

---

Masterarbeit

---

# Entwicklung eines In-Line-Brammenwenders für Stranggussanlagen

---

**Stefan Guggenbichler, BSc**

**Betreuer: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler**

Datum: 06.07.2015

Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre  
Department Product Engineering  
Montanuniversität Leoben

A-8700 LEOBEN, Franz Josef Straße 18  
Telefon: +43 3842 402 2800  
Fax: +43 3842 402 2802  
foerder@mu-leoben.at



## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

## **Affidavit**

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

---

Datum

---

Unterschrift



## **Danksagung**

An erster Stelle danke ich Herrn Prof. Franz Kessler für die Betreuung dieser Masterarbeit.

Ganz besonderer Dank geht an die Primetals Technologies Austria GmbH und im speziellen an Herrn Christian Hinterreiter für die Erledigung der organisatorischen Tätigkeiten vor Beginn der Arbeit und die Betreuung dieser. Des Weiteren danke ich Herrn Martin Salmhofer für die vielen Ratschläge und Hilfestellungen bei diversen technischen Problemstellungen sowie den Herren Josef Guttenbrunner, Martin Hirschmanner und Wolfgang Hausleithner für die zahlreichen Besprechungen. Durch die in diesen Besprechungen stattgefundenen Diskussionen sind einige wertvolle Lösungsansätze entstanden, welche maßgeblich zum erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit beigetragen haben. Weiteres bin ich Herrn Johann Hengstschläger für seine Hilfe bei Fragen zum Thema Hydraulik dankbar.

Meiner Freundin Sonja Danninger danke ich für das Korrekturlesen der Arbeit und für den emotionalen Rückhalt in allen Phasen meines Studiums.

Zum Schluss möchte ich meinen Eltern danken, dass sie mich nicht nur während der Schulzeit sondern auch während des Studiums immer unterstützt haben.

## Zusammenfassung

Im Zuge dieser Masterarbeit wird ein In-Line-Brammenwender für Stranggussanlagen entwickelt. Zu Beginn wird durch Erfassen des technischen Ist-Standes von Brammenwendesystemen und einer nachfolgenden Patent- und Literaturrecherche der momentane Stand der Technik ermittelt. Die Recherche ergab, dass bereits Systeme zum Wenden von Brammen vorhanden sind, diese aber den gestellten Anforderungen nicht gerecht werden. Dieser Umstand macht die Entwicklung einer Vorrichtung, welche als In-Line-Brammenwender in Stranggussanlagen eingesetzt werden kann, erforderlich.

Am Anfang der Entwicklungsphase wurden Ideen gesammelt und diese in mehrere Konzepte umgesetzt. Im Kapitel „Ideenfindung und Konzepte“ sind Aufbau und Funktionsweise der entstandenen Konzepte beschrieben.

Nachfolgend werden die Konzepte einer technischen Analyse unterzogen, um deren Realisierbarkeit in der Praxis zu prüfen. Im Laufe dieser Analyse wurde ein Konzept ausgewählt, welches die an einen In-Line-Brammenwender gestellten Anforderungen erfüllt.

Anschließend wird im Kapitel „Detaillierte Beschreibung der Konstruktion“ näher auf den Aufbau des ausgewählten Konzeptes eingegangen. Des Weiteren wird die Energieversorgung der Hydraulikzylinder im Detail erläutert.

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird neben einer Untersuchung der Brammenüberstände auch die Dauer eines Wendevorgangs ermittelt. Den Abschluss bildet eine FEM-Berechnung der Konstruktion, welche die Einwirkung des Brammengewichts während des Wendevorgangs auf die Struktur des Brammenwenders untersucht.

## **Abstract**

In course of this master thesis an in-line slab turnover device for continuous casting plants is developed. At the beginning the state of the art is determined by a patent and literature research. The result of this research was that there are already some systems for turning over slabs on the market, but none of them can fulfil the expected requirements. This fact is deciding for developing a device which can be used as in-line slab turnover device in continuous casting plants.

One of the first steps in the period of development was a brainstorming in order to generate a number of concepts. Construction and function of these concepts are described in the chapter "Ideenfindung und Konzepte".

Afterwards these concepts are evaluated by a technical analysis for their usability in practical application. Throughout this analysis a concept was chosen which is able to fulfil the expected requirements of in-line slab turnover devices.

In chapter "Detaillierte Beschreibung der Konstruktion", the structure of the chosen concept is described in detail. Additionally the supply of the hydraulic cylinders with energy is illustrated.

Further, the slab overlaps are examined and a calculation of the duration of a turnover process is made. Finally the construction of the slab turnover device is calculated by the finite element method to examine the exposure of the slab weight during a turnover process on the structure of this device.

## Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung.....	II
Affidavit.....	II
Danksagung.....	III
Zusammenfassung .....	IV
Abstract.....	V
1. Einleitung .....	1
2. Technischer Ist-Stand von Brammenwendesystemen .....	2
2.1. Aufbau des Brammenwenders.....	2
2.2. Ablauf eines Wendevorgangs.....	4
2.2.1. Auflegen der Bramme .....	4
2.2.2. Start des Wendevorgangs .....	4
2.2.3. Übergabe der Bramme an die linken Arme .....	5
2.2.4. Abschluss des Wendevorgangs.....	6
2.3. Resümee .....	6
3. Aufgabenstellung.....	8
4. Patent- und Literaturrecherche.....	9
4.1. Bereits bestehende Systeme zum Wenden von Brammen .....	9
4.2. Patente zum Thema Brammenwender .....	12
4.2.1. Slab Turning Apparatus.....	12
4.2.2. Automatic Slab Turner .....	14
4.2.3. Kettenbrammenwender.....	17
4.3. Anlagen und Maschinen zum Wenden von schweren Lasten .....	22
4.3.1. Drehentladeanlagen für Eisenbahnwaggons.....	22
4.3.2. Trommeldrehvorrichtung für Gussformen .....	23

4.4.	Resümee .....	24
5.	Ideenfindung und Konzepte .....	26
5.1.	Konzept Nr. 1 .....	26
5.1.1.	Aufbau .....	26
5.1.2.	Ablauf eines Wendevorgangs .....	26
5.2.	Konzept Nr. 2 .....	27
5.2.1.	Aufbau .....	28
5.2.2.	Ablauf eines Wendevorgangs .....	29
5.3.	Konzept Nr. 3 .....	33
5.3.1.	Aufbau .....	34
5.3.2.	Ablauf eines Wendevorgangs .....	35
5.4.	Konzept Nr. 4 .....	39
5.4.1.	Aufbau .....	40
5.4.2.	Ablauf eines Wendevorgangs .....	41
5.5.	Resümee .....	44
6.	Technische Analyse der Konzepte .....	45
6.1.	Gegenüberstellung der Konzepte .....	45
6.2.	Machbarkeitsanalyse der Konzepte .....	47
6.2.1.	Konzept Nr. 2 .....	47
6.2.2.	Konzept Nr. 3 .....	49
6.2.3.	Konzept Nr. 4 .....	51
6.2.4.	Resultat der Machbarkeitsanalyse .....	54
6.3.	Resümee .....	54
7.	Detaillierte Beschreibung der Konstruktion .....	55
7.1.	Aufbau einer Wendeeinheit .....	56

7.1.1.	Grundplatte .....	57
7.1.2.	Arm I .....	57
7.1.3.	Arm II .....	57
7.1.4.	Hydraulikzylinder Arm I.....	58
7.1.5.	Hydraulikzylinder Arm II.....	58
7.1.6.	Lagerungen der Gelenke .....	58
7.2.	Energieversorgung der Hydraulikzylinder .....	59
7.2.1.	Maßnahmen gegen Hitze, Schmutz und Beschädigungen der Hydraulikzylinder und -schläuche.....	62
7.3.	Resümee .....	62
8.	Untersuchung der Brammenüberstände.....	63
8.1.	Symmetrische Anordnung aller Wendearme.....	63
8.2.	Symmetrische Anordnung von zwei Armen pro Seite .....	65
8.2.1.	Bramme auf Anschlag fahren und wenden .....	65
8.2.2.	Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden.....	66
8.3.	Anordnung aller Wendearme in Reihe .....	67
8.3.1.	Bramme auf Anschlag fahren und wenden .....	68
8.3.2.	Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden.....	69
8.4.	Resümee .....	70
9.	Dauer eines Wendevorgangs.....	71
9.1.	Berechnung der Wendezeit.....	71
9.2.	Resümee .....	73
10.	FEM-Berechnung der Konstruktion .....	74
10.1.	Definieren der Randbedingungen.....	76
10.2.	Berechnung der Konstruktion in Position 1 .....	79

10.2.1.	Gesamtverformung des Brammenwenders .....	79
10.2.2.	Vergleichsspannungen Grundplatte .....	79
10.2.3.	Vergleichsspannungen Arm I .....	81
10.2.4.	Vergleichsspannungen Arm II .....	82
10.3.	Berechnung der Konstruktion in Position 2 .....	83
10.3.1.	Gesamtverformung des Brammenwenders .....	83
10.3.2.	Vergleichsspannungen Grundplatte .....	83
10.3.3.	Vergleichsspannungen Arm I .....	84
10.3.4.	Vergleichsspannungen Arm II .....	85
10.4.	Berechnung der Konstruktion in Position 3 .....	86
10.4.1.	Gesamtverformung des Brammenwenders .....	86
10.4.2.	Vergleichsspannungen Grundplatte .....	87
10.4.3.	Vergleichsspannungen Arm I .....	88
10.4.4.	Vergleichsspannungen Arm II .....	89
10.5.	Resümee.....	90
11.	Schluss.....	91
12.	Literaturverzeichnis .....	93
13.	Abbildungsverzeichnis .....	95
14.	Tabellenverzeichnis .....	99
15.	Anhang .....	100

## 1. Einleitung

Die in Stranggussanlagen produzierten Brammen werden je nach Anforderung vor der Weiterverarbeitung einer Oberflächenbehandlung unterzogen. Viele Stahlsorten können verfahrensbedingt Oberflächenfehler wie Risse und sonstige Abweichungen aufweisen. Das Halbzeug muss vor der Weiterverarbeitung geprüft und wenn notwendig oberflächenbehandelt werden. Dies kann durch Flämmen oder Hochdruckschleifen erfolgen. Das häufigste Verfahren der Oberflächenbehandlung von Brammen stellt Flämmen dar und wird bei Stählen angewandt, bei denen durch partiell starke Oberflächenerhitzung keine zusätzlichen Fehler entstehen können. Andere Stahlsorten werden durch Hochdruckschleifen nachbearbeitet. Dabei muss zwischen Stählen unterschieden werden, die kalt geschliffen werden können und solchen, die legierungsbedingt warm zwischen 300 °C und 500 °C geschliffen werden müssen.<sup>1</sup>

Um Ober- und Unterseite der Bramme nachbearbeiten zu können, muss diese durch einen Brammenwender um 180° gedreht werden. Aufgrund des hohen Gewichtes (bis zu 60 Tonnen) und der nach dem Stranggussprozess hohen Temperaturen (ca. 900 °C) der Brammen werden an die Brammenwendesysteme hohe Anforderungen gestellt.

---

<sup>1</sup> Vgl. Seybold 2002



## **2. Technischer Ist-Stand von Brammenwendesystemen**

In diesem Kapitel wird der technische Ist-Stand von Brammenwendern erfasst. Die nachfolgende Beschreibung bezieht sich im Speziellen auf das bei der Primetals Technologies Austria GmbH angewandte System. Dieses wird, wie im Kapitel „Patent- und Literaturrecherche“ noch näher erläutert, auch bei anderen Firmen, die im Bereich des metallurgischen Anlagenbaus tätig sind, verwendet.

Der momentane Stand der Technik sind sogenannte Off-Line-Brammenwender. Off-Line bezieht sich dabei auf den Umstand, dass der Brammenwender nicht in einer Linie auf dem Rollgang, welcher die Brammen aus der Stranggussanlage befördert, angeordnet ist, sondern abseits von der Stranggussanlage steht.

Bei diesen Systemen hebt ein Kran mit Greifer die Bramme vom Rollgang auf ein Gestell wo anschließend die Oberflächenbehandlung (z.B. Flämmen) manuell durchgeführt wird. Nach der Bearbeitung wird die Bramme mit dem Kran auf einen Brammenwender gelegt, welcher diese um 180° dreht. Anschließend wird die Bramme wieder auf das Gestell gehoben und die zweite Seite wird oberflächenbehandelt. Zum Schluss wird die Bramme mittels Kran zu einem Lagerplatz befördert.

### **2.1. Aufbau des Brammenwenders**

Der Brammenwender besteht aus insgesamt 12 Wendearmen („ARM 1“ und „ARM 2“ in Abbildung 1 und 2) die als Schweißkonstruktion ausgeführt sind. Wie in Abbildung 1 ersichtlich sind diese Arme an der rechten und linken Seite (in „CASTING DIRECTION“) der Anlage versetzt angeordnet. Angetrieben werden die Arme durch Hydraulikzylinder, welche im Fundament verankert sind (Abbildung 2). Die Arme an rechter und linker Seite sind je durch eine Welle mechanisch miteinander gekoppelt. Auf jedem Arm sind Buffer angeordnet, deren Aufgabe es ist, mögliche Stöße während des Wendevorgangs zu dämpfen (Abbildung 2).

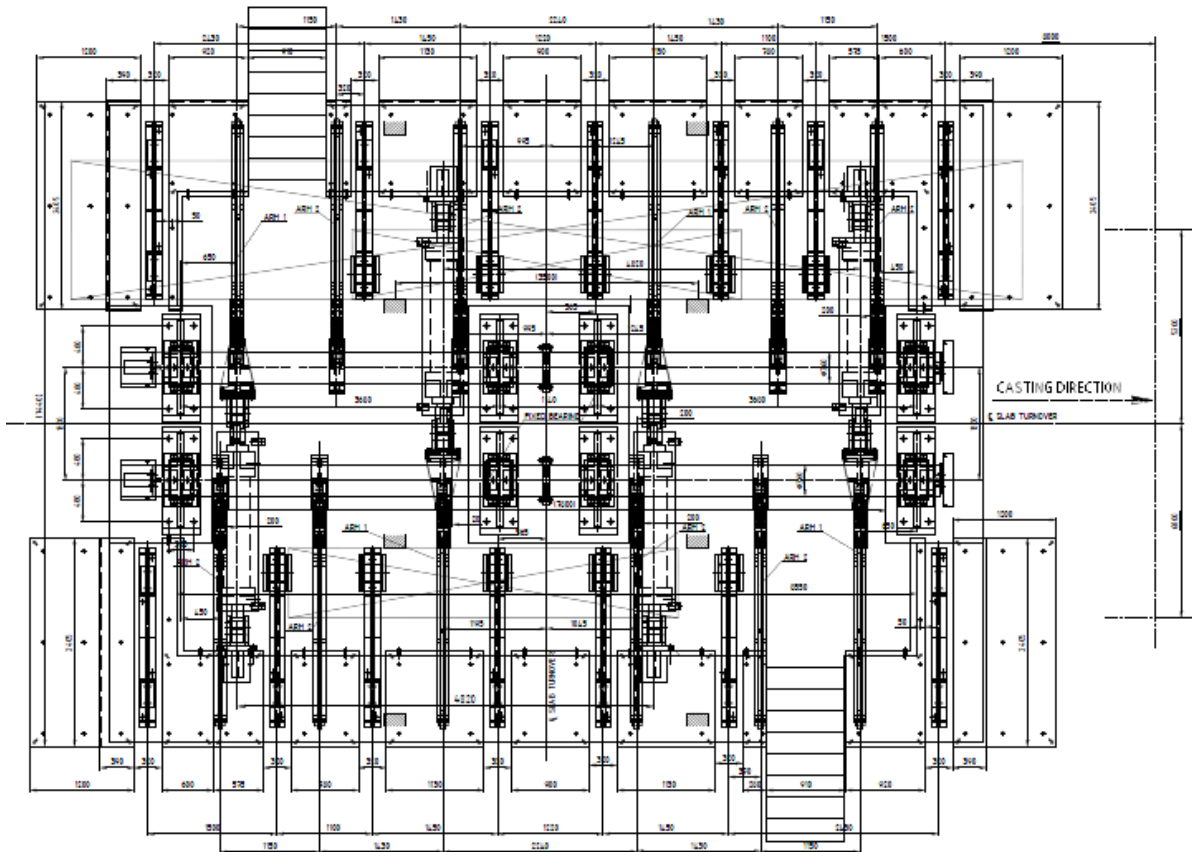


Abbildung 1: Grundriss eines Brammenwenders<sup>2</sup>

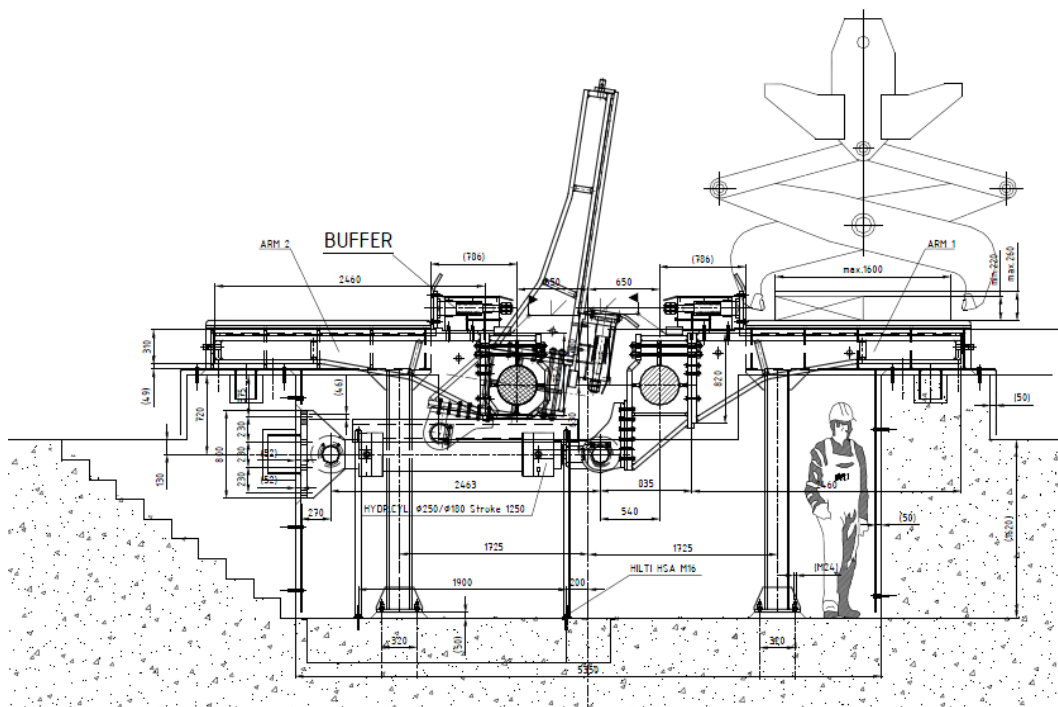


Abbildung 2: Schnitt durch einen Brammenwender<sup>3</sup>

<sup>2</sup> Primetals Technologies Austria GmbH

## 2.2. Ablauf eines Wendevorgangs

Nachfolgend wird der Ablauf eines Wendevorgangs näher erläutert.

### 2.2.1. Auflegen der Bramme

Die Bramme wird durch einen Kran mit Greifer vom Rollgang oder von einem Gestell, wo die Oberflächenbehandlung durchgeführt wird, angeliefert und auf die rechten Arme des Brammenwenders aufgelegt.

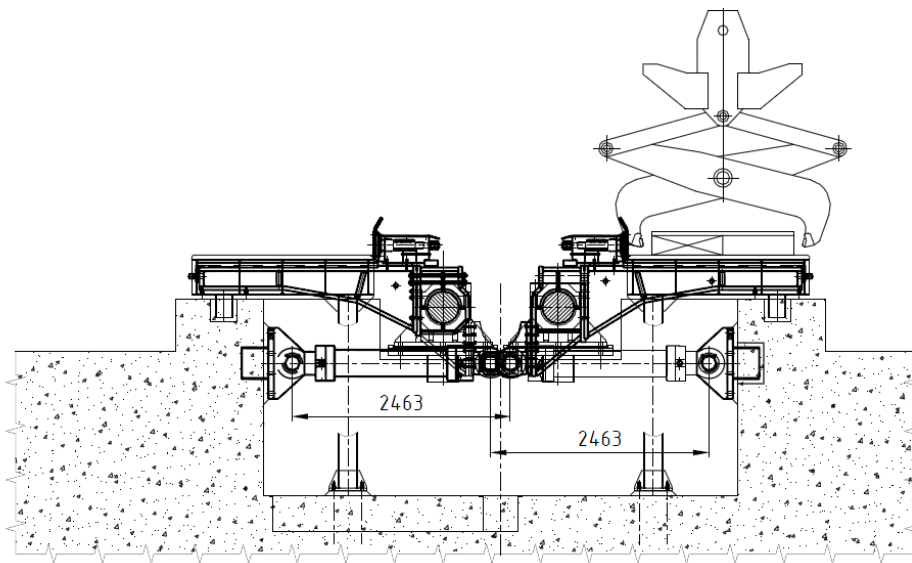


Abbildung 3: Auflegen der Bramme<sup>4</sup>

### 2.2.2. Start des Wendevorgangs

Die Bramme wird mit den rechten Armen bis knapp zur vertikalen Position befördert. Gleichzeitig werden die linken Arme hochgeschwenkt und halten die Bramme von der anderen Seite. Die Bramme wird nun zwischen den rechten und linken Armen weitergedreht.

---

<sup>3</sup> Primetals Technologies Austria GmbH

<sup>4</sup> Primetals Technologies Austria GmbH

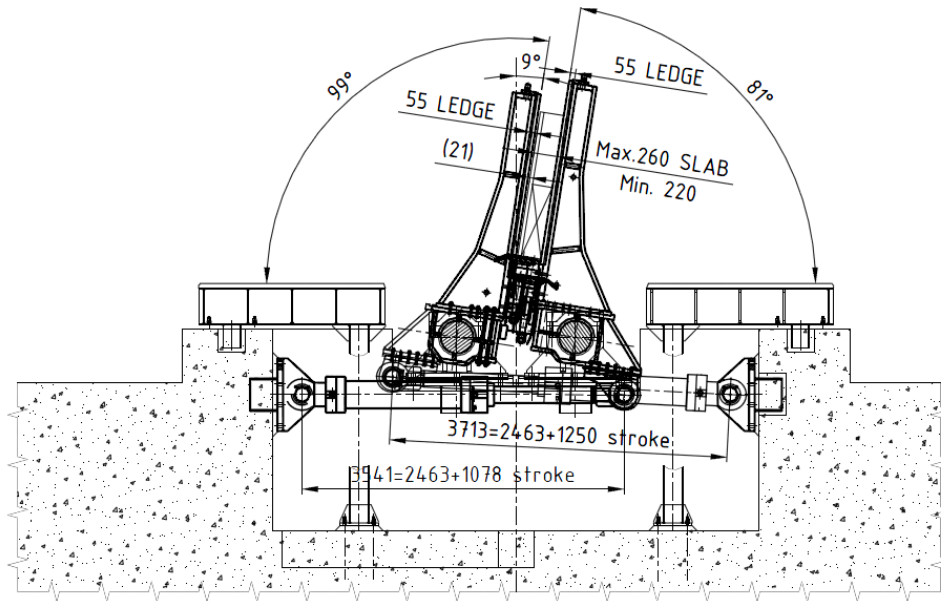


Abbildung 4: Start des Wendevorgangs<sup>5</sup>

### 2.2.3. Übergabe der Bramme an die linken Arme

Bei dieser Position wird die Bramme an die linken Arme übergeben und nur mehr mit diesen weitergedreht. Die rechten Arme schwenken wieder in die Ausgangsposition zurück.

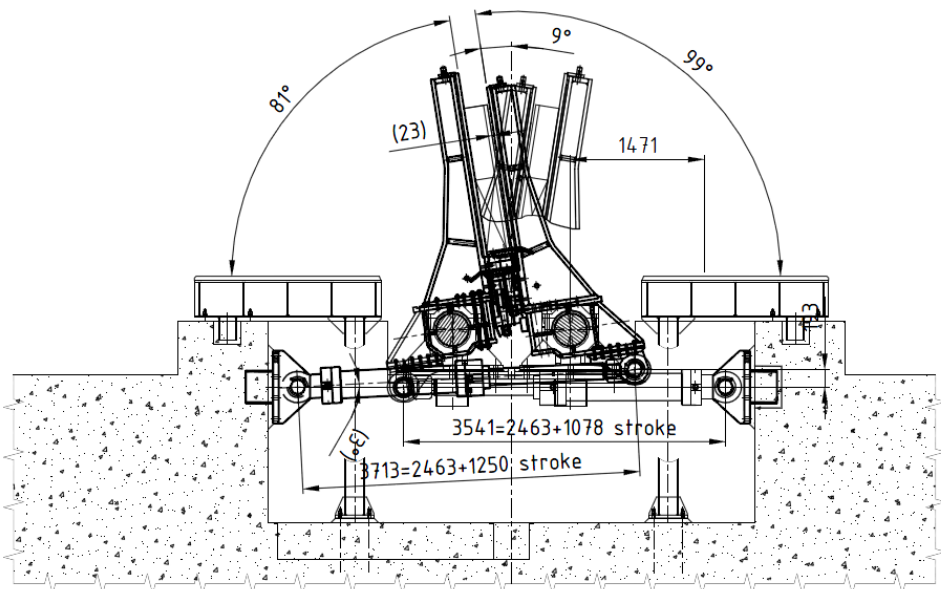


Abbildung 5: Übergabe der Bramme an die linken Arme<sup>6</sup>

<sup>5</sup> Primetals Technologies Austria GmbH

## 2.2.4. Abschluss des Wendevorgangs

Die linken Arme bewegen die Bramme bis in die horizontale Endposition.

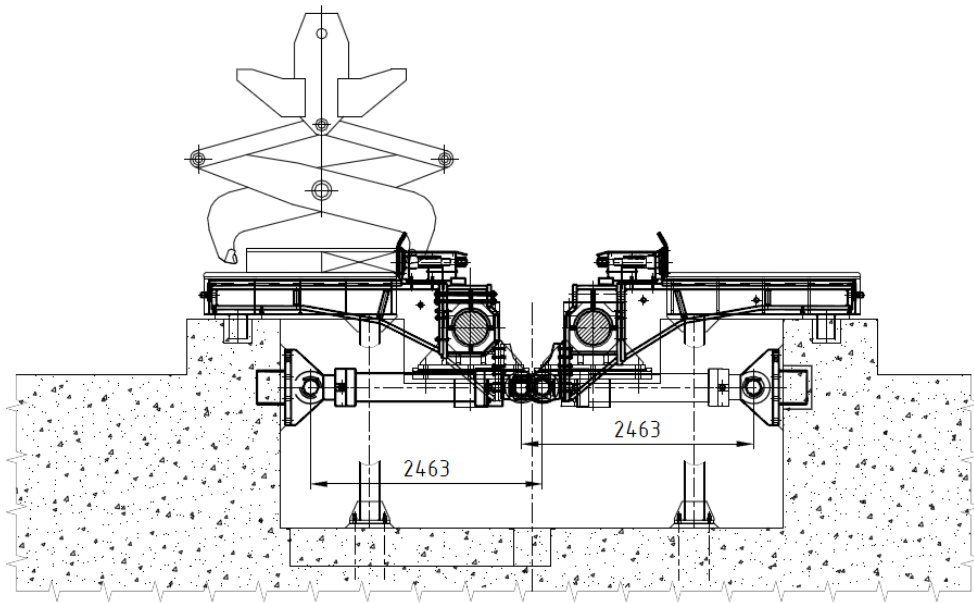


Abbildung 6: Abschluss des Wendevorgangs<sup>7</sup>

Durch diesen Ablauf wurde die Bramme um 180° gewendet und wird nun mittels Kran entweder zum Bearbeitungs- oder Lagerplatz abtransportiert.

## 2.3. Resümee

Bei genauer Betrachtung dieses Ablaufs wird deutlich, dass sehr große Wege des Brammentransports mittels Kran durchgeführt werden müssen. Zusätzlich wird die Nachbehandlung der Oberfläche manuell durchgeführt. Beides hat einen großen Personal- und Zeitaufwand zur Folge. Durch die Anordnung des Brammenwenders abseits der Stranggussanlage wird von diesem System auch sehr viel Platz in Anspruch genommen.

Eine Möglichkeit diesen Ablauf zu vereinfachen und zu beschleunigen ist, die Brammen direkt auf dem Rollgang zu wenden. Diese Systeme werden als In-Line-Brammenwender bezeichnet, da der Wendevorgang in Bearbeitungsrichtung der

---

<sup>6</sup> Primetals Technologies Austria GmbH

<sup>7</sup> Primetals Technologies Austria GmbH

Stranggussanlage erfolgt und die Brammen durch das Wenden keinen Versatz quer zu ihrer Längsachse erfahren. Der zuvor beschriebene Brammenwender ist für einen In-Line-Betrieb nicht geeignet, weil die Brammen durch den Wendevorgang quer zu deren Längsachse versetzt werden.

Folgende Vorteile sind bei In-Line-Systemen zu erwarten:

- Kein Bewegen der Bramme mittels Kran
- Verringerung des Zeit- und Personalaufwands für den gesamten Bearbeitungsprozess
- Geringerer Platzbedarf der Anlage
- Bessere Automatisierbarkeit
- Inspektion der Brammen auf Oberflächenfehler durch Kameras direkt auf dem Rollgang
- Möglichkeit einer vollautomatisierten Oberflächenbehandlung der Brammen in einem auf dem Rollgang angeordneten Bearbeitungszentrum

Diese Vorteile zeigen, dass ein In-Line-Brammenwender den Nachbearbeitungsprozess der Brammen positiv beeinflusst und mit einer Steigerung der Produktivität der gesamten Stranggussanlage zu rechnen ist.

### 3. Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung besteht in der Entwicklung eines In-Line-Brammenwenders für Stranggussanlagen. Ziel der Arbeit ist es, einen In-Line-Brammenwender zu entwickeln, der folgende Anforderungen erfüllt:

- Wenden von Brammen mit unterschiedlichen Größen (maximal 12000 x 2500 x 250 mm) und einem Gewicht von bis zu 60 Tonnen
- Das Verfahren soll die Brammen möglichst oberflächenschonend wenden
- Brammentemperaturen von bis zu 900 °C
- Modularer Aufbau

Die vorangehende Patent- und Literaturrecherche soll aufzeigen, welche bestehenden Brammenwendesysteme es neben dem im Kapitel 2 „Technischer Ist-Stand von Brammenwendesystemen“ beschriebenen System der Primetals Technologies bereits gibt. Weiteres soll dabei recherchiert werden, ob und welche Ideen und Ansätze speziell zum Thema In-Line-Brammenwender vorhanden sind.

## **4. Patent- und Literaturrecherche**

Im Rahmen der Patent- und Literaturrecherche werden bereits bestehende Systeme zum Wenden von Brammen vorgestellt. Des Weiteren wird in diesem Kapitel auf Patente eingegangen deren Anwendungsgebiet das Wenden von Brammen ist. Abschließend werden Maschinen und Anlagen beschrieben, die auf den ersten Blick nicht in die Gruppe der Brammenwender eingeordnet werden können, deren Prozessablauf bei näherer Betrachtung aber mit dem von Brammenwendern sehr ähnlich ist.

### **4.1. Bereits bestehende Systeme zum Wenden von Brammen**

Ein System zum Wenden von Brammen wird von KOCH H&K Industrieanlagen angeboten. Diese Anlage ist für bis zu 500 mm dicke Brammen oder Vorblöcke mit Längen bis zu 12500 mm und einem Gewicht von bis zu 90 Tonnen ausgelegt. Um die Brammen zu wenden, werden Wendehebel durch vier Hydraulikzylinder angetrieben. Das System bestehend aus Sensorik zur Wegverfolgung, Steuerung und Mechanik ist so ausgelegt, dass die Bramme sanft übergeben wird und ein Zurückfallen oder Überschlagen der Bramme während des Wendevorgangs verhindert wird.<sup>8</sup>

Dieses System entspricht vom Aufbau und der Funktionsweise etwa dem von der Primetals Technologies verwendeten System, welches bereits im Kapitel 2 „Technischer Ist-Stand von Brammenwendesystemen“ beschrieben wurde, und ist somit auch in die Gruppe der Off-Line-Brammenwender einzuordnen.

---

<sup>8</sup> Vgl. KOCH H&K Industrieanlagen GmbH



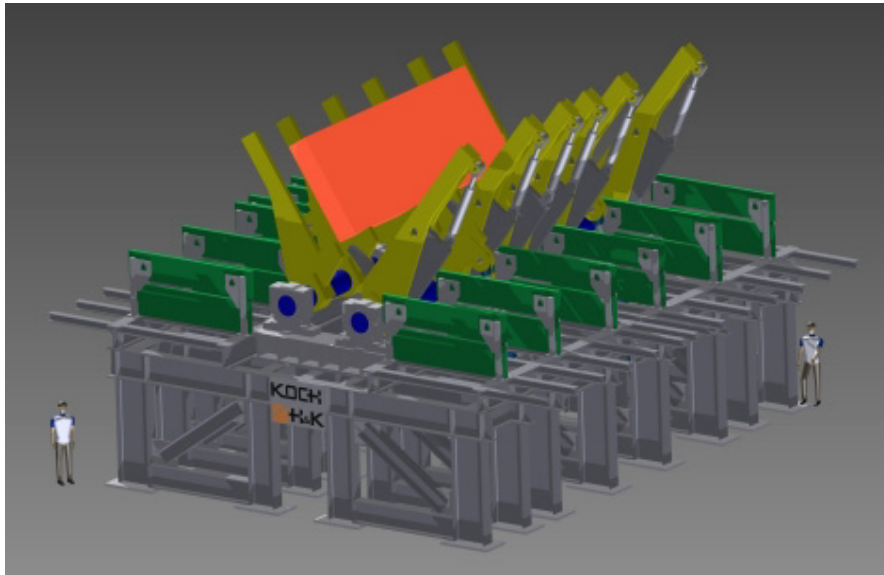


Abbildung 7: Brammenwender KOCH H&K Industrieanlagen<sup>9</sup>

Eine andere Möglichkeit Brammen zu wenden wird mit der Magnethebetechnik von TRUNINGER angeboten. Diese Technik stellt eine Alternative zu stationären und instandhaltungsintensiven, hydraulisch betriebenen Brammenwendevorrichtungen dar.<sup>10</sup>



Abbildung 8: Entstapeln einer Bramme<sup>11</sup>

---

<sup>9</sup> Winkler 2012

<sup>10</sup> Vgl. TRUNINGER AG

<sup>11</sup> TRUNINGER AG

Die Konstruktion besteht aus einer Traverse auf der mehrere Elektromagnete befestigt sind. Durch ein Flaschenzugsystem kann die Magnettraverse gehoben oder gesenkt werden. Das Design der Traverse sowie die Anzahl der Magnete werden an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst. Die speziell für diese Umgebungsbedingungen entwickelten Magnete sind mit temperaturbeständigen Magnetspulen bestückt und werden zusätzlich mit einem Hitzeschild ausgerüstet um die Strahlungshitze abzuhalten. Bei einem Stromabfall schaltet die Magnetsteuerung automatisch von Netz- auf Stützbatteriebetrieb um.<sup>12</sup>



**Abbildung 9: Magnetisches Wenden einer Bramme<sup>13</sup>**

Der Wende- und Transportvorgang der Brammen erfolgt bei diesem Brammenwender durch Ansteuerung der Elektromagnete und mit den Verfah- und Hubbewegungen des Krans. Die auf der Unterseite liegende Bramme wird dabei senkrecht aufgestellt und auf die Oberseite wieder abgelegt.

---

<sup>12</sup> Vgl. TRUNINGER AG

<sup>13</sup> TRUNINGER AG

Da der Wendevorgang der Brammen bei diesem System abseits des Rollgangs erfolgt, zählt diese Vorrichtung auch zu den Off-Line-Brammenwendern.

## 4.2. Patente zum Thema Brammenwender

Die hier beschriebenen Patente beschäftigen sich alle mit der Frage, wie Brammen am optimalsten gewendet werden können. Da das Ziel der Arbeit die Entwicklung eines In-Line-Brammenwenders für Stranggussanlagen ist, wurde in diesem Kapitel auf Erfindungen eingegangen, die für den In-Line-Betrieb geeignet sind.

### 4.2.1. Slab Turning Apparatus

Dieses Patent beschreibt eine Wendevorrichtung für Brammen um diese an Ober- und Unterseite inspizieren und nachbearbeiten zu können. In den Abbildungen 10 und 11 ist der Aufbau der Anlage ersichtlich. Die Anlage besteht aus mehreren Hebearmen (28) und Dreharmen (50) welche durch Hydraulikzylinder (33 und 52) angetrieben werden. In den Dreharmen sind mehrere Kerbungen (60) vorhanden. Weiteres sind die Hebearme mit einer Ausnehmung (32) versehen. Hebe- und Dreharme sind je mit einer Welle mechanisch verbunden (23 und 46) welche im Gehäuse drehbar gelagert sind.<sup>14</sup>

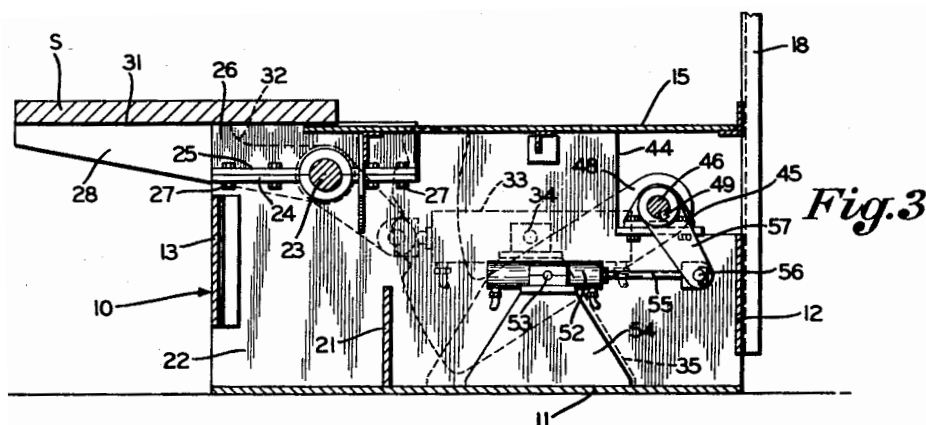


Abbildung 10: Schnittansicht vom Slab Turning Apparatus<sup>15</sup>

<sup>14</sup> Vgl. Patent US 2915199

<sup>15</sup> Patent US 2915199

Ablauf eines Wendevorgangs:

Zu Beginn des Wendevorgangs (Abbildung 10) liegt die Bramme (S) auf den Hebearmen (28). In Fig. 4 (Abbildung 11) wird die Bramme (S) durch die vom Hydraulikzylinder (33) angetriebenen Hebearme (28) in die vertikale Position befördert. Gleichzeitig befinden sich die durch den Hydraulikzylinder (52) bewegten Dreharme (50) in der in Fig. 4 gezeigten Position und übernehmen die Bramme von den Hebearmen. Die linke Unterkante der Bramme wird dabei ein Stück in die Ausnehmung (32) der Hebearme geschoben. Danach vollziehen Hebe- und Dreharme eine Abwärtsbewegung (Fig. 5) wobei die Unterkante der Bramme in der Ausnehmung (32) verbleibt. Die Hebearme (28) werden dabei bis in die horizontale Ausgangsposition gesenkt (Fig. 6). Weiteres gleitet die linke Kante der Bramme (S) aus der Ausnehmung (32) und die rechte Kante rastet in eine der Kerbungen (60) der Dreharme (50) ein. Durch die Fortsetzung der Abwärtsbewegung der Dreharme wird die Bramme Richtung links auf die Hebearme geschoben. Die Bramme liegt nun wieder in der in Abbildung 10 gezeigten Position auf den Hebearmen (28) und wurde durch diesen Ablauf um 180° gewendet.<sup>16</sup>

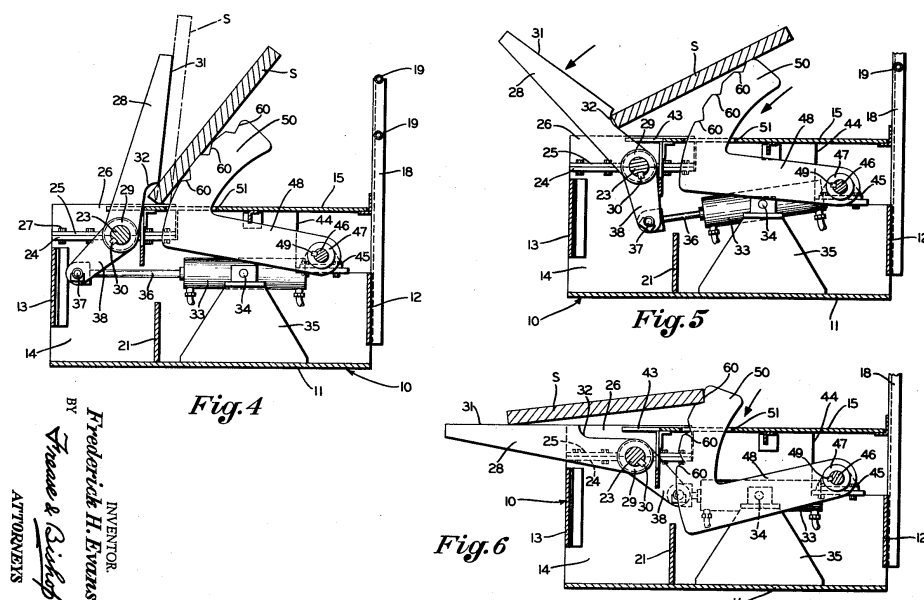


Abbildung 11: Ablauf eines Wendevorgangs<sup>17</sup>

<sup>16</sup> Vgl. Patent US 2915199

<sup>17</sup> Patent US 2915199

#### 4.2.2. Automatic Slab Turner

Diese Erfindung betrifft ein automatisches System zum Wenden und Transportieren von Brammen zur Oberflächenbehandlung wie beispielsweise Flämmen. Das System kombiniert eine Fördereinrichtung in Form eines Transferwagens und einen Brammenwender. Beide sind darauf ausgelegt miteinander zusammen zu arbeiten und dabei die Brammen um 180° zu wenden und den Hin- und Rücktransport zum Bearbeitungszentrum zu ermöglichen. Der Brammenwender besteht aus mehreren Armen die durch Hydraulikzylinder bewegt werden und Rotationen um mehrere unabhängige Achsen zulassen. Der Transferwagen wird durch Räder auf Schienen bewegt und verfügt über ein System aus hydraulisch bewegten Armen welche die Brammen vom Brammenwender übernehmen. Mit Hilfe des Transferwagens wird die Bramme zum Bearbeitungszentrum befördert und nach erfolgter Oberflächenbehandlung wieder in die Ausgangsposition zurück gebracht.<sup>18</sup>

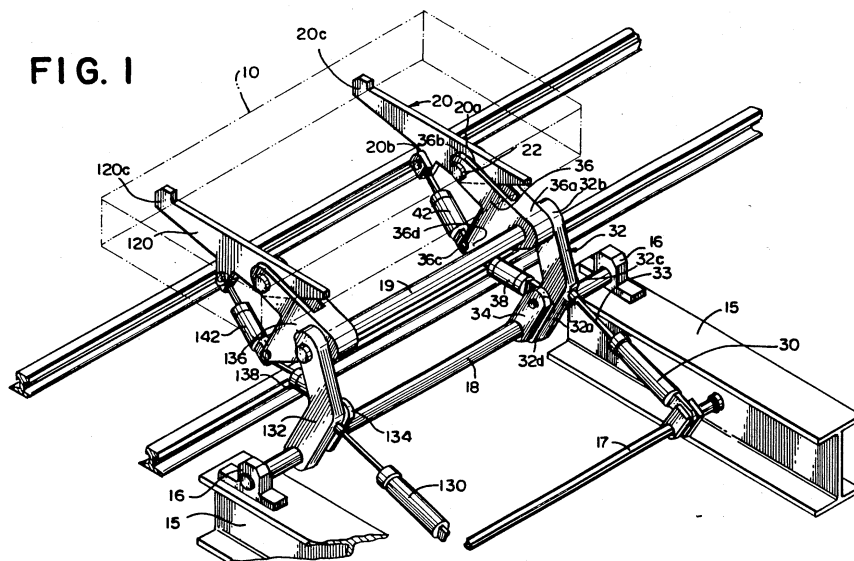


Abbildung 12: Brammenwender<sup>19</sup>

<sup>18</sup> Vgl. Patent US 5169275

<sup>19</sup> Patent US 5169275

**FIG. 2**

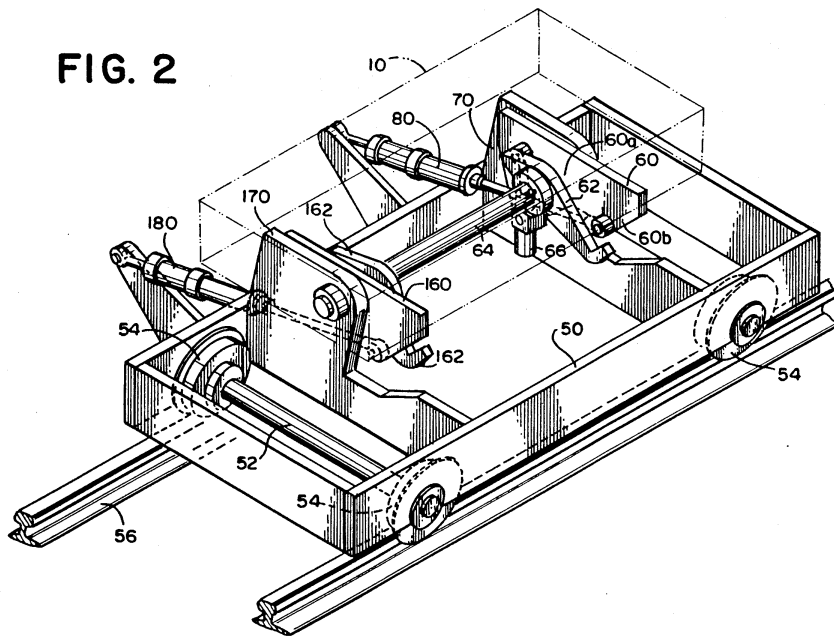


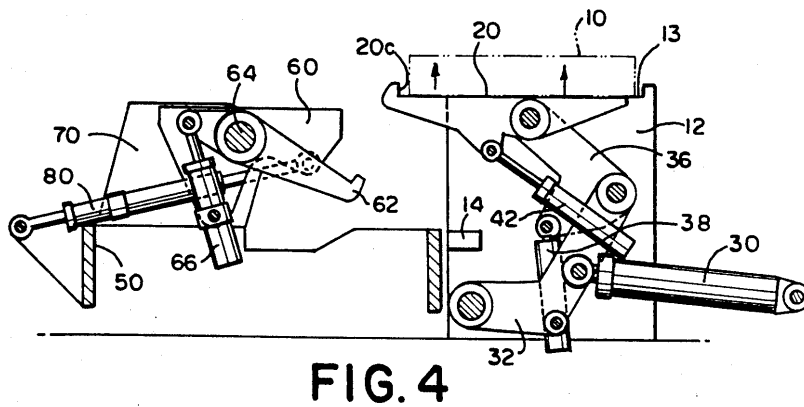
Abbildung 13: Transferwagen<sup>20</sup>

Zusätzlich wird ein Kran benötigt, welcher für die Beladung und Entladung des Brammenwenders zum Einsatz kommt. Des Weiteren kann mit dem Kran direkt der Transferwagen zum Transport der Bramme von und zum Bearbeitungszentrum beladen und entladen werden.<sup>21</sup>

In Abbildung 14 ist die Ausgangsposition von Brammenwender und Transferwagen dargestellt. Die zuvor von einem Kran antransportierte Bramme (10) liegt auf den Armen des auf der rechten Seite der Abbildung dargestellten Brammenwenders. Auf der linken Seite befindet sich der Transferwagen.

<sup>20</sup> Patent US 5169275

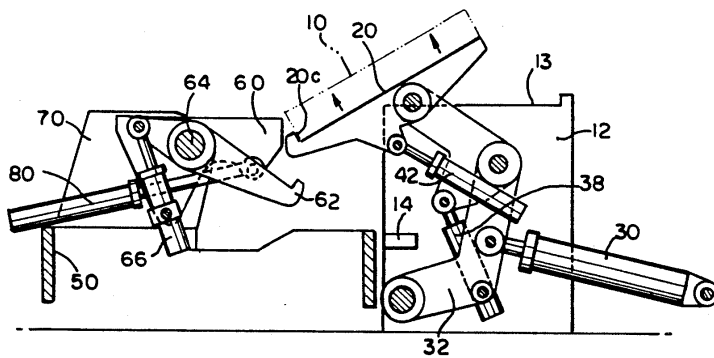
<sup>21</sup> Vgl. Patent US 5169275



**FIG. 4**

Abbildung 14: Seitenansicht mit Transferwagen und Brammenwender in Ausgangsposition<sup>22</sup>

Abbildung 15 zeigt den Beginn der Brammenübergabe von den Armen des Brammenwenders an die des Transferwagens.



**FIG. 5**

Abbildung 15: Seitenansicht mit Übergabe der Bramme von Brammenwender auf Transferwagen<sup>23</sup>

Ablauf eines Wende- und Transportvorgangs:

Durch einen Kran wird die zu bearbeitende Bramme auf die Arme des Brammenwenders gelegt. Dieser bewegt die Bramme so, dass diese mit einer Oberfläche nach oben auf den Armen des Transferwagens zu liegen kommt. Der Transferwagen transportiert nun die Bramme zum Bearbeitungszentrum wo die nach oben gerichtete Oberfläche der Bramme bearbeitet wird. Nach erfolgter

<sup>22</sup> Patent US 5169275

<sup>23</sup> Patent US 5169275

Oberflächenbehandlung bringt der Transferwagen die Bramme wieder zurück zum Brammenwender. Der Transferwagen übergibt die Bramme dem Brammenwender, welcher diese in Zusammenarbeit mit dem Transferwagen um 180° wendet. Die Bramme befindet sich nun mit der gegenüberliegenden Oberfläche auf dem Transferwagen und wird wieder zum Bearbeitungszentrum transportiert. Nachdem auch diese Oberfläche der Bramme bearbeitet ist, fährt der Transferwagen wieder zurück in die Ausgangsposition und die Bramme kann durch den Kran abtransportiert werden.<sup>24</sup>

Durch diese Erfindung ist es möglich Ober- und Unterseite von Brammen bearbeiten zu können. Das Wenden der Brammen und der Transport von und zum Bearbeitungszentrum werden durch die Zusammenarbeit von Brammenwender und Transportwagen ermöglicht. Der Kran ist am Wendevorgang nicht beteiligt und wird nur für den An- und Abtransport der Brammen vom Brammenwender bzw. Transferwagen benötigt.<sup>25</sup>

#### **4.2.3. Kettenbrammenwender**

Diese Erfindung beschreibt ein Verfahren zum Wenden von Brammen welches mit mindestens einem Zugmittel (2) die Unterseite einer Bramme (1) umschlingt und ein erstes Trumm (3a) und ein zweites Trumm (3b) aufweist (Abbildung 16). Mit dem Kettenbrammenwender soll das Wenden von Brammen einfach und schnell ermöglicht werden. Zusätzlich darf die Bramme durch das Wenden keinen Versatz quer zu ihrer Längsachse (12) erfahren, damit diese ohne weiteren Aufwand den nachfolgenden Arbeitsschritten unterzogen werden kann. Der Wendevorgang weist folgende Verfahrensschritte auf:

1. Anheben der Bramme (1) damit diese einen vertikalen Abstand zur Grundplatte aufweist

---

<sup>24</sup> Vgl. Patent US 5169275

<sup>25</sup> Vgl. Patent US 5169275



2. Wenden der Bramme um 180° durch Einziehen des ersten Trumms (3a) und Ausziehen des zweiten Trumms (3b)
3. Absenken der Bramme damit diese wieder auf der Grundfläche aufliegt<sup>26</sup>

Beschreibung des grundlegenden Aufbaus eines Kettenbrammenwenders (Abbildung 16 und 17):

Die zu wendende Bramme (1) liegt auf einem Rollgang (4) auf. Rechts und links des Rollgangs befinden sich die Stützen (5) welche an deren Oberseite durch eine Traverse (6) verbunden sind. Die Traverse und die beiden Stützen bilden zusammen die Stützkonstruktion (11). Beim Wendevorgang wird die Unterseite der Bramme von einem als Kette ausgebildeten Zugmittel (2) umschlungen. An der Kette befinden sich zwei sogenannte Trumme (3a, 3b), welche in der eingezeichneten ungespannten Stellung der Kette vertikal nach oben gerichtet sind. In der Traverse (6) sind zur Umlenkung der Kette vier als Kettenräder ausgebildete Umlenkrollen (7, 7a; 7, 7b) angeordnet. Die beiden Umlenkrollen 7, 7a sind durch eine als Hydraulikzylinder ausgebildete Verschiebeeinrichtung (9) horizontal verschiebbar ausgeführt. Damit wird sichergestellt, dass die Kette die Bramme während des Wendevorgangs immer größtmöglich umschließt. Dadurch kann die Übertragung des für den Wendevorgang notwendigen Drehmoments von der Kette auf die Bramme gewährleistet werden. Die Kette wird von der Bramme (1) über die Umlenkrollen (7, 7a; 7, 7b) zu den beiden Antrieben (8) geführt, welche die Aufgabe haben, ein Trumm einzuziehen bzw. ausziehen. In Abbildung 17 ist ersichtlich, dass die Antriebe (8) auf der rechten und linken Seite des Rollgangs je mit einer Welle (13) miteinander verbunden sind. Dadurch wird das synchrone Wenden der Bramme ermöglicht.<sup>27</sup>

---

<sup>26</sup> Vgl. Patent EP 2623222A1

<sup>27</sup> Vgl. Patent EP 2623222A1

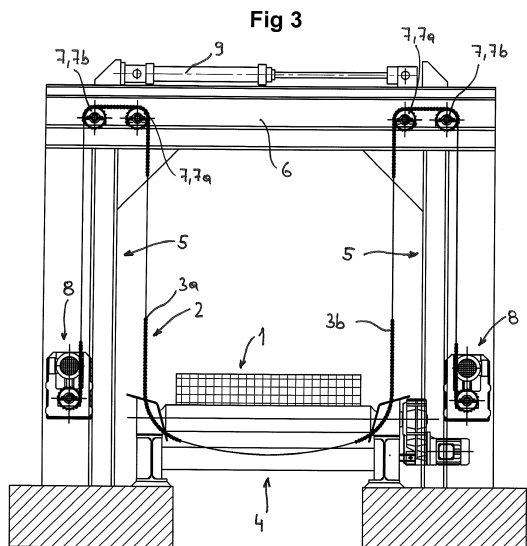


Abbildung 16: Aufriss eines Kettenbrammenwenders<sup>28</sup>

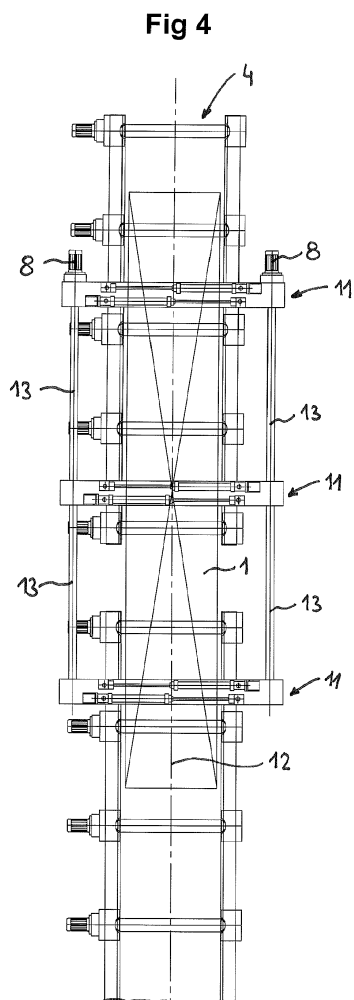


Abbildung 17: Grundriss des Kettenbrammenwenders aus Abbildung 16<sup>29</sup>

<sup>28</sup> Patent EP 2623222A1

In den Abbildungen 18, 19 und 20 wird der Wendevorgang einer Bramme in mehreren Einzelschritten dargestellt. Anfangs liegt die Bramme mit der Unterseite (14) nach unten gerichtet auf dem Rollgang. Im Laufe dieses Vorgangs wird die Bramme um 180° gewendet und liegt zum Schluss mit der Unterseite (14) nach oben gerichtet auf dem Rollgang.

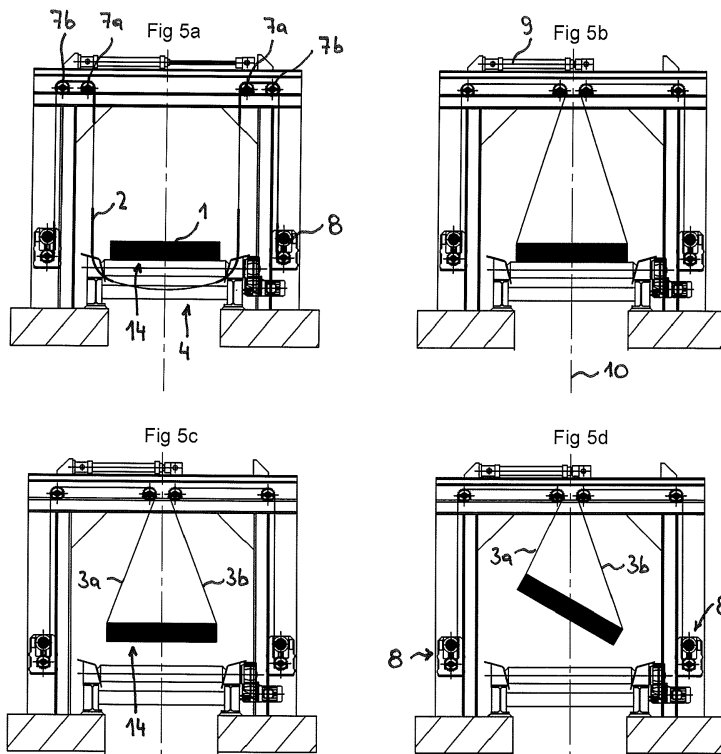


Abbildung 18: Ablauf eines Wendevorgangs (1)<sup>30</sup>

<sup>29</sup> Patent EP 2623222A1

<sup>30</sup> Patent EP 2623222A1

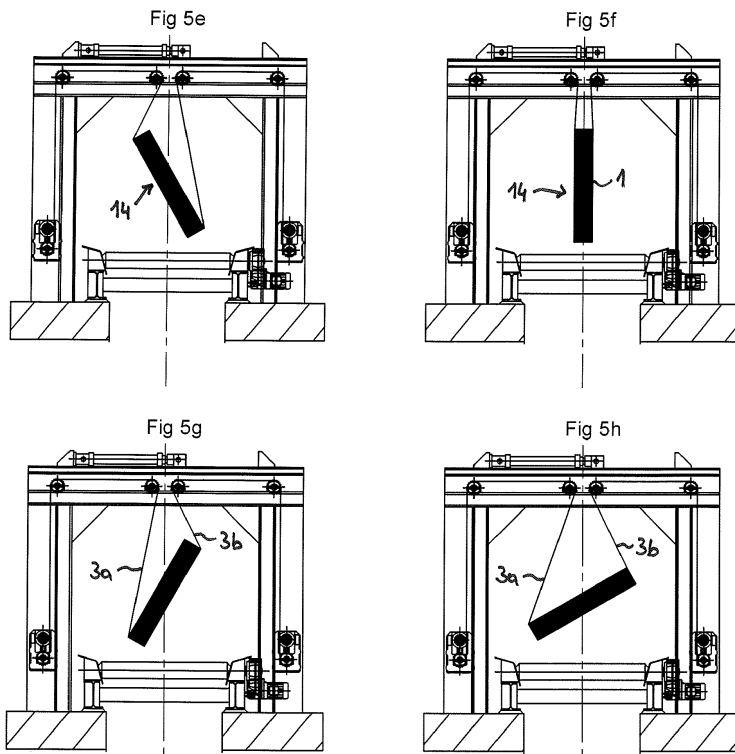


Abbildung 19: Ablauf eines Wendevorgangs (2)<sup>31</sup>

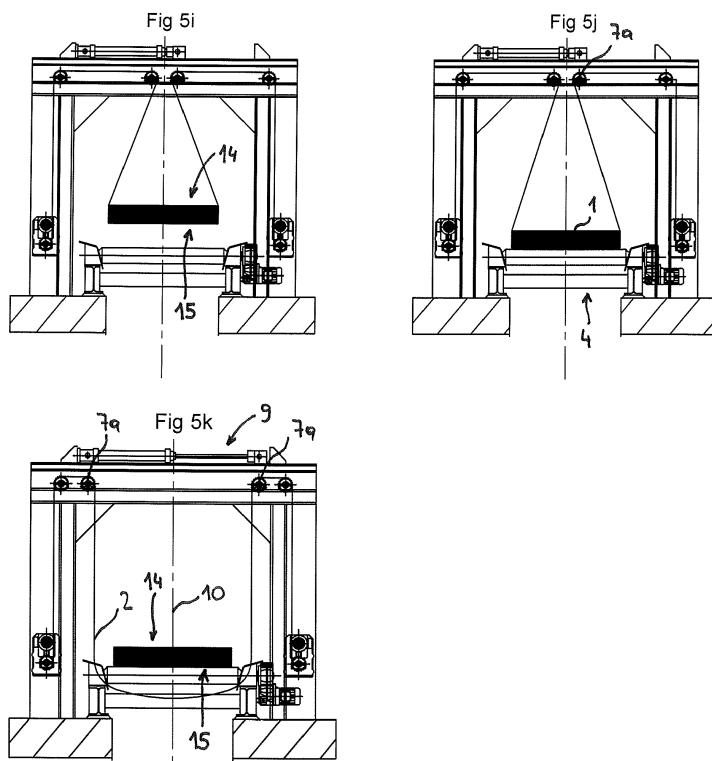


Abbildung 20: Ablauf eines Wendevorgangs (3)<sup>32</sup>

<sup>31</sup> Patent EP 2623222A1

### 4.3. Anlagen und Maschinen zum Wenden von schweren Lasten

In diesem Abschnitt wird auf Anlagen eingegangen, die nicht speziell für das Wenden von Brammen eingesetzt werden. Da deren Einsatzgebiet das Wenden von großen und sehr schweren Bauteilen, verwandt mit dem von Brammenwendern, ist, werden diese Anlagen nachfolgend beschrieben.

#### 4.3.1. Drehentladeanlagen für Eisenbahnwaggons

Diese Anlagen finden ihren Einsatz beim Entladen von mit Schüttgut beladenen Eisenbahnwaggons. Dabei wird der Waggon auf Schienen in einen drehbar gelagerten zylindrischen Käfig gefahren. Nachdem der Waggon in seiner Position fixiert wurde, wird der Käfig samt Waggon durch einen Antrieb um 180° gedreht, sodass die Oberseite des Waggons nach unten gerichtet ist. Durch eine Öffnung im Käfig fließt nun das Schüttgut aus dem Waggon in einen unter der Anlage angeordneten Bunker ab.

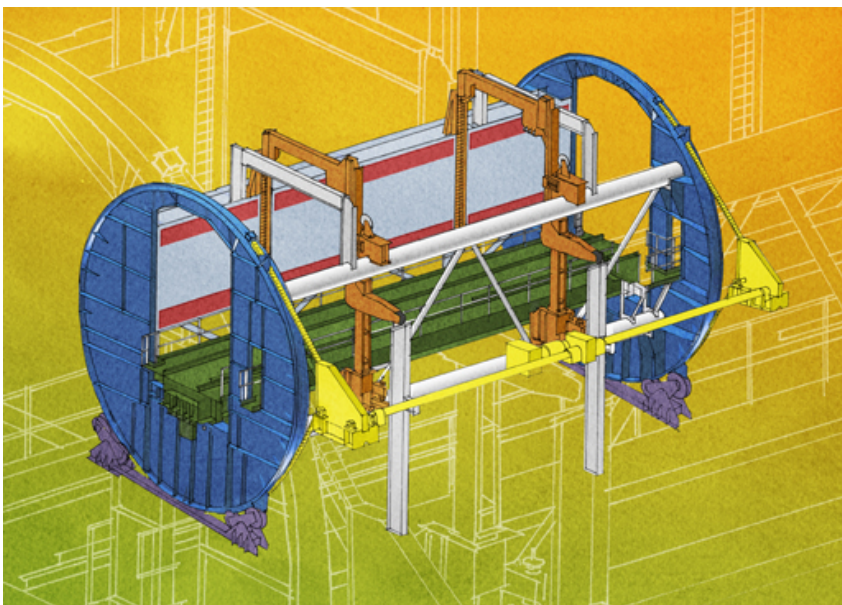


Abbildung 21: Schema einer Drehentladeanlage für Waggons<sup>33</sup>

<sup>32</sup> Patent EP 2623222A1

<sup>33</sup> Heyl & Patterson Inc.

Bei reiner Betrachtung des Anwendungsgebietes hat diese Anlage nichts mit dem Wenden von Brammen gemein. Wenn aber der Bewegungsablauf in Augenschein genommen wird ist ersichtlich, dass der Käfig samt Waggon wie die Bramme in einem Brammenwender um 180° gewendet wird. Des Weiteren ist diese Anlage für das Wenden von schweren Lasten geeignet.

#### 4.3.2. Trommeldrehvorrichtung für Gussformen

Diese Anlagen werden in Gießereien für das Lösen und Entfernen der Modelle aus den Gussformen verwendet. Die Vorrichtung besteht wie in Abbildung 22 dargestellt aus einer Trommel (orange), hydraulisch betätigten Klemmen (violett), einer hydraulischen Presse (gelb), Rollenförderer (grau) zum Bewegen der Modellplatte mit Modell und der Gussform, einem elektrischen Antrieb (rot) zum Drehen der Trommel, der Hydraulik, Rollen (weiß/grau) für die Lagerung der Trommel, dem pneumatischen und elektrischen Schaltkreis und der Steuerung.<sup>34</sup>

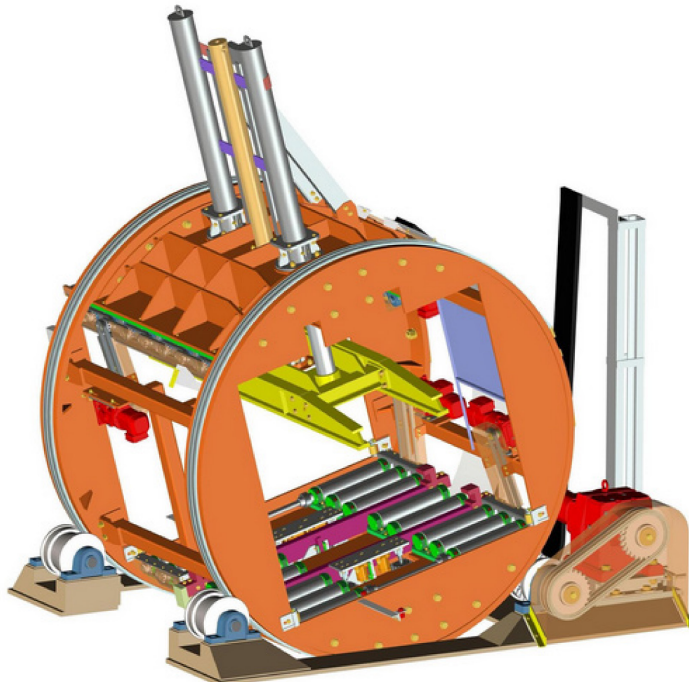


Abbildung 22: Schematische Darstellung einer Trommeldrehvorrichtung<sup>35</sup>

<sup>34</sup> Vgl. TMT spol. sr.o. Chrudim

<sup>35</sup> TMT spol. sr.o. Chrudim

Die Modellplatte mit dem in der Form befindlichen Modell wird über einen Rollenförderer in die Trommel der Anlage befördert und mittels Sensoren zentriert. Danach wird die Modellplatte mit hydraulisch betriebenen Klemmen auf dem Rollenförderer festgeklemmt und die Form wird durch die hydraulisch betriebene Presse an die Modellplatte gepresst. Anschließend wird die auf Rollen gelagerte Trommel durch einen elektrischen Antrieb um 180° gedreht. Um das Modell aus der Form zu lösen, wird die Modellplatte in Vibration versetzt. Im nächsten Schritt fährt die Presse samt Form nach unten, wobei das Modell mit Modellplatte geklemmt in der oberen Position verbleibt. Die auf den Rollenförderer abgesenkte Form wird auf diesem abtransportiert. Als nächstes dreht sich die Trommel mit festgeklemmter Modellplatte und Modell um 180° zurück in die Ausgangsposition. Nun werden die Klemmen gelöst und die Modellplatte mit Modell kann auf dem Rollenförderer abtransportiert werden.<sup>36</sup>

Wie die zuvor beschriebene Drehentladeanlage für Waggon hat diese Vorrichtung nichts mit dem Anwendungsgebiet eines Brammenwenders zu tun. Was diese Trommeldrehvorrichtung interessant macht ist wie bei der vorangegangenen Anlage der Bewegungsablauf des Wendevorgangs sowie der An- und Abtransport der Bauteile mittels Rollenförderer. Eine weitere Parallele zu Brammenwendern ist, dass diese Anlage für das Wenden von schweren Lasten geeignet ist.

#### **4.4. Resümee**

Das Resultat der in diesem Kapitel erarbeiteten Patent- und Literaturrecherche ist, dass es bereits einige bestehende Systeme im Bereich der Off-Line-Brammenwender gibt. Für den In-Line-Einsatz kommen einige Patente in Frage die sich mit diesem Thema befassen, dennoch gibt es kein System, welches erfolgreich in die Praxis umgesetzt wurde. Wie in Kapitel 4.3 beschrieben werden in anderen Bereichen Maschinen und Anlagen eingesetzt, die aufgrund ihres Bewegungsablaufs und ihrer

---

<sup>36</sup> Vgl. TMT spol. sr.o. Chrudim

Bauart gewisse Eigenschaften aufweisen, die für einen Einsatz als In-Line-Brammenwender teilweise brauchbar wären.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass es auf dem Markt keine Anlagen gibt, die für den In-Line-Einsatz geeignet sind. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft, eine Vorrichtung zu entwickeln, die als In-Line-Brammenwender in Stranggussanlagen eingesetzt werden kann und den in Kapitel 3 aufgelisteten Anforderungen gerecht wird.



## **5. Ideenfindung und Konzepte**

Dieses Kapitel widmet sich dem Prozess der Ideenfindung und Entwicklung von Konzepten für In-Line-Brammenwender.

### **5.1. Konzept Nr. 1**

Für das erste Konzept wurde das in den Kapiteln 4.3.1 und 4.3.2 beschriebene Prinzip des Bewegungsablaufes von Drehentladeanlagen für Eisenbahnwaggons und Trommeldrehvorrichtungen für Gussformen entnommen. Bei diesen Anlagen werden schwere Lasten wie Eisenbahnwaggons oder Gussformen in einem drehbar gelagerten zylindrischen Käfig oder einer Trommel gewendet.

#### **5.1.1. Aufbau**

Der grundlegende Aufbau dieses Konzeptes (siehe Anhang S. II-IV) besteht aus einem zylindrischen auf Rollen drehbar gelagerten Käfig. Dieser Käfig wird als eine offene geschweißte Stahlkonstruktion ausgeführt. In dieser Stahlkonstruktion befinden sich an Ober- und Unterseite längs des Käfigs angetriebene Rollen für den Transport der Brammen. Des Weiteren sind zwischen den Rollen mehrere durch Spindelantriebe angesteuerte Balken angeordnet, welche die Funktion haben, die Brammen zu fixieren oder abzusenken. Durch einen um den Umfang des Käfigs angebrachten Zahnkranz, der in das Ritzel eines elektrischen Antriebs eingreift, kann die gesamte Konstruktion um 180° gedreht werden. An- und Abtransport der Brammen erfolgen durch Rollgänge.

#### **5.1.2. Ablauf eines Wendevorgangs**

Nachfolgend werden die einzelnen Schritte eines Wendevorgangs (siehe Anhang S. II-IV) beschrieben:

- (1) Die Bramme wird auf einem Rollgang zum Brammenwender transportiert und von dessen angetriebenen Rollen in den Käfig gefahren. Durch mehrere Balken, die durch Spindelantriebe angetrieben werden, wird die Bramme in ihrer Position fixiert.

- (2) Anschließend wird der Käfig samt Bramme mittels des elektrischen Antriebs um 180° gedreht. Die Bramme befindet sich nun um 180° gewendet an der Oberseite des Käfigs und wird von den Balken in dieser Position gehalten.
- (3) Die Balken werden zusammen mit der Bramme durch die Spindeltriebe gesenkt bis die Bramme auf den unteren Rollen aufliegt. Durch Antreiben der Rollen wird die Bramme aus dem Käfig gefahren und dem nachfolgenden Rollgang übergeben.
- (4) Die zuvor zwischen den Rollen abgesenkten Balken werden wieder angehoben um der nächsten Bramme das Einfahren in den Käfig zu ermöglichen.

## 5.2. Konzept Nr. 2

Die Idee für das zweite Konzept stammt von Herrn Wolfgang Hausleithner, Primetals Technologies Austria GmbH. Bei diesem Konzept wird die Bramme direkt auf dem Rollgang durch das Zusammenspiel von mehreren Wendearmen gewendet.

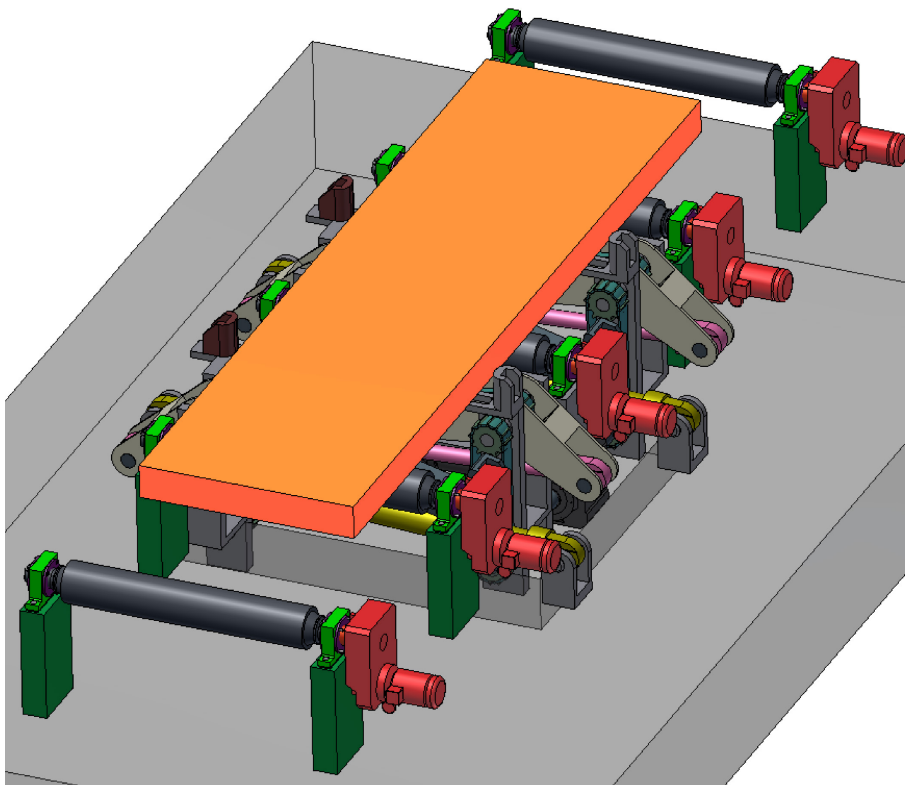


Abbildung 23: Konzept Nr. 2<sup>37</sup>

<sup>37</sup> Hausleithner 2013

### 5.2.1. Aufbau

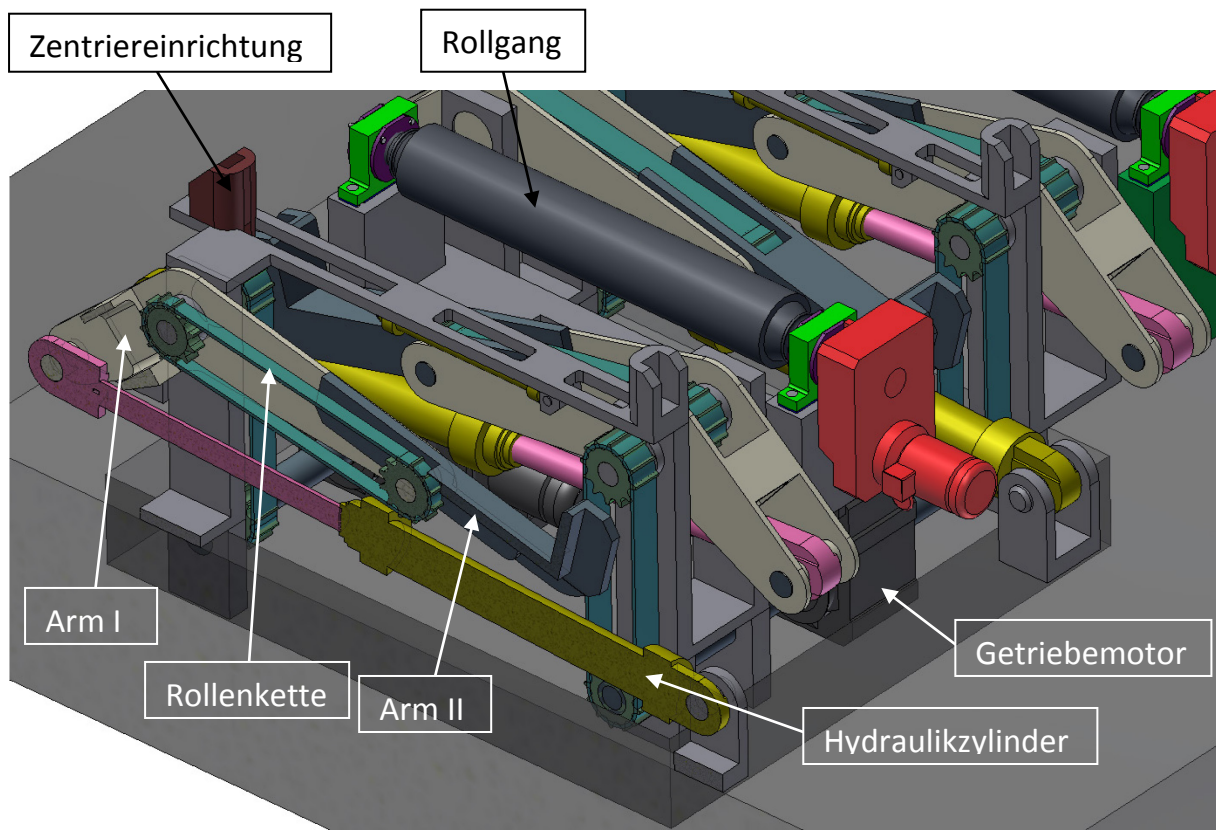


Abbildung 24: Schnittansicht von Konzept Nr. 2<sup>38</sup>

Der Brammenwender besteht aus mehreren Wendearmen. Ein Wendearm kann in Arm I und II unterteilt werden. Arm I ist auf einer Stütze drehbar gelagert und wird durch einen Hydraulikzylinder angetrieben. Arm II wird in Arm I drehbar gelagert und durch eine Rollenkette angesteuert. Der Antrieb der Rollenkette erfolgt durch einen Getriebemotor über Kettenräder. Zwei gegenüberliegende Wendearme werden als Wendeeinheit zusammengefasst. Durch die Unterteilung in einzelne Wendeeinheiten ist dieser Brammenwender modular aufgebaut. Jede Wendeeinheit kann einzeln angesteuert werden. Um die Bramme vor und nach dem Wendevorgang zentrieren zu können, ist eine Zentriereinrichtung vorgesehen.

<sup>38</sup> Hausleithner 2013

### 5.2.2. Ablauf eines Wendevorgangs

Der Wendevorgang durchläuft folgende Schritte:

- (1) Die Bramme wird durch den Rollgang zum Brammenwender transportiert und über den Wendearmen positioniert. Vor dem Start des Wendevorgangs muss die Bramme durch die Zentriereinrichtung auf dem Rollgang zentriert werden.

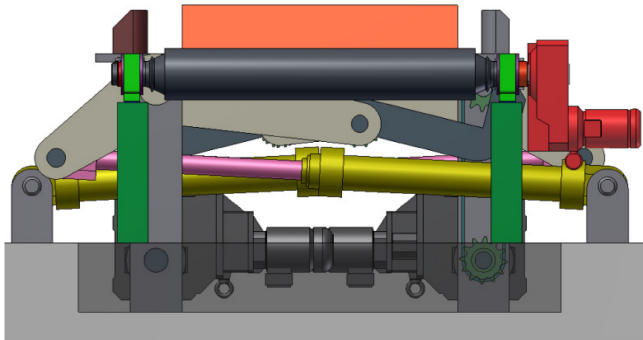


Abbildung 25: Ausgangsposition<sup>39</sup>

- (2) Anheben der Bramme durch die linken Arme.

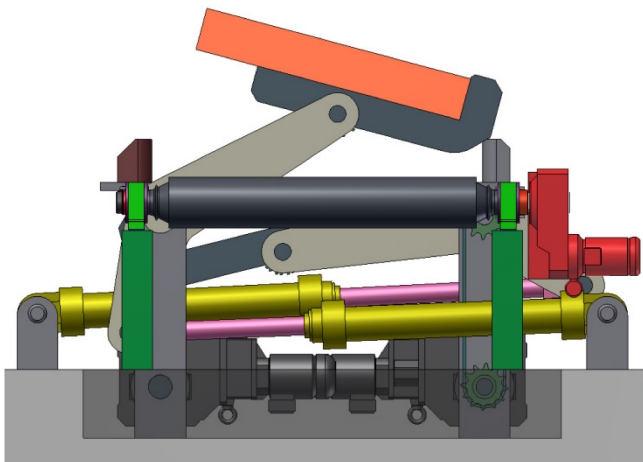


Abbildung 26: Position 1<sup>40</sup>

---

<sup>39</sup> Hausleithner 2013

<sup>40</sup> Hausleithner 2013

(3) Die linken Arme werden in ihre obere Endposition geschwenkt damit die rechten Arme hochfahren können.

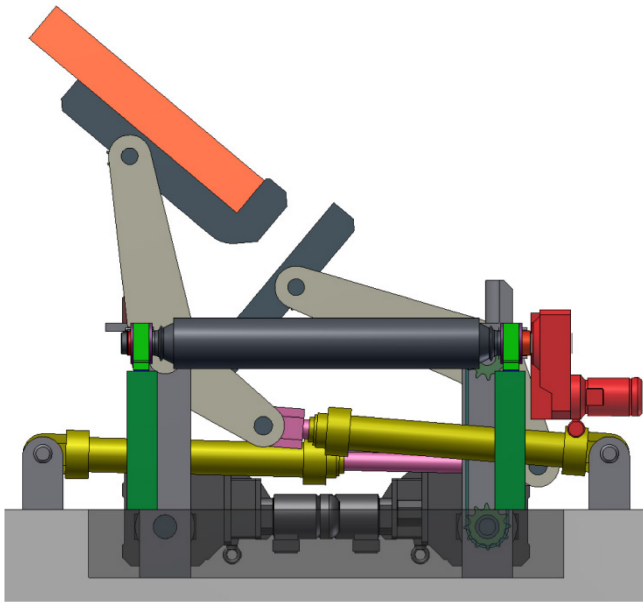


Abbildung 27: Position 2<sup>41</sup>

(4) Die linken Arme werden an die rechten Arme angenähert.

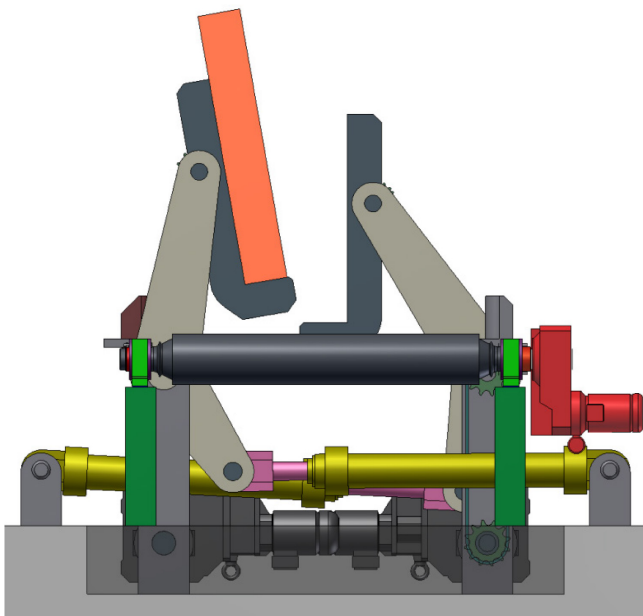


Abbildung 28: Position 3<sup>42</sup>

---

<sup>41</sup> Hausleithner 2013

<sup>42</sup> Hausleithner 2013

(5) Bramme wird von den linken an die rechten Arme übergeben.

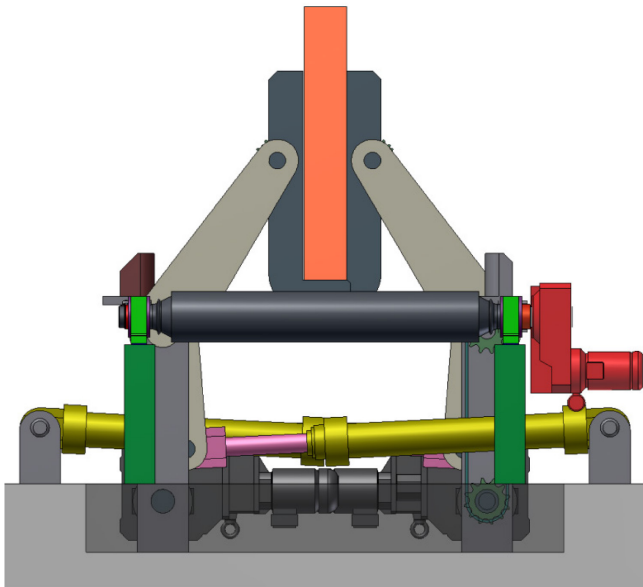


Abbildung 29: Position 4<sup>43</sup>

(6) Die rechten Arme werden in die obere Endposition geschwenkt damit die linken Arme in die Ausgangsposition gesenkt werden können.

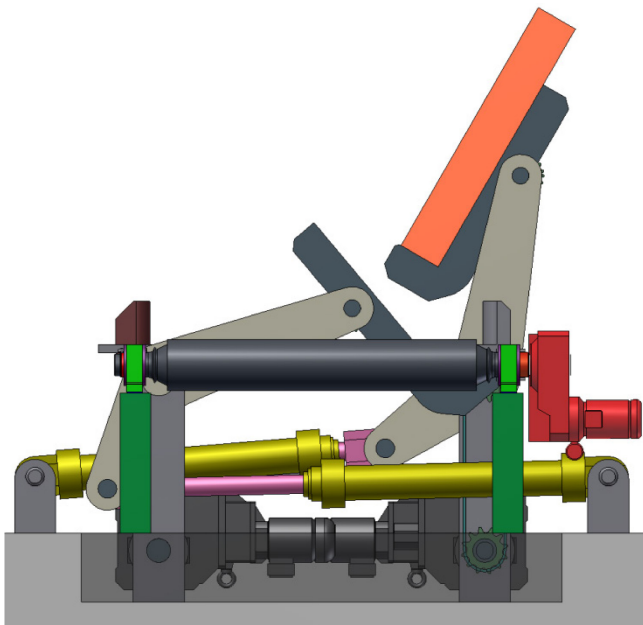


Abbildung 30: Position 5<sup>44</sup>

---

<sup>43</sup> Hausleithner 2013

<sup>44</sup> Hausleithner 2013

(7) Bramme wird durch die rechten Arme gesenkt und auf dem Rollgang abgelegt.

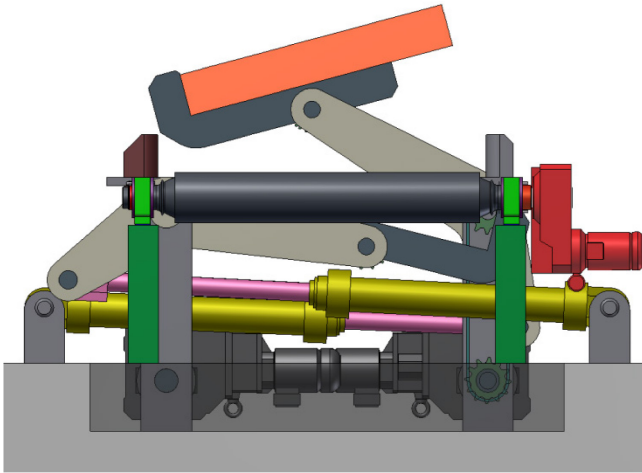


Abbildung 31: Position 6<sup>45</sup>

(8) Die Bramme liegt nun um 180° gewendet auf dem Rollgang. Vor dem Abtransport wird die Bramme auf dem Rollgang durch die Zentriereinrichtung zentriert.

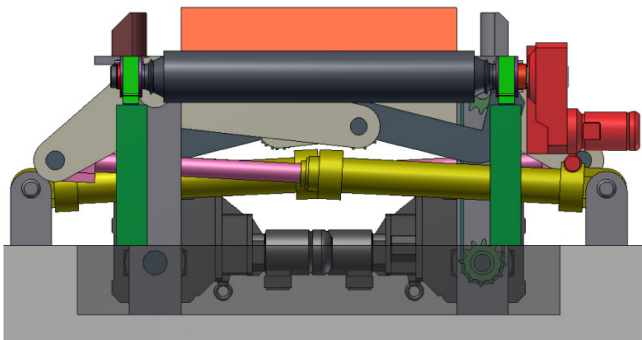


Abbildung 32: Endposition<sup>46</sup>

---

<sup>45</sup> Hausleithner 2013

<sup>46</sup> Hausleithner 2013



### 5.3. Konzept Nr. 3

Ausgehend von Konzept Nr. 2 wurde ein drittes Konzept entwickelt. Der Unterschied zum zweiten Konzept liegt in der Steuerung von Arm II.

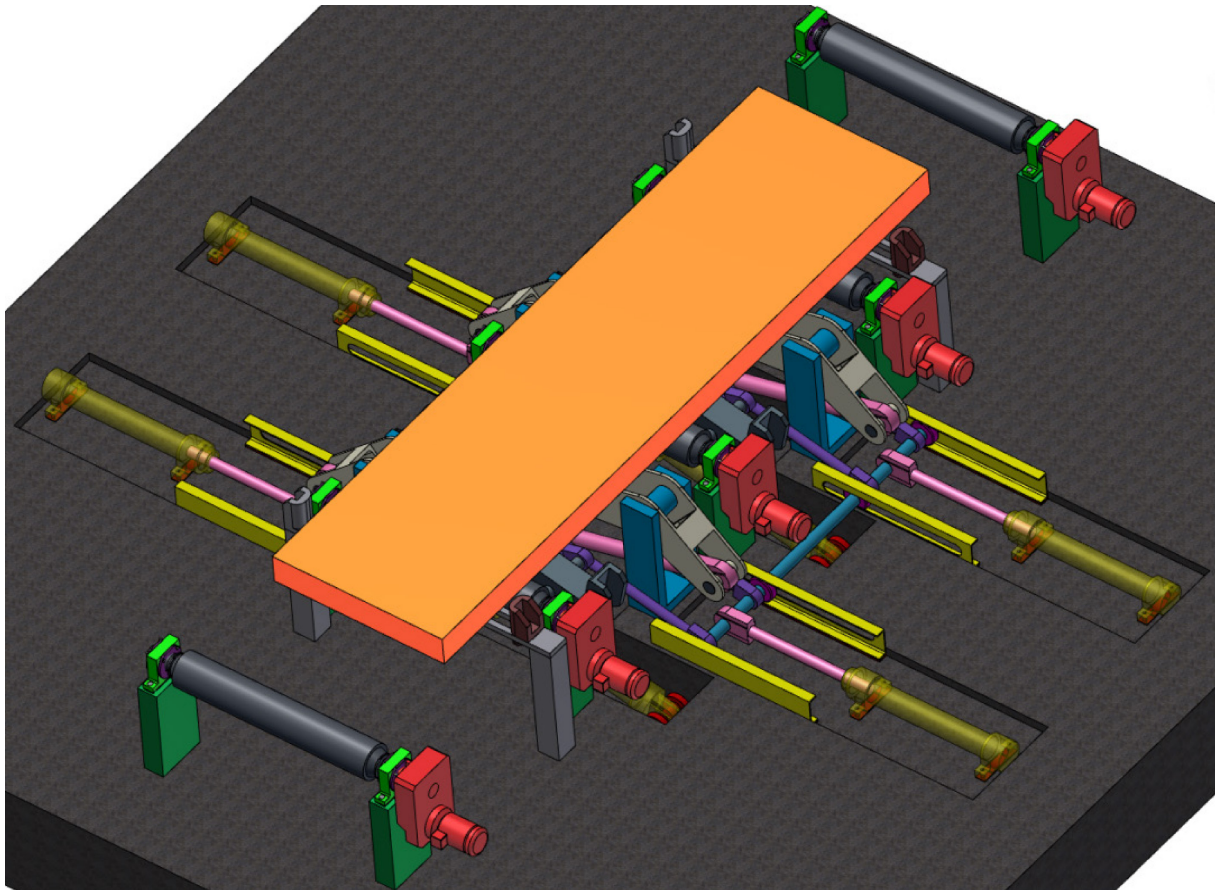


Abbildung 33: Konzept Nr. 3



### 5.3.1. Aufbau

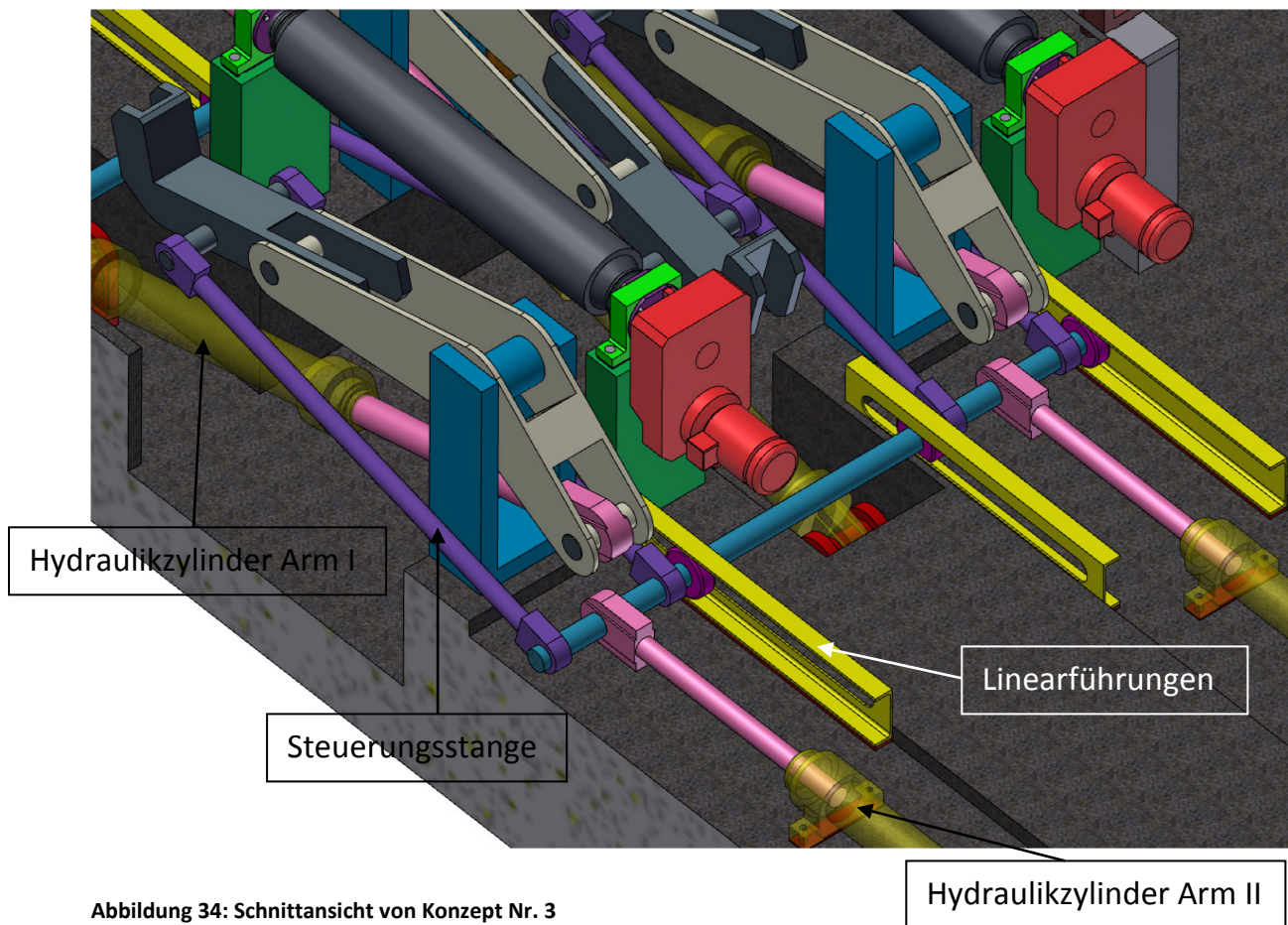


Abbildung 34: Schnittansicht von Konzept Nr. 3

Der grundsätzliche Aufbau dieses Brammenwenders ist dem von Konzept Nr. 2 identisch. Im Vergleich zum vorigen Konzept wurde die Steuerung von Arm II verändert. Bei diesem Konzept erfolgt die Steuerung von Arm II über zwei Steuerungsstangen, welche durch einen mittels Linearführungen horizontal geführten Hydraulikzylinder angetrieben werden.

### 5.3.2. Ablauf eines Wendevorgangs

Nachfolgend wird der Wendevorgang in mehrere Einzelschritte unterteilt:

- (1) Die Bramme wird durch den Rollgang zum Brammenwender transportiert und über den Wendearmen positioniert. Vor dem Start des Wendevorgangs muss die Bramme durch die Zentriereinrichtung auf dem Rollgang zentriert werden.

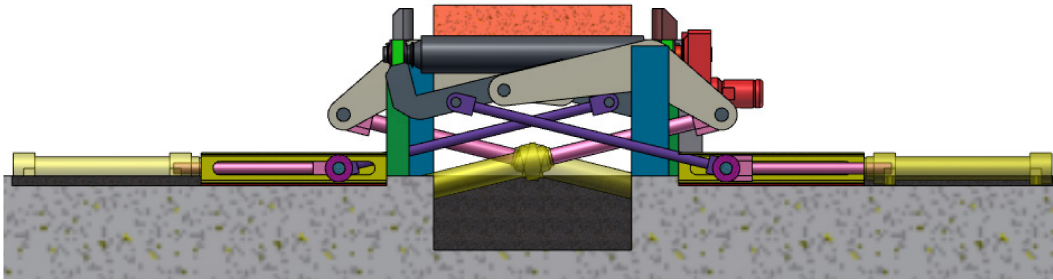


Abbildung 35: Ausgangsposition

- (2) Die Bramme wird durch die rechten Arme vom Rollgang gehoben.

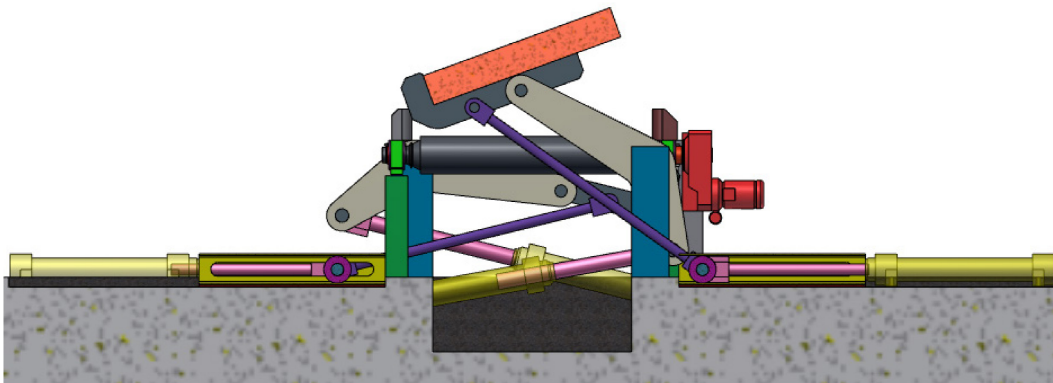


Abbildung 36: Position 1

(3) Schwenken der rechten Arme in deren obere Endposition damit die Arme der linken Seite hochfahren können.

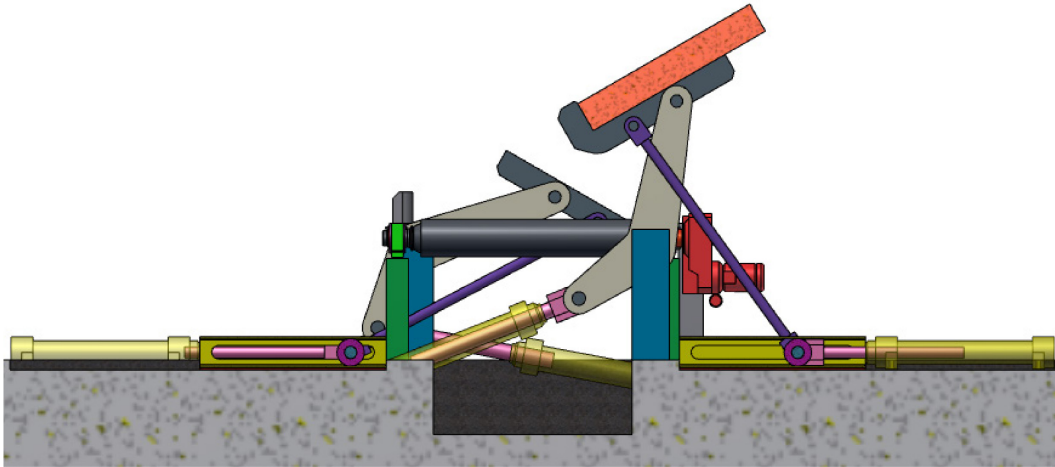


Abbildung 37: Position 2

(4) Annähern der rechten an die linken Arme.

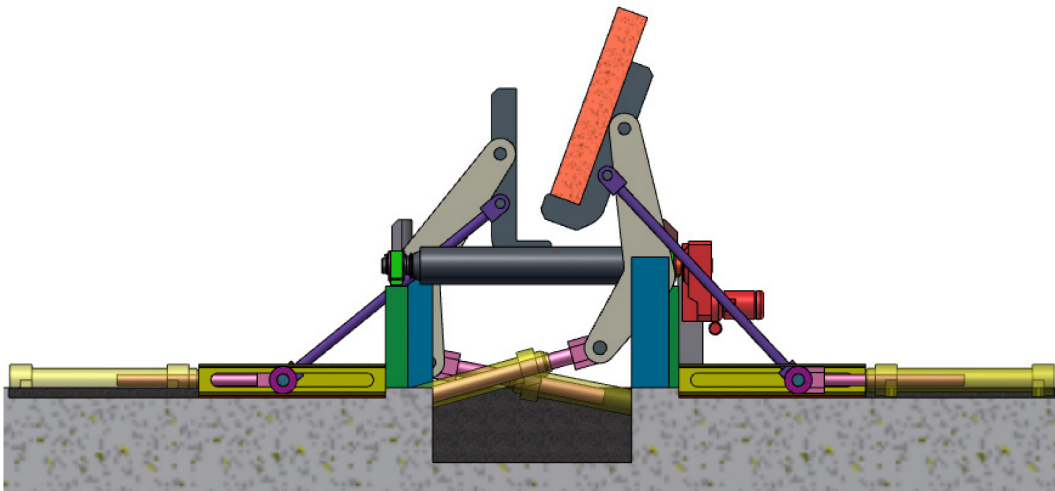


Abbildung 38: Position 3

(5) Die Bramme wird von den rechten an die linken Arme übergeben.

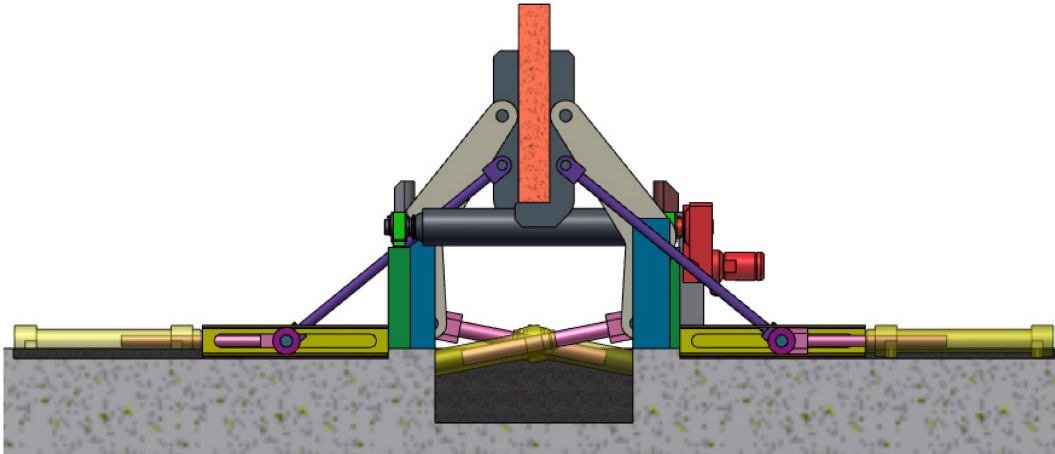


Abbildung 39: Position 4

(6) Hochschwenken der linken Arme in deren Endposition um die rechten Arme in Ausgangsposition fahren zu können.

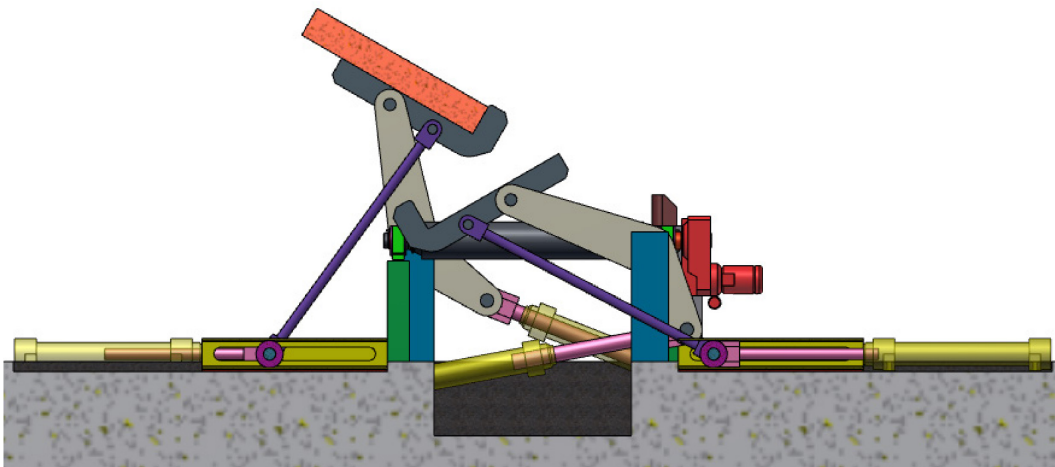


Abbildung 40: Position 5

(7) Absenken der Bramme auf den Rollgang mittels der linken Arme.

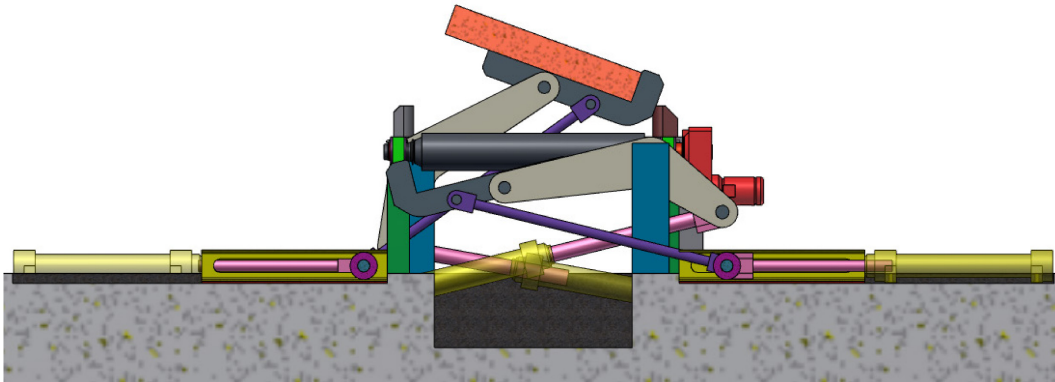


Abbildung 41: Position 6

(8) Die Bramme befindet sich nun um 180° gewendet auf dem Rollgang und wird vor dem Abtransport mittels Rollgang von der Zentriereinrichtung zentriert.

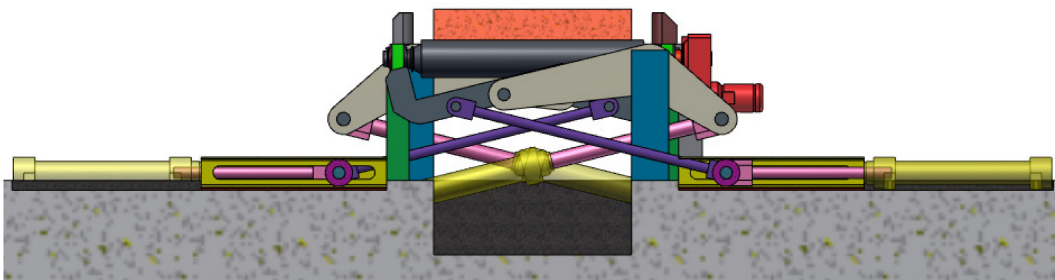


Abbildung 42: Endposition



#### 5.4. Konzept Nr. 4

Das vierte Konzept ist eine Weiterentwicklung von Konzept Nr. 3. Der grundsätzliche Aufbau des Brammenwenders ist im Vergleich zu Konzept Nr. 2 und 3 unverändert geblieben.

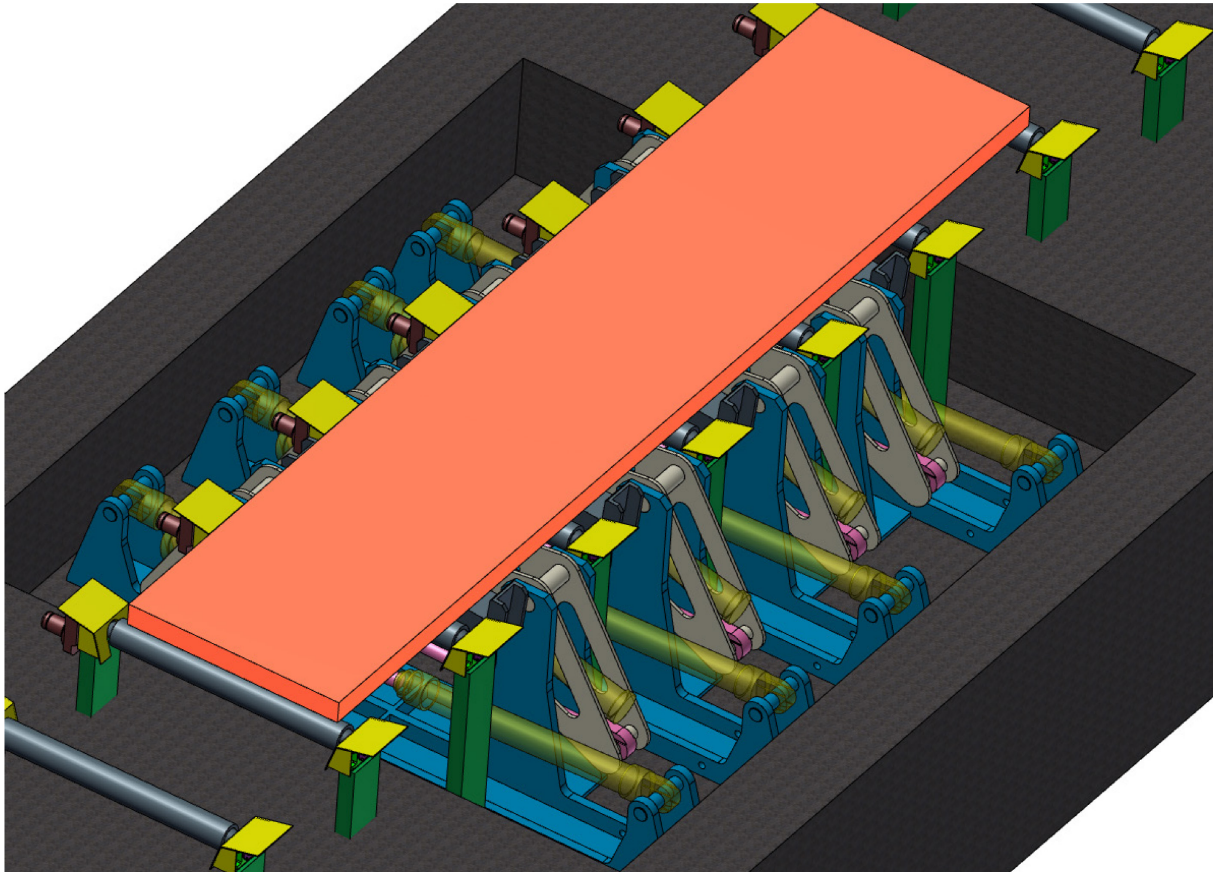


Abbildung 43: Konzept Nr. 4

### 5.4.1. Aufbau

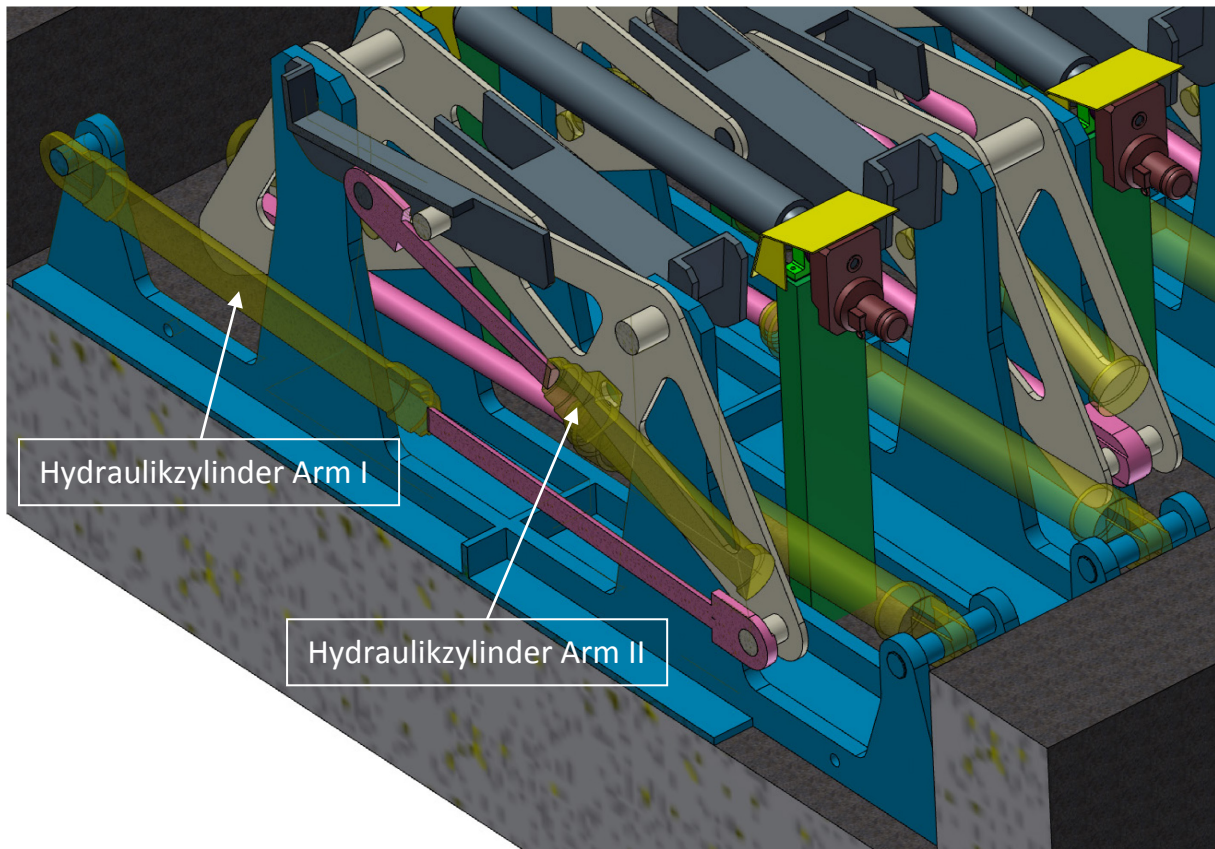


Abbildung 44: Schnittansicht von Konzept Nr. 4

Der Antrieb von Arm II bei Konzept Nr. 3 über Steuerstangen und Hydraulikzylinder wird beim vierten Konzept durch eine direkte Ansteuerung mittels eines Hydraulikzylinders ersetzt. Während die Kolbenstange dieses Zylinders durch einen Bolzen mit Arm II verbunden ist, wird der Zylinderkopf in Arm I drehbar gelagert. Im nachfolgenden Ablauf eines Wendevorgangs werden die Bewegungsabläufe von Arm II und dem dazugehörigen Hydraulikzylinder ersichtlich.

### 5.4.2. Ablauf eines Wendevorgangs

Der Wendevorgang der Bramme durchläuft folgende Positionen:

- (1) Die Bramme wird durch den Rollgang zum Brammenwender transportiert und über den Wendearmen positioniert. Vor dem Start des Wendevorgangs muss die Bramme durch die Zentriereinrichtung auf dem Rollgang zentriert werden.

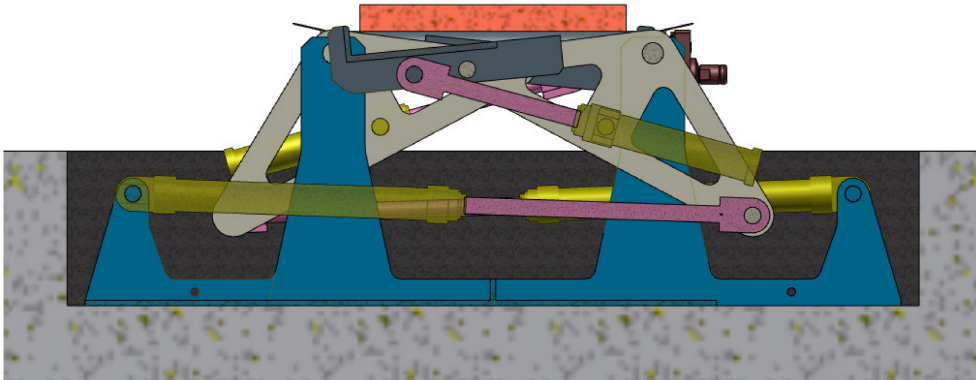


Abbildung 45: Ausgangsposition

- (2) Anheben der Bramme vom Rollgang mithilfe der rechten Arme.

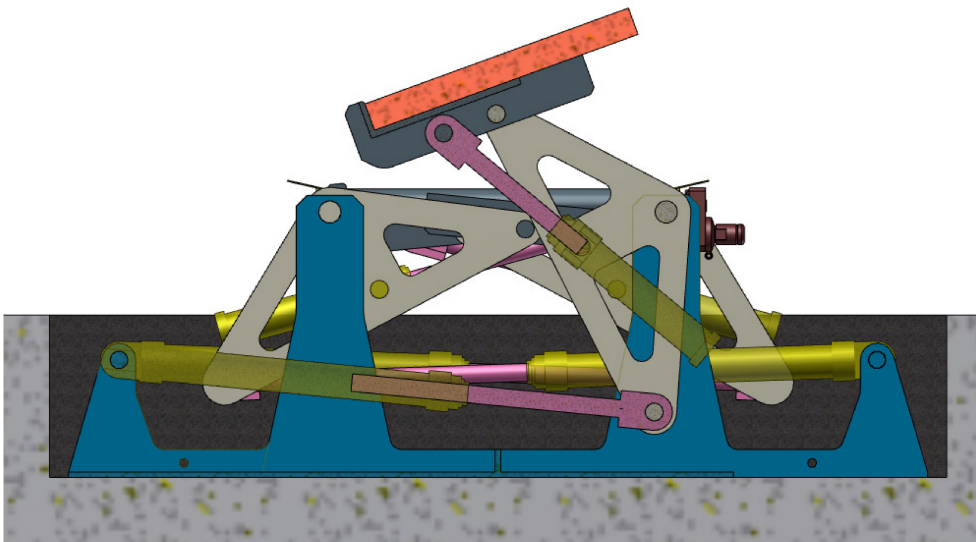


Abbildung 46: Position 1



- (3) Die rechten Arme werden in die obere Endposition geschwenkt um den linken Armen das Hochfahren zu ermöglichen.

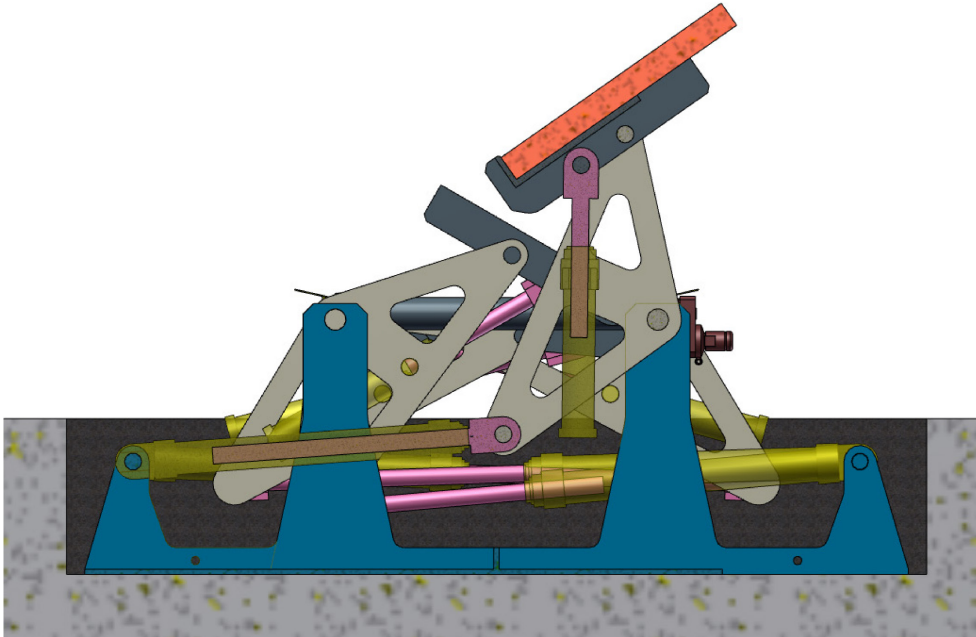


Abbildung 47: Position 2

- (4) Die rechten Arme werden an die linken angenähert.

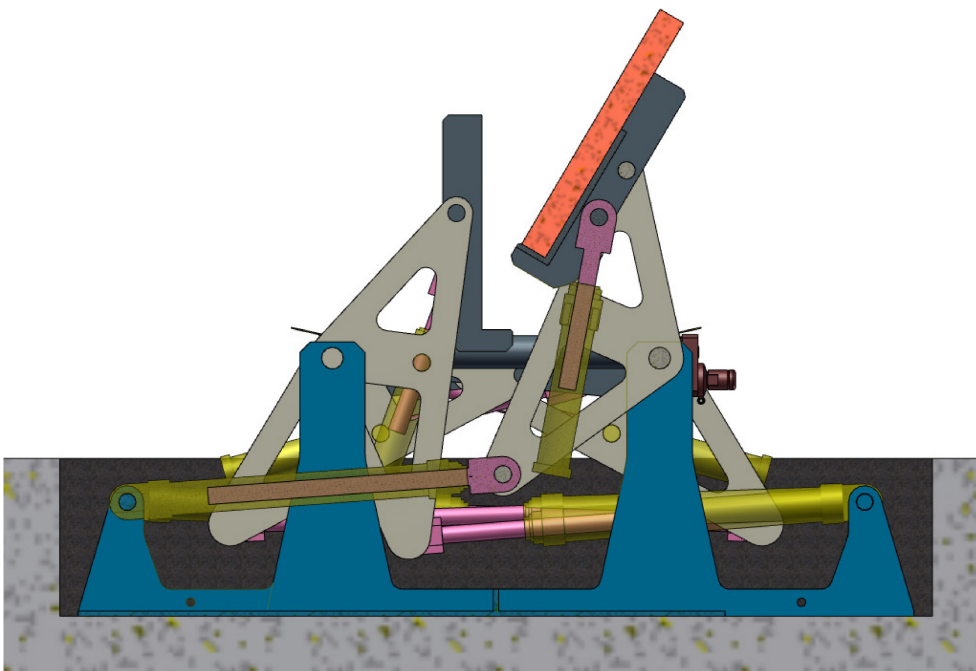


Abbildung 48: Position 3

(5) Übergabe der Bramme von den rechten an die linken Arme.

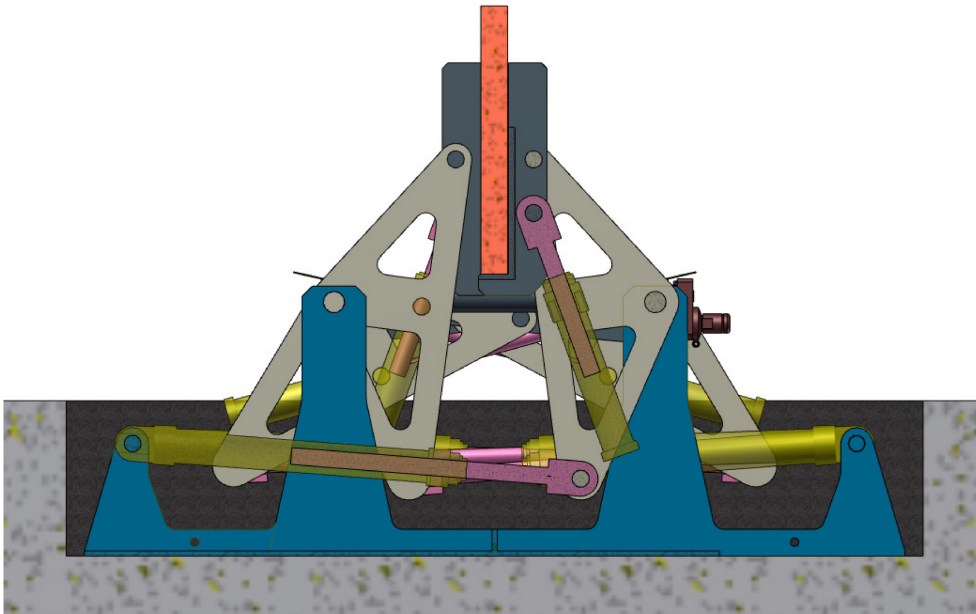


Abbildung 49: Position 4

(6) Hochfahren der linken Arme in deren obere Endposition um die rechten Arme in die Ausgangsposition bringen zu können.

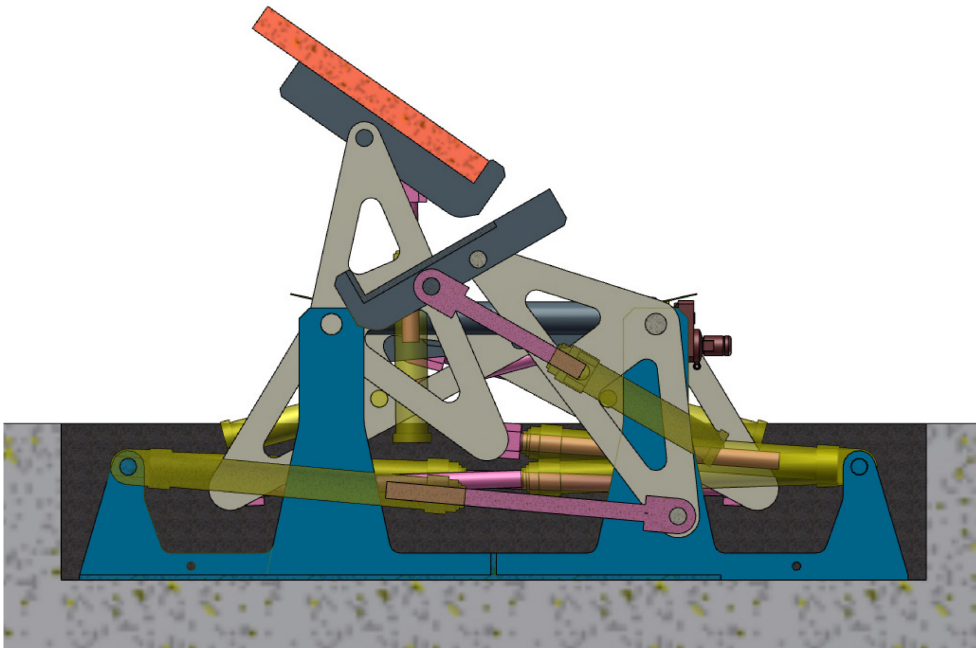


Abbildung 50: Position 5

(7) Absenken der Bramme auf den Rollgang mittels der linken Arme.

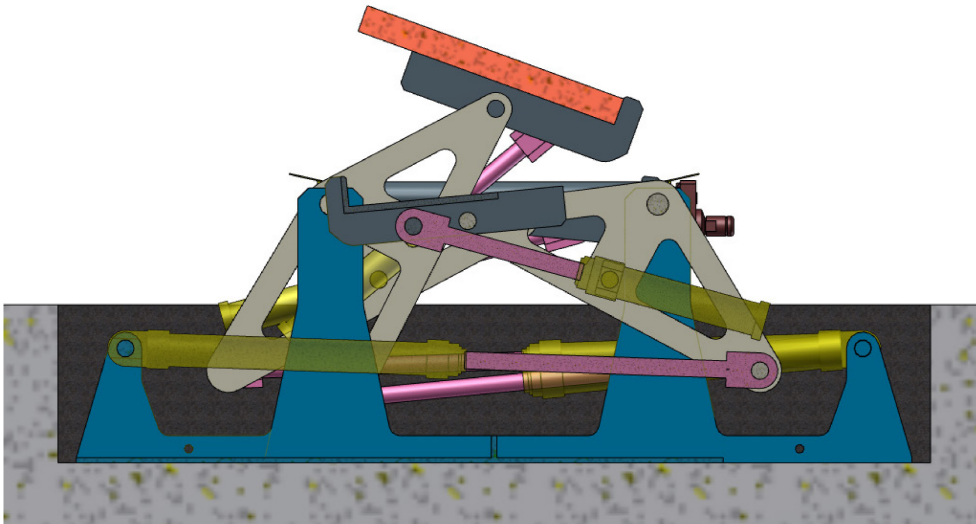


Abbildung 51: Position 6

(8) Die Bramme liegt nun um 180° gewendet auf dem Rollgang und wird vor dem Abtransport mittels Rollgang von der Zentriereinrichtung zentriert.

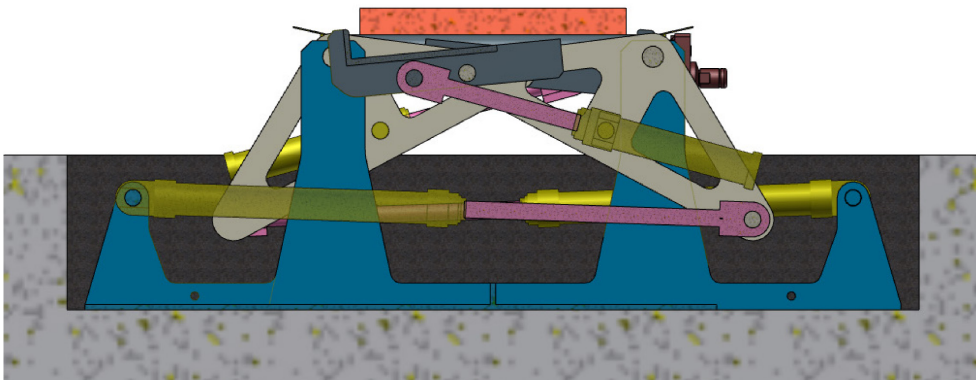


Abbildung 52: Endposition

## 5.5. Resümee

Die oben beschriebenen Konzepte sind aufgrund ihrer Funktionsweise alle für einen In-Line-Einsatz geeignet und müssen im Zuge einer technischen Analyse näher untersucht werden, um eine geeignete Auswahl treffen zu können.

## 6. Technische Analyse der Konzepte

Im Laufe dieses Kapitels werden die zuvor beschriebenen Konzepte auf deren Machbarkeit überprüft. Ziel ist es, eine Lösung auszuwählen, welche den in Kapitel 3 gestellten Anforderungen an einen In-Line-Brammenwender gerecht wird.

### 6.1. Gegenüberstellung der Konzepte

Durch eine Gegenüberstellung sollen Vor- und Nachteile der einzelnen Konzepte aufgezeigt werden, um eine erste Vorentscheidung treffen zu können.

Tabelle 1: Gegenüberstellung der Konzepte

Konzept	Vorteile	Nachteile
1	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Robuster Aufbau</li><li>➤ Einfacher Bewegungsablauf</li><li>➤ Einfache Steuerung</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Baugröße und Gewicht</li><li>➤ Rollen im Brammenwender müssen angetrieben werden</li><li>➤ Schlechte Ableitung der Brammenwärme</li><li>➤ Spindelantriebe im Vergleich zu Hydraulikzylindern teuer</li><li>➤ Modularer Aufbau nur bedingt möglich</li></ul>
2	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Modularer Aufbau</li><li>➤ Relativ kleine Kontaktfläche zur heißen Bramme</li><li>➤ Gute Ableitung der Brammenwärme</li><li>➤ An- und Abtransport der Brammen vom Brammenwender durch Kran möglich</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>➤ Synchronisation der Hydraulikzylinder mittels Weggeber</li><li>➤ viele mechanische Komponenten die vor Strahlung und Verschmutzung zu schützen sind</li><li>➤ hoher Wartungsaufwand</li></ul>

<b>3</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Modularer Aufbau</li> <li>➤ Relativ kleine Kontaktfläche zur heißen Bramme</li> <li>➤ Gute Ableitung der Brammenwärme</li> <li>➤ An- und Abtransport der Brammen vom Brammenwender durch Kran möglich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Synchronisation der Hydraulikzylinder mittels Weggeber</li> <li>➤ Die Hydraulikzylinder von Arm II benötigen viel Bauraum</li> <li>➤ Komplizierte Kinematik der Steuerungsstangen von Arm II</li> </ul>
<b>4</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Modularer Aufbau</li> <li>➤ Relativ kleine Kontaktfläche zur heißen Bramme</li> <li>➤ Gute Ableitung der Brammenwärme</li> <li>➤ An- und Abtransport der Brammen vom Brammenwender durch Kran möglich</li> <li>➤ Relativ kleine Baugröße durch Integration des Hydraulikzylinders von Arm II in den Arm I</li> <li>➤ geringer Wartungsaufwand</li> <li>➤ optimierter Kraftfluss</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Synchronisation der Hydraulikzylinder mittels Weggeber</li> </ul>

Aufgrund der aufgezeigten Nachteile des ersten Konzeptes kann dieses vorab als mögliche Lösung ausgeschlossen werden. Die Konzepte Nr. 2, 3 und 4 sind in deren Aufbau und Funktion ähnlich und müssen näher untersucht werden um eine Entscheidung für eines dieser Konzepte treffen zu können.

## **6.2. Machbarkeitsanalyse der Konzepte**

Im Rahmen der Machbarkeitsanalyse wird überprüft, ob eine Realisierung der Konzepte in der Praxis möglich ist. Des Weiteren soll aufgrund dieser Analyse eine Entscheidung für ein Konzept getroffen werden.

### **6.2.1. Konzept Nr. 2**

Um die Realisierbarkeit dieses Konzeptes zu überprüfen, werden als erstes die für den Betrieb nötigen Komponenten dimensioniert:

- Hydraulikzylinder für Arm I
- Kettentrieb: Rollenketten und Kettenräder
- Getriebemotor

Als Grundlage für die Auslegung der Komponenten gelten folgende Werte:

- Brammengröße: max. 12000 x 2500 x 250 mm
- Brammengewicht: 60 Tonnen
- Anzahl tragender Arme/Seite: 4
- Kraft/Arm: 150 kN

Es wird davon ausgegangen, dass eine maximal 12 m lange Bramme von vier Armen gleichzeitig gehalten wird. Auf jeden Arm kommt somit eine Gewichtskraft von 150 kN.

Bei der Dimensionierung der oben angeführten Komponenten stellt sich heraus, dass beim Antrieb von Arm II mittels Kettentrieb und Getriebemotor technische Probleme zu erwarten sind. Im Anschluss werden diese Problemstellungen näher erläutert. Der gesamte Verlauf der Auslegung kann im Anhang S. V-VII nachverfolgt werden.

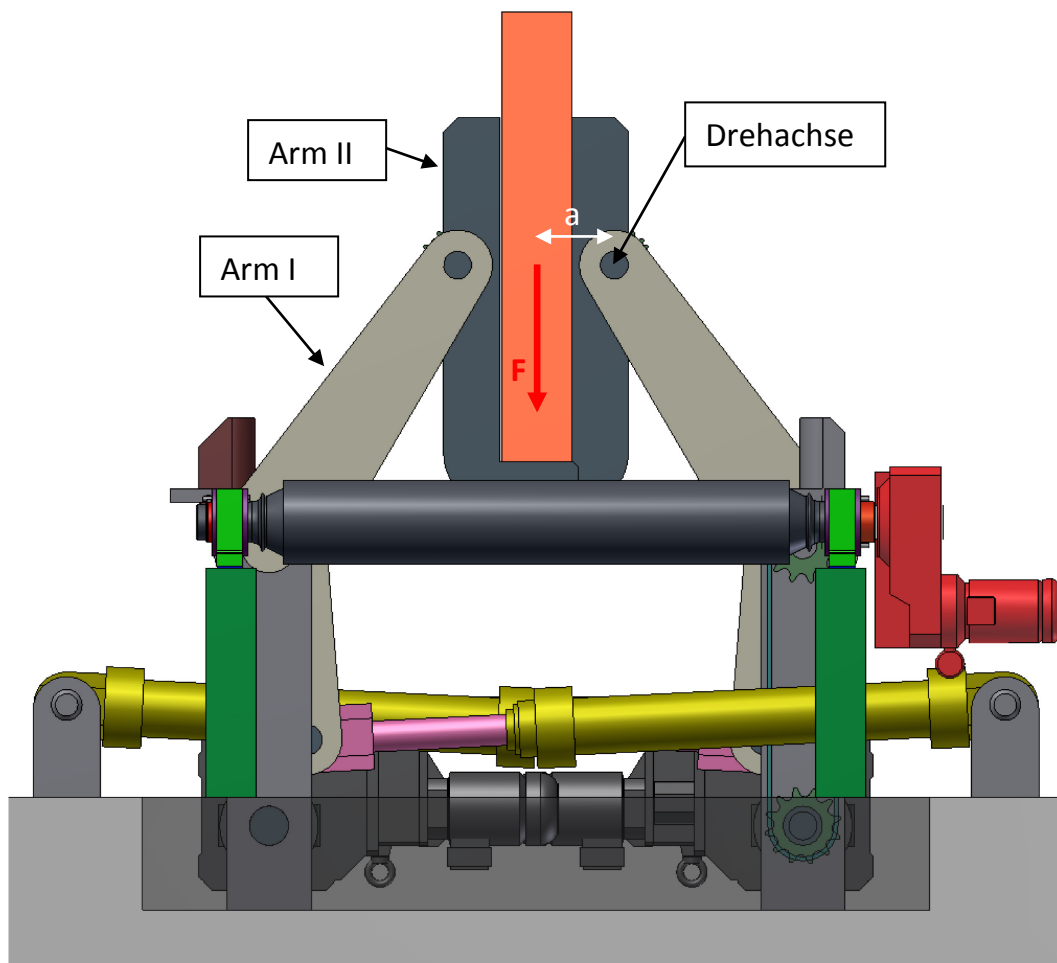


Abbildung 53: Vertikale Stellung der Bramme

Wenn die Bramme beim Durchlauf des Wendevorgangs die vertikale Stellung erreicht, entsteht zwischen dem Schwerpunkt der Bramme und der Drehachse von Arm II ein Normalabstand  $a$ , welcher in dieser Position sein Maximum erreicht. Die im Schwerpunkt der Bramme angreifende Gewichtskraft  $F$  baut durch den Normalabstand  $a$  ein Moment um die Drehachse auf. Bei einer Gewichtskraft  $F = 150 \text{ kN}$  und einem Abstand  $a = 300 \text{ mm}$  ergibt sich ein Moment von  $45000 \text{ Nm}$ . Dieses Moment wird an ein Kettenrad mit einem Teilkreisdurchmesser  $d = 315,5 \text{ mm}$  übertragen und von diesem über eine Zweifach-Rollenkette weitergeleitet und des Weiteren an den Getriebemotor übertragen. Ein Kettenrad dieser Größe passt nicht in den vorhandenen Bauraum von Arm II. Das Anpassen des Bauraums für das Kettenrad hat zur Folge, dass sich der Normalabstand  $a$  vergrößert. Dies verursacht

wiederum ein größeres Moment um den Drehpunkt von Arm II. Ein größeres Moment bedeutet stärkere Ketten und Kettenräder mit größerem Teilkreis. Der Normalabstand  $a$  ist direkt vom Teilkreis des Kettenrades, der Kettenhöhe und der Brammendicke abhängig. Es kommt zu einer negativen gegenseitigen Beeinflussung des Normalabstandes  $a$  durch den Teilkreisdurchmesser  $d$ .

Durch das große Moment von 45000 Nm ist der Einsatz eines Standardgetriebemotors nicht möglich. Um dieses große Moment aufbringen zu können müsste entweder dem Getriebemotor eine Untersetzung vorgeschaltet werden oder ein spezielles Getriebe mit größerer Untersetzung verwendet werden.

### **6.2.2. Konzept Nr. 3**

Auf Basis derselben Werte wie sie bei Konzept Nr. 2 herangezogen wurden wird das dritte Konzept auf Machbarkeit überprüft. Für eine Realisierung ausschlaggebend ist bei diesem Konzept vor allem die Funktion der Steuerung von Arm II mittels Steuerungsstangen und Hydraulikzylinder. Nachfolgend werden die wichtigsten Schritte bei der Auslegung dieser Komponenten demonstriert. Die gesamte Berechnung kann im Anhang S. VIII-X nachgelesen werden.



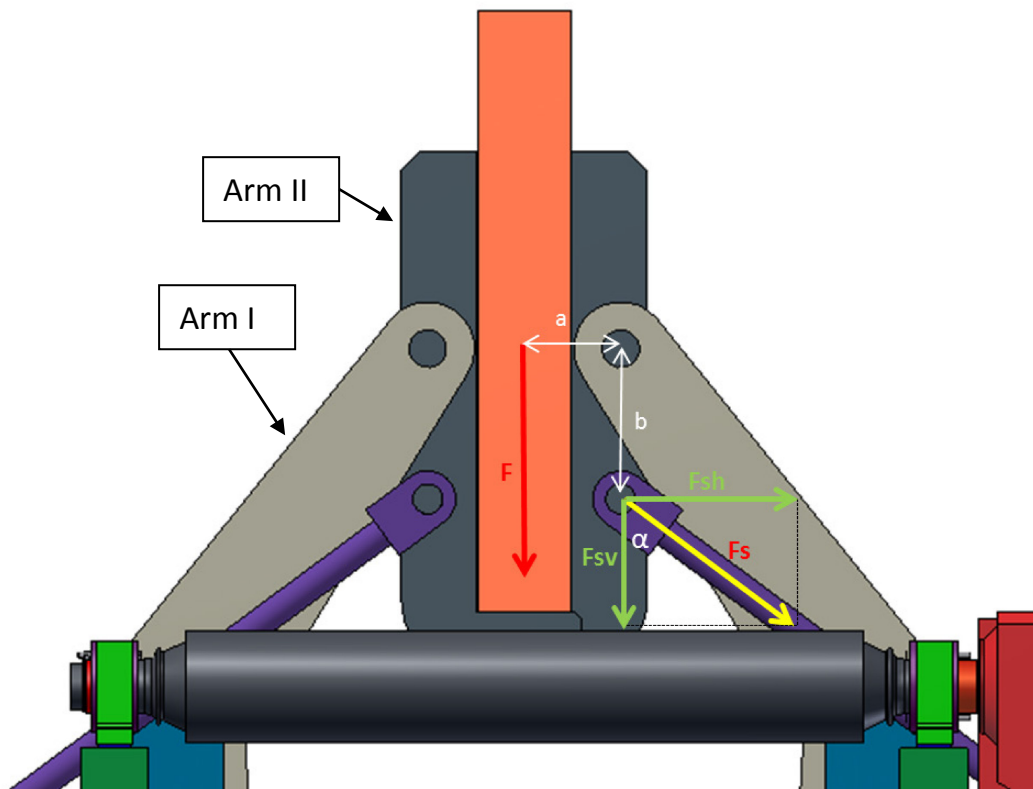


Abbildung 54: Angreifende Kräfte an den Steuerungsstangen

Wie vorhin bei Konzept Nr. 2 beschrieben erreicht der Normalabstand  $a = 300 \text{ mm}$  in vertikaler Stellung der Bramme sein Maximum. Diese Begebenheit stellt den ungünstigsten Fall für die Steuerung von Arm II dar. Die Stangenkraft  $F_s$  teilt sich unter dem Winkel  $\alpha$  in die Horizontalkraft  $F_{sh}$  und die Vertikalkraft  $F_{sv}$  auf. Um den Drehpunkt von Arm II baut die Gewichtskraft der Bramme  $F = 150 \text{ kN}$  durch den Normalabstand  $a$  ein Moment auf. Entgegen diesem wirkt das Moment aus Horizontalkraft  $F_{sh}$  und Normalabstand  $b = 400 \text{ mm}$ . Folgendes Momentengleichgewicht stellt sich in diesem Fall um den Drehpunkt von Arm II ein:  $F \times a = F_{sh} \times b$ . Für die Auslegung der Steuerungsstange ist die Stangenkraft  $F_s = 139950 \text{ N}$  ausschlaggebend. Die kritische Beanspruchung der Stange stellt in diesem Fall eine Knickung dar. Bei einem Stangendurchmesser von  $d = 80 \text{ mm}$  beträgt die Sicherheit gegen Knickung  $s = 8$ .

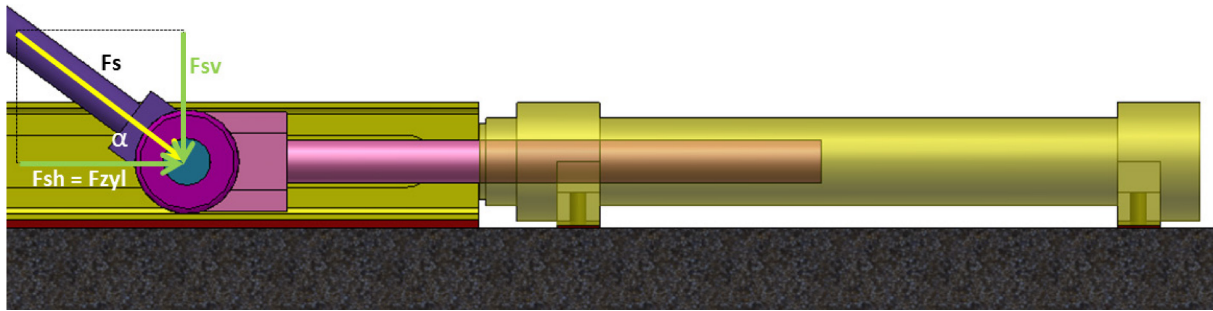


Abbildung 55: Angreifende Kräfte am Hydraulikzylinder von Arm II

Die Stangenkraft  $F_s$  wird an den Hydraulikzylinder von Arm II weitergeleitet und teilt sich unter dem Winkel  $\alpha$  in die Vertikalkraft  $F_{sv}$  und die Horizontalkraft  $F_{sh}$  auf. Der Hydraulikzylinder muss nur die Horizontalkraft  $F_{sh} = 112500 \text{ N}$  aufnehmen, da die Vertikalkraft  $F_{sv}$  von der horizontalen Linearführung des Zylinders aufgenommen wird. Um diese Kraft bewältigen zu können, ist ein Hydraulikzylinder mit einem Kolbendurchmesser von  $d = 125 \text{ mm}$  notwendig.

#### 6.2.3. Konzept Nr. 4

Das letzte Konzept wurde anfangs auf Grundlage derselben Werte wie zuvor Konzept Nr. 2 und 3 dimensioniert. Dabei wird angenommen, dass eine 12 m lange Bramme immer durch 4 Arme gleichzeitig gehalten wird. Das Brammengewicht von 60 Tonnen teilt sich gleichmäßig auf vier Arme auf, sodass jeder der Arme mit einer Kraft von je 150 kN belastet wird. Das Problem an dieser Annahme ist, dass Brammen in der Realität große Abweichungen von ihrer idealen Form aufweisen. Dies können zum Beispiel Schüsselungen in Längs- und Querrichtung der Bramme oder auch Abweichungen der Abmessungen sein. Die Folge ist, dass die Brammen nie gleichmäßig auf allen vier Armen aufliegen sondern nur auf zwei. Aufgrund dieser Erkenntnis muss davon ausgegangen werden, dass sich das Brammengewicht nur auf zwei Arme aufteilt. Jeder Arm wird dadurch mit einer Kraft von 300 kN beaufschlagt. Zusammengefasst noch einmal die Werte für die Auslegung:

- Brammengröße: max. 12000 x 2500 x 250 mm

- Brammengewicht: 60 Tonnen
- Anzahl tragender Arme/Seite: 2
- Kraft/Arm: 300 kN

Im Anschluss wird die Auslegung der Steuerung von Arm II beschrieben, die gesamte Berechnung ist in Anhang S. XIX-XXI angeführt.

Die ungünstigsten Belastungsfälle für den Hydraulikzylinder von Arm II treten in der vertikalen und horizontalen Stellung der Bramme auf:

### 1.) Vertikale Stellung der Bramme

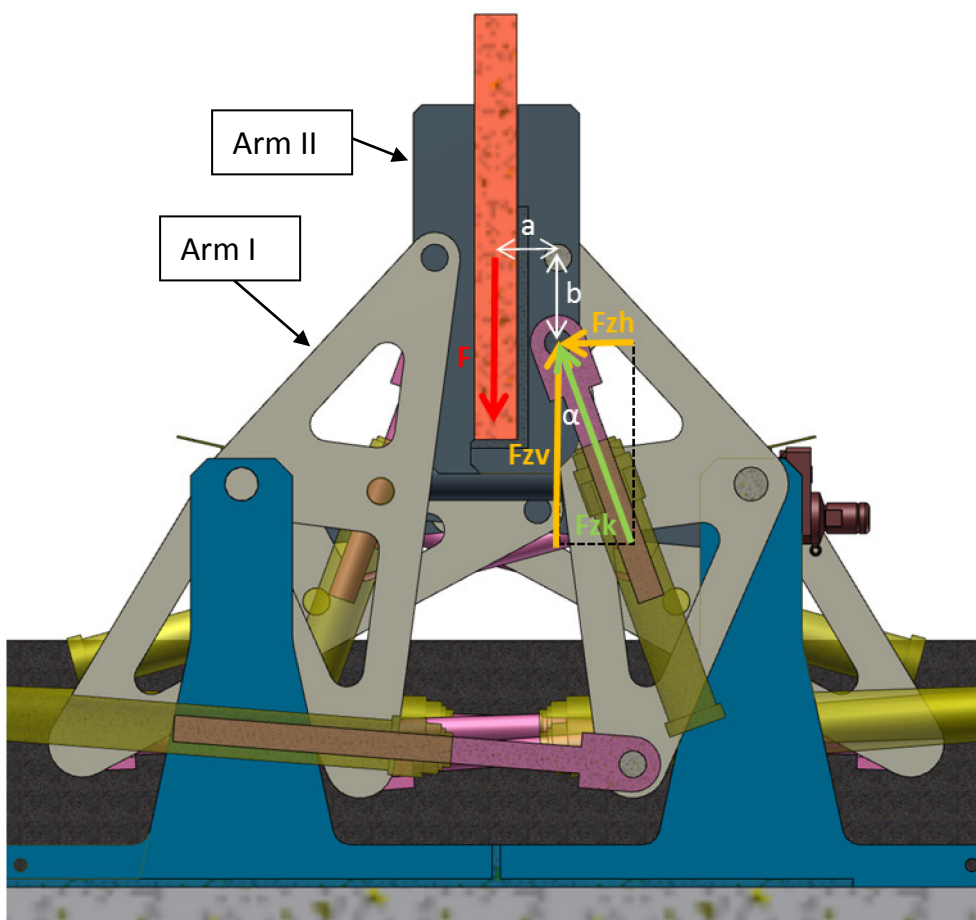


Abbildung 56: Kräfte in vertikaler Position der Bramme

In dieser Position hat der Normalabstand  $a = 360$  mm zwischen Schwerpunkt der Bramme und Drehachse von Arm II sein Maximum. Die Gewichtskraft  $F = 300$  kN der

Bramme greift in deren Schwerpunkt an und baut durch den Abstand  $a$  ein Moment um die Drehachse von Arm II auf. Diesem Moment wirkt die Horizontalkraft des Hydraulikzylinders  $F_{zh}$  mit dem Normalabstand  $b = 500 \text{ mm}$  entgegen. In dieser Position stellt sich folgendes Momenten-Gleichgewicht um die Drehachse von Arm II ein:  $F \times a = F_{zh} \times b$ . Horizontalkraft  $F_{zh}$  und Vertikalkraft  $F_{zv}$  bilden die resultierende Zylinderkraft  $F_{zs} = 631542 \text{ N}$ . Der Zylinder wird dabei kolbenseitig auf Druck beansprucht.

## 2.) Horizontale Stellung der Bramme

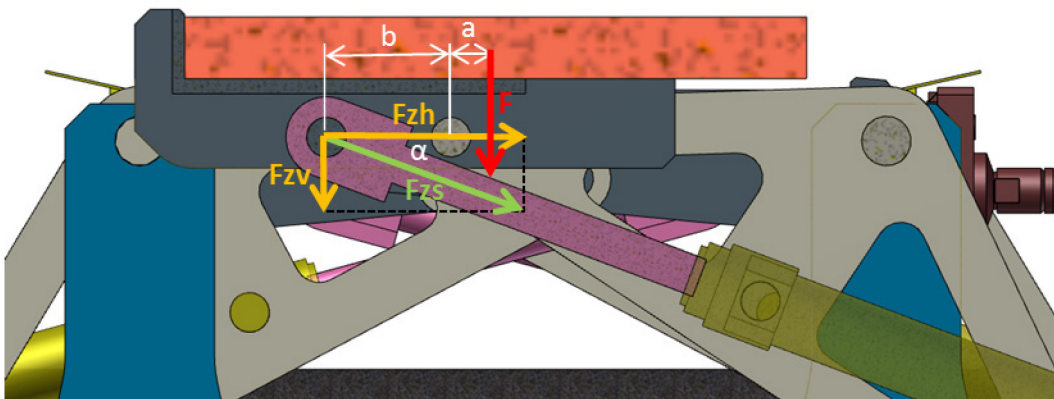


Abbildung 57: Kräfte in horizontaler Position der Bramme

In der horizontalen Stellung hat die im Schwerpunkt der Bramme angreifende Gewichtskraft  $F$  einen Normalabstand  $a = 180 \text{ mm}$  zur Drehachse von Arm II. Dem durch die Kraft  $F$  und dem Abstand  $a$  aufgebauten Moment um die Drehachse wirkt die Vertikalkraft des Zylinders  $F_{zv}$  mit dem Normalabstand  $b = 500 \text{ mm}$  entgegen:  $F \times a = F_{zv} \times b$ . Vertikalkraft  $F_{zv}$  und Horizontalkraft  $F_{zh}$  bilden die resultierende Zylinderkraft  $F_{zs} = 315771 \text{ N}$ , welche den Hydraulikzylinder stangenseitig auf Zug belastet.

Um die Kräfte in vertikaler und horizontaler Stellung der Bramme bewältigen zu können, ist ein Hydraulikzylinder mit einem Kolbendurchmesser von  $d = 250 \text{ mm}$  erforderlich.

#### **6.2.4. Resultat der Machbarkeitsanalyse**

Das zweite Konzept kann aufgrund der durchgeführten Machbarkeitsanalyse als Lösung ausgeschlossen werden, da sich die Ansteuerung von Arm II mittels Kettentrieb und Getriebemotor als schwierig umsetzbar erweist. Die Konzepte Nr. 3 und 4 sind beide technisch realisierbar. Der Aufbau des vierten Konzeptes ist durch die direkte Ansteuerung von Arm II mittels Hydraulikzylinder technisch einfacher als die Ansteuerung über Steuerungsstangen und Hydraulikzylinder bei Konzept Nr. 3. Aufgrund der möglichen technischen Realisierbarkeit und des einfachen Aufbaus von Konzept Nr. 4 wird dieses als Lösung herangezogen.

#### **6.3. Resümee**

Die vorangegangene Gegenüberstellung hat das erste Konzept als Lösung ausgeschlossen. Um eine Auswahl aus den Konzepten Nr. 2 bis 4 treffen zu können wurde eine Machbarkeitsanalyse durchgeführt. Das Ergebnis dieser Analyse ist, dass Konzept Nr. 4 den gestellten Anforderungen an einen In-Line-Brammenwender gerecht wird und wegen des einfachen technischen Aufbaus die erste Wahl ist. Im nachfolgenden Kapitel wird der Aufbau des vierten Konzeptes im Detail beschrieben.

## 7. Detaillierte Beschreibung der Konstruktion

Das Konzept ist modular aufgebaut und wird in einzelne Wendeeinheiten unterteilt. Eine Wendeeinheit besteht immer aus zwei gegenüberliegenden Wendearmen und ist zwischen zwei Rollen eines Rollgangs angeordnet. Je nach maximal zu wendender Brammenlänge kann die Anzahl der Wendeeinheiten sowie deren Anordnung an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden.

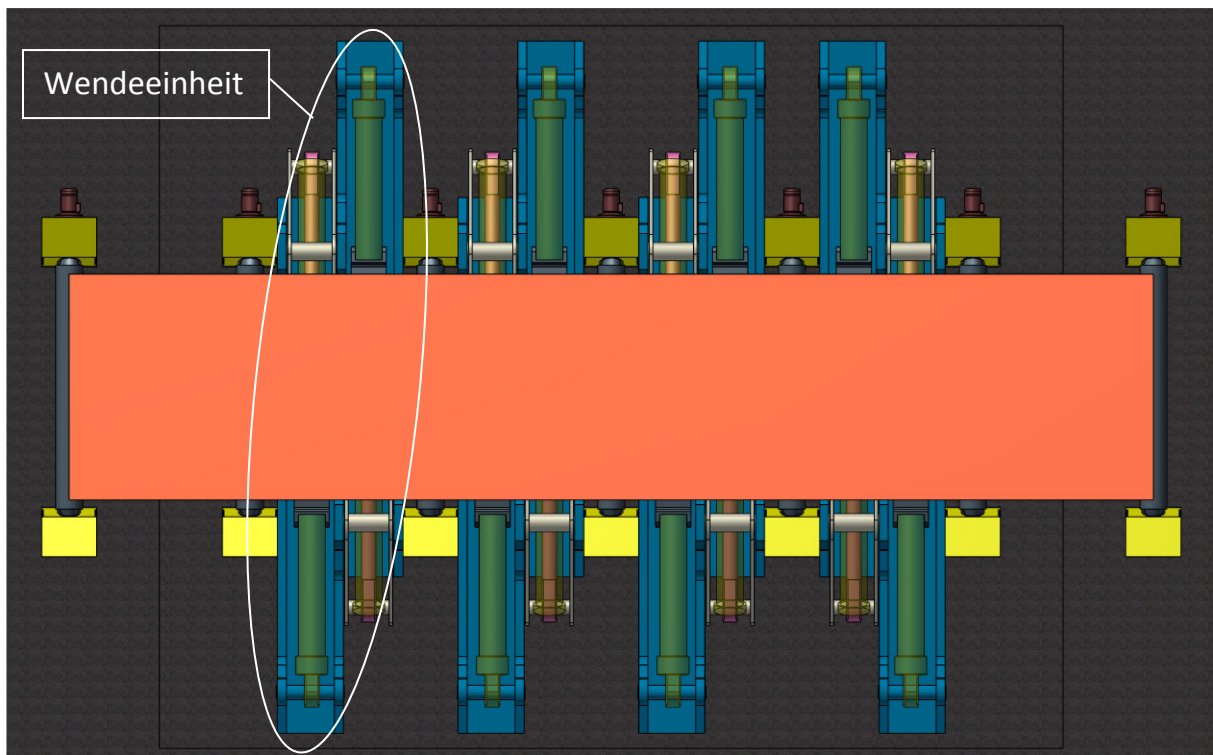


Abbildung 58: Grundriss von Konzept Nr. 4

Anschließend wird auf den Aufbau einer Wendeeinheit näher eingegangen.

## 7.1. Aufbau einer Wendeeinheit

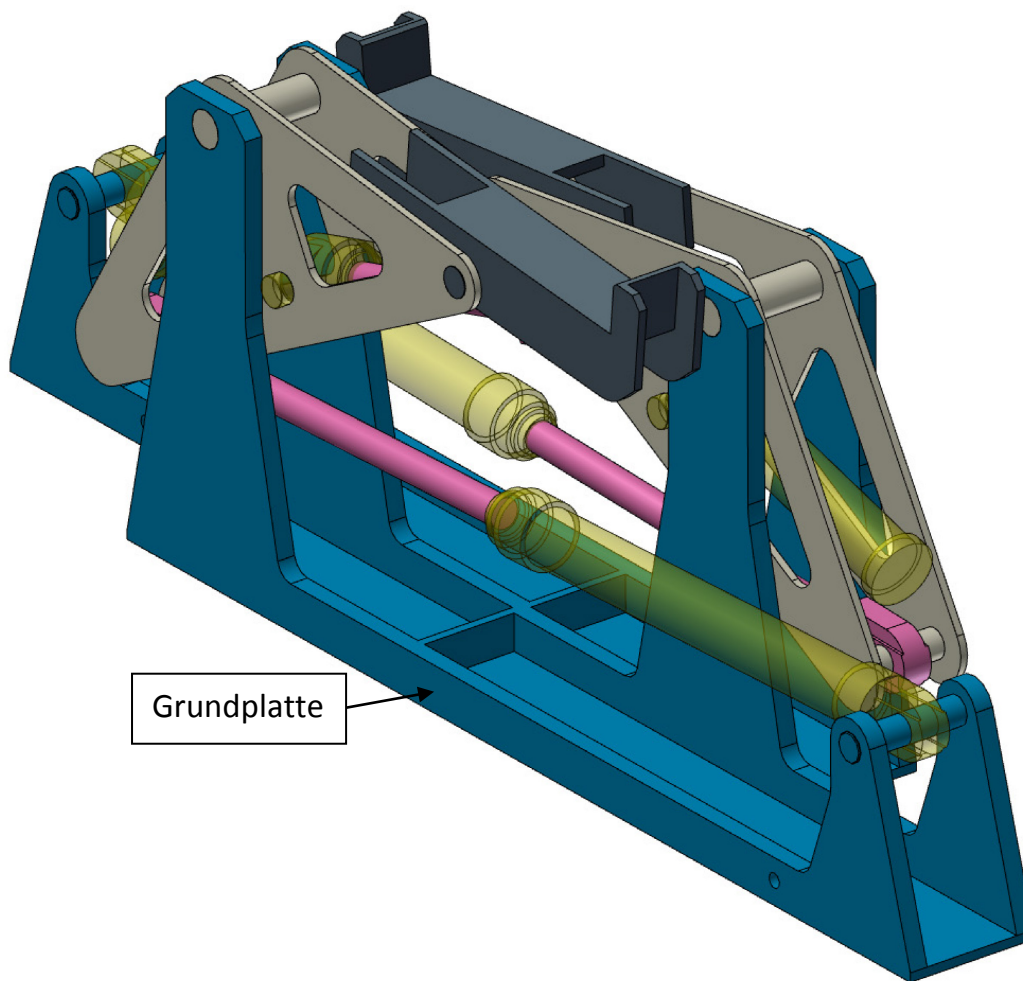


Abbildung 59: Wendeeinheit

Jede Wendeeinheit ist identisch aufgebaut und besteht aus folgenden Komponenten (siehe Abbildung 59 und 60):

- Grundplatte
- Arm I
- Arm II
- Hydraulikzylinder Arm I
- Hydraulikzylinder Arm II
- Lagerungen der Gelenke



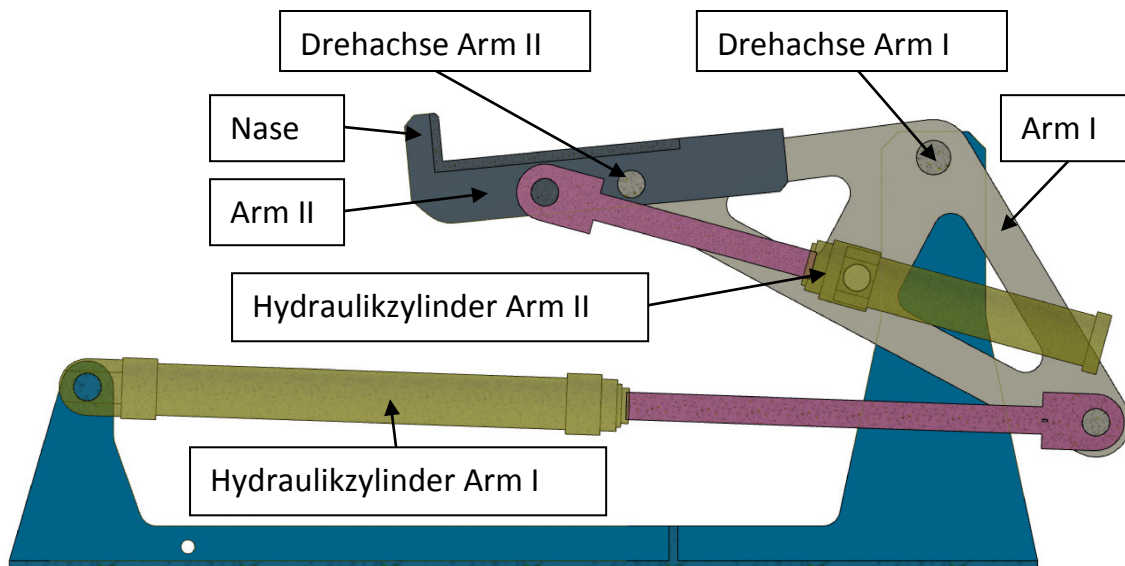


Abbildung 60: Schnitt durch eine Wendeeinheit

### 7.1.1. Grundplatte

Auf der Grundplatte sind die Stützen für die Lagerung von Arm I und Laschen zur Aufhängung der Hydraulikzylinder aufgeschweißt. Zusätzlich sind zur Versteifung der Konstruktion Rippen angebracht. Die Grundplatte wird mit dem Fundament verschraubt. Für den Transport der Wendeeinheit sind in den Rippen der Grundplatte Löcher vorgesehen.

### 7.1.2. Arm I

Arm I ist als geschweißte Stahlkonstruktion ausgeführt und wird in der Stütze drehbar gelagert. Der Antrieb des Arms erfolgt über einen Hydraulikzylinder welcher auf der Grundplatte drehbar gelagert ist. Arm II mit Hydraulikzylinder ist in Arm I integriert und muss in diesem drehbar gelagert werden. Aus Gründen der Gewichtsreduktion wird an den Seitenteilen des Arms Material ausgespart.

### 7.1.3. Arm II

Arm II ist ebenfalls als geschweißte Stahlkonstruktion ausgeführt und ist in Arm I drehbar gelagert. Die Ansteuerung erfolgt über einen am Zylinderkopf drehbar in Arm I gelagerten Hydraulikzylinder. Durch die Nase am Ende des Arms wird die



Bramme während des Wendevorgangs in deren Querrichtung gehalten. Die Lagerung von Arm II ist nahe am Schwerpunkt der Bramme angeordnet um das Moment durch die Brammengewichtskraft möglichst gering zu halten.

#### **7.1.4. Hydraulikzylinder Arm I**

Dieser Zylinder ist für die Bewegung von Arm I verantwortlich. Drehbar gelagert wird dieser auf der Grundplatte in angeschweißten Laschen und durch einen Bolzen in Arm I. Die Auslegung dieses Hydraulikzylinders ist im Anhang S. XVII-XVIII dokumentiert.

#### **7.1.5. Hydraulikzylinder Arm II**

Dieser Zylinder ist am Zylinderkopf in Arm I durch einen Schwenkzapfen drehbar gelagert und steuert Arm II an. Die Kolbenstange wird in Arm II durch einen Bolzen drehbar gelagert. Im Anhang S. XIX-XXI kann die Auslegung dieses Hydraulikzylinders nachverfolgt werden.

#### **7.1.6. Lagerungen der Gelenke**

Für die drehbare Lagerung von Arm I und II sowie für die Lagerung des Hydraulikzylinders von Arm II werden wartungsfreie Metall-Polymer-Verbundgleitlager eingesetzt. Auswahl und Berechnung der Lager sind im Anhang S. XI-XVI angeführt.

## 7.2. Energieversorgung der Hydraulikzylinder

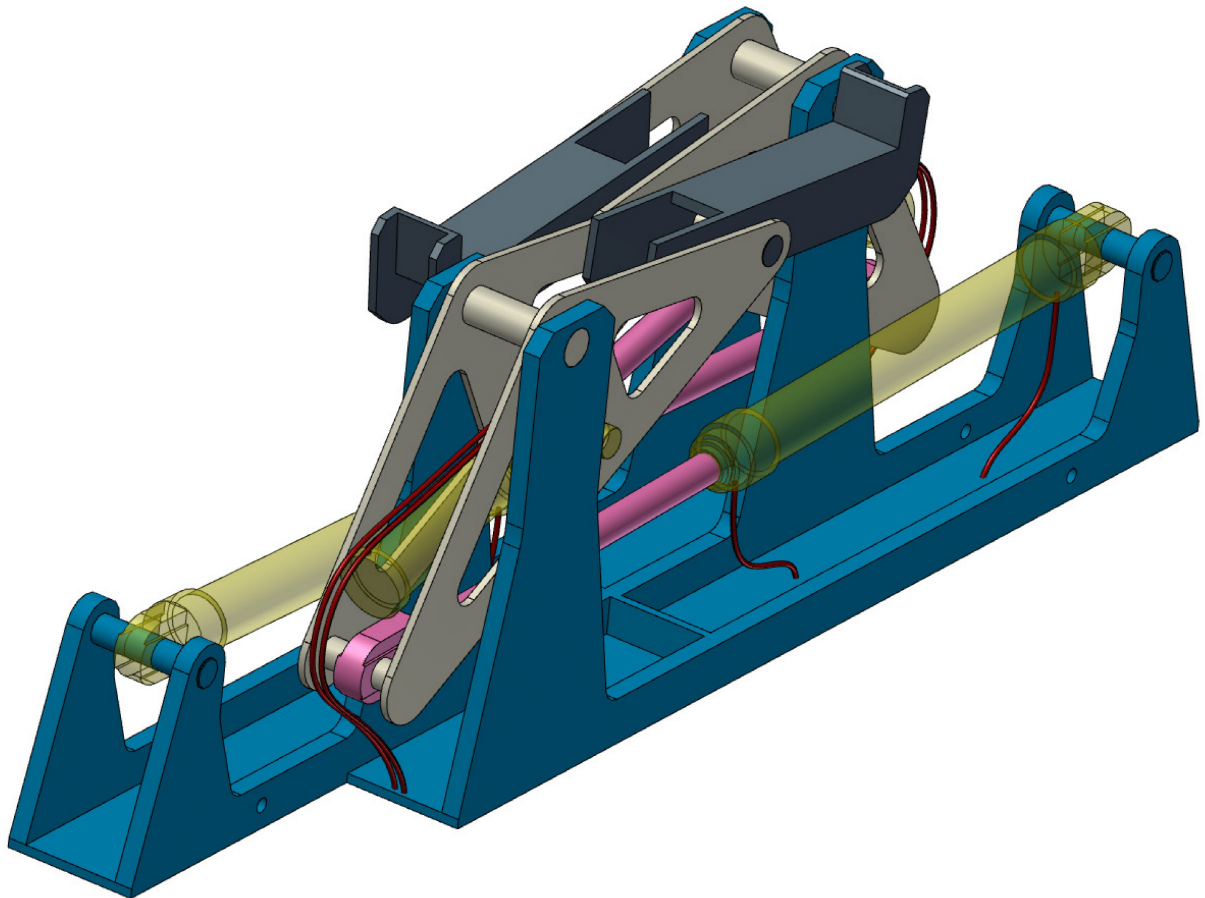
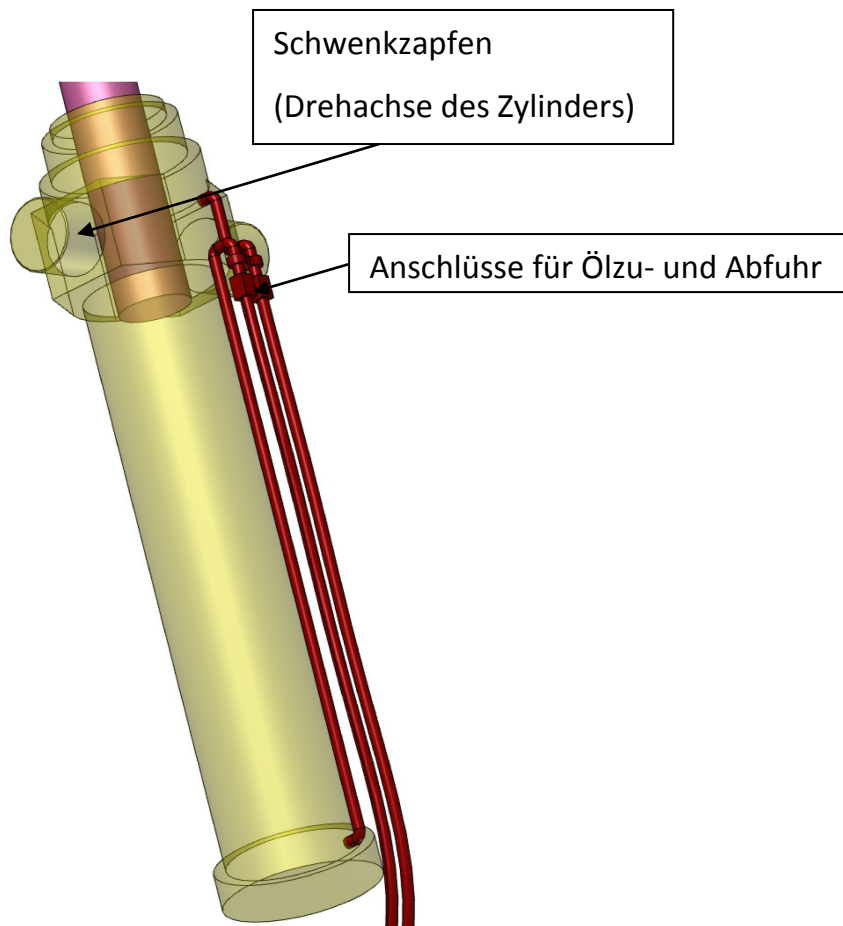


Abbildung 61: Wendeeinheit mit Hydraulikleitungen

Die Energieversorgung der Hydraulikzylinder erfolgt über Hydraulikschläuche (Abbildung 61, in rot dargestellt). Für die Versorgung des Hydraulikzylinders von Arm I werden die beiden Schläuche für Ölzu- und Abfuhr einfach vom Zylinder aus nach unten verlegt. Da dieser Zylinder nur eine relativ kleine Schwenkbewegung ausführt, sind keine weiteren Maßnahmen zur Führung der Schläuche notwendig.

Komplizierter stellt sich die Energiezufuhr für den Hydraulikzylinder von Arm II dar. Dieser bewegt sich mit Arm I mit und führt auch eine eigene Schwenkbewegung aus. Um die Schläuche möglichst schonend zu bewegen werden diese am Zylinderkopf nahe der Drehachse des Zylinders angeschlossen.



**Abbildung 62: Hydraulikzylinder Arm II mit Hydraulikleitungen**

Die Anschlüsse für die Ölu- und Abfuhr werden durch eine feste Verrohrung nahe der Drehachse am Zylinderkopf zusammengeführt. In den Abbildungen 63 und 64 wird der Verlauf der Hydraulikleitungen in der Ausgangsposition und der oberen Endposition der Wendearme dargestellt.

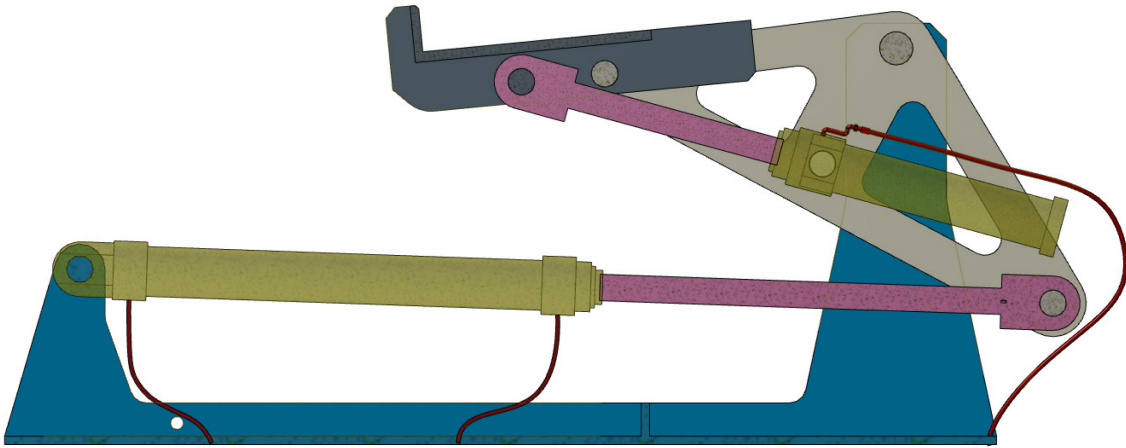


Abbildung 63: Verlauf der Hydraulikleitungen in Ausgangsposition der Wendearme

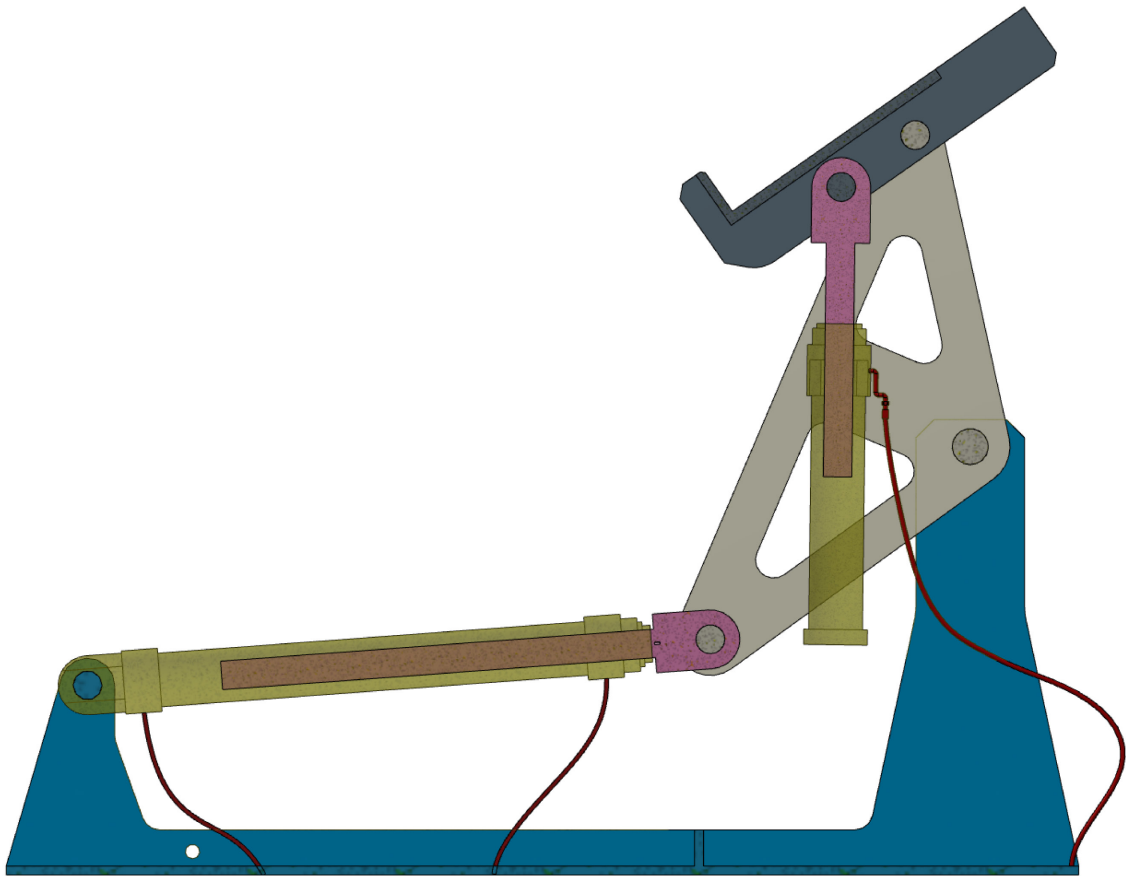


Abbildung 64: Verlauf der Hydraulikleitungen in der oberen Endposition der Wendearme

### **7.2.1. Maßnahmen gegen Hitze, Schmutz und Beschädigungen der Hydraulikzylinder und -schläuche**

Durch die Nähe zur heißen Bramme sind die Hydraulikzylinder und -schläuche hohen Temperaturen ausgesetzt. Um diese Komponenten zu schützen müssen an den Zylindern Schutzhauben angebracht und die Schläuche mit einer Schutzummantelung (z.B. Glasfaserummantelung) versehen werden. Die Schutzhauben dienen neben der Abschirmung von Hydraulikkomponenten gegen die Strahlungswärme der Brammen auch als Schutz vor Verschmutzungen wie von den Brammen fallender Zunder. Um Beschädigungen wie Knicken der Hydraulikschläuche vorzubeugen sind speziell beim Hydraulikzylinder von Arm II Schlauchführungen vorzusehen.

### **7.3. Resümee**

Durch den modularen Aufbau des Brammenwenders können Anzahl und Anordnung der Wendeeinheiten je nach Anwendungsfall beliebig variiert werden. Dies ermöglicht einen flexiblen Einsatz dieses Konzeptes. Im nachfolgenden Kapitel „Untersuchung der Brammenüberstände“ wird auf die unterschiedlichen Möglichkeiten zur Anordnung der Wendeeinheiten und die dabei auftretenden Brammenüberstände eingegangen.

## **8. Untersuchung der Brammenüberstände**

Mit dem Brammenwender soll es möglich sein, Brammen mit Längen von vier bis zwölf Meter zu wenden. Zwischen diesen vier bis zwölf Metern können die Brammen jede beliebige Länge annehmen. Als weitere Bedingung ist anzuführen, dass der maximale Brammenüberstand von der Außenkante der Wendearme nicht mehr als 25 % der Brammenlänge betragen soll, um instabile Lagen der Brammen zu vermeiden und einen sicheren Wendevorgang zu gewährleisten. Unabhängig von der Brammenlänge sind immer nur zwei Arme pro Seite am Wendevorgang beteiligt.

Unter Berücksichtigung der oben genannten Randbedingungen wurden drei unterschiedliche Anordnungen der Wendearme untersucht. Dabei sind die Brammen von vier Meter beginnend in 500 mm Schritte bis 12 m unterteilt worden. Für jede Länge wurde der maximale Brammenüberstand ermittelt. Zur Beurteilung der einzelnen Anordnungen werden die Überstände in drei Bereiche eingeteilt:

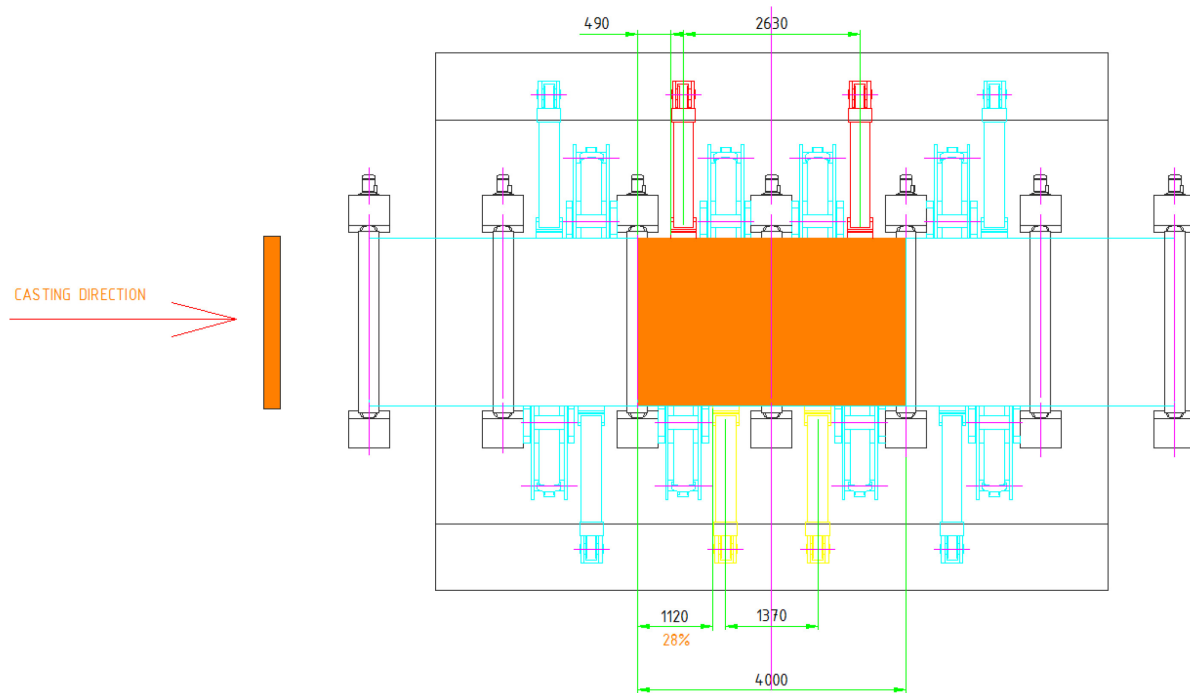
- grün: bis 25 %
- orange: 25 – 28 %
- rot: über 28 %

Anschließend wird die Häufigkeit der drei Bereiche für jede der Anordnungen ermittelt, um die einzelnen Fälle vergleichen zu können.

### **8.1. Symmetrische Anordnung aller Wendearme**

Bei dieser Anordnung werden alle Wendearme des Brammenwenders symmetrisch angeordnet. Die Brame wird von links kommend symmetrisch in der Mitte des Brammenwenders positioniert. Die Position der Brame kann dabei durch Lichtschranken überwacht werden. Je nach Brammenlänge werden die jeweiligen Wendearme angesteuert, wobei immer nur zwei Arme pro Seite die Brame wenden. Die nicht am Wendevorgang beteiligten Wendearme bleiben in Ausgangsposition. Die symmetrische Anordnung der Wendearme hat den Vorteil, dass sich das Brammengewicht gleichmäßig auf die beiden Arme aufteilt.

In Abbildung 65 wird der Brammenwender mit einer vier Meter langen Bramme gezeigt. Dabei sind die am Wendevorgang beteiligten rechten Arme in Gelb und die linken in Rot dargestellt (in „CASTING DIRECTION“ gesehenen). In diesem Fall beträgt der maximale Brammenüberstand 1120 mm, was 28 % der Brammenlänge von vier Metern entspricht. Dieser Überstand befindet sich im orangenen Bereich, welcher durch einen orangenen Balken an der linken Seite des Brammenwenders dargestellt wird.



**Abbildung 65: Symmetrische Anordnung aller Wendearme**

Die weiteren Brammenlängen bis zwölf Meter und deren maximale Überstände wurden auf dieselbe Art und Weise wie in Abbildung 65 aufbereitet und können in Anhang S. XXIV-XXX nachgeschlagen werden.

Die Untersuchung der Brammenüberstände ergibt bei dieser Anordnung der Wendearme folgendes Ergebnis:

**Tabelle 2: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände**

<b>Bereich der maximalen Brammenüberstände</b>	<b>Häufigkeit</b>
< 25 %	10
25 – 28 %	5
> 28 %	4

## **8.2. Symmetrische Anordnung von zwei Armen pro Seite**

Als nächstes werden nur zwei Arme pro Seite symmetrisch angeordnet und die restlichen in Reihe. Die Bramme wird von links kommend auf einen Anschlag am rechten Ende des Brammenwenders gefahren und gestoppt (Abbildung 66). Nun gibt es zwei Möglichkeiten für die Manipulation der Bramme:

1. Bramme wird auf Anschlag gefahren und gewendet (Abbildung 66)
2. Bramme wird auf Anschlag gefahren, mittels der angetriebenen Rollen des Rollgangs Richtung links bewegt, über zwei Wendearmen zentriert und gewendet (Abbildung 67)

Nachfolgend werden die beiden Möglichkeiten und die daraus resultierenden maximalen Brammenüberstände für eine vier Meter lange Bramme gezeigt. Alle weiteren Brammenlängen und deren maximalen Überstände sind im Anhang S. XXX-XLIV dokumentiert.

### **8.2.1. Bramme auf Anschlag fahren und wenden**

In diesem Fall beträgt der maximale Überstand 1470 mm, was 37 % der Brammenlänge von vier Metern entspricht. Dieser Überstand befindet sich im roten Bereich. Diese Anordnung hat neben den vergleichsweise häufigen Brammenüberständen im roten Bereich den Nachteil, dass die Bramme nicht



symmetrisch auf den beiden Wendearmen aufliegt und sich das Brammengewicht somit auf diese ungleich aufteilt.

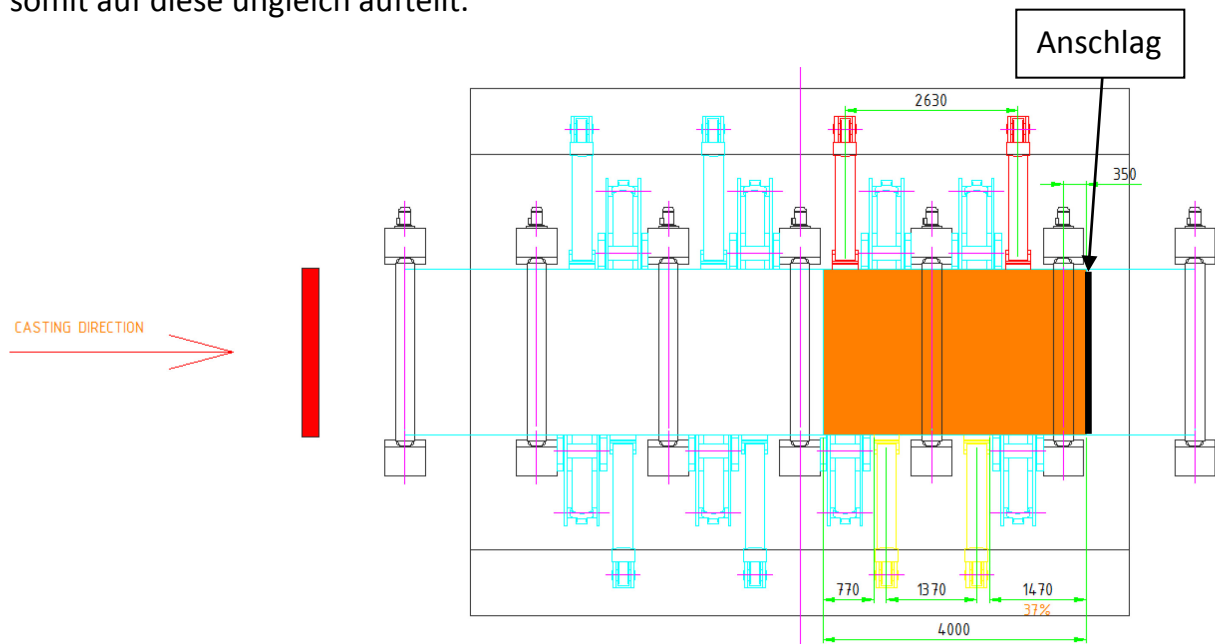


Abbildung 66: zwei Arme symmetrisch angeordnet, Bramme auf Anschlag fahren und wenden

Die Untersuchung dieses Falls hat folgende Ergebnisse geliefert:

Tabelle 3: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände

Bereich der maximalen Brammenüberstände	Häufigkeit
< 25 %	9
25 – 28 %	2
> 28 %	10

### 8.2.2. Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden

Beim zweiten Fall nimmt der maximale Überstand einen Wert von 1120 mm an, was 28 % der Brammenlänge von vier Metern entspricht und dem orangen Bereich zuzuordnen ist. Der Vorteil dieser Anordnung liegt bei der großen Häufigkeit von Brammenüberständen im grünen Bereich und dass die Bramme unabhängig von der Länge immer symmetrisch auf zwei Armen aufliegt. Das Brammengewicht wird somit gleichmäßig auf beide Arme aufgeteilt.

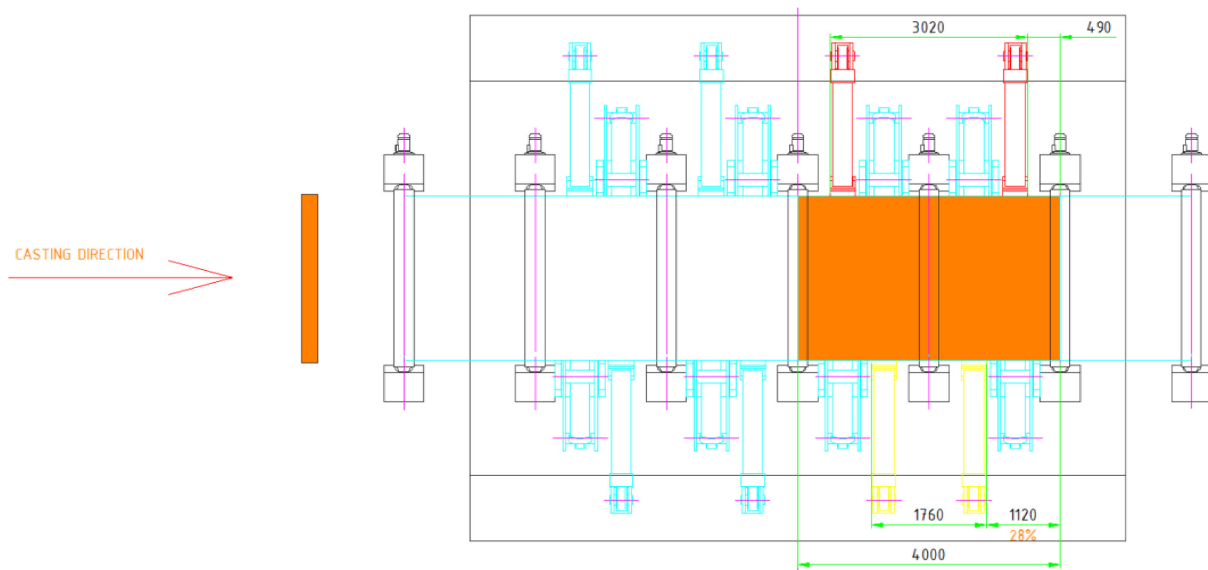


Abbildung 67: zwei Arme symmetrisch angeordnet, Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden

Ergebnis Untersuchung der maximalen Brammenüberstände:

Tabelle 4: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände

Bereich der maximalen Brammenüberstände	Häufigkeit
< 25 %	16
25 – 28 %	3
> 28 %	2

### 8.3. Anordnung aller Wendearme in Reihe

Hier werden alle Wendearme in Reihe angeordnet. Die Bramme wird wie bei der vorigen Anordnung auf einen Anschlag gefahren und gestoppt (Abbildung 68). Bei dieser Anordnung gibt es auch zwei Möglichkeiten für die Manipulation der Bramme:

1. Bramme wird auf Anschlag gefahren und gewendet (Abbildung 68)
2. Bramme wird auf Anschlag gefahren, mittels der angetriebenen Rollen des Rollgangs Richtung links bewegt, über zwei Wendearmen zentriert und gewendet (Abbildung 69)

Im Anschluss werden die beiden Möglichkeiten und die daraus resultierenden maximalen Brammenüberstände für eine vier Meter lange Bramme gezeigt. Alle weiteren Brammenlängen und deren maximalen Überstände sind im Anhang S. XLIV-LVIII dokumentiert.

### 8.3.1. Bramme auf Anschlag fahren und wenden

Bei dieser Anordnung ergibt sich ein maximaler Brammenüberstand von 1470 mm oder 37 % der Brammenlänge von vier Metern. Dieser Überstand liegt im roten Bereich. Der Nachteil bei dieser Anordnung liegt zum einen bei der großen Anzahl von Brammenüberständen im roten Bereich und dass die Bramme nicht symmetrisch auf den beiden Wendearmen aufliegt. Dies hat zur Folge, dass das Brammengewicht ungleichmäßig auf die Arme verteilt wird.

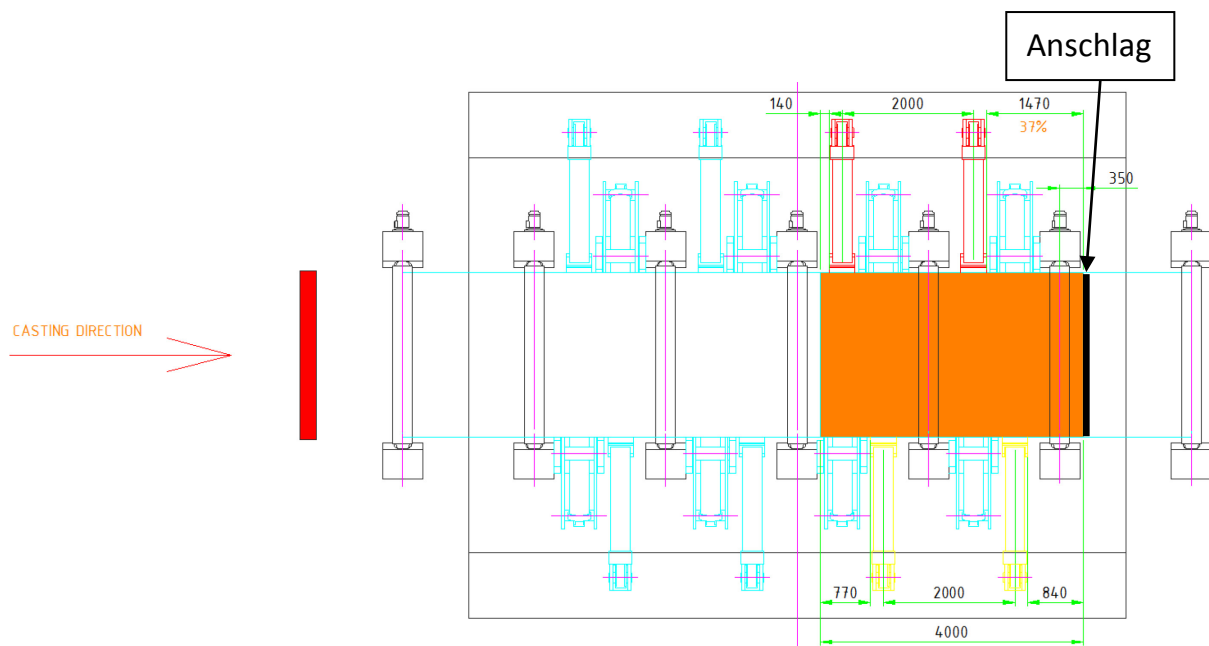


Abbildung 68: alle Wendearme in Reihe angeordnet, auf Anschlag fahren und wenden

Die Untersuchung der Brammenüberstände liefert folgende Resultate:

Tabelle 5: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände

Bereich der maximalen Brammenüberstände	Häufigkeit
< 25 %	9
25 – 28 %	2
> 28 %	10

### 8.3.2. Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden

Der maximale Brammenüberstand erreicht bei diesem Fall einen Wert von 1120 mm oder 28 % der Brammenlänge von vier Metern und ist somit dem orangenen Bereich zuzuordnen. Diese Anordnung hat den Vorteil, dass eine große Anzahl der Brammenüberstände im grünen Bereich liegt. Nachteilig ist, dass die Brammen unabhängig von deren Länge unsymmetrisch auf den Wendearmen aufliegen und das Brammengewicht dadurch ungleich auf diese verteilt wird.

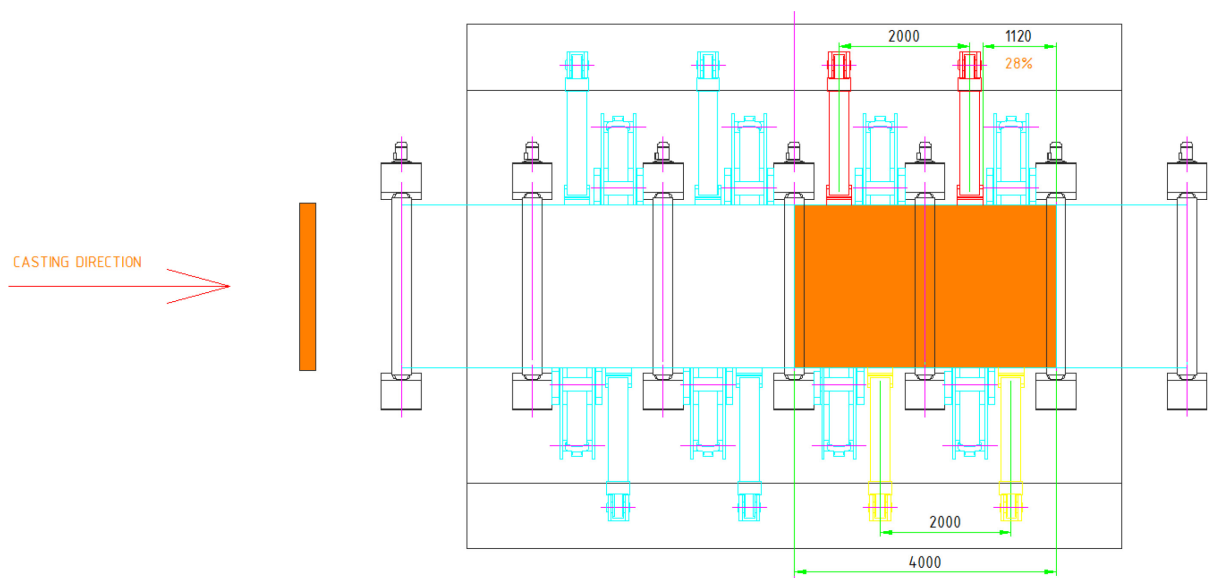


Abbildung 69: alle Arme in Reihe angeordnet, Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden

Die Untersuchung aller Brammenlängen und deren Überstände hat folgendes Ergebnis zu Tage gebracht:

Tabelle 6: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände

Bereich der maximalen Brammenüberstände	Häufigkeit
< 25 %	16
25 – 28 %	3
> 28 %	2

#### 8.4. Resümee

Diese Untersuchung hat ergeben, dass sich unterschiedliche Anordnungen der Wendearme sowie Positionierungen der Brame stark auf die maximalen Brammenüberstände auswirken. Im Anschluss folgt eine Tabelle zur Veranschaulichung der gewonnenen Ergebnisse.

Tabelle 7: Übersicht Anordnung Wendearme

Anordnung der Wendearme	Alle symmetrisch	2 Arme/Seite symmetrisch		Alle in Reihe	
		Fahren auf Anschlag	Fahren auf Anschlag und zentrieren	Fahren auf Anschlag	Fahren auf Anschlag und zentrieren
Positionierung der Brame vor dem Wendevorgang	Symmetrisch in der Mitte des Brammenwenders	Fahren auf Anschlag	Fahren auf Anschlag und zentrieren	Fahren auf Anschlag	Fahren auf Anschlag und zentrieren
Aufteilung des Brammengewichts auf die beiden Wendearme	gleichmäßig	ungleich	gleichmäßig	ungleich	ungleich
< 25 %	10	9	16	9	16
25 – 28 %	5	2	3	2	3
> 28 %	4	10	2	10	2

Die optimale Lösung mit den geringsten Brammenüberständen und einer gleichmäßigen Aufteilung des Brammengewichtes auf beide Wendearme ist in gelb hinterlegt und wurde bereits in Kapitel 8.2.2 beschrieben.

## 9. Dauer eines Wendevorgangs

Das Ziel dieses Kapitels ist die Ermittlung der zeitlichen Dauer eines Wendevorgangs. Bei einer festgelegten Gießgeschwindigkeit von maximal 2 m/min stehen bei der kürzesten Bramme von vier Metern zwei Minuten für den Wendevorgang zur Verfügung.

### 9.1. Berechnung der Wendezeit

Für die Berechnung der Wendezeit wird der Wendevorgang in Einzelbewegungen zerlegt und die dafür notwendigen Hübe der Hydraulikzylinder aufsummiert. Der Ablauf eines Wendevorgangs kann in Kapitel 5.4.2 nachverfolgt werden. Die Geschwindigkeit der Hydraulikzylinder wird vorerst mit 50 mm/s angenommen.

Tabelle 8: Summe der Zylinderhübe

Bewegung	Zylinderhub [mm]
1.) rechten Arm hochfahren	2368
2.) linken Arm hochfahren	910
3.) rechten an linken Arm annähern	743
4.) linken Arm hochschwenken	743
5.) rechten unter linken Arm schwenken	910
6.) linken Arm in Ausgangsposition bringen	2368
<b>Summe der Zylinderhübe</b>	<b>8042</b>

Aus der Summe der Zylinderhübe von 8042 mm und einer Geschwindigkeit der Hydraulikzylinder von 50 mm/s kann die Dauer eines Wendevorgangs wie folgt berechnet werden:

$$\text{Wendezeit: } t = \frac{8042 \text{ mm}}{50 \text{ mm/s}} * \frac{1}{60} = 2,7 \text{ min}$$

Die Dauer des Wendevorgangs von 2,7 min übersteigt die für diesen Vorgang zur Verfügung stehende Zeit von zwei Minuten. Weiteres sind die für das Beschleunigen

und Verzögern der Hydraulikzylinder benötigten Zeiten nicht mitberücksichtigt worden. Zusätzlich müssen für das Beladen und Entladen des Brammenwenders sowie für das Zentrieren der Brammen Zeiten berücksichtigt werden. Die für diese Berechnung angenommene Geschwindigkeit der Hydraulikzylinder von 50 mm/s ist somit zu gering angesetzt.

Für eine weitere Berechnung wird die Geschwindigkeit der Hydraulikzylinder auf 85 mm/s erhöht. Um die Beschleunigungs- und Verzögerungszeiten der Hydraulikzylinder zu berücksichtigen, wird nach jeder Einzelbewegung eine Pause vorgesehen. Brammen werden auf dem Rollgang mit einer Geschwindigkeit von 30 m/min transportiert. Vor dem Beladen des Brammenwenders müssen die Brammen abgebremst und beim Entladen des Brammenwenders wieder beschleunigt werden. Die Beschleunigungs- und Bremszeit bei einer Brammengeschwindigkeit von 30 m/min beträgt jeweils 2 s. Somit müssen für den Beschleunigungs- und Bremsvorgang der Brammen 4 s berücksichtigt werden. Des Weiteren wird für das Zentrieren der Brammen eine Zeit von 1 s eingerechnet.

Tabelle 9: Summe der Zylinderhübe / Pausen

Bewegung	Zylinderhub [mm]	Pausen [s]
1.) rechten Arm hochfahren	2368	2
2.) linken Arm hochfahren	910	2
3.) rechten an linken Arm annähern	743	5
4.) linken Arm hochschwenken	743	2
5.) rechten unter linken Arm schwenken	910	2
6.) linken Arm in Ausgangsposition bringen	2368	2
<b>Summe der Zylinderhübe / Pausen</b>	<b>8042</b>	<b>15</b>

Nachfolgend wird die für den Wendevorgang benötigte Zeit einmal nur aus den Zylinderhüben und einmal unter Einbeziehung der Pausen, Beschleunigungs- und Bremszeiten der Brammen und Zeiten zum Zentrieren der Brammen berechnet.

Wendezeit aus Zylinderhüben:  $t = \frac{8042 \text{ mm}}{85 \text{ mm/s}} * \frac{1}{60} = 1,6 \text{ min}$

Wendezeit gesamt:  $t = \left( \frac{8042 \text{ mm}}{85 \text{ mm/s}} + 15 \text{ s} + 4 \text{ s} + 1 \text{ s} \right) * \frac{1}{60} = 1,9 \text{ min}$

Die Dauer eines Wendevorgangs mit Einbeziehung von Beschleunigungs- und Verzögerungszeiten der Hydraulikzylinder sowie Zeiten zum Beladen und Entladen des Brammenwenders und zum Zentrieren der Brammen beträgt 1,9 min und liegt damit unter den für einen Wendevorgang zur Verfügung stehenden zwei Minuten.

## 9.2. Resümee

Die festgelegte maximale Gießgeschwindigkeit von 2 m/min legt den Zeitrahmen für den Wendevorgang fest. Bei der kürzesten Bramme von vier Metern stehen somit zwei Minuten zum Wenden zur Verfügung. Um die Bramme unter dieser Zeit wenden zu können, ist eine Geschwindigkeit der Hydraulikzylinder von 85 mm/s erforderlich.



## 10. FEM-Berechnung der Konstruktion

Abschließend wird der In-Line-Brammenwender einer FEM-Berechnung durch das Programm ANSYS unterzogen. Dabei soll untersucht werden, wie sich das Brammengewicht bei unterschiedlichen Positionen der Arme auf die Struktur des Brammenwenders auswirkt. Des Weiteren soll überprüft werden, ob und wo sich kritischen Stellen in der Konstruktion befinden. Folgende Positionen werden aus dem Wendevorgang der Brammen für die Berechnung entnommen:

### 1.) Position 1

Diese Position stellt im Wendevorgang die Ausgangsposition dar. Die Gewichtskraft der Bramme hat hier den größten Hebelarm um die Lagerung von Arm I. Stütze und Arm I werden in dieser Position am stärksten belastet.

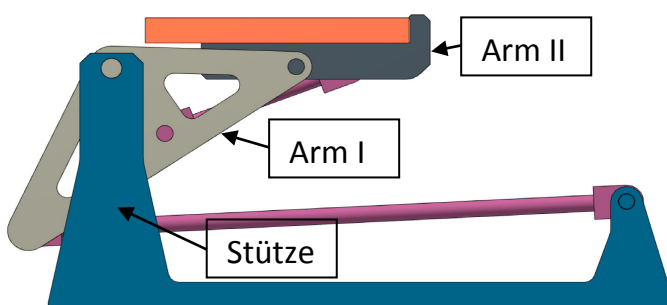


Abbildung 70: Position 1

### 2.) Position 2

Position 2 befindet sich zwischen der Ausgangsposition und der oberen Endposition der Wendearme. Der Hebelarm der Brammengewichtskraft um die Lagerung von Arm I nimmt im Vergleich zu Position 1 ab. Gleichzeitig sinkt auch die Beanspruchung von Arm I und der Stütze. Die Belastungen auf Arm II nehmen hingegen zu, da die Bramme von der Nase am rechten Ende von Arm II in ihrer Position gehalten werden muss.

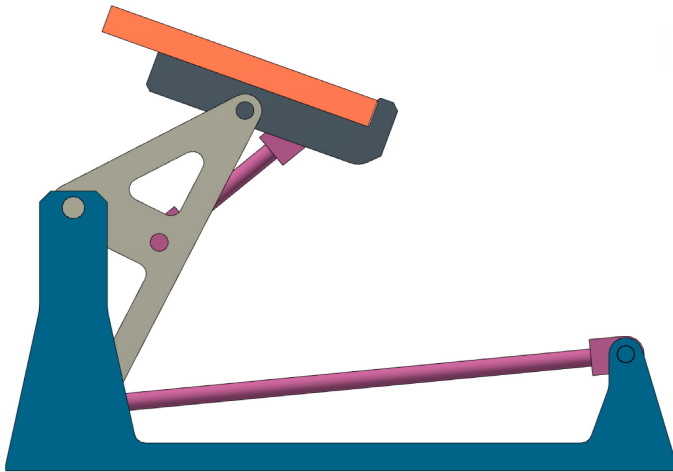


Abbildung 71: Position 2

### 3.) Position 3

Hier befindet sich die Bramme in der vertikalen Stellung. Im Wendevorgang entspricht das jener Position, wo die Bramme von den Armen einer Seite an die Arme der anderen Seite übergeben wird. Der Hebelarm der Brammengewichtskraft um die Lagerung von Arm I nimmt im Vergleich zu Position 1 und 2 weiter ab. Weil das gesamte Brammengewicht auf der Nase lastet, wird Arm II in dieser Position am Stärksten belastet.

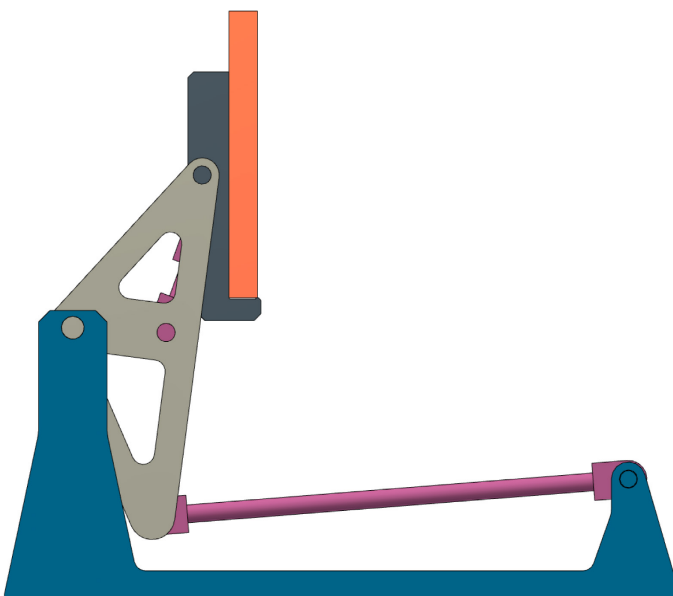


Abbildung 72: Position 3

Wie in den Abbildungen 70, 71 und 72 zu sehen, werden die Hydraulikzylinder von Arm I und II durch Stangen ersetzt, um den Berechnungsprozess zu vereinfachen.

Alle Bauteile des Brammenwenders werden als geschweißte Konstruktion aus dem Baustahl S355 ausgeführt. Für die zulässige Spannung bei geschweißten Konstruktionen aus S355 gilt folgender Grenzwert:

$$\sigma_{zul} = 170 \frac{N}{mm^2} \quad \text{nach DIN 18 800 T1, 03.81}$$

Nachfolgend wird die Konstruktion in den zuvor beschriebenen Positionen durch das FEM-Programm ANSYS berechnet.

### 10.1. Definieren der Randbedingungen

Als erstes müssen die Randbedingungen für die Berechnung definiert werden. Der Brammenwender besteht aus mehreren bewegten und miteinander verbundenen Teilen. In ANSYS erfolgt die Verbindung der Einzelteile durch sogenannte Kontakte (Abbildung 73).

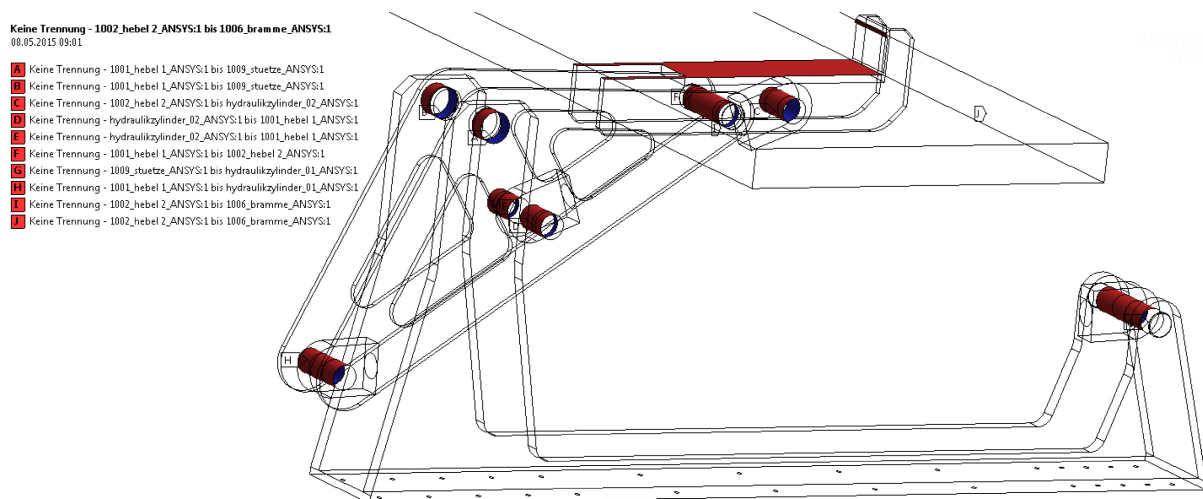


Abbildung 73: Kontakte zwischen den einzelnen Bauteilen

Die Konstruktion enthält folgende Kontaktstellen:

(1) Stütze/Arm I

Arm I ist in der Stütze drehbar gelagert. Die Kontaktflächen der Lagerung werden mit dem Kontakt „Keine Trennung“ verbunden. Mit „Keine Trennung“ können bei ANSYS Flächen zueinander beweglich verbunden werden.

(2) Arm I/Arm II

Arm II ist in Arm I drehbar gelagert und die Kontaktflächen der Lagerung werden ebenfalls durch den Kontakt „Keine Trennung“ verbunden.

(3) Arm II/Bramme

Die Unterseite der Bramme wird an der Oberseite von Arm II durch „Keine Trennung“ befestigt. Damit die Bramme in ihrer Querrichtung fixiert ist, wird deren Seitenfläche mit der Nase von Arm II mittels „Keine Trennung“ verbunden. Da Brammen in der Realität stark von ihrer idealen Form abweichen, kann es vorkommen, dass sie mit Arm II keinen vollständigen Flächenkontakt sondern nur Linienberührung haben. In der Berechnung wird das berücksichtigt, indem die Bramme nur mit einer sehr kleinen Fläche (annähernd Linienberührung) auf der Oberkante der Nase aufliegt.

(4) Lagerungen der Hydraulikzylinder

Die Hydraulikzylinder von Arm I und II werden der Einfachheit halber durch Stangen ersetzt. Die Kontaktflächen von deren Lagerungen werden mit „Keine Trennung“ verbunden.

Als nächstes müssen die Lagerungen und die auf die Konstruktion angreifenden Kräfte definiert werden (Abbildung 74). Die Konstruktion wird durch die Gewichtskraft der Bramme (30 Tonnen) und durch ihr Eigengewicht belastet. Um eine seitliche Verschiebung von Arm I und II sowie der Stangen zu vermeiden, werden die Seitenflächen dieser Bauteile durch eine „Reibungsfreie Lagerung“ versehen. Mit

„Reibungsfreie Lagerung“ ist es in ANSYS möglich, Flächen von Bauteilen in einer Ebene verschiebbar zu lagern.

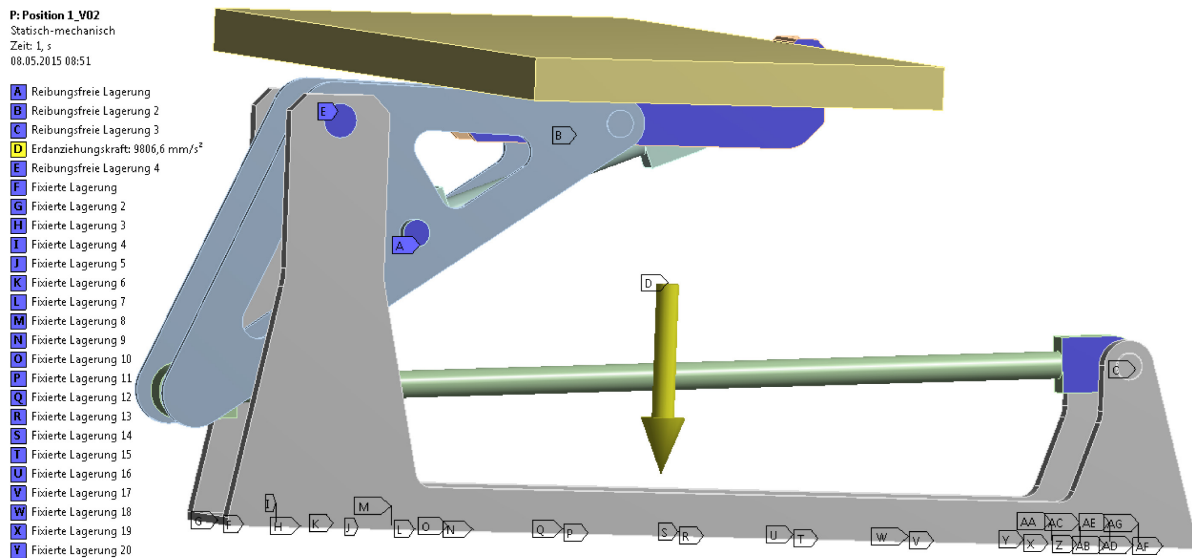


Abbildung 74: Lagerungen und Kräfte

Die Grundplatte des Brammenwenders wird mit dem Fundament verschraubt. Um dies in der Berechnung darzustellen, werden die Querschnittflächen der einzelnen Schrauben mit einer „Fixierten Lagerung“ versehen (Abbildung 74 und 75).

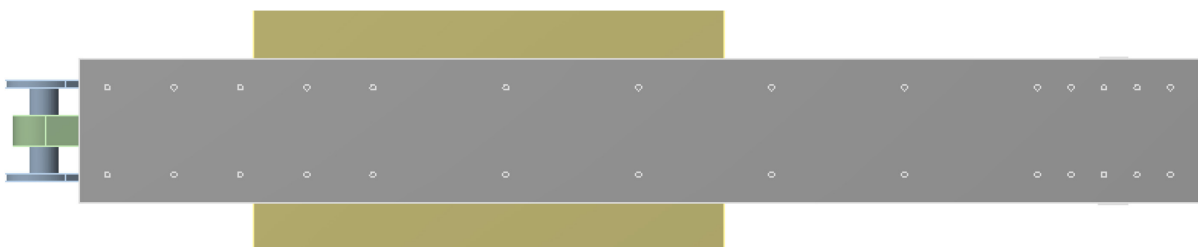


Abbildung 75: Ansicht von Unten mit den Querschnittsflächen der Schrauben

Die Vernetzung der Bauteile Arm I und II erfolgt durch ein Netz mit der Elementgröße 20 mm. Das Netz der Grundplatte weist eine Elementgröße von 30 mm auf. Für die Stangen, welche bei der Berechnung die Hydraulikzylinder ersetzen, wird ein Netz mit der Elementgröße 200 mm verwendet und für die Bramme eines mit 500 mm.

Nun sind alle Randbedingungen definiert um die Konstruktion in den oben beschriebenen Positionen berechnen zu können. Nachfolgend werden die Ergebnisse dieser Berechnung präsentiert.

## 10.2. Berechnung der Konstruktion in Position 1

Nachfolgend werden die Gesamtverformungen sowie die Größe und die Verteilung der Vergleichsspannungen in den einzelnen Bauteilen des Brammenwenders in Position 1 gezeigt.

### 10.2.1. Gesamtverformung des Brammenwenders

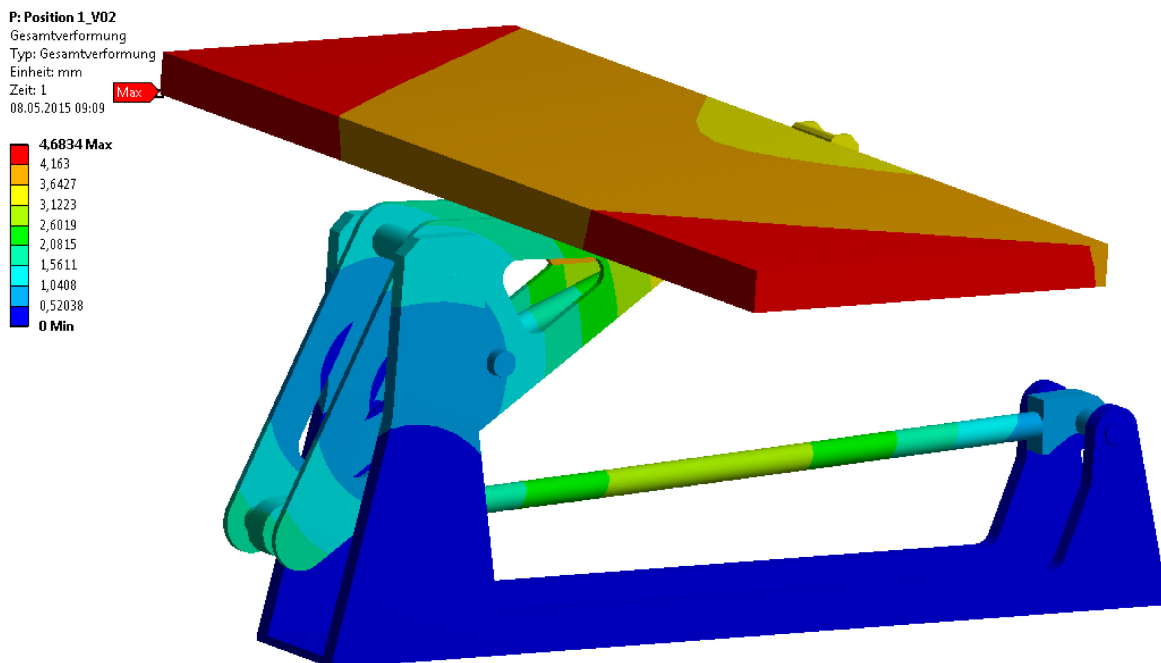


Abbildung 76: Gesamtverformung des Brammenwenders

Wie in Abbildung 76 ersichtlich befinden sich die roten Bereiche und das Maximum der Verformung an den beiden Stirnflächen der Bramme. Das Maximum der Gesamtverformung beträgt rund 5 mm und befindet sich im tolerierbaren Bereich.

### 10.2.2. Vergleichsspannungen Grundplatte

Als nächstes werden die Vergleichsspannungen in der Grundplatte untersucht. Das Spannungsmaximum mit  $272,4 \text{ N/mm}^2$  befindet sich an der Unterseite der

Grundplatte in einer der Schraubverbindungen (Abbildung 77 und 78). Aufgrund der Größe des Spannungsmaximums muss überprüft werden, ob die Schraubenverbindung diese Belastungen aufnehmen kann. Die restlichen Querschnitte der Grundplatte weisen Spannungswerte weit unter der zulässigen Spannung von 170 N/mm<sup>2</sup> auf.

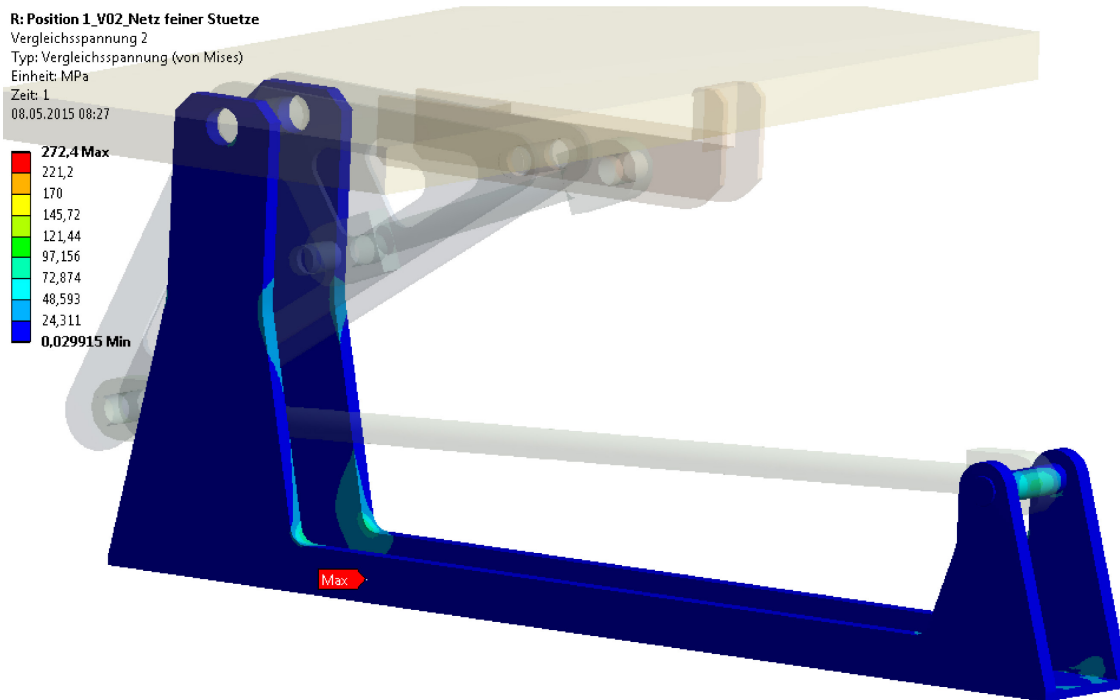


Abbildung 77: Vergleichsspannungen Grundplatte

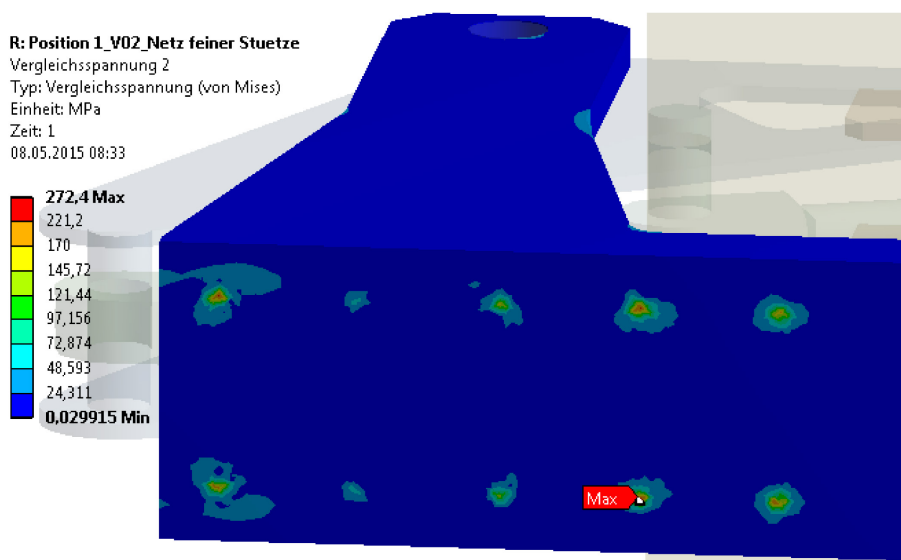


Abbildung 78: Detail Vergleichsspannung

Nachfolgend werden die Kräfte in den Schrauben für die Überprüfung der Schraubenverbindungen ermittelt (Abbildung 79).

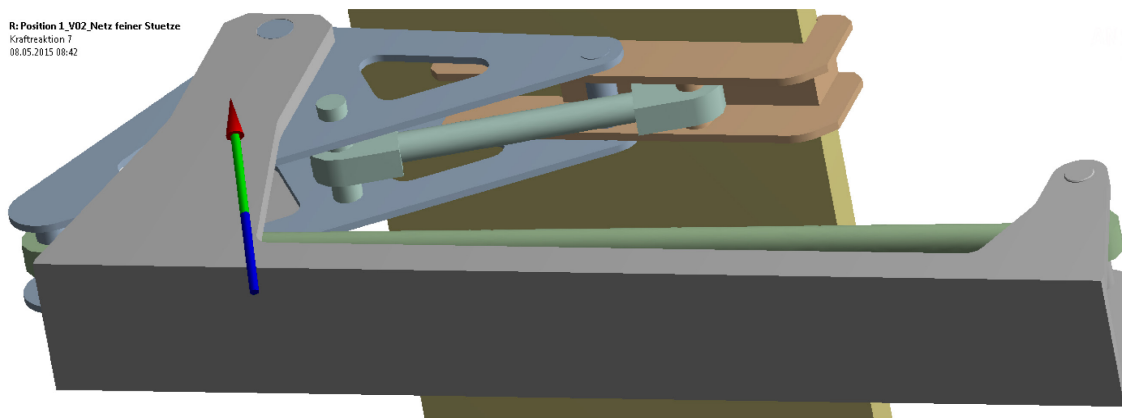


Abbildung 79: Kräfte in den Schraubenverbindungen

Die maximale Zugkraft in den Schrauben beträgt 200 kN. Bei Verwendung von Schrauben mit dem Durchmesser M30 und einer Betriebskraft von 200 kN beträgt die Sicherheit gegen Versagen  $s = 2,67$  (Ermittelt durch Schraubenberechnungsprogramm der Primetals Technologies Austria GmbH, siehe Anhang S. XXII-XXIII). Aufgrund dieser Sicherheit kann davon ausgegangen werden, dass die Schraubverbindung den auftretenden Belastungen standhält.

### 10.2.3. Vergleichsspannungen Arm I

Wie zuvor bei der Grundplatte werden auch die Vergleichsspannungen in Arm I untersucht. In Abbildung 80 sind die Größe und die Verteilung der Vergleichsspannungen zu sehen. Das Maximum der Spannung beträgt  $62,8 \text{ N/mm}^2$  und befindet sich im Bolzen für die Lagerung des Hydraulikzylinders. Sowohl das Spannungsmaximum als auch alle anderen Vergleichsspannungen in Arm I befinden sich unter der zulässigen Spannung von  $170 \text{ N/mm}^2$ .



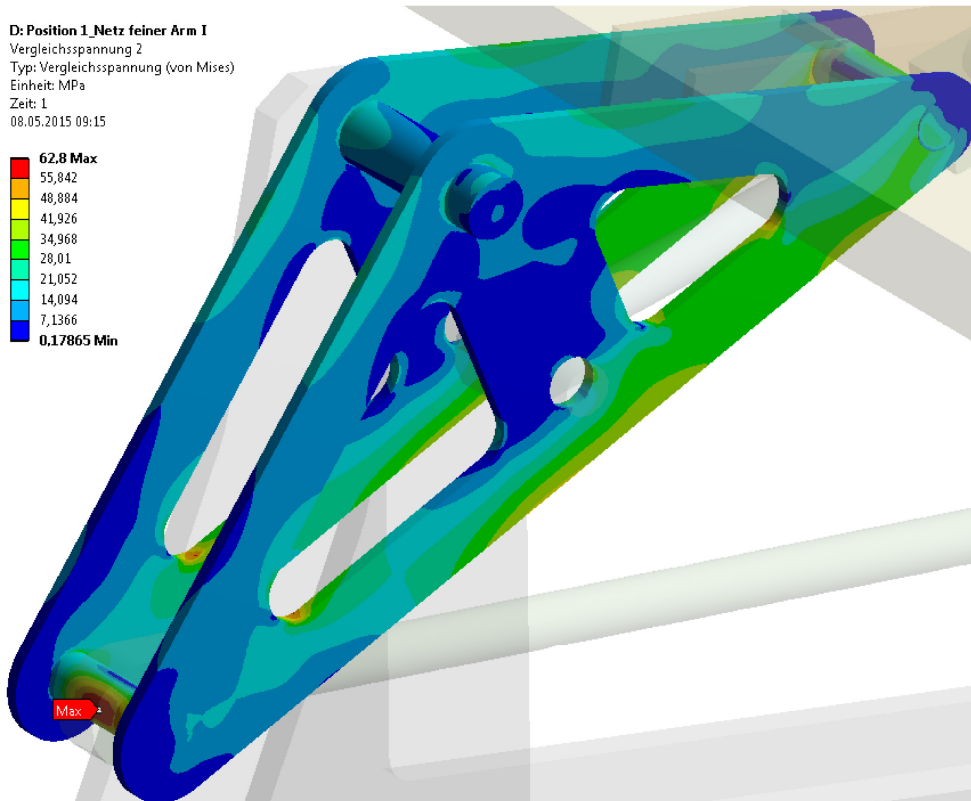


Abbildung 80: Vergleichsspannungen Arm I

### 10.2.4. Vergleichsspannungen Arm II

Als nächstes sind in Abbildung 81 die Vergleichsspannungen in Arm II zu sehen.

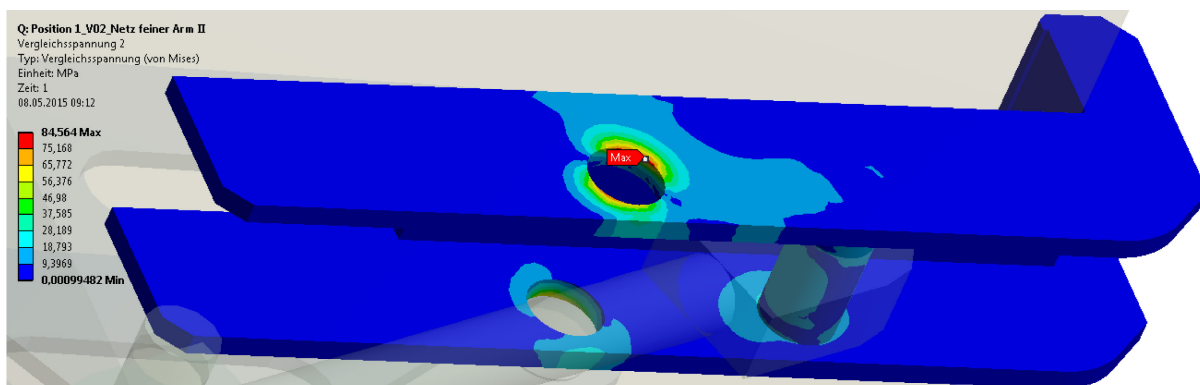


Abbildung 81: Vergleichsspannungen Arm II

Das Spannungsmaximum von 84,6 N/mm<sup>2</sup> befindet sich in der Lagerung des Arms und liegt unter der zulässigen Spannung von 170 N/mm<sup>2</sup>.

### 10.3. Berechnung der Konstruktion in Position 2

Als nächstes werden die Gesamtverformungen sowie die Größe und Verteilung der Spannungen in den Bauteilen des Brammenwenders in Position 2 untersucht.

#### 10.3.1. Gesamtverformung des Brammenwenders

In dieser Position erreicht die Gesamtverformung des Brammenwenders einen Maximalwert von 5 mm an der unteren Kante der Bramme und an der Nase von Arm II (Abbildung 82). Dieser Wert der Verformung liegt im tolerierbaren Bereich.

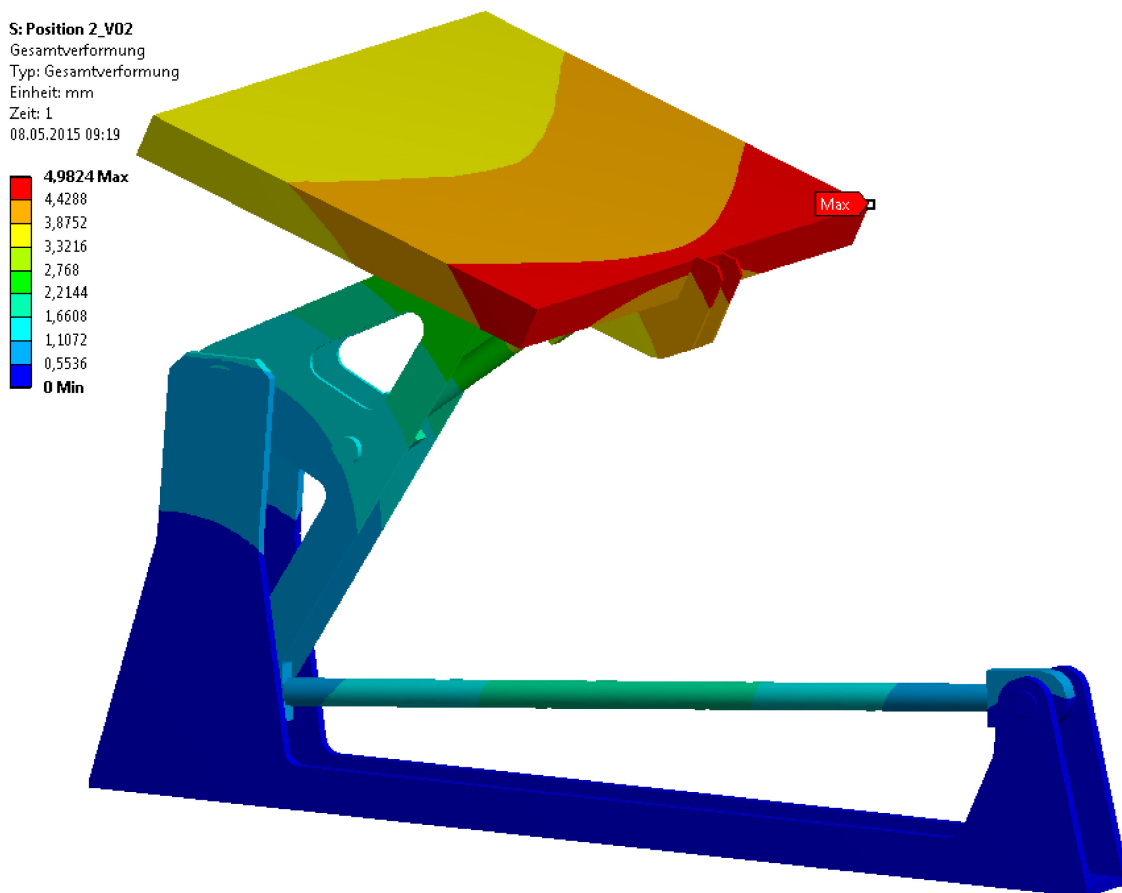


Abbildung 82: Gesamtverformung des Brammenwenders

#### 10.3.2. Vergleichsspannungen Grundplatte

Die Untersuchung der Vergleichsspannungen ergibt einen Maximalwert von 238,6 N/mm<sup>2</sup> in einer der Schraubenverbindungen (Abbildung 83 und 84). Da dieser Spannungswert unter dem in Kapitel 10.2.2 für Position 1 ermittelten Wert von

272,4 N/mm<sup>2</sup> liegt, wird davon ausgegangen, dass die Schraubenverbindung auch in Position 2 den auftretenden Belastungen standhält. In den anderen Querschnitten liegen die Spannungen weit unter dem zulässigen Wert von 170 N/mm<sup>2</sup>.

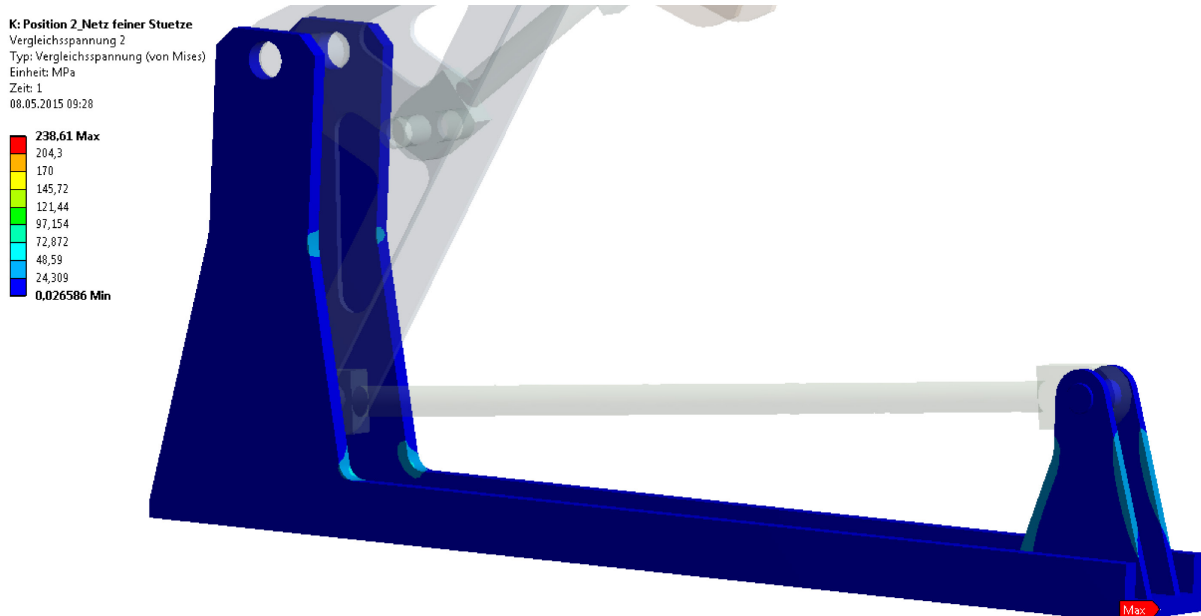


Abbildung 83: Vergleichsspannungen Grundplatte

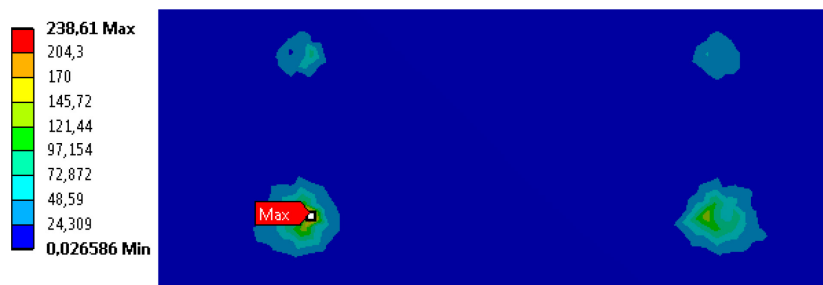


Abbildung 84: Detail Vergleichsspannung

### 10.3.3. Vergleichsspannungen Arm I

In Abbildung 85 ist die Größe und Verteilung der Vergleichsspannungen in Arm I ersichtlich. Das Maximum von 54,5 N/mm<sup>2</sup> erreichen die Spannungen in den Seitenteilen des Arms. Die Spannungen liegen in allen Querschnitten unter den zulässigen 170 N/mm<sup>2</sup>.

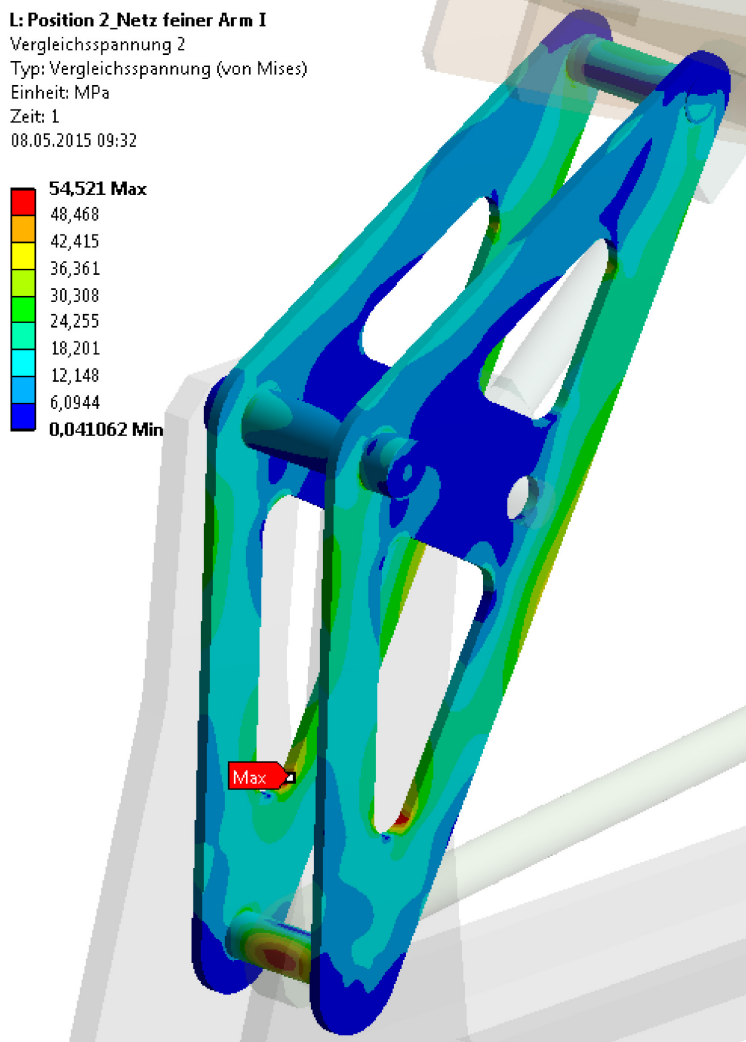


Abbildung 85: Vergleichsspannungen Arm I

#### 10.3.4. Vergleichsspannungen Arm II

In Position 2 muss die Nase von Arm II die Bramme in ihrer Position halten. Dadurch ergeben sich in der Nase mit dem Maximum von  $91,3 \text{ N/mm}^2$  die höchsten Spannungen (Abbildung 86). Die Vergleichsspannungen in Arm II befindet sich alle unter der zulässigen Spannung von  $170 \text{ N/mm}^2$ .

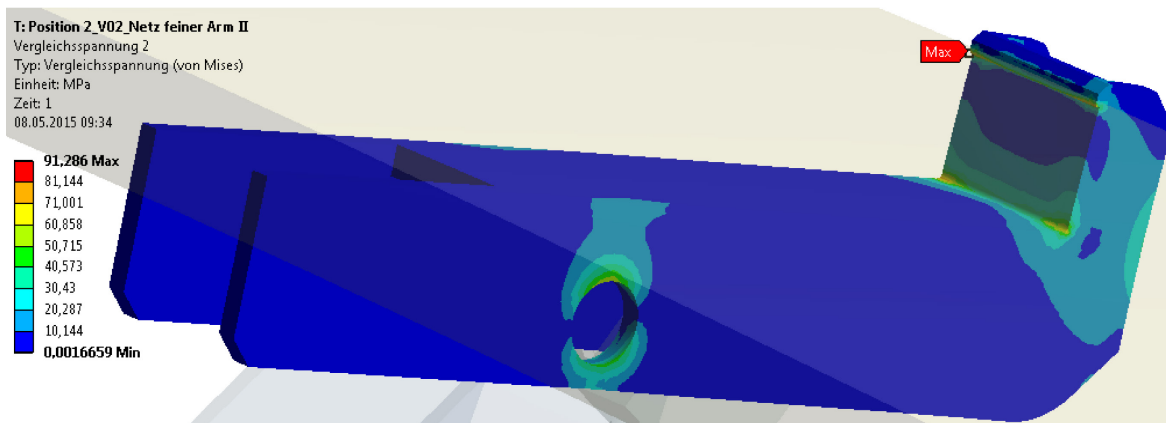


Abbildung 86: Vergleichsspannungen Arm II

### 10.4. Berechnung der Konstruktion in Position 3

Zum Schluss werden die Gesamtverformungen sowie die Größe und Verteilung der Spannungen in den Bauteilen des Brammenwenders in der dritten Position berechnet.

#### 10.4.1. Gesamtverformung des Brammenwenders

Die Gesamtverformung beträgt in dieser Position maximal 9,3 mm und befindet sich an der oberen Seitenfläche der Bramme. Dieses Maß der Verformung ist im akzeptablen Bereich.

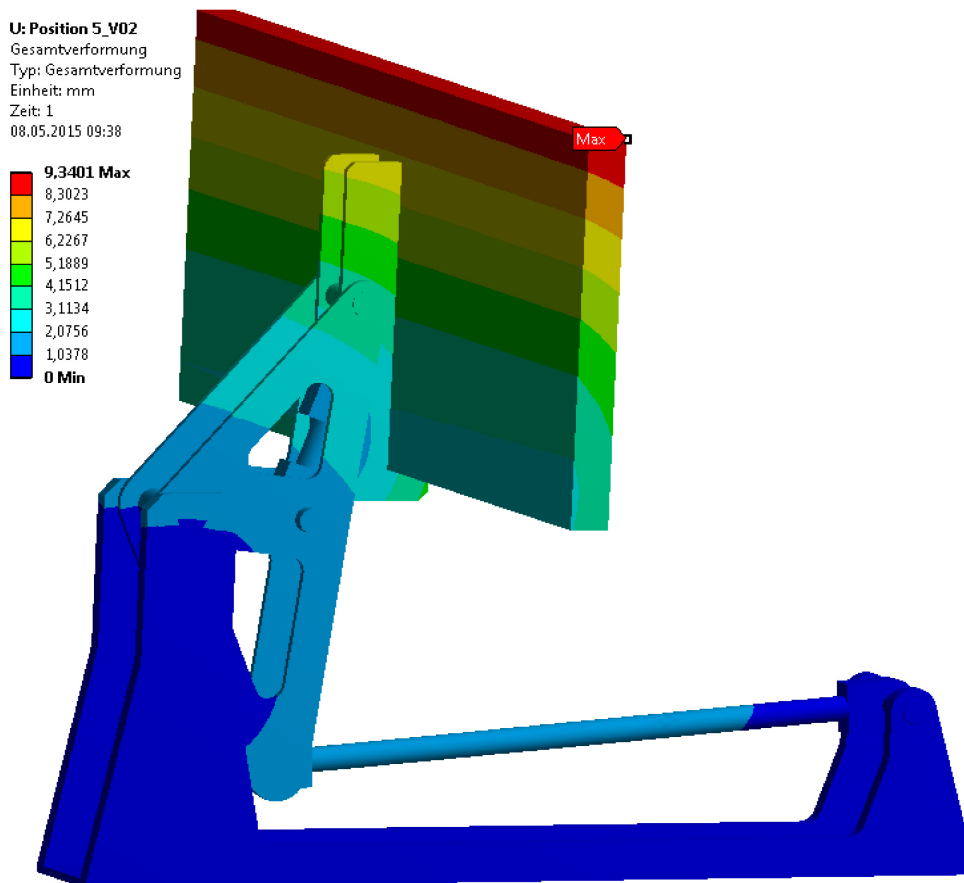


Abbildung 87: Gesamtverformung des Brammenwenders

#### 10.4.2. Vergleichsspannungen Grundplatte

Die Ermittlung der Vergleichsspannungen in der Grundplatte ergibt, wie bereits bei den Positionen 1 und 2, ein Spannungsmaximum in einer der Schraubverbindungen (Abbildung 88 und 89). Mit einem Wert von  $255,2 \text{ N/mm}^2$  liegt dieses Maximum unter dem in Kapitel 10.2.2 für Position 1 ermittelten Wert von  $272,4 \text{ N/mm}^2$ . Aufgrund dieser Erkenntnis wird davon ausgegangen, dass diese Schraubverbindung auch in Position 3 den auftretenden Beanspruchungen gewachsen ist. In den anderen Bereichen der Grundplatte befinden sich die Vergleichsspannungen weit unter dem zulässigen Wert von  $170 \text{ N/mm}^2$ .

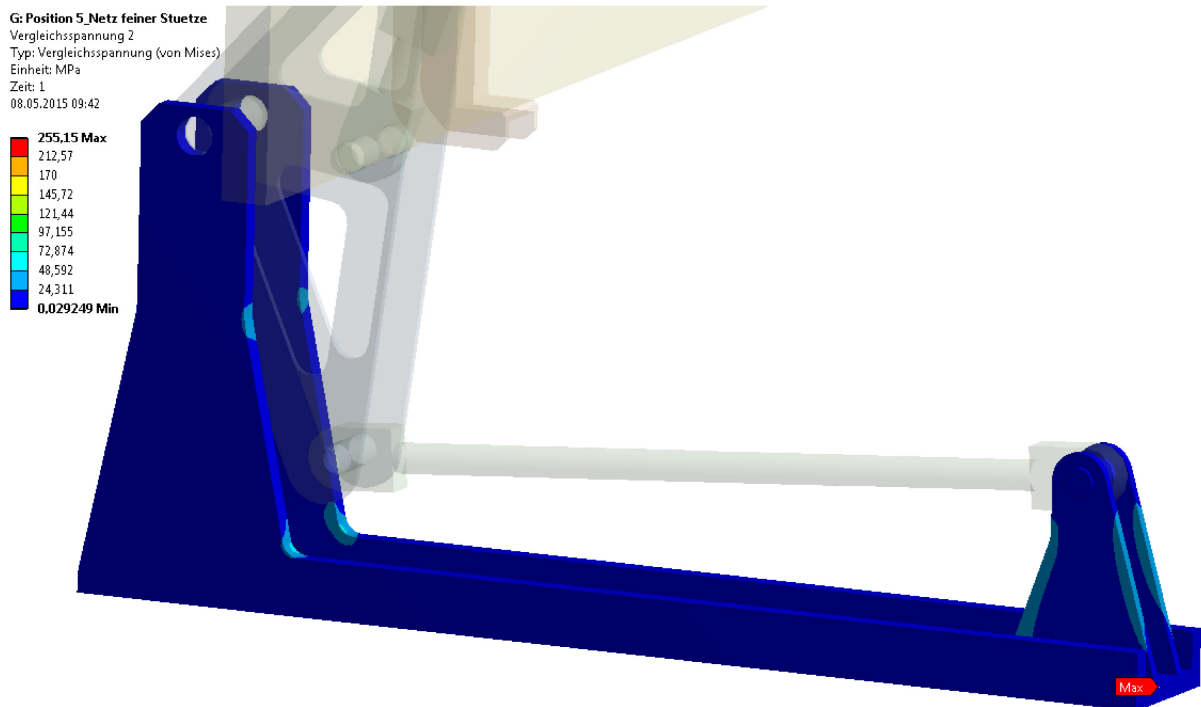


Abbildung 88: Vergleichsspannungen Grundplatte

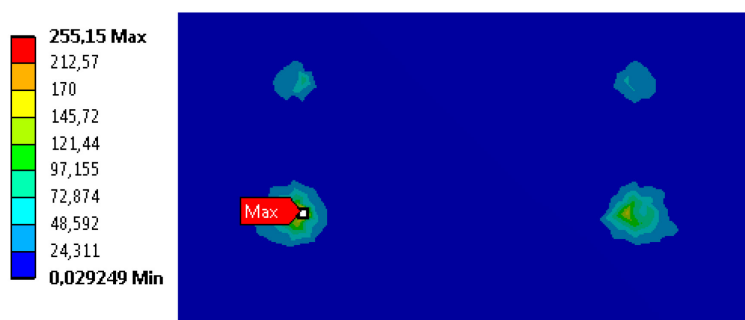


Abbildung 89: Detail Vergleichsspannung

### 10.4.3. Vergleichsspannungen Arm I

Bei Arm I erreichen die Vergleichsspannungen in der Lagerung des Hydraulikzylinders für Arm II ihren Maximalwert von  $75,4 \text{ N/mm}^2$  (Abbildung 90). Hier und in den anderen Querschnitten des Arms liegen die auftretenden Spannungen unter den erlaubten  $170 \text{ N/mm}^2$ .

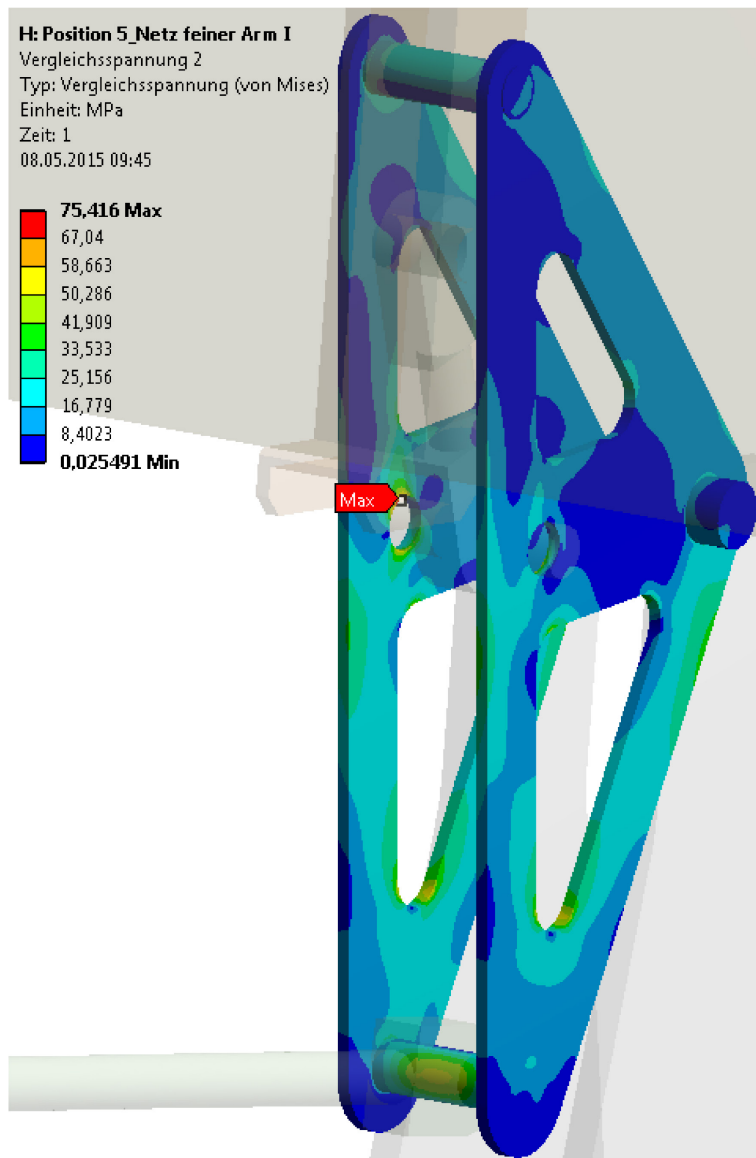


Abbildung 90: Vergleichsspannungen Arm I

#### 10.4.4. Vergleichsspannungen Arm II

Da die gesamte Gewichtskraft der Bramme auf der Nase von Arm II lastet, wird dieser in der dritten Position am stärksten beansprucht. Die Spannungen erreichen im Bereich der Nase ihren Maximalwert von  $267,1 \text{ N/mm}^2$ , was über den zulässigen  $170 \text{ N/mm}^2$  liegt. Bei näherer Betrachtung der Spannungsverteilung ist zu erkennen, dass sich das Maximum an der Kante der Nase befindet und nicht im Bauteil. Die Spannungen im Bauteil befinden sich in allen Querschnitten unter den tolerierten  $170 \text{ N/mm}^2$ .



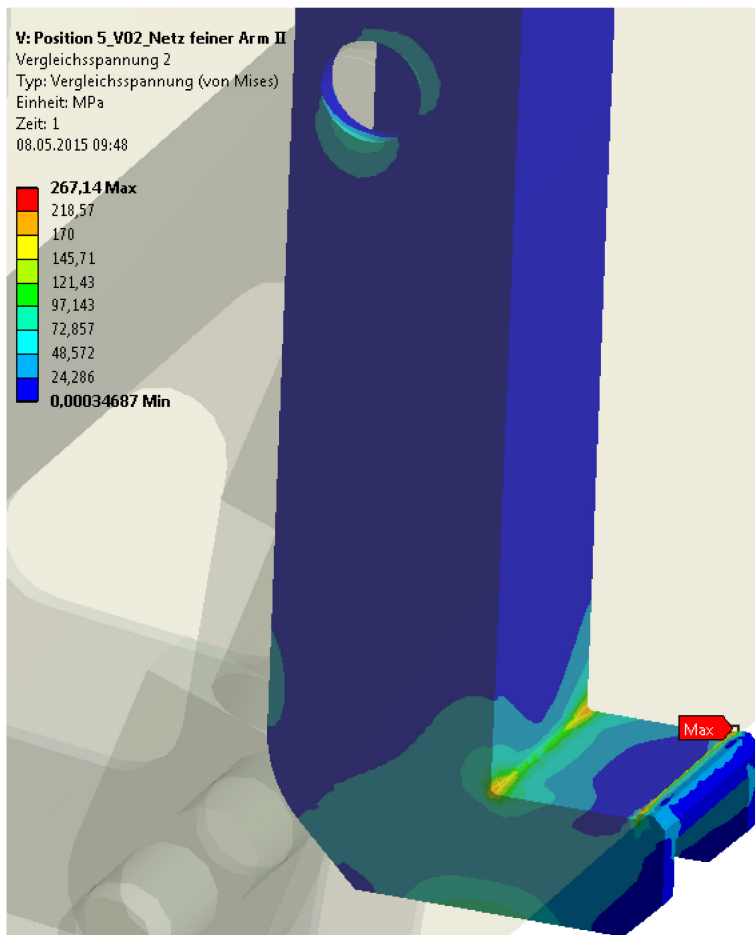


Abbildung 91: Vergleichsspannung Arm II

## 10.5. Resümee

Die in diesem Kapitel durchgeführte FEM-Berechnung der Konstruktion durch das Programm ANSYS hat ergeben, dass der Brammenwender in den drei untersuchten Positionen des Wendevorgangs den auftretenden Belastungen standhält. Da die Spannungen in einigen Querschnitten von Grundplatte, Arm I und II weit unter dem zulässigen Grenzwert von  $170 \text{ N/mm}^2$  liegen, gibt es in diesen Bereichen Potential für Gewichtsoptimierung.

## 11. Schluss

Das Ziel der Arbeit ist, einen In-Line-Brammenwender für Stranggussanlagen zu entwickeln. Durch Ermitteln des technischen Ist-Standes und einer Patent- und Literaturrecherche über bestehende Brammenwendesysteme konnte der momentane Stand der Technik erfasst werden. Das Ergebnis dieser Recherche ist, dass es am Markt bereits einige Systeme zum Wenden von Brammen gibt, die aber nicht für den In-Line-Betrieb geeignet sind.

Die an den zu entwickelnden In-Line-Brammenwender gestellten Anforderungen sind das oberflächenschonende Wenden von Brammen mit Abmaßen von 12000 x 2500 x 250 mm und einem Gewicht von maximal 60 Tonnen sowie Brammentemperaturen bis 900 °C. Des Weiteren soll ein modularer Aufbau des Systems angestrebt werden.

Durch einen Ideenfindungsprozess konnten vier Konzepte generiert werden, welche durch eine technische Analyse auf deren Machbarkeit überprüft werden. Im Zuge dieser Analyse stellte sich Konzept Nr. 4 als bevorzugte Lösung heraus. Gründe sind zum einen die mögliche technische Realisierbarkeit und zum anderen der einfache technische Aufbau durch die direkte Ansteuerung von Arm II mittels Hydraulikzylinder.

Weiterführend wird auf den Aufbau des vierten Konzeptes und im Speziellen auf den Aufbau einer Wendeeinheit eingegangen. Des Weiteren werden Lösungen für die Energiezufuhr der Hydraulikzylinder sowie Maßnahmen zum Schutz der Hydraulikkomponenten gegen Hitze, Schmutz und Beschädigungen erarbeitet.

Eine Anforderung an den Brammenwender ist unter anderem, Brammen mit Längen von vier bis maximal zwölf Metern zu wenden. Zwischen diesen vier bis zwölf Metern ist jede beliebige Brammenlänge möglich. Der Brammenüberstand von der Außenkante der Wendearme soll dabei nicht mehr als 25 % von der Brammenlänge betragen. Durch eine Untersuchung der Brammenüberstände bei unterschiedlichen

Anordnungen der Wendearme sowie verschiedenen Positionierungen der Bramme wurde die optimalste Lösung ermittelt.

Die Zeit für die Durchführung eines Brammenwendevorgangs ist durch die Gießgeschwindigkeit von 2 m/min begrenzt. Bei der kürzesten Bramme von vier Metern bleiben gerade einmal zwei Minuten Zeit für den Wendevorgang. Der Ermittlung der Dauer eines Wendevorgangs und die daraus resultierenden Geschwindigkeiten der Hydraulikzylinder wurde ein eigenes Kapitel gewidmet.

Abschließend wird an der Konstruktion des In-Line-Brammenwenders eine FEM-Berechnung durchgeführt. Ziel der Berechnung ist die Untersuchung der Verformungen, sowie Größe und Verteilung der Spannungen in den Bauteilen des Brammenwenders unter Belastung durch das Brammengewicht und dem Eigengewicht der Konstruktion in drei Positionen des Wendevorgangs. Ergebnis dieser Berechnung ist, dass der Brammenwender allen auftretenden Belastungen während des Wendevorgangs standhält.

Durch die vielseitige Untersuchung der aufgetretenen Problemstellungen und die Lösung dieser entstand ein In-Line-Brammenwender, der zum einen Brammen mit Längen von vier bis maximal zwölf Metern und einem Gewicht von bis zu 60 Tonnen wenden kann und zum anderen durch die Unterteilung der Konstruktion in einzelne Wendeeinheiten über einen modularen Aufbau verfügt, und somit den gestellten Anforderungen gerecht wird.

## 12. Literaturverzeichnis

Hausleithner W.: 3i Verbesserungsvorschlag, INLINE BRAMMENWENDER, Primetals Technologies Austria GmbH, 14.02.2013

Heyl & Patterson Inc.: Railcar Dumper Unloaders, [http://www.heylpatterson.com/railcar\\_unloaders.aspx](http://www.heylpatterson.com/railcar_unloaders.aspx), (26.05.2015)

KOCH H&K Industrieanlagen GmbH: Dillinger Hütte: Neuer Brammenwender erfolgreich in Betrieb genommen, <http://www.koch-hk.com/de/news/670.php>, (21.05.2015)

Muhs, D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung Berechnung Gestaltung, 16. Aufl., Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, 2003

Muhs, D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, Tabellen, 16. Aufl., Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, 2003

Patent EP 2623222A1: Kettenbrammenwender, Waltenberger F., 07.08.2013

Patent US 2915199: Slab Turning Apparatus, Evans F. H., 01.12.1959

Patent US 5169275: Automatic Slab Turner, Kratz M., 08.12.1992

Seybold, R.: Hochdruckschleifen von Halbzeugen in der Stahlindustrie, September 2002, <http://www.evertz-group.com/en/news/press-reports/news-detail/opt/nc/news/183/33/b031f5e2bf/>, (21.05.2015)

TMT spol. sr.o. Chrudim: The Drum Turning Device of Moulds, 14.11.2013, <http://tmt.cz/en/the-drum-turning-device-of-moulds2>, (26.05.2015)

TRUNINGER AG: Brammenwender, Sanftes Wenden von Brammen, [http://www.truninger.com/t3\\_www11/fileadmin/Application\\_notes/MK0078DE.pdf](http://www.truninger.com/t3_www11/fileadmin/Application_notes/MK0078DE.pdf), (21.05.2015)

Winkler, A.: H&K Industrieanlagen: Neuer Brammenwender für die Dillinger Hütte, Walzwerktechnik: Neue Anlage beschleunigt das Handling der Brammen, 24.08.2012, [http://www.news4press.com/HK-Industrieanlagen-Neuer-Brammenw\\_682626.html](http://www.news4press.com/HK-Industrieanlagen-Neuer-Brammenw_682626.html), (21.05.2015)

## 13. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Grundriss eines Brammenwenders .....	3
Abbildung 2: Schnitt durch einen Brammenwender .....	3
Abbildung 3: Auflegen der Bramme .....	4
Abbildung 4: Start des Wendevorgangs .....	5
Abbildung 5: Übergabe der Bramme an die linken Arme .....	5
Abbildung 6: Abschluss des Wendevorgangs .....	6
Abbildung 7: Brammenwender KOCH H&K Industrieanlagen .....	10
Abbildung 8: Entstapeln einer Bramme .....	10
Abbildung 9: Magnetisches Wenden einer Bramme .....	11
Abbildung 10: Schnittansicht vom Slab Turning Apparat .....	12
Abbildung 11: Ablauf eines Wendevorgangs .....	13
Abbildung 12: Brammenwender .....	14
Abbildung 13: Transferwagen .....	15
Abbildung 14: Seitenansicht mit Transferwagen und Brammenwender in Ausgangsposition .....	16
Abbildung 15: Seitenansicht mit Übergabe der Bramme von Brammenwender auf Transferwagen .....	16
Abbildung 16: Aufriss eines Kettenbrammenwenders .....	19
Abbildung 17: Grundriss des Kettenbrammenwenders aus Abbildung 16 .....	19
Abbildung 18: Ablauf eines Wendevorgangs (1) .....	20
Abbildung 19: Ablauf eines Wendevorgangs (2) .....	21
Abbildung 20: Ablauf eines Wendevorgangs (3) .....	21
Abbildung 21: Schema einer Drehentladeanlage für Waggons .....	22
Abbildung 22: Schematische Darstellung einer Trommeldrehvorrichtung .....	23
Abbildung 23: Konzept Nr. 2 .....	27
Abbildung 24: Schnittansicht von Konzept Nr. 2 .....	28
Abbildung 25: Ausgangsposition .....	29
Abbildung 26: Position 1 .....	29

Abbildung 27: Position 2 .....	30
Abbildung 28: Position 3 .....	30
Abbildung 29: Position 4 .....	31
Abbildung 30: Position 5 .....	31
Abbildung 31: Position 6 .....	32
Abbildung 32: Endposition.....	32
Abbildung 33: Konzept Nr. 3.....	33
Abbildung 34: Schnittansicht von Konzept Nr. 3 .....	34
Abbildung 35: Ausgangsposition.....	35
Abbildung 36: Position 1 .....	35
Abbildung 37: Position 2 .....	36
Abbildung 38: Position 3 .....	36
Abbildung 39: Position 4 .....	37
Abbildung 40: Position 5 .....	37
Abbildung 41: Position 6 .....	38
Abbildung 42: Endposition.....	38
Abbildung 43: Konzept Nr. 4.....	39
Abbildung 44: Schnittansicht von Konzept Nr. 4 .....	40
Abbildung 45: Ausgangsposition.....	41
Abbildung 46: Position 1 .....	41
Abbildung 47: Position 2 .....	42
Abbildung 48: Position 3 .....	42
Abbildung 49: Position 4 .....	43
Abbildung 50: Position 5 .....	43
Abbildung 51: Position 6 .....	44
Abbildung 52: Endposition.....	44
Abbildung 53: Vertikale Stellung der Bramme .....	48
Abbildung 54: Angreifende Kräfte an den Steuerungsstangen .....	50
Abbildung 55: Angreifende Kräfte am Hydraulikzylinder von Arm II .....	51
Abbildung 56: Kräfte in vertikaler Position der Bramme .....	52

Abbildung 57: Kräfte in horizontaler Position der Bramme .....	53
Abbildung 58: Grundriss von Konzept Nr. 4 .....	55
Abbildung 59: Wendeeinheit .....	56
Abbildung 60: Schnitt durch eine Wendeeinheit .....	57
Abbildung 61: Wendeeinheit mit Hydraulikleitungen.....	59
Abbildung 62: Hydraulikzylinder Arm II mit Hydraulikleitungen.....	60
Abbildung 63: Verlauf der Hydraulikleitungen in Ausgangsposition der Wendearme	61
Abbildung 64: Verlauf der Hydraulikleitungen in der oberen Endposition der Wendearme .....	61
Abbildung 65: Symmetrische Anordnung aller Wendearme.....	64
Abbildung 66: zwei Arme symmetrisch angeordnet, Bramme auf Anschlag fahren und wenden .....	66
Abbildung 67: zwei Arme symmetrisch angeordnet, Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden .....	67
Abbildung 68: alle Wendearme in Reihe angeordnet, auf Anschlag fahren und wenden .....	68
Abbildung 69: alle Arme in Reihe angeordnet, Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden .....	69
Abbildung 70: Position 1 .....	74
Abbildung 71: Position2.....	75
Abbildung 72: Position 3 .....	75
Abbildung 73: Kontakte zwischen den einzelnen Bauteilen .....	76
Abbildung 74: Lagerungen und Kräfte.....	78
Abbildung 75: Ansicht von Unten mit den Querschnittsflächen der Schrauben .....	78
Abbildung 76: Gesamtverformung des Brammenwenders.....	79
Abbildung 77: Vergleichsspannungen Grundplatte.....	80
Abbildung 78: Detail Vergleichsspannung.....	80
Abbildung 79: Kräfte in den Schraubenverbindungen .....	81
Abbildung 80: Vergleichsspannungen Arm I.....	82
Abbildung 81: Vergleichsspannungen Arm II.....	82



Abbildung 82: Gesamtverformung des Brammenwenders.....	83
Abbildung 83: Vergleichsspannungen Grundplatte.....	84
Abbildung 84: Detail Vergleichsspannung.....	84
Abbildung 85: Vergleichsspannungen Arm I.....	85
Abbildung 86: Vergleichsspannungen Arm II.....	86
Abbildung 87: Gesamtverformung des Brammenwenders.....	87
Abbildung 88: Vergleichsspannungen Grundplatte.....	88
Abbildung 89: Detail Vergleichsspannung.....	88
Abbildung 90: Vergleichsspannungen Arm I.....	89
Abbildung 91: Vergleichsspannung Arm II.....	90

## 14. Tabellenverzeichnis

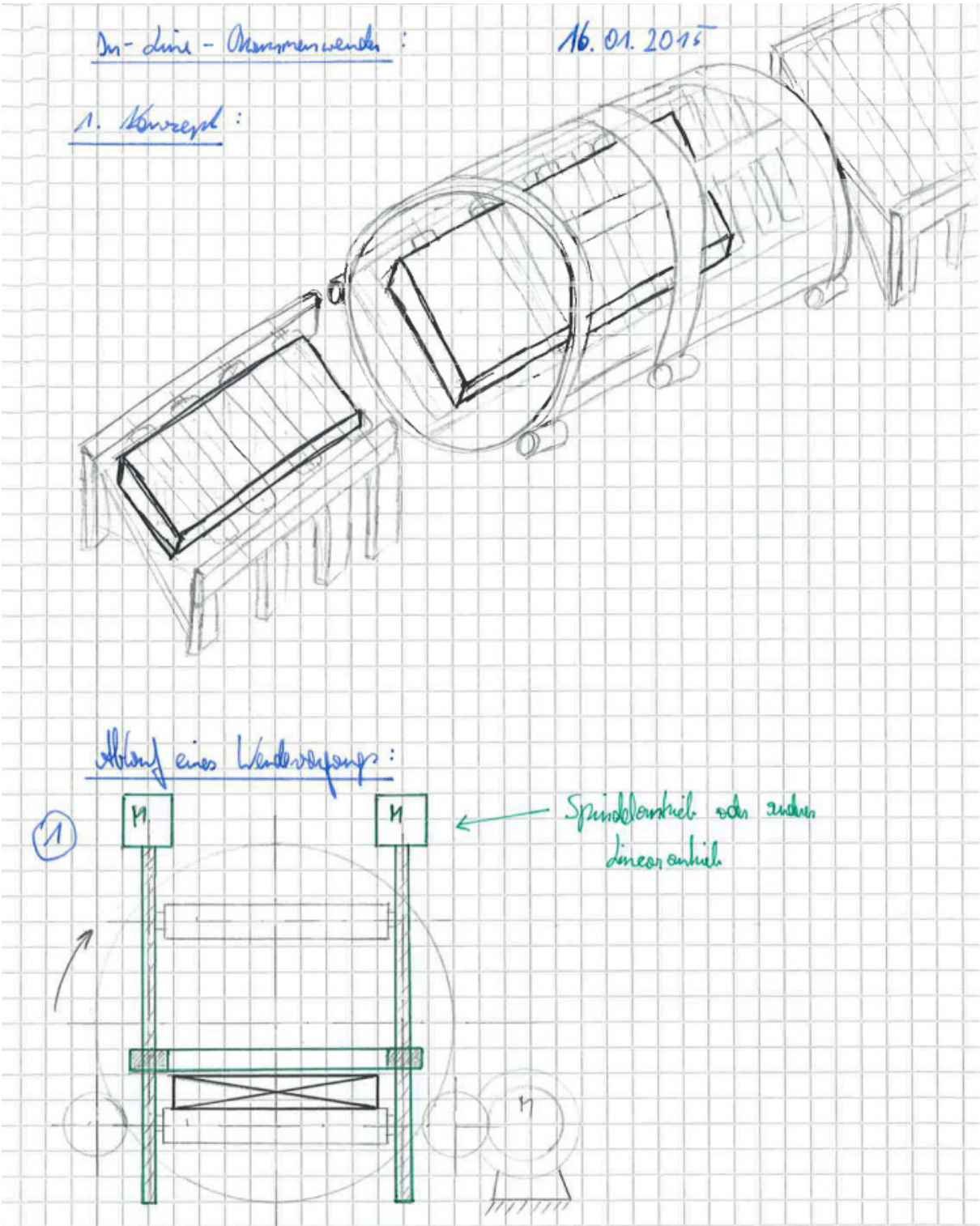
Tabelle 1: Gegenüberstellung der Konzepte .....	45
Tabelle 2: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände .....	65
Tabelle 3: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände .....	66
Tabelle 4: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände .....	67
Tabelle 5: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände .....	69
Tabelle 6: Häufigkeit Bereiche maximaler Brammenüberstände .....	70
Tabelle 7: Übersicht Anordnung Wendearme .....	70
Tabelle 8: Summe der Zylinderhübe .....	71
Tabelle 9: Summe der Zylinderhübe / Pausen .....	72

## 15. Anhang

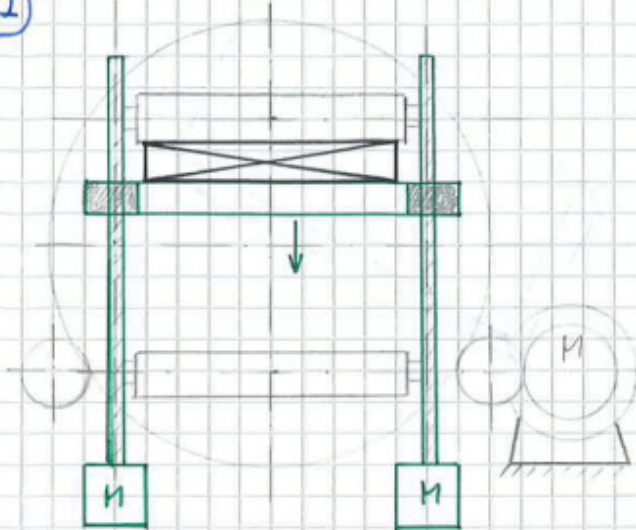
# Inhaltsverzeichnis

1.	Konzept Nr. 1 .....	II
2.	Auslegung Kettentrieb .....	V
2.1.	Berechnung des nötigen Antriebsmoments .....	VI
2.2.	Berechnung der erforderlichen Antriebsleistung .....	VI
2.3.	Gestaltung des Kettenrades .....	VI
2.4.	Kettenauswahl .....	VI
2.5.	Auswahl Getriebemotor .....	VII
3.	Auslegung Stangenantrieb .....	VIII
3.1.	Berechnung Stangenkraft $F_s$ .....	IX
3.2.	Ermittlung des erforderlichen Stangendurchmessers .....	IX
3.3.	Ermittlung der nötigen Zylinderkraft .....	X
3.4.	Auswahl Hydraulikzylinder .....	X
3.5.	Auswahl Gleitlager .....	X
4.	Lagerung Arm I .....	XI
4.1.	Ermittlung des erforderlichen Wellendurchmessers .....	XII
4.2.	Auswahl Gleitlager .....	XIII
5.	Lagerung Arm II .....	XIV
5.1.	Ermittlung des erforderlichen Wellendurchmessers .....	XV
5.2.	Auswahl Gleitlager .....	XV
6.	Auslegung Hydraulikzylinder Arm I .....	XVII
6.1.	Berechnung der nötigen Zylinderkraft .....	XVII
6.2.	Auswahl Hydraulikzylinder .....	XVIII
7.	Auslegung Hydraulikzylinder Arm II .....	XIX
7.1.	Berechnung der nötigen Zylinderkraft .....	XIX
7.1.1.	Bramme in vertikaler Stellung .....	XIX
7.1.2.	Bramme in horizontaler Stellung .....	XX
7.2.	Auswahl Hydraulikzylinder .....	XX
8.	Schraubenberechnungsprogramm .....	XXII
9.	Untersuchung der Brammenüberstände .....	XXIV
9.1.	Symmetrische Anordnung aller Wendearme .....	XXIV
9.2.	Symmetrische Anordnung von zwei Armen pro Seite .....	XXX
9.2.1.	Bramme auf Anschlag fahren und wenden .....	XXX
9.2.2.	Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden .....	XXXVII
9.3.	Anordnung aller Wendearme in Reihe .....	XLIV
9.3.1.	Bramme auf Anschlag fahren und wenden .....	XLIV
9.3.2.	Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden .....	LI
10.	Datenblätter .....	LIX
10.1.	MANNESMANN REXROTH DIN 2433 ISO 6022 .....	LIX
10.2.	SCHAEFFLER Metall-Polymer-Verbundgleitlager Katalog .....	LIX
10.3.	Danfoss Bauer Drehstrom-Getriebemotoren Katalog DG04 .....	LIX

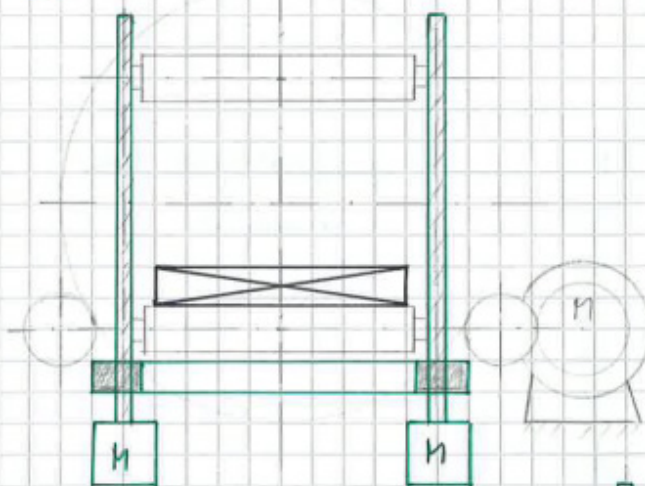
# 1. Konzept Nr. 1



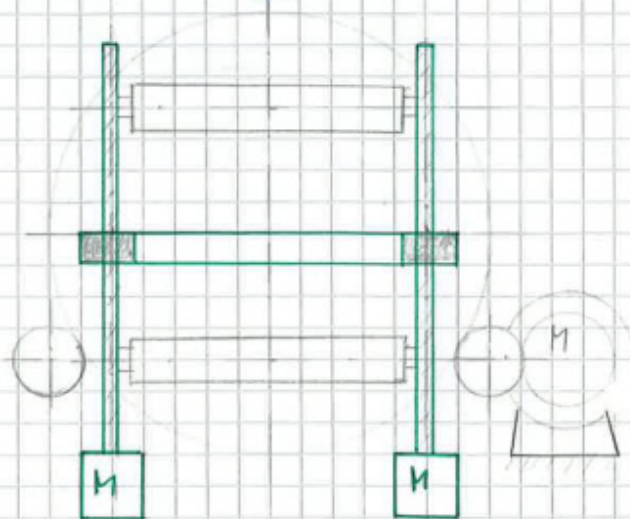
2



3

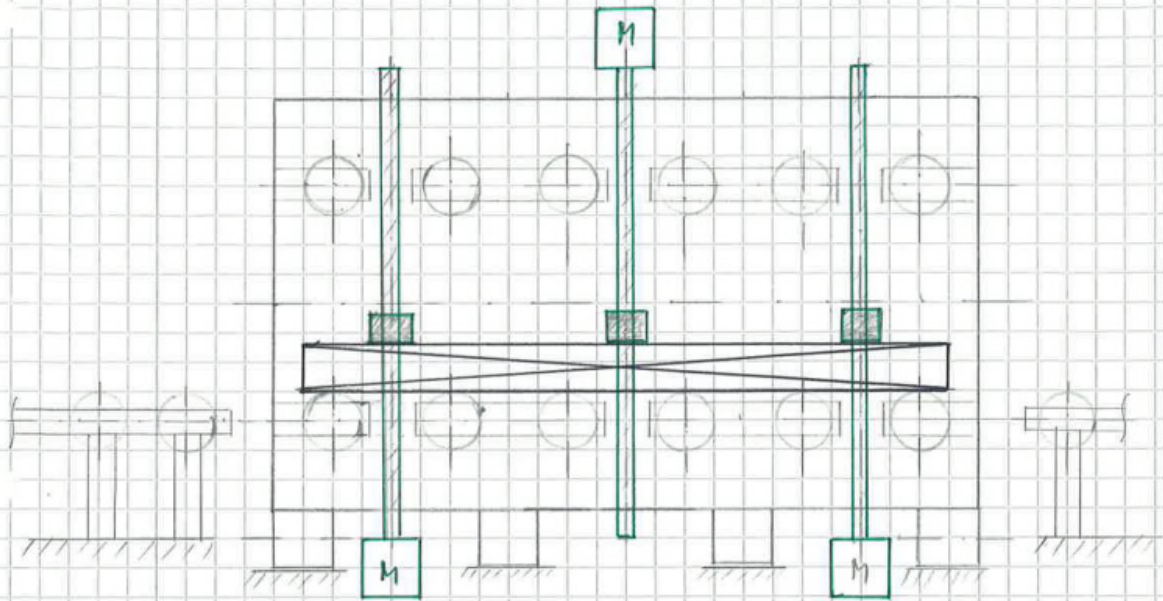


4

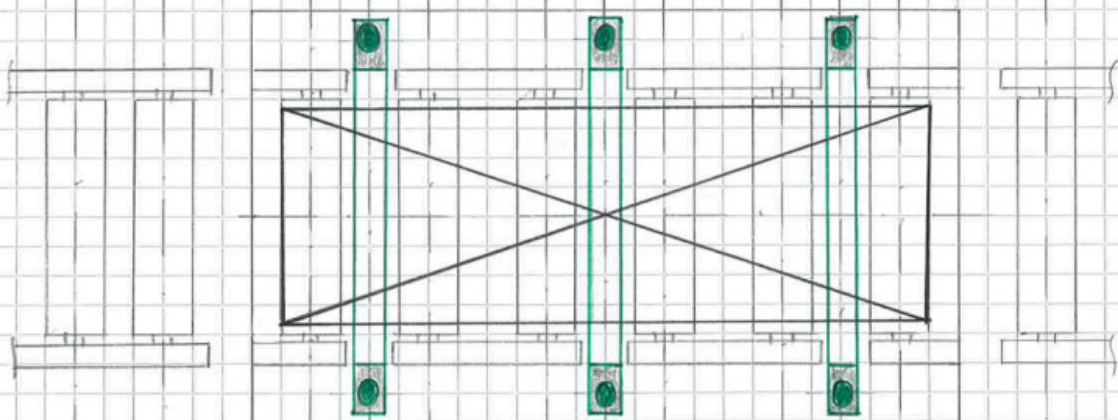




Seitenansicht:



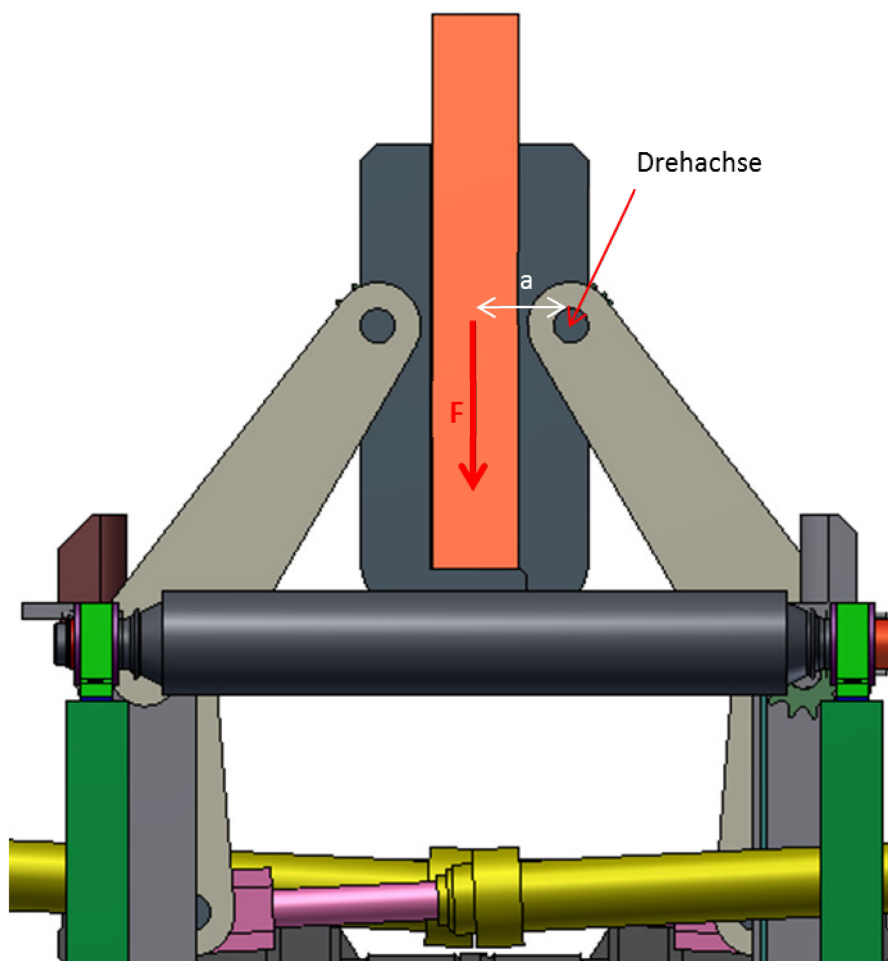
Grundriss:



## 2. Auslegung Kettentrieb

nach Roloff / Matek, 16. Auflage

	L [m]	B [m]	H [m]
Brammengröße	12	2,5	0,25
Dichte Stahl	$\rho_{st} =$	7870	$\text{kg/m}^3$
Brammengewicht	$m = (L \cdot B \cdot H) \cdot \rho_{st} =$	59025	kg
<u>Brammengewicht gewählt</u>	$m =$	<b>60000</b>	kg
Anzahl tragende Arme/Seite	$n =$	4	
<u>Kraft/Arm</u>	$F = (m/n) \cdot 10 =$	<b>150000</b>	N





## 2.1. Berechnung des nötigen Antriebsmoments

Normalabstand der Kraft F zur Drehachse	a =	275 mm
Normalabstand gewählt	a =	300 mm
<hr/>		
nötiges Antriebsmoment	Ma = F*a =	45000 Nm

## 2.2. Berechnung der erforderlichen Antriebsleistung

Drehzahl (angenommen)	n =	1 U/min
erforderliche Antriebsleistung	P = Ma*2*π*(n/60) =	5 kW

## 2.3. Gestaltung des Kettenrades

gewählte Zähnezahl	z1 =	11
Vorauswahl des Teilkreisdurchmessers	d1 =	315,5 mm
vorläufige Kettzugkraft	Ft = Ma/(d1/2) =	285261 N

## 2.4. Kettenauswahl

nach TB 17-1

### Einfach-Rollenkette:

Rollenkette DIN 8187 - 64B - 1	Bruchkraft =	711800 N
Kettzugkraft	Ft = Ma/(d1/2) =	249566 N
Sicherheit gegen Bruch	s = Bruchkraft/Ft =	2,9
Teilung	p =	101,6 mm
Kettenbreite	a1 =	130 mm
Kettenhöhe	g1 =	90,1 mm
Teilkreisdurchmesser	d1 = p/sin(180°/z1) =	360,6 mm

Glg. 17.3

### Zweifach-Rollenkette:

Rollenkette DIN 8187 - 56B - 2	Bruchkraft =	1112050 N
Kettzugkraft	Ft = Ma/(d1/2) =	285219 N
Sicherheit gegen Bruch	s = Bruchkraft/Ft =	3,9
Teilung	p =	88,9 mm

Kettenbreite	$a_2 =$	221 mm	
Kettenhöhe	$g_1 =$	77,8 mm	
Teilkreisdurchmesser	$d_1 = p/\sin(180^\circ/z_1) =$	315,5 mm	Glg. 17.3

### Dreifach-Rollenkette:

Rollenkette DIN 8187 - 48B - 3	Bruchkraft =	1201000 N	
Kettenzugkraft	$F_t = M_a/(d_1/2) =$	332755 N	
Sicherheit gegen Bruch	$s = \text{Bruchkraft}/F_t =$	3,6	
Teilung	$p =$	76,2 mm	
Kettenbreite	$a_3 =$	281 mm	
Kettenhöhe	$g_1 =$	63,8 mm	
Teilkreisdurchmesser	$d_1 = p/\sin(180^\circ/z_1) =$	270,5 mm	Glg. 17.3

## 2.5. Auswahl Getriebemotor

nach Danfoss Bauer Drehstrom-Getriebemotoren Katalog DG04

<u>Kegelrad-Getriebemotoren Reihe BK:</u>	BK90Z- ../D11LA4	BK90Z-../D16LA4	BK90Z- ../D13MA4	
Drehzahl $n_2$ [1/min]	2,3	6,3	3,3	
Drehmoment $M_2$ [Nm]	22800	22700	21700	
Betriebsfaktor $f_b$	0,81	0,81	0,85	
Leistung $P$ [kW]	5,5	15	7,5	
nötige Untersetzung $i = M_a/M_2$	2,0	2,0	2,1	
Drehzahl getriebenes Kettenrad $n = n_2/i$ [1/min]	1,2	3,2	1,6	
nötige Zähnezah $z_2 = i \cdot z_1$	22	22	23	
gewählte Zähnezah $z_2$			23	
Teilkreisdurchmesser $d_2 = p/\sin(180^\circ/z_2)$ [mm]			652,9	Glg. 17.3

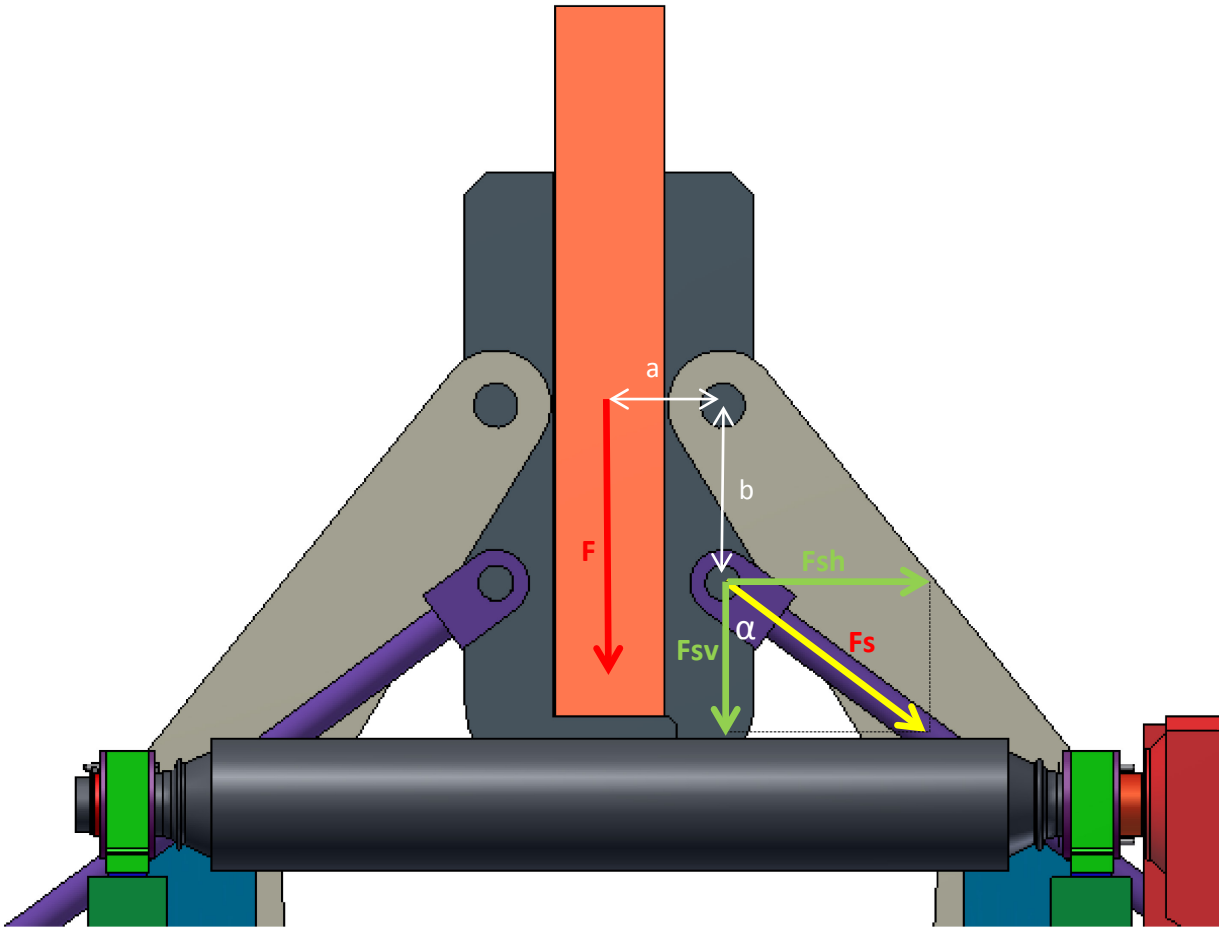
### 3. Auslegung Stangenantrieb

nach Roloff / Matek, 16. Auflage

	L [m]	B [m]	H [m]
Brammengröße	12	2,5	0,25
Dichte Stahl	$\rho_{st} =$	7870 kg/m <sup>3</sup>	
Brammengewicht	$m = (L \cdot B \cdot H) \cdot \rho_{st} =$	59025 kg	
Brammengewicht gewählt	$m =$	<b>60000</b> kg	

Anzahl tragende Arme/Seite  $n = 4$

Kraft/Arm  $F = (m/n) \cdot 10 = 150000$  N



### 3.1. Berechnung Stangenkraft $F_s$

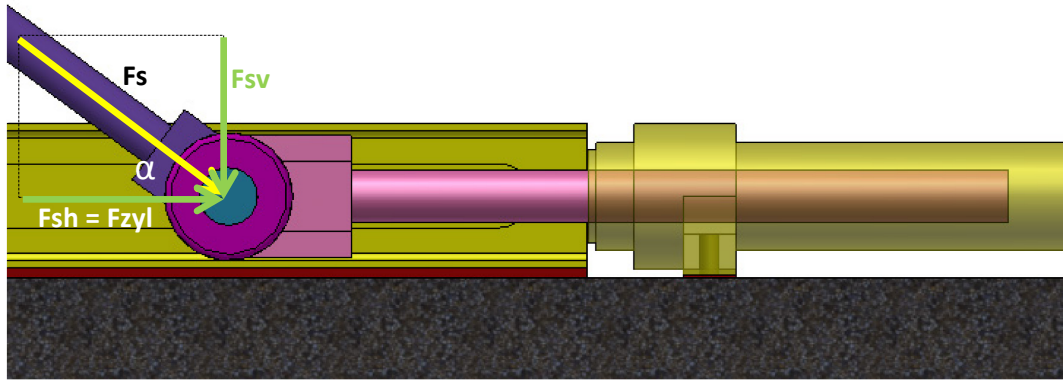
Normalabstand Kraft F	$a =$	255 mm
gewählter Normalabstand Kraft F	$a =$	300 mm
Normalabstand Kraft $F_{sh}$	$b =$	400 mm
Kraft $F_{sh}$	$F_{sh} = (F \cdot a) / b =$	112500 N
Winkel zwischen $F_s$ und $F_{sv}$	$\alpha =$	53,5 °
Stangenkraft	$F_s = F_{sh} / \sin(\alpha) =$	139950 N

### 3.2. Ermittlung des erforderlichen Stangendurchmessers

Anzahl Stangen/Arm	$n =$	2
Stangenkraft/Arm	$F_s / n =$	69975 N
gewählter Werkstoff: 41Cr4	$\sigma_{zdsch} =$	640 N/mm <sup>2</sup> TB 1-1
bei Schwellbelastung	$\sigma_{dzul} = \sigma_{zdsch} / 2 =$	320 N/mm <sup>2</sup> Glg. 8.50
erforderlicher Durchmesser bei Druckbeanspruchung	$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \left(\frac{F_s}{n}\right)}{\pi \cdot \sigma_{dzul}}} \geq$	17 mm

erforderlicher Durchmesser bei Knickbeanspruchung	$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot \frac{F_s}{n} \cdot s \cdot l_k^2}{\pi^3 \cdot E}}$	Glg. 8.51
gewählte Sicherheit gegen Knicken	$s =$	8
Stangenlänge	$l =$	2250 mm
Knicklänge, Euler-Knickfall 2: $l_k = l$	$l_k =$	2250 mm Bild 6-34
E-Modul für Stahl	$E =$	210000 N/mm <sup>2</sup>
erforderlicher Durchmesser bei Knickbeanspruchung	$d =$	73 mm
gewählter Stangendurchmesser	$d =$	80 mm

### 3.3. Ermittlung der nötigen Zylinderkraft



Zylinderkraft

$$F_{zyl} = F_{sh} = 112500 \text{ N}$$

### 3.4. Auswahl Hydraulikzylinder

nach MANNESMANN REXROTH DIN 2433 ISO 6022

Betriebsdruck  $p = 200 \text{ bar}$

Kolben- $\emptyset$   $d = 125 \text{ mm}$

Kolbenstangen- $\emptyset$   $d_{st} = 90 \text{ mm}$

Kraft; kolbenseitig  $F = 245400 \text{ N}$

erforderliche Hublänge  $h = 1200 \text{ mm}$

zulässige Hublänge bei Knickbeanspruchung, Fall 3  $h = 3425 \text{ mm}$

$F = 245400 \text{ N} > F_{zyl} = 112500 \text{ N}$ , die Druckkraft des Zylinders ist ausreichend, zulässige Hublänge  $3425 \text{ mm} > 1200 \text{ mm}$ , es ist ausreichende Sicherheit gegen Knickung vorhanden

### 3.5. Auswahl Gleitlager

nach SCHAEFFLER Metall-Polymer-Verbundgleitlager Katalog

Innendurchmesser der Buchse  $D_i = 80 \text{ mm}$

Breite des Lagers  $B = 80 \text{ mm}$

Radiale Lagerbelastung  $F_r = F_s/n = 69975 \text{ N}$

spezifische Lagerbelastung  $p = F_r/(D_i \cdot B) = 11 \text{ N/mm}^2$  S. 10

**Buchse: EGB8080-E40**

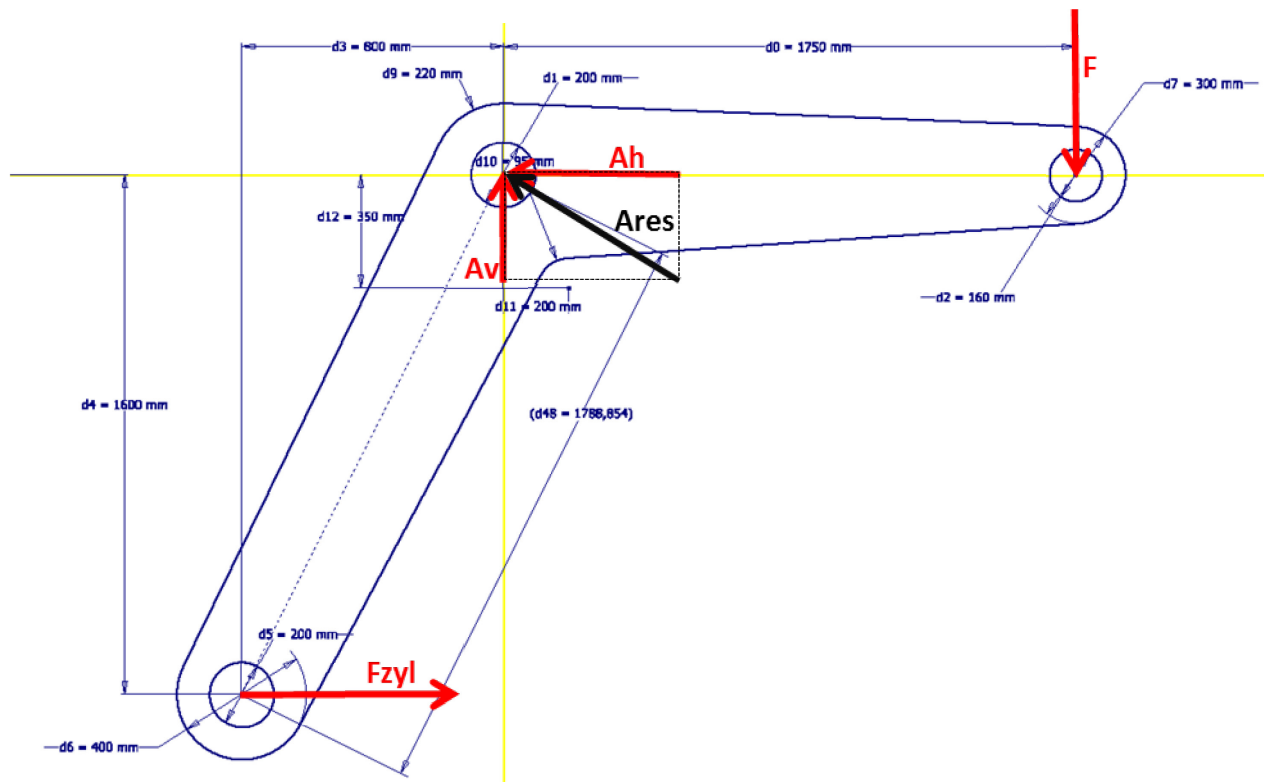
zulässige spezifische Lagerbelastung  $p_{max} = 140 \text{ N/mm}^2$  Tabelle S. 38

$140 \text{ N/mm}^2 > p = 11 \text{ N/mm}^2$ , die Flächenpressung liegt im zulässigen Bereich

# 4. Lagerung Arm I

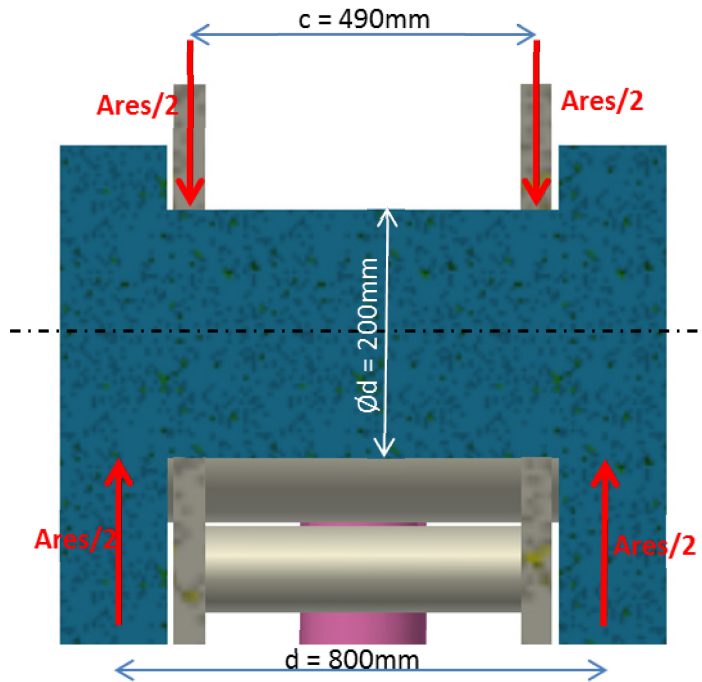
nach Roloff / Matek, 16. Auflage

Brammengröße	L [m]	B [m]	H [m]
	12	2,5	0,25
Dichte Stahl	pst =	7870	kg/m³
Brammengewicht	m = (L*B*H)*pst =	59025	kg
Brammengewicht gewählt	m =	<b>60000</b>	kg
Anzahl tragende Arme/Seite	n =	<b>2</b>	
Kraft/Arm	F = (m/n)*10 =	<b>300000</b>	N
Hebelarm Kraft F	a =	<b>1750</b>	mm
Hebelarm Zylinderkraft Fzyl	b =	<b>1600</b>	mm
Zylinderkraft	Fzyl = (F*a)/b =	<b>328125</b>	N



Horizontalkraft	Ah = Fzyl =	328125	N
Vertikalkraft	Av = F =	300000	N
resultierende Kraft	Ares = (Ah²+Av²)^(1/2) =	<b>444596</b>	N

#### 4.1. Ermittlung des erforderlichen Wellendurchmessers



Abstand	$c =$	<b>490</b> mm	
Abstand	$d =$	<b>800</b> mm	
maximales Biegemoment	$M_b = (A_{res}/2) * ((d-c)/2) =$	<b>34456</b> Nm	
gewählter Werkstoff: 41Cr4	Biegeschwelfestigkeit $\sigma_{bsch} =$	750 N/mm <sup>2</sup>	TB 1-1
Sicherheit gegen Dauerbruch	$S_d =$	4	
zulässige Spannung	$\sigma_{bzul} = \sigma_{bsch}/S_d =$	<b>188</b> N/mm <sup>2</sup>	Glg. 3.26
erforderlicher Wellendurchmesser bei reiner Biegung	$d \geq 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{bzul}}} =$	123 mm	Glg. 11.1
gewählter Wellendurchmesser	$d =$	<b>200</b> mm	

## 4.2. Auswahl Gleitlager

nach SCHAEFFLER Metall-Polymer-Verbundgleitlager Katalog

### Buchse: EGB200100-E40

Innendurchmesser der Buchse  $D_i = 200 \text{ mm}$

Breite des Lagers  $B = 100 \text{ mm}$

Radiale Lagerbelastung  $F_r = A_{res}/2 = 222298 \text{ N}$

spezifische Lagerbelastung  $p = F_r / (D_i \cdot B) = 11 \text{ N/mm}^2$  S. 10

zulässige spezifische Lagerbelastung  $p_{max} = 140 \text{ N/mm}^2$  Tab. S. 38

**$140 \text{ N/mm}^2 > p = 11 \text{ N/mm}^2$** , die Flächenpressung liegt im zulässigen Bereich

Schwenkwinkel  $\beta = 100^\circ$  Bild 1, S. 9

Schwenkfrequenz  $f = 10 \text{ 1/min}$  Bild 1, S. 9

Gleitgeschwindigkeit bei Schwenkbewegung  $v = (D_i \cdot \pi \cdot 2 \cdot \beta \cdot f) / (60 \cdot 10^3 \cdot 360^\circ) = 0,06 \text{ m/s}$  S. 10

zulässige Gleitgeschwindigkeit  $v_{max} = 2,5 \text{ m/s}$  Tab., S. 38

**$2,5 \text{ m/s} > v = 0,06 \text{ m/s}$** , die Gleitgeschwindigkeit liegt im zulässigen Bereich

pv-Wert  $p \cdot v = 0,65 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$  Bsp., S. 16

zulässiger pv-Wert  $p \cdot v = 1,8 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$  Tab., S. 38

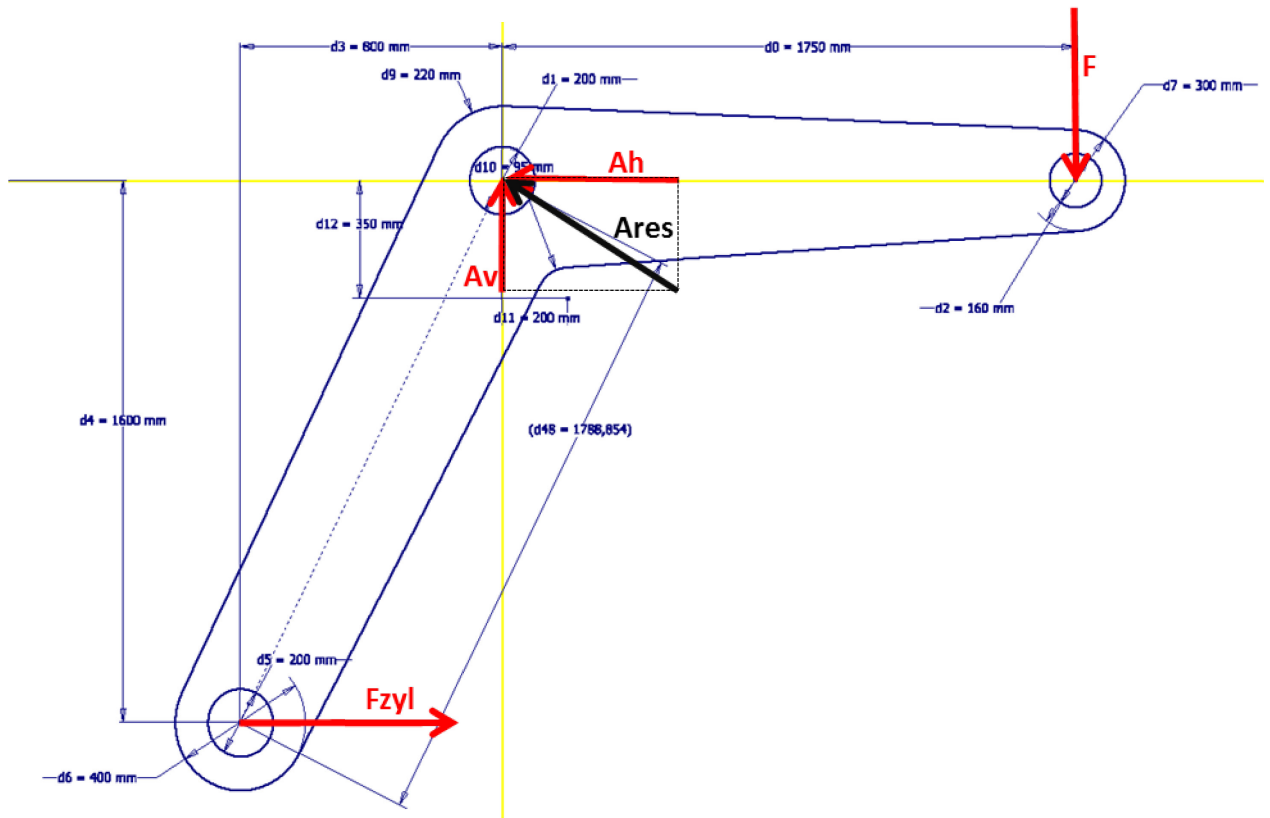
**$1,8 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s} > p \cdot v = 0,65 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$** , der pv-Wert liegt im zulässigen Bereich



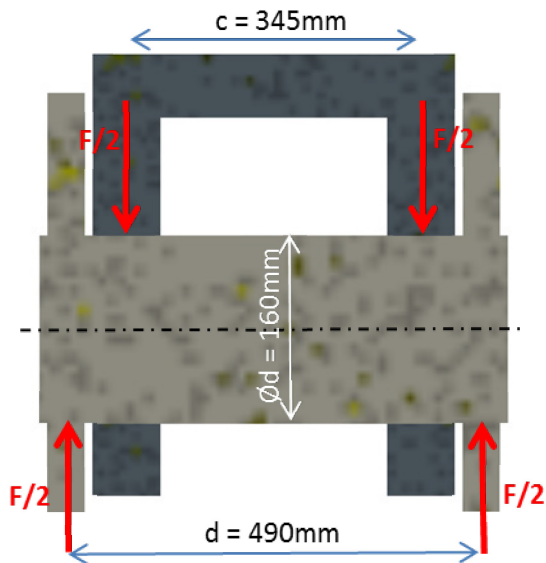
## 5. Lagerung Arm II

nach Roloff / Matek, 16. Auflage

Brammengröße	L [m]	B [m]	H [m]
	12	2,5	0,25
Dichte Stahl	pst =	7870 kg/m <sup>3</sup>	
Brammengewicht	m = (L*B*H)*pst =	59025 kg	
Brammengewicht gewählt	m =	<b>60000</b> kg	
Anzahl tragende Arme/Seite	n =	<b>2</b>	
Kraft/Arm	F = (m/n)*10 =	<b>300000</b> N	



## 5.1. Ermittlung des erforderlichen Wellendurchmessers



Abstand c c = **345** mm

Abstand d d = **490** mm

maximales Biegemoment  $M_b = (F/2) \cdot ((d-c)/2) =$  **10875** Nm

gewählter Werkstoff: 41Cr4 Biegeschwelfestigkeit  $\sigma_{bsch} =$  750 N/mm<sup>2</sup> TB 1-1

Sicherheit gegen Dauerbruch Sd = 4

zulässige Spannung  $\sigma_{bzul} = \sigma_{bsch}/S_d =$  **188** N/mm<sup>2</sup> Glg. 3.26

erforderlicher Wellendurchmesser bei reiner Biegung  $d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{bzul}}} =$  84 mm Glg. 11.1

gewählter Wellendurchmesser d = **160** mm

## 5.2. Auswahl Gleitlager

nach SCHAEFFLER Metall-Polymer-Verbundgleitlager Katalog

**Buchse: EGB16080-E40**

Innendurchmesser der Buchse Di = 160 mm

Breite des Lagers B = 80 mm

Radiale Lagerbelastung Fr = F/2 = 150000 N

spezifische Lagerbelastung

$$p = Fr/(Di \cdot B) = 12 \text{ N/mm}^2 \text{ S. 10}$$

zulässige spezifische Lagerbelastung

$$p_{\max} = 140 \text{ N/mm}^2 \text{ Tab., S. 38}$$

$140 \text{ N/mm}^2 > p = 12 \text{ N/mm}^2$ , die Flächenpressung liegt im zulässigen Bereich

Schwenkwinkel

$$\beta = 150^\circ \text{ Bild 1, S. 9}$$

Schwenkfrequenz

$$f = 10 \text{ 1/min} \text{ Bild 1, S. 9}$$

Gleitgeschwindigkeit bei  
Schwenkbewegung

$$v = (Di \cdot \pi \cdot 2 \cdot \beta \cdot f) / (60 \cdot 10^3 \cdot 360^\circ) = 0,07 \text{ m/s} \text{ S. 10}$$

zulässige Gleitgeschwindigkeit

$$v_{\max} = 2,5 \text{ m/s} \text{ Tab., S. 38}$$

$2,5 \text{ m/s} > v = 0,07 \text{ m/s}$ , die Gleitgeschwindigkeit liegt im zulässigen Bereich

pv-Wert

$$pv = p \cdot v = 0,82 \frac{\text{N/mm}^2}{\text{s}} \text{ Bsp., S. 16}$$

zulässiger pv-Wert

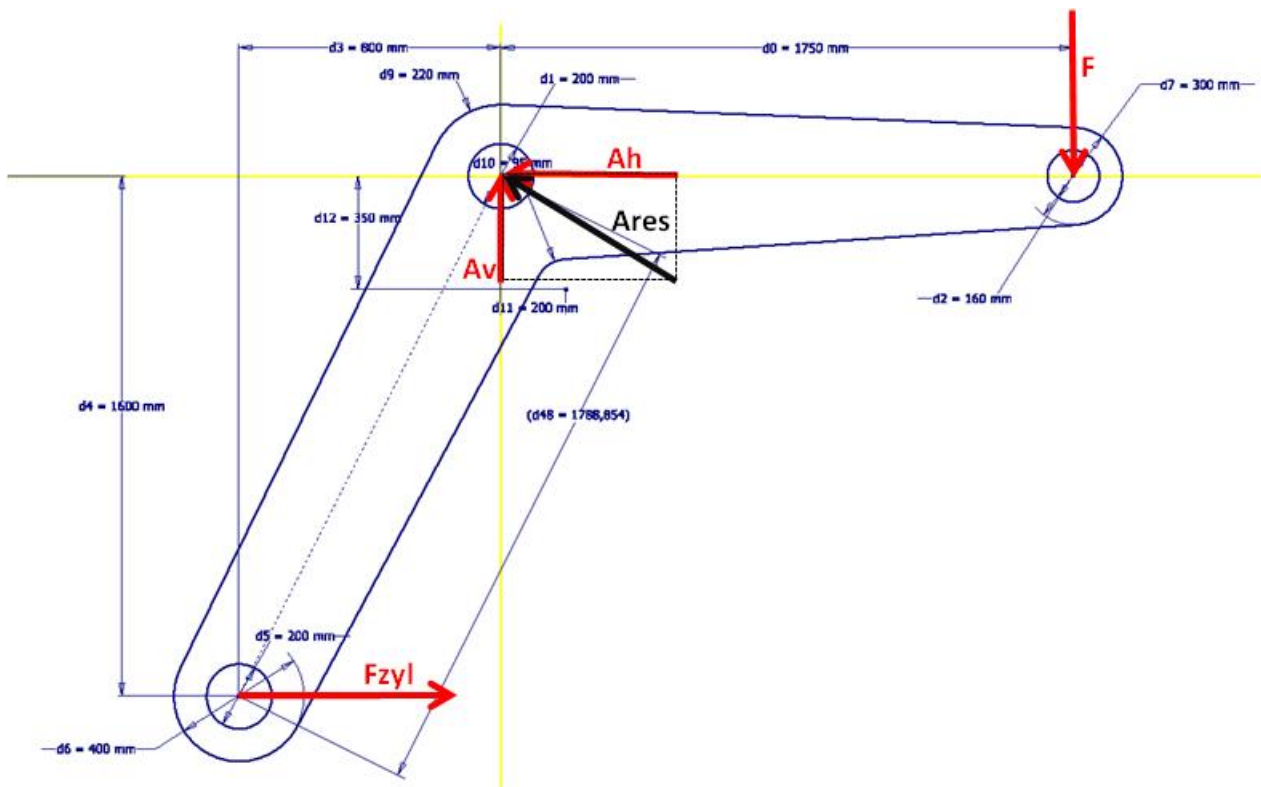
$$pv = 1,8 \frac{\text{N/mm}^2}{\text{s}} \text{ Tab., S. 38}$$

$1,8 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{s} > pv = 0,82 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{s}$ , der pv-Wert liegt im zulässigen Bereich

## 6. Auslegung Hydraulikzylinder Arm I

	L [m]	B [m]	H [m]
Brammengröße	12	2,5	0,25
Dichte Stahl	$\rho_{st} =$	7870 kg/m <sup>3</sup>	
Brammengewicht	$m = (L*B*H)*\rho_{st} =$	59025 kg	
Brammengewicht gewählt	$m =$	<b>60000</b> kg	
Anzahl tragende Arme/Seite	$n =$	<b>2</b>	
Kraft/Arm	$F = (m/n)*10 =$	<b>300000</b> N	

### 6.1. Berechnung der nötigen Zylinderkraft



Hebelarm Kraft F	$a =$	<b>1750</b> mm
Hebelarm Zylinderkraft Fzyl	$b =$	<b>1600</b> mm
Zylinderkraft	$F_{zyl} = (F*a)/b =$	<b>328125</b> N

## 6.2. Auswahl Hydraulikzylinder

nach MANNESMANN REXROTH DIN 2433 ISO 6022

### Befestigungsart A/B, Gelenkauge am Boden

Betriebsdruck  $p = 175 \text{ bar}$  max. 220bar

Kolben- $\emptyset$   $d = 250 \text{ mm}$

Kolbenstangen- $\emptyset$   $dst = 160 \text{ mm}$

---

Kraft; stangenseitig  $F_s = p \cdot (\pi/4) \cdot (d^2 - dst^2) = 507171 \text{ N}$

---

erforderliche Hublänge  $h = 2400 \text{ mm}$

zulässige Hublänge bei Knickbeanspruchung,  
Fall 2  $h = 1595 \text{ mm}$  bei 200bar

---

Sicherheit  $S = F_s / F_{zyl} = 1,55$

---

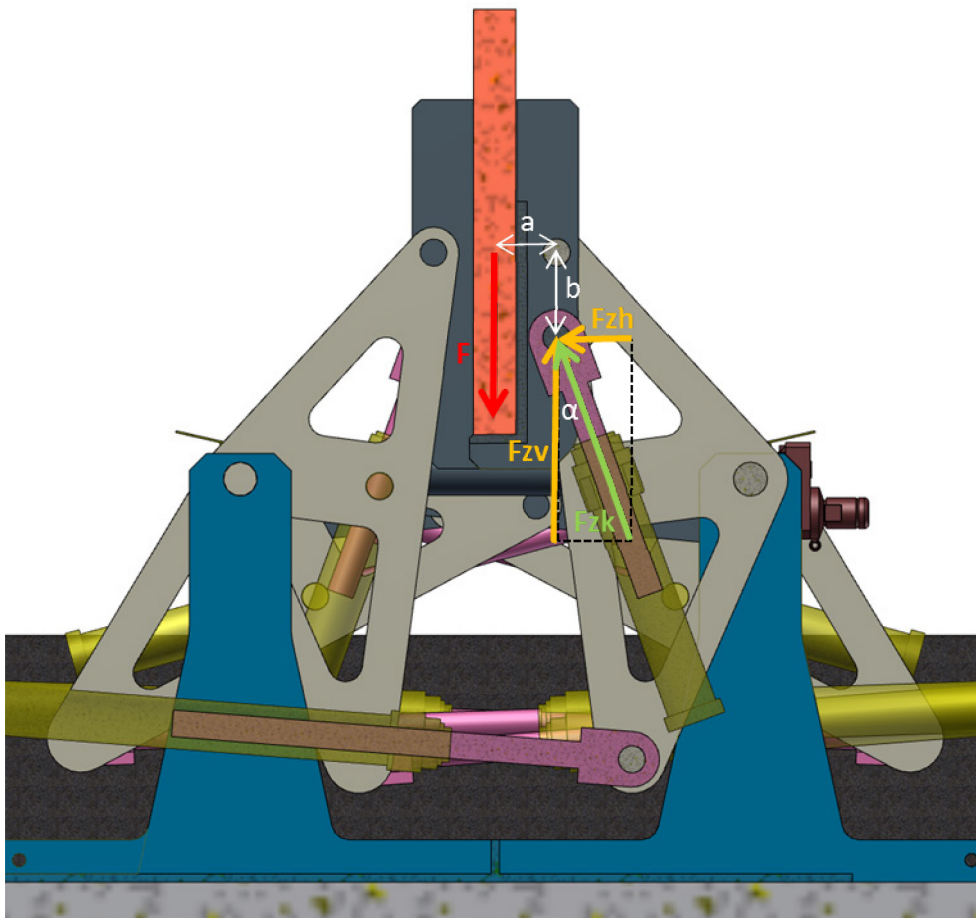
**$F_s = 507171 \text{ N} > F_{zyl} = 328125 \text{ N}$** , die Zugkraft des Zylinders ist ausreichend. Keine Knickbeanspruchung, da Zylinder nur auf Zug belastet.

## 7. Auslegung Hydraulikzylinder Arm II

	L [m]	B [m]	H [m]
Brammengröße	12	2,5	0,25
Dichte Stahl	$\rho_{st} =$	7870	$\text{kg/m}^3$
Brammengewicht	$m = (L \cdot B \cdot H) \cdot \rho_{st} =$	59025	kg
Brammengewicht gewählt	$m =$	<b>60000</b>	kg
Anzahl tragende Arme/Seite	$n =$	<b>2</b>	
Kraft/Arm	$F = (m/n) \cdot 10 =$	<b>300000</b>	N

### 7.1. Berechnung der nötigen Zylinderkraft

#### 7.1.1. Bramme in vertikaler Stellung



Normalabstand Kraft F  $a = 360$  mm

Normalabstand Kraft Fzh  $b = 500$  mm

Kraft Fzh  $F_{zh} = (F \cdot a) / b = 216000$  N

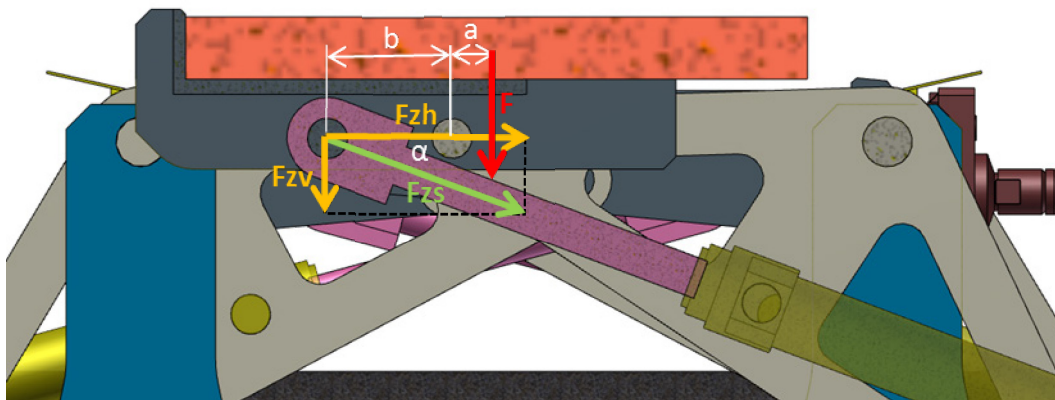
---

Winkel zwischen Fzk und Fzv  $\alpha = 20^\circ$

Zylinderkraft, kolbenseitig  $F_{zk} = F_{zh} / \sin(\alpha) = 631542$  N

---

### 7.1.2. Bramme in horizontaler Stellung



Normalabstand Kraft F  $a = 180$  mm

Normalabstand Kraft Fzv  $b = 500$  mm

Kraft Fzv  $F_{zv} = (F \cdot a) / b = 108000$  N

---

Winkel zwischen Fzs und Fzh  $\alpha = 20^\circ$

Zylinderkraft; stangenseitig  $F_{zs} = F_{zv} / \sin(\alpha) = 315771$  N

---

## 7.2. Auswahl Hydraulikzylinder

nach MANNESMANN REXROTH DIN 2433 ISO 6022

### Befestigungsart E, Schwenkzapfen am Zylinderkopf

Betriebsdruck  $p = 175$  bar max. 220bar

Kolben-Ø  $d = 250$  mm

Kolbenstangen-Ø  $dst = 160$  mm

Kraft; stangenseitig  $F_s = p \cdot (\pi/4) \cdot (d^2 - dst^2) = 507171$  N

Kraft; kolbenseitig  $F_k = p \cdot ((d^2 \cdot \pi) / 4) = 859029$  N

---

erforderliche Hublänge  $h = 1250$  mm

zulässige Hublänge bei Knickbeanspruchung, Fall 2  $h = 2450$  mm bei 200bar

---

Sicherheit kolbenseitig  $S_k = F_k/F_{zk} = 1,36$

Sicherheit stangenseitig  $S_{st} = F_s/F_{zs} = 1,61$

---

**$F_k = 859029$  N >  $F_{zk} = 631542$  N**, die Druckkraft des Zylinders ist ausreichend, zulässige Hublänge  **$2450$  mm >  $1250$  mm**, es ist ausreichend Sicherheit gegen Knickung vorhanden



# 8. Schraubenberechnungsprogramm

Primetals Technologies Austria GmbH

$F_B$	200000 N	Betriebskraft pro Schraube	200000 N	Betriebskraft
$M_A$	1128 Nm	Anzugsmoment	1	Schraubenanzahl
<u>Schraube:</u>	60% der Streckgrenze		<u>Sicherheit:</u>	<u>s</u> <u>2,67</u>
D	30 mm	Nennm		Fklaff 295 kN
$R_p$	640 N/mm <sup>2</sup>	Streckgrenze		Schraube klafft nicht
	8,8			
$A_s$	561 mm <sup>2</sup>	maßgebender Querschnitt		
P	3,5 mm	Steigung		
$d_2$	27,727 mm	Flankendm		
$D_k$	46 mm	Kopfdm		
$D_i$	32 mm	Durchgangsloch		
$r_m$	19,5 mm	Mittlerer Auflageradius		
$\mu_g$	0,12	Reibzahl im Gewinde		
$\mu_k$	0,14	Reibzahl an der Auflagefläche		
$l_k$	50 mm	Klemmlänge		
$l_1$	0 mm	Länge der Hülse	0 wenn keine Hülse	
$l_2$	50 mm	Länge der Bleche		
$D_A$	0 mm	Hülsendm		
E	210000 N/mm <sup>2</sup>	E-Modul		

Vorspannkraft:

$$F_m = \frac{M_A}{0,16 \cdot P + 0,58 \cdot \mu_g \cdot d_2 + \mu_k \cdot r_m}$$

$F_m$	216,10 kN
-------	-----------

Steifigkeit der Bauteile:

Ersatzquerschnitt:

$$A_B = \frac{\pi}{4} \cdot [(D_k + 0,1 \cdot l_k)^2 - D_i^2]$$

$A_{B2}$	1238,6 mm <sup>2</sup>
----------	------------------------

Steifigkeit der Schraube:

$$C_s = \frac{A_s \cdot E}{l_k + 0,4 \cdot D}$$

$C_s$	1900161 N/mm
-------	--------------

$$A_B = \frac{\pi}{4} \cdot [D_k^2 - D_i^2] + \frac{\pi}{8} \cdot \left(\frac{D_A}{D_k} - 1\right) \cdot \left(\frac{D_k}{5} \cdot L_k + \frac{L_k^2}{100}\right)$$

$A_{B1}$	667,2 mm <sup>2</sup>
----------	-----------------------

$$C_T = \frac{A_B \cdot E}{l_k}$$

$C_T$	5202006 N/mm
-------	--------------

Spitzenkraft in der Schraube:

$$F = F_m + F_B \cdot \frac{C_S}{C_S + C_T}$$

$F$	269,61 kN
-----	-----------

Spannung:

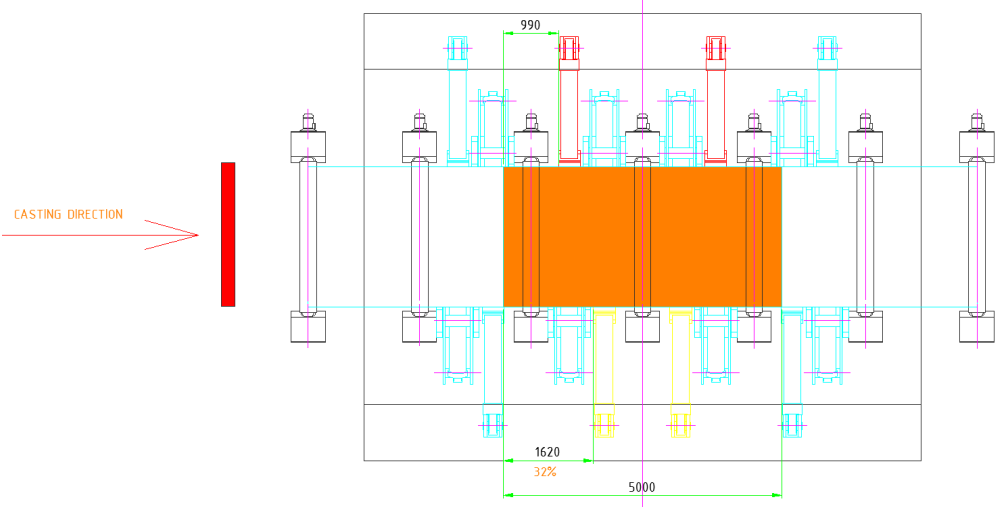
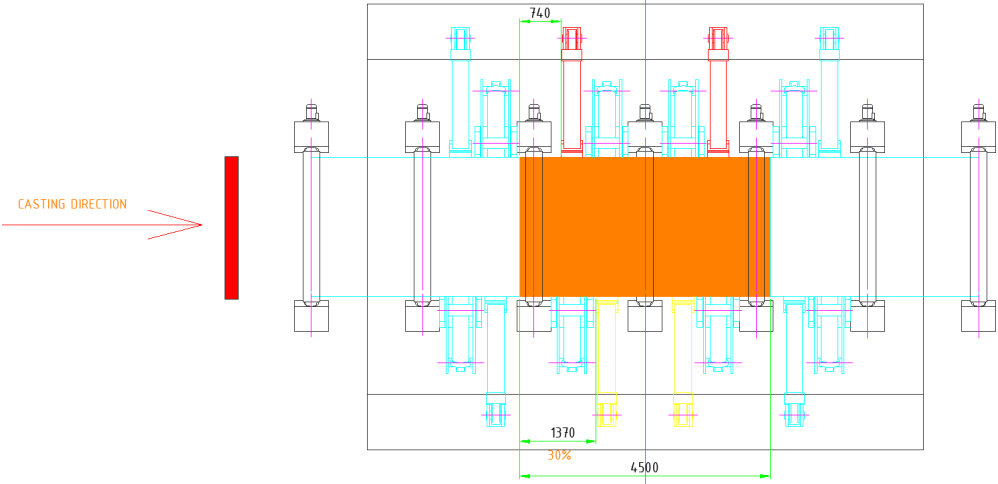
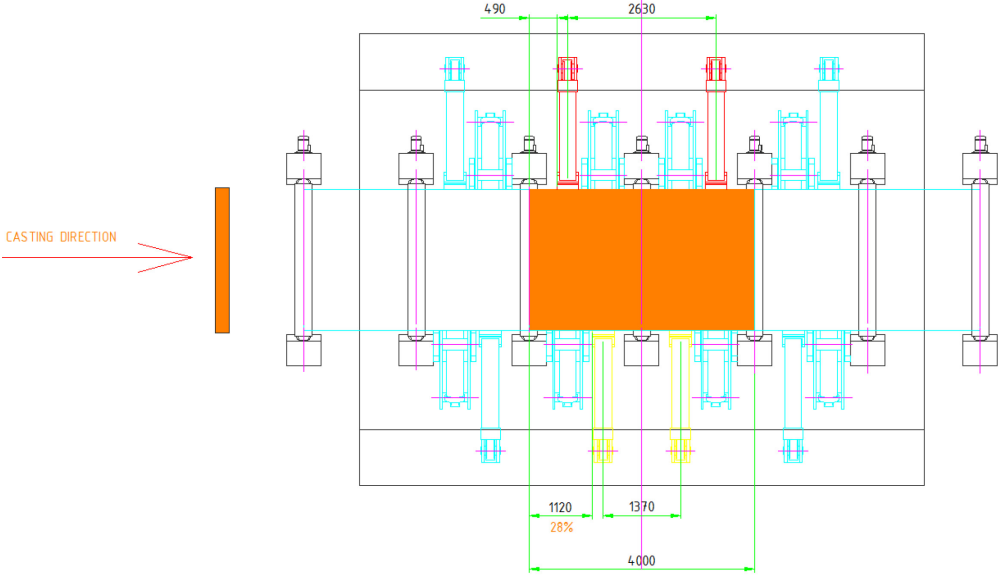
$\sigma$	480,6 N/mm <sup>2</sup>
----------	-------------------------

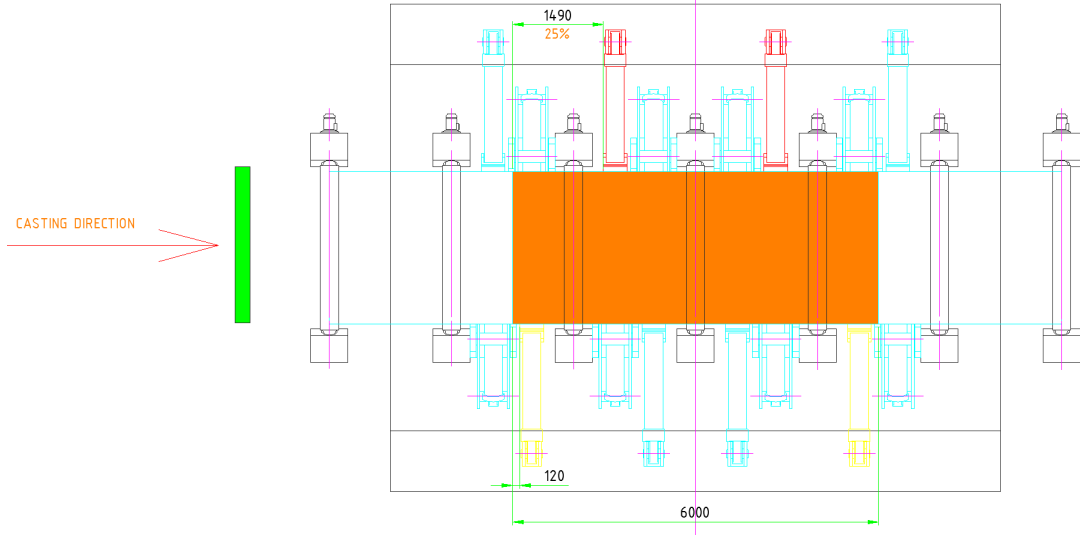
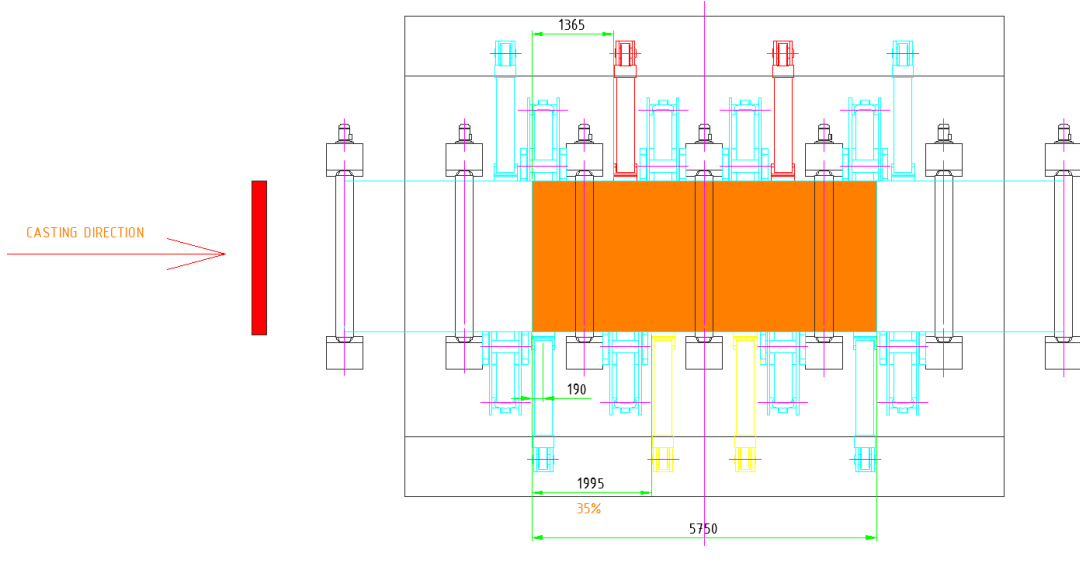
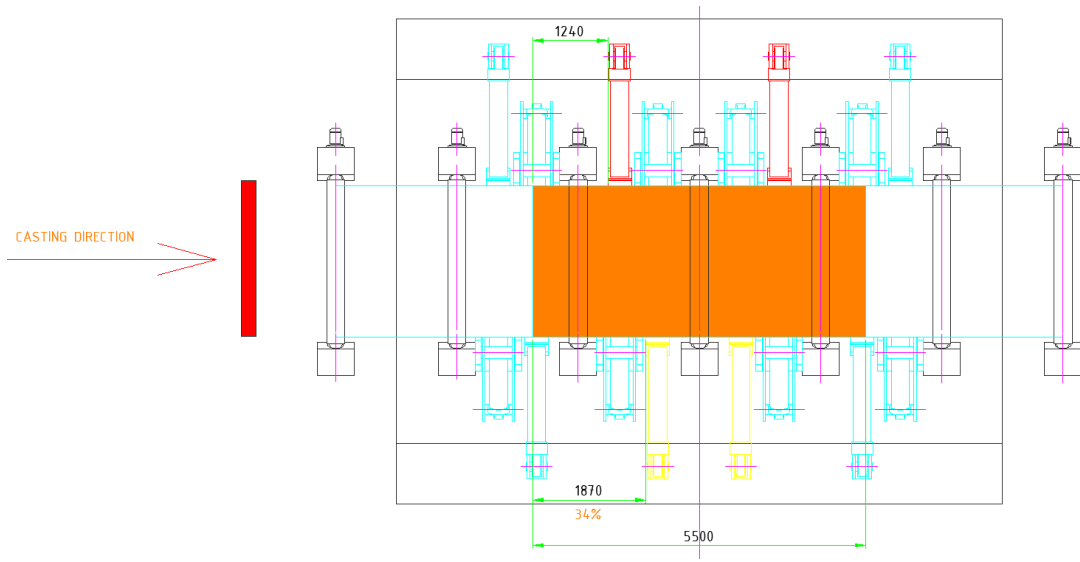
Sicherheit:

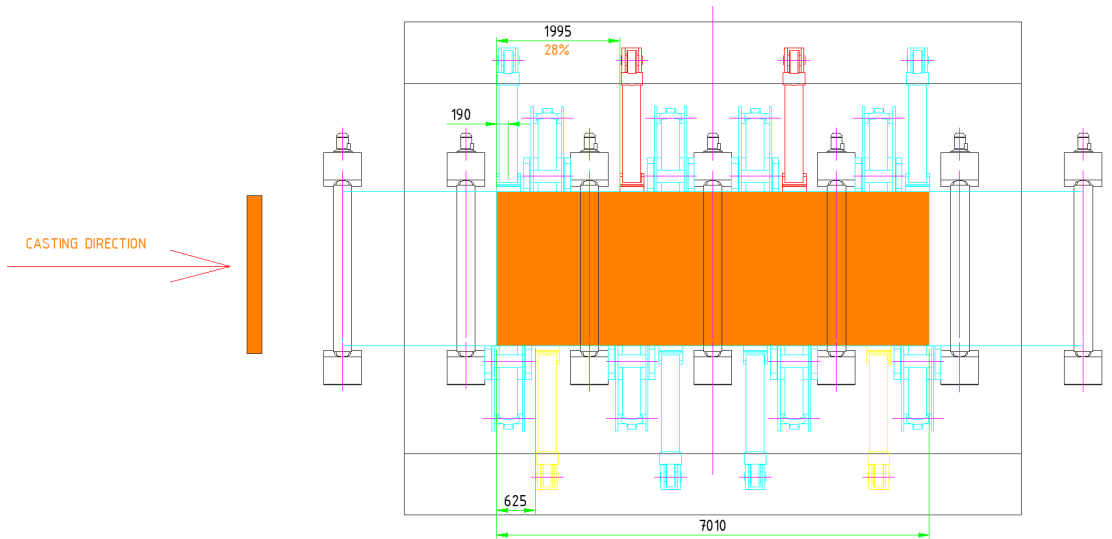
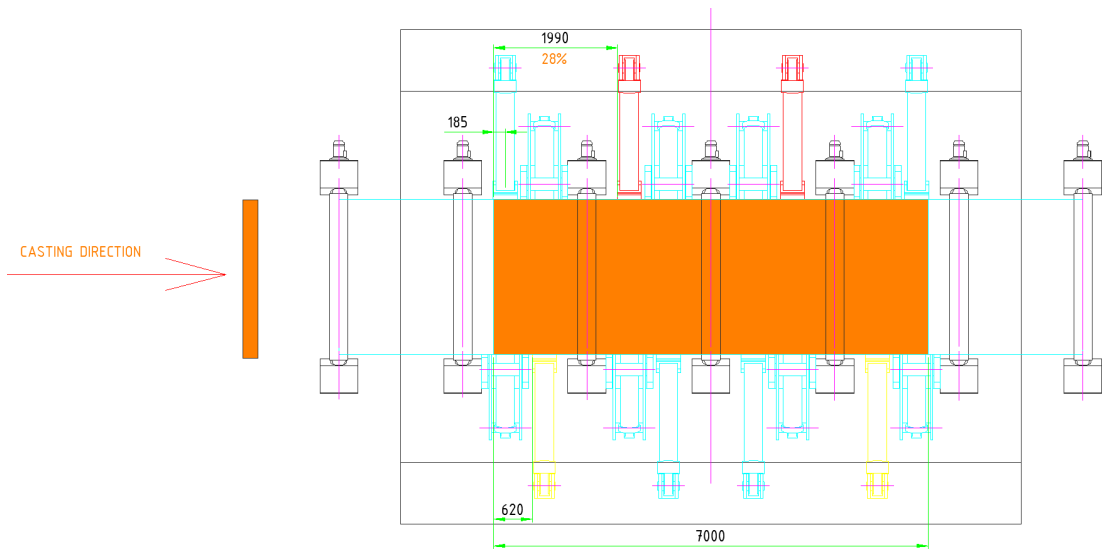
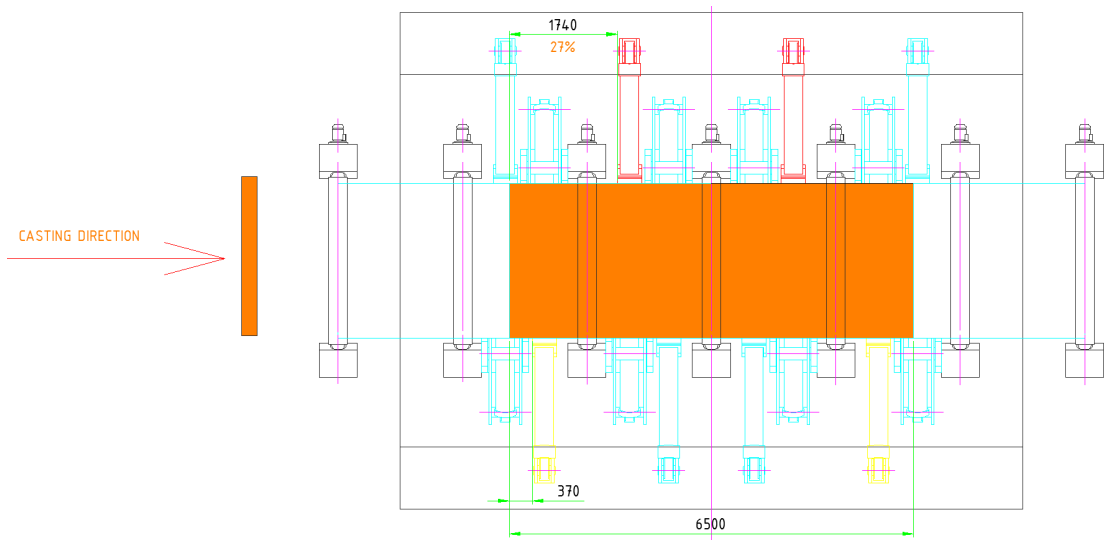
$s$	1,33
-----	------

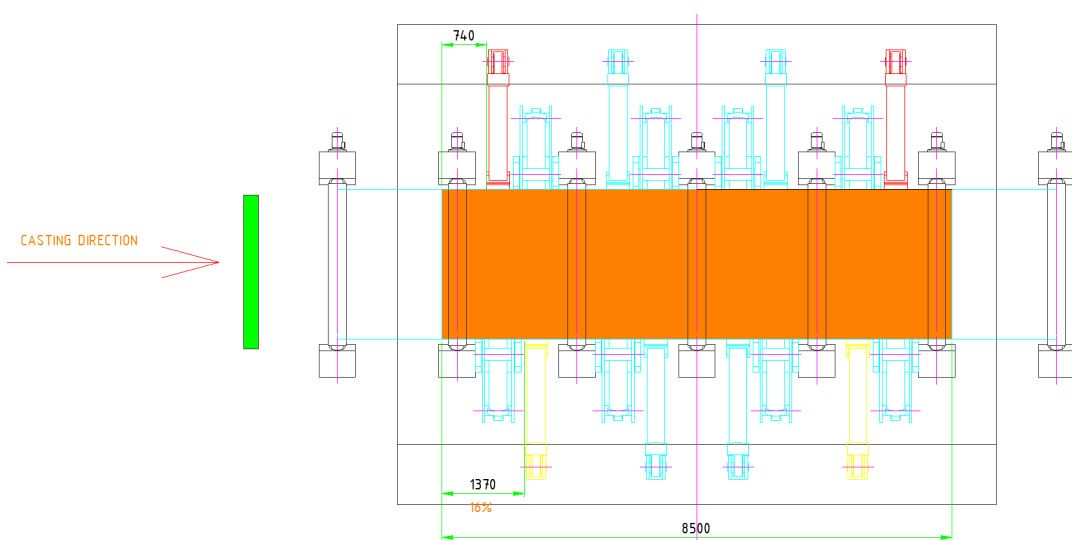
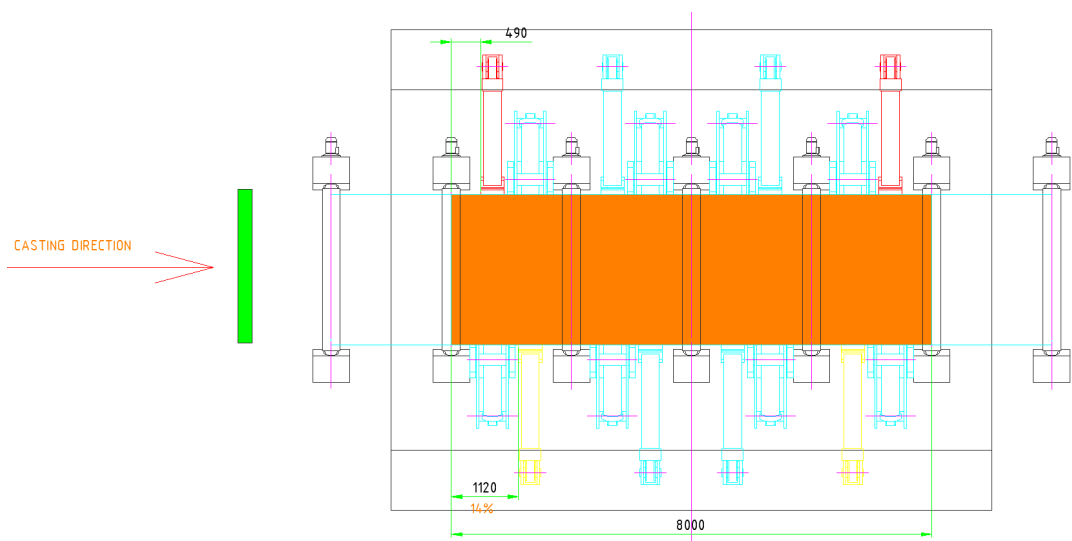
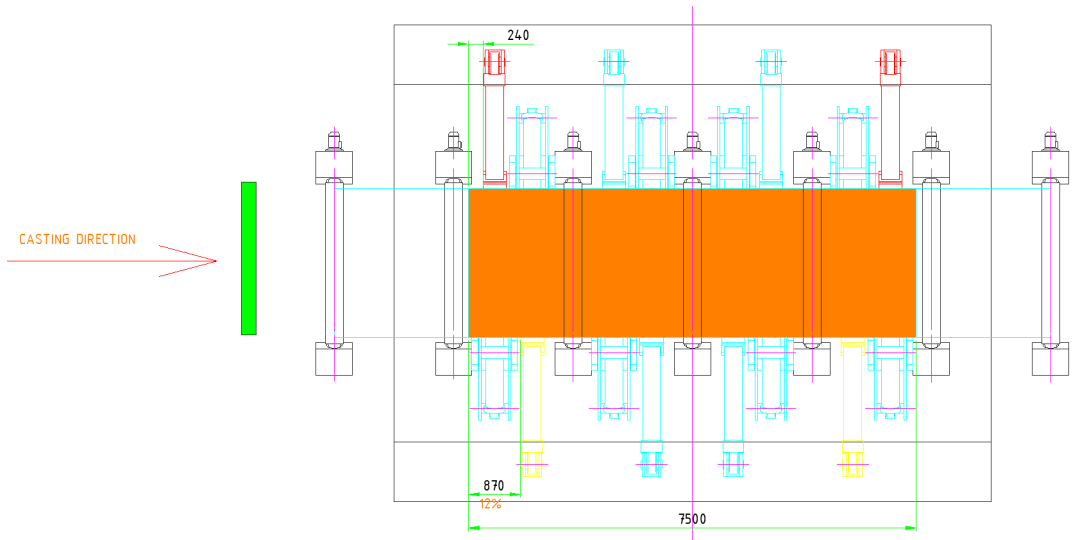
# 9. Untersuchung der Brammenüberstände

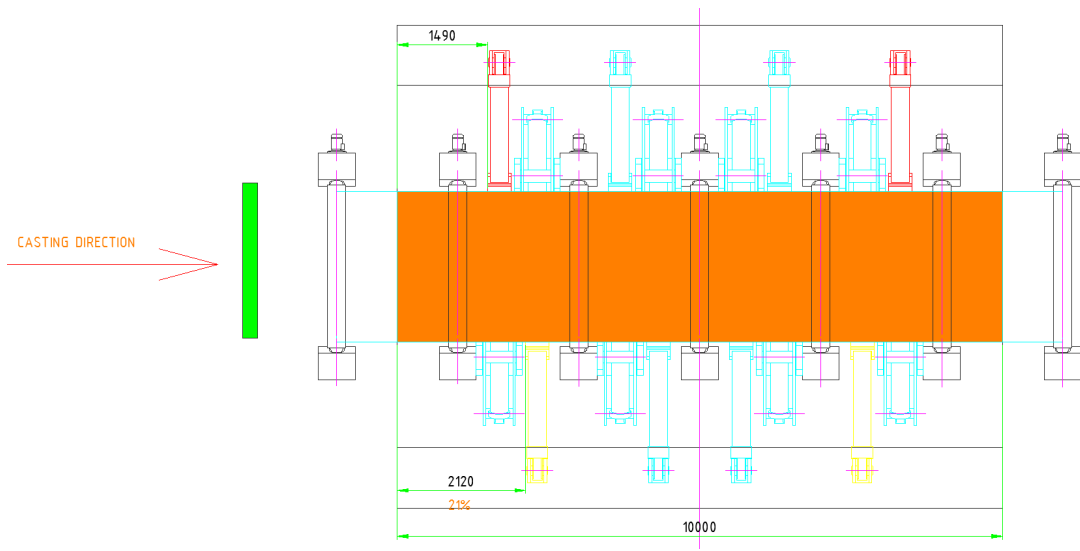
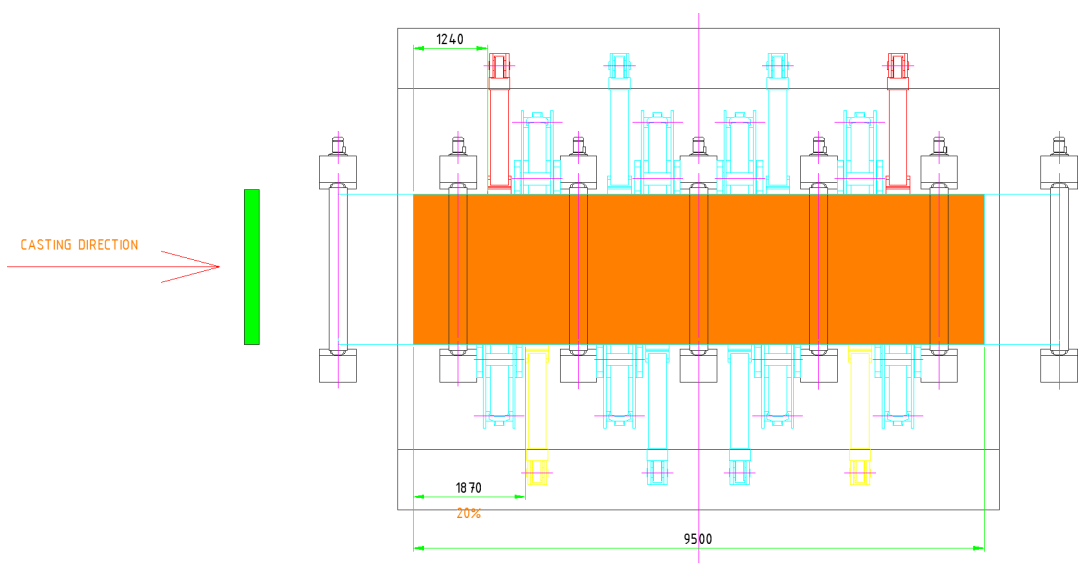
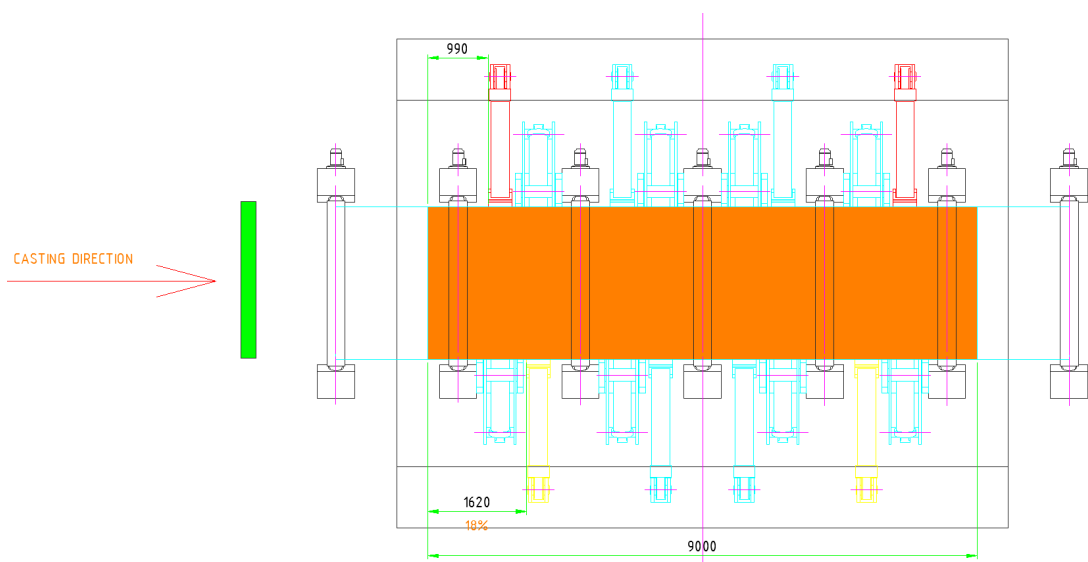
## 9.1. Symmetrische Anordnung aller Wendearme

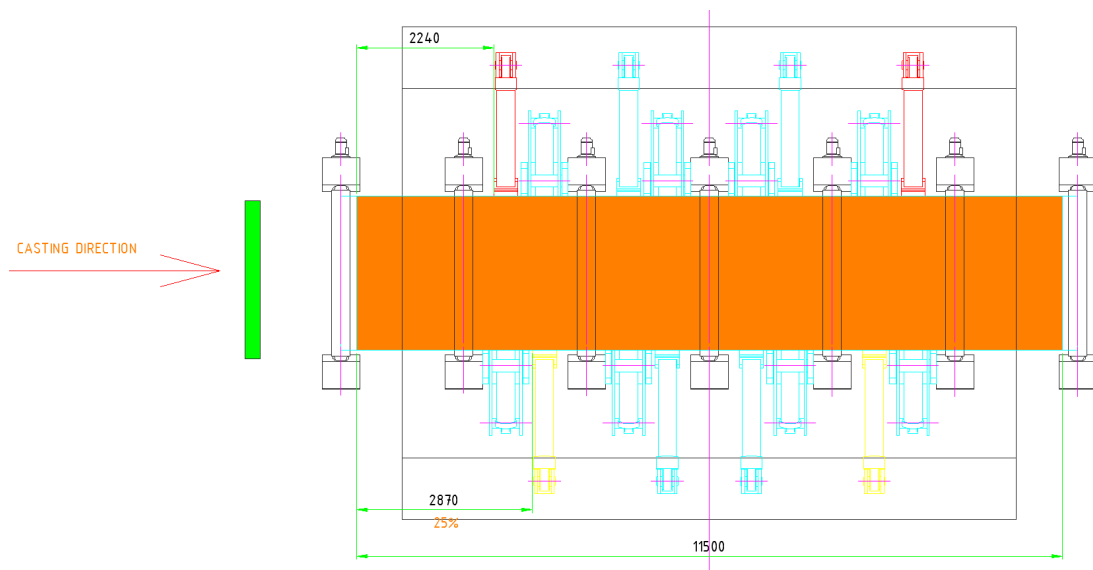
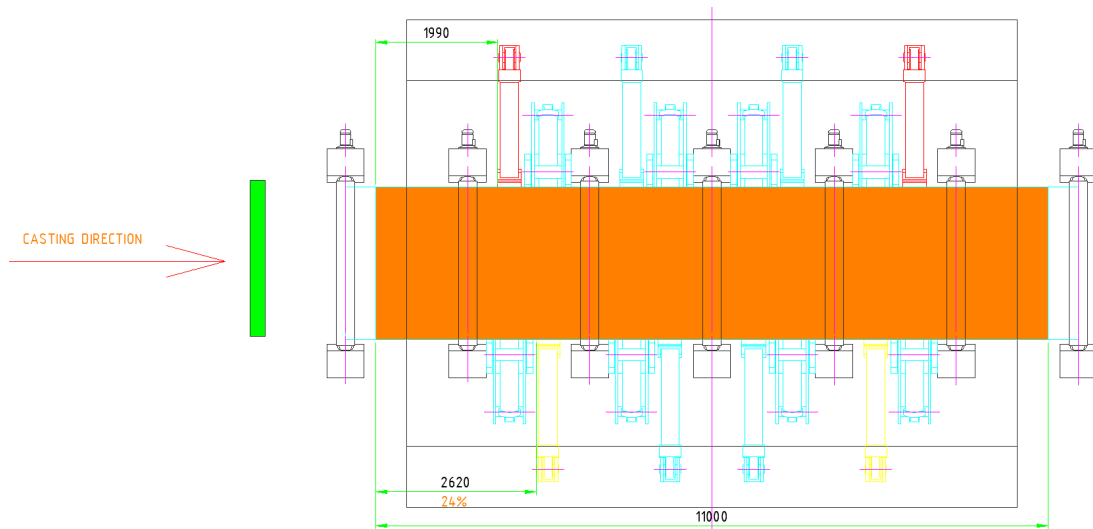
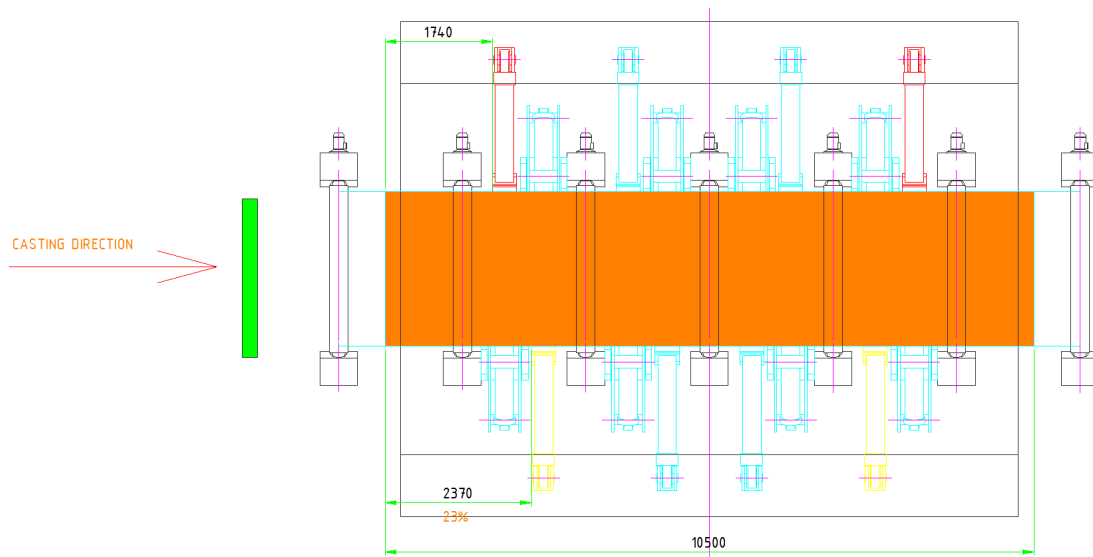




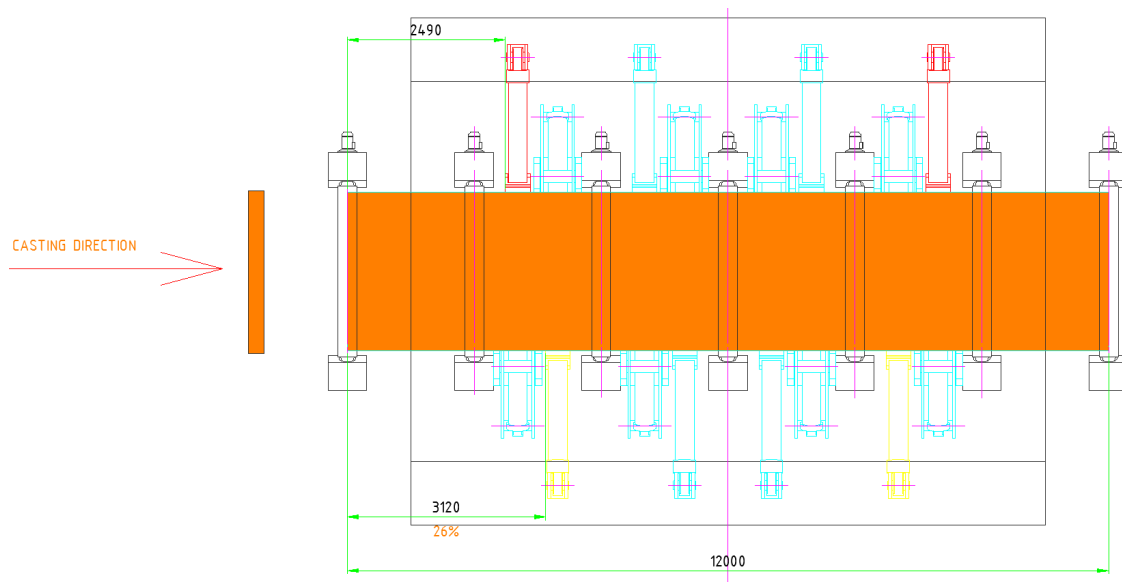






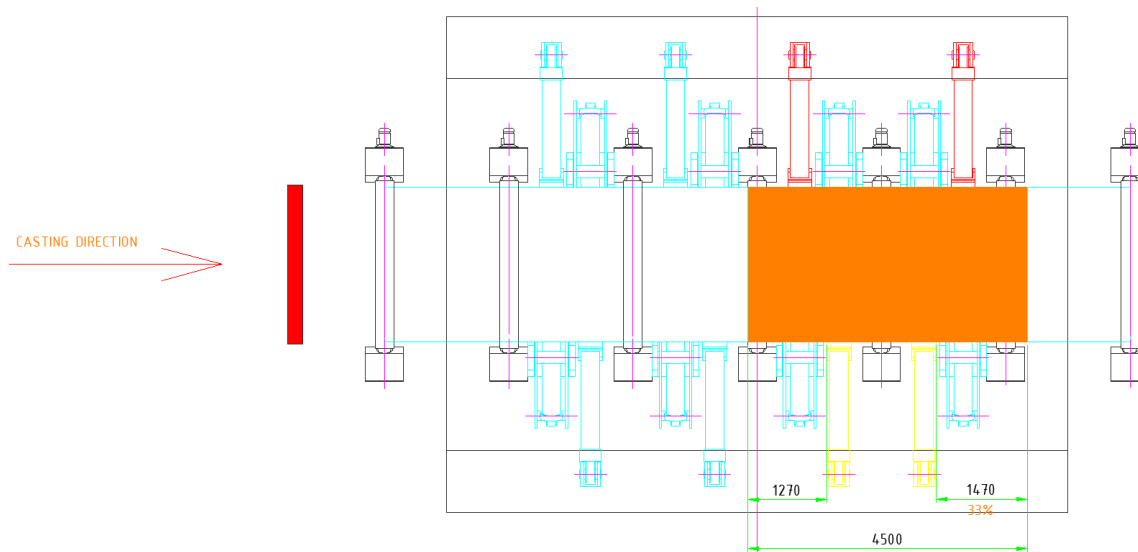
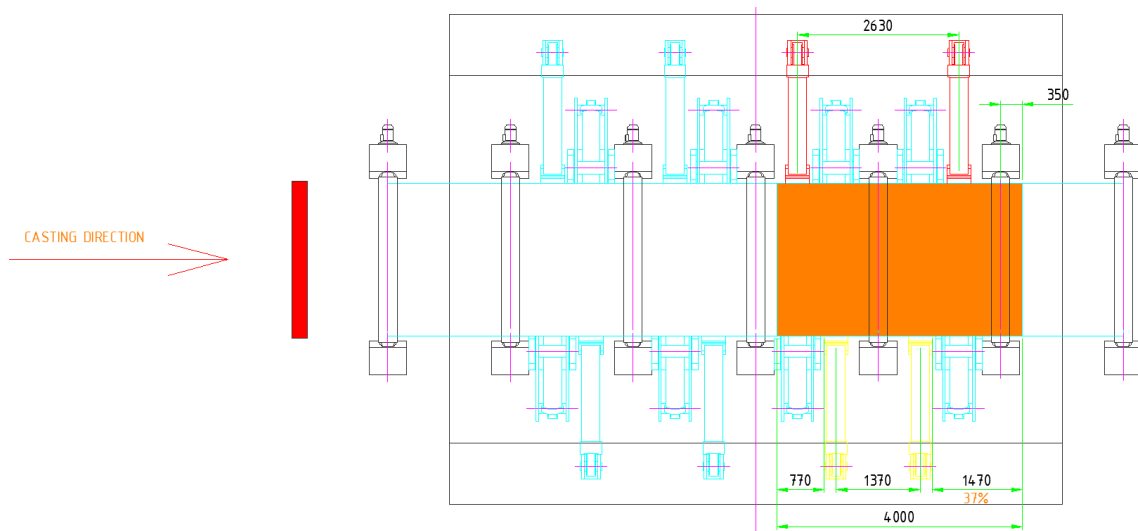


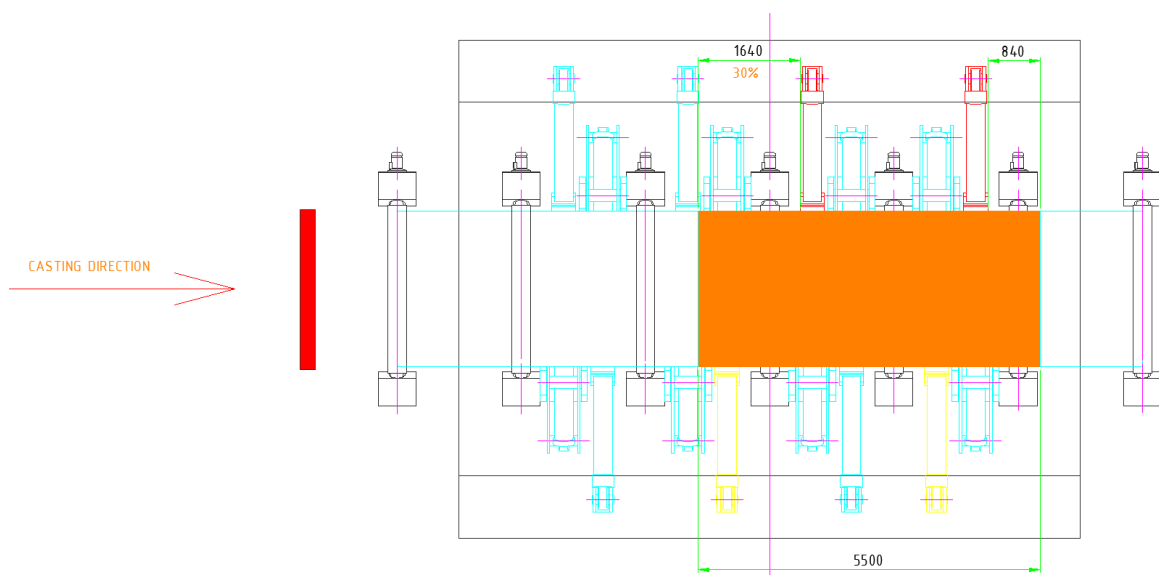
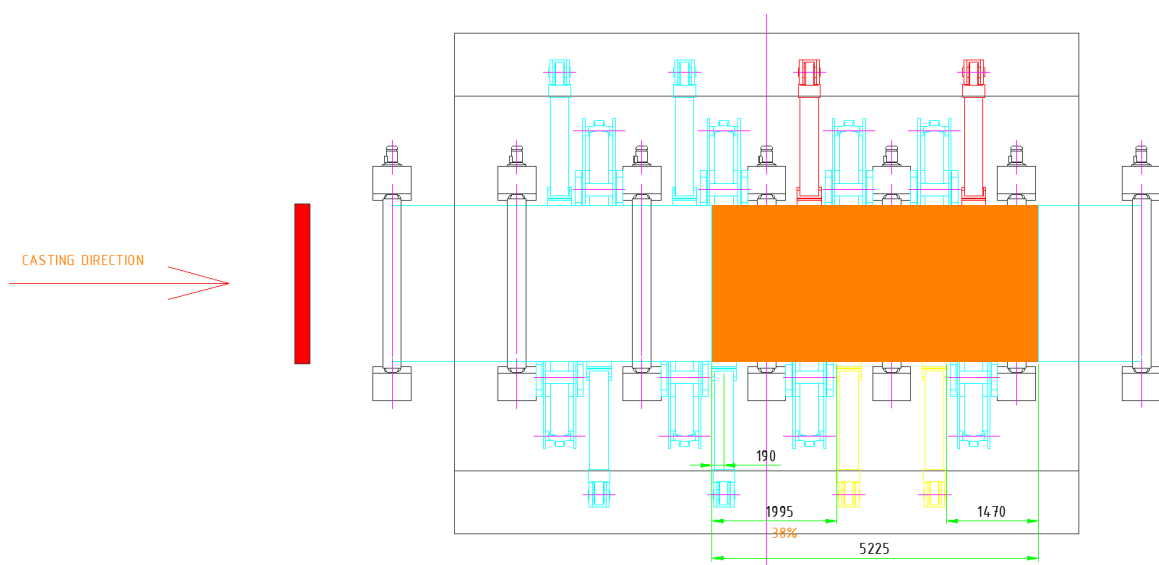
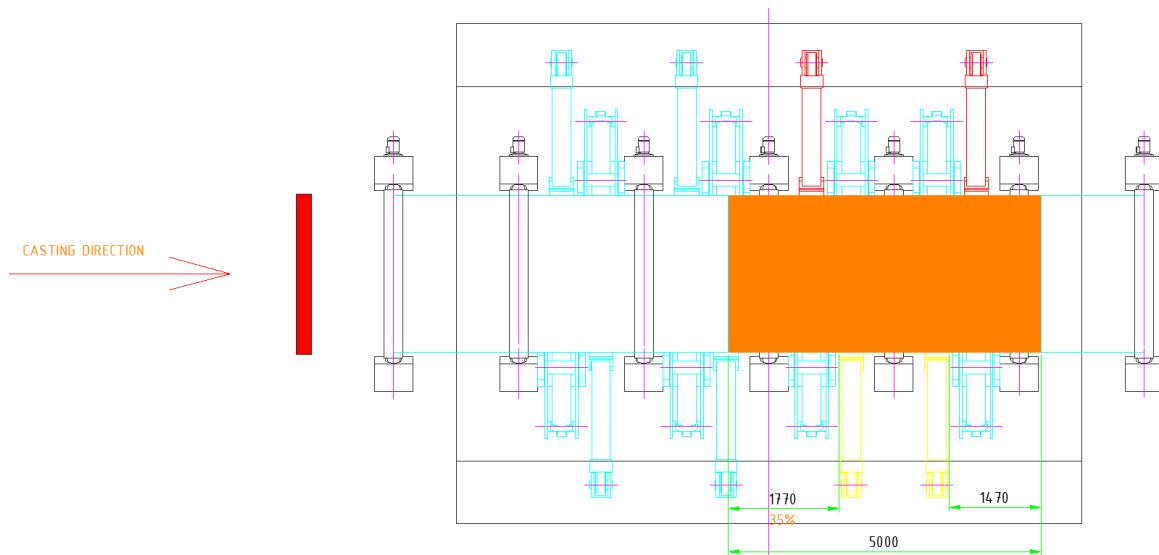


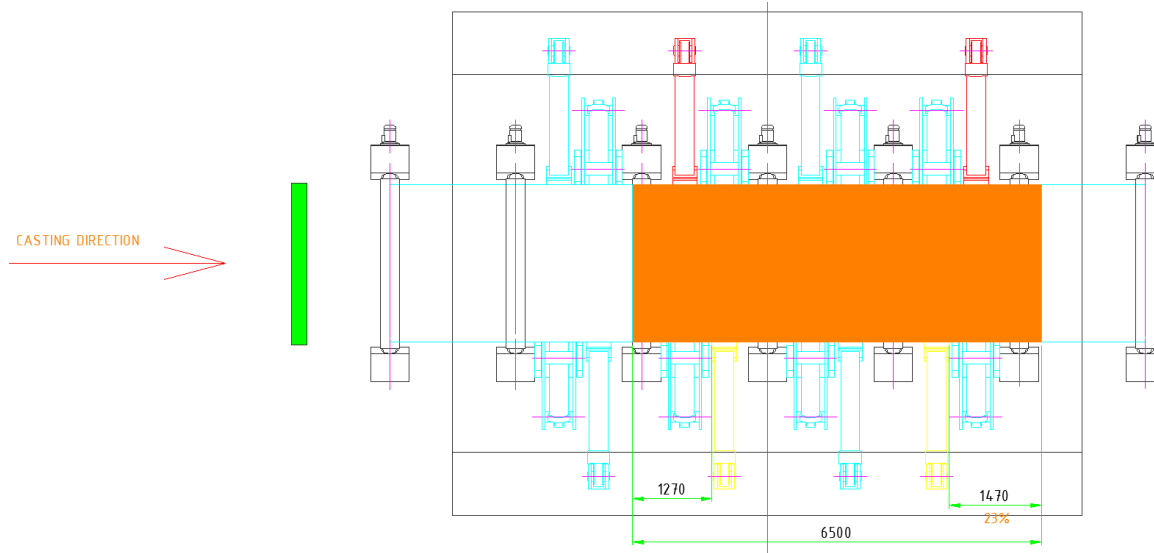
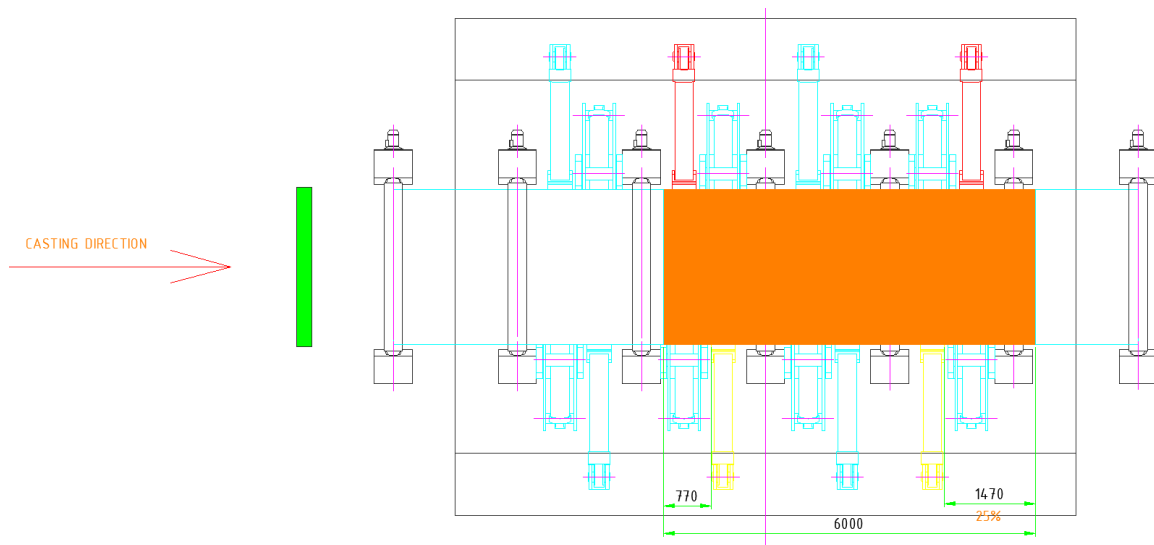
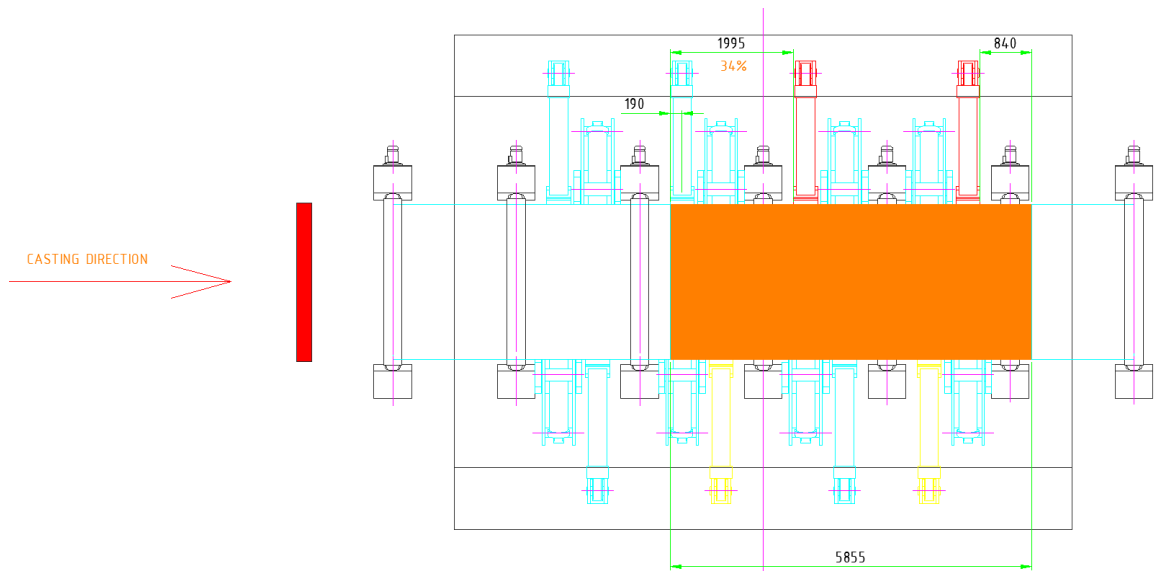


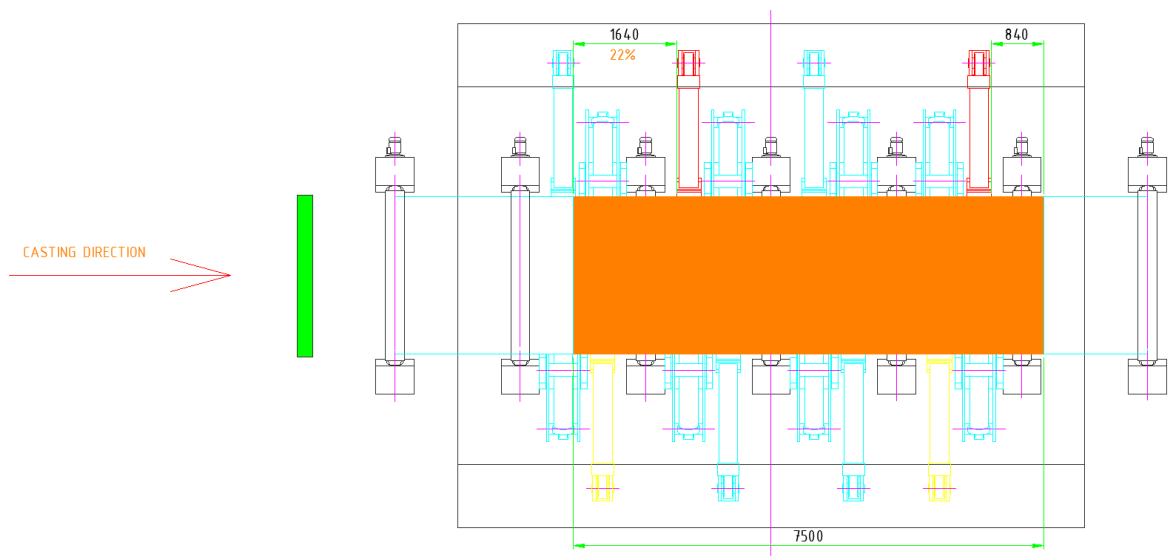
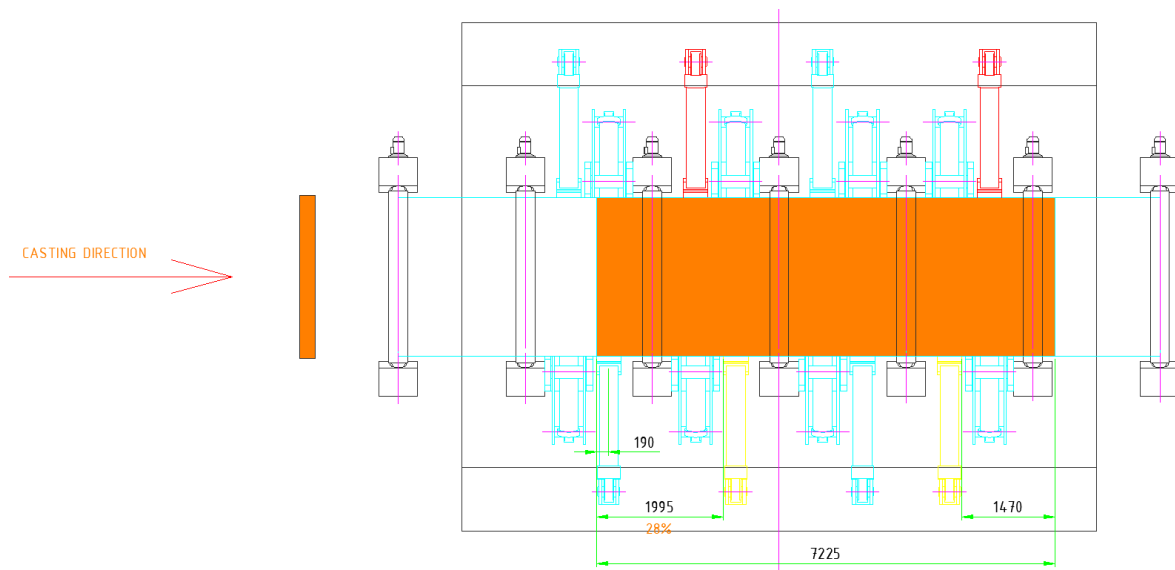
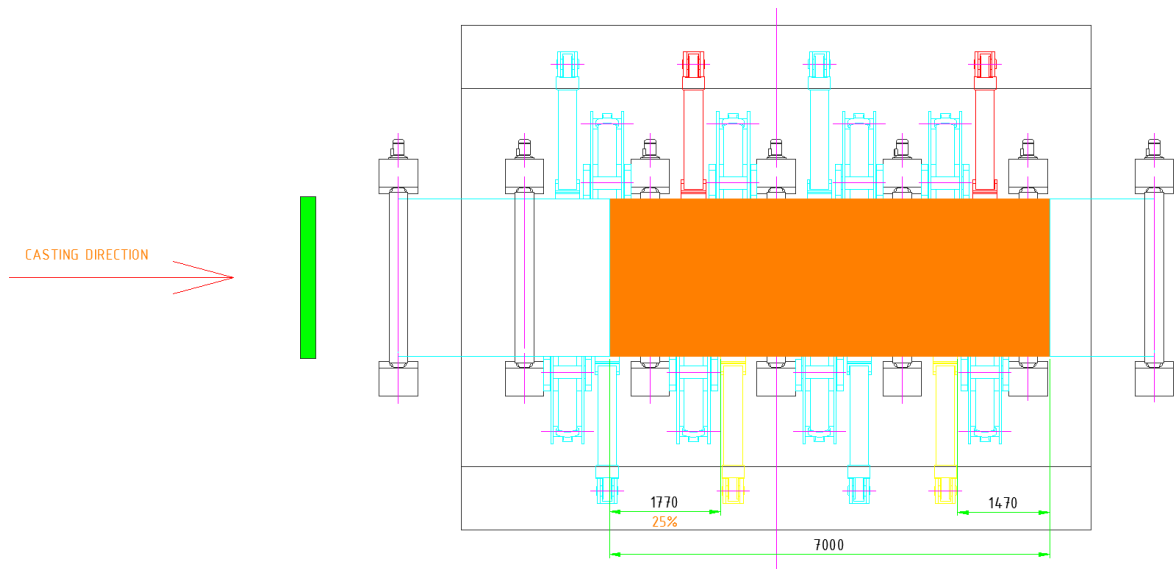
## 9.2. Symmetrische Anordnung von zwei Armen pro Seite

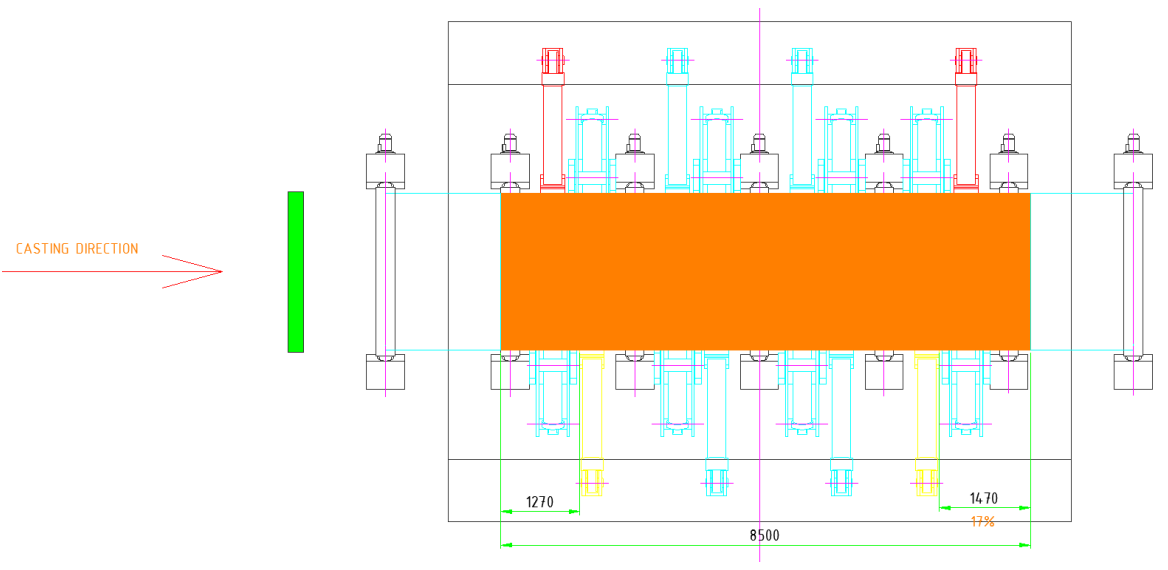
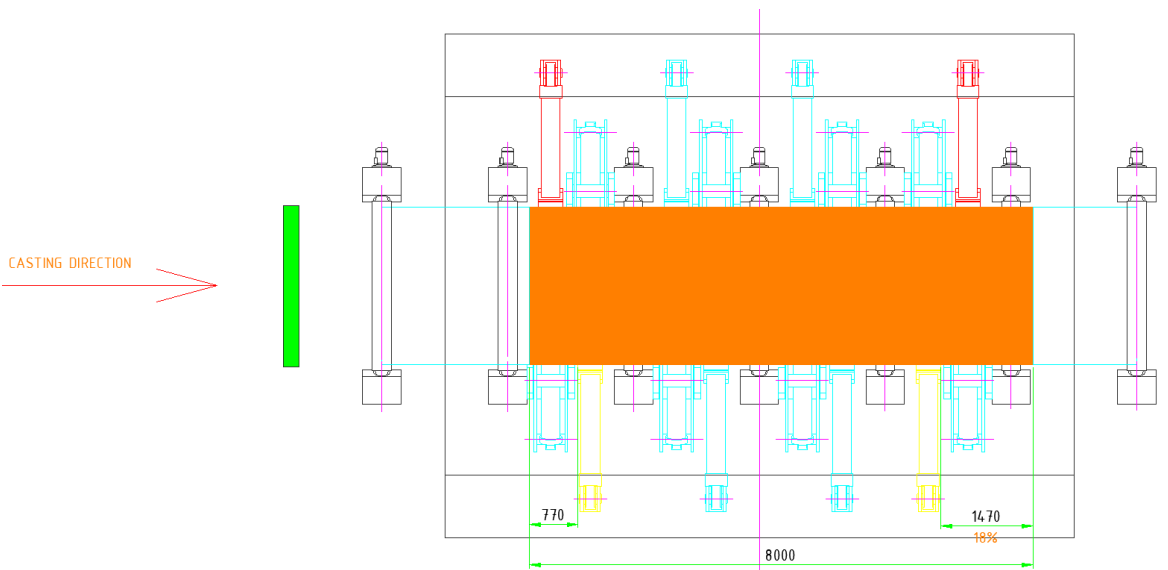
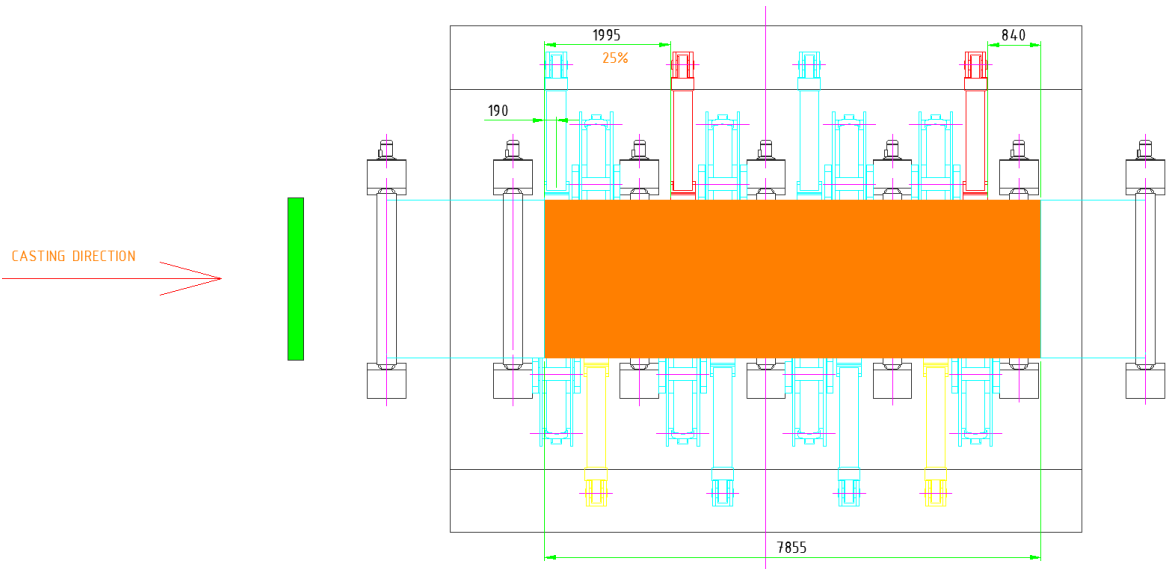
### 9.2.1. Bramme auf Anschlag fahren und wenden

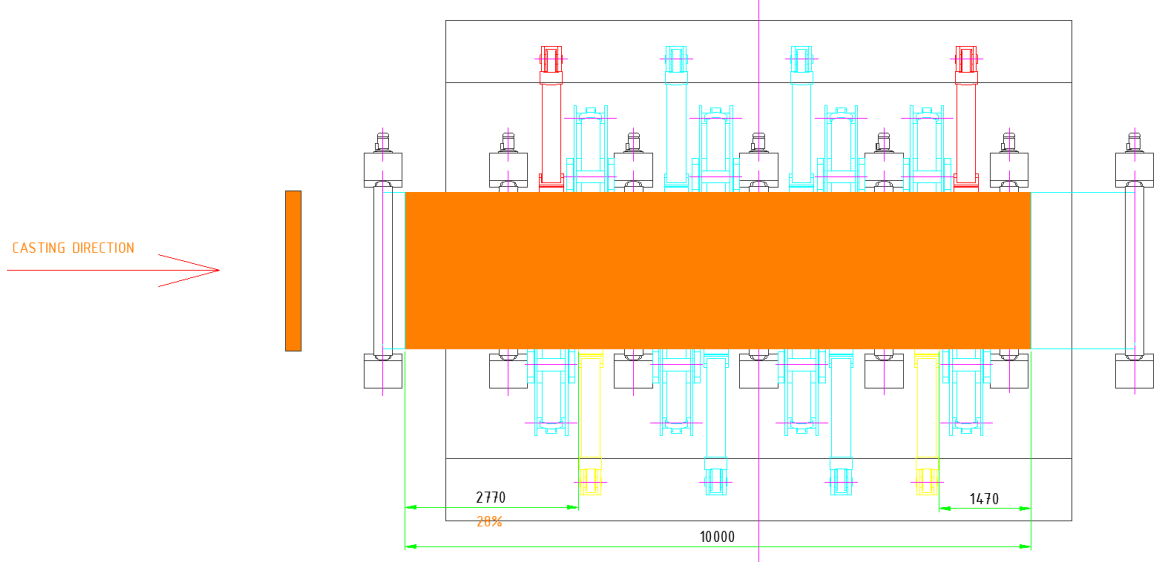
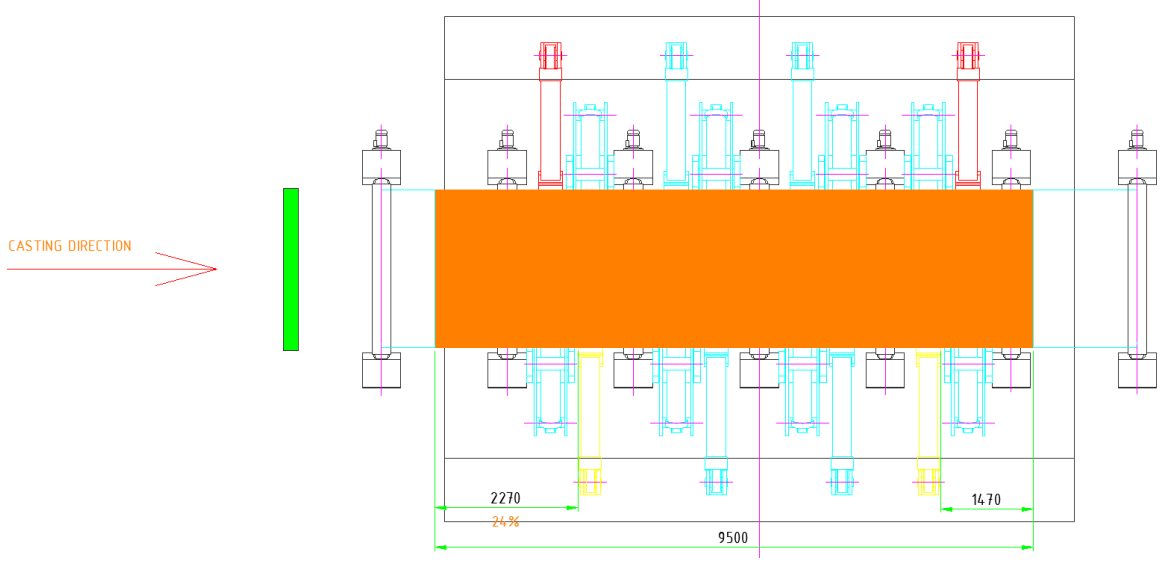
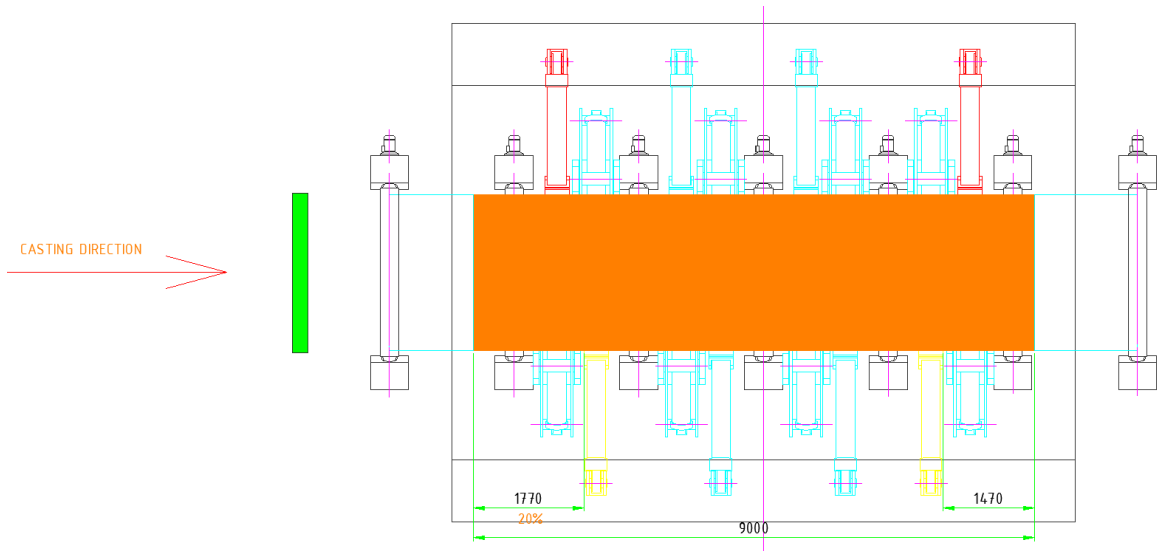


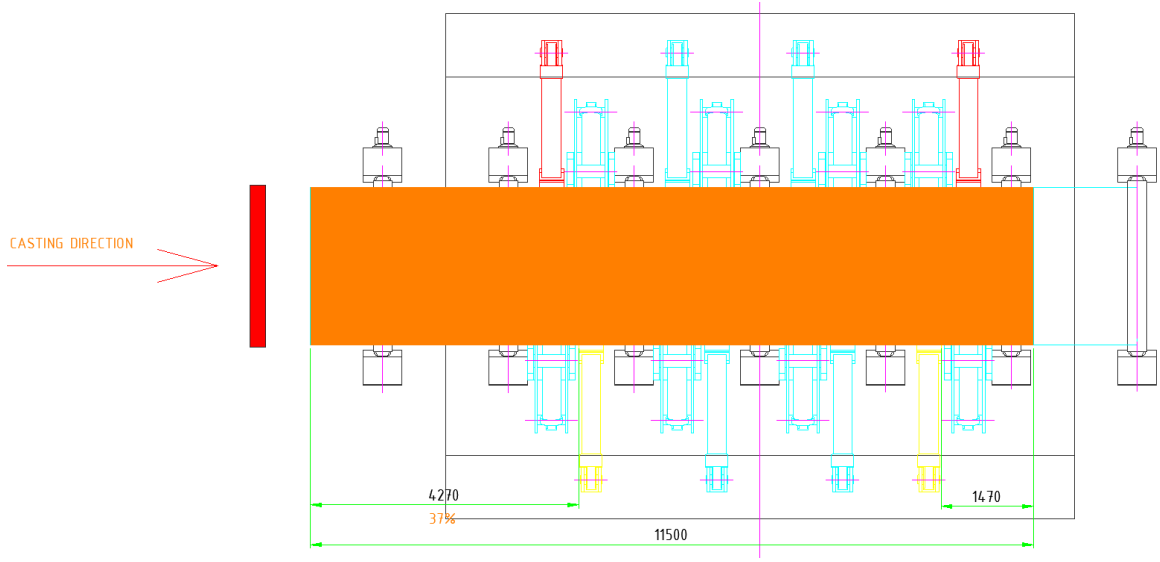
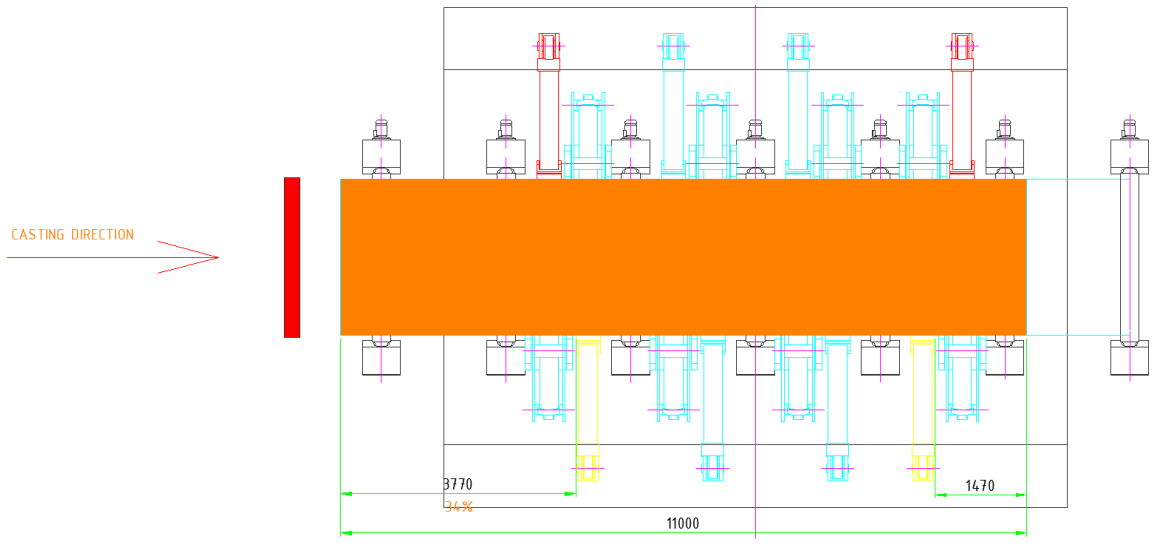
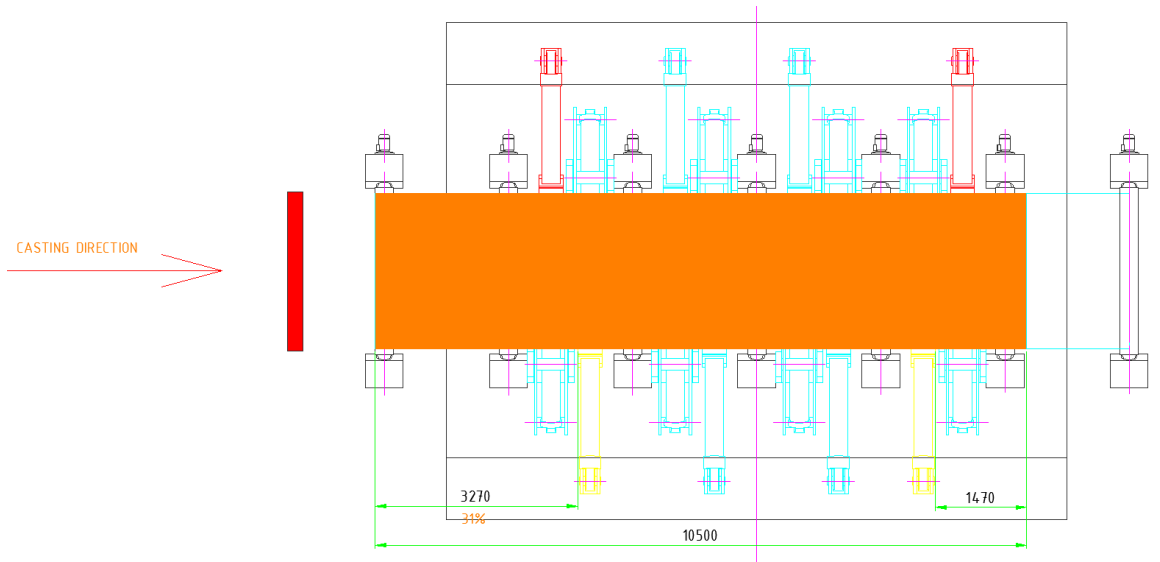


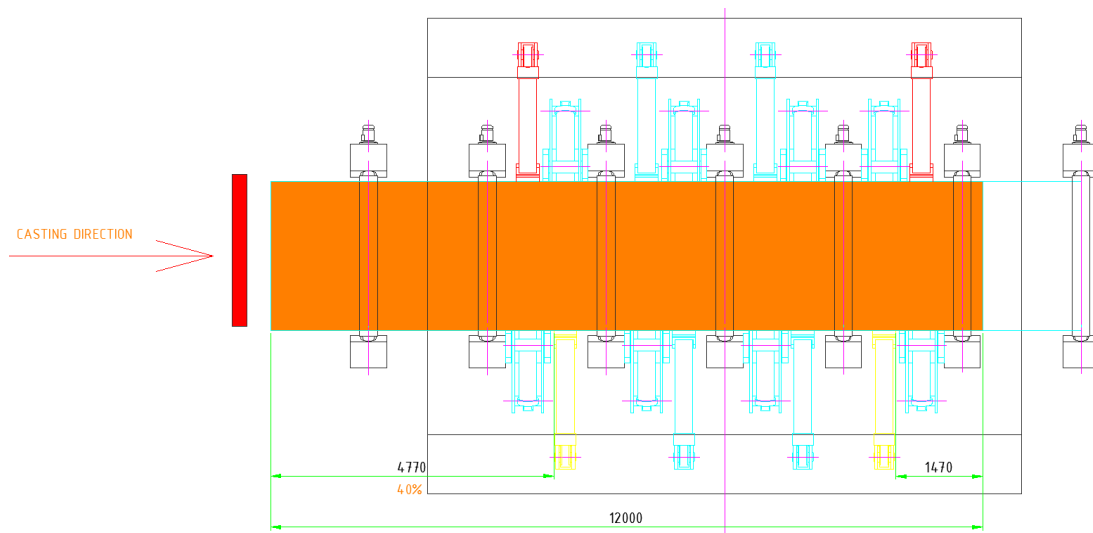




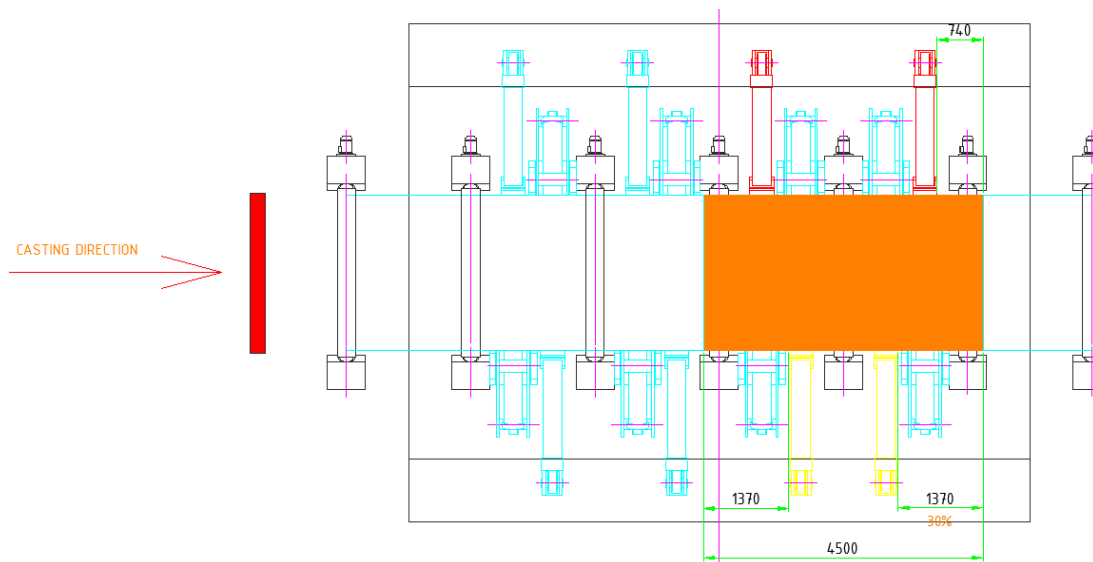
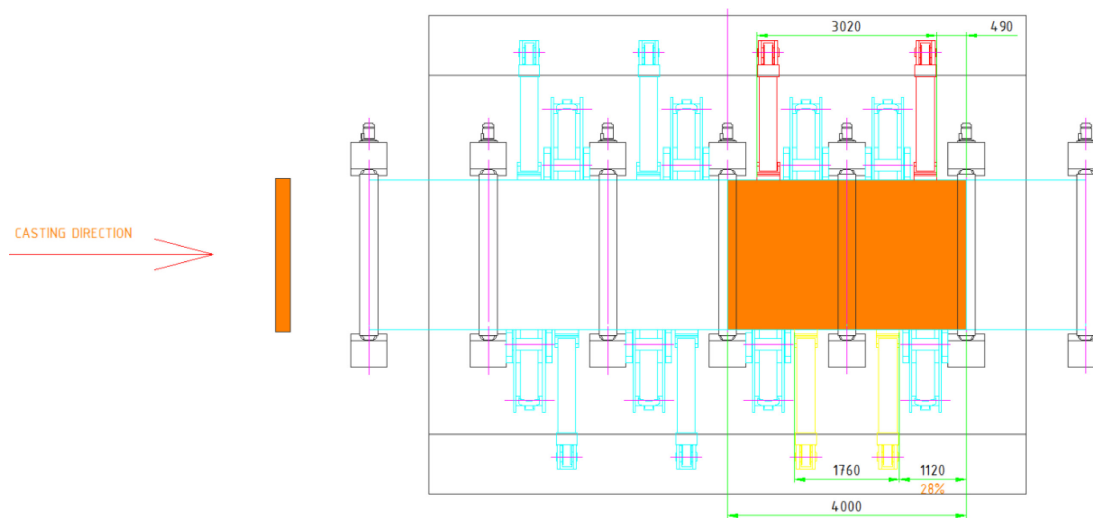




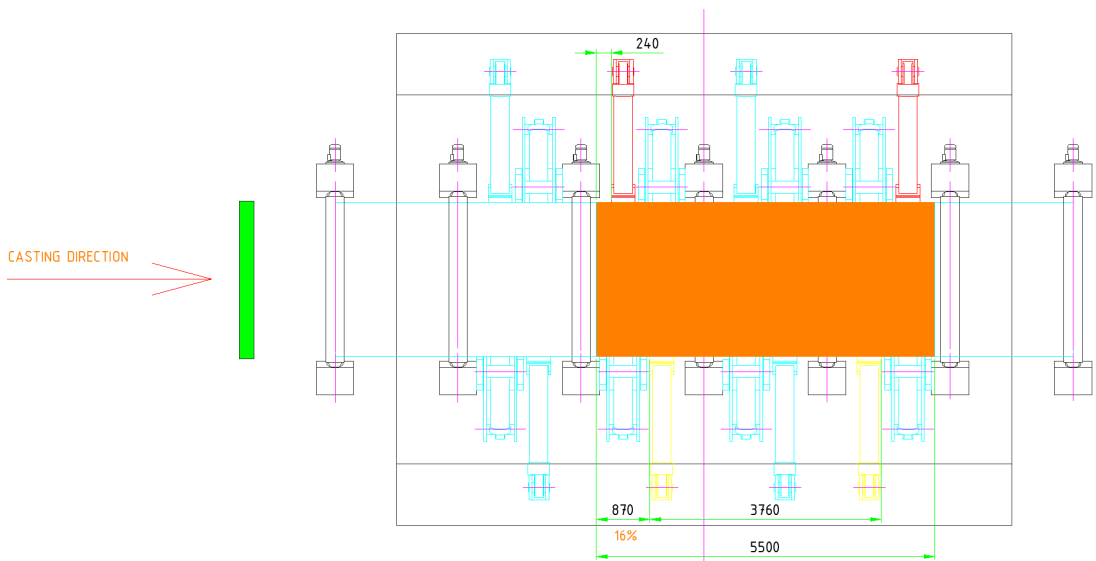
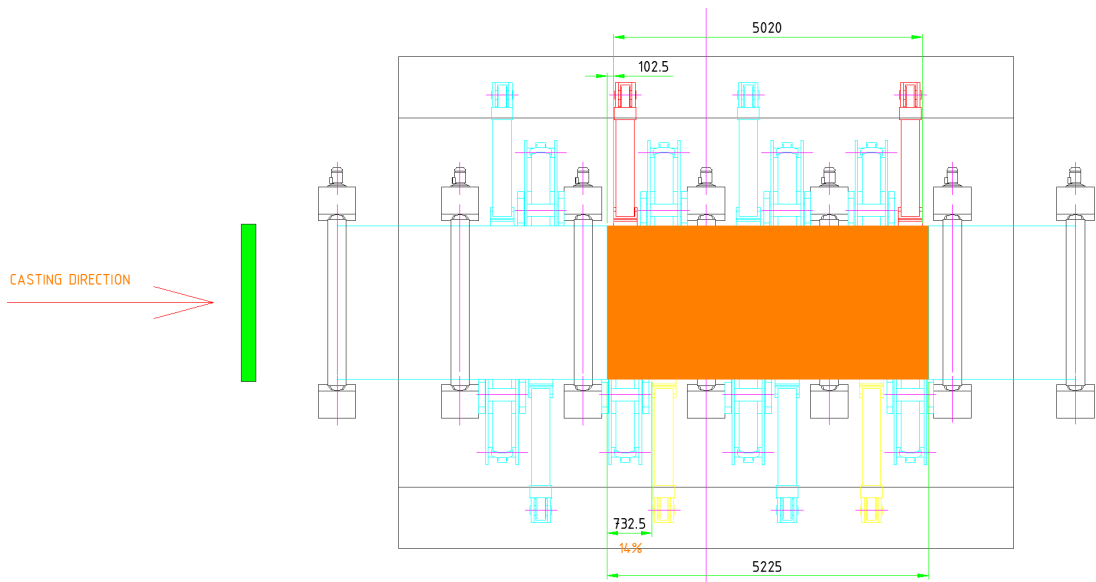
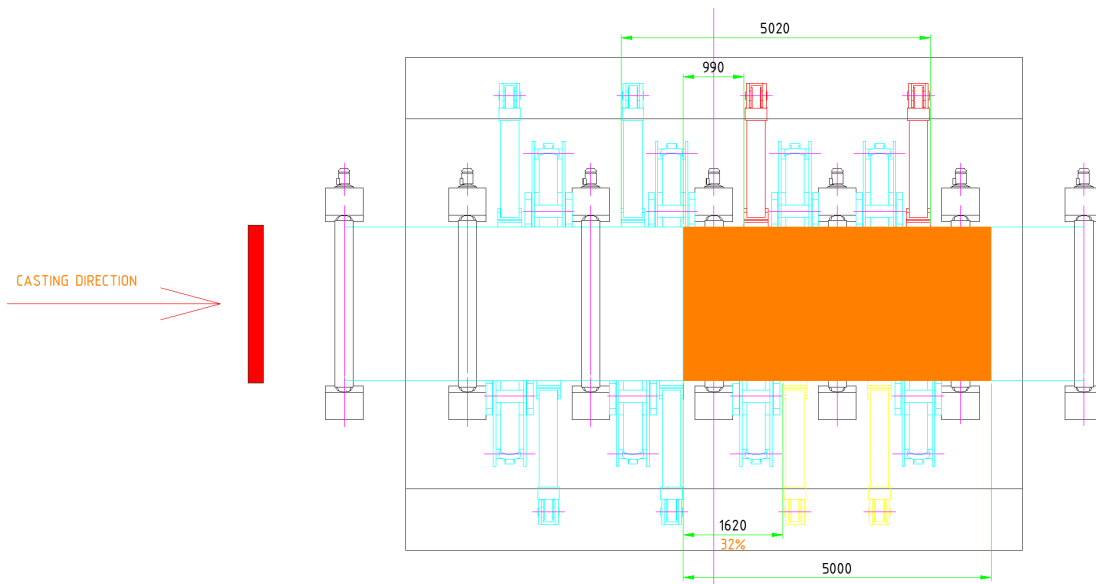


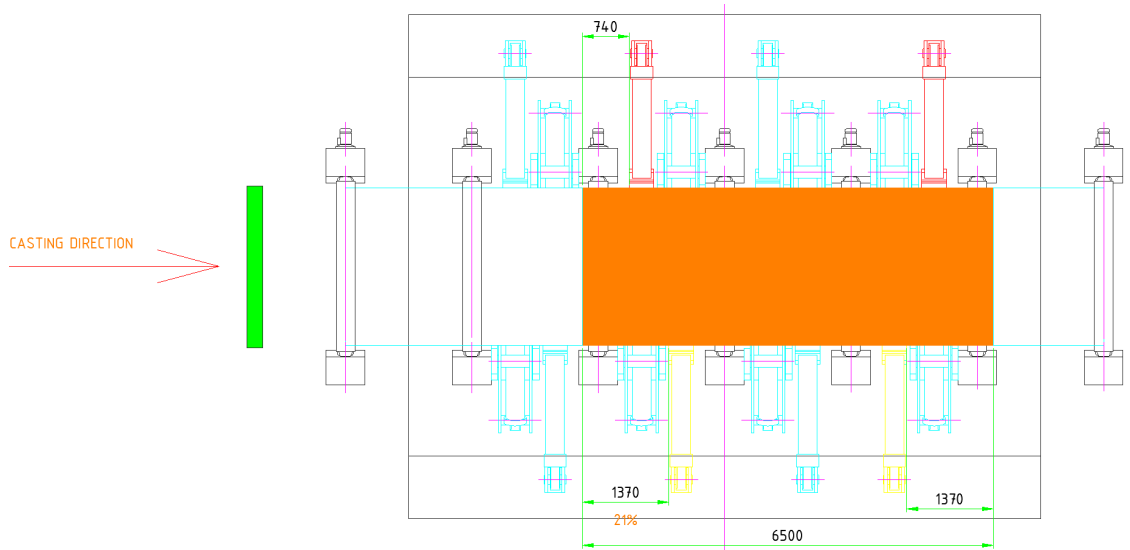
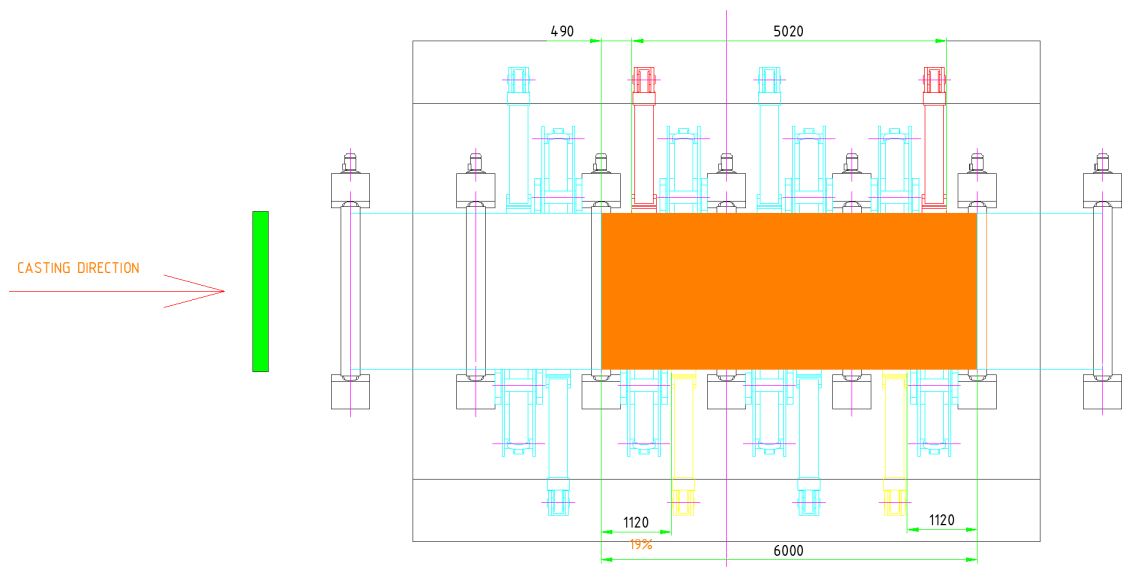
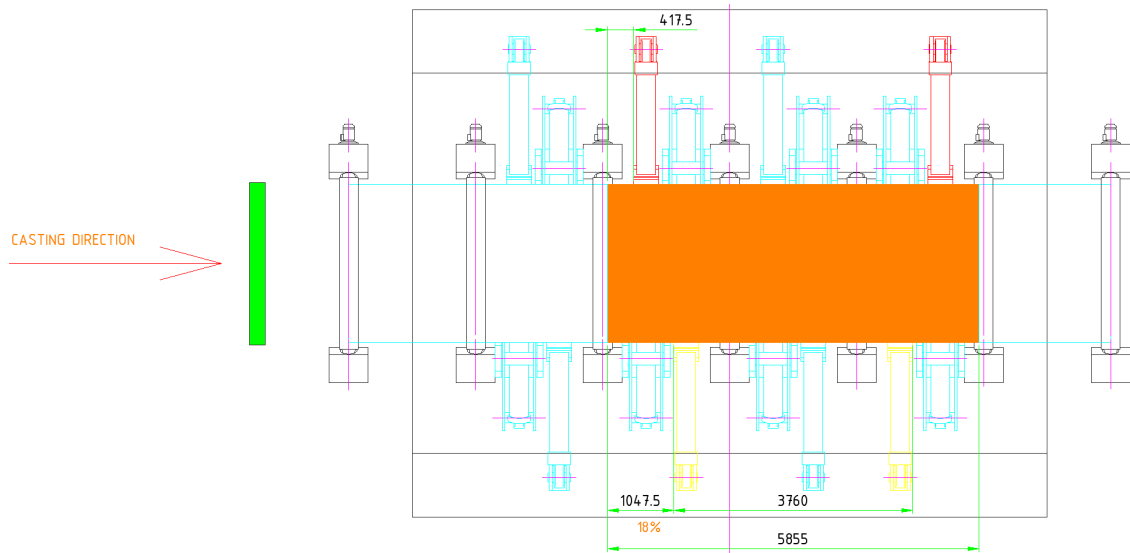


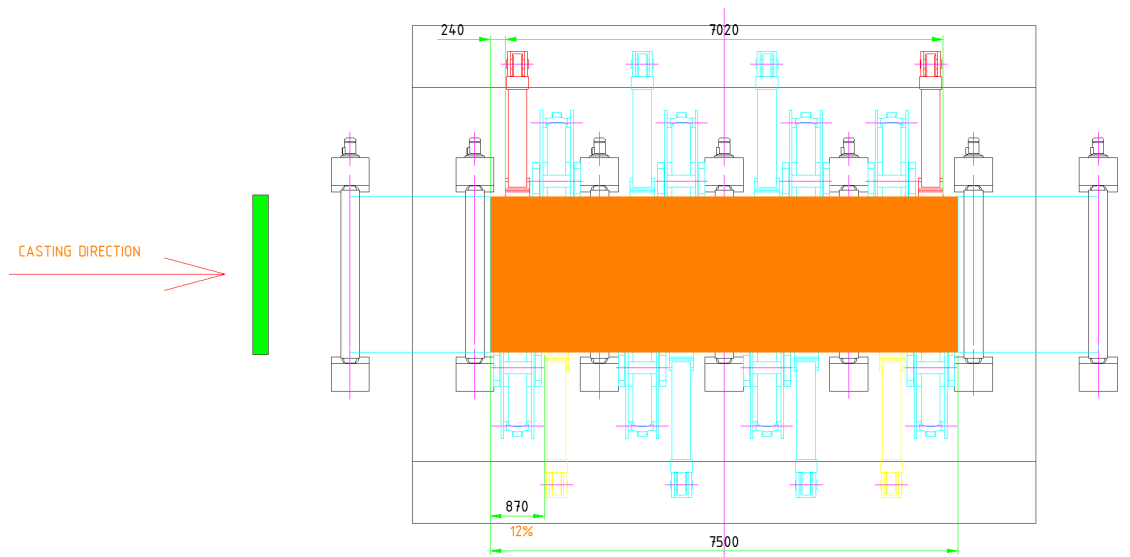
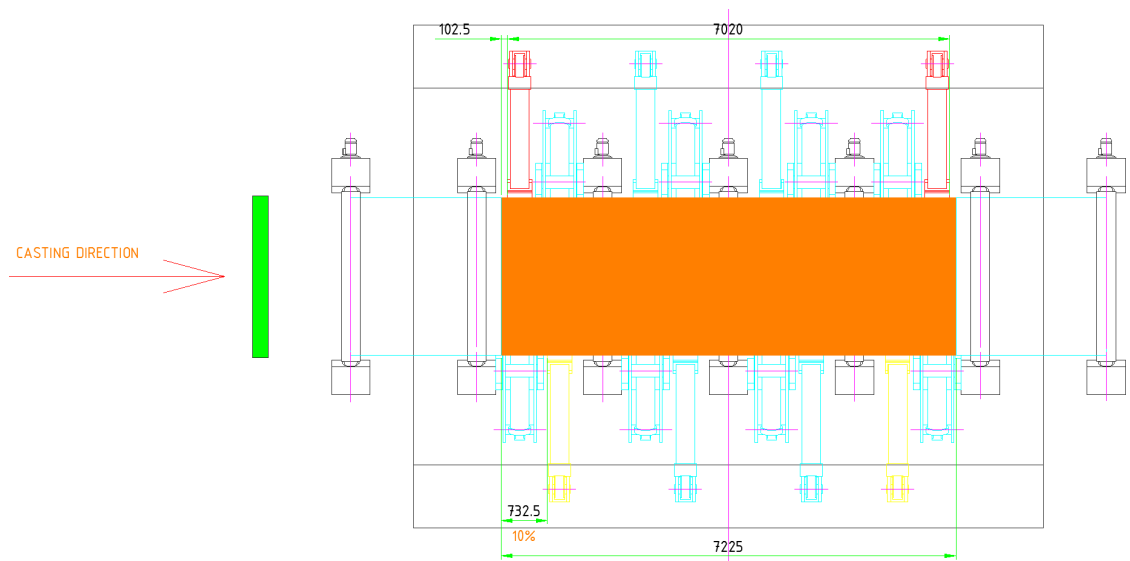
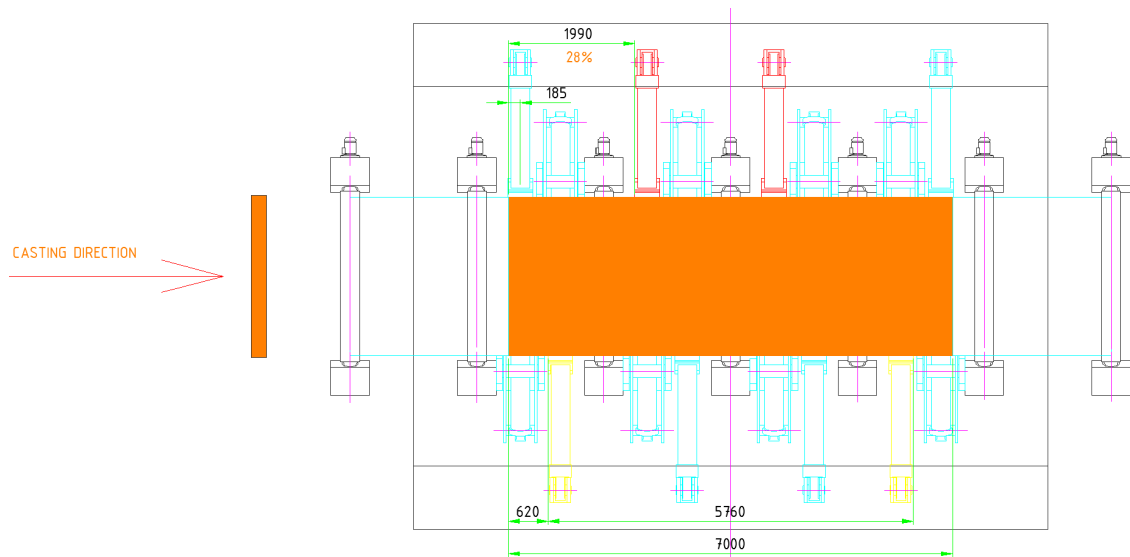
### 9.2.2. Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden

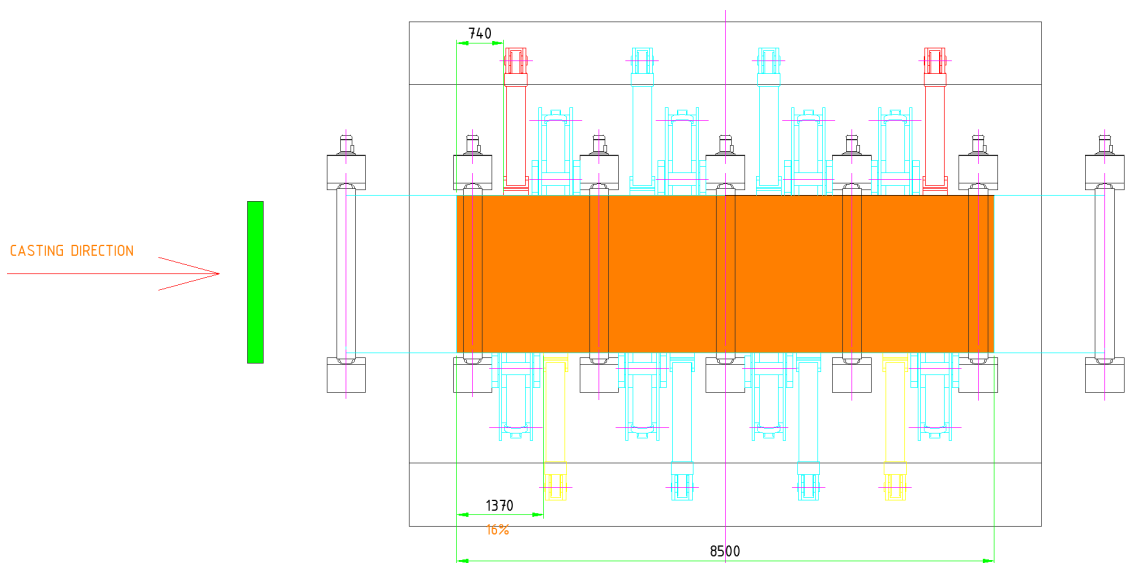
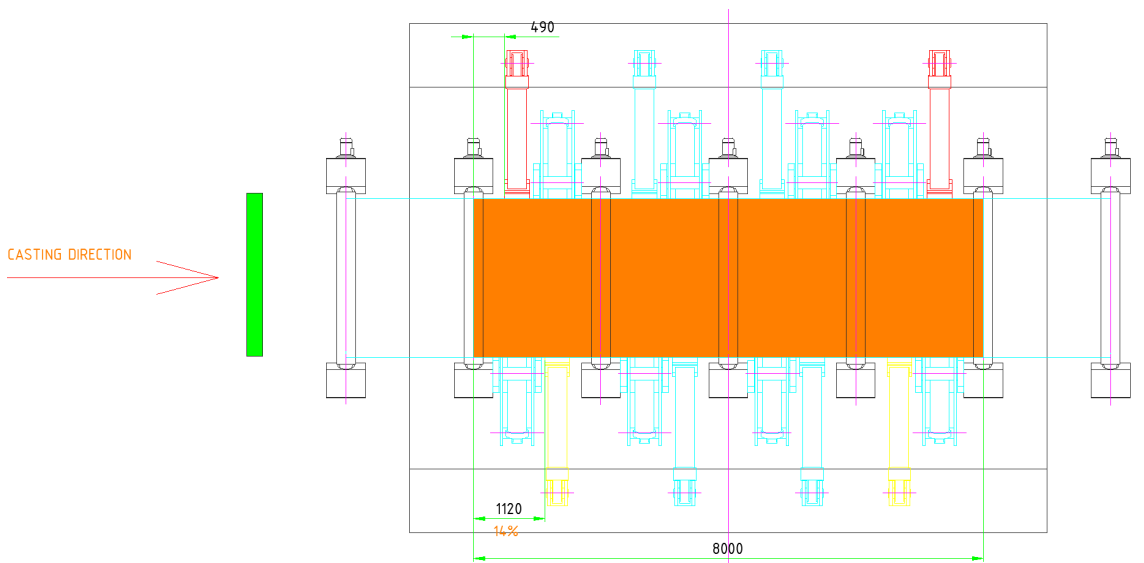
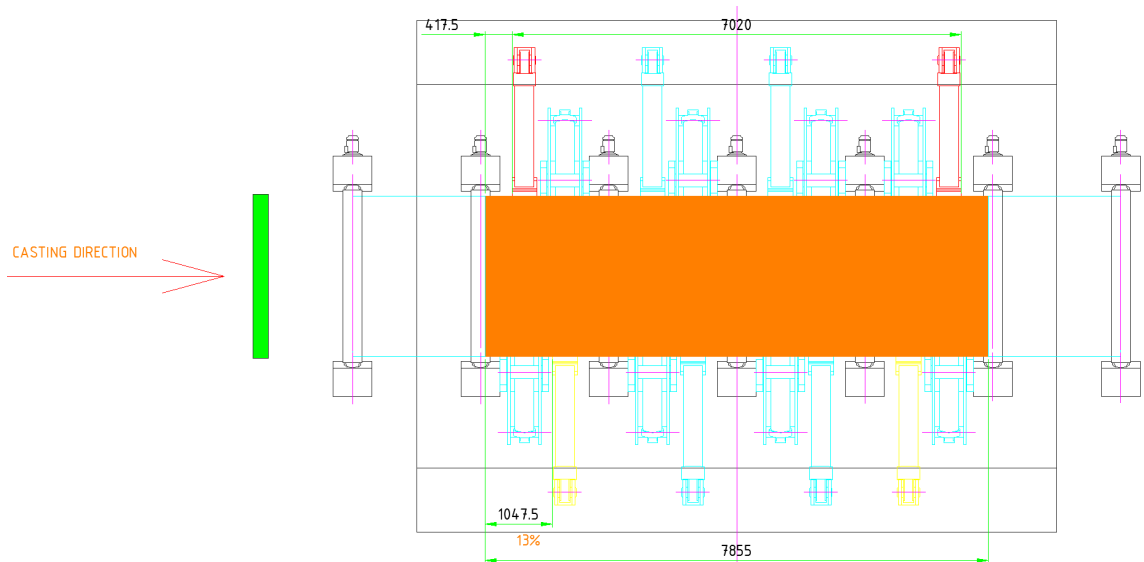


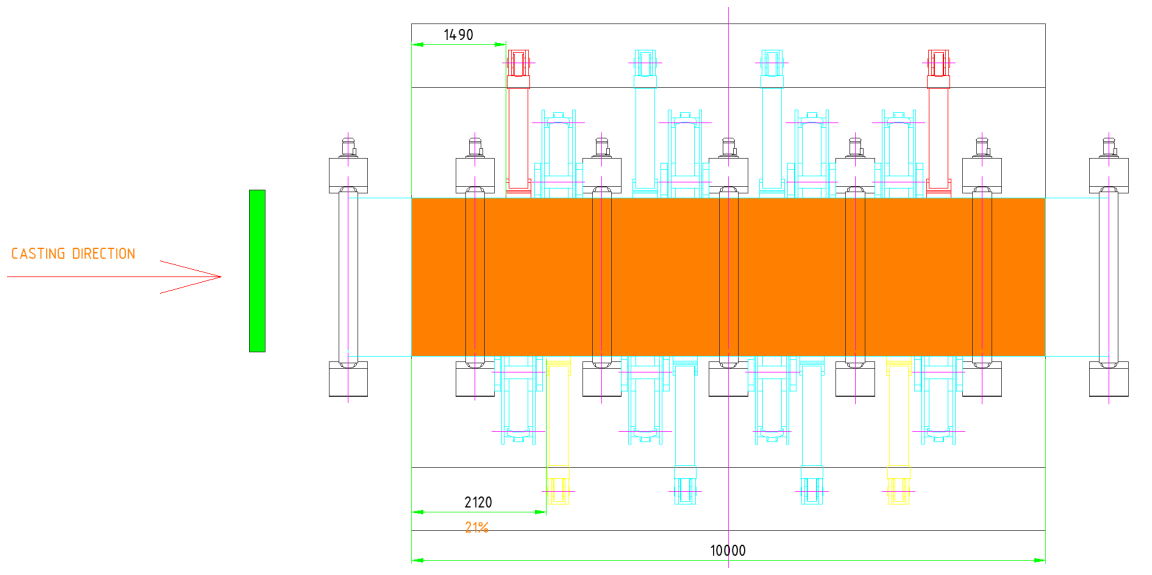
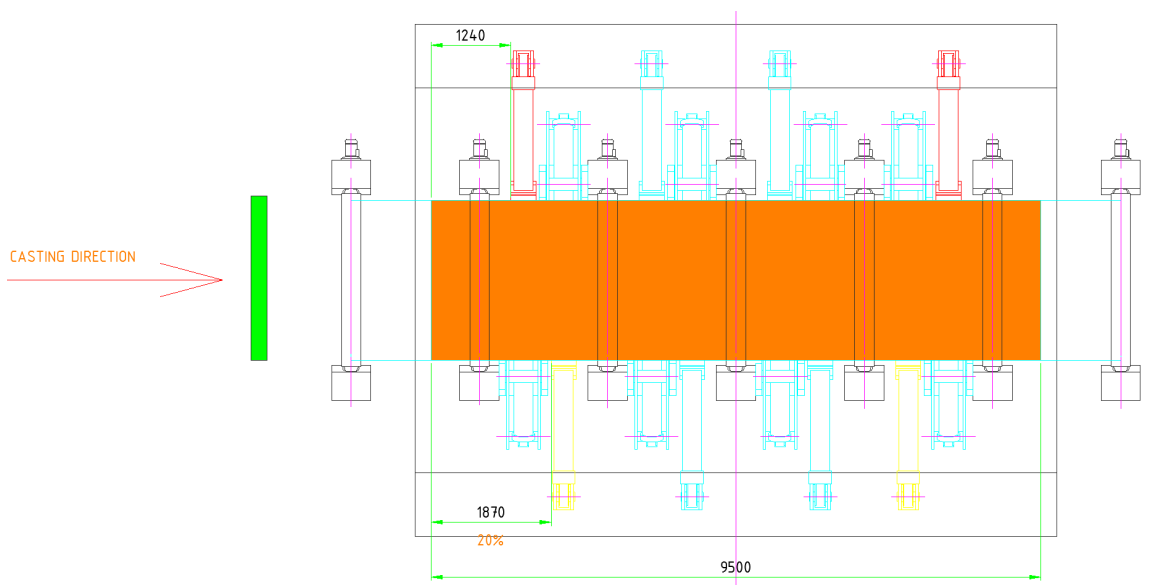
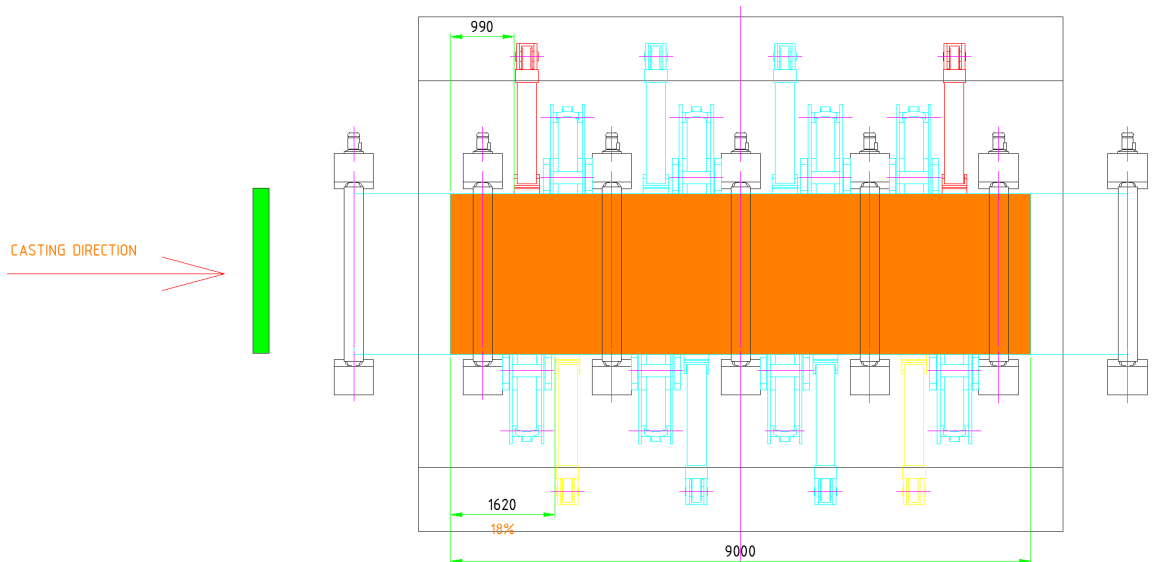


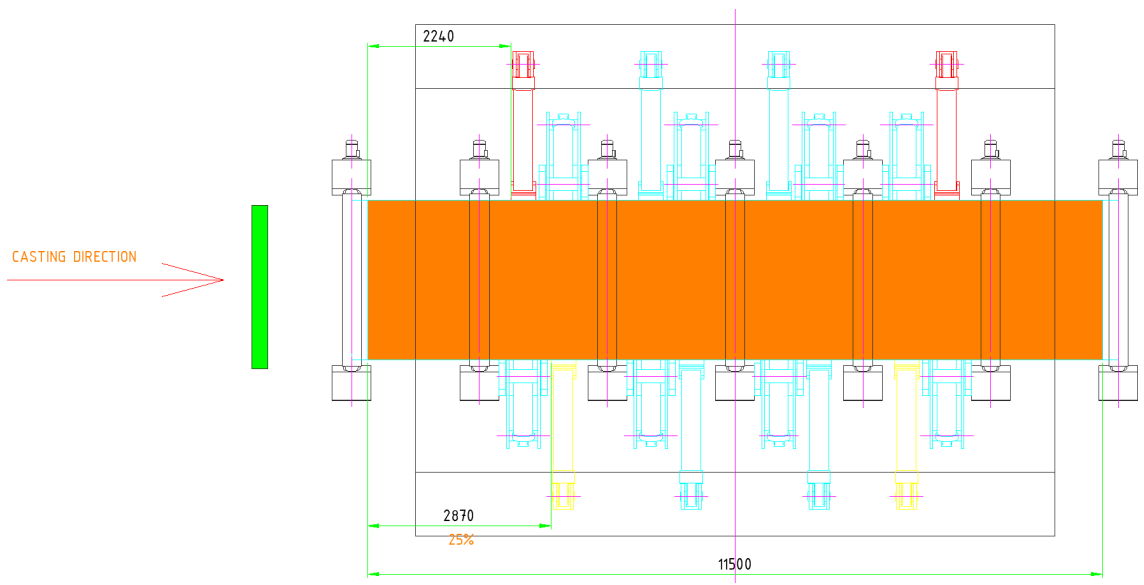
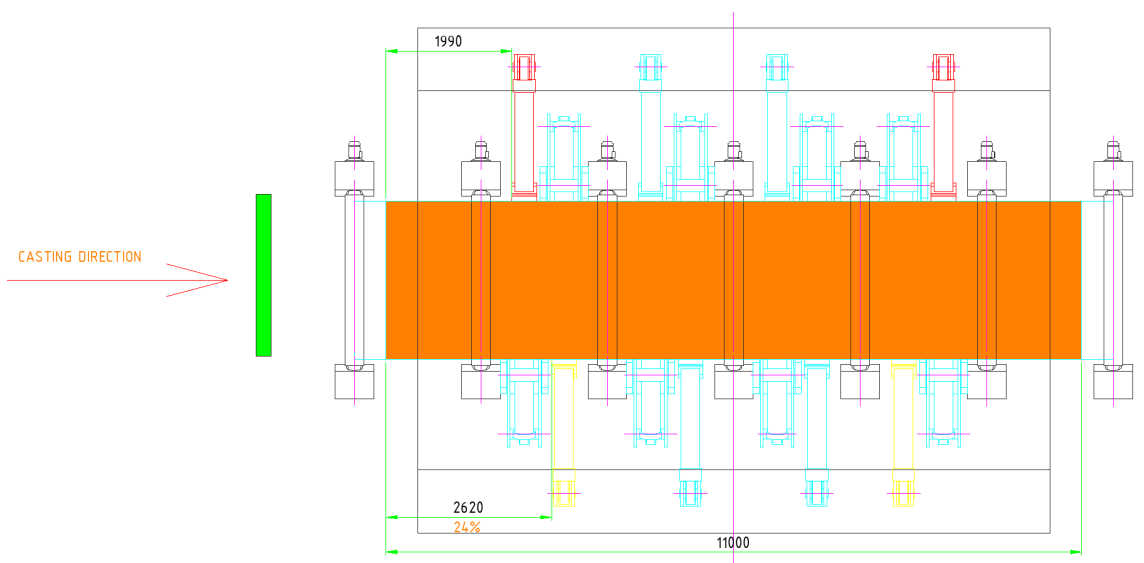
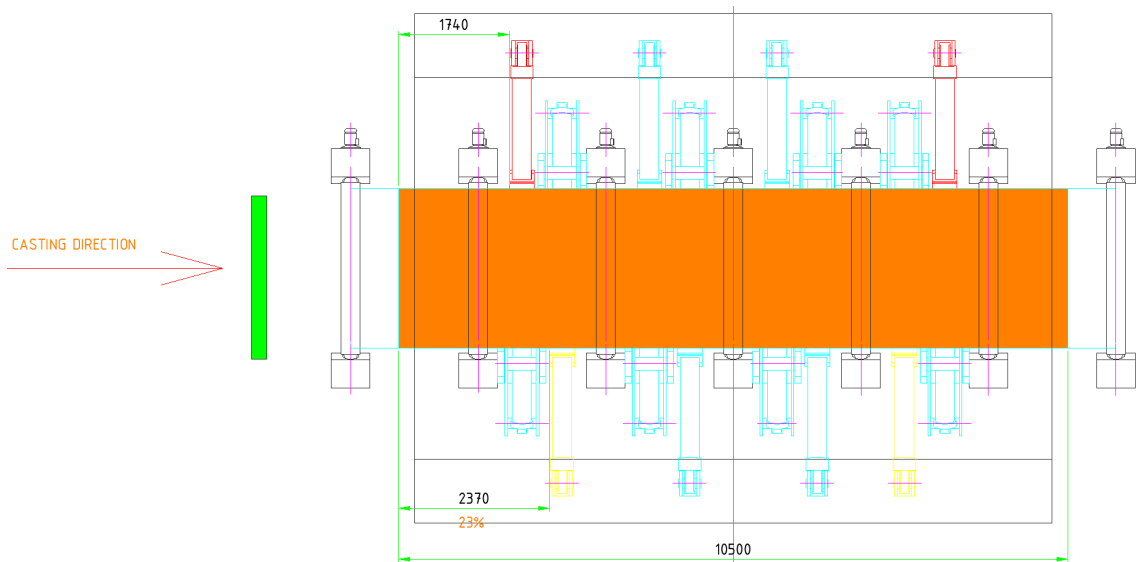


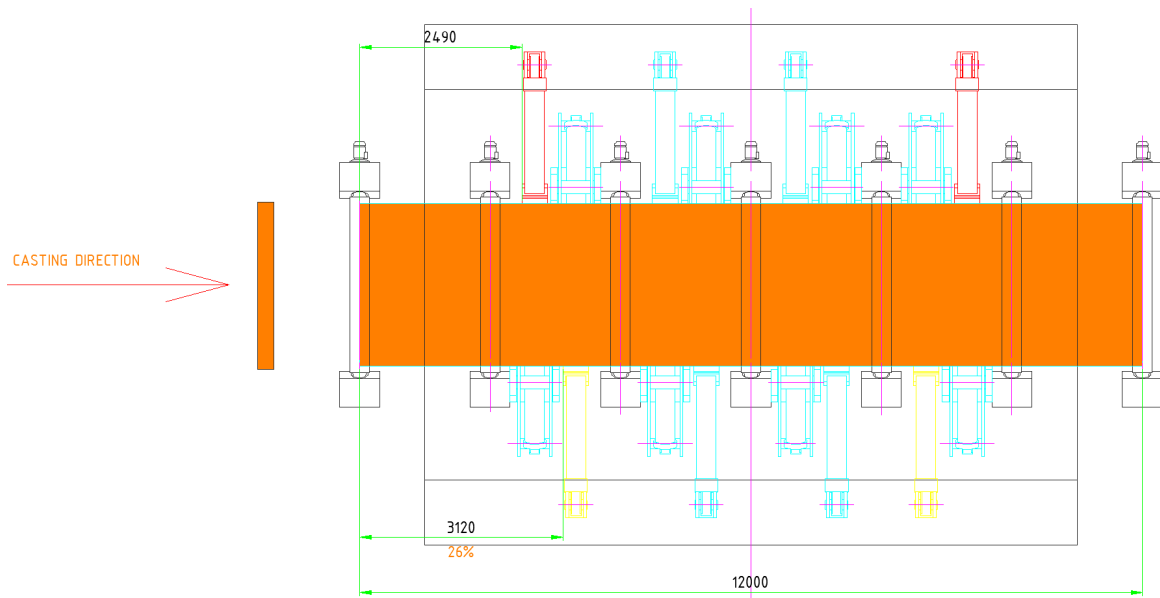






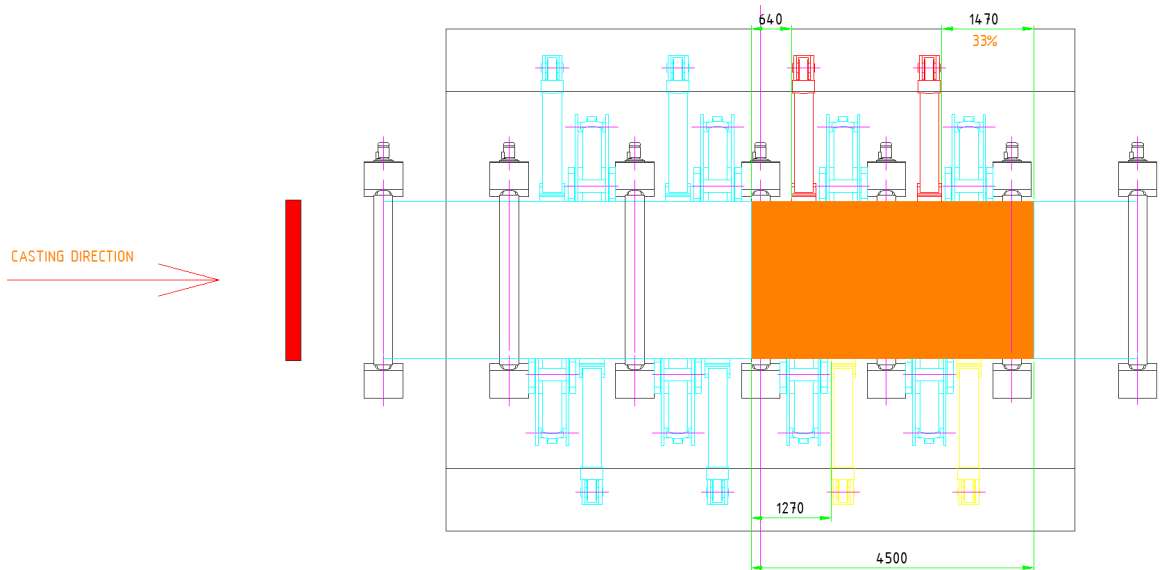
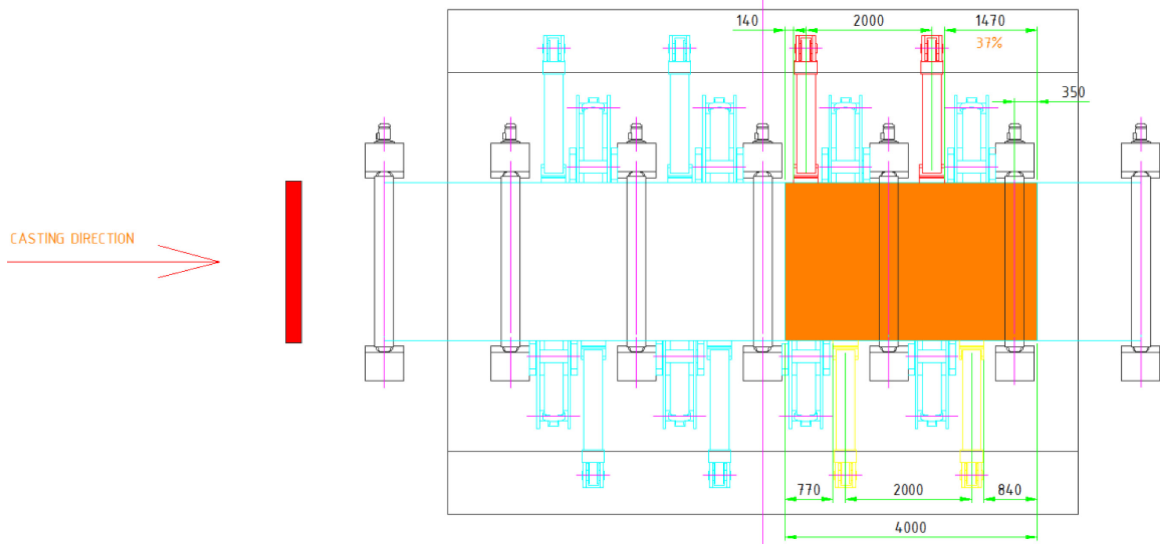


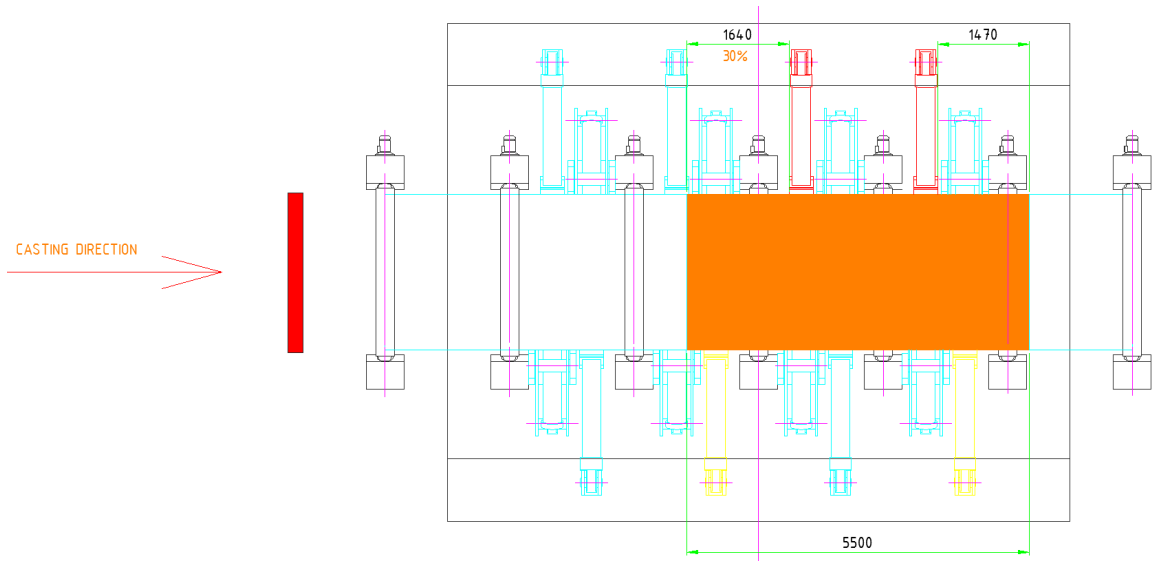
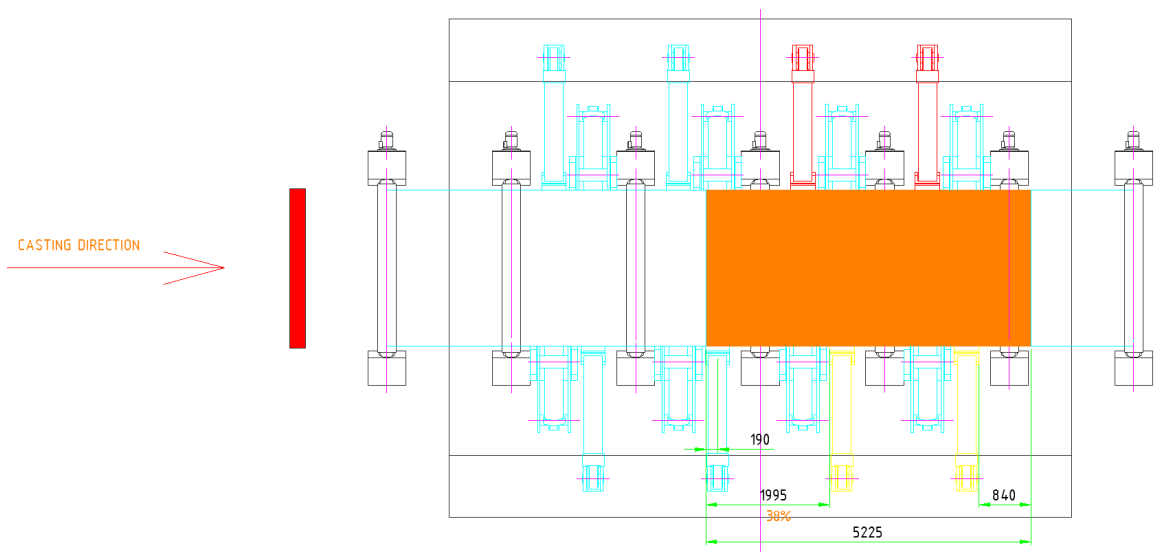
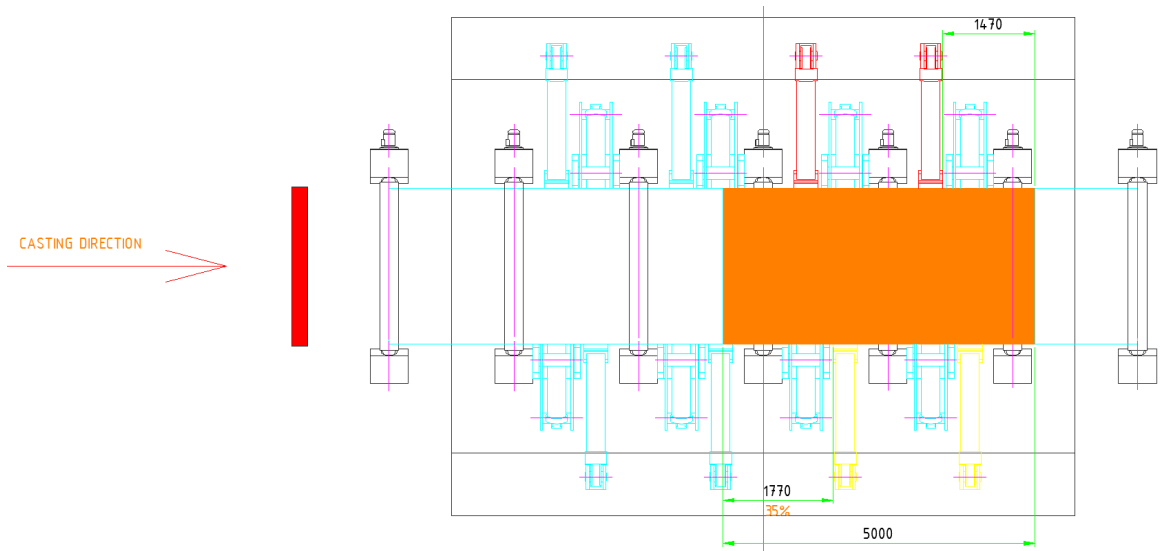




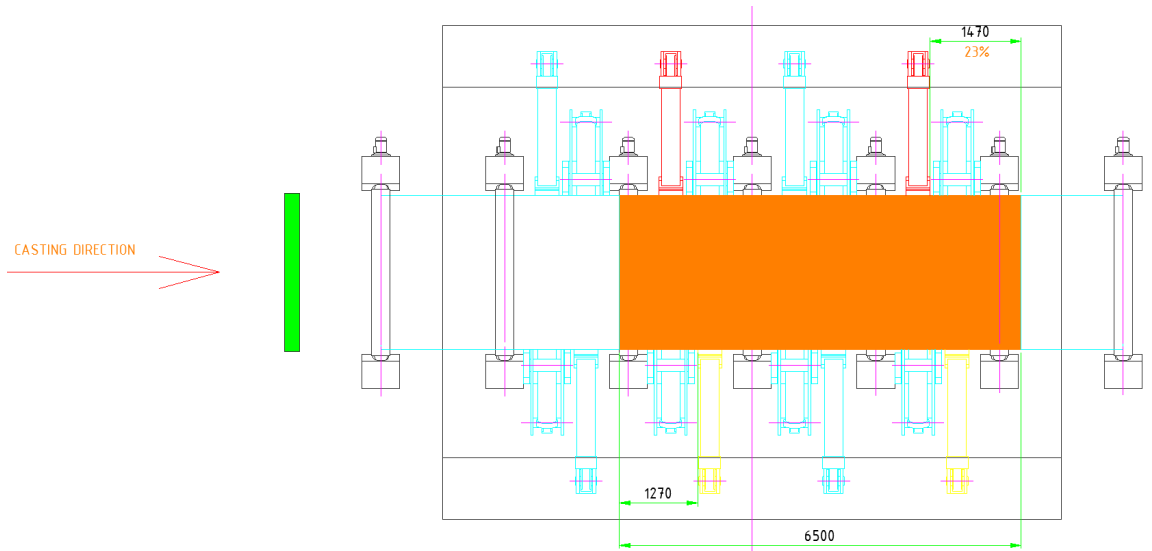
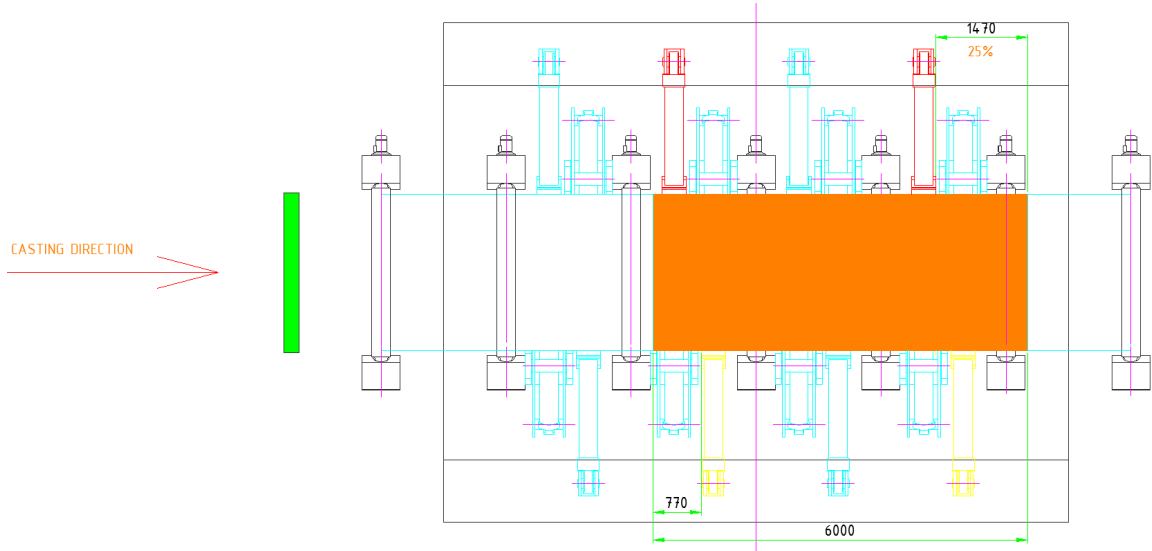
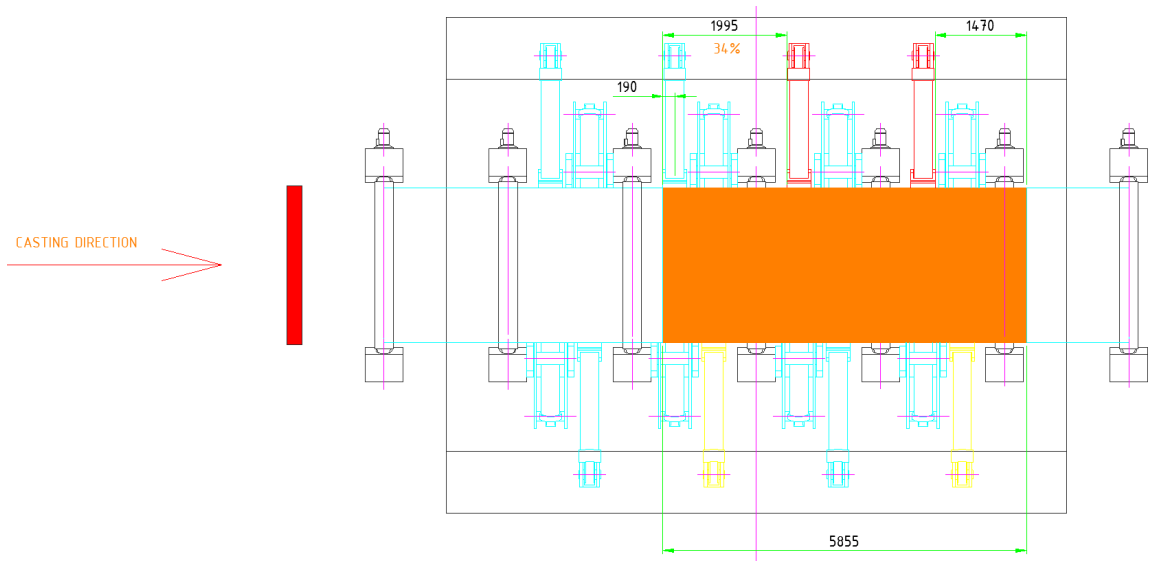
### 9.3. Anordnung aller Wendearme in Reihe

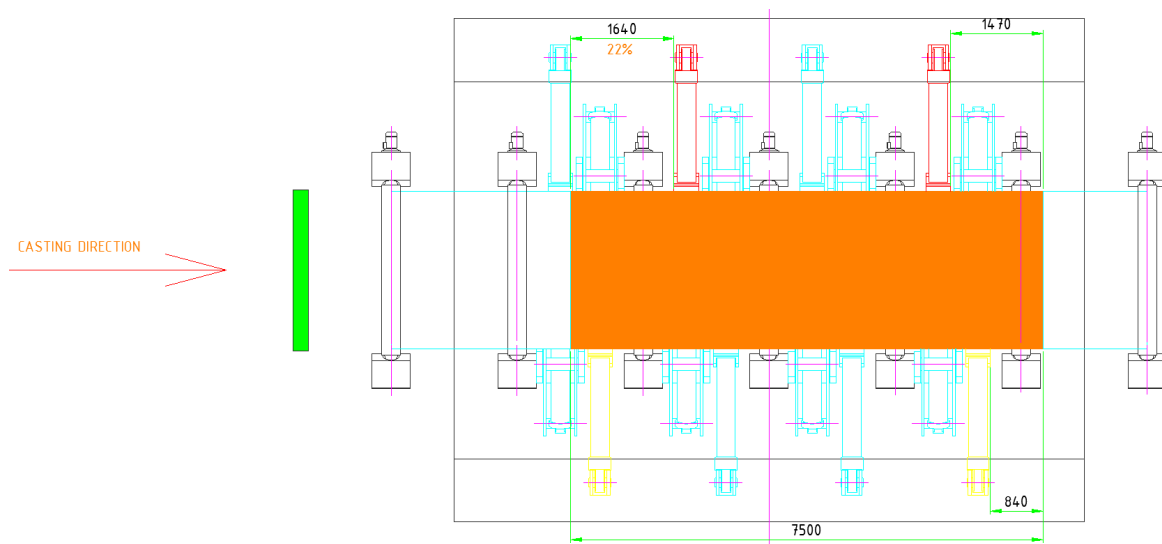
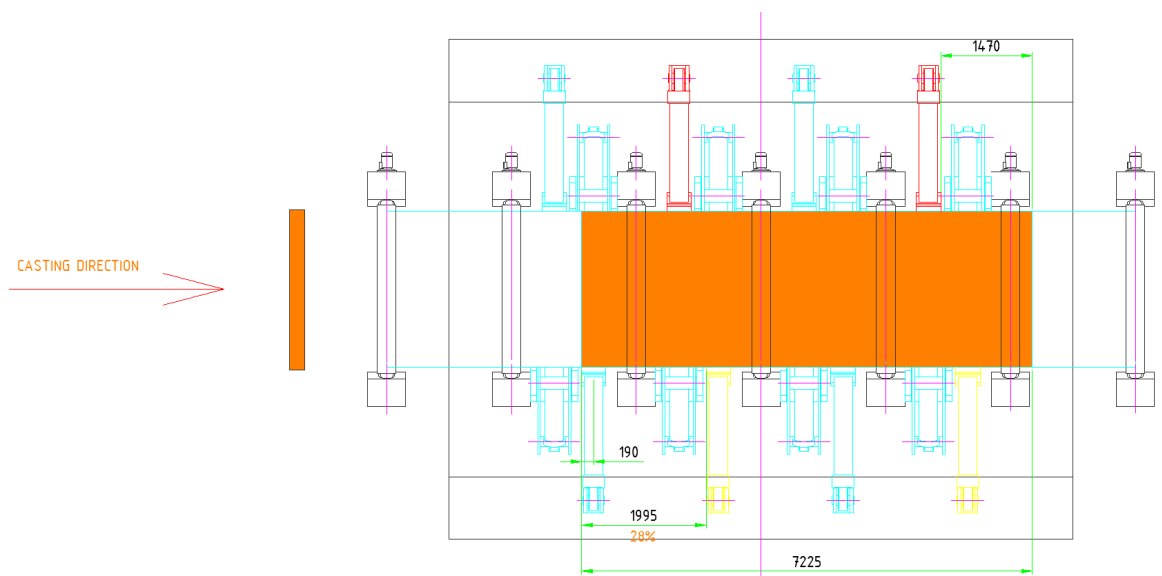
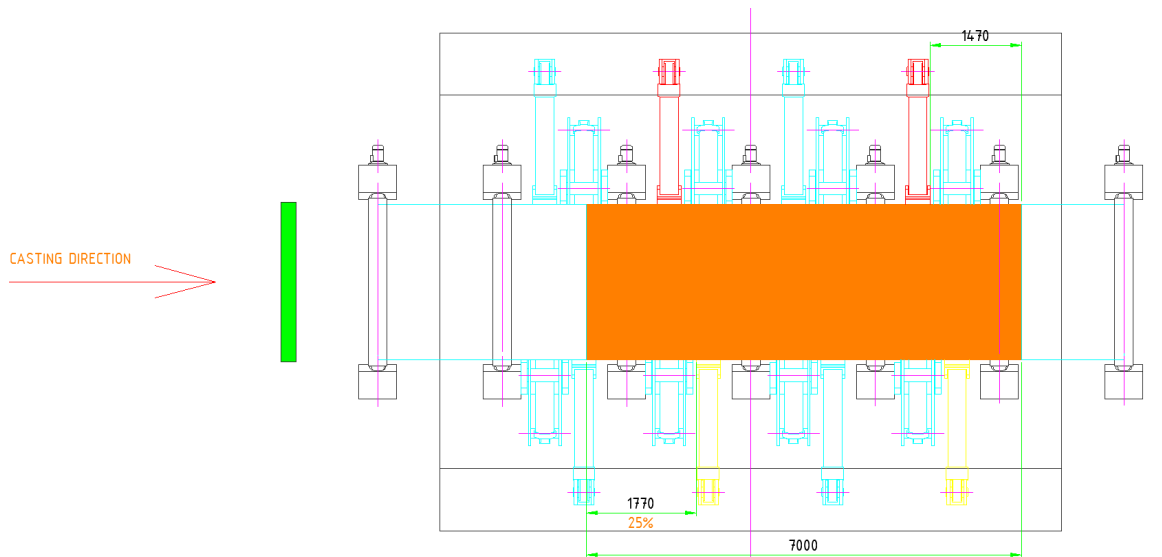
#### 9.3.1. Bramme auf Anschlag fahren und wenden

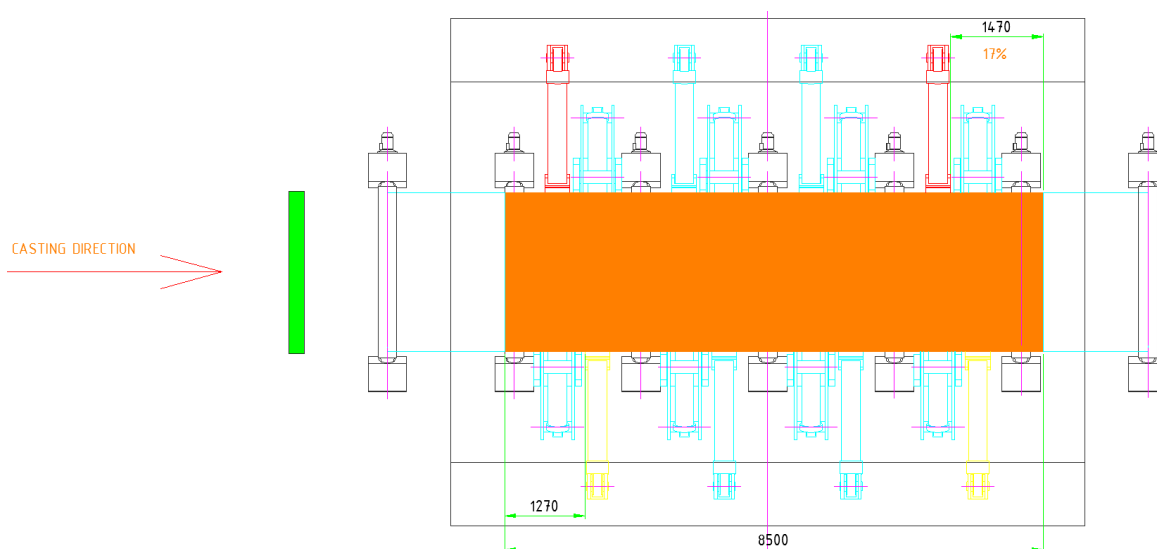
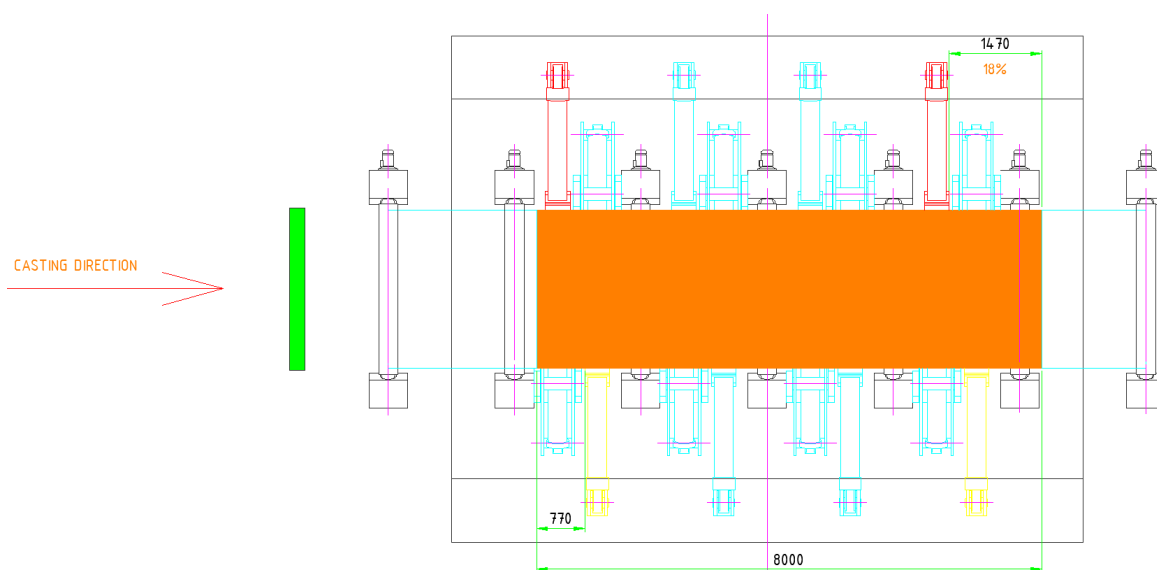
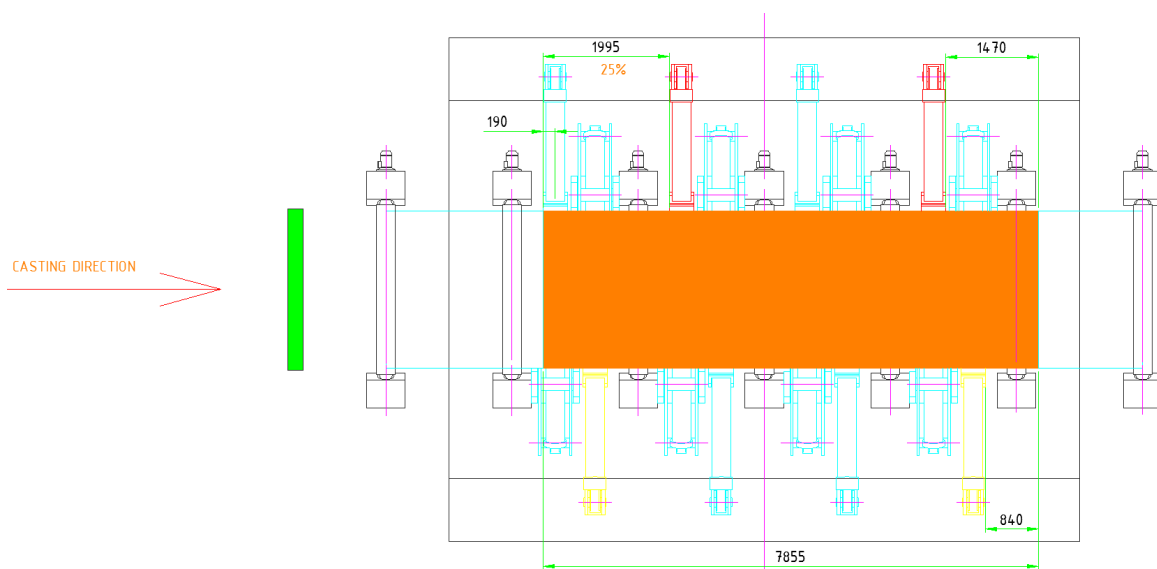




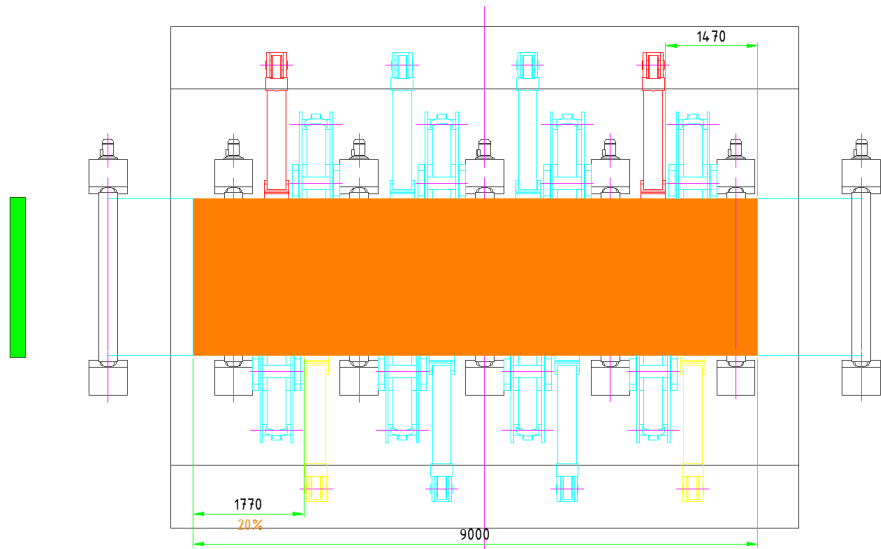




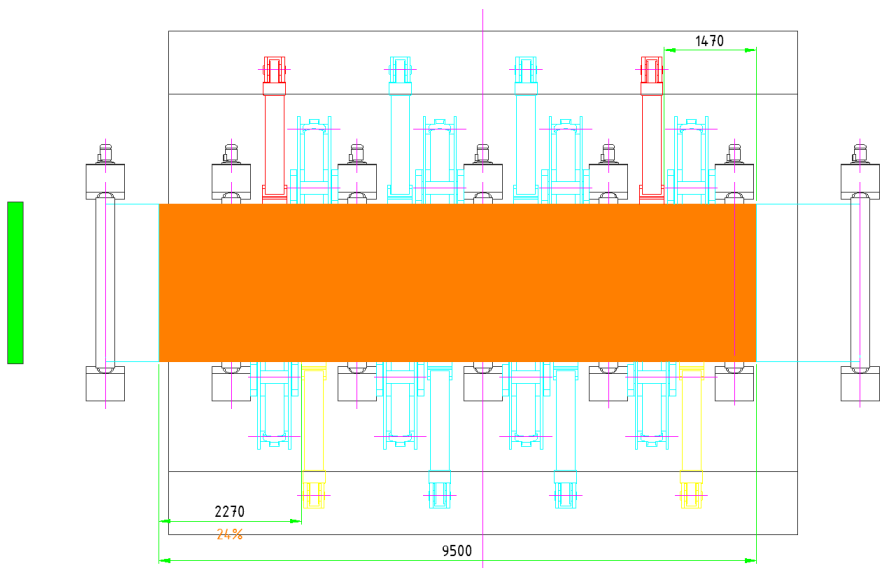




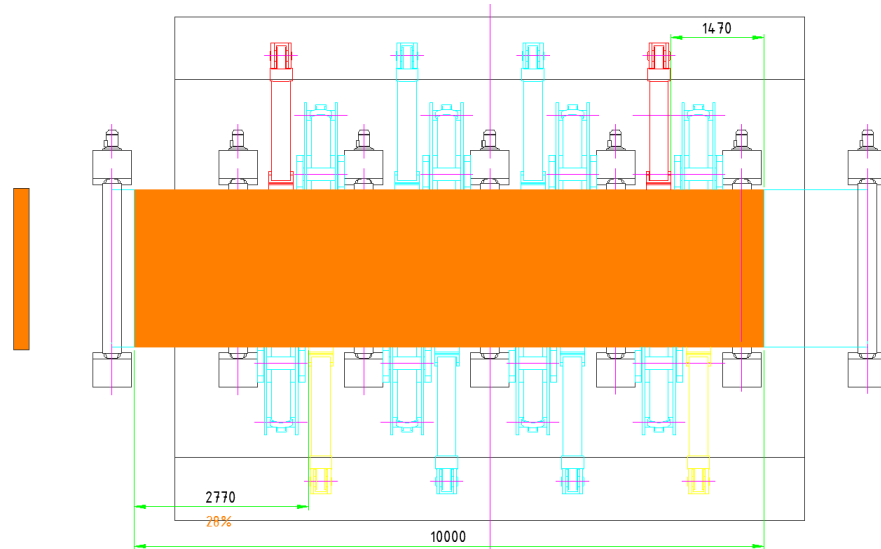
CASTING DIRECTION 

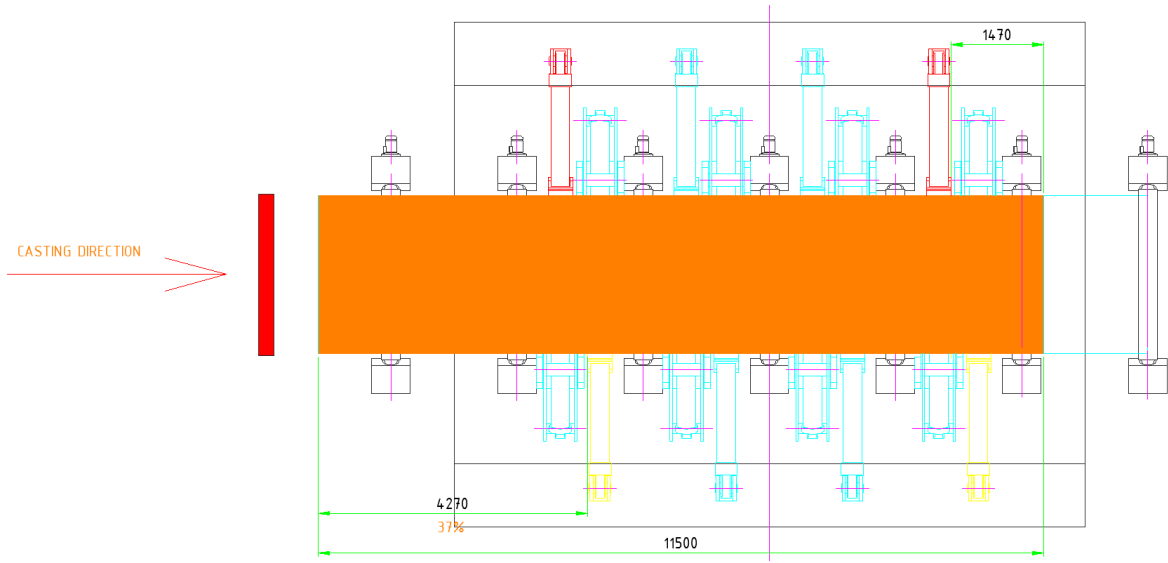
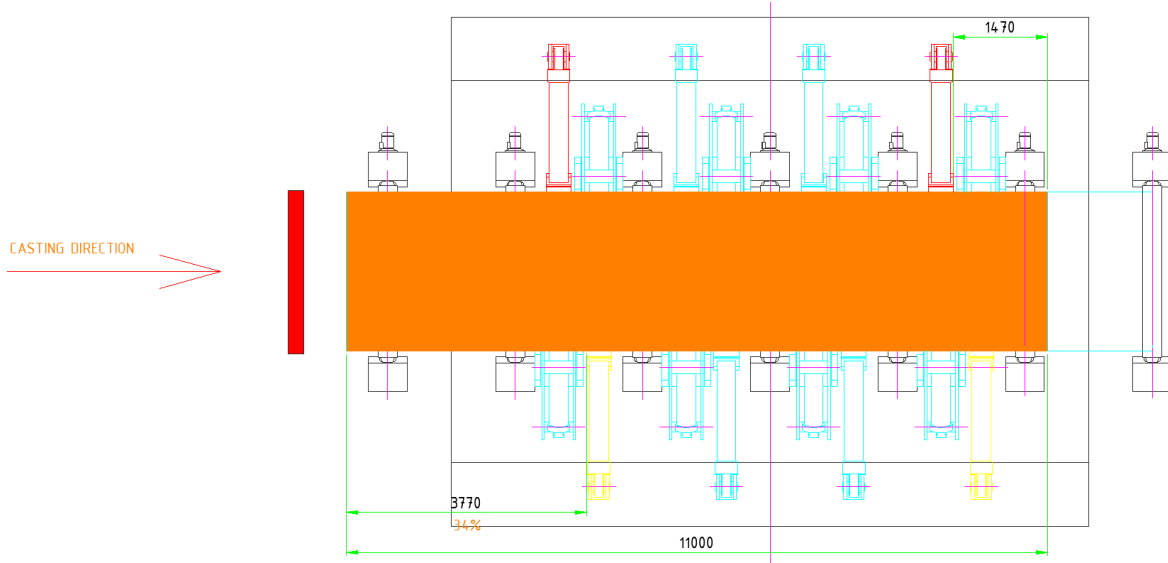
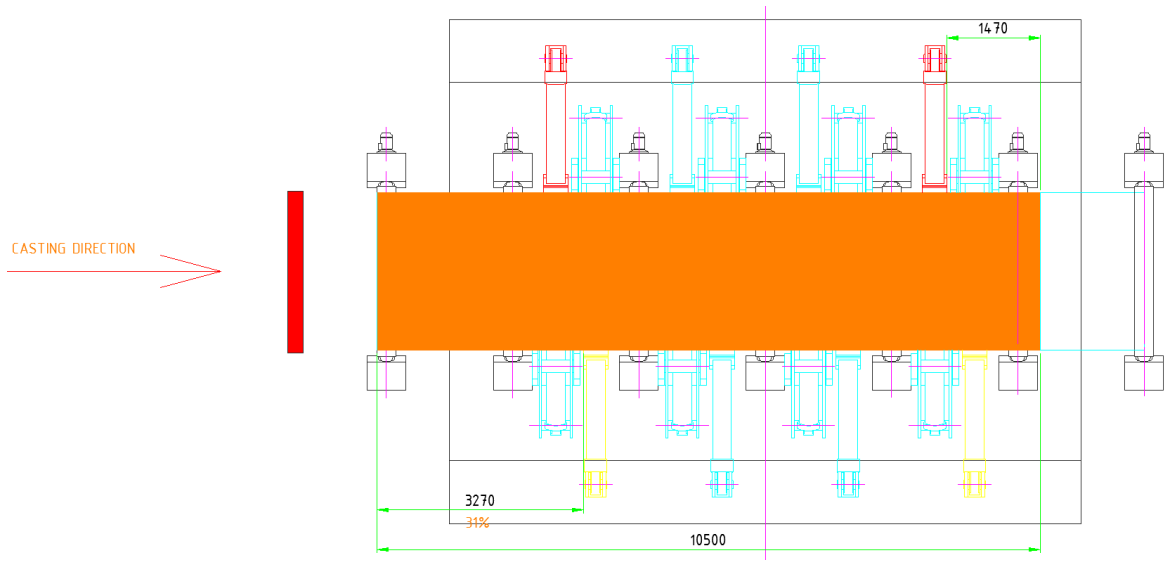


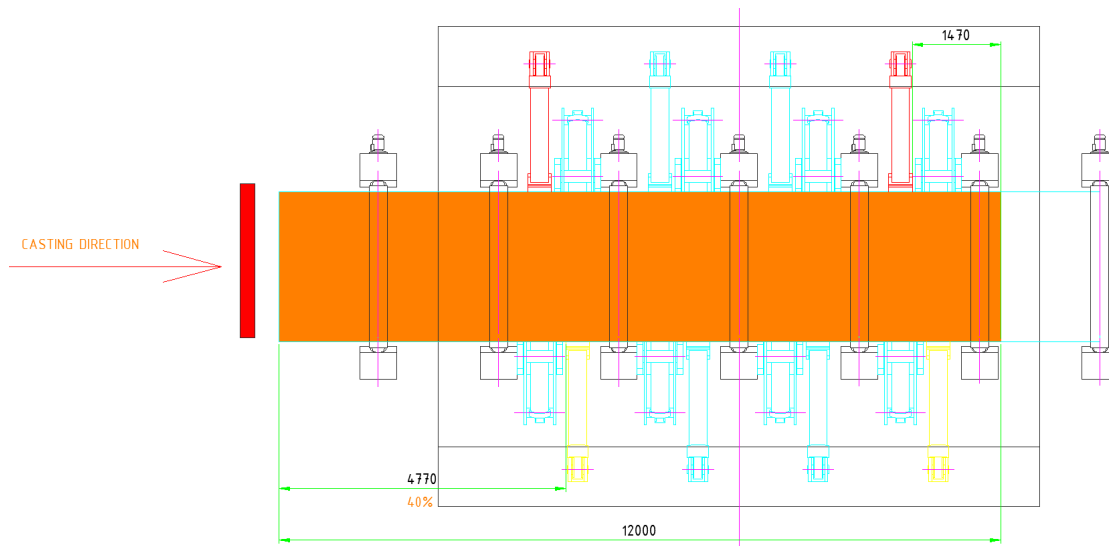
CASTING DIRECTION 



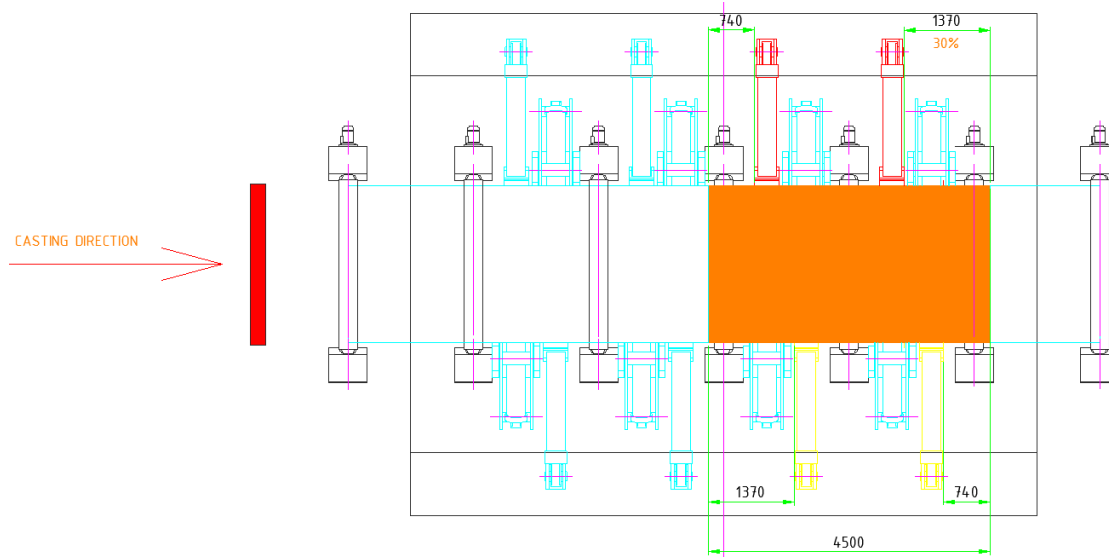
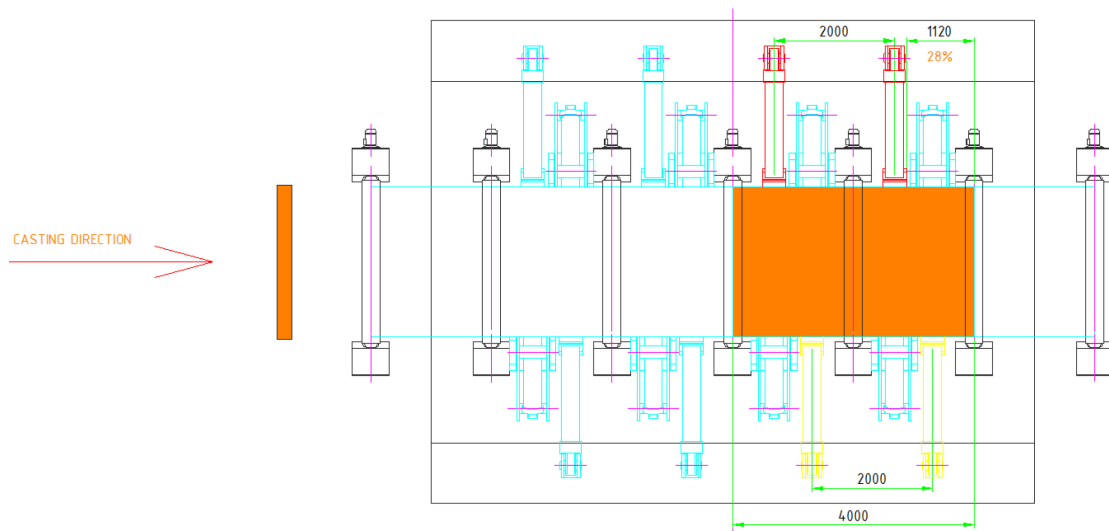
CASTING DIRECTION 

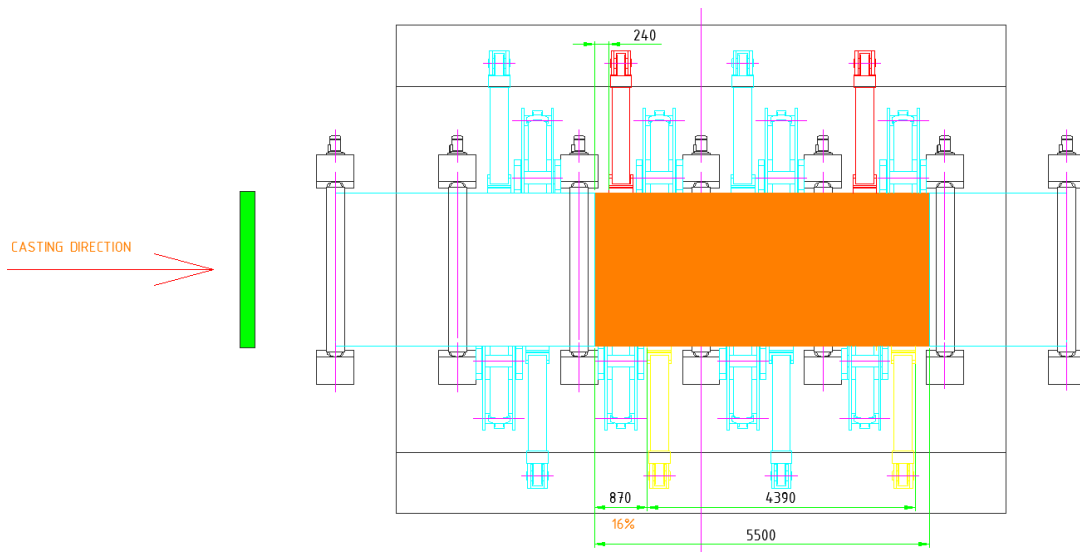
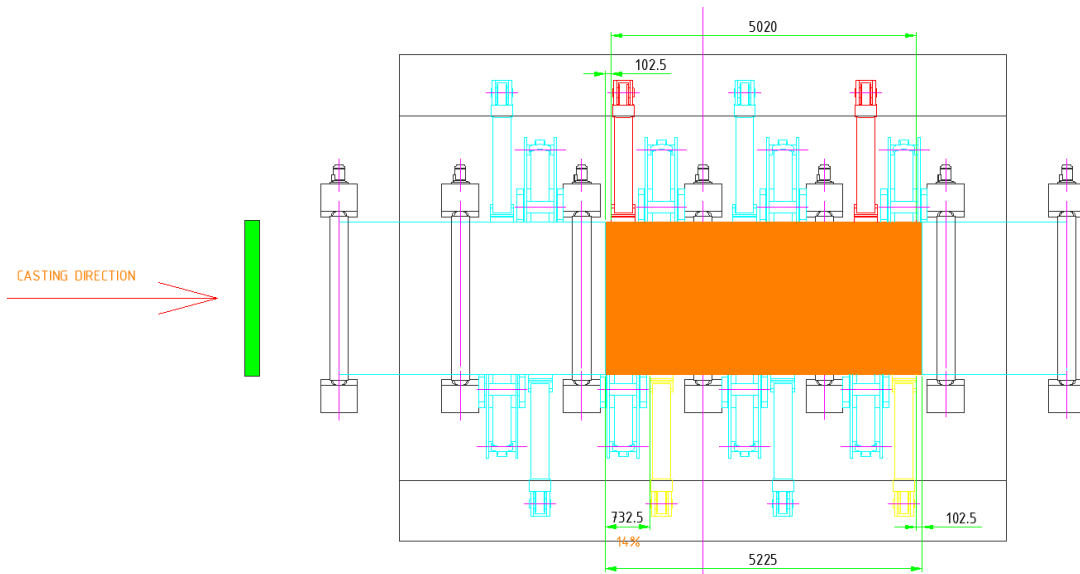
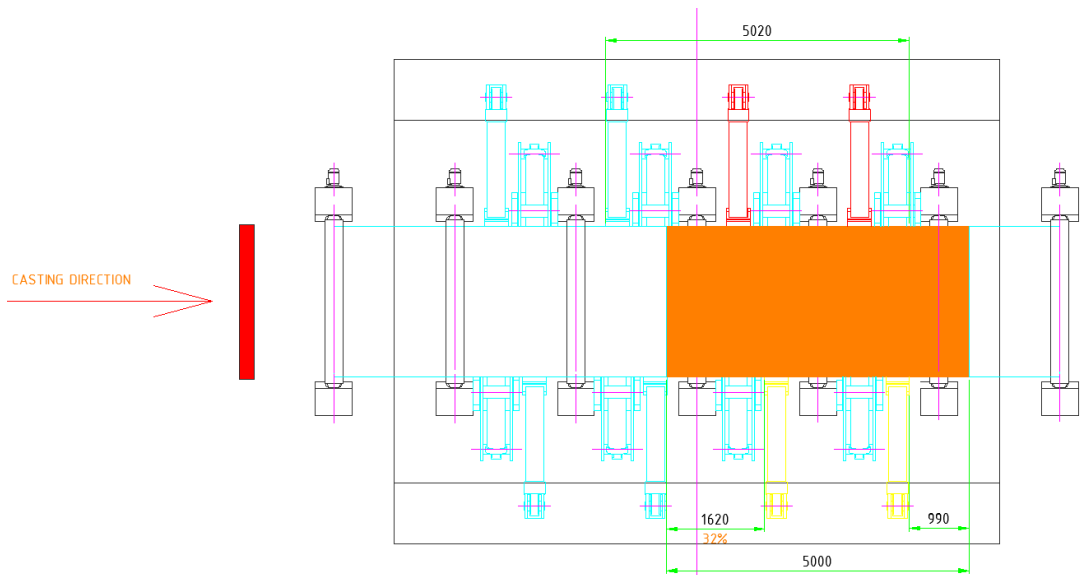


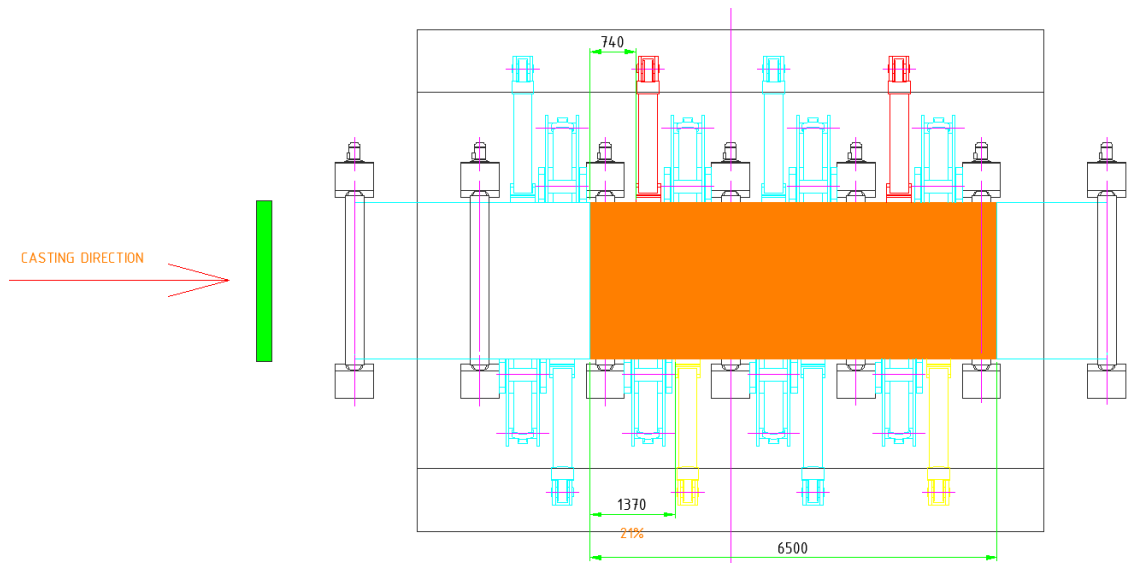
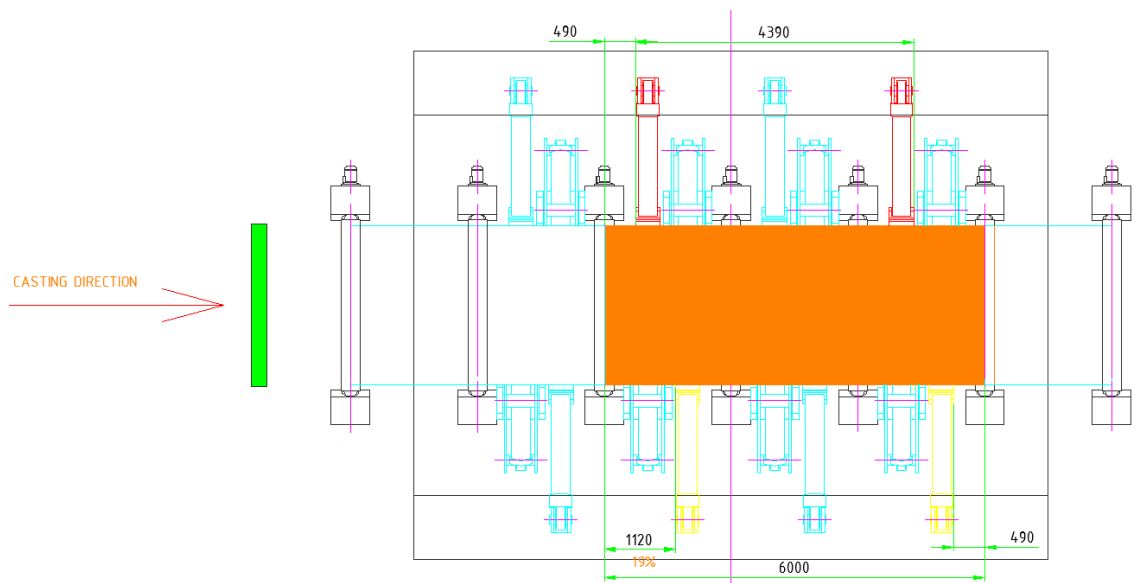
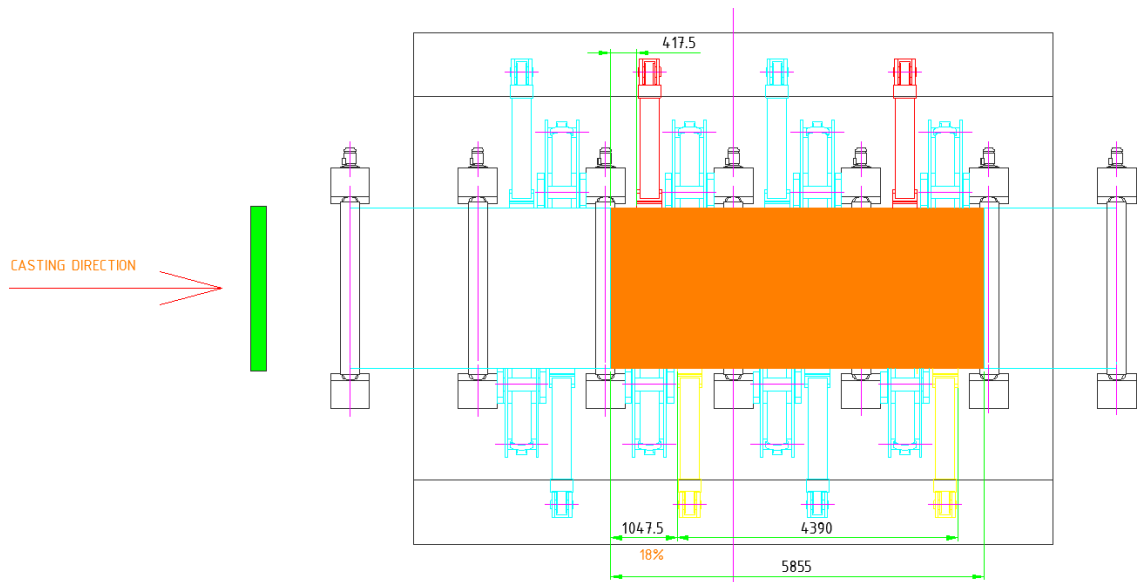




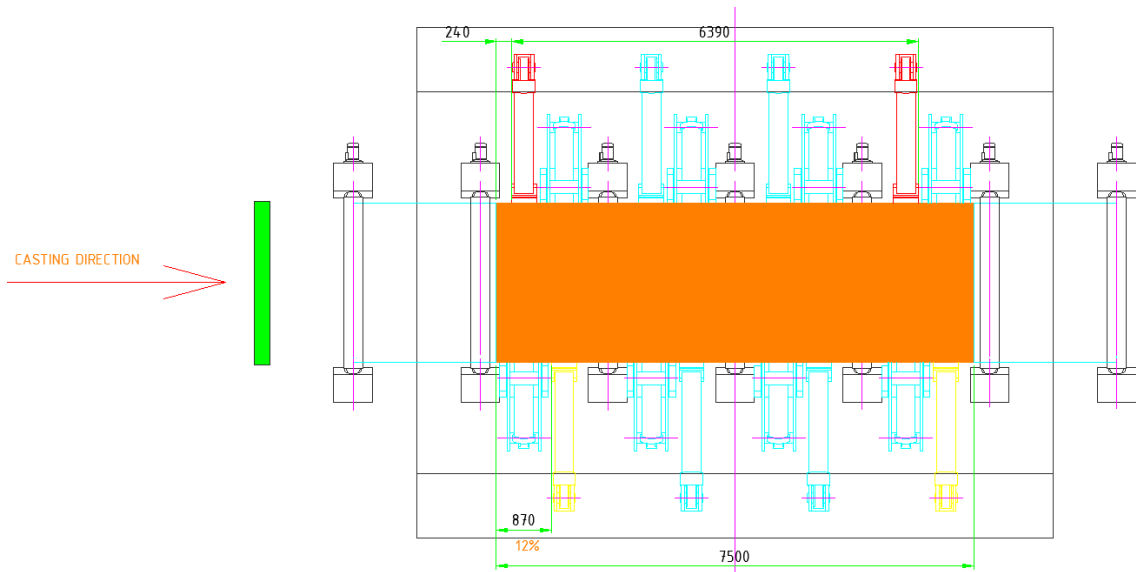
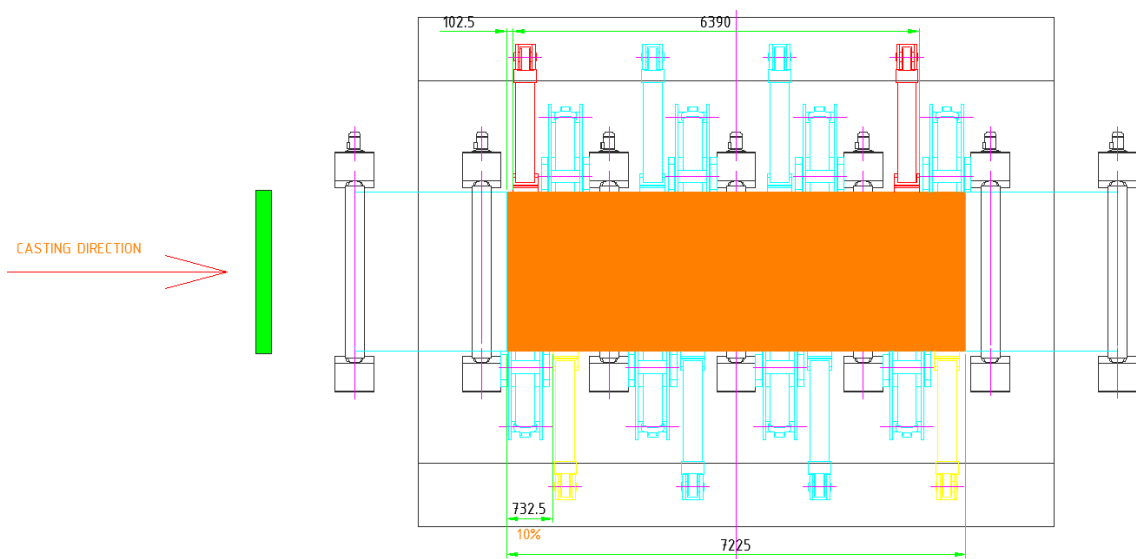
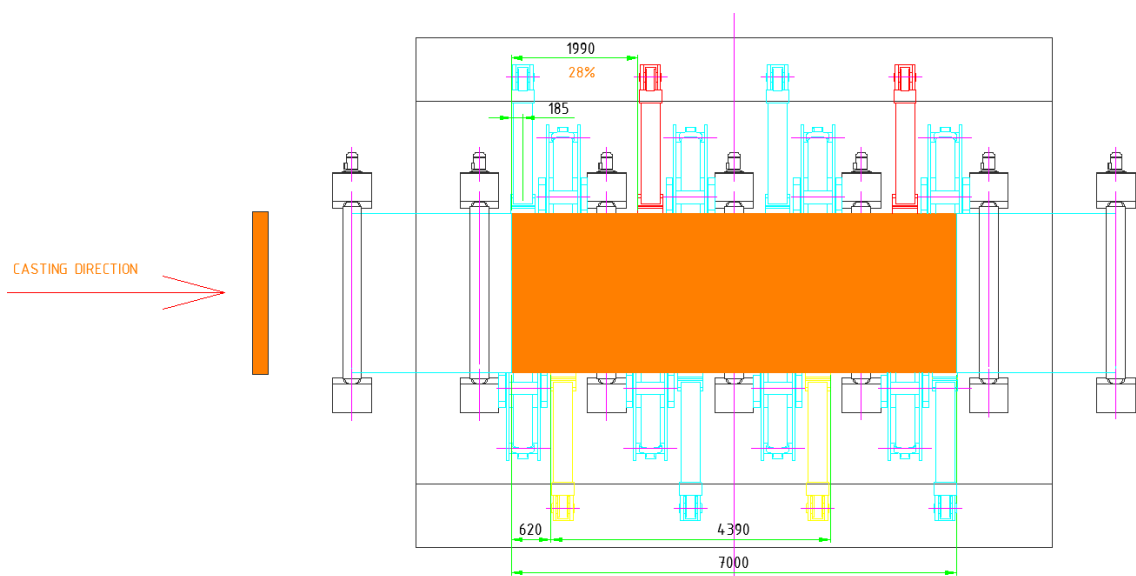
### 9.3.2. Bramme auf Anschlag fahren, zentrieren und wenden

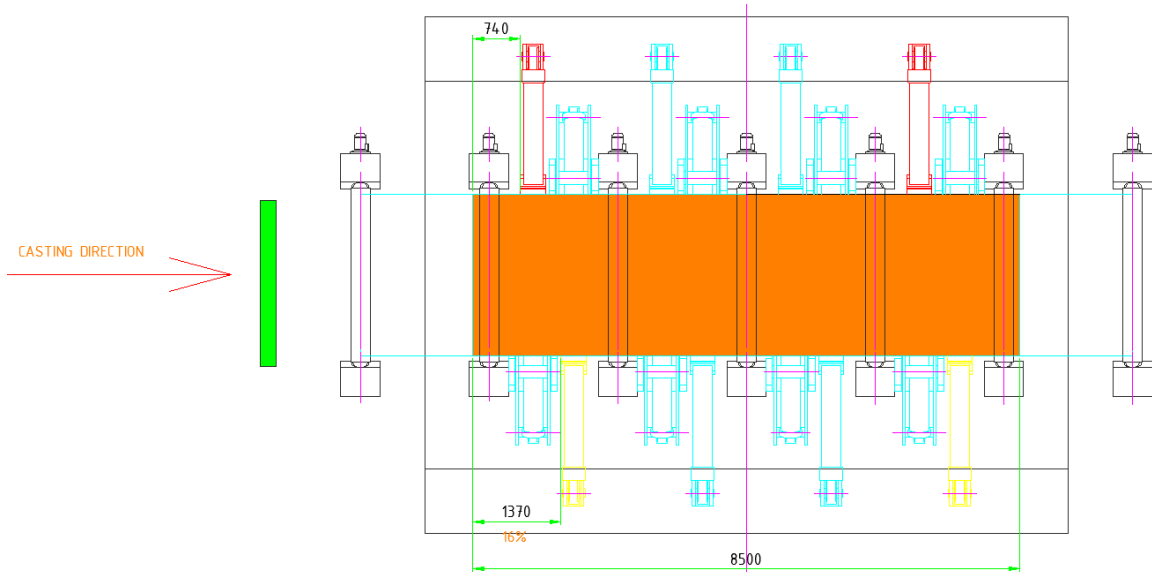
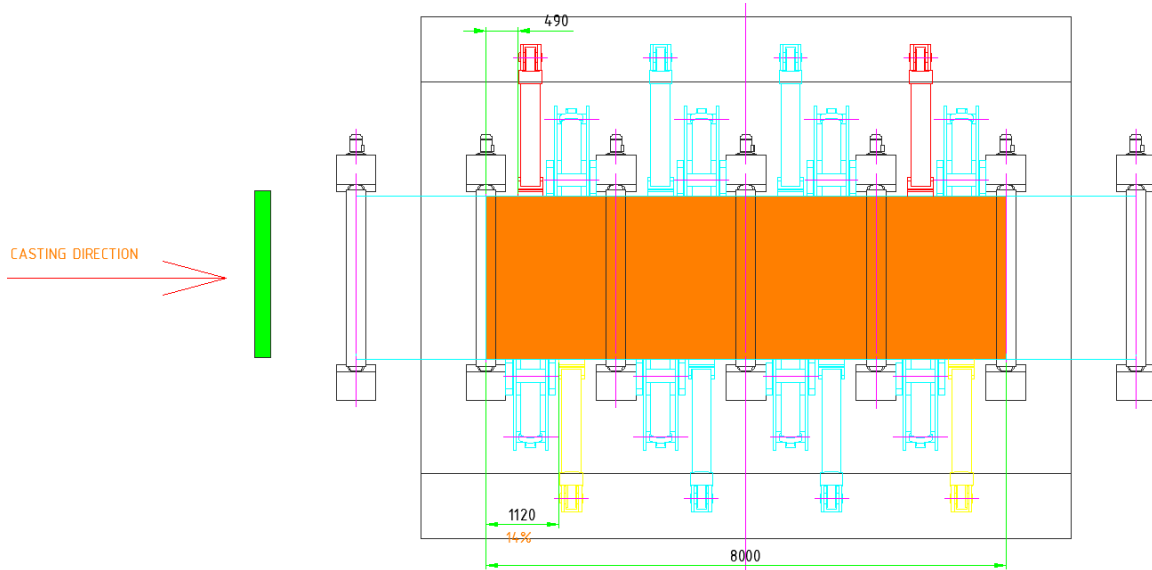
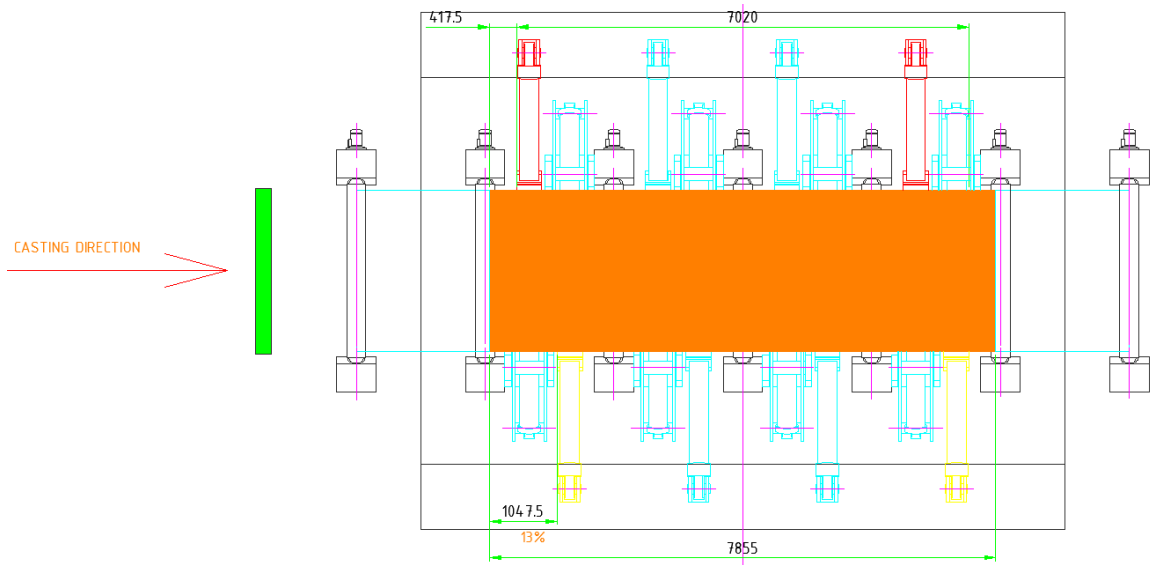


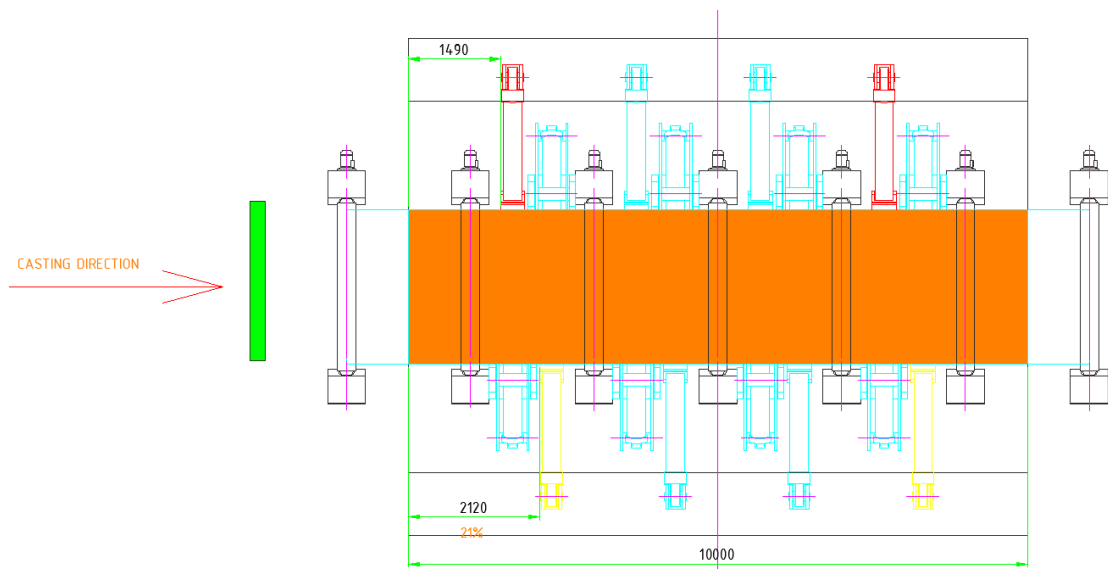
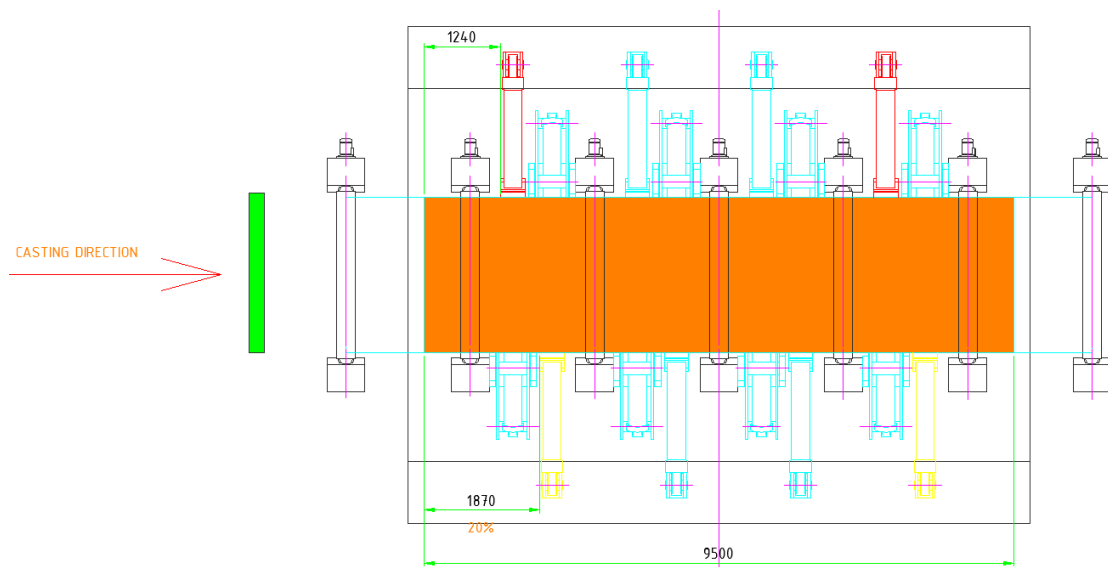
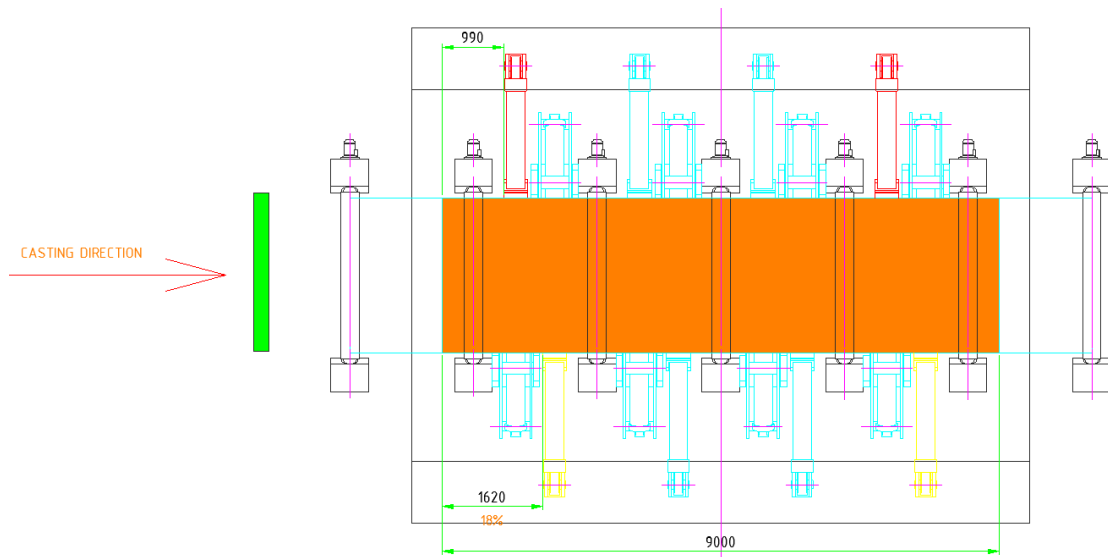


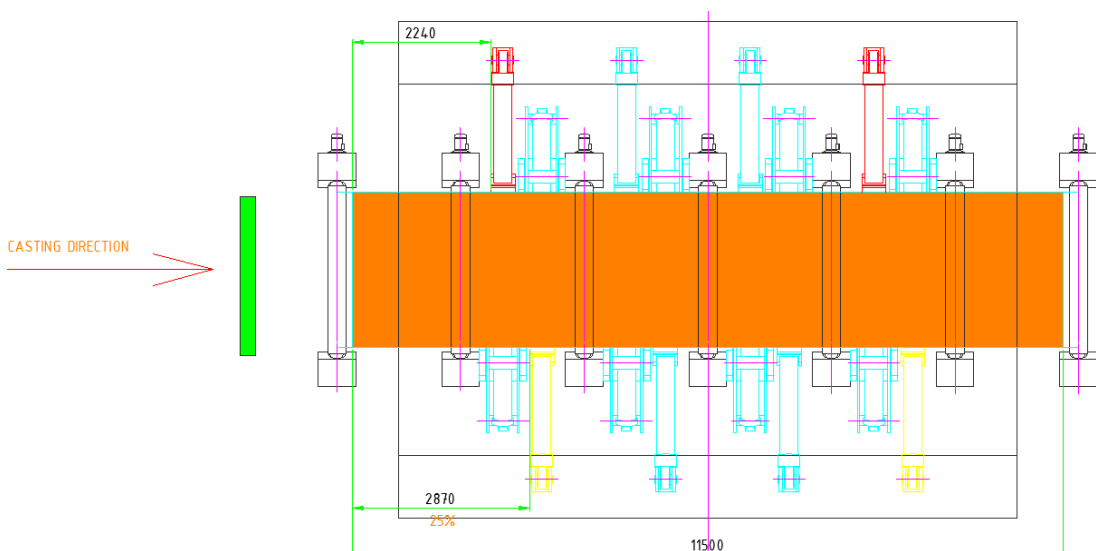
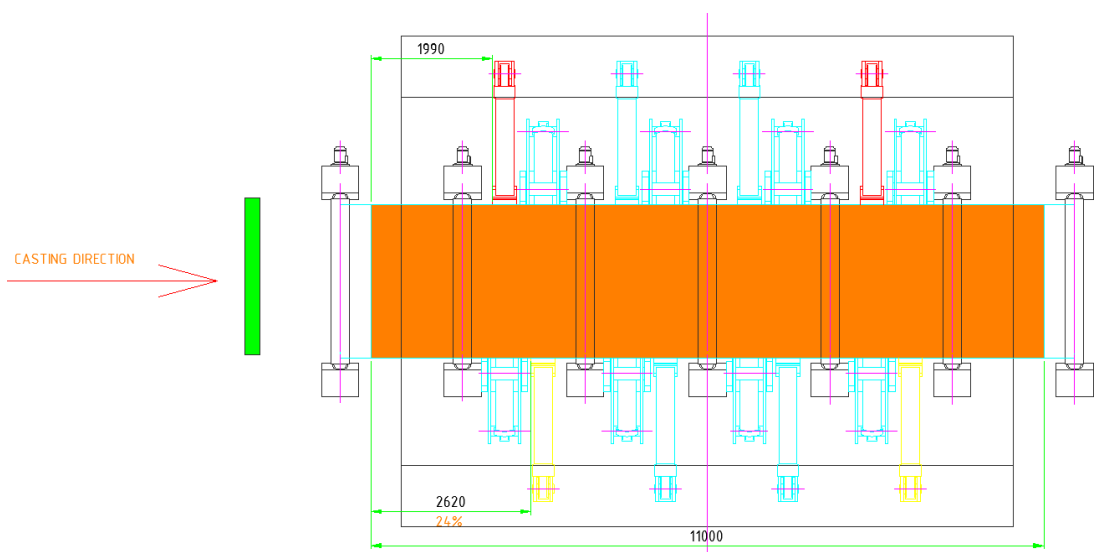
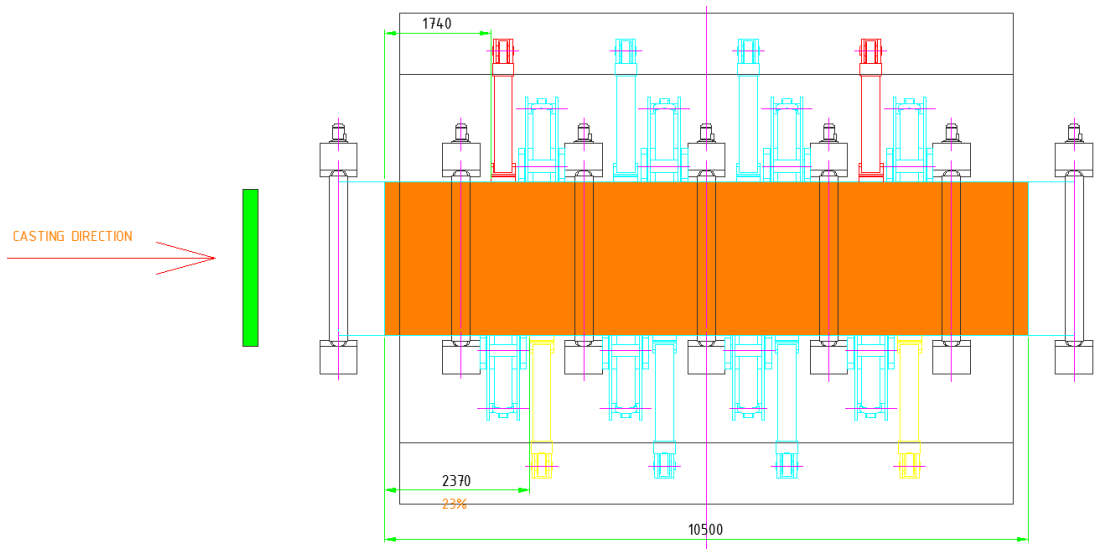


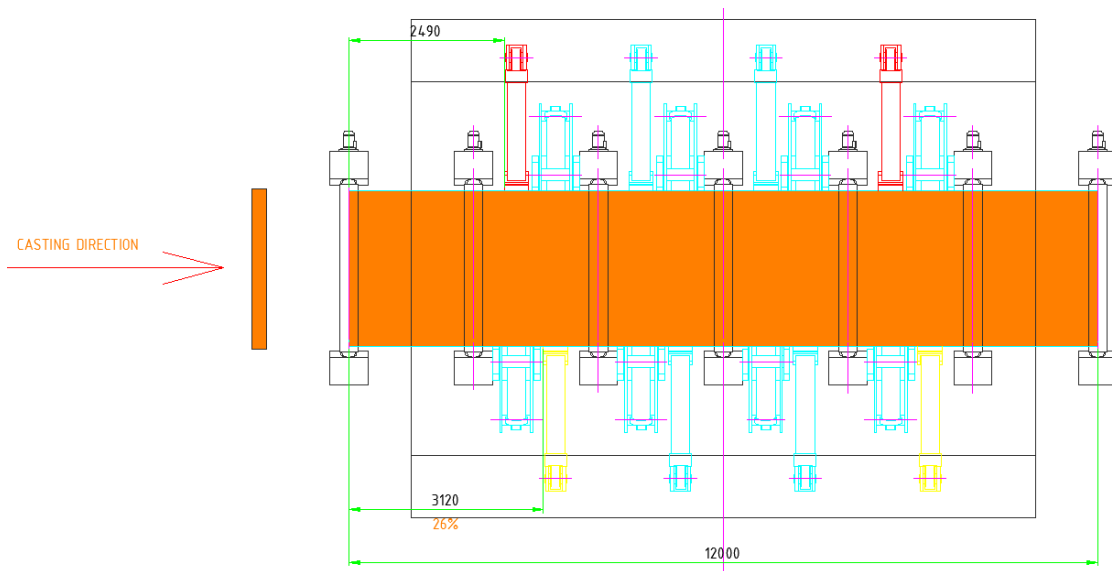












## **10. Datenblätter**

**10.1. MANNESMANN REXROTH DIN 2433 ISO 6022**

**10.2. SCHAEFFLER Metall-Polymer-Verbundgleitlager Katalog**

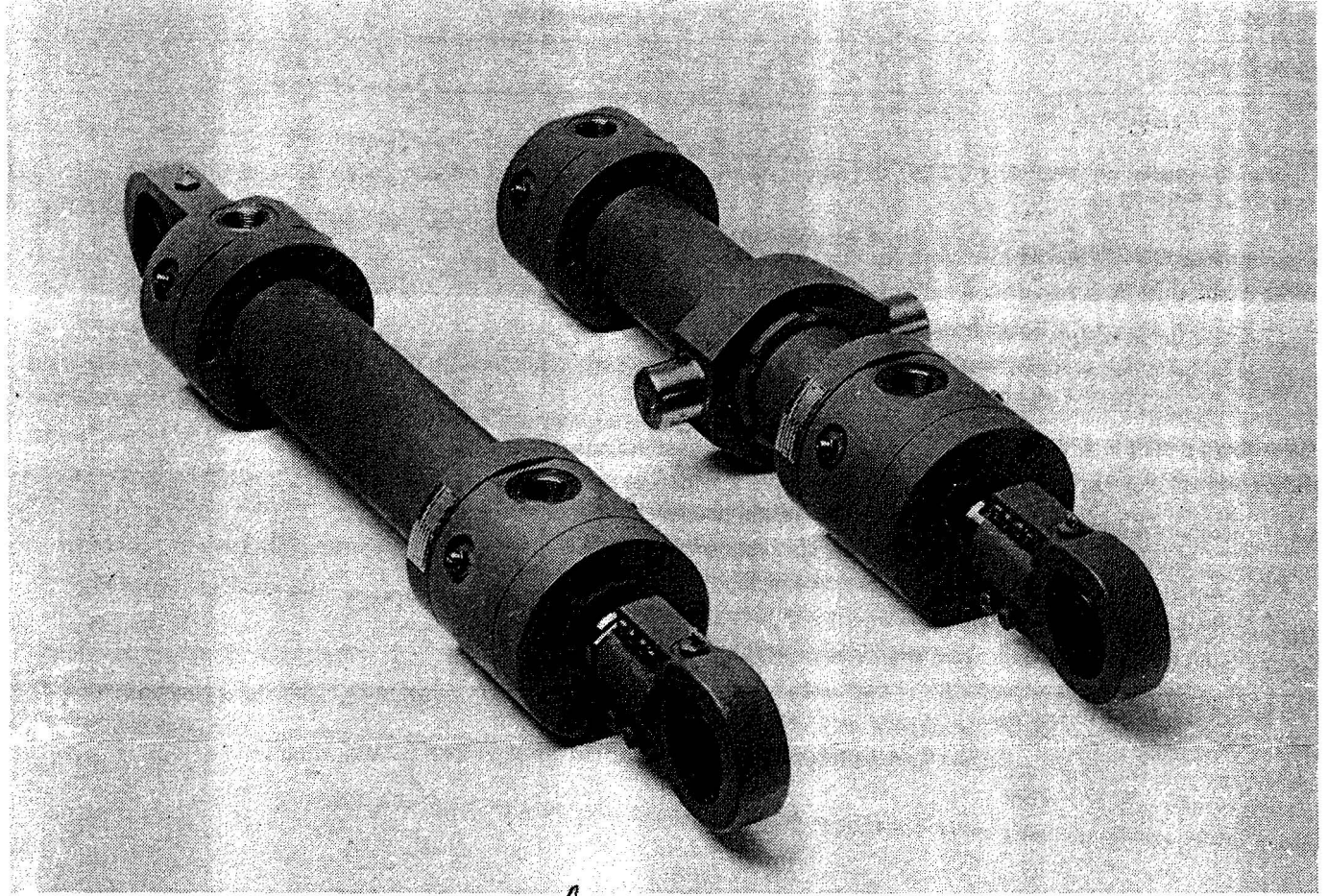
**10.3. Danfoss Bauer Drehstrom-Getriebemotoren Katalog DG04**

1900

**DIN 24 333**

**ISO 6022**

**CETOP RP 73 H**



*Gelenklagerbefestigung*

- Servicegerechtes Baukastensystem

- Befestigung von Kopf und Boden in Flanschbauweise

- 6 Befestigungsarten

- Kolben – Ø 50 bis 320 mm

- Kolbenstangen – Ø 32 bis 220 mm

## Inhaltsverzeichnis

	Seite	Seite
		11
Beschreibung	2	Kolben-Ø 180
Größen	2	Kolben-Ø 200
Abmessungen	3	Kolben-Ø 250
		Kolben-Ø 320
Parameter	4	Kräfte, Flächen
Kolben-Ø 50	5	Masse
Kolben-Ø 63	6	zulässige Hublängen
Kolben-Ø 80	7	Berechnung auf Knickung
Kolben-Ø 100	8	Endlagendämpfung
Kolben-Ø 125	9	Berechnung der Bremskraft
Kolben-Ø 140	10	Ersatzteilbild
Kolben-Ø 160		16 bis 18

## Beschreibung

Hydraulikzylinder der Baureihe CD 251 mit einem Nenndruck von 250 bar, entsprechen den Normen DIN 24 333, ISO 6022 und CETOP RP 73 H.

Die Baureihe CD 251 wurde erweitert durch:

- Nicht genormte Zwischengrößen mit Kolben-Ø 140 mm und 180 mm.

- Die Befestigungsart F = Fußbefestigung.

- Gleichgangzylinder (mit durchgehender Kolbenstange) in den Befestigungsarten C = Flansch am Zylinderkopf, E = Schwenkzapfen in Zylindermitte und F = Fußbefestigung.

Grundlage dieser Baureihe ist ein servicegerechtes Baukastensystem.

- Zylinderkopf und -boden sind in Flanschbauweise am Zylinderrohr befestigt.

- Eine problemlose Montage und Demontage bei Wartungsarbeiten ist somit gegeben.

- Die Leitungsanschlußgewinde sind wahlweise in Rohrgewinde nach ISO 228/1 oder metrischem ISO-Gewinde ausgeführt.

- Jedem Kolben-Ø sind standardmäßig zwei Kolbenstangen-Ø zugeordnet.

- Die Hublängen sind frei wählbar.

- Das Kolbenstangenende ist für Gelenkköpfe nach DIN 24 338, ISO 6982 und CETOP RP 88 H mit einem Außengewinde versehen.

- Zur Anpassung an die verschiedenen Einsatzbedingungen stehen mehrere Kolbenstangenwerkstoffe und Dichtungsvarianten zur Auswahl (siehe Typenschlüssel).

- Für Zylinder Ausführungen mit bzw. ohne Endlagendämpfung gelten die gleichen Einbaumessungen.

## Kenngrößen

Nenndruck	250 bar	25 MPa	3500 psi
Statischer Prüfdruck	375 bar	37,5 MPa	5300 psi
Einbaulage	beliebig		
Druckflüssigkeit	Mineralöle nach DIN 51 524 (HL, HLP) Phosphorsäure-Ester (HFD-R)		
Druckflüssigkeits-Temperaturbereich	- 20 bis + 70 °C 253 bis 343 K		
Viskositätsbereich	2,8 bis 380 mm <sup>2</sup> /s		
Hubgeschwindigkeit	0,5 m/s (abhängig vom Leitungsanschluß)		
zulässige Hub- und Gesamtlängentoleranzen	Festmaß + Hub = Einbaulänge in mm		zulässige Abweichungen in mm
	0 bis 500		± 1,5
	501 bis 1250		± 2
	1251 bis 3150		± 3
	3151 bis 8000		± 5

Zylinder deren Einsatzdaten von den Kenngrößen abweichen, sind auf Wunsch lieferbar.  
Bitte um Anfrage mit genauen Angaben der Einsatzbedingungen.



## Bestellangaben

251	/	-	A	1X	/	01	C	H	U	M	A	*
-----	---	---	---	----	---	----	---	---	---	---	---	---

Differentialzylinder = CD  
Gleichgangzylinder = CG

Baureihe 251 = 251

Befestigungsart siehe Seite 4 bis 14

Kolben- Ø	Kolben- stangen-Ø	Flächen- verhältnis $\varphi$	Bestellan- gaben
50	32	1,6 : 1	= 50/ 32
	36	2 : 1	= 50/ 36
63	40	1,6 : 1	= 63/ 40
	45	2 : 1	= 63/ 45
80	50	1,6 : 1	= 80/ 50
	56	2 : 1	= 80/ 56
100	63	1,6 : 1	= 100/ 63
	70	2 : 1	= 100/ 70
125	80	1,6 : 1	= 125/ 80
	90	2 : 1	= 125/ 90
140	90	1,6 : 1	= 140/ 90
	100	2 : 1	= 140/100
160	100	1,6 : 1	= 160/100
	110	2 : 1	= 160/110
180	110	1,6 : 1	= 180/110
	125	2 : 1	= 180/125
200	125	1,6 : 1	= 200/125
	140	2 : 1	= 200/140
250	160	1,6 : 1	= 250/160
	180	2 : 1	= 250/180
320	200	1,6 : 1	= 320/200
	220	2 : 1	= 320/220

weitere Angaben  
im Klartext

## Dichtungen

A = Kolben:  
2-teiliger Dichtsatz  
Kolbenstange:  
mehnteiliger Dichtsatz  
T = Dichtungen für  
reibungsarmen  
Betrieb

M = NBR-Dichtungen,  
geeignet für Mineralöl  
nach DIN 51 524 (HL, HLP)  
V = FPM-Dichtungen,  
geeignet für Phosphorsäure-  
Ester (HFD-R)

U = ohne Endlagendämpfung  
K = Endlagendämpfung bodenseitig  
S = Endlagendämpfung kopfseitig  
D = Endlagendämpfung beidseitig

H = Gewinde für Gelenkkopf

Kolbenstangenausführung

C = CK45, maßhartverchromt

H = CK53, gehärtet und Maßhartverchromt  
bis Kolbenstangen-Ø ≤ 110 mmN = CK45, chemisch vernickelt, maßhartverchromt  
bis Kolbenstangen-Ø ≤ 140 mm

Leitungsanschluß

01 = Rohrgewinde "G" nach ISO 228/1

02 = metrisches ISO-Gewinde

1X = Serie 10 bis 19

(10 bis 19, unveränderte Einbau- und Anschlußmaße)

A = Schraubenkonstruktion an beiden Zylinderenden

C = Schraubenkonstruktion an beiden Zylinderenden  
und Führungen in Rotguß

750 = 750 mm

(Hublänge in mm eintragen)

## Bestellbeispiel:

Differentialzylinder Rundbauart Baureihe 251

Befestigungsart Gelenkauge am Zylinderboden

Kolben-Ø 80 mm

Kolbenstangen-Ø 56 mm

Hub = 750 mm

Zylinderkopf und -boden geschraubt

Leitungsanschluß G 3/4

Kolbenstangenmaterial CK 45, maßhartverchromt

Gewinde an der Kolbenstange M42 x 2 für GKD 50

Dämpfung beidseitig

Druckflüssigkeit : Mineralöl

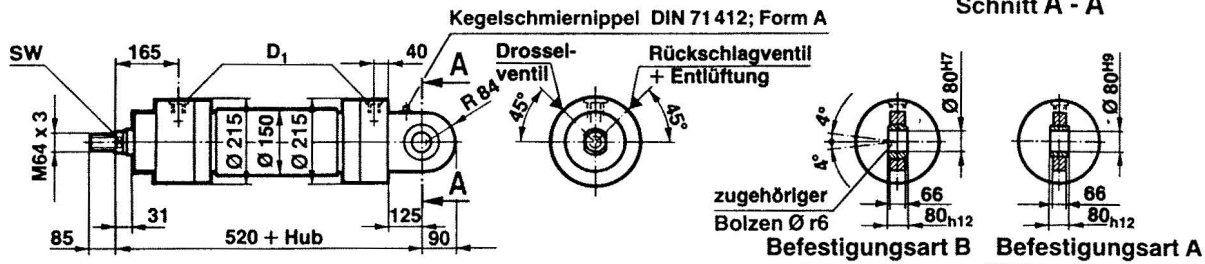
Dichtungen am Kolben 2-teilig an der Kolbenstange mehnteilig

Typ: CD 251 B 80/ 56- 750 A1X/01 CHDMA

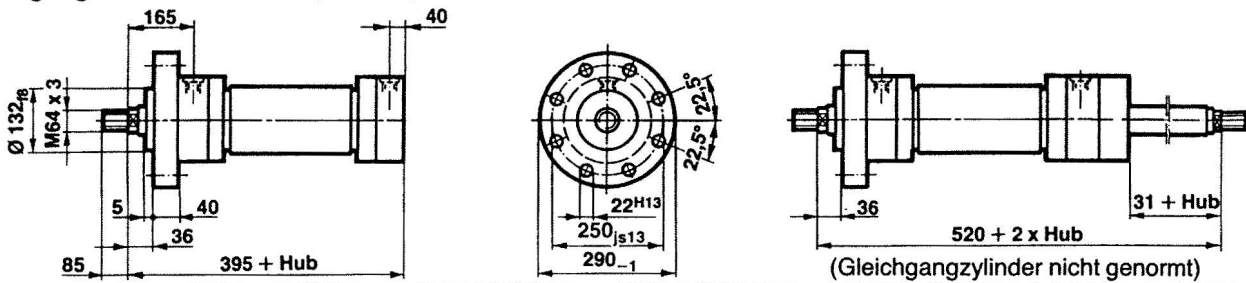
Nenndruck 250 bar

Kolben-Ø 125/80/90

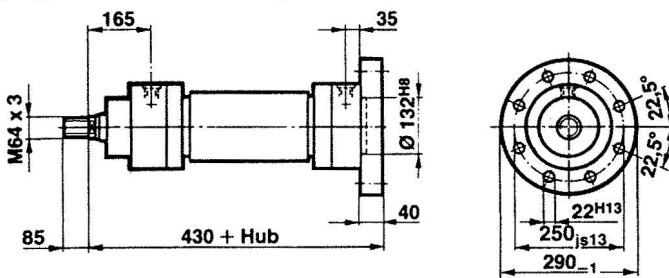
Befestigungsart A/B Schwenkauge/Gelenkauge am Boden



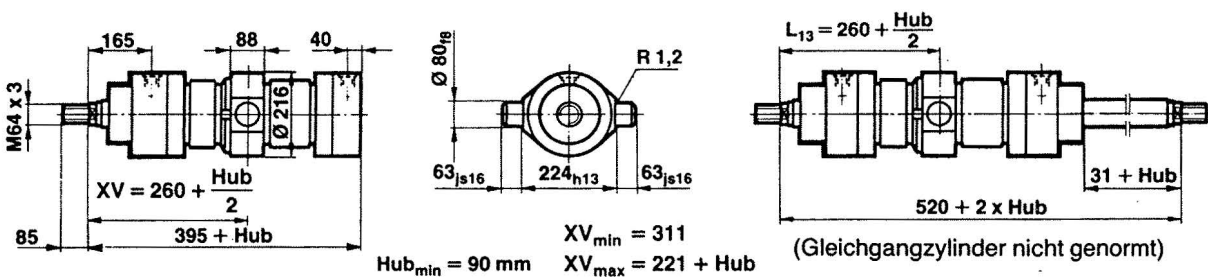
Befestigungsart C Flansch am Zylinderkopf



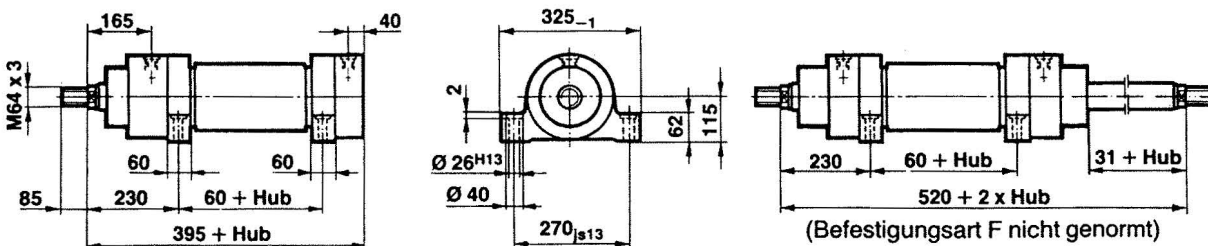
Befestigungsart D Flansch am Zylinderboden



Befestigungsart E Schwenkzapfen in Zylindermitte

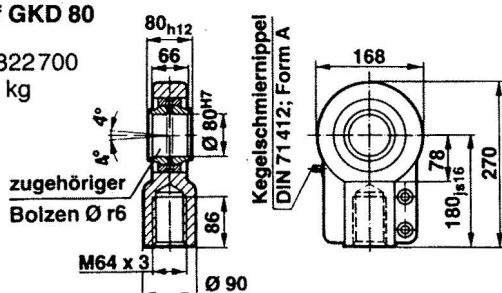


Befestigungsart F Fußbefestigung



Gelenkkopf GKD 80

Bestell-Nr.: 322 700  
Masse: 14,5 kg

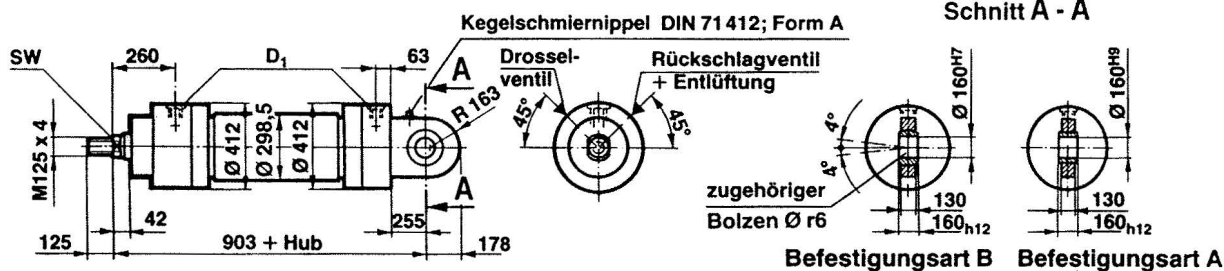


D1	Leitungsanschluß	01	02
		G 1	M33 x 2
	Senkungs Ø	mm Ø 47	
	Senkungstiefe	mm max. 2,5	
SW	Schlüsselweite	mm 125/80	mm 125/90
		SW 65	SW 75
Dämpfungslänge	mm	mm bodenseitig	mm kopfseitig
		50	50

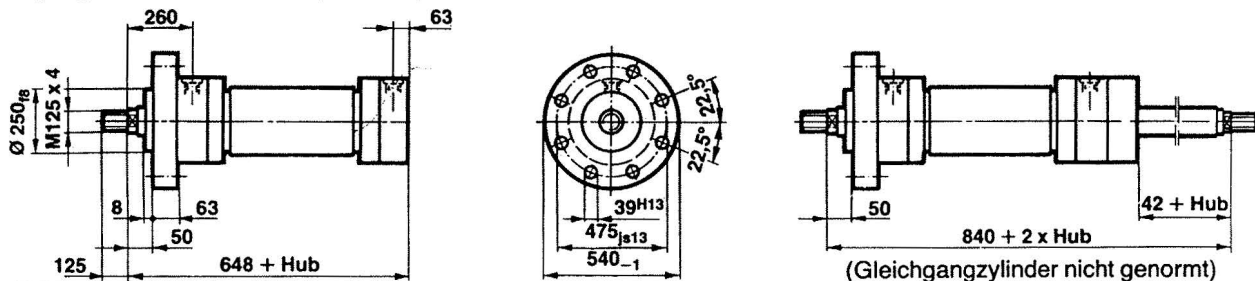
Nenndruck 250 bar

Kolben-Ø 250/160/180

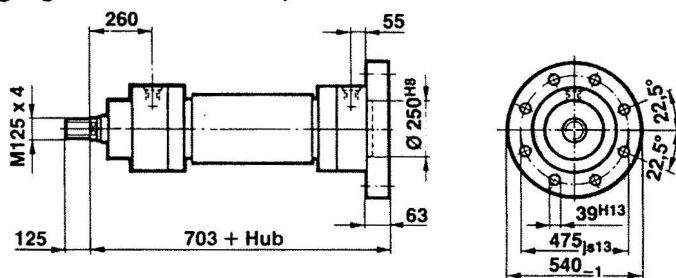
Befestigungsart A/B Schwenkauge/Gelenkauge am Boden



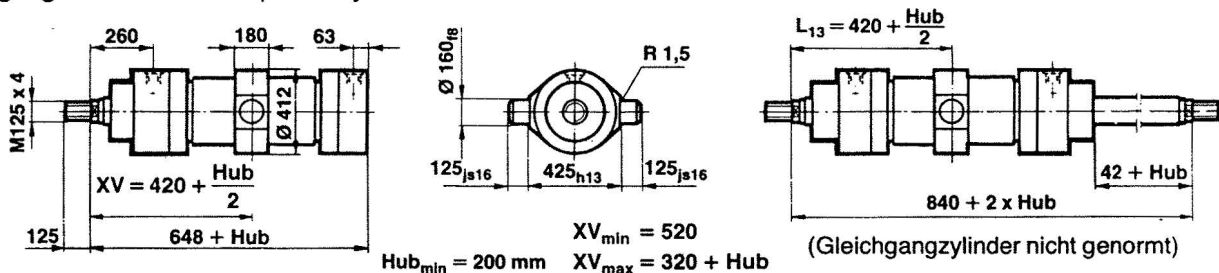
Befestigungsart C Flansch am Zylinderkopf



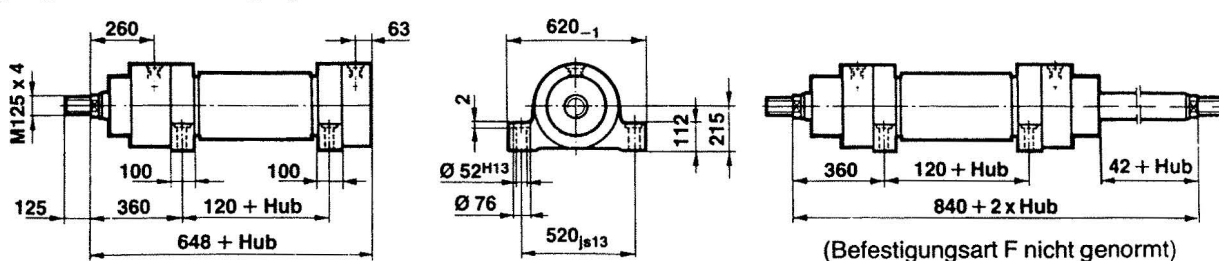
Befestigungsart D Flansch am Zylinderboden



Befestigungsart E Schwenkzapfen in Zylindermitte

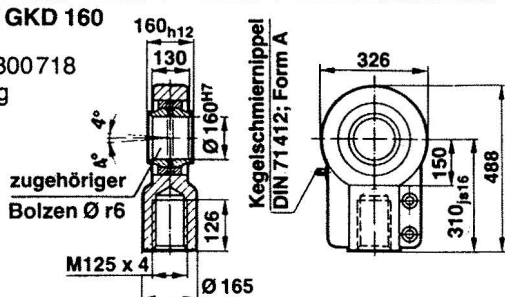


Befestigungsart F Fußbefestigung



Gelenkkopf GKD 160

Bestell-Nr.: 300718  
Masse: 80 kg



D1	Leitungsanschluß	01	02
		G 1 1/2	M48 x 2*
	Senkungs Ø mm	Ø 65	
	Senkungstiefe mm	max. 2,5	
SW	Schlüsselweite mm	250/160	250/180
		SW 140	SW 160
Dämpfungslänge mm		bodenseitig	kopfseitig
		90	90
* Anschluß nicht genormt; M50 x 2 lieferbar			

## Kräfte, Flächen

Betriebsdruck in bar	Kolben-Ø mm Kolbenstangen-Ø mm	50		63		80		100		125		140	
		32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	90	100
50	Kraft; kolbenseitig kN	9,82		15,58		25,13		39,27		61,35		76,95	
	Kraft; stangenseitig kN	5,80	4,73	9,30	7,63	15,32	12,82	23,68	20,03	36,23	29,55	45,15	37,70
100	Kraft; kolbenseitig kN	19,64		31,17		50,27		78,54		122,70		153,90	
	Kraft; stangenseitig kN	11,59	9,46	18,61	15,26	30,63	25,64	47,37	40,06	72,45	59,10	90,30	75,40
150	Kraft; kolbenseitig kN	29,46		46,75		75,40		117,81		184,05		230,85	
	Kraft; stangenseitig kN	17,38	14,19	27,91	22,89	45,95	38,46	71,05	60,09	108,68	88,65	135,45	113,10
200	Kraft; kolbenseitig kN	39,28		62,34		100,54		157,08		245,40		307,80	
	Kraft; stangenseitig kN	23,19	18,92	37,21	30,52	61,26	51,28	94,73	80,12	144,91	118,20	180,60	150,80
250	Kraft; kolbenseitig kN	49,10		77,90		125,65		196,35		306,75		384,75	
	Kraft; stangenseitig kN	28,98	23,65	46,52	38,15	76,58	64,10	118,42	100,15	181,13	147,75	225,75	188,40
Kolbenfläche cm <sup>2</sup>		19,63		31,17		50,26		78,54		122,72		153,94	
Ringfläche cm <sup>2</sup>		11,59	9,45	18,61	15,27	30,63	25,63	47,37	40,06	72,45	59,10	90,32	75,40
Dämpfungsfläche	kolbenseitig cm <sup>2</sup>	12,10		17,32		29,03		42,22		61,90		67,35	
	stangenseitig cm <sup>2</sup>	8,30		13,08		22,00		35,53		51,83		67,35	

Betriebsdruck in bar	Kolben-Ø mm Kolbenstangen-Ø mm	160		180		200		250		320		250	
		100	110	110	125	125	140	160	180	200	220		
50	Kraft; kolbenseitig kN	100,50		127,23		157,05		245,40		402,10			
	Kraft; stangenseitig kN	61,25	53,00	79,70	65,87	95,70	80,10	144,90	118,20	245,00	212,00		
100	Kraft; kolbenseitig kN	201,00		254,47		314,10		490,87		804,20			
	Kraft; stangenseitig kN	122,50	106,00	159,40	131,75	191,40	160,20	289,80	236,40	490,00	424,00		
150	Kraft; kolbenseitig kN	301,50		381,70		471,15		736,30		1206,40			
	Kraft; stangenseitig kN	183,75	159,00	239,10	197,60	287,10	240,30	434,70	354,60	735,10	636,20		
200	Kraft; kolbenseitig kN	402,00		508,94		628,20		981,70		1608,50			
	Kraft; stangenseitig kN	245,00	212,00	318,86	263,50	382,80	320,40	579,60	472,80	980,20	848,20		
250	Kraft; kolbenseitig kN	502,50		636,17		785,25		1227,20		2010,60			
	Kraft; stangenseitig kN	306,25	265,00	398,57	329,37	478,50	400,50	724,50	591,00	1225,2	1060,3		
Kolbenfläche cm <sup>2</sup>		201,06		254,47		314,16		490,87		804,25			
Ringfläche cm <sup>2</sup>		122,50	106,00	159,43	131,75	191,40	160,20	289,80	236,40	490,08	424,11		
Dämpfungsfläche	kolbenseitig cm <sup>2</sup>	97,20		121,74		149,03		222,10		388,80			
	stangenseitig cm <sup>2</sup>	97,20		121,74		149,03		222,10		388,80			

## Masse

Kolben-Ø mm Kolbenstangen-Ø mm		50		63		80		100		125		140	
		32	36	40	45	50	56	63	70	80	90	90	100
Masse pro 100 mm Hub in kg	Differentialzylinder	1,3	1,5	2,3	2,6	3,8	4,2	5,9	6,5	8,2	9,2	10,7	11,9
	Gleichgangzylinder	1,9	2,3	3,3	3,8	5,3	6,1	8,4	9,5	12,1	14,2	15,7	18,1
		CD	CG	CD	CG	CD	CG	CD	CG	CD	CG	CD	CG
Masse bei 0-Hub in kg	Befestigungsart: A/B	15	-	23	-	36	-	62,5	-	110	-	171	-
	Befestigungsart: C	15,5	19,5	23	28,5	37	46	62,5	77	110	135	171	210
	Befestigungsart: D	16,5	-	25	-	39	-	66	-	112	-	174	-
	Befestigungsart: E	16	20	24	29,5	37,5	46,5	64,5	79	114	139	181	221
	Befestigungsart: F	15,5	19,5	23,5	29	33	47	63	77,5	109	133	175	215

Kolben-Ø mm Kolbenstangen-Ø mm		160		180		200		250		320			
		100	110	110	125	125	140	160	180	200	220		
Masse pro 100 mm Hub in kg	Differentialzylinder	13,9	15,1	17,3	19,5	24,0	26,4	32,7	36,9	51,0	56,2		
	Gleichgangzylinder	20,0	22,6	24,8	29,1	33,6	38,5	48,5	56,9	75,7	86,0		
		CD	CG	CD	CG	CD	CG	CD	CG	CD	CG		
Masse bei 0-Hub in kg	Befestigungsart: A/B	208	-	303	-	372	-	701	-	1265	-		
	Befestigungsart: C	205	251	303	368	376	446	668	817	1200	1433		
	Befestigungsart: D	209	-	308	-	382	-	680	-	1217	-		
	Befestigungsart: E	215	261	317	382	391	461	721	871	1272	1505		
	Befestigungsart: F	205	250	302	367	372	442	660	808	1160	1393		

**Zulässige Hublängen**

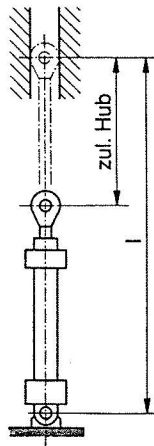
Zulässiger Hub in mm bei Knickbeanspruchung (Druckbelastung)  
nach Euler bei 3,5 facher Sicherheit und gelenkig geführter Last.

Kolben- Ø in mm	Stangen- Ø in mm	Befestigungsarten: A und B					Befestigungsart: C				
		Betriebsdruck in bar					Betriebsdruck in bar				
		50	100	150	200	250	50	100	150	200	250
		max. zu. Hub in mm					max. zul. Hub in mm				
50	32	690	430	315	250	200	2390	1660	1335	1145	1115
	36	925	655	450	365	305	3050	2300	1720	1475	1310
63	40	870	550	410	325	265	2970	2065	1665	1425	1260
	45	1160	755	575	470	395	3785	2640	2135	1830	1625
80	50	1085	695	520	415	345	3655	2540	2045	1755	1555
	56	1430	935	715	585	495	4625	3225	2605	2240	1985
100	63	1415	915	695	565	475	4655	3240	2615	2240	1985
	70	1815	1200	925	765	650	5790	4040	3270	2810	2495
125	80	1850	1205	925	750	635	6015	4190	3380	2900	2570
	90	2440	1620	1260	1015	895	7670	5360	4335	3650	3310
140	90	2100	1370	1050	855	725	6810	4745	3835	3290	2915
	100	2685	1785	1385	1150	985	8450	5910	4780	4110	3650
160	100	2275	1485	1135	930	790	7350	5125	4135	3550	3150
	110	2840	1885	1465	1210	1040	8945	6250	5060	4350	3865
180	110	2430	1585	1210	985	835	7895	5500	4440	3810	3375
	125	3275	2180	1695	1405	1210	10280	7185	5815	5000	4445
200	125	2850	1870	1430	1170	995	9200	6415	5180	4445	3945
	140	3705	2475	1925	1600	1375	11615	8125	6580	5655	5025
250	160	3800	2510	1935	1595	1365	12100	8450	6835	5870	5210
	180	4970	3335	2610	2180	1885	15410	10790	8745	7525	6690
320	200	4640	3065	2370	1955	1670	14765	10310	8335	7160	6355
	220	5770	3865	3020	2520	2175	17955	12565	10180	8755	7785

**Fall 2  
(Grundfall)**

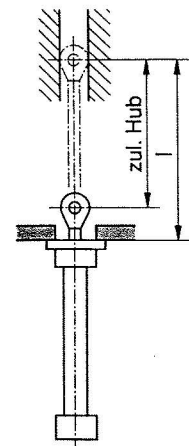
Zwei Enden gelenkig geführt

$$s_K = l$$

**Fall 3**

Ein Ende gelenkig geführt, ein Ende fest eingespannt

$$s_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$$





## Zulässige Hublängen

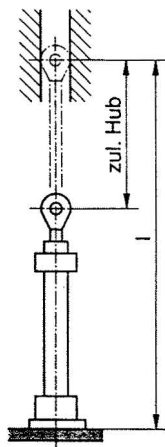
Zulässiger Hub in mm bei Knickbeanspruchung (Druckbelastung)  
nach Euler bei 3,5 facher Sicherheit und gelenkig geführter Last.

Kolben- Ø in mm	Stangen- Ø in mm	Befestigungsarten: D					Befestigungsart: E				
		Betriebsdruck in bar					Betriebsdruck in bar				
		50	100	150	200	250	50	100	150	200	250
		max. zu. Hub in mm					max. zul. Hub in mm				
50	32	1075	710	545	450	385	1015	670	520	430	365
	36	1405	1030	740	615	535	1330	975	700	585	505
63	40	1350	895	695	575	495	1275	850	660	550	470
	45	1755	1185	930	780	675	1660	1120	880	740	645
80	50	1675	1120	870	725	625	1580	1055	825	685	590
	56	2160	1460	1150	965	840	2035	1380	1085	915	795
100	63	2160	1450	1140	950	825	2035	1370	1075	900	780
	70	2725	1850	1465	1235	1075	2570	1745	1380	1165	1015
125	80	2810	1895	1430	1250	1090	2645	1785	1400	1175	1020
	90	3635	2480	1970	1625	1460	3425	2335	1850	1530	1370
140	90	3190	2160	1700	1430	1245	3000	2025	1595	1340	1165
	100	4010	2740	2175	1840	1610	3775	2575	2045	1725	1510
160	100	3440	2330	1835	1540	1340	3240	2190	1725	1450	1260
	110	4240	2895	2300	1940	1700	3990	2720	2160	1825	1595
180	110	3700	2500	1970	1650	1435	3475	2350	1850	1550	1345
	125	4890	3340	2655	2250	1970	4600	3145	2500	2110	1850
200	125	4325	2930	2315	1950	1695	4065	2755	2175	1825	1590
	140	5535	3785	3015	2550	2240	5205	3560	2830	2395	2100
250	160	5725	3900	3090	2610	2280	5385	3665	2905	2450	2140
	180	7380	5070	4045	3435	3020	6945	4770	3805	3230	2840
320	200	6995	4765	3780	3190	2790	6585	4485	3555	3000	2625
	220	8590	5895	4705	3990	3505	8090	5550	4425	3755	3295

## Fall 3

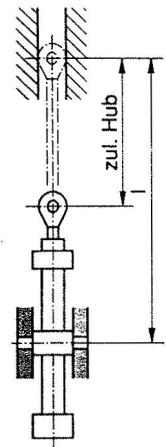
Ein Ende gelenkig  
geführt, ein Ende  
fest eingespannt

$$s_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$$

Fall 2  
(Grundfall)

Zwei Enden ge-  
lenkig geführt

$$s_K = l$$



**Zulässige Hublängen**

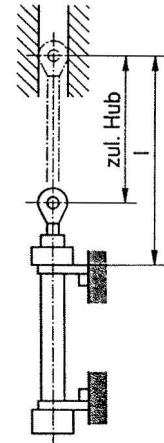
Zulässiger Hub in mm bei Knickbeanspruchung (Druckbelastung)  
nach Euler bei 3,5 facher Sicherheit und gelenkig geführter Last.

Kolben- Ø in mm	Stangen- Ø in mm	Befestigungsart: F				
		Betriebsdruck in bar				
		50	100	150	200	250
		max. zu. Hub in mm				
50	32	2270	1535	1215	1020	990
	36	2930	2175	1595	1350	1185
63	40	2830	1925	1525	1285	1120
	45	3645	2500	1995	1690	1485
80	50	3490	2375	1885	1590	1390
	56	4460	3060	2440	2075	1820
100	63	4470	3055	2430	2055	1800
	70	5600	3855	3080	2620	2305
125	80	5790	3965	3155	2675	2345
	90	7445	5135	4110	3425	3085
140	90	6550	4490	3575	3035	2660
	100	8195	5655	4525	3855	3395
160	100	7085	4860	3875	3285	2885
	110	8685	5990	4795	4085	3600
180	110	7610	5215	4155	3525	3090
	125	9995	6900	5530	4715	4160
200	125	8885	6100	4865	4130	3630
	140	11300	7810	6265	5340	4710
250	160	11740	8090	6475	5510	4850
	180	15050	10430	8385	7165	6330
320	200	14330	9880	7905	6730	5925
	220	17530	12140	9750	8325	7355

**Fall 3**

Ein Ende gelenkig  
geführt, ein Ende  
fest eingespannt

$$s_K = l \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$$

**Berechnung auf Knickung**

Die Berechnung der Knickung wird in der Regel nach Euler durchgeführt, da die Kolbenstangen meist als schlanke Stäbe zu betrachten sind.

$$\text{Knicklast } K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_K^2} \text{ in N}$$

d.h. bei dieser Last knickt die Stange aus!

$$\text{maximale Betriebslast } F = \frac{K}{S} \text{ in N}$$

$s_K$  = freie Knicklänge in mm

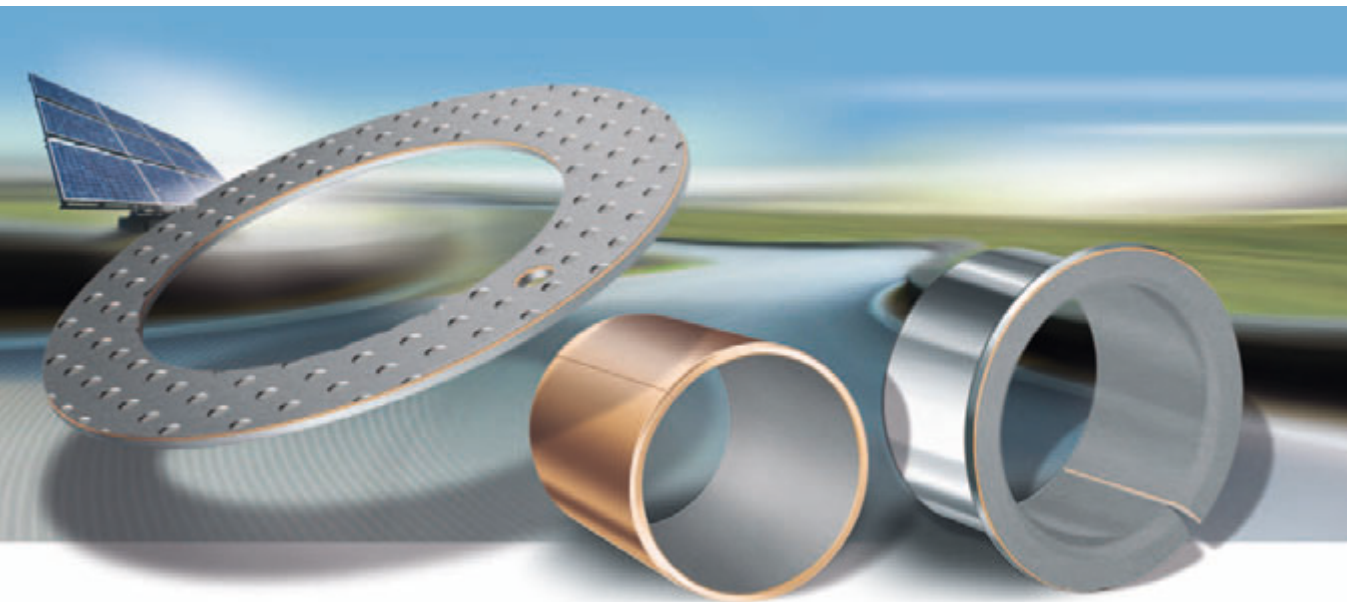
$E$  = Elastizitätsmodul in N/mm<sup>2</sup>

=  $2,1 \cdot 10^5$  für Stahl

$J$  = Trägheitsmoment in mm<sup>4</sup>  
für Kreisquerschnitt

$$= \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 \cdot d^4$$

$S$  = Sicherheit (3,5)



# Metall-Polymer-Verbundgleitlager

wartungsfrei  
wartungsarm  
Sonderbauformen, Sondermaterialien

**SCHAEFFLER**





# Lebensdauer

## Einfluss auf die Lebensdauer

Die Berechnung der nominellen Lebensdauer gilt für Gleitlager mit drehender, schwenkender oder linearer Bewegung.

Wesentliche Faktoren für eine lange Lebensdauer sind das Produkt aus spezifischer Lagerbelastung und Gleitgeschwindigkeit (pv-Wert) sowie die Ausführung der Gegenauflfläche. Insbesondere der verwendete Werkstoff, die Rautiefe und die Oberflächenstruktur der Gegenauflfläche sind zu berücksichtigen.

Die Umgebungstemperatur, Wärmeabfuhr durch die Welle, das Lager und Gehäuse sowie die Einschaltdauer haben grundsätzlich Einfluss auf die Betriebstemperatur und somit auf die Lebensdauer.

Bei der Berechnung sind mathematisch nicht exakt erfassbar:

- Korrosion (bei Trockenlauf der Gleitschicht E40)
- Schmierstoffalterung (bei Fettschmierung der Gleitschicht E50)
- Verschmutzung.



Bei der Verwendung der Gleitschicht E50 in linearen Bewegungen sollte der Ingenieurdienst von Schaeffler hinzugezogen werden!

## Gebrauchsdauer

Die Gebrauchsdauer ist die tatsächlich erreichte Lebensdauer eines Gleitlagers. Sie kann von der errechneten nominellen Lebensdauer abweichen.

## Nominelle Lebensdauer

Die errechnete nominelle Lebensdauer ist aufgrund der Vielzahl an Einflüssen ein Richtwert. Besonders bei sehr niedrigen Lagerbelastungen oder sehr kleinen Gleitgeschwindigkeiten ergeben sich deswegen unrealistische Werte.



Die sinnvolle Lebensdauerberechnung ist nur innerhalb der zulässigen Belastungen der Gleitlagermaterialien möglich, siehe Tabelle! Die Berechnung für das Material E50 gilt für Trocken- oder Mischreibung. Beim Einsatz unter hydrodynamischen Bedingungen sollte der Ingenieurdienst von Schaeffler hinzugezogen werden!

## Zulässige Belastungen

Gleitschicht	pv-Wert N/mm <sup>2</sup> · m/s	Spezifische dynamische Belastung p N/mm <sup>2</sup>	Gleitgeschwindigkeit v m/s
E40, E40-B	$0,01 \leq pv \leq 1,8^{1)}$	140	2,5
E50	$0,1 \leq pv \leq 3$	70	2,5

<sup>1)</sup> Kurzzeitig kann der pv-Wert für E40 auf 3,6 N/mm<sup>2</sup> · m/s ansteigen.



## Betriebsbedingungen

Bestimmte Betriebsbedingungen können die Lebensdauer verkürzen oder verlängern, siehe Tabelle. Sollen die Gleitlager unter solchen Bedingungen eingesetzt werden, bitte beim Ingenieurdienst von Schaeffler rückfragen.

### Richtwerte

Betriebsbedingung	Lebensdauer von E40 $L_h$ %
Trockenlauf, zeitweilig aussetzend	200
Abwechselnd Trockenlauf und im Wasser laufend	20
Im Wasser laufend	200
Dauerbetrieb in flüssigen Schmiermitteln	300
Dauerbetrieb in Schmierfetten	50 – 150

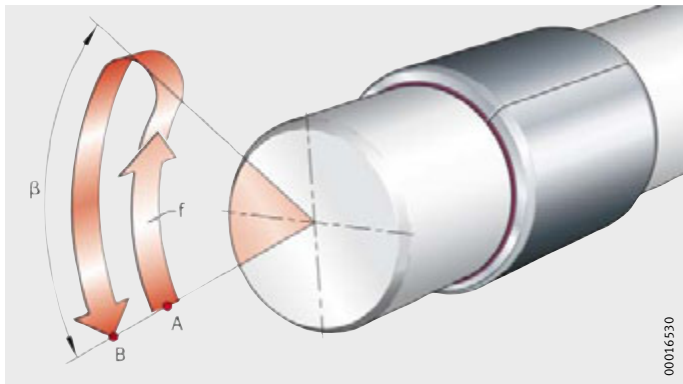
## Berechnung der nominellen Lebensdauer

Die nominelle Lebensdauer errechnet sich anhand folgender Gleichungen.



Vor Berechnung der Lebensdauer unbedingt die zulässigen Belastungen prüfen, siehe Tabelle, Seite 8!

$\beta$  = Schwenkwinkel  
 A = Startpunkt  
 B = Endpunkt  
 f = Schwenkfrequenz  
 (Anzahl der Bewegungen von A nach B pro Minute)



*Bild 1*  
Schwenkwinkel und Schwenkfrequenz

### Wartungsfreie Gleitschicht E40

Dreh- und Schwenkbewegung:

$$L_h = \frac{500}{pv} \cdot f_p \cdot f_v \cdot f_{pv} \cdot f_{\vartheta} \cdot f_R \cdot f_W \cdot f_A$$

Linearbewegung:

$$L_h = \frac{500}{pv} \cdot f_p \cdot f_v \cdot f_{pv} \cdot f_{\vartheta} \cdot f_R \cdot f_W \cdot f_A \cdot f_L$$

### Wartungsarme Gleitschicht E50

Dreh- und Schwenkbewegung:

$$L_h = \frac{2500}{pv} \cdot f_p \cdot f_v \cdot f_{pv} \cdot f_{\vartheta} \cdot f_R \cdot f_A$$

# Lebensdauer

## Spezifische Lagerbelastung

Buchse:

$$p = \frac{F_R}{D_i \cdot B}$$

Bundbuchse, Radialkraft:

$$p = \frac{F_R}{D_i \cdot (B - R - s_{fl})}$$

Bundbuchse, Axialkraft:

$$p = \frac{4 \cdot F_A}{\left( D_{fl}^2 - (D_o + 2 \cdot R)^2 \right) \cdot \pi}$$

Anlaufscheibe:

$$p = \frac{4 \cdot F_A}{(D_o^2 - D_i^2) \cdot \pi}$$

## Gleitgeschwindigkeit

Buchse, Bundbuchse (radiale Gleitfläche), Drehbewegung:

$$v = \frac{D_i \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

Buchse, Bundbuchse (radiale Gleitfläche), Schwenkbewegung,  
*Bild 1, Seite 9:*

$$v = \frac{D_i \cdot \pi}{60 \cdot 10^3} \cdot \frac{2 \cdot \beta \cdot f}{360^\circ}$$

Bundbuchse (axiale Gleitfläche), Drehbewegung:

$$v = \frac{D_{fl} \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

Bundbuchse (axiale Gleitfläche), Schwenkbewegung:

$$v = \frac{D_{fl} \cdot \pi}{60 \cdot 10^3} \cdot \frac{2 \cdot \beta \cdot f}{360^\circ}$$

Anlaufscheibe, Drehbewegung:

$$v = \frac{D_o \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

Anlaufscheibe, Schwenkbewegung:

$$v = \frac{D_o \cdot \pi}{60 \cdot 10^3} \cdot \frac{2 \cdot \beta \cdot f}{360^\circ}$$



**Bezeichnungen,  
Einheiten und Bedeutungen**

$L_h$	h	Nominelle Lebensdauer in Betriebsstunden
$f_p$	–	Korrekturfaktor Last, <i>Bild 2</i> , Seite 12
$f_v$	–	Korrekturfaktor Gleitgeschwindigkeit, <i>Bild 3</i> , Seite 12
$f_{pv}$	–	Korrekturfaktor Reibenergie, <i>Bild 4</i> , Seite 13
$f_\vartheta$	–	Korrekturfaktor Temperatur, <i>Bild 5</i> , Seite 13
$f_R$	–	Korrekturfaktor Rautiefe, <i>Bild 6</i> , Seite 13
$f_W$	–	Korrekturfaktor Werkstoff, siehe Tabelle, Seite 14
$f_A$	–	Korrekturfaktor Belastungsfall, siehe Seite 14
$f_L$	–	Korrekturfaktor Linearbewegung, siehe Seite 15
$p$	$N/mm^2$	Spezifische Lagerbelastung
$F_R$	N	Radiale Lagerbelastung
$D_i$	mm	Innendurchmesser der Buchse oder Anlaufscheibe
$B$	mm	Breite des Lagers
$R$	mm	Radius Bund
$s_{fl}$	mm	Bunddicke
$F_A$	N	Axiale Lagerbelastung
$D_{fl}$	mm	Außendurchmesser Bund
$D_o$	mm	Außendurchmesser der Buchse oder Anlaufscheibe
$v$	m/s	Gleitgeschwindigkeit
$n$	$min^{-1}$	Betriebsdrehzahl
$\beta$	°	Schwenkwinkel, <i>Bild 1</i> , Seite 9
$f$	$min^{-1}$	Schwenkfrequenz, <i>Bild 1</i> , Seite 9
$H$	mm	Hub, siehe Seite 15.



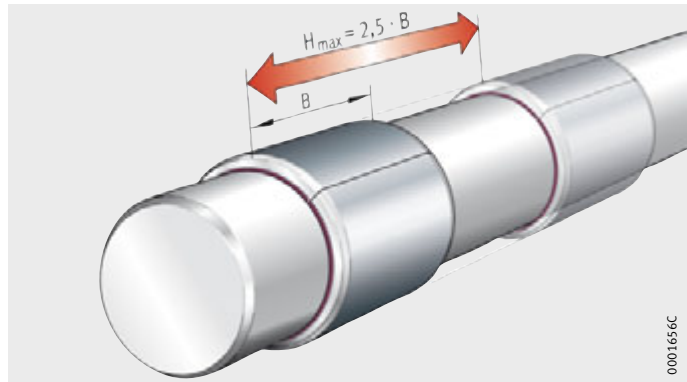
### Korrekturfaktor für lineare Bewegungen



Der Korrekturfaktor  $f_L$  ist bei linearen Bewegungen mit der Gleitschicht E40 notwendig, siehe Seite 15.

Bei linearen Bewegungen mit der Gleitschicht E40 sollte ein maximaler Hub  $H_{max} = 2,5 \cdot B$  nicht überschritten werden, *Bild 8!*

$H_{max}$  = Maximaler Hub  
B = Breite der Buchse



*Bild 8*  
Korrekturfaktor  
Linearbewegung

Korrekturfaktor  $f_L$

$$f_L = 0,65 \cdot \frac{B}{H + B}$$

### Berechnungsbeispiel

Buchse	EGB4040-E40
Breite der Buchse	B      40 mm
Innendurchmesser der Buchse	$D_i$ 40 mm
Lagerbelastung (Punktlast)	$F_R$ 1 200 N
Drehzahl	n      250 min <sup>-1</sup>
Werkstoff Welle	Stahl (Rz2)
Betriebstemperatur	$\vartheta$ 35 °C

**Gesucht** Lager mit geforderter Lebensdauer  $L_h > 1\,000$  h

### Spezifische Lagerbelastung

Die spezifische Lagerbelastung auf Zulässigkeit prüfen, siehe Tabelle, Seite 8:

$$p = \frac{F_R}{D_i \cdot B}$$

$$p = \frac{1\,200}{40 \cdot 40}$$

$$p = 0,75 \text{ N/mm}^2$$

# Lebensdauer

## Gleitgeschwindigkeit

Die Gleitgeschwindigkeit auf Zulässigkeit prüfen, siehe Tabelle, Seite 8:

$$v = \frac{D_i \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^3}$$

$$v = \frac{40 \cdot \pi \cdot 250}{60 \cdot 10^3}$$

$$v = 0,52 \text{ m/s}$$

## pv-Wert

Den pv-Wert auf Zulässigkeit prüfen, siehe Tabelle, Seite 8:

$$pv = p \cdot v$$

$$pv = 0,75 \cdot 0,52 = 0,39 \text{ N/mm}^2 \cdot \text{m/s}$$

## Korrekturfaktoren

Korrekturfaktor	Quelle	Ermittelter Korrekturfaktor
Last $f_p$	Bild 2, Seite 12	$f_p = 1$
Gleitgeschwindigkeit $f_v$	Bild 3, Seite 12	$f_v = 0,95$
Reibenergie $f_{pv}$	Bild 4, Seite 13	$f_{pv} = 1$
Temperatur $f_\vartheta$	Bild 5, Seite 13	$f_\vartheta = 1$
Rautiefe $f_R$	Bild 6, Seite 13	$f_R = 0,97$
Werkstoff $f_W$	Tabelle, Seite 14	$f_W = 1$
Belastungsfall $f_A$	Bild 7, Seite 14	$f_A = 1$

## Nominelle Lebensdauer

Die Lebensdauer des gewählten Lagers berechnen:

$$L_h = \frac{500}{pv} \cdot f_p \cdot f_v \cdot f_{pv} \cdot f_\vartheta \cdot f_R \cdot f_W \cdot f_A$$

$$L_h = \frac{500}{0,39} \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1$$

$$L_h = 1181 \text{ h}$$

## Ergebnis

Die gewählte Buchse EGB4040-E40 erfüllt die Anforderung einer Lebensdauer  $L_h > 1000 \text{ h}$ .

# Metall-Polymer-Verbundgleitlager, wartungsfrei

## Gleitschicht E40

Die Gleitschicht E40 ist wartungsfrei. Sie kann für drehende und oszillierende Bewegungen und für kurzhubige Linearbewegungen eingesetzt werden.

Der verschleißarme Werkstoff hat gute Gleiteigenschaften (kein Stick-Slip-Effekt), einen niedrigen Reibungskoeffizienten und ist chemisch weitgehend beständig. Er nimmt kein Wasser auf (ist weitgehend quellbeständig), neigt nicht zum Verschweißen mit Metall und eignet sich auch für den hydrodynamischen Betrieb.

Die wartungsfreien Gleitlagermaterialien gibt es in den Varianten E40 und E40-B.

## Technische Daten für E40

Wichtige mechanische und physikalische Eigenschaften der wartungsfreien Gleitlagermaterialien E40 und E40-B, siehe Tabelle.

## Eigenschaften von E40 und E40-B

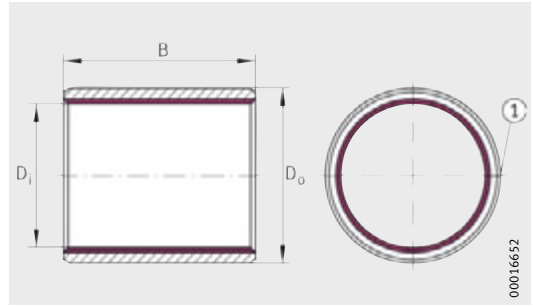
Eigenschaft	Belastung		
Maximaler pv-Wert bei Trockenlauf	Dauerbetrieb	pv	1,8 N/mm <sup>2</sup> · m/s
	kurzzeitig		3,6 N/mm <sup>2</sup> · m/s
Zulässige spezifische Lagerbelastung	statisch	p <sub>max</sub>	250 N/mm <sup>2</sup>
	rotierend, oszillierend		140 N/mm <sup>2</sup>
Zulässige Gleitgeschwindigkeit	Trockenlauf	v <sub>max</sub>	2,5 m/s
	hydrodynamischer Betrieb		>2,5 m/s
Zulässige Betriebstemperatur		ϑ	-200 °C bis +280 °C
Wärmeausdehnungskoeffizient	Stahlrücken	α <sub>St</sub>	11 · 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
	Bronzerücken	α <sub>Bz</sub>	17 · 10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
Wärmeleitfähigkeit	Stahlrücken	λ <sub>St</sub>	>42 Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
	Bronzerücken	λ <sub>Bz</sub>	>70 Wm <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
Bezogener elektrischer Widerstand nach dem Einlaufvorgang		R <sub>bez min</sub>	>1 Ω · cm <sup>2</sup>

## Abdichtung

Die Gleitlager sind nicht abgedichtet, sie können aber durch vorgeschaltete Dichtungen gegen das Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit geschützt werden.

# Buchsen

wartungsfrei  
mit Stahlrücken



EGB  
① Stoßfuge

**Maßtabelle** (Fortsetzung) · Abmessungen in mm

Kurzzeichen	Masse m ≈g	Abmessungen		
		D <sub>i</sub>	D <sub>o</sub>	B ±0,25
EGB7040-E40	170	70	75	40
EGB7050-E40	214	70	75	50
EGB7070-E40	301	70	75	70
EGB7540-E40	182	75	80	40
EGB7550-E40	229	75	80	50
EGB7560-E40	278	75	80	60
EGB7580-E40	367	75	80	80
EGB8040-E40	194	80	85	40
EGB8060-E40	292	80	85	60
EGB8080-E40	390	80	85	80
EGB80100-E40	488	80	85	100
EGB8560-E40	311	85	90	60
EGB85100-E40	519	85	90	100
EGB9050-E40	272	90	95	50
EGB9060-E40	327	90	95	60
EGB90100-E40	547	90	95	100
EGB9560-E40	345	95	100	60
EGB95100-E40	578	95	100	100
EGB10050-E40	301	100	105	50
EGB10060-E40	362	100	105	60
EGB100115-E40	697	100	105	115
EGB10560-E40	382	105	110	60
EGB105115-E40	733	105	110	115
EGB11060-E40	398	110	115	60
EGB110115-E40	767	110	115	115
EGB11550-E40	347	115	120	50
EGB11560-E40	417	115	120	60
EGB11570-E40	487	115	120	70

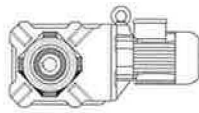
**Maßtabelle** (Fortsetzung) · Abmessungen in mm

Kurzzeichen	Masse m ≈g	Abmessungen		
		D <sub>i</sub>	D <sub>o</sub>	B ±0,25
EGB12060-E40	433	120	125	60
EGB120100-E40	724	120	125	100
EGB125100-E40	754	125	130	100
EGB13060-E40	468	130	135	60
EGB130100-E40	785	130	135	100
EGB13560-E40	486	135	140	60
EGB13580-E40	649	135	140	80
EGB14060-E40	504	140	145	60
EGB140100-E40	842	140	145	100
EGB15060-E40	539	150	155	60
EGB15080-E40	720	150	155	80
EGB150100-E40	901	150	155	100
EGB16080-E40	768	160	165	80
EGB160100-E40	961	160	165	100
EGB180100-E40	1 078	180	185	100
EGB200100-E40	1 197	200	205	100
EGB220100-E40	1 315	220	225	100
EGB250100-E40	1 492	250	255	100
EGB300100-E40	1 790	300	305	100

Empfohlene Einbautoleranzen siehe Seite 27.



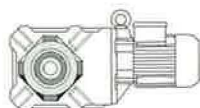
P = 5.5 kW



*Danfoss*

50 Hz			i	Typ	m kg	F <sub>RN</sub> N	F <sub>RV</sub> N	60 Hz		
n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>						n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>
190 153 120 98 79 64 50	250	1.95	7.49	BK40-../D11LA4	102	750	10500	230	210	2.3
	315	1.55	9.31	"	"	1040	11200	184	260	1.9
	400	1.25	11.86	"	"	1770	12200	145	330	1.5
	480	1.65	14.50	"	"	4500	14300	118	400	1.95
	590	1.3	18.05	"	"	4900	15300	95	495	1.6
	730	1.05	22.44	"	"	5500	16500	77	610	1.3
	940	0.83	28.59	"	"	6300	17000	60	780	1.0
195 142 102 80 74 54 40.5	245	3.3	7.29	BK50-../D11LA4	132	620	11900	235	205	4.0
	340	2.4	10.00	"	"	1220	13200	171	280	2.9
	460	2.3	13.95	"	"	6100	17400	123	380	2.8
	590	1.25	17.92	"	"	4600	16800	96	495	1.45
	630	1.65	19.33	"	"	6900	19200	89	530	2.0
	870	1.2	26.51	"	"	7800	21200	65	720	1.45
	1160	0.91	35.21	"	"	8700	23100	49	960	1.1
78 70 59 52 42.5 38 32 28.5 24.5 22 18.5	670	3.3	18.36	BK60-../D11LA4	142	4000	19900	94	550	4.0
	750	3.0	20.54	"	"	4400	20600	84	620	3.6
	890	2.6	24.45	"	"	4850	22000	70	750	3.1
	1010	2.3	27.36	"	"	5600	23200	63	830	2.8
	1230	1.85	33.78	"	"	6500	25200	51	1020	2.3
	1380	1.65	37.80	"	"	7300	26500	45.5	1150	2.0
	1640	1.4	45.05	"	"	8200	28300	38	1380	1.65
	1840	1.25	50.40	"	"	9100	29800	34	1540	1.5
	2100	1.1	58.95	"	"	9900	31500	29.5	1780	1.3
	2350	0.98	65.95	"	"	10900	33000	26	2000	1.15
2800	0.82	78.13	"	"	11900	34000	22	2350	0.98	
35.5 31.5 26.5 23.5 20.5 18 16 14 12 10.5 9.2 8.1	1470	3.3	40.08	BK70-../D11LA4	221	8300	36300	43	1220	4.0
	1660	3.1	45.59	"	"	9000	37900	38	1380	3.7
	1980	2.6	54.15	"	"	9900	40200	32	1640	3.2
	2200	2.4	61.60	"	"	11500	42800	28	1870	2.8
	2550	2.0	70.23	"	"	12500	44800	24.5	2100	2.5
	2900	1.8	79.89	"	"	14300	47600	21.5	2400	2.2
	3250	1.6	90.96	"	"	15300	49900	19	2750	1.9
	3750	1.4	103.5	"	"	17200	50000	17	3050	1.7
	4350	1.2	120.2	"	"	18600	50000	14.5	3600	1.45
	5000	1.05	136.7	"	"	20700	50000	13	4000	1.3
	5700	0.91	154.4	"	"	21900	50000	11.5	4550	1.15
6400	0.81	175.7	"	"	24100	50000	9.8	5300	0.98	
16 14 12.5 11 9.3 8.3 8.0 7.2 6.3 5.7 4.8 4.3 3.7	3250	3.2	91.53	BK80-../D11LA4	336	18300	74200	19	2750	3.8
	3750	2.8	102.5	"	"	20500	75000	17	3050	3.4
	4200	2.5	117.5	"	"	22300	75000	15	3500	3.0
	4750	2.2	131.6	"	"	24900	75000	13	4000	2.6
	5600	1.9	153.1	"	"	27200	75000	11.5	4550	2.3
	6300	1.65	171.5	"	"	30000	75000	10	5200	2.0
	6500	1.75	177.6	BK80Z-../D11LA4	378	30000	75000	9.7	5400	2.1
	7200	1.6	198.9	"	"	30000	75000	8.6	6100	1.9
	8300	1.4	226.1	"	"	30000	75000	7.6	6900	1.65
	9200	1.25	253.3	"	"	30000	75000	6.8	7700	1.5
	10900	1.05	300.6	"	"	30000	75000	5.7	9200	1.25
12200	0.94	336.7	"	"	30000	75000	5.1	10200	1.15	
14100	0.82	389.0	"	"	30000	75000	4.4	11900	0.97	
8.2 7.3 6.1 5.5 4.9 4.3 3.7 3.3 2.9 2.6 2.3	6400	2.9	174.7	BK90Z-../D11LA4	643	49400	120000	9.8	5300	3.5
	7100	2.6	195.4	"	"	49400	120000	8.8	5900	3.1
	8600	2.2	234.6	"	"	49400	120000	7.3	7100	2.6
	9500	1.95	262.5	"	"	49400	120000	6.6	7900	2.3
	10700	1.75	295.6	"	"	49400	120000	5.8	9000	2.1
	12200	1.5	330.7	"	"	49400	120000	5.2	10100	1.85
	14100	1.3	389.1	"	"	49400	120000	4.4	11900	1.55
	15900	1.15	435.3	"	"	49400	120000	4.0	13100	1.4
	18100	1.0	499.2	"	"	49400	120000	3.5	15000	1.25
	20200	0.92	558.5	"	"	49400	120000	3.1	16900	1.1
	22800	0.81	637.7	"	"	49400	120000	2.7	19400	0.95

P = 7.5 kW



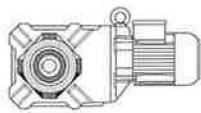
*Danfoss*

50 Hz			i	Typ	m kg	F <sub>RN</sub> N	F <sub>RV</sub> N	60 Hz		
n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>						n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>
270	240	3.4	5.26	BK50-../D13MA4	143	130	10700	330	199	4.1
195	335	2.4	7.29	BK50-../D13MA4	143	620	11900	235	280	2.9
142	460	1.75	10.00	"	"	1220	13200	171	385	2.1
102	630	1.65	13.95	"	"	6100	17400	123	520	2.0
80	810	0.9	17.92	"	"	4600	16800	96	670	1.7
74	870	1.2	19.33	"	"	6900	19200	89	720	1.4
54	1190	0.88	26.51	"	"	7800	21200	65	990	1.0
132	540	3.1	10.82	BK60-../D13MA4	155	3200	17000	159	450	3.7
99	720	2.7	14.41	"	"	3650	18600	119	600	3.2
78	910	2.4	18.36	"	"	4000	19900	94	760	2.9
70	1020	2.2	20.54	"	"	4400	20600	84	850	2.6
59	1210	1.9	24.45	"	"	4850	22000	70	1020	2.3
52	1370	1.7	27.36	"	"	5600	23200	63	1130	2.0
42.5	1680	1.35	33.78	"	"	6500	25200	51	1400	1.6
38	1880	1.2	37.80	"	"	7300	26500	45.5	1570	1.4
32	2200	1.05	45.05	"	"	8200	28300	38	1880	1.2
28.5	2500	0.92	50.40	"	"	9100	29800	34	2100	1.1
46	1550	2.9	30.90	BK70-../D13MA4	234	7500	33600	56	1270	3.6
40.5	1760	2.7	35.15	"	"	8000	35000	49	1460	3.2
35.5	2000	2.4	40.08	"	"	8300	36300	43	1660	2.9
31.5	2250	2.3	45.59	"	"	9000	37900	38	1880	2.7
26.5	2700	1.95	54.15	"	"	9900	40200	32	2200	2.4
23.5	3000	1.75	61.60	"	"	11500	42800	28	2550	2.0
20.5	3450	1.5	70.23	"	"	12500	44800	24.5	2900	1.8
18	3950	1.3	79.89	"	"	14300	47600	21.5	3300	1.6
16	4450	1.15	90.96	"	"	15300	49900	19	3750	1.4
14	5100	1.0	103.5	"	"	17200	50000	17	4200	1.2
12	5900	0.88	120.2	"	"	18600	50000	14.5	4900	1.0
27	2650	3.3	53.21	BK80-../D13MA4	348	14800	63100	32.5	2200	4.0
24	2950	3.1	59.60	"	"	15700	65500	29	2450	3.8
20.5	3450	2.8	70.72	"	"	16600	68700	24.5	2900	3.3
18	3950	2.5	79.22	"	"	17600	71300	22	3250	3.1
16	4450	2.3	91.53	"	"	18300	74200	19	3750	2.8
14	5100	2.1	102.5	"	"	20500	75000	17	4200	2.5
12.5	5700	1.85	117.5	"	"	22300	75000	15	4750	2.2
11	6500	1.6	131.6	"	"	24900	75000	13	5500	1.9
9.3	7700	1.35	153.1	"	"	27200	75000	11.5	6200	1.7
8.3	8600	1.2	171.5	"	"	30000	75000	10	7100	1.5
8.0	8900	1.3	177.6	BK80Z-../D13MA4	391	30000	75000	9.7	7300	1.6
7.2	9900	1.15	198.9	"	"	30000	75000	8.6	8300	1.4
6.3	11300	1.0	226.1	"	"	30000	75000	7.6	9400	1.2
5.7	12500	0.92	253.3	"	"	30000	75000	6.8	10500	1.1
14	5100	3.3	102.0	BK90-../D13MA4	600	36600	107000	17	4200	4.0
12.5	5700	2.9	117.0	"	"	39200	113000	15	4750	3.5
11	6500	2.6	130.9	"	"	42700	119400	13.5	5300	3.2
9.5	7500	2.2	149.5	"	"	45600	120000	11.5	6200	2.7
8.5	8400	2.0	167.2	"	"	49400	120000	10.5	6800	2.5
8.2	8700	2.1	174.7	BK90Z-../D13MA4	656	49400	120000	9.8	7300	2.5
7.3	9800	1.9	195.4	"	"	49400	120000	8.8	8100	2.3
6.1	11700	1.6	234.6	"	"	49400	120000	7.3	9800	1.9
5.5	13000	1.4	262.5	"	"	49400	120000	6.6	10800	1.7
4.9	14600	1.25	295.6	"	"	49400	120000	5.8	12300	1.5
4.3	16600	1.1	330.7	"	"	49400	120000	5.2	13700	1.3
3.7	19300	0.96	389.1	"	"	49400	120000	4.4	16200	1.1
3.3	21700	0.85	435.3	"	"	49400	120000	4.0	17900	1.0

P = 9.5 kW

270	305	2.7	5.26	BK50-../D13LA4	146	130	10700	330	250	3.2
195	425	1.9	7.29	"	"	620	11900	235	355	2.3
142	580	1.4	10.00	"	"	1220	13200	171	485	1.6
102	800	1.3	13.95	"	"	6100	17400	123	660	1.4

P = 15 kW



*Danfoss*

50 Hz			i	Typ	m kg	F <sub>RN</sub> N	F <sub>RV</sub> N	60 Hz		
n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>						n <sub>2</sub> 1/min	M <sub>2</sub> Nm	f <sub>B</sub>
27	5300	0.98	54.15	BK70-../D16LA4	299	9900	40200	33	4300	1.2
24	5900	0.88	61.60	"	"	11500	42800	29	4900	1.05
48	2950	2.5	30.56	BK80-../D16LA4	408	11900	53400	58	2450	3.1
43	3300	2.4	34.22	"	"	12600	55400	52	2750	2.8
35	4050	2.0	41.78	"	"	13500	58700	42.5	3350	2.5
31.5	4500	1.9	46.80	"	"	14300	60900	38	3750	2.3
27.5	5200	1.7	53.21	"	"	14800	63100	33.5	4250	2.1
24.5	5800	1.6	59.60	"	"	15700	65500	30	4750	1.95
21	6800	1.4	70.72	"	"	16600	68700	25	5700	1.7
18.5	7700	1.3	79.22	"	"	17600	71300	22.5	6300	1.6
16	8900	1.15	91.53	"	"	18300	74200	19.5	7300	1.4
14.5	9800	1.05	102.5	"	"	20500	75000	17.5	8100	1.3
12.5	11400	0.92	117.5	"	"	22300	75000	15	9500	1.1
11.5	12400	0.85	131.6	"	"	24900	75000	13.5	10600	0.99
27	5300	3.0	54.98	BK90-../D16LA4	662	24000	81000	32.5	4400	3.7
24	5900	2.8	61.52	"	"	25500	84600	29	4900	3.4
21.5	6600	2.5	69.27	"	"	27200	88900	25.5	5600	3.0
19	7500	2.2	77.51	"	"	30300	94400	23	6200	2.7
16.5	8600	1.95	91.19	"	"	33300	101000	19.5	7300	2.3
14.5	9800	1.7	102.0	"	"	36600	107000	17.5	8100	2.1
12.5	11400	1.45	117.0	"	"	39200	113000	15.5	9200	1.85
11.5	12400	1.35	130.9	"	"	42700	119400	13.5	10600	1.6
9.8	14600	1.15	149.5	"	"	45600	120000	12	11900	1.4
8.8	16200	1.05	167.2	"	"	49400	120000	11	13000	1.3
8.4	17000	1.1	174.7	BK90Z-../D16LA4	721	49400	120000	10.5	13600	1.35
7.5	19100	0.97	195.4	"	"	49400	120000	9.1	15700	1.2
6.3	22700	0.81	234.6	"	"	49400	120000	7.6	18800	0.98

P = 18.5 kW

280	580	1.4	5.26	BK50-../D16XA4	214	130	10700	335	485	1.65
205	790	1.05	7.29	"	"	620	11900	245	660	1.25
135	1300	1.3	10.82	BK60-../D16XA4	226	3200	17000	163	1080	1.55
102	1730	1.1	14.41	"	"	3650	18600	123	1430	1.35
80	2200	0.99	18.36	"	"	4000	19900	96	1840	1.2
72	2450	0.92	20.54	"	"	4400	20600	86	2050	1.1
67	2600	1.55	21.88	BK70-../D16XA4	309	6500	30200	81	2150	1.9
59	2950	1.45	24.89	"	"	7000	31500	71	2450	1.75
47.5	3700	1.2	30.90	"	"	7500	33600	57	3050	1.5
42	4200	1.15	35.15	"	"	8000	35000	51	3450	1.35
36.5	4800	1.0	40.08	"	"	8300	36300	44	4000	1.2
32.5	5400	0.95	45.59	"	"	9000	37900	39	4500	1.15
27	6500	0.8	54.15	"	"	9900	40200	33	5300	0.98
48	3650	2.1	30.56	BK80-../D16XA4	418	11900	53400	58	3000	2.5
43	4100	1.9	34.22	"	"	12600	55400	52	3350	2.3
35	5000	1.65	41.78	"	"	13500	58700	42.5	4150	2.0
31.5	5600	1.55	46.80	"	"	14300	60900	38	4600	1.85
27.5	6400	1.4	53.21	"	"	14800	63100	33.5	5200	1.7
24.5	7200	1.3	59.60	"	"	15700	65500	30	5800	1.6
21	8400	1.15	70.72	"	"	16600	68700	25	7000	1.4
18.5	9500	1.05	79.22	"	"	17600	71300	22.5	7800	1.3
16	11000	0.95	91.53	"	"	18300	74200	19.5	9000	1.15
14.5	12100	0.87	102.5	"	"	20500	75000	17.5	10000	1.05
36	4900	3.0	40.94	BK90-../D16XA4	672	21400	73100	43	4100	3.6
32	5500	2.8	45.80	"	"	22700	76300	38.5	4550	3.4
27	6500	2.5	54.98	"	"	24000	81000	32.5	5400	3.0
24	7300	2.3	61.52	"	"	25500	84600	29	6000	2.8
21.5	8200	2.0	69.27	"	"	27200	88900	25.5	6900	2.4
19	9200	1.85	77.51	"	"	30300	94400	23	7600	2.2
16.5	10700	1.55	91.19	"	"	33300	101000	19.5	9000	1.85