
BELEGARBEIT HECKBAGGER

Andreas Prüfer

(cc) Andreas Prüfer 2009

Seite 1

Achtung!
Diese Arbeit enthält Fehler und Schwachstellen

Attention!
This work contains errors and flaws

Inhaltsverzeichnis

1 Vorüberlegung.....	7
1.1 Motivation.....	7
1.2 Arbeitsgebiete / Hauptarbeitsgebiete.....	7
1.2.1 Graben.....	7
1.2.2 Kranbetrieb.....	8
1.2.3 Anforderungsliste.....	8
1.3 Messpunkte für Zustandsbeschreibung und Kontrolle.....	9
1.4 Bestimmung der Spielanteile und -zeiten.....	9
2 Abschätzungen und Überschläge.....	10
2.1 Geometrie und Grabkraftabschätzung des Tieflöffels.....	10
2.1.1 Geometrische Abmessungen beim Tieflöffel.....	10
2.1.2 Größe der Innenseitenfläche des Tieflöffels.....	11
2.1.3 Überschlag der Grabkraft.....	13
2.1.4 Ermittlung der geladenen Haufwerksmasse.....	14
2.2 Vereinfachte Geometrieabschätzung der.....	15
2.2.1 Kinematikdarstellung und Beschreibung.....	15
2.2.2 Vorüberlegung und Einführung reduzierter Längen.....	16
2.2.3 Ermittlung der Gliedlängen.....	17
2.2.4 Nachrechnung der Geometrieabschätzung.....	19
2.3 Tabellen und Abbildungen.....	21
2.3.1 Abmessung der Tieflöffel anderer Hersteller.....	21
3 Modellierung der Baggerkinematik.....	23
3.1 Prinziplösung.....	23
3.2 Gesamtkinematik.....	24
3.3 Modellierung der Koordinatensysteme.....	25
3.4 Teilkinematik des Auslegers.....	26
3.4.1 Übertragungsverhalten des Auslegerzylinders.....	27
3.4.1.1 Übertragungswinkel und Übertragungsfunktion.....	27
3.4.1.2 Methode des „Verbotenen Gebietes“ (Hodograph).....	30
3.4.2 Lösungsstrategien.....	31
3.4.2.1 Vorgaben.....	31
3.4.2.2 Lösungsmethoden.....	31
3.4.3 Teilgrafische Methode.....	31
3.4.3.1 Reduktion des Problems.....	32
3.4.3.2 Vorauswahl des Zylinders.....	34
3.4.3.3 Konstruktion der Punktlagen und Messung.....	35
3.4.3.4 Bestimmung der Lastmomente.....	36
3.4.3.5 Bestimmung der maximalen Lastmomente.....	37
3.4.3.6 Zylinderauswahl D_{xd}	37
3.4.3.7 Bestimmung der notwendigen Übertragungswinkel.....	38
3.4.3.8 Konstruktion des verbotenen Gebietes.....	38

3.4.3.9 Herleitung zum Zylinderanlenkpunkt.....	40
3.4.3.10 Zylinderauswahl.....	43
3.4.3.11 Nachweise.....	43
3.5 Teilkinematik des Stiels.....	45
3.5.1 Ersatzmodell zur Lastermittlung.....	45
3.5.2 Reduktion.....	46
3.5.3 Lösungsfindung.....	47
3.5.3.1 Bestimmung der maximalen Lastmomente.....	47
3.5.3.2 Zylinderauswahl.....	48
3.5.4 Erlaubtes Gebiet	49
3.5.4.1 Zylinderauswahl.....	51
3.5.4.2 Nachweise.....	51
3.6 Löffelkinematik.....	53
3.6.1 Vereinfachtes Ersatzmodell.....	53
3.6.2 Technische Eingrenzung der Lösung.....	54
3.6.3 Kriterien zur Auswahl des Koppelgetriebes.....	54
3.6.4 Übertragungsfunktion.....	56
3.6.5 Entwurf und Auswahl des Mechanismus.....	57
3.6.6 Anpassung der Antriebsschwinge.....	61
3.6.7 Auswahl des Zylinders und seines Anlenkpunktes.....	61
3.6.8 Zylinderauswahl.....	63
3.6.9 Nachweise.....	63
3.7 Das Schwenkwerk.....	65
3.7.1 Modellierung und Ermittlung der Kräfte.....	65
3.7.2 Koppelgetriebe für das Schwenkwerk	68
3.7.3 Zylinderauswahl.....	70
3.7.4 Nachweise.....	70
4 Auslegung der Hydraulik.....	71
4.1 Bedarfsermittlung für die Pumpen.....	71
4.2 Auslegung der Pumpen.....	72
4.3 Hydraulikschaltung.....	73
5 Zusammenstellung der Ergebnisse.....	74
5.1 Geometrische Daten.....	74
5.2 Grabkurve.....	75
5.3 Lastkurve - Isodynen des Auslegerzylinders.....	76
5.4 Reißkraft.....	77
5.5 Losbrechkraft.....	77
6 Anhang.....	77

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.2.1: Hauptarbeitsgebiete des Heckbaggers.....	7
Abbildung 1.3.1: Messpunkte.....	8
Abbildung 2.1.1: Abmessungen beim Tieflöffel.....	9
Abbildung 2.2.1: Vereinfachte Geometrieabschätzung	14
Abbildung 2.2.2: Geometrische Beziehungen.....	16
Abbildung 2.3.1: Geometrische Relationen bei den Tieflöffeln von SMP.....	21
Abbildung 2.3.2: Breite als Funktion des Volumens bei Tieflöffeln.....	21
Abbildung 3.1.1: Prinziplösung (zusammengefaltet)	22
Abbildung 3.2.1: Allgemeine Gesamtkinematik.....	23
Abbildung 3.4.1: Teilkinematik des Auslegers.....	25
Abbildung 3.4.2: Übertragungswinkel.....	26
Abbildung 3.4.3: Ort und Größe des maximalen Übertragungswinkels.....	27
Abbildung 3.4.4: Übertragungsfunktion des Auslegerzylinder	27
Abbildung 3.4.5: Konstruktion des "Verbotenen Gebietes".....	29
Abbildung 3.4.6: „prohibited area“.....	29
Abbildung 3.4.7: Reduktion des Problems auf eine Dimension.....	31
Abbildung 3.4.8: Messblatt zu den Lastverhältnisses an Ausleger und Stiel.....	34
Abbildung 3.4.9: Verbotenes Gebiet für den Zylinder 125x70.....	37
Abbildung 3.4.10: Verbotenes Gebiet für den Zylinder 160x90.....	38
Abbildung 3.4.11: Beweisfigur zur Konstruktion des Zylinderanlenkpunktes.....	39
Abbildung 3.4.12: Konstruktion des Erlaubten Gebietes für	40
Abbildung 3.4.13: Tabellierung zum Finden des Anlenkpunktes.....	41
Abbildung 3.5.1: Ersatzmodell zur Lastermittlung am Stiel.....	44
Abbildung 3.5.2: Vereinfachung des Stiel-Systems.....	45
Abbildung 3.5.3: Konstruktion der Übertragungswinkel	48
Abbildung 3.5.4: Konstruktion der Übertragungswinkel.....	48
Abbildung 3.5.5: Konstruktion des Anlenkpunktes.....	49
Abbildung 3.6.1: Ersatzmodell der Löffelkinematik.....	52
Abbildung 3.6.2: Technische Grenzen.....	53
Abbildung 3.6.3: Geometrie und Kinetostatik des Koppelgetriebes.....	54
Abbildung 3.6.4: Vorgaben und Arbeitsbereich.....	54
Abbildung 3.6.5: Black-Box der Übertragungsfunktion.....	55
Abbildung 3.6.6: Übertragungsfunktion.....	55
Abbildung 3.6.7: Konstruktion des Punktes	56
Abbildung 3.6.8: Schar von auf normierten Lösungen.....	57
Abbildung 3.6.9: grafische Lösung für	58
Abbildung 3.6.10: Übertragungsfunktion und stückweise Approximation.....	59
Abbildung 3.6.11: Prinzipielle Gestaltung der Antriebsschwinge.....	60
Abbildung 3.6.12: Konstruktion des Anlenkpunktes für den Löffelzylinder.....	61
Abbildung 3.7.1: Skizze zum Schwenkwerk.....	64
Abbildung 3.7.2: Winkel und Winkelgeschwindigkeit des Schwenkwerkes.....	65
Abbildung 3.7.3: Hubkolbengetriebe.....	67

Abbildung 3.7.4: Funktionsgraph für das Schwenkgetriebe.....	68
Abbildung 4.3.1: Layout des Hydraulikschaltplanes.....	72
Abbildung 5.1.1: Gesamtansicht.....	73
Abbildung 5.2.1: Grabkurve.....	74
Abbildung 5.3.1: Kurven gleicher Kranlast-Tragfähigkeit.....	75

1 Vorüberlegung

1.1 Motivation

Ein Heckbagger ist im Prinzip eine variabel einsetzbare Maschine- meist als Beistellgerät-, die vor allem durch ihre Mobilität und ihre große Einsatzbreite besticht. Sie erweitert die Einsatzmöglichkeiten bestehender Maschinenparks (Lader mit Heckbagger, Anbauheckbagger) oder erschließt vollkommen neue Märkte in denen wegen fehlender Geländegängigkeit und zu hohen Kosten Bagger bisher nicht zum Einsatz kamen (Anbau-Heckbagger für landwirtschaftliche Kleinbetriebe).

Untersuchungen beim kommunalen Medienbau haben ergeben, dass dieser für seine Baumaschinen bei der Erstellung nachträglicher Netz-Anschlüsse und der Reparatur mit einem ungünstigen Transportzeit-Einsatzzeit-Verhältnis zu kämpfen hat. In urbanen Gebieten liegen die Einsatzorte meist mehrere Kilometer entfernt voneinander. Deswegen benötigen die eingesetzten Baumaschinen einen guten Teil der Arbeitszeit allein für ihre Versetzung zwischen den Einsatzorten. Heutzutage besteht der kommunale Baumaschinenpark vor allem aus Mini- und Kleinstbaggern mit raupen- oder radbasiertem Skid-Steer-Antrieb, deren Höchstgeschwindigkeit bauartbedingt meist bei 20km/h liegt. Deswegen wird vorgeschlagen, Teile des bestehenden Fuhrparks der Kommunaltechnik mit einem Heckbagger aufzurüsten. Weiterhin können auf diese Weise ausgestattete Baumaschinen als Springer bei kurzfristigen Kapazitätsengpässen auf Kleinbaustellen dienen.

1.2 Arbeitsgebiete / Hauptarbeitsgebiete

1.2.1 Gräben

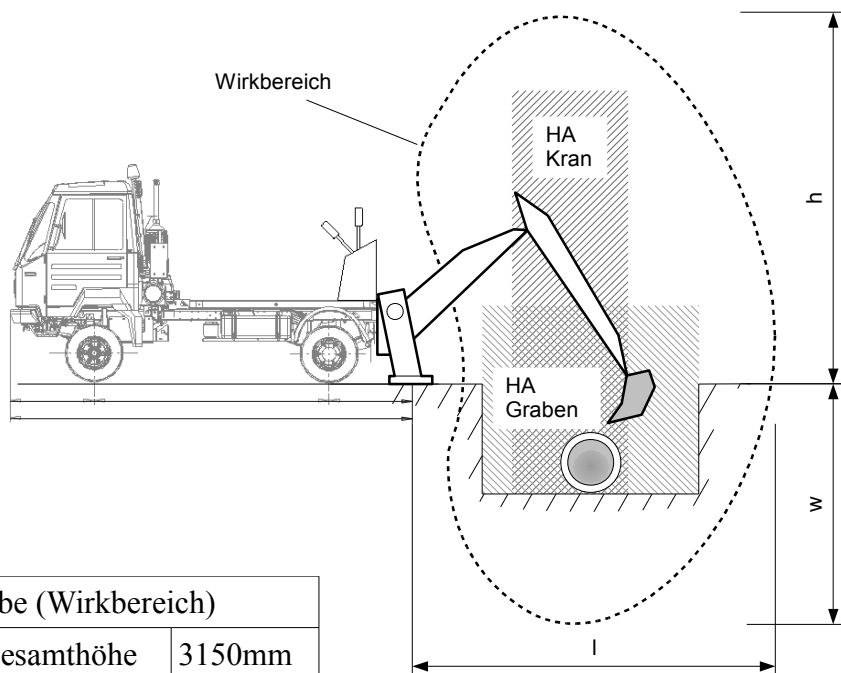
Gräben für Anschlüsse zu kommunalen Medien-Netzen haben meist eine Tiefe von 1 m (Strom, Wasser, Gas) oder 1.20m für Fernwärme und eine Breite von 0.60m. Die durchschnittliche Grabenlänge für einen Stichanschluss auf dem Grundstück beträgt 6m. Somit ergibt sich ein Aushubbedarf von 4.32m³ (aufgelockert: 5.18m³). Der Bagger sollte auch ohne Umsetzen in der Lage sein, den aufgeworfenen Erdhügel wieder in die Aushubgrube einzusetzen. Da beim Heckbagger im Gegensatz zum Raupenbagger beim Wechsel des Arbeitsstandortes die Abstützung neu eingerichtet werden muss, ist darauf zu achten, dass nicht allzu viele Versetzungen für die 6m Grabenlänge notwendig sind.

1.2.2 Kranbetrieb

Weiterhin soll mit diesem Heckbagger das Einsetzen und Herausheben von Medien-Leitungen möglich sein. Dazu zählt auch das Entladen vom Transportfahrzeug aus 1.50m Höhe (Lkw-Ladefläche) mit einer Tragfähigkeit von 1.5t (Stahlbetonröhren für Abwasserkanäle, Brunnenringe).

1.2.3 Anforderungsliste

Abbildung 1.2.1: Hauptarbeitsgebiete des Heckbaggers

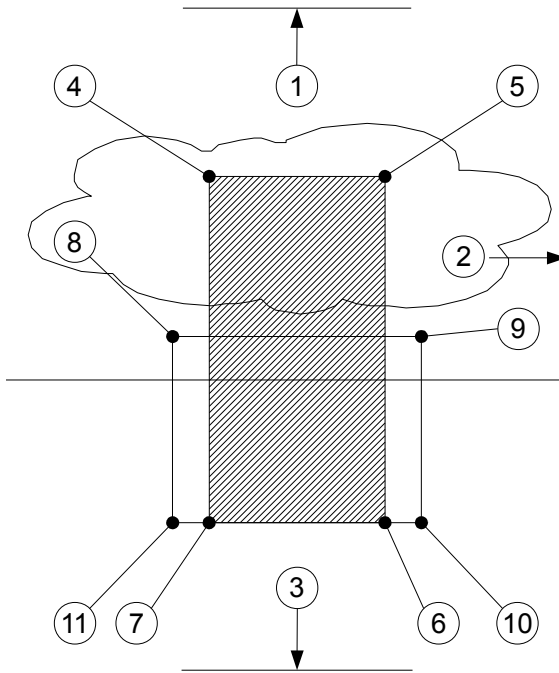


Vorgabe (Wirkbereich)					
h	Gesamthöhe	3150mm			
l	Reichweite	3400mm			
w	Grabtiefe	2600mm			
Hauptarbeitsgebiet Graben		Hauptarbeitsgebiet Kranbetrieb			
b	Breite	600mm	h	Höhe	1500mm
h	Höhe	600mm	t	Tiefe	1200mm
w	Tiefe	1200mm	l	Weite	1000m
l	Weite	1500mm			

Alle Maße mit Bezug zum Bodenniveau

1.3 Messpunkte für Zustandsbeschreibung und Kontrolle

Abbildung 1.3.1: Messpunkte



Anforderungen und Nachweise:		
1	Gesamthöhe	Haltevermögen der Eigenlast (HE)
2	Reichweite	Haltevermögen des Eigengewichtes (HE)
3	Grabtiefe	Grabfähigkeit und Haltevermögen der Eigenlast (G, HE)
6,7,8,9,10,11	Hauptarbeitsgebiet Graben	Grabfähigkeit und Haltevermögen der Eigenlast mit gefülltem Löffel (G, HV)
4,5,6,7	Hauptarbeitsgebiet Kran	Haltevermögen des Eigengewichtes mit 1500kg Zusatzlast (K)

1.4 Bestimmung der Spielanteile und -zeiten

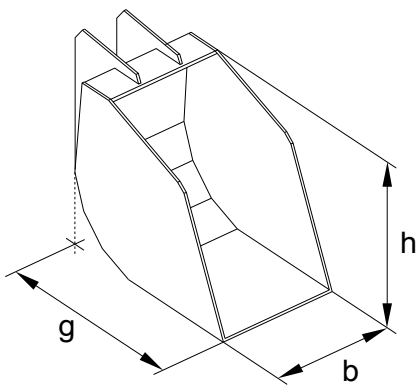
Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$t_{Sp} = 20..30s$ Bestimmung nach „Baumaschinen“, S.51	$t_G : t_S : t_E = 3 : 6 : 1$ $t_G + t_S + t_E = t_{Sp}$ $t_S = 2 \cdot t_G$ $t_E = \frac{1}{3} t_G$ $t_G = \frac{3}{10} t_{Sp}$	$t_G = 6..9s$ $t_S = 12..18s$ $t_E = 2..3s$
t_{Sp} Spieldauer, t_E Entleeren, t_G Graben, t_S Drehen+Heben+Senken		

2 Abschätzungen und Überschläge

2.1 Geometrie und Grabkraftabschätzung des Tieflöffels

2.1.1 Geometrische Abmessungen beim Tieflöffel

Abbildung 2.1.1: Abmessungen beim Tieflöffel



Geometrisch-mathematische Abhängigkeiten beim Tieflöffel

$V = A_t \cdot b$	annähernd prismatisches Volumen
$A_t = \kappa_A \cdot g \cdot h$	lineare Abhängigkeit
$g = \kappa_{gb} \cdot b$	
$h = \kappa_{hb} \cdot b$	
$V = \kappa_A \cdot \kappa_{gb} \cdot \kappa_{hb} \cdot b^3$	
$b \sim \sqrt[3]{V}$	
V	Löffelvolumen (Haufmaß)
A_t	Seitenfläche
b, g, h	Innenmaße: Gefäßbreite, Tiefe, Höhe (Öffnungsweite)

Durch geeignete Regression auf ein Polynom lassen sich aus den Angaben der Herstellern (siehe Tabellen und Abbildungen) für den gewünschten Volumenbereich von 30l die notwendigen Abmessungen extrapolieren.
 $b = 320..360\text{mm}$, $h = 380..420\text{mm}$, $g = 460..500\text{mm}$

2.1 Geometrie und Grabkraftabschätzung des Tieflöffels

Alternativ können über Zuhilfenahme der aus [KUN00] bekannten Faustformeln die Abmessungen überschlägig ermittelt werden:

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$V = 301$	$b = \sqrt[3]{1,7 \cdot V}$ $h = b$ $g = (0,8..0,9)b$	$b = 370\text{mm}$ $h = 370\text{mm}$ $g = 330\text{mm}$
b Gefäßbreite, g Gefäßtiefe, h Gefäßhöhe, V Löffelvolumen		

Um sicher zu gehen und den Abstand zu den Modellbedingungen zu verkleinern werden die letzteren Werte verwendet.

2.1.2 Größe der Innenseitenfläche des Tieflöffels

Kurze Nachrechnung der für das Haufmass nach der DIN ISO 7451 notwendigen Innenseitenfläche eines prismatischen Tieflöffels:

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$V_{Ts} = b \cdot A_t$ $V_{Th} = V_{Ts} + \frac{h \cdot b^2}{4} - \frac{b^3}{24}$ $b = 370\text{mm}$ $V_{th} = 301$	$V_{Th} = b \cdot A_t + \frac{b^3}{4} - \frac{b^3}{24}$ $A_t = \frac{1}{b} \left(V_{Th} - \frac{5}{24} b^3 \right)$	$A_t = 52560\text{mm}^2$
A_t Größe der innen liegenden Seitenfläche des Löffels, V_{Th} Haufwerksvolumen im Tief löffel, V_{Ts} Volumen des Tieflöffels (Streichmaß)		

2.1 Geometrie und Grabkraftabschätzung des Tieföffels

Überprüfung der Plausibilität anhand der Abmessungen eines Rechtecks, Viertelellipse und eines rechtwinkligen Dreiecks:

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
Rechteckfläche		
$A_t = A_{\text{Rechteck}}$ $A_{\text{Rechteck}} = g \cdot h$ $g = 0.8 \cdot h$	$h = \sqrt{\frac{10}{8} A_t}$	$h = 256\text{mm}$ $g = 205\text{mm}$
Ellipsenfläche		
$A_t = \frac{1}{4} A_{\text{Ellipse}}$ $A_{\text{Ellipse}} = \pi \cdot a_{\text{Ellipse}} \cdot b_{\text{Ellipse}}$ $a_{\text{Ellipse}} = g = 0.8 \cdot h$ $b_{\text{Ellipse}} = h$	$h = \sqrt{\frac{40}{8 \cdot \pi} A_t}$	$h = 289\text{mm}$ $g = 231\text{mm}$
Dreiecksfläche		
$A_t = A_{\text{Dreieck}}$ $A_{\text{Dreieck}} = \frac{1}{2} g \cdot h$ $g = 0.8 \cdot h$	$h = \sqrt{\frac{10}{4} A_t}$	$h = 362\text{mm}$ $g = 290\text{mm}$

In jedem Fall liegen die gewählten Werte von g und h oberhalb der für die Flächengeometrien notwendigen Größe. Die durch g und h aufgespannte imaginäre Rechteckfläche muss also nur etwa zur Hälfte gefüllt sein. Somit bleibt hinsichtlich der geometrische Gestaltung genügend Reserve um die Form der Fläche frei zu bestimmen.

2.1.3 Überschlag der Grabkraft

Da der Einsatz einer Baumaschine vielen Unwägbarkeiten unterworfen ist¹. Kann die Grabkraftabschätzung nur sehr grob erfolgen. Es bietet sich hier als Methode die spezifische Grabkraft mit ihrem Span-Geometrie bezogenem Ansatz an. Überprüft wird dieser Wert anhand der Gewinnungsklasse. Als Ausgangswert für die Schnitttiefe wird angenommen, dass der Löffel bis zu $\frac{2}{3}$ in den Boden eintaucht.

Damit ergeben sich unter Benutzung von [KUN01] :

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$EK = III$ $k_A = 0,05 \dots 0,1 \frac{N}{mm^2}$ $C = 16 \frac{N}{mm}$ $b = 370mm$ $h = 370mm$ $h' = \frac{2}{3}h$ $S_F = 1.2$	$\mathbb{F}_{Grab} = k_{A,r} \cdot A$ $A = b \cdot h'$ $k_{A,r} = k_A + \frac{C}{h'}$ $\mathbb{F}_{Grab} = (k_A \cdot h' + C) b$ $\mathbb{F}_{Grab,r} = S_F \cdot \mathbb{F}_{Grab}$	$\mathbb{F}_{Grab} = 15100N$ $k_{A,r} = 165 \frac{kN}{m^2}$ $\mathbb{F}_{Grab,r} = 18100N$
<p>A Spanfläche, C Einfluss der Spandicke, EK Erdstoffklasse, \mathbb{F}_{Grab} Grabkraft, h' Schnitttiefe, k_A (spanflächen)spezifische Grabkraft, $k_{A,r}$ rechnerische spezifische Grabkraft, S_F Sicherheitsfaktor auf F</p>		

Da das Modell als Bedingung für die Anwendbarkeit eine Breite von $b > 400mm$ vorsieht, muss ein Sicherheitsfaktor gegenüber diesen Imponderabilien eingeführt werden. $S_F = 1,2$

Damit erhöht sich der Überschlagswert auf $\mathbb{F}_{Grab,r} = 18.1kN$. Der Wert von $k_{A,r}$ liegt nach Kögler-Scheidig in der Gewinnungsklasse GKL 3 (schwerer Stichboden). Also erscheint mir der Wert plausibel.

1 In den wenigsten Fällen entspricht das Bodenverhalten dem eines angenommenen Modellstoffes. So kann zum Beispiel allein das Vorliegen von Pflanzendurchwuchs die notwendigen Grabkräfte wesentlich erhöhen.

2.1.4 Ermittlung der geladenen Haufwerksmasse

Bestimmung des Ladefaktors nach DIN 18196 und der Haufwerksmasse:

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$G=2$ $BKl=4$	$f_L = f_A \cdot f_F$ $f_A = 0.8$ $f_F = 1.2$	$f_L = 0.96$
$A_t = 52560 \text{ mm}^2$ $b = 370 \text{ mm}$ $\rho_0 = 2 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}$	$V_{Ts} = A_t \cdot b$ $m_L = \rho_0 \cdot f_L \cdot V_{Ts}$	$V_{Ts} = 19.4 \text{ l}$ $m_L = 37 \text{ kg}$
<i>BKl</i> Bodenklasse (DIN 18300), f_A Auflockerungsfaktor, f_F Füllgrad, f_L Ladefaktor, G Gruppe (mittelschwer lösbar Böden), m_L geladene Masse, ρ_0 Rohdichte des Bodens V_{Ts} Löffelinhalt (Streichmaß)		

Da mir dieser Wert etwas niedrig erscheint, erfolgt hier ein Überschlag anhand eines verdichteten Sand-Ton-Gemisches als Extremfall:

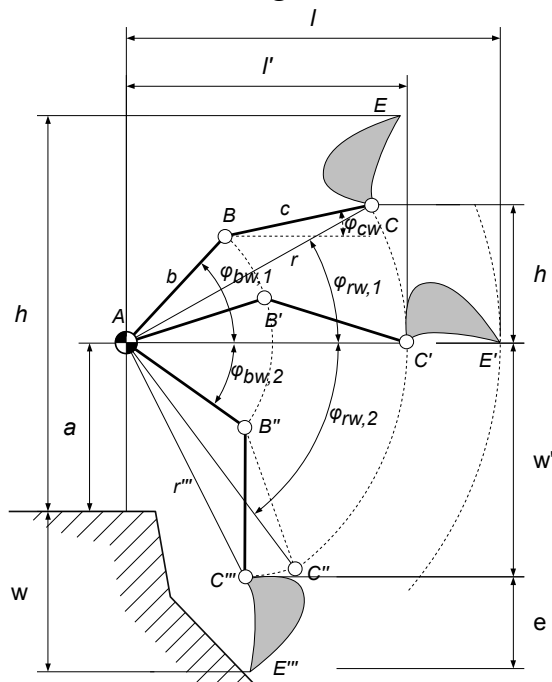
Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$V_{Th} = 30 \text{ l}$ $\rho_0 = 2.4 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}$	$m_L = V_{Th} \cdot \alpha \cdot \rho_0$ $\alpha = 0.84$	$m_L = 60 \text{ kg}$
α Auflockerungsgrad		

Den letzteren Wert werde ich für die folgenden Überschläge heranziehen.

2.2 Vereinfachte Geometrieabschätzung der

2.2.1 Kinematikdarstellung und Beschreibung

Abbildung 2.2.1: Vereinfachte Geometrieabschätzung



a	Anbauhöhe
A	Anbaupunkt= Gelenkpunkt
b	Länge des Auslegers \overline{AB}
B	Drehgelenkverbindung Ausleger-Stiel
c	Länge des Stiels \overline{BC}
C	Drehgelenkverbindung Stiel-Löffel
e	Grabradius (Abstand Löffelanlenkpunkt-Messerschneide) \overline{CE}
h	Gesamthöhe
h'	reduzierte Gesamthöhe
l	Reichweite
l'	reduzierte Reichweite
r	Größtmögliche Spannweite \overline{AC}
r'''	Spannweite in Extremlage $\overline{AC''''}$
w	Grabtiefe
w'	reduzierte Grabtiefe
$\varphi_{bw,1}$	Drehwinkelbereich des Auslegers
$\varphi_{bw,2}$	
φ_{cw}	Winkel des Stiels gegenüber dem Weltkoordinatensystem
$\varphi_{rw,1}$	Maximaler Drehwinkel $\sphericalangle CAC^I$ nach oben
$\varphi_{rw,2}$	Maximaler Drehwinkel $\sphericalangle C^I AC^II$ nach unten

Große Buchstaben bezeichnen Drehgelenkverbindungen, kleine Buchstaben Abstände und Längen. Winkel sind in griechischen Kleinbuchstaben geschrieben.

Die Abbildung von ΔABC auf $\Delta AB^I C^I$ erfolgt durch eine Drehung im Punkt A . $\overline{C^I E^I}$ wird durch die Relativedrehung im Punkt C^I erzeugt. C^{III} entsteht aus C^{II} durch die Relativedrehung im Punkt $B^{II} = B^{III}$.

Hinweis zum Winkelkalkül:

$\varphi_{kl,i}$ Winkel zwischen k und l von l ausgehend in mathematisch positiver Richtung in der Stellung i

$$\varphi_{kl,i} = -\varphi_{lk,i} \quad \varphi_{kl} + \varphi_{lm} = \varphi_{km}$$

2.2.2 Vorüberlegung und Einführung reduzierter Längen

Da die Abmessungen das Niveau des Erdboden als Ausgangspunkt benutzen, erscheint es mir sinnvoll, das Koordinatensystem in den Anlenkpunkt A für den Ausleger zu transformieren.

Weiterhin ergibt sich, dass der Grabradius von jedem dieser Maße abgezogen werden kann und somit zur Bestimmung nur noch b , c , γ , $\phi_{bw,1}$ und $\phi_{bw,2}$ verbleiben.

Aus der Tatsache, dass der Heckbagger Teil einer mobilen Arbeitseinheit ist, schlussfolgere ich, dass sein Vorteil gegenüber einem normalen Bagger seine schnelle und einfache Versetzbarkeit und erhöhte Mobilität ist. Deswegen wähle ich für die Anbauhöhe den Wert $a = 500\text{mm}$. Das gibt neben der Bodenfreiheit genügend Spielraum für den Schwenkmechanismus, der sich normalerweise seitlich/ unter dem Anlenkpunkt für den Ausleger befindet. Weiterhin ist meiner Meinung nach ein geringes Transportmaß wichtig.

Deswegen schlage ich ein $\phi_{bw,1} = 90^\circ$ vor, damit Ausleger und Stiel neben einander „gefaltet“ werden können. Das bedeutet aber nicht notwendiger Weise, dass dieses auch die obere Grenze des Arbeitsbereiches beschreibt. Deswegen wird der Maximale Schenkelwinkel des Dreiecks ΔABC anhand der errechneten Schenkellängen und der reduzierten Reichweite bestimmt.

Reduzierte Längen

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$h = 3150\text{mm}$	$h' = h - e - a$	$h' = 2280\text{mm}$
$l = 3400\text{mm}$	$w' = w - e + a$	$w' = 2730\text{mm}$
$w = 2600\text{mm}$	$l' = l - e$	$l' = 3030\text{mm}$
$a = 500\text{mm}$		
$e = 370\text{mm}$		
a Anbauhöhe, e Grabradius, h Gesamthöhe, l Reichweite, w Grabtiefe		

2.2.3 Ermittlung der Gliedlängen

<p>Abbildung 2.2.2: Geometrische Beziehungen</p>		<p>Geometrische Beziehungen:</p> $r = l'$ <p>Kreisradius</p> $h' = b \cdot \sin(\phi_{bw,1}) + c \cdot \sin(\phi_{cb})$ $h' = r \cdot \sin(\phi_{rw,1})$ $w' = b \cdot \sin(\phi_{bw,2}) + c$ $b = c + e$ $\phi_{bw,1} = \phi_{rw,1} + \alpha$ $\phi_{cb} = \gamma - 180^\circ$ $\delta \approx \alpha \quad b > c \rightarrow \delta > \alpha$ $r^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\gamma)$
<p>α, δ, γ Innenwinkel des Dreiecks ΔABC</p>		
Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
Bestimmung von $\phi_{rw,1}$		
$h' = 2280 \text{ mm}$ $l' = 3030 \text{ mm}$	$\phi_{rw,1} = \arcsin\left(\frac{h'}{l'}\right)$	$\phi_{rw,1} = 48.8^\circ$
vorläufige Bestimmung $\alpha_{max}, \delta_{max}, \gamma_{min}, \phi_{cw,max}$		
$\phi_{bw,1} = 90^\circ$ $\phi_{rw,1} = 48.8^\circ$	<p>durch Position 1</p> $\alpha = \phi_{bw,1} - \phi_{rw,1}$ $\delta = \alpha$ $\gamma = 180^\circ - 2 \cdot \alpha$ $\phi_{cb,1} = -2 \cdot \alpha$	$\alpha_{max} = 41.2^\circ$ $\delta = 41.2^\circ$ $\gamma_{min} = 97.6^\circ$ $\phi_{cb,1} = -82.4^\circ$ $\phi_{cw,1} = 7.6^\circ$
Ermittlung der Untergrenzen von b, c		
$e = 370 \text{ mm}$ $l' = 3030 \text{ mm}$ $\gamma = 180^\circ$ (Entartetes Dreieck)	$l'^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\gamma)$ $b = \frac{1}{2}(l' + e)$	$b_{min} = 1700 \text{ mm}$ $c_{min} = 1330 \text{ mm}$

2.2 Vereinfachte Geometrieabschätzung der

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
Ermittlung der Obergrenze von b, c		
$\gamma = 97.6^\circ$ $l' = 3030\text{mm}$ $e = 370\text{mm}$	$\phi_{bw, \max} = 90^\circ$ $l'^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\gamma)$ $b = \frac{e}{2} + \sqrt{\frac{e^2}{4} + \frac{l'^2 - e^2}{2(1 - \cos(\gamma))}}$	$b_{\max} = 2191\text{mm}$ $c_{\max} = 1821\text{mm}$
willkürliche Auswahl	nach händischem Optimierungsversuch	$b = 1970\text{mm}$ $c = 1600\text{mm}$
Ermittlung von $\gamma_{\text{erforderlich}}$		
$b = 1970\text{mm}$ $c = 1600\text{mm}$ $l' = 3030\text{mm}$	$\cos(\gamma_{\text{erforderlich}}) = 1 + \frac{e^2 - l'^2}{2 \cdot b \cdot (b - e)}$	$\gamma_{\text{erforderlich}} = 116^\circ$

2.2.4 Nachrechnung der Geometrieabschätzung

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
Ermittlung von l' für die maximale Strecklage		
$b=1970\text{mm}$ $c=1600\text{mm}$ $\gamma_{\text{erforderlich}}=116^\circ$	$l'^2 = b^2 + c^2 - 2 \cdot b \cdot c \cdot \cos(\gamma)$	$l'=3033$
Innenwinkel		
$b=1970\text{mm}$ $c=1600\text{mm}$ $l'=3033\text{mm}$ $\gamma=116^\circ$	$\frac{b}{\sin(\delta)} = \frac{c}{\sin(\alpha)} = \frac{l'}{\sin(\gamma)}$	$\alpha=28^\circ$ $\delta=36^\circ$
Ermittlung von $\phi_{rw,1}$		
$h'=2280\text{mm}$ $l'=3033\text{mm}$	$\sin(\phi_{rw,1}) = \frac{h'}{l'}$	$\phi_{rw,1}=49^\circ$
Ermittlung von $\phi_{bw,1}$		
$\alpha=28^\circ$ $\phi_{rw,1}=49^\circ$	$\phi_{bw,1} = \phi_{rw,1} + \alpha$	$\phi_{bw,1}=77^\circ < 90^\circ$
Ermittlung von $\phi_{cb,1}$		
$\gamma=116^\circ$	$\phi_{cb,1} = \gamma - 180^\circ$	$\phi_{cb,1} = -64^\circ$
Ermittlung von $\phi_{cw,1}$		
	$\phi_{cw} = \phi_{bw} + \phi_{cb}$	$\phi_{cw,1} = 13^\circ$
Ermittlung von $\phi_{bw,2}, \gamma_2$		
$b=1970\text{mm}$ $c=1600\text{mm}$ $l'=3033\text{mm}$ $w'=2730\text{mm}$	$\sin(\phi_{rw,2}) = \frac{w'}{l'}$ $\phi_{bw,2} = \phi_{rw,2} + \alpha$ $\gamma_2 = 90^\circ + \phi_{bw,2}$	$\phi_{rw,2} = -64^\circ$ $\phi_{bw,2} = -36^\circ$

2.2 Vereinfachte Geometrieabschätzung der

Ergebnis des Überschlages	
Anbauhöhe	$a = 500\text{mm}$
Auslegerlänge	$b = 1970\text{mm}$
Stiellänge	$c = 1600\text{mm}$
Grabradius	$e = 370\text{mm}$
Maximaler Schenkelwinkel zwischen Ausleger und Stiel (Streckung)	$\gamma_{max} = 116^\circ$

2.3 Tabellen und Abbildungen

2.3.1 Abmessung der Tieflöffel anderer Hersteller

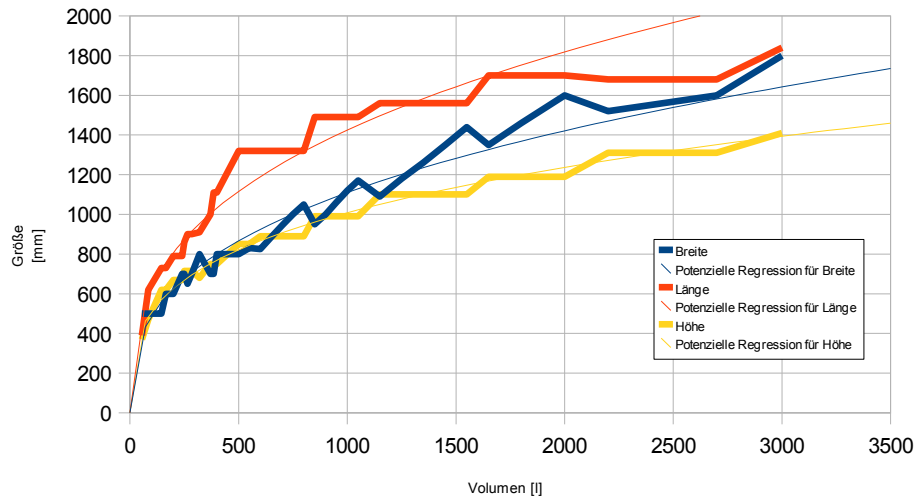
SMP Tieflöffel für Minibagger						
Typ	Volumen [l]	Breite [mm]	Tiefe [mm]	Höhe [mm]	Winkel [°]	Gewicht [kg]
DS55	55	500	390	370	37	45
DS85	85	500	620	470	30	55
DS145	145	500	730	620	28	90
DS165	165	600	730	620	28	100
DS200	200	600	790	670	28	135
DS240	240	700	790	670	28	170
DS250	250	700	860	715	28	180
DS265	265	650	900	715	28	195
DS285	285	700	900	715	28	220
DS320	320	800	910	680	30	280
DS370	370	700	1000	750	30	350
DS385	385	700	1110	750	30	350
DS400	400	800	1110	750	30	410
500HDR	500	800	1320	850	25	450
550HDR	550	830	1320	850	25	500
600HDR	600	825	1320	890	25	550
650HDR	650	885	1320	890	25	600
700HDR	700	945	1320	890	25	650
750HDR	750	1000	1320	890	25	700
800HDR	800	1050	1320	890	25	720
850HDR	850	950	1490	990	25	780
900HDR	900	1000	1490	990	25	820
950HDR	950	1060	1490	990	25	870
1000HDR	1000	1120	1490	990	25	920
1050HDR	1050	1170	1490	990	25	1050
1150HDR	1150	1090	1560	1100	25	1180
1250HDR	1250	1180	1560	1100	25	1280
1350HDR	1350	1260	1560	1100	25	1300
1450HDR	1450	1350	1560	1100	25	1380
1550HDR	1550	1440	1560	1100	25	1470
1650HDR	1650	1350	1700	1190	25	1600
1800HDR	1800	1460	1700	1190	25	1800
2000HDR	2000	1600	1700	1190	25	2000
2200HDR	2200	1520	1680	1310	23	2400
2700HDR	2700	1600	1680	1310	23	2700

Tabelle 2.3.1: Abmessungen SMP Tieflöffel, Quelle: www.smp.com

engcon Tieflöffel				
Typ:	Volumen [l]	Breite [mm]	Gewicht [kg]	Befestigung
DB1	50	400	40	S30/150
DB1	50	400	40	S30/180
DB2	70	450	50	S30/150
DB2	70	450	50	S30/180
DB2	90	550	60	S30/150
DB2	90	550	60	S30/180
DB2	90	550	65	S40
DB3	120	550	70	S40
DB5	160	600	95	S40
DB6	200	600	130	S40 / S45
DB7	250	600	210	S45 / S50
DB9	350	700	230	S45 / S50
DB11	400	700	285	S45 / S50 S60
DB12	500	800	315	S50 / S60
DB14	600	900	560	S60 / S1
DB16	750	1000	600	S60 / S1
DB18	900	1000	680	S60 / S70 / S1
DB21	1100	1100	950	S70 / S1
DB23	1250	1100	1050	S70 / S2
DB26	1400	1300	1250	S7

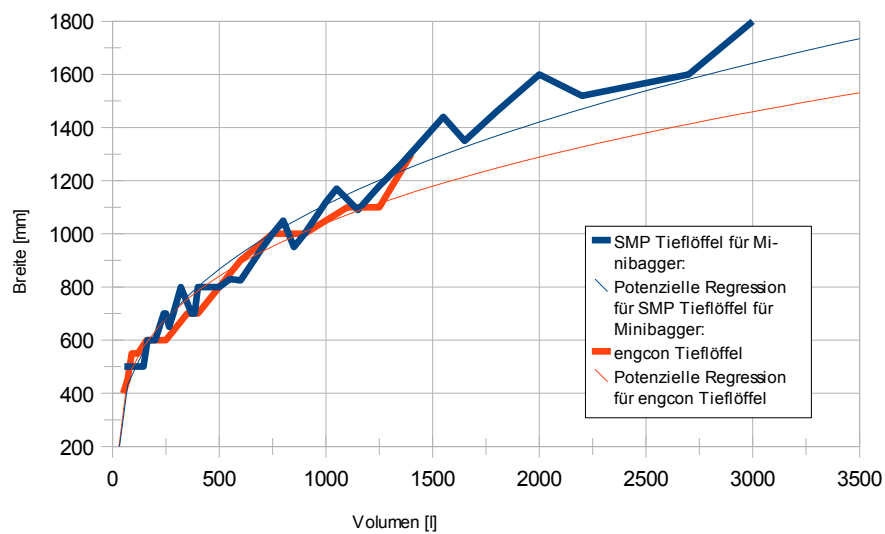
Tabelle 2.3.2: Abmessungen engcon Tieflöffel, Quelle: www.engcon.se

Abbildung 2.3.1: Geometrische Relationen bei den Tieflöffeln von SMP



Ergebnis ist eine Kurve mit typisch degressiven Verlauf der Monotonie

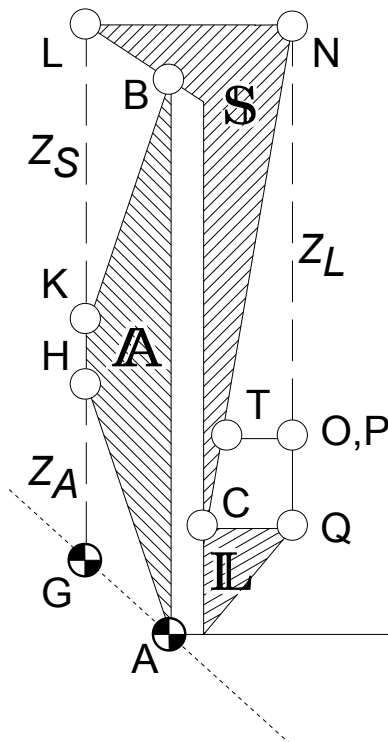
Abbildung 2.3.2: Breite als Funktion des Volumens bei Tieflöffeln



3 Modellierung der Baggerkinematik

3.1 Prinziplösung

Abbildung 3.1.1: Prinziplösung
(zusammengefaltet)



Zylinder sind hierbei Elemente die lediglich Längskräfte aufnehmen können. Die Glieder Ausleger, Stiel und Löffel vermögen dagegen auch Querkräfte zu leiten. Freischnitte finden an den jeweiligen Gelenkpunkten statt.

9-gliedriges 2-Stand Koppelgetriebe mit 3 Schwingschleifen und 3 Freiheitsgraden in der Ebene.

Optimierung:

- Anlenkpunkt H des Auslegerzylinders in Richtung B verschieben
- Auslegerzylinder innen liegend und an der Zylinderwand befestigt → besserer Übertragungswinkel
- \overline{GA} vergrößern → Übertragungswinkel
- \overline{LB} auf Graben auslegen
- $\overline{TO} > \overline{CQ}$ besseres Übertragungsverhalten

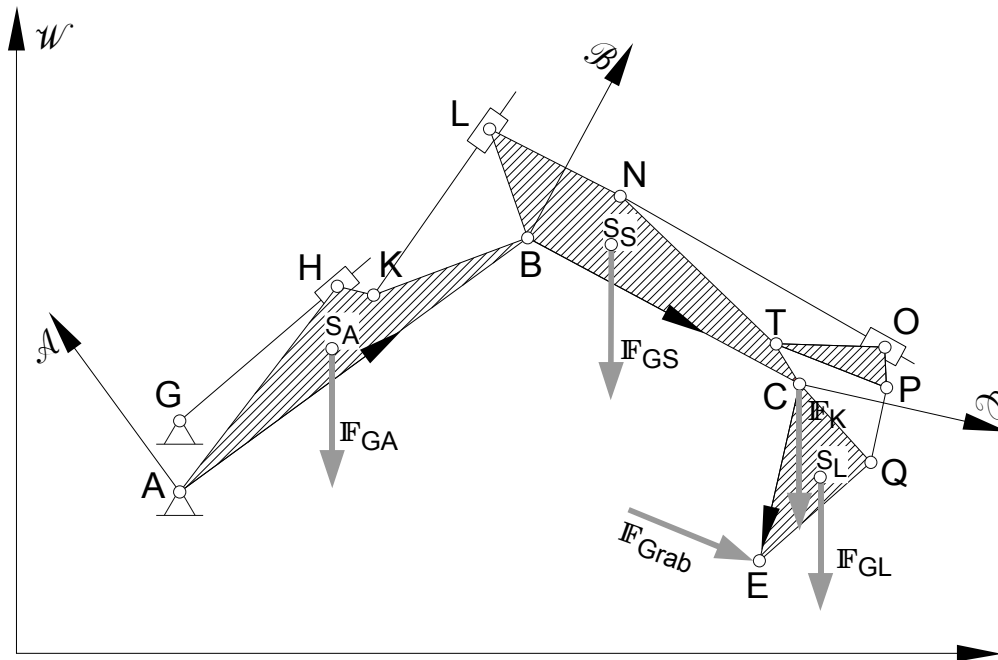
Allgemeine Ziele:

- geringe Zylinderkräfte (Größe)
- geringe Zylinderhübe (Stabilität)

A	Ausleger
S	Stiel
L	Löffel
Z_A	Auslegerzylinder
Z_S	Stielzylinder
Z_L	Löffelzylinder
\overline{TO}	Schwinge
\overline{PQ}	Koppel

3.2 Gesamtkinematik

Abbildung 3.2.1: Allgemeine Gesamtkinematik



\mathcal{W}	Weltkoordinatensystem
$\mathcal{A}, \mathcal{B}, \mathcal{C}$	Körpereigene Koordinatensysteme
$A, B, ..$	Einfache Buchstaben stellen Gelenkpunkte dar.
S_A, S_S, S_L	Massen-Schwerpunkt des Auslegers, Stiels,
$\mathbf{F}_{GA}, \mathbf{F}_{GS}, \mathbf{F}_{GL}$	Gewichtskraft des Auslegers am Schwerpunkt des Auslegers wirkend (analog für Stiel und Löffel)
\mathbf{F}_{Grab}	Grabkraft
\mathbf{F}_K	Zusätzliche Belastung durch das Halten einer Nutzmasse im Kranbetrieb

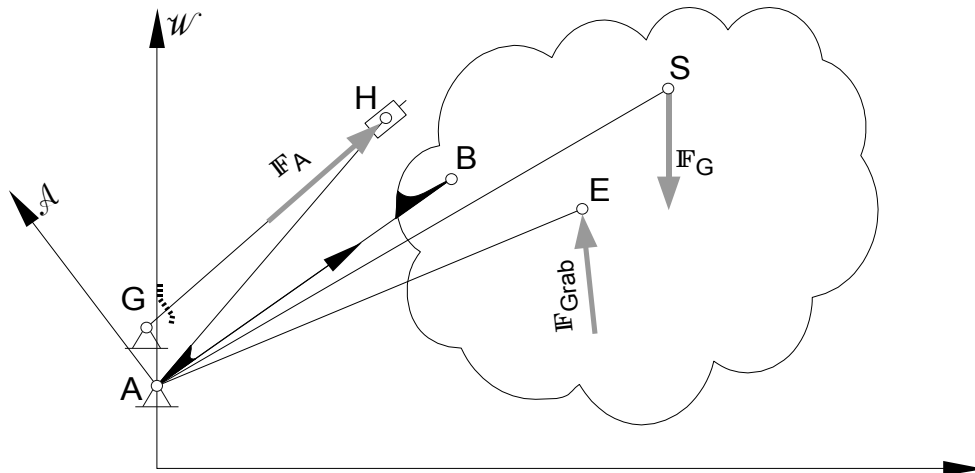
3.3 Modellierung der Koordinatensysteme

Durch die Verkettung der Koordinatensysteme über Relativdrehung und Relativverschiebung bietet sich hier das Arbeiten mit polaren Koordinaten an. Statt mit schwierigen Drehmatrizen zu hantieren, erfolgt die Dreh-Transformation einfach über eine Multiplikation. Durch die körperlichen Gegebenheit lässt sich diese Modellierung sogar im dreidimensionalen Raum mithilfe einer Quasi-3D-Darstellung in der momentanen Ebene fortführen, die lediglich im Raum um die durch den Punkt A verlaufende vertikale Drehachse geschwenkt wird.

\mathcal{W}	Weltkoordinatensystem mit Koordinaten in polarer und rechtwinkliger Schreibweise: $(K)_{\mathcal{W}} = k_{\mathcal{W}} \cdot e^{i \cdot \kappa_{\mathcal{W}}} = (k_{\mathcal{W}} \cdot \cos(\kappa_{\mathcal{W}}); k_{\mathcal{W}} \cdot \sin(\kappa_{\mathcal{W}}))_{\mathcal{W}}$
$Rot(P_{\mathcal{W}}, \phi)_{\mathcal{W}}$	Drehung in der Ebene relativ zum Weltursprung um den Winkel ϕ in positiver Richtung $Rot(P_{\mathcal{W}}, \phi)_{\mathcal{W}} = (p \cdot e^{i \cdot \pi_{\mathcal{W}}}) e^{i \cdot \phi}$
$\mathcal{A}, \mathcal{B}, \mathcal{C}$	$\mathcal{A} : (e_{\mathcal{A},x} = \frac{\overline{AB}}{ \overline{AB} }, e_{\mathcal{A},y} \perp e_{\mathcal{A},x})$ Die Körperkoordinatensysteme sind nur über Relativ-Drehung $\rho(\mathcal{B}, \mathcal{C})$ und Relativ-Verschiebung R miteinander verbunden. Daraus ergibt sich für die Metriken die Gleichheit von Beträgen und Abständen. $d(S) = S _{\mathcal{W}} = S _{\mathcal{A}}$ $d(P, Q) = \overline{PQ} _{\mathcal{W}} = \overline{PQ} _{\mathcal{A}}$ $\rightarrow (K)_{\mathcal{W}} = k_{\mathcal{W}} \cdot e^{i \cdot \kappa_{\mathcal{W}}} = k_{\mathcal{A}} \cdot e^{i \cdot \kappa_{\mathcal{W}}} = k \cdot e^{i \cdot \kappa_{\mathcal{W}}}$
$A, B, ..$	Die Darstellung erfolgt relativ zu den jeweiligen Koordinatensystemen: $(K)_{\mathcal{A}}$ Punkt K im körpereigenem Koordinatensystem $(K)_{\mathcal{A}} = k_{\mathcal{A}} \cdot e^{i \cdot \kappa_{\mathcal{A}}} \quad (K)_{\mathcal{W}} = (A)_{\mathcal{W}} + (K)_{\mathcal{A}} \cdot e^{i \cdot \phi_{\mathcal{A}\mathcal{W}}}$
\overline{AB}	Gerichtete Strecke mit Startpunkt in A $(\overline{AB})_{\mathcal{W}} = -(A)_{\mathcal{W}} + (B)_{\mathcal{W}} = -a \cdot e^{i \cdot \alpha_{\mathcal{W}}} + b \cdot e^{i \cdot \beta_{\mathcal{W}}}$

3.4 Teilkinematik des Auslegers

Abbildung 3.4.1: Teilkinematik des Auslegers



Bildung der Momentenbilanz zur Berechnung der Zylinderkraft \mathbf{F}_A

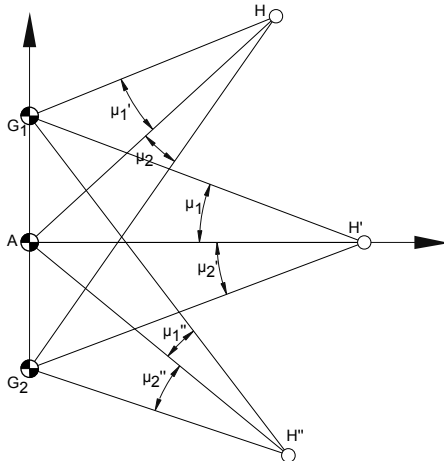
Zur Vereinfachung verläuft die Ordinate des Weltkoordinatensystems durch den Gelenkpunkt A

\mathbf{F}_A	Zylinderkraft des Auslegerzylinders im Weltkoordinatensystem $\mathbf{F}_A = F_A \cdot (e_{f_A})_w = F_A \frac{(\overline{GH})_w}{ (\overline{GH})_w }$
\mathbf{F}_G	Auf den Gesamtschwerpunkt S reduzierte Gesamtgewichtskraft
$\mathbf{M}(A, P, \mathbf{F})$	Drehmoment durch eine im Kraftangriffspunkt P wirkende Kraft bezüglich A $\mathbf{M}(A, P, \mathbf{F}) = \overline{AP} \times \mathbf{F}$
Momentenbilanz um den Gelenkpunkt A	$\mathbf{M}(A, H, \mathbf{F}_A) + \mathbf{M}(A, S, \mathbf{F}_G) + \mathbf{M}(A, E, \mathbf{F}_{Grab}) = 0$ bei statischem Gleichgewicht

3.4.1 Übertragungsverhalten des Auslegerzylinders

3.4.1.1 Übertragungswinkel und Übertragungsfunktion

Abbildung 3.4.2: Übertragungswinkel $f = f(h, \mu(\phi))$



Aus der Gleichung für das durch den Zylinder $\overline{G_i H}$ hervorgerufene

Drehmoment um den Punkt A

$$\overline{IM}(A, H, \mathbf{F}) = \overline{AH} \times \mathbf{F}$$

$$\overline{AH} \times \mathbf{F} = |\mathbf{F}| \cdot |\overline{AH}| \cdot \sin(\mu)$$

$$h = |\overline{AH}| \quad F = |\mathbf{F}|$$

$$\overline{IM}(A, H, \mathbf{F}) = F \cdot h \cdot \sin(\mu)$$

folgt, dass der eingeschlossene Winkel möglichst groß sein muss (max. 90°), damit die Zylinderkraft effektiv wirken kann. Dieser Winkel wird Übertragungswinkel μ genannt.

Weiterhin wird das Produkt aus Hebellänge h und dem Sinus des eingeschlossenen Winkels μ als Übertragungsfunktion f eingeführt.

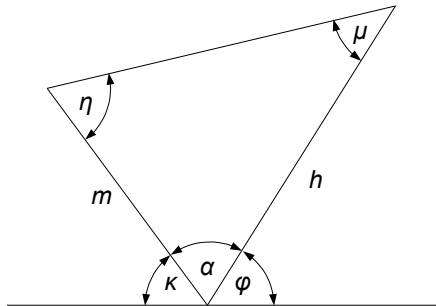
Vorannahmen:

- Das Eigengewicht erzeugt in jedem Fall um den Punkt A ein rechts drehendes Moment.
- Im Hauptarbeitsgebiet Graben erzeugt die Grabkraft immer ein links drehendes Moment.

Da als Hauptarbeitsgebiet das Graben vorgesehen ist, muss im IV. Quadranten der Übertragungswinkel μ groß gewählt werden. Deswegen schlussfolgere ich, dass der Zylinderanlenkpunkt G_2 von der Kinematik her besser geeignet ist. Da aber eine große Bodenfreiheit Voraussetzung ist, kann dieser Anlenkpunkt nicht gewählt werden.

Somit bleibt für G nur noch eine Lage im ersten und zweiten Quadranten. Wobei wegen des maximalen Drehwinkels von \overline{AH} von 90° der erste Quadrant schon aus konstruktiver Sicht herausfällt.

Abbildung 3.4.3: Ort und Größe des maximalen Übertragungswinkels



Um die mit der Wahl von G_1 verbundenen Schwächen auszugleichen, kann durch Anfügen eines zusätzlichen Konstruktionswinkels die Lage des maximalen Übertragungswinkels in den Bereich Graben zu verschoben werden.

Extremwertbetrachtung für μ :

$$\frac{m}{\sin(\mu)} = \frac{h}{\sin(\eta)} \quad \sin(\mu) = \frac{m}{h} \sin(\eta)$$

$$(\sin(\mu))' = \frac{m}{h} \cos(\eta)$$

$$(\sin(\mu_E))' = \frac{m}{h} \cos(\eta_E)$$

$$\mu_{max} = \arcsin\left(\frac{m}{h}\right) \text{ bei } \eta_E = 90^\circ, 270^\circ$$

$$\mu_{min} = 0 \text{ bei } \eta_E = 0^\circ, 180^\circ$$

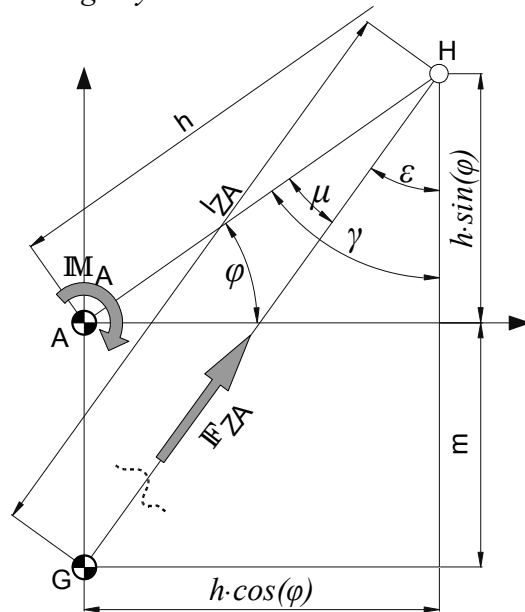
So kann jetzt der Winkel $\phi(\mu_{max}) = 90^\circ + \mu_{max} - \kappa$ bestimmt

werden.

Mit $F \cdot h \cdot \sin(\mu) = IM$ folgt für den maximalen Übertragungsfaktor $f_{max} = h \cdot \sin(\mu_{max}) = m$ (Tautologie)

Daraus ergibt sich, dass durch die Verlängerung des Abstandes \overline{AH} der Ort des Extremums von f_{max} verlagert wird, aber nicht dessen Größe.

Abbildung 3.4.4: Übertragungsfunktion des Auslegerzylinder



$$\gamma + \phi = 90^\circ$$

$$\tan(\epsilon) = \frac{h \cdot \cos(\phi)}{h \cdot \sin(\phi) + m}$$

$$\mu = \frac{\pi}{2} - \phi - \arctan\left(\frac{h \cdot \cos(\phi)}{h \cdot \sin(\phi) + m}\right)$$

Grenze $(H_y)_{w'} = (A_y)_{w'}$:

$$\phi_G = -\arcsin\left(\frac{m}{h}\right)$$

Diagramm:
Übertragungsfunktion in mm der
Zylinderwirkung für unterschiedliche
Abstände $m = \overline{AG}$ in Abhängigkeit von
 ϕ in [mm]

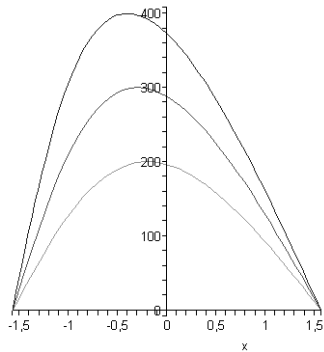


Diagramm:
Wirkung einer zusätzlichen
horizontalen Verschiebung
des Punktes G
→ Vergrößerung von m
→ Verlagerung des Maximums

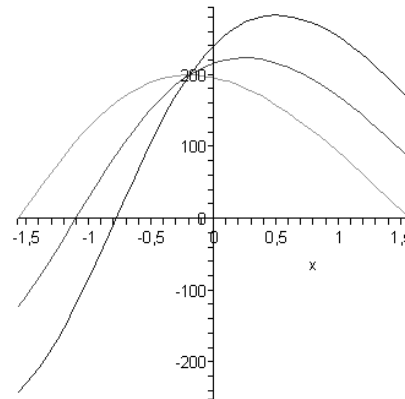
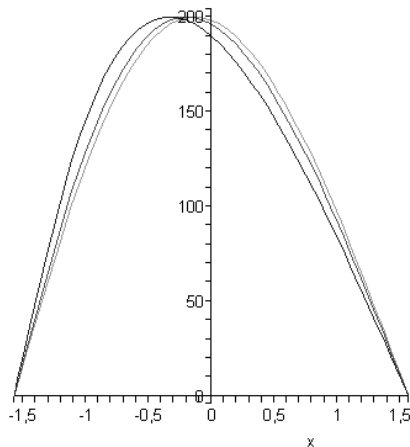


Diagramm:
Übertragungsfunktion in $f(\phi)$ mm
der Zylinderwirkung für
unterschiedliche $h = \overline{AH}$. Man sieht,
dass das Maximum zwar seine Lage,
aber nicht die Größe ändert.



3.4.1.2 Methode des „Verbotenen Gebietes“ (Hodograph)

Ausgehend von der Erkenntnis, dass bei gegebenem Betriebsdruck p ein Differentialzylinder lediglich eine Zugkraft oder eine Druckkraft erzeugen kann, folgt, dass das von ihm produzierte Moment lediglich vom geometrischen Zustand, also vom Übertragungswinkel μ , abhängen kann.

$$F_z = \begin{cases} p \cdot \kappa A_2; F_z \geq 0; \text{Druck} \\ p \cdot A_2; F_z < 0; \text{Zug} \end{cases}$$

$$\mathbb{M}_z = \begin{cases} \sin(\mu) \cdot h \cdot p \cdot \kappa A_2; F_z \geq 0; \text{rdr.} \\ -\sin(\mu) \cdot h \cdot p \cdot A_2; F_z < 0; \text{ldr.} \end{cases}$$

Somit kann für jede Stellung ϕ und dem zugehörigen Lastmoment \mathbb{M}_L und dessen Richtung das mindestens erforderliche μ errechnet werden. Dieses wird im Koppelpunkt H an die Strecke \overline{AH} angetragen.

Abbildung 3.4.5: Konstruktion des "Verbotenen Gebietes"

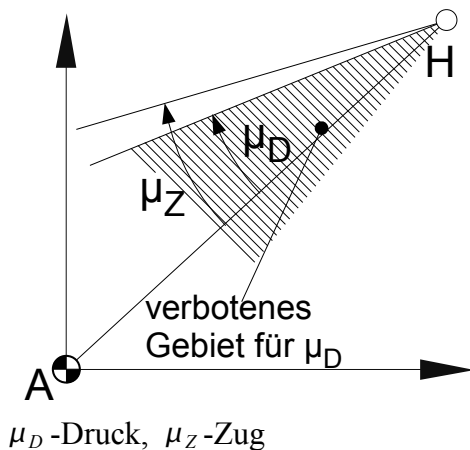
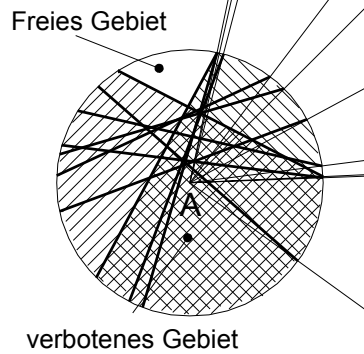


Abbildung 3.4.6: „prohibited area“



An die jeweilige Stellung des Auslegers wurde der zugehörige Übertragungswinkel angetragen. Die Gebiete mit kleinerem μ sind verboten.

Wie man erkennt, lässt sich durch Anfügen eines Konstruktionswinkels an den Ausleger das Freie Gebiet um den Punkt A drehen. Nur hat man bei dieser Konfiguration nicht unbedingt Vorteile davon, da das Freie Gebiet nur einen kleinen Sektor einnimmt.

3.4.2 Lösungsstrategien

3.4.2.1 Vorgaben

Hinsichtlich der Masse und ihrer Verteilung über Ausleger, Stiel und Löffel müssen Vorannahmen getroffen werden. Im Vergleich mit anderen Herstellern ergibt sich etwa ein Gewicht von 1130kg. Davon entfällt 600kg auf den Ausleger, 400kg auf den Stiel und 130kg auf den gefüllten Löffel. Es wird vereinfachend angenommen, dass sich die Massen in den Schwerpunkten der Bauteile konzentrieren. Weiterhin wird vereinfachend angenommen, diese Schwerpunkte befinden sich auf den Längsachsen. Aufgrund der geringen Kippmomente (Heckseitig ca 50kNm, bordwandseitig 12kNm) ist der Kranbetriebsbereich für große Lasten möglichst nah an den Anlenkpunkt zu legen und/ oder die Abstützung seitlich ausfahrbar zu gestalten.

3.4.2.2 Lösungsmethoden

Aufgrund der Einfachheit der Aufgabe werden zuerst die Kontrollpunkte konstruiert und darüber die Lastmomente ermittelt. Daraus lassen sich Schlussfolgerungen für den Koppelpunkt und den Anlenkpunkt des Zylinders ziehen. Danach wird das ganze System mithilfe von MAPLE™ simuliert und die Ergebnisse miteinander verglichen.

3.4.3 Teilgrafische Methode

Ausgehend davon, dass sowohl Eigenmasse wie auch Nutzlast ein um den Punkt A ein nach rechts drehendes Moment erzeugen, lässt sich aus der Ermittlung der Lage der jeweiligen Körperschwerpunkte und deren Gewichtskräfte dieses Moment bestimmen. Für das durch die Grabkraft hervorgerufene Moment wird vereinfachend angenommen es entstände durch die senkrecht auf der Verbindungslinie zwischen Anlenkpunkt A und Messerschneide E angreifende Kraft. Das stimmt natürlich nicht mit der Realität überein, ermöglicht aber eine Abschätzung gegenüber der oberen Grenze der möglichen auftretenden Kräfte (worst case theater).

Dazu werden die jeweiligen Punktlagen von B, C und E konstruiert und die x-Koordinaten tabellarisch aufgenommen. Daraus lassen sich alle weiteren notwendigen geometrischen Größen berechnen.

Schwerpunkte:
$S_{A,x} = \kappa_A \cdot B_x \quad S_{S,x} = B_x + \kappa_S (C_x - B_x) \quad S_{L,x} = C_x + \kappa_L (E_x - C_x)$
κ_i Relative Schwerpunktlage des Gliedes i , Indizes: A Ausleger, S Stiel, L Löffel

Zylinderkraft/ Momente:
$F_Z = \begin{cases} F_{Zd} = p \cdot \kappa A_2; F_Z \geq 0; \text{Druck} \\ F_{Zz} = -p \cdot A_2; F_Z < 0; \text{Zug} \end{cases}$ $\mathbf{M}_A(A, H, \mathbf{F}_Z) = f \cdot F_Z, \quad f = h \cdot \sin(\mu)$ $\mathbf{M}_A(A, H, \mathbf{F}_Z) = \begin{cases} \sin(\mu) \cdot h \cdot p \cdot \kappa A_2; F_Z \geq 0; \text{rechtsdrehend} \\ -\sin(\mu) \cdot h \cdot p \cdot A_2; F_Z < 0; \text{linksdrehend} \end{cases}$
f Übertragungsfaktor, h Hebellänge, μ Übertragungswinkel, κ Flächenverhältnis

Betrachtung des Grenzzustandes in Relation zum auftretenden Maximum:												
$\sin(\mu) \cdot h \cdot F_Z(\mu) = \mathbf{M}_L \quad \sin(\mu_{max}) \cdot h \cdot \mathbf{F}_Z(\mu_{max}) = \mathbf{M}_{L,max}$ $f_{rel} = \frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \frac{F_Z(\mu_{max})}{F_Z(\mu)}$ $f = h \cdot f_{rel} \cdot \sin(\mu_{max})$												
Fallunterscheidung:												
<table border="1"> <thead> <tr> <th>μ_{max}</th> <th>μ</th> <th>Zug</th> <th>Druck</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Zug</td> <td></td> <td>$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}}$</td> <td>$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \frac{1}{\kappa}$</td> </tr> <tr> <td>Druck</td> <td></td> <td>$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \kappa$</td> <td>$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}}$</td> </tr> </tbody> </table>	μ_{max}	μ	Zug	Druck	Zug		$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}}$	$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \frac{1}{\kappa}$	Druck		$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \kappa$	$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}}$
μ_{max}	μ	Zug	Druck									
Zug		$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}}$	$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \frac{1}{\kappa}$									
Druck		$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}} \cdot \kappa$	$\frac{\sin(\mu)}{\sin(\mu_{max})} = \frac{\mathbf{M}_L}{\mathbf{M}_{L,max}}$									
f_{rel} Lastmomentenverhältnis bezüglich der auftretenden Maximallast												

Vorgehen:

1. Konstruktion der Punktlagen und Messung $B_x, C_x, E_x, |\overline{AE}|$
2. Berechnung :
 - a) Relativwinkel ϕ_{bw}
 - b) Schwerpunkte $S_{i,x}$
 - c) Lastmomente \mathbf{M}_L für die unterschiedlichen Lastfälle (G, HE, HV, K)
 - d) maximales Lastmoment und Richtung $\mathbf{M}_{L,max}$
3. Auswahl von Zylinder und Hebellänge F_{Zz}, F_{Zd}, h anhand der notwendigen maximalen Übertragungswinkel μ_{max}
4. Berechnung der notwendigen Übertragungswinkel μ
5. Konstruktion des Verbotenen Gebietes
6. Analyse und Bestimmung
 - a) Anlenkpunkt G
 - b) Konstruktionswinkel $\sphericalangle HAB$

3.4.3.2 Vorauswahl des Zylinders

Aus der genormten Stufung der Kolbendurchmesser (80, 100, 125, 160..) der Betriebsdrücke (100bar, 160bar..) und dem maximal erforderlichen Moment lässt sich im Vorherein ein Kandidatenfeld festlegen.

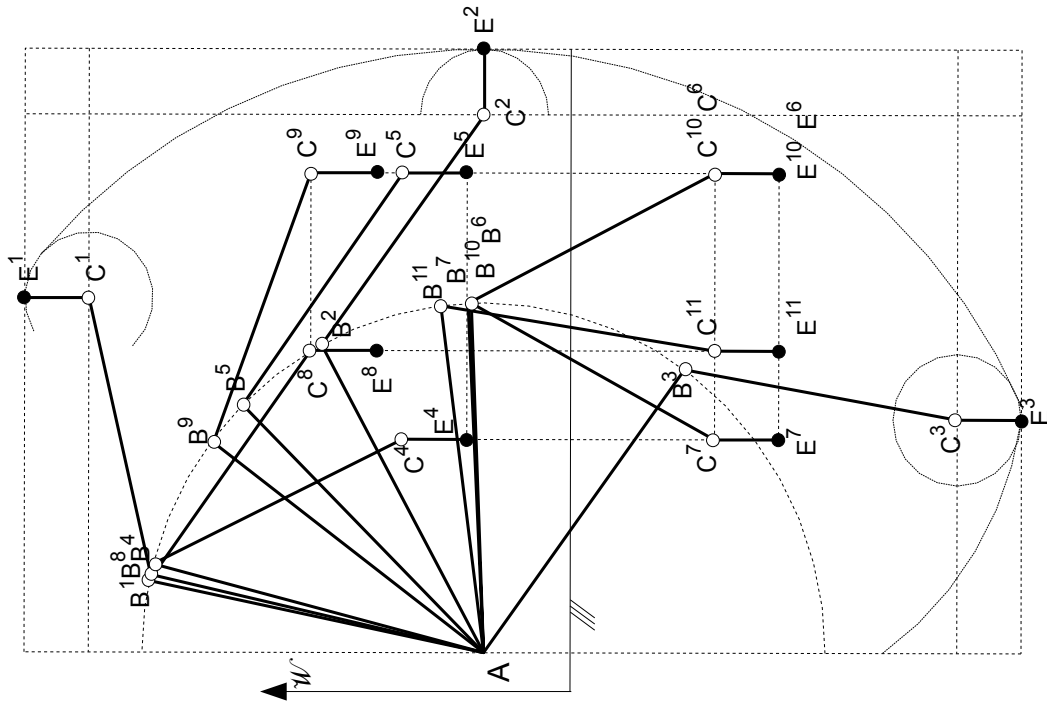
Normzylinderreihe des Lieferanten Hähnchen $p=160\text{bar}^2$
 Hydraulikzylinder in Differentialbauweise mit beidseitiger einstellbarer Endlagendämpfung nach ISO 6020 Dxd

D	d	LB	A_K	A_{KR}	F_Z	F_D	Knicklänge	κ
[mm]	[mm]	[mm]	[mm ²]	[mm ²]	[kN]	[kN]	[mm]	[1]
50	28	219	1963	1348	21,6	31,4	1300	1,46
50	36	219	1963	946	15,1	31,4	2149	2,08
63	36	244	3117	2099	33,6	49,9	1705	1,48
63	45	244	3117	1527	24,4	49,9	2665	2,04
80	45	278	5027	3436	55,0	80,4	2098	1,46
80	56	278	5027	2564	41,0	80,4	3250	1,96
100	56	338	7854	5391	86,3	125,7	2600	1,46
100	70	338	7854	4006	64,1	125,7	4062	1,96
125	70	368	12272	8423	134,8	196,3	3250	1,46
125	90	368	12272	5910	94,6	196,3	5372	2,08
160	90	439	20106	13744	219,9	321,7	4197	1,46
160	110	439	20106	10603	169,6	321,7	6269	1,9
200	110	540	31416	21913	350,6	502,7	5015	1,43

2 Werte für die Zylinderkräfte berücksichtigen keine Verluste

3.4.3.3 Konstruktion der Punktlagen und Messung

Abbildung 3.4.8: Messblatt zu den Lastverhältnisses an Ausleger und Stiel



Pos i	Messblatt				Vorzeichen / Richtung			Nachweise			
	B_x	C_x	E_x	\overline{AE}	ϕ_{bw}	ϕ_{cw}	ϕ_{ew}	G	K	HE	HV
1	436	1995	1995	3317	1	1	1	0	0	1	0
2	1732	3030	3400	3400	1	-1	1	0	0	1	0
3	1596	1314	1314	3358	-1	-1	-1	0	0	1	0
4	497	1201	1201	1217	1	-1	-1	1	0	1	1
5	1394	2701	2701	2714	1	-1	-1	1	1	1	1
6=10	1968	2701	2701	3186	1	-1	-1	1	1	1	1
7	1968	1201	1201	2064	1	-1	-1	1	0	1	1
8	403	1701	1701	1817	1	-1	-1	0	1	1	1
9	1181	2701	2701	2799	1	-1	-1	0	1	1	1
11	1954	1701	1701	2393	1	-1	-1	1	1	1	1

3.4 Teilkinematik des Auslegers

Schwerpunkte	Masse [kg]	Relative Lage [1]	Gewichtskraft [N]
S_A	600	0,4	5886
S_S	400	0,5	3924
$S_{L, leer}$	60	0,7	588,6
$S_{L, voll}$	120	0,7	1177,2

	Masse [kg]	Gewichtskraft [N]
Kranlast	1500	14715
Grabkraft	-	18056

Längen [mm]	
b	1970
c	1600
e	370

3.4.3.4 Bestimmung der Lastmomente

Pos	Schwerpunkte in [mm]			Momente um A in [Nm]					
	$S_{A,x}$	$S_{S,x}$	$S_{L,x}$	Ausleger	Stiel	Löffel leer	Löffel voll	Kran	Graben
1	174	1216	1995	-1027	-4770	-1174	-2349	-29356	59892
2	693	2381	3289	-4078	-9343	-1936	-3872	-44586	61390
3	638	1455	1314	-3758	-5709	-773	-1547	-19336	60632
4	199	849	1201	-1170	-3331	-707	-1414	-17673	21974
5	558	2048	2701	-3282	-8034	-1590	-3180	-39745	49004
6=10	787	2335	2701	-4633	-9161	-1590	-3180	-39745	57526
7	787	1585	1201	-4633	-6218	-707	-1414	-17673	37268
8	161	1052	1701	-949	-4128	-1001	-2002	-25030	32808
9	472	1941	2701	-2781	-7616	-1590	-3180	-39745	50539
11	782	1828	1701	-4600	-7171	-1001	-2002	-25030	43208

3.4 Teilkinematik des Auslegers

Pos	Lastmomente								Lastfälle um A					
	G	HE	HV	K	G	H E	H V	K	G	HE	HV	K	MIN	MAX
1	51747	-6970	-8145	-36327	0	1	0	0	0	-6970	0	0	-6970	0
2	44098	-15357	-17293	-59943	0	1	0	0	0	-15357	0	0	-15357	0
3	49618	-10240	-11014	-29576	0	1	0	0	0	-10240	0	0	-10240	0
4	16059	-5209	-5915	-22881	1	1	1	0	16059	-5209	-5915	0	-5915	16059
5	34508	-12906	34508	-52651	1	1	1	1	34508	-12906	34508	-52651	-52651	34508
6=10	40553	-15384	-16974	-55129	1	1	1	1	40553	-15384	-16974	-55129	-55129	40553
7	25003	-11558	-12265	-29231	1	1	1	0	25003	-11558	-12265	0	-12265	25003
8	25728	-6078	-7079	-31108	0	1	1	1	0	-6078	-7079	-31108	-31108	0
9	36962	-11987	-13577	-51732	0	1	1	1	0	-11987	-13577	-51732	-51732	0
11	29434	-12773	-13774	-37803	1	1	1	1	29434	-12773	-13774	-37803	-37803	29434

3.4.3.5 Bestimmung der maximalen Lastmomente

Minimum = Maximales links drehendes Lastmoment	Maximum= Maximales rechts drehendes Lastmoment
-55129,06	40552,76

3.4.3.6 Zylinderauswahl Dxd

Ermittlung der notwendigen Übertragungswinkel zur Zylinderwahl	
$\sin(\mu_{max}) = \frac{M_{L,max}}{\eta_{hm,vol} \cdot F_z \cdot h}$	$\eta_{hm,vol}$ Gesamtwirkungsgrad, h Hebellänge, μ Übertragungswinkel, $M_{L,max}$ maximales Lastmoment

h [mm]		Zylinder 125x70		Zylinder 160x90		Zylinder 125x90		Zylinder 200x110	
		F_{Zz}	F_{Zd}	F_{Zz}	F_{Zd}	F_{Zz}	F_{Zd}	F_{Zz}	F_{Zd}
		-134800	196300	-219900	321000	-94600	196300	-350000	502000
1000	$\sin(\mu)$	0,51	0,26	0,31	0,16	0,73	0,26	0,2	0,1
	μ_{max}	30,74	14,97	18,26	9,09	46,76	14,97	11,36	5,8
1500	$\sin(\mu)$	0,34	0,17	0,21	0,11	0,49	0,17	0,13	0,07
	μ_{max}	19,93	9,91	12,06	6,04	29,05	9,91	7,54	3,86

Auswahl: Zylinder 160x90, Hebellänge: $h=1500\text{mm}$, Maximaler Übertragungswinkel $\mu_{max}=12^\circ$

3.4.3.7 Bestimmung der notwendigen Übertragungswinkel

Pos			Zylinder 125x70			Zylinder 160x90		
			Zug	Druck	max	Zug	Druck	max
i	B_x [mm]	ϕ_{bw} [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]
1	436	77,2	2,5	0,0	2,5	1,5	0,0	1,5
2	1732	28,5	5,4	0,0	5,4	3,3	0,0	3,3
3	1596	-35,9	3,6	0,0	3,6	2,2	0,0	2,2
4	497	75,4	2,1	3,9	3,9	1,3	2,4	2,4
5	1394	45,0	19,0	8,4	19,0	11,5	5,1	11,5
6=10	1968	2,6	19,9	9,9	19,9	12,1	6,0	12,1
7	1968	2,6	4,3	6,1	6,1	2,7	3,7	3,7
8	403	78,2	11,1	0,0	11,1	6,8	0,0	6,8
9	1181	53,2	18,7	0,0	18,7	11,3	0,0	11,3
11	1954	7,3	13,5	7,2	13,5	8,2	4,4	8,2

3.4.3.8 Konstruktion des verbotenen Gebietes

Abbildung 3.4.9: Verbotenes Gebiet für den Zylinder 125x70

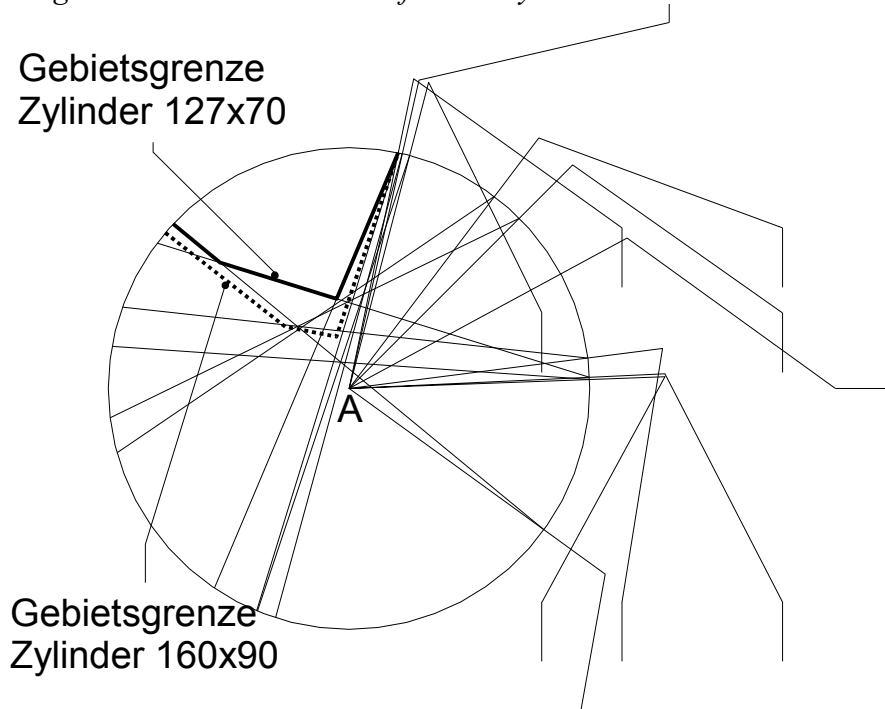
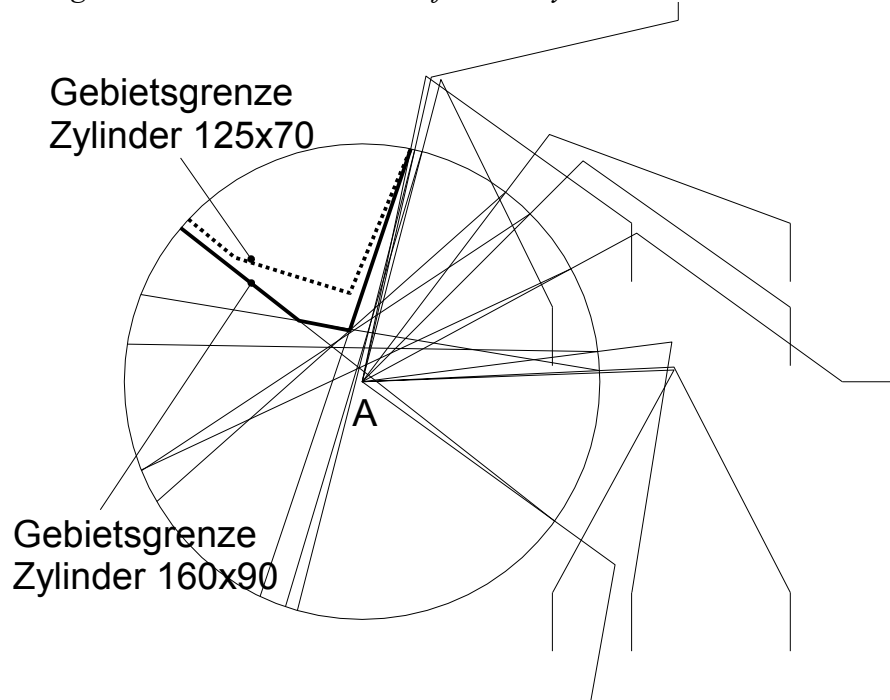


Abbildung 3.4.10: Verbotenes Gebiet für den Zylinder 160x90

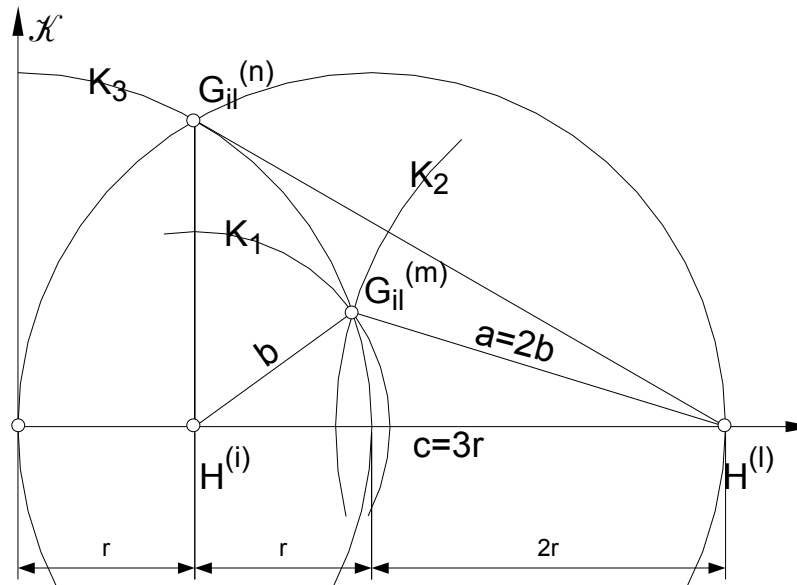


Wie man erkennen kann, ist der benutzbare Sektor des Gebietskreises beim Zylinder 125x70 wesentlich kleiner.

3.4.3.9 Herleitung zum Zylinderanlenkpunkt

Das Problem besteht nun darin, für den Zylinder einen Anlenkpunkt zu finden.

Abbildung 3.4.11: Beweisfigur zur Konstruktion des Zylinderanlenkpunktes



Gegeben sind zwei Extremlagen des Koppelpunktes H: $H^{(i)}$ und $H^{(l)}$
 Gesucht ist die Kurve für die Lage des Anlenkpunktes des Auslegerzylinders mit der Bedingung, dass der maximale Hub gleich der Einbaulänge sei.
 Dazu wird die Strecke $\overline{H^{(i)}H^{(l)}}$ in drei gleichlange Abschnitte der Länge r geteilt.
 Es wird behauptet, dass für beliebige Einbaulängen $l_{EB}=b$ der Punkt G_{il}^n auf einem Kreis mit dem Radius $2r$ und dem Kreiszentrum um den Betrag r auf der Strecke $\overline{H^{(i)}H^{(l)}}$ verrückt liegt.

Beweis:

Koordinatensystem wie dargestellt

$K_1((r; 0); b)$ Kreis um $H^{(i)}$ mit Radius b ,

$K_2((4r; 0); 2b)$ Kreis um $H^{(l)}$ mit Radius $2b$

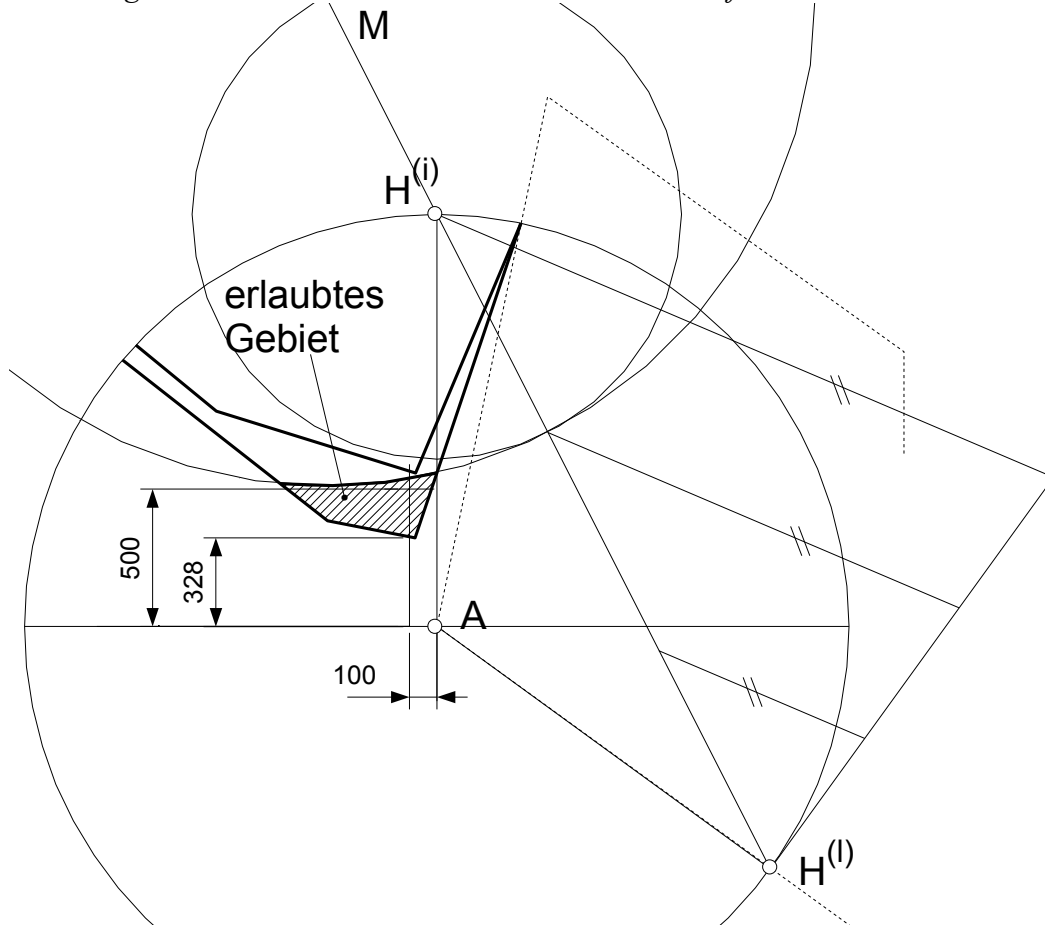
$$\begin{aligned}
 K_1: & (x-r)^2 + y^2 & = & b^2 \\
 K_2: & (x-4r)^2 + y^2 & = & 4b^2 \\
 K_2 - 4 \cdot K_1: & (x-4r)^2 - 4(x-r)^2 - 3y^2 & = & 0 \\
 K_2 - 4 \cdot K_1: & (x^2 - 8xr + 16r^2) - (4x^2 - 8xr + 4r^2) - 3y^2 & = & 0 \\
 K_2 - 4 \cdot K_1: & +12r^2 & = & 3x^2 + 3y^2 \\
 K_2 - 4 \cdot K_1: & x^2 + y^2 & = & (2r)^2 \\
 \rightarrow & K_2 - 4 \cdot K_1 & = & K_3
 \end{aligned}$$

q.e.d.

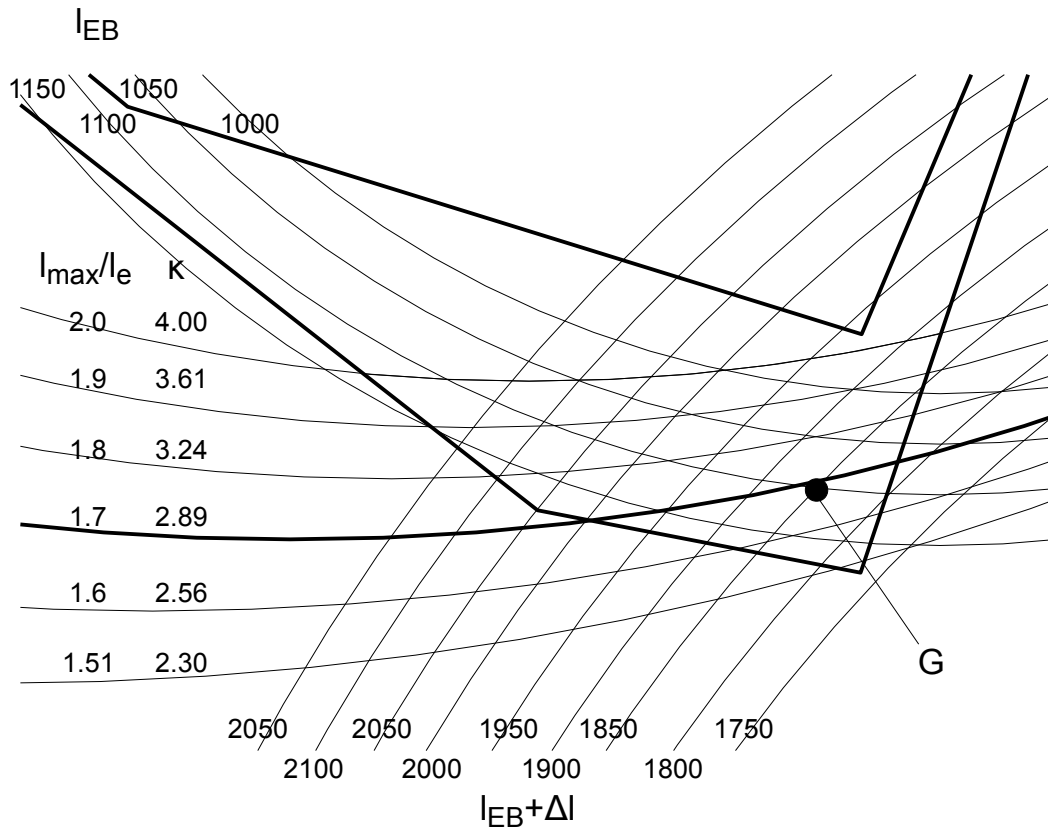
Erweiterung der Formel um beliebige Verhältnisse $a^2 = \kappa \cdot b^2$ und Koordinatenursprung in $H^{(i)}$, $1 \leq \sqrt{\kappa} \leq 2$:

$$\begin{aligned}
 K1: \quad & x^2 + y^2 & = & b^2 \\
 K2: \quad & (x-c)^2 + y^2 & = & \kappa \cdot b^2 \\
 K2 - \kappa \cdot K1: \quad & x^2 - 2 \frac{1}{1-\kappa} \cdot c \cdot x + y^2 + \frac{1}{1-\kappa} c^2 & = & 0 \\
 K2 - \kappa \cdot K1: \quad & \left(x + \frac{c}{\kappa-1}\right)^2 + y^2 & = & c^2 \frac{\kappa}{(\kappa-1)^2} \\
 K3: \quad & \left(\left(-\frac{c}{\kappa-1}; 0\right); c \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{(\kappa-1)^2}} \right)
 \end{aligned}$$

Abbildung 3.4.12: Konstruktion des Erlaubten Gebietes für $\kappa=4$



Der Anlenkpunkt darf also nur im schraffiert gezeichneten Gebiet liegen. Wobei man berücksichtigen muss, dass der Hub Δl in der Realität wesentlich geringer als die Einbaulänge l_{EB} ist.



Man sieht, wie das erlaubte Gebiet durch die Restriktion hinsichtlich der Hubverhältnisse wesentlich eingeengt wird.
 Gewählt wurde die Konfiguration mit $l_{EB} = 1100\text{mm}$ und $\Delta l = 750\text{mm}$.
 Das führt zu einem Anlenkpunkt $G(907; -122)$.

3.4.3.10 Zylinderwahl

Auswahl des Auslegerzylinders: 160 10126-01 (Quelle: www.haenchen.de) nach ISO 6020 160x90				
D	Kolbendurchmesser	[mm]	160	
A_K	Kolbenfläche	[mm ²]	20106	
d	Stangendurchmesser	[mm]	90	
A_{St}	Stangenfläche	[mm ²]	6362	
A_{KR}	Kolbenringfläche	[mm ²]	13744	
l_{EB}	Einbaulänge	[mm]	1100	
Δl	Hub	[mm]	750	
V_1	Kolbenseitiges Hubvolumen	[l]	15,1	
V_2	Stangenseitiges Hubvolumen	[l]	10,3	
\mathcal{F}_{Druck}	Druckkraft	[kN]	321,7	257,4
\mathcal{F}_{Zug}	Zugkraft	[kN]	219,9	175,9
η	Gesamtwirkungsgrad	[1]	0.8	
Kolbenstange mit Außengewinde und zusätzlichem Norm-Gelenkkopf M80x3 ($F_{max} = 502.7\text{kN}$)				

3.4.3.11 Nachweise

Nachweis der Sicherheit gegenüber Knicken: Eulerscher Knickfall 2 (Grundfall)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$d = 90\text{mm}$ $D = 160\text{mm}$ $E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ $l_K = 1850\text{mm}$ $p = 160\text{bar}$ $S_K = 1.2$	$\mathcal{F}_{max,d} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$ $\mathcal{F}_{k,l} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_K^2} \quad I = \frac{1}{20} d^4$ $\mathcal{F}_{max,d} \cdot S_K \leq \mathcal{F}_{k,l}$	$\mathcal{F}_{max,d} = 321.7\text{kN}$ $\mathcal{F}_{k,l} = 1986\text{kN}$ $\mathcal{F}_{max,d} \cdot S_K = 386 < 1986\text{kN}$ → Knicken ausgeschlossen
d Stangendurchmesser, D Kolbendurchmesser, E Elastizitätsmodul von Stahl (Quelle: Roloff/ Matek: Maschinenelemente), l_K Knicklänge, p Betriebsdruck, S_K Sicherheit gegenüber Knicken		

3.4 Teilkinematik des Auslegers

Anzahl der Lastspiele in der Bauteillebenszeit (bei Dauereinsatz):

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$BD=8000h$ $t_{SP}=20s$	$N_{LW}=2 \frac{1}{t_{SP}} BD$	$N_{LW}=2.88 \cdot 10^6$ $N_{LW} > N_D=2 \cdot 10^6$
BD Lebenszeit, N_{LW} Lastwechselszahl, N_D Lastwechselgrenze zum Dauerfestigkeitsbereich, t_{SP} Spielzeit		

→Dauerfestigkeitsnachweis erforderlich

Skizzenhafter Nachweis:

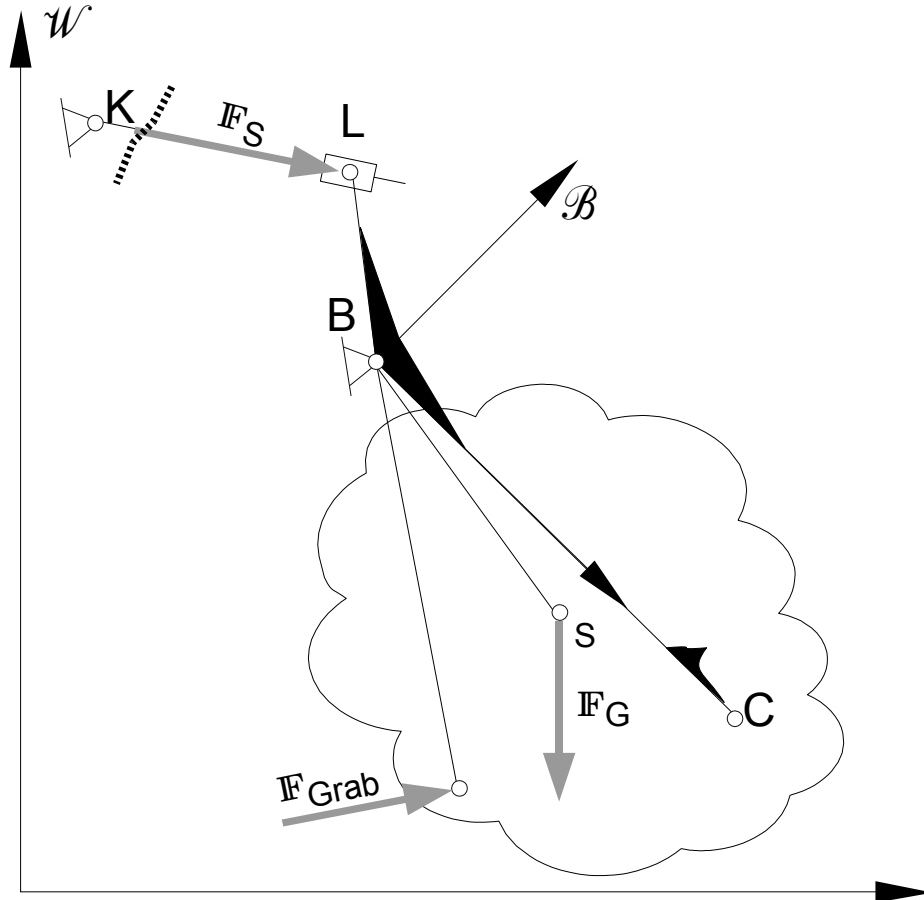
Dauerwechselfestigkeit der Kolbenstange (DIN 15018)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
(Graben+Heben) S2 N4 →B6 W0 St52-3	DIN 15018 Tabelle 14, Tabelle 17	$zul \sigma_{D(-1)}=132N/mm^2$
$F_{d,max}=321.7kN$ $F_{z,max}=-220kN$ $A_{St}=6361mm^2$	$\kappa_\sigma = \frac{\min \sigma}{\max \sigma}$ $\kappa_\sigma = \frac{F_{z,max}}{F_{d,max}}$ $\min \sigma = \frac{F_{z,max}}{A_{St}}$ $\max \sigma = F \frac{d,max}{A_{St}}$	$\kappa_\sigma = -0.68$ $\min \sigma = 35N/mm^2$ $\max \sigma = 51N/mm^2$
	$zul \sigma_{Dz(\kappa)} = \frac{5}{3-2 \cdot \kappa} \cdot zul \sigma_{D(-1)}$ $zul \sigma_{Dd(\kappa)} = \frac{2}{1-\kappa} \cdot zul \sigma_{D(-1)}$	$zul \sigma_{Dz(-0.7)} = 151N/mm^2$ $zul \sigma_{Dd(-0.7)} = 155N/mm^2$
	$\max \sigma_{Dz} = \frac{ F_{z,max} }{A_{St}}$ $\max \sigma_{Dd} = \frac{F_{d,max}}{A_{St}}$	$\max \sigma_{Dz} = 35N/mm^2$ $\max \sigma_{Dd} = 51N/mm^2$ $\max \sigma_{Dz} < zul \sigma_{DZ(-1.5)}$ $\max \sigma_{Dd} < zul \sigma_{Dd(-1.5)}$ → Dauerwechselfestigkeit ist gegeben.
κ Spannungsamplitudenverhältnis, S2 mittleres Spannungskollektiv, N4 Dauerbetrieb, B6 Beanspruchungsgruppe, W0 keine Kerbe, A_{St} Stangenquerschnittsfläche, $zul \sigma_{Dd(-1)}$ zulässige Dauerwechselfestigkeit bei Druck, $zul \sigma_{Dz(-1)}$ zulässige Dauerwechselfestigkeit bei Zug		

3.5 Teilkinematik des Stiels

3.5.1 Ersatzmodell zur Lastermittlung

Abbildung 3.5.1: Ersatzmodell zur Lastermittlung am Stiel

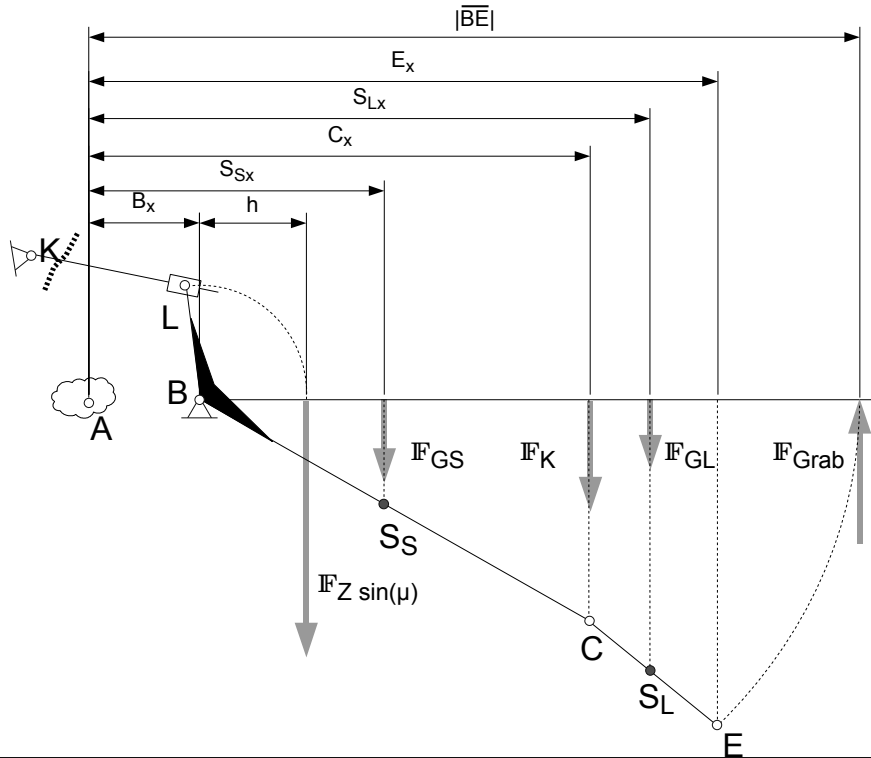


Wie beim Ausleger wird hier die Methode des verbotenen Gebietes benutzt. Nur wird hier über den Winkel γ für verschiedene Stellungen des Stiels die Übertragungswinkel angetragen. Danach wird versucht über die Drehung des Gebietskreises einen geeigneten Konstruktionswinkel und Anlenkpunkt zu finden. Für den Fall des Grabens wird vereinfachend angenommen, die Grabkraft stünde senkrecht auf der Verbindungslinie zwischen Messer E und Gelenkpunkt B.

Außerdem wird ein weiterer Testpunkt (12: $\phi_{bw} = 0^\circ$, $\phi_{cb} = -180^\circ$) eingeführt, an dem der Stielzylinder bei maximalen Hub die Eingengewichte von Stiel und Löffel halten soll.

3.5.2 Reduktion des Problems auf eine Dimension

Abbildung 3.5.2: Vereinfachung des Stiel-Systems



Hebelverhältnisse relativ zu B:	
$H_S = S_{S,x} - B_x = \kappa_S (C_x - B_x)$	$H_L = S_{L,x} - B_x = -B_x + C_x + \kappa_L (E_x - C_x)$
κ_i Relative Schwerpunktlage des Gliedes i	

Momente um den Gelenkpunkt B:	
Last-Moment der Gewichtskraft	$\mathbb{M}_L(B, S_i, \mathbb{F}_{Gi}) = -H_i \cdot m_i \cdot g$
Last-Momente durch Kranbetrieb	$\mathbb{M}_L(B, C, \mathbb{F}_K) = (B_x - C_x) \cdot \mathbb{F}_K $
Last-Moment der Grabkraft	$\mathbb{M}_L(B, E, \mathbb{F}_{Grab}) = \overline{BE} \cdot \mathbb{F}_{Grab} $
Antriebs-Moment der Zylinderkraft	$\mathbb{M}_A = \mathbb{M}_A(B, L, \mathbb{F}_Z) = \sin(\mu) \cdot h \cdot \mathbb{F}_Z $
g Erdbeschleunigung	

Resultierendes Last-Moment:	
$\mathbb{M}_L(B) = -(H_S \cdot m_S \cdot g) - (H_L \cdot m_L \cdot g) (B_x - C_x) \cdot \mathbb{F}_K + \overline{BE} \cdot \mathbb{F}_{Grab} $	

3.5.3 Lösungsfindung

Pos	Momente der Gewichte			Momente um B				MIN	MAX
	M_S	$M_{L,leer}$	$M_{L,voll}$	Graben	Löffel, leer	Löffel, voll	Kran		
1	-3059	-918	-1835	0	-3976	0	0	-3976	0
2	-2547	-916	-1833	0	-3463	0	0	-3463	0
3	553	166	332	0	719	0	0	0	719
4	-1381	-414	-829	33561	-1796	-1657	0	-1796	33561
5	-2564	-769	-1539	32851	-3334	-3077	-22939	-22939	32851
6=10	-1438	-431	-863	33527	-1870	-1726	-12865	-12865	33527
7	1505	451	903	35293	1956	1806	0	0	35293
8	-2547	-764	-1528	0	-3311	-3056	-22781	-22781	0
9	-2982	-895	-1789	0	-3877	-3579	-26677	-26677	0
11	496	149	298	34688	645	596	4440	596	34688

Pos	Momente der Gewichte			Momente um B				MIN	MAX
	M_S	$M_{L,leer}$	$M_{L,voll}$	Graben	Löffel, leer	Löffel, voll	Kran		
1	-3059	-918	-1835	0	-3976	0	0	-3976	0
2	-2547	-916	-1833	0	-3463	0	0	-3463	0
3	553	166	332	0	719	0	0	0	719
4	-1381	-414	-829	33561	-1796	-1657	0	-1796	33561
5	-2564	-769	-1539	32851	-3334	-3077	-22939	-22939	32851
6=10	-1438	-431	-863	33527	-1870	-1726	-12865	-12865	33527
7	1505	451	903	35293	1956	1806	0	0	35293
8	-2547	-764	-1528	0	-3311	-3056	-22781	-22781	0
9	-2982	-895	-1789	0	-3877	-3579	-26677	-26677	0
11	496	149	298	34688	645	596	4440	596	34688

3.5.3.1 Bestimmung der maximalen Lastmomente

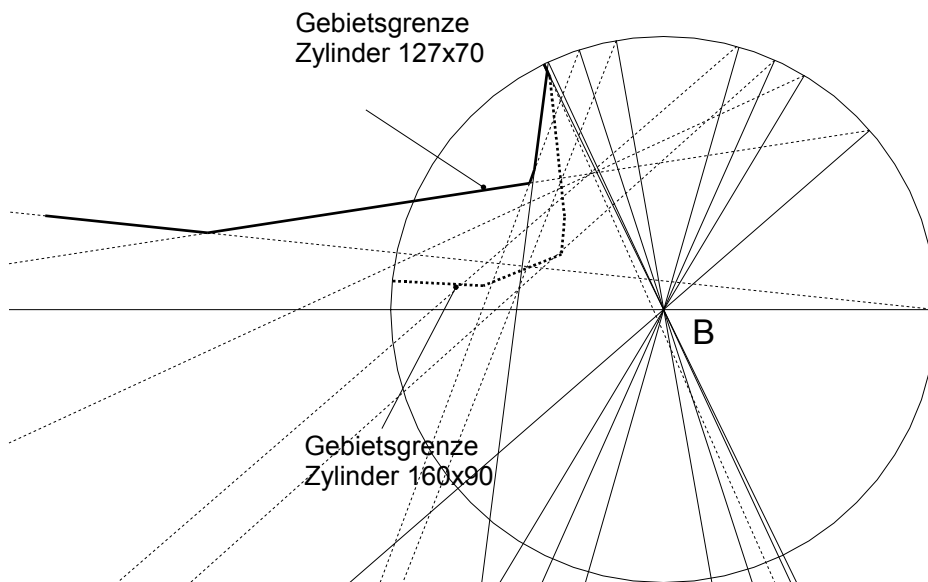
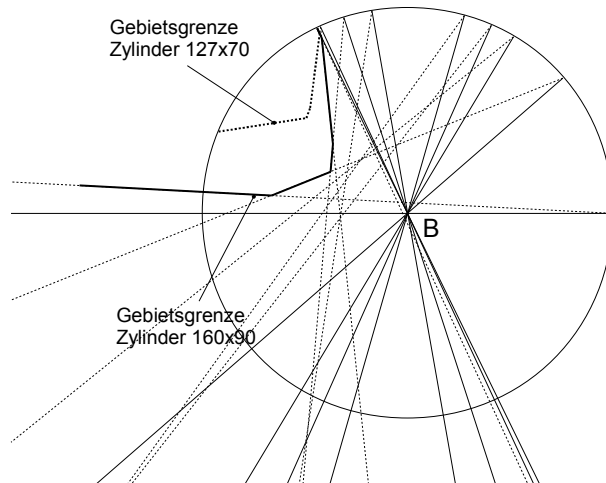
Minimum = Maximales links drehendes Lastmoment [N]	Maximum = Maximales rechts drehendes Lastmoment [N]
-26677	35293

3.5.3.2 Zylinderauswahl

		Zylinder 125x70		Zylinder 160x90		Zylinder 125x90		Zylinder 100x70	
		F_{Zz}	F_{Zd}	F_{Zz}	F_{Zd}	F_{Zz}	F_{Zd}	F_{Zz}	F_{Zd}
h [mm]		-134800	196300	-219900	321000	-94600	196300	-64100	125700
300	$\sin(\mu)$	0,82	0,75	0,51	0,46	1,17	0,75	1,73	1,17
	μ_{max}	55,55	48,52	30,36	27,27	failed	48,52	failed	failed
400	$\sin(\mu)$	0,62	0,56	0,38	0,34	0,88	0,56	1,3	0,88
	μ_{max}	38,2	34,18	22,28	20,1	61,79	34,18	failed	61,33
Auswahl: Zylinder 160x90 und 125x70, Hebellänge: $h=300\text{mm}$									
		Zylinder 160x90					Zylinder 125x70		
Pos	γ	M-	M+	Zug	Druck	max	Zug	Druck	max
i	[°]	[Nm]	[Nm]	μ [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]	μ [°]
1	115,8	-3976	0	3,2	0,0	3,2	5,3	0,0	5,3
2	115,8	-3463	0	2,8	0,0	2,8	4,6	0,0	4,6
3	115,7	0	719	0,0	0,4	0,4	0,0	0,7	0,7
4	40,7	-1796	33561	1,5	19,1	19,1	2,4	32,3	32,3
5	99,8	-22939	32851	19,0	18,7	19,0	32,1	31,5	32,1
6=10	114,7	-12865	33527	10,5	19,0	19,0	17,4	32,3	32,3
7	58,8	0	35293	0,0	20,1	20,1	0,0	34,2	34,2
8	66,0	-22781	0	18,9	0,0	18,9	31,9	0,0	31,9
9	108,6	-26677	0	22,3	0,0	22,3	38,2	0,0	38,2
11	73,6	0	34688	0,0	19,7	19,7	0,0	33,5	33,5
12	0,0	0	6548	0,0	3,7	3,7	0,0	6,0	6,0

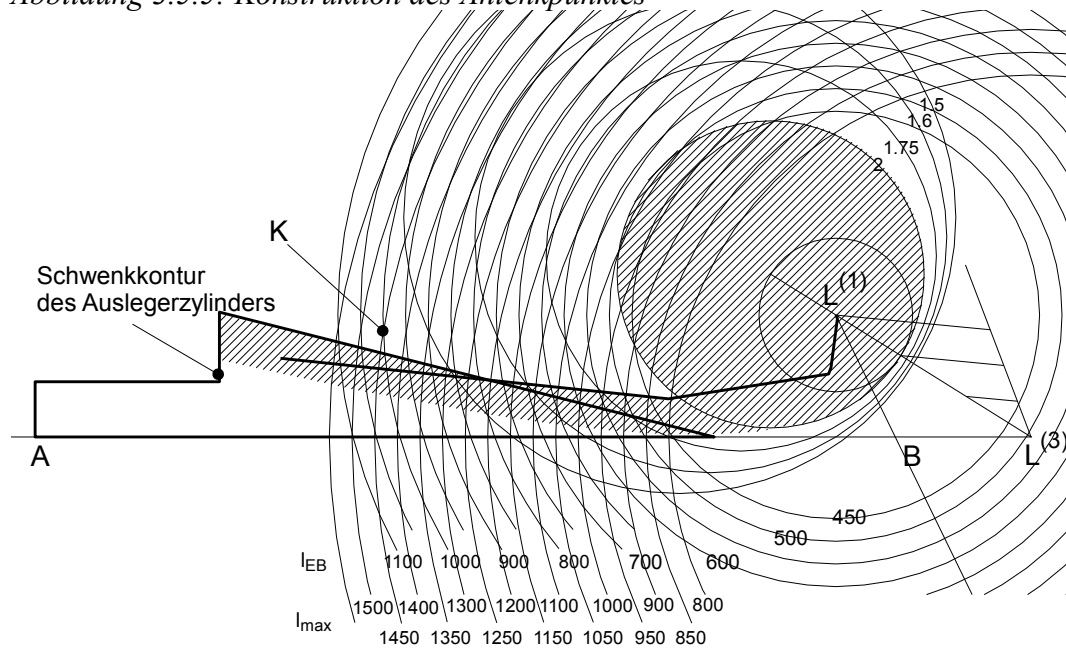
3.5.4 Erlaubtes Gebiet

Abbildung 3.5.3: Konstruktion der Übertragungswinkel



Es wird der Zylinder 125x70 gewählt.

Abbildung 3.5.5: Konstruktion des Anlenkpunktes



Nach der grafischen Auftragung erkennt man eine Große Anzahl an Freiräumen. Mein Vorschlag besteht darin, die Einbaulänge möglichst groß zu wählen, damit sich der Übertragungswinkel im Hubverlauf möglichst nur gering verändert. Als Anlenkpunkt wird $K(769; 235)$ gewählt. Damit ist die Einbaulänge $l_{EB} = 1000\text{mm}$ und der Hub $\Delta l = 450\text{mm}$.

3.5.4.1 Zylinderwahl

Auswahl des Stielzylinders: 160 10126-01 (Quelle: www.haenchen.de) nach ISO 6020 125x70 ,1000mmx450mm				
D	Kolbendurchmesser	[mm]	125	
A_K	Kolbenfläche	[mm ²]	12272	
d	Stangendurchmesser	[mm]	70	
A_{St}	Stangenfläche	[mm ²]	3848	
A_{KR}	Kolbenringfläche	[mm ²]	8423	
l_{EB}	Einbaulänge	[mm]	1000	
Δl	Hub	[mm]	450	
V_1	Kolbenseitiges Hubvolumen	[l]	5,5	
V_2	Stangenseitiges Hubvolumen	[l]	3,8	
\mathcal{F}^{Druck}	Druckkraft	[kN]	196,3	157,1
\mathcal{F}^{Zug}	Zugkraft	[kN]	134,8	107,8
η	Gesamtwirkungsgrad	[1]	0.8	
Kolbenstange mit Außengewinde und zusätzlichem Norm-Gelenkkopf M64x3 ($F_{max} = 321.7\text{kN}$)				

3.5.4.2 Nachweise

Nachweis der Sicherheit gegenüber Knicken: Eulerscher Knickfall 2 (Grundfall)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$d = 70\text{mm}$ $D = 125\text{mm}$ $E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ $l_K = 1450\text{mm}$ $p = 160\text{bar}$ $S_K = 1.2$	$\mathcal{F}_{max,d} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$ $\mathcal{F}_{k,l} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_K^2} \quad I = \frac{1}{20} d^4$ $\mathcal{F}_{max,d} \cdot S_K \leq \mathcal{F}_{k,l}$	$\mathcal{F}_{max,d} = 196.4\text{kN}$ $\mathcal{F}_{k,l} = 1183\text{kN}$ $\mathcal{F}_{max,d} \cdot S_K = 236 < 1183\text{kN}$ → Knicken ausgeschlossen
d Stangendurchmesser, D Kolbendurchmesser, E Elastizitätsmodul von Stahl (Quelle: Roloff/ Matek: Maschinenelemente), l_K Knicklänge, p Betriebsdruck, S_K Sicherheit gegenüber Knicken		

Skizzenhafter Nachweis:

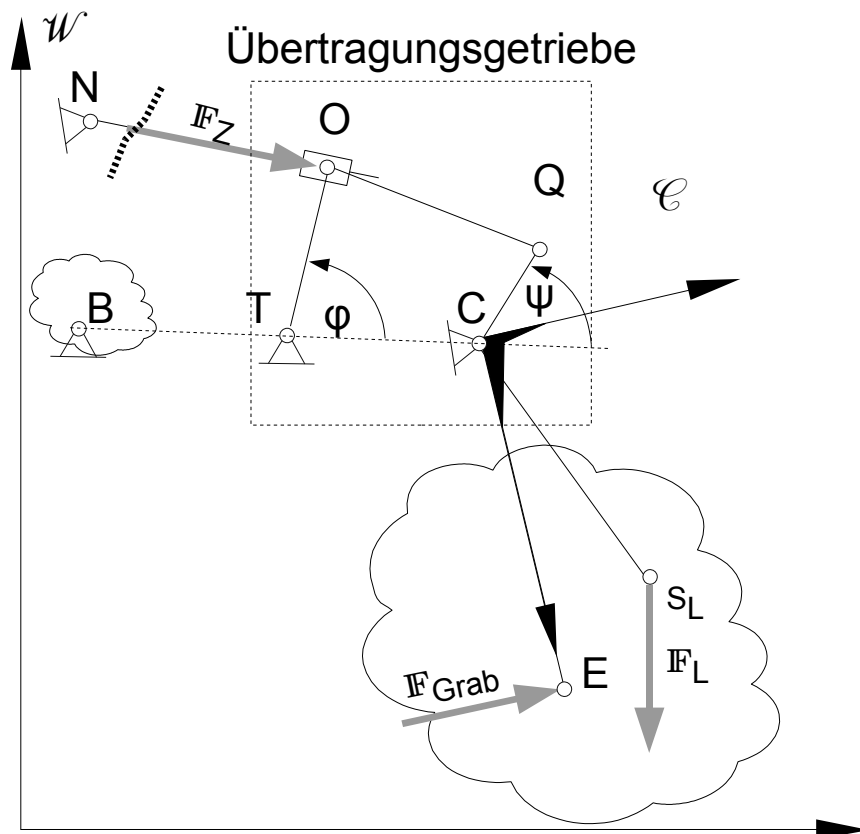
Dauerwechselfestigkeit der Kolbenstange (DIN 15018)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
(Graben+Heben) S2 N4 → B6 W0 St52-3	DIN 15018 Tabelle 14, Tabelle 17	$zul \sigma_{D(-1)} = 132 \text{ N/mm}^2$
$F_{d,max} = 196.4 \text{ kN}$ $F_{z,max} = -134.8 \text{ kN}$ $A_{St} = 3848 \text{ mm}^2$	$\kappa_\sigma = \frac{\min \sigma}{\max \sigma} \quad \kappa_\sigma = \frac{F_{z,max}}{F_{d,max}}$ $\min \sigma = \frac{F_{z,max}}{A_{St}}$ $\max \sigma = F \frac{d,max}{A_{St}}$	$\kappa_\sigma = -0.68$ $\min \sigma = 35 \text{ N/mm}^2$ $\max \sigma = 51 \text{ N/mm}^2$
	$zul \sigma_{Dz(\kappa)} = \frac{5}{3-2 \cdot \kappa} \cdot zul \sigma_{D(-1)}$ $zul \sigma_{Dd(\kappa)} = \frac{2}{1-\kappa} \cdot zul \sigma_{D(-1)}$	$zul \sigma_{Dz(-0.7)} = 151 \text{ N/mm}^2$ $zul \sigma_{Dd(-0.7)} = 155 \text{ N/mm}^2$
	$\max \sigma_{Dz} = \frac{ F_{z,max} }{A_{St}}$ $\max \sigma_{Dd} = \frac{F_{d,max}}{A_{St}}$	$\max \sigma_{Dz} = 35 \text{ N/mm}^2$ $\max \sigma_{Dd} = 51 \text{ N/mm}^2$ $\max \sigma_{Dz} < zul \sigma_{Dz(-1.5)}$ $\max \sigma_{Dd} < zul \sigma_{Dd(-1.5)}$ → Dauerwechselfestigkeit ist gegeben.
<p>κ Spannungsamplitudenverhältnis, S2 mittleres Spannungskollektiv, N4 Dauerbetrieb, B6 Beanspruchungsgruppe, W0 keine Kerbe, A_{St} Stangenquerschnittsfläche, $zul \sigma_{Dd(-1)}$ zulässige Dauerwechselfestigkeit bei Druck, $zul \sigma_{Dz(-1)}$ zulässige Dauerwechselfestigkeit bei Zug</p>		

3.6 Löffelkinematik

3.6.1 Vereinfachtes Ersatzmodell

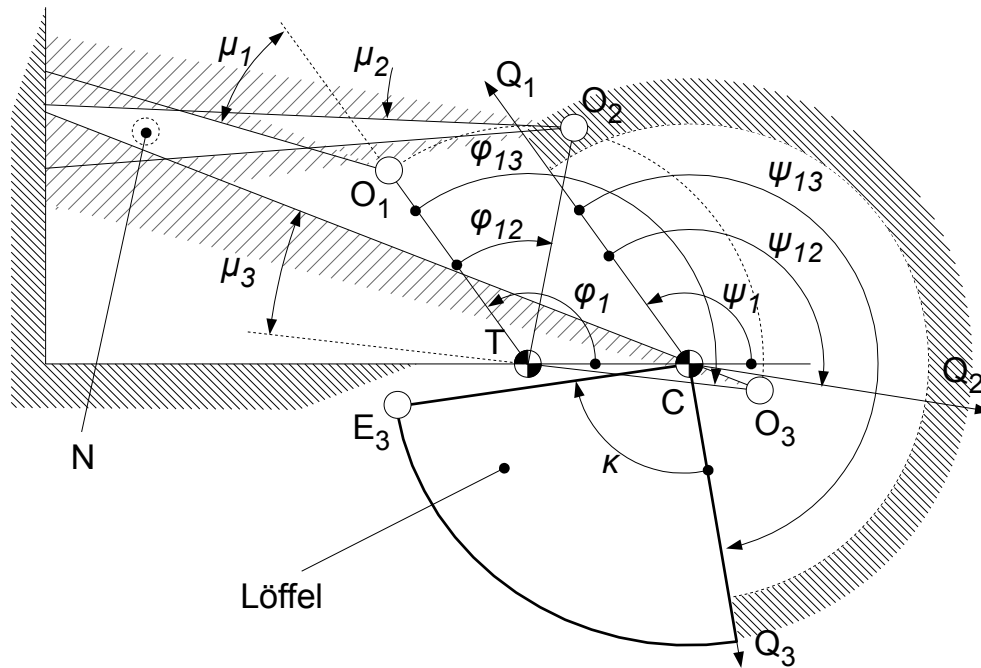
Abbildung 3.6.1: Ersatzmodell der Löffelkinematik



Zur Vereinfachung wird vorerst angenommen, dass O und P zusammenfallen und T auf der Strecke \overline{BC} liegt.

3.6.2 Technische Eingrenzung der Lösung

Abbildung 3.6.2: Technische Grenzen



Die eng schraffierten Grenzen sind die durch die allgemeine Geometrie vorgegebenen primären Zwänge wie z.B. Stiellänge und Löffelgröße. Die weit schraffierten Bereiche entstehen durch die gewählte Kinematik hinsichtlich der Lage des Zylinderanlenkpunktes bei Berücksichtigung vorgegebener Übertragungswinkelbereiche.

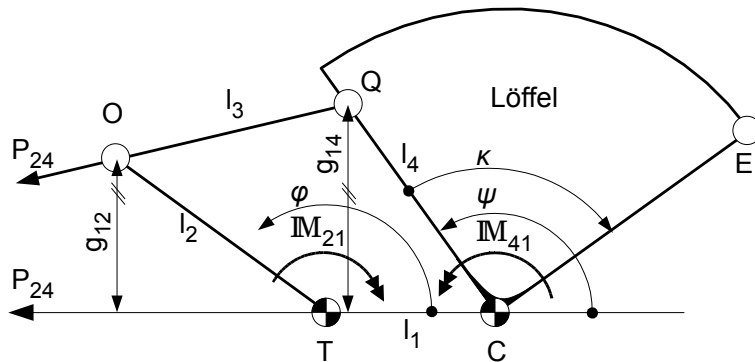
3.6.3 Kriterien zur Auswahl des Koppelgetriebes

Die mathematische Zustandsbeschreibung für das viergliedrige Koppelgetriebe stellt eine implizite nichtlineare Funktion $F(\phi, \psi, l_1, l_2, l_3, l_4) = 0$ mit sechs Variablen dar, von denen fünf unabhängig sind. Zur geometrischen Lösungsfindung müssen also Vorgaben gemacht werden. Hier erscheint es sinnvoll, sich vor allem auf den Abtrieb zu konzentrieren, da von diesem die Arbeitspositionen und die maximale Gliedlänge bekannt sind.

Durch Vorgabe von drei Winkelstellungen für ψ für die Abtriebsschwinge mit den zwei zugehörigen $\Delta\phi$ und einem Längenverhältnis zwischen Glied 1 (Gestell) und 4 (Abtriebsschwinge) lässt sich eine normierte Lösung $L(l_2, l_3) = \zeta \cdot f(l_4/l_1, \text{Vorgabe})$ finden, die nur um einen Faktor linear

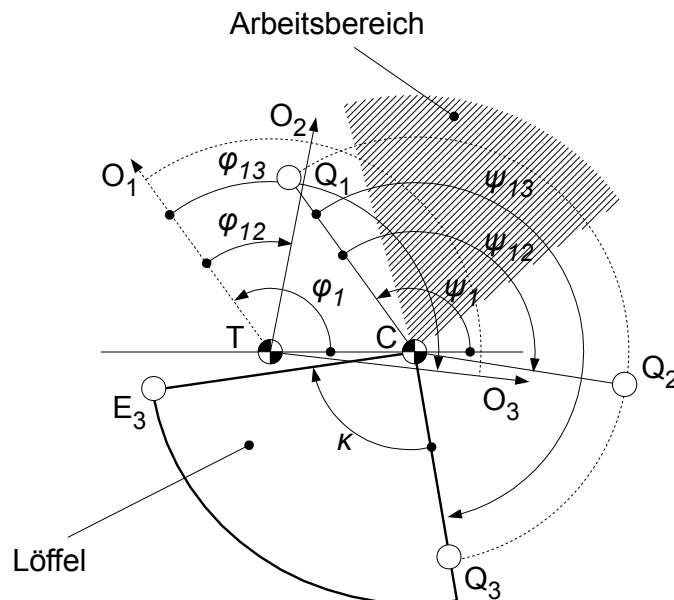
vergrößert oder verkleinert werden muss. Aus diesen Lösungen ist mit geeigneten Kriterien eine auf das spezielle Problem passende zu ermitteln. Diese Kriterien wären an erster Stelle, die Funktionserfüllung (Schwingbereich), Gleichlauf der Schwingen in diesem Bereich, keine Bewegungsumkehr und ein günstiges Übertragungsverhalten im Arbeitsbereich.

Abbildung 3.6.3: Geometrie und Kinetostatik des Koppelgetriebes



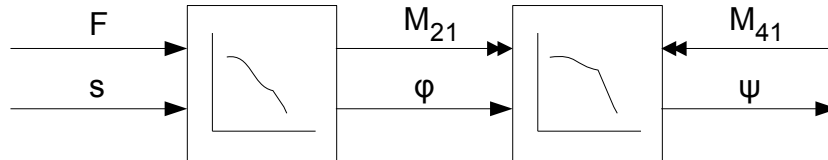
l_1 Gestell, l_2 Antriebsschwinge, l_3 Koppel, l_4 Abtriebsschwinge, \mathbb{M}_{21} Antriebsmoment, \mathbb{M}_{41} Lastmoment, P_{24} Momentanpol zwischen l_2 und l_4

Abbildung 3.6.4: Vorgaben und Arbeitsbereich



3.6.4 Übertragungsfunktion

Abbildung 3.6.5: Black-Box der Übertragungsfunktion



Die vom Zylinder aufgebrauchte Kraft wird über einen Zweischlag und die daran angeschlossene viergliedrige Koppel in ein Moment umgewandelt. Interessant ist hierbei das Übertragungsverhalten des Koppelgetriebes im Arbeitsbereich, da hier ein möglichst guter Übertragungsfaktor gewünscht ist. Grundlage der Betrachtung ist der Energieerhaltungssatz in seiner Form als Leistungssatz.

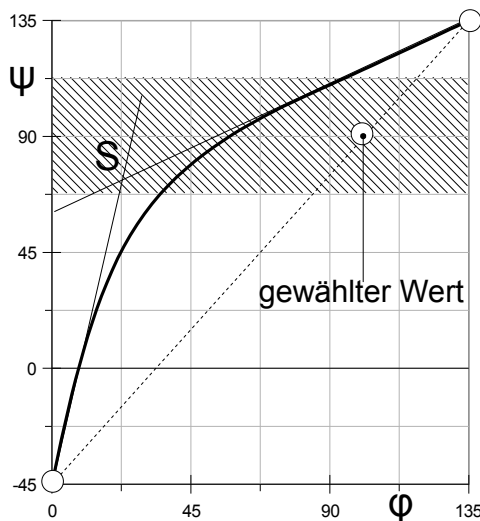
$$\begin{aligned}
 P_2 &= -P_4 \\
 M_{21} \cdot \dot{\phi} &= M_{41} \cdot \dot{\psi} \\
 \psi = \psi(\phi) &\rightarrow \dot{\psi} = \dot{\psi} \cdot \dot{\phi} \\
 &\rightarrow M_{21} = M_{41} \cdot \dot{\psi} \\
 M_{21} < M_{41} &\rightarrow M_{21} \dot{\psi} < M_{41} \\
 &\rightarrow \dot{\psi} < 1
 \end{aligned}$$

Dass heißt, das bei gegebenem M_2 durch die Wahl von $\dot{\psi} < 1$ das notwendige Antriebsmoment M_1 verringert werden kann.

$$\begin{aligned}
 i &= \frac{\psi}{\phi} = \frac{g_{12}}{g_{14}} \rightarrow \dot{\psi} = i \cdot \dot{\phi} + \dot{i} \cdot \phi \\
 i &\approx 0 \rightarrow \dot{\psi} = i \cdot \dot{\phi} \\
 M_{21} &= i \cdot M_{41} \\
 M_{21} < M_{41} &\rightarrow i < 1 \\
 &\rightarrow g_{12} < g_{14}
 \end{aligned}$$

Geometrisch gesehen, darf also in diesen Stellungen O höchstens den gleichen lotrechten Abstand zum Gestell wie Q haben.

Abbildung 3.6.6: Übertragungsfunktion



Wie man erkennt, ist durch den Schwenkbereich ψ und ϕ eine Sehne (gestrichelt dargestellt) mit dem Anstieg $\dot{\psi} = 1.33$ vorgegeben. Um im Arbeitsbereich (fallend schraffiert) von $\psi = (67^\circ \dots 112^\circ)$ eine degressive Monotonie zu realisieren, muss die Kurve konvex verlaufen. Somit sind für eine Optimierung von der Sehne aus linksseitige Werte zu bevorzugen. Im weiteren Verlauf wird aber der Einfachheit wegen mit dem Grenzwert gearbeitet. Kurz gesagt, im Arbeitsbereich muss untersetzt werden oder der Momentanpol P_{24} sollte sich im Unendlichen ($i = 1$) oder links von der Antriebsschwinge befinden.

3.6.5 Entwurf und Auswahl des Mechanismus

Die Konstruktion basiert auf dem Vorschlag aus Luckner, Modler „Getriebetechnik“. $\overline{TQ_2}$ wird um $-\phi_{12}$ gedreht und erzeugt so Q'_2 . Analog wird Q'_3 konstruiert. Danach werden Q_1 und Q'_2 sowie Q'_2 und Q'_3 mit Linienzügen verbunden. Die darauf errichteten Mittelsenkrechten schneiden sich im gesuchten Punkt O_1 .

Abbildung 3.6.7: Konstruktion des Punktes O_1

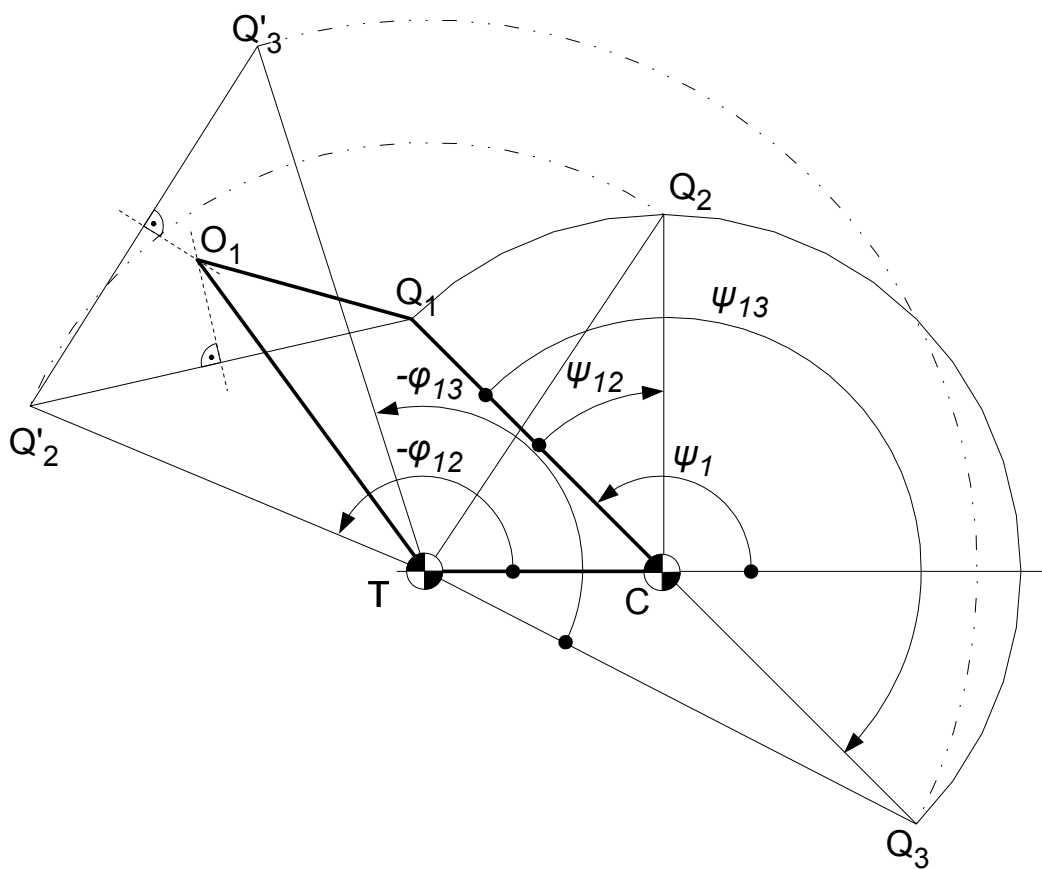
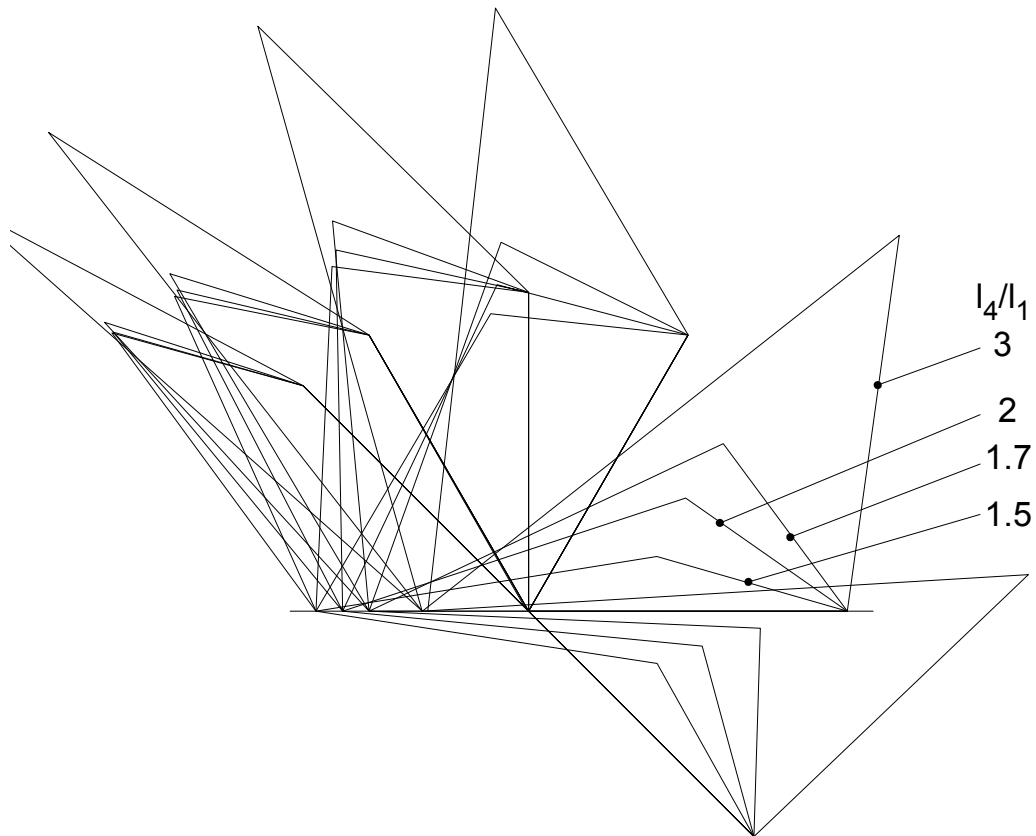
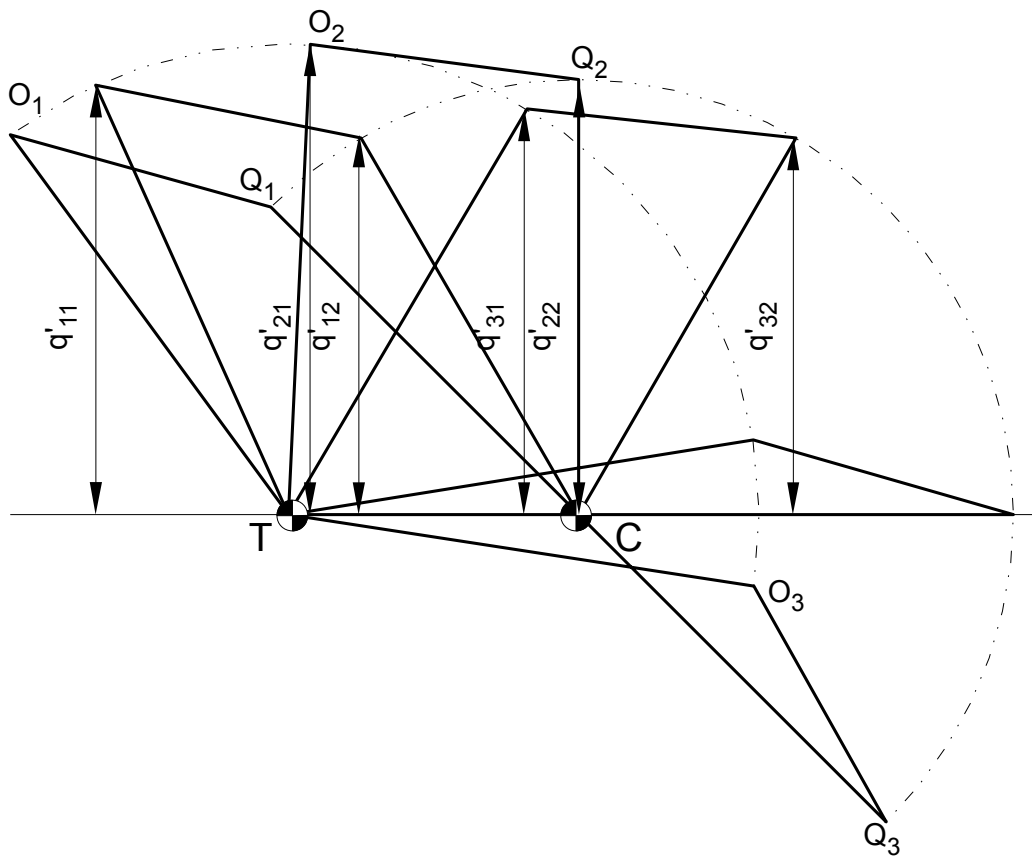


Abbildung 3.6.8: Schar von auf l_1 normierten Lösungen

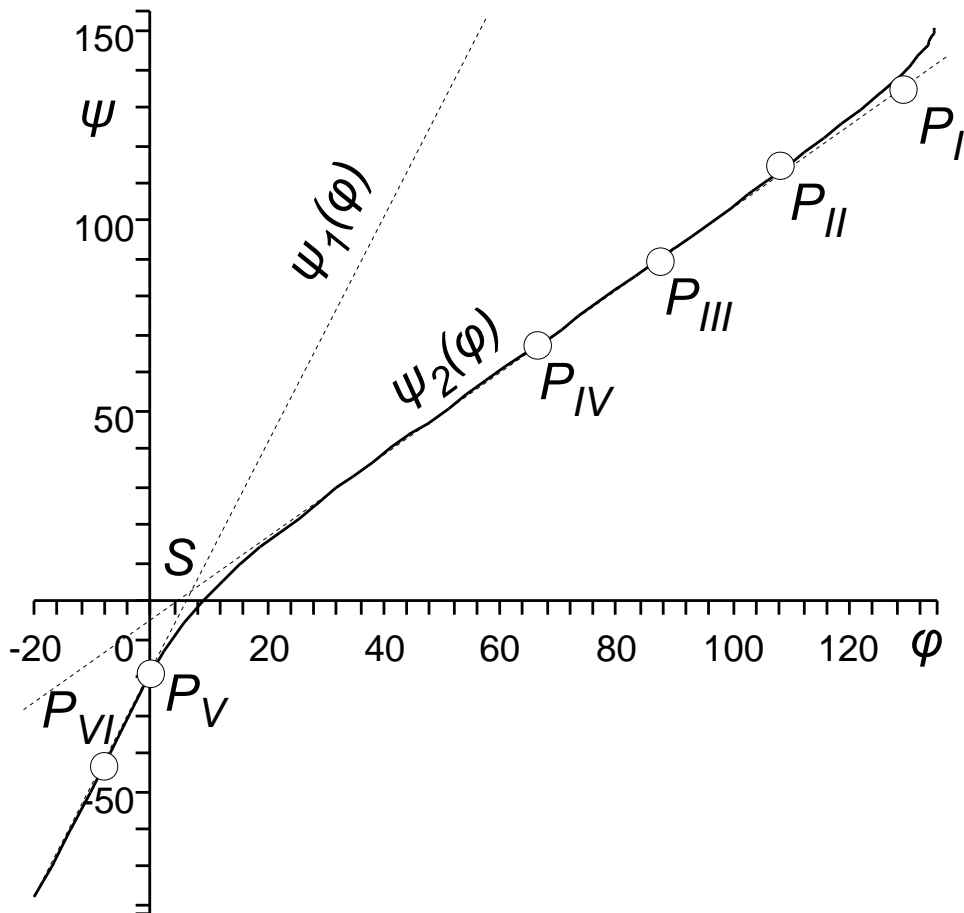


Schon allein durch optischen Vergleich lässt sich die Lösung mit $l_4=1.5 \cdot l_1$ favorisieren, weil sie im notwendigen Bereich die kleinste Übersetzung aufweist. Lösungen mit $l_4 < 1.5 \cdot l_1$ sind nicht funktionsfähig.

Abbildung 3.6.9: grafische Lösung für $l_4=1.5 \cdot l_1$ 

Pos	g_1 oder q_1	g_2 oder q_2	i	M_{21} [kNm](rdr)
I (1)	52,4	42,4	1,2	8,3
II	59,2	52,0	1,1	7,6
III (2)	64,9	60,0	1,1	7,2
IV	56,0	52,0	1,1	7,2
V	100,0	60,0	1,7	11,2
VI (3)	58,7	18,7	3,1	21,1

Abbildung 3.6.10: Übertragungsfunktion und stückweise Approximation



Wie man erkennt, verläuft die Übertragungsfunktion im gewählten Bereich sehr linear und lässt sich deswegen durch zwei Geradenstücke approximieren.

Weiterhin ist zu sagen, dass der Abstand zwischen S und dem Koordinatenursprung uns Sicherheit bezüglich der Funktionserfüllung (Umlauffähigkeit) gibt.

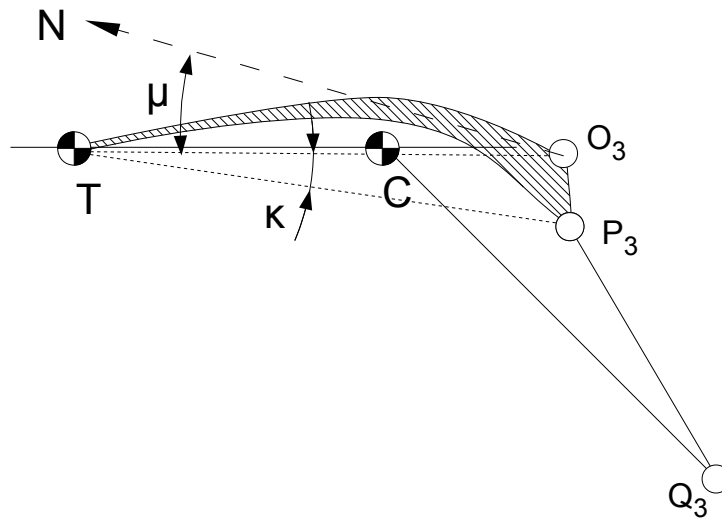
$$\begin{aligned} \psi_1(\phi) &= -20^\circ + 3.0 \cdot \phi \\ \psi_2(\phi) &= -5^\circ + 1.1 \cdot \phi \end{aligned} \quad S = (8^\circ; 5^\circ)$$

Glied	Länge [mm]	Verhältnis zu l_1
l_1	160	1
l_2	260	1,62
l_3	150	0,93
l_4	240	1,5

3.6.6 Anpassung der Antriebsschwinge

Da in der Stellung VI (3) sich beide Schwingen kreuzen, wird die Antriebsschwinge gebogen ausgeformt. Dadurch werden auch O und P um den Konstruktionswinkel κ wieder getrennt.

Abbildung 3.6.11: Prinzipielle Gestaltung der Antriebsschwinge

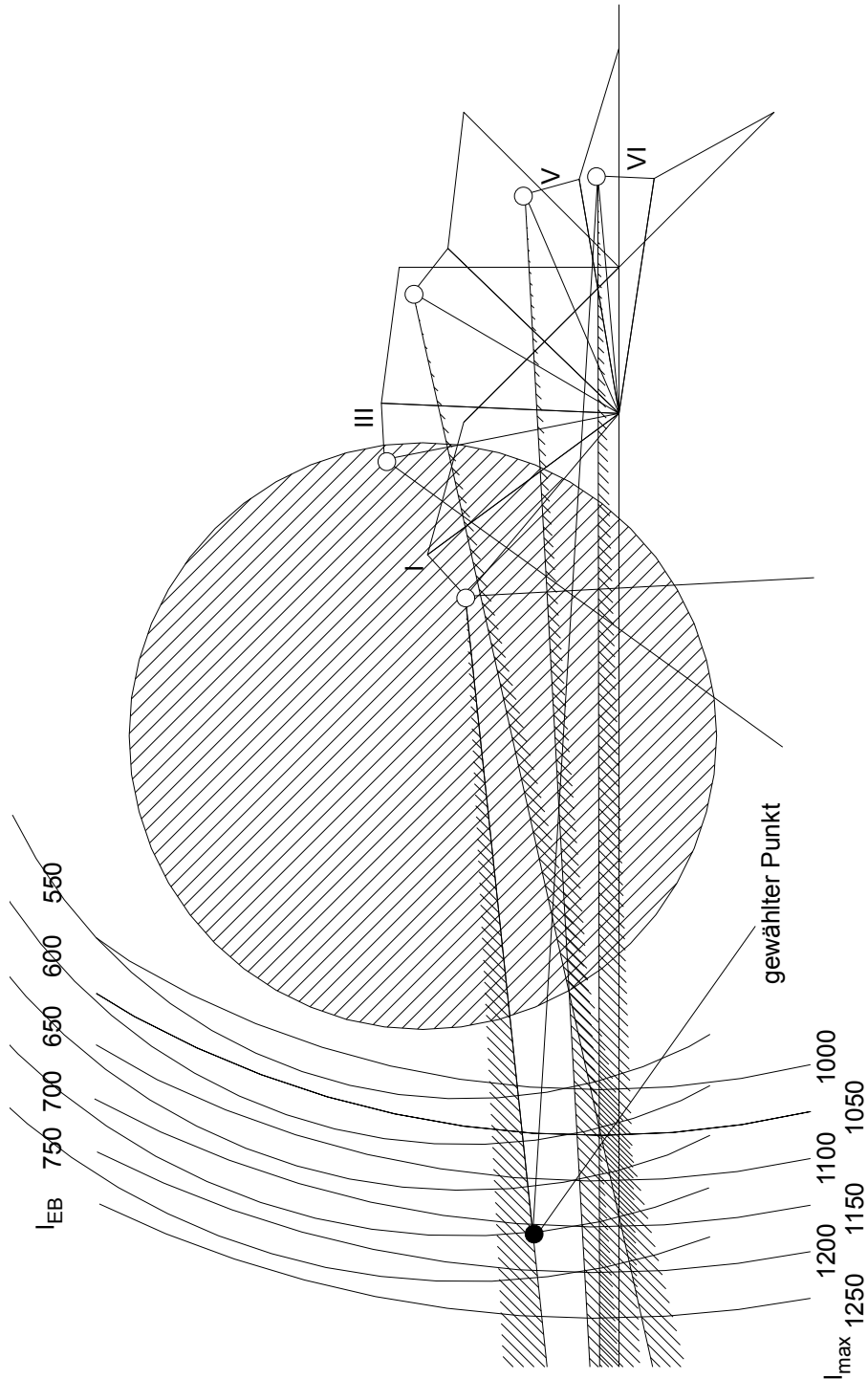


3.6.7 Auswahl des Zylinders und seines Anlenkpunktes

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$F_D = 49 \text{ kN}$ $F_{Grab} = 18.1 \text{ kN}$ $l_2 = 0.26 \text{ m}$ $h = 370 \text{ mm}$ $i = 1.1$	$M_{41} = h \cdot F_{Grab}$ $M_{21} = i \cdot M_{41}$ $M_{21} = \eta_{hm} \cdot F_D \cdot l_2 \cdot \sin(\mu)$ $\mu = \arcsin\left(\frac{M_{21}}{F_D \cdot l_2}\right)$	$M_{41} = 6.7 \text{ kNm}$ $M_{21} = 7.4 \text{ kNm}$ $\mu = 46^\circ$
F_D Druckkraft des Zylinders		

Für den Arbeitsbereich wird damit ein $\mu = 46^\circ$ abgeschätzt. Zur Sicherheit wird für die Position V ein $\mu = 20^\circ$ und für Position VI ein $\mu = 10^\circ$

Abbildung 3.6.12: Konstruktion des Anlenkpunktes für den Löffelzylinder



Ermittelt wurde ein $l_{EB} = 700\text{mm}$, ein $\Delta l = 460\text{mm}$ und für den Anlenkpunkt des Löffelzylinders $N(704;93)_{\mathcal{B}}$. $\kappa = 14^\circ$

3.6.8 Zylinderauswahl

Auswahl des Löffelzylinders: 160 10126-01 (Quelle: www.haenchen.de) nach ISO 6020 63x45 ,700mmx460mm				
D	Kolbendurchmesser	[mm]	63	
A_K	Kolbenfläche	[mm ²]	3117	
d	Stangendurchmesser	[mm]	45	
A_{St}	Stangenfläche	[mm ²]	1590	
A_{KR}	Kolbenringfläche	[mm ²]	1527	
l_{EB}	Einbaulänge	[mm]	700	
Δl	Hub	[mm]	460	
V_1	Kolbenseitiges Hubvolumen	[l]	1,4	
V_2	Stangenseitiges Hubvolumen	[l]	0,7	
\mathcal{F}^{Druck}	Druckkraft	[kN]	49,9	39,9
\mathcal{F}^{Zug}	Zugkraft	[kN]	24,4	19,5
η	Gesamtwirkungsgrad	[1]	0.8	
Kolbenstange mit Außengewinde und zusätzlichem Norm-Gelenkkopf M42x2 ($F_{max} = 196.3\text{kN}$)				

3.6.9 Nachweise

Nachweis der Sicherheit gegenüber Knicken: Eulerscher Knickfall 2 (Grundfall)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$d = 45\text{mm}$ $D = 63\text{mm}$ $E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ $l_K = 1160\text{mm}$ $p = 160\text{bar}$ $S_K = 1.2$	$\mathcal{F}_{max,d} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$ $\mathcal{F}_{k,l} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_K^2} \quad I = \frac{1}{20} d^4$ $\mathcal{F}_{max,d} \cdot S_K \leq \mathcal{F}_{k,l}$	$\mathcal{F}_{max,d} = 49.9\text{kN}$ $\mathcal{F}_{k,l} = 316\text{kN}$ $\mathcal{F}_{max,d} \cdot S_K = 60 < 316\text{kN}$ → Knicken ausgeschlossen
d Stangendurchmesser, D Kolbendurchmesser, E Elastizitätsmodul von Stahl (Quelle: Roloff/ Matek: Maschinenelemente), l_K Knicklänge, p Betriebsdruck, S_K Sicherheit gegenüber Knicken		

Skizzenhafter Nachweis:

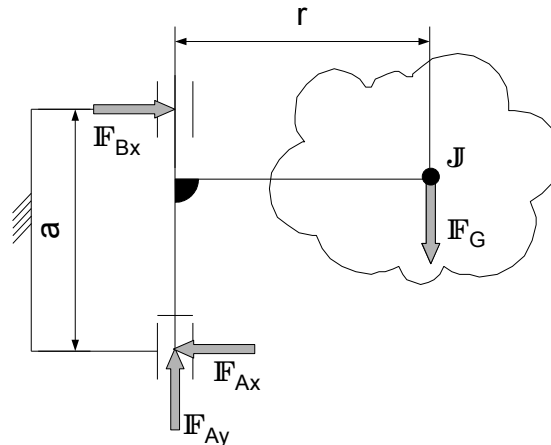
Dauerwechselfestigkeit der Kolbenstange (DIN 15018)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
(Graben+Heben) S2 N4 → B6 W0 St52-3	DIN 15018 Tabelle 14, Tabelle 17	$zul \sigma_{D(-1)} = 132 \text{ N/mm}^2$
$F_{d,max} = 50 \text{ kN}$ $F_{z,max} = -25 \text{ kN}$ $A_{St} = 1590 \text{ mm}^2$	$\kappa_\sigma = \frac{\min \sigma}{\max \sigma}$ $\kappa_\sigma = \frac{F_{z,max}}{F_{d,max}}$ $\min \sigma = \frac{F_{z,max}}{A_{St}}$ $\max \sigma = F \frac{d,max}{A_{St}}$	$\kappa_\sigma = -0.5$ $\min \sigma = 15 \text{ N/mm}^2$ $\max \sigma = 31 \text{ N/mm}^2$
	$zul \sigma_{Dz(\kappa)} = \frac{5}{3-2 \cdot \kappa} \cdot zul \sigma_{D(-1)}$ $zul \sigma_{Dd(\kappa)} = \frac{2}{1-\kappa} \cdot zul \sigma_{D(-1)}$	$zul \sigma_{Dz(-0.7)} = 165 \text{ N/mm}^2$ $zul \sigma_{Dd(-0.7)} = 176 \text{ N/mm}^2$
	$\max \sigma_{Dz} = \frac{ F_{z,max} }{A_{St}}$ $\max \sigma_{Dd} = \frac{F_{d,max}}{A_{St}}$	$\max \sigma_{Dz} = 15 \text{ N/mm}^2$ $\max \sigma_{Dd} = 31 \text{ N/mm}^2$ $\max \sigma_{Dz} < zul \sigma_{DZ(-1.5)}$ $\max \sigma_{Dd} < zul \sigma_{Dd(-1.5)}$ → Dauerwechselfestigkeit ist gegeben.
<p>κ Spannungsamplitudenverhältnis, S2 mittleres Spannungskollektiv, N4 Dauerbetrieb, B6 Beanspruchungsgruppe, W0 keine Kerbe, A_{St} Stangenquerschnittsfläche, $zul \sigma_{Dd(-1)}$ zulässige Dauerwechselfestigkeit bei Druck, $zul \sigma_{Dz(-1)}$ zulässige Dauerwechselfestigkeit bei Zug</p>		

3.7 Das Schwenkwerk

3.7.1 Modellierung und Ermittlung der Kräfte

Abbildung 3.7.1: Skizze zum Schwenkwerk



a Lagerabstand, h Hebelarm des Zylinders, $(b; r)$ Schwerpunktkoordinaten, J Massenträgheit einer Punktmasse, F Kräfte, A Festlager, B Loslager

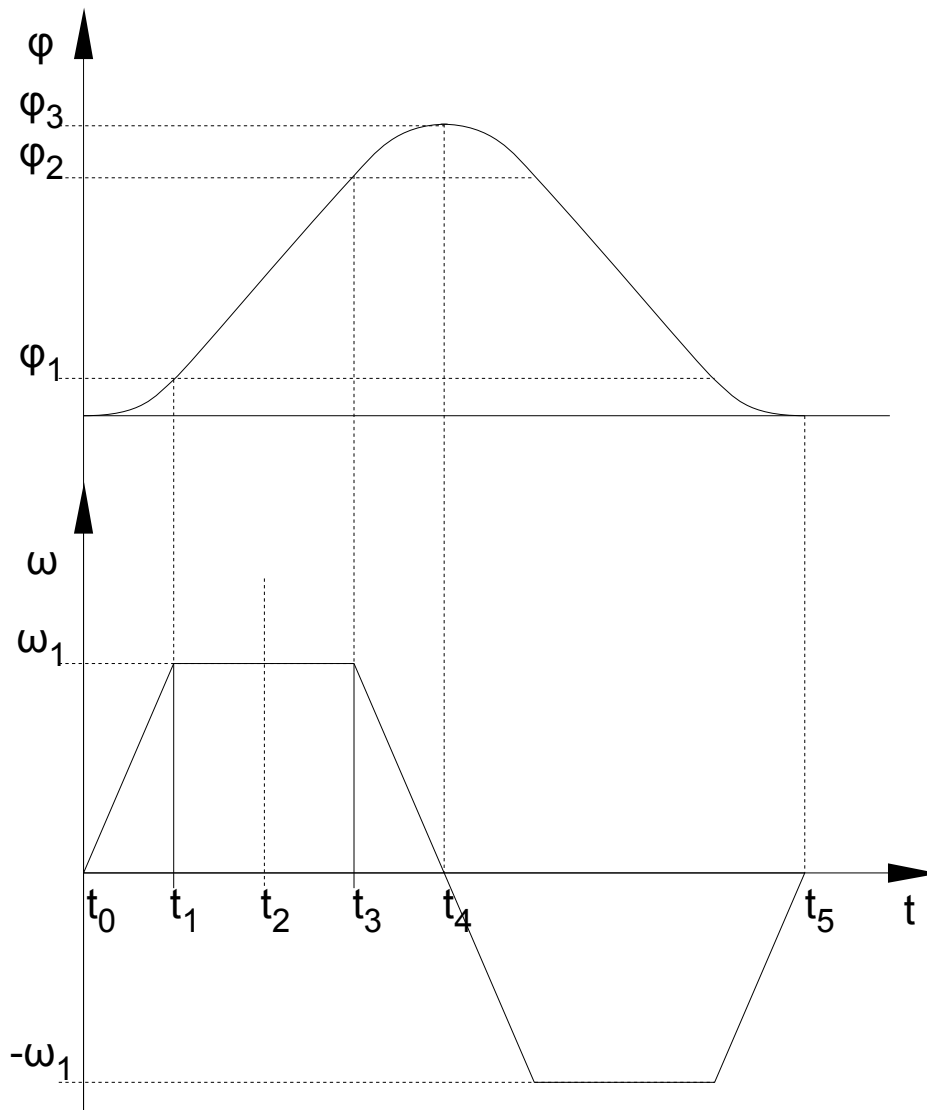
Abschätzung des Lager-Reibmomentes M_R

für den Fall des Grabens M_R und für den Kranbetrieb $M_{R,K}$

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$m = 1000\text{kg}$ $a = 0.5\text{m}$ $r = 1.2\text{m}$	$F_G = m \cdot g$ $F_{Bx} = \frac{r}{a} \cdot F_G$ $F_{Ax} = -F_{Bx}$ $F_{Ay} = -F_G$	$F_G = 10\text{kN}$ $F_{Bx} = 24\text{kN}$ $F_{Ax} = -24\text{kN}$ $F_{Ay} = -10\text{kN}$
$r_K = 2.071\text{m}$ $m_K = 1500\text{kg}$	$F_K = m_K \cdot g$ $F_{Bx,K} = F_{Bx} + \frac{r_K}{a} F_K$ $F_{Ay,K} = F_{Ay} - F_K$	$F_K = 15\text{kN}$ $F_{Bx,K} = 86\text{kN}$ $F_{Ax,K} = -86\text{kN}$ $F_{Ay,K} = -25\text{kN}$
$\mu = 0.1$	$F_{RA} = \mu \cdot F_A $ $F_{RB} = \mu \cdot F_B $	$F_{RA} = 2.6\text{kN}$ $F_{RA,K} = 9\text{kN}$ $F_{RB} = 1\text{kN}$ $F_{RB,K} = 8.6\text{kN}$
$u = 50\text{mm}$	$M_R = u \cdot F_R$	$M_R = 180\text{Nm}$ $M_{R,K} = 880\text{Nm}$
μ Reibung des Lagers, u Lagerradius, r_K Ausladung, m_K Kranlast		

Abschätzung des Beschleunigungsmomentes anhand des normalen Grabbetriebes

Abbildung 3.7.2: Winkel und Winkelgeschwindigkeit des Schwenkwerkes



Das Schwenkspiel wird in zwei Phasen aufgeteilt, die jeweils in sich symmetrisch sind. Von t_0 nach t_1 wird beschleunigt und es wirkt ein Beschleunigungsmoment $M_B = J \cdot \alpha$. In analoger Weise wird von t_3 nach t_4 verzögert. Es wird angenommen, dass sich die Winkelbeschleunigungen nur im Vorzeichen unterscheiden. Somit gilt $\phi_{01} = \phi_{34}$ und $t_1 = t_{34}$.

Bestimmung des Beschleunigungsmomentes

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$S_{A,x} = 0.558\text{m}$ $S_{S,x} = 2.048\text{m}$ $S_{L,x} = 2.071\text{m}$ $m_A = 600\text{kg}$ $m_S = 400\text{kg}$ $m_L = 120\text{kg}$	$\mathcal{J} = \sum m_i \cdot r_i^2$ $\mathcal{J}_{Pos.5} = m_A \cdot S_{A,x}^2 + m_S \cdot S_{S,x}^2 + m_L \cdot S_{L,x}^2$	$\mathcal{J} = 2380\text{kgm}^2$
$t_5 = t_S = 12\text{s}$ $t_4 = 6\text{s}$ $t_1 = 1\text{s}$ $t_0 = 0\text{s}$ $\phi_{03} = 180^\circ = \pi$	$t_{13} = t_4 - 2 \cdot t_1$ $\phi_{03} = 2 \cdot \phi_{01} + \phi_{12}$ $\phi_{01} = \frac{1}{2} \alpha \cdot t_1^2$ $\omega_1 = \alpha \cdot t_1$ $\phi_{12} = \omega_1 \cdot t_{13}$ $\phi_{03} = \alpha (t_1^2 + t_1 \cdot t_{13})$ $\alpha = \frac{\phi_{03}}{t_1^2 + t_1 \cdot t_{13}}$	$t_{13} = 4\text{s}$ $\alpha = 0.6283 \cdot \text{s}^{-2}$ $\phi_{01} = 18^\circ$
	$\mathcal{M}_B = \mathcal{J} \cdot \alpha$	$\mathcal{M}_B = 1495\text{Nm}$
$\Delta \phi$ Schwenkbereich, t_S Zeit für das Schwenken, \mathcal{M}_B Beschleunigungsmoment		

Erweiterung der Beschleunigung auf den Kranbetrieb

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$m_K = 1500\text{kg}$ $r_K = 2.07\text{m}$	$\mathcal{J}_K = \mathcal{J} + m_K \cdot r_K^2$	$\mathcal{J}_K = 8810\text{kgm}^2$
$t_4 = 60\text{s}$ $t_1 = 1\text{s}$ $t_0 = 0\text{s}$ $\phi_{03} = 180^\circ = \pi$	$t_{13} = t_4 - 2 \cdot t_1$ $\alpha_K = \frac{\phi_{03}}{t_1^2 + t_1 \cdot t_{13}}$	$t_{13} = 58\text{s}$ $\alpha_K = 0.053 \cdot \text{s}^{-2}$
	$\mathcal{M}_{B,K} = \mathcal{J}_K \cdot \alpha_K$	$\mathcal{M}_{B,K} = 470\text{Nm}$

Sonderereignis: Abstützen einer seitlich angreifenden Last in der Stellung $\psi = 0^\circ$

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$r_S = 2.07\text{m}$ $\mathcal{F}_S = 10\text{kN}$	$\mathcal{M}_S = r_S \cdot \mathcal{F}_S$	$\mathcal{M}_S = 20700\text{Nm}$

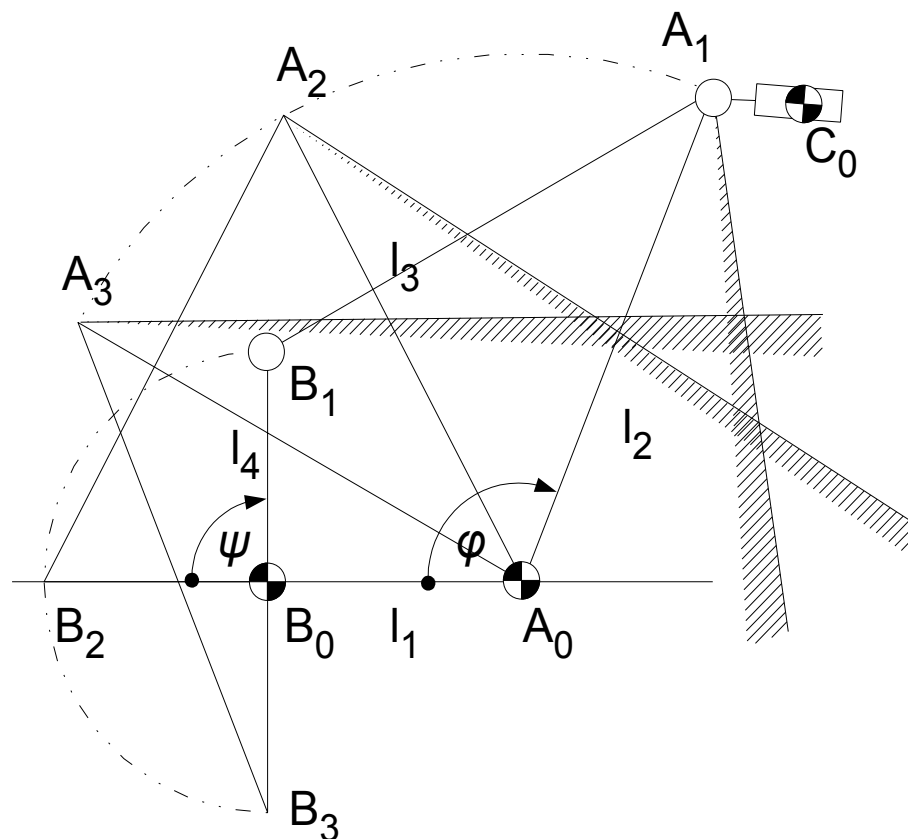
Lastmomente

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
	$\mathbb{M}_L = \mathbb{M}_B + \mathbb{M}_R$	$\mathbb{M}_L = 1675 \text{ Nm}$
	$\mathbb{M}_{L,K} = \mathbb{M}_{B,K} + \mathbb{M}_{R,K}$	$\mathbb{M}_{L,K} = 1350 \text{ Nm}$
	$\mathbb{M}_{L,max} = \mathbb{M}_S$	$\mathbb{M}_{L,max} = 20700 \text{ Nm}$

\mathbb{M}_L Grablastmoment, $\mathbb{M}_{L,K}$ Lastmoment im Kranbetrieb,
 $\mathbb{M}_{L,max}$ maximales Lastmoment aus dem Sonderereignis

3.7.2 Koppelgetriebe für das Schwenkwerk

Abbildung 3.7.3: Hubkolbengetriebe

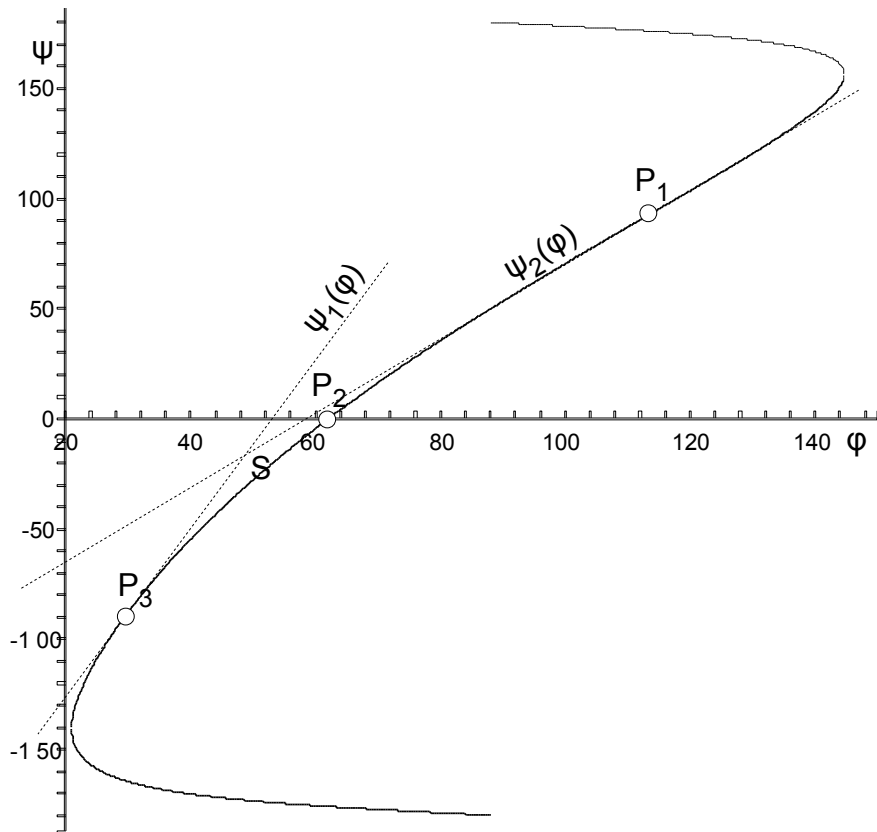


Das Getriebe übersetzt einen Winkelbereich ϕ auf einen etwa doppelt so großen ψ . Daraus folgt, dass die Übersetzung zwischen Antriebsschwinge $\overline{A_0A_1}$ und Abtriebsschwinge $\overline{B_0B_1}$ $i \approx 2$ sein wird. Zur Verbesserung des Übertragungsverhalten zwischen dem Gleitstein und der Abtriebsschwinge kann die Anlenkung des selben an einen über A hinausreichenden Punkt der Koppel $\overline{A_1A_2}$ erfolgen. Schraffierte Flächen für $\mu = 30^\circ$. C_0 liegt in A_1 .

Als normierte Lösung bietet sich folgende an: $(l_1, l_2, l_3, l_4) = (1, 2, 2, 7/8)$

Diese wird auf $(l_1, l_2, l_3, l_4) = (250\text{mm}, 500\text{mm}, 500\text{mm}, 219\text{mm})$ transformiert.

Abbildung 3.7.4: Funktionsgraph für das Schwenkgetriebe



$$\psi_1(\phi) = -120^\circ + 2.3 \cdot \phi$$

$$\psi_2(\phi) = -65^\circ + 1.1 \cdot \phi$$

$$S(46^\circ, -10^\circ), P_1(112^\circ, 90^\circ), P_2(61^\circ, 0^\circ), P_3(30^\circ, -90^\circ)$$

$$i(\psi = 0^\circ) = 1.5$$

Bestimmung von $\mu_{\text{erforderlich}}$ für das Ziehen des Zylinders (125x70)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$i = (2.3 ; 1.1)$ $i_S = 1.3$ $l_2 = 0.5\text{m}$ $F_z = 107.8\text{kN}$	$\mu_{\text{erforderlich, max}} = \frac{i_S \cdot M_{L, \text{max}}}{F_z \cdot l_2}$ $\mu_{\text{erforderlich}} = \frac{i \cdot M_{L, i}}{F_z \cdot l_2}$	$\mu_{\text{erforderlich, max}} = 28^\circ$ $\mu_{\text{erforderlich}} = (2^\circ, 4^\circ)$ $\mu_{\text{erforderlich, K}} = (2^\circ, 4^\circ)$

3.7.3 Zylinderauswahl

Auswahl des Schwenkzylinders: 160 10126-01 (Quelle: www.haenchen.de) nach ISO 6020 125x70,10000mmx660mm				
D	Kolbendurchmesser	[mm]	125	
A_K	Kolbenfläche	[mm ²]	12272	
d	Stangendurchmesser	[mm]	70	
A_{St}	Stangenfläche	[mm ²]	3848	
A_{KR}	Kolbenringfläche	[mm ²]	8423	
l_{EB}	Einbaulänge	[mm]	1000	
Δl	Hub	[mm]	660	
V_1	Kolbenseitiges Hubvolumen	[l]	8,1	
V_2	Stangenseitiges Hubvolumen	[l]	5,6	
\mathcal{IF}_{Druck}	Druckkraft	[kN]	196,3	157,1
\mathcal{IF}_{Zug}	Zugkraft	[kN]	134,8	107,8
η	Gesamtwirkungsgrad	[1]	0.8	
Kolbenstange mit Außengewinde und zusätzlichem Norm-Gelenkkopf M64x3 ($F_{max} = 321.7\text{kN}$) mit Zylinder-Manschette zur Anlenkung an der Zylinderwand				

3.7.4 Nachweise

Nachweis der Sicherheit gegenüber Knicken: Eulerscher Knickfall 2 (Grundfall)

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$d = 70\text{mm}$ $D = 125\text{mm}$ $E = 210 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ $l_K = 660\text{mm}$ $p = 160\text{bar}$ $S_K = 1.2$	$\mathcal{IF}_{max,d} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$ $\mathcal{IF}_{k,l} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l_K^2} \quad I = \frac{1}{20} d^4$ $\mathcal{IF}_{max,d} \cdot S_K \leq \mathcal{IF}_{k,l}$	$\mathcal{IF}_{max,d} = 196.3\text{kN}$ $\mathcal{IF}_{k,l} = 5700\text{kN}$ $\mathcal{IF}_{max,d} \cdot S_K = 240 < 5700\text{kN}$ → Knicken ausgeschlossen
d Stangendurchmesser, D Kolbendurchmesser, E Elastizitätsmodul von Stahl (Quelle: Roloff/ Matek: Maschinenelemente), l_K Knicklänge, p Betriebsdruck, S_K Sicherheit gegenüber Knicken		

Der Nachweis für die Dauerwechselfestigkeit der Kolbenstange (DIN 15018) erfolgt analog dem Nachweis für den Stielzylinder mit dem selben Ergebnis.

4 Auslegung der Hydraulik

4.1 Bedarfsermittlung für die Pumpen

Ausgangspunkt für die Bedarfsermittlung, ist, dass während eines beispielhaften Arbeitsspieles sämtliche Zylindervolumen gefüllt werden.

	Hubvolumen [l]	
Zylinder	kolbenseitig V_K	stangenseitig V_S
(A) Auslegerzylinder	9	6,2
(S) Stielzylinder	5,5	3,8
(L) Löffelzylinder	1,4	0,7
(D) Schwenkzylinder	8,1	5,6

Volumenbedarf in [l], Jede Zeiteinheit hat eine Dauer von 2s

Slot	I	II	III	IV	V	VI	VI	VII	VIII	IX
t	$t_G = 6s$			$t_{S,1} = 6s$			$t_E = 2s$	$t_{S,2} = 6s$		
(S)	5,5							3,8		
(L)		1,4					0,7			
(A)		9							6,2	
(D)					8,1			5,6		
t_G Zeit für das Füllen des Grabgefäßes, t_S Heben, Senken Drehen, t_E Entleeren										

Volumenstrombedarf in [l/s]

Slot	I	II	III	IV	V	VI	VI	VII	VIII	IX
(S)	1,38	1,38	0	0	0	0	0	0,95	0	0
(L)	0	0,35	0,35	0	0	0	0,35	0	0	0
(A)	0	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	0	2,07	2,07	2,07
(D)	0	0	0	0	4,05	4,05	0	2,8	2,8	0
Σ	1,38	3,53	2,15	1,8	5,85	5,85	0,35	5,82	4,87	2,07

Volumenbedarf je Pumpe bei Gebrauch zweier Konstantpumpen

Slot	I	II	III	IV	V	VI	VI	VII	VIII	IX	Σ	\tilde{Q}_V
P1 (S+D)	1,38	1,38	0	0	4,05	4,05	0	3,75	2,8	0	17,41	0,87
P2 (A+L)	0	2,15	2,15	1,8	1,8	1,8	0,35	2,07	2,07	2,07	16,26	0,81
Σ	1,38	3,53	2,15	1,8	5,85	5,85	0,35	5,82	4,87	2,07		

4.2 Auslegung der Pumpen

Pumpenförderleistung

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$\tilde{Q}_{V, P1} = 0.87 \text{ l/s}$ $\tilde{Q}_{V, P2} = 0.8 \text{ l/s}$ $\eta_{hm} = 0.8$	$Q_P = 1.5 \cdot 2 \cdot \frac{1}{\eta_{hm}} \cdot \tilde{Q}_V$	$Q_{P1} = 97..130.5 \text{ l/min}$ $Q_{P2} = 91..121.5 \text{ l/min}$
Q_P notwendige Pumpenförderleistung, \tilde{Q}_V zeitlich gemittelter Volumenstrombedarf, η_{hm} hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad		

Verdrängungsvolumen

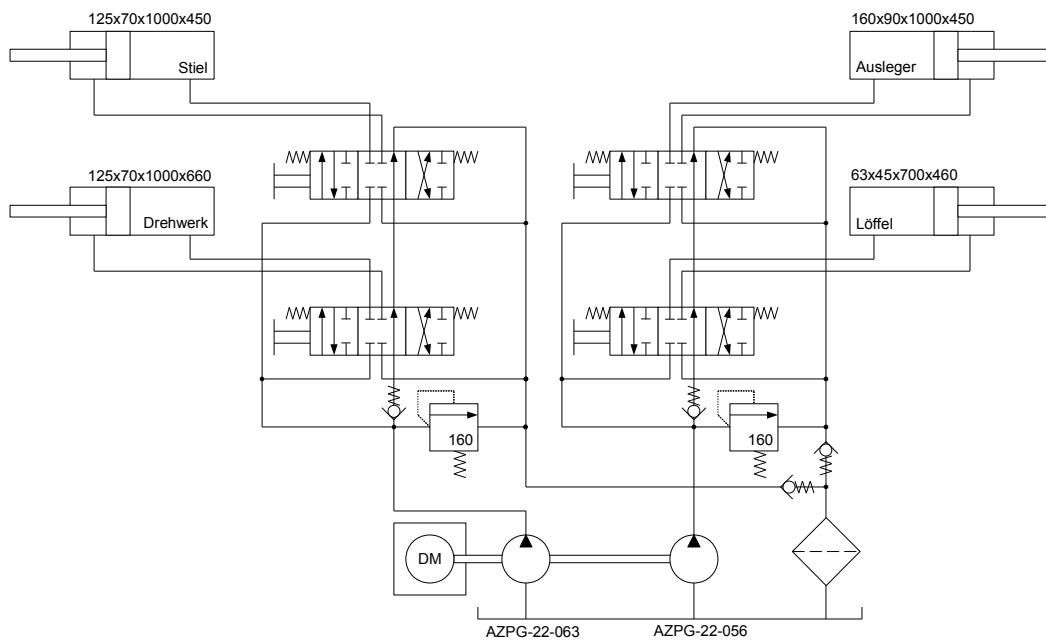
Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$n_{DM} = 1800 \text{ 1/min}$	$V_G = Q_P \cdot \frac{1}{n_{DM}}$	$V_{G1} = 53..75 \text{ cm}^3$ $V_{G2} = 51..67.5 \text{ cm}^3$

Pumpenwahl

Bosch-Rexroth Außenzahnradpumpe	V_G	n_{max}	n_{min} ($p = 100..180$)	p_1	p_2	p_3
AZPG-22-063RCC07D180xx	63	2300	800	170	200	230
AZPG-22-056RCC07D180xx	56	2300	800	170	200	230

4.3 Hydraulikschaltung

Abbildung 4.3.1: Layout des Hydraulikschaltplanes

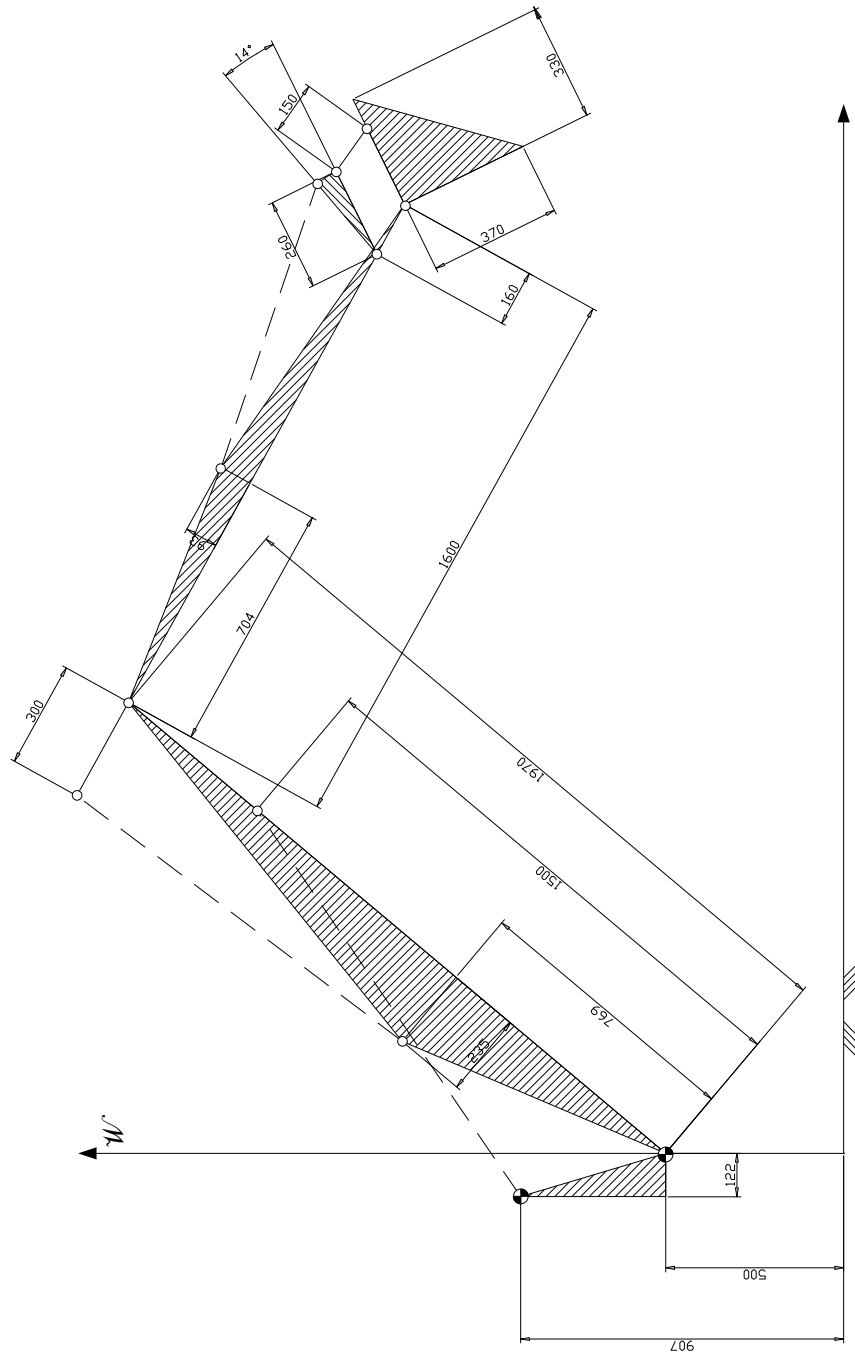


Ausgehend von der Forderung nach Gleichzeitigkeit, kann nur die Parallelschaltung mit einem Konstant-Druck-System verwendet werden (VL. Prof. Helduser). Hierbei wird der nicht benötigte Volumenstrom unter Last über ein Überdruckventil ausgespeist. Das führt natürlich zu Leistungsverlusten ist aber von der Konstruktion wesentlich billiger und auch einfacher zu handhaben. Zur besseren Gestaltung der Lauffähigkeit der Hydrozylinder ist ein Vorschalten eines Drossel-Rückschlagventil-Satzes (Zulauf/ Ablauf) sinnvoll. Die Ablaufdrossel würde wegen der Einspannung des Kolben zwischen zwei Druckniveaus zur wirksamen Vermeidung des Stick-Slip-Effektes führen. Außerdem ließe sich über diese Drosseln auch die Kolbengeschwindigkeit einstellen. Die Zahnradpumpen werden als ein Satz mit Durchtrieb von der Pumpe mit dem größeren Verdrängungsvolumen zur kleineren über eine gemeinsame Wellenkupplung bestellt.

5 Zusammenstellung der Ergebnisse

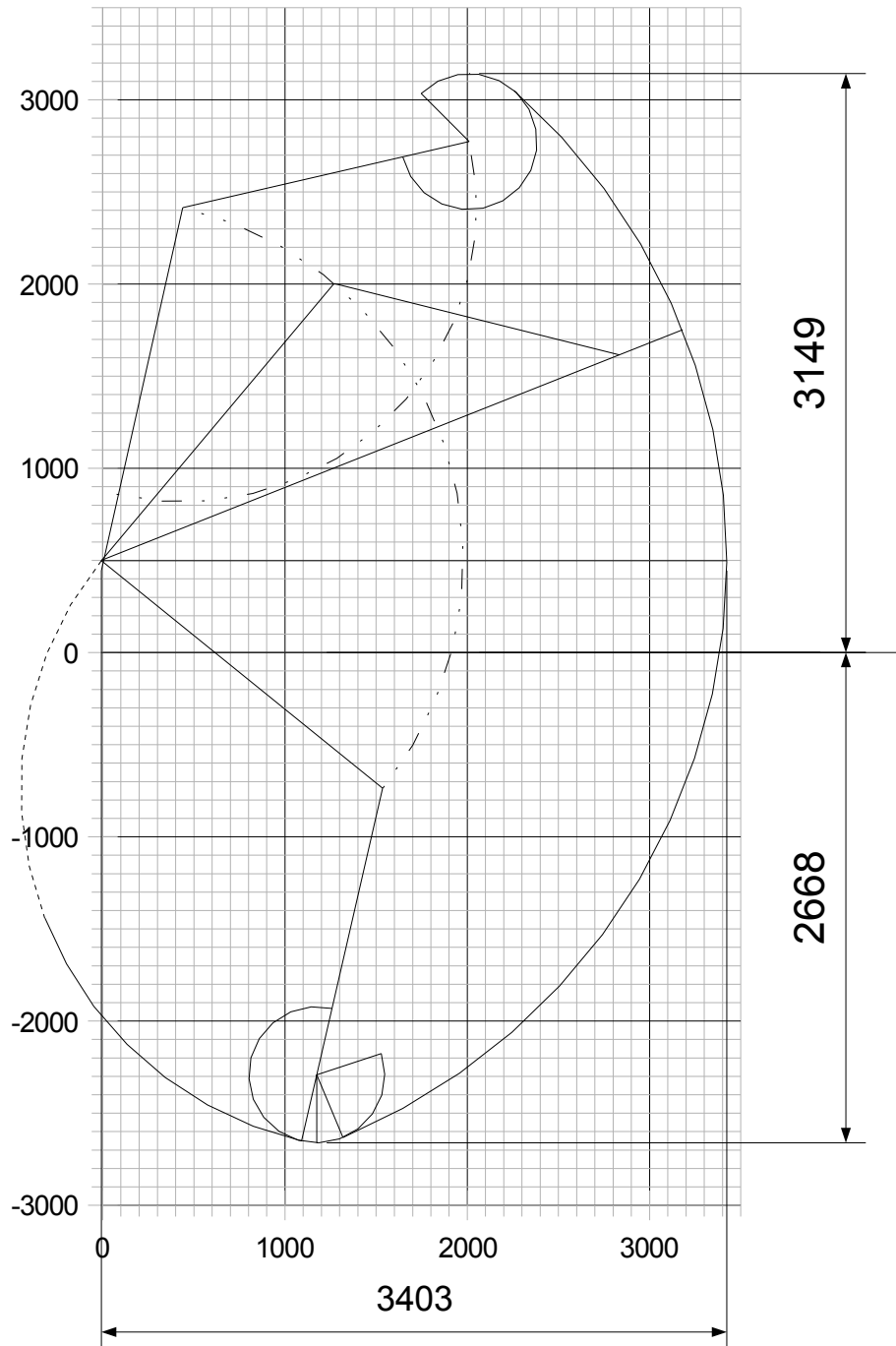
5.1 Geometrische Daten

Abbildung 5.1.1: Gesamtansicht



5.2 Grabkurve

Abbildung 5.2.1: Grabkurve



5.3 Lastkurve - Isodynene des Auslegerzylinders

Abbildung 5.3.1: Kurven gleicher Kranlast-Tragfähigkeit



Die Kontur der Grabkurve für den Anlenkpunkt des Löffels ist als Begrenzung eingezeichnet. Diese Isodynene gelten nur für den Auslegerzylinder. Da der Stielzylinder etwas geringer bemessen ist, kann er nicht unbedingt in jedem Fall die Kranlast halten. Ein Vergleich liefert etwa einen Faktor von $\frac{2}{3}$ der Traglast des Auslegerzylinders im Zugbereich des Stielzylinders.

5.4 Reißkraft

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$\mathbb{F}_{Z,d} = 196\text{kN}$ $h = 300\text{mm}$ $b = 1600\text{mm}$ $c = 370\text{mm}$	$\mathbb{F}_{\text{Reiß}} = \frac{\mathbb{F}_{Z,d} \cdot h}{b + c}$	$\mathbb{F}_{\text{Reiß}} = 29.8\text{kN}$
$\mathbb{F}_{Z,d}$ maximale Druckkraft des Stielzylinders, $\mathbb{F}_{\text{Reiß}}$ Reißkraft, h Hebellänge des Stielzylinders, b Stiellänge, c Grabradius		

5.5 Losbrechkraft

Vorgabe	Rechenweg	Ergebnis
$\mathbb{F}_{Z,d} = 49\text{kN}$ $l_2 = 260\text{mm}$ $c = 370\text{mm}$ $i = 1.1$	$\mathbb{F}_{Lb} = \frac{1}{i} \mathbb{F}_{Z,d} \frac{l_2}{c}$	$\mathbb{F}_{Lb} = 31\text{kN}$
$\mathbb{F}_{Z,d}$ maximale Druckkraft des Stielzylinders, \mathbb{F}_{Lb} Losbrechkraft, l_2 Hebellänge des Löffelzylinders, c Grabradius		

6 Anhang

- Ausdruck eines vereinfachten Maplecodes zur Demonstration
 Die Geometrie lässt eine Modellierung über eine Verkettung der einfachen Koordinatensysteme über Drehung und Verschiebung zu. Dies ist im anhängenden Maple-Code ausgeführt.
- Ausdruck eines Bildschirmfotos von Working-Model-2D
- Datenblatt für Hydraulik-Zylinder (Hähnchen)
- Datenblatt für Außenzahnpumpen (Bosch-Rexroth)