckage des ersten Antriebes.

Die Vorteile dieser Ausführung sind:

- Geringere erforderliche Pumpenleistung
- Einsparungen bei den Leitungskosten
- Einsparungen bei den Ventilkosten

Zum Betrieb der Hydraulikmotoren ist somit eine Pumpenleistung von zumindest 92 l/min erforderlich.

Der entstehende Leckölstrom ist vom Druckabfall im Ölmotor abhängig. Der zu erwartende Leckölstrom ist Tabelle 27 zu entnehmen.

Die Werte für 60 bar (Ölmotor Längsförderband) und 65 bar (Ölmotor zweites Siebband) wurden interpoliert. Die Berechnung dazu befindet sich im Anhang.

Tabelle 27: Leckölstrom³⁸

Druckabfall [bar]	Viskosität [mm ² /s]	Leckölstrom [l/min]
60	46	0,412*
65	46	0,287*
100	20	2,5
	35	1,8
	46	1,287*
140	20	3,5
	35	2,8
	46	2,287*

Druckverlust im Hydraulikmotor

Zusätzlich zum Druckabfall aufgrund der entnommen Leistung entsteht – bedingt durch die Strömung des Hydrauliköles durch den Hydraulikmotor – ein Druckverlust.

Abbildung 38 zeigt den Zusammenhang zwischen Durchfluss Q und Druckverlust Δp .

³⁸Vgl. Datenblatt für die Hydraulikmotoren HMP des Anbieters Holzhäuer Hydraulik, S. 1 (Tabelle mit Interpolation erweitert)

* Errechnete Werte (Interpolation)

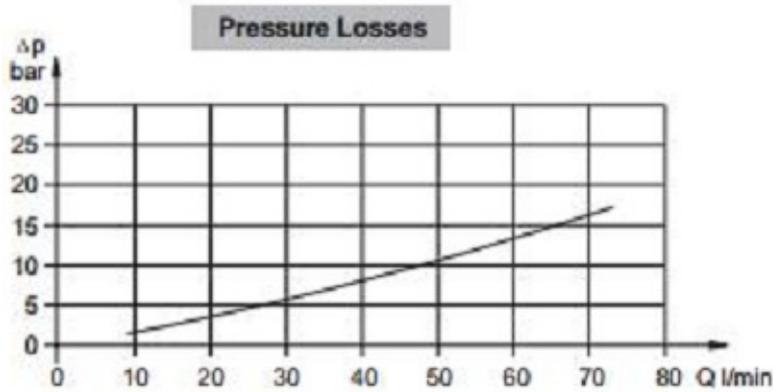


Abbildung 38: Druckverlust Hydraulikmotor

In Tabelle 28 sind die aus Abbildung 38 abgeleiteten Druckverluste zusammengefasst.

Tabelle 28: Druckverlust Hydraulikmotoren

	Ölbedarf	Druckverlust
1. Siebband	8,5 l/min	1,8 bar
2. Siebband	10 l/min	2,0 bar
Walzen groß	14 l/min	2,5 bar
Walzen klein	15 l/min	2,6 bar
Fräse	30 l/min	6,0 bar
Querförderband	4 l/min	1,0 bar
Längsförderband	5 l/min	1,1 bar
Siebtrommel	22 l/min	4,0 bar

5.1.6 Hydraulikzylinder

Die Auswahl des Lenkungszyinders erfolgt in der Bachelorarbeit von Herrn Schmaus. Er legt darin die Größe und den Hub des Lenkungszyinders fest.

Die rechnerische Auslegung und damit die Bestimmung des Hydraulikzylinders der Aushebung war Teil der Aufgabe von Herrn Meyer. In seiner Diplomarbeit sind die Bestimmung der erforderlichen Größe und die damit auftretenden maximalen Kräfte, die auf das von ihm konstruierte Siebband wirken, näher erläutert.

In Tabelle 29 sind die Abmessungen der beiden Hydraulikzylinder zusammengefasst.

Tabelle 29: Hydraulikzylinderabmessungen

Zylinder	Kolben- durchmesser	Kolbenstangen- durchmesser	Hub
Lenkung	70 mm	35 mm	150 mm
Aushebung	80 mm	40 mm	500 mm

Die erforderliche Hydraulikleistung ist abhängig von:

- dem Ölvolumen, das die druckbeaufschlagte Zylinderkammer füllt und
- der Zeit, die der Zylinder für den Hub benötigt. Dabei wurden folgenden Zeiten angenommen:
 - Zeit, die der Lenkzylinder zum Schwenken benötigt: 10 Sekunden
 - Zeit, die der Aushubzylinder zum Heben benötigt: 5 Sekunden

Das verdrängte Ölvolumen errechnet sich aus den Abmessungen des Hydraulikzylinders. Zusammen mit den gegebenen Zeiten ergibt sich daraus der erforderliche Volumenstrom. In Tabelle 30 sind die Ergebnisse dieser Berechnung zusammengefasst.

Tabelle 30: Ergebnisse Volumenstrom Hydraulikzylinder

	Lenkung	Aushebung
Kolbendurchmesser	70 mm	80 mm
Stangendurchmesser	35 mm	40 mm
Hub	150 mm	500 mm
Ölbedarf	0,6 l	0,6 l
Zeitfenster	10 s \equiv 6 min ⁻¹	5 s \equiv 12 min ⁻¹
Erforderlicher Volumenstrom	3,5 l/min	7,5 l/min

Zum Senken des Siebbandes wird zwar ein größeres Ölvolumen benötigt, jedoch ist der Engpass beim Senken nicht leistungsbestimmend. Beim Heben des Siebbandes sollten die Hydraulikmotoren deren Drehzahl konstant halten können. Wenn, vorzugsweise am Ende des Dammes, das Siebband aus dem Damm gehoben wird, können die Förderer so leer laufen, ohne dass es zu Stauungen aufgrund einer Verlangsamung kommt. Beim darauffolgenden Senken des Siebbandes am Dammanfang hingegen haben sich die Förderer bereits eine Reserve geschaffen und eine eventuelle Verlangsamung zu diesem Zeitpunkt ist nicht mehr so kritisch zu beurteilen.

5.1.7 Hydraulische Entlastung der Dammtrommel

5.1.7.1 Anforderungen an die Entlastung

Aufgrund der konstruktiven Ausführung des ersten Siebbandes stützt sich die Dammtrommel mit einer relativ großen Kraft auf den Erdmandeldamm ab. Diese Stützlast F_{Dtr} der Dammtrommel wurde von Herrn Meyer im Rahmen seiner Diplomarbeit berechnet und beträgt während des Rodevorganges theoretisch 5,628 kN (entsprechend einer Masse von ungefähr 570 kg). Nach Rücksprache mit den Kunden ergaben sich folgende, neue Anforderungen an die Maschine:

- Der Druck der Dammtrommel auf den Damm darf eine gewisse Höhe nicht überschreiten. Vorrangig damit keine Erdmandeln beschädigt werden. Des Weiteren ist es für den Erntevorgang von Vorteil, wenn die Verbindungen der Erdmandeln zu den Wurzeln, aufgrund der großen Druckbelastung, nicht bereits im Damm abgeschert werden. Die Höhe dieses maximalen Druckes, bei dem entweder Erdmandeln beschädigt oder die Verbindungen zu den Wurzeln abgeschert werden, ist leider unbekannt. Was direkt zu der nächsten Anforderung führt:
- Der Druck auf den Erdmandeldamm solle verstellbar sein.

5.1.7.2 Ausführung

Prinzipiell gibt es mehrere Möglichkeiten die Entlastung der Dammtrommel auszuführen. Eine Auswahl an Varianten ist in Abbildung 39 dargestellt.

Teilfunktionen		Lösungen					
		1	2	3	4	5	6
1	Dammentlastung	Mechanisch über Feder	Mechanisch über Stützräder	Hydraulisch über den Aushubzylinder	Hydraulisch über Membranspeicher		

Abbildung 39: Morphologischer Kasten: Dammentlastung

Das Ausschlusskriterium für die Lösungen 1, 2 und 4 war, dass sie alle den Auflagedruck in Abhängigkeit von der aktuellen Rodetiefe nicht konstant halten.

Bei einer Entlastung über Federn hängt die Entlastung nur von der Position des Rodeaggregates zum Fahrzeugrahmen ab. Bei einer Verstellung der Rodetiefe müsste auch die Federvorspannung angepasst werden. Des Weiteren würde sich beim Überfahren von Bodenunebenheiten und Kuppen bzw. beim Durchfahren von Senken die Entlastung nicht der geänderten Position des Rodeaggregates anpassen.

Gegen Stützräder sprachen der zusätzliche konstruktive Aufwand und die ungewisse Aufteilung der Auflagekräfte in kupiertem Gelände.

Aufgrund des Betriebes sämtlicher Antriebskomponenten mittels Ölhydraulik war es naheliegend, auch die Dammentlastung hydraulisch auszuführen. Hinzu kam, dass

für die Aushebung der Siebkette bereits ein Hydraulikzylinder vorgesehen war. Dieser könnte nun die zwei Funktionen *Aushebung* und *Entlastung* erfüllen.

Die Dammentlastung über die Vorspannung der Ringkammer mithilfe eines Membranspeichers kann jedoch nur in Neutralstellung des steuernden Wegeventiles erfolgen. Mit dieser Lösung wäre die Boden Anpassung des Rodeaggregates nicht mehr gegeben.

Anders hingegen bei Lösung 3. Mithilfe von Ventilen soll der Druck in der Ringkammer des Aushubzylinders konstant gehalten werden. Der Hydraulikzylinder entlastet so die Dammtrommel stets mit einer konstanten Kraft. Ändert sich aufgrund von Bodenunebenheiten (Senken, Kuppen) die Arbeitstiefe der Rodeschar, bleibt der Hydraulikdruck konstant und die Rodeschar kann die eingestellte Arbeitstiefe einhalten, der Auflagedruck der Dammtrommel bleibt ebenfalls unverändert. Des Weiteren sprach für diese Variante das einfache Verstellen des Auflagedruckes der Dammtrommel. Dazu muss lediglich der voreingestellte Druck eines Druckreduzierventils verändert werden (Näheres in Kapitel 5.1.9.4, S. 79). Im Gespräch mit den Kunden stellte sich heraus, dass dadurch ein weiterer Zusatznutzen geschaffen wurde. Es ist möglich, die Dammtrommel über den Aushubzylinder zusätzlich mit Druck zu beaufschlagen. Sollte die Oberfläche des Dammes unter trockenen Erntebedingungen stark verkrustet sein, könnte diese Kruste so aufgebrochen werden.

5.1.7.3 Hydraulische Umsetzung

Zur Umsetzung der hydraulischen Entlastung werden folgende Bauteile verbaut:

- Ein Stromventil zur Bereitstellung und Begrenzung eines Ölstromes, falls das Rodeaggregat nach oben ausweicht.
- Ein Druckreduzierventil zum Einstellen des Druckes in der Ringkammer des Hydraulikzylinders.
- Ein zusätzliches 4/3-Wegeventil mit 2 Raststellungen, um die Entlastung zu aktivieren bzw. deaktivieren.

In Abbildung 40 ist die Anordnung der Ventile schematisch dargestellt.

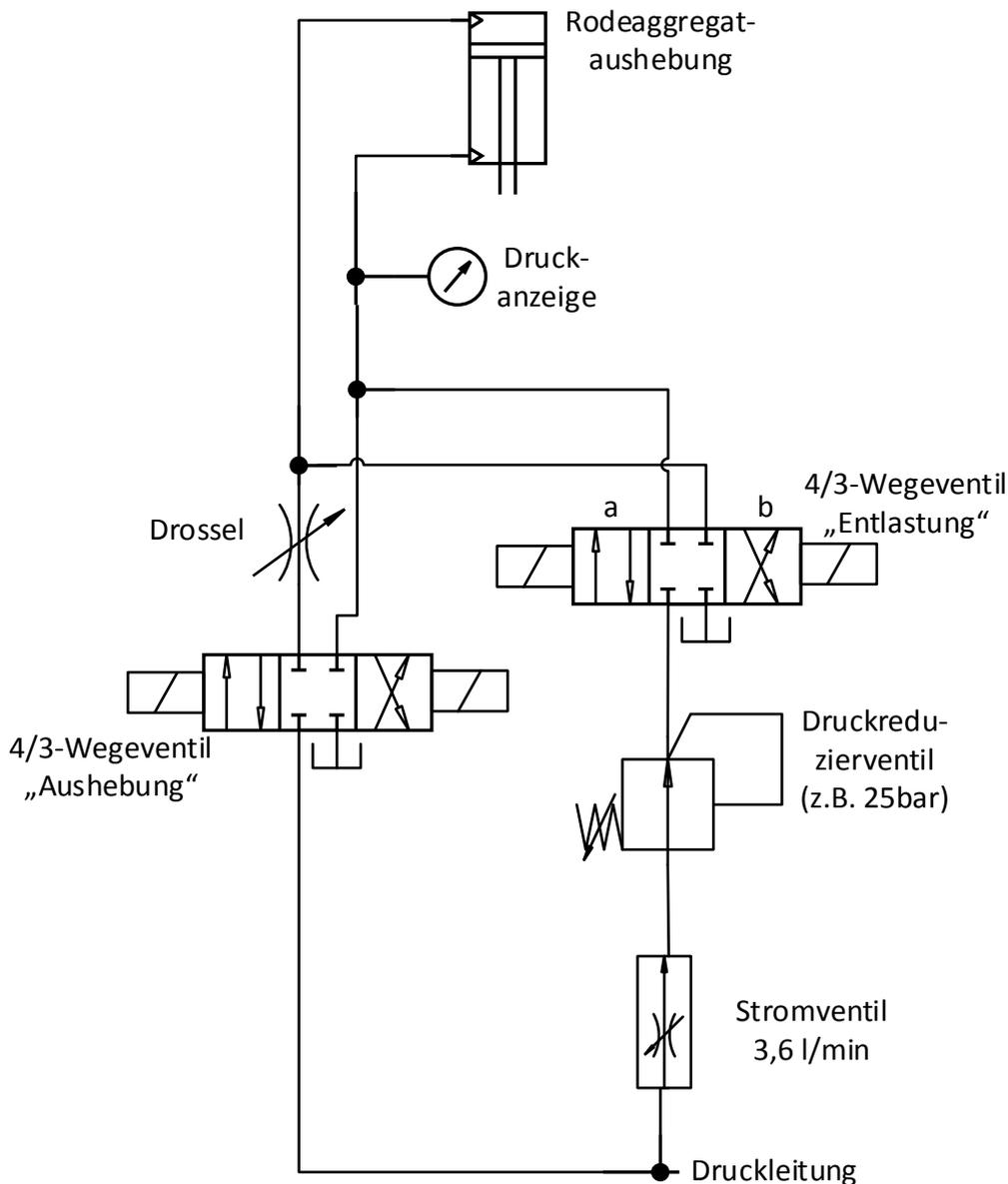


Abbildung 40: Schematische Darstellung der Hydraulischen Entlastung

Zum Betrieb der Hydraulischen Entlastung sind 2 Stück 4/3 Wegeventile notwendig. Mit dem Ventil "Aushebung" kann das Rodeaggregat ausgehoben, abgesenkt oder in einer Position gehalten werden.

Mit diesem Ventil wird das Rodeaggregat am Dammanfang soweit abgesenkt bis die ungefähre Arbeitstiefe erreicht wird. Danach wird dieses Ventil wieder in die Neutral-Stellung gebracht und somit das Rodeaggregat in Position gehalten. In Folge wird das Ventil "Entlastung" in Position a gerastet. Nun liegt in der Ringkammer der voreingestellte Druck des Druckreduzierventiles an.

Wird eine Senke durchfahren, ist das Rodeaggregat bestrebt dieser Senke zu folgen. Durch das vermeintliche Senken des Aggregates entsteht in der Ringkammer ein erhöhter Druck. Dieser Überdruck wird durch das Druckreduzierventil abgebaut, bis der voreingestellte Druck wieder erreicht ist.

Beim Überfahren einer Kuppe ist das Rodeaggregat bestrebt dieser zu folgen und verringert dadurch den Druck in der Ringkammer bzw. wird dadurch der Druck auf die Dammtrommel erhöht. Jedoch strömt in diesen Fall Öl in den Zylinder nach, bis der eingestellte Druck wieder erreicht ist. Wie im nachfolgenden Punkt näher erläutert wird, ist dies mit einer Erntegeschwindigkeit von 1 km/h und Unebenheiten entlang des Dammes von bis zu 10% ohne Erhöhung der Auflagekraft der Dammtrommel möglich. Dazu wird das Stromventil mit einem voreingestellten Volumenstrom durchströmt. Dieses Stromventil begrenzt den Förderstrom, damit im Drucksystem kein Druckabfall entstehen kann.

Am Damme muss das Ventil "Entlastung" wieder in der Neutralstellung gerastet werden, damit daraufhin das Rodeaggregat mit dem Ventil "Aushebung" wieder ausgehoben werden kann.

5.1.7.4 Erforderlicher Volumenstrom

Bei Bodenunebenheiten folgt das Rodeaggregat den Bodenkonturen. Dazu muss überschüssiges Öl aus dem Zylinder austreten können bzw. fehlendes Öl aufgefüllt werden.

Zur besseren Veranschaulichung ist in Abbildung 41 das Rodeaggregat mit den Angriffspunkten der Kräfte von der Seite dargestellt.

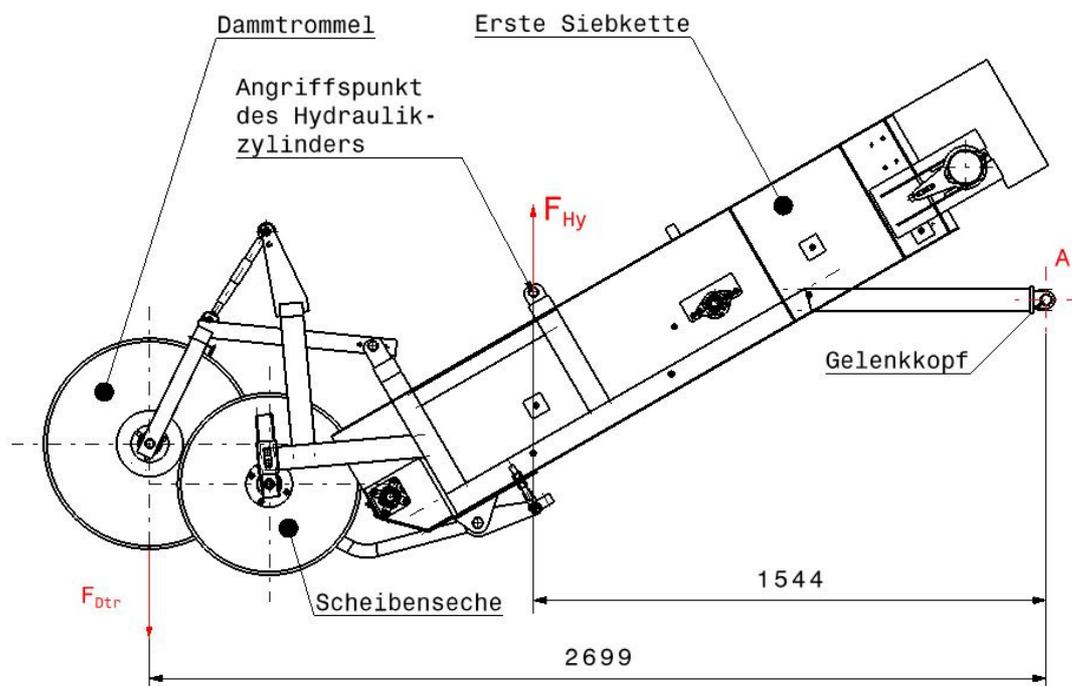


Abbildung 41: Kräfte Dammtrommel, Hydraulikzylinder

Wie aus Abbildung 41 ersichtlich ist, führt aufgrund der Kinematik der Hydraulikzylinder nur ungefähr 57% des Weges der Dammtrommel aus. Unterstellt man nun eine maximalen Neigung bzw. Unebenheit von 10% des Geländes (d. h. auf 1 lfm Damm ändert sich das Rodeniveau um 10 cm im Vergleich zur Radaufstandsebene von Zugfahrzeug und Erdmandel-Erntemaschine) und eine Erntegeschwindigkeit v von 1 km/h ($\approx 0,278$ m/s), so ergeben sich folgende Werte:

- Die Dammtrommel führt eine Bewegung mit einer vertikalen Geschwindigkeit $v_{Dtr,v}$ von 0,0278 m/s aus.
- Die maximale Ein- bzw. Ausfahrgeschwindigkeit v_{Hy} der Zylinderstange beträgt dabei 0,0159 m/s.

In Abbildung 42 sind die Geschwindigkeitsverhältnisse abgebildet.

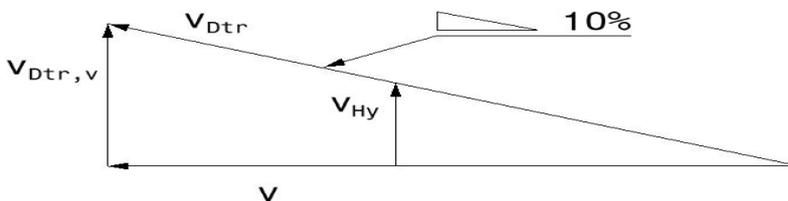


Abbildung 42: Geschwindigkeitsdreieck³⁹

Bei dieser Einfahrgeschwindigkeit beträgt der erforderliche Volumenstrom des nachfließenden Öles 3,6 l/min.

Die vollständige Berechnung befindet sich im Anhang unter Kapitel 12.1.9, S. 163.

5.1.7.5 Einstellwerte für die Entlastung

Wie in Abbildung 40 auf S. 68 dargestellt ist, befindet sich in der Leitung zwischen dem Druckreduzierventil und der Ringkammer des Hydraulikzylinders ein Druckmanometer. An diesem kann der eingestellte und damit auf die Ringkammer wirksame Druck abgelesen werden. Um eine grobe Voreinstellung treffen zu können, sind im Nachfolgenden Drücke und die dabei zu erwartenden Auflagekräfte der Dammtrommel ermittelt.

Aufgrund der Abmessungen und der Lage der Kräfte aus Abbildung 41 errechnet sich der Druck für die jeweilige Auflagekraft der Dammtrommel. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 31 zusammengefasst und in Abbildung 43 dargestellt.

³⁹ Nicht maßstäblich

Tabelle 31: Auflagekräfte der Dammtrommel bei verschiedenen Drücken

Druck am Manometer [bar]	Kraft Hydraulikzylinder F_{hy} [N]		Auflagekraft Dammtrommel F_{Dtr} [N]	
	auf Zug	auf Druck	auf Zug	auf Druck
0	0	0	5628	5628
2	754	1005	5197	6633
4	1508	2011	4765	7639
6	2262	3016	4334	8644
8	3016	4021	3903	9649
10	3770	5027	3471	10655
12	4524	6032	3040	11660
14	5278	7037	2609	12665
16	6032	8042	2177	13670
18	6786	9048	1746	14676
20	7540	10053	1315	15681
22	8294	11058	883	16686
24	9048	12064	452	17692
26	9802	13069	21	18697
28	10556	14074	-411	19702
30	11310	15080	-842	20708
32	12064	16085	-1273	21713
34	12818	17090	-1705	22718

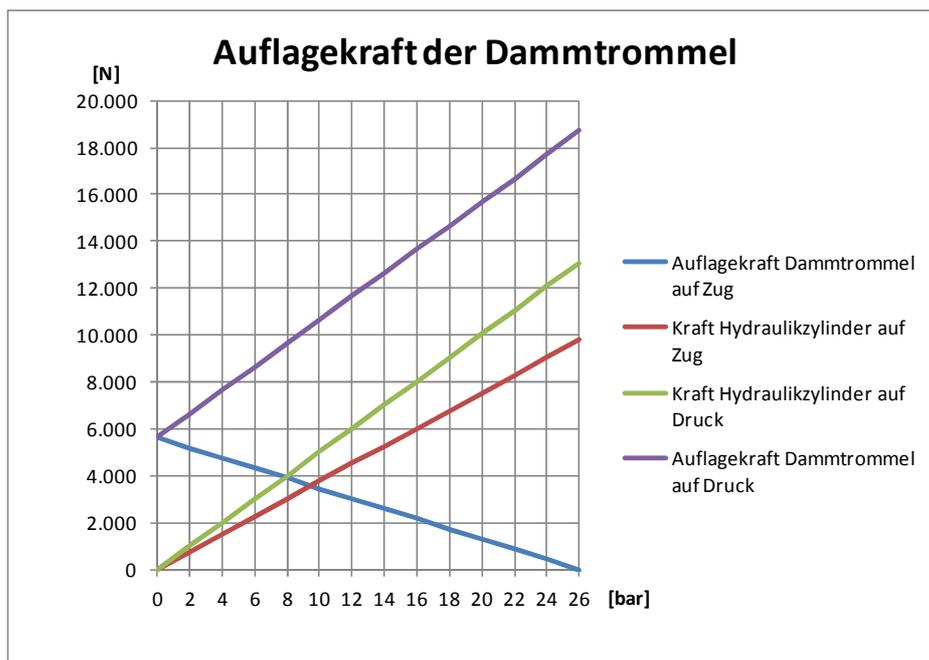


Abbildung 43: Auflagekraft Dammtrommel

Tabelle 31 und Abbildung 43 ist zu entnehmen, dass bei einem Druck von ca. 26 bar in der Ringkammer des Aushubzylinders die Dammtrommel fast komplett entlastet ist. Im Gegensatz dazu kann sich mit diesen eingestellten 26 bar die Dammtrommel mit bis zu 18,7 kN auf dem Damm abstützen, wenn dies erforderlich ist. Diese maximale Kraft kann auf bis zu 96 kN bei 180 bar erhöht werden.

5.1.8 Auslegung Hydraulikpumpe

Die Hydraulikpumpe muss die hydraulischen Verbraucher mit dem erforderlichen Volumenstrom und dem benötigten Arbeitsdruck versorgen. Sie formt dazu die mechanische Energie des Zapfwellenantriebes (Drehmoment, Drehzahl) in hydraulische Energie (Volumenstrom, Druck) um. Die Auslegung der Hydraulikpumpe erfolgt demnach vorrangig nach dem erforderlichen Volumenstrom und dem benötigten Druck. Weitere Faktoren, die bei der Auswahl der Pumpe beachtet werden müssen, sind der erwartete Drehzahlbereich sowie die Auswahl einer insgesamt wirtschaftlichen Lösung.

5.1.8.1 Erforderlicher Volumenstrom

Der erforderliche Volumenstrom setzt sich zusammen aus dem Ölbedarf der Hydraulikmotoren und dem Ölbedarf der Hydraulikzylinder.

Während des Rodevorganges sind alle Hydraulikmotoren und die hydraulische Entlastung in Betrieb. Deren Ölbedarf ist somit dauerhaft vorhanden. Im Gegensatz dazu ist der Ölbedarf für den vorhergesehenen Gebrauch der Hydraulikzylinder nur unregelmäßig. Diese benötigen lediglich Öl, wenn entweder der Lenkwinkel der Maschine (z. B. beim Einlenken der Maschine auf den Damm) oder die Position des ersten Siebbandes verändert werden soll (am Beginn und am Ende eines Erdmandeldammes bzw. bei eventuellen Störungen). In Tabelle 32 sind die erforderlichen Förderleistungen aufgelistet.

Tabelle 32: Theoretisch erforderlicher Ölbedarf

	Volumenstrom
Ölbedarf Hydraulikmotoren	96 l/min
Ölbedarf Hydraulische Entlastung	(3,6 l/min)
Ölbedarf Aushebung	7,5 l/min
Ölbedarf Lenkung	3,5 l/min
Summe	107 l/min

Die Hydraulische Entlastung kann nur ungleichzeitig zum Ausheben des Siebbandes erfolgen. Somit ist nur der größere Ölbedarf der Aushebung wirksam.

Wenn das Heben zeitgleich zum Betrieb der Ölmotoren erfolgen soll, ist eine Pumpenleistung von ungefähr 99 l/min erforderlich. Soll auch noch simultan der

Lenkwinkel der Maschine verstellt werden, ist ein Volumenstrom der Pumpe von 107 l/min notwendig.

5.1.8.2 Pumpenbauart

Die Wahl der Pumpenbauart hängt vor allem vom Ausnutzungsgrad η_A ab. Dieser beschreibt das Verhältnis des mittleren Volumenstromes zum maximalen Volumenstrom (vgl. Gleichung 5.19⁴⁰). Diese Parameter lassen sich aus Tabelle 32 bestimmen.

$$\eta_A = \frac{\text{mittlerer Volumenstrom}}{\text{maximaler Volumenstrom}} = \frac{\bar{V}}{V_{max.}} \quad (5.19)$$

Der mittlere Volumenstrom \bar{V} setzt sich zusammen aus dem Ölbedarf der Hydraulikmotoren und der hydraulischen Entlastung. \bar{V} beträgt demnach 99,6 l/min.

Der maximale Volumenstrom $V_{max.}$ wird benötigt, wenn zusätzlich zu den Ölmotoren die Hydraulikzylinder des Aushubs und der Lenkung betätigt werden. Dabei wird ein $V_{max.}$ von 107 l/min benötigt.

Der Ausnutzungsgrad η_A der Hydraulikpumpe der Erdmandel-Erntemaschine errechnet sich folglich zu 93,1 %.

Die Auswahl der Pumpenbauart erfolgt anhand Tabelle 33.

Tabelle 33: Einteilung der Pumpen nach dem Ausnutzungsgrad⁴¹

η_A	Einsatz von
> 80 % hoch →	Konstantpumpen
30 < 80 % mittel →	Verstellpumpen
< 30 % niedrig →	Konstantpumpen mit Druckspeicher

Basierend auf Tabelle 33 ist als Pumpe eine Konstantpumpe gewählt.

5.1.8.3 Erforderlicher Arbeitsdruck

Die Hydraulikpumpe muss den zum Betrieb der Verbraucher erforderlichen Hydraulikdruck aufbringen, um an den Verbrauchern das erforderliche Drehmoment bzw. die benötigte Kraft zu erzeugen. Dazu muss auch noch der Druckabfall in den Druckleitungen sowie in den Ventilen berücksichtigt werden.

Wie bereits bei der Auswahl der Hydraulikmotoren erwähnt, wurden sämtliche Verbraucher auf einen Druckabfall von höchstens 100 bar ausgelegt. In Verbindung mit handelsüblichen Hydraulikpumpen, die einen Überdruck von 200 bar erzeugen, bleiben dazu genügend Reserven für diese weiteren Druckverluste. In den Kapiteln

⁴⁰ Doujak, 2011, S. 7.25

⁴¹ Doujak, 2011, S. 7.25

5.1.12 auf S. 86ff bzw. 5.1.18 auf S. 102ff wird noch genauer auf den erforderlichen Hydraulikdruck und den Druckabfall in der Hydraulikanlage eingegangen.

5.1.8.4 Drehzahlbereich

Hydraulikpumpen arbeiten zumeist nach dem Verdrängerprinzip. Dabei wird je Umdrehung der Pumpe ein konstantes oder verstellbares Volumen gefördert. Für die Auswahl der Pumpe wurden nachfolgend aber nur Pumpen mit konstanten Verdrängervolumen betrachtet, da diese erheblich günstiger in der Anschaffung sind als Pumpen mit verstellbaren Volumen. Entscheidend für den Volumenstrom ist somit die Drehzahl der Pumpe, die direkt mit der Zapfwelldrehzahl des Zugfahrzeuges zusammenhängt. Diese Drehzahl des Zapfwellenantriebes ist nach *Kapitel 2.2.4* auf maximal 540 U/min begrenzt. Auf Wunsch der Kunden wurde versucht, eine Maximaldrehzahl von 400 U/min einzuhalten.

Da gängige, günstige Pumpen nur relativ kleine Verdrängervolumen haben (bis ca. 60 ccm je Umdrehung) lag es nahe, für den Einsatz eine Pumpe auszuwählen, die bereits ein Getriebe samt Zapfwellenstummel besitzt. Abbildung 44 zeigt eine solche Hydraulikpumpe samt Zapfwellengetriebe.

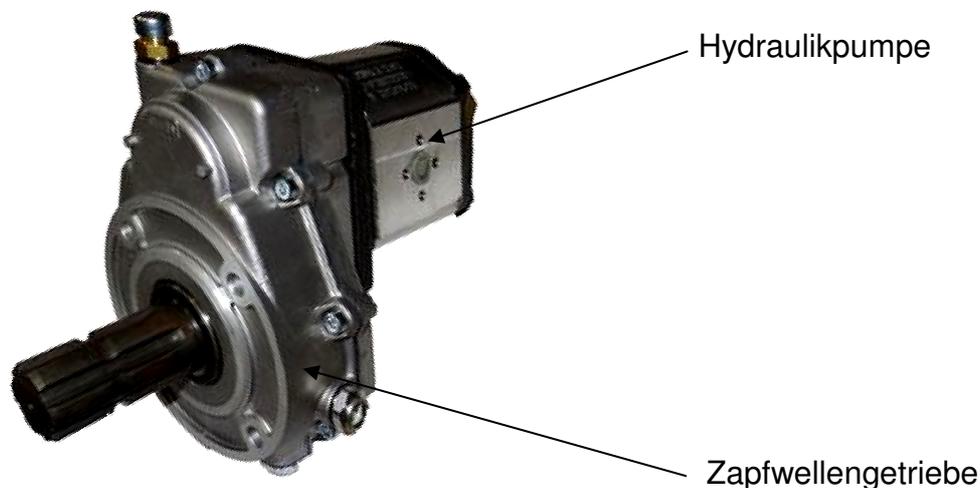


Abbildung 44: Hydraulikpumpe mit Zapfwellengetriebe⁴²

Solche Getriebe erhöhen die Pumpendrehzahl herstellerabhängig circa auf das 3,5-3,8-fache der Zapfwelldrehzahl. Somit sind bei einer Zapfwelldrehzahl von 400 U/min Förderleistungen bis ungefähr 91 l/min möglich bzw. bei einer Zapfwelldrehzahl von 540 U/min 123 l/min.

⁴² URL: <http://www.hydraulikmeister.de/Zapfwellengetriebe-mit-Stummel-und-25ccm-Pumpe> (Gelesen am 04.11.2014)

5.1.8.5 Auswahl der Hydraulikpumpe

Die zur Auswahl notwendigen Parameter sind laut den vorherigen Abschnitten bekannt. Mit diesen kann nun eine passende Hydraulikpumpe ausgewählt werden.

Die bestimmenden Größen sind noch einmal zusammengefasst:

- Mindestens 92 l/min Fördervolumen (zum Betrieb der Ölmotoren) bzw. 103 l/min wenn Ölmotoren und Hydraulikzylinder zeitgleich versorgt werden sollen.
- Ein Arbeitsdruck von mindestens 180 bar.
- Das Fördervolumen steht optimalerweise bereits bei 400 Zapfwellen-umdrehungen je Minute an.

In Tabelle 34 sind potentielle Hydraulikpumpen von verschiedenen Anbietern miteinander verglichen.

Tabelle 34: Vergleich Hydraulikpumpen verschiedener Anbieter

Anbieter	Förder- volumen	Über- setzung	Förder- volumen bei 400 ZWU/min	Förder- volumen bei 540 ZWU/min	Betriebs- druck	Kosten (exkl. USt)
Hytec Hydraulik ⁴³	55 ccm	1 : 3,8	83,6 l/min	112,9 l/min	230 bar ⁴⁴	651,00 €
Holzhäuer Hydraulik ⁴⁵	55 ccm	1 : 3,8	83,6 l/min	112,9 l/min	200 bar	207,56 €
Holzhäuer Hydraulik ⁴⁶	60 ccm	1 : 3,8	91,2 l/min	123,1 l/min	180 bar	207,56 €
Hydrauliktechnik 24 ⁴⁷	55 ccm	1 : 3,8	83,6 l/min	112,9 l/min	200 bar	243,48 €
Hess Hydraulik ⁴⁸	64,5 ccm ⁴⁹	1 : 3,8	98,0 l/min	132,3 l/min	250 bar	365,55 €
Hess Hydraulik ⁵⁰	66 ccm ⁵¹	1 : 3,8	100,3 l/min	135 l/min	220 bar	365,55 €
Schmid Hydraulik ⁵²	60 ccm	1 : 3,8	91,2 l/min	123,1 l/min	k.A.	369,75 €

Aus Tabelle 34 wird ersichtlich, dass zum simultanen Antrieb von Hydraulikmotoren und -zylindern die Hydraulikpumpe der Fa. Hess am passendsten ist. Bei dieser Pumpe beträgt die erforderliche Zapfwellendrehzahl bei einer geforderten Förderleistung von 107 l/min ungefähr 430 U/min.

⁴³ URL: <http://www.hytec-hydraulik.de> (Gelesen am 04.11.2014)

⁴⁴ Nur Maximaldruck angegeben

⁴⁵ URL: <http://www.hydraulikprofi24.de> (Gelesen am 04.11.2014)

⁴⁶ URL: <http://www.hydraulikprofi24.de> (Gelesen am 04.11.2014)

⁴⁷ URL: <http://www.hydrauliktechnik24.de> (Gelesen am 04.11.2014)

⁴⁸ URL: <http://www.hess-hydraulik.de> (Gelesen am 04.11.2014)

⁴⁹ Tandempumpe mit 42 + 22,5 ccm Fördervolumen

⁵⁰ URL: <http://www.hess-hydraulik.de> (Gelesen am 04.11.2014)

⁵¹ Tandempumpe mit 50 + 16 ccm Fördervolumen

⁵² URL: <http://www.hydraulikmeister.de> (Gelesen am 04.11.2014)

5.1.9 Auswahl der Ventile

Ventile dienen dazu, den Volumenstrom des Hydraulikmediums zu beeinflussen. Sie steuern bzw. regeln die hydraulische Leistung der Antriebe.

Zum Betrieb der Maschine werden

- Druckbegrenzungsventile
- Stromventile
- Wegeventile
- Druckreduzierventile und
- ein Rückschlagventil benötigt.

5.1.9.1 Druckbegrenzungsventil

Das Druckbegrenzungsventil ist eine Sicherheitseinrichtung. Es verhindert im Falle eines Ölüberschusses, dass es in der hydraulischen Anlage zu keinem Schaden aufgrund eines Überdruckes kommt. Sollte die Pumpe mehr Öl fördern als die Hydraulikmotoren und -zylinder verbrauchen, begrenzt das Druckbegrenzungsventil den Systemdruck auf eine vorgegebene Höhe. Das überschüssige Öl wird dazu über das Ventil zurück in den Tank geleitet.

Infolgedessen muss der Durchsatz des Druckbegrenzungsventils auf das maximale Fördervolumen der Hydraulikpumpe ausgelegt sein.

In Abbildung 45 ist das Schaltsymbol eines Druckbegrenzungsventils abgebildet, wie es u. A. in Abbildung 51 verwendet wird.

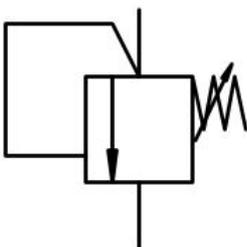


Abbildung 45: Schaltsymbol Druckbegrenzungsventil

Der voreingestellte Druck des Druckbegrenzungsventils orientiert sich am maximal erforderlichen Arbeitsdruck der Verbraucher und sollte nur geringfügig über diesen liegen, um eine unnötige Ölerwärmung zu vermeiden. Der erforderliche Arbeitsdruck beträgt laut Berechnung von Kapitel 5.1.13 auf S. 94 maximal 143,9 bar. Das Druckbegrenzungsventil könnte demnach auf einen Druck von ca. 150 bar eingestellt werden.

5.1.9.2 Stromventile

Stromventile haben die Aufgabe den Volumenstrom und damit die Bewegungsgeschwindigkeit von Verbrauchern zu beeinflussen. Sie können druckabhängig oder druckunabhängig arbeiten.

Mit druckunabhängigen Stromregelventilen können unabhängig von der Belastung des jeweiligen Verbrauchers dessen Bewegungsgeschwindigkeiten begrenzt werden. Sie kommen in der Erdmandel-Erntemaschine vor jedem Hydraulikmotor zum Einsatz, um dessen Geschwindigkeit zu regeln. So kann unbeeinflusst von der Belastung des jeweiligen Ölmotors und vor allem unabhängig von der Belastung der anderen Ölmotoren der Förderstrom und damit die Geschwindigkeit konstant gehalten werden.

Im Gegensatz zu den druckunabhängigen Stromregelventilen arbeiten druckabhängige Drosselventile in Abhängigkeit von der Höhe des anliegenden Druckes. Je höher dieser Druck ist, desto größer ist der Volumenstrom des durchfließenden Öles. Diese günstigeren Stromventile kommen bei den Hydraulikzylindern zum Einsatz, da in diesem Anwendungsbereich nicht so hohe Anforderungen gestellt werden, wie bei den Förderern.

Prinzipiell können Stromregelventile als 2-Wege- oder 3-Wege-Stromregelventile eingesetzt werden. Bei 3-Wege-Stromregelventilen wird der überflüssige Volumenstrom drucklos in den Tank abgeleitet. Im gesamten Hydraulikkreis entsteht somit maximal der zum Betrieb der Verbraucher notwendige Druck. Bei 2-Wege-Stromregelventilen baut sich im Falle eines Fördervolumenüberschusses vor dem Ventil ein erhöhter Druck auf. Dieser Überdruck muss erstens von der Pumpe aufgebaut und zweitens vom Druckbegrenzungsventil abgesichert und abgeführt werden. 2-Wege-Stromregelventile sind jedoch wesentlich günstiger in der Anschaffung und bieten darüber hinaus die Sicherheit, dass im gesamten Hydraulikkreis genügend Druck zum Betrieb aller Verbraucher zur Verfügung steht.

In Abbildung 46 sind die symbolische Darstellung der verschiedenen Stromventile abgebildet.

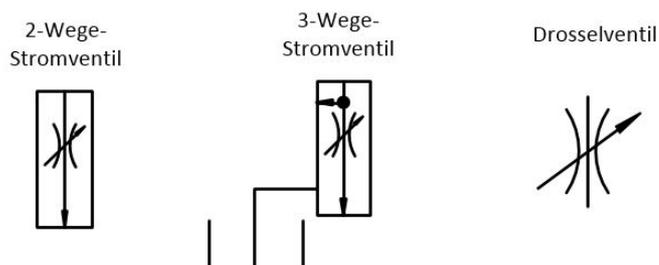


Abbildung 46: Symbolische Darstellung der Stromventile

5.1.9.3 Wegeventile

Mit Wegeventilen können der Durchfluss des Hydrauliköles gestartet und gestoppt, die Änderung der Volumenstromrichtung gesteuert und eventuell mehrere Arbeitsanschlüsse mit der Rücklaufleitung verbunden und damit drucklos gemacht werden.

Jedem Verbraucher ist prinzipiell ein eigenes Wegeventil zugeteilt, mit dem der jeweilige Verbraucher zumindest in Betrieb genommen – "eingeschaltet" – oder angehalten – "ausgeschaltet" – werden kann.

Des Weiteren sind manchen Verbrauchern Wegeventile zugeordnet, mit denen die Drehrichtung geändert werden kann. Diese Ventile kommen klarerweise bei den Hydraulikzylindern zum Einsatz und auch bei den kleinen Walzen des Walzenseparators, um dort die Einzugswirkung einstellen zu können.

Sie werden elektrisch angesteuert und sind somit vom Zugfahrzeug aus bedienbar.

Die Bezeichnung von Wegeventilen erfolgt anhand der Nutzananschlüsse und der Schaltstellung, z. B. hat ein 4/3-Wegeventil 4 Nutzananschlüsse und 3 Schaltstellungen.

In Abbildung 47 ist ein elektrisch betätigtes 4/3-Wegeventil und dessen Schaltschema abgebildet.

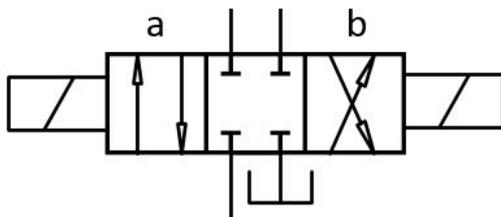


Abbildung 47: Symbolische Darstellung eines elektrisch angesteuerten 4/3-Wegeventil⁵³

Verwendete Wegeventile

In Tabelle 35 sind die an der Erdmandel-Erntemaschine eingesetzten Wegeventile zusammengefasst:

⁵³ URL: <http://www.fk-soehnchen.de/Hydraulik/Hydraulik-Steuergeraete-fuer-Apparatebau/4-3-elektromagnetisches-Wegeventil-fuer-Apparatebau-RPE3-NG06-Z11.html> (Gelesen am 04.11.2014)

Tabelle 35: Eingesetzte Wegeventile

Funktion	Wegeventil ⁵⁴	Durchsatz	Beschreibung
Lenkung	4/3, nicht rastend	3,5 l/min	zum links und rechts Schwenken der Deichsel
Aushebung	4/3, nicht rastend	7,5 l/min	zum Heben und Senken des Rodeaggregates
Hydraulische Entlastung	4/3, rastend	3,6 l/min	zum wahlweisen Be- oder Entlasten der Dammtrommel
1. und 2. Siebkette	2/2, rastend	10 l/min	zum Ein- und Ausschalten
Walzen groß	2/2, rastend	14 l/min	zum Ein- und Ausschalten
Walzen klein	4/3, rastend	15 l/min	zum Wechseln der Drehrichtung
Fräse	2/2, rastend	30 l/min	zum Ein- und Ausschalten
Quer- und Längsförderer	2/2, rastend	5 l/min	zum Ein- und Ausschalten
Siebtrommel	2/2, rastend	22 l/min	zum Ein- und Ausschalten

Somit ergibt sich folgender Bedarf an Wegeventilen:

- 2 Stück 4/3-Wegeventile, nicht rastend, max. Durchsatz von 7,5 l/min
- 2 Stück 4/3-Wegeventile, rastend, max. Durchsatz von 3,6 bzw. 15 l/min
- 5 Stück 2/2-Wegeventile, rastend, max. Durchsatz von 5, 15 bzw. 30 l/min

5.1.9.4 Druckreduzierventil

Das Druckreduzierventil begrenzt im Gegensatz zum Druckbegrenzungsventil den Ausgangsdruck und nicht den Eingangsdruck⁵⁵. Bei der Erdmandel-Erntemaschine wird ein Druckbegrenzungsventil bei der hydraulischen Entlastung eingesetzt. Damit wird ein niedrigeres Druckniveau für die Vorspannung des Aushubzylinders geschaffen, um damit die Dammtrommel zu entlasten.

Dazu gibt es 3 Betriebszustände dieses Ventils (vgl. Abbildung 48):

- 1) Das Druckbegrenzungsventil ermöglicht die Verringerung des Hydraulikdruckes des Primärkreises auf einen niedrigeren, voreingestellten Wert des Sekundärkreises. Dazu fließt solange Öl von dem Druckanschluss P des Ventils zum Arbeitsanschluss A, bis die voreingestellte Höhe des Druckes erreicht ist. Daraufhin schließt der Steuerkolben (2 bzw. 7) diese Verbindung und regelt so den Druck des Arbeitsanschlusses.
- 2) Damit wird der Druck des Sekundärkreises, sofern der Druck des Primärkreises höher ist als der des Sekundärkreises, auf einem konstanten Niveau gehalten. Der vom Stromregelventil zur Verfügung gestellte, überschüssige Volumenstrom wird beim Erreichen des voreingestellten Druckes drucklos in den Tank abgeführt.

⁵⁴ Die Ansteuerung der Ventile sollte rastend bzw. nicht rastend erfolgen.

⁵⁵ Vgl. Doujak, 2011, S. 5.69

- 3) Übersteigt der Druck des Sekundärkreises den voreingestellten Wert, öffnet das Druckbegrenzungsventil eine Leitung vom Arbeitsanschluss A zum Tankanschluss T zum drucklosen Ableiten der überflüssigen Ölmenge. Somit verringert sich der Druck des Arbeitsanschlusses wieder auf den voreingestellten Wert.

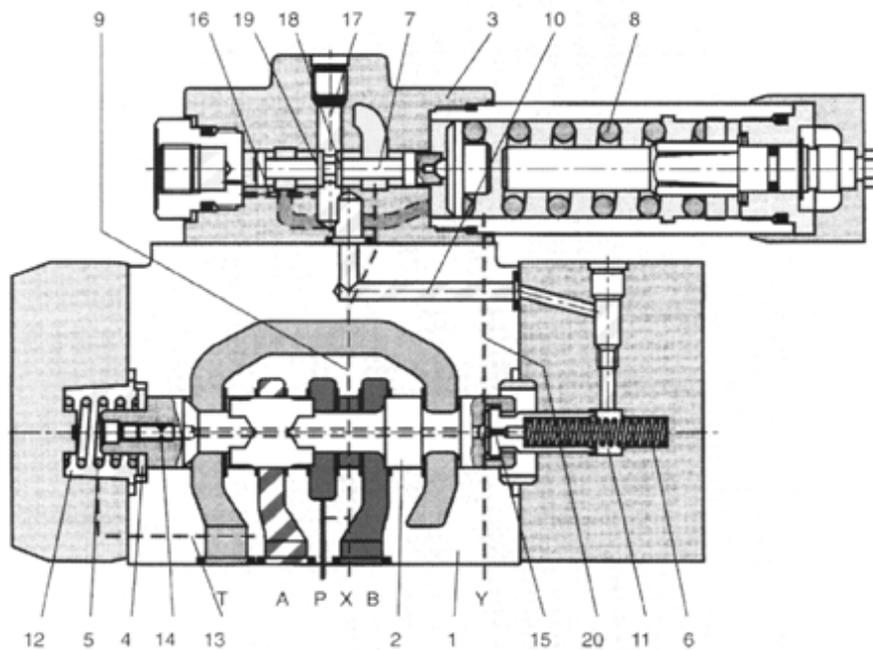


Abbildung 48: Vorgesteuertes 3-Wege-Druckreduzierventil⁵⁶

Das Druckreduzierventil trägt wesentlich zur Funktion der Hydraulischen Entlastung bei.

5.1.9.5 Rückschlagventil

Das Rückschlagventil ist ebenso wie das Druckbegrenzungsventil eine Sicherheitsvorkehrung. Es wird direkt nach der Hydraulikpumpe in der Druckleitung montiert. Es verhindert den Rückfluss gegen die vorgesehene Richtung. In Abbildung 49 ist die symbolische Darstellung eines Rückschlagventiles abgebildet.



Abbildung 49: Symbolische Darstellung eines Rückschlagventils

⁵⁶ Doujak, 2011, S. 5.76

5.1.10 Tank

Der Tank dient primär zur Bevorratung und zum Ausgleich der Druckflüssigkeit. Er muss die komplette Menge des benötigten Hydraulikmediums fassen können.

Beim Durchströmen des Tanks entzieht der Tank der Hydraulikflüssigkeit Wärme, die diese von den Verbrauchern aufnimmt, und gibt diese an die Umgebung ab. Er übernimmt damit auch eine Funktion als Wärmetauscher. Des Weiteren sollte eine gewisse Verweildauer der Hydraulikflüssigkeit im Tank gegeben sein. Dadurch kann ungelöste Luft aus der Flüssigkeit ausgeschieden werden und Verunreinigungen können sich am Boden des Tanks absetzen. Ebenso wird dadurch im Tank ein Abscheiden von Kondenswasser ermöglicht.

5.1.10.1 Behältergröße

Die Behältergröße stellt ein typisches Optimierungsproblem dar. Ein größeres Behältervolumen mit einer erhöhten Flüssigkeitsmenge begünstigt zwar die Abführung der Wärme aus dem System, die Ablagerung von Verunreinigungen und das Ausscheiden von Kondenswasser. Jedoch geht diese Vergrößerung direkt mit einer Verteuerung der Hydraulikanlage einher. Ein gewisser Einspareffekt kann nur auftreten, wenn aufgrund der Tankgröße auf eine zusätzliche Kühlung der Hydraulikflüssigkeit verzichtet werden kann. Diese wirkt sich jedoch positiv auf den Anlagenwirkungsgrad, die Nutzungsdauer der Hydraulikflüssigkeit und die Lebensdauer der Dichtungen aus.⁵⁷

Eine überschlägige Dimensionierung der Behältergröße kann anhand der Umwälzzahl U_Z erfolgen. Diese gibt an, wie oft das Behältervolumen pro Zeiteinheit umgewälzt wird. Je kleiner die Umwälzzahl ist desto länger verbleibt die Hydraulikflüssigkeit im Tank.

Die Umwälzzahl errechnet sich aus der Division des Flüssigkeitsstromes Q_P durch das Behältervolumen V_B (siehe Gleichung 5.20⁵⁸).

$$U_Z = \frac{Q_P}{V_B} \quad (5.20)$$

In Tabelle 36 sind Richtwerte für Umwälzzahlen unter bestimmten Betriebsbedingungen dargestellt. Des Weiteren kann der Tabelle die Mindestmenge V_R , die im Tank während des Betriebes verbleiben sollte, entnommen werden.

⁵⁷ Vgl. Will, Gebhardt, Ströhl, 2007, S. 268

⁵⁸ Will, Gebhardt, Ströhl, 2007, S. 268

Tabelle 36: Umwälzzahlen und Behältervolumina⁵⁹

Einsatzbereich [!] /Betriebsbedingungen	$V_{B,min}=Q_P/U_Z$ [dm³]	U_Z [h⁻¹]	V_R [dm³]
Mobilhydraulik	$2 \cdot Q_P$	≥ 30	$0,5 \cdot Q_P$
Stationärhydraulik		≤ 30	
- Aussetzbetrieb mit Pumpenabschaltung	$3 \cdot Q_P$	20	$1 \cdot Q_P$
- Aussetzbelastung (Leerlaufzeiten mit drucklosem Umlauf)	$(4 - 5) \cdot Q_P$	15	$(1 - 3) \cdot Q_P$
- Dauerbetrieb mit größerem Wärmeanfall (Widerstandssteuerungen, Stromventile)	$6 \cdot Q_P$	10	$(2 - 3) \cdot Q_P$

Für die Erdmandel-Erntemaschine gelten die Richtwerte der Mobilhydraulik.

Bei einer Umwälzzahl von 30 h^{-1} und einem Flüssigkeitsstrom von 107 l/min (siehe Kapitel 5.1.8.1, S. 72) führen diese Richtwerte zu einem Behältervolumen von 214 Liter bei einer verbleibenden Mindestmenge im Tank von lediglich $53,5 \text{ Liter}$ (genaue Berechnung siehe Anhang, Kapitel 12.1.13, S. 169). Laut Will, Gebhard & Ströhl (2007, S. 268) ist aber bereits ab Umwälzzahlen von 20 h^{-1} eine Zusatzkühlung notwendig. Dies legt den Gedanken nahe das Tankvolumen in Verbindung mit den Kosten für die Hydraulikflüssigkeit und der Leistung der Zusatzkühlung zu optimieren. Diese Betrachtung der Gesamtkosten mit der Wahl der Behältergröße befindet sich in Kapitel 5.1.17 auf S. 98.

5.1.10.2 Positionierung

Der Tank sollte möglichst nahe an der Hydraulikpumpe angebracht sein, um den Druckverlust in der Saugleitung klein zu halten. Des Weiteren ist es von Vorteil, wenn der Tank eine leicht erhöhte Lage gegenüber der Hydraulikpumpe hat, um das Ansaugen der Hydraulikflüssigkeit zu erleichtern.

Als Befestigungsmöglichkeiten bietet sich daher die Position hinter dem Kistengestell und unterhalb der Siebtrommel an. Der Tank kann direkt am Rahmen befestigt werden und ist außerdem in einer geschützten Position unmittelbar vor dem linken Reifen der Erntemaschine.

Die Position des Tankes ist in Abbildung 50 abgebildet. Der Tank ist darin zur besseren Veranschaulichung in rot dargestellt.

⁵⁹ Will, Gebhardt, Ströhl, 2007, S. 268

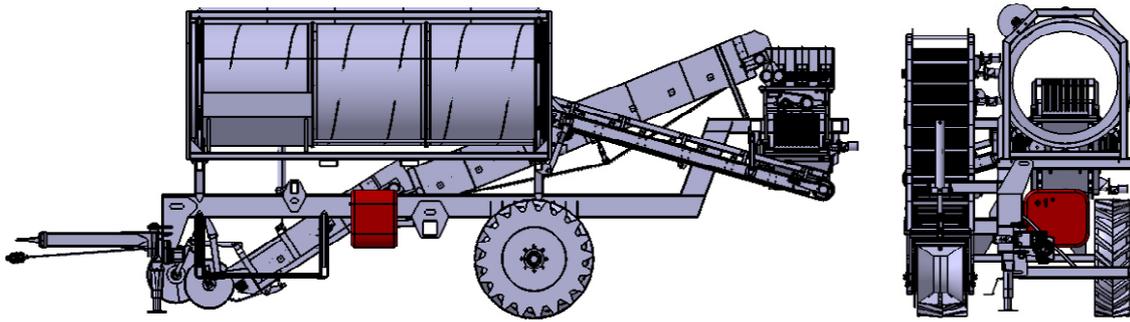


Abbildung 50: Position des Tankes auf der Maschine

5.1.11 Hydraulikflüssigkeit

Die Hydraulikflüssigkeit dient primär dazu, in der hydraulischen Anlage Leistungen zu übertragen und damit die Bewegungen der Antriebe zu ermöglichen.

Des Weiteren soll sie:

- korrosions-, oxidations-, verschleiß- und reibungsverringende Wirkung haben
- ein hohes Lasttragevermögen aufweisen
- hohen thermischen und tribologischen Beanspruchungen standhalten
- Wärmeenergie zum Wärmetauscher abführen
- lange Wechselintervalle aufweisen
- Fremdstoffe (z. B. Verschleißpartikel) zum Filter transportieren
- umweltverträglich und
- kostengünstig sein.

Zur Ermittlung der geeigneten Hydraulikflüssigkeit werden die notwendige Viskositätsklasse und die passende Druckflüssigkeit in den nachfolgenden Abschnitten bestimmt.

Die Begriffe Hydraulikflüssigkeit, Druckflüssigkeit, Hydrauliköl, Öl, Druckmedium werden synonym verwendet.

5.1.11.1 Viskositätsklasse

Die Viskositätsklasse der Druckflüssigkeit muss den Anforderungen

- der Umgebungstemperatur
- der Betriebstemperatur und vor allem
- der Komponentenhersteller Genüge tun.

Zur Bestimmung der Viskositätsklasse wurde das Datenblatt der Hydraulikmotoren des Typs "HMP" herangezogen, da in den Datenblättern der übrigen Anlagenkomponenten die Temperatur- sowie die Viskositätsbereiche nicht angegeben waren. Dieses Datenblatt ist für alle Hydraulikmotoren des Typs "HMP" gültig, unabhängig von deren Verdrängervolumen.

In Tabelle 37 ist ein Ausschnitt des Datenblattes mit den relevanten Daten dargestellt.

Tabelle 37: Datenblatt Hydraulikmotor⁶⁰

GENERAL

Displacement, [cm ³ /rev.]	25+623,6
Max. Speed, [RPM]	1600+95
Max. Torque, [daNm]	3,3+50
Max. Output, [kW]	3,3+10,5
Max. Pressure Drop, [bar]	140+55
Max. Oil Flow, [l/min]	40+60
Min. Speed, [RPM]	10
Pressure fluid	Mineral based- HLP(DIN 51524) or HM(ISO 6743/4)
Temperature range, [°C]	-30+90
Optimal Viscosity range, [mm ² /s]	20+75
Filtration	ISO code 20/16 (Min. recommended fluid filtration of 25 micron)

Dem Datenblatt der Hydraulikmotoren (Tabelle 37) ist zu entnehmen, dass die kinematische Viskosität ν der Druckflüssigkeit 20 mm²/s bis 75 mm²/s betragen sollte.

In diesem Bereich liegen laut DIN 51519 folgende Viskositätsklassen (vgl. Tabelle 38):

- ISO VG 22
- ISO VG 32
- ISO VG 46
- ISO VG 68

⁶⁰ Datenblatt für die Hydraulikmotoren HMP des Anbieters Holzhäuer Hydraulik, S. 1

Tabelle 38: Auswahl der Viskositätsklassen

		Viskositätsklasse DIN 51 519, ISO 3448					
		ISO VG 10	ISO VG 22	ISO VG 32	ISO VG 46	ISO VG 68	ISO VG 100
Mittelpunkts- viskosität	bei 40°C [mm ² /s]	10	22	32	46	68	100
Grenzen der kinematischen Viskosität		9,00...11,0	19,8...24,2	28,8...35,2	41,4...50,6	61,2...74,8	90,0...110,0

Laut Doujak (2011, S. 2.3) kommen in der Mobilhydraulik bevorzugt die Viskositätsklassen ISO VG 46 und ISO VG 68 zum Einsatz. Beide Viskositätsklassen erfüllen die Anforderungen der Hydraulikmotoren.

Als Viskositätsklasse wurde aus folgenden Gründen, nach Berücksichtigung der genannten Punkte, ISO VG 46 gewählt:

- Die dynamische Viskosität liegt mit 46 mm²/s genau in der Mitte des geforderten Bereiches des Hydraulikmotors
- ISO VG 46 ist die gängigste Viskositätsklasse. Dies wirkt sich positiv auf die Beschaffung und den Kaufpreis aus.

Der Temperaturbereich der Hydraulikmotoren ist auf -30 °C bis +90 °C begrenzt (siehe Tabelle 37). Dies stimmt mit der Umgebungstemperatur während der Erntezeit überein. Laut Kunden beträgt diese zwischen -5 °C und +25 °C.

Beachtet werden muss nur, dass die Temperatur der Hydraulikflüssigkeit mit der Zusatzkühlung unter 90 °C gehalten wird.

5.1.11.2 Druckflüssigkeit

Laut Doujak (2011, S. 2.1; siehe Tabelle 39) kommen für den Einsatz in Landmaschinen folgende Druckflüssigkeiten in Frage:

- Mineralöle
- synthetische Druckflüssigkeiten und
- umweltfreundliche Druckflüssigkeiten.

Tabelle 39: Einsatzgebiet verschiedener Druckflüssigkeiten⁶¹

Anwendungsgebiet	einsetzbare Druckflüssigkeiten *)	Max. Betriebsdruck	Umgebungstemperatur	Einsatzort
Fahrzeugbau	1*2*3	250 bar	- 40 bis + 60 °C	innen und außen
Mobile Arbeitsmaschinen	1*2*3	315 bar	- 40 bis + 60 °C	innen und außen
Sonderfahrzeuge	1*2*3*4	250 bar	- 40 bis + 60 °C	innen und außen
Land- und Forstmaschinen	1*2*3	250 bar	- 40 bis + 50 °C	innen und außen
Schiffsbau	1*2*3	315 bar	- 60 bis + 60 °C	innen und außen
Flugzeugbau	1*2*5	210 (280) bar	- 65 bis + 60 °C	innen und außen
Fördertechnik	1*2*3*4	315 bar	- 40 bis + 50 °C	innen und außen
Werkzeugmaschinen	1*2	200 bar	18 bis 40 °C	innen
Pressen	1*2*3	630 bar	18 bis 40 °C	vorwiegend innen
Hütten- und Walzwerke, Gießereien	1*2*4	315 bar	10 bis 150 °C	innen
Stahlbau, Stahlwasserbau	1*2*3	220 bar	- 40 bis + 60 °C	innen und außen
Kraftwerksbau	1*2*3*4	250 bar	- 10 bis + 60 °C	vorwiegend innen
Theaterbau	1*2*3*4	160 bar	18 bis 30 °C	vorwiegend innen
Simulations- und Prüfstandtechnik	1*2*3*4	1000 bar	18 bis 150 °C	vorwiegend innen
Bergbau	1*2*3*4	1000 bar	bis 60 °C	außen und untertage
Sondertechnik	2*3*4*5	250 (630) bar	- 65 bis + 150 °C	innen und außen

*) 1 = Mineralöle; 2 = synthetische Druckflüssigkeiten; 3 = umweltfreundliche Druckflüssigkeiten;
4 = Wasser, HFA, HFB; 5 = Sonderflüssigkeiten

Dem Datenblatt (Tabelle 37) ist zu entnehmen, dass die Hydraulikmotoren für die Druckflüssigkeiten *HLP* und *HM* geeignet sind. Ein Wunsch der Kunden war jedoch die Verwendung einer umweltverträglichen Druckflüssigkeit. Die Rückfrage bei dem Anbieter (Fa. Holzhäuer Hydraulik) der Hydraulikmotoren ergab, dass der problemlose Einsatz der Komponenten mit umweltverträglicher Druckflüssigkeit (z. B. *HEES*) möglich ist.

Nach der Angebotseinholung für Hydrauliköle standen folgende zur engeren Auswahl:

- HLP 46 (Mineralöl)
- HEES 46 (Umweltverträgliche Druckflüssigkeit)

Die Wahl des Hydrauliköles wird in Kapitel 5.1.17 auf S. 98 nochmals näher behandelt und entschieden.

5.1.12 Leitungen

Die einzelnen Komponenten der Hydraulikanlage sind über Leitungen miteinander verbunden. In ihnen wird die Druckflüssigkeit gefördert.

Die Leitungen lassen sich unterteilen in

- Saugleitungen
- Druckleitungen und
- Rücklaufleitungen.

⁶¹ Doujak, 2011, S. 2.1

5.1.12.1 Bestimmung des Leitungsquerschnittes

Zur Bestimmung des Leitungsquerschnittes unterscheiden sich die verschiedenen Leitungsarten in der zulässigen Strömungsgeschwindigkeit. Richtwerte für die Strömungsgeschwindigkeiten sind in Tabelle 40 zusammengefasst.

Tabelle 40: Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten⁶²

Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten v_{zul} in m/s	
Saugleitungen	0,5 bis 1,5
Druckleitungen	2,0 bis 4,0
bis 100 bar	4,0 bis 5,5
bis 200 bar	6,0 bis 10,0
> 250 bar	
Rücklaufleitungen	2,0 bis 4,0

Die Berechnung des Durchflussquerschnittes d erfolgt nach Gleichung 5.21⁶³ anhand der beiden Parameter Durchflussmenge Q und Strömungsgeschwindigkeit v_{zul} :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{v_{zul} \cdot \pi}} \quad (5.21)$$

In Abbildung 51 ist die hydraulische Anlage schematisch dargestellt. Darin sind sämtliche Leitungen und Komponenten symbolisch eingetragen. Im Folgenden werden Leitungen aus der Abbildung 51 mit runden Klammern (z. B. Druckleitung (46)) gekennzeichnet und Hydraulikkomponenten mit eckigen Klammern (z. B. Ölmotor "Siebtrommel" [36]).

Es gibt prinzipiell 49 verschiedene einzelne Leitungen und 41 Komponenten. Für die Druckleitung (46) zwischen dem 2/2-Wegeventil "Siebtrommel" [35] und dem Ölmotor "Siebtrommel" [36] ist nachfolgend die Berechnung des Leitungsquerschnittes exemplarisch laut Gleichung 5.21 in Tabelle 41 zusammengefasst. Die Berechnung und die Ergebnisse der übrigen Leitungsquerschnitte befinden sich in Tabelle 45.

Tabelle 41: Werte der Querschnittsberechnung für Leitung (46)

	Wert
Ölstrom Q	22 l/min
Strömungsgeschwindigkeit v_{zul}	5,5 m/s
Zul. Durchmesser d_{th}	9,21 mm
Ausgeführter Durchmesser d_{gew}	12 mm
Resultierende Mittlere Strömungsgeschw. u	3,24 m/s

⁶² Will, Gebhardt, Ströhl, 2007, S. 272

⁶³ Vgl. Will, Gebhardt, Ströhl, 2007, S. 272

Die ausgeführten Durchmesser sind nach EN 10305-4 ausgewählt (siehe Tabelle 42). Darin sind die genormten Abmessungen von Hydraulik-Stahlrohren aufgeführt.

Bei der Auswahl der Durchmesser wurde auf den Druckverlust innerhalb eines Antriebstranges geachtet.

Z. B. für Leitung (46):

Der zulässige Durchmesser beträgt 9,21 mm. Der nächstgrößere Normwert wäre 10 mm. Ausgeführt wurde der Durchmesser aber mit 12 mm. Dadurch verringert sich der Druckverlust, von 6,18 bar auf 2,98 bar, um über 3 bar in nur einer Leitung. Ein genauer Vergleich zwischen den zwei Durchmessern befindet sich in Kapitel 5.1.12.2 in Tabelle 44 auf S. 89.

Tabelle 42: Technische Daten von Hydraulik-Stahlrohren nach EN 10305-4⁶⁴

Außen-Ø	Wanddicke	Innen-Ø	Nenndruck
4 mm	1 mm	2 mm	522 bar
5 mm	1 mm	3 mm	432 bar
6 mm	1 mm	4 mm	389 bar
8 mm	1 mm	6 mm	333 bar
10 mm	1,5 mm	7 mm	373 bar
12 mm	1,5 mm	9 mm	353 bar
14 mm	2 mm	10 mm	403 bar
15 mm	1,5 mm	12 mm	282 bar
16 mm	2 mm	12 mm	353 bar
18 mm	2 mm	14 mm	313 bar
20 mm	2,5 mm	15 mm	353 bar
22 mm	2 mm	18 mm	256 bar
25 mm	3 mm	19 mm	338 bar
28 mm	2,5 mm	23 mm	252 bar

5.1.12.2 Bestimmung des Druckabfalles in den Leitungen

Den Verbrauchern in einer hydraulischen Anlage steht nicht der volle Arbeitsdruck der Druckquelle zur Verfügung. Beim Durchströmen der Leitungen entstehen Druckverluste. Diese hängen ab von:

- dem Leitungsdurchmesser

⁶⁴ URL: <http://www.hytec-hydraulik.de/verschraubungen/rohrleitungshop1.html>
(Gelesen am 10.11.2014)

- den Strömungsverhältnissen in der Leitung (laminar – turbulent)
- der Leitungslänge
- der Strömungsgeschwindigkeit

In Gleichung 5.22⁶⁵ ist der Zusammenhang der unterschiedlichen Parameter dargestellt.

$$\Delta p_v = \frac{64}{Re} * \frac{L}{d} * \frac{\rho}{2} * u \quad (5.22)$$

Exemplarisch ist für die Druckleitung (46) nachfolgend die Berechnung des Druckverlustes in Tabelle 43 zusammengefasst. Die Berechnung und die Ergebnisse der Druckverluste der übrigen Leitungsabschnitte befinden sich Tabelle 45.

Tabelle 43: Werte und Ergebnisse der Berechnung des Druckverlustes in Leitung (46)

	Wert
Reynoldszahl Re	1014,9 ⁶⁶
Leitungslänge L⁶⁷	10 m
Durchmesser d	0,012 m
Dichte ρ	900 kg/m ³ ⁶⁸
Resultierende Mittlere Strömungsgeschw. u	3,24 m/s
Druckverlust Δp_v	2,98 bar

Der Durchmesser beeinflusst den Druckabfall erheblich. Tabelle 44 zeigt den Druckverlust bei unterschiedlichen Durchmessern für Leitung (46). Darin sind alle beeinflussenden Parameter bis auf den Durchmesser gleich.

Tabelle 44: Vergleich des Druckverlustes bei unterschiedlichen Durchmessern

	d = 10 mm	d = 12 mm
Resultierende Mittlere Strömungsgeschw. u	4,67 m/s	3,24 m/s
Druckverlust Δp_v	6,18 bar	2,98 bar
Relativer Druckverlust	100 %	48,2 %

Wie aus Tabelle 44 ersichtlich ist, verringert sich bei einer Durchmesserergrößerung von 10 mm auf 12 mm der Druckverlust auf unter 50 %.

⁶⁵ Vgl. Schwarze, o.J., S. 2f

⁶⁶ $Re = \frac{u*d}{\nu}$, v...kinematische Viskosität (46 mm²/s)

⁶⁷ Die Leitungslänge wurde in Berücksichtigung der Leitungsverlegung entlang des Rahmens gewählt.

⁶⁸ Doujak, 2011, S. 1.1

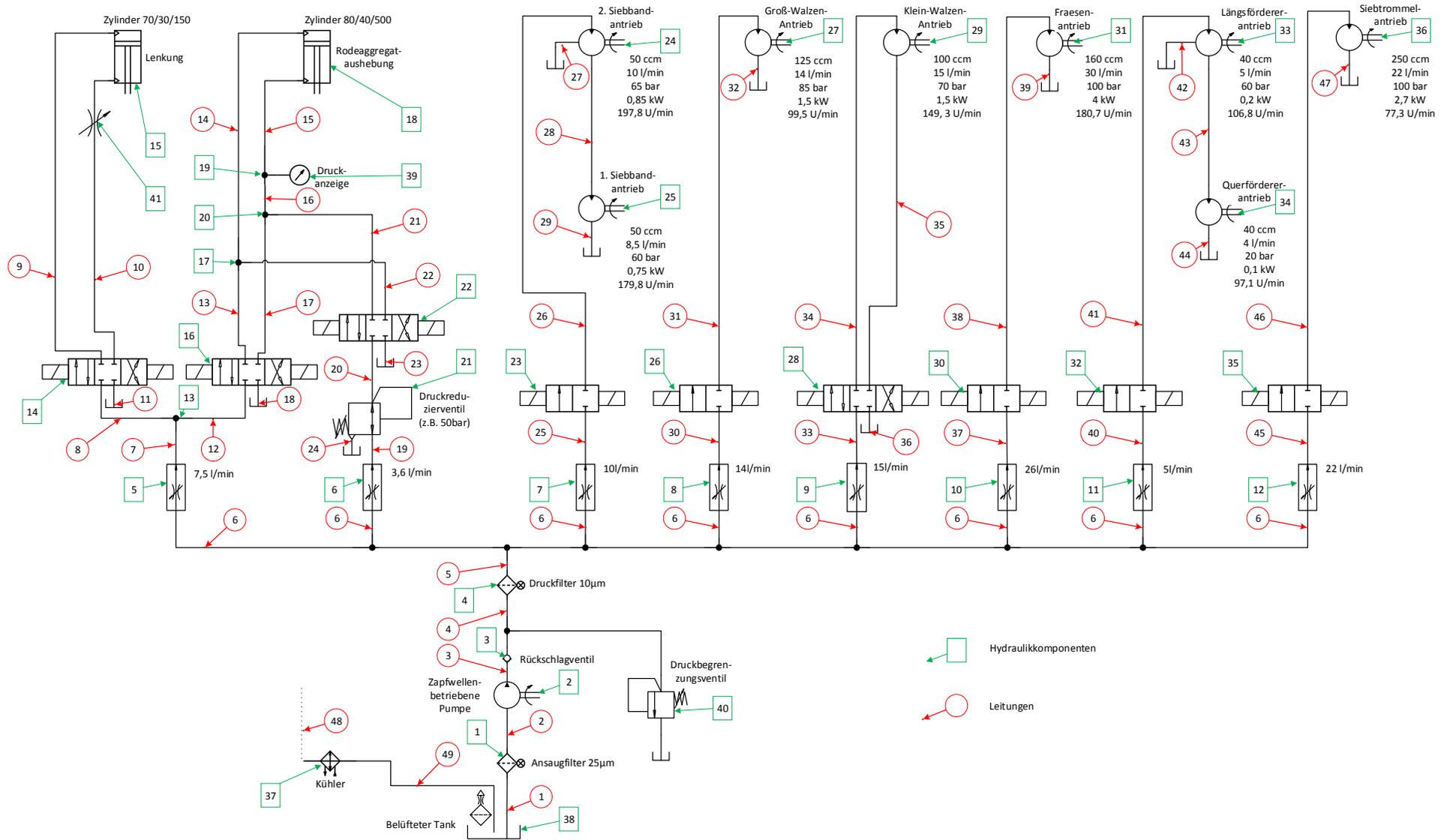


Abbildung 51: Bezeichnung der Komponenten in der schematischen Darstellung der Hydraulikanlage

Tabelle 45: Berechnung und Auswahl der Leitungsdurchmesser, Berechnung des Druckverlustes und des Leitungsvolumen

		Teile-Nr. (in Abb. 38)	Ölstrom [l/min]	Zul. Ström.- geschw. [m/s]	Mindest- durch- messer [mm]	Durch- messer gewählt [mm]	Res. Strömungs- geschw. [m/s]	Reynolds- zahl [-]	Leitungs- länge [m]	Druckverlust [bar]	Summe Druckverlust [bar]	Volumen Leitung [l]
Saug- leitung	Saugleitung bis Ansaugfilter	(1)	107	1,5	38,91	25,4	3,52	1943,4	2,0	0,14	0,52	1,01
	Ansaugfilter	[1]	107	---	---	---	---	---	---	0,30		---
	Saugleitung bis Pumpe	(2)	107	1,5	38,91	25,4	3,52	1943,4	1,0	0,07		0,51
Gemeinsame Druckleitung	Leitung bis Rückschlagventil	(3)	107	5,5	20,32	23	4,29	2146,1	1,0	0,11	6,34	0,42
	Rückschlagventil	[3]	107	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Druckleitung bis Druckfilter	(4)	107	5,5	20,32	23	4,29	2146,1	1,5	0,16		0,62
	Druckfilter 140l/10µm/250bar	[4]	107	---	---	---	---	---	---	5,00		---
	Leitung bis Verteiler	(5)	107	5,5	20,32	23	4,29	2146,1	0,2	0,02		0,08
	Druckleitung bis Stromventile	(6)	107	5,5	20,32	23	4,29	2146,1	0,5	0,05		0,21
Lenkung	Leitung bis T-Stück	(7)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26	6,92	0,01
	T-Stück	[13]	7,5	---	---	---	---	---	---	1		---
	Leitung zu Ventil Lenkung	(8)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26		0,01
	Ventil	[14]	7,5	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Lenkung	(9)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	1,0	0,88		0,04
	Rückleitung zu Ventil	(10)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	1,0	0,88		0,04
	Rücklaufleitung	(11)	7,5	4	6,31	7	3,25	494,3	3,0	2,63	0,12	
Aushebung	Leitung bis T-Stück (Lenkung-Aushebung)	(7)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26	11,52	0,01
	T-Stück	[13]	7,5	---	---	---	---	---	---	1		---
	Leitung zu Ventil "Aushebung"	(12)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26		0,01
	4/3-Wegeventil "Aushebung"	[16]	7,5	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung bis T-Stück (Hydr. Entlastung)	(13)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26		0,01
	T-Stück	[17]	7,5	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Aushebung	(14)	7,5	5,5	5,38	9	1,96	384,4	4,0	1,29		0,25
	Leitung bis T-Stück (Druckmanometer)	(15)	7,5	5,5	5,38	9	1,96	384,4	4,0	1,29		0,25
	T-Stück	[19]	7,5	---	---	---	---	---	---	1		---
	Leitung bis T-Stück (Hydr. Entlastung)	(16)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26		0,01
	T-Stück	[20]	7,5	---	---	---	---	---	---	1		---
	Rückleitung zu Ventil	(17)	7,5	5,5	5,38	7	3,25	494,3	0,3	0,26		0,01
	Rücklaufleitung	(18)	7,5	4	6,31	7	3,25	494,3	3,0	2,63	0,12	

		Teile-Nr. (in Abb. 38)	Ölstrom [l/min]	Zul. Ström.- geschw. [m/s]	Mindest- durch- messer [mm]	Durch- messer gewählt [mm]	Res. Strömungs- geschw. [m/s]	Reynolds- zahl [-]	Leitungs- länge [m]	Druckverlust [bar]	Summe Druckverlust [bar]	Volumen Leitung [l]
Hyd. Entlastung	Leitung zu Druckred.ventil	(19)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	0,3	0,13	10,53	0,01
	Rücklaufleitung DRV-Tank	(24)	3,6	4	4,37	7	1,56	237,2	3,0	1,26		0,12
	Leitung zu Ventil "Entlastung"	(20)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	0,3	0,13		0,01
	4/3-Wegeventil "Entlastung"	[22]	3,6	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung bis T-Stück (Hydr. Entlastung)	(22)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	0,3	0,13		0,01
	T-Stück	[17]	3,6	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Entlastung/Aushebung	(14)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	4,0	1,69		0,15
	Leitung bis T-Stück (Druckmanometer)	(15)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	4,0	1,69		0,15
	T-Stück	[19]	3,6	---	---	---	---	---	---	1		---
	Leitung bis T-Stück (Hydr. Entlastung)	(16)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	0,3	0,13		0,01
	T-Stück	[20]	3,6	---	---	---	---	---	---	1		---
	Rückleitung zu Ventil	(21)	3,6	5,5	3,73	7	1,56	237,2	0,3	0,13		0,01
	Rücklaufleitung	(23)	3,6	4	4,37	7	1,56	237,2	3,0	1,26		0,12
Siebband	Leitung zu Ventil "Siebband"	(25)	10	5,5	6,21	9	2,62	512,6	0,3	0,13	10,61	0,02
	2/2-Wegeventil "Siebband"	[23]	10	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Ölmotor "2.Siebband"	(26)	10	5,5	6,21	10	2,12	461,3	10,0	2,81		0,79
	Ölmotor "2. Siebband"	[24]	10	---	---	---	---	---	---	2,00		---
	Leckölleitung	(27)	1,5	4	2,82	6	0,88	115,3	7,0	2,28		0,20
	Leitung zu Ölmotor "1.Siebband"	(28)	8,5	5,5	5,73	10	1,80	392,1	9,0	2,15		0,71
	Ölmotor "1. Siebband"	[25]	8,5	---	---	---	---	---	---	1,80		---
	Rücklaufleitung	(29)	8,5	4	6,72	10	1,80	392,1	3,0	0,72		0,24
Walzen groß	Leitung zu Ventil "Walzen groß"	(30)	14	5,5	7,35	10	2,97	645,8	0,3	0,12	8,73	0,02
	2/2-Wegeventil "Walzen groß"	[26]	14	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Ölmotor "Walzen groß"	(31)	14	5,5	7,35	10	2,97	645,8	10,0	3,94		0,79
	Ölmotor "Walzen groß"	[27]	14	---	---	---	---	---	---	2,50		---
	Rücklaufleitung	(32)	14	4	8,62	10	2,97	645,8	3,0	1,18		0,24

		Teile-Nr. (in Abb. 38)	Ölstrom [l/min]	Zul. Ström.- geschw. [m/s]	Mindest- durch- messer [mm]	Durch- messer gewählt [mm]	Res. Strömungs- geschw. [m/s]	Reynolds- zahl [-]	Leitungs- länge [m]	Druckverlust [bar]	Summe Druckverlust [bar]	Volumen Leitung [l]
Walzen klein	Leitung zu Ventil "Walzen klein"	(33)	15	5,5	7,61	12	2,21	576,6	0,3	0,06	8,34	0,03
	4/3-Wegeventil "Walzen klein"	[28]	15	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Ölmotor "Walzen klein"	(34)	15	5,5	7,61	12	2,21	576,6	10,0	2,03		1,13
	Ölmotor "Walzen klein"	[29]	15	---	---	---	---	---	---	2,60		---
	Rückleitung zu Ventil	(35)	15	4	8,92	12	2,21	576,6	10,0	2,03		1,13
	Rücklaufleitung	(36)	15	4	8,92	12	2,21	576,6	3,0	0,61		0,34
Fräsen	Leitung zu Ventil "Fräsen"	(37)	30	5,5	10,76	14	3,25	988,5	0,3	0,07	8,67	0,05
	2/2-Wegeventil "Fräsen"	[30]	30	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Ölmotor "Fräsen"	(38)	30	5,5	10,76	18	1,96	768,9	10,0	0,80		2,54
	Ölmotor "Fräsen"	[31]	30	---	---	---	---	---	---	6,00		---
	Rücklaufleitung	(39)	30	4	12,62	18	1,96	768,9	10,0	0,80		2,54
Förderer	Leitung zu Ventil "Förderer"	(40)	5	5,5	4,39	7	2,17	329,5	0,3	0,18	15,22	0,01
	2/2-Wegeventil "Förderer"	[32]	5	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Ölmotor "Längsförderer"	(41)	5	5,5	4,39	7	2,17	329,5	10,0	5,85		0,38
	Ölmotor "Längsförderer"	[33]	5	---	---	---	---	---	---	1,10		---
	Leckölleitung	(42)	1	4	2,30	7	0,43	65,9	7,0	0,82		0,27
	Leitung zu Ölmotor "Querförderer"	(43)	4	5,5	3,93	7	1,73	263,6	4,0	1,87		0,15
	Ölmotor "Querförderer"	[34]	4	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Rücklaufleitung	(44)	4	4	4,61	7	1,73	263,6	9,0	4,22		0,35
Siebtrommel	Leitung zu Ventil "Siebtrommel"	(45)	22	5,5	9,21	12	3,24	845,8	0,3	0,09	13,36	0,03
	2/2-Wegeventil "Siebtrommel"	[35]	22	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Leitung zu Ölmotor "Siebtrommel"	(46)	22	5,5	9,21	10	4,67	1014,9	10,0	6,18		0,79
	Ölmotor "Siebtrommel"	[36]	22	---	---	---	---	---	---	4,00		---
	Rücklaufleitung	(47)	22	4	10,80	12	3,24	845,8	7,0	2,09		0,79
Kühler	Leitung zu Kühler	(48)	96	4	22,57	23	3,85	1925,5	5,0	0,48	1,96	2,08
	Kühler	[37]	96	---	---	---	---	---	---	1,00		---
	Rücklaufleitung	(49)	96	4	22,57	23	3,85	1925,5	5,0	0,48		2,08

5.1.13 Druckverlust in der Hydraulikanlage

Der Druckverlust in der Hydraulikanlage entsteht beim Durchströmen der Hydraulikflüssigkeit durch die Hydraulikkomponenten. Für die einzelnen Leitungen ist der Druckverlust im vorigen Abschnitt näher erläutert. Für den erforderlichen Arbeitsdruck der Hydraulikpumpe werden die Druckverluste der Leitungen und Komponenten aufsummiert und zu dem erforderlichen Druckabfall der hydraulischen Verbraucher addiert. Dazu wird für jeden Verbraucher der Druckabfall in der Druckleitung betrachtet.

Für jeden einzelnen Antriebsstrang wird dafür der Druckverlust der gesamten Druck- und Rücklaufleitung berücksichtigt. Dieser setzt sich somit aus dem Druckverlust aller Druckleitungen, aller durchströmten Ventile und Verzweigungen, dem Druckabfall durch die Leistungsentnahme des Verbrauchers, den Druckabfall der Rücklaufleitungen sowie dem Druckverlust beim Durchströmen des Kühlers zusammen.

In Tabelle 46 sind die Werte der einzelnen Antriebsstränge zusammengefasst und in Abbildung 52 dargestellt. Die Berechnung erfolgte mittels Excel und ist in Tabelle 45 dargestellt.

Tabelle 46: Druckabfall in den Antriebssträngen

	Druckabfall in den Leitungen [bar]	Druckabfall durch Leistungsentnahme [bar]	Gesamter Druckabfall [bar]
Lenkung	15,2	120	135,2
Aushebung	19,8	120	139,8
Entlastung	16,9	30	46,9
Siebband	18,9	125	143,8
Walzen groß	17,0	85	102,0
Walzen klein	16,6	70	86,6
Fräsen	17,0	100	117,0
Förderer	23,5	80	103,5
Siebtrommel	8,3	100	108,3

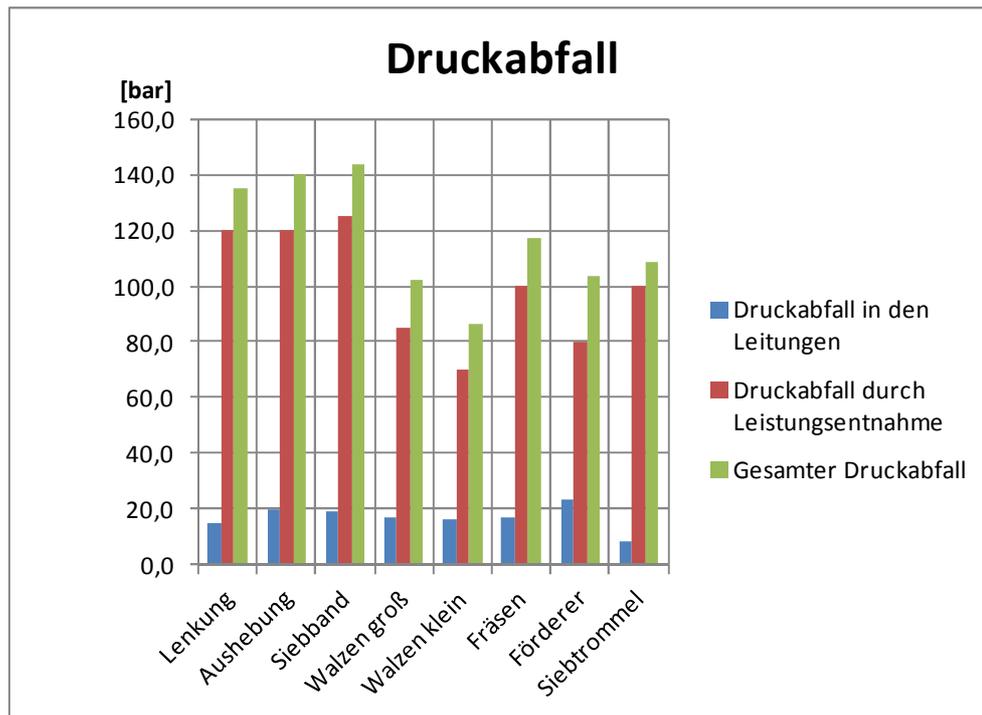


Abbildung 52: Druckabfall in den Antriebssträngen

5.1.14 Pumpenleistung

Mit der Berechnung des Druckabfalles in der Hydraulikanlage kann auch die dafür erforderliche Pumpenleistung errechnet werden.

Die erforderliche Pumpenleistung ergibt sich aus Gleichung 5.23:

$$P_{erf} = Q_{max} * P_{max} \quad (5.23)$$

Die Pumpenleistung P_{erf} ist demnach das Produkt aus dem zur Verfügung gestellten Volumenstrom Q_{max} und dem aufgebauten Druck P_{max} . Der maximale Volumenstrom wurde in Kapitel 5.1.8.1 auf S. 72 errechnet und beträgt 107 l/min. Der zur Verfügung gestellte Druck muss laut Kapitel 5.1.13 von S. 94 mindestens 143,9 bar betragen.

Damit muss die Pumpe eine hydraulische Leistung von 25,7 kW bereitstellen.

Berücksichtigt man einen durchschnittlichen Wirkungsgrad von ca. 95% der Getriebepumpe, so muss das Zugfahrzeug 27 kW zum Antrieb der Hydraulikkomponenten bereitstellen.

Die genaue Berechnung der Pumpenleistung befindet sich im Anhang unter Kapitel 12.1.13 auf S. 169.

5.1.15 Filter

Filter dienen dem Abscheiden fester Stoffe aus der Hydraulikflüssigkeit. Sie schützen damit die hydraulische Anlage vor erhöhtem Verschleiß und frühzeitigem Ausfall der Hydraulikkomponenten infolge von Schäden durch Partikel in der Hydraulikflüssigkeit. Ursachen der Verunreinigungen können fertigungsbedingt (z. B. Späne) und montagebedingt (z. B. Staub) sein, oder durch den Betrieb der Hydraulikkomponenten (z. B. Abrieb) entstehen. Die Ausführung der Filter ist abhängig von der geforderten Filterfeinheit. Diese richtet sich nach der Art der verbauten Komponenten und damit nach den Vorgaben deren Hersteller.

Dem Datenblatt der Hydraulikmotoren (siehe Tabelle 47) ist zu entnehmen, dass die Hydraulikmotoren eine Filterfeinheit von mindestens 25 µm erfordern.

Tabelle 47: Datenblatt Hydraulikmotoren - Filteranforderungen⁶⁹

GENERAL

Displacement,	[cm ³ /rev.]	25+623,6
Max. Speed,	[RPM]	1600+95
Max. Torque,	[daNm]	3,3+50
Max. Output,	[kW]	3,3+10,5
Max. Pressure Drop,	[bar]	140+55
Max. Oil Flow,	[l/min]	40+60
Min. Speed,	[RPM]	10
Pressure fluid		Mineral based- HLP(DIN 51524) or HM(ISO 6743/4)
Temperature range,	[°C]	-30+90
Optimal Viscosity range,	[mm ² /s]	20+75
Filtration		ISO code 20/16 (Min. recommended fluid filtration of 25 micron)

In Absprache mit Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak⁷⁰ wurden die Filter folgendermaßen als zweckmäßig gewählt:

Zum Schutz der Hydraulikpumpe wird in der Ansaugleitung ein Saugfilter (siehe [1], Abbildung 51) mit einer Feinheit von 25 µm vorgesehen. Dieser soll die Pumpe vor angesaugtem Schmutz aus dem Hydrauliktank schützen. Darin kann sich z. B. Abrieb aus den Hydraulikmotoren ansammeln. Die Ausführung dieser Filtereinheit ist mit Verschmutzungsanzeige zu wählen, um einen erhöhten Druckabfall im Filter aufgrund der Ansammlung von Fremdstoffen zu vermeiden.

⁶⁹ Datenblatt für die Hydraulikmotoren HMP des Anbieters Holzhäuer Hydraulik, S. 1

⁷⁰ Fachgespräch vom 13.08.2014, 10:00

Nach der Hydraulikpumpe ist im Hauptstrom ein Druckfilter ([4], Abbildung 51) mit einer Feinheit von 10 µm einzusetzen. Dieser schützt die restlichen Hydraulikkomponenten mit einer erhöhten Anforderung an die Filterfeinheit.

In Abbildung 53 findet sich die symbolische Darstellung eines Filters mit Verschmutzungsanzeige.



Abbildung 53: Symbolische Darstellung eines Filters mit Verschmutzungsanzeige

5.1.16 Kühler

Die in der hydraulischen Anlage entstehende Wärmemenge ist stark anlagenabhängig und schwankt selbst innerhalb einer Anlage erheblich. Die Auslegung der Kühlerleistung kann demnach nur anhand einer Näherung erfolgen. Die erforderliche Kühlerleistung ist laut Doujak (2011, S. 7.31) am zweckmäßigsten auf die Pumpenleistung zu beziehen. Tabelle 48 zeigt die Richtwerte für diese Auslegung.

Tabelle 48: Auslegung des Kühlersystems⁷¹

$x = \frac{\text{Kühlerleistung } P_K}{\text{Pumpenleistung } P_P}$	Hydrosystem
0,1 bis 0,3	Standardsystem
0,2 bis 0,5	System mit Druckspeicher
0,5 bis 0,9	Servosystem

Die Pumpenleistung P_P beträgt laut Kapitel 5.1.14 von S. 95 25,7 kW (entsprechend P_{erf}).

Für einen durchschnittlichen Faktor $x = 0,2$ wird somit eine Kühlerleistung von 5,1 kW benötigt.

Die endgültige Kühlerauswahl erfolgt im folgenden Kapitel unter Berücksichtigung der Tankgröße und der Hydraulikflüssigkeit.

⁷¹ Doujak, 2011, S. 7.31

5.1.17 Kostoptimierung Behältergröße – Hydraulikflüssigkeit – Kühlerleistung

Die Kosten für den Behälter, die Hydraulikflüssigkeit und die Kühlerleistung beeinflussen sich gegenseitig. So können z. B. durch die Installation einer größeren Kühlerleistung Einsparungen bei der Behältergröße und der Hydraulikflüssigkeit erzielt werden. Um eine kostenoptimierte Lösung für die Erdmandel-Erntemaschine zu finden, werden in diesem Abschnitt die Kosten dieser Komponenten verglichen.

In einem Fachgespräch mit Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak⁷² wurde dieses Optimierungsproblem besprochen und folgende Möglichkeiten erarbeitet:

Variante "Behälter klein": Die Behältergröße kann, angepasst an die Mindestmenge im Behälter, die Ölmengen in den Leitungen und Hydraulikkomponenten, minimiert werden. Dazu muss jedoch die Kühlerleistung, entsprechend dem maximalen Förderstrom, erhöht werden.

Variante "Behälter groß": Der Behälter wird auf eine Größe von 206 l (siehe Kapitel 5.1.10.1, S. 81) ausgelegt, dafür kann die Kühlerleistung auf 5,1 kW (vgl. Kapitel 5.1.16, S. 97) begrenzt werden.

Beide Varianten werden sowohl für die Hydraulikflüssigkeiten HLP 46 und HEES 46 betrachtet.

5.1.17.1 Behälter

Der Behälter muss das gesamte Ölvolumen, das in der Hydraulikanlage benötigt wird, fassen können.

Die Mindestgröße des Behälters setzt sich dementsprechend zusammen aus:

- der Mindestölmenge der hydraulischen Anlage
- Reserven (z. B. für die Erwärmung der Hydraulikflüssigkeit)

Die Mindestölmenge in der hydraulischen Anlage setzt sich wiederum zusammen aus:

- der Mindestölmenge im Tank
- der Ölmenge in den Leitungen
- der Ölmenge in den Hydraulikzylindern und -motoren
- einem Sicherheitszuschlag von 20 %

Die Mindestölmenge im Tank wurde in Kapitel 5.1.10.1, S. 81, berechnet und beträgt 53,5 Liter.

⁷² Fachgespräch vom 13.08.2014, 10:00

Die Ölmenge der Leitungen ist Tabelle 45, S. 91, entnommen, entspricht der Summe der Leitungsvolumina und beträgt 22,0 Liter.

Die Ölmenge der Hydraulikzylinder beträgt 3,1 Liter. Die Berechnung dazu befindet sich im Anhang unter Kapitel 12.1.9 auf S. 163.

Die Ölmenge der Hydraulikmotoren entspricht der Summe deren Verdrängervolumens und beträgt 0,8 Liter.

Die Werte und Ergebnisse der Behältermindestgrößenberechnung sind in Tabelle 49 zusammengefasst.

Tabelle 49: Mindestgröße des Hydraulikbehälters

	Werte
Mindestölmenge im Tank	53,5 l
Ölmenge Leitung	22,0 l
Ölmenge Zylinder	3,1 l
Ölmenge Hydraulikmotoren	0,8 l
Sicherheitszuschlag	20 %
Mindestölmenge der hydraulischen Anlage	92,9 l
Reserve	20 %
Mindestgröße des Behälters	111,5 l

Der Hydrauliktank für die Variante "Behälter klein" muss somit mindestens ein Volumen von 111,5 Liter aufweisen.

Für den Vergleich werden folgende Behälter herangezogen (siehe Tabelle 50):

Tabelle 50: Behälterkostenvergleich

	Behältergröße	Anbieter	Kosten (exkl. MWSt)
Behälter groß	200 l	Hydraulik Lienhardt	560,00 €
Behälter klein	144 l	Hydrauliktechnik 24 ⁷³	239,50 €

5.1.17.2 Hydraulikflüssigkeit

Bei der Hydraulikflüssigkeit ist zu entscheiden zwischen dem Einsatz von HLP 46, welches ein relativ gängiges Hydrauliköl ist, oder von HEES 46, einem umweltverträglichen Hydrauliköl auf Estherbasis. Beide Hydraulikflüssigkeiten erfüllen die Anforderungen gleichermaßen. Der Vorteil des HEES 46 liegt in dessen hoher Umweltverträglichkeit. Die Entscheidung, welche Hydraulikflüssigkeit zum Einsatz kommt, hängt maßgeblich von den Kosten ab.

⁷³ www.hydrauliktechnik24.de

Die Kosten der Hydraulikflüssigkeit sind in Tabelle 51 zusammengefasst.

Tabelle 51: Kostenvergleich Druckflüssigkeit

	Anbieter	Kosten für Variante "Behälter klein"	Kosten für Variante "Behälter groß"
HLP 46	Hydraulikprofi 24 ⁷⁴	159,65 € ⁷⁵	319,30 € ⁷⁶
HEES 46	Thir ⁷⁷	380,00 € ⁷⁸	680,00 € ⁷⁹

5.1.17.3 Kühler

Für den Kostenvergleich werden zwei unterschiedliche Kühler mit einbezogen. Ein Kühler mit einer Leistung von 6,4 kW bei 100 l/min Durchfluss für die Variante "Behälter groß" und ein Kühler mit einer Leistung von bis zu 14 kW bei einem maximalen Durchfluss von 140 l/min für die Variante "Behälter klein".

Die Kosten der Kühler sind in Tabelle 52 miteinander verglichen.

Tabelle 52: Kostenvergleich Kühler

	Leistung	Anbieter	Kosten (exkl. MWSt.)
Kühler 1	6,4 kW bei 100 l/min	Hydraulikverkauf	401,11 € ⁸⁰
Kühler 2	14 kW bei 140 l/min	Hydraulikverkauf	731,88 € ⁸¹

5.1.17.4 Kostenvergleich der Varianten

Für den Kostenvergleich stehen nun die folgenden vier Varianten zur Auswahl:

- Variante 1: "Behälter klein, HLP", mit einer Behältergröße von 144 l, als Hydraulikflüssigkeit HLP 46 und einer Kühlerleistung von 14 kW.
- Variante 2: "Behälter groß, HLP", mit einer Behältergröße von 200 l, als Hydraulikflüssigkeit HLP 46 und einer Kühlerleistung von 4,4 kW.
- Variante 3: "Behälter klein, HEES", mit einer Behältergröße von 144 l, als Hydraulikflüssigkeit HEES 46 und einer Kühlerleistung von 14 kW.
- Variante 4: "Behälter groß, HEES", mit einer Behältergröße von 200 l, als Hydraulikflüssigkeit HEES 46 und einer Kühlerleistung von 4,4 kW.

⁷⁴ www.hydraulikprofi24.de

⁷⁵ 5 Stk. 20 l Kanister á 31,93 €, Preis vom 10.07.2014

⁷⁶ 10 Stk. 20 l Kanister á 31,93 €, Preis vom 10.07.2014

⁷⁷ Fa. Gerhard Thir e.U., 3383 Hürm

⁷⁸ 100l á 3,80 €, exkl. MWSt., Preis vom 10.07.2014

⁷⁹ 200l á 3,40 €, exkl. MWSt., Preis vom 10.07.2014

⁸⁰ URL.: <http://www.hydraulikverkauf.de/Oelkuehler-und-Thermostate/Oelkuehler-Oel-Luft/Oelkuehler-25-100-l/min/Oelkuehler-Oel-Luft-25-100-Liter-Luefterantrieb-12-VDC::7784.html>
(Gelesen am 10.07.2014)

⁸¹ URL.: <http://www.hydraulikverkauf.de/Oelkuehler-und-Thermostate/Oelkuehler-Oel-Luft/Oelkuehler-35-140-l/min/Oelkuehler-Oel-Luft-35-140-Liter-Luefterantrieb-12-VDC::7788.html>
(Gelesen am 10.07.2014)

Die Kosten sind in Tabelle 53 und Abbildung 54 gegenübergestellt.

Tabelle 53: Kostenvergleich

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Behälter	239,50 €	560,00 €	239,50 €	560,00 €
Hydraulikflüssigkeit	159,65 €	319,30 €	380,00 €	680,00 €
Kühler	731,88 €	401,11 €	731,88 €	401,11 €
Summe	1.131,03 €	1.280,41 €	1.351,38 €	1.641,11 €
Kosten relativ	100 %	113,2 %	119,5 %	145,1 %

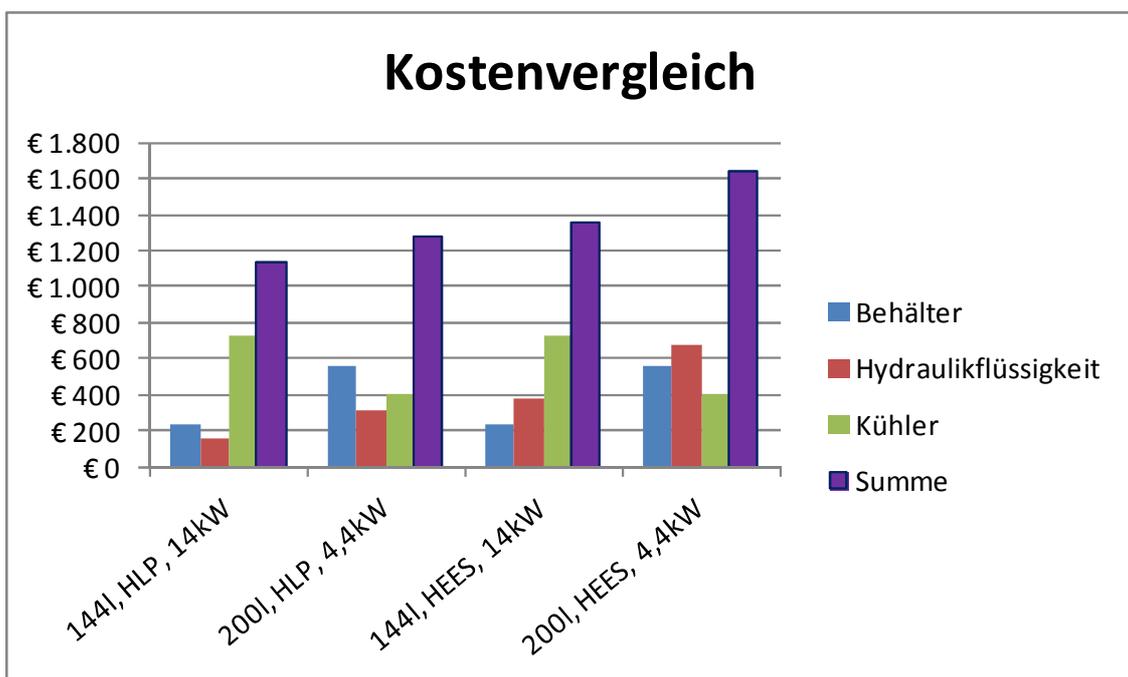


Abbildung 54: Kostenvergleich der unterschiedlichen Varianten

Kurz- und langfristig ist Variante 1 "Behälter klein, HLP" die kostengünstigste. Das liegt erstens daran, dass schon alleine die zusätzliche Kühlerleistung kostengünstiger ist als die zusätzliche Behälterkapazität. Des Weiteren tritt ein Einspareffekt aufgrund der günstigeren und mengenmäßig geringeren Hydraulikflüssigkeit auf. Dieser Effekt wirkt sich auch auf die langfristigen Kosten der Hydraulikanlage aus, da beim Wechsel der Hydraulikflüssigkeit dieser Einspareffekt wieder auftritt.

Die Anschaffungskosten für Variante 2 "Behälter groß, HLP" und Variante 3 "Behälter klein, HEES" sind annähernd gleich und ungefähr um 15% über denen der Variante 1. Für Variante 3 spricht im Vergleich zur Variante 2 die niedrigeren Kosten für den Wechsel der Hydraulikflüssigkeit und vor allem deren erhöhte Umweltverträglichkeit.

Variante 4 "Behälter groß, HEES" ist mit relativ großem Abstand die teuerste Variante. Zusätzlich zu den um ca. 45% höheren Anschaffungskosten entstehen bei jedem Hydraulikflüssigkeitswechsel erneut die höchsten Kosten aller vier Varianten.

Unter Berücksichtigung der ökonomischen und ökologischen Gesichtspunkte wurde Variante 3 "Behälter klein, HEES" gewählt. Somit kommen folgende Komponenten zum Einsatz (siehe Tabelle 54):

Tabelle 54: Gewählte Behältergröße, Hydraulikflüssigkeit und Kühlerleistung

	Werte
Tankgröße	144 l
Hydraulikflüssigkeit	HEES 46
Kühlerleistung	14 kW

5.1.18 Reserven

Der Prototypenstatus der Erdmandel-Erntemaschine erfordert Reserven für eventuelle Ereignisse die in der Auslegung nicht berücksichtigt wurden. In diesem Abschnitt werden diese Leistungsreserven genauer betrachtet.

5.1.18.1 Druckreserven

Der zum Betrieb der Hydraulikanlage erforderliche Mindestdruck wurde in Kapitel 5.1.13 auf S. 94 berechnet und beträgt 143,9 bar. Bei einem maximalen Betriebsdruck der Hydraulikpumpe von 220 bar, besteht die Möglichkeit den Hydraulikdruck der einzelnen Hydraulikmotoren im Bedarfsfall ungefähr um bis zu 75 bar zu erhöhen. Für die Hydraulikzylinder und -motoren sind die Reserven und die damit ermöglichten Kräfte und Drehmomente in Tabelle 55 zusammengefasst.

Tabelle 55: Druckreserven und daraus resultierende Kräfte und Drehmomente

	Gesamter Druckabfall [bar]	Max. Betriebsdruck Pumpe [bar]	Betriebsdruck Verbraucher [bar]	Max. Betriebsdruck Verbraucher [bar]	Nutzbare Druckreserve [bar]	Betriebskraft, -drehmoment	Max. Betriebskraft, -drehmoment	Reserve	Reserve [%]
Lenkung	135,2	220,0	120,0	220,0	84,8	69,2 kN	84,7 kN	15,5 N	22,40
Aushebung	139,8	220,0	120,0	220,0	80,2	90,5 kN	110,6 kN	20,1 N	22,21
1. Siebband	143,9	220,0	60,0	140,0	35,0 ⁸²	39,5 Nm	65 Nm	25,5 Nm	64,56
2. Siebband			65,0	140,0	35,0 ⁸³	40,5 Nm	65 Nm	24,5 Nm	60,49
Walzen groß	102,0	220,0	85,0	140,0	55,0	144,0 Nm	235 Nm	91,0 Nm	63,19
Walzen klein	86,6	220,0	70,0	140,0	70,0	96,0 Nm	180 Nm	84,0 Nm	87,50
Fräsen	117,0	220,0	100,0	140,0	40,0	211,0 Nm	290 Nm	78,6 Nm	37,18
Querförderer	103,5	220,0	20,0	120,0	55,0 ⁸⁴	8,5 Nm	40 Nm	31,5 Nm	370,59
Längsförderer			60,0	120,0	55,0 ⁸⁵	24,0 Nm	55 Nm	31,0 Nm	129,17
Siebtrommel	108,3	220,0	100,0	140,0	40,0	334,0 Nm	460 Nm	127,0 Nm	37,93

Die Spalte "Nutzbare Druckreserve" stellt das Minimum der Subtraktion von "Gesamter Druckabfall" minus "Max. Betriebsdruck Pumpe" bzw. "Betriebsdruck Verbraucher" minus "Max. Betriebsdruck Verbraucher" dar.

Wie aus Tabelle 55 ersichtlich, lassen sich die Drehmomente der Hydraulikmotoren zumindest um ungefähr 35% steigern. Dazu muss lediglich der Druck des Druckbegrenzungsventils auf die maximal zulässigen 220 bar erhöht werden.

In Abbildung 55 sind die Werte der prozentuellen Reserven der unterschiedlichen Verbraucher zur besseren Veranschaulichung nochmals dargestellt.

⁸² Die mögliche Druckreserve von ca. 70 bar wurde auf beide Siebbänder gleichermaßen aufgeteilt.

⁸³ Die mögliche Druckreserve von ca. 70 bar wurde auf beide Siebbänder gleichermaßen aufgeteilt.

⁸⁴ Die mögliche Druckreserve von ca. 110 bar wurde auf beide Siebbänder gleichermaßen aufgeteilt.

⁸⁵ Die mögliche Druckreserve von ca. 110 bar wurde auf beide Siebbänder gleichermaßen aufgeteilt.

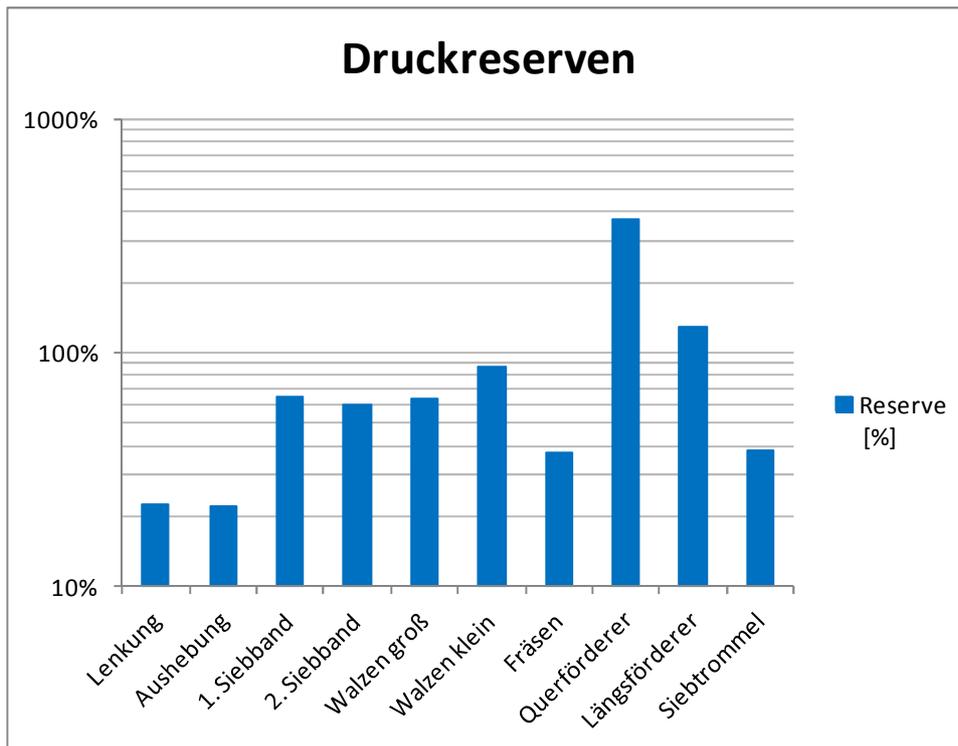


Abbildung 55: Druckreserven

5.1.18.2 Volumenstromreserven

Die Drehzahl der Hydraulikmotoren und damit die Förderkapazität der Förderer lassen sich durch Erhöhen des Volumenstroms steigern. Die notwendigen Volumenstromreserven werden dabei durch das Erhöhen der Zapfwelldrehzahl bzw. durch das Erhöhen der Motordrehzahl des Zugfahrzeuges geschaffen. Bei einer Steigerung der Zapfwelldrehzahl auf 540 U/min werden so Reserven von bis zu 28 l/min⁸⁶ geschaffen. Wird diese Leistungssteigerung auf alle Förderer gleichermaßen verteilt, ist eine Kapazitätserhöhung von ungefähr 25%⁸⁷ möglich.

Wird die Kapazitätserhöhung nur bei einzelnen Förderern benötigt, bedarf es nur einer geringeren Steigerung der Zapfwelldrehzahl. Respektive wären teilweise erheblich größere Kapazitätssteigerungen bei einzelnen Förderern möglich.

Die Reserve des Volumenstroms gewährleistet auch eine zusätzliche Reserve des Druckes bzw. der Antriebskräfte und -drehmomente. Da Antriebskomponenten mit einem erhöhten Antriebsleistungsbedarf problemlos durch stärkere ersetzt werden können.

⁸⁶ Förderleistung der Pumpe bei 540 ZWU/min: 135 l/min

⁸⁷ 28 l/min entsprechen ca. 25% von 107 l/min

5.2 Förderbänder

Die Beförderung der Erdmandeln zwischen den Bearbeitungsschritten "Fräse" und "Siebtrommel" erfolgt mithilfe zweier Förderbänder. Ein Förderband transportiert das Fördergut unter der Fräse hervor und in die Mitte des Fahrzeuges. Darauf folgt ein zweites Förderband, welches die Richtung des Fördergutstromes um 90° nach vorne ablenkt und das Fördergut in die Siebtrommel fördert.

In diesem Kapitel wird deren Auslegung systematisch aufbereitet.

5.2.1 Position des Antriebes

Die Position des Antriebes ist mitunter bedeutend für die Dimensionierung des Fördergurtes und ist somit anfänglich abzuklären.

Prinzipiell könnten die Förderbänder an der Erdmandel-Erntemaschine sowohl mit Kopfantrieb als auch mit Heckantrieb ausgeführt werden. Die beiden Antriebsvarianten sind in Abbildung 56 dargestellt.

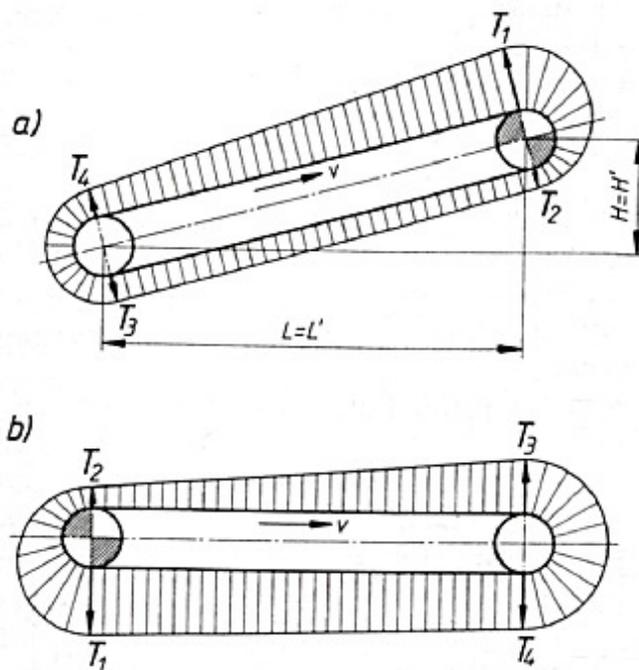


Abbildung 56: Antriebsvarianten mit Kräfteverlauf⁸⁸

- a) Kopfantrieb
- b) Heckantrieb

Der Kopfantrieb hat den bauartbedingten Vorteil, dass geringere Vorspannkräfte benötigt werden.

⁸⁸ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S.139

Beim Querförderband wurde der Antrieb jedoch aus Gründen der besseren Zugänglichkeit und des größeren baulichen Freiraumes, der am unteren Ende des Förderbandes zur Verfügung steht, am Heck ausgeführt.

Das Längsförderband wird ebenfalls am Heck angetrieben, da der Kopf des Förderbandes in die Siebtrommel hineinragt und damit seitlich neben dem Förderband kaum ausreichend Platz zur Verfügung steht und der Einbau des Antriebes innerhalb der Außenabmessungen des Förderbandes mit einem erhöhten konstruktiven und damit monetären Aufwand verbunden ist.

5.2.2 Gurt

5.2.2.1 Gurtbreite

Die Vorauswahl der Gurtbreite erfolgt nach Hoffmann, Krenn & Stanker (2004). In Tabelle 56 sind die Tabellenwerte zur Auswahl der Gurtbreite dargestellt. Die maximale Korngröße sollte für die Erdmandel-Erntemaschine theoretisch 100 mm nicht übersteigen. Die Mindestgurtbreite für diese Korngröße entspreche 400 mm.

Tabelle 56: Mindestgurtbreiten⁸⁹

Maximale Korngröße in mm	100	150	200	300	400	500
Mindestgurtbreite bei geringem Anteil im Fördergut	400	500	650	800	1000	1200
Mindestgurtbreite bei überwiegendem Anteil im Fördergut	650	650	800	1200	1200	1400

Aus folgenden konstruktiven Gründen wurde die Gurtbreite mit 500 mm festgelegt:

- bessere Fördergutübergabe der Fräse an den Querförderer: Die Neigung der seitlichen Begrenzungsbleche wurde mit 60° festgelegt, um ein Abrutschen des Fördergutes sicherzustellen.
- einheitliche Auslegung und Konstruktion beider Förderer

5.2.2.2 Gurtauswahl

Die Auswahl des Gurtes erfolgt anhand der benötigten Gurtfestigkeit unter Berücksichtigung der gewählten Gurtbreite.

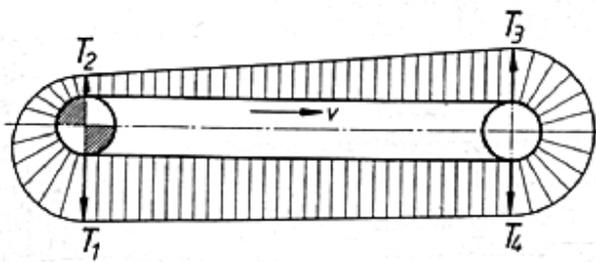
Die maximal auftretende Zugkraft im Gurt stammt aus der Leistungsberechnung des Förderbandantriebes bzw. aus der Treibfähigkeitsberechnung. In Tabelle 57 sind die auftretenden Gurtkräfte zusammengefasst.

⁸⁹ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S.120

Tabelle 57: Gurtkräfte

	Querförderband	Längsförderband
Erforderliche Gurtkraft	62,0 N	147,7 N
Gurtkraft Lasttrum	364,4 N	868,3 N
Gurtkraft Leertrum	426,3 N	1016,0 N
Maximal auftretende Kraft T_{\max}	426,3 N	1016,0 N

Aufgrund des Heckantriebes der beiden Förderer wirken die maximal auftretenden Gurtkräfte im Leertrum. In Abbildung 57 ist der Gurtkräfteverlauf dargestellt.

Abbildung 57: Kräfteverlauf im Gurt bei Heckantrieb⁹⁰

Die Festigkeitsberechnung des Gurtes erfolgt nach Gleichung 5.24⁹¹.

$$\frac{T_{\max} \cdot S}{B} = k_{\min} \quad (5.24)$$

In Tabelle 58 befindet sich die Erklärung zu Gleichung 5.24.

Tabelle 58: Erklärung zu Gleichung 5.24

Abk.	Bezeichnung
T_{\max}	Im Gurt maximal auftretende Zugkraft
S	Sicherheitszahl (siehe Tabelle 59)
B	Nennbreite des Gurtes
k_{\min}	Mindestgurtzugfestigkeit

⁹⁰ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 139

⁹¹ Vgl. Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 119

Die Höhe der Sicherheitszahl S kann Tabelle 59 entnommen werden.

Tabelle 59: Mindestwerte für die Sicherheitszahl S ⁹²

Lastfall	Betriebszustand		
	günstig	normal	ungünstig
statisch	6,7	8,0	9,5
dynamisch	4,8	5,4	6,0

In Tabelle 60 sind die Angaben und die Ergebnisse der Festigkeitsberechnung für Quer- und Längsförderband zusammengefasst.

Tabelle 60: Angaben und Ergebnisse der Festigkeitsberechnung

	Querförderband	Längsförderband
T_{\max}	426,3 N	1016,0 N
S	9,5	9,5
B	500 mm	500 mm
k_{\min}	8,1 N/mm	19,3 N/mm

In Abbildung 58 sind die Festigkeitsbereiche dargestellt, die die unterschiedlichen Gurteinlagen abdecken.

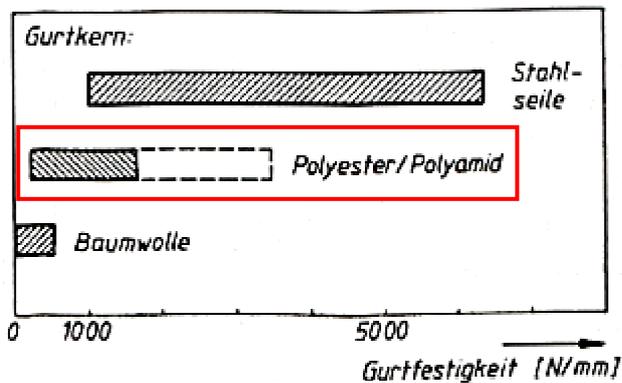


Abbildung 58: Festigkeitsbereiche der Gurteinlagen⁹³

Sowohl für den Quer- als auch für den Längsfördergurt wurden Gurte mit Polyester- bzw. Polyamideinlagen ausgewählt.

⁹² Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 120

⁹³ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 115

In Tabelle 61 ist eine Auswahltabelle für Polyester-Polyamid-Gurte dargestellt. Für beide Förderbänder wurde der Typ "EP250/2" mit einer Mindestzugfestigkeit k_n von 250 N/mm ausgewählt.

Tabelle 61: Auswahltabelle Polyester-Polyamid-Gurte⁹⁴

Typ	Mindestzugfestigkeit in N/mm	Bandmasse ohne Deckplatten ca. in kg/m ²	Einlagendicke ca. in mm	Richtwerte für geringste Bandbreite bei 30° Muldung in mm
EP 250/2	250	4,1	3,00	400
EP 315/2 EP 315/3	315	4,4 3,9	3,50 3,30	400
EP 400/2 EP 400/3 EP 400/4	400	4,6 3,9 5,2	3,80 3,30 4,40	400
EP 500/2 EP 500/3 EP 500/4	500	4,9 4,4 5,2	4,40 3,60 4,40	500
EP 630/2 EP 630/3 EP 630/4 EP 630/5	630	5,9 4,7 5,9 6,6	5,30 3,90 4,80 5,50	500
EP 800/2 EP 800/3 EP 800/4 EP 800/5	800	6,9 5,2 6,3 7,4	6,60 4,20 5,20 6,00	650
EP 1000/3 EP 1000/4 EP 1000/5	1000	7,7 6,9 7,9	5,10 5,60 6,50	800
EP 1250/3 EP 1250/4 EP 1250/5	1250	9,0 10,2 8,7	6,45 6,80 7,00	800 1000 1000
EP 1600/4 EP 1600/5	1600	12,0 12,8	8,60 8,50	1000 1200
EP 2000/5	2000	15,0	10,75	1200

Mit dem gewählten Gurttyp ergibt sich die Ausnutzung a der maximal zulässigen Zugkraft laut Gleichung 5.25⁹⁵.

$$a = \frac{T_{max} \cdot S}{B \cdot k_n} \quad (5.25)$$

⁹⁴ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 122

⁹⁵ Vgl. Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 131

In Tabelle 62 befinden sich die Ergebnisse dieser Berechnung.

Tabelle 62: Ausnutzung der maximal zulässigen Zugkraft

	Querförderband	Längsförderband
k_n	250 N/mm	250 N/mm
a	3,2%	7,7%

5.2.2.3 Gurtoberflächen

Um höhere Förderleistungen vor allem bei geneigter Förderung zu erzielen, können die Gurte mit strukturierten Oberflächen versehen werden. Abbildung 59 zeigt eine Auswahl solcher Oberflächen.

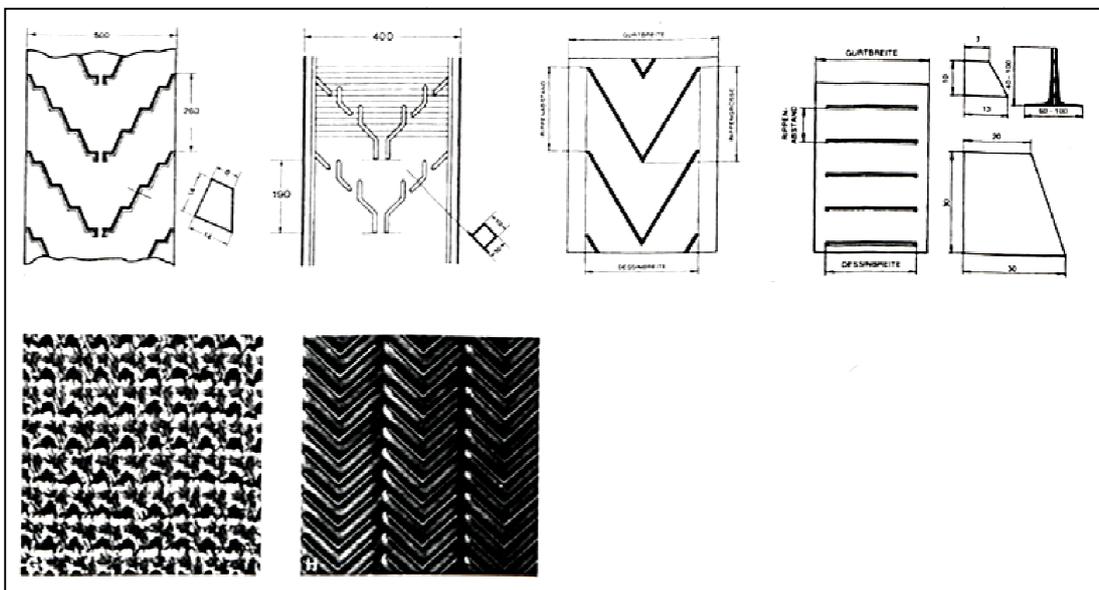


Abbildung 59: Gurte mit strukturierter Oberfläche⁹⁶

Bei der Konstruktion des Quer- und Längsförderbandes wurde jedoch auf eine solche Strukturierung verzichtet. Gründe dafür waren die geringe erforderliche Förderkapazität sowie der monetäre Vorteil des glatten Gurtes.

5.2.3 Trommelabmessungen

5.2.3.1 Trommeldurchmesser

Der Mindestdurchmesser der Trommeln hängt von der Gurtdicke, der Gurtbauart, der Trommelart und der Ausnutzung der Gurtfestigkeit ab. Mit der Gleichung 5.26 lässt sich dieser berechnen.

$$D_{Tr} \geq C_{Tr} * d_k \quad (5.26)^{97}$$

⁹⁶ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 116

In Tabelle 63 befindet sich die Erklärung zu Gleichung 5.26.

Tabelle 63: Erklärung zu Gleichung 5.26

Abk.	Bezeichnung
D_{Tr}	Trommelmindestdurchmesser
C_{Tr}	Faktor zur Berücksichtigung des Einlagenwerkstoffes des Gurtes
d_k	Dicke des Gurtkerns bzw. Einlagendicke (siehe Tabelle 61)

Der Faktor C_{Tr} zur Berücksichtigung des Einlagenwerkstoffes des Gurtes ist Tabelle 64 zu entnehmen.

Tabelle 64: Faktor C_{Tr} ⁹⁸

Einlagenwerkstoff	C_{Tr}
Baumwolle (B)	80
Polyamid (P)	90
Polyester (E)	108
Stahlseile (St)	145

In Tabelle 65 sind die Angaben und Ergebnisse der Trommelmindestdurchmesserberechnung zusammengefasst.

Tabelle 65: Angaben und Ergebnisse der Trommelmindestdurchmesserberechnung

	Querförderband	Längsförderband
C_{Tr}	90	90
d_k	3,0 mm	3,0 mm
D_{Tr}	270 mm	270 mm

Als Trommeldurchmesser muss nun der nächstgrößere Durchmesser aus Tabelle 66 gewählt werden.

Tabelle 66: Genormte Trommeldurchmesser Reihe R 10 nach DIN 22101⁹⁹

100	125	160	200	250	315	400	500
630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000

Sowohl für das Quer- als auch für das Längsförderband ergibt sich ein Trommeldurchmesser von 315 mm.

⁹⁷ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 131

⁹⁸ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 131

⁹⁹ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 131

Beim Gurtförderer werden drei Trommelarten unterschieden¹⁰⁰:

- A) Antriebstrommel
- B) Umlenktrommeln
- C) Ablenktrommeln

Für Trommeln des Typs "B" kann ein Durchmesser um eine Stufe und für Trommeln des Typs "C" um zwei Stufen kleiner gewählt werden.

Aufgrund der einfacheren Konstruktion wurde der Trommeldurchmesser an den Umlenktrommeln nicht verkleinert.

Weiters kann die Ausnutzung der Gurtfestigkeit berücksichtigt werden. Ist die Ausnutzung kleiner 60 % kann die Trommel kleiner gewählt werden (vgl. Tabelle 62):

- $30\% \leq a < 60\%$ um eine Stufe kleiner
- $a < 30\%$ um zwei Stufen kleiner

Der Antriebs- sowie der Umlenktrommelminstdurchmesser des Quer- und des Längsförderbandes beträgt somit 200 mm (vgl. Tabelle 67).

Tabelle 67: Trommelminstdurchmesser

100	125	160	200	250	315	400	500
630	800	1000	1250	1400	1600	1800	2000

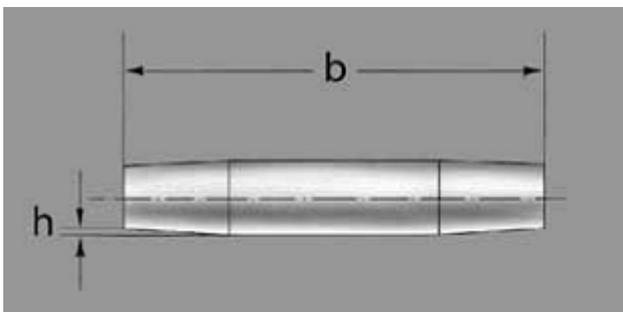
Durch den Zukauf der Trommeln als Fertigteile wurden die ausgeführten Trommeldurchmesser unter Berücksichtigung des voraussichtlichen Lieferanten laut Tabelle 68 gewählt und betragen 240 mm.

¹⁰⁰ Vgl. Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 131

Tabelle 68: Antriebstrommelabmessungen¹⁰¹

Antriebstrommel		mit fest verschweißter Achse						
Gurtbreite	B	D	mm		M	L	l	Ge- wicht
300	400	190	40	30	600	775	80	21,4
		215	50	40	600	815	110	28,5
		240	50	40	600	815	110	30,0
400	500	215	50	40	700	915	110	33,6
		240	50	40	700	915	110	35,5
		320	60	50	700	930	110	53,8
		400	60	50	700	930	110	76,0
500	600	240	50	40	800	1015	110	40,8
		240	60	50	800	1030	110	48,2
		320	60	50	800	1030	110	59,2
		320	70	60	800	1070	140	70,0
		400	70	60	800	1070	140	97,0
		400	80	70	800	1095	140	119,0

Zur Verbesserung des Geradeauslaufes des Gurtes wird der Trommeldurchmesser ballig ausgeführt. In Abbildung 60 ist diese konisch-zylindrische Form der Trommeln abgebildet.

Abbildung 60: Konizität der Trommeln¹⁰²

¹⁰¹ Stahlgruber Tragrollenkatalog S. 24

¹⁰² Siegling Transilon, Empfehlung zur Anlagenkonstruktion, S. 3

Richtwerte für die Konizität können Tabelle 69 entnommen werden.

Tabelle 69: Richtwerte für die Konizität¹⁰³

Richtwerte für die Konizität h [mm]		Trommeldurchmesser [mm]		
		bis 200	> 200 bis 500	> 500
I	1-lagige Bänder	0,5	0,8	1,0
II	2-lagige Bänder NOVO, E10/M, E15/M, E20/M	0,7	1,3	1,5
III	3-lagige Bänder	1,0	1,6	2,0

Für die Antriebs- und Umlenktrommeln des Quer- bzw. Längsförderbandes beträgt die Höhe der Konizität h 0,8 mm.

5.2.3.2 Trommellänge

Die Trommellänge muss, entsprechend der Gefahr des Schiefelaufes des Gurtes, größer sein als die Breite des Gurtes. In Anlehnung an die Daten des Trommelherstellers¹⁰⁴ wurde die Länge der Trommeln mit 600 mm gewählt (vgl. dazu Tabelle 68).

In Abbildung 61 sind die gewählten Abmessungen der Antriebstrommeln dargestellt.

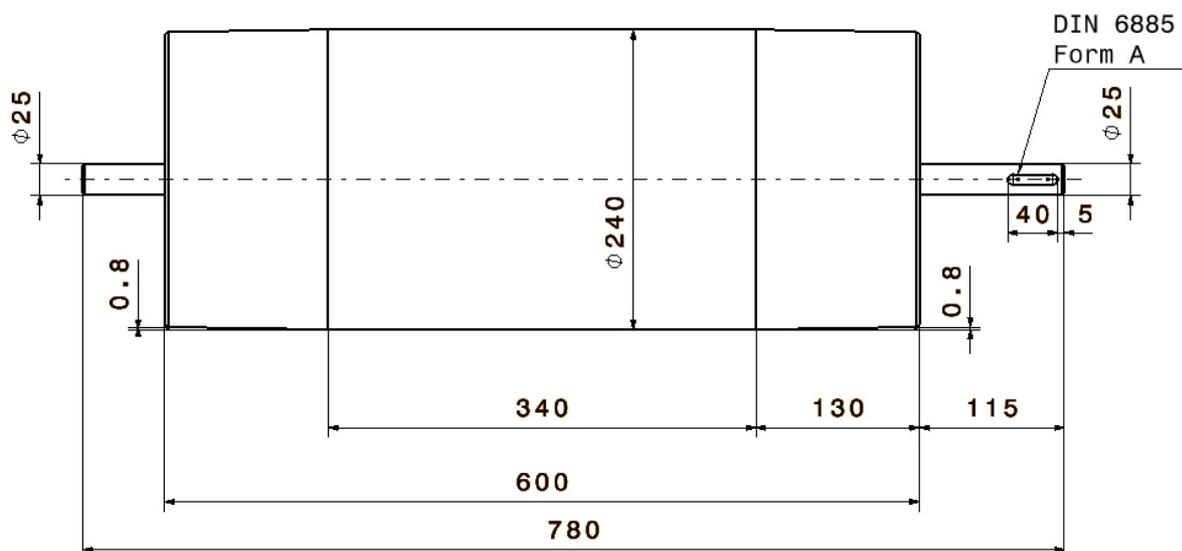


Abbildung 61: Hauptabmessungen der Antriebstrommeln

¹⁰³ Siegling Transilon, Empfehlung zur Anlagenkonstruktion, S. 3

¹⁰⁴ Stahlgruber Tragrollenkatalog S. 24

5.2.4 Länge der Förderbänder

Die Länge der Förderstrecke und damit der Förderbänder ergibt sich aus konstruktiven Gegebenheiten.

5.2.4.1 Querförderband

Die Fräse fördert das Fördergut von dem Walzenseparator zum Querförderband. Das Fördergut muss auf der ganzen Breite bzw. Länge der Fräsen aufgenommen werden (siehe Abbildung 62) und zum Längsförderband unter Berücksichtigung der voraussichtlichen Wurfweite transportiert werden. Dieses befindet sich parallel zur Fahrtrichtung, mit der Förderbandmitte fluchtend mit der Siebtrommelachse. In Abbildung 32 auf Seite 49 ist der horizontale Abstand zwischen Abwurfpunkt des Querförderbandes und der Mitte des Längsförderbandes dargestellt.

Des Weiteren ist das Querförderband unter 15° zur Horizontalen geneigt um zusätzlich Höhe zu gewinnen. Aus diesen Rahmenbedingungen ergibt sich für das Querförderband ein Achsabstand von 1.400 mm.

In Abbildung 62 sind die beschriebenen Gegebenheiten dargestellt.

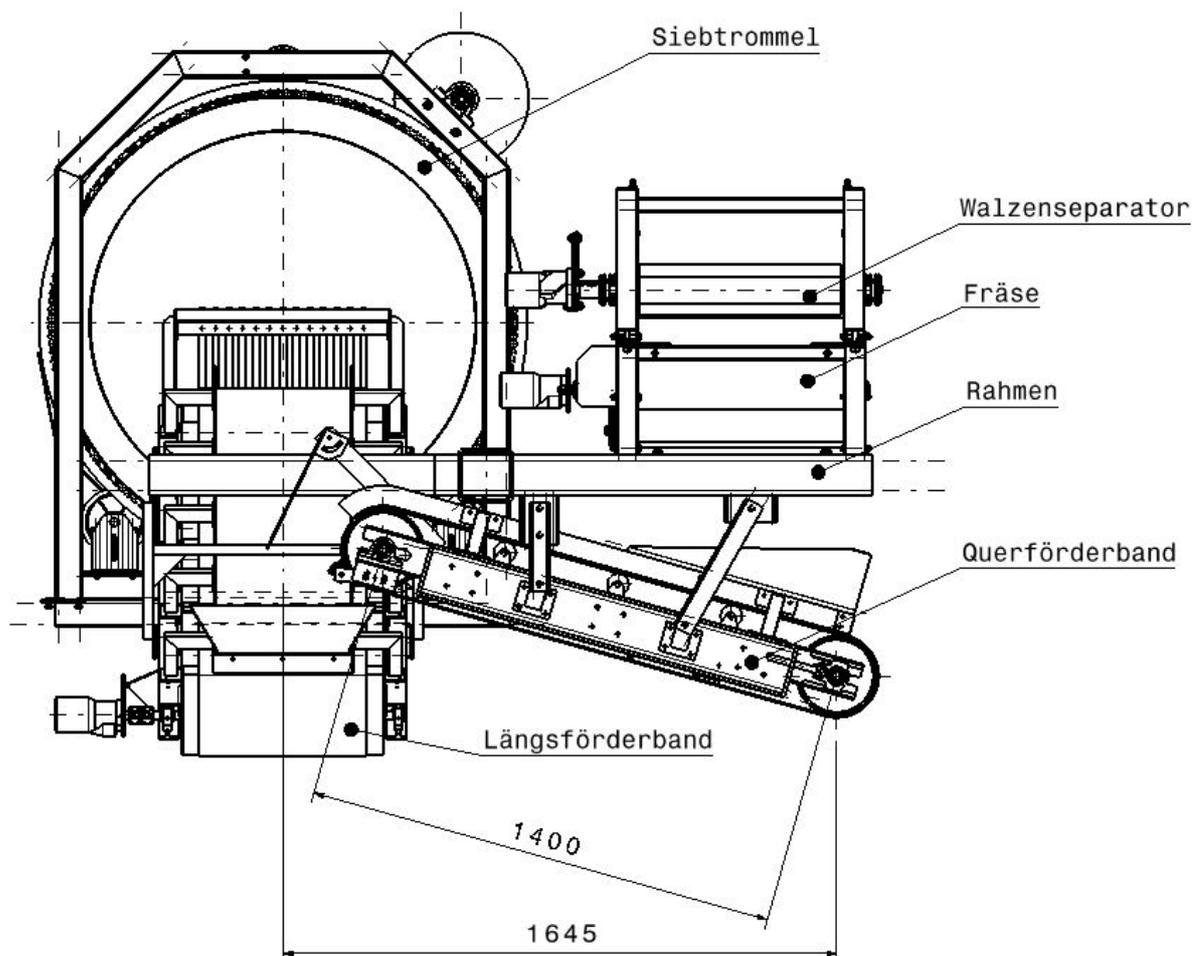


Abbildung 62: Länge Querförderband

5.2.4.2 Längsförderband

Die Länge des Längsförderbandes ergibt sich aus der Übergabestelle des Fördergutes vom Querförderband bis zu der Abwurfstelle in der Siebtrommel. Vom Querförderband kommend muss sichergestellt sein, dass das Fördergut ohne Verluste auf das Längsförderband übergeben wird (siehe Abbildung 63).

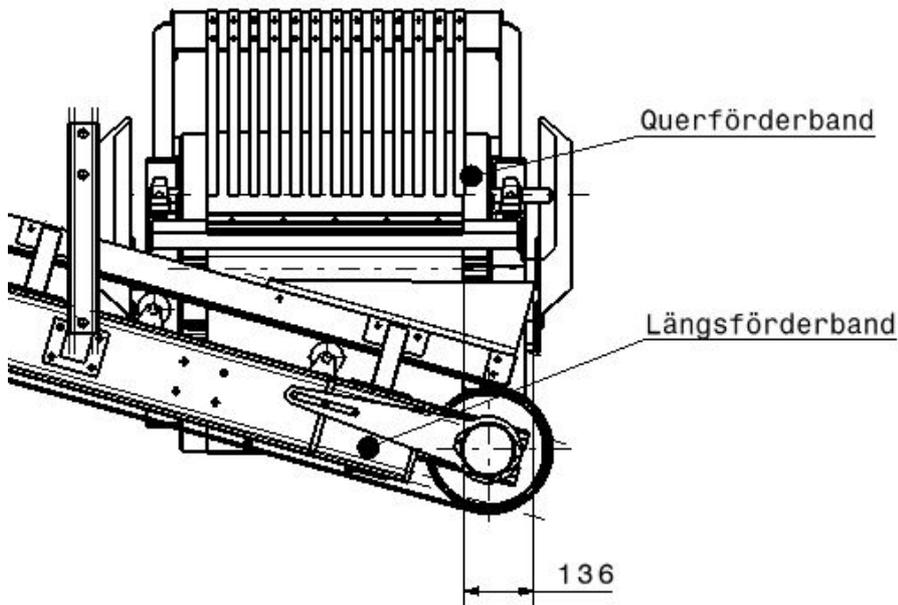


Abbildung 63: Überlappung Quer- und Längsförderband

Die Überlappung in Fahrtrichtung beträgt an dieser Stelle 136 mm. An der Siebtrommelseite muss durch das Hineinragen des Längsförderbandes in die Siebtrommel sichergestellt sein, dass es auch dort zu keinen (Bröckel-)Verlusten kommt (siehe Abbildung 64).

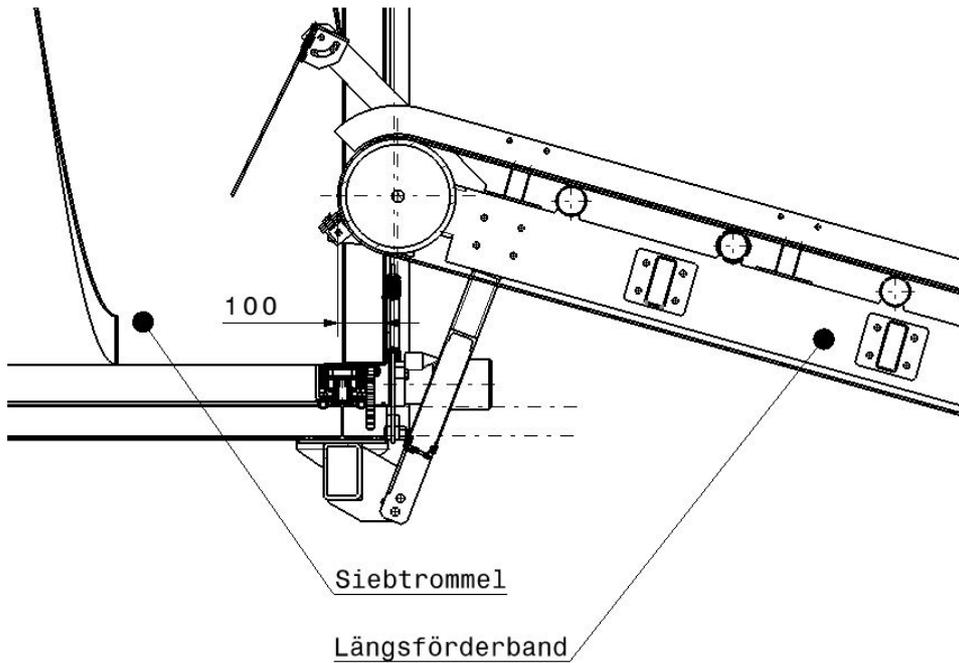


Abbildung 64: Überstand des Längsförderbandes in die Siebtrommel

Das Längsförderband ragt an dieser Stelle 100 mm in die Siebtrommel hinein. So ist sichergestellt, dass selbst Material, das von dem Gurtabstreifer abgestreift wird, in die Siebtrommel fällt.

Aus diesen konstruktiven Vorgaben ergibt sich die Länge des Förderbandes bzw. dessen Achsabstand zu 3.150 mm. In Abbildung 65 ist der konstruktive Zusammenhang dargestellt.

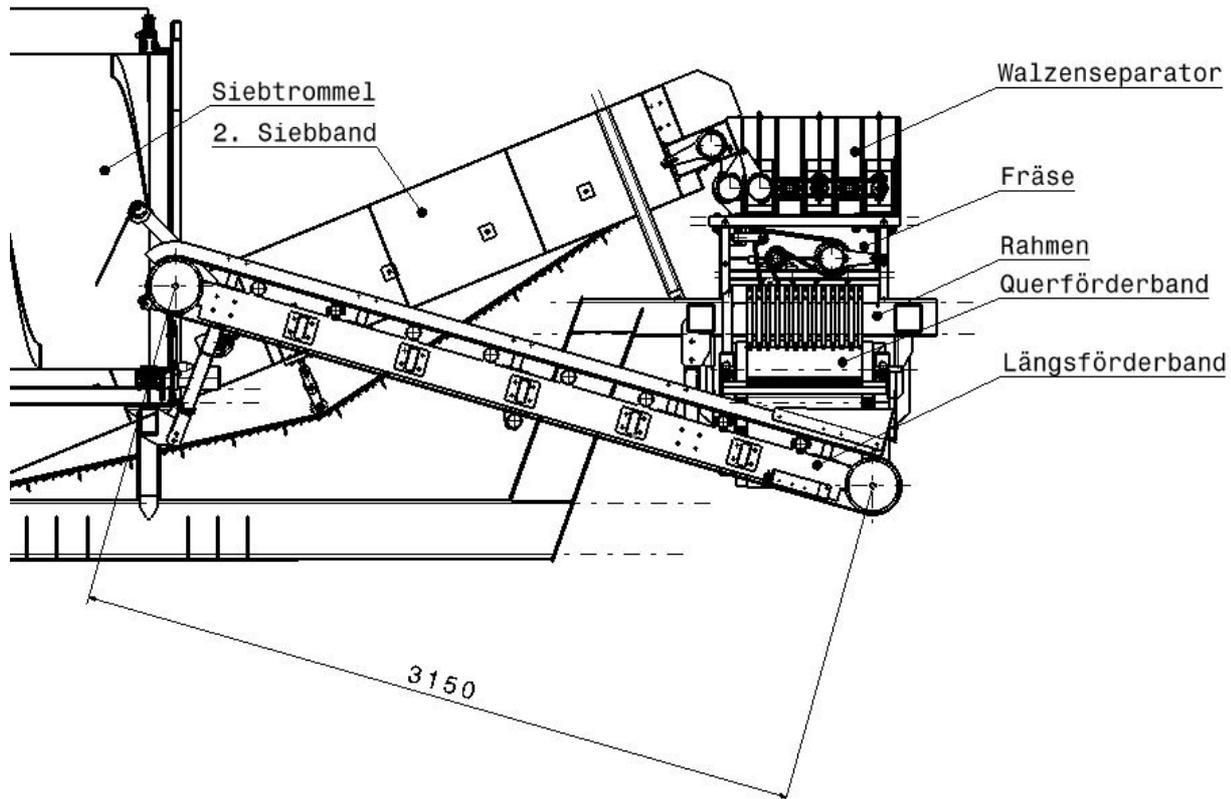


Abbildung 65: Länge Längsförderband

Somit sind alle Daten für den Fördergurt bekannt. In Tabelle 70 sind diese zusammengefasst.

Tabelle 70: Daten Fördergurt

	Querförderband	Längsförderband
Gurtbreite	500 mm	500 mm
Achsabstand	1.400 mm	3.150 mm
Endlose Länge, ca.	3.550 mm	7.050 mm
Material	EP250/2	EP250/2

5.2.5 Seitliche Materialbegrenzung

Für die seitliche Begrenzung des Fördergurtes stehen prinzipiell 2 Möglichkeiten zur Auswahl:

Die seitliche Begrenzung kann erfolgen

- mit auf den Gurt aufvulkanisierten Wellkanten oder
- durch konstruktive Maßnahmen am Förderbandrahmen.

Vorteile der Wellkanten wären der einfachere konstruktive Aufbau des Förderbandrahmens und die Dichtheit des Gurtes.

Jedoch betragen die Kosten für einen Fördergurt mit Wellkanten in der benötigten Länge näherungsweise 300% der Kosten eines glatten Gurtes. Und aufgrund dessen wurde der Gurt ohne Wellkanten ausgewählt und stattdessen eine seitliche Begrenzung mit Blechen und Formrohren konstruiert.

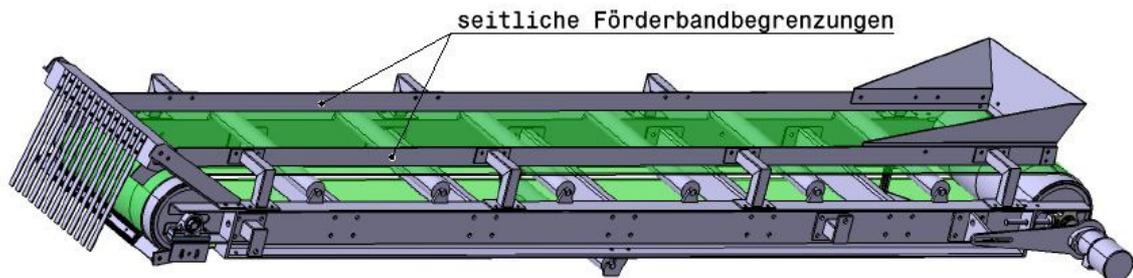


Abbildung 66: Förderbandbegrenzung

5.2.6 Bestimmung der Tragrollen

5.2.6.1 Form der Anordnung

Die Tragrollen der Förderanlagen können entweder durchgehend oder geteilt sein. Einteilige Tragrollen werden vor allem bei kleinen Anlagen eingesetzt. Sie bieten im Vergleich zu der geteilten Tragrollenanordnung zwar nur einen geringeren Förderquerschnitt, sind jedoch im Aufbau einfacher und günstiger als diese. In Abbildung 67 sind die beiden Bauarten dargestellt.

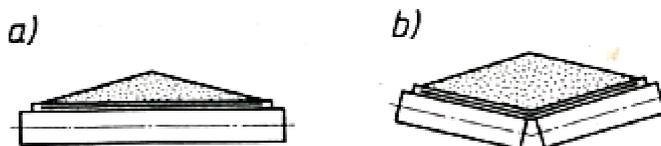


Abbildung 67: Anordnung der Tragrollen¹⁰⁵

- a) Flachgurt
- b) V-förmige Muldung

Das Quer- und das Längsförderband werden aufgrund ihrer kurzen Baulänge einteilig als Flachgurt (siehe Abbildung 67a) ausgeführt.

¹⁰⁵ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 123

5.2.6.2 Tragrollenteilung

Die Tragrollenteilung ist abhängig vom maximal zulässigen Durchhang des Gurtes. Und dieser wird im Wesentlichen von der Gurtzugkraft T , der Gurtmasse q_G sowie der Fördergutmasse q_L beeinflusst. In Abbildung 68 sind der Gurtdurchhang sowie dessen maßgebende Größen dargestellt.

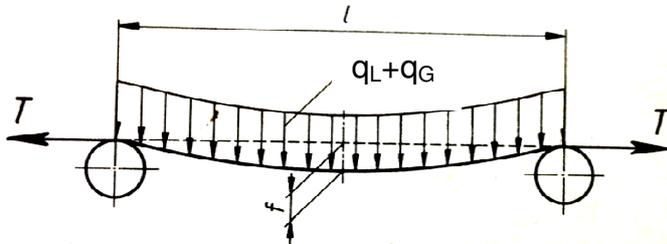


Abbildung 68: Gurtdurchhang zwischen den Tragrollen¹⁰⁶

Unter der Annahme, dass der Gurt biegeschlaff ist, errechnet sich der Durchhang und die Tragrollenteilung nach der Seiltheorie laut Abbildung 68 zu Gleichung 5.27¹⁰⁷:

$$\frac{f}{l} = \frac{g \cdot (q_L + q_G) \cdot l}{8 \cdot T} \quad (5.27)$$

In Tabelle 71 befindet sich die Erläuterung zu Gleichung 5.27.

Tabelle 71: Erklärung zu Gleichung 5.27

Abk.	Einheit	Bezeichnung
f	[mm]	Durchhang
l	[mm]	Tragrollenteilung
T	[N]	Gurtkraft
q_L	[kg/m]	Längenbezogene Streckengewicht des Fördergutes
q_G	[kg/m]	Längenbezogene Streckengewicht des Gurtes

¹⁰⁶ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 123

¹⁰⁷ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 122

Zulässige Werte für das Verhältnis f/l liegen zwischen 0,5% für Hochleistungsanlagen und 1,5% für kleinere Anlagen. Für 1,5% ergibt sich der Durchhang bzw. der Tragrollenabstand laut Tabelle 72 zu:

Tabelle 72: Theoretische Tragrollenteilung

	Querförderband	Längsförderband
T im Lasttrum	364,3 N	868,3 N
q_L	7,57 kg/m	6,98 kg/m
q_G	4,1 kg/m	4,1 kg/m
f / l	1,5%	1,5%
f	5,7 mm	14,4 mm
l	378,5 mm	958,9 mm

Der errechnete Durchhang von 14,4 mm beim Längsförderer könnte aber aufgrund des möglichen Schiefelaufes des Förderbandes den Verlust von Fördergut ermöglichen.

In Abbildung 69 ist der optimale Betriebszustand des Förderbandes dargestellt. Die seitlichen Begrenzungsbleche haben einen Abstand von 5 mm zum Fördergurt. Damit kann das Fördergut unter einem dynamischen Böschungswinkel von 15° bis zu 18,7 mm über die innere Begrenzungskante hinauslaufen. In Abbildung 69 ist der beschriebene Betriebszustand abgebildet.

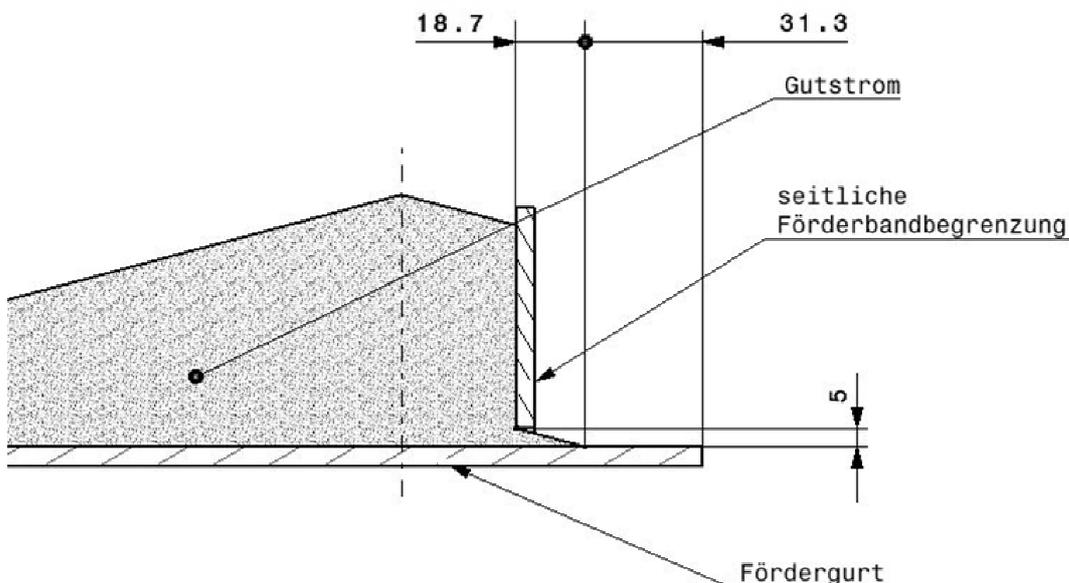


Abbildung 69: Minimaler Abstand Begrenzungsblech – Fördergurt

Um eventuellen Rieserverlust über die Fördergurtkante vorzubeugen, wird der Durchhang auf maximal 5 mm begrenzt. Dadurch ergibt sich eine Höhendifferenz von 10 mm zwischen Begrenzungsblech und Fördergurt und damit eine Weite von

37,3 mm, die das Fördergut über die innere Begrenzungskante hinausläuft. Diese maximale lichte Höhe zwischen Gurt und seitlicher Begrenzung ist in Abbildung 70 dargestellt.

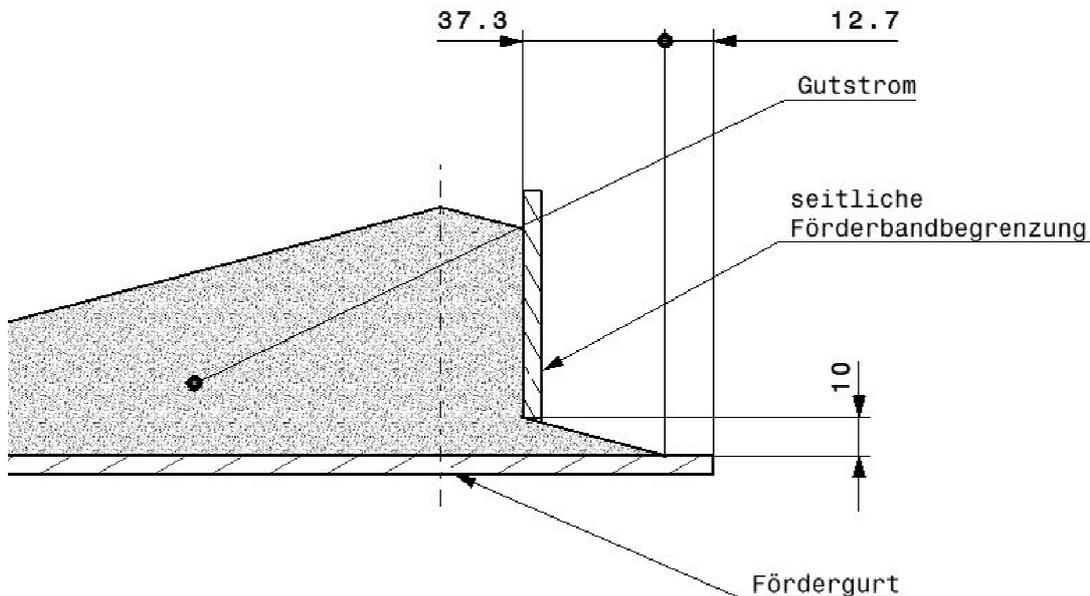


Abbildung 70: Maximaler Abstand Begrenzungsblech – Fördergurt

Mit dieser Begrenzung des Durchhanges auf 5 mm ergeben sich die Tragrollenteilungen des Quer- und Längsförderbandes zu (siehe Tabelle 73):

Tabelle 73: Tragrollenteilung und Durchhang

	Querförderband	Längsförderband
l	350 mm	450 mm
f	4,9 mm	3,2 mm
f/l	1,4 %	0,7 %

5.2.6.3 Tragrollendurchmesser

Der Tragrollendurchmesser wird in Abhängigkeit von der Gurtbreite B bestimmt. Sowohl für den Quer- als auch für den Längsförderer entspricht die Gurtbreite B 500 mm. Tabelle 74 kann der dafür passende Tragrollendurchmesser entnommen werden.

Tabelle 74: Auswahltabelle für Tragrollendurchmesser¹⁰⁸

Gurtbreite B	300	400 500 650	800	1000	1200	1400 1600 1800	2000	2200 2400 2600	2800 3000
	63,5 88,9	63,5 88,9 108 133	88,9 108 133	88,9 108 133 159	108 133 159	133 159	133 159 193,7	159 193,7	159 193,7 219,1

5.2.6.4 Auswahl der Tragrollen

Unter Berücksichtigung aller Anforderungen und Ergebnisse wurden daraufhin aus einem Tragrollenkatalog eines Herstellers (siehe Tabelle 75) die entsprechenden Tragrollen ausgewählt.

Tabelle 75: Auswahltabelle für Tragrollen¹⁰⁹

ØD	Bandbreite			Ød	L [mm]	SW	Masse in kg		Kugellager-typ				
	1teilig	2teilig	3teilig				dreh. Teile	gesamt					
63			500	20	200	14	1,1	1,8	6204				
		400	650		250		1,3	2,1					
		500	800		315		1,5	2,5					
		650	1000		380		1,7	2,9					
		800	1200		465		2,0	3,4					
		400			500		2,2	3,6					
		500	1000		600		2,5	4,2					
			1200		700		2,9	4,8					
		650			750		3,0	5,1					
		800			950		3,7	6,4					
	1000		1150	4,4	7,6								
	1200		1400	5,3	9,1								
89			500	20	200	14	1,7	2,4	6204				
		400	650		250		2,0	2,8					
		500	800		315		2,3	3,3					
		650	1000		380		2,7	3,9					
		800	1200		465		3,2	4,6					
		400			500		3,4	4,9					
		500	1000		600		4,0	5,7					
		650	1200		700		4,5	6,5					
		800			750		4,8	6,9					
		1000			950		6,0	8,6					
		1200			1150		7,1	10,2					
					1400		8,5	12,3					
	108				500		20	200		14	2,5	3,2	6204
			400		650			250			2,9	3,7	
		500	800	315	3,4	4,4							
		650	1000	380	4,0	5,1							
		800	1200	465	4,7	6,1							
		400		500	5,0	6,4							
		500	1000	600	5,8	7,5							
		650	1200	700	6,6	8,6							
		800		750	7,0	9,1							
		1000		950	8,7	11,3							
		1200		1150	10,4	13,5							
				1400	12,4	16,2							

Bandbreite	Ød	L [mm]	SW	Masse in kg		Kugellager-typ
				dreh. Teile	gesamt	
650	25	250	18	2,0	3,2	6205
800		315		2,4	3,9	
1000		380		2,7	4,5	
800 1200		465		3,2	5,3	
1400		530		3,6	5,9	
1000 1600		600		4,0	6,6	
1200		700		4,6	7,6	
650		750		4,8	8,1	
1400		800		5,1	8,6	
1600		900		5,7	9,5	
800		950		6,0	10,0	
1000		1150		7,1	12,0	
1200		1400		8,6	14,4	
1400		1600		9,7	16,3	
1600	1800	10,8	18,3			
	25	250	18	2,9	4,2	6205
		315		3,5	5,0	
		380		4,0	5,8	
		465		4,7	6,8	
		530		5,2	7,6	
		600		5,8	8,5	
		700		6,7	9,7	
650		750		7,1	10,3	
1400		800		7,5	10,9	
1600		900		8,3	12,1	
800		950		8,7	12,8	
1000		1150		10,4	15,2	
1200		1400		12,4	18,3	
1400		1600		14,1	20,7	
1600		1800		15,8	23,2	

¹⁰⁸ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 126
¹⁰⁹ Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 125

5.2.7 Förderbandrahmen

Der Hauptteil des Rahmens – das Mittelstück – besteht aus U-Stahl nach DIN 1026. Die Enden des U-Stahls werden mit Flachstahl verschweißt. Diese dienen als Befestigungsgrundlage für die gebogenen U-Bleche und zum Spannen der Spannlager. In Abbildung 71 ist ein Förderbandrahmen abgebildet.

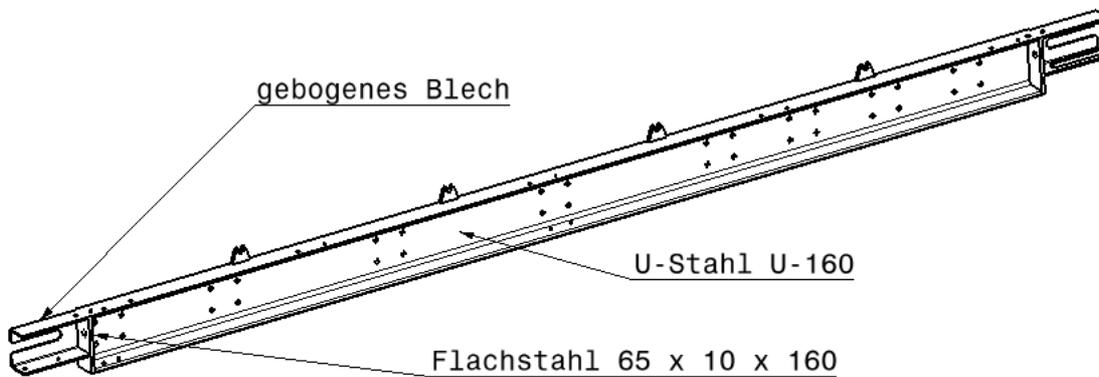


Abbildung 71: Förderbandrahmen

An den Rahmen werden sämtliche weiteren Bauteile angeschraubt. Lediglich die Halterungen der oberen Tragrollen werden an der Oberseite des U-Profiles, plan mit der Rückseite, verschweißt.

Zum Befestigen der verschraubten Bauteile befinden sich im Rahmen die zugehörigen Lochbilder. So befinden sich an der Oberseite des Rahmens die Bohrungen zum Befestigen der Fördergurtbegrenzung und des Prallblechs. Im Steg befinden sich die Löcher zum Verschrauben der Versteifungsrippen, der Befestigungskonsolen für die Halterungen des Förderbandes am Fahrzeugrahmen und zur Montage des Innengurtabstreifers. An die Unterseite werden die Halterungen der unteren Tragrollen, der Außengurtabstreifer und die Lagerung der Umlenktrommel befestigt. In Abbildung 72 und Abbildung 73 sind die Befestigungspunkte und deren Bauteile abgebildet.

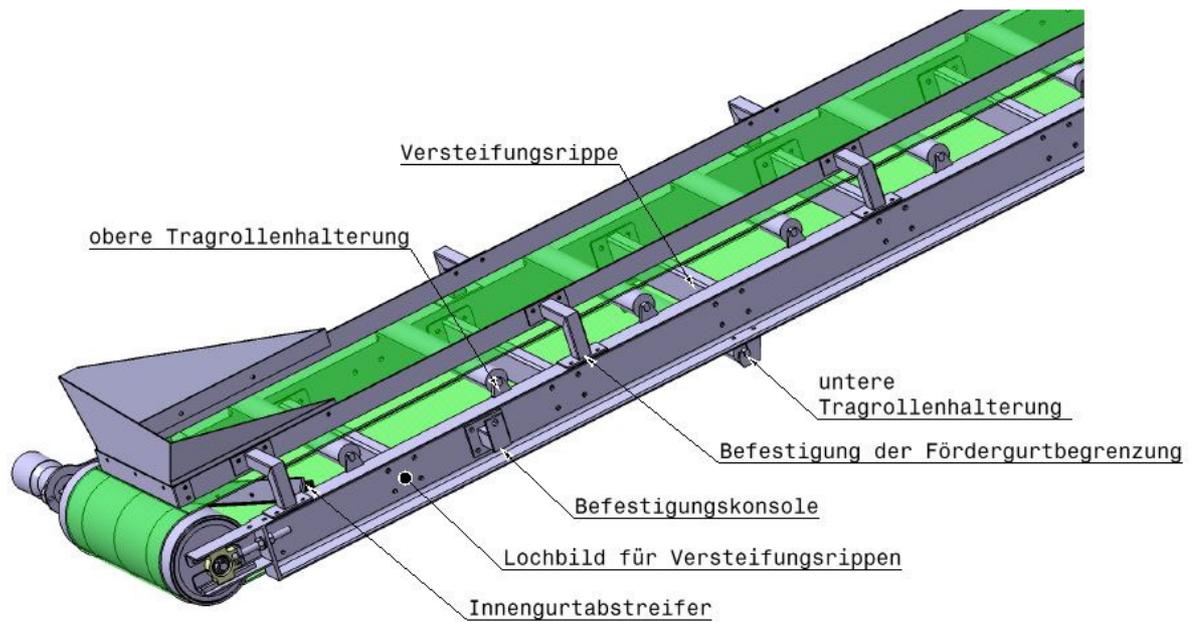


Abbildung 72: Rahmen hinten

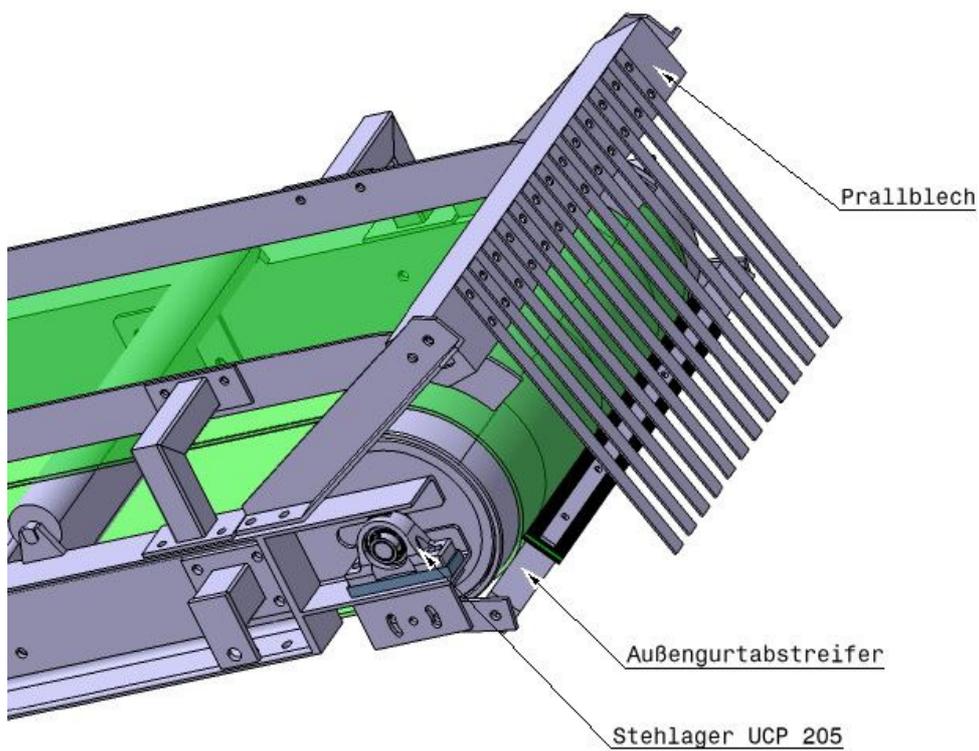


Abbildung 73: Rahmen vorne

5.2.8 Versteifungsrippe

Die Versteifungsrippen verbinden den linken und rechten Förderbandrahmen. Sie geben dem Förderband die notwendige Verwindungssteifigkeit und definieren die Förderbandbreite. In Verbindung der Versteifungsrippen mit den beiden Förderbandrahmenteilern entsteht so ein Leiterraum. Die Versteifungsrippen bestehen aus Formrohren 100 x 40 x 4 nach EN 10210-2 und Flanschplatten aus 6 mm dickem Blech.

Abbildung 74 zeigt eine Versteifungsrippe.

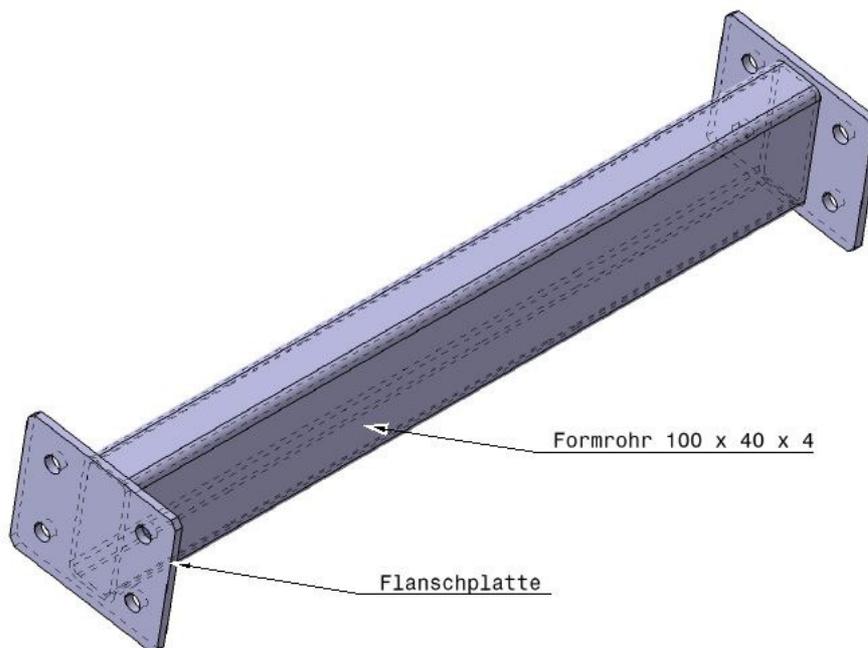


Abbildung 74: Versteifungsrippe

5.2.9 Spannen des Fördergurtes

Der reibschlüssige Antrieb des Förderbandes erfordert eine Mindestvorspannung des Fördergurtes. Bei den beiden Förderbändern erfolgt die Spannung mittels Spannlagern an den Antriebstrommeln. Diese befinden sich bei beiden Förderbändern an der Heckseite. Dort ist eine bessere Erreichbarkeit gegeben und durch Verändern der Trommelachse ergeben sich so keine Änderungen bei der Fördergutabgabe (vgl. Kapitel 5.1.3.4 auf S. 44ff). In Abbildung 75 ist die heckseitige Lagerung der Antriebstrommeln dargestellt.

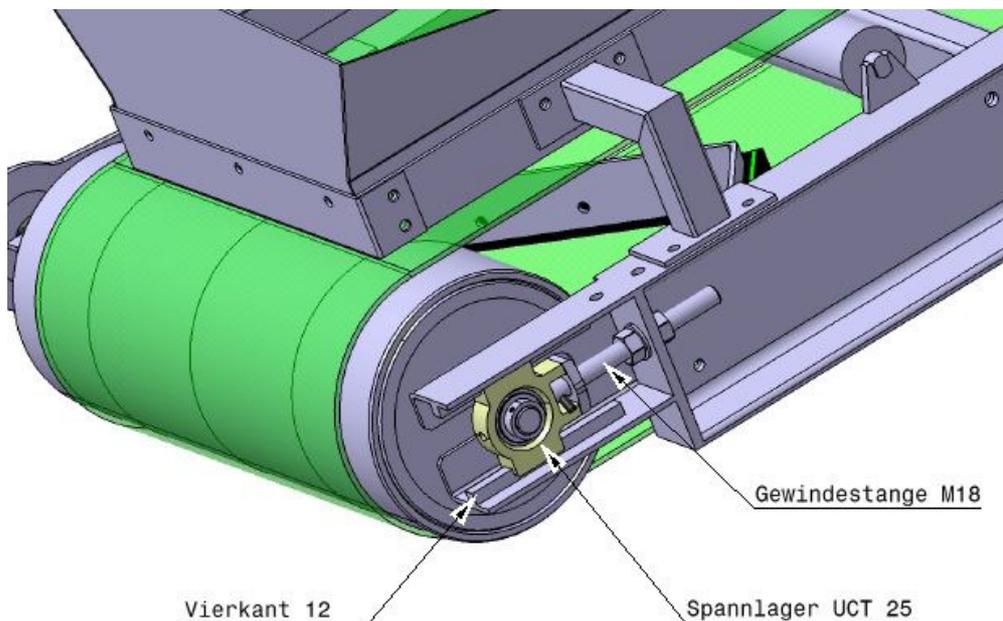


Abbildung 75: Lagerung der Antriebstrommel

Wie aus Abbildung 75 ersichtlich ist, lässt sich das Spannlager entlang des Vierkants mithilfe der Gewindestange verschieben. Durch das Verschieben der Trommelachse lässt sich die Vorspannung des Gurtes verändern und bei Bedarf nachstellen.

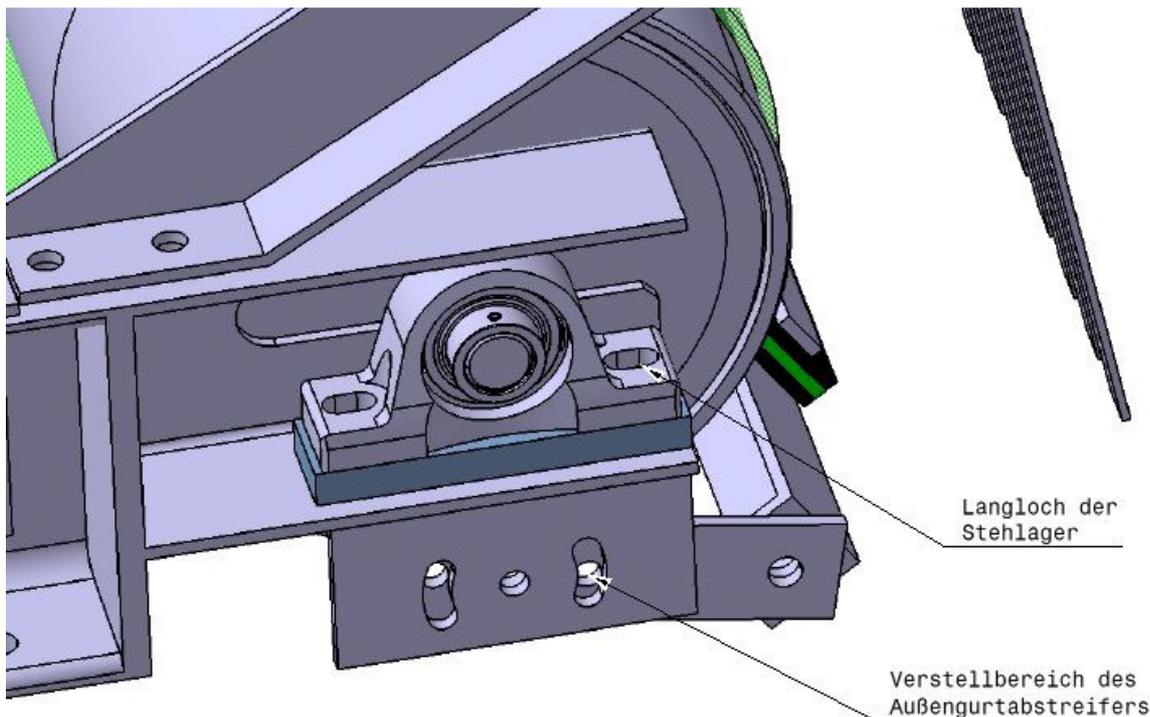


Abbildung 76: Lagerung der Umlenktrummel

In Abbildung 76 ist die Lagerung an der Kopfseite des Förderbandes zu sehen. Die Trommelachse lässt sich bei der Montage des Förderbandes mithilfe der Langlöcher in den Stehlagern exakt orthogonal zum Förderbandrahmen einrichten. Diese werden daraufhin fix mit dem Rahmen verschraubt. Zum Einstellen der Vorspannung muss lediglich die Lagerung an der Heckseite des Förderbandes mithilfe der Spannlager verstellt werden.

Wie in Abbildung 75 und Abbildung 76 zu sehen ist, lässt sich der Trommelachsenabstand mithilfe der Langlöcher im Steg des Rahmens so weit verringern, dass der Fördergurt seitlich auf das Förderband geschoben werden kann. Dies ermöglicht den einfachen Zusammenbau des Förderbandes und, im Falle einer Beschädigung oder des Verschleißes des Gurtes, einen einfachen Austausch.

Spannweg

Laut Hoffmann, Krenn & Stanker (2004, S. 132) lässt die Gurtart und die Gurtlänge auf den erforderlichen Spannweg schließen. In Tabelle 76 sind die zu erwartenden Dehnungen für verschiedene Gurtarten aufgelistet. Der Spannweg s_{sp} lässt sich aus Multiplikation der Dehnung mit dem Achsabstand der Förderstrecke L_{ges} errechnen.

Tabelle 76: Dehnungswerte für verschiedene Gurtarten

$$\frac{s_{Sp}}{L_{ges}} = \begin{cases} 1,0 + 1,5 + 2,0 \% & \text{für Gewebegurte} \\ 0,1 + 0,15 \% & \text{für Stahlseilgurte} \end{cases}$$

Für die beiden Förderbänder ergeben sich somit folgende Werte (siehe Tabelle 77):

Tabelle 77: Werte und Ergebnisse der Spannwegsberechnung

	Querförderband	Längsförderband
Gurtart	Gewebegurt	Gewebegurt
Maximale Dehnung	2 %	2 %
Achsabstand	1.400 mm	3.150 mm
Erforderlicher Spannweg	28 mm	63 mm
Ausgeführter Spannweg	95,5 mm	95,5 mm

Tabelle 77 ist zu entnehmen, dass der Spannweg bei beiden Förderbändern gleich ausgeführt ist. Dies liegt daran, dass beide Förderbänder prinzipiell gleich aufgebaut sind. Sämtliche Bauteile, Zukaufteile und Dimensionierungen sind gleich ausgeführt. Sie unterscheiden sich lediglich durch einen anderen Achsabstand und, bedingt durch die Förderkapazität, eine andere Tragrollenteilung.

In Abbildung 77 ist die Trommelachse bei maximaler Spannung abgebildet. Der Verstellbereich und damit der Spannweg lässt sich von dieser Position bis zum Kontakt des Spannagers mit der Spannmutter stufenlos verstellen.

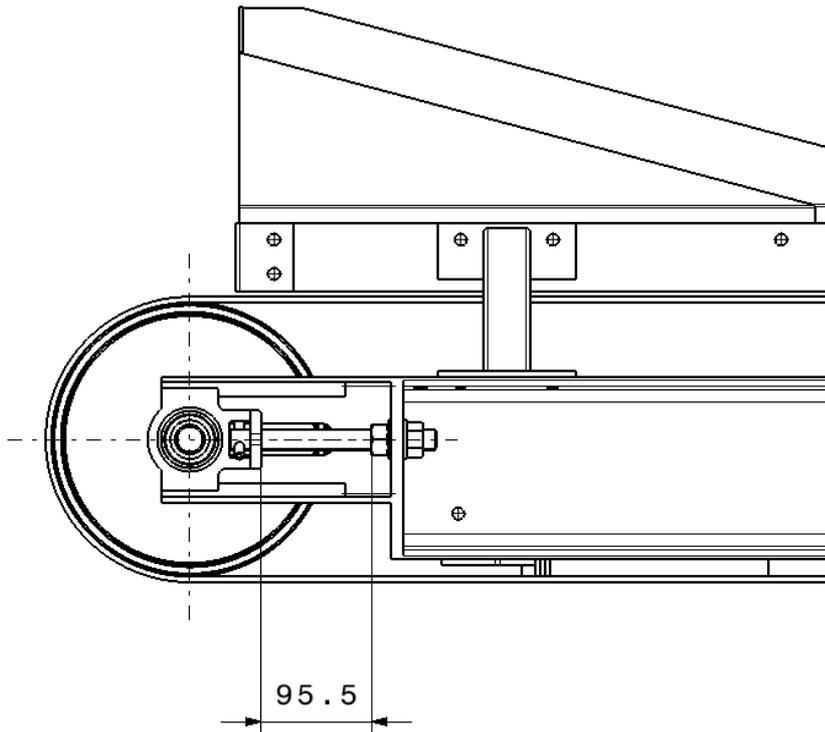


Abbildung 77: Spannweg

5.2.10 Reinigungseinrichtungen

Für den störungsfreien Betrieb der Förderbänder sind beide Förderer mit Reinigungseinrichtungen versehen. Diese sollen verhindern, dass Material am Gurt haften bleibt.

An der Außenseite bleibt der Gurt sauber von Verunreinigungen und an den Engstellen zwischen der Fördergurtbegrenzung und dem Fördergurt kann es zu keinem Verklemmen von anhaftendem Fördergut kommen.

An der Innenseite des Gurtes wird dadurch verhindert, dass sich Material an den Trommeln aufbaut. Im schlimmsten Fall würde dies zum Reißen des Gurtes führen.

In Abbildung 78 ist der Außengurtabstreifer abgebildet.

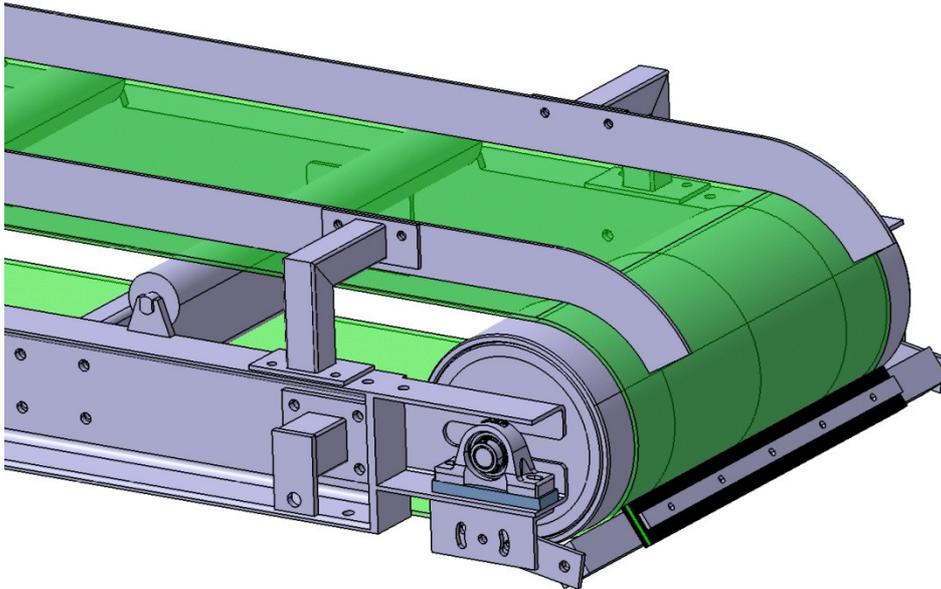


Abbildung 78: Außengurtabstreifer

Der Außengurtabstreifer ist an der Kopfseite des Förderbandes angebracht. Seine Positionierung ist so gewählt, dass abgestreiftes Material auf den nächsten Förderer fällt (vgl. Abbildung 32). Damit wird sichergestellt, dass abgestreifte Erdmandeln nicht verloren gehen. Des Weiteren ist der Außengurtabstreifer in Abstand und Winkel zum Fördergurt verstellbar, um eine optimale Anpassung des Abstreifers an den Fördergurt zu erreichen. In Abbildung 79 sind diese Verstellmöglichkeiten dargestellt.

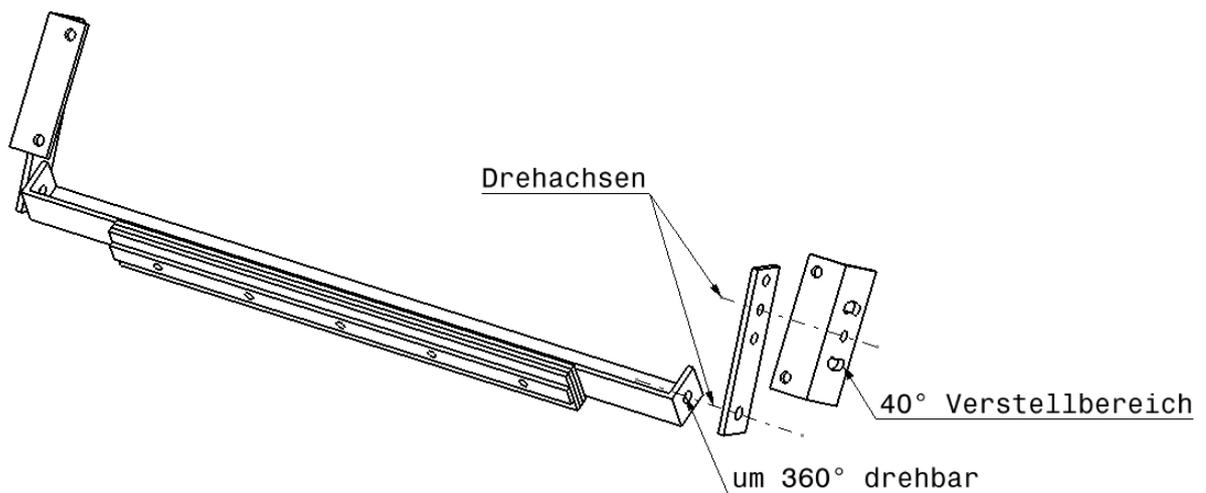


Abbildung 79: Verstellmöglichkeiten des Außengurtabstreifers

In Abbildung 80 ist der Innengurtabstreifer dargestellt. Er ist unmittelbar vor der Antriebstrommel positioniert um zu gewährleisten, dass der Gurt beim Passieren der Antriebstrommel frei von Verunreinigungen ist.

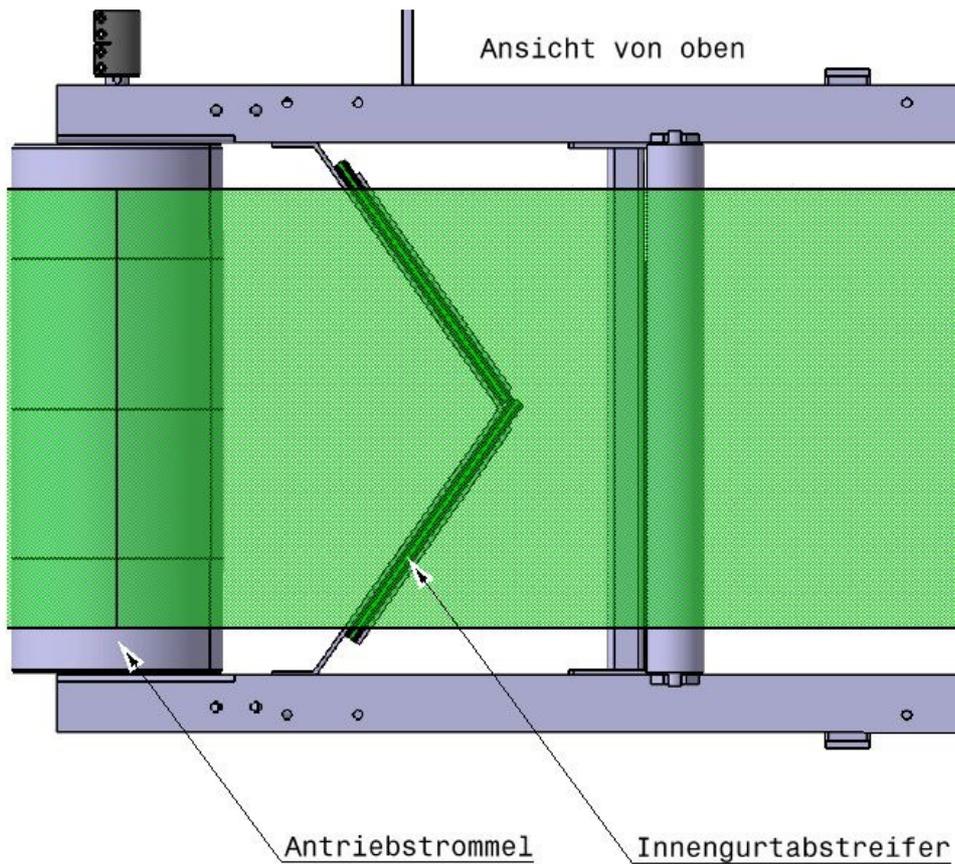


Abbildung 80: Innengurtabstreifer

5.2.11 Prallblech

Das Prallblech ist an der Kopfseite des Förderbandes angebracht. Es soll verhindern dass durch unvorhergesehene Ereignisse Material bei der Fördergutübergabe zu weit geworfen wird (vgl. Kapitel 5.1.3.4). Das Fördergut soll so durch das Prallblech gezielt auf den nächsten Förderer gelenkt werden.

In Abbildung 81 ist das Prallblech und dessen Position am Förderband dargestellt.

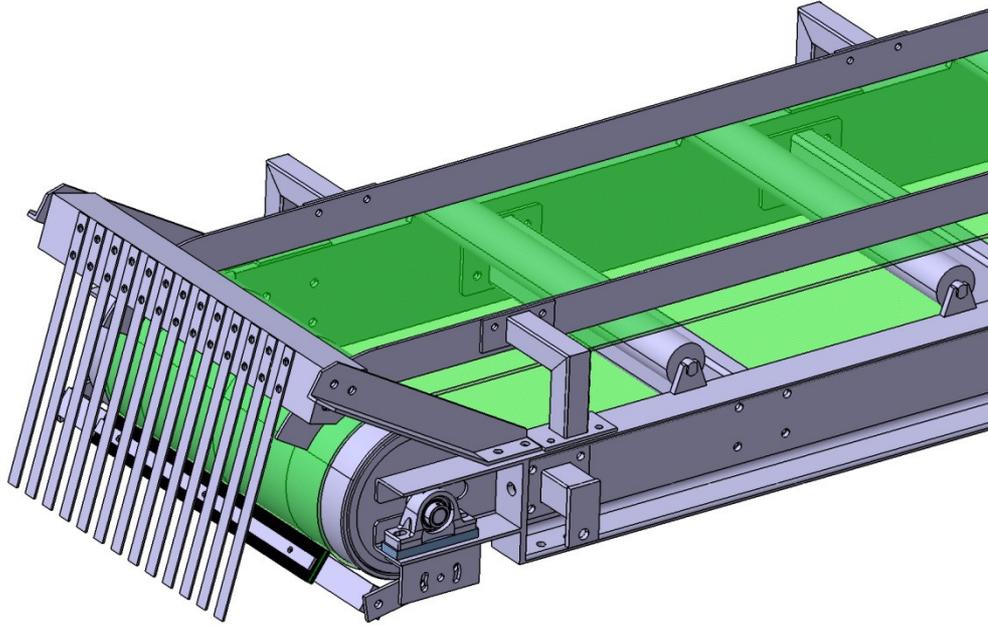


Abbildung 81: Prallblech

Das Prallblech ist an den beiden seitlichen Befestigungsarmen drehbar gelagert. Dies ermöglicht die Winkelverstellbarkeit des Prallbleches zum Förderband und damit – falls erforderlich – die Begrenzung der Wurfweite des Förderbandes.

In Abbildung 82 ist die Verstellmöglichkeit des Prallbleches dargestellt.

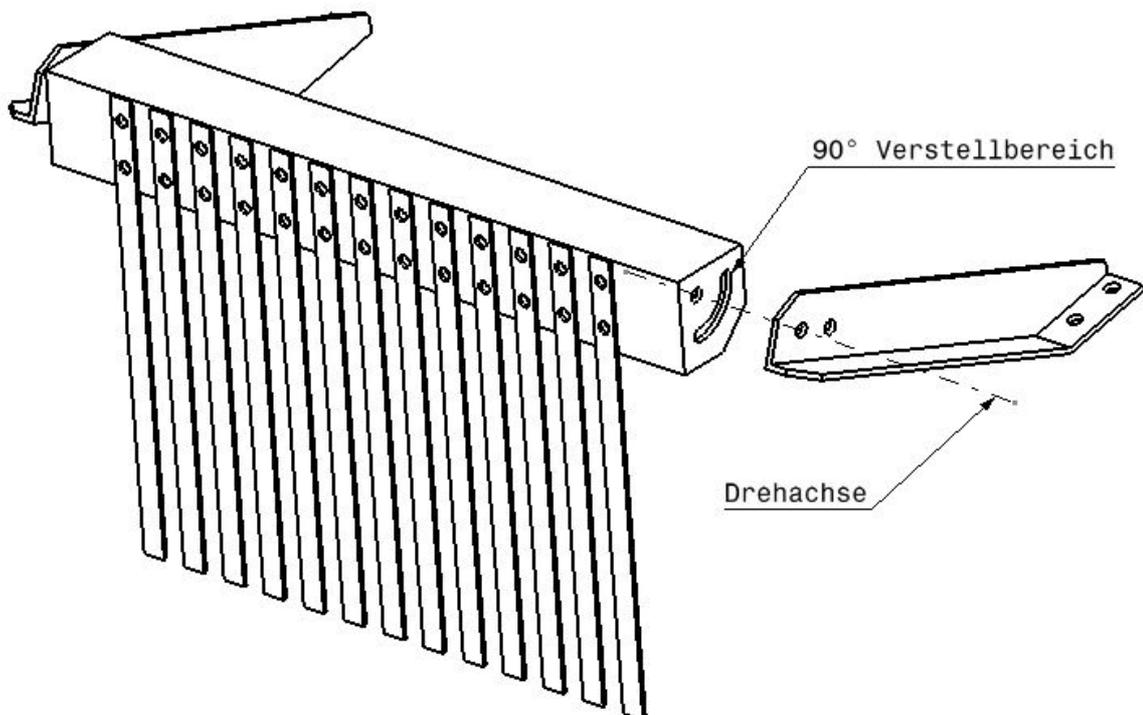


Abbildung 82: Verstellung Prallblech

6 Beschreibung des Gesamtaufbaus

In Abbildung 83 und Abbildung 84 ist das 3D-Model der Erdmandel-Erntemaschine dargestellt. In den Abbildungen sind Teile der hydraulischen Anlage sowie die beiden Förderbänder farblich hervorgehoben.

Die Basis der Maschine bildet das von Herrn Schmaus erarbeitete Fahrgestell. An diesem werden sämtliche Förderer bzw. Anbauteile befestigt.

Die Fördergutaufnahme erfolgt mit einer Rodeschar. Die Dammtrommel übernimmt die Tiefenführung. Über die Rodeschar gelangt das Fördergut auf die erste, kurze Siebkette. Von der ersten wird das Fördergut auf die zweite Siebkette übergeben. In diesem ersten Siebabschnitt erfolgt der Großteil der Erdaussiebung. Diese Aufteilung auf zwei Siebketten soll durch die zusätzliche Fallstufe eine bessere Aussiebung der Erde bewirken. Am Ende der zweiten Siebkette wird der Gutstrom auf den Walzenseparator übergeben. Dort wird der Erdmandelstrom von Steinen, welche größer als der veränderbare Abstand der Walzen sind, getrennt. Im Anschluss an den Walzenseparator folgt die Fräse. Diese soll die Erdmandeln aus dem Wurzelgeflecht trennen.

Diese Teile wurden von Herrn Meyer konstruiert.

Auf die Fräse folgen die beiden Förderbänder. Diese kehren die Flussrichtung des Fördergutes um und fördern das Fördergut in die Siebtrommel.

Die von Herrn Höglinger konstruierte Siebtrommel besteht aus drei modular aufgebauten und miteinander verschraubten Siebabschnitten. In den ersten beiden Abschnitten erfolgt die Aussiebung von Feinteilen. Im dritten und letzten Abschnitt werden die Erdmandeln aussortiert und fallen in eine darunterliegende Kiste. Fördergut, welches größer als die Lochgröße des letzten Abschnittes ist, fällt am Ende der Siebtrommel zurück auf das Feld.

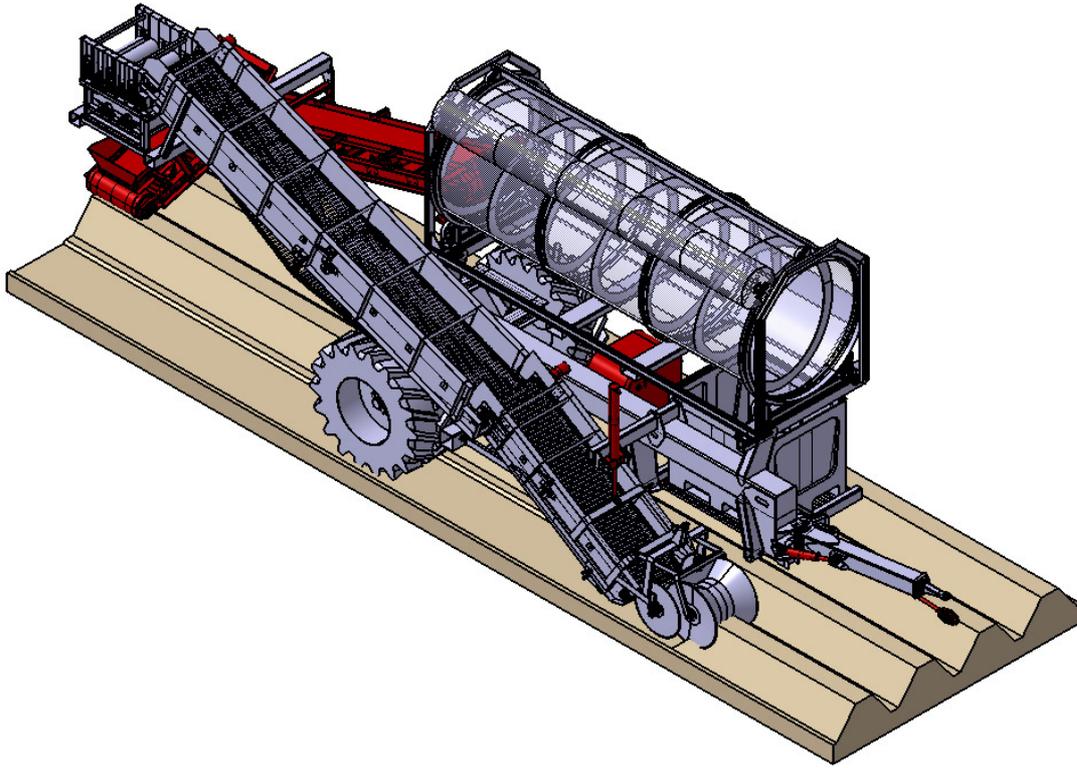


Abbildung 83: Erdmandel-Erntemaschine, Vorderansicht

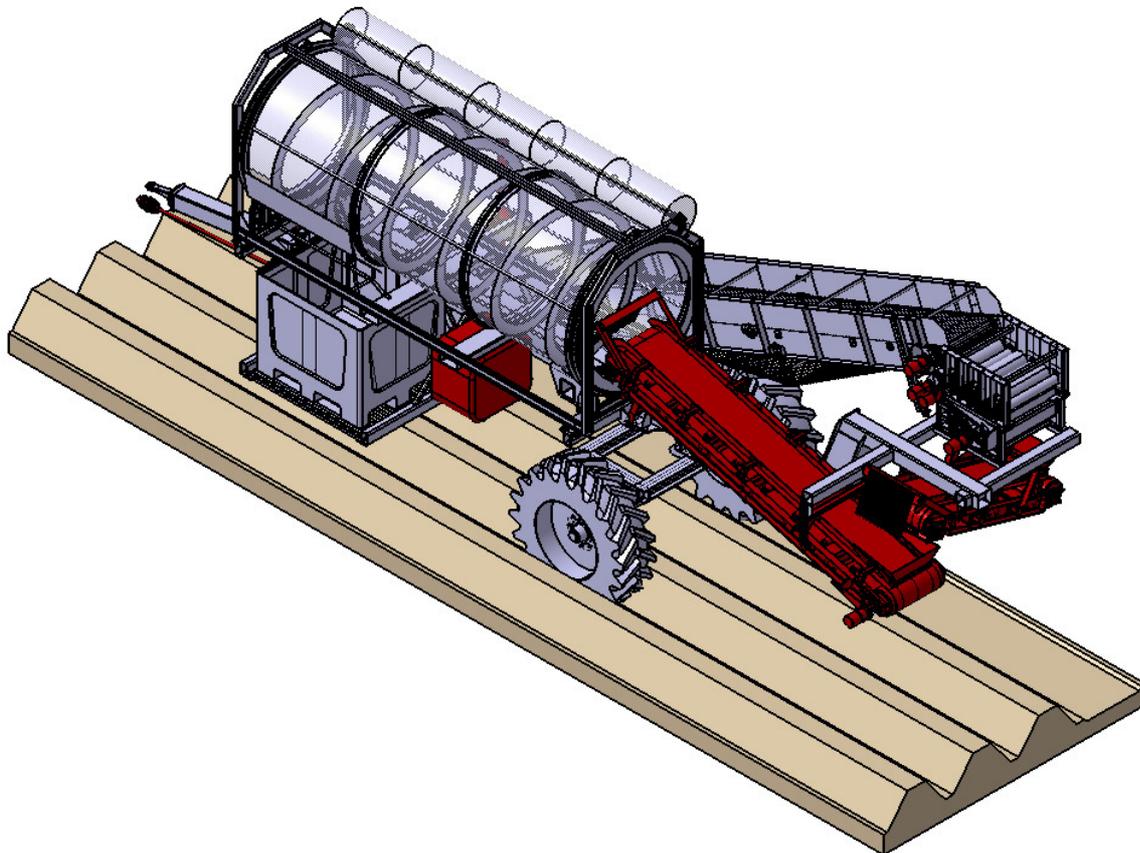


Abbildung 84: Erdmandel-Erntemaschine, Rückansicht

7 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Das *Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik* der *TU Wien* wurde beauftragt, eine Maschine zu entwickeln und zu konstruieren, mit der Erdmandeln geerntet werden können. Aufgrund des Umfangs dieser Aufgabe wurde diese an vier Studenten – Herrn Höglinger, Herrn Meyer, Herrn Schmaus und mich, Robert Schögl – zum Bearbeiten vergeben.

Im Zuge der systematischen Aufarbeitung dieser Aufgabenstellung wurden zuerst die genauen Anforderungen an die Maschine geklärt und dann präzisiert. Diese Anforderungen waren die Grundlage für das darauffolgende Konzipieren der Maschine. Dabei wurde, durch das Kombinieren verschiedener Lösungsmöglichkeiten, der als optimal betrachtete Lösungsweg ermittelt.

Nachdem die Prozessschritte der Maschine festgelegt waren, wurden die Dimensionierung und die Konstruktion der einzelnen Abschnitte auf die vier Studenten aufgeteilt.

Die Auslegung des hydraulischen Antriebes und der Förderbänder wurden im Rahmen dieser Diplomarbeit abgearbeitet.

Um der Aufgabenstellung gerecht zu werden, machte ich mich anfangs mit der Ölhydraulik¹¹⁰ und der fachgerechten Auslegung von Förderbändern vertraut. Daraus resultierte die Dimensionierung der hydraulischen Komponenten, welche in Kapitel 5.1 abgehandelt wird. Im nachfolgenden Kapitel 5.2 wird die Ausführung der Förderbänder begründet. Im Anschluss befindet sich eine kurze Erläuterung des gesamten Aufbaus der Erntemaschine.

Ausblick

Eigentlich hätte der Bau des Prototypen im August 2014 beginnen sollen. Die Kunden entschlossen sich aber, den Bau der Maschine zu verschieben. Das durch den Aufschub des Baus entstandene Zeitfenster ermöglicht, eine eventuelle Förderwürdigkeit und Fördermöglichkeit dieses Prototypen abzuklären. Weiters bietet sich dadurch die Gelegenheit, einzelne Bauteile vorab auf die Erfüllung deren Funktion zu testen. So kann z. B. die Lochgröße der verbauten Lochbleche in der Siebtrommel optimiert werden, bevor diese an der Maschine verbaut werden. Außerdem können eventuell durch den Einsatz von existierenden Kartoffelerntemaschinen (z. B. den Einsatz eines Siebkettenroders, wie er in

¹¹⁰ Durch Besuch und Absolvieren der Lehrveranstaltung "Ölhydraulik" von Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Eduard Doujak

Abbildung 26 abgebildet ist), bereits im Vorhinein zweckdienliche Erfahrungen gesammelt werden. So kann vielleicht der zweckmäßige Abstand der Siebstäbe auf den beiden Siebketten ermittelt werden.

Darüber hinaus bleibt Zeit für eine eventuelle Überarbeitung und Optimierung der bestehenden Baugruppen, da manche für die Einsatzsicherheit der Maschine wichtigen Bauteile nur ungenau auf die auftretenden Belastungen ausgelegt werden konnten. So fehlen z. B. Kennwerte zur exakten Festigkeitsberechnung der Fördergutaufnahme. Solche einsatzrelevanten Bauteile sollten sinnvollerweise vor dem Bau der Maschine optimiert werden.

Für den Bau der Maschine wäre eine Produktionsfirma im näheren Umkreis eines der beiden Kunden von Vorteil. Da sich vermutlich bei den ersten Einsätzen der Maschine eventuell Verbesserungsmöglichkeiten aufzeigen werden, wäre eine kompetente, schnell und unkompliziert agierende Firma der Realisierung dieses wagemutigen Projektes sicherlich dienlich.

Sollte die Einsatz- und Funktionssicherheit der Maschine zufriedenstellend gelöst worden sein, steht der wirtschaftlichen Produktion von Erdmandeln nichts mehr im Wege und die einheimischen Erdmandelanbauflächen könnten ausgeweitet werden. Die österreichische Landwirtschaft wäre damit um eine interessante Nutzpflanze reicher.

8 Literaturverzeichnis

8.1 Verwendete Literatur

Doujak, E. (2011). Skriptum Ölhydraulik. Wien: Institut für Energietechnik und Thermodynamik, TU Wien.

Grösel, B. (2002). Grundzüge der Transport- und Fördertechnik. Wien: Institut für Konstruktionslehre und Fördertechnik, TU Wien.

Hoffmann, K., Krenn, E., & Stanker, G. (2004). *Fördertechnik, Band 2, Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen, Logistik, 5. Auflage*. Wien: Oldenbourg Verlag.

Pahl, G., & Beitz, W. (2006). Konstruktionslehre, Grundlage erfolgreicher Produktentwicklung, Methoden und Anwendung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

Paland, E.-G. (2002). Technisches Handbuch. Herzogenaurach: Schaeffler KG, INA.

Schwarze, H. (o.J.). Skript zum Versuch: Druckverlust in hydraulischen Systemen. Clausthal: Technische Universität Clausthal.

Will, D., Gebhardt, N., & Ströhl, H. (2007). Hydraulik, Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. (3., neu bearbeitete und ergänzte Auflage) . Berlin Heidelberg: Springer Verlag.

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Erdmandeln	6
Abbildung 2: Erstellung der Dämme	6
Abbildung 3: Erdmandelfeld	7
Abbildung 4: Die Erdmandel als Verdickung der Wurzeln	7
Abbildung 5: Prozess des Erstellens der Anforderungsliste	9
Abbildung 6: Leitlinie mit Hauptmerkmalisten	11
Abbildung 7: Anforderungsliste	16
Abbildung 8: Arbeitsschritte beim Konzipieren	17
Abbildung 9: Blockdarstellung der Gesamtfunktion	20
Abbildung 10: Funktionsstruktur	21
Abbildung 11: Morphologischer Kasten	23
Abbildung 12: Morphologischer Kasten mit Wirkstrukturen	24
Abbildung 13: Auswahlliste	25
Abbildung 14: Konzeptvariante 1	27
Abbildung 15: Konzeptvariante 2	28
Abbildung 16: Konzeptvariante 3	29
Abbildung 17: Konzeptvariante 4	30
Abbildung 18: Konzeptvariante 5	31
Abbildung 19: Beförderung des Erntegutes	33
Abbildung 20: Morphologischer Kasten - Förderer	34
Abbildung 21: Skizze Förderteller	35
Abbildung 22: Morphologischer Kasten - Antrieb	35
Abbildung 23: Hauptarbeitsschritte beim Entwerfen	37
Abbildung 24: Dammquerschnitt	38
Abbildung 25: Sankey-Diagramm für den Massenstrom	40
Abbildung 26: Schwingsiebrotter Fabrikat "Kuxmann"	41
Abbildung 27: Förderquerschnitt des Walzenseparator	43
Abbildung 28: Förderquerschnitt Quer- und Längsförderband	45
Abbildung 29: Förderquerschnitt Förderbänder, maximale Exzentrizität	46
Abbildung 30: Fördergutabwurf	47
Abbildung 31: Höhendifferenz Abwurfpunkt - Landepunkt	48
Abbildung 32: Abstand Abwurfpunkt – Mitte Längsförderband	49
Abbildung 33: Wurfparabel des Gutstromes	50
Abbildung 34: Siebtrommelquerschnitt	56
Abbildung 35: Schwerpunkt Abstand Kreisabschnitt	57
Abbildung 36: Fläche, Höhe, Sekante Kreisabschnitt	58
Abbildung 37: Funktionsdiagramm Hydraulikmotor Querförderband	61
Abbildung 38: Druckverlust Hydraulikmotor	64

Abbildung 39: Morphologischer Kasten: Dammentlastung	66
Abbildung 40: Schematische Darstellung der Hydraulischen Entlastung.....	68
Abbildung 41: Kräfte Dammtrommel, Hydraulikzylinder.....	69
Abbildung 42: Geschwindigkeitsdreieck.....	70
Abbildung 43: Auflagekraft Dammtrommel	71
Abbildung 44: Hydraulikpumpe mit Zapfwellengetriebe	74
Abbildung 45: Schaltsymbol Druckbegrenzungsventil	76
Abbildung 46: Symbolische Darstellung der Stromventile.....	77
Abbildung 47: Symbolische Darstellung eines elektrisch angesteuerten 4/3- Wegeventil	78
Abbildung 48: Vorgesteuertes 3-Wege-Druckreduzierventil	80
Abbildung 49: Symbolische Darstellung eines Rückschlagventils	80
Abbildung 50: Position des Tankes auf der Maschine	83
Abbildung 51: Bezeichnung der Komponenten in der schematischen Darstellung der Hydraulikanlage	90
Abbildung 52: Druckabfall in den Antriebssträngen	95
Abbildung 53: Symbolische Darstellung eines Filters mit Verschmutzungsanzeige .	97
Abbildung 54: Kostenvergleich der unterschiedlichen Varianten	101
Abbildung 55: Druckreserven.....	104
Abbildung 56: Antriebsvarianten mit Kräfteverlauf	105
Abbildung 57: Kräfteverlauf im Gurt bei Heckantrieb	107
Abbildung 58: Festigkeitsbereiche der Gurteinlagen	108
Abbildung 59: Gurte mit strukturierter Oberfläche.....	110
Abbildung 60: Konizität der Trommeln	113
Abbildung 61: Hauptabmessungen der Antriebstrommeln.....	114
Abbildung 62: Länge Querförderband.....	115
Abbildung 63: Überlappung Quer- und Längsförderband	116
Abbildung 64: Überstand des Längsförderbandes in die Siebtrommel	117
Abbildung 65: Länge Längsförderband.....	118
Abbildung 66: Förderbandbegrenzung	119
Abbildung 67: Anordnung der Tragrollen	119
Abbildung 68: Gurtdurchhang zwischen den Tragrollen	120
Abbildung 69: Minimaler Abstand Begrenzungsblech – Fördergurt.....	121
Abbildung 70: Maximaler Abstand Begrenzungsblech – Fördergurt	122
Abbildung 71: Förderbandrahmen	124
Abbildung 72: Rahmen hinten.....	125
Abbildung 73: Rahmen vorne	125
Abbildung 74: Versteifungsrippe	126
Abbildung 75: Lagerung der Antriebstrommel.....	127
Abbildung 76: Lagerung der Umlenktrommel.....	128
Abbildung 77: Spannweg.....	130

Abbildung 78: Außengurtabstreifer.....	131
Abbildung 79: Verstellmöglichkeiten des Außengurtabstreifers.....	131
Abbildung 80: Innengurtabstreifer	132
Abbildung 81: Prallblech.....	133
Abbildung 82: Verstellung Prallblech.....	133
Abbildung 83: Erdmandel-Erntemaschine, Vorderansicht.....	136
Abbildung 84: Erdmandel-Erntemaschine, Rückansicht.....	136

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Angaben zur Berechnung des Massenstromes	38
Tabelle 2: Rodequerschnitt, Massenstrom, Volumenstrom	39
Tabelle 3: Erdmandeln Ertrag.....	39
Tabelle 4: Daten Schwingsiebbarer Fabrikat "Kuxmann"	41
Tabelle 5: Vergleich Geschwindigkeiten Siebband.....	42
Tabelle 6: Geschwindigkeiten und Drehzahlen des 1. und 2. Siebbandes.....	42
Tabelle 7: Förderkapazität Walzenseparator.....	43
Tabelle 8: Daten Walzenseparator	44
Tabelle 9: Förderkapazität Förderbänder	45
Tabelle 10: Daten Förderbänder	45
Tabelle 11: Kritische Geschwindigkeit von Quer- und Längsförderband	47
Tabelle 12: Daten und Ergebnisse der Reichweitenberechnung des Fördergutes....	49
Tabelle 13: Leistungswerte der Siebbänder, Walzen und Fräse	51
Tabelle 14: Erklärung der Abkürzungen	52
Tabelle 15: Werte des Querförderbandes	53
Tabelle 16: Ergebnisse für das Querförderband.....	53
Tabelle 17: Werte des Längsförderbandes	54
Tabelle 18: Ergebnisse für das Längsförderband.....	55
Tabelle 19: Werte zur Siebtrommel-Leistungsberechnung.....	57
Tabelle 20: Fördergutmasse und -volumen in der Siebtrommel.....	57
Tabelle 21: Werte Kreisabschnitt.....	58
Tabelle 22: Werte Siebtrommel-Antriebsleistung	59
Tabelle 23: Übersetzung Siebtrommel - Hydraulikmotor	59
Tabelle 24: Zusammenfassung der Antriebsleistungen.....	60
Tabelle 25: Leistungsdaten Hydraulikmotor Querförderband	60
Tabelle 26: Betriebspunkte der Hydraulikmotoren.....	62
Tabelle 27: Leckölstrom	63
Tabelle 28: Druckverlust Hydraulikmotoren.....	64
Tabelle 29: Hydraulikzylinderabmessungen.....	65
Tabelle 30: Ergebnisse Volumenstrom Hydraulikzylinder	65
Tabelle 31: Auflagekräfte der Dammtrommel bei verschiedenen Drücken.....	71
Tabelle 32: Theoretisch erforderlicher Ölbedarf	72
Tabelle 33: Einteilung der Pumpen nach dem Ausnutzungsgrad.....	73
Tabelle 34: Vergleich Hydraulikpumpen verschiedener Anbieter	75
Tabelle 35: Eingesetzte Wegeventile	79
Tabelle 36: Umwälzzahlen und Behältervolumina.....	82
Tabelle 37: Datenblatt Hydraulikmotor	84
Tabelle 38: Auswahl der Viskositätsklassen.....	85
Tabelle 39: Einsatzgebiet verschiedener Druckflüssigkeiten.....	86

Tabelle 40: Zulässige Strömungsgeschwindigkeiten	87
Tabelle 41: Werte der Querschnittsberechnung für Leitung (46)	87
Tabelle 42: Technische Daten von Hydraulik-Stahlrohren nach EN 10305-4	88
Tabelle 43: Werte und Ergebnisse der Berechnung des Druckverlustes in Leitung (46)	89
Tabelle 44: Vergleich des Druckverlustes bei unterschiedlichen Durchmessern	89
Tabelle 45: Berechnung und Auswahl der Leitungsdurchmesser, Berechnung des Druckverlustes und des Leitungsvolumen	91
Tabelle 46: Druckabfall in den Antriebssträngen	94
Tabelle 47: Datenblatt Hydraulikmotoren - Filteranforderungen	96
Tabelle 48: Auslegung des Kühlersystems	97
Tabelle 49: Mindestgröße des Hydraulikbehälters	99
Tabelle 50: Behälterkostenvergleich	99
Tabelle 51: Kostenvergleich Druckflüssigkeit	100
Tabelle 52: Kostenvergleich Kühler	100
Tabelle 53: Kostenvergleich	101
Tabelle 54: Gewählte Behältergröße, Hydraulikflüssigkeit und Kühlerleistung	102
Tabelle 55: Druckreserven und daraus resultierende Kräfte und Drehmomente ...	103
Tabelle 56: Mindestgurtbreiten	106
Tabelle 57: Gurtkräfte	107
Tabelle 58: Erklärung zu Gleichung 5.24	107
Tabelle 59: Mindestwerte für die Sicherheitszahl S	108
Tabelle 60: Angaben und Ergebnisse der Festigkeitsberechnung	108
Tabelle 61: Auswahltabelle Polyester-Polyamid-Gurte	109
Tabelle 62: Ausnutzung der maximal zulässigen Zugkraft	110
Tabelle 63: Erklärung zu Gleichung 5.26	111
Tabelle 64: Faktor C_{Tr}	111
Tabelle 65: Angaben und Ergebnisse der Trommelminstdurchmesserberechnung	111
Tabelle 66: Genormte Trommeldurchmesser Reihe R 10 nach DIN 22101	111
Tabelle 67: Trommelminstdurchmesser	112
Tabelle 68: Antriebstrommelabmessungen	113
Tabelle 69: Richtwerte für die Konizität	114
Tabelle 70: Daten Fördergurt	118
Tabelle 71: Erklärung zu Gleichung 5.27	120
Tabelle 72: Theoretische Tragrollenteilung	121
Tabelle 73: Tragrollenteilung und Durchhang	122
Tabelle 74: Auswahltabelle für Tragrollendurchmesser	123
Tabelle 75: Auswahltabelle für Tragrollen	123
Tabelle 76: Dehnungswerte für verschiedene Gurtarten	129
Tabelle 77: Werte und Ergebnisse der Spannwegsberechnung	129

11 Abkürzungsverzeichnis

€	Euro
Abk.	Abkürzung
Änder.	Änderung
Anm.	Anmerkung
Ass.Prof.	Assistenzprofessor
bzw.	Beziehungsweise
ca.	circa
ccm	Kubikzentimeter
cm	Zentimeter
d. h.	das heißt
Dipl.-Ing.	Diplom-Ingenieur
Dr.techn	Doktor der Technik
E	Elektro
e.U.	Eingetragener Unternehmer
Erntegeschw.	Erntegeschwindigkeit
etc.	et cetera
exkl.	exklusive
F	Forderung
f	Folgende Seite
Fa.	Firma
ff	Folgenden Seiten
i.d.R	in der Regel
inkl.	Inklusive
k.A.	Keine Angabe
KFG	Kraftfahrgesetz
kg	Kilogramm
kg/ha	Kilogramm pro Hektar
kg/m	Kilogramm je Meter
kg/m ³	Kilogramm je Kubikmeter
kg/s	Kilogramm je Sekunde
km/h	Kilometer pro Stunde
kN	Kilonewton
kW	Kilowatt
l/min	Liter pro Minute
lfm	Laufmeter
lt.	laut
m	Meter
m/s	Meter pro Sekunde

m ²	Quadratmeter
m ³ /s	Kubikmeter je Sekunde
Min.	Minuten
mm	Millimeter
MWSt.	Mehrwertsteuer
N	Newton
Nm	Newtonmeter
o.g.	oben genannt
Res.	Resultierend
S.	Seite
Sek.	Sekunden
Std.	Stunden
Stk.	Stück
Strömungsgeschw.	Strömungsgeschwindigkeit
Teile-Nr.	Teile-Nummer
TU	Technische Universität
u.a.	unter anderem
U/min	Umdrehungen pro Minute
Univ.Prof.	Universitätsprofessor
usw.	Und so weiter
vgl.	vergleiche
Vgl.	Vergleiche
W	Wunsch
z. B.	zum Beispiel
Zul.	Zulässig
ZWU	Zapfwellenumdrehungen
µm	Mikrometer

12 Anhang

12.1 Berechnungen

12.1.1 Geschwindigkeitsberechnung des Siebkettenroders "Kuxmann"

$$n_{\text{Zapfwelle}} := 380 \frac{1}{\text{min}} = 6.333 \frac{1}{\text{s}}$$

$$i_{\text{vorne}} := \frac{4}{5} = 0.8$$

$$n_{\text{Querwelle}} := n_{\text{Zapfwelle}} \cdot i_{\text{vorne}}$$

$$n_{\text{Querwelle}} = 5.067 \frac{1}{\text{s}}$$

$$i_{\text{Kettentrieb}} := \frac{13}{28} = 0.464$$

$$n_{\text{Siebkette}} := n_{\text{Querwelle}} \cdot i_{\text{Kettentrieb}}$$

$$n_{\text{Siebkette}} = 141.143 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\omega_{\text{Siebkette}} := 2\pi \cdot n_{\text{Siebkette}}$$

$$\omega_{\text{Siebkette}} = 14.78 \frac{1}{\text{s}}$$

$$r_{\text{Siebkette}} := \frac{0.115}{2} \text{m} = 0.058 \text{m}$$

$$v_{\text{Siebkette}} := \omega_{\text{Siebkette}} \cdot r_{\text{Siebkette}}$$

$$v_{\text{Siebkette}} = 0.85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

12.1.2 Berechnung der Reichweite des Fördergutes durch Förderbandabwurf

(dazugehörige Skizze: siehe Abbildung 30)

$$\alpha := \frac{15}{180} \cdot \pi = 0.262$$

$$v_0 := 1.22 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad h := -408 \text{mm}$$

$$x(t) := v_0 \cdot \cos(\alpha) \cdot t \quad (1)$$

$$z(t) := \frac{-g \cdot t^2}{2} + v_0 \cdot \sin(\alpha) \cdot t \quad (2)$$

vgl. Mech2-Folie '08: S.5
Schmiedmayer 2012

Lösung mittels quadratischer Gleichung

$$a := \frac{-g}{2} \quad b := v_0 \cdot \sin(\alpha) \quad c := -h$$

$$t_1 := \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4a \cdot c}}{2a}$$

$$t_1 = -0.258 \text{s}$$

$$t_2 := \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4a \cdot c}}{2a}$$

$$t_2 = 0.322 \text{s}$$

$$x(t_2) = 379.984 \text{mm}$$

ODER: Lösung mittels Einsetzen

aus (1):

$$t = \frac{x(t)}{v_0 \cdot \cos(\alpha)}$$

einsetzen in (2):

$$z(t) = t^2 \cdot \frac{-g}{2} + t \cdot v_0 \cdot \sin(\alpha) = t \cdot \left(t \cdot \frac{-g}{2} + v_0 \cdot \sin(\alpha) \right)$$

$$z(x) = \frac{x}{v_0 \cdot \cos(\alpha)} \cdot \left(\frac{x}{v_0 \cdot \cos(\alpha)} \cdot \frac{-g}{2} + v_0 \cdot \sin(\alpha) \right)$$

$$z(x) = x^2 \cdot \frac{-g}{2} \cdot \frac{1}{v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2} + x \cdot \tan(\alpha)$$

$$x^2 \cdot \frac{-g}{2} \cdot \frac{1}{v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2} + x \cdot \tan(\alpha) - z = 0$$

für: $z := h$

$$x_1 := \frac{-\tan(\alpha) + \sqrt{\tan(\alpha)^2 - 4 \cdot \left(\frac{-g}{2} \right) \cdot \frac{1}{v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2} \cdot (-z)}}{-g \cdot \frac{1}{v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2}}$$

$$x_1 = -0.304\text{m}$$

falsche Teillösung, da x größer 0 sein muss

$$x_2 := \frac{-\tan(\alpha) - \sqrt{\tan(\alpha)^2 - 4 \cdot \left(\frac{-g}{2} \right) \cdot \frac{1}{v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2} \cdot (-z)}}{-g \cdot \frac{1}{v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2}}$$

$$x_2 = 379.984\text{mm}$$

Weiter vereinfachen:

$$x = \frac{\frac{-\sin(\alpha)}{\cos(\alpha)} - \sqrt{\frac{\sin(\alpha)^2}{\cos(\alpha)^2} - 2g \cdot h \cdot \frac{1}{v_0 \cdot \cos(\alpha)^2}}}{-g} \cdot v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2$$

$$x = v_0 \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{-v_0 \cdot \sin(\alpha) - \sqrt{v_0^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 2g \cdot h}}{-g}$$

$$\overset{\text{w}}{x} := v_0 \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{-v_0 \cdot \sin(\alpha) - \sqrt{v_0^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 2g \cdot h}}{-g}$$

Kontrolle:

$$x = 379.984 \text{ mm}$$

12.1.3 Abwurfparabel

$$v_{\text{Querförderer}} := 1.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$d_{\text{Umlenktrommel}} := 240 \text{ mm}$$

$$r_{\text{Umlenktrommel}} := \frac{d_{\text{Umlenktrommel}}}{2} = 0.12 \text{ m}$$

$$\omega_{\text{Querförderer}} := \frac{v_{\text{Querförderer}}}{r_{\text{Umlenktrommel}}} = 10.167 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\alpha := 15^\circ$$

Förderbandneigung

Berechnung lt. Fördertechnik 2 Hoffmann, Krenn, Stanker S.133

$$v_{\text{kr}} := \sqrt{\frac{d_{\text{Umlenktrommel}} g}{2}} \cdot \cos(\alpha)$$

$$v_{\text{kr}} = 1.066 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{\text{Querförderer}} > v_{\text{kr}}$$

--> Fördergutabgabe laut Skizze von Seite 133 im rechten Winkel auf den Fördergurt

$$v_x := v_{\text{Querförderer}} \cdot \cos(\alpha) = 1.178 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{0y} := v_{\text{Querförderer}} \cdot \sin(\alpha) = 0.316 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Reichweite auf gleicher Höhe

$$v_0 := v_{\text{Querförderer}}$$

$$R := \frac{v_0^2}{g} \cdot \sin(2\delta) = 75.887 \text{ mm}$$

Reichweite

$$h_0 := -408\text{mm}$$

$$R := v_0 \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{v_0 \cdot \sin(\alpha) + \sqrt{v_0^2 \cdot \sin(\alpha)^2 - 2g \cdot h_0}}{g}$$

$$R = 555.556 \frac{\text{K}}{\text{m}} \cdot \text{mm}$$

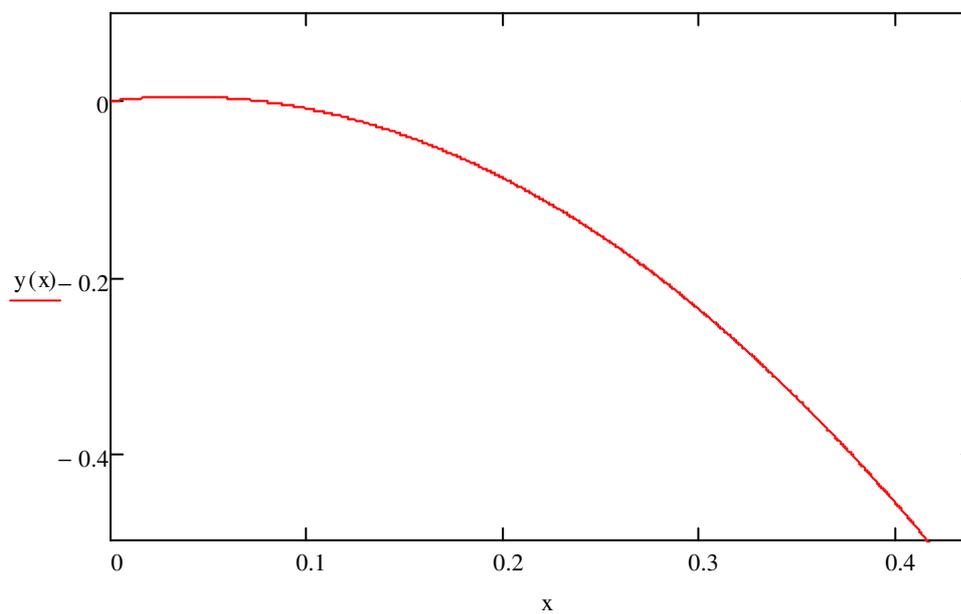
Scheitelpunkt

$$x_S := \frac{\sin(2\alpha)}{2} \cdot \frac{v_0^2}{g} = 37.944\text{mm}$$

$$y_S := \frac{v_0^2 \cdot \sin(\alpha)^2}{2g} = 5.083\text{mm}$$

$$y(x) := x \cdot \tan(\alpha) - \frac{g}{2v_0^2 \cdot \cos(\alpha)^2} \cdot x^2$$

Darstellung:



12.1.4 Tragrollenteilung Querförderband

(vgl. Abbildung 68, S. 120)

$$m_L := 7.68 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad l_R := 0.5\text{m}$$

$$m_G := 4.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad f := 0.005\text{m}$$

$$T := 364.35\text{N}$$

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$q_L := m_L \cdot g$$

$$q_G := m_G \cdot g$$

$$q_L = 75.315 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$q_G = 40.207 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

Given

$$f = \frac{(q_L + q_G) \cdot l_R^2}{8 \cdot T}$$

$$\frac{f}{l_R} = 0.015$$

$$\left(\begin{array}{c} f \\ l_R \end{array} \right) := \text{Find}(f, l_R)$$

$$f = 5.7 \text{ mm}$$

$$l_R = 378.5 \text{ mm}$$

Durchhang für gewählte Tragrollenteilung:

$$l_{R_{\text{gew}}} := 350 \text{ mm}$$

$$f_{\text{gew}} := \frac{(q_L + q_G) \cdot l_{R_{\text{gew}}}^2}{8 \cdot T} = 4.855 \text{ mm}$$

$$\frac{f}{l_R} = 1.4 \%$$

12.1.5 Tragrollenteilung Längsförderband

(vgl. Abbildung 68, S. 120)

$$m_L := 6.98 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad l_R := 0.5\text{m}$$

$$m_G := 4.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad f := 0.005\text{m}$$

$$T := 868.3\text{N}$$

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$q_L := m_L \cdot g \quad q_G := m_G \cdot g$$

$$q_L = 68.45 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad q_G = 40.207 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

Given

$$f = \frac{(q_L + q_G) \cdot l_R^2}{8 \cdot T}$$

$$\frac{f}{l_R} = 0.015$$

$$\begin{pmatrix} f \\ l_R \end{pmatrix} := \text{Find}(f, l_R)$$

$$f = 14.4 \text{ mm}$$

$$l_R = 958.9 \text{ mm}$$

Durchhang für gewählte Tragrollenteilung

$$l_{R'} := 450 \text{ mm}$$

$$f := \frac{(q_L + q_G) \cdot l_{R'}^2}{8 \cdot T} = 3.168 \text{ mm}$$

$$\frac{f}{l_{R'}} = 0.7\%$$

12.1.6 Leistungsberechnung Querbörderband

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Erdbeschleunigung

$$m_E := 62.43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$f_A := 0.85$$

Faktor Abscheideleistung der vorangegangenen Siebelemente d.h. Förderer muss $(1-f_A)$ fördern

$$v := 1.22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$m_L := \frac{m_E (1 - f_A)}{v}$$

$$m_E (1 - f_A) = 9.365 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_L = 7.676 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

längenbezogene Eigenmasse des Fördergutes

$$m_G := 4.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Fördertechnik 2, Hoffmann-Krenn-Stanker, S. 122

$$m_{RO} := 7.5 \text{kg}$$

2,5kg pro Rolle 3 Tragrollen oben

$$m_{Ru} := 0 \text{kg}$$

$$l_{RO} := 0.28 \text{m}$$

lt. Tragrollenberechnung

$$l_{Ru} := 1.4 \text{m}$$

$$L := 1.4 \text{m}$$

$$f := 0.030$$

$$C_f := 2$$

$$\delta_{\text{Grad}} := 15$$

$$\delta := \frac{\delta_{\text{Grad}}}{180} \cdot \pi$$

Steigungswinkel

$$q_L := m_L \cdot g = 75.274 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$q_G := m_G \cdot g = 40.207 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$q_{R0} := \frac{m_{R0}}{l_{R0}} \cdot g = 262.678 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad \frac{m_{R0}}{l_{R0}} = 26.786 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$q_{Ru} := \frac{m_{Ru}}{l_{Ru}} \cdot g = 0 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad \frac{m_{Ru}}{l_{Ru}} = 0 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$W_o := [(q_L + q_G) \cdot \cos(\delta) + q_{R0}] \cdot L \cdot C_f = 31.435 \text{N}$$

$$W_u := (q_G \cdot \cos(\delta) + q_{Ru}) \cdot L \cdot C_f = 3.262 \text{N}$$

$$W_L := W_o + W_u = 34.697 \text{N}$$

Laufwiderstand geneigte F6rderung

$$W_H := q_L \cdot L \cdot \sin(\delta) = 27.275 \text{N}$$

$$L \cdot \sin(\delta) = 0.362 \text{m}$$

$$U := W_L + W_H$$

$$U = 61.97 \text{N}$$

$$P := U \cdot v$$

$$P = 75.6 \text{W}$$

$$d_A := 0.24 \text{m}$$

$$r := \frac{d_A}{2}$$

$$\omega_{S1} := \frac{v}{r} = 10.167 \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_{S1} := \frac{\omega_{S1}}{2 \cdot \pi} = 97.085 \frac{1}{\text{min}}$$

$$M := U \cdot r$$

$$M = 7.4 \text{N} \cdot \text{m}$$

12.1.7 Sonstige Berechnungen des Querrörderbandes

Mindestzugfestigkeit

Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 122

$$B := 500\text{mm}$$

$$k_n := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$F_{\max} := k_n \cdot B$$

$$F_{\max} = 1.25 \times 10^5 \cdot \text{N}$$

Spannweg

Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S. 132

$$s_{\text{Sp}} := 0.02L$$

$$s_{\text{Sp}} = 28 \cdot \text{mm}$$

Treibfähigkeit (Heckantrieb)

$$\mu := 0.05$$

$$\alpha := \pi$$

Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004, S.138, für blanke Stahltrommel und nass und verschmutzt

$$e^{\mu \cdot \alpha} = 1.17$$

$$U = 61.97\text{N}$$

$$T_{1,\min} := U \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

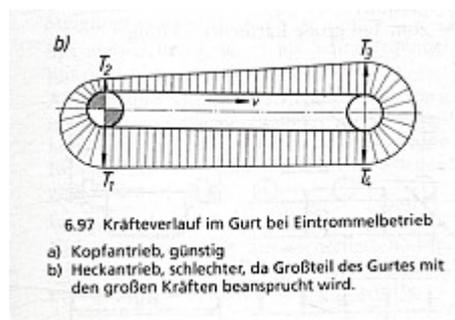
$$T_{1,\min} = 426.3\text{N}$$

$$T_{2,\min} := U \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

$$T_{2,\min} = 364.4\text{N}$$

$$T_1 := T_{1,\min} = 426.326\text{N}$$

$$T_2 := T_{2,\min} = 364.354\text{N}$$



Mindestzugfestigkeit des Gurtes

$$T_{\max} := \max(T_1, T_2) = 426.3\text{N}$$

$$S := 9.5$$

$$B = 500\text{ mm}$$

$$k_{\min} := \frac{T_{\max} \cdot S}{B} = 8.1 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ausnutzung der maximal zulässigen Zugkraft

$$T_{\max.\text{stat}} := \max(T_1, T_2)$$

$$T_{\max.\text{stat}} = 426.326\text{N}$$

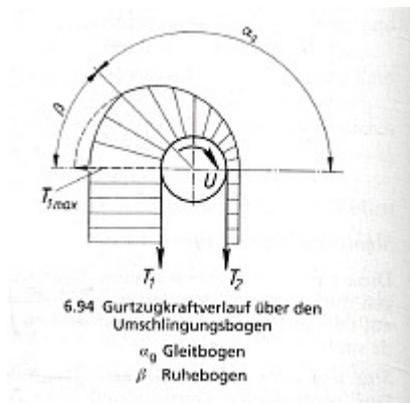
Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004,
S.120

$$S_{\text{stat}} := 9.5$$

$$a := \frac{T_{\max.\text{stat}} \cdot S_{\text{stat}}}{B \cdot k_{\text{n}}}$$

$$a = 3.24\%$$

Spannstation beim Querförderer auch am Heck --> Spannkraften entsprechen T_1 und T_2 ermitteln



Spannen bei Stillstand

$$U := 0\text{N}$$

$$T_1 := T_2$$

$$F_{\text{Sp}} := T_1 + T_2 + U$$

$$F_{\text{Sp}} = 728.7\text{N}$$

12.1.8 Leistungsberechnung Längsförderband

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Erdbeschleunigung

$$m_E := 62.43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$f_A := 0.85$$

Faktor Abscheideleistung der vorangegangenen Siebelemente d.h. Förderer muss $(1-f_A)$ fördern

$$v := 1.342 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$m_L := \frac{m_E (1 - f_A)}{v}$$

$$m_E (1 - f_A) = 9.365 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_L = 6.978 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

längenbezogene Eigenmasse des Fördergutes

$$m_G := 4.1 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

10 kg/lfm Gurt, geschätzt

$$n_o := 6$$

Anzahl Tragrollen oben

$$m_{\text{Rolle}} := 2.5 \text{kg}$$

2,5kg pro Rolle

$$m_{\text{Ro}} := n_o \cdot m_{\text{Rolle}}$$

$$m_{\text{Ro}} = 15 \text{kg}$$

$$n_u := 1$$

$$m_{\text{Ru}} := n_u \cdot m_{\text{Rolle}}$$

$$m_{\text{Ru}} = 2.5 \text{kg}$$

$$l_{\text{Ro}} := 0.450 \text{m}$$

lt. Tragrollenberechnung/Konstruktion

$$l_{\text{Ru}} := 1.575 \text{m}$$

$$L := 3.15 \text{m}$$

$$f := 0.030$$

$$C_f := 2$$

$$\delta_{\text{Grad}} := 15$$

$$\delta := \frac{\delta_{\text{Grad}}}{180} \cdot \pi$$

Steigungswinkel

$$q_L := m_L \cdot g = 68.431 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$q_G := m_G \cdot g = 40.207 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$$

$$q_{R0} := \frac{m_{R0}}{l_{R0}} \cdot g = 326.888 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad \frac{m_{R0}}{l_{R0}} = 33.333 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$q_{Ru} := \frac{m_{Ru}}{l_{Ru}} \cdot g = 15.566 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2} \quad \frac{m_{Ru}}{l_{Ru}} = 1.587 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

$$W_o := [(q_L + q_G) \cdot \cos(\delta) + q_{R0}] \cdot L \cdot f \cdot C_f = 81.615 \text{N}$$

$$W_u := (q_G \cdot \cos(\delta) + q_{Ru}) \cdot L \cdot f \cdot C_f = 10.282 \text{N}$$

$$W_L := W_o + W_u = 91.897 \text{N}$$

Laufwiderstand geneigte Förderung

$$W_H := q_L \cdot L \cdot \sin(\delta) = 55.79 \text{N}$$

$$L \cdot \sin(\delta) = 0.815 \text{m}$$

$$U := W_L + W_H$$

$$U = 147.69 \text{N}$$

$$P := U \cdot v$$

$$P = 198.2 \text{W}$$

$$d_A := 0.24 \text{m}$$

$$r := \frac{d_A}{2}$$

$$\omega_{S1} := \frac{v}{r} = 11.183 \frac{1}{\text{s}}$$

$$n_{S1} := \frac{\omega_{S1}}{2 \cdot \pi} = 106.793 \frac{1}{\text{min}}$$

$$M := U \cdot r = 17.723 \text{N} \cdot \text{m}$$

12.1.9 Sonstige Berechnungen des Längsförderbandes

Mindestzugfestigkeit

Hoffmann, Krenn,
Stanker, 2004, S. 122

$$B := 500\text{mm}$$

$$k_n := 250 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$F_{\max} := k_n \cdot B$$

$$F_{\max} = 1.25 \times 10^5 \cdot \text{N}$$

Spannweg

Hoffmann, Krenn,
Stanker, 2004, S. 132

$$s_{Sp} := 0.02L$$

$$s_{Sp} = 63\text{mm}$$

Treibfähigkeit (Heckantrieb)

$$\mu := 0.05$$

$$\alpha := \pi$$

Hoffmann, Krenn, Stanker, 2004,
S.138, für blanke Stahltrommel
und nass und verschmutzt

$$e^{\mu \cdot \alpha} = 1.17$$

$$U = 147.7\text{N}$$

$$T_{1,\min} := U \cdot \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

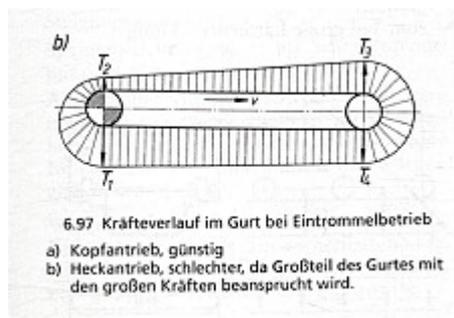
$$T_{1,\min} = 1016\text{N}$$

$$T_{2,\min} := U \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

$$T_{2,\min} = 868.3\text{N}$$

$$T_1 := T_{1,\min} = 1015.98\text{N}$$

$$T_2 := T_{2,\min} = 868.3\text{N}$$



Mindestzugfestigkeit des Gurtes

$$T_{\max} := \max(T_1, T_2) = 1016 \text{ N}$$

$$S := 9.5$$

$$B = 500 \text{ mm}$$

$$k_{\min} := \frac{T_{\max} \cdot S}{B} = 19.304 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ausnutzung der maximal zulässigen Zugkraft

$$T_{\max.\text{stat}} := \max(T_1, T_2)$$

$$T_{\max.\text{stat}} = 1015.984 \text{ N}$$

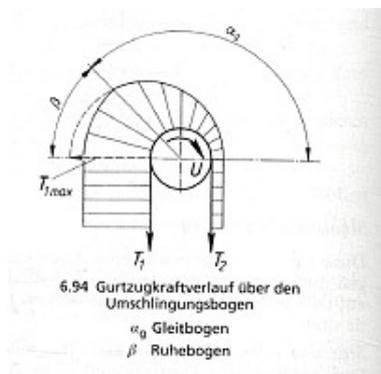
$$S_{\text{stat}} := 9.5$$

Hoffmann, Krenn, Stanker,
2004, S.120

$$a := \frac{T_{\max.\text{stat}} \cdot S_{\text{stat}}}{B \cdot k_n}$$

$$a = 7.72\%$$

Spannstation beim Querförderer auch am Heck --> Spannkraften entsprechen T_1 und T_2 ermitteln



Spannen bei Stillstand

$$U := 0 \text{ N}$$

$$T_1 := T_2 + U$$

$$F_{\text{Sp}} := T_1 + T_2 + U$$

$$F_{\text{Sp}} = 1736.6 \text{ N}$$

12.1.10 Siebtrommelberechnungen

$m_E := 62.43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	gesamter Massenstrom
$f_A := 0.85$	Aussiebung
$m_{FG} := m_E (1 - f_A) = 9.365 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	ankommender Massenstrom
$q_E := 0.04459 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	gesamter Volumsstrom
$q_{FG} := q_E (1 - f_A) = 6.6885 \frac{\text{l}}{\text{s}}$	ankommender Volumenstrom
$t_G := 6$	"Gewindegänge" in der Trommel
$n := 10 \text{min}^{-1}$	Drehzahl der Siebtrommel
$\omega := 2 \cdot \pi \cdot n = 1.047 \frac{1}{\text{s}}$	Winkelgeschw. d.ST
$l := 3.75 \text{m}$	Länge der Siebtrommel
$r := 0.673 \text{m}$	Innenradius der ST
$p := \frac{l}{t_G} = 0.625 \text{m}$	Steigung "Gewinde"
6 Gewindegänge --> Gut bleibt theoretisch 6 Umdrehungen in der Trommel	
$t := \frac{t_G}{n} = 36 \text{s}$	theoretische Verweildauer des Fördergutes in der Trommel
$m_{ST} := m_{FG} \cdot t = 337.122 \text{kg}$	Masse des Gutes, das sich zeitgleich in der Trommel befindet
$q_{ST} := q_{FG} \cdot t = 0.241 \text{m}^3$	Volumen d. FG in d. Trommel
$A := \frac{q_{ST}}{l} = 0.064 \text{m}^2$	

$$h_K := 0.01\text{m} \quad s_K := 0.5\text{m}$$

$$z_S := 0.5\text{m} \quad \alpha := \frac{\pi}{4}$$

Given

$$A = \frac{h_K}{6 \cdot s_K} \cdot (3 \cdot h_K^2 + 4 \cdot s_K^2)$$

$$r = \frac{h_K}{2} + \frac{s_K^2}{8 \cdot h_K}$$

$$s_K = 2 \cdot r \cdot \sin(\alpha)$$

$$z_S = \frac{4 \cdot r \cdot \sin(\alpha)^3}{3 \cdot (2\alpha - \sin(2 \cdot \alpha))}$$

$$\begin{pmatrix} h_K \\ s_K \\ \alpha \\ z_S \end{pmatrix} := \text{Find}(h_K, s_K, \alpha, z_S)$$

$$h_K = 122.227\text{mm}$$

$$s_K = 773.508\text{mm}$$

$$\alpha = 35.077^\circ$$

$$z_S = 600.065\text{mm}$$

Berechnung der Antriebsleistung

$$\delta := \frac{\pi}{180} \cdot 60 = 1.047$$

$$F_G := m_{ST} \cdot g = 3306.037\text{N}$$

$$x_S := z_S \cdot \sin(\delta) = 519.672\text{mm}$$

$$M_G := F_G \cdot x_S = 1718.05\text{N} \cdot \text{m}$$

$$P := M_G \cdot \omega = 1.8\text{kW}$$

$$S := 1.5$$

Sicherheitsfaktor

$$P_G := P \cdot S = 2.7\text{kW}$$

$$M_{ST} := \frac{P_G}{\omega} = 2577.1\text{N} \cdot \text{m}$$

12.1.11 Berechnungen der Hydraulikzylinder

$d_{K.Aus} := 80\text{mm}$	Kolbendurchmesser des Hydr.-zylinders der Aushebung
$d_{St.Aus} := 40\text{mm}$	Kolbenstangendurchmesser des Hydr.-zylinders der Aushebung
$d_{K.Lenk} := 70\text{mm}$	Kolbendurchmesser des Hydr.-zylinders der Lenkung
$d_{St.Lenk} := 35\text{mm}$	Kolbenstangendurchmesser des Hydr.-zylinders der Lenkung
$l_{Aus} := 500\text{mm}$	Hublänge des Hydr.-zylinders der Aushebung
$l_{Lenk} := 150\text{mm}$	Hublänge des Hydr.-zylinders der Lenkung

$A_{K.Aus} := \frac{d_{K.Aus}^2 \cdot \pi}{4} = 5.027 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Kolbenfläche Aushubzylinder
---	-----------------------------

$A_{K.Lenk} := \frac{d_{K.Lenk}^2 \cdot \pi}{4} = 3.848 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Kolbenfläche Lenkungszyylinder
---	--------------------------------

$A_{St.Aus} := \frac{(d_{K.Aus}^2 - d_{St.Aus}^2) \cdot \pi}{4} = 3.77 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Ringkammerfläche Aushubzylinder
--	---------------------------------

$A_{St.Lenk} := \frac{(d_{K.Lenk}^2 - d_{St.Lenk}^2) \cdot \pi}{4} = 2.886 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Ringkammerfläche Lenkungszyylinder
--	------------------------------------

$V_{K.Aus} := A_{K.Aus} \cdot l_{Aus} = 2.513\text{L}$	Ölbedarf zum Füllen der Kolbenkammer; Aushubzylinder
--	--

$V_{K.Lenk} := A_{K.Lenk} \cdot l_{Lenk} = 0.577\text{L}$	Ölbedarf zum Füllen der Kolbenkammer; Lenkungszyylinder
---	---

$V_{St.Aus} := A_{St.Aus} \cdot l_{Aus} = 1.885\text{L}$	Ölbedarf zum Füllen der Ringkammer; Aushubzylinder
--	--

$V_{St.Lenk} := A_{St.Lenk} \cdot l_{Lenk} = 0.433\text{L}$	Ölbedarf zum Füllen der Ringkammer; Lenkungszyylinder
---	---

$V_{K.Aus.Lenk} := V_{K.Aus} + V_{K.Lenk} = 3.091\text{L}$	Maximal benötigtes Ölvolumen zum Füllen beider Zylinder
--	---

12.1.12 Berechnung des erforderlichen Ölstromes für die hydraulische Entlastung

$$v := 1 \frac{\text{km}}{\text{hr}} = 0.278 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Geschwindigkeit des Traktors

$$\beta := \text{atan}\left(\frac{10}{100}\right) = 5.711^\circ$$

Steigung des Geländes (10%)

$$v_{\text{Dtr.v}} := v \cdot \tan(\beta) = 0.0278 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

vertikale Geschwindigkeit der
Dammtrommel

$$a := 2699 \text{mm}$$

Abstand Dammtrommel - Gelenkkopf

$$b := 1544 \text{mm}$$

Abstand Hydraulikzylinder - GK

$$v_{\text{Hy}} := v_{\text{Dtr.v}} \cdot \frac{b}{a} = 0.0159 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Verfahrgeschw. der Kolbenstange

$$R := 40 \text{mm}$$

Radius Kolben

$$r := 20 \text{mm}$$

Radius Kolbenstange

$$A := \pi \cdot (R^2 - r^2) = 0.00377 \text{m}^2$$

Fläche Ringkammer

$$Q := A \cdot v_{\text{Hy}} = 3.594 \frac{1}{\text{min}}$$

erforderlicher Ölstrom

12.1.13 Ausnutzungsgrad, Pumpenleistung

Ausnutzungsgrad

$$V_{\text{mittel}} := 99.6 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$V_{\text{max}} := 107 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

$$\eta_A := \frac{V_{\text{mittel}}}{V_{\text{max}}} = 93.1\%$$

Pumpenleistung

$$Q_{\text{max}} := 107 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 0.0017833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Maximaler Volumenstrom

$$P_{\text{max}} := 143.9 \text{ bar} = 1.439 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Maximaler Druck

$$P_{\text{erf}} := Q_{\text{max}} \cdot P_{\text{max}} = 25.7 \text{ kW}$$

Hydraulische Leistung

$$\eta := 95\%$$

Wirkungsgrad Getriebepumpe

$$P_{\text{zu}} := \frac{P_{\text{erf}}}{\eta} = 27 \text{ kW}$$

Zugeführte mechanische Leistung

12.1.14 Berechnung Tankgröße

$$Q_P := 103 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Förderstrom Hydraulikpumpe

$$U_Z := 30 \frac{\text{l}}{\text{hr}}$$

Umwälzzahl

$$V_{\text{Bmin}} := \frac{Q_P}{U_Z} = 206 \text{ L}$$

Behältervolumen

$$V_R := 0.5 \cdot Q_P = 51.5 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Verbleibende Mindestmenge im Behälter
Einheit: [Liter] - [l/min] ergibt sich aufgrund
MathCAD, Berechnung ergibt nur eine groben
Richtwert

12.1.16 Leckölstrom

$$Q_{100\text{bar}20\text{vg}} := 2.5 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{100\text{bar}35\text{vg}} := 1.8 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{140\text{bar}20\text{vg}} := 3.5 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{140\text{bar}35\text{vg}} := 2.8 \frac{1}{\text{min}}$$

Die Werte sind der Tabell "Leckölstrom" entnommen. Der Index bezeichnet den Druckabfall und die Viskosität.

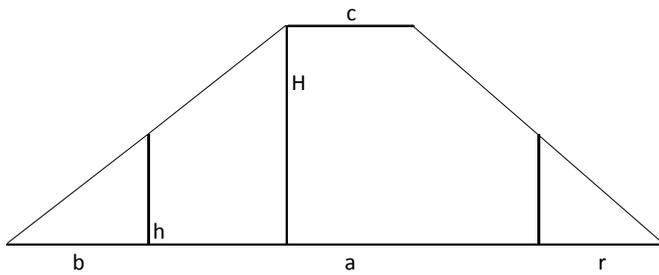
$$Q_{100\text{bar}46\text{vg}} := Q_{100\text{bar}20\text{vg}} + \frac{(46 - 20)}{35 - 20} \cdot (Q_{100\text{bar}35\text{vg}} - Q_{100\text{bar}20\text{vg}}) = 1.287 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{140\text{bar}46\text{vg}} := Q_{140\text{bar}20\text{vg}} + \frac{(46 - 20)}{35 - 20} \cdot (Q_{140\text{bar}35\text{vg}} - Q_{140\text{bar}20\text{vg}}) = 2.287 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{65\text{bar}46\text{vg}} := Q_{140\text{bar}46\text{vg}} - \frac{(140 - 65)}{140 - 100} \cdot (Q_{140\text{bar}46\text{vg}} - Q_{100\text{bar}46\text{vg}}) = 0.412 \frac{1}{\text{min}}$$

$$Q_{60\text{bar}46\text{vg}} := Q_{140\text{bar}46\text{vg}} - \frac{(140 - 60)}{140 - 100} \cdot (Q_{140\text{bar}46\text{vg}} - Q_{100\text{bar}46\text{vg}}) = 0.287 \frac{1}{\text{min}}$$

12.1.17 Massenstromberechnung



Dammbreite a (Sohle)	Dammbreite c (Spitze)	Dammhöhe H	Abschnitt r (je links und rechts)	Dichte Mutter- boden	Volumen- vergrößerungs- faktor	Erntegesch w.	Ertrag Erdmandeln	Damm- abstand
70 cm	20 cm	30 cm	7,4 cm	1750 kg/m ³	1,25	1 km/h	10.000 kg/ha	75 cm
0,7 m	0,2 m	0,3 m	0,074 m			0,28 m/s		0,75 m

Aufnahmebreite (a-2r) (fest/lose)
0,552 m

Ankathede b
0,25 m

Dammlänge pro ha
13.333,33 m/ha

Resthöhe h
0,09 m

Erdmandeln pro lfm Damm
0,75 kg/m

Abschnittsfläche (seitlich, insgesamt)
0,0065712 m²

Erdmandelstrom @ 1 km/h
0,21 kg/s

Rodequerschnittsfläche (des Dammes)
0,1284288 m²

Masse pro lfm Damm
224,75 kg/m

Massenstrom (Mutterboden, wird durch die Vorwärtsbewegung der Maschine auf die Siebkette geschoben)
62,43 kg/s

Volumensstrom
0,04459 m³/s
160,536 m³/h

12.2 **Datenblätter, Zeichnungen, Stücklisten**

HYDRAULIC MOTORS OP



APPLICATION

- » Conveyors;
- » Feeding mechanism of robots and manipulators;
- » Metal working machines;
- » Textile machines;
- » Machines for agriculture;
- » Food industries;
- » Grass cutting machinery etc.



CONTENTS

Specification data	OP-02+04
Function diagrams	OP-05+09
Dimensions and mounting	OP-10
Wheel motor	OP-11
Shaft extensions	OP-12
Permissible shaft loads	OP-13
Order code	OP-17

OPTIONS

- » Model- Spool valve, gerotor;
- » Flange and wheel mount;
- » Motor with needle bearing
- » Side and rear ports;
- » Shafts- straight, splined and tapered;
- » Shaft seal for high and low pressure;
- » Metric and BSPP ports;
- » Other special features.

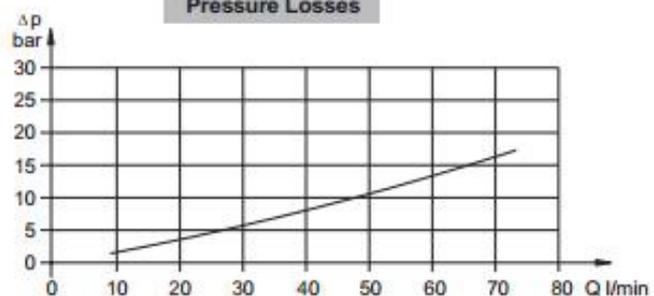
GENERAL

Displacement,	[cm ³ /rev.]	25+623,6
Max. Speed,	[RPM]	1600+95
Max. Torque,	[daNm]	3,3+50
Max. Output,	[kW]	3,3+10,5
Max. Pressure Drop,	[bar]	140+55
Max. Oil Flow,	[l/min]	40+60
Min. Speed,	[RPM]	10
Pressure fluid	Mineral based- HLP(DIN 51524) or HM(ISO 6743/4)	
Temperature range,	[°C]	-30+90
Optimal Viscosity range, [mm ² /s]	20+75	
Filtration	ISO code 20/16 (Min. recommended fluid filtration of 25 micron)	

Oil flow in drain line

Pressure drop (bar)	Viscosity (mm ² /s)	Oil flow in drain line (l/min)
100	20	2,5
	35	1,8
140	20	3,5
	35	2,8

Pressure Losses



SPECIFICATION DATA

Type	OP 25	OP 32	OP 40	OP(W) 50	OP 50...B...	OP(W) 80	OP 80...B...	OP(W) 100	OP 100...B...
Displacement [cm ³ /rev.]	25	32,0	40,0	49,5	49,5	79,2	79,2	99	99
Max. Speed, [RPM]	cont.	1600	1560	1500	1210	1210	755	755	605
	int.*	1800	1720	1750	1515	1515	945	945	755
Max. Torque, [daNm]	cont.	3,3	4,3	6,2	9,4	9,4	15,1	15,1	19,3
	int.*	4,7	6,1	8,2	11,9	11,9	19,5	19,5	23,7
	peak**	6,7	8,6	10,7	14,3	14,3	22,4	22,4	27,5
Max. Output, [kW]	cont.	4,5	5,8	8,4	10,1	10,1	10,2	10,2	10,5
	int.*	6,1	7,8	11,6	12,2	12,2	12,5	12,5	12,8
Max. Pressure Drop, [bar]	cont.	100	100	120	140	140	140	140	140
	int.*	140	140	155	175	175	175	175	175
	peak**	225	225	225	225	225	225	225	225
Max. Oil Flow, [lpm]	cont.	40	50	60	60	60	60	60	60
	int.*	45	55	70	75	75	75	75	75
Max. Inlet Pressure, [bar]	cont.	175	175	175	175	175	175	175	175
	int.*	200	200	200	200	200	200	200	200
	peak**	225	225	225	225	225	225	225	225
Max. Return Pressure w/o Drain Line or Max. Pressure in Drain Line, [bar]	cont. 0-100 RPM	150	150	150	150	100	150	100	150
	cont. 100-300 RPM	75	75	75	75	30	75	30	75
	cont. 300-600 RPM	50	50	50	50	15	50	15	50
	cont. >600 RPM	20	20	20	20	-	20	-	20
Max. Return Pressure with Drain Line, [bar]	cont.	175	175	175	175	175	175	175	175
	int.*	200	200	200	200	200	200	200	200
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft [bar]	cont.	10	10	10	10	10	10	10	10
	int.*	20	20	20	20	20	20	20	20
Min. Starting Torque [daNm]	at max. press. drop cont.	3	4	5,4	7,8	7,8	13,2	13,2	16,6
	at max. press. drop int.*	4,2	5,6	6,9	10	10	16,8	16,8	21
Min. Speed [RPM]		20	15	10	10	10	10	10	10
Weight [kg]	OPF	5,6	5,6	5,7	5,8		5,9		6,1
	OP(F)(E)...B...					5,9 (6,4)		6 (6,5)	6,2 (6,7)
	OPQ(N)				5,2		5,3		5,5
	OP(F)(N)E				6,3		6,4		6,6
	OPW(N)				5,5		5,6		5,8
	OPQ(N)E				5,7		5,8		6,0

* Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

** Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

*** For speeds of 10 RPM or lower, consult factory or your regional manager.

- Intermittent speed and intermittent pressure drop must not occur simultaneously.
- Recommended filtration is per ISO cleanliness code 20/16. A nominal filtration of 25 micron or better.
- Recommended using a premium quality, anti-wear type mineral based hydraulic oil HLP (DIN51524) or HM (ISO 6743/4). If using synthetic fluids consult the factory for alternative seal materials.
- Recommended minimum oil viscosity 13 mm²/s at operating temperatures.
- Recommended maximum system operating temperature is 82°C.
- To assure optimum motor life fill with fluid prior to loading and run at moderate load and speed for 10-15 minutes.

SPECIFICATION DATA (continued)

Type		OP 125 OPW 125	OP 125...B...	OP 160 OPW 160	OP 160...B...	OP 200 OPW 200	OP 200...B...
Displacement, [cm ³ /rev.]		123,8	123,8	158,4	158,4	198	198
Max. Speed, [RPM]	cont.	486	486	378	378	303	303
	int.*	605	605	472	472	378	378
Max. Torque [daNm]	cont.	23,7	23,7	31,3	31,3	36,6	36,6
	int.*	29,8	29,8	37,8	37,8	45,6	45,6
	peak**	36,5	36,5	43,8	43,8	55	55
Max. Output, [kW]	cont.	10	10	10,1	10,1	10	10
	int.*	12	12	12,1	12,1	12	12
Max. Pressure Drop [bar]	cont.	140	140	140	140	140	140
	int.*	175	175	175	175	175	175
	peak**	225	225	225	225	225	225
Max. Oil Flow [l/min]	cont.	60	60	60	60	60	60
	int.*	75	75	75	75	75	75
Max. Inlet Pressure [bar]	cont.	175	175	175	175	175	175
	int.*	200	200	200	200	200	200
	peak**	225	225	225	225	225	225
Max. Return Pressure w/o Drain Line or Max. Pressure in Drain Line, [bar]	cont. 0-100 RPM	150	100	150	100	150	100
	cont. 100-300 RPM	75	30	75	30	75	30
	cont. 300-600 RPM	50	15	50	15	50	15
	cont. >600 RPM	-	-	-	-	-	-
	int.* 0-max. RPM	150	100	150	100	150	100
	cont.	175	175	175	175	175	175
Max. Return Pressure with Drain Line [bar]	int.*	200	200	200	200	200	200
	peak**	225	225	225	225	225	225
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, [bar]		9	9	8	8	7	7
Min. Starting Torque [daNm]	at max. press drop cont.	20,7	20,7	28,2	28,2	33,5	33,5
	at max. press. drop int.*	26,6	26,6	35,5	35,5	42,6	42,6
Min. Speed***, [RPM]		10	10	10	10	10	10
Weight, avg. [kg]	OPF	6,2		6,4		6,6	
	OP(F)(E)... B...		6,3(6,8)		6,5(6,9)		6,7(7,2)
	OPQ(N)	5,6		5,8		6,0	
	OP(F)(N)E	6,7		6,9		7,1	
	OPW(N)	5,9		6,1		6,3	
	OPQ(N)E	6,1		6,3		6,5	

* Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

** Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

*** For speeds of 10 RPM or lower, consult factory or your regional manager.

1. Intermittent speed and intermittent pressure drop must not occur simultaneously.

2. Recommended filtration is per ISO cleanliness code 20/16. A nominal filtration of 25 micron or better.

3. Recommended using a premium quality, anti-wear type mineral based hydraulic oil HLP(DIN51524) or HM (ISO 6743/4).

If using synthetic fluids consult the factory for alternative seal materials.

4. Recommended minimum oil viscosity 13 mm²/s at operating temperatures.

5. Recommended maximum system operating temperature is 82°C.

6. To assure optimum motor life fill with fluid prior to loading and run at moderate load and speed for 10-15 minutes.

SPECIFICATION DATA (continued)

Type		OP(W) 250	OP 250...B...	OP(W) 315	OP 315...B...	OP(W) 400	OP 400...B...	OP 500	OP 630
Displacement, [cm ³ /rev.]		247,5	247,5	316,8	316,8	396	396	495	623,6
Max. Speed, [RPM]	cont.	242	242	190	190	150	150	120	95
	int.*	303	303	236	236	189	189	150	120
Max. Torque [daNm]	cont.	38	47	38	48,6	36	50	39	44
	int.*	58,3	58,3	56	56	59	59	57	64
	peak**	68,5	68,5	85	85	85,4	85,4	78	82
Max. Output, [kW]	cont.	7,5	9,5	5,7	7,6	4,6	6,2	3,5	3,3
	int.*	12	12	9	9	7,8	7,8	7,2	5,6
Max. Pressure Drop [bar]	cont.	110	140	90	120	70	95	60	55
Max. Oil Flow [l/min]	cont.	60	60	60	60	60	60	60	60
	int.*	75	75	75	75	75	75	75	75
Max. Inlet Pressure [bar]	cont.	175	175	175	175	175	175	140	140
	int.*	200	200	200	200	200	200	175	175
	peak**	225	225	225	225	225	225	225	225
Max. Return Pressure w/o Drain Line or Max. Pressure in Drain Line, [bar]	cont. 0-100 RPM	150	100	150	100	150	100	150	150
	cont. 100-300 RPM	75	30	75	30	75	30	75	-
	cont. 300-600 RPM	-	-	-	-	-	-	-	-
	cont. >600 RPM	-	-	-	-	-	-	-	-
Max. Return Pressure with Drain Line [bar]	int.* 0-max. RPM	150	100	150	100	150	100	150	150
	cont.	175	175	175	175	175	175	140	140
	int.*	200	200	200	200	200	200	175	175
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, [bar]	cont.	6	6	5	5	5	5	5	5
	int.*	6	6	5	5	5	5	5	5
Min. Starting Torque [daNm]	at max. press drop cont.	33,6	42,8	34,4	45,8	34,5	46,8	36	41,5
	at max. press. drop int.*	54,2	54,2	61,9	61,9	60,8	60,8	54	62
Min. Speed***, [RPM]		10	10	10	10	10	10	10	10
Weight, avg. [kg]	OPF	6,8		7,1		7,6		8,9	9,5
	OP(F)(E)... B...		6,9(7,4)		7,2(7,7)		7,7(8,2)		
	OPQ(N)	6,2		6,5		6,8		8,3	9,0
	OP(F)(N)E	7,3		7,6		8,1		9,3	10
	OPW(N)	6,5		6,8		7,2			
	OPQ(N)E	6,7		7,0		7,3		8,8	8,5

* Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

** Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

*** For speeds of 10 RPM or lower, consult factory or your regional manager.

- Intermittent speed and intermittent pressure drop must not occur simultaneously.
- Recommended filtration is per ISO cleanliness code 20/16. A nominal filtration of 25 micron or better.
- Recommended using a premium quality, anti-wear type mineral based hydraulic oil HLP(DIN51524) or HM (ISO 6743/4).
If using synthetic fluids consult the factory for alternative seal materials.
- Recommended minimum oil viscosity 13 mm²/s at operating temperatures.
- Recommended maximum system operating temperature is 82°C.
- To assure optimum motor life fill with fluid prior to loading and run at moderate load and speed for 10-15 minutes.

SPECIFICATION DATA for OP...LSV

Low Speed Valve (LSV) "LSV" Series hydraulic motors have been designed to operate with normal pressure drop and to ensure smooth run at low speed (up to 200 RPM), as the best security for operation is guaranteed at frequency of rotation 20 + 50 RPM . They have an increased starting pressure drop and are not recommended for using at pressure less than 40 bar.

Look at specification data for hydraulic motors standard version. The modification concerns only the following parameters: maximum speed, maximum output, maximum Oil flow and maximum starting pressure.

Type		OP 25	OP 32	OP 40	OP 50	OP 80	OP 100	OP 125	OP 160	OP 200	OP 250	OP 315	OP 400	OP 500	OP 630
Max. Speed [RPM]	Cont.	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	190	150	80	64
	Int.*	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	236	190	101	80
Max. Output [kW]	Cont.	0,7	0,9	1,2	2,0	3	3,8	4,9	6,1	7,0	5,2	4,2	3,4	2,9	2,6
	Int.*	1,2	1,5	2,0	3,2	5	6,0	7,2	9,5	9,8	9,1	7,2	6,0	5,0	4,2
Max. Oil Flow [lpm]	Cont.	9,0	11,0	11	15	22	24	30	34	40	40	40	40	40	40
	Int.*	13,5	16,5	14	20	29	33	38	46	50	50	50	50	50	50
Max. Starting Pressure with unloaded Shaft, [bar]		25	25	25	20	20	20	20	15	15	15	12	12	10	10

SPECIFICATION DATA for OP...LL

Low Leakage (LL) "LL" Series hydraulic motors have been designed to operate at the whole standard range of working conditions (pressure drop and frequency of rotation) , but with considerable decreased volumetric losses in the drainage ports. Their main purpose is to operate as series-connected motors in hydraulic systems.

For this version is permissible decreasing of the maximal torque with up to 5% (at middle speed) and up to 10% (at high speed) in comparison to the standard versions of motors.

Look at specification data for hydraulic motors series OP standard version. The modification concerns only the parameters: maximum torque, maximum output, minimum starting torque.

Type		OP 25	OP 32	OP 40	OP 50	OP 80	OP 100	OP 125	OP 160	OP 200	OP 250	OP 315	OP 400	OP 500	OP 630
Max. Torque [daNm]	Cont.	3,1	4,1	5,8	9,0	14,4	18,4	22,5	29,8	34,8	44,6	46,2	47,5	38	42,8
	Int.*	4,3	5,8	7,8	11,3	18,5	22,5	28,3	36,0	43,3	55,4	53,2	56,0	55	62,0
Max. Output [kW]	Cont.	4,3	5,6	8,2	10	10,1	10,4	9,9	10	9,9	9,4	7,5	6,1	3,4	3,2
	Int.*	6,0	7,7	11,5	12	12,3	12,6	11,8	12	11,8	11,8	8,9	7,7	7,1	5,5
Max. Pressure Drop [bar]	Cont.	100	100	120	140	140	140	140	140	140	140	120	95	60	55
	Int.*	140	140	155	175	175	175	175	175	175	175	140	115	90	80
Min. Starting Torque [daNm]	Cont.	4,5	5,7	6,8	7,4	12,5	15,8	19,6	26,8	31,8	40,7	43,5	44,5	46	50
	Int.*	6,0	7,0	8,0	9,5	16,0	20,0	25,2	33,7	40,5	51,5	58,8	57,8	52	60

SPECIFICATION DATA for OP...FR

Free Running version "FR" these are the hydraulic motors with reduced mechanical losses , for which at disengaged condition (unconnected with driving mechanism) the rotation of the shaft could be realized by means of small torque. This advantage is especially useful at operating with high frequencies of rotation (over than 300 min⁻¹) and low pressure drop, which is inbred for types with displacements of up to 200 cm³. It is normal for these for the different condition of operation to have high torque, as well as high volume losses: the values of the volumetric efficiency are lower (up to 5 % for middle and up to 10 % for high values of the pressure drop), than these of the normal versions. That's why the recommended operating for "FR" version is for applications with pressure drop up to 100 bar.

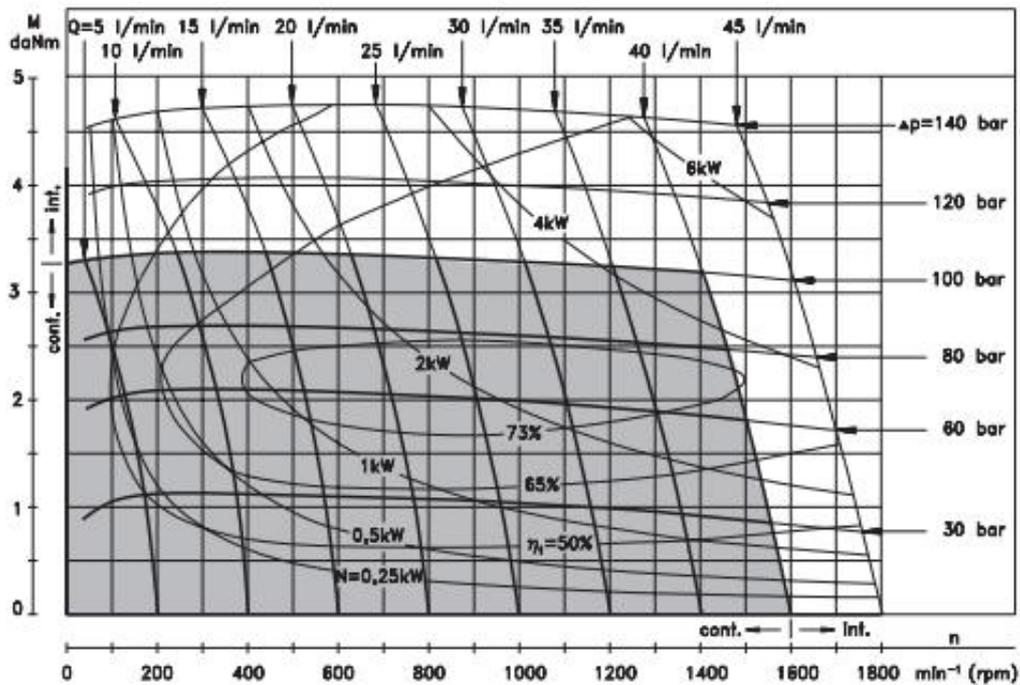
Additional advantages of "FR" version are prolonging of the life of the hydraulic motors at high frequencies of rotation, as well as the possibility to use them in systems with big variation of the loading.

Look at specification data for hydraulic motors series OP standard version. Only the parameter Starting Pressure is modified.

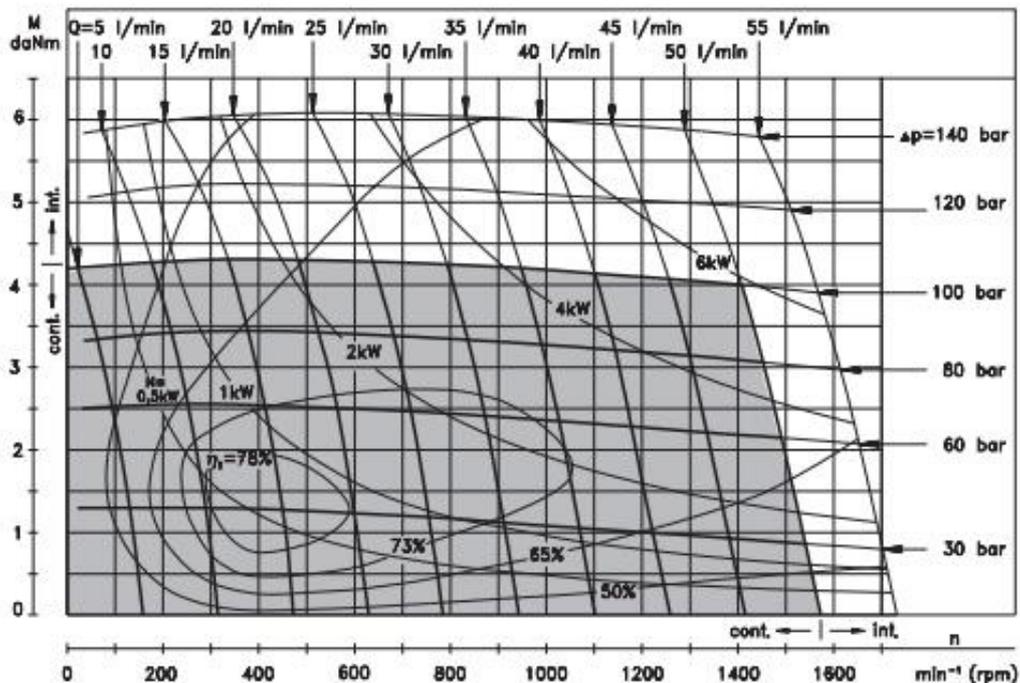
Type	OP 25	OP 32	OP 40	OP 50	OP 80	OP 100	OP 125	OP 160	OP 200
Max. Starting Pressure with Unloaded Shaft, [bar]	8	8	8	8	8	8	7,5	6,5	5,5

FUNCTION DIAGRAMS

OP 25



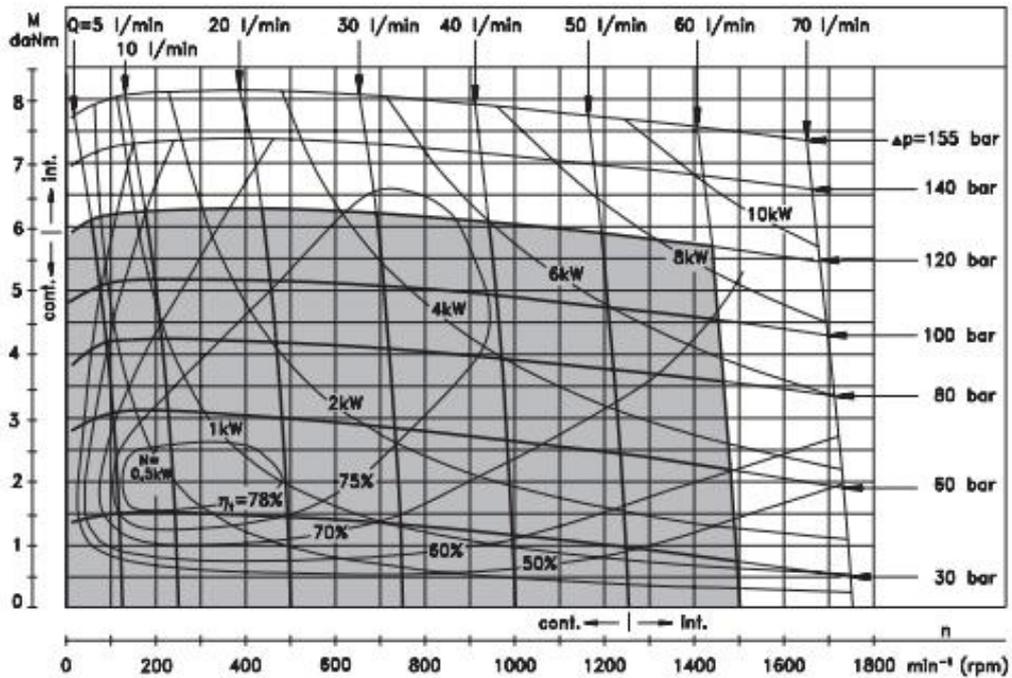
OP 32



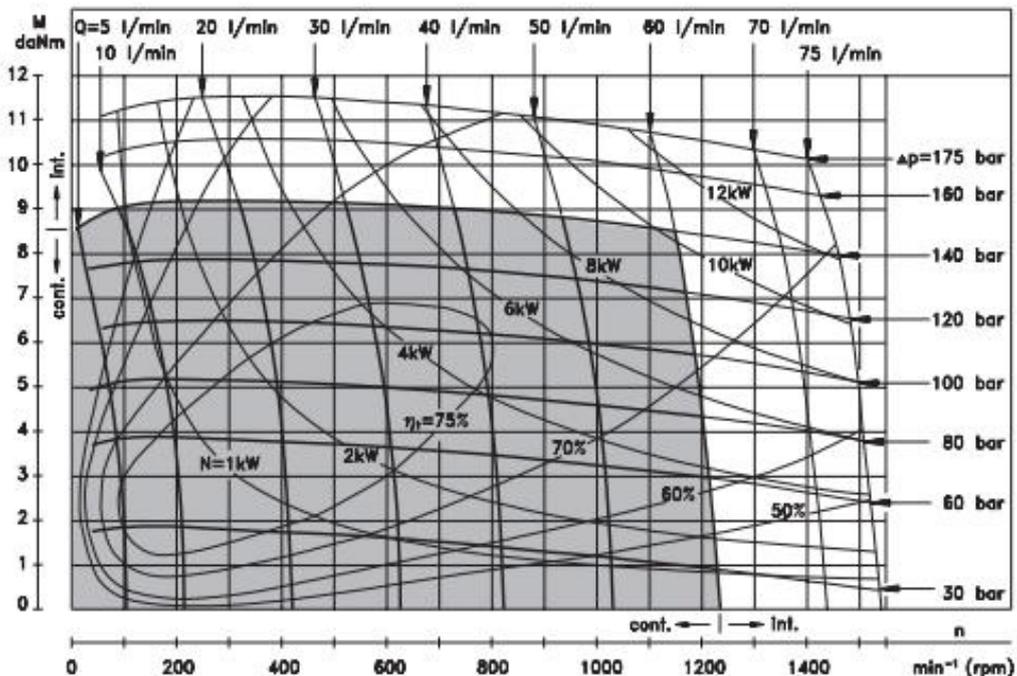
The function diagrams data was collected at back pressure 5+10 bar and oil with viscosity of 32 mm²/s at 50° C.

FUNCTION DIAGRAMS

OP 40



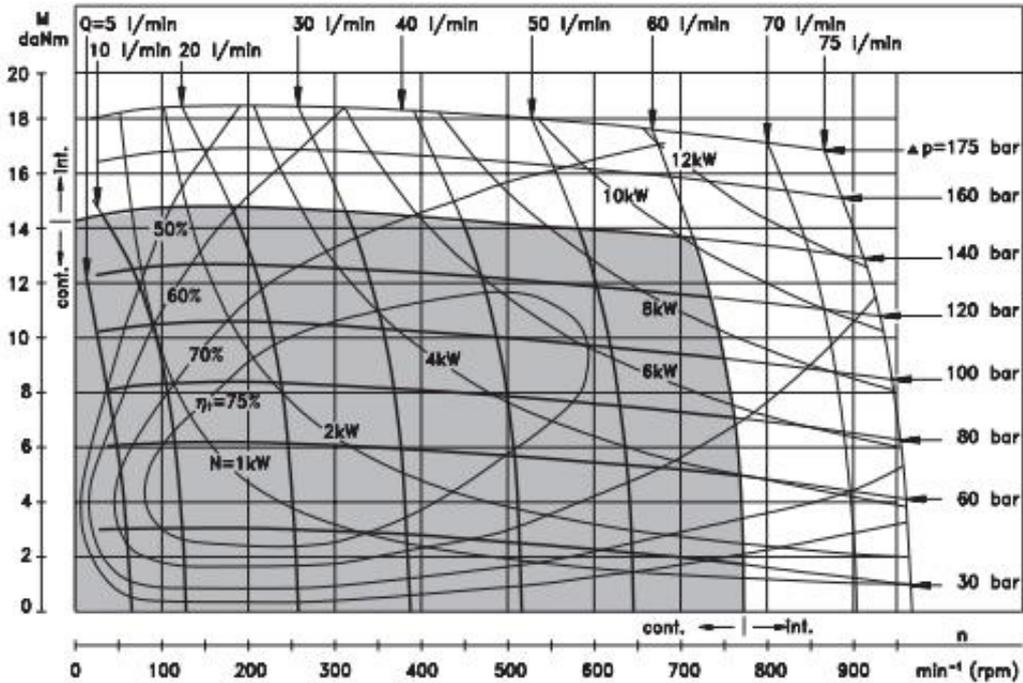
OP 50



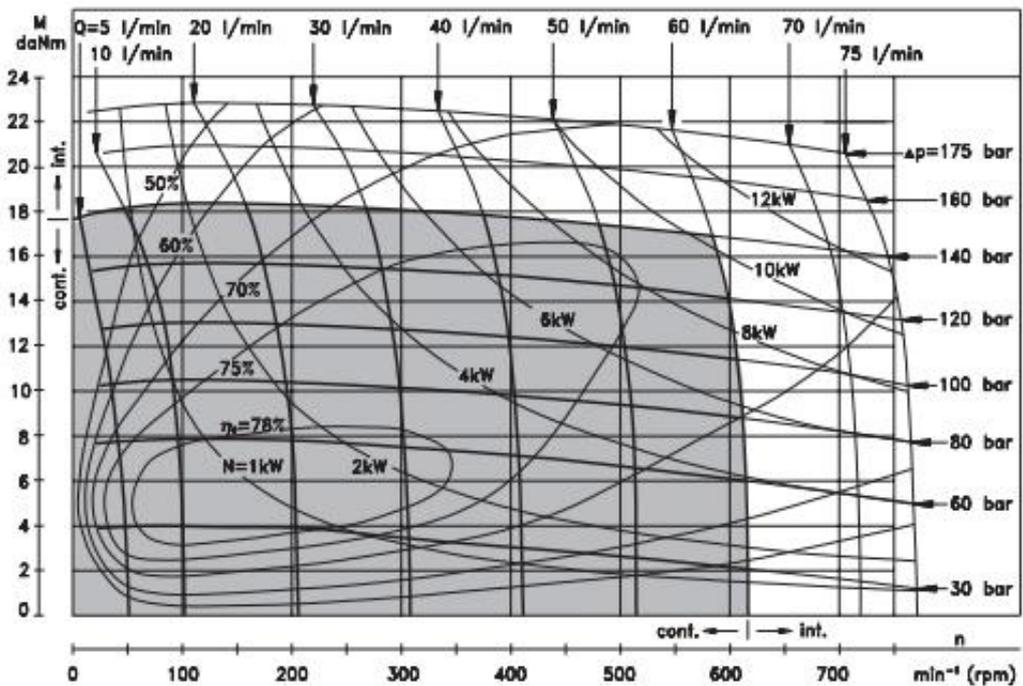
The function diagrams data was collected at back pressure 5+10 bar and oil with viscosity of $32 \text{ mm}^2/\text{s}$ at 50°C .

FUNCTION DIAGRAMS

OP 80



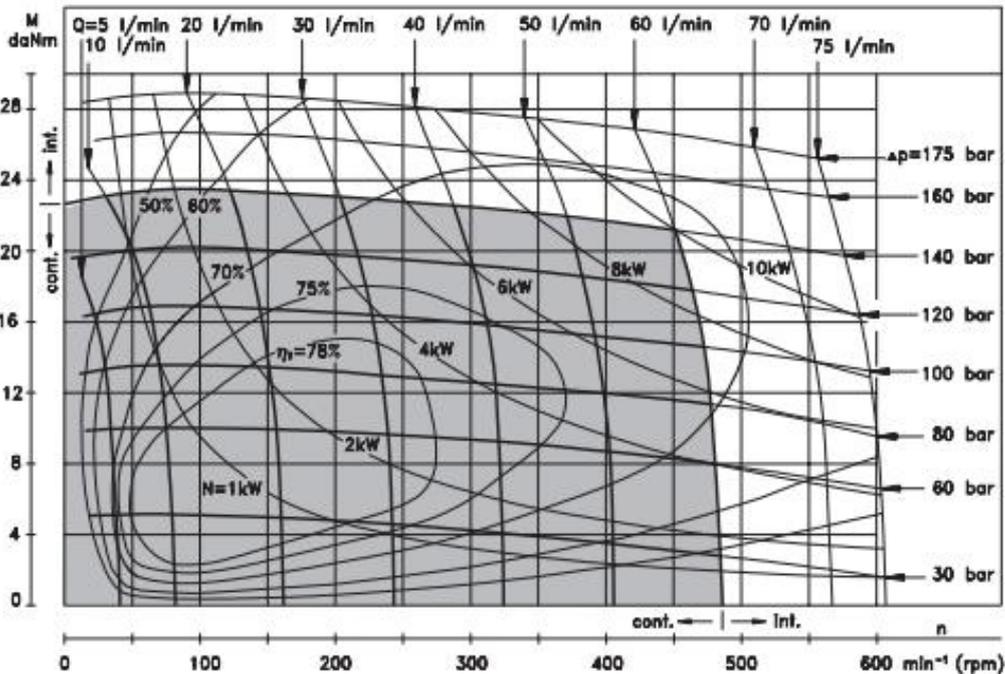
OP 100



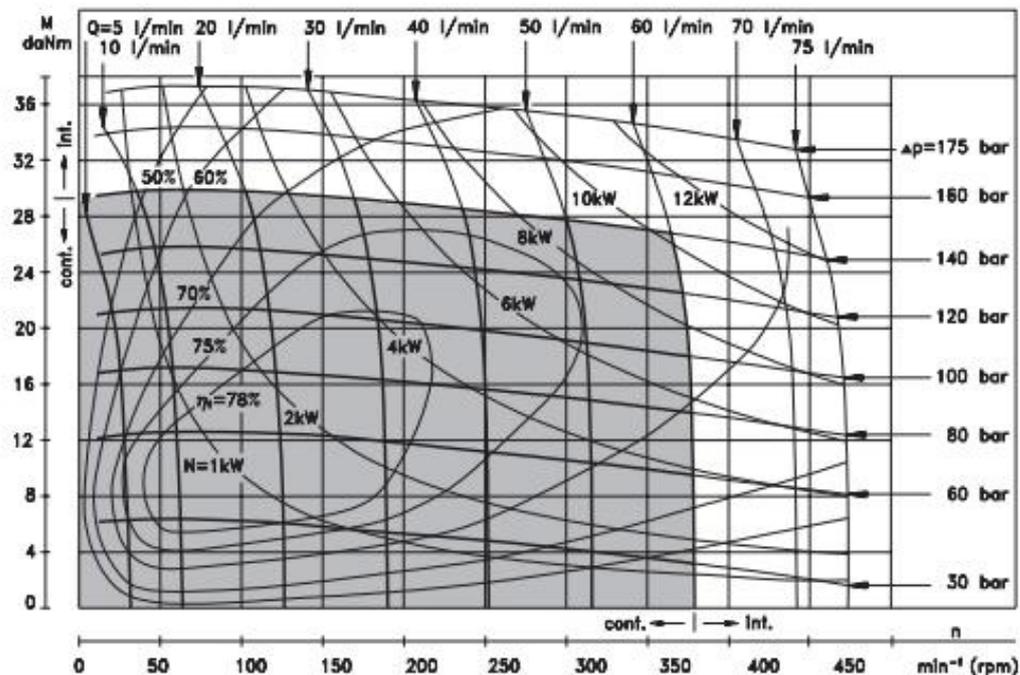
The function diagrams data was collected at back pressure 5+10 bar and oil with viscosity of 32 mm^2/s at 50° C.

FUNCTION DIAGRAMS

OP 125



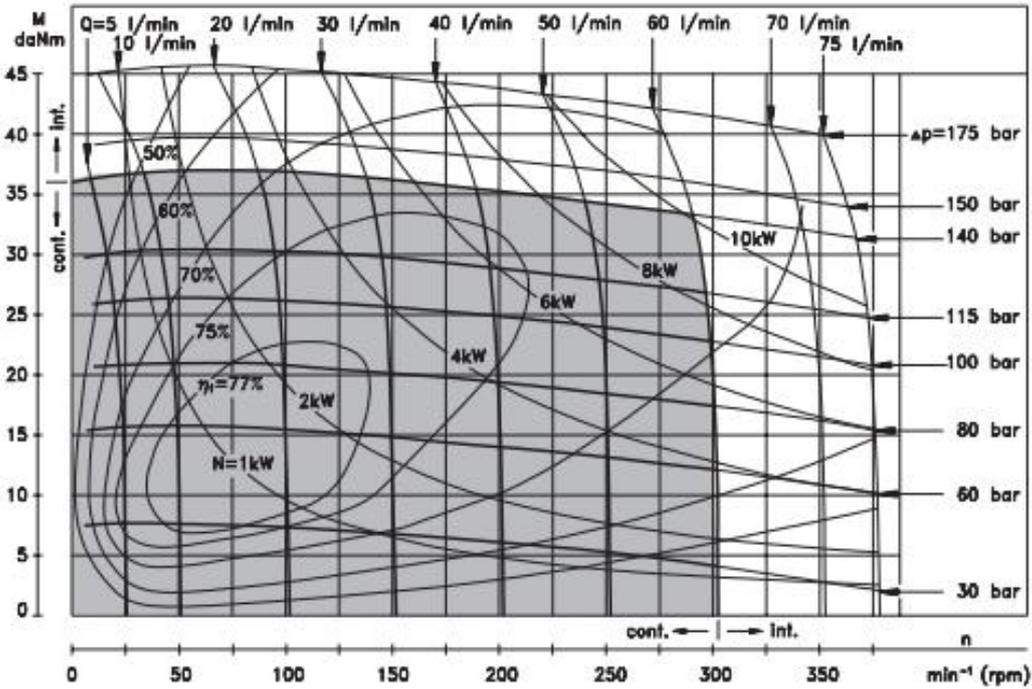
OP 160



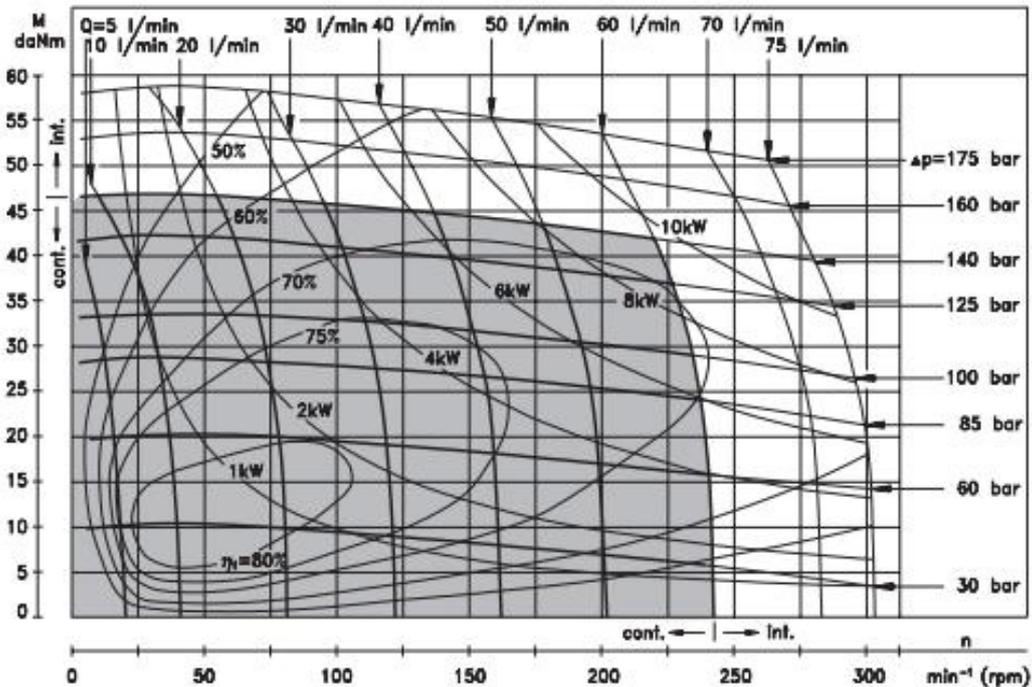
The function diagrams data was collected at back pressure 5+10 bar and oil with viscosity of 32 mm^2/s at 50° C.

FUNCTION DIAGRAMS

OP 200



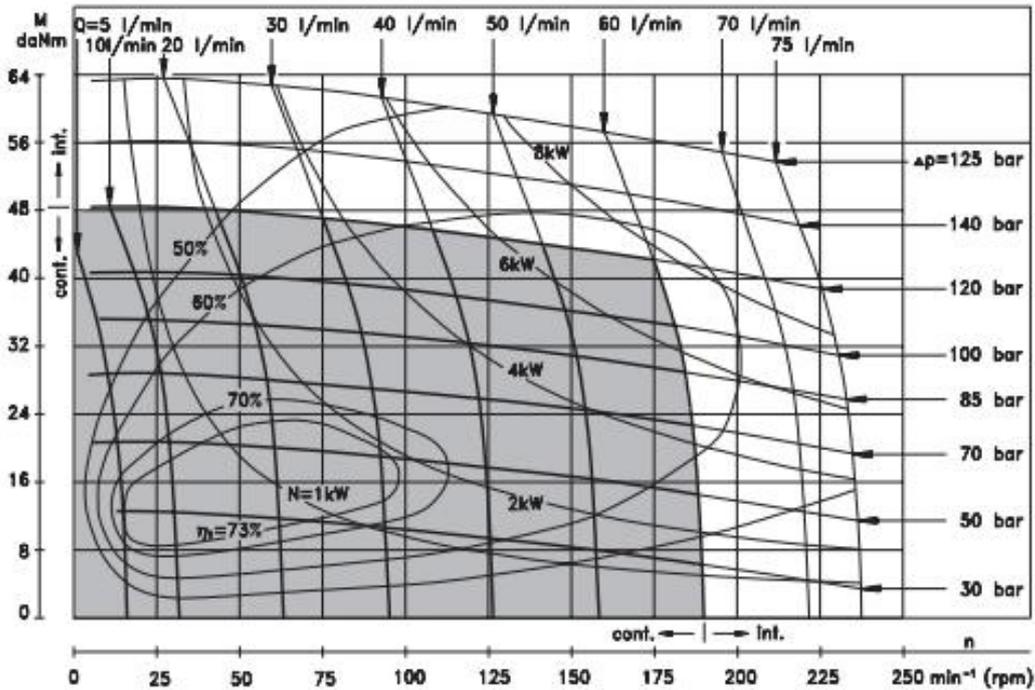
OP 250



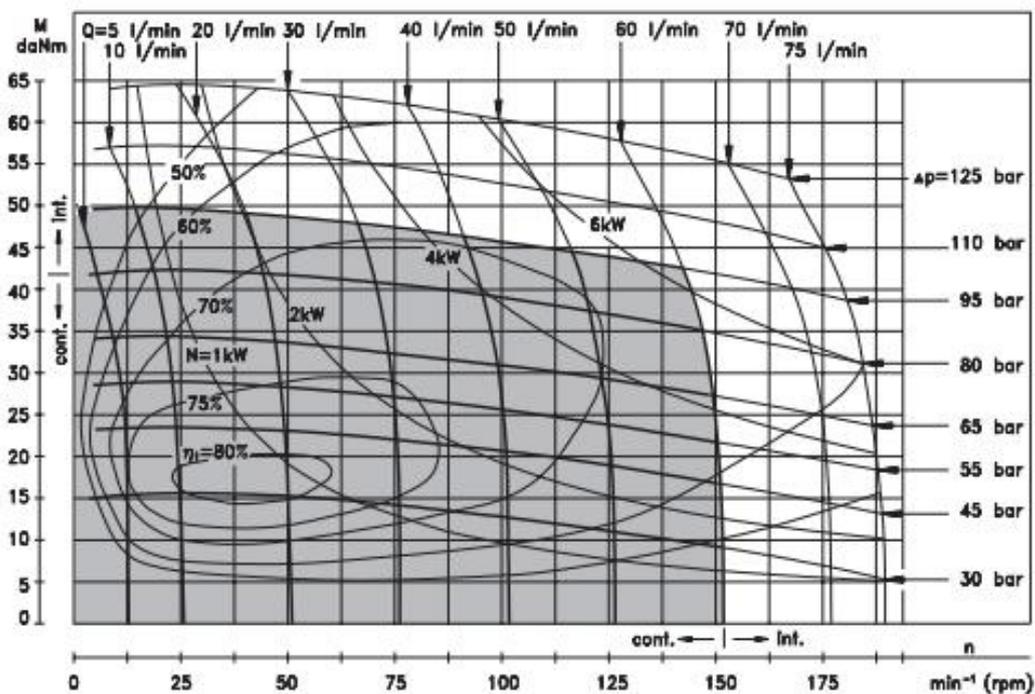
The function diagrams data was collected at back pressure 5+10 bar and oil with viscosity of 32 mm²/s at 50° C.

FUNCTION DIAGRAM

OP 315



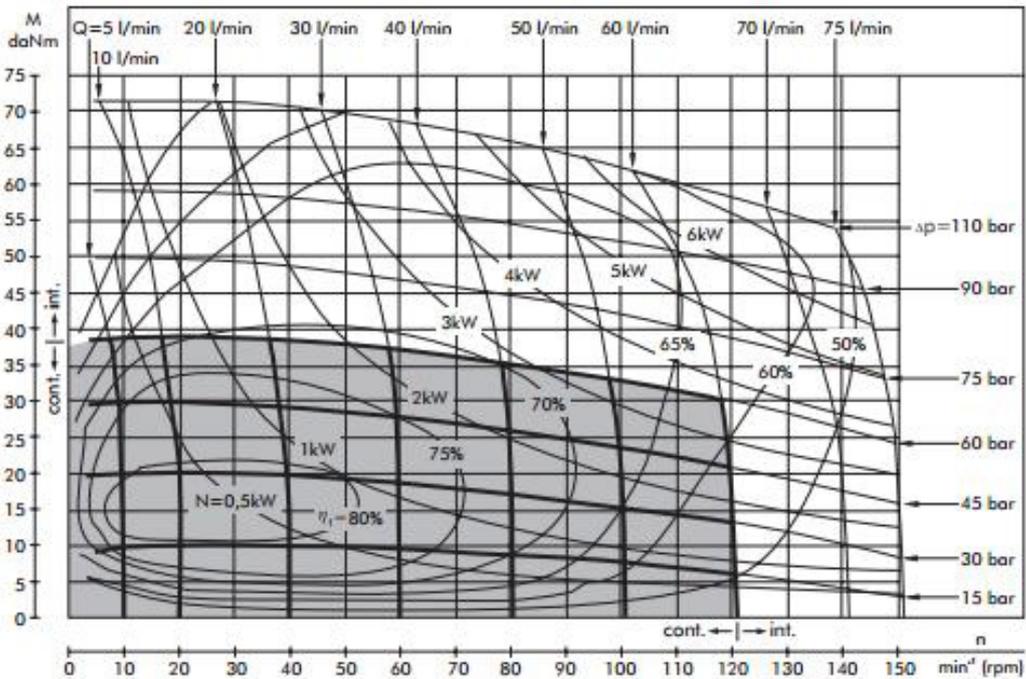
OP 400



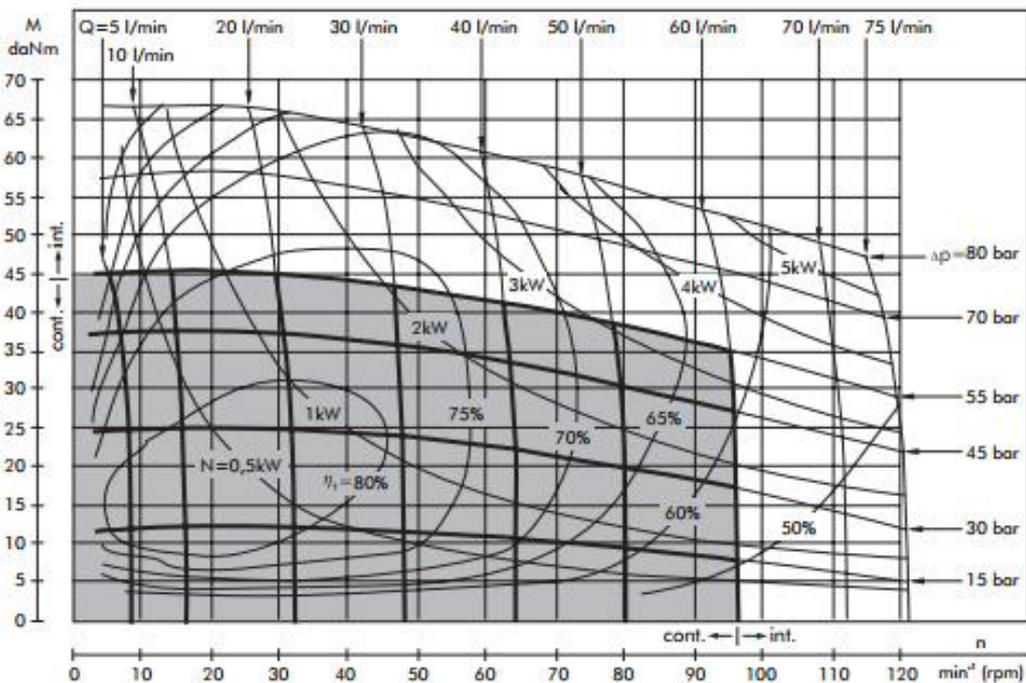
The function diagram data was collected at back pressure 5+10 bar and oil with viscosity of 32 mm²/s at 50° C.

FUNCTION DIAGRAM

OP 500

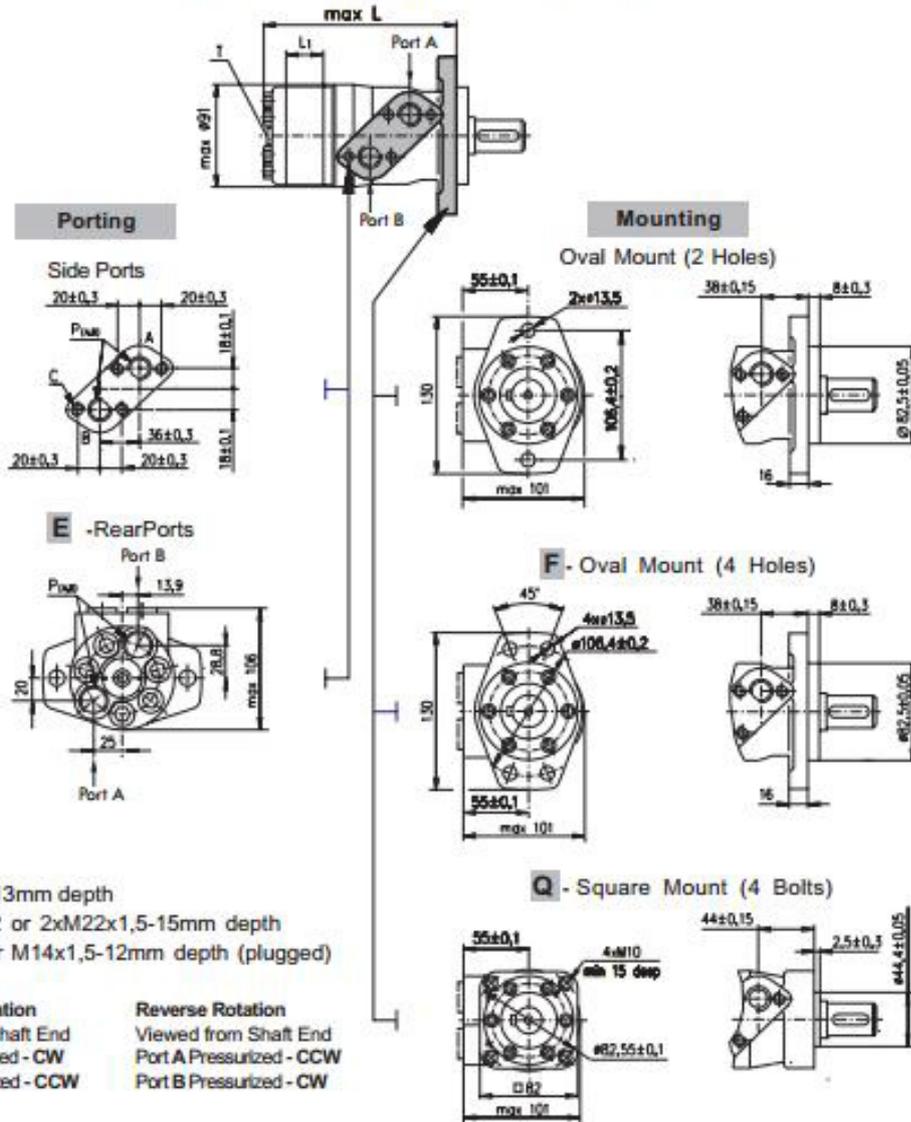


OP 630



The function diagram data was collected at back pressure 5±10 bar and oil with viscosity of 32 mm²/s at 50° C.

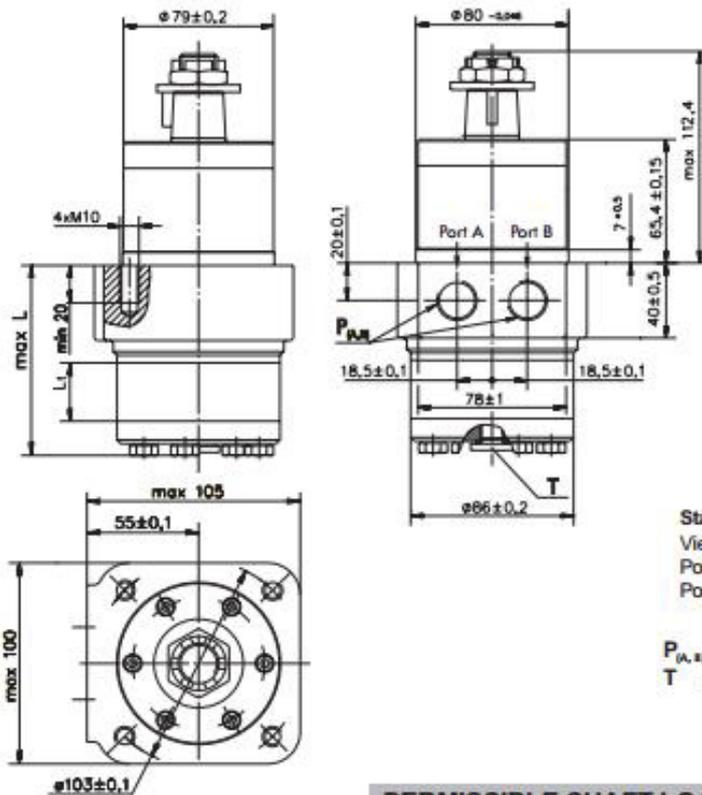
DIMENSIONS AND MOUNTING DATA



Type	L,mm	Type	L,mm	Type	L,mm	Type	L,mm	L ₁ , mm
OPF 25	133,2	OPQ 25	139,4	OP(F)E 25	151,2	OPQE 25	157,4	4,60
OPF 32	134,5	OPQ 32	140,7	OP(F)E 32	152,5	OPQE 32	158,7	5,90
OPF 40	135,2	OPQ 40	141,4	OP(F)E 40	153,2	OPQE 40	159,4	7,40
OPF 50	135,6	OPQ 50	141,8	OP(F)E 50	155,8	OPQE 50	162,0	6,67
OPF 80	139,6	OPQ 80	145,8	OP(F)E 80	159,8	OPQE 80	166,0	10,67
OPF 100	142,2	OPQ 100	148,4	OP(F)E 100	162,4	OPQE 100	168,6	13,33
OPF 125	145,6	OPQ 125	151,8	OP(F)E 125	165,8	OPQE 125	172,0	16,67
OPF 160	150,2	OPQ 160	156,4	OP(F)E 160	170,4	OPQE 160	176,6	21,33
OPF 200	155,6	OPQ 200	161,8	OP(F)E 200	175,8	OPQE 200	182,0	26,67
OPF 250	162,2	OPQ 250	168,4	OP(F)E 250	182,4	OPQE 250	188,6	33,33
OPF 315	171,6	OPQ 315	177,8	OP(F)E 315	191,8	OPQE 315	198,0	42,67
OPF 400	182,2	OPQ 400	188,4	OP(F)E 400	202,4	OPQE 400	208,6	53,33
OPF 500	193,0	OPQ 500	199,0	OP(F)E 500	213,0	OPQE 500	219,0	66,63
OPF 630	210,5	OPQ 630	216,5	OP(F)E 630	230,5	OPQE 630	236,5	84,00

DIMENSIONS AND MOUNTING DATA - OPW

W - Wheel Mount



Type	L, mm	L ₁ , mm
OPW(N) 25	76,5	4,6
OPW(N) 32	78,0	5,9
OPW(N) 40	79,5	7,4
OPW(N) 50	78,0	6,67
OPW(N) 80	82,0	10,67
OPW(N) 100	85,0	13,33
OPW(N) 125	88,0	16,67
OPW(N) 160	93,0	21,33
OPW(N) 200	98,0	26,67
OPW(N) 250	105,0	33,33
OPW(N) 315	114,0	42,67
OPW(N) 400	125,0	53,33

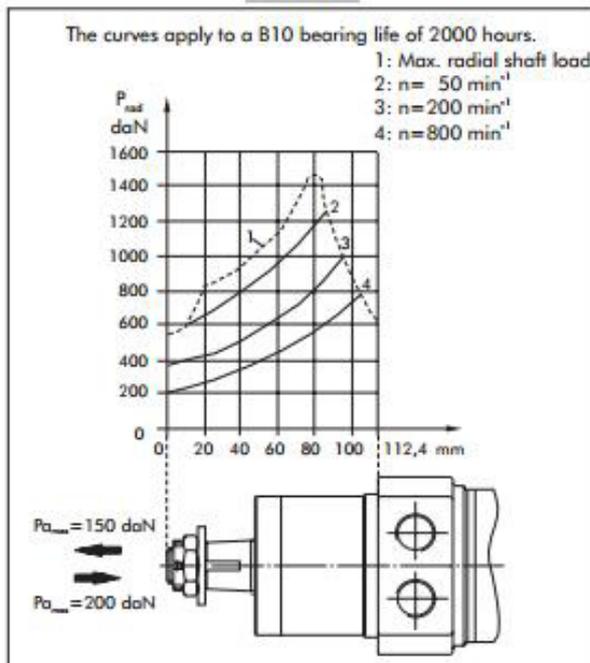
Standard Rotation Viewed from Shaft End
 Port A Pressurized - CW
 Port B Pressurized - CCW

Reverse Rotation Viewed from Shaft End
 Port A Pressurized - CCW
 Port B Pressurized - CW

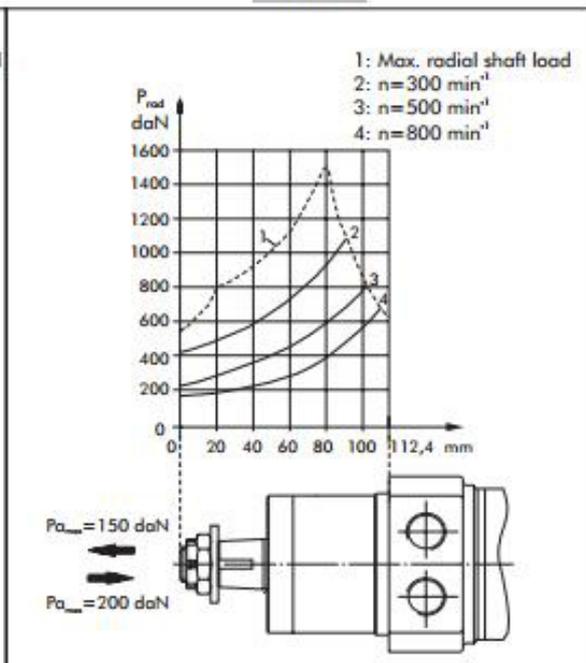
P_{A,B}: 2xG1/2 or 2xM22x1,5 - 15 mm depth
 T : G1/4 or M14x1,5 - 12 mm depth (plugged)

PERMISSIBLE SHAFT LOADS

OPWN

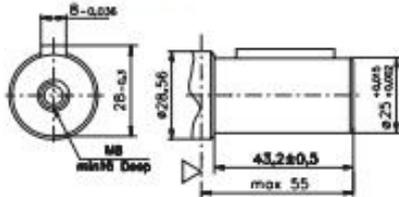


OPW

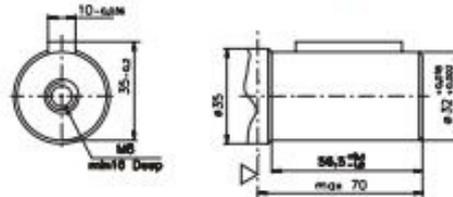


SHAFT EXTENSIONS FOR OP AND OR MOTORS

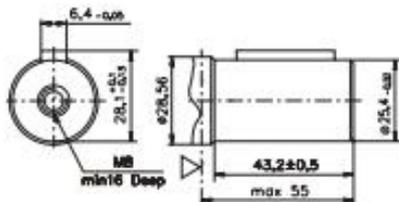
C - $\varnothing 25$ straight, Parallel key A8x7x32 DIN 6885
Max. Torque 44 daNm



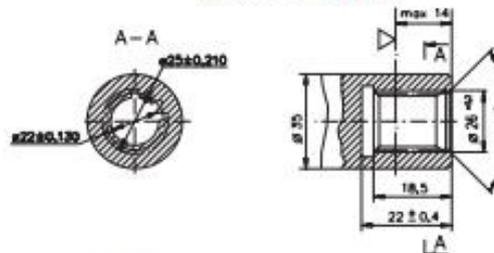
CB - $\varnothing 32$ straight, Parallel key A10x8x45 DIN 6885
Max. Torque 77 daNm



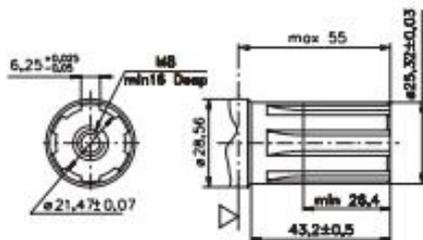
CO - $\varnothing 1"$ straight, Parallel key $1/4 \times 1/4 \times 1/4$ " BS46
Max. Torque 44 daNm



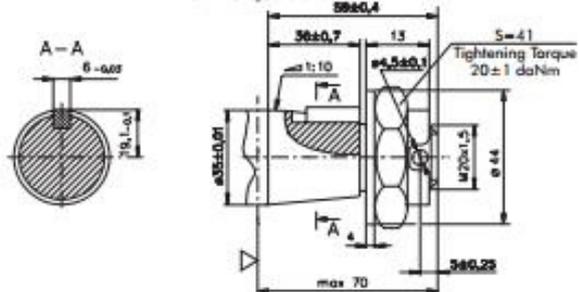
SB - splined A25x22xH10 DIN 5482
Max. Torque 44 daNm



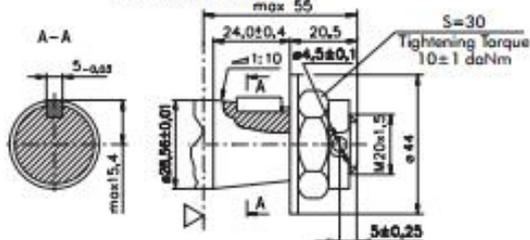
SH - splined, BS 2059 (SAE 6B)
Max. Torque 44 daNm



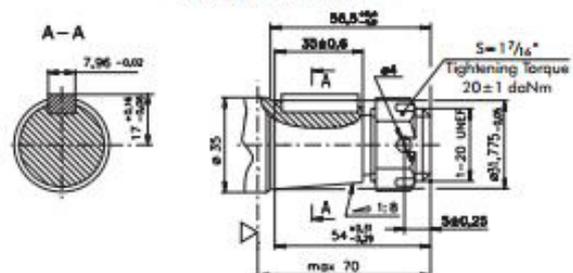
KB - tapered 1:10, Parallel key B6x6x20 DIN 6885
Max. Torque 77 daNm



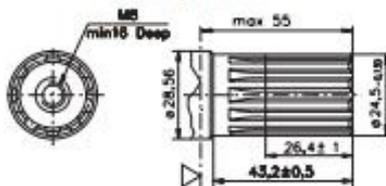
K - tapered 1:10, Parallel key B5x5x14 DIN 6885
Max. Torque 40 daNm



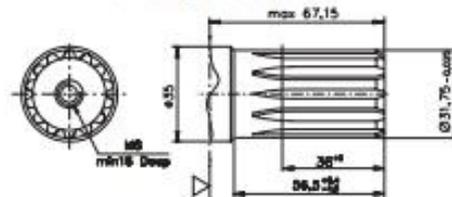
OB - tapered 1:8 SAEJ 501, Parallel key $5/16 \times 5/16 \times 1/2$ " BS46
Max. Torque 77 daNm



SA - splined, B25x22h9 DIN 5482
Max. Torque 40 daNm



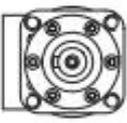
HB - $\varnothing 1 1/4$ " splined 14T, ANSI B92.1-1976 Norm
Max. Torque 77 daNm



▽ - Motor Mounting Surface

PERMISSIBLE SHAFT LOADS FOR OP MOTORS

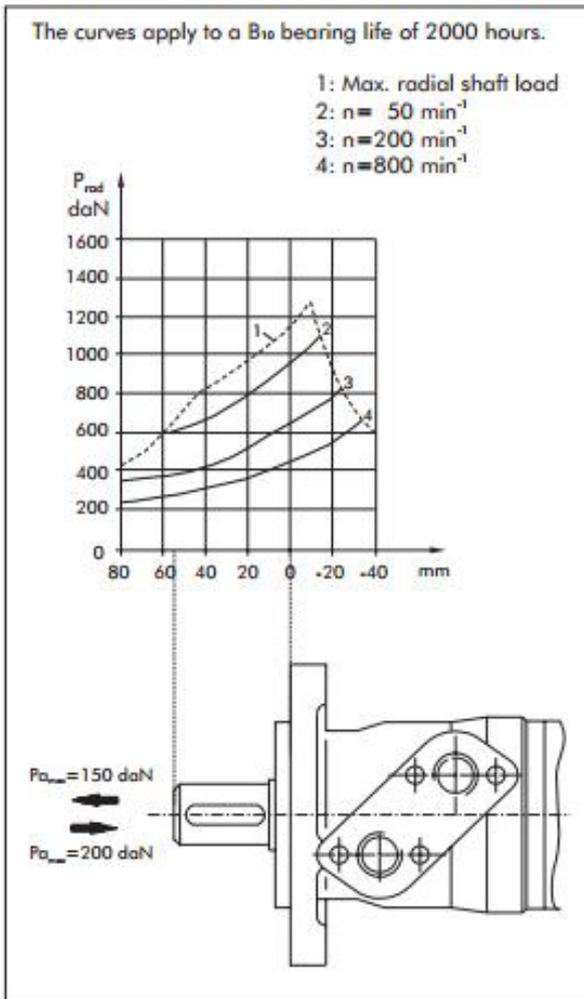
The permissible radial shaft load P_{rad} depends on the speed (RPM) and distance (L) from the point of load to the mounting flange.

Mounting Flange			
Shaft Version	cylindrical - C, CO tapered - K, splined - SH	splined - HB cylindrical - CB	cylindrical - C, CO
Radial Shaft Load P_{rad}^*	$\frac{800}{n} \times \frac{25000}{95+L}$, daN	$\frac{800}{n} \times \frac{18750}{95+L}$, daN	$\frac{800}{n} \times \frac{25000}{101+L}$, daN

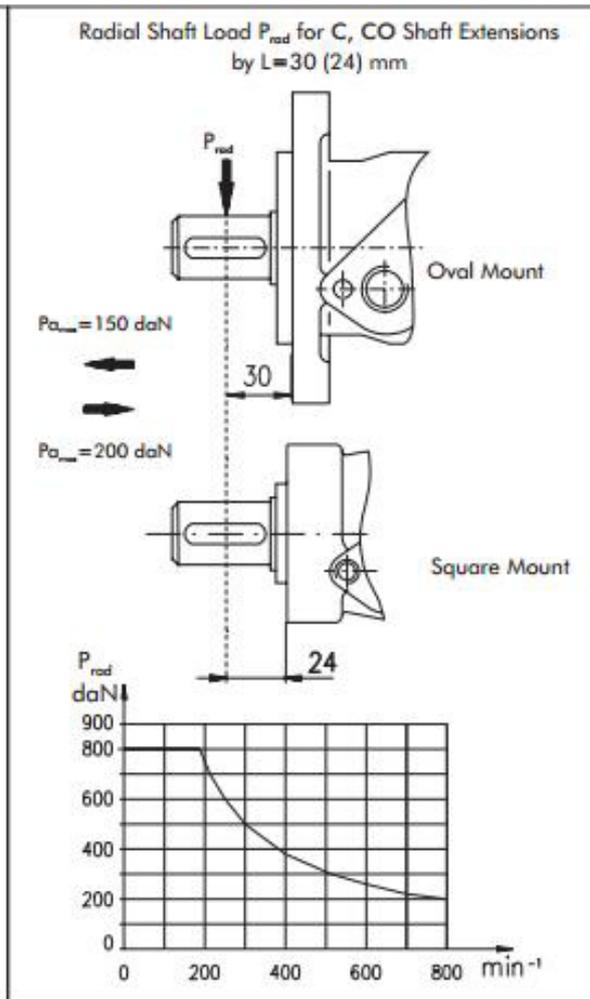
$n < 200 \text{ min}^{-1}$; max $P_{rad} = 800 \text{ daN}$

* $n \geq 200 \text{ min}^{-1}$; $L < 55 \text{ mm}$

OPN



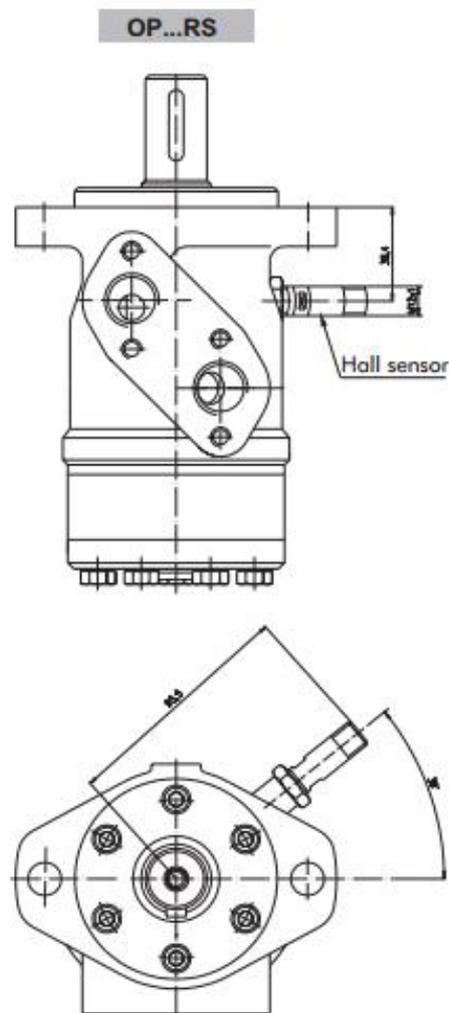
OP



HYDRAULIC MOTORS WITH SPEED SENSOR TYPE OP...RS

Meta Hydraulic is introducing hydraulic motor with a new generation of speed sensor. The electric output signal is a standard voltage signal that can be used for regulating the speed of a motor.

The speed is measured by a sensor in accordance with the Hall principle. Signal processing and amplification are performed in the sensor housing. A connection is provided in the housing by a Plug connector M12 Series.



This performance is applicable for all motors of OP and OR series. The main technical features correspond to the standard motors series OP and OR.

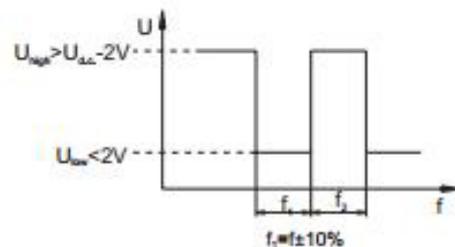
For detail technical and mounting data please refer to Meta catalogue.

DIFFERENTIAL HALL SENSOR

Technical data

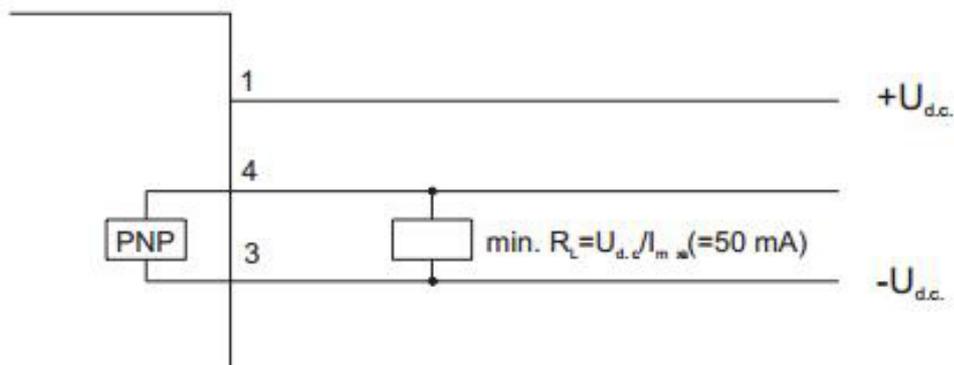
Frequency range	3...20 000 Hz
Output	PNP
Power supply	10...36 VDC
Current input	20 mA (@24 VDC)
Current load	500 mA (@24 VDC; 24°C)
Ambient Temperature	minus 40... plus 125°C
Protection	IP 67
Plug connector	M12-Series
Mounting principle	ISO 6149

Output signal

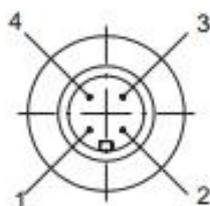


Load max.: $I_{high} = I_{low} < 50 \text{ mA}$
 No load current, max: 20 mA

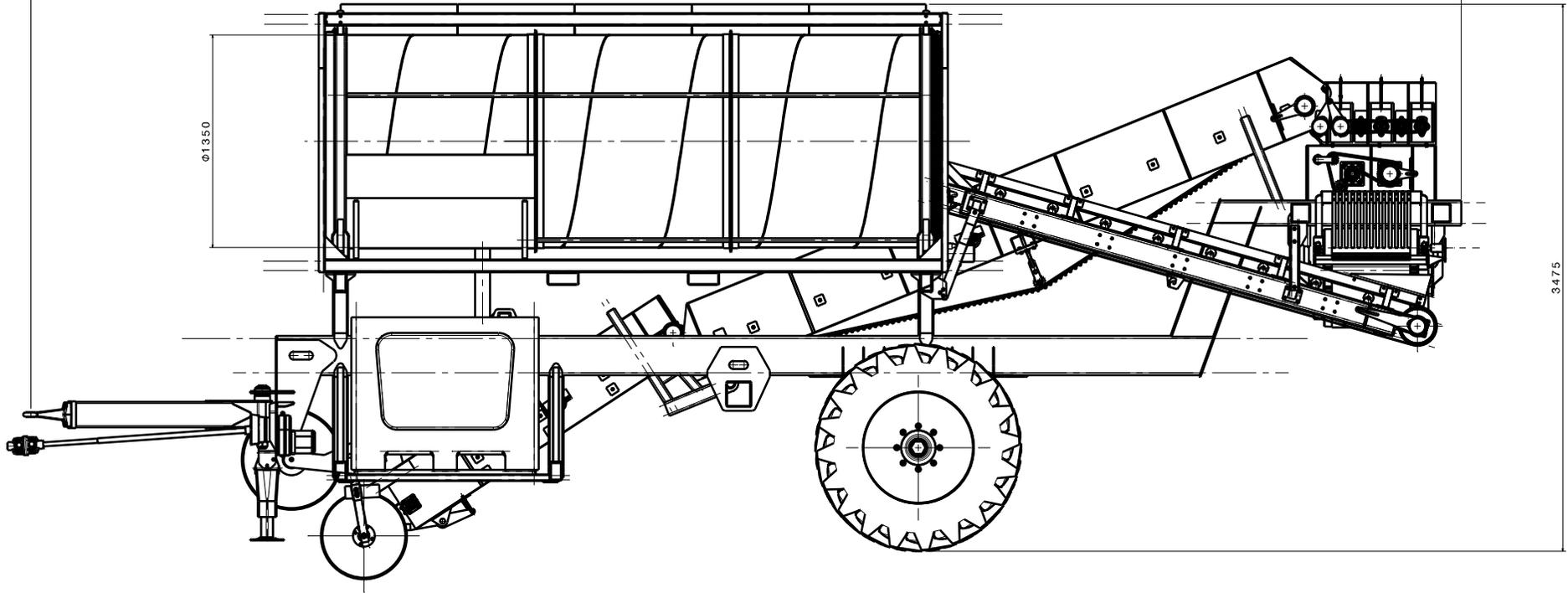
Wiring diagram



Stik type

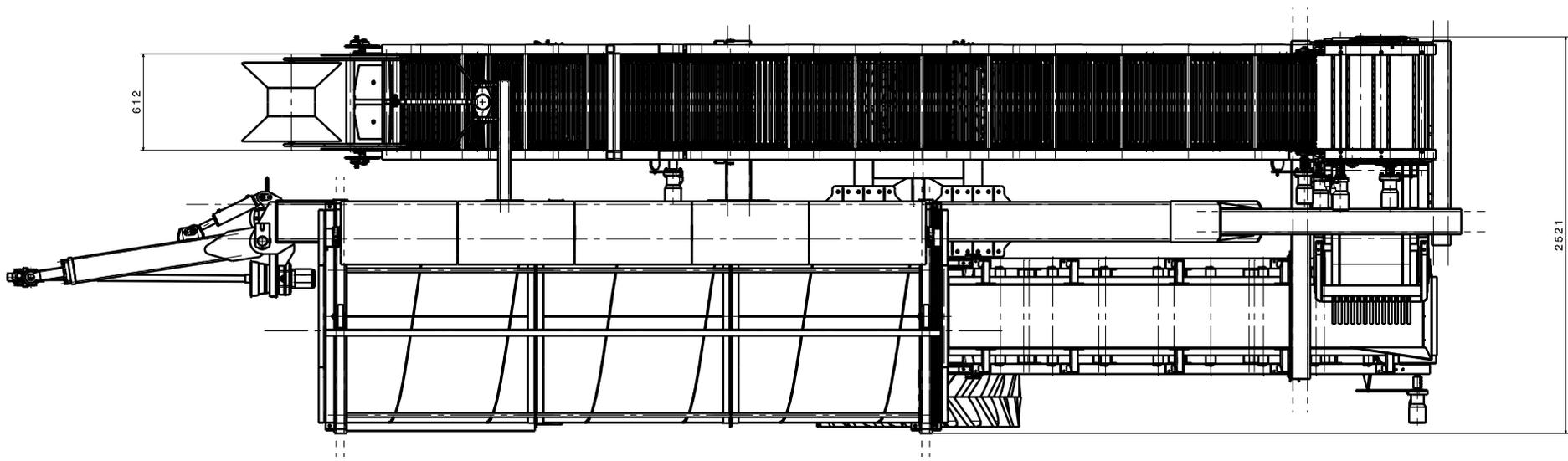


Terminal No.	Connection
1	$U_{d.c.}$ (+supply)
2	No connection
3	$U_{d.c.}$ (-supply)
4	Output signal



Ø1350

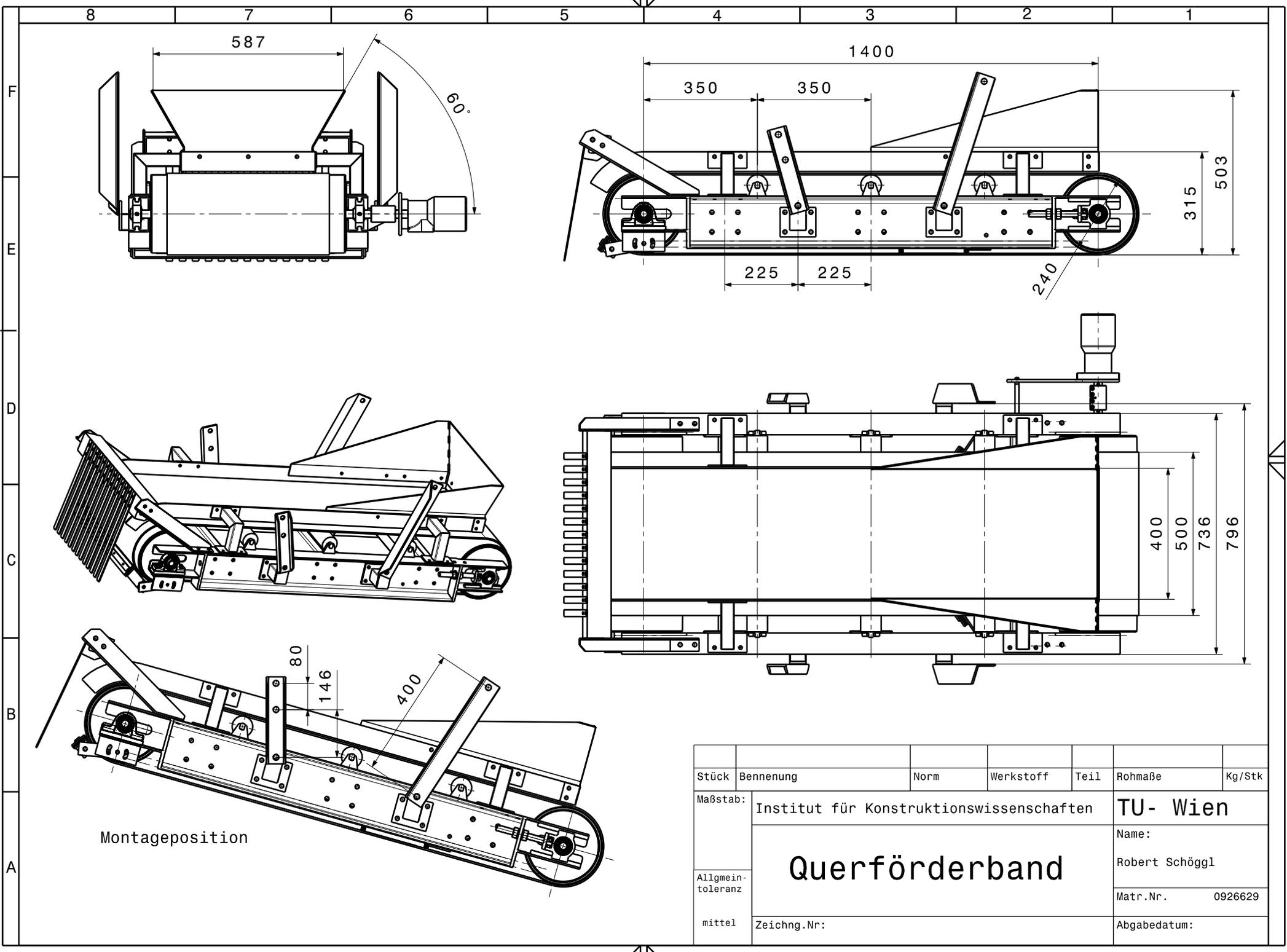
3475



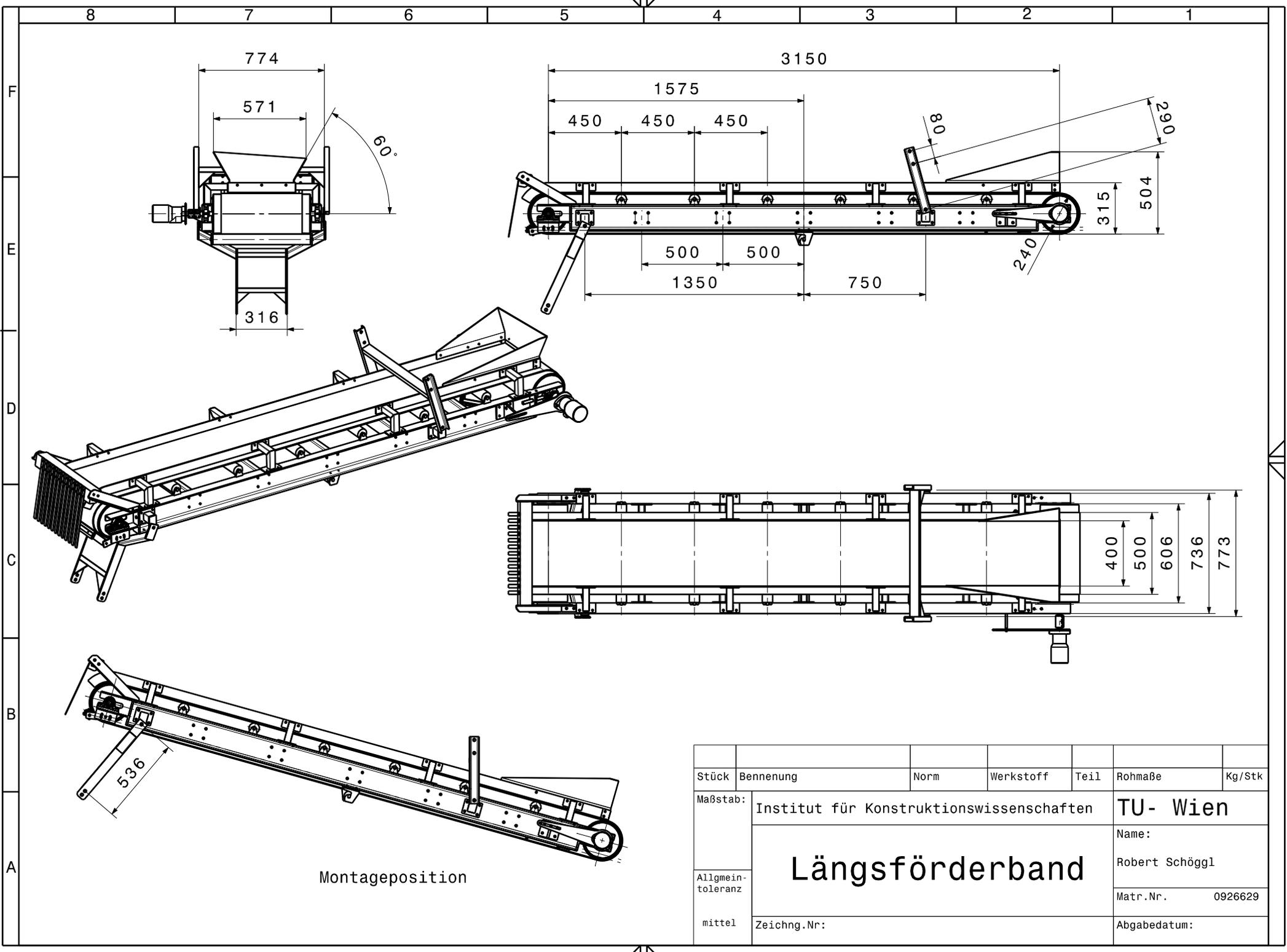
612

2521

Stück	Bezeichnung	Norm	Werkstoff	Teil	Bezeichnung	Reg./Bl.
Menge	Institut für Konstruktionswissenschaften			TU - Wien		
Name:						
Erdbandel-Erntemaschine 01						
Blatt-Nr.:						
Zeichn. Nr.:						
Revidentur:						



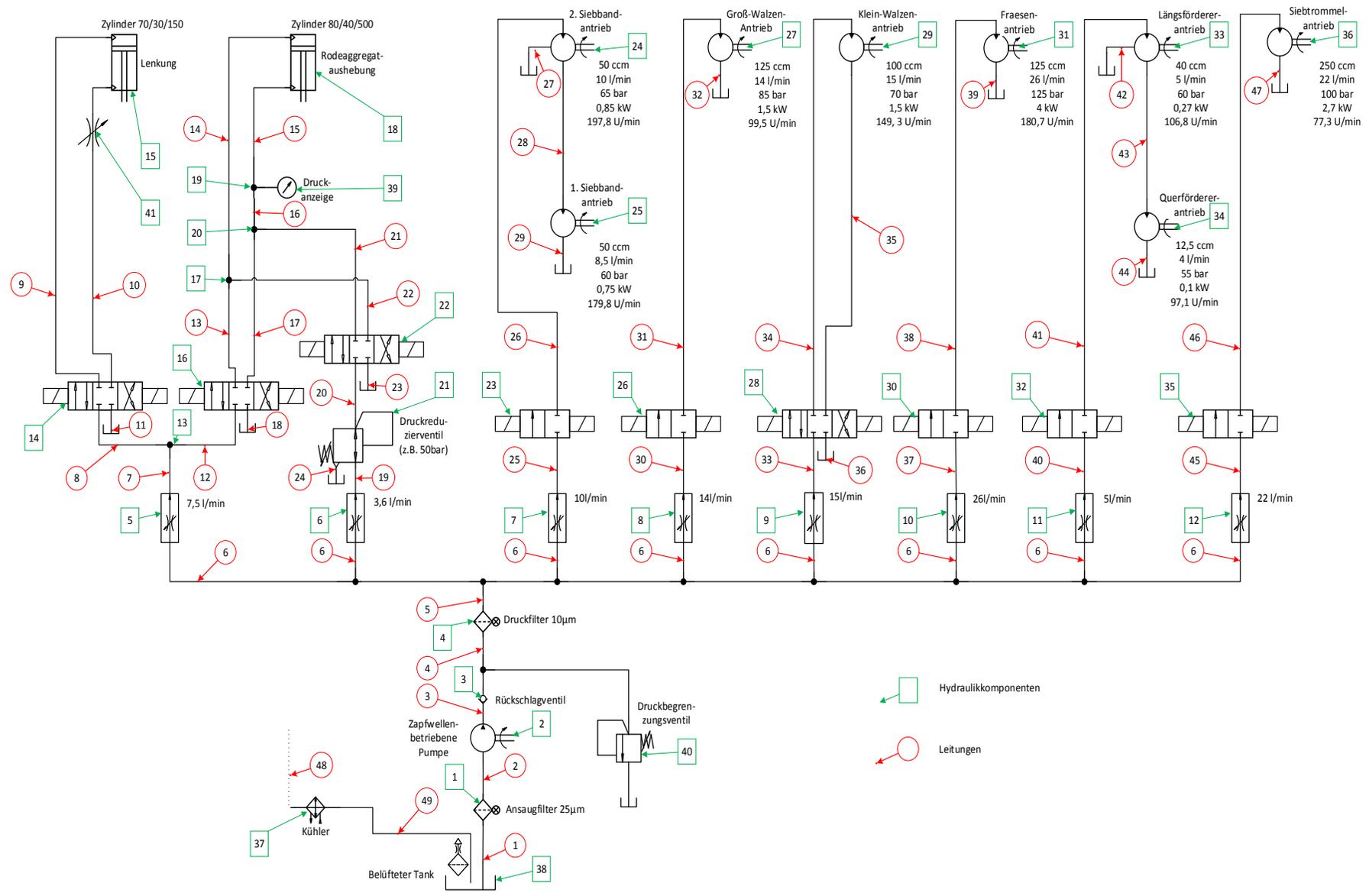
Stück	Benennung	Norm	Werkstoff	Teil	Rohmaße	Kg/Stk
Maßstab:	Institut für Konstruktionswissenschaften				TU- Wien	
Allgemein-toleranz	Querförderband				Name:	
					Robert Schögl	
mittel	Zeichng.Nr:				Matr.Nr. 0926629	
					Abgabedatum:	



Montageposition

Stück	Benennung	Norm	Werkstoff	Teil	Rohmaße	Kg/Stk
Maßstab:	Institut für Konstruktionswissenschaften				TU- Wien	
Allgemeintoleranz:	<h1>Längsförderband</h1>				Name: Robert Schöggel	
mittel					Zeichng.Nr.:	
					Abgabedatum:	

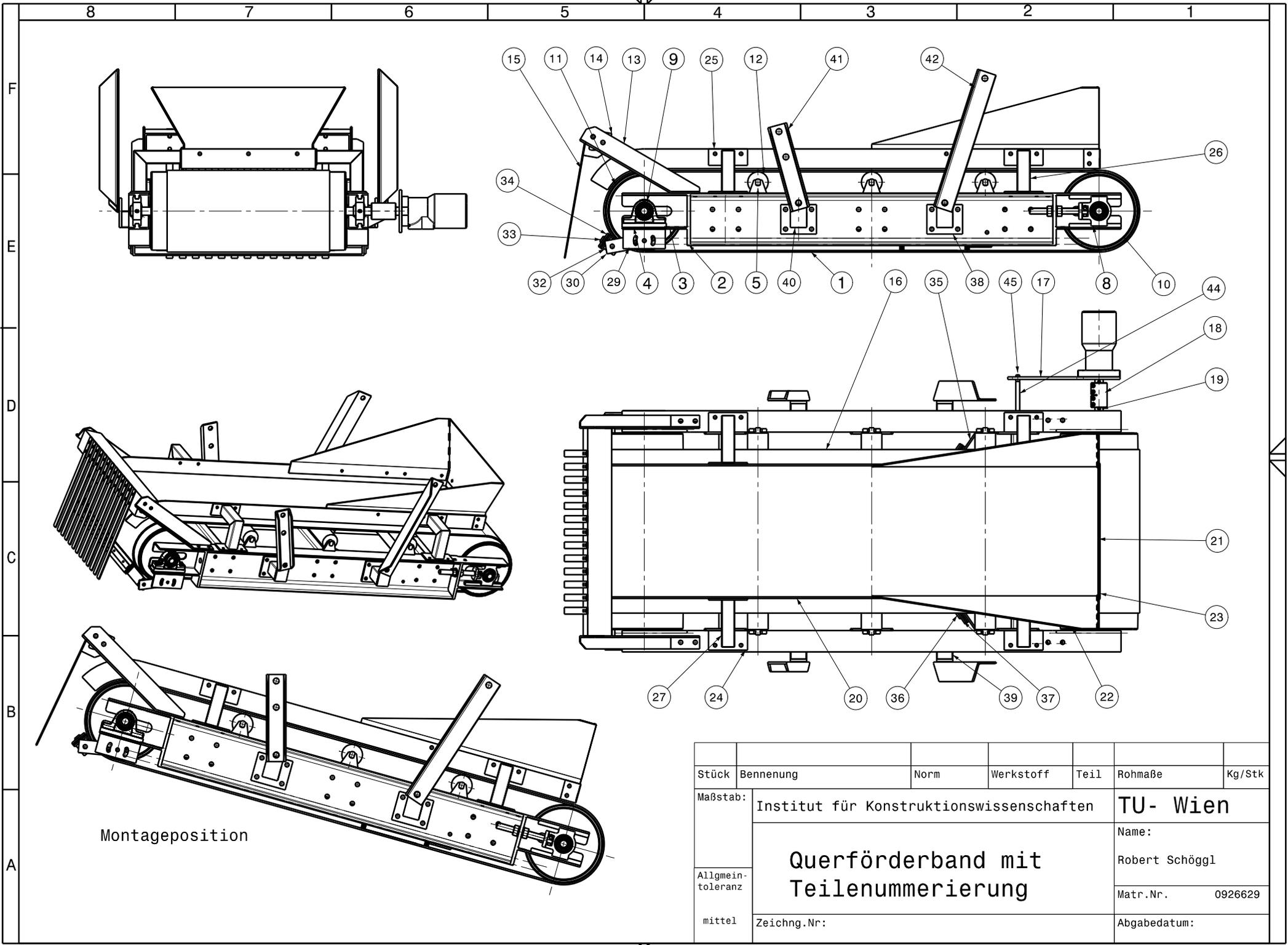
Schematische Darstellung der hydraulischen Anlage mit Teilenummerierung



Stückliste Hydraulische Anlage

Teilenr.	Benennung	Maße	Lieferant	Artikelnummer (Lieferant)	Stück, Länge, Masse	Preis (exkl. MwSt.)
	WW-Gelenkwelle "Weasler"		Prillinger	170 272	1	€ 461,47
	<i>alternativ "Walterscheid"</i>		Prillinger	10 691 897		
2	Getriebepumpe		www.hess-hydraulik.de	800[44]	1	€ 365,55
1	Saugfilter		www.hytec-hydraulik.de	FI-PS150-25	1	€ 59,42
1	Verschmutzungsanzeige Saugfilter		www.hytec-hydraulik.de	FI-VS	1	€ 10,92
38	Hydrauliköltank	144l	www.hydrauliktechnik24.de	HYT144L	1	€ 239,50
	<i>Hydrauliköl HEES 46</i>		Fa. Thir, Unterthurnhofen		120	€ 456,00
40	Druckbegrenzungsventil		www.hytec-hydraulik.de	OC-DBV020-G3/8-210	1	€ 47,53
3	Rückschlagventil		www.hytec-hydraulik.de	PE-RHV12-PLR-ED	1	€ 13,88
4	Druckfilter		www.hytec-hydraulik.de	FI-HF050-10	1	€ 165,87
5,6,7,8,9,11	2-Wege-Stromregelventil		HYDAC Hydraulic GmbH	SRVR-10	6	€ 845,46
10,12	2-Wege-Stromregelventil		HYDAC Hydraulic GmbH	SRVR-12	2	€ 359,38
22	4/3-Wegeventil mit 1-fach Grundplatte		www.hydraulikprofi24.de	HG0601-4/3P-TG-12	1	€ 133,00
14,16,28	4/3-Wegeventil mit 3-fach Grundplatte		www.hydraulikprofi24.de	HG0603-4/3P-TG-12	1	€ 347,06
15	Hydraulikzylinder (Lenkung)		www.hydrauliktechnik24.de	F21 070 035 150	1	€ 116,34
18	Hydraulikzylinder (Aushebung)		http://www.kreilmeier.co.at/		1	€ 150,00
41	Drossel		http://www.kreilmeier.co.at/	SV DR 38	2	€ 25,00
21	Druckreduzierventil		www.hytec-hydraulik.de	OC-DMV-G3/8-K-105	1	€ 160,31
39	Druckanzeige		www.hytec-hydraulik.de	Z MANOM 250 63 14	1	€ 13,00
4	Verschmutzungsanzeige Druckfilter		www.hytec-hydraulik.de	FI-VH	1	€ 41,97
23,26,30,32,35	Magnetventil 1/2"		www.kreilmeier.co.at	SV MVO 70	5	€ 316,65
25	Ölmotor (1. Siebkette)	50ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMP050	1	€ 94,96
24	Ölmotor (2. Siebkette)	50ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMP050	1	€ 94,96
27	Ölmotor (Walzen groß)	125ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMP125	1	€ 74,00
29	Ölmotor (Walzen klein)	100ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMP100	1	€ 74,00
31	Ölmotor (Fräse)	160ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMP160	1	€ 92,44
34	Ölmotor (Querförderer)	40ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMM040	1	€ 84,87
33	Ölmotor (Längsförderer)	40ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMM040	1	€ 84,87
36	Ölmotor (Siebtrommel)	250ccm	www.hydraulikprofi24.de	HYM-HMP250	1	€ 99,16
37	Kühler		www.hydraulikverkauf.de	905011	1	€ 731,88

Summe € 6.105,23



Montageposition

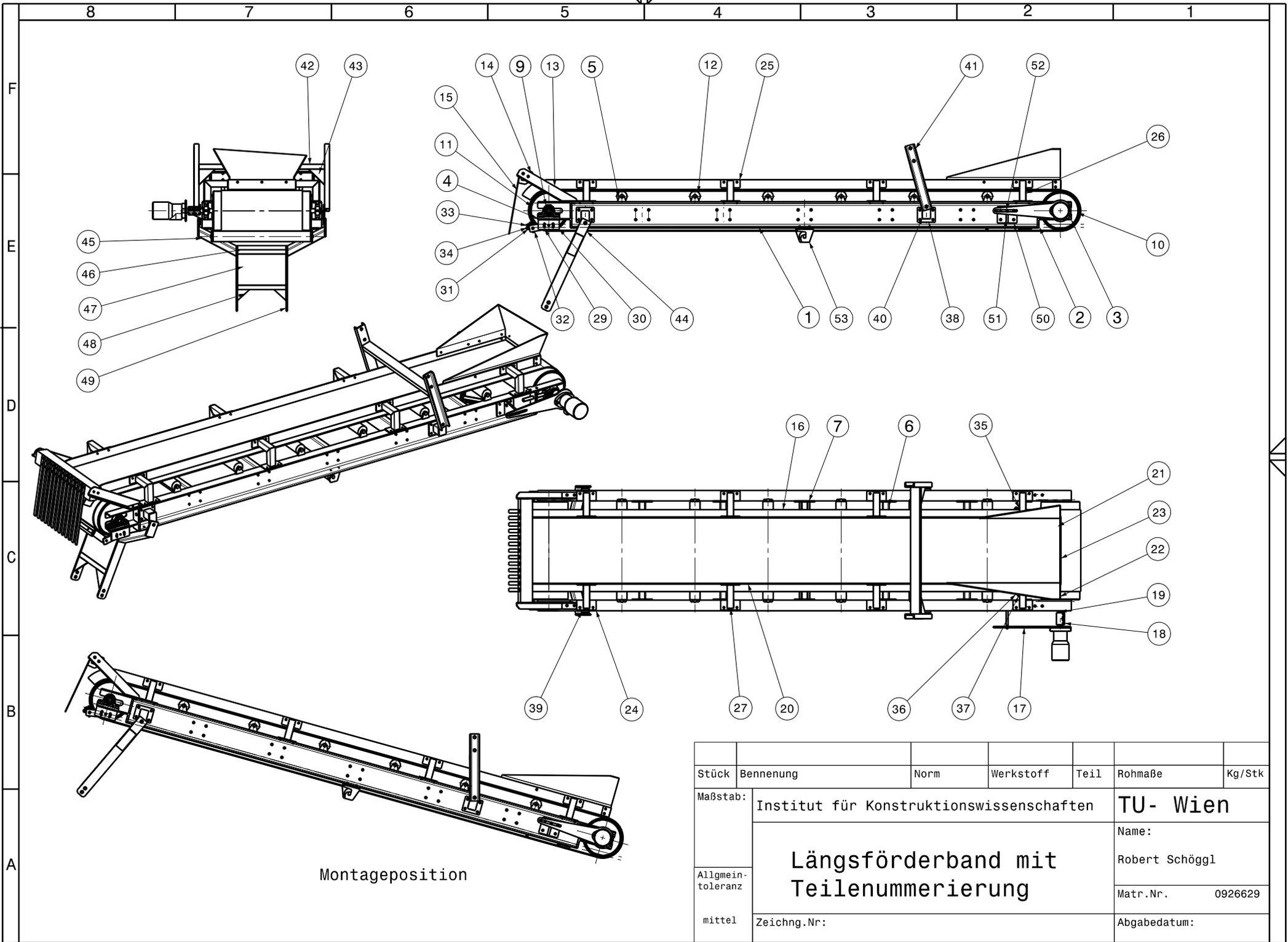
Stück	Benennung	Norm	Werkstoff	Teil	Rohmaße	Kg/Stk
Maßstab:	Institut für Konstruktionswissenschaften				TU- Wien	
Allgemein-toleranz	Querförderband mit Teilenummerierung				Name: Robert Schöggel	
mittel					Zeichng.Nr:	
					Abgabedatum:	

Stückliste Querbänderband

Teile-Nr.	Benennung	Werkstoff	Maße	Lieferant	Artikelnr. (Lieferant)	Stück, Länge	Masse	Preis/ Einheit (exkl. MwSt.)	Preis (exkl. MwSt.)	Bemerkung
	C-Profil									
1	U-Stahl U160	S235	U160x1316	Unger GmbH		2	26,5 kg	€ 1,60	€ 84,80	DIN 1026
2	Blech	S235	160x65x10	Unger GmbH		2	0,9 kg	€ 1,30	€ 2,34	
3	Blech	S235	225x200x5	Unger GmbH		2	1,8 kg	€ 1,30	€ 4,68	
4	Quadratstahl	S235	12x12x160	Unger GmbH		4	0,2 kg	€ 1,50	€ 1,20	
5	Blech	S235	55x40x10	Unger GmbH		7	0,2 kg	€ 1,30	€ 1,82	
	Versteifungsrippe									
6	Blech	S235	100x50x4x 606	Unger GmbH		3	1 kg	€ 1,30	€ 3,90	
7	Blech	S235	130x113x6	Unger GmbH		6	0,7 kg	€ 1,30	€ 5,46	
8	Spannlager RTUEY25 (analog: UCT205)			Prillinger GmbH	925 284	2		€ 14,75	€ 29,50	
9	Stehlager UCP 205			www.agrolager.de	UCP 205	2		€ 5,97	€ 11,94	
10	Antriebstrommel		Ø240x600	Stahlgruber		1		€ 450,00	€ 450,00	
11	Umlenktrummel		Ø240x600	Stahlgruber		1		€ 424,20	€ 424,20	
12	Tragrolle		Ø63,5x600	Stahlgruber		3		€ 17,82	€ 53,46	DIN 15207
	Prallblech									
13	L-Profil EN10056-1	S235	60x40x5 x 400	Unger GmbH		2	1,5 kg	€ 1,50	€ 4,50	
14	Blech	S235	155x656x5	Unger GmbH		1	4 kg	€ 1,30	€ 5,20	
15	Flachstahl	S235	20x3x400	Unger GmbH		13	0,2 kg	€ 1,50	€ 3,90	
16	Fördergurt B500 L1600			Stahlgruber		1		€ 223,23	€ 223,23	
17	Blech	S235	130x356x8	Unger GmbH		1	2,9 kg	€ 1,30	€ 3,77	
18	Schalenkupplung geschlitzt		Ø25x75	Mädler	60072500	1		€ 47,62	€ 47,62	
19	Passfeder		8 x 7 x 40	Prillinger GmbH	914 011	2		€ 0,51	€ 1,02	DIN6885-A
	Fördergurtbegrenzung									
20	Blech	S235	1600x60x5	Unger GmbH		2	3,7	1,3	€ 9,62	
21	Blech	S235	600x225x3	Unger GmbH		1	3,2	1,3	€ 4,16	
22	Blech	S235	250x700x3	Unger GmbH		2	4	1,3	€ 10,40	
23	Blech	S235	520x60x3	Unger GmbH		1	0,73	1,3	€ 0,95	
	Trichterhalterung									
24	Flachstahl	S235	80x60x5	Unger GmbH		4	0,2	1,5	€ 1,20	
25	Flachstahl	S235	80x50x5	Unger GmbH		4	0,16	1,5	€ 0,96	
26	Formrohr	S235	40x40x3 x 125	Unger GmbH		4	0,37	1,6	€ 2,37	
27	Formrohr	S235	40x40x3 x 143	Unger GmbH		4	0,43	1,6	€ 2,75	
28	Flachstahl	S235	36x15x136	Unger GmbH		2	0,5	1,5	€ 1,50	

Stückliste Querbänderband

Teile-Nr.	Benennung	Werkstoff	Maße	Lieferant	Artikelnr. (Lieferant)	Stück, Länge	Masse	Preis/ Einheit (exkl. MwSt.)	Preis (exkl. MwSt.)	Bemerkung
	Aussenabstreifer									
29	Ungleichschenkeliger Winkelstahl	S235	60x40x6 x 130	Unger GmbH		2	0,54	1,6	€ 1,73	
30	Flachstahl	S235	40x3x160	Unger GmbH		2	0,3	1,6	€ 0,96	
31	Gleichschenkeliger Winkelstahl	S235	40x40x5 x 712	Unger GmbH		1	2,1	1,6	€ 3,36	
32	Blech	S235	35x35x6	Unger GmbH		2	0,06	1,3	€ 0,16	
33	Flachstahl	S235	20x5x500	Unger GmbH		1	0,4	1,5	€ 0,60	
34	Aussenabstreifergummi			Stahlgruber						
	Innenabstreifer									
35	Flachstahl	S235	60x5x840	Unger GmbH		1	2	1,6	€ 3,20	
36	Flachstahl	S235	20x5x300	Unger GmbH		2	0,3	1,6	€ 0,96	
37	Innenabstreifergummi		50x15x330	Stahlgruber		2				
	Konsolenbefestigung									
38	Blech	S235	110x90x8	Unger GmbH		4	0,7	1,3	€ 3,64	
39	Formrohr	S235	50x50x3 x 71,5	Unger GmbH		4	0,3	1,6	€ 1,92	
40	Flachstahl	S235	50x8x90	Unger GmbH		4	0,3	1,5	€ 1,80	
	Halterung									
41	U-Stahl	S235	U-60 x 266	Unger GmbH		2	1,4	1,6	€ 4,48	
42	Gleichschenkeliger Winkelstahl	S235	60x60x5 x 440	Unger GmbH		2	2,1	1,6	€ 6,72	
	Ölmotorabstützung									
43	Blech	S235	100x120x8	Unger GmbH		1	0,75 kg	€ 1,30	€ 0,98	
44	Blech	S235	150x100x12	Unger GmbH		1	1,5 kg	€ 1,30	€ 1,95	
45	Welle	S235	Ø12x20	Unger GmbH		1	0,02 kg	€ 1,50	€ 0,03	
									Summe	€ 1.525,79



Montageposition

Stück	Benennung	Norm	Werkstoff	Teil	Rohmaße	Kg/Stk
Maßstab:	Institut für Konstruktionswissenschaften				TU- Wien	
Allgemein-toleranz	Längsförderband mit Teilenummerierung				Name: Robert Schöggel	
mittel					Zeichng.Nr:	
					Abgabedatum:	

Stückliste Längsförderband

Teile-Nr.	Benennung	Werkstoff	Maße	Lieferant	Artikelnummer (Lieferant)	Stück, Länge	Masse	Preis/Einheit (exkl. MwSt.)	Preis (exkl. MwSt.)	Bemerkung
	C-Profil									
1	U-Stahl U160	S235	U160x3064	Unger GmbH		2	60 kg	€ 1,60	€ 192,00	DIN 1026
2	Blech	S235	160x65x10	Unger GmbH		2	0,9 kg	€ 1,30	€ 2,34	
3	Blech	S235	225x200x5	Unger GmbH		2	1,8 kg	€ 1,30	€ 4,68	
4	Quadratstahl	S235	12x12x160	Unger GmbH		4	0,2 kg	€ 1,50	€ 1,20	
5	Blech	S235	55x40x10	Unger GmbH		7	1,2 kg	€ 1,30	€ 10,92	
	Versteifungsrippe									
6	Formrohr	S235	100x50x4x606	Unger GmbH		6	1 kg	€ 1,40	€ 8,40	
7	Blech	S235	130x113x6	Unger GmbH		12	0,7 kg	€ 1,30	€ 10,92	Flanschplatte
8	Spannlager RTUEY25 (analog: UCT205)			Prillinger GmbH	925 284	4		€ 14,75	€ 59,00	
9	Stehlager UCP 205			www.agrolager.de	UCP 205	2		€ 5,97	€ 11,94	
10	Antriebstrommel		Ø240x600	Stahlgruber		1		€ 450,00	€ 450,00	
11	Umlenktrommel		Ø240x600	Stahlgruber		1		€ 424,20	€ 424,20	
12	Tragrolle		Ø63,5x600	Stahlgruber		8		17,82	€ 142,56	DIN 15207
	Prallblech									
13	L-Profil EN10056-1	S235	60x40x5 x 400	Unger GmbH		2	1,5 kg	€ 1,50	€ 4,50	
14	Blech	S235	155x656x5	Unger GmbH		1	4 kg	€ 1,30	€ 5,20	
15	Flachstahl	S235	20x3x400	Unger GmbH		13	0,2 kg	€ 1,50	€ 3,90	
16	Fördergurt B500 L2700			Stahlgruber		1		€ 277,00	€ 277,00	
17	Blech	S235	130x356x8	Unger GmbH		1	1,5 kg	€ 1,30	€ 1,95	
18	Schalenkupplung geschlitzt		Ø25x75	Mädler	60072500	1		€ 47,62	€ 47,62	
19	Passfeder		8 x 7 x 40	Prillinger GmbH	914 011	2		€ 0,51	€ 1,02	DIN6885-A
	Fördergurtbegrenzung									
20	Blech	S235	3350x60x5	Unger GmbH		2	4,00 kg	1,3	€ 10,40	
21	Blech	S235	600x225x3	Unger GmbH		1	3,20 kg	1,3	€ 4,16	
22	Blech	S235	250x700x3	Unger GmbH		2	2,00 kg	1,3	€ 5,20	
23	Blech	S235	520x60x3	Unger GmbH		1	0,73 kg	1,3	€ 0,95	
	Trichterhalterung									
24	Flachstahl	S235	80x60x5	Unger GmbH		10	0,20 kg	1,5	€ 3,00	
25	Flachstahl	S235	80x50x5	Unger GmbH		10	0,16 kg	1,5	€ 2,40	
26	Formrohr	S235	40x40x3 x 125	Unger GmbH		10	0,37 kg	1,6	€ 5,92	
27	Formrohr	S235	40x40x3 x 143	Unger GmbH		10	0,43 kg	1,6	€ 6,88	
28	Flachstahl	S235	36x15x136	Unger GmbH		2	0,50 kg	1,5	€ 1,50	

Stückliste Längsförderband

	Aussenabstreifer								
29	Ungleichschenkeliger Winkelstahl	S235	60x40x6 x 130	Unger GmbH	2	0,54 kg	1,6	€ 1,73	
30	Flachstahl	S235	40x3x160	Unger GmbH	2	0,30 kg	1,6	€ 0,96	
31	Gleichschenkeliger Winkelstahl	S235	40x40x5 x 712	Unger GmbH	1	2,10 kg	1,6	€ 3,36	
32	Blech	S235	35x35x6	Unger GmbH	2	0,06 kg	1,3	€ 0,16	
33	Flachstahl	S235	20x5x500	Unger GmbH	1	0,40 kg	1,5	€ 0,60	
34	Aussenabstreifergummi			Stahlgruber					
	Innenabstreifer								
35	Flachstahl	S235	60x5x840	Unger GmbH	1	2,00 kg	1,6	€ 3,20	
36	Flachstahl	S235	20x5x300	Unger GmbH	2	0,30 kg	1,6	€ 0,96	
37	Innenabstreifergummi		50x15x330	Stahlgruber	2				
	Konsolenbefestigung								
38	Blech	S235	110x90x8	Unger GmbH	4	0,70 kg	1,3	€ 3,64	
39	Formrohr	S235	50x50x3 x 60	Unger GmbH	4	0,30 kg	1,4	€ 1,68	
40	Flachstahl	S235	50x8x90	Unger GmbH	4	0,30 kg	1,5	€ 1,80	
	Halterung hinten								
41	U-Stahl	S235	U-60 x 405	Unger GmbH	2	2,10 kg	1,6	€ 6,72	
42	U-Stahl	S235	U-60 x 774	Unger GmbH	1	4,00 kg	1,6	€ 6,40	
43	Blech	S235	100x100x6	Unger GmbH	2	0,25 kg	1,3	€ 0,65	
	Halterung vorne								
44	Flachstahl		60x8x100	Unger GmbH	2	0,40 kg	1,5	€ 1,20	
45	Formrohr		60x40x3 x 288	Unger GmbH	2	1,30 kg	1,6	€ 4,16	
46	U-Stahl	S235	U-60 x 300	Unger GmbH	2	1,60 kg	1,6	€ 5,12	
47	Blech		300x210x2	Unger GmbH	2	1,00 kg	1,3	€ 2,60	
48	Blech	S235	100x100x6	Unger GmbH	2	0,25 kg	1,3	€ 0,65	
49	Flachstahl		60x8x420	Unger GmbH	2	1,60 kg	1,5	€ 4,80	
	Ölmotorabstützung								
50	Blech	S235	100x120x8	Unger GmbH	1	0,75 kg	€ 1,30	€ 0,98	
51	Blech	S235	150x100x12	Unger GmbH	1	1,5 kg	€ 1,30	€ 1,95	
52	Welle	S235	Ø12x20	Unger GmbH	1	0,02 kg	€ 1,50	€ 0,03	
	Tragrollenhalterung unten								
53	Blech	S235	100x150x8	Unger GmbH	2	1 kg	€ 1,30	€ 2,60	
							Summe	€ 1.849,96	