

Gushkov, Ivan  
Schopmeier, Jan Erik  
Solhaug, Henrik Meyer

# Utvikling av Utstøtemekanisme

Development of Ejection Mechanism

Bacheloroppgave i Maskiningeniør  
Veileder: Detlef Blankenburg

Mai 2020



Gushkov, Ivan  
Schopmeier, Jan Erik  
Solhaug, Henrik Meyer

# **Utvikling av Utstøtemekanisme**

Development of Ejection Mechanism

Bacheloroppgave i Maskiningeniør  
Veileder: Detlef Blankenburg  
Mai 2020

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Fakultet for ingeniørvitenskap  
Institutt for maskinteknikk og produksjon



Kunnskap for en bedre verden



## RAPPORT BACHELOROPPGAVEN

Tittel

Utvikling av Utstøte-mekanisme

Development of Ejection-mechanism

Prosjektnr

**MTP-K-2020-02**

Forfatter(e)

Ivan Gushkov, Jan Erik Schopmeier, Henrik Meyer Solhaug

Oppdragsgiver(e) eksternt

Aludyne Norway

Veileder(e) internt

Detlef Blankenburg

Rapporten er ÅPEN

Dato levert

29.05.2020

Bacheloroppgave om utvikling av en forbedret utstøtemekanisme til en aluminiumsstøpemaskin. Lagt stor vekt på å ha en likegangsfunksjon som uavhengig av motkraft gir lik translasjon i fire sylindere. Dette skal sørge for en rett utstøting.

Bachelor thesis covering the development of an improved ejection mechanism tailored for an existing aluminum die casting machine. The focus lies around the synchronized movement of four hydraulic cylinders, regardless of the individual counter force they are experiencing. This will ensure an even ejection of the cast.

Stikkord:

Hydraulikk, støping, likegangsfunksjon, utstøting, synkronisering, Aludyne, produktutvikling

Keywords:

Hydraulic, equal speed acutator , casting, ejection, synchronisation, Aludyne, product development

# Forord

Dette er en bacheloroppgave som omhandler utvikling av en funksjonsmodell av en forbedret utstøtemekanisme til Aludynes støpemaskiner. Gjennom denne prosessen har vi hatt kontakt med mange som har hjulpet oss. I denne anledning vil vi takke:

*Detlef Blankenburg, vår veileder*

*Evangelos Tyflopoulos*

*Olav Schopmeier, kost og losji under bedriftsbesøk*

*Monika Schopmeier, innledende kontaktperson med Aludyne*

*Melvin Bryggeså*

*Per Skaug*

*Tom Rune Hansen*

*Øystein Borkamo*

*Kristine Thevik*

*Siren Solhaug, korrekturlesing*

*Petya Gushkova*

*Øyvind Haave*

*Geir Austad, hjelp med nettside*

*Hans Martin, hydraulikkeksperise*

Vi utførte oppgaven under **COVID-19** virusutbruddet, og dette har hatt en påvirkning på vår oppgave. Vi hadde en lang periode hvor vi i gruppen ikke fikk møttes, og kommunikasjon med universitetet (NTNU) har vært krevende.

## Nettside

Vi har laget en nettside som er laget for å komplimentere rapporten. Nettsiden inneholder rapporten, vedlegg, og noen relevante bilder.

Nettsiden ser på det som en gøy og lett tilgjengelig måte å vise arbeidet vårt til andre. Rapporten står derimot på egne ben uten nettsiden.

Vi anbefaler å åpne nettsiden i nettleseren ``Firefox'', om ikke det er mulig fungerer også ``Microsoft Edge''. Ved å klikke på funksjonsknappen ``F11'' får man fullskjerm, som vi anbefaler.

Adresse: [bachelor-utstotemekanisme.iserv.no](http://bachelor-utstotemekanisme.iserv.no)

# Abstract

This paper covers the product development process of a new and improved ejection mechanism for the removal of aluminium castings with complex geometry and asymmetry from a die-casting machine, whilst ensuring that both the casted product and the die is left undamaged. The product development process follows French's iterative and result oriented descriptive product development model. The task is issued by Aludyne Norway, a sub-company of Aludyne, who produce lightweighting and mobility solutions for use in the car industry; as they discovered the current day mechanisms design is inadequate.

The current day mechanism has been examined, explained, and analyzed with the intent of giving the reader a thorough understanding of its mechanisms and faults, as well as laying the foundation for the product development process. Multiple concepts were generated and the concepts that satisfied the performance specifications were further explored.

In the later parts of the paper a concept is chosen for further development. The leading concept has then been developed to such an extent that we can make a well-grounded assumption on whether or not the concept is an improvement to the current day mechanism.

In conclusion we find that the leading concept, which is based on a multi-chambered mechanically connected hydraulic volumetric divider, is deemed an improvement to the current day mechanism. This conclusion, however, is purely theoretical, as no physical testing has been done. To fully flesh out the concept further development is needed, and the remaining work is listed. The results of this paper have the function of aiding Aludyne's own production development process.



# Sammendrag

Denne oppgaven tar for seg produktutviklingsprosessen av en ny og forbedret utstøtemekanisme til en eksisterende støpemaskin. Utstøtemekanismens oppgave er å støte ut støpegodset, på en slik måte at støpeformen og støpegodset ikke blir skadet. Dagens utstøtemekanisme har en for høy vrak- og feilprosent, mye grunnet støpegodsets økende kompleksitet gjennom årene. Oppgaven er gitt fra Aludyne Norway, et underselskap av Aludyne, som produserer lettvektige aluminiumsdeler til bil-industrien. Produktutviklingsprosessen følger French' modell, som er en iterativ og resultatorientert deskriptiv produktutviklingsmetode.

Dagens mekanisme blir beskrevet i detalj. Mekanismen er også analysert. Dette er for å gi leseren en god forståelse for hvorfor dagens mekanisme ikke fungerer optimalt, og for å gi oss et grunnlag for produktutviklingsprosessen. En rekke konsepter ble utviklet, og de konseptene som tilfredstilte produktkravspesifikasjonene til mekanismen er beskrevet.

Senere i oppgaven er ett konsept valgt for videre utvikling. Dette konseptet er deretter utviklet til et nivå som gjør det mulig å gjøre en objektiv antagelse om konseptet er en forbedring av dagens mekanisme eller ei.

Vi konkluderer med at det ledende konseptet, som baserer seg på en hydraulisk volumetrisk mekanisk sammenkoblet flerkammerdeler, yter bedre enn dagens mekanisme. Denne konklusjonen baserer seg derimot kun på teoretiske beregninger, ettersom ingen fysisk testing er blitt gjort. Konseptet krever ytterligere arbeid for å ferdigstilles, og hva som gjenstår nevnes. Resultatene av oppgaven gis til Aludyne, slik at de kan hjelpe Aludynes egen utviklingsprosess av en ny mekanisme.



# Innhold

<b>Forord</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iv</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>v</b>
<b>I Innledning</b>	<b>1</b>
<b>1 Beskrivelse av Oppgaven</b>	<b>2</b>
1.1 Oppgavetekst . . . . .	3
1.2 Bakgrunn for oppgaven . . . . .	4
1.3 Bedriften . . . . .	5
1.4 Støpemaskin og Prosess . . . . .	7
1.5 Læringsmål . . . . .	9
1.6 Prosjektets begrensninger . . . . .	9
<b>2 Om oss</b>	<b>10</b>
<b>3 Metoder</b>	<b>11</b>
3.1 Produktutvikling . . . . .	11
3.1.1 PU-metoder . . . . .	12
3.2 Inspeksjon av maskin . . . . .	13
3.3 Sikkerhet-og Dimensjonerinsprinsiper . . . . .	14
<b>4 Rapportens disposisjon</b>	<b>15</b>

<b>II</b>	<b>Beskrivelse av system og problem</b>	<b>16</b>
<b>5</b>	<b>Støpemaskinens komponenter og deres funksjoner</b>	<b>17</b>
<b>6</b>	<b>Støpesyklus</b>	<b>24</b>
<b>7</b>	<b>Analyse av problem</b>	<b>26</b>
7.1	Problemstilling . . . . .	26
7.2	Målinger gjort av Aludyne . . . . .	27
7.3	Analyse av video fra Aludyne . . . . .	28
7.4	Lastanalyse . . . . .	29
7.4.1	Antakelser og forenklinger . . . . .	30
7.4.2	Analyse . . . . .	31
7.5	Resultater av lastanalyse . . . . .	37
7.6	Varmeutvikling i maskinen under drift . . . . .	38
7.7	Økonomisk dimensjon . . . . .	38
<b>8</b>	<b>Tekniske begrensninger</b>	<b>40</b>
8.1	Krav for integrering . . . . .	40
8.2	Begrensninger i arbeidsrommet . . . . .	42
8.3	Levetid og vedlikehold . . . . .	44
8.4	Andre krav og begrensninger . . . . .	45
<b>9</b>	<b>Grunnlag for utvikling</b>	<b>47</b>
9.1	Funksjonsanalyse . . . . .	47
9.2	Produktkravsspesifikasjoner . . . . .	48
<b>III</b>	<b>Utvikling</b>	<b>50</b>
<b>10</b>	<b>Konseptoversikt</b>	<b>52</b>
<b>11</b>	<b>Lovende konsepter</b>	<b>54</b>
11.1	Konsept 1: Forbedring av dagens mekanisme . . . . .	54
11.2	Konsept 2: Flere sylindere . . . . .	56
11.2.1	Antall stempler og plassering . . . . .	57
11.3	Konsept 2.1: <b>Hydrosynkron</b> . . . . .	61
11.4	Konsept 2.2: <b>Servosynkron</b> . . . . .	63

<b>12</b>	<b>Evaluering og sammenligning av konsept</b>	<b>66</b>
12.1	Antatt avvik . . . . .	66
12.1.1	Forbedring av dagens mekanisme . . . . .	66
12.1.2	Servosynkron . . . . .	67
12.1.3	Hydrosynkron . . . . .	68
12.2	Antatt avvik: Resultat . . . . .	69
12.3	Evaluering og valg . . . . .	69
<b>IV</b>	<b>Detaljering</b>	<b>71</b>
<b>13</b>	<b>Detaljeringprosessen</b>	<b>72</b>
13.1	Sikkerhetsvurdering . . . . .	73
13.1.1	Relevante standarder . . . . .	74
13.1.2	Risikosituasjoner i produktets livssyklus . . . . .	74
13.2	Analyse av risikosituasjoner . . . . .	75
<b>14</b>	<b>Detaljering av ledende konsept</b>	<b>77</b>
14.1	Hydraulikk . . . . .	77
14.1.1	Logikk . . . . .	77
14.1.2	Dimensjonering av hydrauliske komponenter . . . . .	87
14.2	Andre nødvendige spesifikasjoner . . . . .	93
14.3	Innfestninger . . . . .	98
14.4	Posisjonsovervåking . . . . .	101
<b>15</b>	<b>Endelige spesifikasjoner</b>	<b>102</b>
<b>V</b>	<b>Diskusjon, konklusjon og videre arbeid</b>	<b>104</b>
<b>16</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>106</b>
16.1	Produktkravspesifikasjoner . . . . .	106
16.2	Lastanalyse . . . . .	107
16.3	Grunnlag for valg . . . . .	108
16.4	Sikkerhet og dimensjonering . . . . .	108
16.5	Kildekritikk . . . . .	108

<b>17 Konklusjon</b>	<b>109</b>
17.1 Konseptets nøyaktighet sammenlignet med dagens mekanisme . . . . .	109
17.2 Resultater i forhold til produktkravsspesifikasjonene . . . . .	112
17.3 Konklusjon . . . . .	115
<b>18 Videre arbeid</b>	<b>117</b>
<b>19 Refleksjon</b>	<b>119</b>
19.1 Læringsmål . . . . .	119
19.2 Kommentarer og Anbefalinger . . . . .	120
19.3 Våre tanker om oppgaven, prosessen og resultatet . . . . .	120
<b>VI Teori og teknologi</b>	<b>122</b>
<b>20 Teori</b>	<b>123</b>
20.1 Materialeegenskaper . . . . .	123
20.2 Newtons tredje lov . . . . .	125
20.3 Om statikk og bjelker . . . . .	125
20.4 PLS . . . . .	126
20.5 Styring . . . . .	126
20.6 Hydrodynamikk og hydraulikk . . . . .	129
20.7 Elementanalyse . . . . .	130
<b>21 Teknologianalyse</b>	<b>133</b>
21.1 Volumstrømdeler - relevant for Hydrosynkron . . . . .	133
21.2 Aktiv styring av hydrauliske sylindere - relevant for Servosynkron . .	134
21.3 Sensorer og måleutstyr - relevant for Servosynkron og Hydrosynkron .	135
21.3.1 Posisjonssensorer - relevant for Servosynkron og Hydrosynkron	135
21.3.2 Kraftmåling - relevant for Servosynkron . . . . .	138
<b>VII Vedlegg og Kilder</b>	<b>140</b>
Uttrykk og forkortelser	148
<b>22 Vedlegg</b>	<b>151</b>

# Del I

## Innledning

# 1. Beskrivelse av Oppgaven

Oppgaven fra Aludyne går ut på å utvikle en konseptløsning eller en funksjonsmodell av en ny eller forbedret utstøtemekanisme til støpemaskinene deres. Målet med den nye løsningen er å sikre jevn utstøting, som vil føre til mindre vrakstøp og vedlikehold av formen.

Aludyne har identifisert at utstøtemekanismen har en uakseptabel feilprosent, som resulterer i dramerker på produktet, dimensjonsavvik til produktet, og i verste fall kiling av produktet i formen.

Kiling, som er den mest kritiske feilen kan i noen tilfeller resultere i at hele produksjonslinjen stanser. Kilingen oppstår først i støpeformen, men i denne oppgaven ser vi på måter utstøtemekanismen kan kompensere for slike situasjoner.



*Se for deg at du skal lukke en gammel kinkig skuff på mors antikke kommode. Om du er noe uforsiktig og dytter skuffen igjen med en hånd, kiler den seg og sitter bom fast. Er du derimot forsiktig og bruker begge hender vil skuffen gli fint inn i kommoden. I denne analogien representerer skuffen støpegodset, og hendene dine utstøtemekanismen.*



## 1.1 Oppgavetekst

“Aludyne Farsund produserer aluminiums-støp ved hjelp av 11 støpemaskiner. Etter størkning støtes støpet ut av formen ved hjelp av utstøtemekanismen. Aludyne påstår at dagens løsning gir fra seg en ujevn kraftfordeling, som kan resultere i problemer under utstøting. Vi har fått i oppgave å utvikle og/eller bidra til utviklingen av en ny generasjons mekanisme, som sikrer en rett utstøting. Oppgaven gjennomføres i samarbeid med Aludyne Farsund og omfatter følgende punkter:

1. Kort analyse og beskrivelse av produkt, teknologi og behov.
2. Utvikling av nødvendige spesifikasjoner som grunnlag for arbeidet.
3. Utvikling, evaluering, og presentasjon av alternative konsepter.
4. Valg, videre detaljering og raffinering av de mest lovende konseptene.
5. Utvikling av struktur, utforming, og dokumentasjon av utvalgte komponenter.
6. Evaluering og presentasjon av resultatene.
7. Evaluering av valgt metodikk og resultatene i forhold til læringsmålene.

Oppgaven skal aktiv ta i bruk PU - journal. Senest 3 uker etter oppgavestart skal et A3 ark som illustrerer arbeidet leveres til faglærer. Arket skal også oppdateres en uke før innlevering av bacheloroppgaven. Arbeidet skal risikovurderes. Risikovurdering er en løpende dokumentasjon og skal gjøres før oppstart av enhver aktivitet som kan være forbundet med risiko. Besvarelsen skal ha med signert oppgavetekst, et sammendrag på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse, etc. Ved utarbeidelse av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Ved bedømmelse legges det stor vekt på at resultater er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte og diskuteres utførlig.”

## 1.2 Bakgrunn for oppgaven



Figur 1.1: Komplekst asymmetrisk støpegods.

Støpemaskinene til Aludyne ble kjøpt inn for et lite komplekst produkt. I løpet av årene har bedriften utviklet seg. Formene (figur 1.2) og produktene (figur 1.1) har utviklet seg til verdensklasse, men maskinene har ikke endret seg.



Figur 1.2: Støpeform.

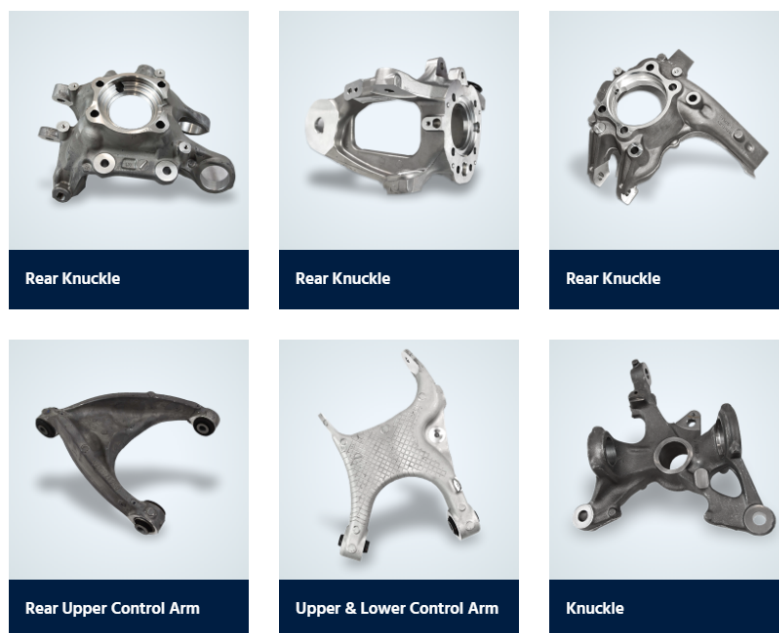
Utstøtemekanismen, som skal fjerne støpegodset fra toppformen er en eldre kon-

struksjon. Det har blitt oppdaget at utstøtemekanismen i noen tilfeller ikke klarer å støte ut støpegodset. Bedriften har undersøkt feilkilden og funnet ut hvor nøyaktig utstøtemekanismen må være for å unngå komplikasjoner. Aludyne har tidligere prøvd å forbedre mekanismen uten hell.

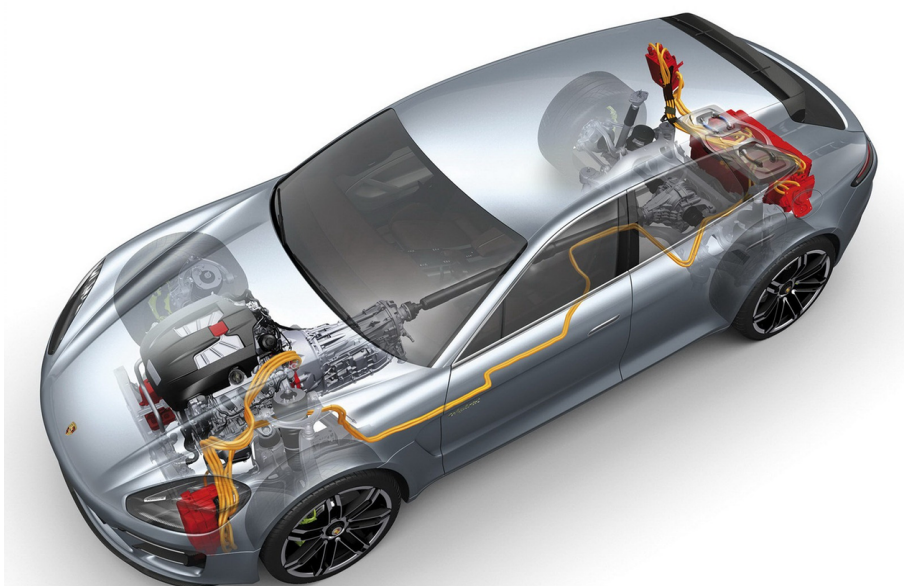
### 1.3 Bedriften



Aludyne Norway startet i 1996 som en underselskap av Alcoa, og har byttet navn flere ganger siden. De produserer solid og lett aluminiumsstøpegods (figur 1.3) til bruk i bilindustrien med "Vacuum riserless casting". Produktene leveres til kunder som Jaguar Land Rover, Daimler, BMW, Porsche (figur 1.4), Ferrari og Bentley. Produktene de lager er av høy kvalitet og krever stor nøyaktighet.



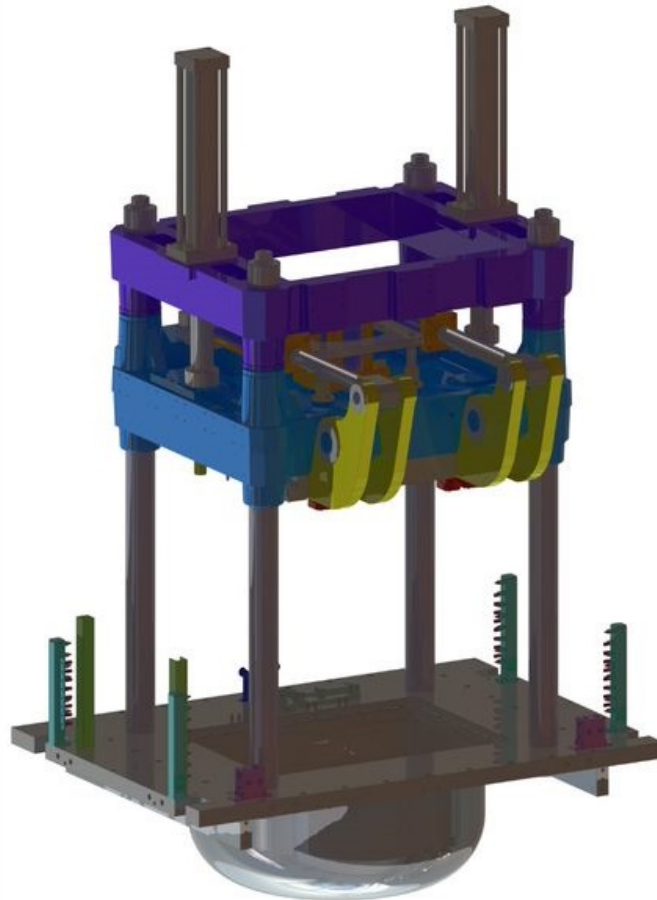
Figur 1.3: Utvalg av produkter Aludyne produserer.



Figur 1.4: Porsche Panamera med deler fra Aludyne.

På grunn av små marginer, er det viktig at alle kritiske produksjonsprosesser foregår med høy presisjon. Produksjonsprosessen deres er i stor grad automatisert og høyteknologisk. Aludyne har vært konkurransedyktig på verdensmarkedet i flere tiår.

## 1.4 Støpemaskin og Proses



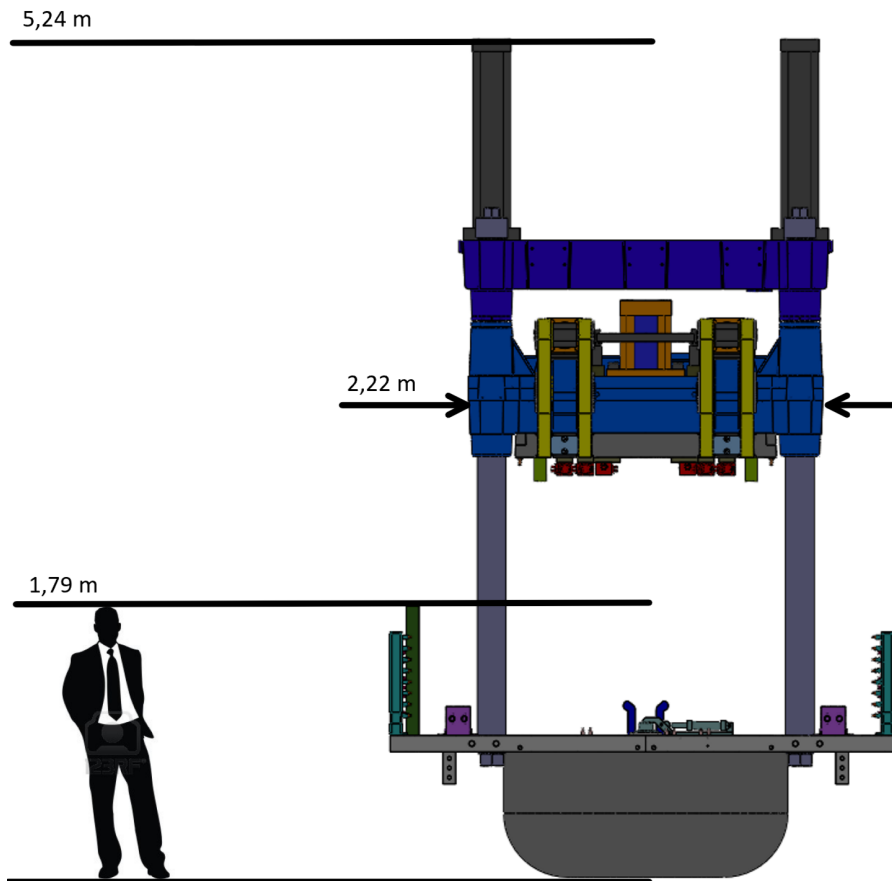
Støpemaskinen er en modifisert versjon av den Aludyne brukte ved oppstart av bedriften. Størrelsen på maskinene er som vist på figur 1.5. Videre i oppgaven vil vi ta utgangspunkt i koordinatsystemet som vises i figur 1.6.

Formen fylles med aluminiumsmelte ved hjelp av vakuump-teknologi. Smelten suges opp fra digelen, og inn i formen. Etter at støpegodset har størknet, initierer maskinen utstøtesyklusen. For å løsne godset fra bunnformen løftes toppformen ved hjelp av maskinens løftesystem. Siden delen sitter fast i toppformen, vil den komme lett ut av bunnformen. Deretter vil utstøtemekanismen dytte godset ut, samtidig som en robotarm tar det imot, og støpesyklusen er fullført.

Hver støpesyklus tar rundt tre minutter, og produksjonen kjøres kontinuerlig fra mandag til fredag. Helgene er reservert til vedlikehold av maskinen og støpeformen.

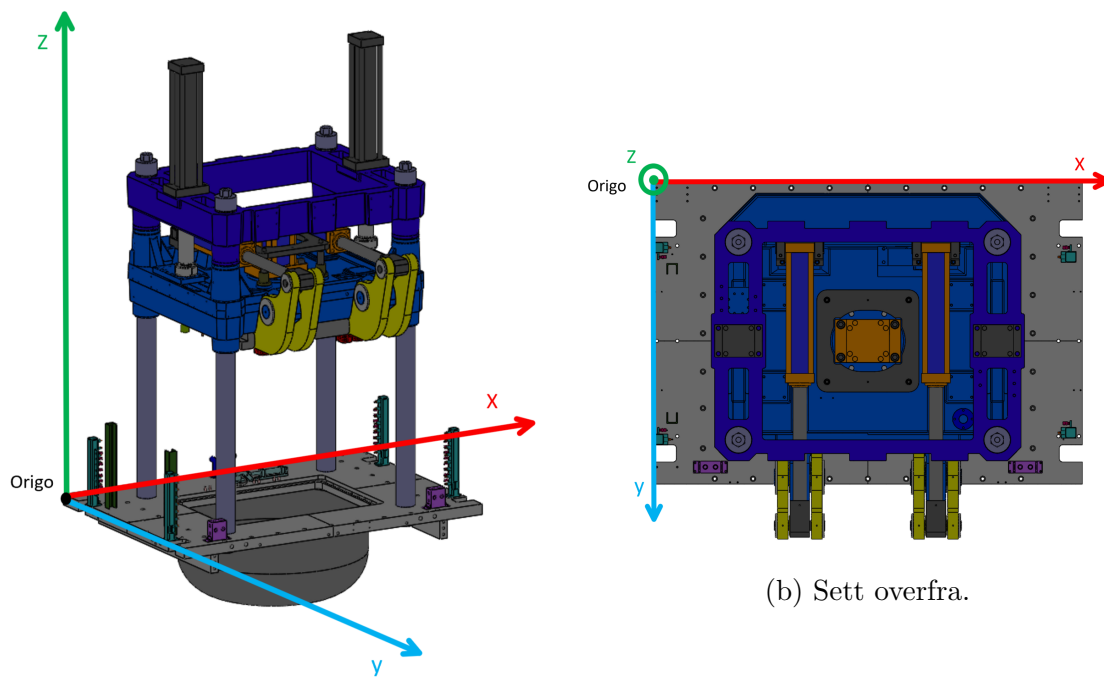
Aludyne produserer forskjellige produkter, og hvert produkt har egen støpeform. Store produkter har en form for seg selv, ved mindre produkter kan det bli støpt fire om gangen i en form. En mer teknisk detaljert beskrivelse av maskinen kommer

i Del II.



Figur 1.5: Maskinens ytre dimensjoner.

Figur 1.6: Koordinatsystemet til maskinen.



(a) Isometrisk.

(b) Sett overfra.

## 1.5 Læringsmål

Gruppens ønske med bachelorprosjektet er å generere praktiske kunnskaper innenfor ingeniøryrket. Studieretningen konstruksjonsteknikk har fokus på produktutvikling, og gruppen vil sette de teoretiske ferdighetene sine til et praktisk formål. Læringsutbyttet som gruppen skal oppnå gjennom denne bacheloroppgaven er basert på læringsmålene fra BlackBoard:

- Kunnskap - kandidaten skal ha inngående kunnskaper og ferdigheter fra flere fagområder i studiet og benytte disse, samt gjøre selvstendig fordypning der det er nødvendig.
- Problemdefinering - Kandidaten skal kunne identifisere, formulere og løse relevante problemer i maskiningeniørens virkefelt, og dermed kunne fungere på en god måte som ingeniør i arbeidslivet.
- Styring og prosjektledelse - kandidaten skal tilegne seg ferdighet i prosjektstyring ved gjennomføring og dokumentasjon av et prosjektarbeid.

## 1.6 Prosjektets begrensninger

Vi har flere praktiske begrensninger, som kan deles i to kategorier: mangel på data og manglende muligheter til å teste løsningene i praksis.

### Manglende problemdata

Avviksdata er begrenset til målinger av en spesifikk gang problemet oppstod, og en video av utstøtefeilen. Vi har ikke data på hvor stor kraft utstøtemekanismen trykker på støpegodset med, hverken under riktig eller feil utstøtting.

### Teoretisk oppgave

Vårt bachelorprosjekt er en teoretisk oppgave. Vi skal ikke gjennomføre praktiske tester av konseptet vi utvikler. Eventuell installering og endelig implementering av konseptet er utenfor prosjektets tids- og ressursrammer. Testing og vurdering av konsepter vil derfor bli begrenset til utregninger og DAK-simulering.

## 2. Om oss

### **Henrik Meyer Solhaug (v)**

Henrik liker kreative aktiviteter som tegning, maling og musikk. Han har også alltid vært fascinert av mekanismer som “bare funker”, Lego Technic for eksempel. Faglig sett liker han design, matematikk og fysikk. Han planlegger å bygge videre på utdannelsen med en master i produktutvikling.

### **Jan Erik Schopmeier (h)**

Han er interessert i det tekniske i biler og skruer på sin egen veteranbil. Faglig liker han komplekse logiske problemer, og har tenkt å gå videre på master i kybernetikk.

### **Ivan Gushkov (m)**

Ivan er interessert i musikk og matematikk. På fritiden spiller han bassgitar, liker å trene og leser sci-fi bøker. Ingeniørfaglig er han spesielt interessert i hydraulikk og robotikk. Han elsker regresjonsanalyse, og har tenkt å gå videre med automatisering.



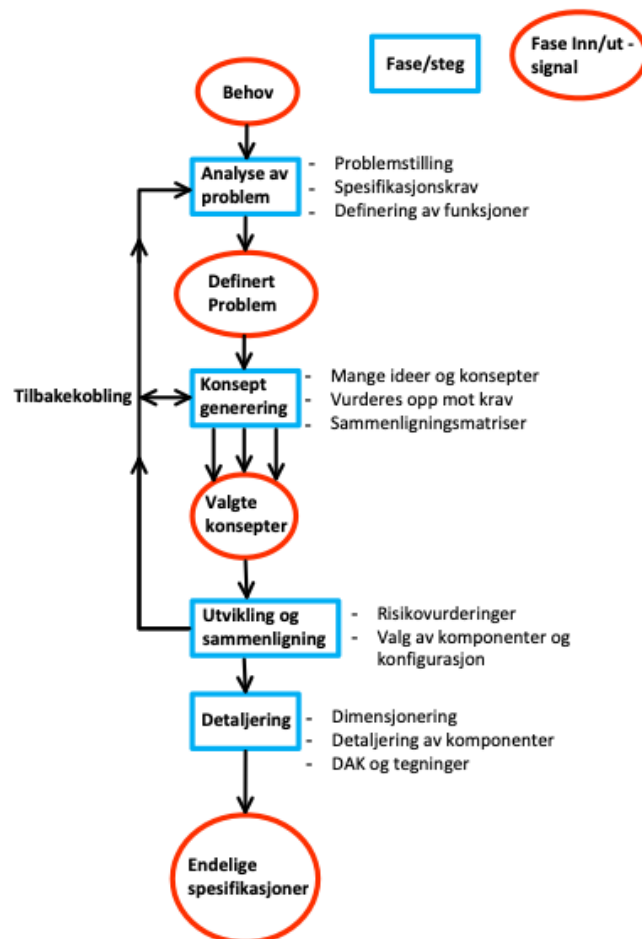


## 3. Metoder

### 3.1 Produktutvikling

Til utviklingen av utstøtemekanismen bruker vi en systematisk produktutviklingsprosess. Modeller for produktutvikling deler seg inn i deskriptive, og preskriptive. Vi har valgt å jobbe med den deskriptive produktutviklingsprosessen til French (1999, som sitert i Cross 2008, s.30-31). Figur 3.1 viser French sin modell, med faser og innhold tilpasset vårt prosjekt. Den originale produktutviklingsmodellen til French finnes i vedlegg 22.1.

Som andre deskriptive PU-modeller, er vår modell løsningsorientert. Fremgangsmåten går ut på å kjapt komme i gang med generering av konsepter og gjennom dette utvikle forståelse for problemet. Selv om fasene er plassert i en spesifikk rekkefølge, vil flere faser skje samtidig. Analyse av problem, konseptgenerering, utvikling, og sammenligning kjøres parallelt i en tilbakekoblings-sløyfe som skal sørge for at problemstillingen og løsningsrommet er så godt utforsket som mulig. Problemstilling og løsning utvikles i takt, i en fleksibel systematisk prosess. Rapporten er en lineær representasjon av denne sirkulære prosessen.



Figur 3.1: Produktutviklingsmodellen som gruppen følger.

### 3.1.1 PU-metoder

#### PU-Journal

Vi skal aktivt ta i bruk en produktutviklingsjournal, også kalt PU-journal. PU-journalen er en samling av all informasjon, notater, figurer og arbeid som gruppen har generert i forbindelse med bachelorprosjektet, alt fra datafiler til skisseringer på ark. Hensikten med en PU-journal er å oversiktlig sortere og dokumentere alle dataene. Vår PU-journal



strekker seg over tre programmer, OneDrive (fildeling), Overleaf (rapportskriving og møtereferater) og OneNote (notater og konseptutvikling), i tillegg til alle fysiske no-

tater. Det sammensatte innholdet av alle disse utgjør PU-journalen.

## **Idémyldring**

Idémyldring er en kreativ prosess hvor et stort antall ideer og konsepter genereres i høyt tempo. Fokuset er på å stimulere kreativiteten med godt humør. Det er ikke lov å kritisere ideene, og det er underforstått at nesten alle ideer kommer til å bli forkastet. Idémyldring er som oftest det første steget i konseptgenerering.

## **Kravspesifikasjoner**

I samarbeid med oppdragsgiveren utarbeides det en liste med kravspesifikasjoner. Disse er entydige krav til produktets ytelse, og ikke til hvilke teknologier produktet utnytter seg av. Kravspesifikasjoner begrenser frihetsgradene for utviklingen. Vi bruker kravspesifikasjonene aktivt i utviklings- og detaljeringsprosessen.

(Cross 2008)

## **Evalueringsmetoder**

For å treffe gode valg i prosjektet benytter vi oss av utarbeidede valgmetoder.

- **Sjekkliste:** En av de mest brukte metodene er en sjekkliste. Det lages da en liste med faktorer som er vesentlig for prosjektet. Er alle kravene oppfylt, antar vi at idéen er godkjent. Dette er en enkel evalueringsmetode som brukes for å grovt sortere ut lovende idéer.
- **Prioritetsvurdering av alternativer:** Kategorier bestemmes, og man evaluerer disse opp mot hverandre for å finne viktighetsgraden av hver kategori. For dette brukes vurderingsskalaen for AHP (Analytic Hierarchy Process) som går ifra 1: uviktig, til 9: absolutt dominans (Saaty 1982, som sitert i Rostaldås 2014, s.121). Videre vurderer man hvordan hver valggjenstand oppfyller de forskjellige kategoriene, for så å beregne total prioritet for alternativene.

Vurderingsmetoder er tatt fra sst.

## **3.2 Inspeksjon av maskin**

Vi har undersøkt og inspiserert maskinen på fire måter.

- DAK filer av maskinen.
- Fullstendige maskintegninger av maskinen.
- Vært fysisk på stedet og foretatt målinger.
- Video av feil utstøting.

Gruppen har fått dekket to reiser til Farsund under bachelorprosjektet for å samle nødvendig informasjon (grunnet COVID-19 resulterte dette i én reise).

På stedet har vi fått et bedre inntrykk av maskinen og dens størrelse og virkemåte, fått svar på en rekke spørsmål, og foretatt målinger.

### Simulering og modellering

For simulering av utstøtemekanismen, og modellering av deler og komponenter vi utvikler bruker vi **Solidworks**. Solidworks simuleringer utført i oppgaven tar utgangspunkt i kraftverdier vi beregner for hånd, samt opplagringer på bakgrunn av statikk teori.

For simulering og modellering av hydraulikk bruker vi **FluidSim**. Vi bruker dette programmet for å tegne kretser, og simulere logikken til kretsene.

## 3.3 Sikkerhet-og Dimensjonerinsprinsiper

Vi følger sikkerhetssjekklisten i verktøykasse 28 av Produktutvikling av Mette Mo Jakobsen (Jakobsen 2009).

1. Vi forholder oss til lovverk der disse dekker faresituasjonene.
2. I tilfeller hvor standarder ikke gjelder/finnes, vurderer vi faresituasjoner som kan oppstå, med sjekklister
3. Innfører tiltak basert på erfaring.

Ved bestemmelse av dimensjoner av komponenter brukes det tilstrekkelige sikkerhetsfaktorer, nyttelastfaktorer og materialfaktorer. Størrelsen på disse vurderes i forhold til standarder og generelle erfaringsverdier.

## 4. Rapportens disposisjon

Rapporten er strukturert for å lede leseren gjennom prosjektarbeidet. Det skal være mulig for en som ikke har jobbet med prosjektet å se grunnlaget for alle valg og beslutninger som gruppen tar. Rapportens deler og deres innhold er som følger:

Del	Innhold
<b>I - Innledning</b>	Innledende del som gir bakgrunn og motivasjon for prosjektet og rapporten, samt oversikt over metodikken.
<b>II - Beskrivelse av system og problem</b>	Beskrivelse og analyse av systemet og problemet, og utarbeidelse av produktkravspesifikasjoner. Dette gir bakgrunn for produktutviklingsprosessen.
<b>III - Utvikling</b>	Produktutviklingsdelen, hvor konsepter genereres, utvikles og veies opp mot hverandre på bakgrunn av krav og funksjoner som er utarbeidet sammen med bedriften. Et konsept fortsetter videre til del fire.
<b>IV - Detaljering</b>	Utforming, konfigurasjon og dimensjoner for ledende konsept utarbeides. Konseptet blir en funksjonsmodell.
<b>V - Diskusjon, konklusjon og videre arbeid</b>	Delen hvor gruppen konkluderer produktutviklingsprosessen og diskuterer rundt resultatene, metodikken og prosjektet.
<b>VI - Teori og Teknologi</b>	Informasjon om sentrale teknologier for ledende konsepter, og syntese av den tekniske teorien leseren trenger for å forstå rapporten og kunne følge med på argumentasjonen.
<b>VII - Vedlegg og Kilder</b>	Vedlegg til, og kilder brukt i prosjektet

Tabell 4.1: Rapportens disposisjon.

## Del II

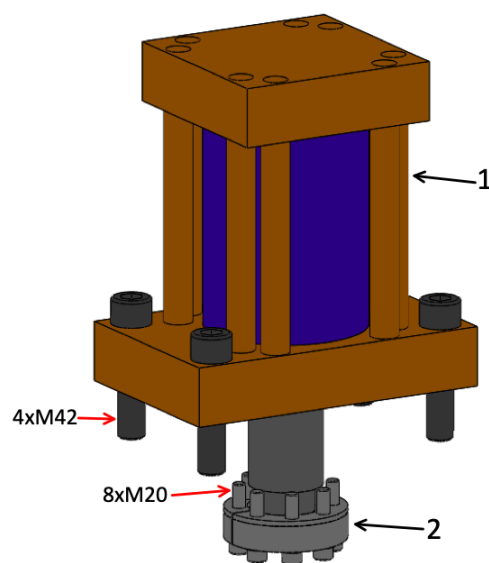
### Beskrivelse av system og problem

# 5. Støpemaskinens komponenter og deres funksjoner

Støpemaskinen består av en rekke deler. Her forklarer vi plasseringen og funksjonen til de mest sentrale og relevante delene. Plasseringene tar utgangspunkt i DAK filer fått fra Aludyne. Fulle maskintegninger av utstøtemekanismen kan ses i vedlegg 22.4 til 22.11. I denne delen blir forkortelsen FIUP introdusert, som står for formintegreert-utstøteplate.

## Utstøtesylinder

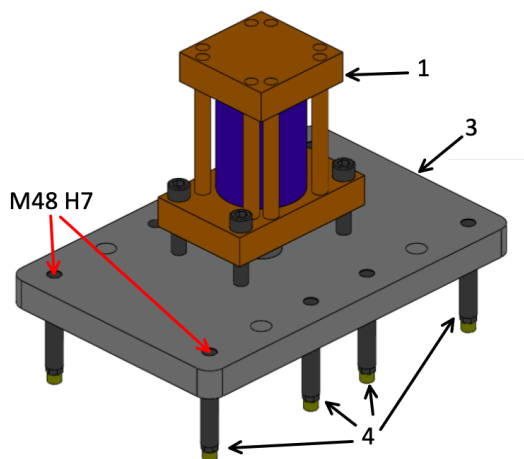
I kjernen av utstøtemekanismen sitter utstøtesylinderen (1). Den er festet på toppen av den blå platen med fire M42 skruer. Sylinderen yter kraften i utstøteprosessen. Den er bestilt med en nominell stempeldiameter på 10 [inch] (250mm) og en slaglengde på 4 [inch] (100mm). Det blir tilført et trykk på 80 [bar] fra hydraulikkanlegget.



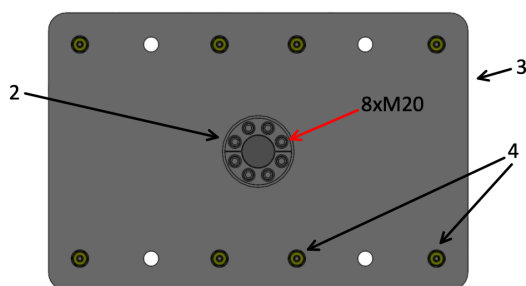
Figur 5.1: Utstøtesylinderen.

## Utstøteplaten

Sylinderen er koblet direkte til utstøteplaten (3) med en flens (2) som er festet med åtte M20 skruer. Den fungerer som et mellomledd hvor den overfører kreftene videre på FIUP med åtte pinner (4). Hver av pinnene er festet til utstøteplaten med passbolter av orden M48 H7. Det hele blir stabilisert av guidesystemet.



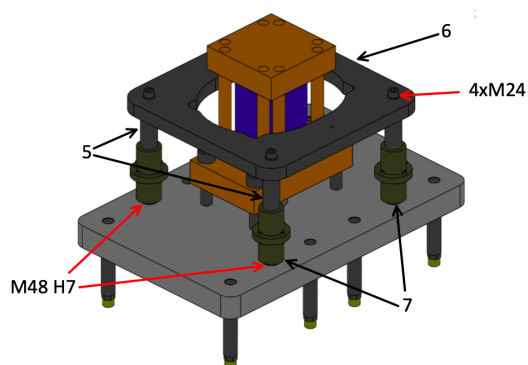
(a) Sylinder og Utstøteplate.



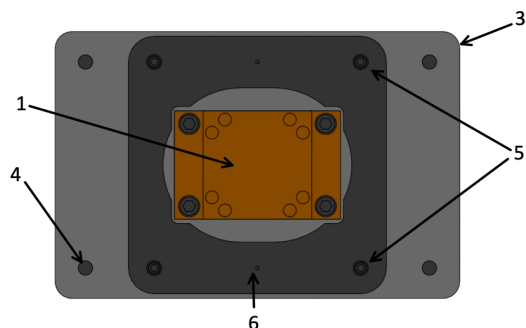
(b) Utstøteplaten fra undersiden.

## Guidesystemet

Guidesystemet består av fire stenger (5) som er festet i utstøteplaten rundt sylinderen vha. en presspassning. Stengene går gjennom den blå platen, og holdes sentrert med hylser (7). De er også festet til en ramme (6) med en vertikal M24 skrue i hver guidestang. Rammen avstiver stengene i forhold til hverandre. Systemet skal sikre at utstøteplaten er vannrett under bevegelse i høyderetning ved utstøting.



(a) Guideramme, guidestenger og hylser i systemet.



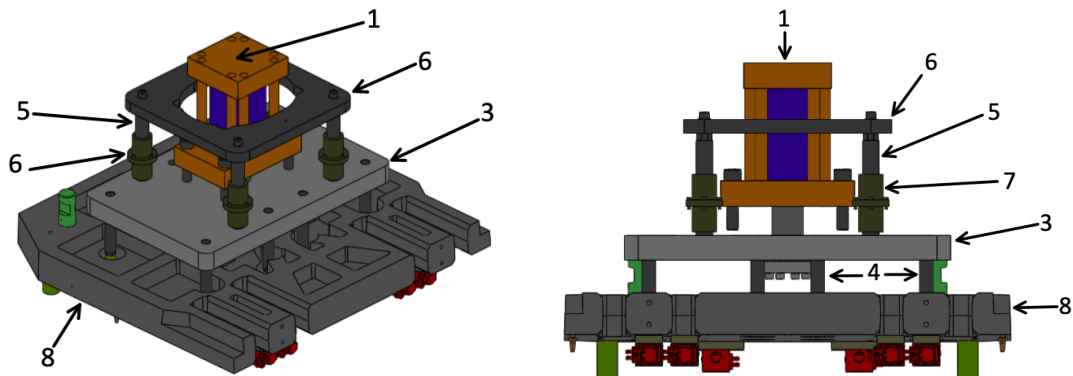
(b) Guidesystemet sett ovenfra.



## Den utsvingende platen

Den utsvingende platen (8) er innfestningspunktet til FIUP. Den har frihull som pinnene (4) til utstøteplaten kan gå gjennom og trykke på FIUP. Den er festet til utsvinge-armene og er en del av utsvingsystemet.

Figur 5.4: Den utsvingende platen.

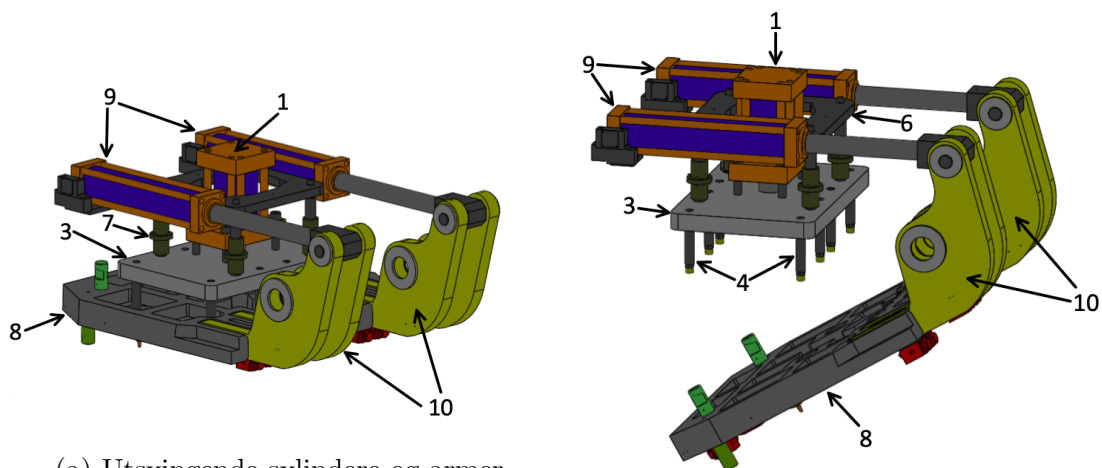


(a) Utsvingende platen sitter under (b) Den utsvingende platen og utstøteplaten.  
utstøtemekanismen sett fra siden.

## Utsvingende system

Det utsvingende systemet er to sylindere (9) som ligger i y-retning på den blå platen, den utsvingende platen er festet i de gule armene (10) (5.5a). Toppformen er også festet i denne platen. Systemet brukes for å svinge ut toppform for vedlikehold og fjerning av toppform (5.5b)

Figur 5.5: Det utsvingende systemet.

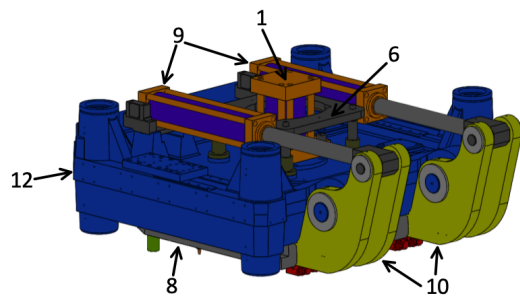


(a) Utsvingende-sylindere og armer.

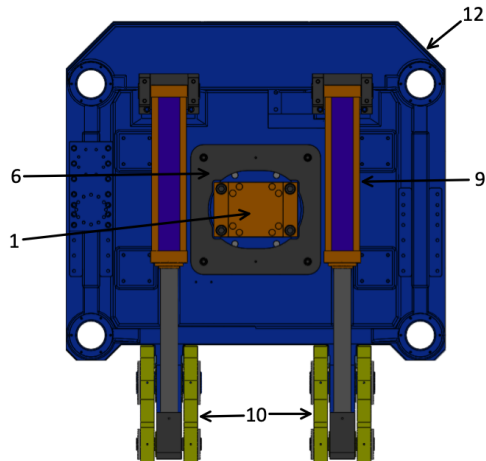
(b) Systemet i full (ut)sving.

## Støpemaskinens struktur - Den blå platen

Den blå platen (12) er støpemaskinens hovedstruktur. I den festes utstøtesylinderen, utstøteplaten og det utsvingende systemet. Den kan kjøres opp for å åpne formen og svinge ut toppform.



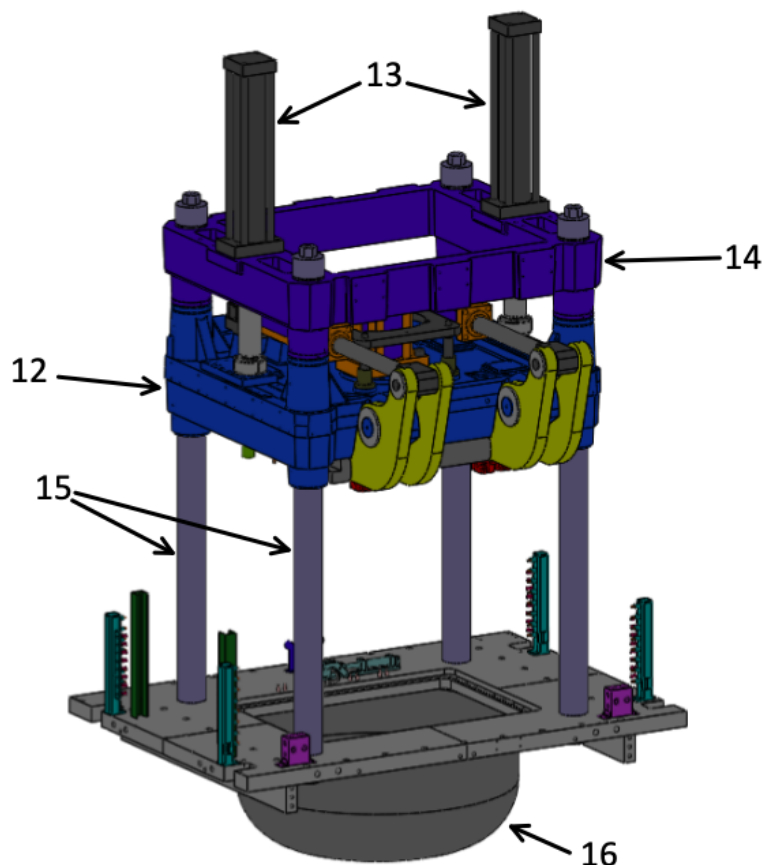
(a) Den blå platen.



(b) Den blå platen sett ovenfra.

## Løftesystem og resten av maskinen

To synkroniserte sylindere (13) løfter og senker den blå platen. Fire strukturelle elementer (15) går gjennom hjørnene av den blå platen. En annen ramme kobler disse sammen (14). Digelen (16) ligger under alle andre komponenter.

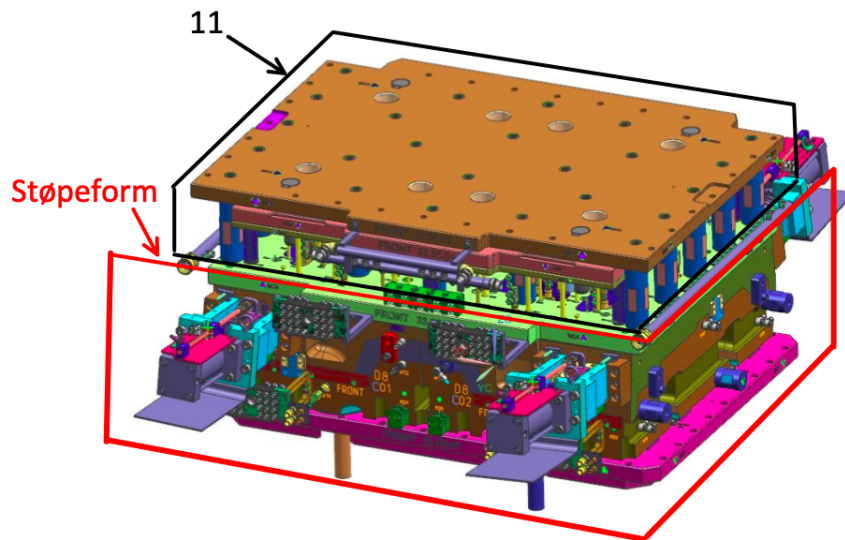


Figur 5.7: Resten av maskinen.

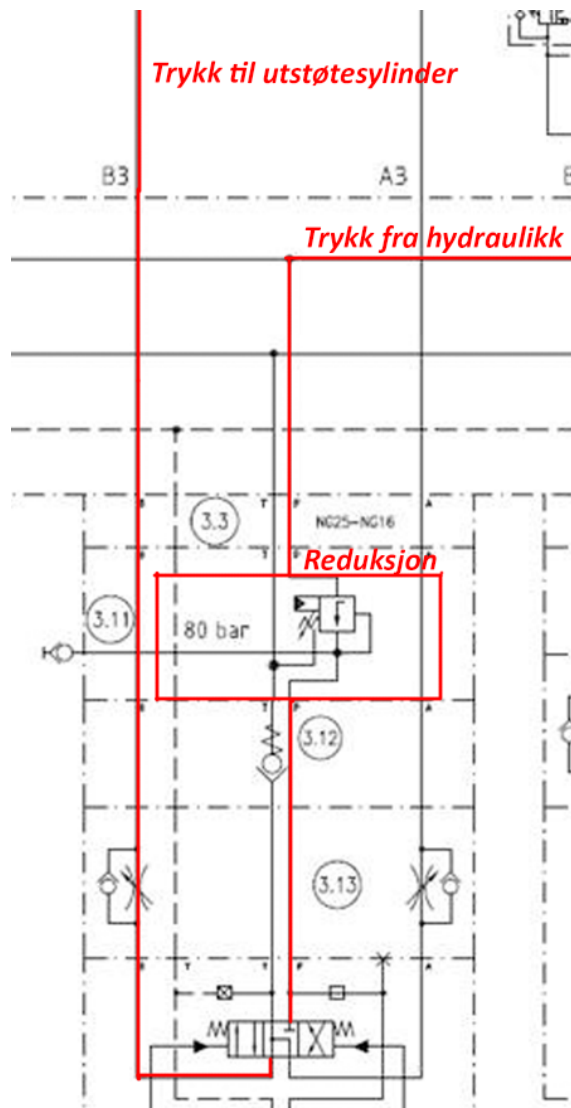
### Den formintegerte utstøteplaten - FIUP

FIUP, den formintegerte utstøteplaten, er en plate unik for hver av de forskjellige støpeformene og er en del av toppformen. De åtte pinnene til utstøteplaten trykker på FIUP, og den fordeler videre kraften på utstøtepinnene i støpeformen. Disse trykker direkte på støpet, og sørger for utstøting.

Når utstøtemekanismen ikke trykker på FIUP, går den tilbake til normalposisjon ved hjelp av fjærretur. FIUP og formen kan ses i figur 5.8.



Figur 5.8: Bilde av hele formen og FIUP.



Figur 5.9: Utsnitt av hydraulisk krets som viser trykkreduksjon til utstøtesylinder.

## Hydraulikkanlegget

Maskinens hydraulikkanlegg består av to aksiale stempelpumper som fyller en akkumulatorbank på 240 [bar]. Akkumulatorbanken tilfører maskinens hydraulikksystem med 150 [bar]. Dette er tilgjengelig trykk til alle hydrauliske systemer som utstøtesystemet, løftesystemet til den blå platen, og det utsvingende systemet.

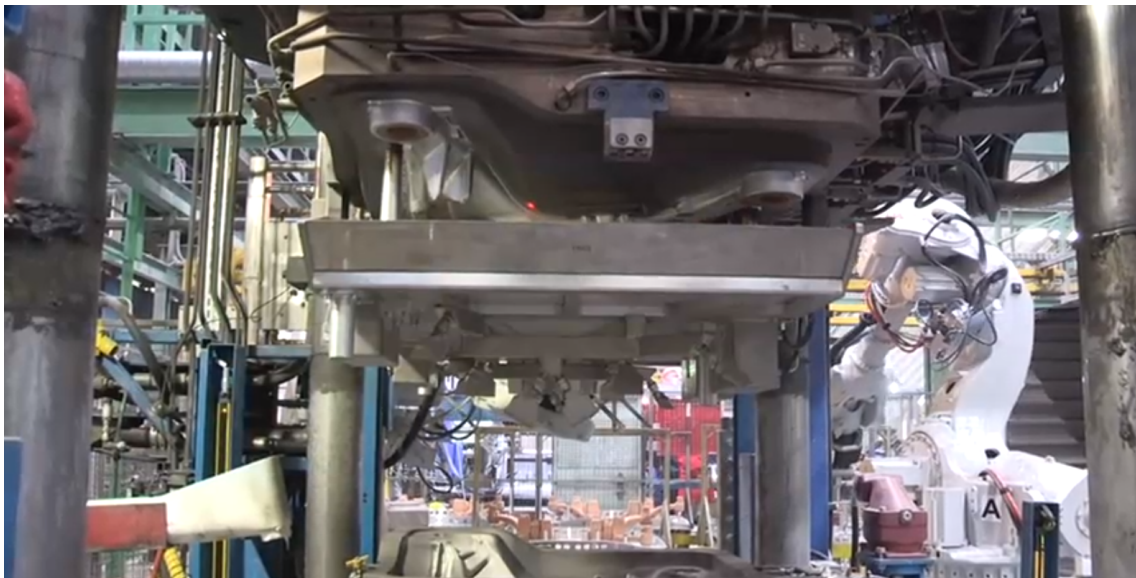
Utsøtesylinderen blir tilført 80 [bar] fra hydraulikkanlegget. Reduksjonen fra 150 [bar] skjer ved hjelp av en trykkbegrensningsventil som vises i figur 5.9 med rød firkant. Veien trykket går, leses som rød strek.

## Komponentoversikt

#	Navn	Beskrivelse
1	Sylinder	Kraftkilden til utstøtemekanismen
2	Flens til sylinder (22.6, 22.7)	Kobler #1 til #3
3	UP (22.10)	Fordele kraften til de åtte pinnene (#4)
4	Pinner (22.9)	Overføre kraften til #11
5	Guidestenger (22.8)	Kobler #3 til #6
6	Guideramme (22.11)	Avstiver utstøtemekanismen
7	Hylser (22.5)	Skal sikre at #5 går rett
8	Utsvingende-platen	Formen er festet til den
9	Utsvinge-sylinder	Svinger ut form for vedlikehold ol.
10	Utsvinge-ledd	Kobler sammen 8 og 9
11	FIUP	Fordele kraften fra de åtte pinnene på støpegodset
12	Blå platen	Hovedstruktur som UM festes til
13	Løfte hydraulikk	Løfter/senger #12 og alt som er festet til den
14	Maskinramme	Bærende konstruksjon for #13
15	Strukturelle elementer	Søylen som #14 står på
16	Digel	Her kommer smelten fra

Tabell 5.1: Komponentoversikt (med linker til vedlegg av maskintegninger til utstøtemekanismen). Exploded view av maskinen kan man finne i vedlegg 22.3

## 6. Støpesyklus



Figur 6.1: Rett før produktet støtes ut, robotarm tar imot støpet.

Maskinens støpesyklus er satt sammen av seks steg:

1. Formen fylles med aluminiumsmelte ved hjelp av VRC.
2. Når støpet er tilstrekkelig størknet, åpnes formen.
3. En robotarm plasserer seg under toppformen for å ta imot støpegodset.
4. Utstøtemekanismen trykker godset ut av formen slik at robotarmen kan ta det imot (se figur 6.1).
5. Roboten fjerner støpegodset og viser den til operatør for visuell inspeksjon.
6. Formen lukkes, roboten går tilbake til normalposisjon og maskinen er klar for en ny syklus.

En støpesyklus tar omtrentlig 270 sekunder. Om ingen feil oppstår går maskinen

kontinuerlig seks dager i uka. Dette betyr at maskinen omtrentlig utfører 3000 syk-  
luser per planlagte stopp.

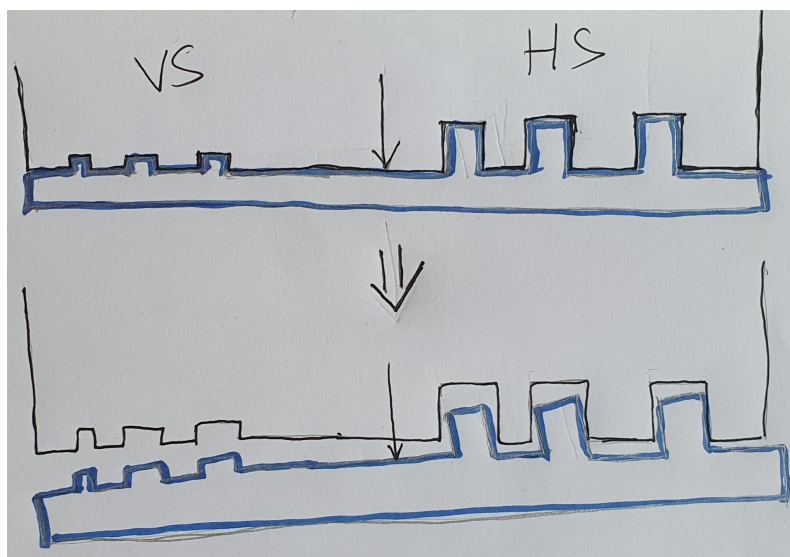
# 7. Analyse av problem

## 7.1 Problemstilling

Ved feil utstøting, kan støpegodset kile seg i formen og støtes ut skjevt.

Årsaken til utstøtefeil er kompleks asymmetrisk geometri av både form og produkt, som resulterer i asymmetrisk friksjonsareal (se figur 7.1). Friksjonskraftforskjellen gir skjev kraftfordeling på utstøteplaten, noe utstøtesystemet ikke klarer å kompensere for, som resulterer i feil utstøting og kan skade av både produkt og form.

Den problematiske friksjonskraften er størst ved oppstart, slitt form, eller ved stopp av produksjonsprosessen, hvor støpet kjøler seg ned i formen.



Figur 7.1: Forenklet prinsippskisse av formens asymmetriske geometri og friksjonsflater.

Utsøteprosessen kan havne i en ond sirkel om feil oppstår, hvor videre utstøting fører til videre kiling og større ujevnheter. Dette definerer vi som *kritisk utstøtefeil*.



Mer detaljert beskrivelse av riktig og feil utstøteprosess, samt et spesifikt tilfelle av *kritisk utstøtefeil* kommer under 7.3.

Utsøtefeil fører til et lavere produksjonsvolum og mer vedlikehold av formen, og i noen tilfeller at støpet sitter fast i formen. Når støpet sitter fast i formen opplever bedriften hengetid, som resulterer i stans av produksjonslinjen. For å få produktet ut av formen ved en slik hendelse er operatøren nødt til å ty til en manuell prosedyre for å få ut støpet. Dette løses ved å varme opp støpeformen, og er en tidkrevende prosess.

Selve støpeformen og FIUP er utenfor arbeidsområdet for denne oppgaven, siden de ligger under en fortrolighetsavtale. Vi skal kun se på måter utstøtemekanismen kan kompensere for den ujevne kraftfordelingen på. Siden vi ikke har tilgang til formen og FIUP, to komponenter som er unike for hver maskin, skal mekanismen løse problemstillingen for en generell støpemaskin.

Effekt målet til oppgaven er å utvikle en funksjonsmodell utstøtemekanisme som uavhengig av friksjonskraftfordeling sikrer jevn nedgang av FIUP, slik at vi kan forebygge skade av støpegodset, støpeformen, og eliminere hengetid. Resultat målet er en forbedret utstøtemekanisme.

## 7.2 Målinger gjort av Aludyne

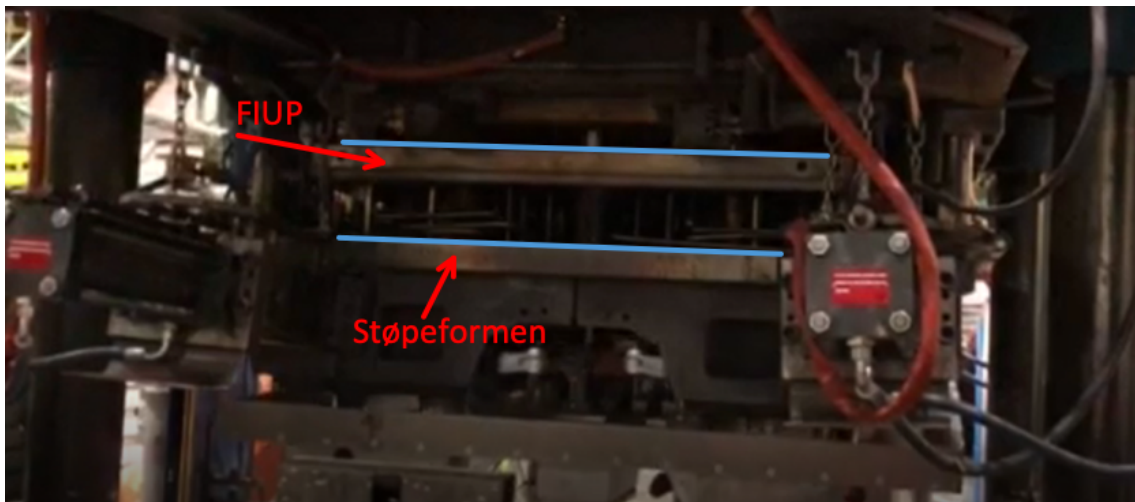
Aludyne har gjort kontrollmålinger av støpemaskinene sine. Målingene ble gjort 6. april 2018 og 16-17. oktober 2019. Målingene ble gjort med en *Zerotronic inclination sensor*, som har muligheten til å måle vinkelavvik mellom komponenter. I rapportene av målingene står det at varmepåvirkningen fra støpeformen kan påvirke målingene, men at det er en god indikasjon på hva som skjer under utstøting/feil utstøting. Målingene ble gjort av Per Skaug, ansatt hos Aludyne.

I rapporten fra målingene fra oktober 2019 skriver Skaug at et avvik høyere 0,7 [mm/m] kan føre til problemer. Vi har fått bekreftet dette tallet i møte med Melvin Bryggeså og Ola Brunvold (22). Tallet er basert på beregninger av Skaug, og tar hensyn til støpeformens geometri og slippvinkler.

## 7.3 Analyse av video fra Aludyne

### Ideell utstøteprosess

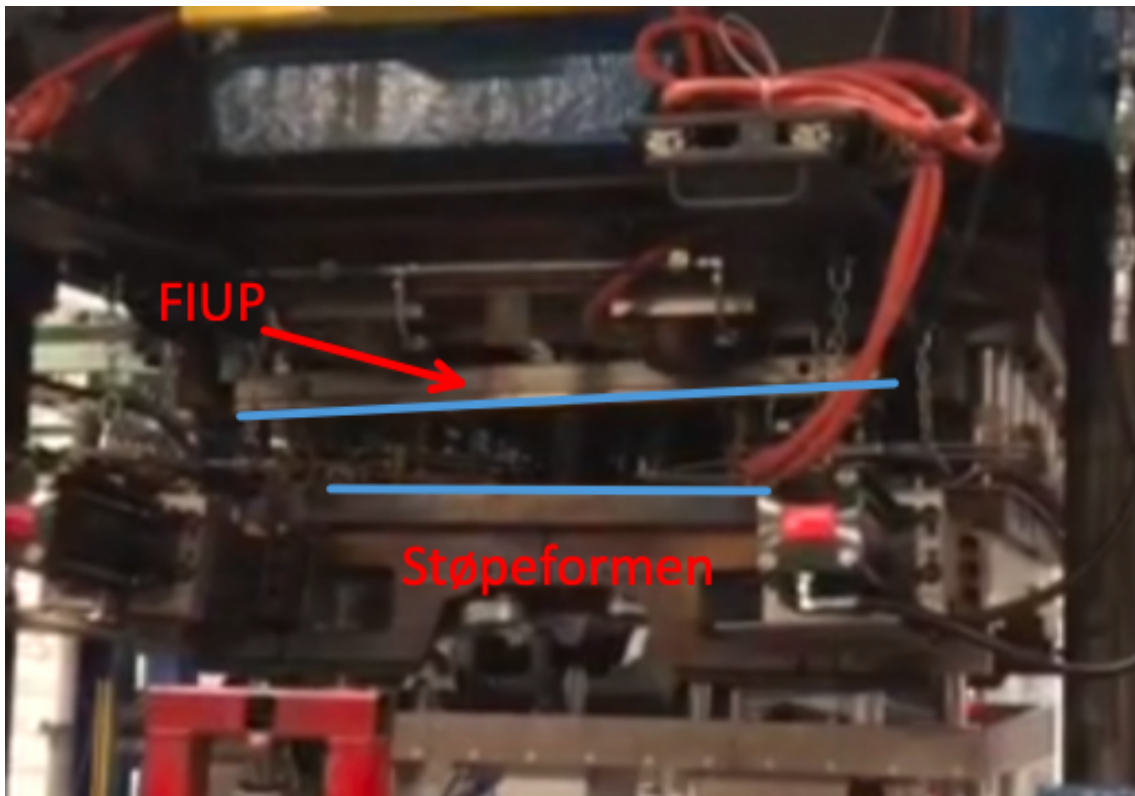
Ved en riktig utstøteprosess vil sylindren trykke på utstøteplaten og FIUP vil gå jevnt ned i forhold til horisontalplanet, definert som planet parallelt med formen. Se figur 7.2: Aluminiumdelen støtes ut uten å kile seg, godset vil nå roboten uten dimensjonsavvik, og støpeformen blir ikke skadet.



Figur 7.2: Skjermdump fra video av riktig utstøteprosess hvor FIUP er parallell med formen.

### Feil utstøteprosess

Ved feil utstøtning sitter støpegodset mer fast i formen enn vanlig. På figur 7.3 ser vi resultatet av ujevn friksjonskrefter, som fører til en tydelig ujevnhet av FIUP. Ujevnheten kan være grunnet enten bøyning av platen, vinkling av platen eller mest sannsynlig en kombinasjon av de to. Vi anser tilfellet i videoen som *kritisk utstøtefeil*, ettersom sylindrens kraftpåvirkning fører til et større avvik, og videre kiling.



Figur 7.3: Skjermdump fra video av feil/skjev utstøtning

Det eneste som kompenserer for ujevnheten i dagens mekanisme er guidestengene og guiderammen. Kraftpåvirkningen fra stampelet på utstøteplaten er sentrert, så det er ingen aktive komponenter, men heller passive komponenter som kompenserer for avviket. En matematisk modell og videre analyser av hvilke komponenter av guidesystemet som svikter kommer videre i kapittelet.

I verste fall kan vinkling av FIUP som et resultat av vinkling og bøyning av utstøteplaten, lede til *kritisk utstøtefeil*. I følge Aludynes data vil dette skje når ujevnheten er større enn 0,7 [mm/m] i forhold til horisontalplanet.

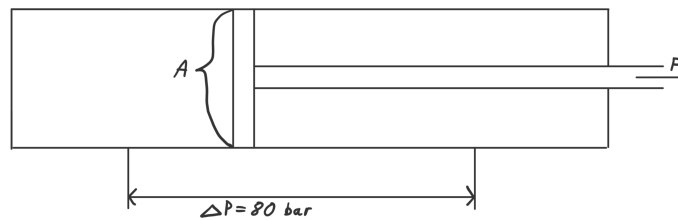
## 7.4 Lastanalyse

Ved å framstille problemet matematisk ønsker vi å finne ut hvordan problemet utspiller seg i mekanismens komponenter. Ut ifra det kan vi finne ut hvorfor dagens mekanisme svikter, og hvilke faktorer en ny konseptløsning må ta høyde for.

## 7.4.1 Antakelser og forenklinger

### Last

Aludyne krever at det nye systemet skal kunne yte tilsvarende kraft som i dag. Hydraulikkanlegget tilfører 150 [bar] til utstøtemekanismen, men det blir redusert til 80 [bar] før sylindere. Vi velger å gjøre en konservativ beregning hvor tap i rør og andre komponenter i systemet neglisjeres og det regnes med at trykkfallet over sylindere er 80 [bar]. Kraften som sylindere påfører på midten av utstøteplaten blir da:



Figur 7.4: Trykkfall over sylindere resulterer i kraften.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (7.1)$$

$$F = A \cdot \Delta P \cdot \eta_{hm} \approx 353kN \quad (7.2)$$

$A$  = stempelarealet [ $mm^2$ ]

$d$  = stempeldiameter [ $mm$ ]

$\Delta P$  = trykkfall over komponent [ $bar$ ]

$\eta_{hm}$  = antatt hydromekaniskvirkningsgrad

### Vinkling og avvik

Vi antar at vinkling og avvik av FIUP tilsvarer avvikene som oppstår i utstøteplaten. Dette tar utgangspunkt i at to horisontale plan som dytter på hverandre vil holde seg parallelle ved vinkling. Målet om [0,7 mm/m] (9.2) gjelder for FIUP. Denne antakelsen medfører at vi oppnår målet i FIUP ved å oppnå målet i utstøtemekanismen. På denne måten kan lastanalysene forenkles til å inkludere bare utstøtemekanismen.

## Toleranser

Vi antar et tilfelle for størst mulige relevante toleranser i studiene. Toleransene er hentet ut fra de komplette maskintegningene fått ifra Aludyne. Relevante tegninger er i vedlegg 22.4 til 22.11.

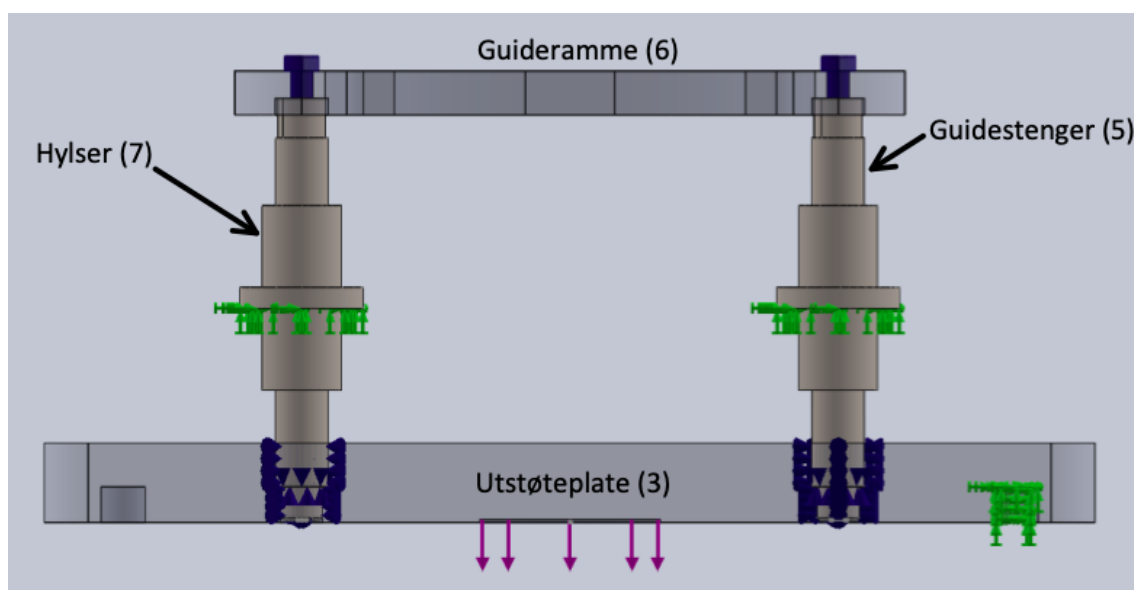
### 7.4.2 Analyse

Mål for analysen, og hensikten med målene:

- **Ved hvilken kraftpåvirkning overskrider utstøteplaten et avvik på 0,7 [mm/m]?** Dette vil fortelle oss hvor stor kraftforskjell mellom sidene mekanismen kan kompensere for ved kiling, uten å skape *kritisk utstøtefeil*. Vi anser dette tallet som *kompensasjonskraften* til utstøtemekanismen.
- **Finne sammenhengen mellom forskjellige kilemodus.** Vi ønsker å finne sammenhengen mellom de forskjellige aksene for å finne ut hvilket kilemodus (se 7.4.2) som er mest kritisk.
- **Finne de svake komponentene i dagens mekanisme.** Vi ønsker å vite hvilke komponenter som har størst påvirkning på avviket.

## Solidworks

Innledningsvis ser vi på mekanismen i Solidworks, som flere sett med *ikke lineære studier*.



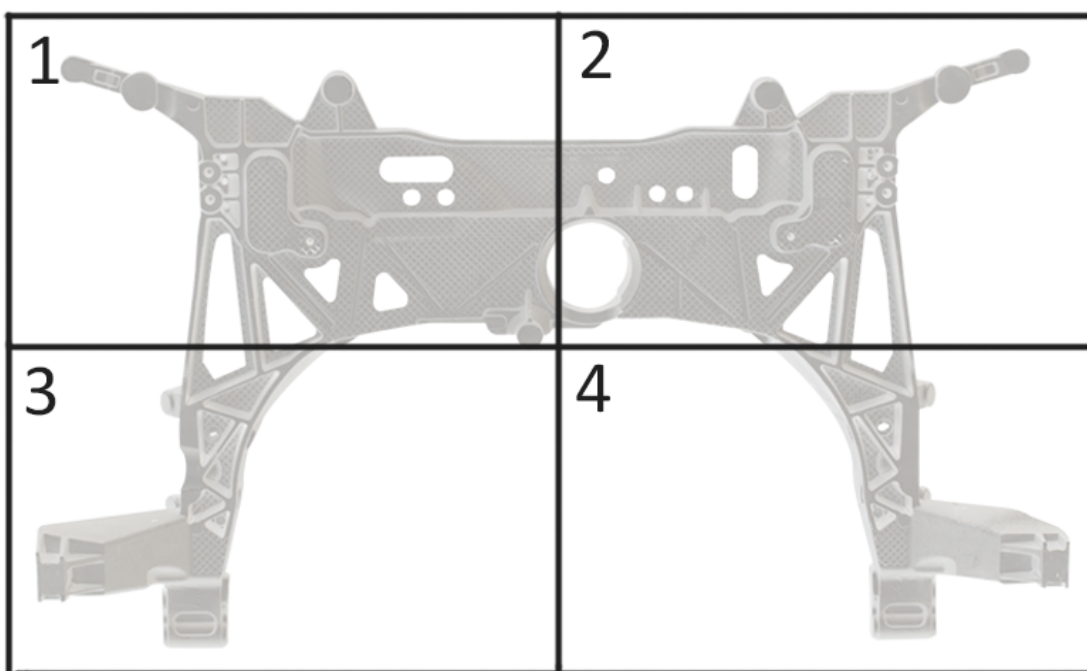
Figur 7.5: Opplagring ved kilemodus #1.

Analysen baserer seg på kiling i formen. Dette forklarer vi som en fast opplagring på utstøteplaten, og krefter påført ved festet til den hydrauliske sylinderen, slik som vist i figur 7.5. Motkreftene som oppstår ved den faste opplagringen på utstøteplaten vil fungere som friksjonskreftene som oppstår i formen. Disse opplagringene tar utgangspunkt i verst mulig tilfelle av kiling, altså når kun én side sitter fast, og motstående side kan bevege seg fritt nedover.

I figur 7.5 kan man se et mellomrom mellom hylse og utstøteplate. Denne posisjonen tar utgangspunkt i når FIUP først kommer i kontakt med støpegodset. Første kontaktpunkt regner vi som det mest kritiske. I samtale med Aludynes ansatte har vi også fått høre at dette er punktet hvor jevn utstøting er viktigst.

Det er blitt gjort forenklinger på geometrien til utstøtemekanismen slik at den enkelt kan simuleres med Solidworks. Noen forbindelser er også forenklet slik at Solidworks lettere kan simulere hendelsen.

Fullstendig opplagring med verdier finnes i vedlegg 22.15.



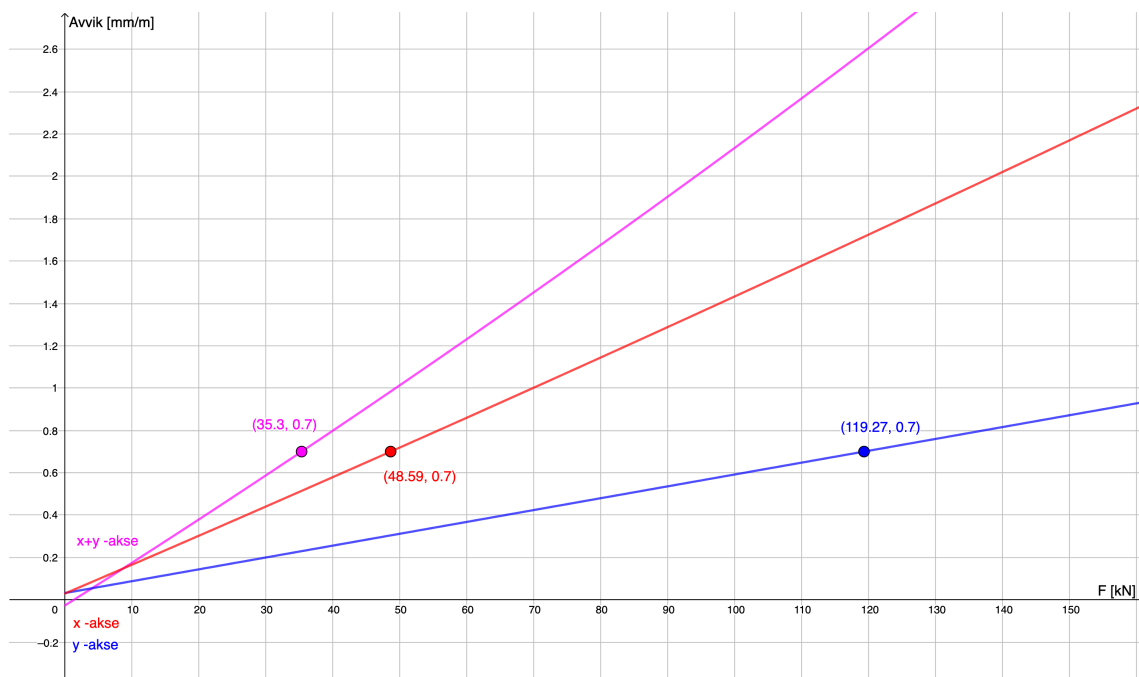
Figur 7.6: Figur av kvadranter i støpeform (støpet er kun et eksempel).

Vi kjører tre forskjellige sett av studier, med tre forskjellige modus av kiling, som vi anser som mest kritiske:

1. **kilemodus #1:** Utstøteplate festet i utstøtepinner på ytterkant i x-retning (Kiling i kvadrant 1 og 3 som vist i figur 7.6, opplagring i solidworks vises i vedlegg 22.12).
2. **kilemodus #2:** Utstøteplate festet i utstøtepinner på ytterkant i y-retning (Kiling i kvadrant 1 og 2 som vist i figur 7.6, opplagring i solidworks vises i vedlegg 22.13).
3. **kilemodus #3:** Utstøteplate festet i utstøtepinne på ytterkant i xy-plan (Kiling i kvadrant 1 som vist i figur 7.6, opplagring i solidworks vises i vedlegg 22.14).

Tilfelle #1 tar for seg antatt kritisk akse, tilfelle #2 viser oss hvordan ikke-kritisk akse påvirkes, og tilfelle #3 tar for seg diagonalaksen.

Studiene blir gjennomført ved lasttilfeller fra 20 [kN] til 353 [kN] (sylinderens maksimale kapasitet). Figur 7.7 er en representasjon av datasettene fra studiene gjort med regresjonsanalyse.



Figur 7.7: Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #1, #2 og #3, og kritiske verdier ved forskjellige kilemodi.

Vi ser at avviket endres lineært med endring i kraft ved både kilemodus #1, og #2. Avviket på 0,7 [mm/m] oppstår ved omtrentlig 50 [kN] ved kilemodus #1, og

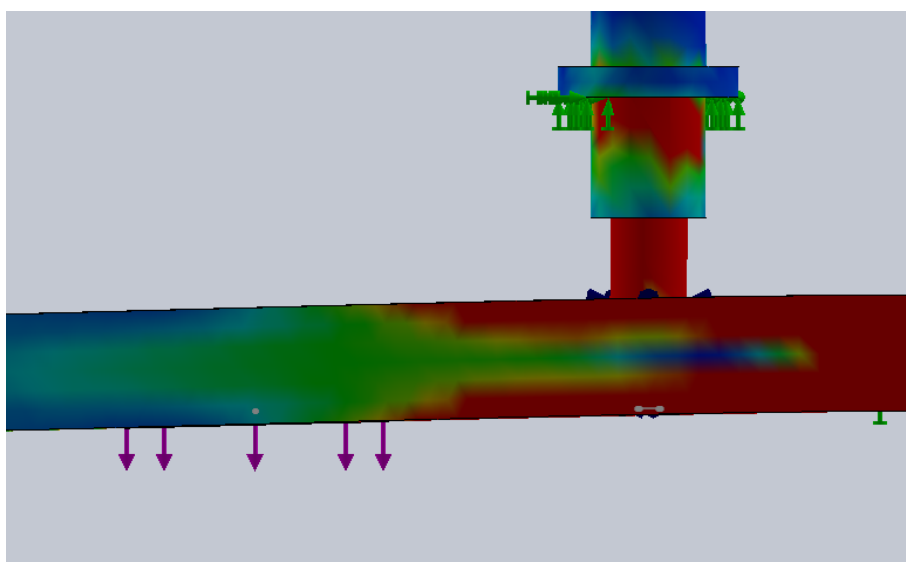
ved omtrentlig 120 [kN] ved kilemodus #2. Dette forteller oss at y-aksen er en godt avstivet akse i forhold til x-aksen. *Kritisk utstøtefeil* oppstår antakelig ikke som et produkt av kiling langs y-akse.

Ved kilemodus

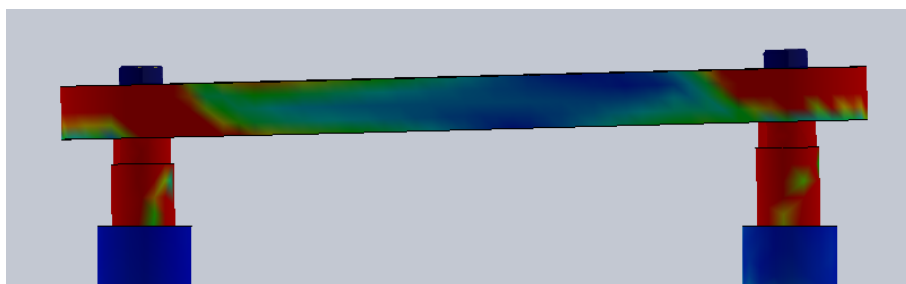
hyperref[kilemodi3]#3 oppstår avviket på 0,7 [mm/m] ved omtrentlig 36,5 [kN]. Ut ifra resultatene leser vi at kilemodus

hyperref[kilemodi3]#3 som det mest kritiske tilfellet. Vi anser også mekanismens *kompensasjonskraft* til å være 36,5 [kN].

Ved å analysere et stressplott kan vi se hvordan spenningene forplanter seg i komponentene. Figur 7.8, 7.9, og figur 7.10 viser relevante stressplott. Rød farge indikerer spenninger, mens blå farge indikerer fravær av spenninger. Merk at alle plottene har en visuell deformasjon 30 ganger større enn virkeligheten.



Figur 7.8: Stressplott av utstøteplate ved 50 [kN], kilemodus #1.



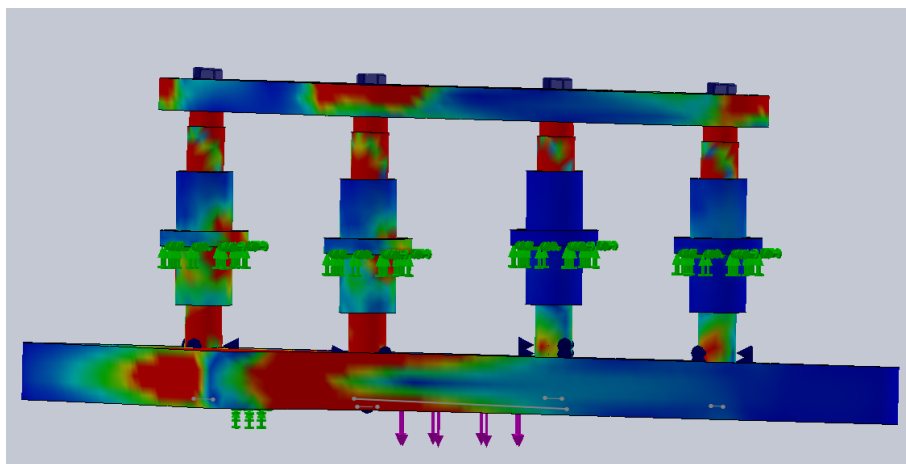
Figur 7.9: Stressplott av guideramme ved 50 [kN], kilemodus #1.

Vi kan identifisere bøyepenninger ved å se at materialet har spenningskonsentra-



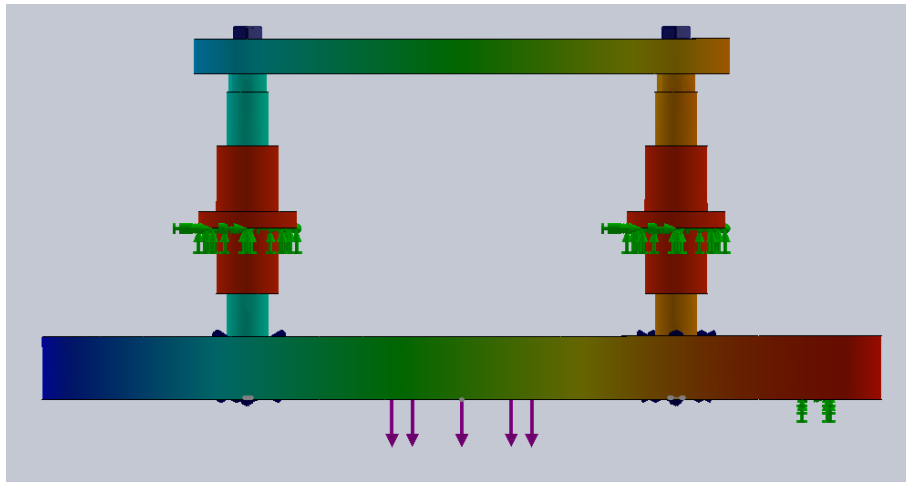
sjoner på under- og oversiden av komponentene. Vi ser et tilfelle av dette i figur 7.8, og vi kan lese at utstøteplaten opplever store bøyespenninger. I figur 7.9 kan vi også se at guiderammen opplever bøyespenninger ettersom denne delen har en liknende spennings-modi. Merk at de store røde områdene på guiderammen som vist i figur 7.9, kommer av tiltrekkingsmomentet til M24 skruene (tiltrekkingsmoment lik 4200 [Nm], tatt fra maskintegning i vedlegg 22.4).

I figur 7.9 ser vi også at guidestengene opplever bøyespenninger på oversiden av hylsene, dette ser vi derimot ikke på undersiden av hylsene (7.8). Vi ser også at guidestengene opplever aksial kompresjon.



Figur 7.10: Stressplott av mekanisme ved 36,5 [kN], kilemodus #3.

Vi får veldig like resultater ved kilemodus #3 (som vist i figur 7.10) som ved kilemodus #1. Dette forteller oss at komponentene oppfører seg relativt likt ved forskjellige kilemodi. Vi antar at den lavere kapasiteten ved kilemodus #3 skyldes lenger arm fra fastholdning til kraftpåkjenning. Mekanikk forteller oss at utstøteplaten også vil oppleve torsjonsspenninger ved kilemodus #3.



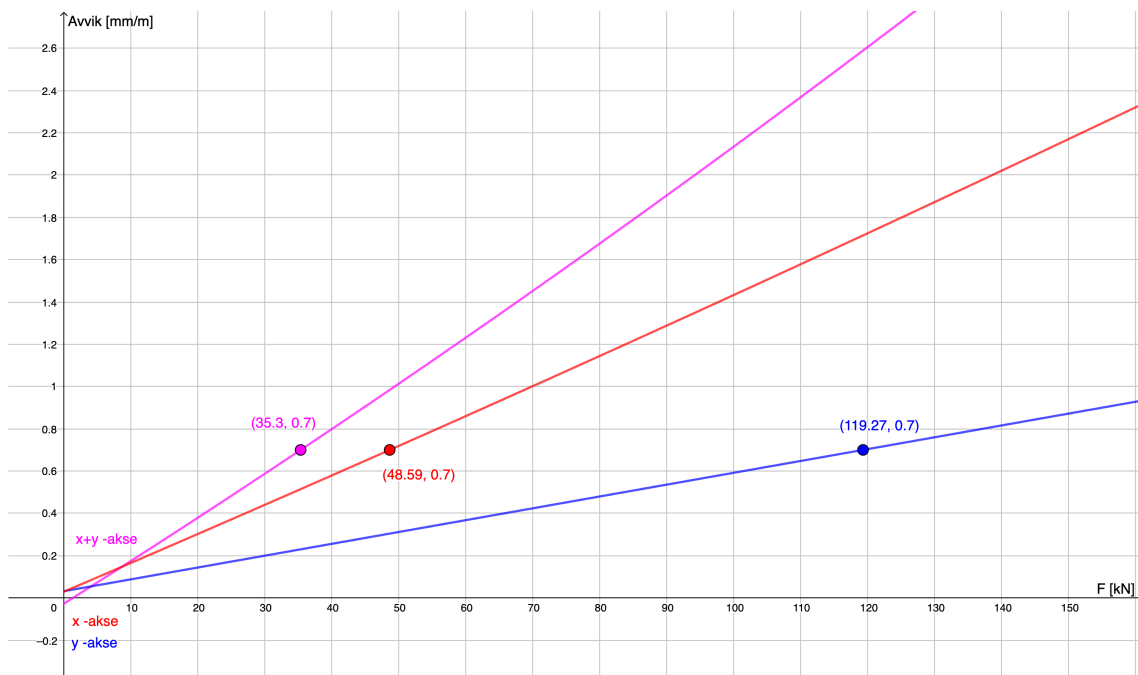
Figur 7.11: Deformasjonsplott av mekanisme ved 50 [kN], kilemodus #1.

Et deformasjonsplott som vist i 7.11 (rød farge indikerer ingen forskyvning, blå farge indikerer forskyvning), viser oss at hylsene ikke deformeres betraktelig, og derfor ikke har en effekt på avviket.

### Vinkling som et produkt av toleransefeil

Utregning av vinkling er en trigonometrisk beregning som tar hensyn til toleranseavviket som kan oppstå mellom hylsene og guidestengene 22.2. Vinkling som oppstår grunnet toleranser gir et avvik på 0,0056 [mm/m]. Dette forteller oss at toleransefeil har liten til ingen påvirkning på avviket.

## 7.5 Resultater av lastanalyse



Figur 7.12: Figur 7.7: Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #1, #2 og #3, og kritiske verdier ved forskjellige kilemodi.

Vi kaller kraften mekanismen kan yte uten å overgå 0,7 [mm/m] avvik, for mekanismens *kompensasjonskraft*. Vi ser at dagens mekanisme har en lav *kompensasjonskraft*. Det er fare for at *kritisk utstøtefeil* oppstår ved kiling ved ujevne friksjonskrefter større enn 36,5 [kN], som er omtrentlig 10% av den hydrauliske sylinders kapasitet.

Vi ser også at kilemodus #2 (y-akse) ikke er problematisk, ettersom mekanismen har en *kompensasjonskraft* i en annen størrelsesorden i denne retningen. Vi antar derfor at mekanismen er godt nok dimensjonert i y-retning per idag.

Det eneste som sikrer rett utstøting i dagens mekanisme er guiderammen til mekanismen. Vi ser fra solidworksanalyse at guiderammen ikke klarer å absorbere nok av bøyepeningene som oppstår i utstøteplaten, som resulterer i utbøying av utstøteplaten, og et uakseptabelt avvik.

Det er ingen aktive komponenter som absorberer momenter i mekanismen. Sylinderen i dagens mekanisme trykker på midten av utstøteplaten. Dette betyr at endring i kraftpåvirkning ikke kan absorbere momenter som oppstår på utstøteplaten grunnet

ujevne friksjonskrefter i formen.

Avviket og problemet oppstår først i formen og FIUP. Det er kun utstøtemekanismen som inngår i oppgavens arbeidsområde, så vi prøver å kompensere for et problem, i motsetning til å hindre at problemet oppstår. I essens mener vi at vi kan kompensere for dette om alle punkter på utstøteplaten beveger seg med lik hastighet, men variabel kraft.

## 7.6 Varmeutvikling i maskinen under drift

Under drift av støpemaskinen genereres det mye varme fra smelten. Dette fører til relativt høye temperaturer. Under besøket hos Aludyne gjorde vi to sett med temperaturmålinger av maskinen: et sett for toppsiden av den blå platen og ett sett på undersiden av utstøteplaten. Målingene ble gjort under kort stopp i drift ved hjelp av et infrarødt termometer. Målepunktene er jevnt fordelt, for å få et godt anslag på gjennomsnittstemperaturen. Under samtale med operatør ble vi fortalt at temperaturene antakelig er 10% høyere under drift. Målingene vises i tabell 7.1.

Målepunkt	Utsøteplate	Blå plate
I	68	44
II	72	48
III	75	-
IV	70	-
V	73	-

Tabell 7.1: Målinger av temperatur i °C.

## 7.7 Økonomisk dimensjon

Fra møte #48 (22) fikk vi opplyst at vrakprosent relatert til dramerker og dimensjonsfeil (en konsekvens av kiling i toppformen) ligger på 1-2%, noe som resulterer i et verditap på opp mot 900.000 kr per år, per maskin. Dette er det økonomiske forbedringspotensialet til utstøtemekanismen.

Men de økonomiske konsekvensene av utstøtefeil omfatter ikke bare vrak av produkt. Som diskutert tidligere, kan kritisk utstøtefeil få støpegodset til å henge fast i formen.

Den gjennomsnittlige hengetiden utgjorde omtrent 1.95% av produksjonstiden per uke i perioden mai 2019- mai 2020. Dette er mistet produksjonstid, som en forbedret utstøtemekanisme vil ha en positiv innvirkning på. Vi har derimot ikke mer data på hengetid og kan ikke ta beslutninger på grunnlag av dette.

Aludyne påstår at en utstøtemekanisme som sikrer rett utstøting, vil gi dem mulighet til å lage støpeformer med mindre slippvinkler og mer komplekst geometri, det vil si at et avvik som åpner for *kritisk utstøtefeil* kan bli lavere enn 0,7 [mm/m]. Slike former vil tillate produksjon av mer komplekse produkter. Dette skal vi ikke regne med som mulig økonomisk forbedring, men det kan åpne for nye muligheter for Aludyne.

## 8. Tekniske begrensninger

Aludyne har gitt oss en rekke tekniske begrensninger. Produktkravspesifikasjonene er i stor grad basert på disse.

### 8.1 Krav for integrering

Aludyne krever at konseptet for utstøtemekanismen skal være integrerbar i dagens maskin.

#### **Automatisering**

Aludyne er en bedrift med høy grad av automatisering. Den nye utstøtemekanismen skal være automatiserbar og kunne opereres med dagens PLS-system. Aludynes PLS-systemer er levert av Allen-Bradley.

#### **Maskinens konfigurasjon**

Maskinens konfigurasjon kan ikke endres. Ingen hovedsystemer utover utstøtemekanismen skal endres. Det som kan endres eller byttes ut, er begrenset til:

- Utstøteplaten
- Utstøtesylinderen
- Guidesystemet
- Begrenset maskinering av den blå platen og utsvingeplaten (se 8.1)

Ut ifra disse oppstår det et klart og begrenset arbeidsområde, som beskrives i 8.2. Utstøtemekanismen skal tilpasses maskinen, og ikke andre veien.

## **Begrenset maskinering av blå plate**

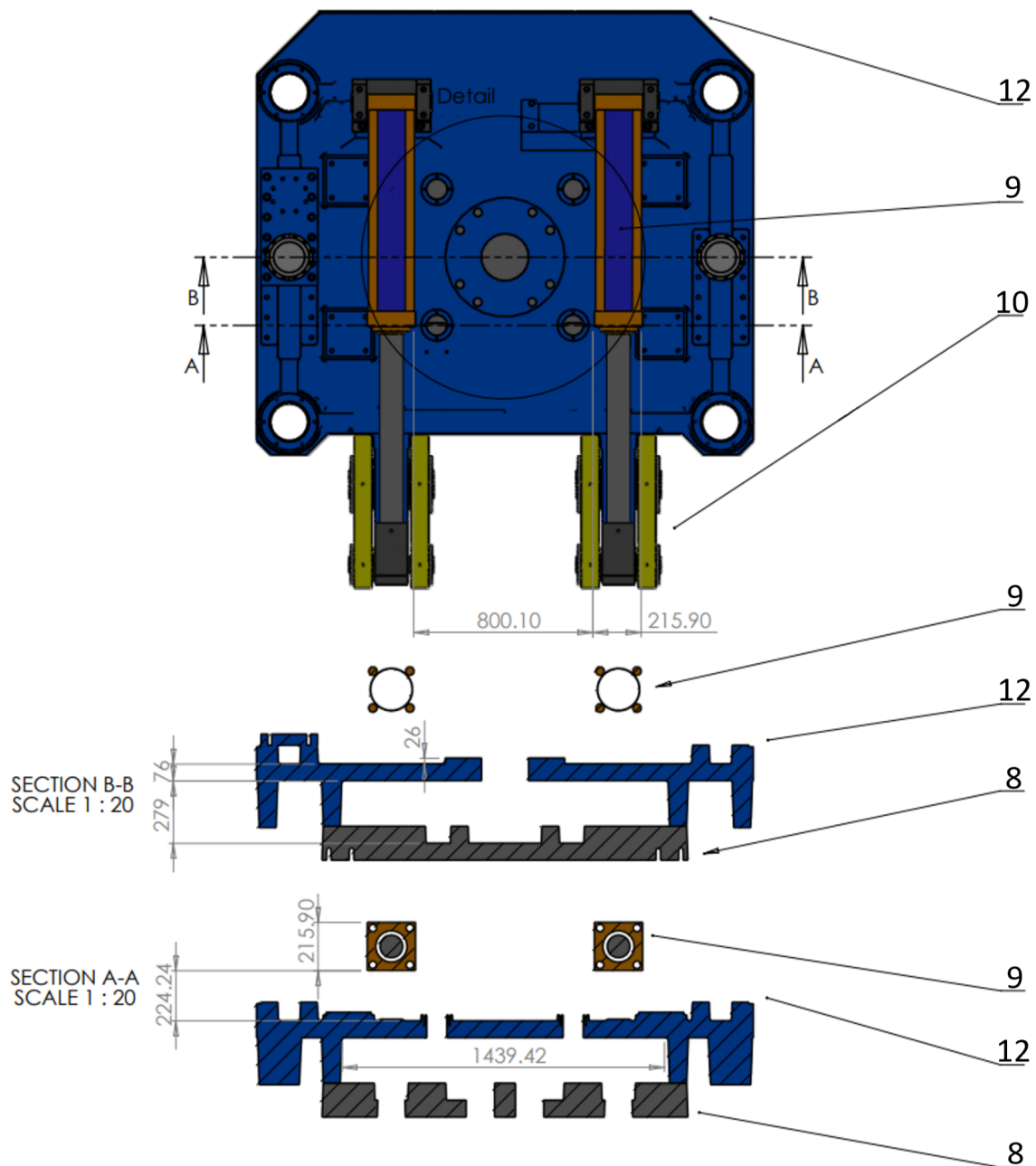
Maskinens hovedstruktur, den blå platen, kan maskineres med visse begrensninger:

- Maskineringen skal ikke treffe kritiske punkter eller svekke den blå platens integritet.
- Maskinering kan utføres bare i Aludynes fabrikk med mobilt utstyr og skal ikke kreve demontering av den blå platen.
- Maskineringensprosedyren skal ikke innebære at bygget, maskinen eller Farsund blir snudd på hodet.

## **Begrensninger for installeringsprosedyren**

Under installering av ny mekanisme skal hverken den blå platen eller løftehydraulikken måtte demonteres.

## 8.2 Begrensninger i arbeidsrommet



Figur 8.1: Maskintegning - Arbeidsrom og dimensjoner på relevante komponenter. #12 Blå plate, #9 Horisontale sylindere, #8 Utsvingeplate, #10 Utsvingearm.

Arbeidsområdet vårt defineres av hovedstrukturen til støpemaskinen og nødvendige systemer for støpemaskinens funksjoner. Sentrale dimensjoner på støpemaskinen er som vist på figur 8.1.

Hovedstrukturen til støpemaskinen er den blå platen som vist på figur 8.1. Denne delen er området vi har tilgjengelig for innfestning av utstøtemekanismen. Mindre



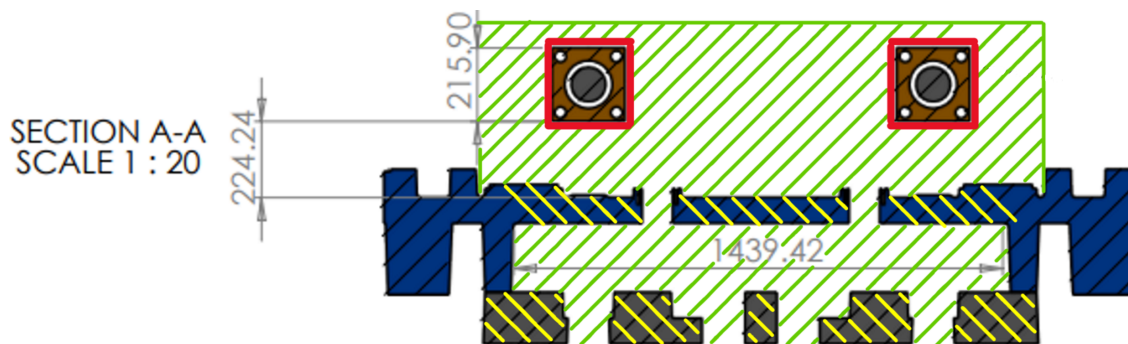
maskinering av den blå platen er mulig så lenge det ikke svekker komponentens strukturelle integritet. Støpemaskinen har en rammestruktur plassert et stykke over den blå platen, men dette er ikke en begrensende faktor for utstøtemekanismen.

Systemet som svinger ut formen, begrenser arbeidsområdet og er satt sammen av tre hoveddeler som vist i figur 8.1: de horisontale sylindrerne, utsvingeplaten, og utsvingearmene.

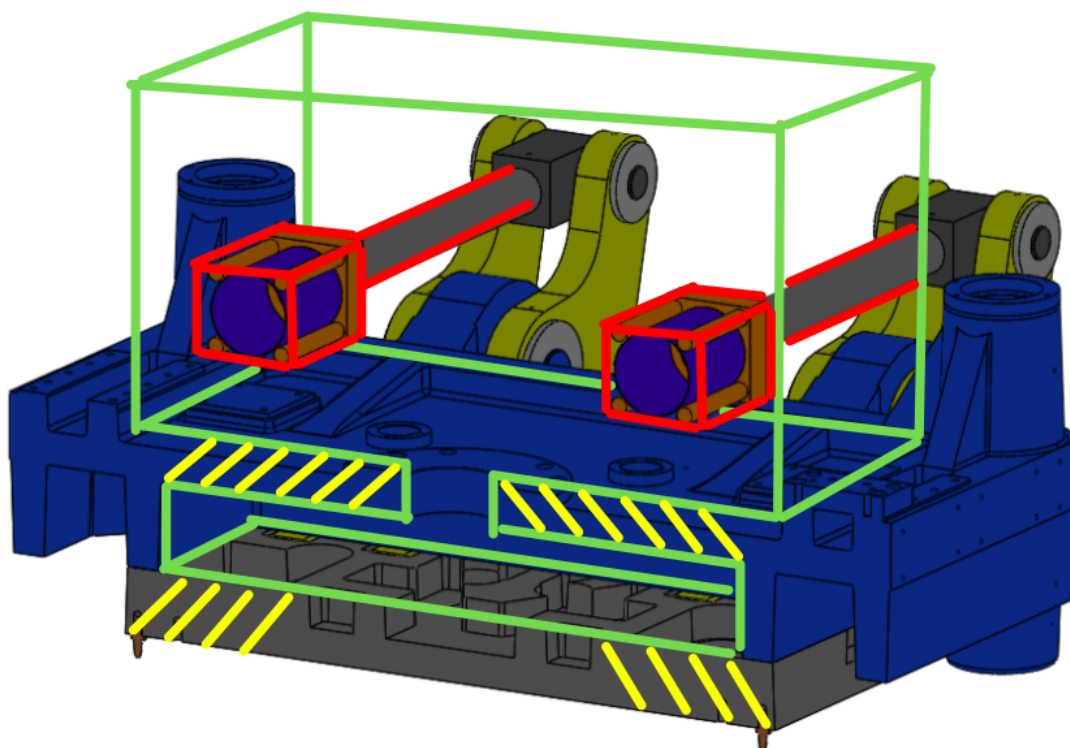
De horisontale sylindrerne er plassert omtrentlig 225 [mm] over den blå platen, og begrenser arbeidsområdet vårt i høyderetning. Disse sylindrerne anses som den mest sentrale begrensningen av arbeidsområdet, ettersom de er plassert i et relevant område for innfestning av aktuatorer eller andre nødvendige deler for forskjellige konseptløsninger. Mer om dette kommer i del III.

Utsvingeplaten begrenser arbeidsrommet på undersiden av den blå platen. Høyden på rommet mellom den blå platen og øvre del av utsvingeplaten er 203 [mm]. Mindre maskinering av utsvingeplaten er mulig om det er nødvendig, og ikke svekker støpemaskinens strukturelle integritet.

Figur 8.2 og 8.3 er representasjoner av arbeidsområdet i hhv. 2D og 3D, som viser i hvilke områder vi har full frihet (grønn skravering), i hvilke områder vi kan gjøre mindre endringer (gul skravering), og hvilke områder som er totale begrensninger (rød ring).



Figur 8.2: snitt av 2D arbeidsrom med begrensninger.



Figur 8.3: Snitt av 3D arbeidsrom med begrensninger.

## 8.3 Levetid og vedlikehold

### Omgivelsene (bruksmiljø)

Utstøte mekanismen er en del av en maskin som opererer i en stor mekanisk produksjon. Omgivelsene er preget av store mengder støv. Eventuelle slitasjedeler må være godt beskyttet fra miljøet. Varmestråling fra smeltet fører til relativt høye temperaturer på deler av maskinen.

## Vedlikehold

Utstøtemekanismen skal ikke kreve planlagt vedlikehold oftere enn bedriftens store vedlikeholdsstopp, hver sjette og tolvte måned.

### Tilgang for vedlikehold

Tilgang for vedlikehold kan ikke innebære at maskinens andre hovedsystemer demonteres. Disse er:

- Blå platen (se 5)
- Utsvingende-mekanismen (se 5)
  - Horisontale sylindere
  - Utsvingende-armene
  - Grå plate
- FIUP (se 5)
- Løftehydraulikken (se 5)

## Levetid

Aludyne krever en levetid for mekanismen på 15 år. Ved 6 arbeidsdager per uke og 43 driftsuger i året vil dette tilsvare omtrent 1 186 800 sykluser, se vedlegg 22.20.

## 8.4 Andre krav og begrensninger

### Slaglengde

Hos dagens mekanisme er det faste slaglengder for utstøting av godset. Disse varierer fra 20 til 60 [mm], og er spesifikke for hver form. Aludyne krever en minimum slaglengde for utstøtemekanismen på 60 [mm].

### Hydraulisk væske

Alle hydrauliske systemer i produksjonen bruker hydraulikkvæsken Houghto-Safe 620. Den er en vannglykol som gir bedriften en balanse mellom brannsikkerhet og smøreevne. Alle hydrauliske komponenter i et konsept skal kunne operere med denne

væsken. For at væsken skal ha egenskapene som kreves i det hydrauliske systemet, skal temperaturen på væsken ikke overstige 45-50° C. For mer detaljert informasjon om væsken, se figur 22.21 i vedlegg.

### **Reversibilitet**

Konseptet skal være reversibelt til den gamle løsningen. Det vil si at endringer av maskinen og maskineringer av den blå platen skal gjøres slik at dagens utstøtemekanisme fortsatt er kompatibel med maskinen.

# 9. Grunnlag for utvikling

## 9.1 Funksjonsanalyse

Støpemaskinen har en lang kjede av funksjoner og samspillet mellom dem gjør utførelsen av en støpesyklus mulig. Utstøtemekanismen er en av de siste delene i kjeden. Her skal vi definere hvor grensen til systemet går, hvilke funksjoner utstøtemekanismen skal ha, og hvordan de henger sammen.

Det som starter utstøtemekanismen er et PLS innsignal, og resultatet av utstøteprosessen er (a) ferdig utstøtt del og (b) mekanismen er klar for neste utstøtesyklus.

Funksjonene utstøtemekanismen trenger for å utføre dette er som følger:

- Motta og være styrbar av PLS-innsignaler.
  - PLS systemene til Aludyne skal styre mekanismens funksjoner. Utstøtemekanismen skal være integrert i systemet.
- Fordele nødvendig kraft på FIUP.
- Sørge for jevn nedgang til FIUP (aktivt eller passivt).
- Kjøre en bestemt slaglengde og stoppe.
  - Slaglengden er unik for hver støpeform og må kunne velges i PLS-styringen.
- Reversere retning og stille seg inn i startposisjon.
- Holde vekten til utstøteplaten og resten av utstøtemekanismen når mekanismen hviler.

## 9.2 Produktkravsspesifikasjoner

På bakgrunn av kravene beskrevet i kapittel 8, har vi utarbeidet en liste med kravspesifikasjoner. Disse har vi delt inn i mål, krav og ønsker. Målet er en prestasjonsverdi utstøtemekanismen sikter mot, mens krav og ønsker skal begrense friheten vi har for å oppnå målet.

### Mål

- Tillatt avvik på utstøteplaten på 0,7 [mm/m]. Målet anses som nådd om ny mekanisme har en høyere *kompensasjonskraft* enn dagens mekanisme.

### Krav

- Det nye systemet skal kunne yte minst like stor total kraft som det gamle (353 [kN]).
- Mekanismen skal ha en minimumslaglengde på 60 [mm].
- Dersom konseptet utnytter hydraulikk, kan ikke hydraulikkvæsken overstige en temperatur på 45-50°C.
- Levetid i utgangspunktet 15 år. Slitasjedeler byttes ved behov, evalueres mot økonomi.
- Maskinering av den blå platen (eller andre komponenter tilhørende hovedstrukturen) kan kun gjøres i montert tilstand. Dette betyr at maskineringen kun kan utføres av mobilt utstyr, og er derfor begrenset av kapasiteten til mobilt utstyr.
- Den blå platen, den utsvingende mekanismen og andre sentrale deler kan ikke demonteres under konseptløsningens sammensetningsprosess.
- Konfigurasjonen av maskinens andre systemer kan ikke endres som en del av konseptløsningen. Dette inkluderer komponenter som utsvingesystemet, maskinens løftesystem og støpeformen.
- Planlagt vedlikehold er begrenset av bedriftens store vedlikeholdsdatoer, som er hver sjetten måned.

- Konseptet skal være automatiserbart og kunne integreres i bedriftens PLS-struktur.
- Endringer fra gammelt utstøtesystem til nytt utstøtesystem skal være reversible. Eventuell maskinering skal ikke hindre reversibiliteten.

### **Ønsker**

1. Vedlikehold skal være så enkelt som mulig (tilgang til mekanismen for vedlikehold skal ikke kreve demontering av sentrale komponenter).
2. Løsningen skal være økonomisk forsvarlig. Vi har et forbedringspotensiale på 1-2% vrakstøp, som resulterer i 900.000kr per år per maskin.
3. Systemet skal inneholde elementer som overvåker posisjon og jevnhet av FIUP (ønske fra Aludyne).

## Del III

# Utvikling





## 10. Konseptoversikt

Her er en oversikt over konsepter vi har kommet opp med under produktutviklingsprosessen. Disse må oppfylle visse krav som kommer fra produktkravsspesifikasjonene. Hvert av konseptene har blitt vurdert opp mot alle krav, og kun de som oppfyller alle krav, blir videre utviklet.

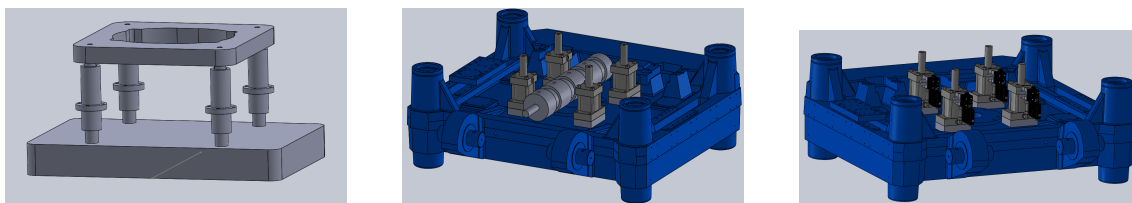
Tabell 10.1: Konsepter og om de oppfylle kravsjekklisten.

Navn	Beskrivelse	Oppfyller ikke krav
Tannstang	Tannstang på underside sammenkoblet med aksling	EHI
Tannhjul	Tannhjul fordeler kraft fra sylinder på hver side av utstøteplaten	HI
Løfteskruer	Elektrisk drevet løfteskruer som aktuator	A
Kuleskruer	Elektrisk drevet kuleskruer som aktuator	H
Flere sylindere	Flere synkroniserte hydrauliske sylindere	Oppfyller alle krav
Direkte sylindere	Flere sylindere på undersiden av blå plate som trykker direkte på FIUP	H
Trykkluft	Trykksette formen for at delen skal løsne	A
Gen. 2	Løftesystemet brukes for å dytte ut delen	H
Ramme	En ramme som går over den blå platen for passiv utstøting	H

Fortsettelse av tabell 10.1		
Navn	Beskrivelse	Oppfyller ikke krav
Motsatt sylinder	Sylindere som kompenserer for avvik	AH
Robotarm	Robotarm som sikrer at støpet ikke vinkles	K
Fjær	Fjær som skal utjevne kraftforskjellen	AH
Sakssystem	System som mekanisk avstiver maskinen	H
Impuls	Godset blir slått ut av formen	I
Forbedring av dagens mekanisme	Øking av dimensjoner til utstøteplaten og guideramme	Oppfyller alle krav
Ekstern hjelp	roboten trykker på FIUP	AK
Guideskinner	Skinnelagt utstøteplate	A
Kraftoverføringsmekanisme	Fagverksmekanisme som fordeler kraften	EF

# 11. Lovende konsepter

Etter idégenereringsfasen fulgte konseptutviklingsfasen. Vi endte opp med tre potensielle konsepter (se figur 11.1) som vi ønsker å se nærmere på. I dette kapitlet beskriver vi konseptene og valg som er blitt tatt innenfor hvert konsept. Vi ønsker å finne et antatt avvik til et ferdig dimensjonert konsept, slik at vi kan vurdere konseptene mot hverandre og gjøre et valg av hvilket eller hvilke konsepter som blir dimensjonert videre.



Figur 11.1: Lovende konsepter.

## 11.1 Konsept 1: Forbedring av dagens mekanisme

Dette konseptet tar utgangspunkt i en passiv løsning som ikke endrer på dagens utstøtesylinder. Vi har sett på to mulige måter å forsterke dagens passive løsning på, som vi kategoriserer som:

- **Iterative forandringer:** dimensjonsendringer på dagens komponenter.
- **Totale Forandringer:** endring av geometri og konfigurasjon på dagens komponenter og integrering av nye komponenter.

Vi anser dette konseptet som en billig og enkel løsning. Samtidig er det viktig å være klar over at det ikke løser det grunnleggende problemet. Hensikten med konseptet er å minimere forekomsten av feil som blant annet *kritisk utstøtefeil*.

Aludyne har tidligere prøvd å løse problemet iterativt. Støpemaskinene hadde tid-

ligere bare fire utstøtepinne koblet til utstøteplaten, i motsetning til dagens åtte. Tanken bak denne modifikasjonen var å overføre kraften fra utstøtemekanismen til FIUP på flere punkter. Aludyne har konkludert at denne forandringen ikke hadde en betydelig positiv effekt på mekanismen.

Ut i fra resultatene fra lastanalysen ser vi at hovedårsaken til avvik ved dagens mekanisme er at utstøteplaten bøyes. Målet med dette konseptet blir derfor å optimalisere dagens mekanisme slik at utstøteplaten ikke bøyes.

### Iterative forandringer

- **Lengde på hylse.** Gitt at vi følger minimumskravet om 60 [mm] slaglengde (9.2), kan vi øke lengden på hylsene for å unngå bøyningen som oppstår i guidestengene (7.9).
- **Tykkelse av utstøteplate.** Tykkelsen på utstøteplaten har en direkte påvirkning på avviket. Ved 60 [mm] slaglengde kan vi potensielt øke tykkelsen på utstøteplaten med 53 [mm], en økning på over 50%.
- **Tykkelse av guideramme.** På oversiden av guiderammen er det ingen komponenter som begrenser arbeidsrommet. Vi ser av figur 7.9 at platen opplever bøyespenninger. En tykkere guideramme vil kunne absorbere mer av spennin-gene.
- **Diameter på guidestenger.** Vi kan gjøre diameteren på guidestengene tyk-kere. Merk at veggtykkelsen på hylsene blir påvirket av dette, men en økning på omtrentlig 10 [mm] er oppnåelig. En tykkere diameter vil hjelpe med å absorbere bøyespenningene i støttepinnene.

### Totale forandringer

Vi har sett på en rekke måter å endre dagens guidesystem på. Fra lineære lager til faste guidestenger og flere konfigurasjoner av disse. I hovedsak har slike løsninger blitt begrenset av at vi ikke har mulighet til å feste komponenter til andre deler enn den blå platen.

Vi har kjørt simuleringer på de forskjellige mulige konfigurasjonene. Disse simule-ringene er gjort ved kritiske lasttilfeller (7.7). Vi har sett at avviket ikke har endret seg betraktelig ved de forskjellige konfigurasjonene.

## Videre utvikling av konseptet

Som nevnt tidligere er hensikten med konseptet at det skal være en billig og enkel løsning. Idéene som faller innenfor *totale forandringer*, krever maskinering av den blå platen. Idéene som faller innenfor *iterative forandringer*, krever kun endring av komponentene som inngår i utstøtemekanismen. Vi mener derfor at videre utvikling av dette konseptet skal være en re-dimensjonering av dagens mekanisme.

## Sikkerhetsvurdering

Siden dette konseptet beholder dagens funksjonalitet og bare innebærer dimensjonsforandringer, er den eneste risikoen forbundet med sylindrens evne til å holde de tyngre komponentene i nullposisjon. Hvis den hydrauliske kretsen ikke holder utstøtemekanismen på plass, vil den ramle ned. Dette er et risikotilfelle med store konsekvenser.

Dagens system sørger for at dette ikke skjer ved at sylindren er dobbeltvirkende, og kretsen kjøres i revers når den er i nullposisjon. Det vil si at tilgjengelig trykk for å holde utstøtemekanismen opp er 80 [bar]. Det viser seg at utnyttelsesgraden  $\alpha$  ligger på under 3%. Selv når utstøtemekanismen når sin maksimale tyngde er utnyttelsesgraden på mindre enn 4%. Disse tallene er i en størrelsesorden hvor det langt ifra er nødvendig å forsterke systemet, dagens løsning tåler større dimensjoner mer enn bra nok.

## 11.2 Konsept 2: Flere sylindere

Konseptet tar utgangspunkt i å forandre det uheldige lasttilfellet som fører til *kritiske utstøtefeil*. Dette gjøres ved å bruke flere hydrauliske sylindere til å påføre krefter på utstøteplaten på forskjellige punkter. Gitt at hver sylinder beveger seg med samme hastighet (resulterer i lik posisjon), men med variabel kraft for å absorbere den ujevne kraften i FIUP, vil utstøteplaten bevege seg jevnt nedover.

Konseptet er videre delt i to underkonsepter:

- **Flere sylindre: Hydrosynkron:** en flerkamret volumstrømsdeler brukes for å sikre lik hastighet mellom stemplene.
- **Flere sylindre: Servosynkron:** stemplene styres av proporsjonale servoven-

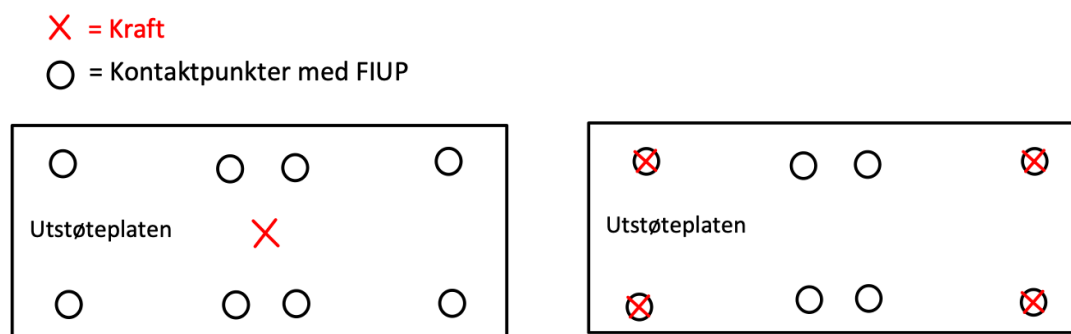
tiler og en PID-kontroller som sørger for synkroniseringen.

Mye av konfigurasjonen er felles for underkonseptene. Forskjellen ligger i måten sylindrene er synkronisert på. Først ser vi på delene av konseptet som er felles, deretter ser vi på synkroniseringsmetodene.

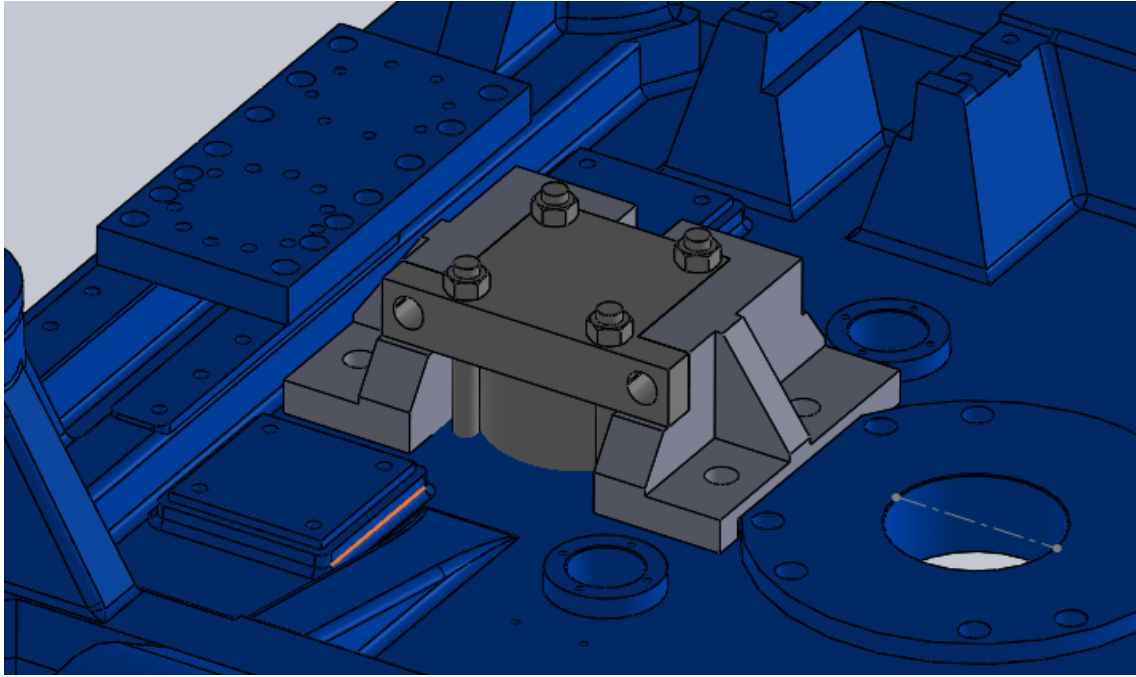
### 11.2.1 Antall stempler og plassering

Hvilket antall stempler vi velger å bruke, påvirkes av en rekke faktorer. Vi er nødt til å ha nødvendig kraft, som krever større stempler ved mindre antall. Størrelsen på stemplene er begrenset av plass. Forskjellige antall krever også forskjellige plasseringer, som påvirker i hvilken grad vi er nødt til å maskinere den blå platen. Det er ønskelig å plassere sylindrene så lang ute fra sentrum som mulig, helst rett over de ytterste utstøtepinnene, slik som vist i figur 11.2b.

Figur 11.2: Skisser av dagens og ideell plassering av aktuatorer på utstøteplaten.



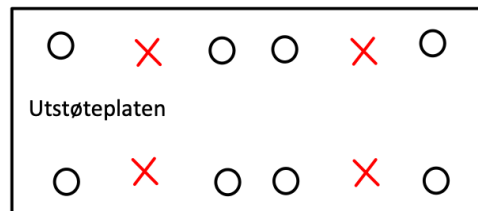
(a) Dagens sylindere er montert med en flens på utstøteplaten og påfører kraften midt på. (b) Ønsket plassering for sylindrene er rett over utstøtepinnene. Den er ikke praktisk mulig fordi de horisontale sylindrene kommer i veien.



Figur 11.3: Eksempel på stempel så langt unna sentrum som mulig.

Figur 11.3 er et eksempel på hvordan vi kan plassere stemplene så langt unna sentrum som mulig. Denne spesifikke plasseringen er derimot ikke mulig grunnet plassbegrensninger. Vi har prøvd å komme opp med forskjellige løsninger for å plassere disse så langt unna senter på utstøteplaten som mulig. De aller fleste konfigurasjonene begrenses av de horisontale sylindere til det utsvingende systemet (se 5).

Stort sett alle konfigurasjonene vi har sett på, krever også større maskinering av den blå platen. Maskinering i denne størrelsesorden vil være vanskelig å utføre med mobilt utstyr (se 9.2), og kan svekke maskinens strukturelle integritet.



Figur 11.4: Beste plassering.

Vi har konkludert med at stempler plassert i guiderammehullene er den beste konfigurasjonen gitt produktkravspesifikasjonene (9.2). I figur 11.4 skisseres konfigurasjonen. Konfigurasjonen oppnår en god balanse mellom stabilitet i x-, y-, og xy-retning,



ved hjelp av kraftpåvirkning 305 [mm] ut fra senter i både y- og x-retning. Konfigurasjonen krever lite maskinering, kun skruehull for innfestning av stemplene.

For å realisere konfigurasjonen vist i figuren er stemplene nødt til å passe innenfor begrensningene gitt av de horisontale sylindere (se 5). Største standardstørrelse på stempler som får plass, har en stempeldiameter på 125 [mm]. Dagens sylinder opererer med 80 [bar] trykk. Vi kan justere trykket til systemet for å oppnå kravet om kraft ved 125 [mm]s sylindre.

Sammenhengen mellom ny diameter, antall sylindere og trykk er:

$$d_2 = d_1 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{n \cdot P_2}} \quad (11.1)$$

$d_2$  - ny diameter

$d_1$  - dagens diameter på 250 [mm]

$P_1$  - dagens trykk på 80 [bar]

$P_2$  - nytt trykk

$n$  - antall sylindre

Formel 11.1 er utledet i vedlegg 22.22.

Regnearket i figur 11.5 viser forskjellige verdier for  $d_2$  ved forskjellig antall sylindere. Legg merke til at verdier av  $P_2$  over 100 [bar] ikke er relevante for konseptet Servosynkron, grunnet måten servoventiler opererer på (se 21.2). Fordi fire sylindere kan komme i størrelse Ø125 og gir best mulig plassering, velger vi å bruke den.

		[mm]	n	2	3	4	5	
d1	250	[mm]	P2 [bar]	d_n2	d_n3	d_n4	d_n5	
P1	80	[bar]	80	Relevant	176,78	144,34	125	111,8
Standard Stempeldiameterer ... 80 [mm] 100 [mm] 125 [mm] 160 [mm] 200 [mm] ...			85	for	171,5	140,03	121,27	108,47
			90	begge	166,67	136,08	117,85	105,41
			95	konsepter	162,22	132,45	114,71	102,6
			100		158,11	129,1	111,8	100
			105	Ikke	154,3	125,99	109,11	97,59
			110	relevant	150,76	123,09	106,6	95,346
			115	for	147,44	120,39	104,26	93,25
			120	servosynkron	144,34	117,85	102,06	91,287
			125		141,42	115,47	100	89,443
			130		138,68	113,23	98,058	87,706
135		136,08	111,11	96,225	86,066			
140		133,63	109,11	94,491	84,515			
145		131,31	107,21	92,848	83,045			
150		129,1	105,41	91,287	81,65			

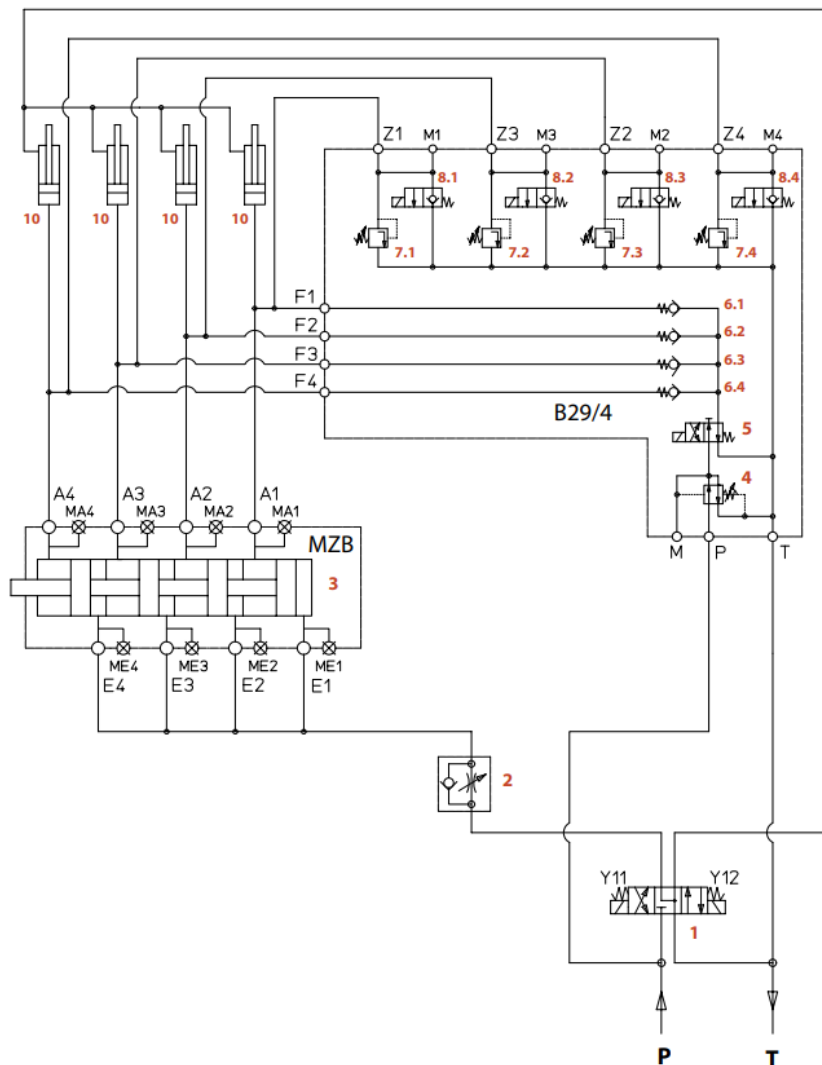
Over 125 [mm]
Under 125[mm]
Konstant
Variabel

Figur 11.5: Verdier for  $d_2$  ved varierende trykk  $P_2$  og antall sylindere  $n$ .

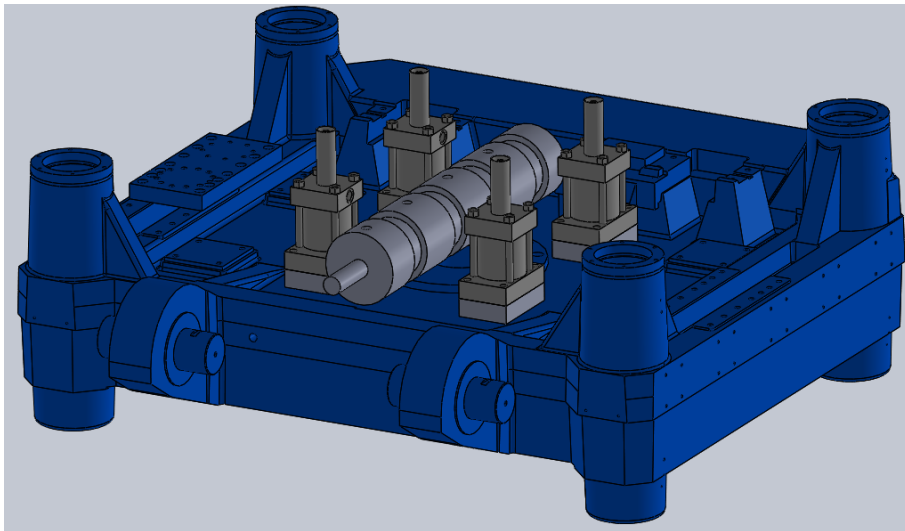
Antall	Fordeler	Ulemper
2	Bedre last tilfelle enn et stempel, enklere synkronisering enn andre antall	Stabiliserer bare for en akse, kan ikke bli mindre enn Ø160 mm med dagens hydraulikkanlegg, middels maskinering.
3	Kan bli mindre i dimensjon enn to sylindre	Gir et uheldig lasttilfelle hvor kreftene ikke kan bli like. Høy maskinering for gunstig plassering
4	Stabiliserer for alle akser, krever minst maskinering, kan monteres lengst ute fra sentrum, kan monteres med minimal maskinering	Koster mer enn to og tre
5	Stabiliserer for alle aksene	ikke kombinerbar med Hydrosynkron konseptet, vil ha mindre korrigerende kraft

Tabell 11.1: Fordeler og ulemper for forskjellig antall sylindre.

## 11.3 Konsept 2.1: Hydrosynkron

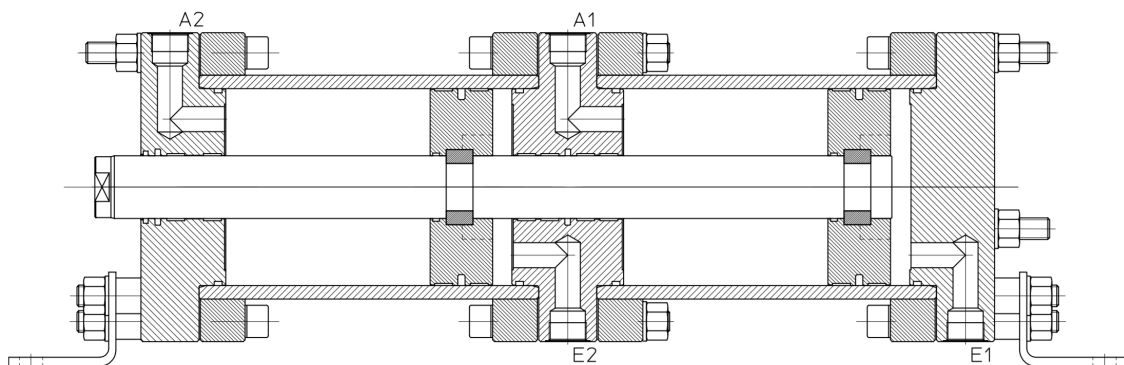


Figur 11.6: Jahn Hydrauliks forslag til hydraulisk krets med MZB flerkammerdeler (Jahns-Regulatoren 2020, s.21).



Figur 11.7: DAK skisse av konsept.

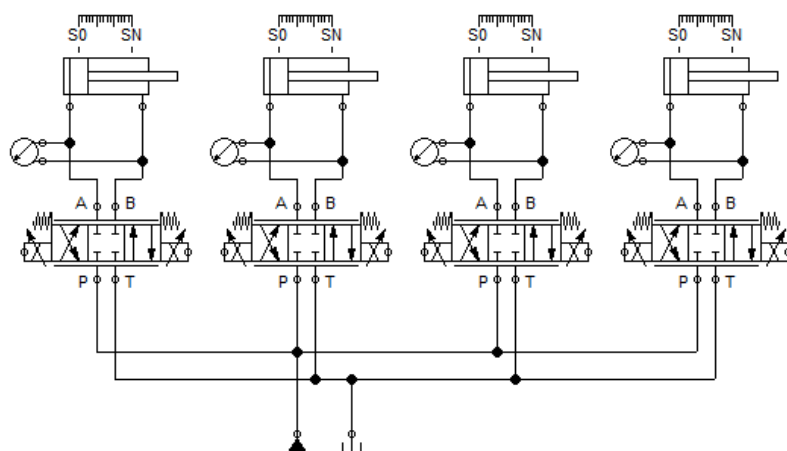
Dette konseptet tar utgangspunkt i Jahn Hydrauliks volumstrømdeler. De mekanisk koblede flerkamrede volumstrømsdelere sikrer at vi får en jevn translasjon mellom stemplene. Ved ujevn last vil trykket i hver sylinder endre seg i forhold til lasten, men dette vil ikke påvirke translasjonen.



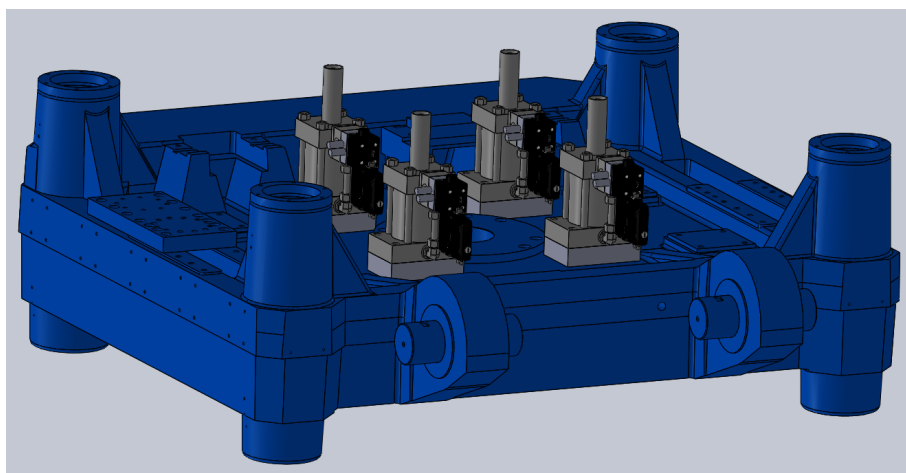
Figur 11.8: Forklarende tegning av MZB-flerkamret volumstrømdeler (Jahns-Regulatoren 2020), dette bildet har kun 2 kammer.

Trykket som kommer inn i MZB fra styreventilen går inn i portene E1 og E2, se figur 11.8. Væsken fra E-portene trykker på stempelet inn i MZB og beveger den felles stempelstangen. Den gir en konstant volumfortrengning som går ut A-portene. Det tilgjengelige trykket mellom A-portene kan variere, men summen vil alltid tilsvare det maksimalt tilgjengelige trykket inn i volumstrømdeleren. Så om A1 ikke opplever noe last, men A2 opplever en veldig stor last, vil trykket i A2 økes, og MZB vil virke som en trykkforsterker.

## 11.4 Konsept 2.2: Servosynkron



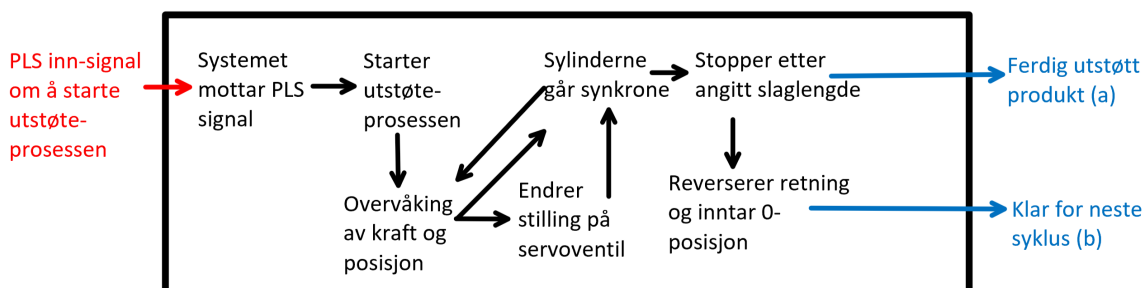
Figur 11.9: Grov skisse av hydraulisk krets.



Figur 11.10: DAK skisse av konsept.

Konseptet tar i bruk samtidige PID kontroll som styrer hver av servoventilene individuelt, slik at de går synkrone i en likegangsfunksjon. Dette krever kraftmåling og posisjonsmåling med høy presisjon og samplingfrekvens. Posisjonsmålingene brukes for å kontrollere posisjonen i forhold til de andre sylindere. Kraftmålingene brukes for å se på hvordan krafttilfellet endrer seg. Dermed kan man forutsi hvordan et eventuelt avvik vil utvikle seg, slik at systemet kan kompensere for forskjell i kraft før det fører til avvik mellom stempene. Figur 11.9 er en hydraulisk skisse av konseptet, og i figur 11.10 kan man se hvordan dette kan se ut på maskinen. Skissene

viser fire sylindere koblet ved hjelp av fire servoventiler. Hver sylinder har en måler for trykkfallet, samt posisjon. En PID-regulator (se 20.5) bruker disse dataene til å fastslå den nødvendige ventilposisjonen til servoventilene.



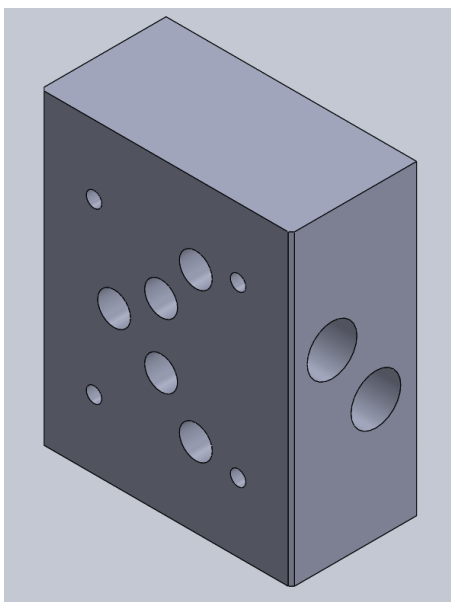
Figur 11.11: Blokkdiagram som viser generelle steg under utstøtingen.

## Servoventil

Vi velger parallellkoblede servoventiler. De har lite dødbånd, noe som gjør at de blir mye brukt i reguleringsteknikk og er godt egnet til formålet, se 21.2. Servoventilene vil kunne gjøre opp for volumavviket som oppstår pga. volumstrømdeleren/forgreningen, og dermed holde sylindrene synkrone.

## Kraftsensor

Styringen krever kraftsensor. Man kan enten bruke trykkmålere som måler trykkfallet over A og B port på servoventilen, eller en strekkklapp som direkte måler kraften hvert stempel yter. Begge disse løsningene har tilstrekkelig nøyaktighet og responstid til at konseptet kan fungere. Trykkmålere er enklest å installere. Dette kan gjøres ved hjelp av en enkel ventilblokk.



Figur 11.12: Eksempel på enkel ventilblokk for måling av trykk over A og B porter.

### Posisjonsensor

Krav til posisjonsmåleren er at den skal ha lav ikke linearitet, høy oppløsning, ikke ha slitasjedeler (med tanke på levetid) og kunne få plass på maskinen. Vi har sett på fire forskjellige teknologier for posisjonsmåling: Magnetostriktive, LVDT-baserte, kodere og potensiometre. Vi velger å bruke en Magnetostriktiv posisjonsmåler. Den har nøyaktigheten, oppløsningen og de lineære egenskapene vi trenger, se 21.6 i teknologianalyse. Den kommer integrert i sylindere og har ikke slitasjedeler, og vil derfor ha lengre levetid.

# 12. Evaluering og sammenligning av konsept

I dette kapitlet ser vi på de forskjellige konseptene nevnt i kapitlet (11). Vi setter dem opp mot hverandre og evaluerer hvilke(t) konsept(er) som dimensjoneres videre.

## 12.1 Antatt avvik

### Avvik i forhold til toleranser

Toleranser på innfestninger mellom forskjellige komponenter vil påvirke avviket. Vi ser imidlertid ikke på dette i denne delen, dette er siden avviket vil være tilsvarende i de forskjellige konseptene og ikke vil påvirke valg av konsept for videre dimensjonering.

### Kompresjon av utstøtepinne

Kompresjon av utstøtepinnene vil påvirke avviket. Dette gjelder derimot for alle konseptene, og er derfor ekskludert i denne delen.

#### 12.1.1 Forbedring av dagens mekanisme

For å finne antatt avvik av en forbedring av dagens mekanisme utfører vi en “overslagsdimensjonering” av mekanismen. Overslagsdimensjoneringen gjøres slik at alle relevante variabler på mekanismen blir så store som mulig, uten å minke slaglengden under 60 [mm]. Vi kjører deretter en simulering av den overslagsdimensjonerte mekanismen med tilsvarende opplagring som dagens mekanisme i analyse av problem (vedlegg av opplagring: dagens mekanisme 22.15).



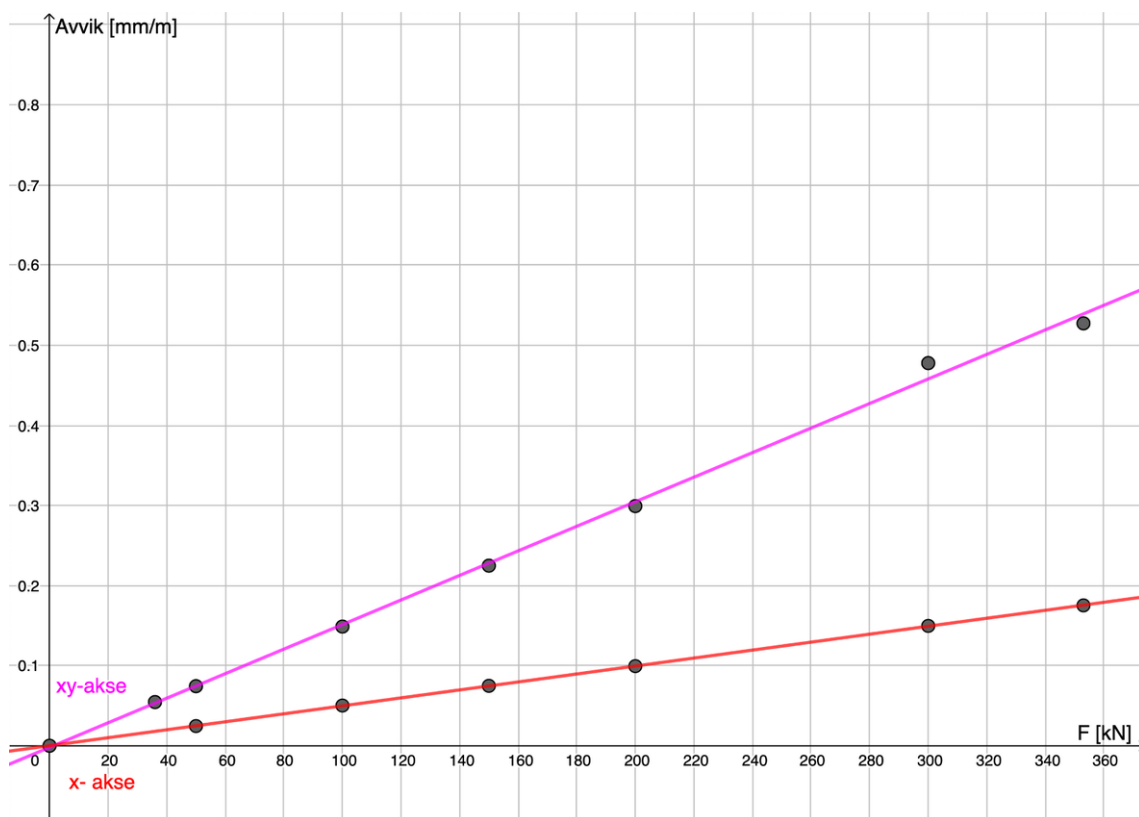
Simulering av den overslagsdimensjonerte mekanismen viste oss at konseptet ikke er spesielt nøyaktig. Ved kilemodus #3 (7.4.2) og ved dagens mekanismes *kompensjonskraft* får vi et avvik på omtrentlig 0,63 [mm/m].

## 12.1.2 Servosynkron

### Bøyning av utstøteplaten

Begge konseptene som bruker hydraulikk, vil bli påvirket av bøyning av utstøteplaten. Dette skyldes plasseringen av stemplene. Vi får ikke stemplene lenger fra senter på x-aksen enn 305 [mm]. Den resterende lengden vil påvirke avviket. Dette avviket kommer i tillegg til avviket som kommer av nøyaktigheten til det hydrauliske systemet.

Vi gjennomfører to sett *ikke-lineare* Solidworks analyser av platen for å finne avviket ved forskjellig kraftpåkjenning. Vi tar utgangspunkt i kilemodus #1 og #3 som nevnt i 7.4.2. I figur 12.1 ser vi en regresjonsanalyse av resultatene.



Figur 12.1: Avvik grunnet bøyning ved kilemodus #1 og #3.

## Avvik grunnet reaksjonstiden til PLS-systemet

Avviket vi får mellom sylindere styrt av servoventiler avhenger direkte av tiden PLS-systemet bruker på å bearbeide inn-signalene og sende ut-signal til ventilen i tillegg til tregheter i måleutstyret. Vi har vært i kontakt med bedriften Delta Motion, som lager slike PLS-systemer, for å få et anslag på hvor nøyaktig systemet kan være. I følge Delta Motion kan våre stempler synkroniseres til 0.1 [mm] avvik. Korrespondansen med Delta Motion finnes i vedlegg 22.23 og 22.25.

### 12.1.3 Hydrosynkron

#### Bøyning av utstøteplaten

Se “Bøyning av utstøteplaten” (12.1.2), dette konseptet vil oppleve tilsvarende bøyning.

#### Kompressibilitet: HOUGHTO SAFE 620

Kompressibiliteten til hydraulikkvæsken påvirker nøyaktigheten til konseptet hydrosynkron. Hydraulikkvæsken Aludyne bruker, kalles Houghto Safe 620, som er et vannglykol.

Vannglykol har en *bulk modulus* på 3,3 [GPa] (se korrespondanse med Quaker Houghton i vedlegg 22.24). Vi kan bruke denne modulen til å regne ut omtrentlig kompresjon av hydraulikkvæsken i systemet, for å beregne utslaget dette har på avviket til systemet.

Vi tar utgangspunkt i en formel beskrevet i Bye 2013, s.31.

$$K = -V \frac{dP}{dV} \quad \Rightarrow \quad -\frac{dV}{V} = \frac{dP}{K} \quad (12.1)$$

$K$  = Bulk modulus [Pa]

$V$  = Volum av væske [ $mm^3$ ]

$dP$  = Trykkdifferanse [Pa]

$dV$  = Volumdifferanse [ $mm^3$ ]

For å finne det antatte avviket er vi nødt til å ha et anslag av volumet mellom

flerkammerdeler og arbeidsstempel. Vi har kommet frem til at volumet i rørene er neglisjerbart, men vi er nødt til å ta høyde for volumet i flerkammerdeleren. Flerkammerdeleren som er relevant for vårt system har et kammervolum på omtrentlig 2 liter (bakgrunn for dette tallet finnes i del IV, under 14.1.2). Vi tar utgangspunkt i trykkfallet som kreves for å oppnå *kompensasjonskraften* til dagens mekanisme; 9 [bar]. Ved kilemodus #3 vil flerkammerdeleren fungere som en trykkforsterker, og det teoretisk høyeste trykkfallet som oppstår over stempelet grunnet trykkforsterking er fire ganger større enn trykket som går inn i flerkammerdeleren.

$$4 \cdot 9bar = 36bar \quad (12.2)$$

Vi bruker dette tallet i formelen 12.1. Dette gir oss volumdifferansen som kan regnes direkte om til avvik grunnet kompresjon. Avviket blir på 0,29 [mm/m].

## 12.2 Antatt avvik: Resultat

Det samlede antatte avviket for de tre konseptene ved *kompensasjonskraften* til dagens mekanisme er som følger:

- **Forbedring av dagens mekanisme:** 0,63 [mm/m] (bøyning av utstøteplaten).
- **Servosynkron:** 0,17 [mm/m] (bøyning av utstøteplaten og reaksjonstiden til styringen).
- **Hydrosynkron:** 0,35 [mm/m] (bøyning av utstøteplaten og kompresjon av hydraulikkvæske).

## 12.3 Evaluering og valg

Vi har utviklet fem kategorier som vi bruker for å evaluere konseptene, med utgangspunkt i produktkravspesifikasjonene (9.2). Hver kategori blir veid opp imot hverandre slik at vi kan fastslå hva som er viktigst. Hvordan dette gjøres, forklares i 3.1.1. Utrekningene vises som en skjermdump av Excel-dokument i vedlegg 22.26.

Nedenfor er en forenklet tabell av kategoriene (Tabell 12.1). I ordnet rekkefølge prioriterer vi kategoriene som: Pålitelighet, vedlikehold, nøyaktighet, installering,

og pris.

Kategori	Beskrivelse	Prioriteringsvektor
Nøyaktighet	Antatt forbedring av avvik	0,14
Pris	Pris på installering og komponenter	0,047
Installering	Maskinering og liknende, se 9.2	0,11
Vedlikehold	Planlagt vedlikehold av mekanismen	0,19
Pålitelighet	Ikke-planlagt vedlikehold av mekanismen	0,51

Tabell 12.1: Prioriteringsvektor til forskjellige kategorier.

Hvordan de forskjellige konseptene tilfredsstillers de forskjellige kategoriene baserer seg mye på overslagsberegninger. **Nøyaktighet** tar utgangspunkt i beregninger nevnt tidligere i kapitlet. **Pris** tar utgangspunkt i en overslagsberegning av de mest sentrale komponentene i konseptet. **Installering** baserer seg på hvor mye arbeid som må til for å integrere konseptet i dagens maskin. **Vedlikehold** og **pålitelighet** tar utgangspunkt i verdier oppgitt av leverandør på sentrale komponenter og erfaringer til fagpersoner vi har vært i kontakt med (blandt annet Hans Martin).

Nedenfor er en tabell med resultatet av evalueringsteknikken (Tabell 12.2). Hvert konsept får en poengscore i hver kategori relativ til vektallet til kategorien (12.1). Til slutt blir alt lagt sammen, og vi får en endelig poengscore som gir en indikasjon på hvilken løsning som er mest passende.

Konsept	Nøyaktig.	Pris	Install.	Vedlike.	Pålitelig.	Poengscore
Servosynkron	78	7	28	21	93	227
Hydrosynkron	39	13	28	70	370	521
Forbedring	21	27	56	100	46	251

Tabell 12.2: Poengscore til forskjellige konsepter (poengscoren er ganget med 1000 for lettere framstilling).

Vi ser på tabell 12.2 at konseptet **hydrosynkron** er en klar vinner. Deretter finner vi **forbedring av dagens mekanisme**, og til slutt **servosynkron**. Videre utvikling og dimensjonering blir gjort av konseptet **hydrosynkron**.

## Del IV

# Detaljering

# 13. Detaljeringprosessen

I denne delen skal konseptet **Flere Sylindere: Hydrosynkron** detaljeres. Vi har tatt utgangspunkt i lister 7.2 og 7.3 i NS-EN-ISO-4413 2010, se figur 13.1 og 13.2. Der oppgis innholdet av de endelige spesifikasjonene for et hydraulisk system. Vi har begrenset omfanget av detaljeringen i denne oppgaven til utvalg av komponenter, hydraulisk skjematikk, logikk, plassering på maskinen og teknisk data. Resten av punktene overlater vi til videre arbeid. Disse omfatter generelt utarbeiding av prosedyrer, manualer og sertifikater. For en komplett liste av hva som er igjen til videre arbeid, se 18.

## 7.2 Final information for systems on stationary industrial machinery

The following documents, conforming to the system as finally accepted, shall be provided:

a) final circuit diagrams in accordance with ISO 1219-2;

NOTE ISO 1219-2 provides a method for creating unique identification codes; see 7.4.2.1.

b) parts list;

c) general arrangement drawing;

d) maintenance and operating instructions data and manuals; see 7.3;

e) certificates, if required;

f) instructions to assemble the system or any sub-systems to the machine;

g) hydraulic fluid material safety data sheets, if the manufacturer supplies the system filled with fluid.

Utarbeides av gruppen

Til videre arbeid

Ikke relevant for konseptet

Figur 13.1: Liste 7.2 fra NS-EN-ISO-4413 2010, s.26-27.

## 7.3 Maintenance and operating data

### 7.3.1 General data

7.3.1.1 All hydraulic systems shall be provided with the necessary maintenance and operating data (including data relating to trial runs and commissioning), in an agreed format. This includes any of the following that are applicable:

- a) working pressure range;
- b) working temperature range;
- c) type of fluid being used;
- d) flow rate;
- e) start-up and shut-down procedures;
- f) any required depressurizing instructions and identification of those parts of the system that are not depressurized by the normal venting device;
- g) adjustment procedures;
- h) external lubrication points, the type of lubricant required and the intervals to be observed;
- i) location of sight glasses or displays of fluid-level indicators or sensors, fill points, drains, filters, test points, strainers, magnets, etc., that require scheduled maintenance;
- j) type, technical data and required cleanliness level of the fluid, expressed in accordance with ISO 4406;
- k) instructions for fluid maintenance and filling volume;
- l) advice on the safe handling and disposal of fluids and lubricants;
- m) cooling-medium flow rate, maximum temperature, permissible pressure range required for adequate cooling, and draining instructions for maintenance;
- n) maintenance procedures for unique assemblies;
- o) observations on testing and change intervals for hydraulic accumulators and hoses; see 5.4.6.5;
- p) list of recommended spare parts;
- q) recommended maintenance or overhaul intervals for those components that require scheduled maintenance;
- r) procedures for removing air from components.

Figur 13.2: Liste 7.3 fra NS-EN-ISO-4413 2010 s.27.

## 13.1 Sikkerhetsvurdering

Som nevnt i 3.1.1 har vi brukt verktøykasse 28 i Produktutvikling av Mette Mo Jakobsen. Vi lager et hydraulisk system for en industriell maskin. Standarder og lovverk dekker alle relevante situasjoner som kan oppstå. Der produsenter av komponenter, f.eks. hydrauliske komponenter, selv følger standarder, skal vi forholde oss til deres anbefalinger i for eksempel kataloger.

### 13.1.1 Relevante standarder

Vårt produkt består av to hoveddeler, hydraulisk og mekanisk del. Begge er dekket av sine respektive standarder. Vi skal fokusere på detaljering av den hydrauliske siden av systemet. Vi følger standarden for generelle regler og sikkerhetskrav i hydrauliske systemer, NS-EN-ISO-4413 2010. For hydraulikkvæskens renhet følger vi NS-2084 2005.

### 13.1.2 Risikosituasjoner i produktets livssyklus

Her skal vi vurdere relevante faremomenter og situasjoner som kan oppstå i løpet av produktets livssyklus. Risikovurderingen er foretatt på bakgrunn av tabell A.1 i NS-EN-ISO-4413 2010, se 22.27 og 22.28 i vedlegg. Den omfatter faresituasjoner for hydraulikksystemer. Disse får en kode i standarden på formen AX. Dersom flere spesifikke faresituasjoner kan oppstå av samme grunn, og en situasjon kan inkludere flere typer fare kommer vår kode på formen SXAX. Vi har identifisert åtte av disse og vurdert deres sannsynlighet og konsekvenser. Risikonivået deres er beregnet etter risikomatriksen vist på figur 13.3. Tabell 13.1 oppsummerer vurderingen av risikosituasjonene.

		Konsekvensnivå		
		Lav	Middels	Høy
Sannsynlighet	Høy	3	5	6
	Mulig	2	4	5
	Lav	1	2	3

1-2: Lav Risiko      3-4 Middels Risiko      5-6 Høy Risiko

Figur 13.3: Risikomatrikse.



Kode	Beskrivelse	Sannsynlighet	Konsekvens	Risikonivå
S1- A1A9	Personskade ved montering	Lav	Middels	2
S2- A3	Termiske skader pga varme overflater	Lav	Lav	1
S3- A11.1	Feil i kontrollkrets	Lav	Høy	3
S4- A8A9	Skade ved vedlike- hold	Lav	Lav	1
S5	Støynivå under drift	Høy	Lav	3
S6- A1	Utsøteplaten ram- ler ned	Høy hvis det ikke tas i betraktning, ellers lav	Høy	6/3
S7- A10	Brann og eksplo- sjon	Lav	Høy	3

Tabell 13.1: Identifiserte situasjoner S1-S7 og deres risikovurdering.

## 13.2 Analyse av risikosituasjoner

Faresituasjoner S4, S6, S7 og S8 har risikonivåer som er verdt å ta i betraktning under detaljeringprosessen. Vi går derfor videre med å vurdere implementering av forebyggende tiltak mot disse.

### S4: Feil i kontrollkrets

Feil i kontrollkretsen kan gjør at systemet startes uten at det skal det. Da vil utstøteplaten kjøres ned. Dette er svært usannsynlig om kontrollkretsen testes utførlig under utviklingen.

### S6: Støynivå under drift

Komponenter i et hydraulisk system kan skape støy. Aludyne har allerede støytiltak i produksjonen, i form av engangsørepropper og hørselvern for ansatte. Vi ser ikke

på det som nødvendig å implementere tiltak mot støy i tillegg til de som allerede finnes på fabrikken.

### **S7: Utstøteplaten ramler ned**

Utsøtemekanismen må holdes opp av hydraulikken. Hvis motkraft ikke virker på den, vil utstøteplaten falle ned. Dersom platen faller ned mens personell inspiserer eller jobber under platen, er menneskeliv i fare. Derfor er det ekstremt viktig å implementere tiltak slik at systemet tar høyde for denne situasjonen. En holdefunksjon må derfor implementeres i kretsen, og et tilstrekkelig stort holdetrykk  $P_{hold}$  må settes av til denne. I det at systemet også vil ha fortrykk, se 14.1.1, vil holdetrykket ha spesielle interaksjoner med kretsen i forskjellige stadier av syklusen. Vi diskuterer:

- Holdetrykket i 14.1.2.
- Hvordan holdetrykket påvirker driftstrykket i 14.1.2.
- Hvordan holdetrykket påvirker fortrykket som er mulig i 14.1.2.

### **S8: Brann og eksplosjon**

Bedriften jobber med aluminiumssmelte, noe som kan resultere i brann/eksplosjon. For økt brannsikkerhet bruker Aludyne et vannglykol, og vi fortsetter med å bruke denne væsken. For å unngå at væske kommer i direkte kontakt med smelten, må det også stilles strenge krav mot lekkasjer. Det nye hydraulikksystemet til Aludyne har ikke vist tegn til feil eller lekkasje siden installasjon for to år siden. Vi forutsetter at installatør har ekspertisen til å gjennomføre brannsikker montering ved implementering av konseptet.

# 14. Detaljering av ledende konsept



Figur 14.1: MZB volumstrømsdeler.

## 14.1 Hydraulikk

Konseptet tar utgangspunkt i Jahns Hydrauliks flerkammerdeler; MZB (se figur 14.1). Grunnleggende beskrivelse av konseptet kan leses i del III.

### 14.1.1 Logikk

#### Funksjoner

For å kunne benytte oss av en flerkammerdeler kom vi frem til at kretsen må ha en rekke funksjoner. Dette kom vi frem til ved hjelp av korrespondanse med en hydraulikk ekspert vi ble henvist til av K. Thevik fra NTNU: Hans Martin (møtereferat finnes i vedlegg 22). Funksjonene er nødvendige siden trykklinjene mellom flerkammerdeleren og arbeidsstemplene fungerer som et separat system. Funksjonene er som nevnt her:

1. Mulighet til å skifte hydraulikkvæske mellom flerkammerdeler og arbeidsstempler. Dette er nødvendig for å unngå at væsken blir for varm (9.2 og 7.1), og for å ha mulighet til å rense væsken (5.2.6.1 i ISO-4413).
2. Fortrykk mellom flerkammerdeler og arbeidsstempler. Dette er nødvendig for å komprimere eventuelle luftbobler som kan oppstå mellom flerkammerdeleren

og arbeidsstemplene. Vi oppnår også en høyere *bulk modulus* (12.1.3). Dette vil øke nøyaktigheten til systemet.

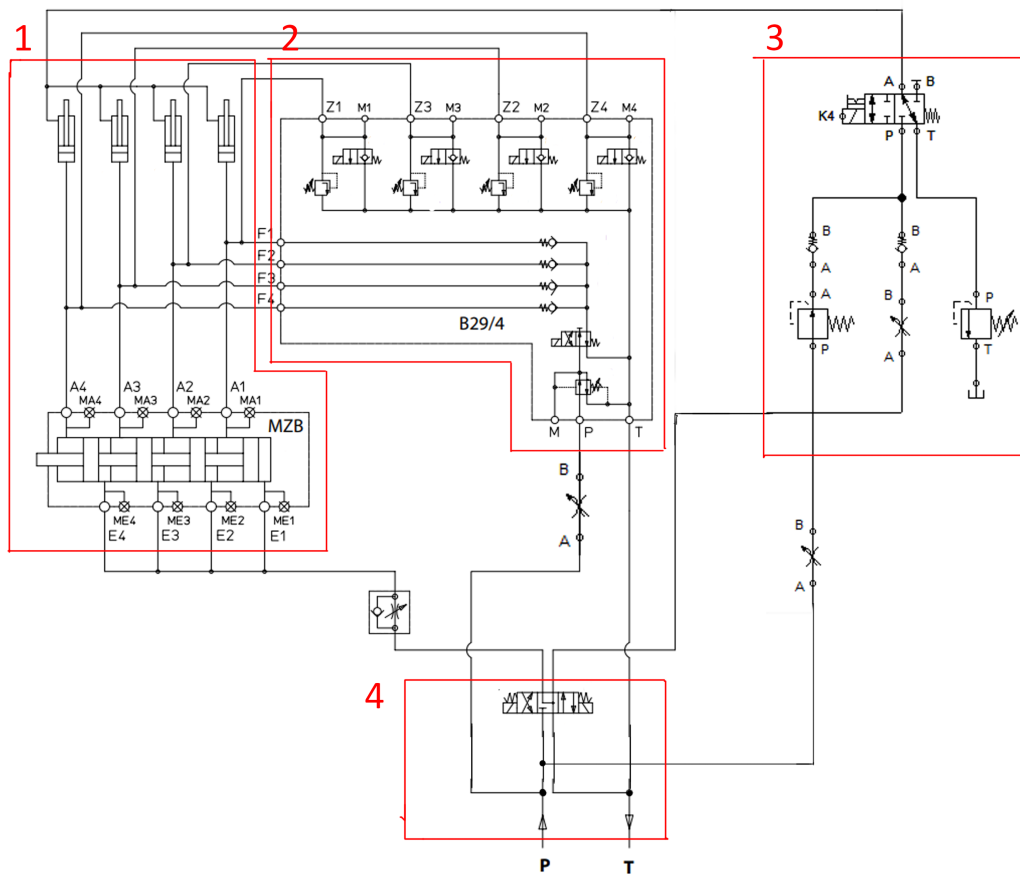
3. Mulighet til å skifte ut hydraulikkvæske på stangside av arbeidsstempler. Dette har tilsvarende begrunnelse som punkt #1.
4. Fortrykk og holdekrets på stang side av arbeidsstempler. Dette er nødvendig for å unngå at utstøteplaten faller ned (S7-A1).

Dette løser vi ved hjelp av:

1. B29 ventilblokk.
2. B29 ventilblokk.
3. Ventil plassert rett bak arbeidsstempler med vei direkte til tank.
4. Enveis krets som mater trykk på svak side av arbeidsstempel.

### **Krets**

Vi har utviklet en krets som oppfyller funksjonene nevnt tidligere i kapittelet. Den fullstendige kretsen kan ses i figur 14.2 og figur 14.3.



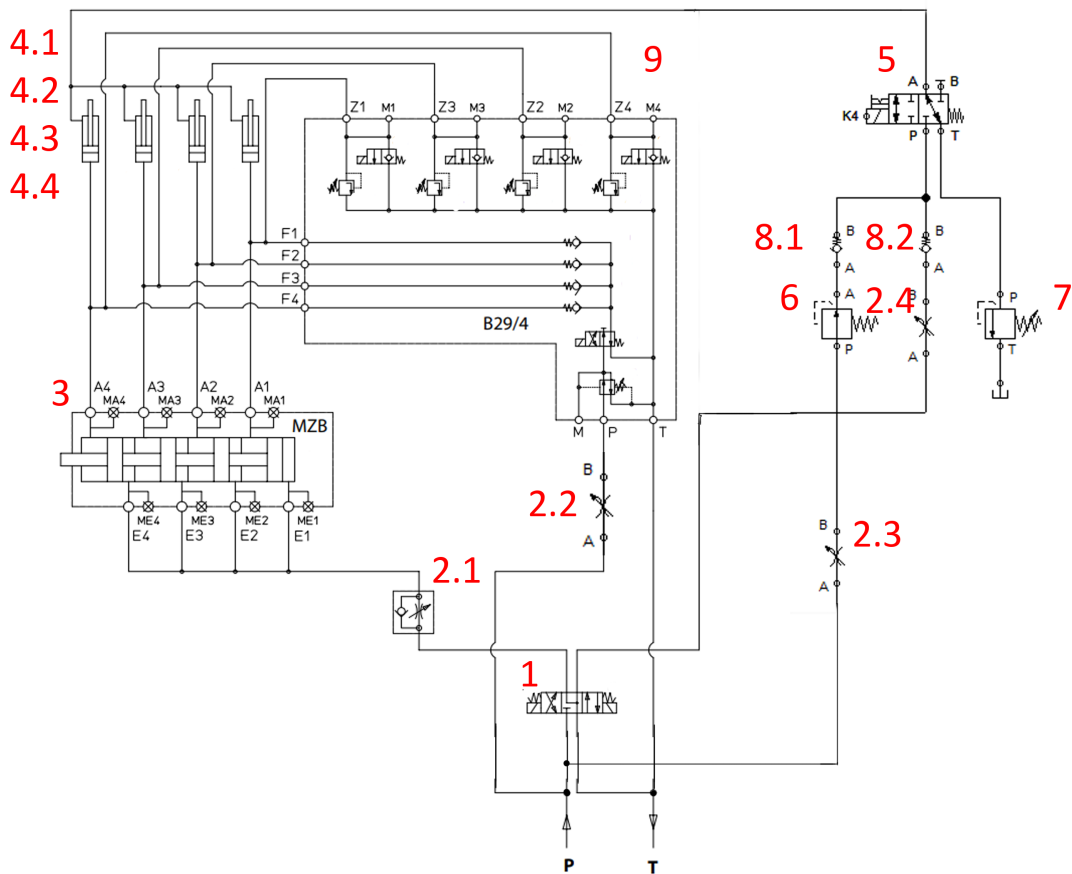
Figur 14.2: Full krets med våre endringer og markerte områder.

**Område 1** i figur 14.2 viser arbeidstemplene og volumstrømsdeleren. Dette området står for selve utstøtingen. Trykklinjene i dette området er et separat system.

**Område 2** i figur 14.2 viser B29 ventilblokk. Denne komponenten står for fortrykk samt spyling av det separate systemet i område 1. I ventilblokken har vi også en sikkerhetsventil som slipper ut væske dersom trykket er høyere enn det arbeidstemplene og flerkammerdeleren tåler.

**Område 3** i figur 14.2 viser kretsen vi har utviklet for å skifte ut hydraulikkvæske på svak side av arbeidstemplene. Merk at 4/2 ventilen (del 5) er nødt til å være koblet så nærme arbeidstemplene som mulig for å skifte ut væsken. Kretsen sørger også for at utstøteplaten ikke ramler ned.

**Område 4** i figur 14.2 viser en proporsjonal 4/3 ventil. Denne komponenten styrer utstøtingen til mekanismen.



Figur 14.3: Full krets med våre endringer og B29/4 ventilblokk samt MZB-4 flerkammerdeler. Komponenter er nummerert.

Komponent	Nummerering på figur 14.3	Antall
Arbeidsstempel	4	4
Flerkammerdeler	3	1
B29 ventilblokk	9	1
4/3 styreventil ventil	1	1
Tilbakeslagsventil	8	2
Trykkreduksjonsventil	6	1
Trykkavlastningsventil	7	1
Volumstrømsregulerende ventil	2	4

Tabell 14.1: Komponentliste til figur 14.3.

## Ventilinnstillinger

For at systemet skal fungere korrekt, er vi nødt til å ha forskjellig trykk i forskjellige trykklinjer. Vi benytter oss av trykkreduksjonsventiler og trykkavlastningsventiler.

1. **Trykkinnstilling på trykkavlastningsventil som går direkte til tank (del 7, figur 14.3):** Trykket må gjøre opp for tyngden til mekanismen samt trykkfallet som oppstår mellom arbeidsstempelet og trykkavlastningsventilen. Sikkerhetsfaktor er nødvendig.
2. **Trykkinnstilling på trykkavlastningsventil i B29 ventilblokk (del 9, figur 14.3):** Trykket skal stilles under den maksimale kapasiteten til flerkammerdeleren, og under den maksimale kapasiteten til arbeidsstemplene + 20 [bar] (Jahns-Regulatoren 2020, s.20).
3. **Trykkinnstilling på trykkreduksjonsventil i B29 ventilblokk (del 9, figur 14.3):** Trykket skal være nok til å komprimere luftbobler som kan oppstå mellom flerkammerdeler og arbeidsstempler. Desto høyere trykk denne er innstilt på, desto bedre er nøyaktigheten til systemet grunnet kompresjon av væsken.
4. **Trykkinnstilling på trykkreduksjonsventil på holdekrets (del 6, figur 14.3):** Trykket må gjøre opp for trykket i punkt #1, trykket i punkt #3, arbeidet som er nødvendig for å løfte mekanismen, og trykkstøt som kan oppstå når spyling initieres.

For at systemet skal fungere optimalt trenger vi også forskjellig volumstrøm i de forskjellige trykklinjene. Vi benytter oss av volumstrømsreducerende ventiler.

1. **Volumstrømsinnstilling på ventil plassert før flerkammerdeler (del 2.1, figur 14.3):** Denne ventilen stilles inn for å regulere hastigheten på utstøtingen.
2. **Volumstrømsinnstilling på ventil plassert før B29 ventilblokk (del 2.2, figur 14.3):** Stilles slik at volumstrøm under spyling ikke er for høy. Dette er for å minimere eventuelle trykkstøt holdekretsen må absorbere.
3. **Volumstrømsinnstilling på ventil plassert før reduksjonsventil på holdekrets (del 2.3, figur 14.3):** Stilles inn for å regulere hastigheten på

tilbaketrekning av arbeidsstempler.

4. **Volumstrømsinnstilling på ventil plassert før retningsventil på holderkrets (del 2.4, figur 14.3):** Denne trykklinjen brukes kun for å kalibrere flerkammerdeleren og arbeidsstemplene, krever ikke høy volumstrøm, og stilles deretter.

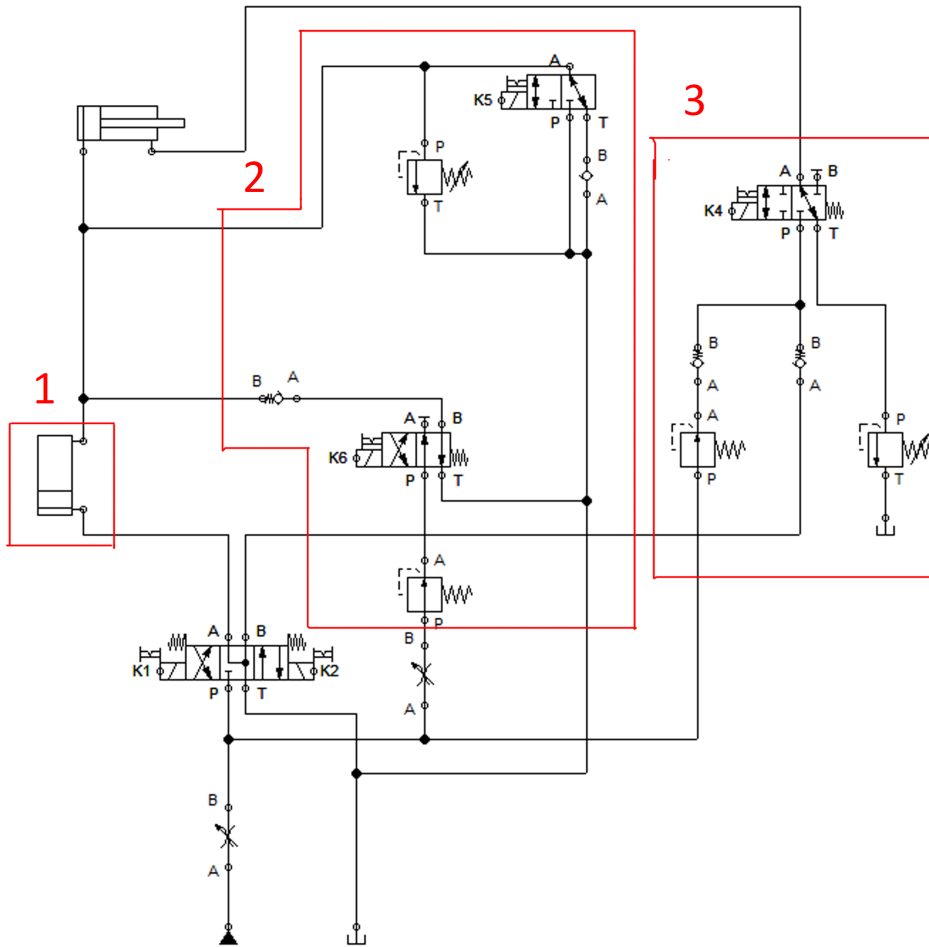
## Syklus

En syklus deler vi opp i fire faser:

1. **Utstøting:** Selve utstøtingen og utskift av hydraulikkvæske på svak side av arbeidsstempel.
2. **Spyling:** Tilbaketrekkingen av arbeidsstempel og utskifting av hydraulikkvæske mellom flerkammerdeler og arbeidsstempel.
3. **Kalibrering:** Kompresjon av luftbobler, kalibrering av stempler.
4. **Reset:** Klargjøring til ny syklus.

En forenklet representasjon av kretsen kan ses i figur 14.4. Vi introduserer denne figuren for å vise en simulering av syklusen. Kretsen og testing av kretsens funksjoner er gjort i programvaren FluidSim 4. Merk at kretsen kun er laget for ett arbeidsstempel, men logikken og selve kretsen vil ikke endre seg ved høyere antall stempler.





Figur 14.4: Forenklet representasjon av krets i FluidSim 4.

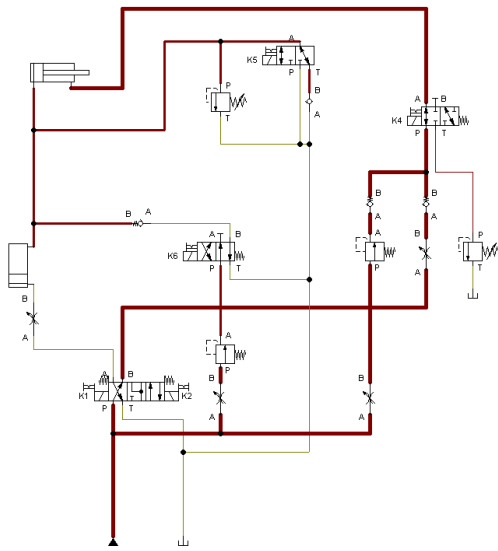
*(Nummereringen på figur 14.4 har ikke sammenheng med nummerering tidligere i kapittelet.)*

**Område 1** i figur 14.4 er en representasjon av flerkammerdeleren.

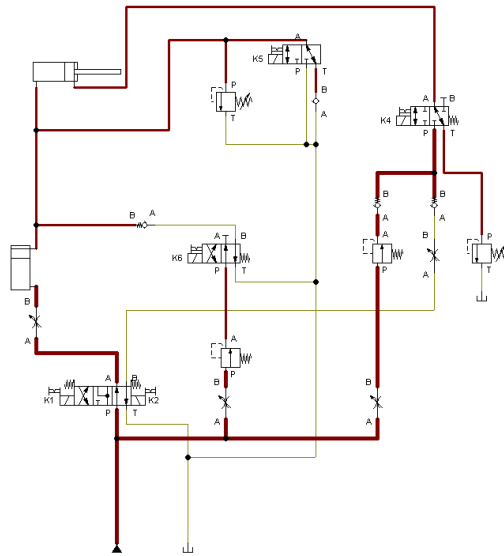
**Område 2** i figur 14.4 er en representasjon av B29 ventilblokk.

**Område 3** i figur 14.4 er tilsvarende område 3 på figur 14.2.

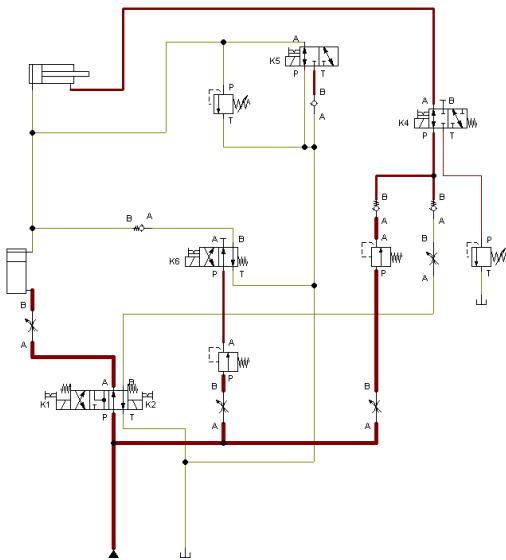
Bildeserie av syklusen kan ses fra figur 14.5a til figur 14.7b.



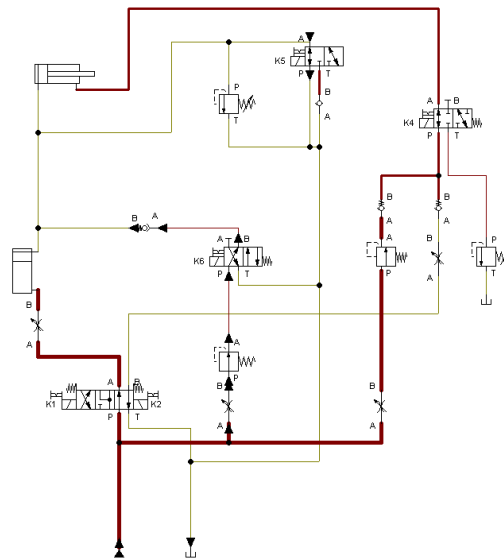
(a) Systemet er klar for syklus.



(b) Utstøting.

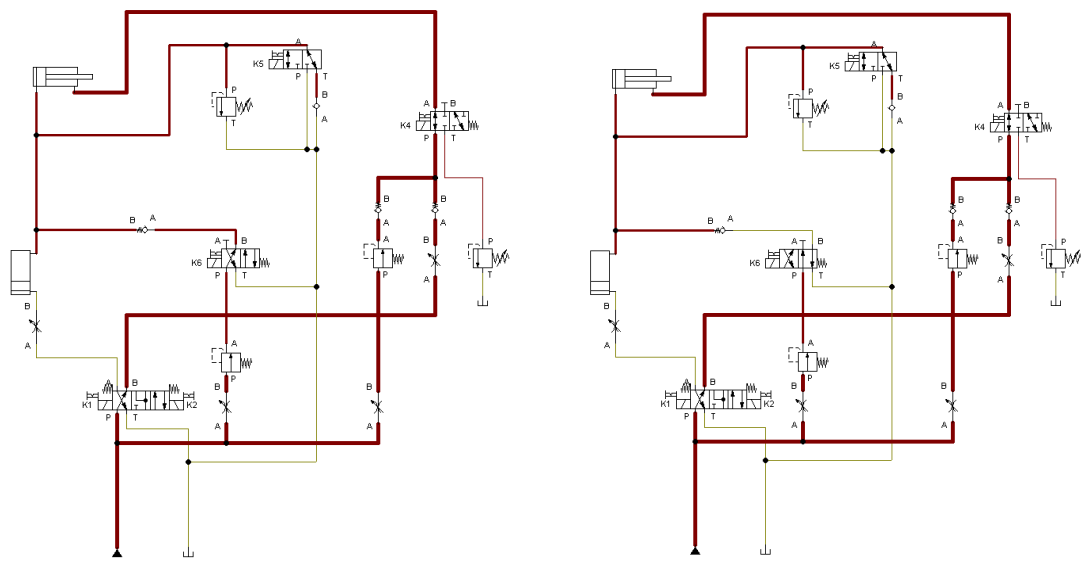


(a) Tilbaketrekking av arbeidsstempler.



(b) Spyling av systemet.

Figur 14.6

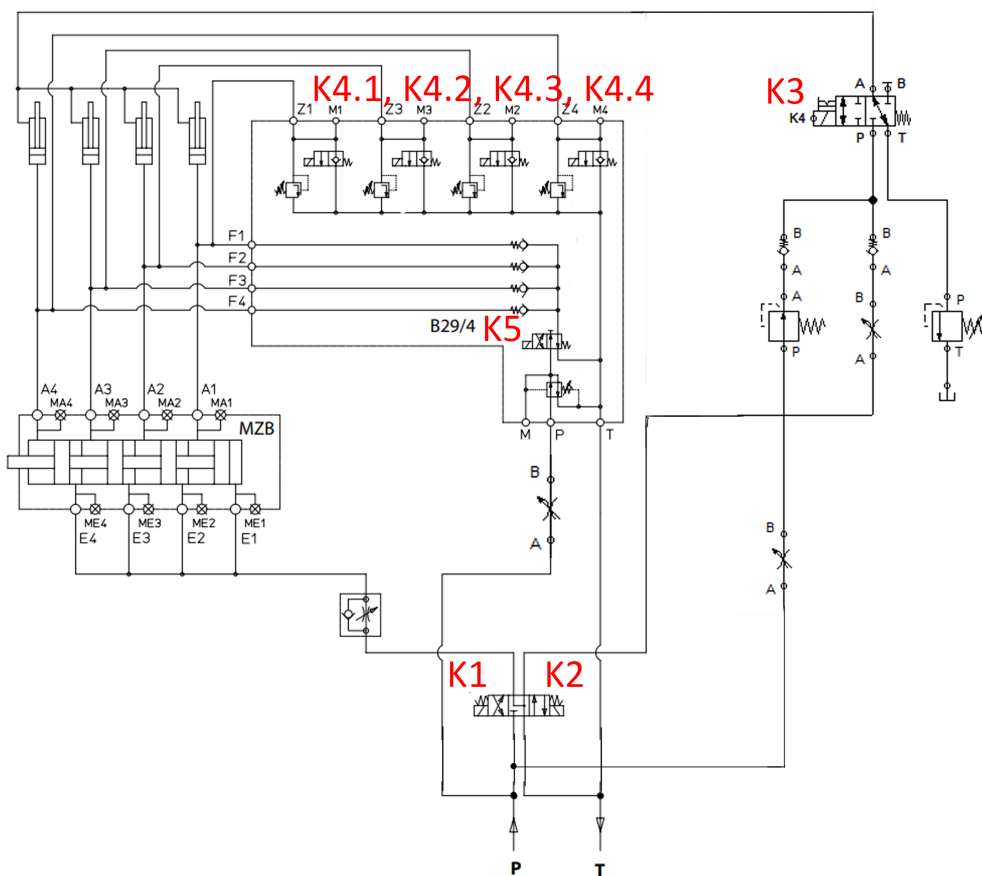


(a) Fortrykk og kalibrering.

(b) Systemet er klar for ny syklus.

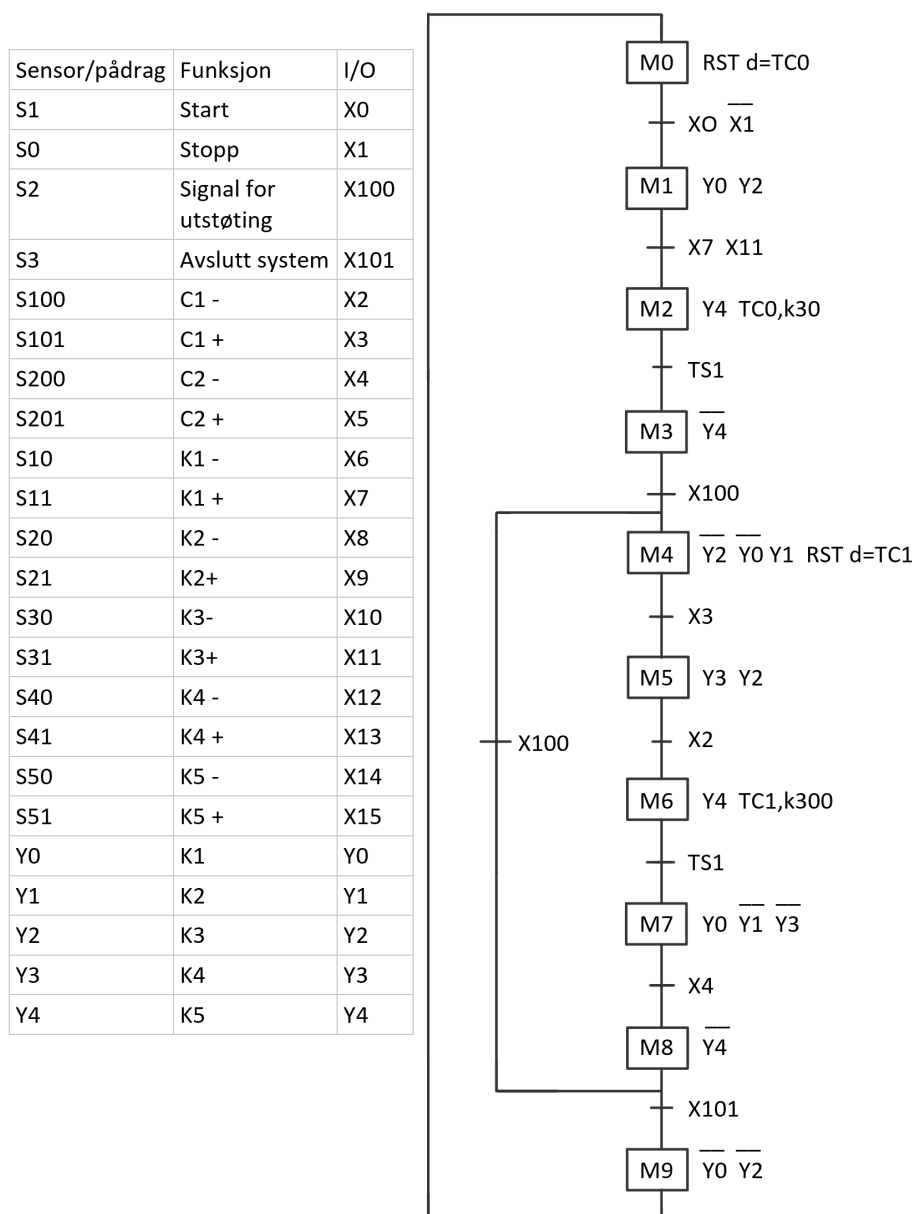
Figur 14.7

### Styring av krets



Figur 14.8: Full krets med solenoidnavn.

Kretsen styres ved hjelp av solenoid ventiler, disse kan ses i figur 14.8. Sekvensdiagrammet 14.9 viser de forskjellige stegene. M0 til M3 er oppstartsfasen til systemet, og må gjennomføres før det kan gjøres utstøting. Stegene M4 til M8 er sekvensen som kjøres for hver utstøting. I M4 og M5 kjøres arbeidsstemplene ut og inn. I M5 til M8 spyles og recalibreres systemet. Vi spyles kretsen mellom volumstrømdeleren og arbeidsstemplene for å holde temperaturen på hydraulikkvæsken lav i henhold til kravspesifikasjonene. Denne sekvensen vil gå i sløyfe så lenge PLSen sender signal om utstøting. Når systemet skal settes i dvale, initieres M9.



Figur 14.9: Sekvensdiagram for hydrosynkron hydraulikk krets.

Oppstart	Steg	Forutsetting
M1	$K1, K3$	Start
M2	$K5, timer3s$	K1+ K3+
M3	$\overline{K5}$	timer ferdig
Utstøting	Steg	Forutsetting
M4	$\overline{Y2}, \overline{Y0}, Y1$	Utsøtesignal
M5	$K3, K4$	C1+
M6	$K5, timer30s$	C1-
M7	$K1, \overline{K2}, \overline{K4}$	Timer ferdig
M8	$\overline{K5}$	C2-
Dvale	Steg	Forutsetning
M9	$\overline{K1}, \overline{K3}$	Dvalesignal

Tabell 14.2: Forenklet tabellarisk framstilling av sekvensdiagram.

## 14.1.2 Dimensjonering av hydrauliske komponenter

### Volumstrøm

Konseptet benytter seg av samme pumpe som dagens hydraulikk. Denne gir en tilsvarende rekkevidde for volumstrømmen  $Q_{drift}$  på 20-80  $\frac{l}{min}$  avhenging av innstilling. Alle hydrauliske komponenter dimensjoneres etter 80  $\frac{l}{min}$

### Holdetrykk

Som diskutert i sikkerhetsanalysen, må det hydrauliske systemet sørge for at utstøtemekanismens vekt holdes oppe. For dimensjoneringens skyld vil dette i praksis si at en viss mengde trykk må settes av til holdetrykk,  $P_{hold}$ . Dette er trykket som kreves på stangside av stempelet for å holde oppe utstøtemekanismen. Om vi bruker en sikkerhetsfaktor på 1,5 er trykket nødvendig for å holde platen oppe 5,7 [bar], i tillegg til dette må det gjøre opp for trykket på stempelside når systemet spyles. For utregning se vedlegg 22.29. Holdetrykket vil:

- Virke begrensende for fortrykket  $P_{for}$  under kalibrering, se 14.1.2.
- Virke definerende for det tilførte trykket  $P_{tilført}$  under utstøting, se 14.1.2.

## Tilført trykk

Vi må sikre nok tilført trykk for å oppnå kravspesifikasjonen om totalkraft og overvinne holdetrykket på stangside. Vi dimensjonerer med en en nyttelastsfaktor  $\gamma_{nytt} = 1,6$ :

$$P_{tilført} = P_{last} \cdot \gamma_{nytt} + P_{hold}$$

$$P_{tilført} = 80 \cdot 1,6 + 5,7 = 133,7 \text{ bar}$$

Vi runder dette opp til 135 [bar] og setter det som maksimalt driftstrykk på stempelside av flerkammerdeleren  $P_{tilført, maks}$ .

## Innstilling på sikkerhetsventiler, mulig fortrykk

Her skal vi bestemme fortrykket  $P_{for}$ . Mulig fortrykk er begrenset av innstillingen til trykkreduksjonsventilen i trykklinjen på stangside av sylindren, se område 3 i figur 14.4. Vi må sørge for at fortrykket ikke overvinner holdetrykket til utstøteplaten. Grunnet forskjellig areal på stangside og stempelside må det oppstå et høyere trykk på stangside for å oppnå likevekt. Det viser seg at forholdet for Ø125mm sylindere med Ø90mm stang er  $k = \frac{A}{a} \approx 2,076$ . Vi setter en sikkerhetsfaktor på 1,5 for trykket tilgjengelig for å holde opp platen. Da er mulig trykk som funksjon av innstillingen av sikkerhets ventilen gitt ved:

$$P_{for, mulig} = \frac{P_{innstilling}}{k} - 1,5 \cdot P_{hold} \quad (14.1)$$

Dette gir oss mulige verdier for fortrykket ved innstillinger av sikkerhetsventillen:

[bar]	[bar]
Trykkreduksjon innstilling	Mulig fortrykk
150	66,55
145	64,14
140	61,73
135	59,32
130	56,91
125	54,51
120	52,10
115	49,69
110	47,28
105	44,87
100	42,47

Figur 14.10: Mulige verdier til fortrykket ved forskjellige innstillinger av sikkerhetsventilen. Komplette utregningen finnes i vedlegg 22.29

Det er ønskelig å ha så høyt fortrykk som mulig. Vi setter verdiene til fortrykket og sikkerhetsventilen til:

- $P_{for} = 65bar$
- $P_{innstilling} = 150bar$

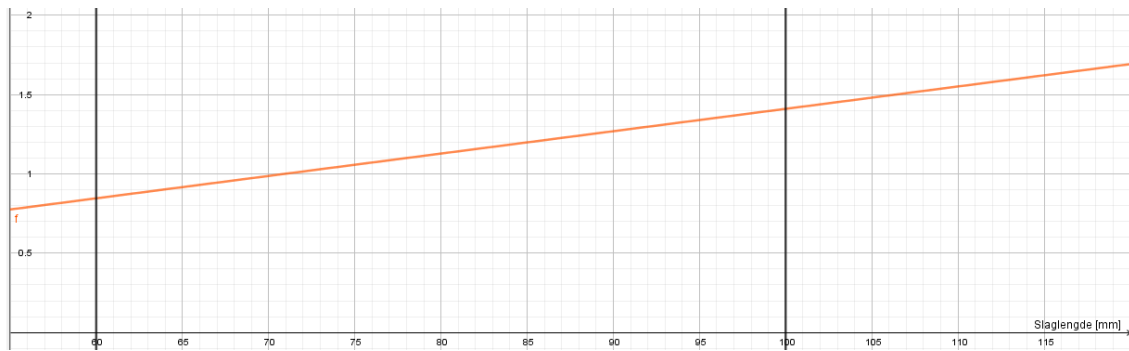
### Arbeidsstempler og flerkammerdeler

I del III kom vi frem til at den eneste passende størrelsen på arbeidsstemplene er stempler med en diameter på 125 [mm]. I produktkravspesifikasjonene står det at vi skal ha en minimum slaglengde på 60 [mm]. Aludyne ønsker derimot en slaglengde over dette.

Flerkammerdeleren er nødt til å ha et kammervolum større enn volumet til arbeids-sylindere. Fra MZB datablad (Jahns-Regulatoren 2020, s.4) kan vi lese:

*“...the volume of oil per chamber is based on the volume of oil required by the operating cylinders. The specification is that the volume of oil in the multi-chamber volumetric divider is 10 to 15% higher than this...”*

Dette er for å garantere at arbeidsstemplene kan bevege seg i sin fulle slaglengde, grunnet kompresjon av hydraulikkvæske i trykkforsterkede trykklinjer. I figur 14.11 kan vi se hvor stort minste kammervolum på flerkammerdeleren er nødt til å være.



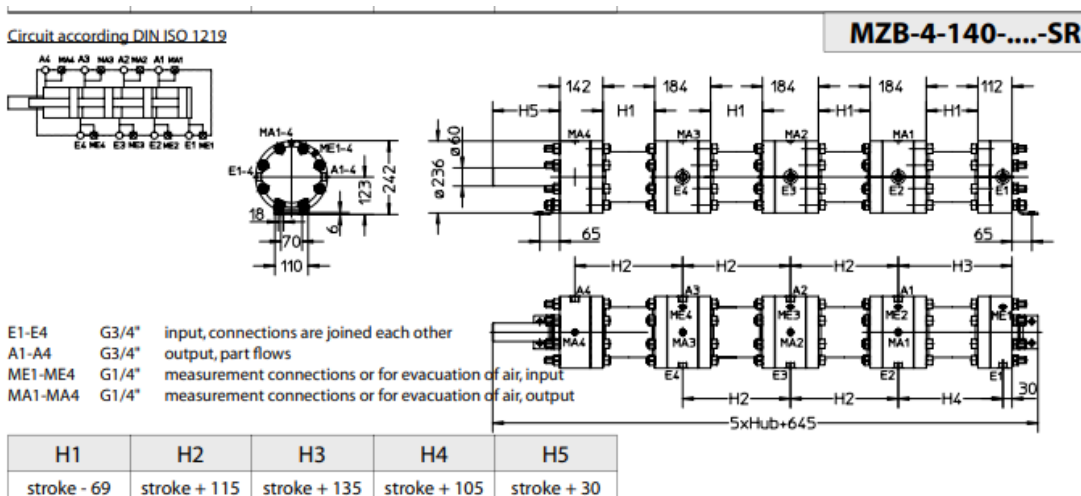
Figur 14.11: Minste nødvendige volum (liter) i flerkammerdeler i forhold til slaglengde på arbeidsstempel.

Vi har sett på to mulige størrelser av MZB flerkammerdelere; MZB-4-080 og MZB-4-140. Begge disse tilfredsstillt kravet om kammervolum, fra 60 til 113 [mm] (maksimum i forhold til utforming av støpemaskinen (8.2)) slaglengde på arbeidsstempler.

MZB		050	080	140	180	220	280
Stroke min	mm	100	130	150	200	250	300
Stroke max	mm	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Chamber volume min*	cm <sup>3</sup>	158,3	489,6	2.070,4	4.523,8	8.246,5	16.563,9
Chamber volume max*	cm <sup>3</sup>	1.900,0	4.523,9	16.564,0	27.143,3	39.584,0	66.255,6
Piston Ø	mm	50	80	140	180	220	280
Piston rod Ø	mm	22	40	45	60	80	90
Area	cm <sup>2</sup>	15,83	37,69	138,03	226,19	329,86	552,13
Oil flow max	l/min	30	60	90	150	220	300
*per chamber		max. operating pressure 250 bar, higher pressure on request					

Drawing for 2-12 fold MZB on request, also DXF or Step.

Figur 14.12: MZB-4-080 (markert med grått) (Jahns-Regulatoren 2020, s.8).



Figur 14.13: Lengde på flerkammerdeler (merk at dette er for MZB-4-140, men økningen er tilsvarende for MZB-4-080) (Jahns-Regulatoren 2020, s.11).



I figur 14.12 ser vi data om MZB-4-080. Vi kan oppnå nødvendig kammervolum ved å øke slaglengden på kammerdeleren. Dette gjør det mulig å presist oppnå en 15% økning fra volumet i arbeidsstemplene fra arbeidstempelslaglengde på 60 til 113 [mm]. Dette medfører også at flerkammerdeleren blir betraktelig lenger (se figur 14.13). Vi får ikke plass til en flerkammerdeler av denne størrelsen på den blå platen, som betyr at den er nødt til å plasseres et annet sted, utenfor arbeidsrommet vårt. (Merk at MZB-4-080 har en maksimal volumstrømskapasitet på 60 [l/min], som er lavere enn det hydraulikksystemet supplerer. Bruk av denne deleren krever derfor innstilling av volumstrømsregulerende ventil.)

<b>MZB</b>		<b>050</b>	<b>080</b>	<b>140</b>	<b>180</b>	<b>220</b>	<b>280</b>
Stroke min	mm	100	130	150	200	250	300
Stroke max	mm	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Chamber volume min*	cm <sup>3</sup>	158,3	489,6	2.070,4	4.523,8	8.246,5	16.563,9
Chamber volume max*	cm <sup>3</sup>	1.900,0	4.523,9	16.564,0	27.143,3	39.584,0	66.255,6
Piston Ø	mm	50	80	140	180	220	280
Piston rod Ø	mm	22	40	45	60	80	90
Area	cm <sup>2</sup>	15,83	37,69	138,03	226,19	329,86	552,13
Oil flow max	l/min	30	60	90	150	220	300
*per chamber		max. operating pressure 250 bar, higher pressure on request					

Drawing for 2-12 fold MZB on request, also DXF or Step.

Figur 14.14: MZB-4-140 (markert med grått) (Jahns-Regulatoren 2020, s.10).

I figur 14.14 ser vi data om MZB-4-140. Ved minimums slaglengde av kammerdeleren oppnår vi et kammervolum på 2,07 liter. Dette volumet er tilsvarende en 180% økning av volumet ved 60 [mm] arbeidstempelslaglengde.

En volumøkning over kravet om 15% vil ha en direkte påvirkning på avviket til systemet grunnet kompresjon av væsken. Gitt at vi klarer å plassere MZB-4-080 nærme nok til at volumet i trykkledningene er mindre enn differansen mellom kammervolumet til MZB-4-080 og MZB-4-140, vil MZB-4-080 være mest nøyaktig. Dette vises med likningen under.

$$V_{140} - V_{080} \geq l_{R\delta r} \pi \left( \frac{d_{R\delta r}}{2} \right)^2 \quad (14.2)$$

Eventuell plassering av MZB-4-080 tenkes som videre arbeid. For oppgavens skyld velger vi MZB-4-140.

Arbeidsstemplene vil ha en variabel mulig slaglengde fra 60 til 113 [mm] med både MZB-4-080 og MZB-4-140, alt ettersom hva Aludyne ønsker. Vi fortsetter med et eksempel slaglengde på 80mm. Resterende spesifikasjoner av arbeidsstempel kan ses i figur 14.15.

Model Number: 1 2 5 J J H M I X R P F 2 1 M C 1 1 0 0 X X P A Model No

Select Attributes

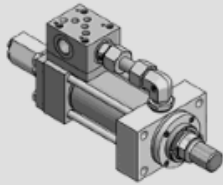
Part Number MIX-200524120029834

Bore 125 mm

C - Cushion Head

Mounting Style JJ - Head Rectangular (ISO Style ME5)

Image of chosen mounting style



Series HMIX

Port R - ISO 1179-1(BSPP) - G1

Piston PF - Low Friction - optional

Head End - Rod No 2- 90 mm

Head End - Piston Rod End 1 - Male thread (4 flats)

Head End - Rod Thread M - M64x3

C - Cushion Cap

Stroke 0.0

Fluid medium C - Group 2 Water Glycol HFC

Ports Position Head 1

Ports Position Cap 1

Air Bleeds Head None

Air Bleeds Cap None

Manifold None

Manifold Position None

Transducer P - Magnetostrictive

Output Signal A - 0-10 Volt

Figur 14.15: Spesifikasjoner på arbeidsstempel (skjermdump fra konfigurasjonsside av stempel: Parker (2020b)).

**Diameter av stempelråd** er valgt til 90 [mm] for å øke maksimalt driftstrykk til 210 [bar]. Dette er også største størrelse som får plass i guiderammehullene (Parker 2020c).

**Stempelfriksjon** er valgt som lav (fremfor “ultra lav”) for å minimere mikrolekkasje

i systemet.

**Innfestning** er valgt som “JJ - Head Rectangular” for hensiktsmessig montering av stempel til blå plate.

“**Air bleeds**” er valgt vekk, ettersom MZB flerkammerdeler har slike.

**Posisjonsmåler** er valgt, se 14.4.

## Styrentil

Styrentilen er en 4/3 ventil. I det systemet starter utstøtingen kan det oppstå trykkstøt i væsken fra trykklinjen ved stempel av volumstrømdeleren. Lasten væsken møter er tilsvarende den på stangside av arbeidsylindrene  $P_{støt} = P_{for} \cdot k + P_{hold}$ . I verste fall kan den ha en verdi på 150 bar. Dette problemet kan løses ved å bruke en proporsjonalventil som styrentil. Proporsjonale ventiler gir mulighet for en myk oppstart. Det stilles ikke strenge krav for ventilens nøyaktighet og dynamiske egenskaper. En eksempelkomponent kan være D3FP ventillen til Parker. Figur 14.16 viser en eksempelkonfigurasjon for styrentilen. Konfigurasjonen er valgt utifra katalog Parker 2020a.

DELENUMMER:	D3FPE02YC9HB00
NOMINELL STØRRELSE:	NG10 / CETOP 05
SPOLEKODE:	E02Y
DEFINERT SPOLEPOSISJON VED STRØM AV:	Center position
FLOWHASTIGHET (LPM):	100
MATERIALE – PAKNINGER:	for HFC fluids
ELEKTRISK KOBLING:	±10 V
TILKOBLINGSTYPE:	6 + PE
SENSORTYPE:	omit

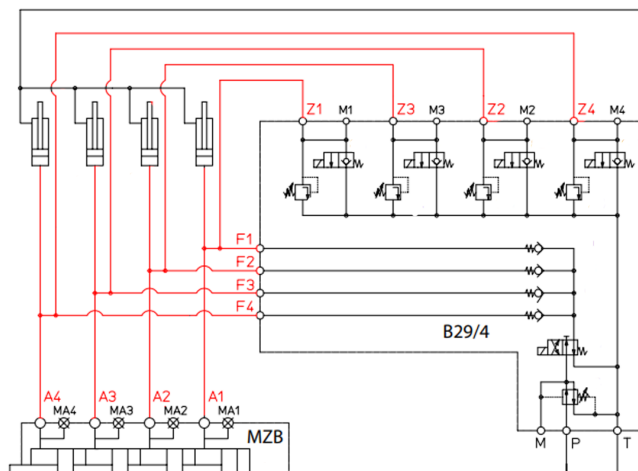
Figur 14.16: Eksempelkonfigurasjon for styrentilen D3FP.

## 14.2 Andre nødvendige spesifikasjoner

### Rør

Flerkammerdeleren opererer som en kraftforsterker om kun noen av arbeidsstempene blir påvirket av krefter. Dette betyr at trykket i de respektive ledningene øker.

Dette kan føre til utvidelse av trykkledningene. Figur 14.17 viser hvilket område det er snakk om.



Figur 14.17: Utsnitt av figur 14.3: Kritiske trykklinjer (vises i rødt).

En utvidelse av trykkledningene vil endre posisjonen på arbeidsstemplene og påvirke nøyaktigheten til systemet. Vi har derfor kommet frem til at trykklinjene i rødt som vist i figur 14.17 er nødt til å være satt sammen av ledninger som utvider seg minimalt. Stålrør er et naturlig valg. Dimensjoneringen av stålrør overlater vi til videre arbeid.

## Filtreringsevne

Her velger vi filtreringsevnet til systemet. Vi tar utgangspunkt i NS-2084 2005 ved dimensjoneringen. Framgangsmåten er å gå gjennom tabell 1-7 i standarden og beregne et vektall. Filtreringsevne velges etter ISO 16889 på bakgrunn av vektallet.

**Tabell 1 – Trykkforløp**  
*Table 1 – Pressure application*

Arbeidstrykk (bar) Operating pressure	Konstant trykk Constant pressure	Moderate trykkvariasjoner Moderate pressure variations	Store trykkvariasjoner Wide pressure variations	Ekstreme trykkvariasjoner Extreme pressure variations
0 – 63	1	2	3	4
>63 – 160	2	3	4	5
>160 – 250	3	4	5	6
>250 – 400	4	5	6	7
> 400	5	6	7	8

**Tabell 2 – Komponentens følsomhet mot forurensning**  
*Table 2 – Sensitivity of component to ingress*

Følsomhet Sensitivity	Eksempler Examples	Vekttall Weighting
Svært høy Very high	Høy ytelse servoverter Heavy-duty servo valves	8
Høy High	Servoverter og proporsjonalventiler med høy respons High-response servo and proportional valves	6
Over middels Above average	Aksialstempelpumper og –motorer, proporsjonalventiler, volumstrømsregulatorer og trykkreduksjonsventiler Axial piston pumps and motors, proportional valves, volume flow regulators and pressure-reduction valves.	5
Middels Average	Vingepumper og –motorer, radial stempelmotorer og retningsventiler Vane pumps and motors, radial piston motors and spool valves	3
Under middels Below average	Tannhjulspumper og –motorer, håndbetjente ventiler Gear pumps and motors, manual valves	2
Lav Minimum	Langsomtløpende vingemotorer Low speed vane motors	1

Figur 14.18: Tabeller 1 og 2 fra NS-2084 2005, s.3.

**Tabell 3 – Systemets totale driftstid**  
*Table 3 – Total operating time of system*

Timer Hours	Vekttall Weighting
1000-5000	1
5000-10000	2
10000-20000	3
20000-40000	4
>40000	5

Figur 14.19: Tabell 3 fra NS-2084 2005, s.4.

**Tabell 4 – Komponentenes utskiftningskostnader**  
*Table 4 – Cost of component replacements*

Utskiftningskostnader <i>Replacement costs</i>	Eksempler <i>Examples</i>	Vekttall <i>Weigh- ting</i>
Svært høye <i>Very high</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Store stempelpumper og –motorer,</li> <li>- <i>large piston pumps and motors,</i></li> <li>- store langsomtgående høymomentmotorer,</li> <li>- <i>large slow-running high-momentum motors,</i></li> <li>- hvor store transportkostnader kan påløpe,</li> <li>- <i>where high transport costs may be incurred,</i></li> <li>- og/eller svært vanskelig tilgjengelige komponenter.</li> <li>- <i>and/or where components are very difficult of ac- cess for maintenance.</i></li> </ul>	3
Høye <i>High</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Store sylindre,</li> <li>- <i>large cylinders,</i></li> <li>- servventiler,</li> <li>- <i>servo valves,</i></li> <li>- stempelpumper og –motorer,</li> <li>- <i>piston pumps and motors,</i></li> <li>- hvor transportkostnader kan påløpe,</li> <li>- <i>where transport costs may be incurred,</i></li> <li>- og/eller hvor komponenten er vanskelig tilgjengelig for vedlikehold</li> <li>- <i>and/or where components are difficult to access for maintenance</i></li> </ul>	2
Middels <i>Average</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Store ventiler,</li> <li>- <i>large valves,</i></li> <li>- rørmonterte ventiler</li> <li>- <i>pipe-installed valves</i></li> </ul>	1
Lave <i>Low</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Platemonterte ventiler,</li> <li>- <i>manifold valves</i></li> <li>- enkle pumper og motorer med enkel adkomst</li> <li>- <i>simple pumps and motors, easy of access.</i></li> </ul>	0

Figur 14.20: Tabell 4 fra NS-2084 2005, s.4.

**Tabell 5 – Kostnader ved driftsstans**  
**Table 5 – Cost of operational breakdowns**

Kostnader ved driftsstans <i>Economic liabilities (operational)</i>	Eksempler <i>Examples</i>	Vekttall <i>Weighting</i>
Svært høy <i>Very high</i>	Kontinuerlig drift i stål- og aluminiumsverk, papirmaskiner, offshoresystemer <i>Continuously operating steel and aluminium works, paper mills, offshore systems.</i>	6
Høy <i>High</i>	Kontinuerlig drift, skipssystem <i>High volume production plant, ship installations</i>	4
Gjennomsnittlig <i>Average</i>	Mobilhydraulikk <i>Mobile installations</i>	2
Lav <i>Low</i>	Utstyr som ikke er kritisk for driften <i>Equipment not critical to production</i>	1

**Tabell 6 – Krav til sikkerhet**  
**Table 6 – Safety requirements**

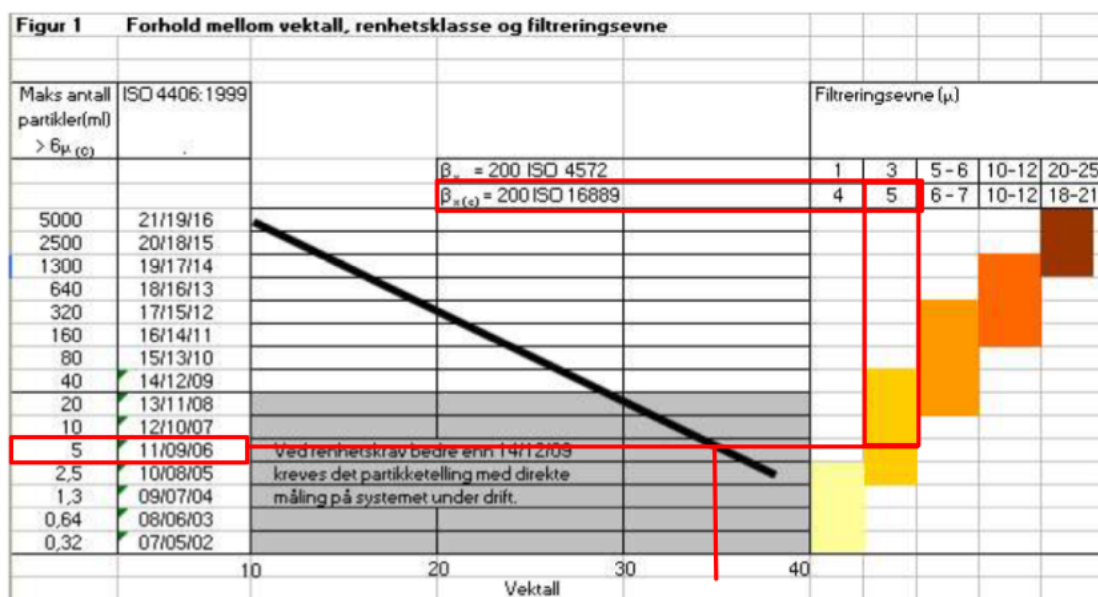
Sikkerhet <i>Safety aspects</i>	Eksempler <i>Examples</i>	Vekttall <i>Weighting</i>
Høy <i>High</i>	Utstyr hvor svikt kan føre til skade på liv og helse <i>Equipment where failure may cause injuries</i>	8
Gjennomsnittlig <i>Average</i>	Utstyr hvor svikt kan føre til skade på tilsluttet maskineri <i>Equipment where failure may damage machinery</i>	4
Lav <i>Low</i>	Utstyr hvor svikt ikke vil føre til skade på tilsluttet maskineri <i>Equipment where failure will not cause damage to ancillary machinery</i>	0

Figur 14.21: Tabeller 5 og 6 fra NS-2084 2005, s.5.

**Tabell 7 – Driftsmiljø**  
**Table 7 – Operating environment**

Driftsmiljø <i>Environment</i>	Eksempler <i>Examples</i>	Vekttall <i>Weighting</i>
Rent <i>Clean</i>	Rene driftsmiljø, laboratorier <i>Clean areas, laboratories</i>	0
Middels <i>Average</i>	Maskinverksted, heiser, skip, treforedling <i>General machine shops, lifts, ships, paper &amp; pulp</i>	2
Vanskelig <i>Poor</i>	Mobilhydraulikk, offshore hydraulikk <i>Mobile plant, offshore hydraulic</i>	3
Ekstremt <i>Extreme</i>	Støperier, tungindustri og pukkverk <i>Foundries, heavy industry and crushing plants</i>	5

Figur 14.22: Tabell 7 fra NS-2084 2005, s.6.



Figur 14.23: Figur for valg av filtreringsevne fra NS-2084 2005, s.6.

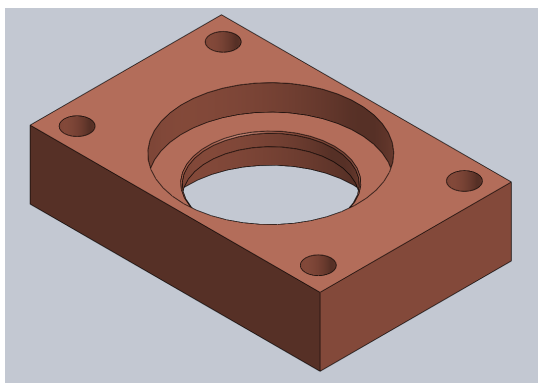
Fra figur 14.23 ser vi at systemet krever en filtreringsevne  $\beta_{x(c)} = 5$ . Filter som sørger for denne renhetsklassen må velges for systemet.

## 14.3 Innfestninger

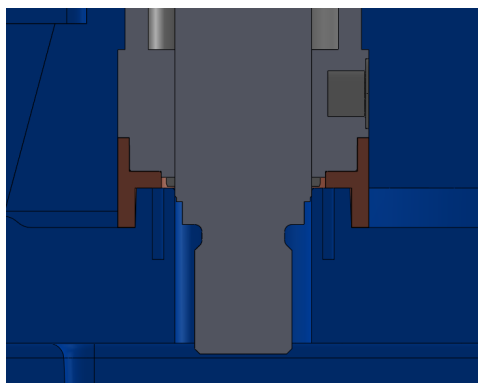
### Braketter til stempler

Vi har utviklet et enkelt forslag til braketter for innfestning av stempler. Disse er nødvendig på grunn av "leppa" (kan ses på figur 14.24b) som befinner seg rundt guiderammehullene, og utformingen av arbeidsstemplene. Det vil også være mulig å maskinere nedsenkninger i den blå platen for innfestning, men dette vil hindre reversibiliteten til systemet (se produktkravspesifikasjoner 9.2).





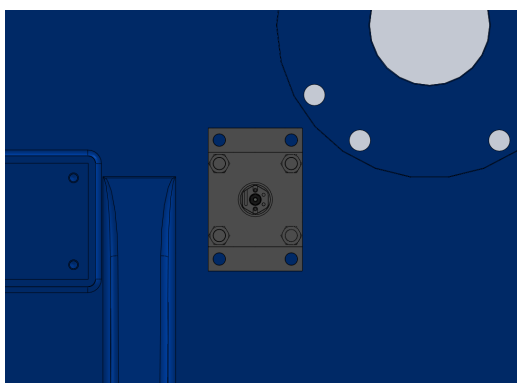
(a) Brakett for innfestning.



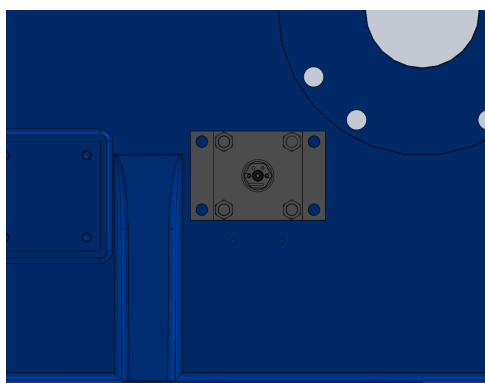
(b) Tverrsnitt av innfestning.

Figur 14.24

Vi kan se braketten på figur 14.24a. Braketten vil kun fungere som en frihullsplate for riktig plassering av stempler. Stempelet og braketten festes med skruer som skrues ned i den blå platen. Braketten vil kun oppleve krefter fra tiltrekningsmomentet til festeskruene. Dimensjonering av denne komponenten og skruer er ikke gjort.



(a) Stempelkonfigurasjon A - y-retning.



(b) Stempelkonfigurasjon B - x-retning.

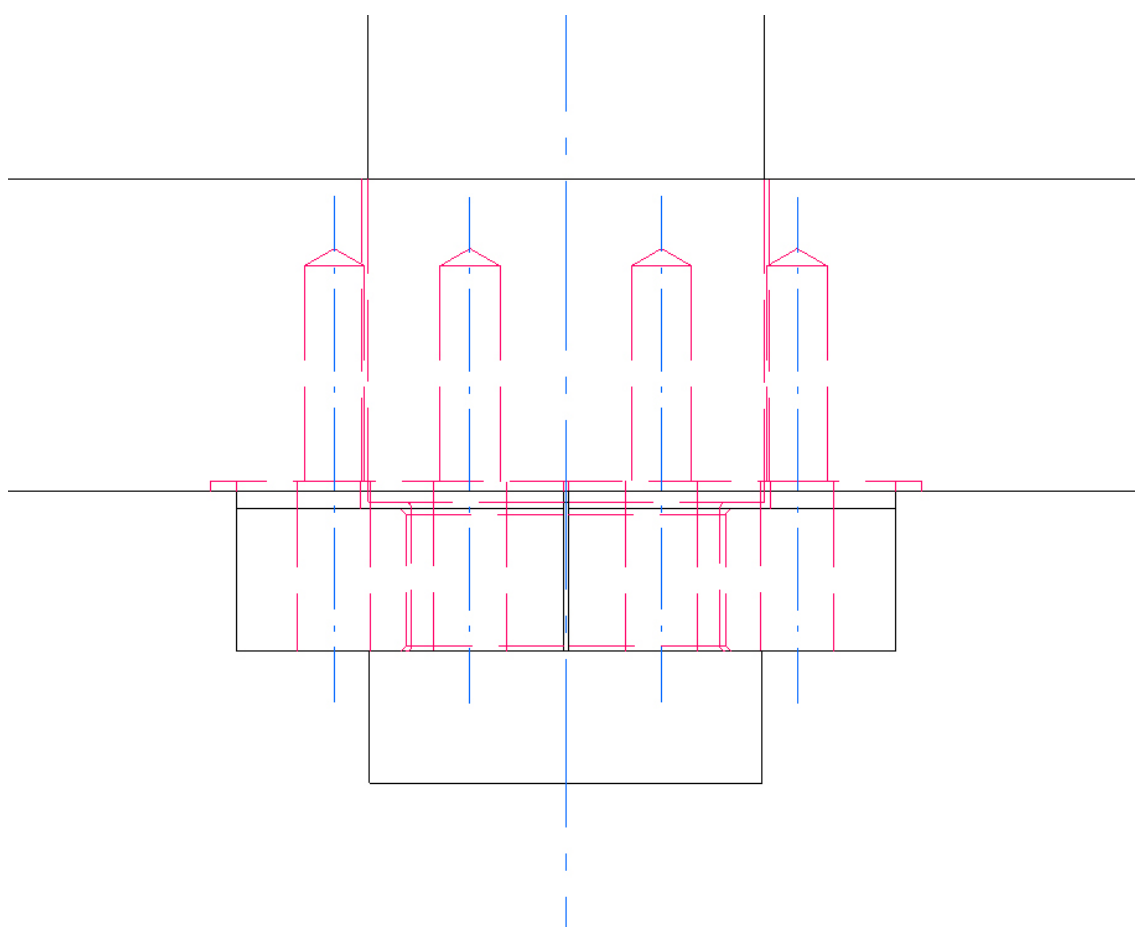
Figur 14.25

Figur 14.3 viser to forskjellige måter å plassere arbeidsstempelet. Ved kilemodus #3 vil stempene oppleve ett høyere moment i x-retning, enn i y-retning (7.4.2). I følge punkt 5.4.2.7 i NS-EN-ISO-4413 2010 skal innfestningene sørge for mest heldig lasttilfelle. Vi mener derfor at stempelkonfigurasjon B på figur 14.3 er mest hensiktsmessig, ettersom stempelinnfestningen vil absorbere større deler av dette momentet.

## Stempelfeste til utstøteplate

Vårt forslag til feste mellom stempel og utstøteplate er tilsvarende slik dagens sylinder er festet med utstøteplaten. Figur 14.26 viser dagens festeløsning. Bildet er hentet fra Aludynes maskintegninger 22.4.

Prinsippet baserer seg på å føre stempelråden gjennom utstøteplaten for deretter å skru fast en todelt låseplate om innhakk i stempelråd fast i utstøteplaten. Dette sikrer at den sitter fast i både opp og ned bevegelse. Denne løsningen gjør det også mulig å montere utstøtemekanismen. Merk at dimensjonering av disse komponentene må ta høyde for varmen i området (se 7.1).



Figur 14.26: Forslag til festeløsning (utsnitt av vedlegg 22.4).

Vi har ikke utviklet forlengelse av stempelrådene slik at de kan festes til utstøteplaten. Dette kan gjøres på to måter:

- Spesiallaget stempelstang fra leverandør levert sammen med arbeidsstempel.
- Maskinert stang som festes med gjenger på standard arbeidsstempelstang.

Vi anbefaler spesiallaget stempelstang ettersom dette senker muligheter for toleransefeil, og Parker, leverandøren av arbeidsstemplene, tilbyr dette.

### **Feste til flerkammerdeler og diverse hydrauliske komponenter**

Flerkammerdeleren overfører ikke krefter direkte. Enkel innfestning skal være tilstrekkelig så lenge komponenten festes til den blå platen. Vi følger anbefalingene av flerkammerdelerens produsent om innfestninger

Merk at: *“The preferred mounting position is horizontal.”* (Jahns-Regulatoren 2020, s.4).

Resterende diverse hydrauliske komponenter overfører ikke krefter. Dette betyr at de ikke trenger kraftige fester. Vårt forslag er å utvikle en enkel ventilblokk som alle mindre ventiler kan festes i. Denne ventilblokken kan deretter enkelt festes til den blå platen.

## **14.4 Posisjonsovervåking**

Et av ønskene til Aludyne er at det nye systemet skal ha posisjonssensorer for overvåking (se 9.2). Arbeidssylindrene vi har valgt, kommer med mulighet for integrert magnetostriktig posisjonsensor. Disse er svært nøyaktige og vil egne seg til overvåking. Bakgrunnen for dette valget er lik valget for posisjonsensor i konseptet servosynkron, se 11.4. Hvert enkelt stempel vil ha en slik sensor. Dette betyr at vi også kan måle avvik som oppstår mellom arbeidsstemplene.

# 15. Endelige spesifikasjoner

## Kretsskjema og styring

For kretsskjema se 14.1.1, for styring se 14.1.1 og 14.1.1

## Komponentliste

Komponentliste finnes i tabell 15.1<sup>1</sup>.

Komponent	Modell	Antall	Pris i kr
Arbeidsstempel	125 JJ HMIX R PF 21 M80C1100XXPA	4	25.000
Flerkammerdeler	MZB-4-140-0150-SR	1	72.448
B29 Ventilblokk	B29-4-140-NG10	1	33.998
Proporsjonal 4/3 ventil	D3FP E02Y C9HB00	1	27.766
Tilbakeslagsventil	-	2	-
Trykkreduksjonsventil	-	1	-
Trykkavlastningsventil	-	1	-
Volumstrømsregulerende ventil	-	4	-
<b>Sum</b>	-	-	<b>159.212</b>

Tabell 15.1: Komponentliste.

Merk at arbeidsstempel kan ha slaglengde fra 60 til 113 [mm]. Mindre diverse hydrauliske ventiler er ikke valgt, pris på disse er derimot lav.

<sup>1</sup>Prisen til sylindrene er ikke for HMIX, men for en tilsvarende størrelse fra en annen produsent + 25% (ramko 2020)

## Teknisk data

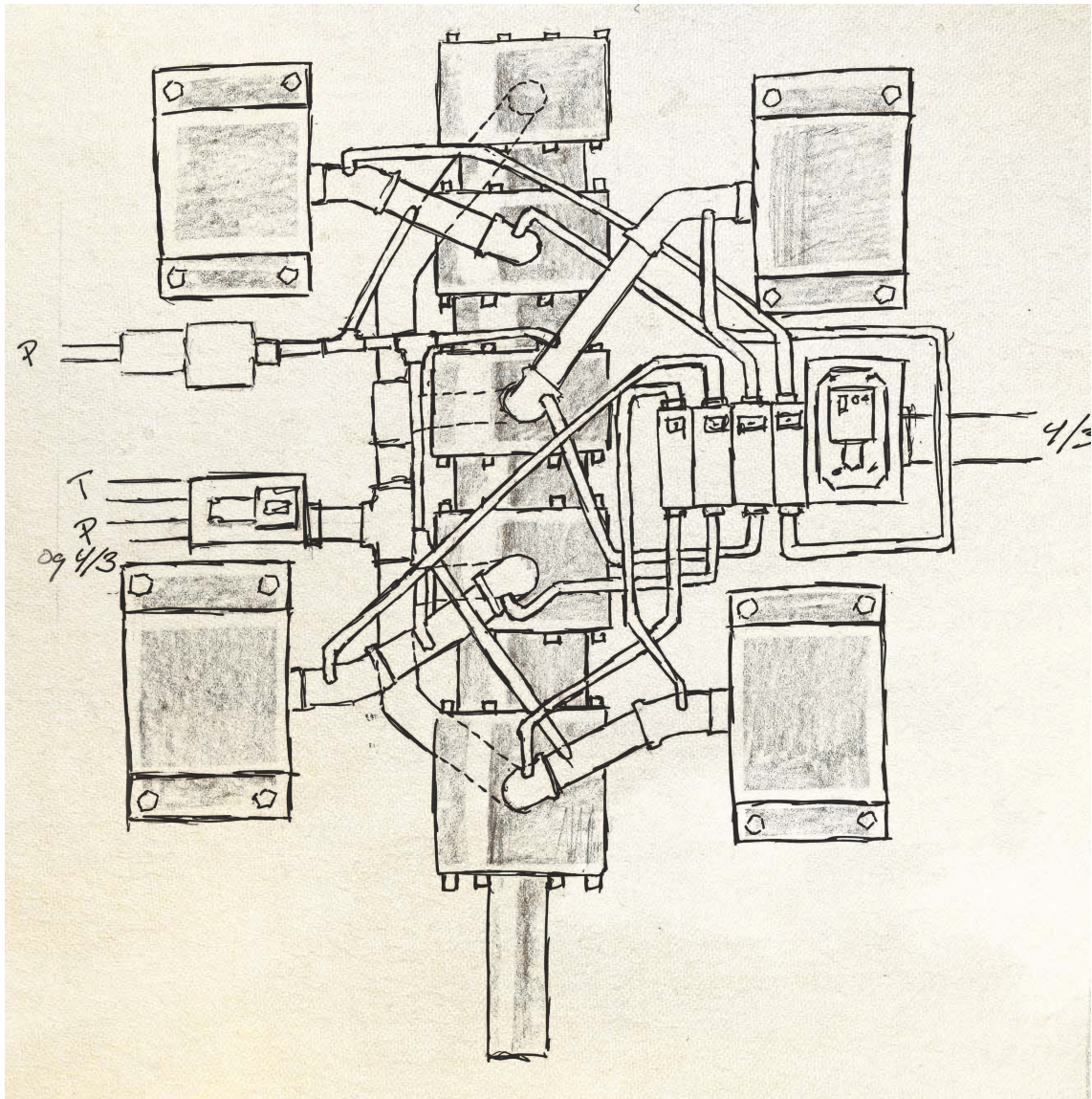
Tabell 15.2 viser verdier for teknisk data, hvor  $Q_{drift}$  er volumstrømet til systemet,  $P_{tilført,maks}$  er maksimal trykk på stempelside av flerkammerdeleren,  $P_{for,maks}$  er maksimal mulig fortrykk,  $P_{stangside,maks}$  er maksimal trykk på stangside av arbeidsstempler,  $P_{MZB,maks}$  er maksimaltrykk mellom volumstrømmdeleren og arbeidsstempler,  $T_{drift}$  er driftstemperatur av hydraulikkvæsken og  $\beta_{x(c)}$  er nødvendig filtreringsevne for systemet.

Størrelse	Verdi	Enhet
$Q_{drift}$	80	$\frac{l}{min}$
$P_{drift}$	5,7-135	bar
$P_{for,maks}$	65	bar
$P_{stangside,maks}$	150	bar
$P_{MZB,maks}$	230	bar
$T_{drift}$	$\rightarrow T_{tank}$	° C
Væske	Houghto-Safe 620	-
Filtreringsevne $\beta_{x(c)}$	5	-

Tabell 15.2: Teknisk data.

## Del V

# Diskusjon, konklusjon og videre arbeid



Figur 15.1: Artistisk representasjon av konseptet.



Figur 15.2: MZB volumstrømsdeler.

# 16. Diskusjon

## 16.1 Produktkravspesifikasjoner

Produktkravspesifikasjonene tar utgangspunkt i tall og informasjon vi fikk direkte fra Aludyne. Vi har tatt utgangspunkt i produktkravspesifikasjonene gjennom utviklingen.

Vi har reflektert mye rundt kravet om at konseptet skal kunne yte like mye kraft som dagens system. I noen tilfeller påstår Aludyne at utstøtemekanismen kan slå utstøtepinnene til FIUP gjennom støpegodset. Vi identifiserer dette som at stempelet kan yte langt mer kraft enn det som er nødvendig for å støte ut godset, altså at systemet er svært overdimensjonert. Dagens system trenger muligens tilgang til disse kreftene for å overvinne kreftene ved skjev utstøting.

Ifølge Aludyne går utstøting som regel greit og uten problemer. Ved feilfri utstøting bruker ikke systemet like mye krefter, og systemet havner ikke i en ond sirkel (som nevnt i ANALYSE AV PROBLEM) hvor ytterligere kraftpåvirkning resulterer i ytterligere kiling og avvik, også definert som *kritisk utstøtefeil*.

Gitt at dette stemmer vil en jevnere utstøting også kreve mindre kraft. Om man dermed klarer å oppnå en jevn utstøting kan kravet om at konseptet skal kunne yte like mye kraft som dagens nedjusteres. Dette åpner for et større spillerom, og flere konsepter kan evalueres.



## 16.2 Lastanalyse

### Feilmarginer i DAK simulering

Det er viktig å ta i betraktning at DAK simulering har en feilprosent. Denne kan være mellom  $\pm 25\%$  av det resultatene viser. Oppgaven vår baserer seg på DAK simulering, siden vi ikke har mulighet til å teste komponentene og systemet i praksis. Resultatene er derfor noe usikre.

### Simulering av blå plate

Tidlig i utviklingsprosessen prøvde vi å utføre simuleringer av den blå platen, slik at vi kunne fastslå hvor store endringer som er mulig å gjøre uten å svekke integriteten til platen. Vi klarte aldri å korrekt konvertere DAK filen vi fikk fra Aludyne, til et riktig format. Vi prøvde også å rette opp i feilene som oppstod når vi åpnet filen i Solidworks, til ingen nytte. Vi forhørte oss med Aludyne om de kunne konvertere den originale filen i deres programvare, men de fikk det heller ikke til.

Vi har derimot gjort en stor forenkling av den blå platen i 17.4, som gjorde det mulig å simulere de mindre endringene som er nødvendig for konseptet Hydrosynkron.

### Kraftforhold ved flere stempler

Tidlig i utviklingsprosessen prøvde vi også å fastslå kraftforholdet mellom forskjellige stempler ved forskjellige kilemodi. Vi prøvde å løse dette med både håndberegninger i form av statikk-likninger, i tillegg til Solidworks analyser. Dette fikk vi heller ikke til på en fornuftig måte. I 17.1 har vi beskrevet hvordan vi utførte avviksberegninger uten dette kraftforholdet, som resulterer i en mer konservativ beregning av avviket.

I produktkravspesifikasjonene 9.2 står det at mekanismen skal kunne yte tilsvarende kraft som dagens mekanisme. Mangel på kraftforholdet ved flere stempler gjør at vi ikke helt kan fastslå om vår mekanisme kan yte tilsvarende kraft som dagens mekanisme. Om alle stemplene opplever like stor belastning vil vi klare å oppnå dette kravet, men om man kun tar hensyn til at ett stempel opplever maksimalt trykk ligger vi under kravet.

## 16.3 Grunnlag for valg

Når vi valgte konsept for detaljering, utviklet vi kategorier som vi vektet opp mot hverandre, for deretter å se hvordan hvert konsept presterte i de forskjellige kategoriene. Når vi så på hvordan de forskjellige konseptene presterte ovenfor hverandre i noen av kategoriene, hadde vi ikke gode begrunnede verdier. Valget er derfor blitt påvirket av våre subjektive meninger.

## 16.4 Sikkerhet og dimensjonering

Vi foretok en forenklet risikoanalyse i del fire. I følge standard skal risikoanalyse foretas etter ISO 14121-1 og styresystemer utvikles på bakgrunn av risikovurderingen og etter NS-EN ISO 13849-1:2015 (NS-EN-ISO-4413 2010, s.3).

Likevel er risikoanalysen og dimensjoneringen basert på sjekklister i NS-EN ISO 4413 og Produktutvikling av Mette Mo Jakobsen. Sikkerhetsfaktorene og den konservative framgangsmåten vi tok for å løse problemstillingen var et bevisst valg, på bakgrunn av at vi utvikler en prinsipløsning, fremfor et ferdig dimensjonert produkt. Vi ser ikke på dimensjoneringen og sikkerhetsanalysen i denne oppgaven som ferdig arbeid, men som grunnlaget for videre arbeid.

## 16.5 Kildekritikk

Vi skiller mellom to typer informasjon, og behandler deres kilder forskjellig, basert på hvor viktig informasjonen er for resultatene:

- **Ikke-sentrale kilder:** Kilder som ikke er sentrale for konklusjonene i rapporten. Et eksempel på dette er teknologianalyse på prinsippnivå. Disse kommer gjerne fra wikipedia, snl eller andre websider som kan ha problematikk knyttet til den akademiske verdien av informasjonen.
- **Sentrale kilder:** Kilder som er avgjørende for konklusjoner og resultater. For eksempel teknisk data som bulk modulus verdien til Houghto 620S, kataloger, og det antatte avviket til konseptet servosynkron. Vi satte strenge krav til at disse kildene kommer fra akademisk litteratur, eller direkte fra leverandører. Disse er ofte inkluderte i vedlegg.

# 17. Konklusjon

## 17.1 Konseptets nøyaktighet sammenlignet med dagens mekanisme

Vi ønsker å regne ut et teoretisk avvik til vår mekanisme, slik at vi kan sammenlikne den med dagens mekanisme. I produktkravspesifikasjonene (9.2) står det at målet er nådd om vår løsning har en høyere *kompensasjonskraft* enn dagens mekanisme. I analyse av problem (7) viser vi avviket til dagens mekanisme med en graf som viser avvik i forhold til kraft. Vi ønsker å fremstille det teoretiske avviket til vårt konsept på samme måte.

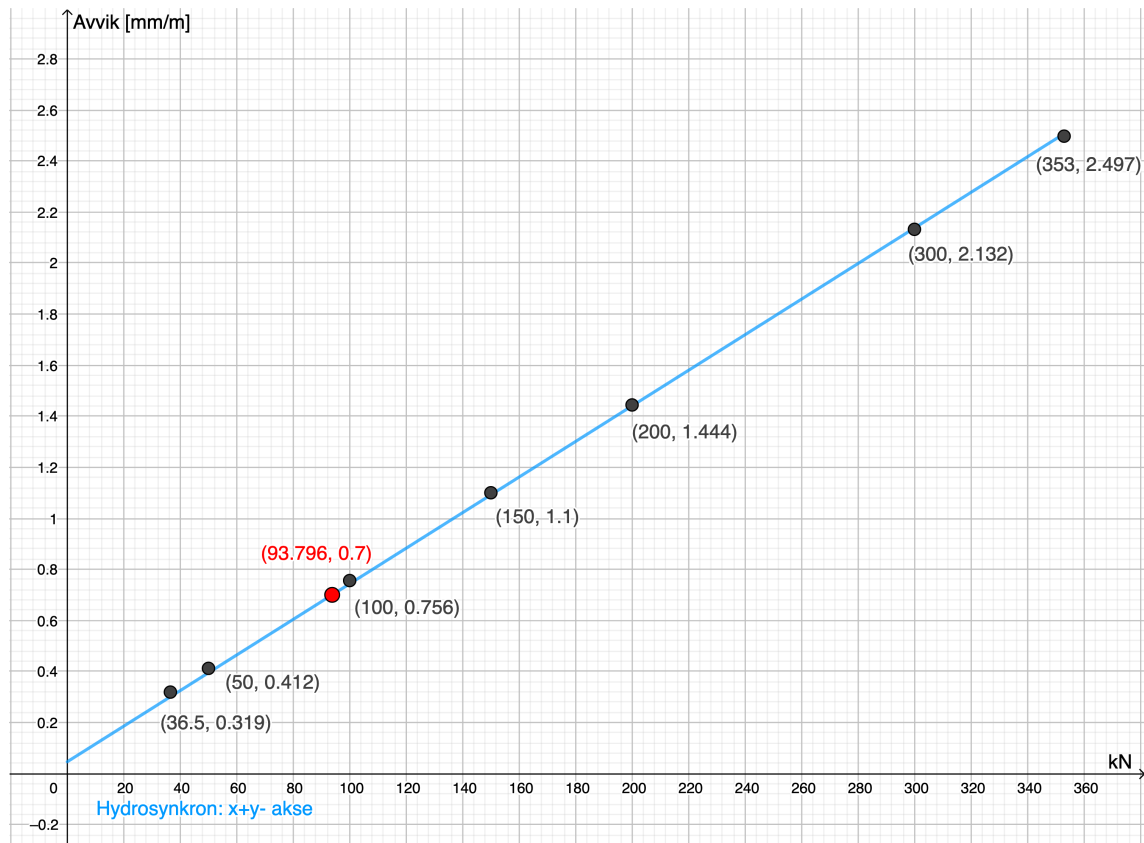
Det teoretiske avviket tar hensyn til:

- Andel luft i hydraulikkvæsken og kompresjonen av denne. (formel 17.1)
- Kompresjonen av hydraulikkvæsken. (formel 17.1)
- Bøyning av utstøteplaten (datasett/graf fra 12).
- Kompresjon av stempelrådene til arbeidssylinderene. (formel 17.2)

Det totale teoretiske avviket ved kilemodus #3 blir en sammensetning av faktorene nevnt i punktlisten ovenfor. Det er verdt å merke seg at vårt teoretiske avvik er svært konservativt. Vi tar utgangspunkt i at kun ett stempel blir utsatt for trykk. Dette betyr at resterende stempler ikke hjelper til i det hele tatt. Man kan tenke på det som om hvert stempel opererer separat, og at de ikke er festet mekanisk sammen ved hjelp av utstøteplaten. I realiteten vil resterende tre stempler hjelpe til, og derfor også oppleve avvik. Differansen mellom disse avvikene blir det faktiske avviket.

Vi er også nødt til å gjøre en antagelse på hvor mye luft (i form av luftbobler) det

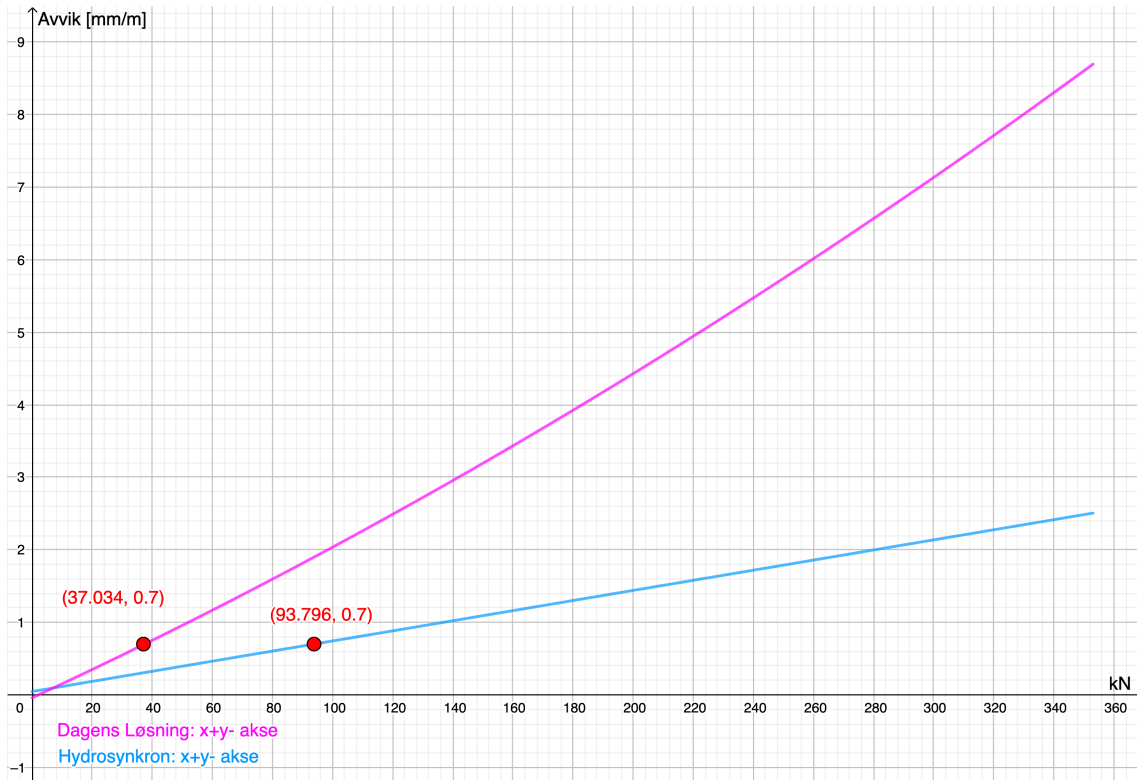
er i systemet, før fortrykk initieres. Vi tar utgangspunkt i 1% av det totale volumet.



Figur 17.1: Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #3, samt kritisk verdi.

I figur 17.1 kan vi se det teoretiske avviket i forhold til lastpåvirkning av ett stempel. Vi ser at *kompensasjonskraften* til systemet ligger på omtrentlig 94 [kN]. Dataene gir en indikasjon til forbedring.

Simuleringene i analyse av problem (7) ble gjort i Solidworks. Det teoretiske avviket til vår mekanisme er en sammensetning av Solidworks analyse og håndberegninger. Derfor er de ikke fullstendig sammenlignbare. Vi er derimot nødt til å ha et grunnlag for sammenligning, og setter det teoretiske avviket opp imot avviket til dagens mekanisme.



Figur 17.2: Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #3, og kritiske verdier fort vårt konsept og dagens mekanisme.

Vi ser i figur 17.2 en markant forskjell mellom dagens mekanismes avvik og vårt konsepts avvik. *Kompensasjonskraften* øker med 158%, altså fra 36,5 [kN] til 94 [kN].

$$\Delta h_1 = \frac{\Delta P \cdot V_0}{K_{tot} \cdot A_s} [mm] \quad (17.1)$$

$$K_{tot} = a_{L_0} \cdot \left(1 - \frac{P_{for}}{100 \cdot K_L}\right) (K_L - K_{vg}) + K_{vg}$$

$$\Delta h_2 = l_0 \cdot \frac{\Delta P}{A_s} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{1}{E} \quad (17.2)$$

$\Delta h_1$  = forskjellen mellom stemplene pga kompresjon av den hydrauliske væsken  
[mm]

$\Delta P$  = trykkforskjell mellom stemplene pga skjevt fordelt last [N/mm<sup>2</sup>]

$V_0$  = Opprinnelig volum [mm<sup>3</sup>]

$K_{tot}$  = Total bulk modulus [ $N/mm^2$ ]

$A_s$  = Stempelareal [ $N/mm^2$ ]  $a_{L_0}$  = Andel luft ved 1 atm

$P_{for}$  = Fortrykk på systemet [ $N/mm^2$ ]

$K_L$  = Bulk modulus for luft [ $N/mm^2$ ]

$K_{vg}$  = Bulk modulus for vannglykol [ $N/mm^2$ ]

$\Delta h_2$  = forskjellen mellom stemplene pga kompresjon av stempelstangene [ $mm$ ]

$l_0$  = opprinnelig lengde til stempelstang [ $mm$ ]

$S$  = spenningsareal til stempelstang [ $mm^2$ ]

$E$  = E-modul [ $N/mm^2$ ]

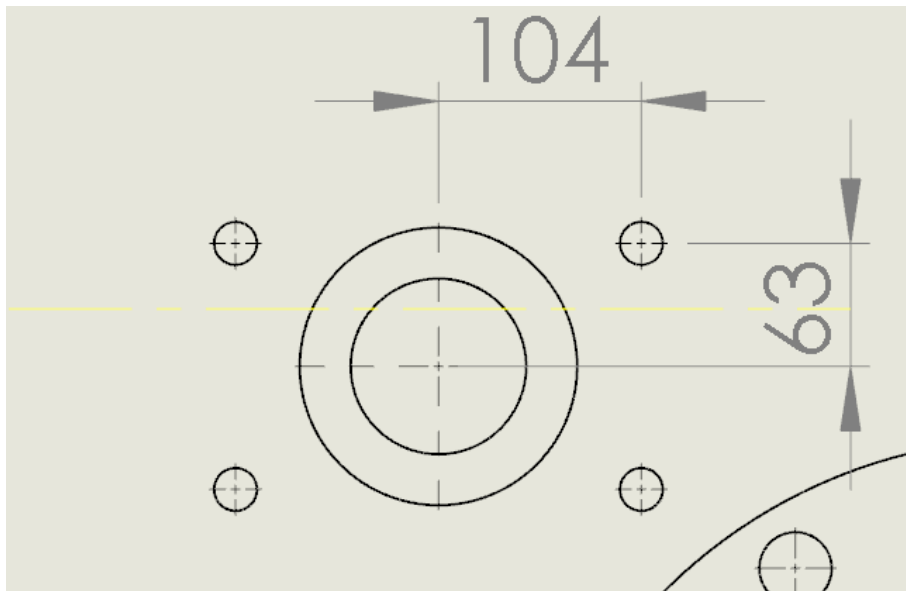
(Utledning av formel 17.1 kan ses i vedlegg 22.36)

## 17.2 Resultater i forhold til produktkravsspesifikasjonene

### Nødvendige endringer av blå plate

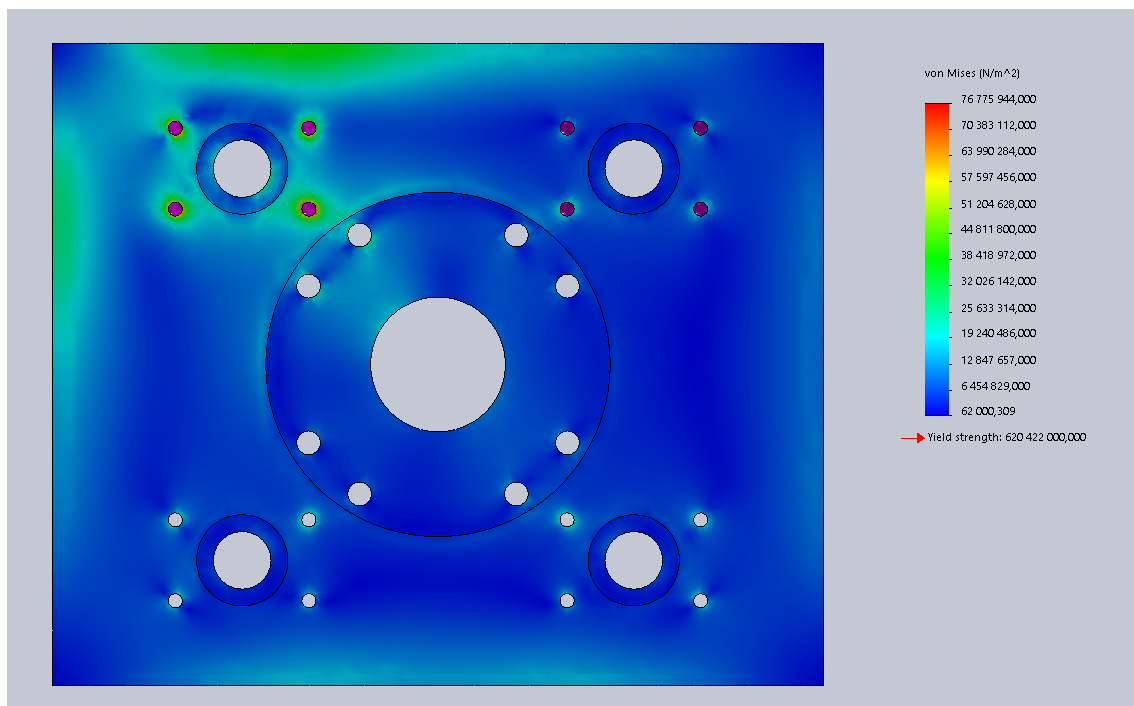
Ved dette konseptet er det ikke nødvendig å gjøre vesentlige endringer på den blå platen. Det kreves imidlertid skruehull til arbeidsstemplene. Disse er nødt til å tåle kreftene arbeidsstemplene overfører videre ned i mekanismen.

Plassering av skruehullene i forhold til guiderammehullene kan ses i figur 17.3. Merk at diameteren på hullene samt dybden av disse, varierer etter hvilken festeskruer som velges. I figuren har hullene en diameter på 22 [mm] som er tilsvarende frihullene på arbeidsstemplene.



Figur 17.3: Plassering av skruehull.

En forenklet konservativ simulering av et utsnitt av den blå platen kan ses i figur 17.4. Her påfører ett stempel teoretisk maks kraft (kilemodus #3), mens resterende tre stempler påfører nominell kraft. Denne situasjonen kan ikke oppstå og er derfor svært konservativ. Vi ser at integriteten til den blå platen ikke svekkes. Vi ender med en sikkerhetsfaktor på omtrent 10. Fullstendige opplagringer kan ses i vedlegg 22.30.



Figur 17.4: Stressplott av simulering av blå plate.

Det kan være nødvendig å slipe/polere innsiden av guiderammehullene. Diameteren på guiderammehullene er lik 90 [mm], som er tilsvarende diameteren på arbeidsstempelstengene. For å unngå friksjon kan sliping/polering være nødvendig. Dette resulterer også i at den blå platen vil fungere som hylse for arbeidsstempelstengene.

Andre endringer som kreves er mindre skruehull for statisk innfestning av diverse hydrauliske komponenter. Disse innfestningene vil ikke oppleve krefter og er derfor ikke simulert.

### Lønnsomhet

Om vi antar at mengde vrakstøp er omvendt proporsjonal med *kompensasjonskraften*, kan vi gi et anslag på den økonomiske vinningen til konseptet. Om vi tar utgangspunkt i at 2% vrakstøp resulterer i et tap på 900.000 kr per år (se 7.7) kan vi anslå at vår mekanisme senker dette tapet med omtrentlig 550.000 kr per år. I mekanismens levetid vil dette utgjøre omtrent 8.200.000 kr. Summen av hovedkomponentenes pris ligger på omtrent 160.000 kr. Kostnader som igjen må vurderes er sekundære komponenter, prosjekteringskostnader, og drift og vedlikeholdskostnader gjennom mekanismens levetid. Dersom disse ligger under 8.040.000 kr kan konseptet vurderes lønnsomt.

	Tap pga utstøtefeil	900 000	kr per år per maskin
F_k,dagens	Kompensasjonskraft: dagens	36,5	kN
F_k,hydro	Kompensasjonskraft: hydrosynkron	93,796	kN
	Levetid	15	år
	Antatt forbedring	549772	kr per år per maskin
	Over levetiden	8246578	kr per maskin

$$900\,000 - 900\,000 \frac{F_{k,dagens}}{F_{k,hydro}}$$

Figur 17.5: Overslagskalkyle av mekanismens antatte lønnsomhet som funksjon av forholdet mellom kompensasjonskreftene.



## Vedlikehold

Løsningen vår vil utvilsomt kreve mer vedlikehold enn dagens mekanisme. Vi benytter oss av fire hydrauliske stempler, en flerkamret volumstrømsdeler, og flere mindre hydrauliske komponenter. Sett opp mot dagens ene hydrauliske sylinder, er vedlikeholdsarbeidet nødvendig for å holde hydraulikken i drift av andre proporsjoner enn tidligere.

En mekanisme som støter ut støpegodset jevnere vil derimot ikke skade støpeformen til samme grad, som er en av grunnene til at Aludyne ønsker å forbedre utstøtemekanismen i utgangspunktet. Vi har fått inntrykk av at vedlikeholdsarbeid av formen både er tidsomfattende og kostelig, mye grunnet et kostelig belegg på innsiden av formen. Vi anser vedlikeholdsarbeidet av de hydrauliske komponentene som nødvendig for å oppnå høyere nøyaktighet.

Alle de sentrale delene i konseptet er tilgjengelig for vedlikehold. Volumstrømsdeleren og arbeidsstemplene er plassert i samme område som dagens sylinder, og resterende komponenter uten planlagt plassering kan plasseres tilgjengelig for vedlikehold.

## 17.3 Konklusjon

En flerkamret volumstrømsdeler er en teknologi som klarer å løse problemet. Vi har sett på hvorvidt det er mulig å integrere en slik teknologi med dagens støpemaskin, både i forhold til plassbegrensninger og i forhold til infrastrukturen til bedriften, og vi har kommet frem til at dette er oppnåelig.

En flerkamret volumstrømsdeler sikrer variabel kraft men lik translasjon på punkter hvor stemplene er festet til utstøteplaten. I 7.5 konkluderer vi med at en teknologi som klarer å oppnå lik translasjon men variabel kraft på forskjellige punkter vil, om ikke løse problemet, i hvert fall kompensere for problemet. Dataene vi har produsert tyder på at dette er tilfellet.

I grunn mener vi at resultatene vi har produsert er en innledende teknologianalyse. Aludyne vil naturligvis løse dette problemet med sine egne ingeniører, eller benytte seg av en tredje-parts bedrift, men oppgaven vår og dens resultater kan gi dem et forsprang.

På bakgrunn av dette mener vi at vi har fullført oppgaven. I den grad at vi bistår

Aludynes egen produktutviklingsprosess av en ny og forbedret utstøtemekanisme.

# 18. Videre arbeid

## **Eksperimentering**

Vi ender oppgaven på et teoretisk grunnlag. Vi har ikke foretatt fysisk testing eller prototyping av konseptet vårt. Dette betyr i grunn at vi ikke kan vite om konseptet vårt er en faktisk forbedring eller ei. Videre i utviklingsprosessen bør det følge testing av teknologien.

## **Luftutskillingssystem**

Vi har ikke utviklet et luftutskillingssystem for det isolerte systemet mellom arbeidsstemplene og flerkammerdeleren. Flerkammerdeleren har derimot porter for dette, så utvikling og integrering av dette bør ikke være problematisk (se porter merket med M i figur 11.8).

## **Dimensjonering av innfestninger**

Vi har ikke dimensjonert brakettene til innfestning av arbeidsstemplene, eller skruene som holder dette fast 14.3. Skruene vil oppleve syklisk belastning og dette må tas høyde for. Vi er også nødt til å dimensjonere innfestninger fra stempelråder til utstøteplaten.

## **Utvikling av rør**

Utvikling og dimensjonering av rør nevnt i 14.2 er ikke gjort. Dette vil være en tidkrevende prosess.

## **Optimalisering av hydraulisk krets**

Den hydrauliske kretsen vi har utviklet (14.2) kan mest sannsynlig optimaliseres. Vi har derimot ikke optimalisert kretsen ytterligere enn det kretsens funksjonsmodell

viser.

### **Optimalisering av dimensjoner på MZB**

Vi funnet en måte som muligens kan benytte seg av en bedre dimensjonert MZB modell. Dette er som beskrevet i 14.1.2.

#### **Diverse videre arbeid:**

- Risikovurdering etter ISO 1412-1
- Styresystem skal lages etter NS-EN ISO 13849-1:2015
- Punkter i 7.2 og 7.3 av NS-EN ISO 4413:2010 som ikke er fullført (se 13.1 og 13.2).
- Nødstoppsfunksjon etter NS-EN ISO 13850:2015

# 19. Refleksjon

## 19.1 Læringsmål

Gjennom oppgavens løp har vi lært både det ene og det andre. Noe mer faglig en annet. Prosessen har vært lang, og det virker som en evighet siden vi begynte. Dynamikken i gruppen har også endret seg betraktelig siden oppstart, og vi har blitt flinkere til å samarbeide og til å ta beslutninger sammen, selv om disse har vært vanskelige og basert på uenigheter.

Selv mener vi at det nyttigste vi har lært av prosessen er hvordan man samler informasjon i en bedriftssituasjon. Vi har vært nødt til å kontakte en rekke bedrifter og fagpersoner, mye siden informasjonen vi har vært på jakt etter ikke finnes enkelt tilgjengelig. Utveksling av mailer, telefonsamtaler over Atlanterhavet, konsultasjonsmøter, og den slags.

Oppgaven tok også en veldig hydraulisk vending. Ingen av oss tre hadde spesielt stor hydraulisk kompetanse i begynnelsen, men vi har lært mye om hydraulikk under oppgavens løp. Vi har også satt oss inn i programvaren FluidSim, for tegning og simulering av hydrauliske kretser.

Senere i prosessen når datoen for innlevering kom nærmere og nærmere ble vi nødt til å jobbe mye mer strukturert enn tidligere. Vi har funnet verdien ved å sette opp konkrete mål, og å strukturere arbeidet på en god måte.

## 19.2 Kommentarer og Anbefalinger

### Overvåking av dagens system

Under bedriftbesøk hos Aludyne oppdaget vi at det er svært begrenset mulighet for overvåking av utstøtetrykket. Fire av fem maskiner har ikke installert en trykkmåler. En maskin hadde en ødelagt trykkmåler, installert feil vei. Vi anbefaller at det legges til rette for overvåking av dagens mekanisme, ved hjelp av element for kraftmåling (se 21.3.2). Trykket som oppstår under en vanlig eller feil utstøting er ukjent. Det er mulig at utstøtesystemet er overdimensjonert. Dette kan avgjøres ved føring av statistikk for opptredende trykk i utstøtesylindren.

### Modifisering av maskinen

Støpemaskinen er laget rundt dagens utstøtemekanisme. Tilgjengelig arbeidsrom på maskinen er i høy grad begrensende for alternative løsninger. Mange prinsipielt lovende konsepter ble forkastet i første runde av produktutviklingen, på grunn av plassbegrensninger. Komponentene som begrenser mest for lovende konsepter er de horisontale sylindrene til løftesystemet. Vi mener at det er to mulige måter bedriften kan løse dette på:

- Bestille en ny maskin som er bygget rundt en ny utstøtemekanisme.
- Finne en alternativ plassering for de horisontale sylindrene. Dersom sylindrene plasseres på en annen plass, eller lengre opp i høyderetning kan de fire utstøtesylindrene plasseres rett over utstøtepinnene.

Begge mulighetene vil innebære store investeringer. Bedriften må vurdere disse selv.

## 19.3 Våre tanker om oppgaven, prosessen og resultatet

Vi er fornøyde med oppgaven og hvordan vi har løst den. Det har vært en utfordrende prosess, men den har også vært lærerik og til tider gøy.

Tidlig i prosessen var vi ikke veldig strukturerte, og vi undervurderte mengden arbeid vi hadde foran oss. Men vi føler vi klarte å ta oss inn igjen mot slutten. Dette

reflekteres i en noe dårlig strukturt PU-journal.

Vi har ikke utnyttet oss av veileder så mye som vi kanskje burde ha gjort. Vi har derimot fått god hjelp fra fagpersoner vi har vært i kontakt med.

Til syvende og sist handler oppgaven om å bistå Aludynes egen utvikling av en forbedret utstøtemekanisme. Vi håper at Aludyne kan få noe ut av denne bacheloroppgaven, og vi vil takke Aludyne for muligheten.

## Del VI

# Teori og teknologi



# 20. Teori

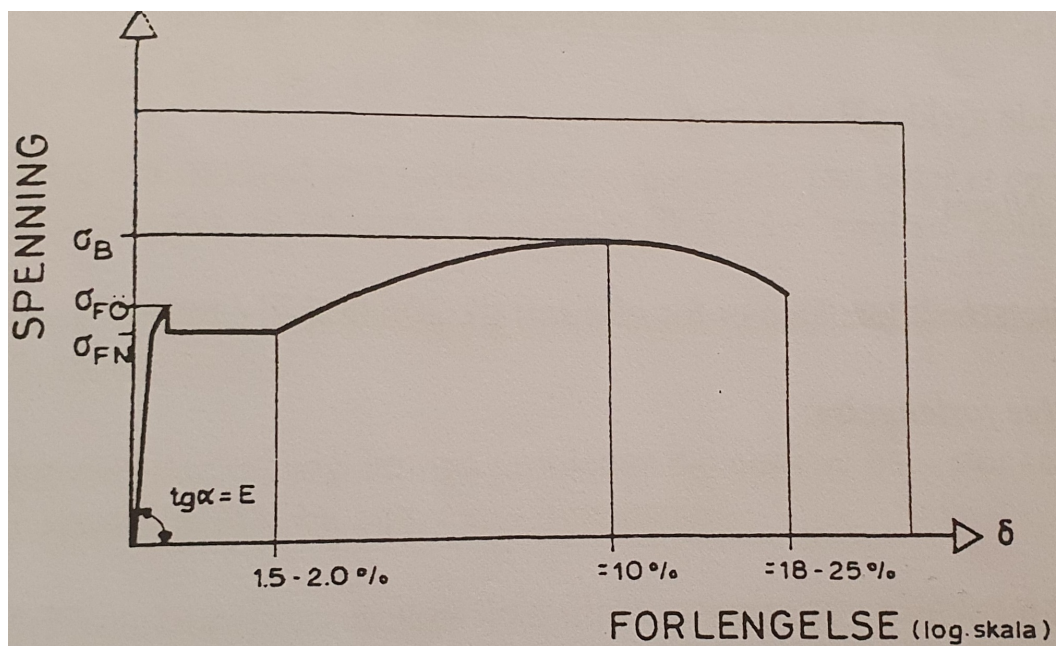
## 20.1 Materialegenskaper

Ved valg av løsning og dimensjonering må man ta hensyn til materialenes egenskaper. De for oss viktigste aspektene har vi skrevet om her.

### Spenning

Ved beregning av konstruksjoner sammenlignes opptredende spenning med det som materialet tåler.

I denne oppgaven skal vi hovedsakelig regne på maskinelementer av stål, og vil derfor ta utgangspunkt i spenning / tøyingsdiagrammet for alminnelig konstruksjonsstål i 20.1



Figur 20.1: Skjematisk spennings-forlengelsesdiagram (arbeidskurve) for alminnelig konstruksjonsstål

Vanlig konstruksjonsstål har en tydelig flytegrense  $\sigma_F$  hvor det skjer tøyning på 1,5 – 2,0% ved tilnærmet konstant spenning. Dette er såkalt plastisk deformasjon som medfører varig formforandring av stålet. I prinsippet unngår en å utsette konstruksjoner for spenninger som fører til flyting, dvs opptredende spenning må være lavere enn flytespenningen:

$$\sigma < \sigma_F \quad (20.1)$$

(Dørum 2017, 1.1)

### Elastisk deformasjon

Når en kraft virker på en komponent vil en deformere seg. Under flytegrensen vil derformasjonen være elastisk. Med disse formlene kan man regne ut lengdedeformasjon.

Figur 20.2: Formler for elastisk deformasjon

$$\Delta l = l_0 \cdot \frac{F}{S} \cdot \frac{1}{E} \quad \frac{1}{E} = \text{proporsjonalitetsfaktor,} \\ E = \text{elastisitetsmodul}$$

$$\frac{\Delta l}{l_0} = \frac{F}{S} \cdot \frac{1}{E} \quad \frac{\Delta l}{l_0} = \epsilon = \text{relativ forlengelse} \\ \text{(tøyning)}$$

$$\epsilon = \sigma \cdot \frac{1}{E} \quad \frac{F}{S} = \sigma = \text{spenning (N/mm}^2\text{)}$$

$F$  = kraft [N]

$\Delta l$  = forlengelse [mm]

$l_0$  = opprinnelig lengde [mm]

$S$  = areal [mm<sup>2</sup>]

(Falck-Ytter 1991)

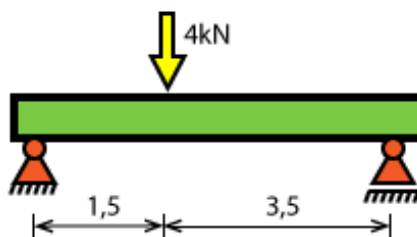
## 20.2 Newtons tredje lov

Newtons 3. lov sier at når et legeme virker på et annet legeme med en kraft, vil det andre legemet virke tilbake på det første med en like stor kraft i motsatt retning. De to kreftene som omtales i Newtons 3. lov, kalles kraft og motkraft.

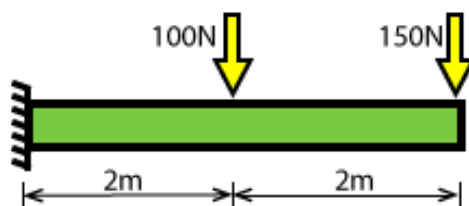
Kraft og motkraft virker alltid på to forskjellige legemer og er like store og motsatt rettet. (Grøn 2019)

## 20.3 Om statikk og bjelker

Statikk er en del av mekanikk læren, som handler om statisk interaksjon mellom gjenstander. Bjelken er et viktig konsept innen statikk. Bjelkemekanikk handler om opplagringene og deformasjonene av en bjelke under last. De mest vanlige er fritttopplagrete bjelker og utragerbjelker.



Figur 20.3: Fritttopplagret bjelke (Meccanica 2020)



Figur 20.4: Utragerbjelke (Meccanica 2020)

Det finnes tre typer opplagring for bjelker.

- Fast opplagring, som kan ta opp krefter i x og y retning, se venstresiden på figur 20.3

- Fri opplagring, som kan ta opp krefter i y retning, se høyreside på figur 20.3
- Fast innspent opplagring, som kan ta opp krefter i x og y retning pluss gjør opp for moment som virke på opplagringen, se 20.4

En statisk definert bjelke, er en bjelke som kan beskrives med statikkens tre sentrale likninger.

- $\Sigma F_x = 0$
- $\Sigma F_y = 0$
- $\Sigma M = 0$

DAK simulering baserer seg på denne teorien, kombinert med numeriske metoder, for å beregne opplagringskreftene i en modell.

## 20.4 PLS

PLS, programmerbare logiske styringer. Det er en spesiell programmerbar datamaskin for styring og automatisering av prosesser, hovedsakelig i industrien. (Rosvold 2018)

## 20.5 Styring

Styring og synkronisering baserer seg på overvåkning av posisjonen til aktuatorene til en hver tid.

Sylindrene er synkronisert ved at begge har en målestav inkludert og når sylindere #1 beveger seg nedover vil #2 følge etter, når den får signal om at posisjon ikke lenger er lik sylindere 1. Dette går i en feedback sløyfe så raskt at sylindere vil gå nærmest synkrone.

### Seriekobling

Ved seriekoblede sylindere er volumstrømmen ut fra en sylindere tilsvarende innstrømmen til neste sylindere, se 20.5a.

### Total kraft i seriekobling

Anta at vi erstatter en sylinder med  $n$ -tall sylindere slik at de har tilsvarende totalareal. Sylindere da seriekobles. Totalkraft sylindere kan da yte ved samme tilført trykk er omvendt proporsjonal med antall sylindere, se formel 20.2. For å få samme total ytekraft fra sylindere må vi da ha  $n$  ganger så stor totalareal eller systemtrykk.

$$F_{tot,serie} = \frac{\Delta P_{tot} \cdot A_{tot}}{n} \cdot \eta_{hm} \quad (20.2)$$

$F_{tot,serie}$  = totalkraft sylindere yter [ $N$ ]

$n$  = antall sylindere

$\Delta P_{tot}$  = Total trykkfall over sylindere [ $bar$ ]

$A_{tot}$  = Total stempelareal av sylindere [ $mm^2$ ]

$\eta_{hm}$  = Hydromekanisk virkningsgrad

### Avvik i volumstrøm ved seriekobling

Stempelarealet er ikke den samme på begge sidene av sylindere, fordi på den ene siden tar stempelstangen opp stempelareal. Det fører til at volumstrømmen ikke er den samme på begge sidene av stempelet. Da vil den neste sylinder i serien ikke motta samme volumstrømmen som den første. Den første sylindere vil da ha høyere hastighet enn den neste osv. Dette problemet forverrer seg for hver nye sylinder som er koblet i serie. Like sylindere i koblet i serie vil da ha synkroniserte start og stopp, som likevel resulterer i forskjellig posisjon. En måte å løse dette på er å ha sylindere av forskjellige dimensjoner som kompenserer for forskjellen i areal.

(Bye 2013)

### Parallellkobling

Ved parallellkobling av sylindere (se 20.5b), vil trykket som kommer til hver av sylindere ikke være avhengig av hvor mange sylindere som er koblet parallelt. Det som vil forandre seg ved flere sylindere er volumstrømmen. Så det fører til at hastigheten på stempelet blir omvendtproporsjonal til antall sylindere.

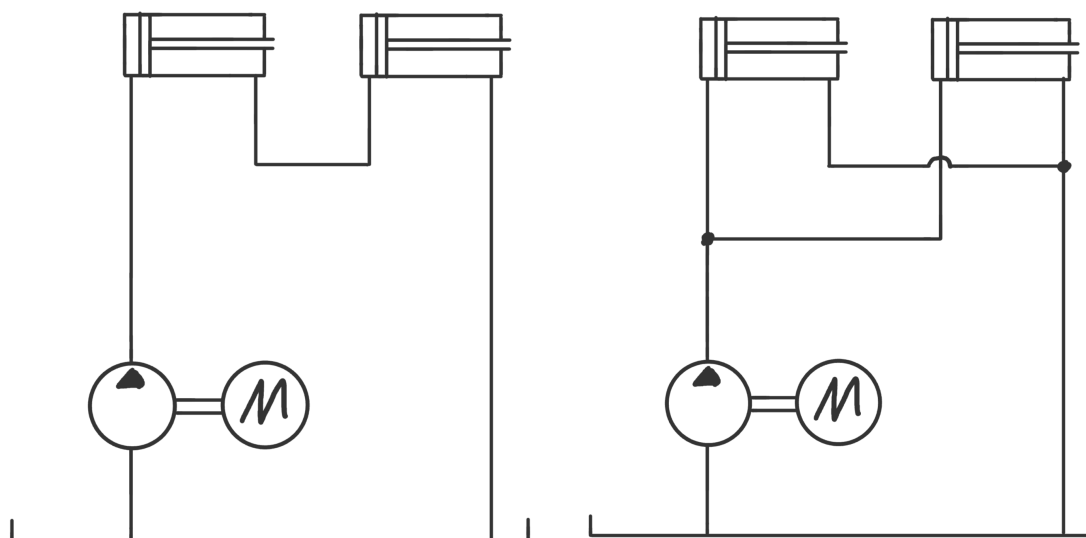
$$v_s = \frac{Q_0}{A \cdot n} \quad (20.3)$$

$v_s$  = hastigheten til stempelet [ $mm/s$ ]

$Q_0$  = volumstrøm før parallellkoblingen [ $l/min$ ]

Problemet med et system med parallelle sylindere som styres av en enkel ventil er å fordele volumstrømmen nøyaktig mellom dem. De mest nøyaktige volumstrømdelere har et avvik på 1,5-3%. Forskjellen i volumstrømmen vil være proporsjonal med avviket mellom stempelene.

Figur 20.5: Forskjellige måter å koble flere sylindere i en hydraulikkrets.



(a) Prinsippskisse av et seriekoblet hydraulisksystem.

(b) Prinsippskisse av et parallelltkoblet hydraulisksystem.

## PID-regulator

Regulator, en algoritme som på grunnlag av avviket mellom en målt verdi og en ønsket verdi, beregner et pådrag som påvirker prosessen for å fjerne eller minimalisere dette avviket. (Gravdahl 2019)

PID-regulator, en type regulator som beregner en utgangsverdi, pådrag, på grunnlag av de matematiske operasjonene proporsjonal forsterkning (P), integralvirkning (I), og derivatvirkning (D) brukt på inngangssignalet. (Gravdahl 2018)

## Måling

**Opplysning** Opplysningsevnen til et måleinstrument er den minste endringen i et inn signal som pålitelig kan påvises av et instrument.

## Nøyaktighet

Nøyaktigheten til et måleinstrument oppgis som regel i prosent av arbeidsområdet eller full utslag. Nøyaktigheten er summert av alle mulige feil som kan oppstå, i

tillegg til nøyaktigheten systemet eller elementet har blitt kalibrert til.

## 20.6 Hydrodynamikk og hydraulikk

I en hydraulisk krets omgjøres mekanisk energi om til hydraulisk energi gjennom motor og pumpe, og tilbake til mekanisk gjennom en aktuator, ofte kalt for hydraulisk sylinder.

### Lineær hydraulisk aktuator

En aktuator er en teknisk innretning som ved hjelp av styresignaler utfører en mekanisk bevegelse. Lineære aktuatorer utfører en lineær (rettlinjet) bevegelse. (Gravdahl 2016)

Hydrauliske aktuatorer blir drevet av en hydraulisk krets og teoretisk kraft de yter blir  $F = \Delta P \cdot A_s$ .

### Strømning og kontinuitetsligningen

Mengde strømning gjennom et rør beskrives som volumstrømmen  $Q$ , og er definert som væskevolum per tidsenhet:

$$Q = \frac{V}{t} \left[ \frac{m^3}{s} \right] \text{ eller } \left[ \frac{l}{min} \right]$$

Volumet kan også uttrykkes med rørarealet  $A$  og stønadslengden  $s$ :

$$V = As \left[ \frac{m^3}{s} \right] \text{ eller } \left[ \frac{l}{min} \right]$$

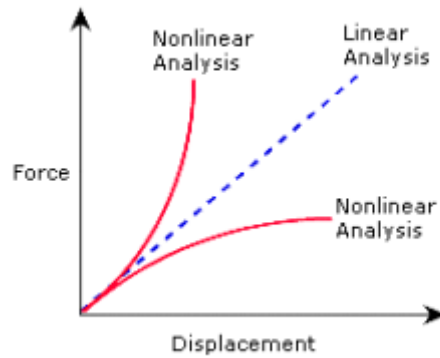
Dette følger til:

$$Q = \frac{As}{t} \text{ og dermed } Q = Av$$

Siden  $Q$  er konstant gjennom røret så gjelder:

$$Q_1 = A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q_2$$

Dette er et uttrykk for kontinuitetsligningen. Kontinuitetsligningen forteller oss at hastigheten endres ved et tverrsnitovergang. Dette er prinsippet bak alle former av trykk- og volumstrømregulatorer.



Figur 20.6: Forskjell på resultater.

## 20.7 Elementanalyse

Simple utregninger av laster kan gjennomføres med enkle analytiske håndberegninger. Når et system eller en del av et system er mer komplekst vil håndberegninger bli for tidkrevende og vanskelig. I slike situasjoner er det nødvendig å bruke et simuleringsverktøy.

For å utføre simuleringer bruker vi Dassault Systems Solidworks 2019-2020 og 2018. Simulerings verktøyene i Solidworks tar utgangspunkt i *finite element analysis*, FEA for kort. Prinsippet om FEA baserer seg på å omgjøre et volum eller 2D plan formulert av DAK tegninger til et elementnett (også kalt *mesh*). Disse elementene tar ofte form av pyramider eller trekantner. Simuleringsverktøyet regner på disse elementene separat ved hjelp av numeriske matematiske modeller, som tar utgangspunkt i spennings-forlengelsesdiagram og de fysikalske egenskapene til valgt materiale. Dette gir oss en tilnærming på hvordan de simulerte komponentene eller systemene reagerer på laster og innfestninger.

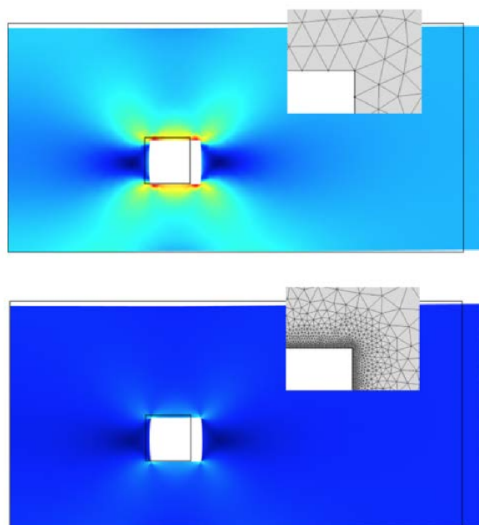
Vi har mange forskjellige type studier tilgjengelig i Solidworks. I hovedsak kan vi dele disse i *statiske* og *ikke-lineære* studier. Statiske studier er tilstrekkelig ved systemer hvor lasttilfellet ikke endres som et resultat av deformasjoner. Ved tilfeller med deformasjoner som påvirker lasttilfellet vil ikke-lineære studier være nødvendig. Figur 20.6 viser et eksempel på hvordan resultatene av et lineært og ikke-lineært studie kan se ut.

Simuleringer i Solidworks gir oss resultater som: von Mises spenninger (resulterende spenninger), utbøying, translasjon, buckling (knekking), utmatting, og varme-



Study	Element size [mm]	Number of nodes	Number of elements	Number of DOF	Max. result. displ. [mm]	Max. von Mises stress [MPa]
<i>tensile load 01</i>	11.45	2779	1479	8166	0.117824	344
<i>tensile load 02</i>	5.72	12208	7028	36069	0.118033	370
<i>tensile load 03</i>	2.86	83769	54741	249903	0.118072	377

Figur 20.7: Økning av elementer gir konvergerende resultater.



Figur 20.8: Lokal endring av elementnett.

utvikling/påføring. I denne oppgaven vil vi hovedsaklig ta for oss resultater som resulterende spenninger, utbøyning, og translasjon.

Det er viktig at analytikeren både har kjennskap til mekanikken bak materialet og har mulighet til å lese resultatene produsert av verktøyet for å få realistiske resultater. Størrelsen av elementene i elementnettet har stor påvirkning på resultatene. I områder hvor det naturlig oppstår spenningskonsentrasjoner (slik som hjørner eller krappe vinkler) kan det oppstå singulariteter i studiene. Altså urealistiske spenningskonsentrasjoner. Dette kan enkelt løses ved å endre størrelsen på elementnettet lokalt eller globalt. Figur 20.8 viser hvordan lokal endring av elementnett kan løse en singularitet. Man ser også at ved en minskning av global elementstørrelse vil spenningsresultatene konvergere mot en verdi. Det er derfor nødvendig å ha et til-

strekkelig fint globalt elementnett slik at man får realistiske resultater. Figur 20.7 viser sammenhengen mellom elementstørrelse og konvergerende resultater.

For å spare tid under simuleringer er det nødvendig å forenkle geometrien man kjører studier på. Det er mange forskjellige måter å forenkle en modell på, og hvilken teknikk man bruker avhenger av hensikten med studiet. Man kan forenkle selve modellen, gjøre en 3D modell om til 2D, bruke kun et utsnitt av en radial komponent, eller kun simulere en funksjonsmodell av komponenten eller systemet. Forenklinger av geometri kan også løse singulariteter i elementnettet.

## 21. Teknologianalyse

Her forklarer vi forskjellige teknologier som kan være relevante for å løse problemstillingen, og som vi har kommet bort i under konseptutviklingsfasen.

### 21.1 Volumstrømdeler - relevant for Hydrosynkron

Volumstrømdelere kommer i tre hovedkategorier: sleidebaserte, rotasjonsdelere og flerkammer volumstrømdelere.

#### **Sleidebaserte volumstrømdelere**

Sleidebaserte volumstrømdelere fungerer som en sleideventil. Ventilen er konstruert på en måte som sørger for lik volumstrøm mellom linjene i forgreningene. Volumetriske nøyaktighet av sleidedelere ligger på  $\pm 5\%$  avhengig av trykkforskjell (hydraulicspneumatics.com 2009).

#### **Rotasjonsdelere**

Rotasjonsdelere baserer seg på flere motorer som sitter på en felles aksling i et felles hus. Motorene har også et felles innløp, men hver sitt eget utløp. Rotasjonsdeleren er i bunn og grunn en lokal pumpe som gir ut flere strømminger. Fordellen den har over sleidedelere er at væsken opplever nærmest ingen trykkfall. Volumstrømfordelere av denne typen har volumetriske nøyaktighet på opp til  $\pm 1,5\%$  (Korane 2017).

#### **Flerkammer volumstrømdeler MZB**

MZB Flerkamret volumstrømdeler består av en rekke med sylindere, hvor stemplene er festet sekvensielt til en gjennomgående stempelstang. Antall kamre tilsvarer antall

sylindere som skal opereres. Hver av sylindere som drives av MZB, må ha samme dimensjon.

MZB vil gi en perfekt synkronisering i alle praktiske formål så lenge sylindere oppleve samme last. Ved forskjellige laster vil hydraulikkvæsken komprimeres proporsjonalt med trykkforskjellen mellom sylindere. Trykkforskjell på 10 bar mellom to sylindere vil resultere i forskjell i utslag på 0,07% av slaglengden. (Jahns-Regulatoren 2020)

## 21.2 Aktiv styring av hydrauliske sylindere - relevant for Servosynkron

Her ser vi på teknologier som brukes for å presisjonsstyre hydrauliske aktuatorer.

### Proporsjonalventil

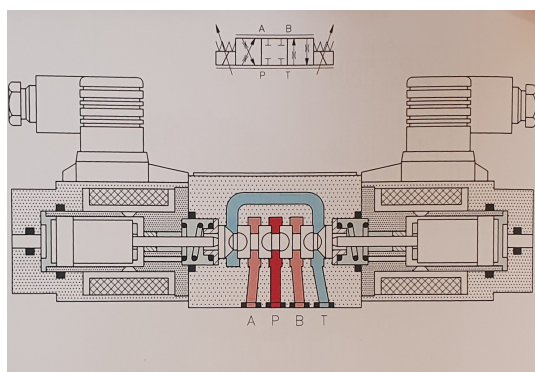
En proporsjonal ventil er en sleideventil som ved hjelp av en proporsjonal magnet ikke bare tillater spesifikke posisjoner, men også en kontinuerlig overgang mellom ventilåpningene. Disse ventiler er da både retningsventiler og volumstrømregulatorer. På grunn av dette brukes proporsjonale ventiler spesielt til hydrauliske og pneumatiske applikasjoner der varierende volumstrøm er nødvendig. Volumstrømmen er proporsjonal med inngangsparameteren (som oftest spenning som varierer fra -10V til 10V). De har problemer med hysteresis og dødbånd.

(Wikipedia 2019a)

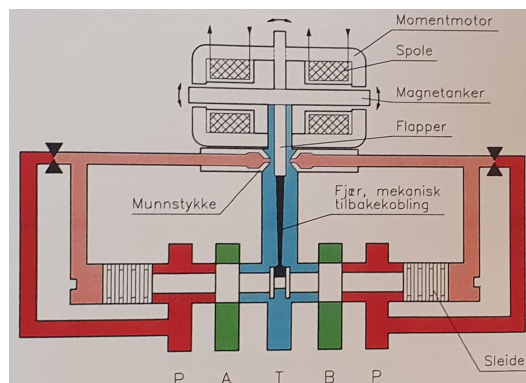
### Servoventil

En servoventil er en bedre variant av en proporsjonalventil. Den tillater en hvilken som helst stilling av ventilåpningen, og dermed fluidstrømmen. Den skiller seg fra den vanlige proporsjonalventilen i utformingen av sleidekanten, en egenskap som nesten fullstendig eliminerer problemer med dødbånd. Servoventiler kan integreres i lukkede feedback-sløyfer, som tillater kontroll av hysteresis og bedre presisjon. Dette gjør servoventiler svært verdifulle, spesielt i reguleringsteknikken. Imidlertid gjør presisjonen som er nødvendig for produksjonen dem dyre. På grunn av deres nøyaktighet har den komponenter som er svært sensitive for forurensninger i hydr-

aulikkvæsken, så det kreves høy renhet. (Wikipedia 2019b) (Bye 2013)



(a) Proporsjonalventil (Bye 2013)



(b) Servoventil (Bye 2013)

## 21.3 Sensorer og måleutstyr - relevant for Servosynkron og Hydrosynkron

Ved aktiv overvåkning av jevnhet kreves det måleutstyr. Det oppstår ujevnhet i både posisjon og kraft, og dermed trenger vi en måte å måle disse.

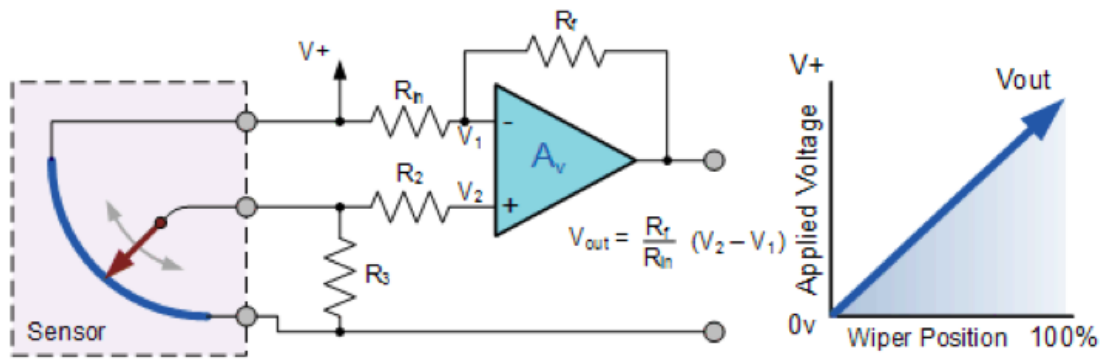
### 21.3.1 Posisjonssensorer - relevant for Servosynkron og Hydrosynkron

Posisjonsmålere vi er interesserte i måler lineære avstander. For presisjonsstyring ved nøyaktigheten vår mekanisme krever måleutstyret ha høy oppløsning, lav ikke linearitet og nok rekkevide.

#### Potensiometre

Det mest utbredte posisjonssensoren virker via et potensiometer. Posisjonsmåleren justerer resistansen av potensiometeret og gir et analogt signal som er proporsjonal med posisjonen. De kan komme innebygde i sylindrer.

(electronics-tutorials 2014)

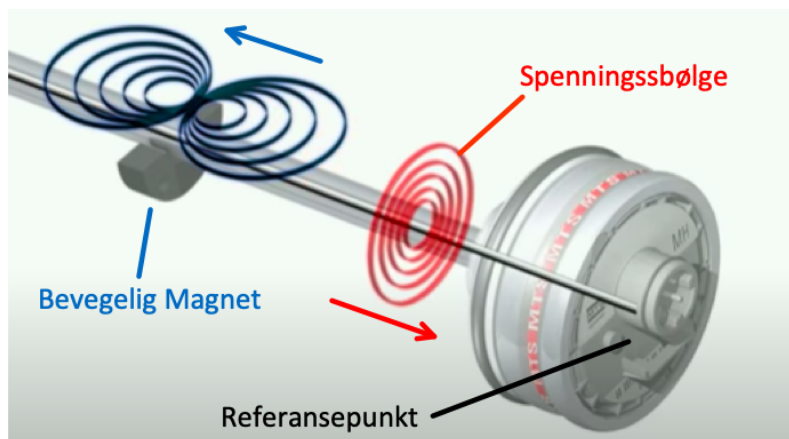


Figur 21.2: Potensiometer basert posisjonsmåler (electronics-tutorials 2014).

### Magnetostriktive Posisjonsmålere

Magnetostriktive posisjonsmålere baserer seg på en magnet som beveger seg i forhold til et stasjonært referansepunkt. Aksen mellom dem er av ferromagnetisk materiale, og ved bevegelsen av magneten vil det opptre spennings i den. Det måles tiden bølgen tar til å nå referanse punktet, og fordi lyd hastigheten i materialen er kjent kan avstanden mellom magneten og referansepunktet beregnes. Disse posisjonsmålere kan bygges i sylindere for å måle slaglengden.

(electronics-tutorials 2014)



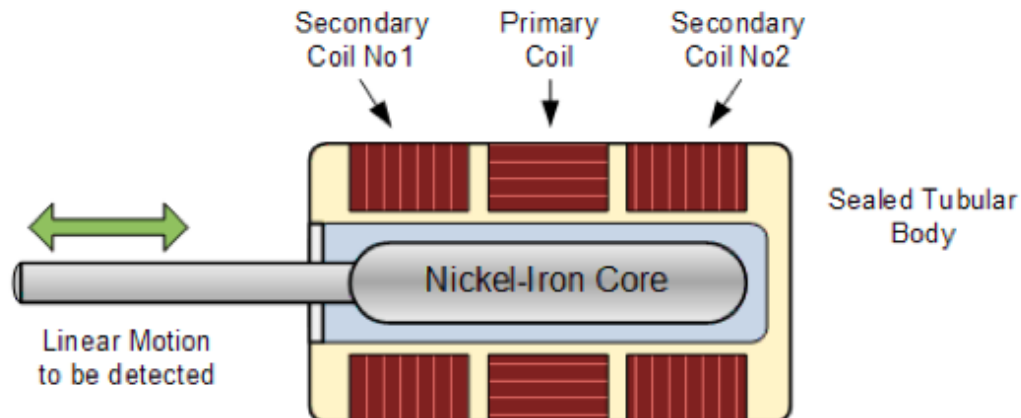
Figur 21.3: Arbeidsprinsipp av magnetostriktiv måler (MTS 2017)

### Linear Variable Differential Transformer - LVDT

Denne typen posisjonssensor er induksjonsbasert. Den består av 3 spoler, en primær og to sekundære. De sekundære spolene er 180o faseforskjøvet på begge sider av den primære spolen. En armaturjern beveges gjennom spolene. Jernet induserer spenning

i sekundærspolene og differansen mellom disse spenningene er lineær proporsjonalt med posisjonen av jernet.

(electronics-tutorials 2014)



Figur 21.4: Enkel oppbygging av en LVDT posisjonsmåler (electronics-tutorials 2014)

## Kodere

Den siste teknologien for posisjonsmåling vi undersøker er kodere (encoder). Måleren har unike koder som tilsvarer forskjellige posisjoner. De måler lineær bevegelse enten direkte eller indirekte ved en roterende disk. Vinkelavstanden til disken regnes om til lineær strekning. På grunn av plass begrensningene er de roterende koderene som er mest relevante. (sst.)



Figur 21.5: Disken til en rotasjonskoder. Hver posisjon tilsvarer en kode på disken. (electronics-tutorials 2014)

## Sammenlikning av posisjonssensorer

Technology	Resolution <sup>a</sup>	Non-linearity <sup>b</sup>	FSR <sup>c</sup> available	Ruggedness
Magnetostriction	high	low	10 mm - 20 m	high
LVDI	high	medium	2 mm - 200 mm	high
Inductive	medium	medium	2 mm - 500 mm	high
Encoder	high	low	10 mm - 2 m	low
Ultrasonic	low	high	100 mm - 20 m	medium
Potentiometer <sup>d</sup>	medium	medium	10 mm - 500 mm	medium

<sup>a</sup> Higher resolution is better, and means smaller steps as the output changes.

<sup>b</sup> Lower non-linearity is better, and means the difference between a straight line and the output.

<sup>c</sup> FSR means Full Stroke

<sup>d</sup> The Potentiometer is a contact-type transducer, all others listed are non-contact

**Table 1:** Comparison of several popular types of linear position sensors.

 - Relevante teknologier

Figur 21.6: Tabell som sammenligner posisjonssensorer (MTS 2006)

### 21.3.2 Kraftmåling - relevant for Servosynkron

#### Strekkklapp

Strekkklapp, måleelement som bygger på at resistansen for en metalltråd eller et annet elektrisk ledende materiale forandrer seg ved forlengelse.

I en vanlig utførelse er en motstandstråd innstøpt i et bæreak av plast som kan limes til et underlag, f.eks. en bjelke eller en maskindel. Motstandstråden vil få samme lengdeendring som underlaget, og forandringen av resistansen måles. For å redusere temperaturens innflytelse, brukes et motstandsmateriale med liten temperaturkoeffisient. (Andersen 2017)

#### Trykkmålere

En annen måte å finne kraften er å se på trykkforskjellen over stempelet. Da plasseres en trykkmåler på tilførselen til stempelet, og en på avløpet.

Kraften er proporsjonal med trykkfallet over sylindren. Ved bruk av en digital output blir de to trykkene sendt til et PLS-system som beregner den aktuelle kraften.





(a) Strekkklapp som fungerer med kompresjon og strekk (Andersen 2017).



(b) Trykkmåler som kobles en på hver side av stempel (ATO 2020)

# Del VII

## Vedlegg og Kilder

# Figurer

1.1	Komplekst asymmetrisk støpegods. . . . .	4
1.2	Støpeform. . . . .	4
1.3	Utvalg av produkter Aludyne produserer. . . . .	6
1.4	Porsche Panamera med deler fra Aludyne. . . . .	6
1.5	Maskinens ytre dimensjoner. . . . .	8
1.6	Koordinatsystemet til maskinen. . . . .	8
3.1	Produktutviklingsmodellen som gruppen følger. . . . .	12
5.1	Utstøtesylindren. . . . .	17
5.4	Den utsvingende platen. . . . .	19
5.5	Det utsvingende systemet. . . . .	19
5.7	Resten av maskinen. . . . .	21
5.8	Bilde av hele formen og FIUP. . . . .	22
5.9	Utsnitt av hydraulisk krets som viser trykkreduksjon til utstøtesylinder. . . . .	22
6.1	Rett før produktet støtes ut, robotarm tar imot støpet. . . . .	24
7.1	Forenklet prinsippskisse av formens asymmetriske geometri og friksjonsflater. . . . .	26
7.2	Skjermdump fra video av riktig utstøteprosess hvor FIUP er parallell med formen. . . . .	28
7.3	Skjermdump fra video av feil/skjev utstøtning . . . . .	29
7.4	Trykkfall over sylindrer resulterer i kraften. . . . .	30
7.5	Opplagring ved kilemodus #1. . . . .	31
7.6	Figur av kvadranter i støpeform (støpet er kun et eksempel). . . . .	32

7.7	Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #1, #2 og hyperref[kilemodi3]#3, og kritiske verdier ved forskjellige kilemodi. . . . .	33
7.8	Stressplott av utstøteplate ved 50 [kN], kilemodus #1. . . . .	34
7.9	Stressplott av guideramme ved 50 [kN], kilemodus #1. . . . .	34
7.10	Stressplott av mekanisme ved 36,5 [kN], kilemodus #3. . . . .	35
7.11	Deformasjonsplott av mekanisme ved 50 [kN], kilemodus #1. . . . .	36
7.12	Figur 7.7: Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #1, #2 og #3, og kritiske verdier ved forskjellige kilemodi.	37
8.1	Maskintegning - Arbeidsrom og dimensjoner på relevante komponenter. #12 Blå plate, #9 Horisontale sylindere, #8 Utsvingeplate, #10 Utsvingearm. . . . .	42
8.2	snitt av 2D arbeidsrom med begrensninger. . . . .	44
8.3	Snitt av 3D arbeidsrom med begrensninger. . . . .	44
11.1	Lovende konsepter. . . . .	54
11.2	Skisser av dagens og ideell plassering av aktuatorer på utstøteplaten. . . . .	57
11.3	Eksempel på stempel så langt unna sentrum som mulig. . . . .	58
11.4	Beste plassering. . . . .	58
11.5	Verdier for $d_2$ ved varierende trykk $P_2$ og antall sylindere $n$ . . . . .	59
11.6	Jahn Hydrauliks forslag til hydraulisk krets med MZB flerkammerdeler (Jahns-Regulatoren 2020, s.21). . . . .	61
11.7	DAK skisse av konsept. . . . .	62
11.8	Forklarende tegning av MZB-flerkamret volumstrømdeler (Jahns-Regulatoren 2020), dette bildet har kun 2 kammer. . . . .	62
11.9	Grov skisse av hydraulisk krets. . . . .	63
11.10	DAK skisse av konsept. . . . .	63
11.11	Blokkdiagram som viser generelle steg under utstøtingen. . . . .	64
11.12	Eksempel på enkel ventilblokk for måling av trykk over A og B porter. . . . .	65
12.1	Avvik grunnet bøyning ved kilemodus #1 og #3. . . . .	67
13.1	Liste 7.2 fra NS-EN-ISO-4413 2010, s.26-27. . . . .	72
13.2	Liste 7.3 fra NS-EN-ISO-4413 2010 s.27. . . . .	73
13.3	Risikomatrise. . . . .	74

14.1	MZB volumstrømsdeler. . . . .	77
14.2	Full krets med våre endringer og markerte områder. . . . .	79
14.3	Full krets med våre endringer og B29/4 ventilblokk samt MZB-4 fler- kammerdeler. Komponenter er nummerert. . . . .	80
14.4	Forenklet representasjon av krets i FluidSim 4. . . . .	83
14.6	. . . . .	84
14.7	. . . . .	85
14.8	Full krets med solenoidnavn. . . . .	85
14.9	Sekvensdiagram for hydrosynkron hydraulikk krets. . . . .	86
14.10	Mulige verdier til fortrykket ved forskjellige innstillinger av sikker- hetsventilen. Komplette utregningen finnes i vedlegg 22.29 . . . . .	89
14.11	Minste nødvendige volum (liter) i flerkammerdeler i forhold til slag- lengde på arbeidsstempel. . . . .	90
14.12	MZB-4-080 (markert med grått) (Jahns-Regulatoren 2020, s.8). . . . .	90
14.13	Lengde på flerkammerdeler (merk at dette er for MZB-4-140, men økningsen er tilsvarende for MZB-4-080) (Jahns-Regulatoren 2020, s.11). . . . .	90
14.14	MZB-4-140 (markert med grått) (Jahns-Regulatoren 2020, s.10). . . . .	91
14.15	Spesifikasjoner på arbeidsstempel (skjermdump fra konfigurasjonsside av stempel: Parker (2020b)). . . . .	92
14.16	Eksempelkonfigurasjon for styreventilen D3FP. . . . .	93
14.17	Utsnitt av figur 14.3: Kritiske trykklinjer (vises i rødt). . . . .	94
14.18	Tabeller 1 og 2 fra NS-2084 2005, s.3. . . . .	95
14.19	Tabell 3 fra NS-2084 2005, s.4. . . . .	95
14.20	Tabell 4 fra NS-2084 2005, s.4. . . . .	96
14.21	Tabeller 5 og 6 fra NS-2084 2005, s.5. . . . .	97
14.22	Tabell 7 fra NS-2084 2005, s.6. . . . .	97
14.23	Figur for valg av filtreringsevne fra NS-2084 2005, s.6. . . . .	98
14.24	. . . . .	99
14.25	. . . . .	99
14.26	Forslag til festeløsning (utsnitt av vedlegg 22.4). . . . .	100
15.1	Artistisk representasjon av konseptet. . . . .	105
15.2	MZB volumstrømsdeler. . . . .	105

17.1 Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #3, samt kritisk verdi. . . . .	110
17.2 Graf som viser sammenheng mellom kraft og avvik, ved kilemodus #3, og kritiske verdier fort vårt konsept og dagens mekanisme. . . . .	111
17.3 Plassering av skruehull. . . . .	113
17.4 Stressplott av simulering av blå plate. . . . .	113
17.5 Overslagskalkyle av mekanismens antatte lønnsomhet som funksjon av forholdet mellom kompensasjonskreftene. . . . .	114
20.1 Skjematisk spennings-forlengelsesdiagram (arbeidskurve) for almin- nelig konstruksjonsstål . . . . .	123
20.2 Formler for elastisk deformasjon . . . . .	124
20.3 Frittopplagret bjelke (Meccanica 2020) . . . . .	125
20.4 Utragerbjelke (Meccanica 2020) . . . . .	125
20.5 Forskjellige måter å koble flere sylindere i en hydraulikkrets. . . . .	128
20.6 Forskjell på resultater. . . . .	130
20.7 Økning av elementer gir konvergerende . . . . .	131
20.8 L . . . . .	131
21.2 Potensiometer basert posisjonsmåler (electronics-tutorials 2014). . . . .	136
21.3 Arbeidsprinsipp av magnetostriktiv måler (MTS 2017) . . . . .	136
21.4 Enkel oppbygging av en LVDT posisjonsmåler (electronics-tutorials 2014) . . . . .	137
21.5 Disken til en rotasjonskoder. Hver posisjon tilsvarer en kode på disken. (electronics-tutorials 2014) . . . . .	137
21.6 Tabell som sammenligner posisjonssensorer (MTS 2006) . . . . .	138
22.1 Produktutviklingsmodellen til French (1999) og modellen brukt av gruppen . . . . .	151
22.2 Trigonometrisk beregning av avvik ved maksimale hylsetolleranser. . . . .	152
22.3 Exploded view av maskinen . . . . .	152
22.4 KO00 . . . . .	155
22.5 KO01 . . . . .	155
22.6 KO02 . . . . .	156
22.7 KO03 . . . . .	157

22.8 KO04 . . . . .	158
22.9 KO05 . . . . .	158
22.10KO06 . . . . .	159
22.11KO08 . . . . .	159
22.12Kile-modi #1 Solidworksopplagring. . . . .	160
22.13Kile-modi #2 Solidworksopplagring. . . . .	160
22.14Kile-modi #3 Solidworksopplagring. . . . .	161
22.15Definisjon av studier på kilemodus # 3. Opplagring fra analyse av problem. Merk at “fixture” på utstøteplate varierer i forhold til kile-modi, og kraft varierer for datasettets skyld. Skruer har tiltrekk- ningsmoment 4200 [Nm] (se vedlegg 22.4) . . . . .	161
22.16Interpolert polynom graf for avvik i x-retning med punkter. . . . .	162
22.17Interpolert polynom graf for avvik i y-retning med punkter. . . . .	162
22.18Interpolert polynom graf for avvik i xy-retning med punkter. . . . .	163
22.19Interpolerte polynomer for alle avviks grafer. . . . .	163
22.20Beregning av antall sykluser utstøtemekanismen går gjennom i løpet av ønsket levetid. . . . .	164
22.21Teknisk blad for hydraulikkvæsken . . . . .	165
22.22Utleidelse av formel for ny diameter. . . . .	167
22.23Korrespondanse med Delta Motion angående avvik i Servosynkron konseptet 1 . . . . .	167
22.24Korrespondanse med Houghton for å finne bulkmodulusen av Houghto- Safe 620. . . . .	168
22.25Korrespondanse med Delta Motion angående avvik i Servosynkron konseptet 2 . . . . .	168
22.26Utrekning - valgmatrise . . . . .	169
22.27Tabell A.1 fra NS-EN-ISO-4413 2010, s.31-32 . . . . .	170
22.28Fortsettelse av tabell A.1 fra NS-EN-ISO-4413 2010, s.31-32 . . . . .	171
22.29Komplette utregninger av mulig fortrykk. Vekten tar utgangspunkt i volumet av utstøtemekanismen og tettheten til stål. . . . .	172
22.30Fullstendig opplagring for simulering av blå plate . . . . .	172
22.31Pris for MZB . . . . .	173
22.32Pris for MZB konvertert i kr likeforex 2020 . . . . .	173
22.33Pris for B29 . . . . .	173

22.34	Pris for B29 konvertert i kr likeforex 2020 . . . . .	173
22.35	Pris for styreventil D3FP E02Y C9HB00 . . . . .	174
22.36	Utleddning av $K_{tot}$ del 1 . . . . .	174
22.37	Utleddning av $K_{tot}$ del 2 . . . . .	174
22.38	Utleddning av $K_{tot}$ del 3 . . . . .	175



# Tabeller

4.1	Rapportens disposisjon. . . . .	15
5.1	Komponentoversikt (med linker til vedlegg av maskintegninger til utstøtemekanismen). Exploded view av maskinen kan man finne i vedlegg 22.3 . . . . .	23
7.1	Målinger av temperatur i °C. . . . .	38
10.1	Konsepter og om de oppfylle kravsjekklisen. . . . .	52
11.1	Fordeler og ulemper for forskjellig antall sylindere. . . . .	60
12.1	Prioriteringsvektor til forskjellige kategorier. . . . .	70
12.2	Poengscore til forskjellige konsepter (poengscoren er ganget med 1000 for lettere framstilling). . . . .	70
13.1	Identifiserte situasjoner S1-S7 og deres risikovurdering. . . . .	75
14.1	Komponentliste til figur 14.3. . . . .	80
14.2	Forenklet tabellarisk framstilling av sekvensdiagram. . . . .	87
15.1	Komponentliste. . . . .	102
15.2	Teknisk data. . . . .	103
22.1	Sjekkliste for videreutvikling av konsepter . . . . .	166

# Uttrykk og forkortelser

- Kritisk utstøtefeil: Utstøteprosessen kan havne i en ond sirkel om feil oppstår, hvor videre utstøting fører til videre kiling og større ujevnheter. Kritisk utstøtefeil oppstår ved ujevnheter over  $[0,7 \text{ mm/m}]$ .
- Kompensasjonskraft: Kraften en gitt mekanisme klarer å yte før *kritisk utstøtefeil* oppstår.
- FIUP: Den formintegrerte utstøteplaten, som utstøtemekanismen trykker på, og fordeler kraften på støpegodset.
- Kilemodi: teoretiske opplagringer for kiletilfeller som vi definerer i DAK studier.
- Kilemodus #1: kiletilfelle ved de to ytterste utstøtepinne i x-retning.
- Kilemodus #2: kiletilfelle ved de to ytterste utstøtepinne i y-retning.
- Kilemodus #3: kiletilfelle ved bare et av de ytre utstøtepinnene.

# Bibliografi

NS-2084 (2005). *Generelle regler for valg og dimensjonering av hydraulikkfiltere*. 1rd. Norsk standard.

Andersen, Paul Bjørn (2017). *Strekklapp*. URL: <https://snl.no/strekklapp> (sjekket 07.05.2020).

ATO (2020). *Tension and Compression Load Cell*. URL: <https://www.ato.com/tension-and-compression-load-cell-1kg-to-200kg#quickTab-reviews> (sjekket 10.05.2020).

Bye, P. (2013). *Hydraulikk*. 1st. Bye, P.

Cross, N. (2008). *Engineering Design Methods: Strategies for Product Design*. 4th. John Wiley & Sons LTD.

Dørum, Arne (2017). *Maskindeler*. 1st. Akademika.

electronics-tutorials (2014). *Posisjonsmålere*. URL: [https://www.electronics-tutorials.ws/io/io\\_2.html](https://www.electronics-tutorials.ws/io/io_2.html) (sjekket 05.05.2020).

NS-EN-ISO-4413 (2010). *Hydraulikk: Generelle regler og sikkerhetskrav for systemer og deres komponenter*. 3rd. Norsk standard.

Falck-Ytter, Harald (1991). *Materialteknologi: Del 1 Grunnlag*. 1st. Akademika.

Gravdahl, Jan Tommy (2016). *Aktuator*. URL: <https://snl.no/aktuator> (sjekket 07.05.2020).

– (2018). *PID Regulator*. URL: <https://snl.no/PID-regulator> (sjekket 07.05.2020).

– (2019). *Regulator*. URL: <https://snl.no/regulator> (sjekket 07.05.2020).

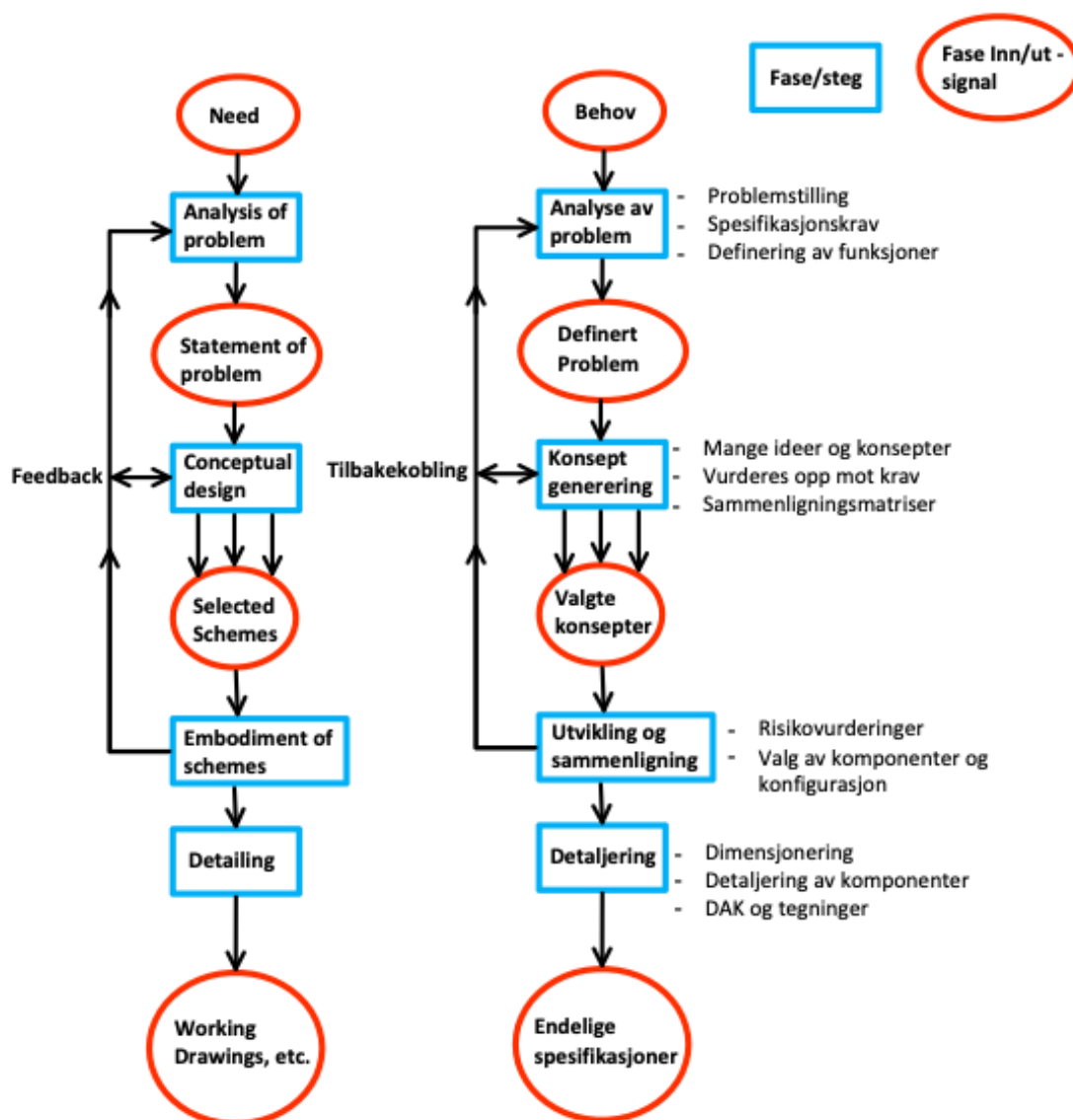
Grøn, Øyvind (2019). *Newtons Lover*. URL: [https://snl.no/Newtons\\_lover](https://snl.no/Newtons_lover) (sjekket 01.05.2020).

hydraulicspneumatics.com (2009). *Flow Divider Circuits*. URL: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/other-technologies/article/21883443/book-2-chapter-11-flow-divider-circuits> (sjekket 27.05.2020).

- Jahns-Regulatoren (2020). *Multi-Camber-Volumetric-Divider MZB*. URL: <https://www.icfluid.com/wp-content/uploads/2018/07/Volumetric-Flow-Dividers.pdf> (sjekket 14.05.2020).
- Jakobsen, Mette Mo (2009). *Produktutvikling: Verktøykasse for utvikling av konkurransedyktige produkter*. 1st. Fortuna Forlag.
- Korane, Ken (2017). *Bucher Flow Divider Offer Higher Precision*. URL: <https://www.mobilehydraulictips.com/bucher-flow-dividers-offer-higher-precision/> (sjekket 28.05.2020).
- likeforex (2020). *Currency Converter*. URL: [https://www.likeforex.com/currency-converter/euro-eur\\_nok-norwegian-krone.htm/](https://www.likeforex.com/currency-converter/euro-eur_nok-norwegian-krone.htm/) (sjekket 26.05.2020).
- Meccanica (2020). *Likevekt av plane kraftsystem*. URL: [http://meccanica.no/statikk/likevekt2\\_e.html](http://meccanica.no/statikk/likevekt2_e.html) (sjekket 08.05.2020).
- MTS (2006). *Magnetostrictive Linear-position Sensors - Sizing And Applying Magnetostrictive Linear-position Sensors*. URL: [https://www.controldesign.com/assets/wp\\_downloads/pdf/mts\\_sensors.pdf](https://www.controldesign.com/assets/wp_downloads/pdf/mts_sensors.pdf) (sjekket 07.05.2020).
- (2017). *Temposonics Magnetostriction Video Mobile*. URL: <https://youtu.be/FRS0fr32sD4?t=32> (sjekket 05.05.2020).
- Parker (2020a). *Direkt Operated Proportional DC Valve*. URL: <https://tinyurl.com/yaonfyym> (sjekket 25.05.2020).
- (2020b). *HMIX Hydraulic Cylinders with Integrated Transducer*. URL: <https://ph.parker.com/no/nb/hmix-series-hydraulic-feedback-cylinders> (sjekket 25.05.2020).
- (2020c). *HMIX Hydraulic Cylinders with Integrated Transducer*. URL: <https://tinyurl.com/y7ocwrn3> (sjekket 25.05.2020).
- ramko (2020). *HYDRAULIC CYLINDER 125MM BORE 80MM ROD 400MM STROKE*. URL: <https://tinyurl.com/yc6kzoxg> (sjekket 28.05.2020).
- Rostaldås, Olsson Johansen Langlo (2014). *Praktisk Prosjektledning: Fra ide til gevinst*. 2nd. Fagbokforlaget.
- Rosvold, Knut A (2018). *PLS - Prosessdatamaskin*. URL: [https://snl.no/PLS\\_-\\_prosessdatamaskin](https://snl.no/PLS_-_prosessdatamaskin) (sjekket 07.05.2020).
- Wikipedia (2019a). *Proportionalventil*. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Proportionalventil> (sjekket 19.04.2020).
- (2019b). *Servoventil*. URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Servoventil> (sjekket 17.04.2020).

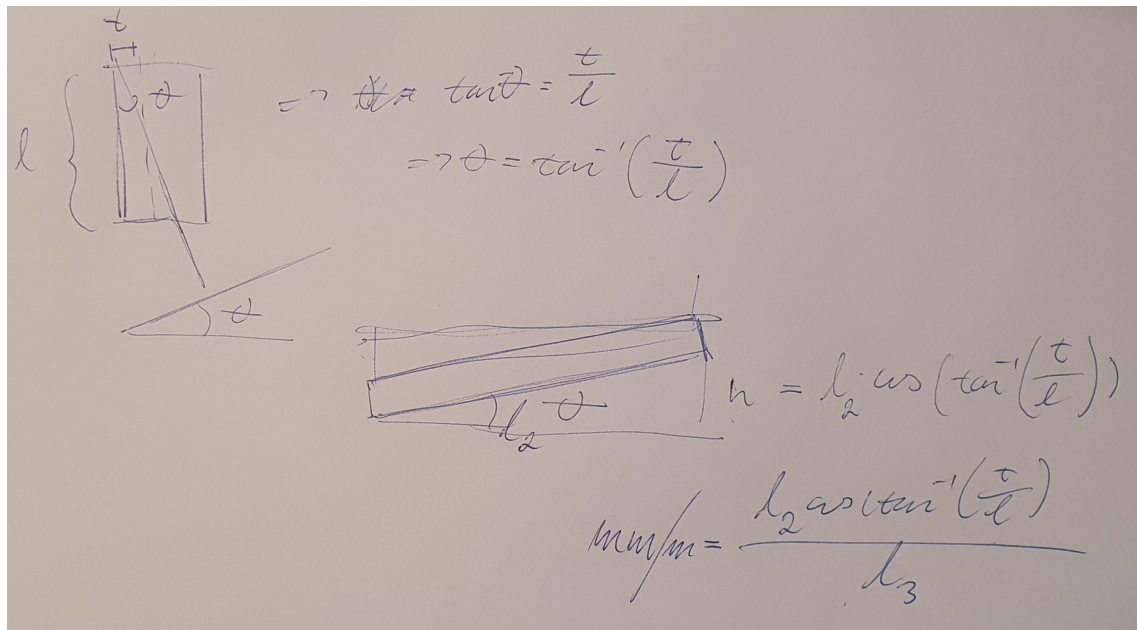
# 22. Vedlegg

Del I

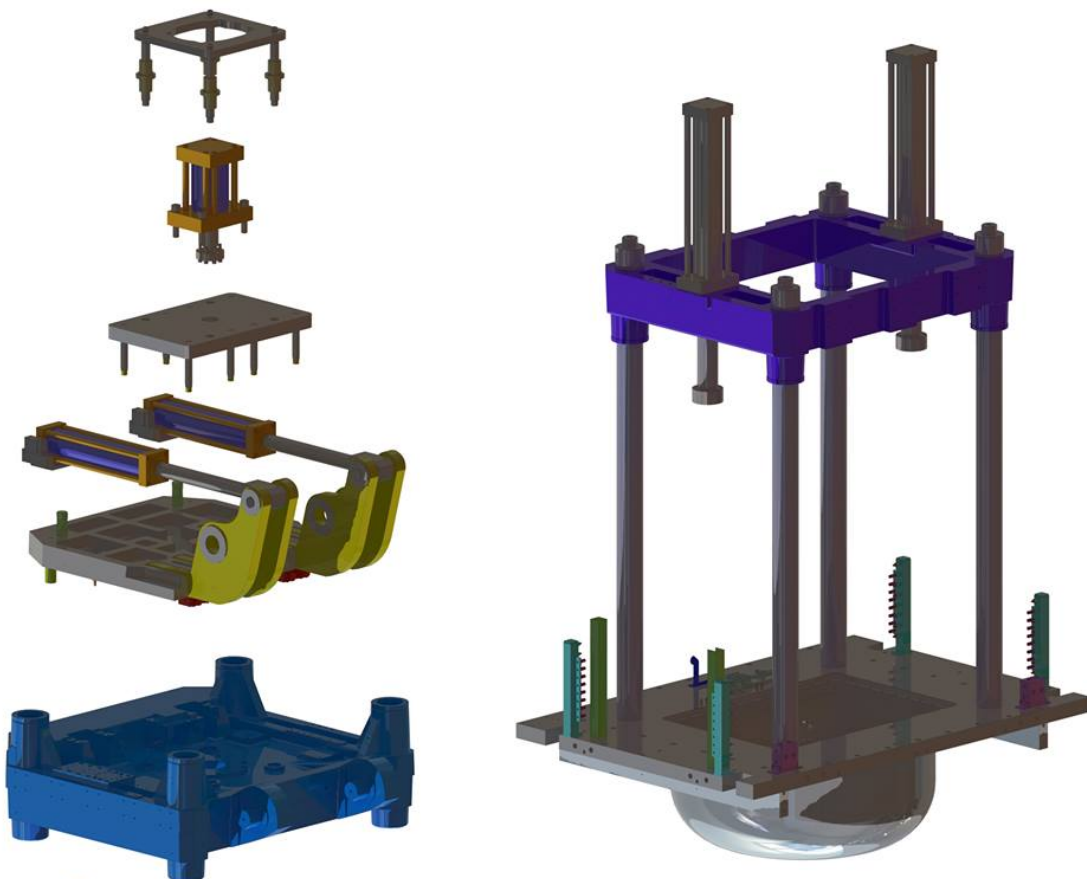


Figur 22.1: Produktutviklingsmodellen til French (1999) og modellen brukt av gruppen

## Del II



Figur 22.2: Trigonometrisk beregning av avvik ved maksimale hylsetolleranser.



Figur 22.3: Exploded view av maskinen

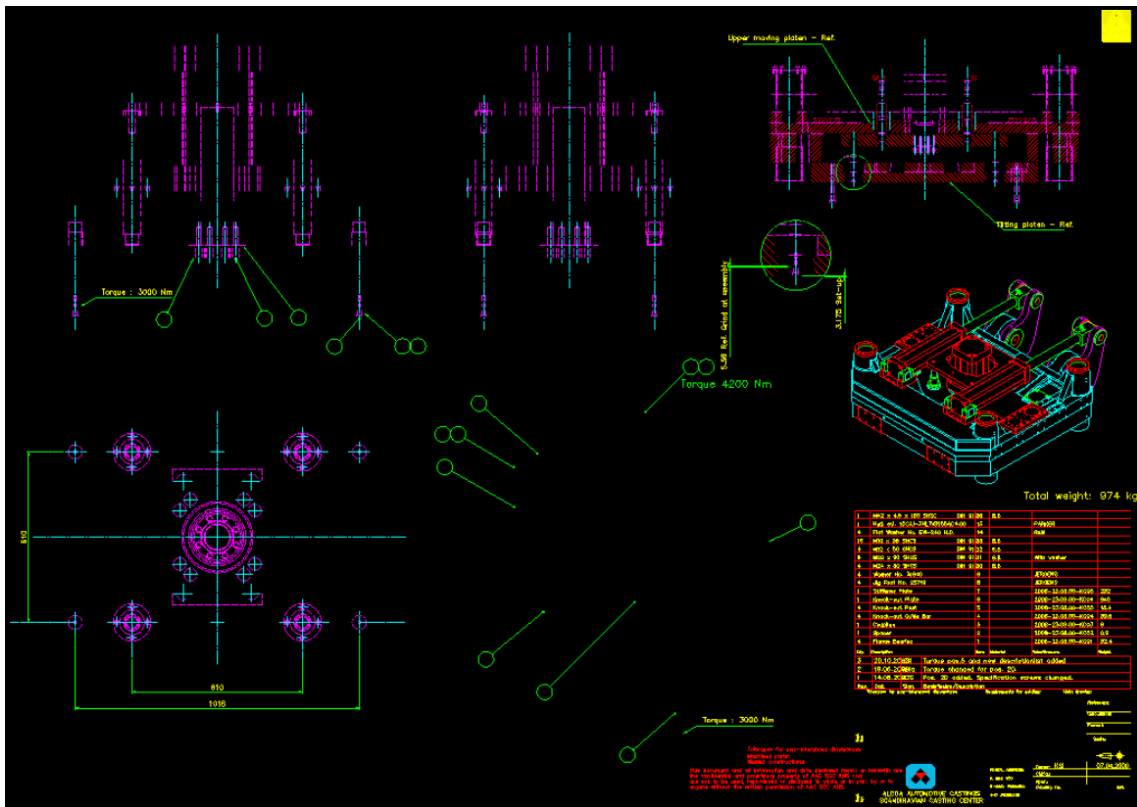
## Møtereferat 48

Møte #	48
Dag & dato	17.04.2020
Tidsrom	09:00-09:30
Sted	Online (webx)
Oppmøte	Gruppen og Representanter fra bedriften
Referent	Ivan Gushkov
Kopi	Gruppen og veileder via OneDrive og Overleaf
Beskrivelse	<p>Gruppen møtte med representanter fra bedriften for å avklare kravspesifikasjonene. I tillegg til kravspesifikasjonene, fikk vi mer informasjon angående systemet og produksjonen:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• 0,7 [mm/m] avikk-tallet kommer fra målinger og beregninger av støpeformens slipvinkler.</li><li>• Sylinder slaglengde er unik for hver produkt, det kan være alt fra 20-60mm</li><li>• Levetid skal være 15 år</li><li>• Bare UM kan demonteres</li><li>• Vedlikehold<ul style="list-style-type: none"><li>– Smøring av maskiner to ganger i uken</li><li>– Formvedlikehold tre timer to ganger i uken</li><li>– Stor vedlikehold hver 6-12 måneder</li></ul></li><li>• Vrakprosent pga. riper i formen ligger på 1-2%. Dette vil tilsvare en forbedringspotensial på 900 000 NOK, per masking per år.</li><li>• PLS programmering gjøres både internt og outsourcet.</li></ul>

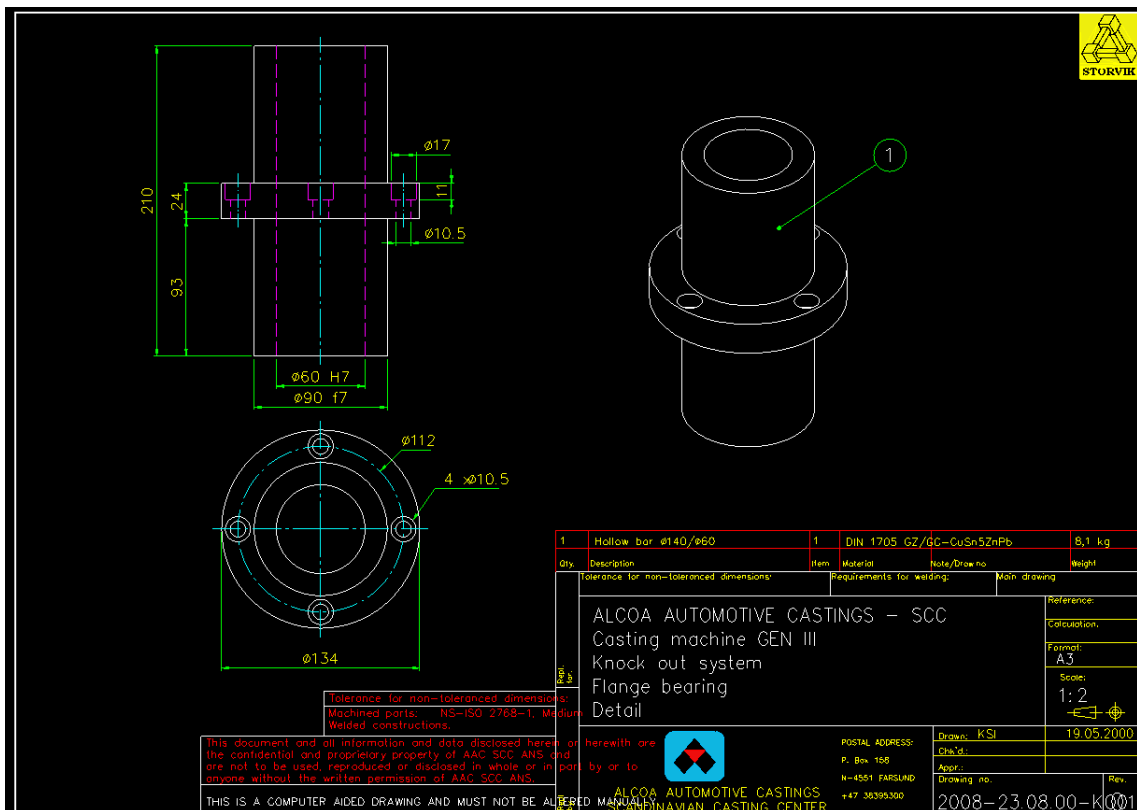
## Møtereferat 49

Møte #	49
Dag & dato	15.05.2020
Tidsrom	11:00-14:00
Sted	Nidaros Skytterlag
Oppmøte	Jan Erik Schopmeier og Ivan Gushkov
Referent	Ivan Gushkov
Kopi	Gruppen og veileder via OneDrive og Overleaf
Beskrivelse	<p>Møte med en hydraulikkespert angående konseptet Flere Sylindere: Hydrosynkron. Det vi fikk ut av møtet er:</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• For å unngå luftblærer bør konseptet inneholde en fortrykk system som komprimerer luftboblene.</li><li>• Når bare en sylinder er belastet vil fordeleren funke som en trykkforsterker.</li><li>• Sikkerhetsventilene skal være direktedrevne.</li><li>• Trykkbegrensnings-ventiler og tilbakeslagsventiler skal ha lav hysteresis.</li><li>• Problemer med væsketemperatur kan unngås med å inkludere et system som bytter ut væsken for hvert syklus.</li><li>• Volumet på kammerene må være 50% så stor som sylindervolumet, helst dobbelt så stor.</li><li>• Bedrifter som Atos Hydraulik leverer elektriske synkroniseringssystemer slik som vi trenger i Flere Sylindre: Servosynkron</li></ul>

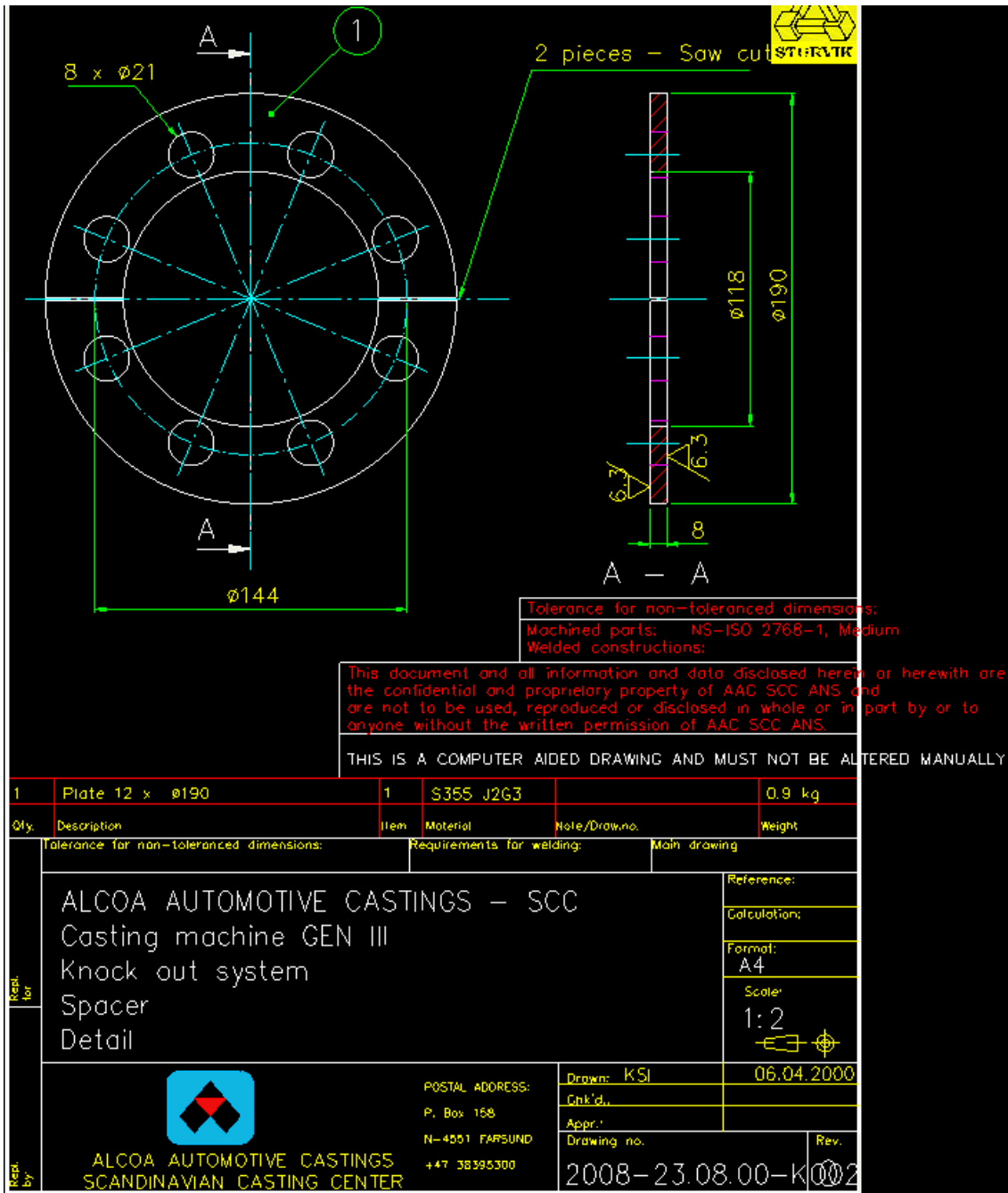




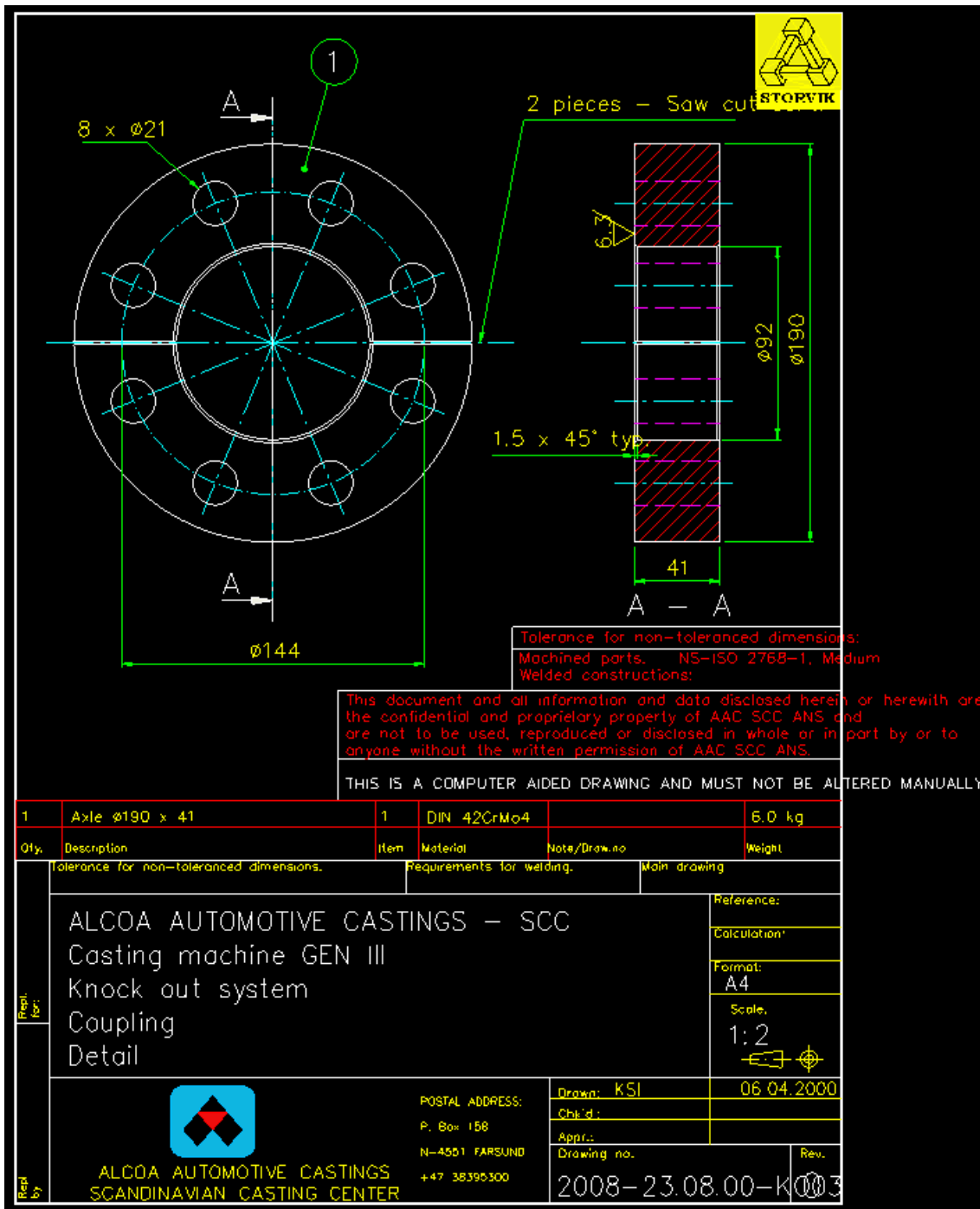
Figur 22.4: KO00



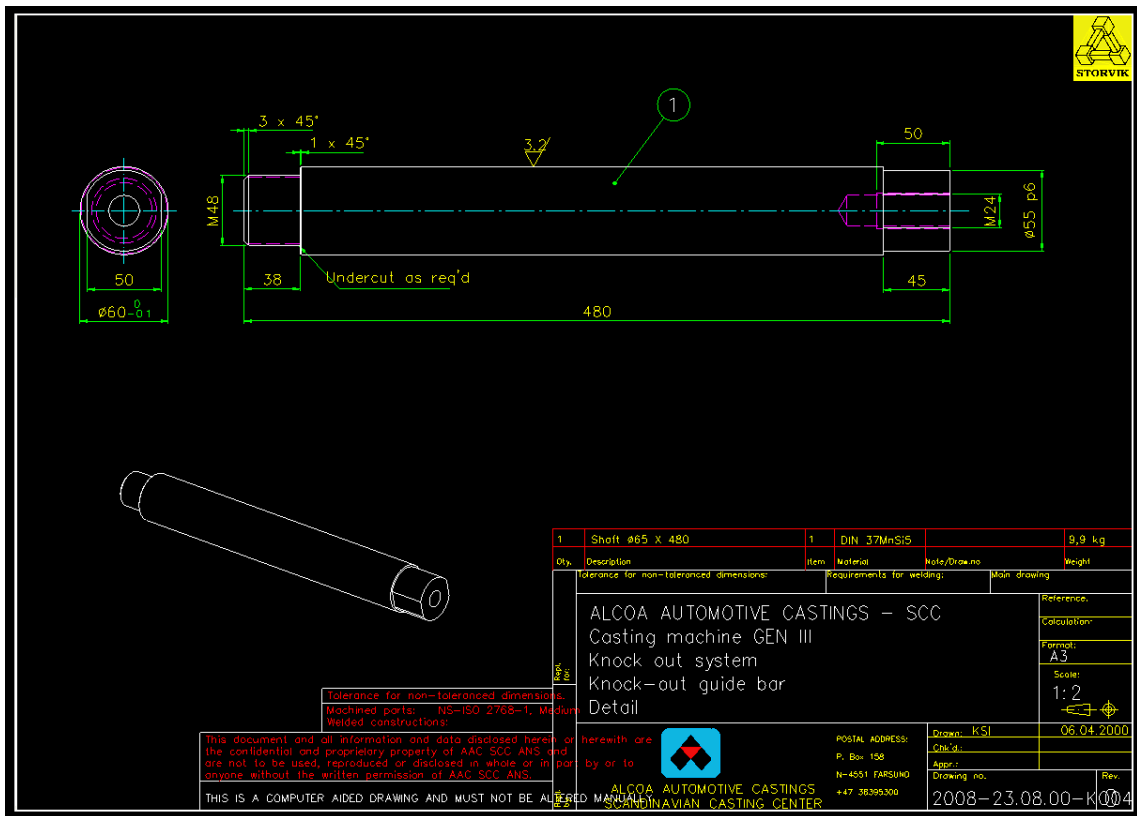
Figur 22.5: KO01



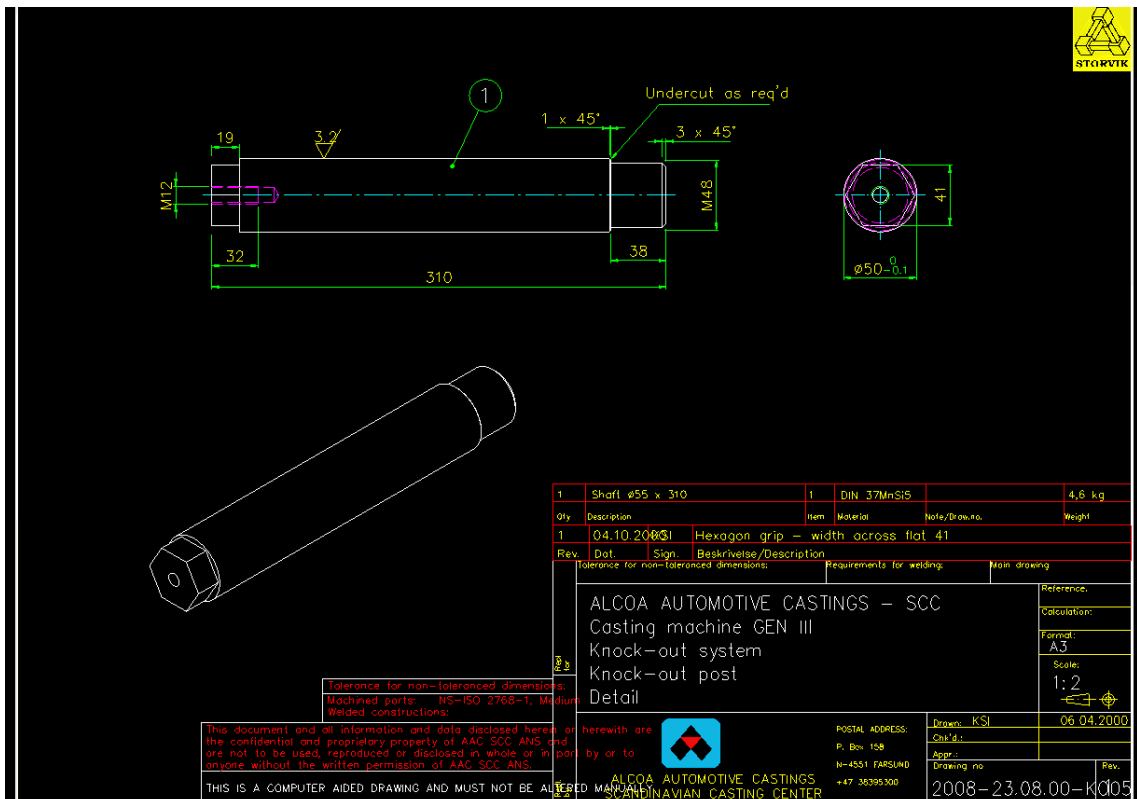
Figur 22.6: KO02



Figur 22.7: KO03

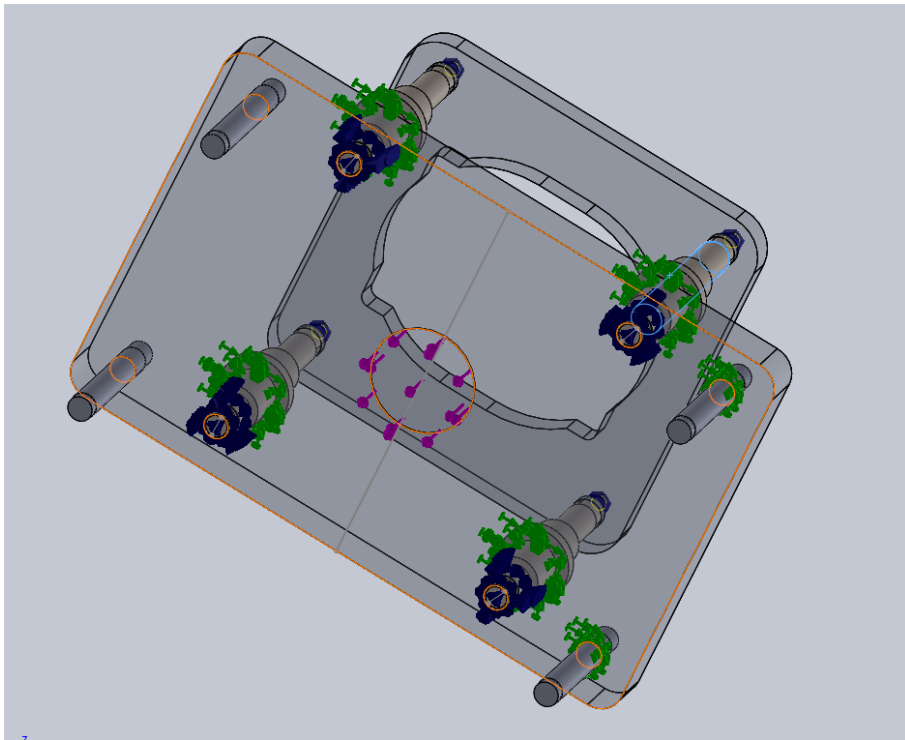


Figur 22.8: KO04

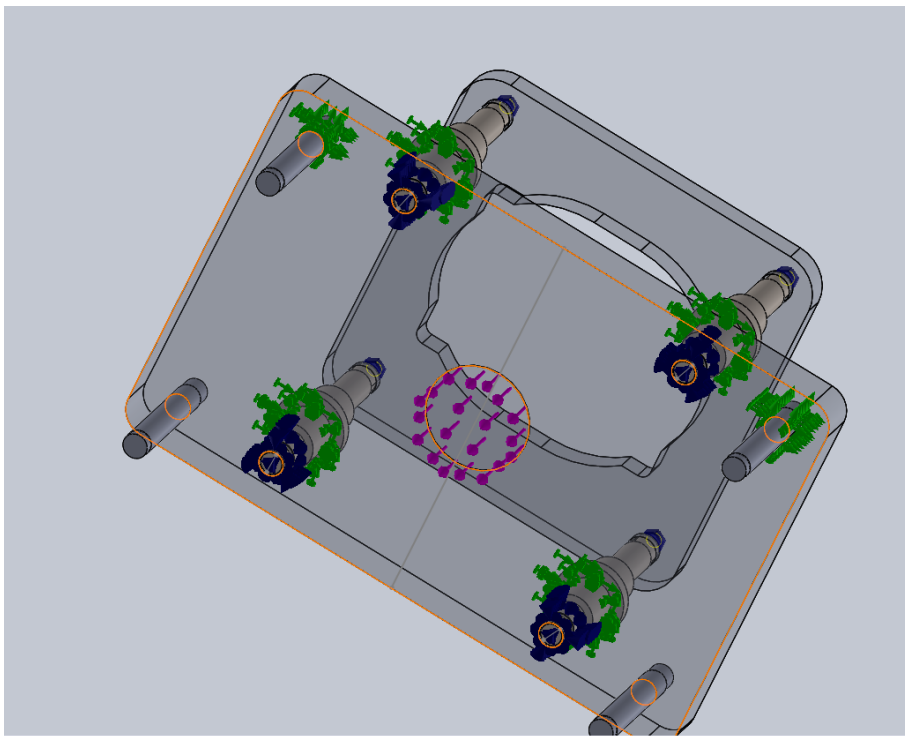


Figur 22.9: KO05

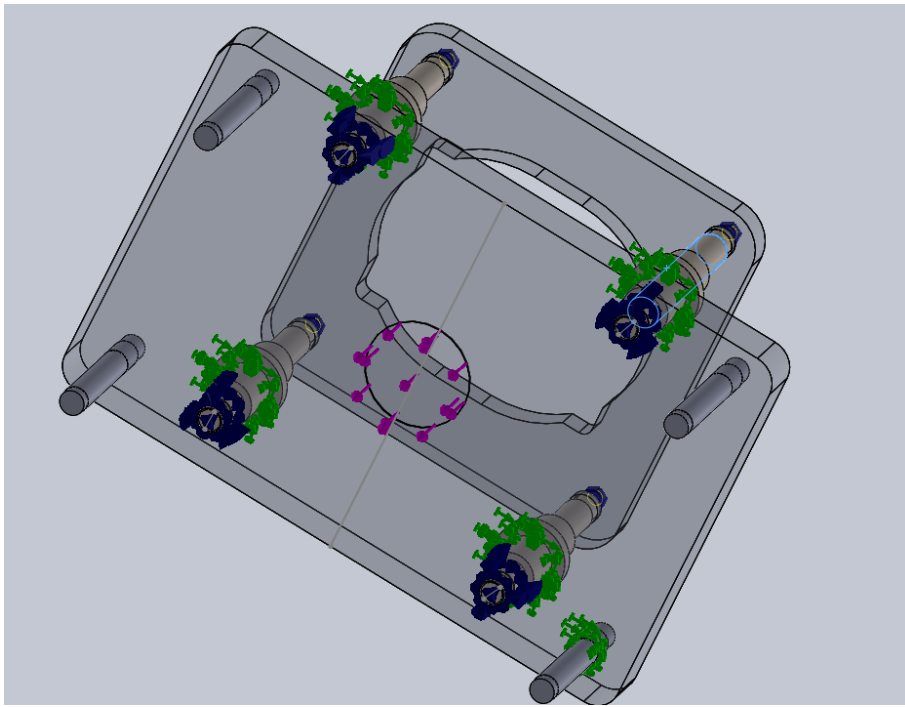




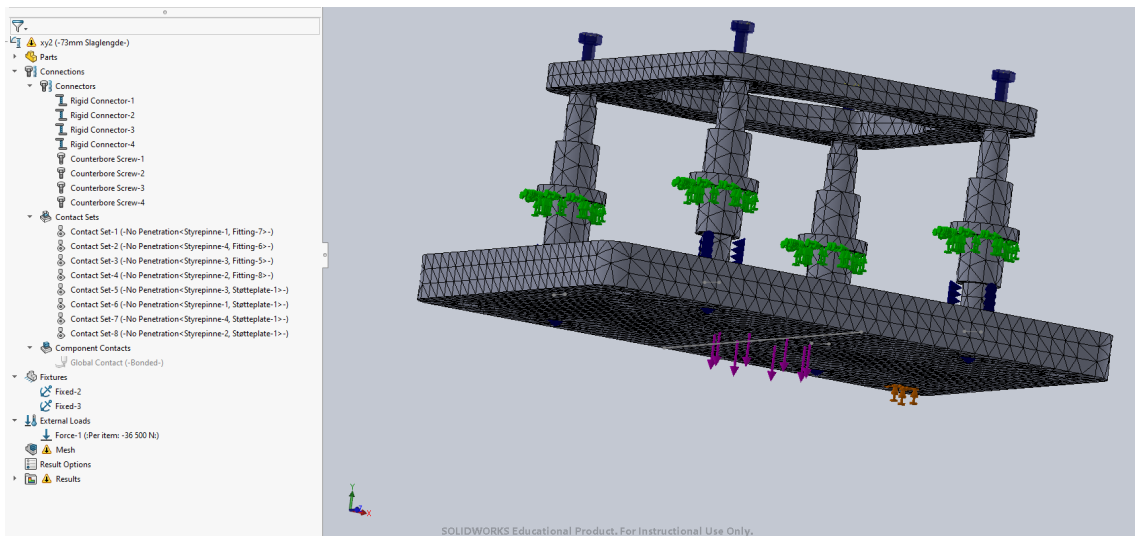
Figur 22.12: Kile-modi #1 Solidworksopplagring.



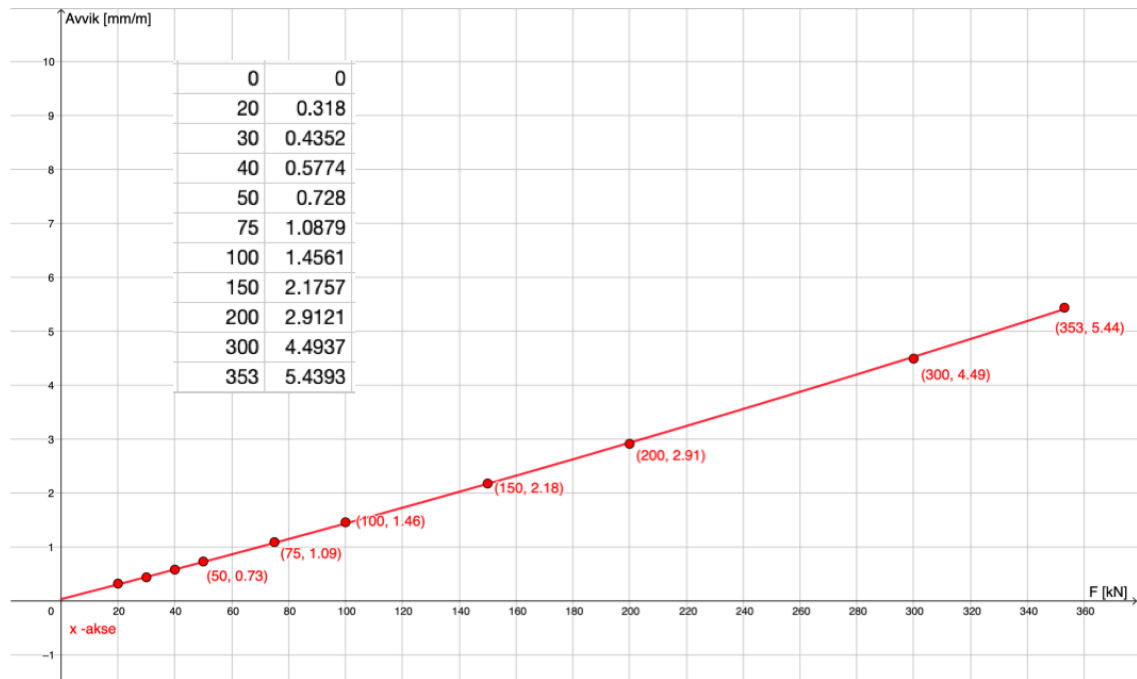
Figur 22.13: Kile-modi #2 Solidworksopplagring.



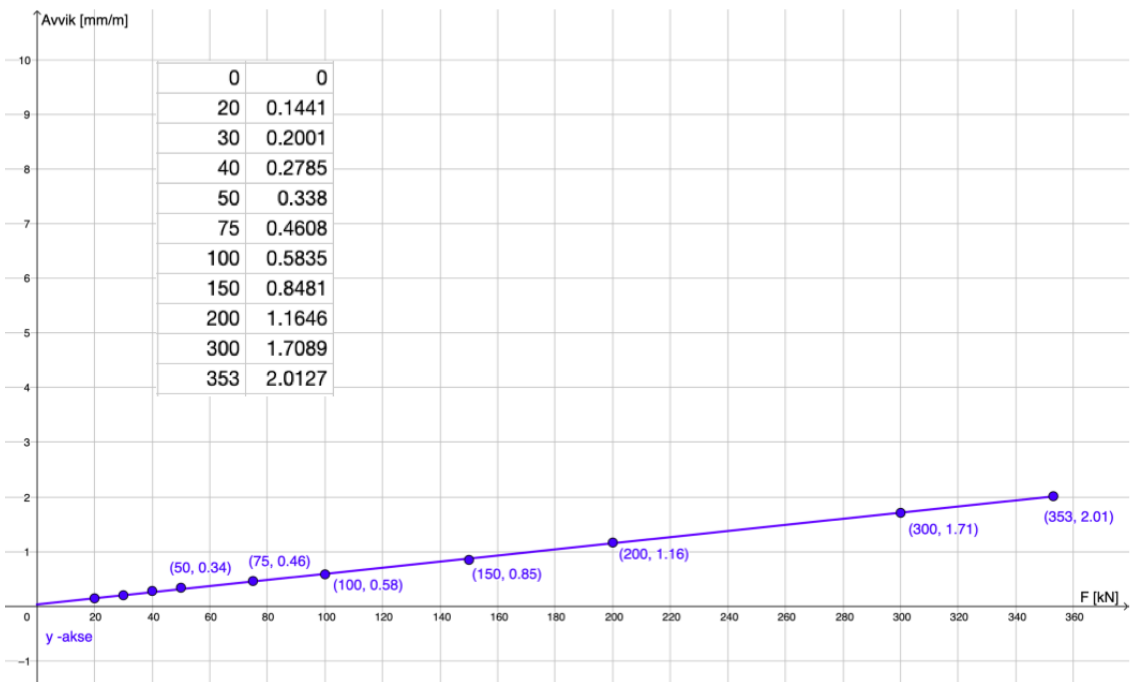
Figur 22.14: Kile-modi #3 Solidworksopplagring.



Figur 22.15: Definisjon av studier på kilemodus # 3. Opplagringer fra analyse av problem. Merk at “fixture” på utstøteplate varierer i forhold til kile-modi, og kraft varierer for datasettets skyld. Skruer har tiltrekningsmoment 4200 [Nm] (se vedlegg 22.4)

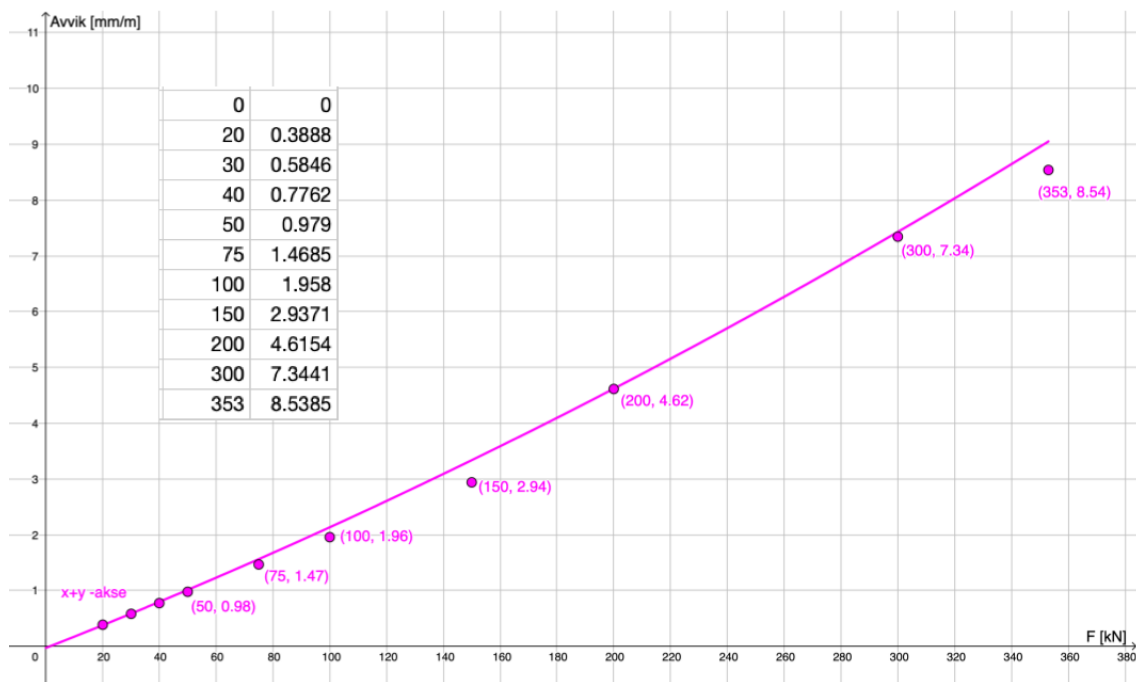


Figur 22.16: Interpolert polynom graf for avvik i x-retning med punkter.

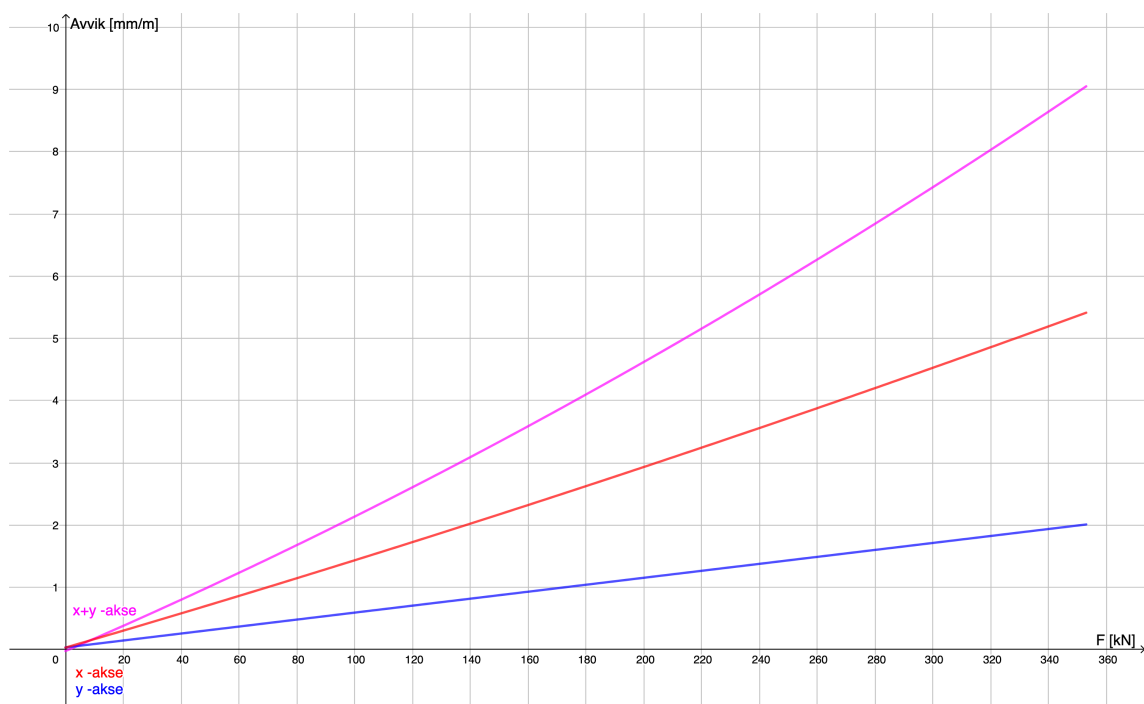


Figur 22.17: Interpolert polynom graf for avvik i y-retning med punkter.





Figur 22.18: Interpolert polynom graf for avvik i xy-retning med punkter.



Figur 22.19: Interpolerte polynomer for alle avviks grafer.

	Levetid	
Levetid	15	[år]
Driftsuke per år	43	[uke]
Driftsdager per uke	6	[dag]
Vedlikehold per uke	6	[timer]
Syklustid	270	[s]
Levetid	1186800	[sykluser]

Figur 22.20: Beregning av antall sykluser utstøtemekanismen går gjennom i løpet av ønsket levetid.

# Houghto-Safe® 620

## Water glycol type fire resistant hydraulic fluid

### DESCRIPTION

**Houghto-Safe 620** is a premium water glycol type fire resistant hydraulic fluid designed to provide maximum safety for use under pressure, near open flames or in high temperature areas.

**Houghto-Safe 620** has been an industry leader since its introduction and continues to be the preeminent fluid in the water glycol market. **Houghto-Safe 620** sets performance standards by which other water glycol fluids are measured. **Houghto-Safe 620** is Factory Mutual approved as a less hazardous fluid.

### FEATURES / BENEFITS

- Factory Mutual Approved as a fire resistant hydraulic fluid that protects personnel and property from accidental fire and may lower insurance premiums.
- Low pour point provides excellent stability in cold weather applications.
- High viscosity index allows the fluid to be used at a wide temperature range.
- **Houghto-Safe 620** is recognized worldwide and is available globally.
- Provides excellent lubrication characteristics which extends pump and component life.
- Recognized as one of the premium water glycols available on the market and recognized by Original Equipment Manufacturers.

### DATA (TYPICAL VALUES)

Appearance	Clear red fluid
pH	9.5
Viscosity, SUS	
@ 0°F	4218
@ 68°F	400
@ 100°F	200
@ 130°F	116
Viscosity Index	200
Pour Point	-50°F
Specific Gravity, 60/60°F	1.08
Pounds per Gallon, 60°F	9.01
Flash Point	N/A
Fire Point	N/A

### PUMP TEST

ASTM D-2882 Procedure - Vickers V-104-C pump

### TEST CONDITIONS

Test Period, hours	100
Discharge Pressure, psi	2000
Fluid Temperature, °F	150
Pump Speed, rpm	1200
Output Volume, GPM	7.5

### TEST RESULTS

Cam Ring Wear, mg	29.4
Vane Set (12) Wear, mg	2.4

### HEALTH AND SAFETY

Refer to SDS for proper handling and disposal. Please note that the SDS includes handling, health and disposal information which should be passed on to your employees, and to anyone else who comes in contact with our product. Additional advice can also be obtained from your local Houghton representative.

NOTE: Read and understand all precautions on container labels before using this product.

TN 10.09 US



Houghton International Inc.  
Madison and Van Buren Aves.  
P. O. Box 930  
Valley Forge, PA 19482-0930

Phone: 610-666-4000  
Fax: 610-666-0174  
info@houghtonintl.com  
www.houghtonintl.com

This document contains information based on data that is believed to be correct. However, the product may not be applicable to all uses and operating environments. No warranty or guarantee is expressed or implied.

Figur 22.21: Teknisk blad for hydraulikkvæskan

### Del III

A	Det nye systemet skal yte samme kraft som det gamle
B	Mekanismen skal ha en minimumsslaglengde på 60 [mm]
C	Ny løsning kan ikke kreve et høyere trykk enn 150 [bar], grunnet maks tilgjengelig trykk fra hydraulikksystem
D	Hydraulikkvæsken kan ikke overstige en temperatur på 45-50°C
E	Levetid i utgangspunktet 15 år. Slitasjedeler byttes ved behov, evalueres mot økonomi
F	Maskinering av den blå platen kan kun gjøres i montert tilstand
G	Den blå platen, utsvingemekanismen og andre sentrale deler kan ikke demonteres under konseptløsningens sammensetningsprosess
H	Konfigurasjonen av maskinens andre systemer kan ikke endres som en del av konseptløsningen. Dette inkluderer komponenter som utsvingesystemet, maskinens løftesystem og støpeformen.
I	Planlagt vedlikehold er begrenset av bedriftens store vedlikeholdsdataer, som er hver sjettede eller tolvte måned
J	Konseptet skal være automatiserbart og kunne integreres i bedriftens PLS-struktur
K	Løsningen kan ikke inneholde noe som underligger en fortrolighetsavtale

Tabell 22.1: Sjekkliste for videreutvikling av konsepter

$$F_1 = F_2 \Rightarrow P_1 \cdot A_1 \cdot n = P_2 \cdot a_2 \cdot n$$

$$\Rightarrow a_2 = \frac{P_1 \cdot A_1}{P_2 \cdot n}$$

$$\frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{P_1}{n P_2}$$

$$d_2 = \sqrt{d_1^2 \cdot \frac{P_1}{n P_2}}$$

$$\boxed{d_2 = d_1 \sqrt{\frac{P_1}{n P_2}}}$$

$F_1 =$  Dagens kraft       $P_1 =$  Dagens trykk  
 $F_2 =$  Ny kraft           $P_2 =$  Ny trykk  
 $A_1 =$  Dagens areal       $d_1 =$  dagens  $\emptyset$   
 $a_2 =$  Ny areal           $d_2 =$  Ny  $\emptyset$   
 $n =$  antall sylindere

Figur 22.22: Utledning av formel for ny diameter.

Hi Ivan,

Thanks for you call.

I would like to verify the following system information:

- 4 synchronized cylinders
- 125 mm diameter cylinder
- 90 mm single rod diameter
- 100 mm stroke (could possibly go down to 65 mm)
- Don't know mass of large automotive part being ejected
- Maximum total force required is 360 kn
- Orientation is vertical, pushing part down
- Using pressure transducers for force feedback (one transducer on each side of each cylinder)
- Parker (6 ms response) servo valve mounted to manifold mounted on cylinder
- Max speed during eject 15 mm/sec. Faster is better. Slower on retract is OK

I also have an additional question: Is force control needed or do you only need to move the cylinders at a specified speed with the cylinders synchronized together while perhaps monitoring or limiting total force?

Thank you,

Delta Computer Systems, Inc.

+1-360-254-8688

[@deltamotion.com](mailto:info@deltamotion.com)

Figur 22.23: Korrespondanse med Delta Motion angående avvik i Servosynkron konseptet 1

Dear Mr Gushkov,

Thank you for contacting us.

Regarding your questions, we can provide you with the following data for the HOUGHTO-SAFE® 620 E  
Compressibility:  $3 \times 10^{-5}/\text{atm}$   
Bulk modulus:  $3.3 \times 10^4 / \text{atm}$

Figur 22.24: Korrespondanse med Houghton for å finne bulkmodulusen av Houghto-Safe 620.

Hi Ivan,

For the natural frequency calculation, I assumed a mass of 100kg and came up with a frequency above 300 Hz. More mass will reduce the frequency and less mass will increase the frequency. However, when you get into these high frequencies, you must keep in mind that other factor may have more influence on the control. Valve response will be a significant factor. A small amount of air trapped in the cylinder will significantly degrade performance.

I did the following mental exercise:

If the axes were moving at 15mm/s and one axis stopped abruptly, it would take the other axes 0.028 s to get ahead by 0.42 mm (0.42/15). So, let's take 0.028 seconds to decelerate the axes. If we use a half cycle of a sine wave as our deceleration profile, the frequency of the sine wave would be  $1/0.056 = \sim 18$  Hz. This frequency for the deceleration is so much lower than the natural frequency that you have plenty of margin. Especially since this this a worst-case scenario.

Notes:

The distance traveled during deceleration would actually be only 0.21mm in 0.028s.  
Our controllers use a 5<sup>th</sup> order polynomial for the acceleration and deceleration ramps rather than sine waves, but it is a reasonable approximation.

We have a demo system here that has two axes applying significantly different loads during a sinusoidal motion, and they track well within 0.1mm. I wouldn't be surprised to see similar results for you if you have a well-built system.

Figur 22.25: Korrespondanse med Delta Motion angående avvik i Servosynkron konseptet 2

Beste konsept	1	2	3	4	5			
nøyaktighet	1	4	2	0,33	0,2			
Pris	0,25	1	0,5	0,2	0,125			
Installering	0,5	2	1	1	0,25			
Vedlikehold	3	5	1	1	0,25			
pålitelighet	5	8	4	4	1			
sum	9,75	20	8,5	6,53	1,825			
SS	0,17	mm/m						
HS	0,34	mm/m						
TP	0,63	mm/m						
nøyaktighet	SS	HS	TP	Pris	SS	HS	TP	
SS	1	2	3,70588235	SS	1	0,5	0,25	
HS	0,5	1	1,85294118	HS	2	1	0,5	
TP	0,26984127	0,53968254	1	TP	4	2	1	
	1,76984127	3,53968254	6,55882353		7	3,5	1,75	
Installering	SS	HS	TP	Vedlikehold	SS	HS	TP	
SS	1	1	0,5	SS	1	0,33	0,2	
HS	1	1	0,5	HS	3	1	0,75	
TP	2	2	1	TP	5	1,333333333	1	
	4	4	2		9	2,663333333	1,95	
pålitelighet	SS	HS	TP					
SS	1	0,25	2					
HS	4	1	8					
TP	0,5	0,125	1					
	5,5	1,375	11					
score	nøyaktighet	Pris	Installering	Vedlikehold	pålitelighet	prio		
SS	0,078875237	0,006673874	0,02795274	0,021728118	0,09250587	0,22773584		
HS	0,039437619	0,013347747	0,02795274	0,070377126	0,37002347	0,5211387		
TP	0,021283794	0,026695495	0,05590548	0,100987761	0,04625293	0,25112546		

Figur 22.26: Utregning - valgmatrise

Del IV

Table A.1 — List of significant hazards associated with the use of hydraulic power in a machine

No.	Hazard Type	Relevant subclauses in		Other relevant standards
		ISO 12100:2010	this International Standard	
A.1	Mechanical hazards: — shape; — relative location of moving parts; — mass and stability (potential energy of elements); — mass and velocity (kinetic energy of elements); — inadequate mechanical strength; — accumulation of potential energy by — elastic elements, — liquids or gases, — vacuum.	See Table B.1, 1	5.2.1, 5.2.2, 5.2.3, 5.2.5, 5.3.2.2, 5.3.1, 5.3.2.1, 5.3.4, 5.4.1, 5.4.2, 5.4.3, 5.4.4, 5.4.8, 5.4.5.2, 7.3, 7.4.1	—
A.2	Electrical hazards	See Table B.1, 2	5.3.1, 5.4.4.4.1, 5.4.5.2.2.8, 5.4.7.2.1, 5.4.7.2.2	IEC 60204-1
A.3	Thermal hazards, resulting in burns and scalds, by a possible contact of persons, by flames or explosions and also by the radiation of heat sources	See Table B.1, 3	5.2.6.1, 5.2.6.2, 5.3.1, 5.2.7, 5.4.5.4.2	ISO 13732-1
A.4	Hazards generated by noise	See Table B.1, 4	5.2.4, 5.3.1, 5.4.5.2.2.2	ISO/TR 11888-1
A.5	Hazards generated by vibration	See Table B.1, 5	5.2.3, 5.3.1, 5.4.5.2.2.2	—
A.6	Hazards generated by radiation/electromagnetic fields	See Table B.1, 6	5.3.1	IEC 61000-6-2 IEC 61000-6-4
A.7	Hazards generated by materials and substances	See Table B.1, 7	5.4.2.15.2, 5.4.5.1.2, 7.2, 7.3.1	—
A.8	Hazards generated by neglect of ergonomic principles in the design of machines	See Table B.1, 8	5.3.1, 5.3.2.1, 5.3.2.2, 5.3.2.3, 5.3.2.4	—
A.9	Slipping, tripping and falling hazards	See Table B.1, 1, 9	5.2.5, 5.3.1, 5.3.2.2, 5.3.2.6, 5.4.6.1.4, 5.4.7.6.2,	—
A.10	Fire or explosion hazards	See Table B.1, 3	5.2.5, 5.3.1, 5.3.2.6, 5.4.5.1.1, 5.4.6.5.3	—

Figur 22.27: Tabell A.1 fra NS-EN-ISO-4413 2010, s.31-32



Table A.1 (continued)

No.	Hazard Type	Relevant subclauses in		Other relevant standards
		ISO 12100:2010	this International Standard	
A.11	Hazards generated by failure of energy supply, breakdown of machinery parts and other functional disorders	5.4 b), 6.2.11	5.3.1, 5.4.7	—
A.11.1	Failure of energy supply (of energy and/or control circuits): — variation of energy; — unexpected start; — prevention from stopping if the command has already been given; — falling or ejecting of moving parts or pieces held by the machinery; — impeded automatic or manual stopping; — protection device remains not fully effective.	5.4 b), 6.2.11	5.4.4.4.1, 5.4.7	—
A.11.2	Unexpected ejection of machine parts or fluids	See Table B.1, 1; 6.2.10, 6.2.11.1, 6.2.11.5, 6.3.2.1	5.2.2, 5.2.5, 5.2.7, 5.4.1.3, 5.4.2.6, 5.4.6.5.3, 5.4.6.8	ISO/TR 17165-2
A.11.3	Failure, malfunction of control system (unexpected start up, unexpected overrun)	See Table B.1, 1; 6.2.11.1, 6.2.11.2, 6.2.11.4, 5.4	5.4.7	ISO 13849-1
A.11.4	Errors of fitting	6.4.5	5.3.1, 5.3.2, 5.3.4, 5.4.1.1, 5.4.3.3, 5.4.4.2, 5.4.6, 7.4	—
A.12	Hazards caused by temporarily missing and/or incorrectly positioned safety related measures/means, for example	6.3		—
A.12.1	Starting and stopping devices	6.2.11, 6.2.12	5.4.7.2.3	—
A.12.2	Safety signs and signals	6.2.8 g), 6.4.3	5.4.3.1, 7.3, 7.4	—
A.12.3	All kinds of information or warning devices	6.4.3, 6.4.4	5.4.5.3, 5.4.5.2.3, 5.4.7.5.1, 7.4	—
A.12.4	Energy supply disconnecting devices	6.3.5.4	5.4.3.2, 5.4.7.2.1, 7.3	—
A.12.5	Emergency devices	6.3.5, 6.2.11	5.4.4.4.1	ISO 13850
A.12.6	Essential equipment and accessories for safe adjustment and/or maintenance	6.2.15, 6.3	5.3.2.2, 5.4.2.11, 5.4.7.3	—

Figur 22.28: Fortsettelse av tabell A.1 fra NS-EN-ISO-4413 2010, s.31-32

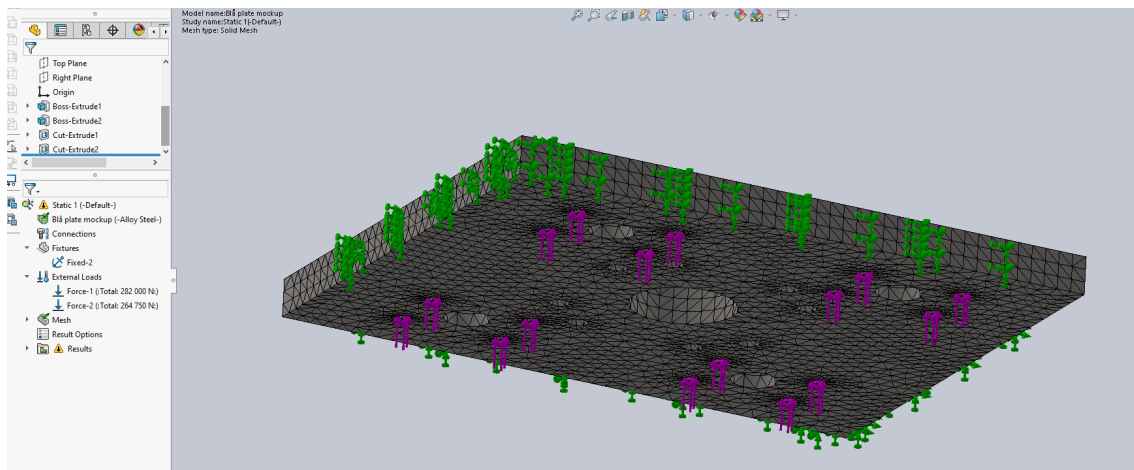
P_max	150	[bar]
D	125	[mm]
d	90	[mm]
a	5910,12118	[mm^2]
A	12271,8463	[mm^2]
g	9,81	[m/s^2]
$\rho$ stål	7700	[kg/m^3]

A/a 2,07641196

Holdetrykk beregnet med volum, masse og vekt av utstøtemekanismen		
Volum	118799825,5	[mm^3]
	0,118799825	[m^3]
Masse	914,7586561	[kg]
Vekt	8973,782417	[N]
Per sylinder	2243,445604	[N]
Nominel Holdetrykk	3,795938418	[bar]
Sikkerhetsfaktor	1,5	
P_hold	5,693907627	[bar]

[bar]	[bar]
Trykkreduksjon innstilling	Mulig fortrykk
150	66,55
145	64,14
140	61,73
135	59,32
130	56,91
125	54,51
120	52,10
115	49,69
110	47,28
105	44,87
100	42,47

Figur 22.29: Komplette utregninger av mulig fortrykk. Vekten tar utgangspunkt i volumet av utstøtemekanismen og tettheten til stål.



Figur 22.30: Fullstendig opplagring for simulering av blå plate

pos	pcs	naming	ordering-no.	price EUR/piece
01	1	Multi-chambered volume synchronizer MZB-4-140-0150-SR according to drawing 26407 4 chambers, 2.070,5 cm <sup>3</sup> /chamber all connections G3/4", measuringports G1/4", protective tube for moving rod, further details see in catalogue		6.623,00
		dimensions : 236 x 242 x 1.395 mm		
		net weight : 281,3 kg/piece		
		tariff number : 84122120		

Figur 22.31: Pris for MZB

6623 Euro (EUR) = 72,448 Norwegian Krone (NOK)

**Convert**

**6623 Euro = 72,448 Norwegian Krone**  
**6623 EUR = 72,448 NOK**

As of Tuesday, May 26, 2020, 01:26 PM GMT

[Swap currencies](#) [Convert another currency pair](#) [Group Converter](#)

Figur 22.32: Pris for MZB konvertert i kr likeforex 2020

pos	pcs	naming	ordering-no.	price EUR/piece
02b	1	Valve block B29-4-140-NG10 for 4-fold Multi-chambered volume synchronizer Main element with pressure-relief valve and 4/2-way valve NG 10, voltage 24 V-, flow for filling operation max. 70 l/min connections: P G1/2" and T G1" per MZB chamber one line element connections: Z G3/4", filling E G1/2", measuring M G1/4" adjustable pressure relief valves, Qmax 140 l/min standard spring, colour yellow, (130 bis 300 bar)		3.108,00

Figur 22.33: Pris for B29

3108 Euro (EUR) = 33,998 Norwegian Krone (NOK)

**Convert**

**3108 Euro = 33,998 Norwegian Krone**  
**3108 EUR = 33,998 NOK**

As of Tuesday, May 26, 2020, 01:27 PM GMT

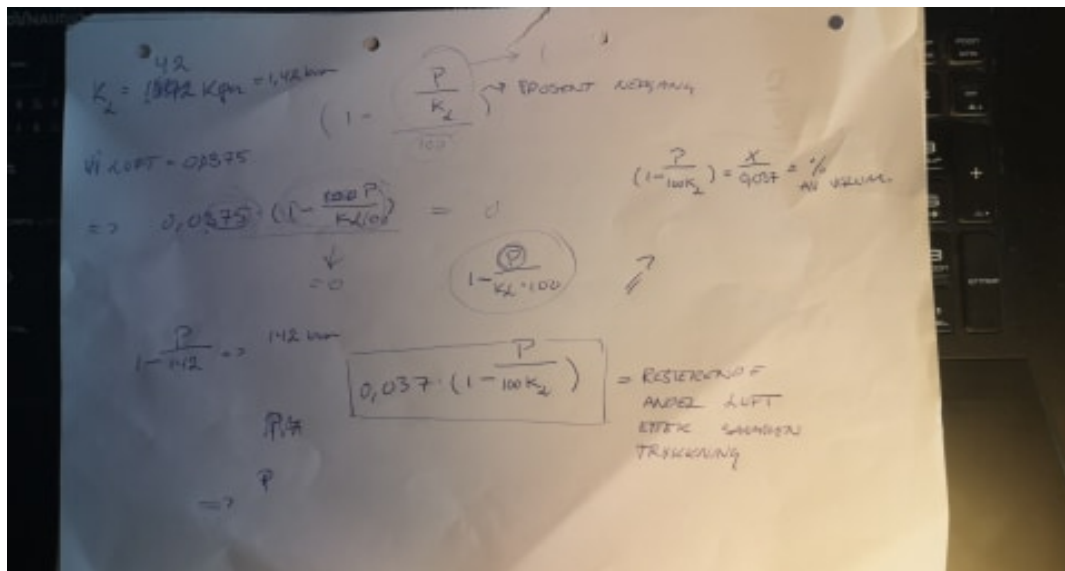
[Swap currencies](#) [Convert another currency pair](#) [Group Converter](#)

Figur 22.34: Pris for B29 konvertert i kr likeforex 2020

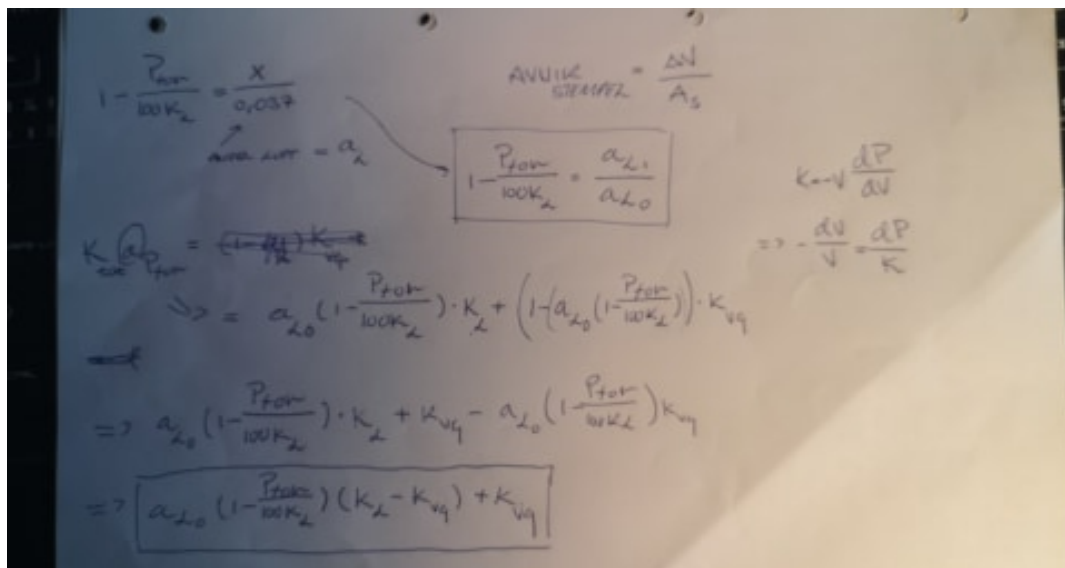
Customer ref.	No.	Description	Qty	Unit	Free text	Unit Price	Amount
227751	D3FPE02YC9HB0036		1	Stk	lead time 12 days	27 766,50	27 766,00

Figur 22.35: Pris for styreventil D3FP E02Y C9HB00

Del V



Figur 22.36: Utledning av  $K_{tot}$  del 1



Figur 22.37: Utledning av  $K_{tot}$  del 2

$$K_{tot} @ P_{tot} = a_{L0} \left(1 - \frac{P_{tot}}{100 K_L}\right) (K_L - K_{Vg}) + K_{Vg}$$

KOMPRESJON =>  
 (PUSHING/COMING)

$$-\frac{dV}{V_0} = \frac{\Delta P}{a_{L0} \left(1 - \frac{P_{tot}}{100 K_L}\right) (K_L - K_{Vg}) + K_{Vg}}$$

↓

ANVIK: (STAMP/OK)  $\frac{\Delta V}{A_0} = \Delta h$

$A_0 = \pi \left(\frac{d}{2}\right)^2$   
 $\Delta V = V_0 - V_1$   
 $= V_0 - \left(V_0 - \frac{dV}{V_0}\right) = \frac{dV}{V_0}$

$$\Delta h = \frac{\frac{dV}{V_0}}{A_0} = \frac{\frac{\Delta P}{a_{L0} \left(1 - \frac{P_{tot}}{100 K_L}\right) (K_L - K_{Vg}) + K_{Vg}}}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad [mm]$$

Figur 22.38: Utledning av  $K_{tot}$  del 3

