

Konsepsjon, simulering og testing av en elektronisk styrt hydraulisk aktuator for styring av en motorventil

Masteroppgave i energiteknologi
Termiske maskiner

Elmer Anders Torvestad



Universitetet i Bergen
Geofysisk institutt



Høgskulen på Vestlandet
Institutt for maskin- og marinfag

Bergen, 02.07.18



Western Norway
University of
Applied Sciences

Konsepsjon, simulering og testing av en elektronisk styrt hydraulisk aktuator for styring av en motorventil

Elmer Anders Torvestad

Universitetet i Bergen (UiB)
Det matematisk-naturvitenskaplige fakultet
Geofysisk institutt
Postboks 7803
5020 Bergen, Norway

I samarbeid med:

Høgskulen på Vestlandet (HVL)
Fakultet for ingeniør- og naturvitenskap
Institutt for maskin- og marinfag
Postboks 7030
5020 Bergen, Norway

Forfatter, studentnummer: Elmer Anders Torvestad, 160178

Studieprogram: Energiteknologi, Termiske maskiner
Dato: 02.07.18
Hovedveileder (HVL): Lars Magne Nerheim
Biveileder (UIB): Martin Fernø
Oppdragsgiver: HVL

Forord

I arbeidet med masteroppgaven min i termiske maskiner har jeg lært mye om hydrauliske systemer og simulering og design av disse. Jeg har også lært mye om maskinering av deler da jeg var med og maskinerte flere av delene jeg brukte i forsøket selv.

Jeg vil rette en stor takk til veilederen min, Lars Magne Nerheim, for alle de gode tips underveis i arbeidet, tilbakemeldinger og alle kontakter som gjorde arbeidet mitt både mulig og lettere. Takk til Bergen Engines og spesielt Kjell Lygren og Øyvind Undal ved serviceavdelingen for at jeg fikk låne testbenk til å utføre testen og Bjørn Bruvik ved utviklings- og prøveavdelingen for lån av nødvendig måleutstyr. Takk til Pon Equipment for magnetventilen som ble benyttet i testen. Tusen takk til Svein Jarle Antun ved Bergen maritime fagskole, Ørjan Halvorsen ved Årstad videregående skole og Svein Ole Opdahl, Kjetil Gravelsæter og Nafez Ardestani ved Høgskulen på Vestlandet for maskinering av deler. Takk til Boris Balakin ved Høgskulen på Vestlandet for hjelp til å sette meg inn i FluidSIM og Reidar Gjesdal ved Bergen maritime fagskole for lån av hydraulikkutstyr og svar på mange hydraulikkspørsmål.

Jeg vil også takke Bernt Hustad Hembre for å ha laget styringsenheten til magnetventilen og programmert denne, og for hjelp med transport av utstyr til og fra Bergen Engines, samt å sette opp utstyret til testen.

Takk til studentene jeg delte kontor med, både de som studerte termiske maskiner og de som studerte undervannsteknologi, for all oppmuntring og gode samtaler i kaffepause-
ne.

Takk til konen min, Janne, for hjelp med korrekturlesing og alle oppmuntrende ord og støtte i arbeidet.

Bergen, juli 2018
Elmer Anders Torvestad

Sammendrag

Denne masteroppgaven tar for seg elektrohydraulisk styring av en motorventil i en medium speed motor. Det forsøkes å utnytte en eksisterende kamaksling til å drive en pumpe som skal gi trykk til en aktuator, slik at denne kan styre motorventilen ved hjelp av en enkel av/på-magnetventil. Det blir brukt to metoder, simulering og test, der simuleringene brukes som utgangspunkt for oppsettet i testen. Til testen brukes en enkel aktuator laget med utgangspunkt i en liten dieselpumpe. Pumpen som skal levere trykk til systemet ble laget med utgangspunkt i en større pumpe for tungolje.

Det viser seg at simuleringsprogrammet undervurderer størrelsen på pumpen. Ettersom størrelsen på pumpen ble valgt ut fra resultatet som simuleringen viste, ble pumpen for stor til testen. Det var derfor ikke mulig å foreta testen på så høyt turtall som ønsket, da trykket ble så høyt at motorventilen åpnet seg selv om det ikke var ønskelig. Testen ble derfor utført ved en lavere hastighet enn det som var ønskelig. Sammenligning av resultater fra testen og simuleringen viser at simuleringen har noen svakheter.

Innhold

1	Introduksjon	1
1.1	Krav til motorventilstyringen	1
1.2	Valg av elektromagnetisk ventil som skal styre aktuatorbevegelsen	2
2	Eksisterende elektrohydrauliske ventil-aktuator-systemer	3
2.1	Styring av gassventil fra Friedmann & Maier	3
2.2	Wintherthur G&D	4
2.3	Fiat Variable Valve Actuation	5
2.4	ABB VCM	6
2.4.1	Ventilløftprofiler	7
2.4.2	Påvirkning fra oljens viskositet	8
3	Hydraulikkteori	9
3.1	Reynolds tall	9
3.2	Tap i hydraulikkør	9
3.3	Viskositet	9
3.4	Viskositetens innvirkning på trykktap	10
3.5	Lekkasje i aktuatorer og stempelpumper	10
3.6	Stivhet i systemet	11
3.7	Volumstrøm gjennom en tallerkenventil	11
3.8	Lukkehastighet og slitasje på tallerkenventil	12
4	Metode: Simulering av det hydrauliske systemet	13
4.1	Beskrivelse av hydraulisk system	13
4.2	Motorventilen som skal styres	14
4.2.1	Driftsfrekvenser	14
4.2.2	Krefter som virker på motorventilen	14
4.2.3	Masse av bevegelige deler i motorventilen	15
4.3	Beskrivelse av deler i systemet	15
4.3.1	Magnetventil	15
4.3.2	Aktuator	15
4.3.3	Pumpe	16
4.3.4	Tilbakeslagsventil	16
4.3.5	Trykkavlastingsventiler	16
4.3.6	Hydraulikkør	17
4.3.7	Hydraulikkolje	17
4.4	Simuleringer	17
4.4.1	Basisinnstillinger	17
4.4.2	Endring av lukketidspunkt for magnetventil	17
4.4.3	Endring av åpningstidspunkt for magnetventil	17
4.4.4	Endring av lengste rørlengde	17
4.4.5	Endring av pumpediameter	18

5	Valideringsmetodikk: Test	19
5.1	Kamaksprofil for testbenk	19
5.2	Oppbygging av det hydrauliske aktuatorsystemet	20
5.2.1	Magnetventil	22
5.2.2	Pumpe	23
5.2.3	Matepumpe	25
5.2.4	Aktuator	25
5.2.5	Tilbakeslagsventiler	27
5.2.6	Trykkavlastingsventiler	27
5.2.7	Tilbakeslagsventil med variabel struping	28
5.2.8	Hydraulikkør og koblinger	28
5.2.9	Trykkmålere	30
5.2.10	Posisjonsgiver på motorventil	30
5.2.11	Trigger på svinghjul	31
5.2.12	Hydraulikkolje	31
5.2.13	Innsamling av data	32
6	Resultater fra simuleringene	33
6.1	Leveringsmengde fra pumpe	33
6.2	Endring av lukketidspunkt for magnetventil	35
6.3	Endring av åpningstidspunkt for magnetventil	37
6.3.1	Hastighet 500 rpm	37
6.3.2	Hastighet 250 rpm	39
6.4	Endring av lengste rørlengde	41
6.5	Endring av pumpediameter	42
6.6	Magnetventilens lukkingstid og åpningsareal	44
7	Resultater fra testen	45
7.1	Endring i hastighet	45
7.2	Endring i lukketidspunkt for magnetventil	47
7.3	Endring i åpningstidspunkt for magnetventil	50
7.4	Magnetventilens lukketid og åpningsareal	53
8	Diskusjon	54
8.1	Simuleringer	54
8.1.1	Leveringsmengde fra pumpe	54
8.1.2	Endring av lukketidspunkt for magnetventil	54
8.1.3	Endring av åpningstidspunkt for magnetventil	54
8.1.4	Endring av pumpediameter	55
8.2	Test	55
8.2.1	Endring i hastighet	55
8.2.2	Endring i lukketidspunkt og åpningstidspunkt for magnetventil	55
8.3	Sammenligning mellom simuleringene og forsøket	55
9	Konklusjon	57
9.1	Forslag til videre arbeid	57
	Referanser	58

A	Magnetventil brukt i forsøk	60
B	Kalibreringsdata for posisjons giver	61
C	Viskositetsendring i olje ved temperaturendring	61
D	Styring av proporsjonal justerbar pumpe	62
	D.1 500 rpm	62
	D.2 250 rpm	63
E	Spesifikasjoner for WES-ventil	64
F	Detaljtegninger for deler til magnetventilen	76
G	Detaljtegninger for pumpedeler	78
H	Detaljtegninger for aktuator deler	82

Figurer

1	Prinsippskisse for styring av gassventil fra Friedmann & Maier	3
2	Skjematisk fremstilling av gasspåslippsventilstyring brukt av Winterthur Gas & Diesel	4
3	Elektrisk kontrollsystem for gasspåslippsventil brukt av Winterthur Gas & Diesel	5
4	Komponenter i ”Fiat Variable Valve Actuation”-systemet	6
5	Komponenter i ABB Valve Control Management-systemet	7
6	Ventilåpning med VCM	8
7	Påvirkning fra oljens viskositet på ventilløftkurven	8
8	Diameter og spalteåpning som fører til lekkasje i aktuatore og stempelpumper	10
9	Generalisert volumgjennomstrømning som funksjon av ventilløft	11
10	Hydraulikkskjema for simulering	13
11	Deler i en tallerkenventil	14
12	Kamakselpofil for testbenken	19
13	Oppsett for test	20
14	Bilde av testoppsettet	21
15	Sammensetningstegning for tilkobling av magnetventil	22
16	Magnetventilen med påmontert plate for tilkobling av rør	23
17	Sammensetningstegning for kamakselpumpe	24
18	Pumpen satt sammen og montert på testbenken	25
19	Sammensetningstegning for aktuator og motorventil	26
20	Sammensatt aktuator	27
21	Tilkobling mellom rør og pumpe, rør og magnetventil og rør og aktuator .	28
22	Tilkobling mellom rør og ventiler	29
23	Krysskobling til rør, ventil og trykkmåler	29
24	T-kobling nærmest pumpe	30
25	T-kobling nærmest magnetventil	30
26	Posisjonsgiver	31
27	Trigger ved svinghjul	31
28	Levering fra pumpe ved ulike pumpediametre og hastigheter	33
29	Kumulativ levering fra pumpe ved ulike pumpediametre og hastigheter . .	34
30	Aktuatorposisjon ved ulike lukkingstidspunkt for magnetventilen	35
31	Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike lukketidspunkt for magnetventilen	35
32	Aktuatorposisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 500 rpm	37
33	Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 500 rpm	38
34	Aktuatorposisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 250 rpm	39
35	Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 250 rpm	39
36	Aktuatorposisjon ved ulike rørlengder	41
37	Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike rørlengder	41
38	Aktuatorposisjon ved ulike pumpediametre	42
39	Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike pumpediametre	43
40	Sammenheng mellom magnetventilens lukketid og åpningsareal for aktuator	44
41	Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved pumpe for ulike turtall	45

42	Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved aktuator for ulike turtall	46
43	Gjennomsnittlig motorventilløft fra flere målinger ved ulike lukketidspunkt for magnetventil	47
44	Standardavvik i motorventilens posisjon ved ulike lukketidspunkt for magnetventil	48
45	Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved pumpen ved ulike lukketidspunkt for magnetventil	48
46	Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved aktuator ved ulike lukketidspunkt for magnetventil	49
47	Motorventilens posisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil	50
48	Standardavvik i motorventilens posisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil	51
49	Trykk ved pumpen ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil	51
50	Trykk ved aktuator ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil	52
51	Sammenheng mellom magnetventilens lukketid og åpningsareal for motorventil	53
52	Magnetventilen som ble brukt i testen	60
53	Viskositetsendring i olje ved temperaturendring	61
54	Detaljtegning for plate som skrues til magnetventil	76
55	Detaljtegning for tetning mellom magnetventil og plate	77
56	Detaljtegning for pumpesyylinder	78
57	Detaljtegning for pumpelokk	79
58	Detaljtegning for pumpehylse	80
59	Detaljtegning for pumpefeste	81
60	Detaljtegning for festet aktuatorcyylinderen settes ned i	82
61	Detaljtegning for aktuatorlokk	83
62	Detaljtegning for aktuatorplunger	84
63	Detaljtegning for den store tetningsskiven til aktuatoren	85
64	Detaljtegning for den lille tetningsskiven til aktuatoren	86
65	Detaljtegning for aktuatorcyylinderen	87
66	Detaljtegning for festet mellom motorventil og aktuator	88

Tabeller

1	Driftsfrekvenser for ventil som skal aktueres	14
2	Fjærdata for motorventil	14
3	Areal påvirket av trykkdifferanse mellom gasstrykk og ladeluft.	14
4	Kraft som virker på ventilspindelen	15
5	Bevegelige masser i motorventil	15
6	Trykk som trengs for åpning av motorventilen	16
7	Resultater ved endring i lukketidspunkt for magnetventil	36
8	Data ved endring i åpningstidspunkt for magnetventil ved 500 rpm	38
9	Data ved endring i åpningstidspunkt for magnetventil ved 250 rpm	40
10	Data ved endring i rørlengde	42
11	Data ved endring i pumpediameter	43
12	Gjennomsnittsdata fra flere målinger ved endring i hastighet	46
13	Gjennomsnittsdata ved endring i tidspunktet magnetventilen får signal om å lukke	49
14	Gjennomsnittsdata ved endring i tidspunktet magnetventilen får signal om å åpne	52
15	Kalibreringsdata for posisjonsgiver	61
16	Data brukt i funksjonsgeneratoren for styring av justerbar pumpe ved 500 rpm	62
17	Data brukt i funksjonsgeneratoren for styring av justerbar pumpe ved 250 rpm	63

1 Introduksjon

Ventiler er viktige komponenter i motorer og de har mange ulike oppgaver. Motorventiler kan opereres direkte mekanisk og elektromagnetisk og de kan styres ved hjelp av pneumatikk og hydraulikk ved hjelp av en aktuator. Dersom en ønsker rask og nøyaktig styring kan en benytte elektrohydrauliske aktuatorer der elektriske pulser med lav energi brukes til å styre kraften som kommer fra trykksatt luft eller olje. I forprosjektet[1] til masteroppgaven studerte jeg elektrohydrauliske aktuatorer og teknologi bak disse samt noen anvendelser av disse. Fordeler med ventiler som er styrt av elektrohydrauliske aktuatorer er at de kan variere både åpningstidspunkt og lukketidspunkt og dermed også hvor lenge de er åpne. En ventil som er direkte operert ved elektromagnetisme har begrenset vandring. I tilfeller der man bruker elektrohydraulisk aktuator har man ikke denne begrensingen og det er mulig å operere en tallerkenventil med relativt lang vandring. Tallerkenventiler er viktige ventiler i motorer da de tåler mye og tetter godt. Det er også de eneste ventilene som blir brukt i sylindere for luftinntak og eksosgass.

Dersom man skal styre flere like ventiler på motoren på ulike steder elektrohydraulisk må en velge et hydraulisk system. En kan ha et system der alle aktuatorer forsynes av en felles pumpe gjennom en ringledning med konstant trykk og pumping, et hydrostatisk system. En annen mulighet er å ha et system med varierende trykk der man har en pumpe per aktuator, et hydrodynamisk system. I det hydrodynamiske systemet vil man da bare pumpe når det er behov for det. Dersom man har en ventil som skal åpnes og lukkes omtrentlig til samme tid i forhold til motorens rotasjon er det en mulighet å sette en stempelpumpe på kamakselen. For å få best mulig utnyttelse av pumpen kan man utvikle en ny kam med profil som er tilpasset ventilen man skal styre, men dette er kostbart og plasskrevende. En annen måte er å koble pumpen direkte på en eksisterende kamprofil og en slipper kostnadene med å designe og maskinere en spesiell kam til ventilen. Derimot må en tilpasse en pumpe og en aktuator til hver ventil. I denne oppgaven skal muligheten for å bruke en eksisterende kamprofil i en medium speed motor for å drive en pumpe undersøkes. Trykket fra pumpen skal gå til en aktuator som skal styre en tallerkenventil slik at den har variabelt åpnings- og lukketidspunkt.

1.1 Krav til motorventilstyringen

Diskusjon med en motorprodusent om hvilke krav som stilles til en motorventil har gitt følgende resultater:

- Ventilen må minst kunne regulere volumstrømmen $\pm 10\%$ i forhold til normalverdien.
- Variasjonen i volum som strømmer gjennom ventilen begrenset til maksimalt $\pm 0,1\%$.
- Må kunne styre ventil som åpner og lukker 500 ganger i minuttet (8,33 Hz).
- Fordel å kunne bruke motorens smøreolje som driftsmedium

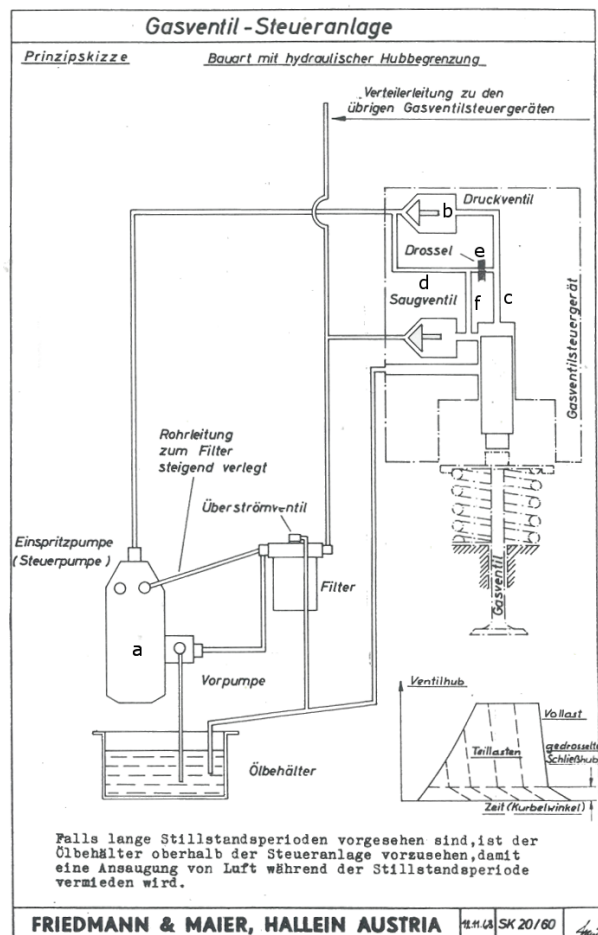
1.2 Valg av elektromagnetisk ventil som skal styre aktuatorbevegelsen

Elektromagnetventilen som skal styre hele systemet må ha svært kort responstid, høy operasjonsfrekvens, liten hydraulisk motstand og dermed høy maksimal gjennomstrømning og lang holdbarhet. Undersøkelser har vist at det ikke finnes mange egnete ventiler tilgjengelig på markedet. Bosch-Rexroth har spesialutviklet en ventil, 3WES..1XK,[2] for variabel ventilstyring. Ventilen er designet for en livssyklus på 675 millioner sykluser[2], [3], responstid på mindre enn 5 ms, maksimal operasjonsfrekvens på 10 Hz og maksimal gjennomstrømning på 200 l/min. Ventilen er kan også brukes med på motorsmøreolje av typen SAE40, noe som gjør det unødvendig med en egen hydraulikkoljekrets. Ventilen krever et filter slik at kontaminering er begrenset til Class 21/19/15 i henhold til ISO 4406, som vil si at antall partikler større enn 4 μm er begrenset til 20 000, antall partikler større enn 6 μm er begrenset til 5 000 og antall partikler større enn 14 μm er begrenset til 320 per milliliter hydraulikkvæske. Fullstendig datablad for WES-ventilen er gitt i vedlegg E.

2 Eksisterende elektrohydrauliske ventil-aktuatorssystemer

2.1 Styring av gassventil fra Friedmann & Maier

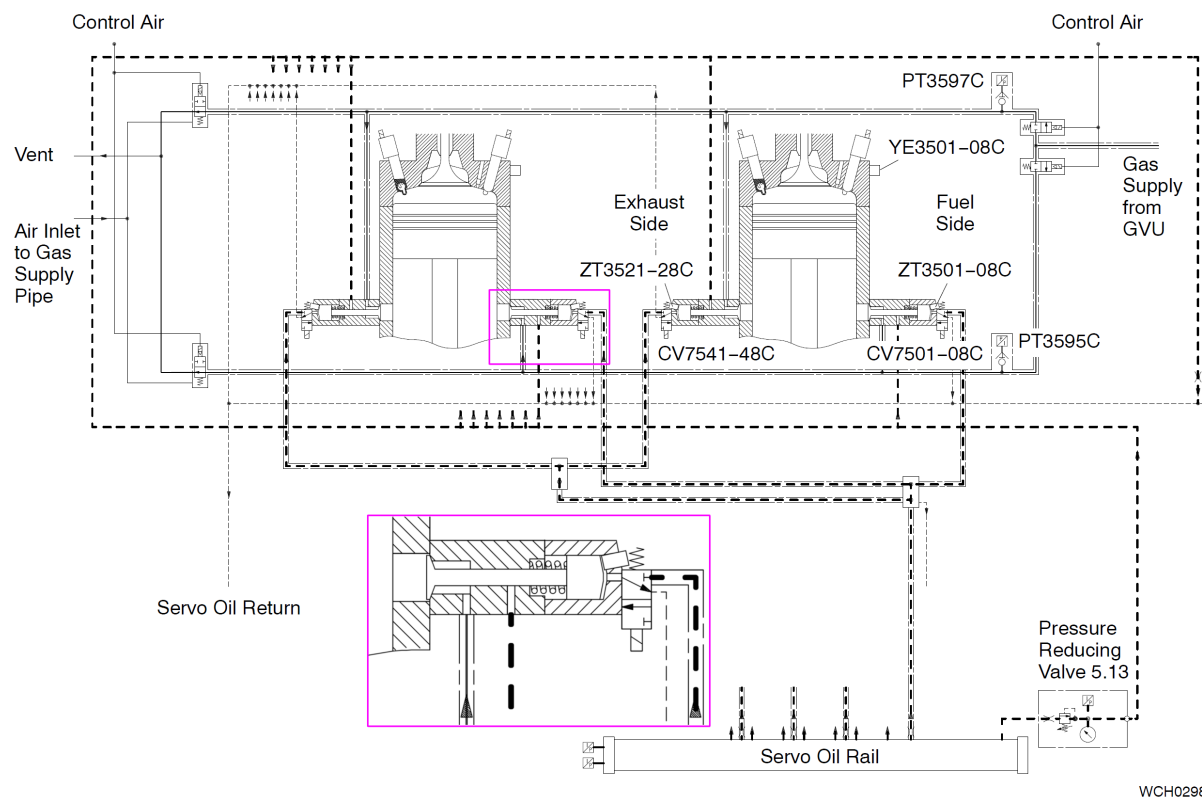
Figur 1 viser en prinsippsskisse for et eldre mekanisk/hydraulisk system for drift av gassventil fra Friedmann og Maier[4]. Gassventilen er styrt av en innsprøytingspumpe (a) med variabel leveringsmengde. Fra innsprøytingspumpen går oljen til en parallell gren. Den ene grenen har en tilbakeslagsventil (b) og går videre inn til enden av aktuatoren (c). Den andre grenen (d) deler seg i to, en gren med en strupeventil (e) som går videre til enden av aktuatoren (c) og en gren (f) som går til siden av aktuatoren. Når gassventilen åpnes strømmer oljen uhindret gjennom tilbakeslagsventilen (b) og til enden av aktuatoren (c). Etter hvert som gassventilen åpner seg mer vil oljen også returneres gjennom rørene (d) og (f). Når gassventilen lukkes stenges tilbakeslagsventilen (b) og oljen passerer gjennom rørene (f) og (d). Etter hvert vil avløpet til rør (f) blokkeres av aktuatorstempelet og oljen tvinges gjennom rør (f) og strupeventilen (e) og på denne måten minker lukkehastigheten til gassventilen.



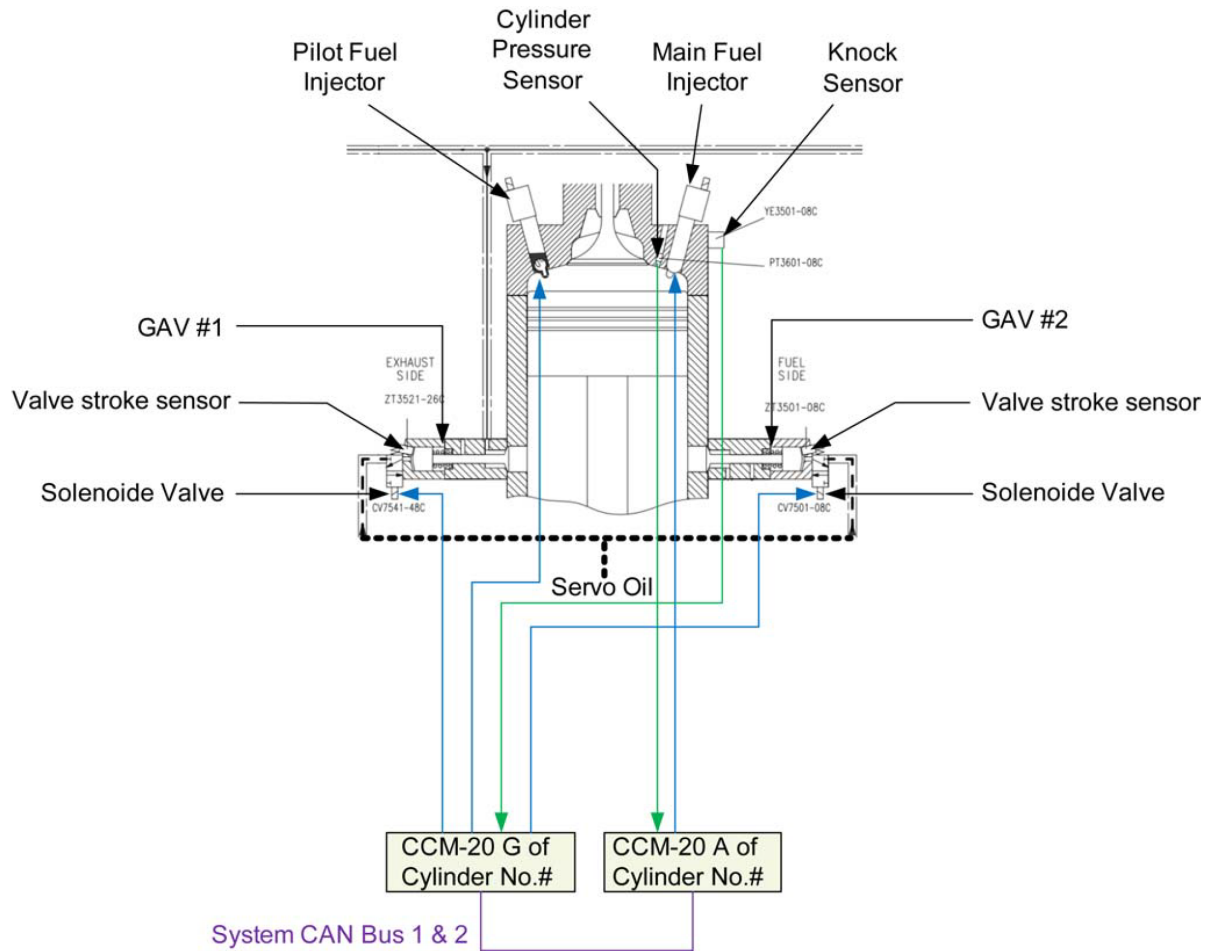
Figur 1: Prinsippsskisse for styring av gassventil fra Friedmann & Maier[4]

2.2 Wintherthur G&D

Motorfabrikken Wintherthur G&D (tidligere Sulzer Diesel Engines) bruker et servooljesystem[5] til å betjene eksos- og gasspåslippsventilene i sine saktegående totaktsmotorer. Arbeidsmediumet i systemet er motorens smøreolje som ved hjelp av to pumper pumpes inn i et ringrørsystem som samtidig er trykkakkumulator. Ved høy belastning er trykket i ringrørsystemet 200 bar. Ved lavere belastning er også trykket redusert. Gasspåslippsventilen styres av en 3/2-magnetventil og en aktuator. Magnetventilen er fjærbelastet slik at gasspåslippsventilen er lukket når magneten ikke er energisert, se figur 2. Ved aktuatoren er det montert en sensor som registrerer når gasspåslippsventilen er åpen. Tilbakemelding fra denne sendes til motorstyresystemet og brukes for å justere tidspunkt og mengde gass som slippes inn i sylinderen, se figur 3. Gasspåslippsventilen smøres også ved hjelp av servooljesystemet, men en trykkreduksjonsventil reduserer trykket for dette systemet, se figur 2.



Figur 2: Skjematisk fremstilling av gasspåslippsventilstyring brukt av Wintherthur Gas & Diesel.[5]

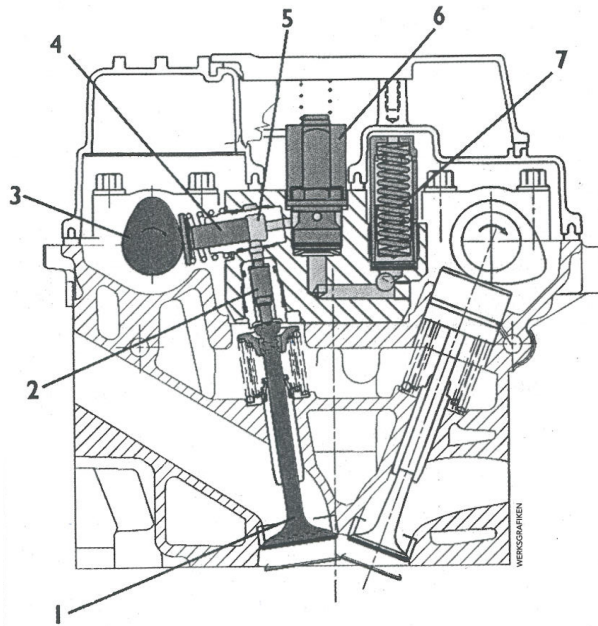


WCH02995

Figur 3: Elektrisk kontrollsystem for gasspåslippventil brukt av Winterthur Gas & Diesel.[5]

2.3 Fiat Variable Valve Actuation

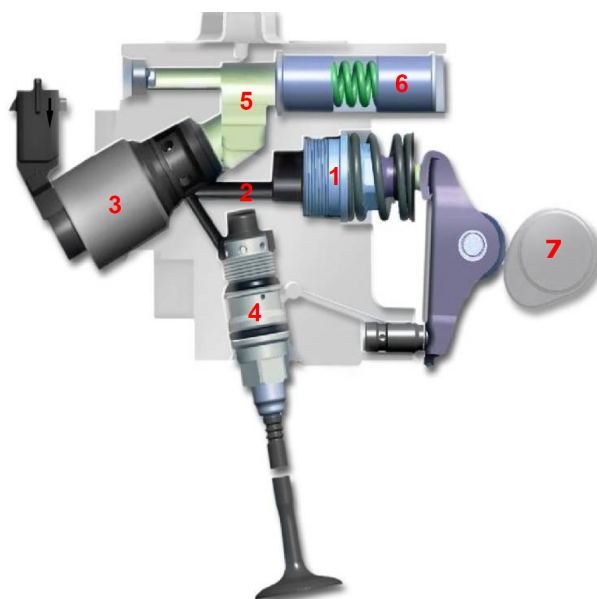
Fiat utviklet et system for variabel styring av innløpsventilen for bensinmotorer kalt "Fiat Variable Valve Actuation" (VVA)[6]. Kommersielt kalles systemet i dag "Fiat MultiAir". I systemet blir kamakselen brukt til å pumpe olje mot en magnetventil og et stempel. Dersom magnetventilen er åpen vil oljen passere gjennom denne og ut til en akkumulator. Når magnetventilen lukkes vil oljen trykke mot stempelet og innløpsventilen åpnes. Innløpsventilen vil være åpen til magnetventilen åpnes igjen eller plungeren følger kamakselprofilen tilbake til basesirkelen, se figur 4.



Figur 4: Komponenter i "Fiat Variable Valve Actuation"-systemet. 1-Tallerkenventil (luftventil), 2-Stempel, 3-Kamaksel, 4-Støtstang/plunger, 5-Trykkammer, 6-Magnetventil, 7-Trykkakkumulator.[6]

2.4 ABB VCM

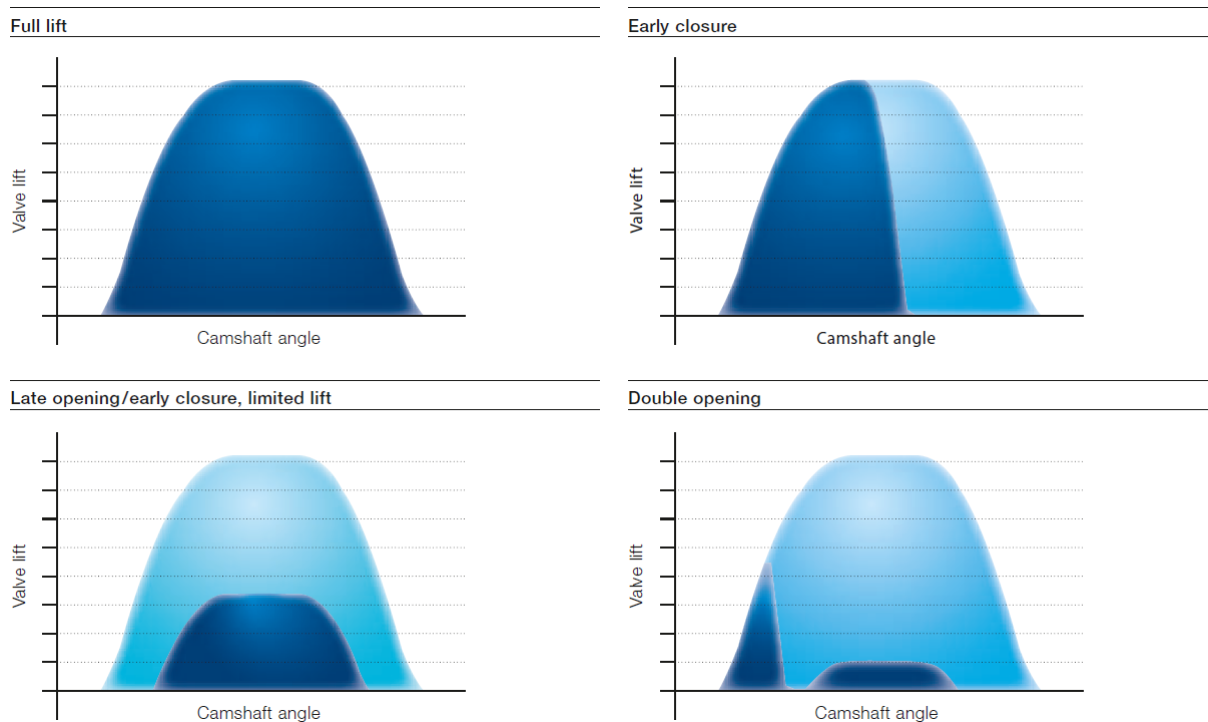
ABB Turbo Systems produserer et system for variabel styring av ventiltider som bygger på "Fiat Multiair". Dette systemet kalles "ABB Valve control management, VCM" [7]–[9]. Arbeidsmediet som brukes er motorens smøreolje og det krever derfor ikke et eget oljesystem. ABB VCM har en stempelpumpe per ventil som er drevet av en egen spesialtilpasset kamprofil slik at det produseres trykk når det er aktuelt å åpne ventilen. Pumpen pumper olje inn i et høytrykkskammer som er i forbindelse med en magnetventil og aktuatoren som driver ventilen. Dersom magnetventilen er stengt hele tiden fungerer systemet som en hydraulisk støtstang og aktuatoren følger kamprofilen. Dersom ventilen er åpnet brytes forbindelsen mellom stempelet og aktuatoren. Oljen pumpes da inn trykkammeret med medium høyt trykk koblet til en trykkakkumulator som påvirker lukningshastigheten til aktuatoren. Se figur 5.



Figur 5: Komponenter i ABB Valve Control Management-systemet. 1-Pumpeenhet, 2-Høytrykkammer, 3-Magnetventil, 4-Aktuator, 5-Medium-trykkammer, 6-Trykkakkumulator, 7-Kamaksel.[8]

2.4.1 Ventilløftprofiler

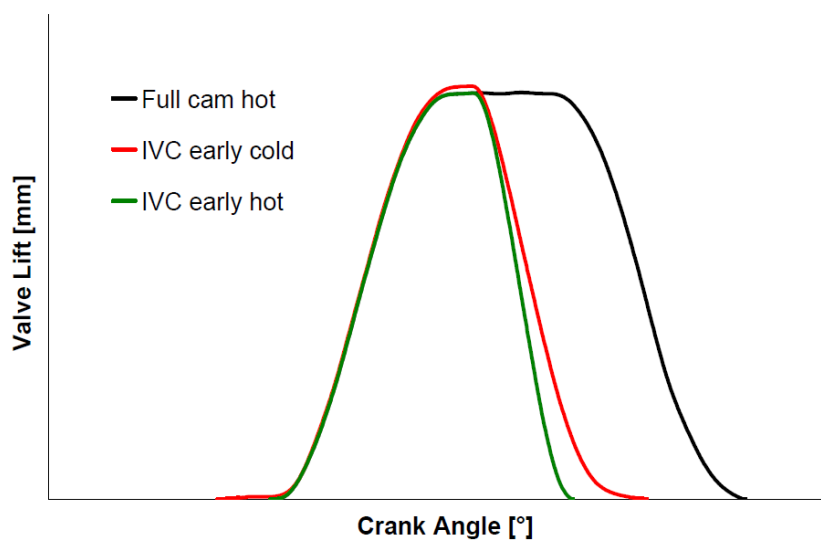
Alt etter hvilken profil som er ønsket på ventilen kan man ved å åpne/lukke magnetventilen ved ulike tidspunkt oppnå ulike åpningsprofiler for ventilen. Det er også mulig å få flere ventilløft ved å åpne magnetventilen og stenge den igjen i det samme slaget. For å oppnå fullt ventilløft må magnetventilen være stengt fra begynnelsen, slik at all oljen som blir pumpet fra stempelpumpen går direkte inn til aktuatoren. Ved senere stenging av magnetventilen er det ikke nok løft tilgjengelig fra kamakslingen til å gi fullt ventilløft. Se figur 6 for ulike ventilåpningsprofiler.



Figur 6: Ventilåpning med VCM.[9]

2.4.2 Påvirkning fra oljens viskositet

Testing av systemet[7] har vist at oljens viskositet, som er en funksjon av oljetemperaturen, har påvirkning på ventilløftprofilen og spesielt da på maksimalt løft og lukningshastigheten til ventilen, se figur 7. På grunn av dette har ABB lagt inn en temperaturmåler i aktuatormodulen. Ut fra den målte temperaturen beregner kontrollenheten for ventilsystemet nødvendig endring i signalet til magnetventilen ved hjelp av en algoritme. Dersom motoren har konstant temperatur på oljen kan en se bort fra forandringer i viskositet.



Figur 7: Påvirkning fra oljens viskositet på ventilløftkurven. En kald olje gir større maksimalløft og lavere lukningshastighet for ventilen enn en varm olje.[7]

3 Hydraulikkteori

3.1 Reynolds tall

Reynolds tall[10] har mye å si for strømningstilstanden i hydrauliske rør. For sylindriske rør er Reynolds tall beregnet ved:

$$Re = \frac{\rho v d}{\eta} \quad (1)$$

Hvor Re er dimensjonsløse Reynolds tall, ρ er massetettheten, v er gjennomsnittshastigheten til væsken, d er indre rørdiameter og η er dynamisk viskositet.

Høyt Reynolds tall vil si at man har turbulent strømning og treghetskrefter dominerer strømningen. Lave Reynolds tall vil si at man har laminær strømning og viskøse krefter dominerer.

3.2 Tap i hydraulikkør

I FluidSIM[11] benyttes Hagen-Poiseuille/Blasius til å beregne tap i hydraulikkør empirisk. For laminær strømning benyttes en modell basert på Hagen-Poiseuille og for turbulent strømning brukes en modell basert på Blasius.

Hagen-Poiseuille[12] ligning angir trykktap for laminær strømning som:

$$\Delta p = \frac{32Lv\eta}{d^2} = \frac{128LQ\eta}{\pi d^4} \quad (2)$$

Hvor Δp er trykktapet, L er rørlengden, v er gjennomsnittsfarten, η er dynamisk viskositet, d er indre rørdiameter og Q er volumstrøm.

Blasius[10] ligning angir friksjonskoeffisient for turbulent strømning som:

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (3)$$

Hvor f er friksjonskoeffisienten og Re er Reynolds tall.

Forholdet mellom trykktap og friksjonskoeffisient er gitt som:

$$\Delta p = f \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (4)$$

Dermed har man at trykktap på grunn av turbulent strømning i rør er gitt som:

$$\Delta p = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (5)$$

3.3 Viskositet

Viskositeten[10] til en væske angir hvor lett den flyter og er en betegnelse på indre friksjon. En væske med høy viskositet har høy indre friksjon og er seig. En skiller mellom absolutt viskositet, også kalt dynamisk viskositet, og kinematisk viskositet. Forholdet mellom

dynamisk og kinematisk viskositet er gitt ved

$$\eta = \frac{\nu}{\rho} \quad (6)$$

Hvor η er dynamisk viskositet [Ns/m²], ν er kinematisk viskositet [m²/s] og ρ er massetetthet [kg/m³].

Enheten posise (P) blir ofte brukt om dynamisk viskositet der 1 P = 10⁻¹ Ns/m². For kinematisk viskositet blir enheten stokes (St) ofte brukt, 1 St = 10⁻⁴ m²/s.

3.4 Viskositetens innvirkning på trykktap

Dersom en har to oljer med ulik viskositet vil de ha forskjellig trykktap når de strømmer gjennom den samme passasjen med lik hastighet. Gitt at strømmingen er turbulent i begge tilfellene blir relativ endring i trykktap i følge ligning 5 og ligning 1

$$\frac{\Delta p_A}{\Delta p_B} = \frac{\frac{0,316}{Re_A^{0,25}} \frac{l}{d} \frac{\rho_A}{2} v^2}{\frac{0,316}{Re_B^{0,25}} \frac{l}{d} \frac{\rho_B}{2} v^2} = \left(\frac{Re_B \rho_A}{Re_A \rho_B} \right)^{0,25} = \left(\frac{\frac{\rho_B}{\eta_B} \frac{vd}{\rho_A}}{\frac{\rho_A}{\eta_A} \frac{vd}{\rho_B}} \right)^{0,25} \quad (7)$$

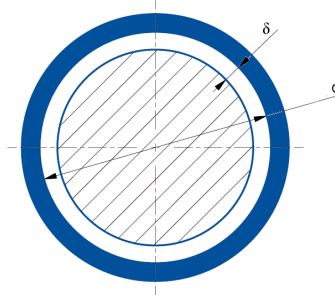
$$\frac{\Delta p_A}{\Delta p_B} = \left(\frac{\eta_A}{\eta_B} \right)^{0,25} = \left(\frac{\nu_A \rho_B}{\nu_B \rho_A} \right)^{0,25} \quad (8)$$

3.5 Lekkasje i aktuatorer og stempelpumper

Aksiell lekkasje[10] i aktuatorer og stempelpumper som følge av en spalteåpning mellom indre sylinder og boring er gitt ved

$$\frac{Q}{\Delta p} = \frac{\pi d \delta^3}{12 \eta l} = \frac{\pi d \delta^3}{12 \nu \rho l} \quad (9)$$

Hvor Q er volumstrøm, Δp er trykkforskjell over sylindren, d er boringsdiameter, δ er spalteåpning, η er dynamisk viskositet, l er lengde av overlapp, ν er kinematisk viskositet og ρ er massetetthet, se figur 8.



Figur 8: Diameter og spalteåpning som fører til lekkasje i aktuatorer og stempelpumper.

3.6 Stivhet i systemet

I motsetning til en støtstang som er tilnærmet helt stiv er et hydraulisk system ikke stivt, da olje er noe kompressibelt. Kompressibilitet for olje er uttrykt ved kompressibilitetsmodulen[10], som er et uttrykk for hvor mye volumet endres som følge av en trykkendring. Enheten for kompressibilitetsmodul er N/m^2 . For motorsmøreolje er kompressibilitetsmodulen typisk $1,5 \text{ GN/m}^2$. Kompressibilitetsmodulen er definert som:

$$\Delta V = \frac{-1}{K} V_0 \Delta p \quad (10)$$

Hvor ΔV er endringen i volum, K er kompressibilitetsmodulen, V_0 er oljevolum før trykkendring og Δp er trykkendringen.

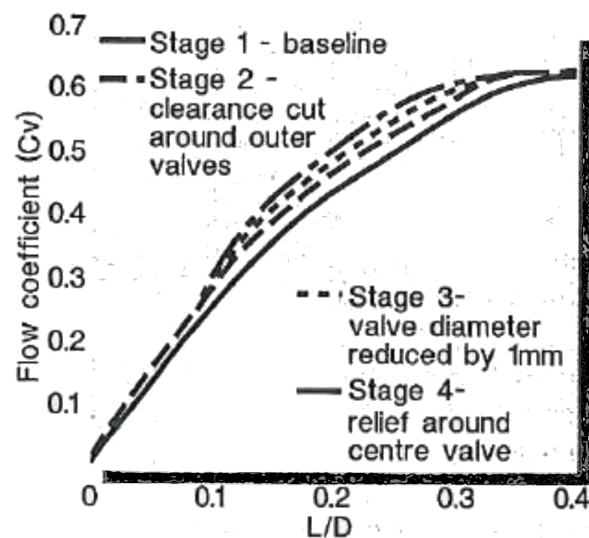
For et rør får man dermed at volumendringen er proporsjonal med lengden og proporsjonal med kvadratet av diameteren.

3.7 Volumstrøm gjennom en tallerkenventil

Gassmengden som strømmer gjennom en gitt tallerkenventil kan reguleres ved hvor mye ventilen åpnes og hvor lenge den holdes åpen. Hvor mye ventilen åpnes er med på å bestemme en gjennomstrømningskoeffisient (eng. flow coefficient), C_v , som er beregnet etter formel

$$C_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad (11)$$

Hvor C_v er gjennomstrømningskoeffisient, Q er volumstrømmen, ρ er massetettheten og Δp er trykkforskjellen på de to sidene av tallerkenventilen.



Figur 9: Generalisert volumgjennomstrømning som funksjon av ventilløft. L/D er forholdet mellom ventilløft og ventildiameteren. Gassgjennomstrømningen er tilnærmet proporsjonal med ventilløftet fra stengt ventil til $L/D = 0,2$ som omtrentlig er området en tallerkenventil opererer i.[13]

Fra figur 9 og ligning 11 ser en at volumgjennomstrømningen er tilnærmet proporsjonal med ventilløftet gjennom en tallerkenventil i området $L/D = 0$ til $L/D = 0,2$ for en gitt trykkforskjell. Dermed er volummengde som strømmer gjennom ventilen omtrentlig proporsjonal med integralet av ventilåpningen over tid.

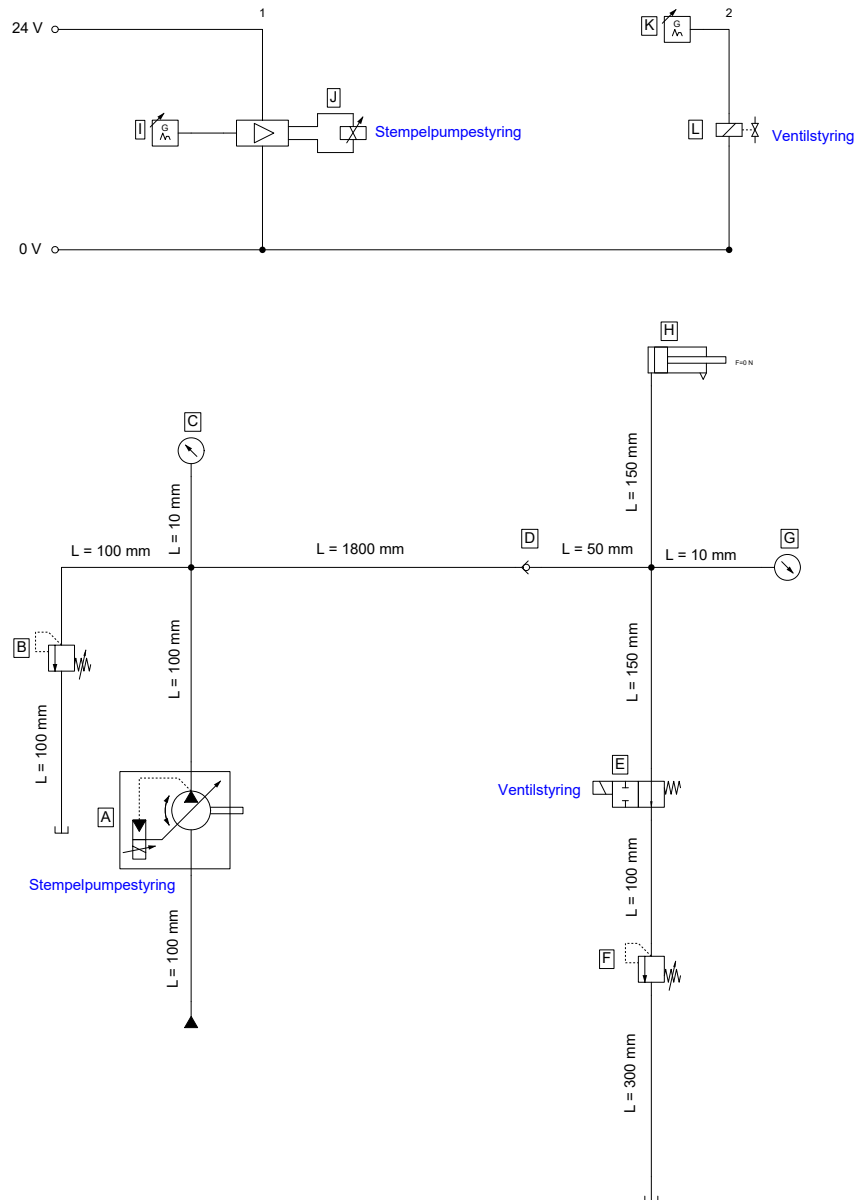
3.8 Lukkehastighet og slitasje på tallerkenventil

Før ventilen starter å bevege seg når den skal åpnes er det viktig at alle klaringer tas opp for å unngå slag som kan øke slitasje på delene[14]. Dette er ikke så problematisk for hydraulisk drift som det er for mekanisk drift. En ventil som er drevet mekanisk med støtstang fra kamaksel er avhengig av at det oppstår en klaring når ventilen er lukket for å sikre at ventilen er helt lukket og at det ikke er kamakselen som begrenser lukkingen. For et hydraulisk system der lukkingen skjer ved at kraften fra ventilfjærene lukker en enkeltvirkende aktuator er det tilstrekkelig at fjærkreftene er større enn kraften fra aktuatoren når den er lukket og at aktuatoren ikke er helt inntrukket slik at lukkingen stanser når ventilspindelen legger an mot setet. Hastigheten når ventilspindelen legger an mot setet er viktig å begrense da høy lukkingshastighet fører til unødvendig slitasje på både spindel og sete. For nominiell motorhastighet er lukkingshastigheten typisk begrenset til 0,5 m/s[14].

4 Metode: Simulering av det hydrauliske systemet

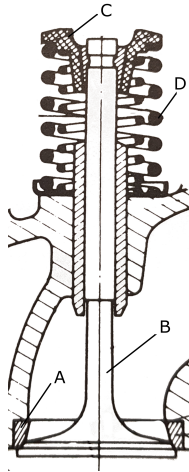
Programmet FESTO FluidSIM er blitt brukt til å simulere hydraulikksystemet.

4.1 Beskrivelse av hydraulisk system



Figur 10: Hydraulikkskjema for simulering. Den øverste kretsen er elektrisk krets for styring av pumpe og ventil og den nederste er hydraulikkretsen. A - Proporsjonal justerbar pumpe, B - Trykkloldeventil, C - Trykkmåler, D - Tilbakeslagsventil, E - Magnetventil, F - Trykkloldeventil, G - Trykkmåler H - Aktuator, I - Funksjonsgenerator, J - Proporsjonal forsterker med sender til pumpe, K - Funksjonsgenerator, L - Sender til magnetventil

4.2 Motorventilen som skal styres



Figur 11: Deler i en tallerkenventil. A - Sete ventilen legger an mot, B - Ventilspindel, C - Fjærholder og D - Lukkefjærer [14]

4.2.1 Driftsfrekvenser

Maksimal hastighet	500 rpm	8,33 Hz
Minimum hastighet	250 rpm	4,17 Hz

Tabell 1: Driftsfrekvenser for ventil som skal aktueres.

4.2.2 Krefter som virker på motorventilen

Motorventilen er fjærlukket, med data som gitt i tabell 2.

Forspenning [N]	Fjærkonstant [N/mm]
660	33,2

Tabell 2: Fjærdata for motorventil.

I tillegg til fjærene virker det en variabel kraft mot fjærene når ventilen er lukket på grunn av trykkforskjellen over ventilen. Dette trykket virker på arealet av åpningen i ventilen, bortsett fra arealet av stammen på spindelen i ventilen, se tabell 3.

Del	Diameter [mm]	Areal [mm ²]
Åpning	42	1385
Spindelstamme	12	113
Areal påvirket av trykkdifferanse		1272

Tabell 3: Areal påvirket av trykkdifferanse mellom gasstrykk og ladeluft.

Motorventilen har en åpningsdiameter på 42 mm og spindelen har en stamme på 12 mm. Arealet som er påvirket av kraften er dermed 1272 mm². Dette gir en kraft på 127 N/bar

overtrykk som motvirker fjærkraften. I simuleringene er trykkforskjellen valgt til 0,8 bar som gir en redusert kraft på 100 N.

Posisjon	Kraft [N]
Helt lukket ($x = 0$ mm)	560
Litt åpen ($x \gtrsim 0$ mm)	660
Helt åpen ($x = 11$ mm)	1025
Fjær i blokk ($x = 14,3$ mm)	1135

Tabell 4: Kraft som virker på ventilspindelen. Kraften øker når ventilen åpnes, da kraften fra trykkforskjellen over ventilen forsvinner.

4.2.3 Masse av bevegelige deler i motorventilen

Massene som beveges i motorventilen er spindelen, fjærholderen og fjær. For fjæren behandles halve massen som bevegelig. Massene som beveges er gitt i tabell 5.

Del	Total masse [g]	Bevegelig masse [g]
Fjærholder	70	70
Ventilspindel	269	269
Lukkefjær	200	100
Sum		439

Tabell 5: Bevegelige masser i motorventil.

4.3 Beskrivelse av deler i systemet

4.3.1 Magnetventil

Magnetventilen, E på figur 10, ble valgt med egenskaper tilsvarende 3WES..1XK. Den viktigste parameteren er hydraulisk resistans som ble satt til $0,0028 \text{ bar} \cdot \text{min}^2/\text{l}^2$. Den ble også tildelt posisjoneringstid på 5 ms.

4.3.2 Aktuator

Aktuatoren, H på figur 10, ble valgt med diameter 10 mm og lekkasje $0,01 \text{ l}/(\text{min} \cdot \text{bar})$. Aktuatoren har da areal $78,5 \text{ mm}^2$ og volumet som trengs for å åpne motorventilen blir da $0,0785 \text{ ml}$ per millimeter åpning. Aktuatoren ble tildelt en kraftprofil lik kraften på ventilspindelen som hindrer aktuatoren i å åpne seg og lukker aktuatoren når trykket forsvinner, se tabell 4. Maksimal bevegelse i aktuatoren ble satt til 14,3 mm, som tilsvarer at fjæren i motorventilen går i blokk.

Posisjon	Trykk [bar]
Helt lukket ($x = 0$ mm)	71,1
Litt åpen ($x \approx 0$ mm)	84,0
Helt åpen ($x = 11$ mm)	130,5
Fjær i blokk ($x = 14,3$ mm)	144,5

Tabell 6: Trykk som trengs for åpning av motorventilen. Trykket øker med 14 bar når ventilen åpnes da kraften fra gassovertrykket forsvinner. x er aktuatorens posisjon.

I egenskapene til aktuatoren er massen til de bevegelige delene (tabell 5) og den ytre kraften som virker på spindelen (tabell 6) lagt inn. Massen av selve aktuatoren er automatisk beregnet av FluidSIM.

FluidSIM har dårlige egenskaper når det kommer til demping av aktuatoren når motorventilen lukkes. Dette ser en derfor bort fra i simuleringen.

4.3.3 Pumpe

For å simulere stempelpumpen, A på figur 10, som drives av kamaksel er det brukt en proporsjonal justerbar pumpe (proportional adjustable pump). Styresignalet til pumpen ble lagt inn i en spenningsfunksjonsgenerator, I på figur 10, og sendes til pumpen via en proporsjonal forsterker, J på figur 10. Spenningssignalet i funksjonsgeneratoren varierer mellom 0 V og 10 V, der 0 V vil si at pumpen ikke pumper og 10 V tilsvarer full pumpekapasitet. Data brukt for styring av pumpen er gitt i vedlegg D. Signalet gjentas hvert 120 ms for 500 rpm og hvert 240 ms for 250 rpm. I simuleringene er pumpens hastighet satt til 250 rpm og 500 rpm.

4.3.4 Tilbakeslagsventil

For at den samme oljen ikke skal bli værende i systemet er det satt inn en tilbakeslagsventil, D på figur 10, som sikrer at oljen i systemet blir fornyet for hver omdreining. Grunnen til dette er at det er ønskelig med jevn oljetemperatur og dermed ikke forandring i viskositet som fører til ulik åpning og lukking av motorventilen i henhold til avsnitt 2.4.2.

Tilbakeslagsventilen ble gitt hydraulisk resistans $0,0016 \text{ bar} \cdot \text{min}^2 / \text{l}^2$ som tilsvarer en Bosch Rexroth tilbakeslagsventil "Type S" med størrelse 10[15].

4.3.5 Trykkavlastingsventiler

Det er satt inn to trykkavlastingsventiler. Den ene har som oppgave å fungere som sikkerhetsventil, B på figur 10, slik at systemet ikke får for høyt trykk. Åpningstrykket for denne er satt til 200 bar. Oppgaven til den andre, F på figur 10, er å alltid holde trykket over en minimumsgrense, slik at systemet ikke tømmes for olje og luft strømmer inn. Denne ventilen er satt med 5 bar som åpningstrykk. Begge ventilene har hydraulisk resistans på $0,012 \text{ bar} \cdot \text{min}^2 / \text{l}^2$ tilsvarende DBD S20 fra Bosch Rexroth[16].

4.3.6 Hydraulikkør

Egenskapen til hydraulikkørerne er valgt å beregnes med ”Pipe model (Hagen-Poiseuille/Blasius)”, se avsnitt 3.2. Rørenes overflate ble satt til å være glatte.

4.3.7 Hydraulikkolje

Hydraulikkoljens temperatur ble satt til 60 °C, massetettheten 865 kg/m³, kinematisk viskositet til 135 cSt ved 40 °C og 13,5 cSt ved 100 ° som tilsvarer ”Shell Mysella S3 N 40” [17].

4.4 Simuleringer

Det ble utført ulike simuleringer der parametrene for lukketid og åpningstid for magnetventilen ble endret, pumpediameteren ble endret og lengden til det lengste røret ble endret. For simuleringene der åpningstid for magnetventilen ble endret ble det utført simuleringer med to ulike hastigheter, 250 rpm og 500 rpm (kamaksel). For de andre ble det bare simulert ved 500 rpm. Timestep i simuleringene ble satt til 0,1 ms.

4.4.1 Basisinnstillinger

Som basisinnstillinger ble lukketiden for magnetventilen satt samtidig med pumpens oppstart og åpningstiden 23 ms etter pumpens oppstart. Lengden til det lengste røret ble satt til 1800 mm og pumpediameteren 26,0 mm.

4.4.2 Endring av lukketidspunkt for magnetventil

Lukketiden for magnetventilen bestemmer når aktuatoren begynner å motta høyere trykk og dermed åpningstidspunktet til motorventilen. Det er også avgjørende for hvor stor og hvilken del av volumet fra pumpen som blir utnyttet. Fem forskjellige verdier ble undersøkt, en der lukketiden var 2 ms før pumpen starter, en der lukketiden var samtidig med pumpens oppstart og videre 2, 4 og 6 ms etter pumpens oppstart.

4.4.3 Endring av åpningstidspunkt for magnetventil

Åpningstiden for magnetventilen bestemte når trykket minket i systemet og dermed når motorventilen begynte å lukkes igjen. For denne varianten ble det undersøkt to forskjellige hastigheter, 250 rpm og 500 rpm. For 250 rpm ble tre ulike åpningstidspunkt undersøkte, 51, 53 og 55 ms etter at pumpen startet. For 500 rpm ble det undersøkt åpningstider på 21, 23 og 25 ms etter at pumpen startet. Videre ble det også undersøkt en variant der magnetventilen alltid var åpen for hver av hastighetene.

4.4.4 Endring av lengste rørlengde

Lengden på det lengste røret ble endret for å undersøke innvirkningen dette har på systemet. Rørlengdene som ble undersøkte var 1400 mm, 1800 mm og 2200 mm.

4.4.5 Endring av pumpediameter

Tre ulike pumpediameter ble undersøkte, 23,4, 26,0 og 28,4 mm.

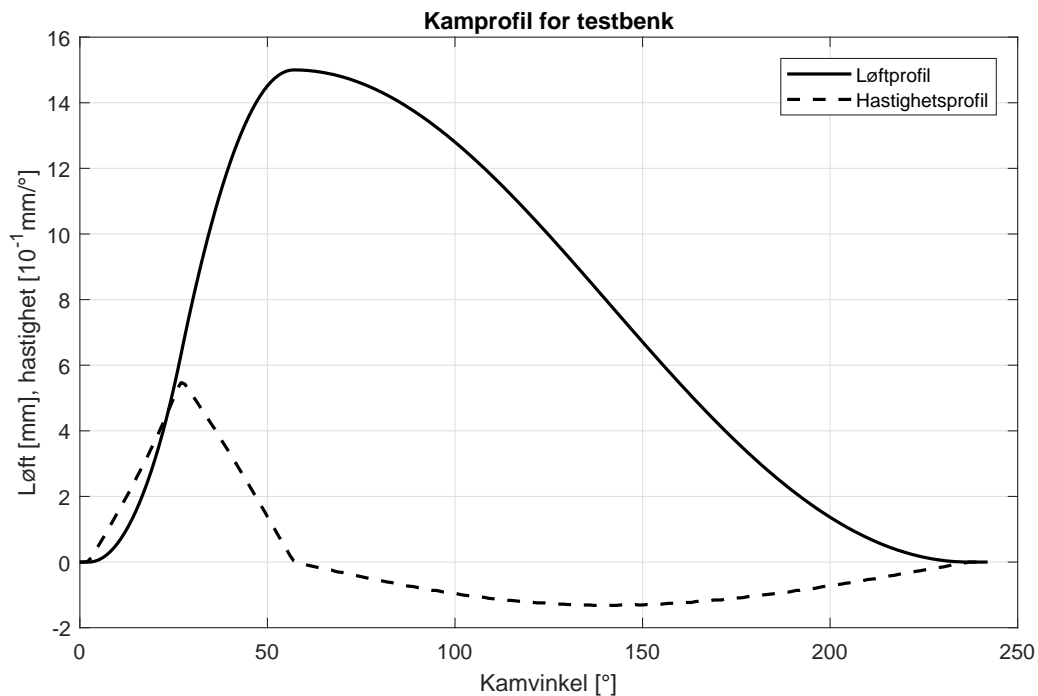
5 Valideringsmetodikk: Test

For å validere simuleringene ble det utført et eksperiment der en testbenk for diesel innsprøytningspumpe fra Merlin kalt "DC 40" ble brukt som kamaksel.

Trykkforløpet i systemet ble undersøkt ved ulike hastigheter med magnetventilen åpen hele tiden. Deretter ble lukketidspunktet for magnetventilen endret mens åpningstidspunktet var uendret. Til slutt ble åpningstidspunktet for magnetventilen endret mens lukketidspunktet var uendret.

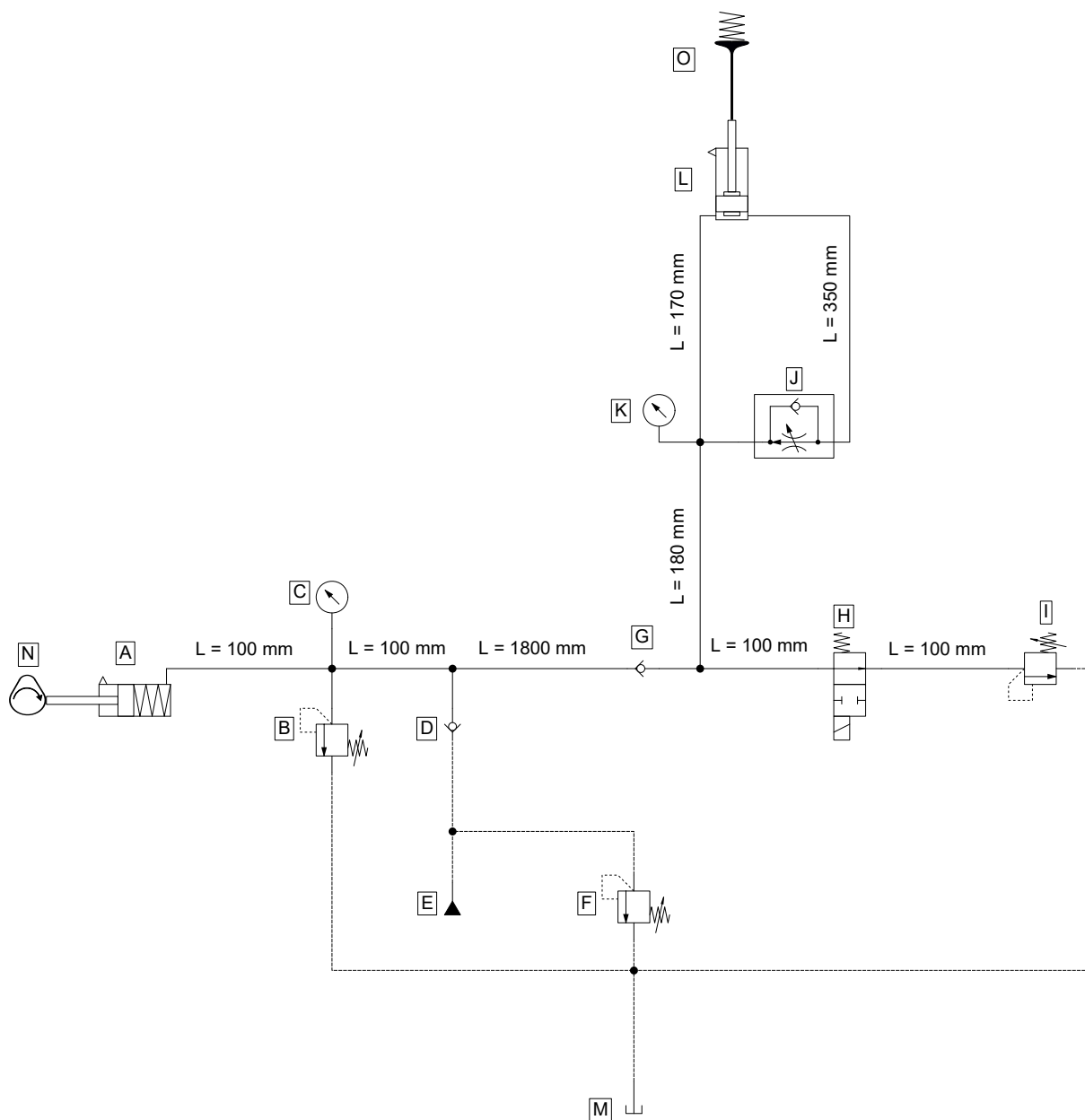
5.1 Kamakselprofil for testbenk

Løftet på kamakselen til benken var 15 mm og profil for løft og hastighet er vist på figur 12.



Figur 12: Kamakselprofil for testbenken.

5.2 Oppbygging av det hydrauliske aktuatorsystemet



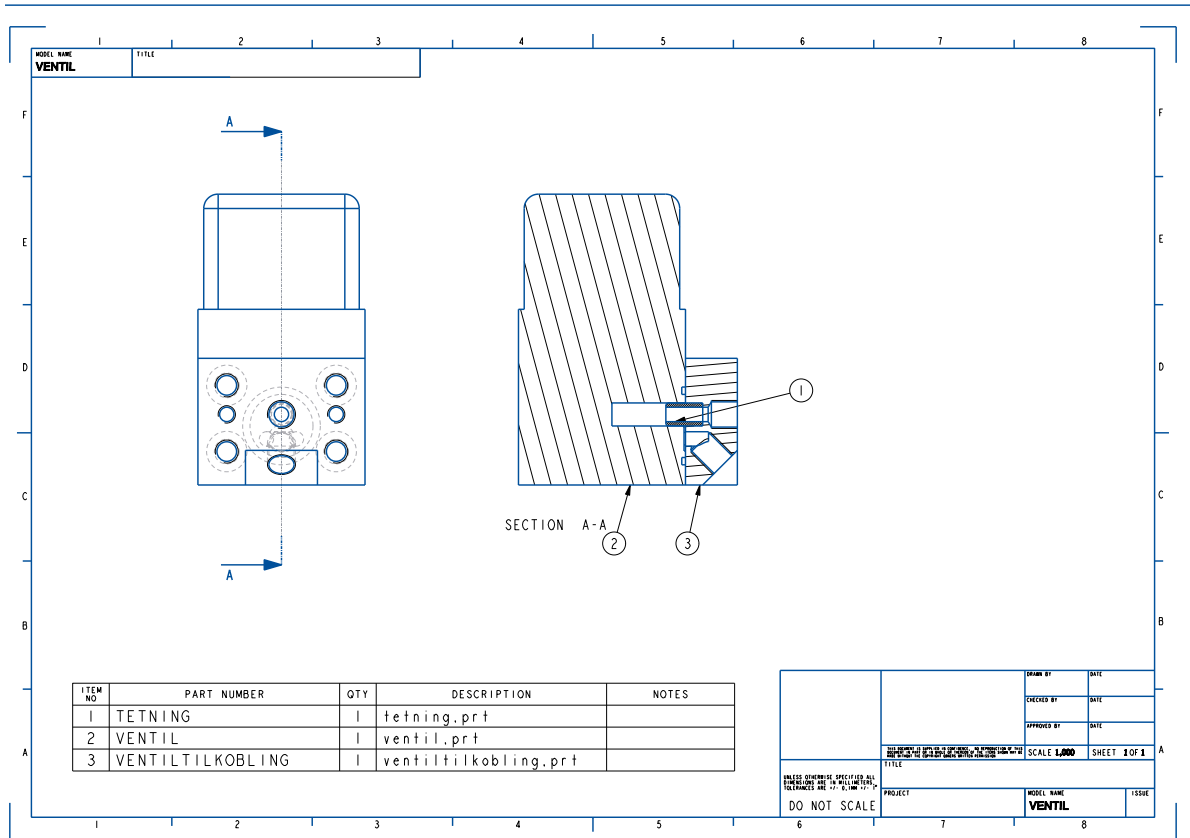
Figur 13: Oppsett for test. A - Pumpe, B - Sikkerhetsventil, C - Trykkmåler, D - Tilbakeslagsventil, E - Matepumpe, F - Trykkeldeventil, G - Tilbakeslagsventil, H - Magnetventil, I - Trykkeldeventil, J - Tilbakeslagsventil med struping, K - Trykkmåler, L - Aktuator, M - Matepumpens tank, N - Roterende kamaksel, O - Tallerkenventil. De stiplede linjene er slager. Rør uten lengde betyr at delene er koblet direkte uten rør.



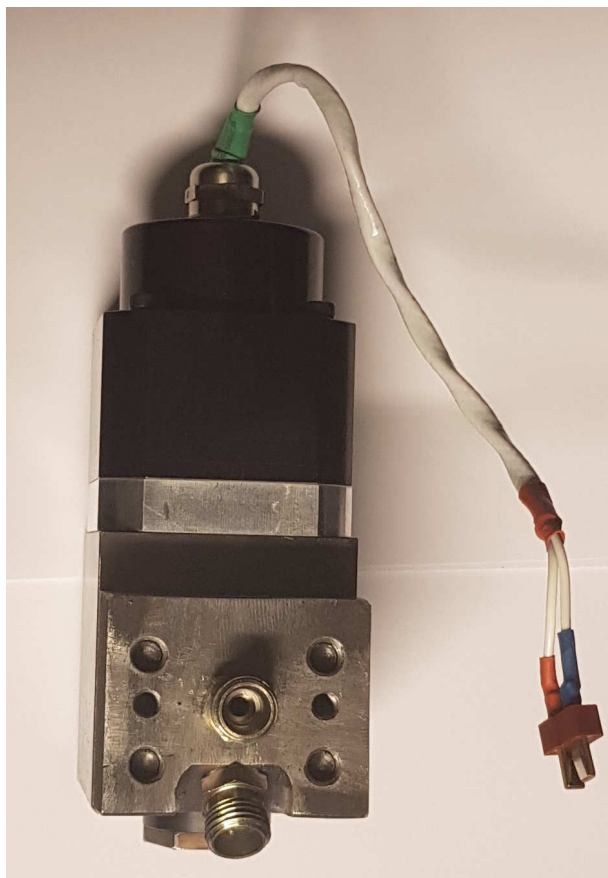
Figur 14: Bilde av testoppsettet. A - Pumpe, B - Sikkerhetsventil, C - Tilbakeslagsventil, D - Trykkeldeventil, E - Aktuator, F - Motorventil, G - Tilbakeslagsventil med struping, H - Trykkmåler, I - Trykkmåler, J - Returslange til matepumpens tank, K - Magnetventil, L - Lengdegiver, M - Tilbakeslagsventil, N - Returslange til matepumpens tank, O - Tilførselsslange fra matepumpen.

5.2.1 Magnetventil

En magnetventil ble demontert fra en dieselinnsprøytningspumpe til en Caterpillar C280 og en plate og en tetning ble maskinert slik at ventilen kan kobles til hydraulikksystemet, se figur 15 og vedlegg A. I sporet i magnetventilen ble det plassert en o-ring for å hindre lekkasje. Detaljtegninger for plate og tetning er i vedlegg F.



Figur 15: Sammensetningstegning for tilkobling av magnetventil.

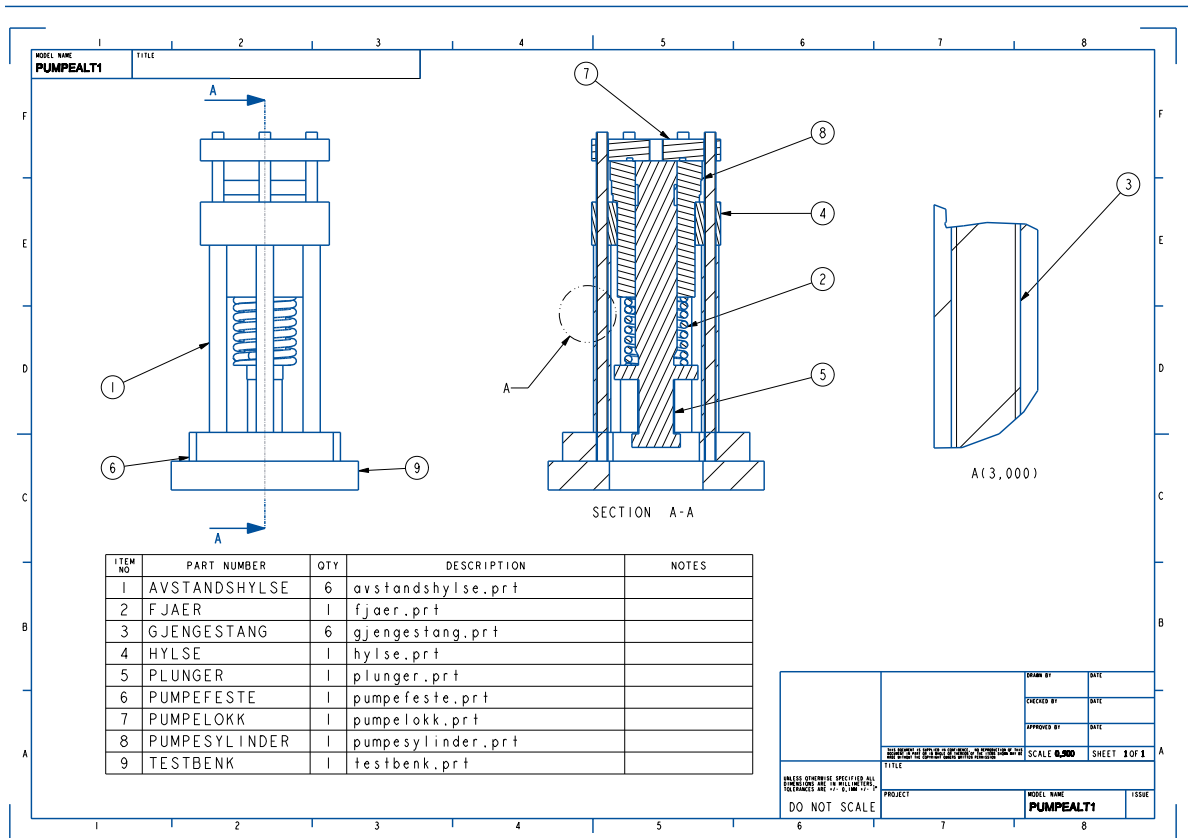


Figur 16: Magnetventilen med påmontert plate for tilkobling av rør.

Magnetventilen ble styrt av en arduino prosessor der vinkelen for lukking og åpning av magnetventilen ble lagt inn. Det ble brukt en spenning på 70 V for å lukke magnetventilen. Programmeringskoden for styringen finnes på <https://github.com/bernienor/motorvalvedriver>.

5.2.2 Pumpe

En innsprøytningspumpe for tungolje med 29 mm diameter plunger ble demontert og kappet av for å brukes til pumpen som skal drives av kamakselen. Det ble maskinert en hylse som delen fra innsprøytningspumpen ble tredd ned i og 6 avstandshylser ble kappet fra et rør med 12 mm ytre diameter og 2 mm vegg for å holde avstanden mellom testbenken og pumpesynderen. For å sikre at det ikke ble kontaktbrudd mellom plunger og testbenk ble det lagt inn en fjær mellom plungeren og pumpesynderen med en styrehylse for å sikre at fjæren ikke fikk bevege seg ut av senter. For å kunne koble hydraulikkør til pumpen ble det maskinert et lokk med gjenget hull. Mellom lokket og pumpesynderen ble det lagt en o-ring for å hindre lekkasje. Se figur 19. Detaljtegninger for delene til pumpen er i vedlegg G. Figur 18 viser pumpen satt sammen og montert på testbenken.



Figur 17: Sammensetningstegning for kamakselpumpe.



Figur 18: Pumpen satt sammen og montert på testbenken.

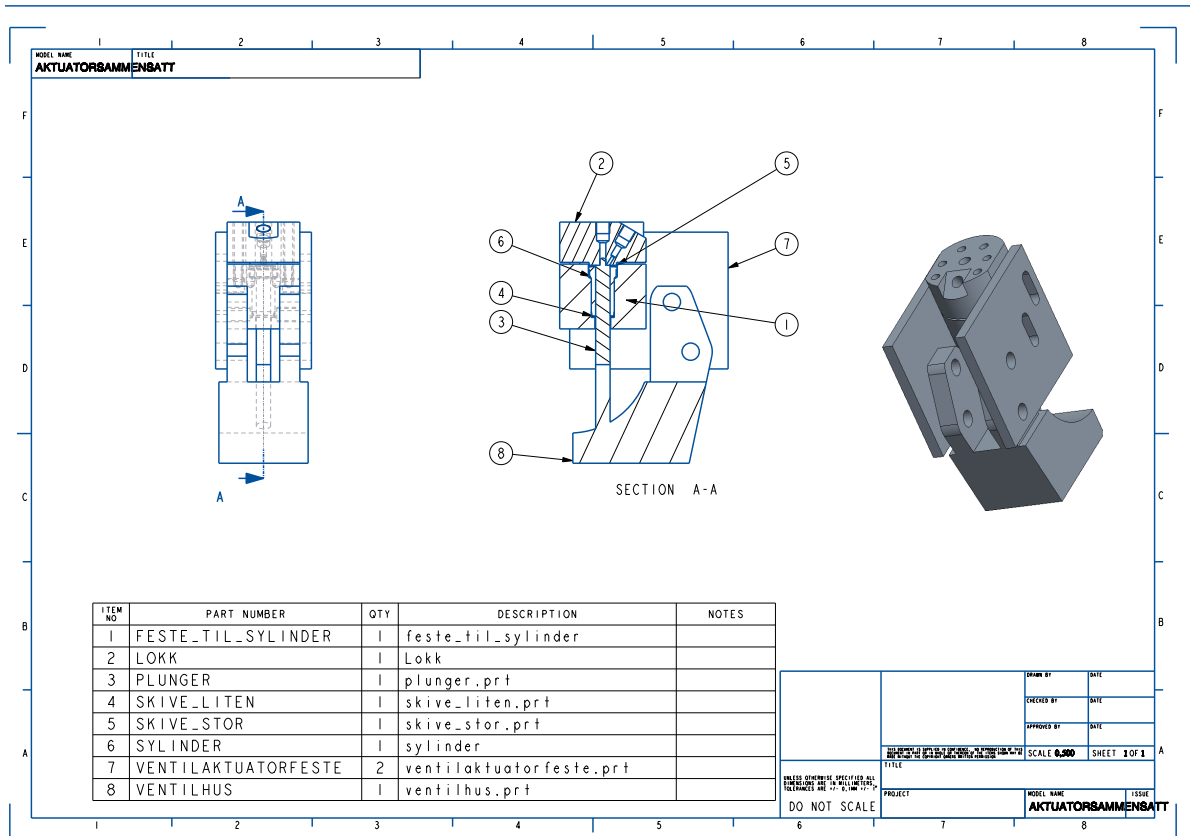
5.2.3 Matepumpe

For å simulere oljepumpen i en motor ble det brukt en Bosch Rexroth pumpe type ABKAG-40AL9-3X/HV7-10 som leverte 8 l/min og hadde makstrykk på 50 bar.

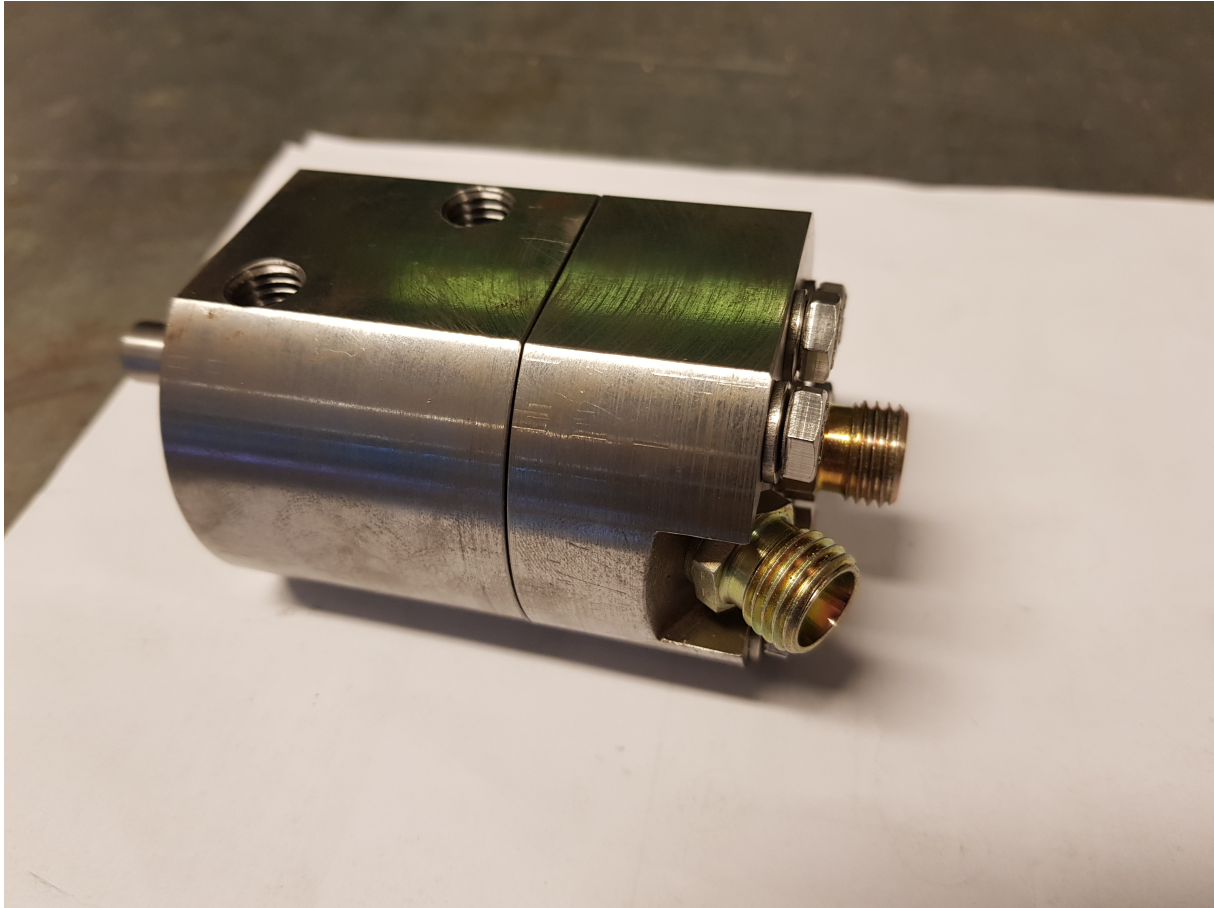
5.2.4 Aktuator

En Bosch innsprøytningspumpe med betegnelse PES6P100A820LS351Y ble demontert og en hylse ble kappet av og brukt til aktuatorhylse. Til plunger ble det brukt 10 mm

sølvstål med toleranse H8. En holder med lokk ble maskinert av automatstål og tetninger ble maskinert i kobber. Enden av plungeren hadde en tapp som passet inn i et hull i lokket slik at oljestrømmen ble gjennom dette hullet og tvunget gjennom strupingen i tilbakeslagsventilen for at farten til motorventilen skulle reduseres før den la an mot setet, se figur 19. Detaljtegningner for aktuatordeleler er i vedlegg H. Figur 20 viser aktuatoren sammensatt.



Figur 19: Sammensetningstegning for aktuator og motorventil.



Figur 20: Sammensatt aktuator.

5.2.5 Tilbakeslagsventiler

Det ble benyttet to tilbakeslagsventiler i testen. Den ene, D på figur 13, var en Bosch Rexroth ventil type S6 A1.0 RE10 med hydraulisk resistans på $0,023 \text{ bar}\cdot\text{min}^2/\text{l}^2$ [15]. Funksjonen til denne ventilen var å hindre at olje skulle strømme tilbake inn i matepumpen. Den andre, G på figur 13, var en Bosch Rexroth ventil type S10 A1.0 RE10 med hydraulisk resistans på $0,0016 \text{ bar}\cdot\text{min}^2/\text{l}^2$ [15]. Denne ventilen hindret oljen å strømme tilbake til pumpen, A på figur 13, i det stempelet fulgte kamakselen tilbake.

5.2.6 Trykkavlastingsventiler

Det ble brukt tre trykkavlastingsventiler, en for å senke trykket fra matepumpen, en som sikkerhetsventil ved pumpen og en for å holde oppe trykket og hindre luft i å strømme inn i systemet. Trykkavlastingsventilen som ble brukt for å redusere trykket fra matepumpen, F på figur 13, var en Bosch Rexroth DBDH 6 G18/100 med hydraulisk motstand på $0,16 \text{ bar}\cdot\text{min}^2/\text{l}^2$ [16]. Ventilen som ble brukt til å holde oppe trykket i systemet, I på figur 13, var en Bosch Rexroth DBDH 6 G1A/100 med hydraulisk motstand på $0,16 \text{ bar}\cdot\text{min}^2/\text{l}^2$ [16]. Sikkerhetsventilen var en Bosch Rexroth 0 532 003 009 med hydraulisk motstand på $0,0125 \text{ bar}\cdot\text{min}^2/\text{l}^2$.

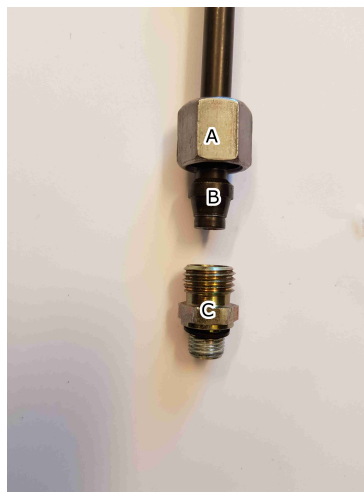
5.2.7 Tilbakeslagsventil med variabel struping

Tilbakeslagsventilen med variabel struping, J på figur 13, var en Hydac ventil med betegnelse DRV 06-1-1X/V.

5.2.8 Hydraulikkør og koblinger

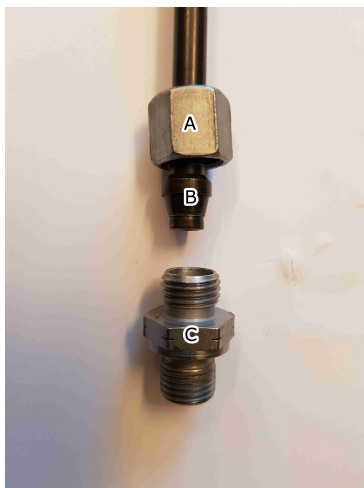
Rørene som ble benyttet i forsøket var 8 mm sømløse hydraulikkør med 6 mm indre diameter. For å koble sammen rørene med ventiler og andre deler ble det benyttet snittringsarmatur.

Til tilkobling fra rør til aktuator, pumpe og magnetventil ble det brukt tilkobling type GE 8LR med BSP 1/8 inch gjenge mot aktuator/pumpe/magnetventil, snittring type d 8LS og mutter type M 8L, se figur 21.



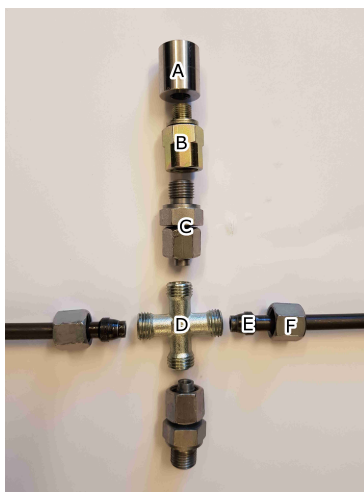
Figur 21: Tilkobling mellom rør og pumpe, rør og magnetventil og rør og aktuator. A - Mutter GE 8LR, B - Snittring d 8LS, C - Overgang M 8L

Til tilkobling fra rør til ventiler ble det brukt tilkobling type GE 8LR med BSP 1/4 inch gjenge mot ventiler, snittring type d 8LS og mutter type M 8L, se figur 22.



Figur 22: Tilkobling mellom rør og ventiler bortsett fra magnetventil. A - Mutter GE 8LR, B - Snittring d 8LS, C - Overgang M 8L

Krysskoblingene var av type K 8L. Fra krysskobling mot rør ble det brukt snittring type d 8LS og mutter type M 8L. Mot ventil ble det brukt EGE 8 LR. Fra krysskobling til trykkmåler ble det brukt EGE 8 LR, overgang BSP innvendig 1/4 inch til BSP utvendig 1/8 inch og en maskinert overgang med innvendige gjenger BSP 1/8 inch og M10x1, se figur 23.



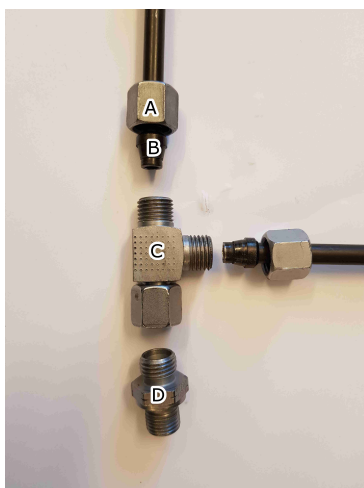
Figur 23: Krysskobling til rør, ventil og trykkmåler. A - Overgang BSP 1/8 inch - M10x1, B - Overgang BSP innv/utv 1/4 inch - 1/8 inch, C - Overgan EGE 8 LR, D - Krysskobling K 8L, E - Snittring d 8LS, F - Mutter M 8L

T-koblingen nærmest pumpen var av type ET 8L. Fra T-koblingen til rør ble det brukt snittring type d 8LS og mutter type M 8L. Mot tilbakeslagsventil ble det brukt tilkobling type GE 8LR med BSP 1/4 inch gjenge, se figur 24.



Figur 24: T-kobling nærmest pumpe. A - Mutter M 8L, B - Snittring d 8LS, C - T-kobling ET 8L, D - Overgang GE 8LR med BSP 1/4 inch gjenge.

T-koblingen nærmest magnetventilen var av type EL 8L. Fra T-koblingen til rør ble det brukt snittring type d 8LS og mutter type M 8L. Mot tilbakeslagsventil ble det brukt tilkobling type GE 8LR med BSP 1/4 inch gjenge, se figur 25.



Figur 25: T-kobling nærmest magnetventil. A - Mutter M 8L, B - Snittring d 8LS, C - T-kobling EL 8L, D - Overgang GE 8LR med BSP 1/4 inch gjenge.

5.2.9 Trykkmålere

Det ble benyttet to piezoresistive sensorer type 4065A[18] beregnet for å måle drivstofftrykk. Den ene trykkmåleren, C på figur 13, ble plassert ved pumpen og den andre ved aktuatoren, K på figur 13.

5.2.10 Posisjonsgiver på motorventil

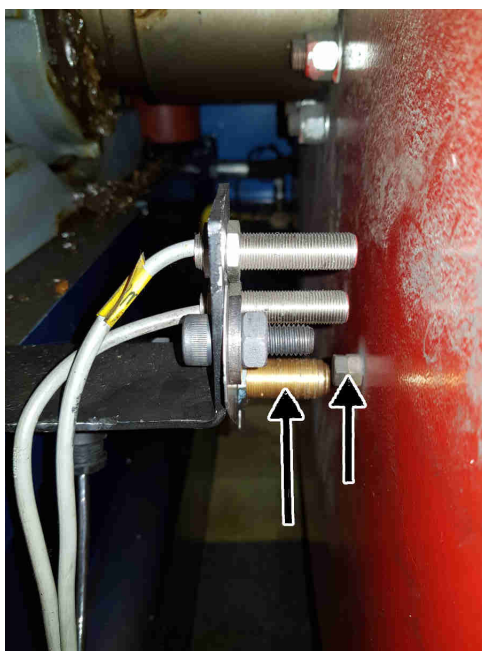
For å måle posisjonen til motorventilen, O på figur 13, ble det boret et hull \varnothing 3,5 mm og gjenget M4x0,5 i senter av spindelen til motorventilen slik at en induktiv posisjonsgiver, se figur 26, kunne skrues inn. Kalibreringsdata for posisjonsgiveren finnes i vedlegg B



Figur 26: Posisjonsgiveren som ble brukt for å måle posisjonen til spindelen i motorventilen.

5.2.11 Trigger på svinghjul

Det ble montert en induktiv trigger i testbenken som registrerte hver gang en bolt passerte. Det var allerede plassert to triggerer der, men det var ikke praktisk mulig å koble seg til disse, se figur 27.



Figur 27: Trigger ved svinghjul registrerte hver gang bolten skrudd inn i svinghjulet passerte.

5.2.12 Hydraulikkolje

På grunn av mistanke om at tilgjengelige ventiler var for små ble det valgt å bruke en kalibreringsolje for diesel innsprøytingssystemer. Oljen het "Univar Calibration Fluid

1487” og hadde kinematisk viskositet på 2,62 cSt ved 40 °C og trykktap i rør reduseres dermed til under det halve i forhold til å bruke en motorolje av type ”Shell Mysella S3 N 40”, se ligning 8 og vedlegg C.

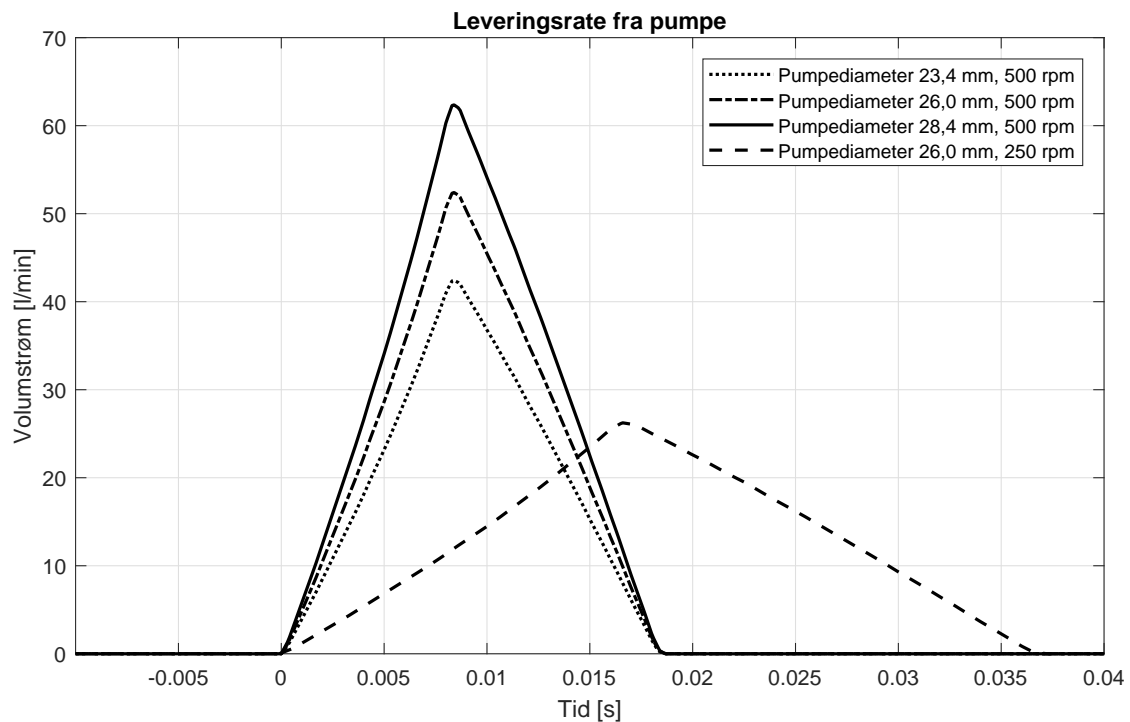
5.2.13 Innsamling av data

Data fra trykkmålerene, posisjonsgiveren på motorventilen og triggeren på svinghjulet ble sendt til et oscilloskop. Oscilloskopet som ble brukt het ”InfiniiVision MSOZ3014A” og var produsert av Keysight. Data ble via oscilloskopen lagret på minnepenn som csv-filer.

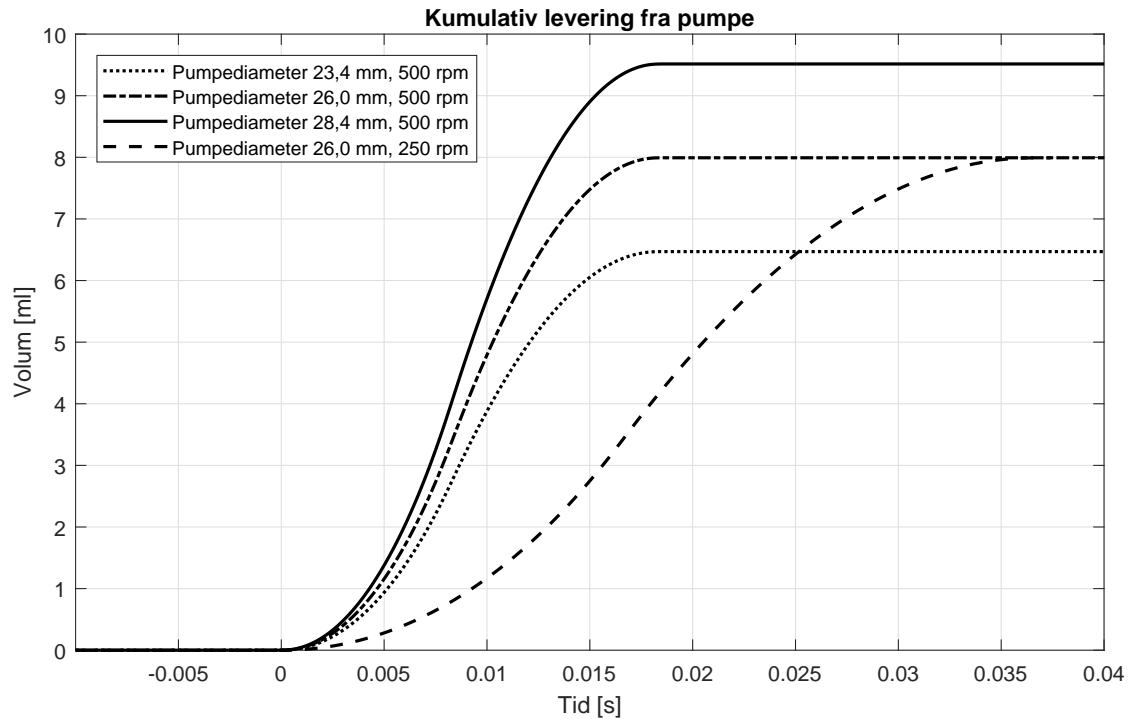
6 Resultater fra simuleringene

Tidspunkt 0 ble satt til tidspunktet pumpen begynner å pumpe for alle resultater fra simuleringene. Med aktuatorposisjon menes posisjonen aktuatoren har i forhold til posisjonen den har når systemet ikke er trykksatt. Dette tilsvarer at en motorventil koblet til aktuatoren er helt lukket og aktuatorposisjon vil dermed være lik ventilløftet. Med åpningsareal for aktuator menes arealet under grafene for aktuatorposisjon.

6.1 Leveringsmengde fra pumpe



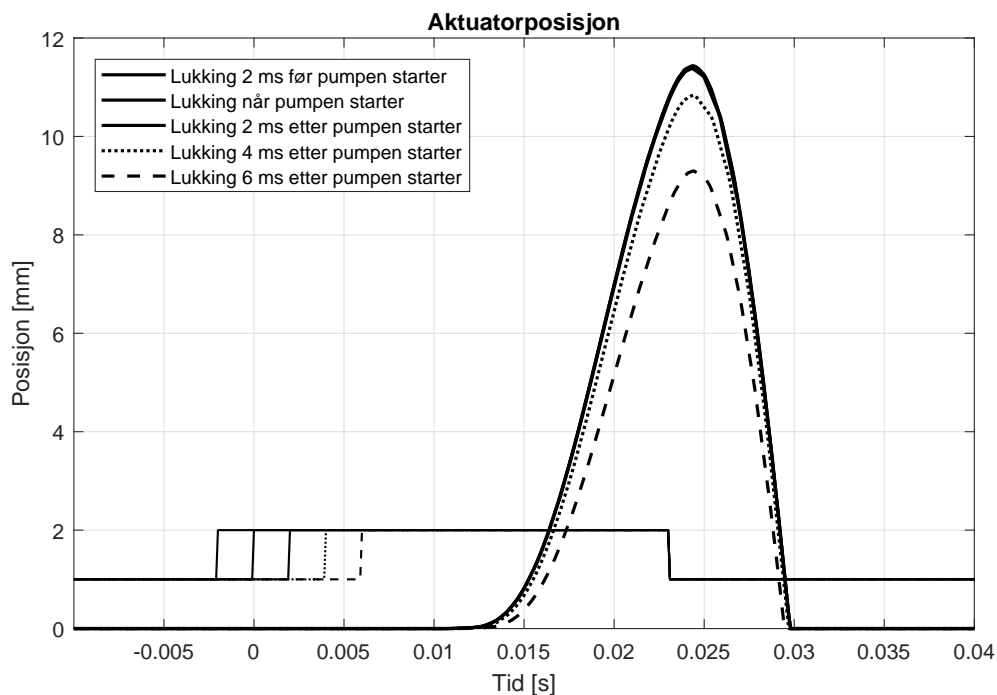
Figur 28: Levering fra pumpe ved ulike pumpediametre og hastigheter.



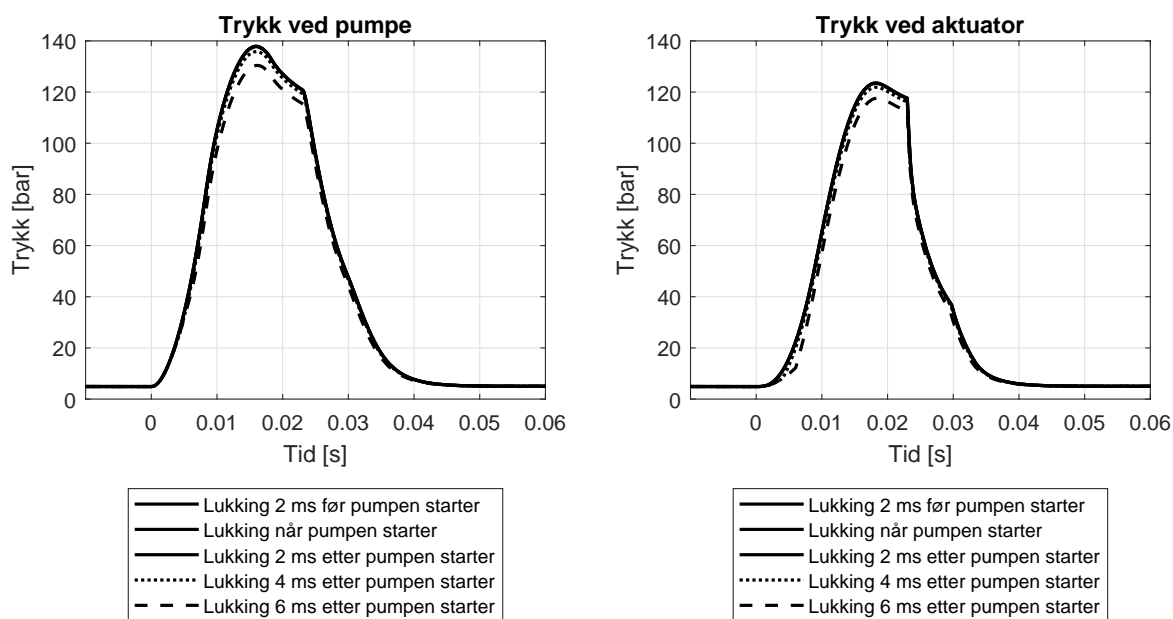
Figur 29: Kumulativ levering fra pumpe ved ulike pumpediametre og hastigheter.

Pumpen nådde maksimal leveringsrate før det var gått 10 ms ved 500 rpm. Ved økende pumpediameter økte både volumstrømmen og volumet fra pumpen, se figur 28 og figur 29. Lavere hastighet ga mindre volumstrøm men lik volummengde som tilsvarende pumpediameter ved høy hastighet.

6.2 Endring av lukketidspunkt for magnetventil



Figur 30: Aktuatorposisjon ved ulike lukketidspunkt for magnetventilen. De tynne strekene viser posisjonen til magnetventilen der 1 tilsvarer åpen ventil og 2 er lukket ventil.



Figur 31: Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike lukketidspunkt for magnetventilen.

Lukkingstidspunkt for magnetventil [ms]	-2	0	2	4	6
Aktuator begynner bevegelse [ms]	10,6	10,6	10,7	10,8	11,3
Aktuator tilbake [ms]	29,6	29,6	29,6	29,5	29,3
Tid aktuator er åpen [ms]	19,0	19,0	18,9	18,7	18,0
Maks aktuatorbevegelse [mm]	11,4	11,4	11,4	10,8	9,3
Maks trykk ved aktuator [bar]	123,5	123,5	123,4	121,9	117,6
Maks trykk ved pumpe [bar]	137,9	137,9	137,7	135,8	130,4
Åpningsareal for aktuator [mm ² ·s]	0,1008	0,1007	0,1001	0,0936	0,0764

Tabell 7: Resultater ved endring i lukketidspunkt for magnetventil. Tider er angitt fra pumpen starter å pumpe.

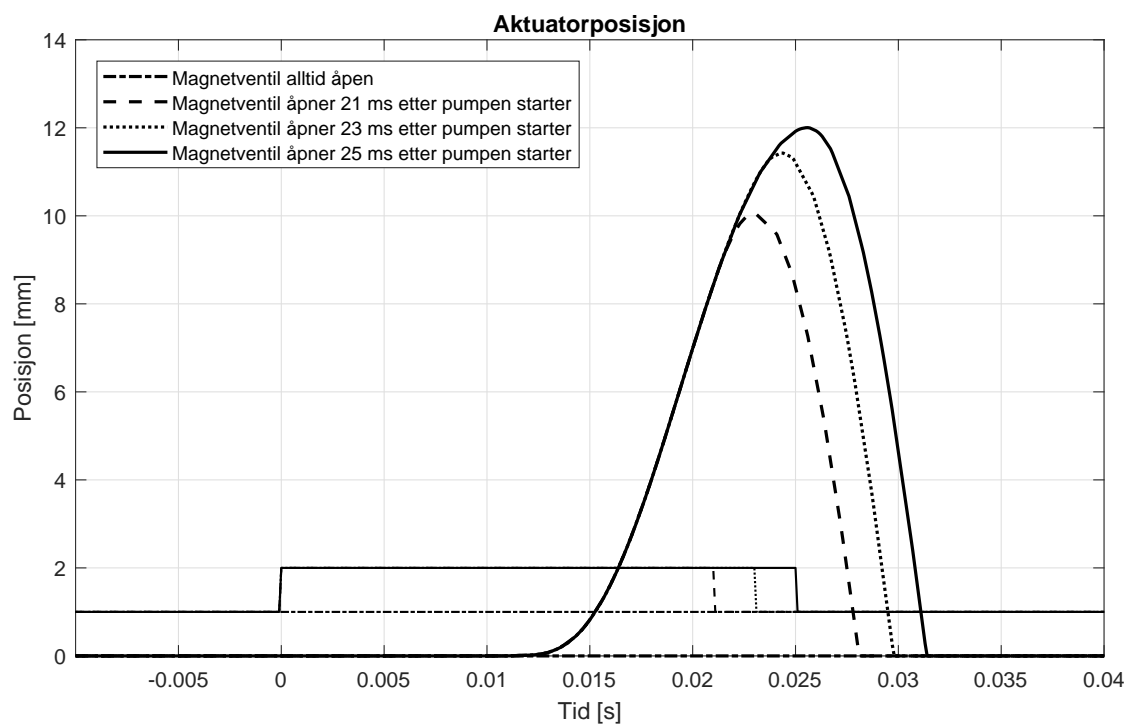
Det hadde lite å si for bevegelsen til aktuatoren om magnetventilen ble stengt 2 ms før eller 2 ms etter at pumpen startet, se figur 30. Lukketidspunktet hadde lite å si for når aktuatoren begynte bevegelsen, men hadde mer å si for hvor rask bevegelsen var og dermed også maks aktuatorbevegelse før aktuatoren begynte å lukkes.

Trykket forandret seg ikke mye som følge av endring av lukketidspunktet til magnetventilen, se figur 31. Makstrykket ved pumpen var omtrent 15 bar høyere enn trykket ved aktuatoren.

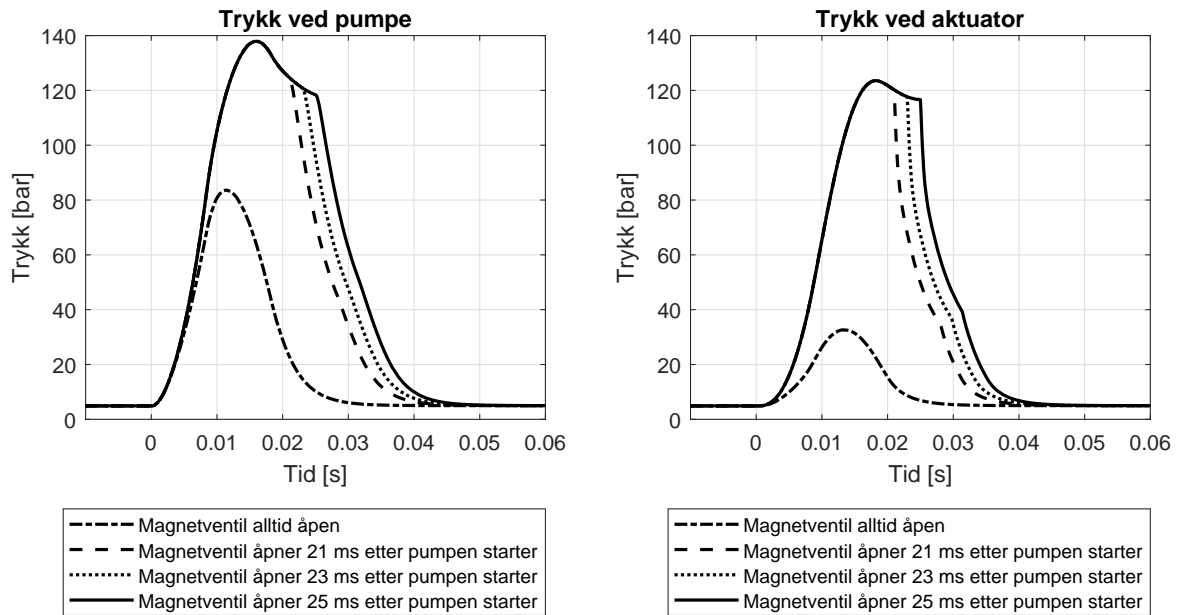
Differansen mellom største og minste åpningsareal var 27% av gjennomsnittet av dem, som tilsvarer en regulering av volum som strømmer gjennom en tallerkenventil på +/-13%.

6.3 Endring av åpningstidspunkt for magnetventil

6.3.1 Hastighet 500 rpm



Figur 32: Aktuatorposisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 500 rpm. De tynne strekene viser posisjonen til magnetventilen der 1 tilsvarer åpen ventil og 2 er lukket ventil.



Figur 33: Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 500 rpm.

Åpningstidspunkt for magnetventil [ms]	Åpen	21	23	25
Aktuator begynner bevegelse [ms]	–	10,6	10,6	10,6
Aktuator tilbake [ms]	–	27,9	29,6	31,2
Tid aktuator er åpen [ms]	0	17,3	19,0	20,6
Maks aktuatorbevegelse [mm]	0	10,1	11,4	12,0
Maks trykk ved aktuator [bar]	32,6	123,5	123,5	123,5
Maks trykk ved pumpe [bar]	83,6	137,9	137,9	137,9
Åpningsareal for aktuator [mm·s]	0,0000	0,0784	0,1007	0,1205

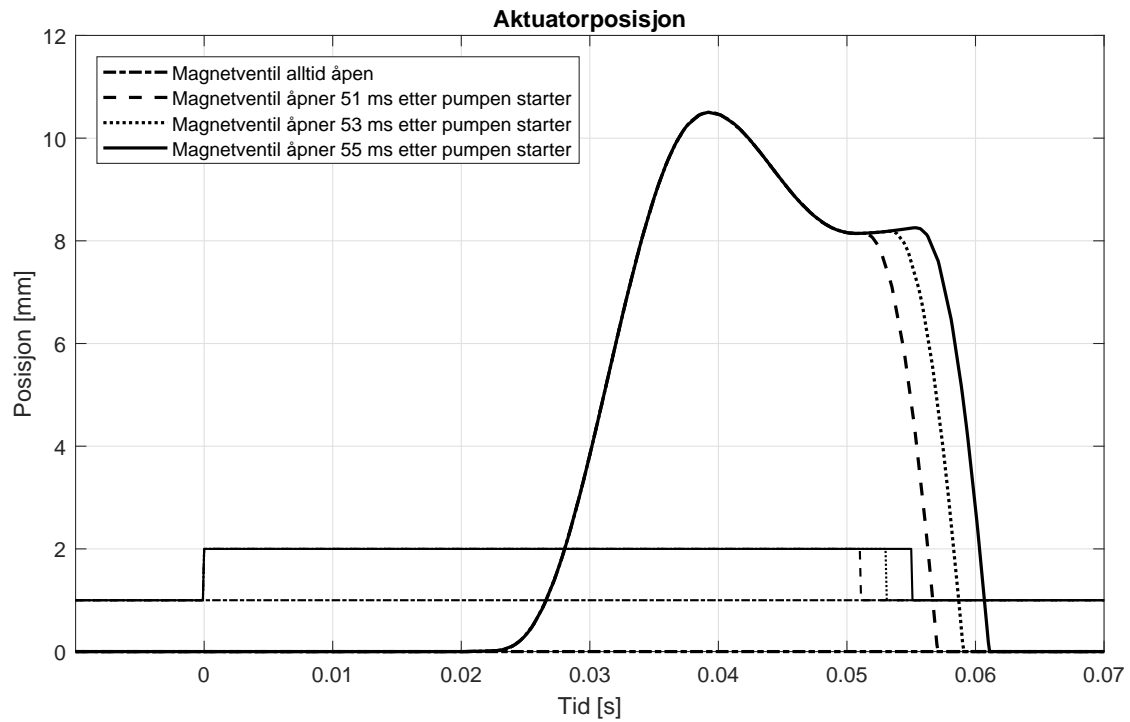
Tabell 8: Data ved endring i åpningstidspunkt for magnetventil ved 500 rpm. Tider er angitt fra pumpe starter å pumpe.

Åpningstidspunktet til magnetventilen hadde mye å si for maksimalposisjonen til aktuatoren og tidspunktet aktuatoren var tilbake i utgangsposisjonen, se figur 32. Fra magnetventilen ble lukket til aktuatoren var tilbake i utgangsposisjonen gikk det i overkant av 6 ms.

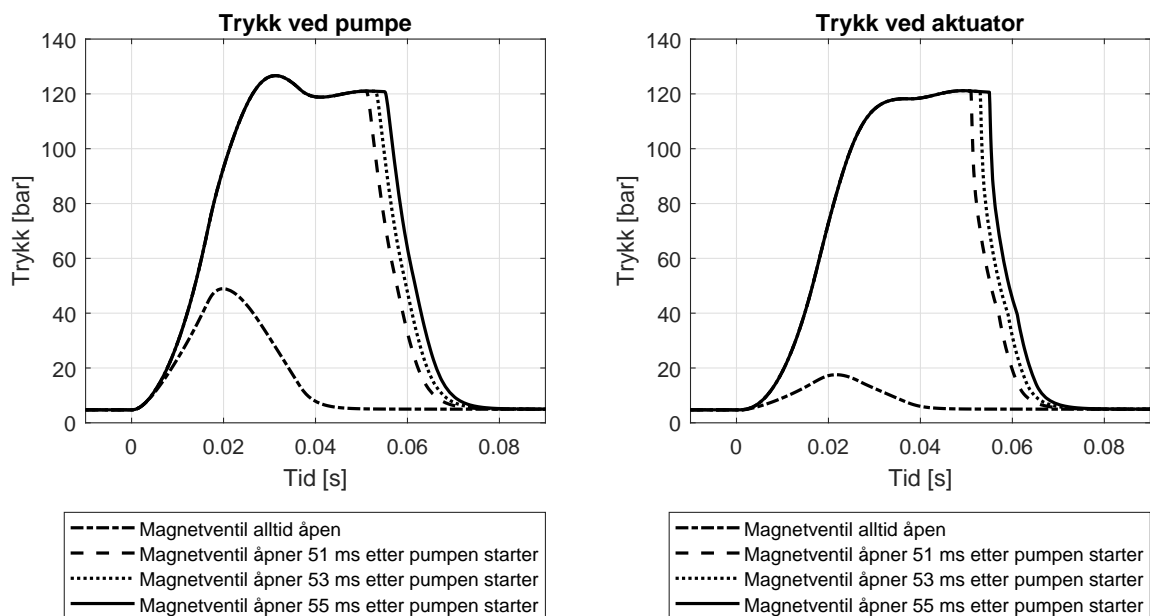
Trykket ved pumpen var omtrent 15 bar høyere enn trykket ved aktuatoren, bortsett fra da magnetventilen var åpen hele tiden. Da var trykket mye høyere ved pumpen.

Forskjellen mellom største og minste åpningsareal var 42% av gjennomsnittet av dem, som tilsvarer at volum som strømmer gjennom en tallerkenventil reguleres med +/-21% i henhold til avsnitt 3.7.

6.3.2 Hastighet 250 rpm



Figur 34: Aktuatorposisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 250 rpm. De tynne strekene viser posisjonen til magnetventilen der 1 tilsvarer åpen ventil og 2 er lukket ventil.



Figur 35: Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike åpningstidspunkt for magnetventilen ved 250 rpm.

Åpningstidspunkt for magnetventil [ms]	Åpen	51	53	55
Aktuator begynner bevegelse [ms]	–	20,1	20,1	20,1
Aktuator tilbake [ms]	–	56,9	58,9	60,9
Tid aktuator er åpen [ms]	0	36,8	38,8	40,8
Maks aktuatorbevegelse [mm]	0	10,5	10,5	10,5
Maks trykk ved aktuator [bar]	17,6	121,2	121,2	121,2
Maks trykk ved pumpe [bar]	48,9	126,7	126,7	126,7
Åpningsareal for aktuator [mm·s]	0,0000	0,2258	0,2424	0,2591

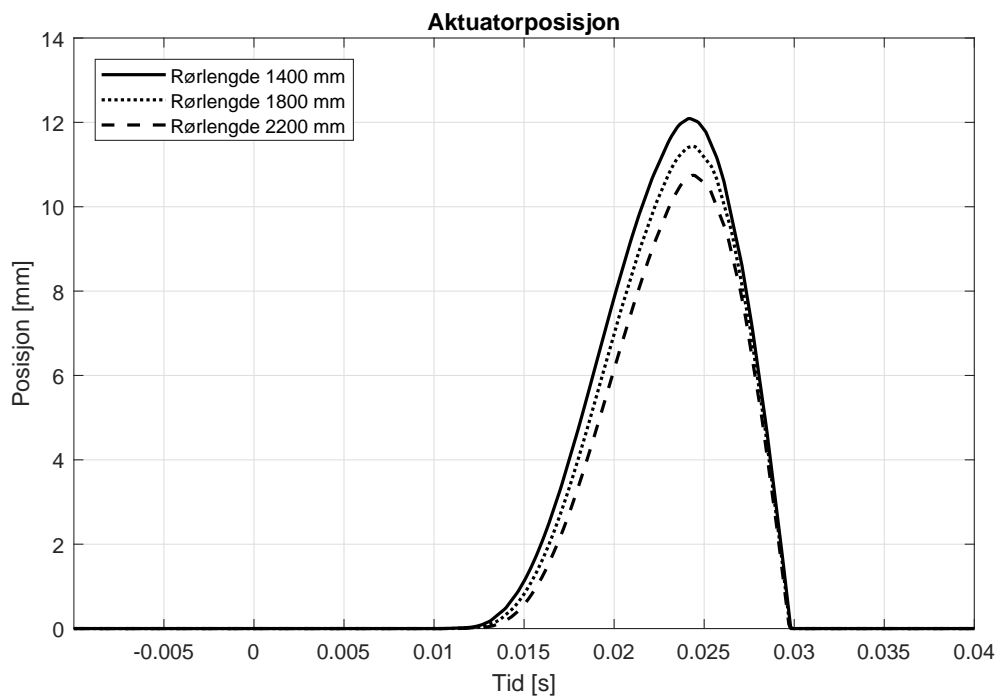
Tabell 9: Data ved endring i åpningstidspunkt for magnetventil ved 250 rpm. Tider er angitt fra pumpen starter å pumpe.

Aktuatoren bevegde seg til en maksimalposisjon på 10,5 mm før den snudde og lukket seg omtrent 2 mm igjen. Deretter åpnet den seg litt mer før den gikk tilbake til utgangspunktet etter at magnetventilen ble åpnet. Det tok lik tid fra magnetventilen åpnet seg til aktuatoren var tilbake i utgangsposisjonen for de ulike åpningstidspunktene for magnetventilen, se figur 34.

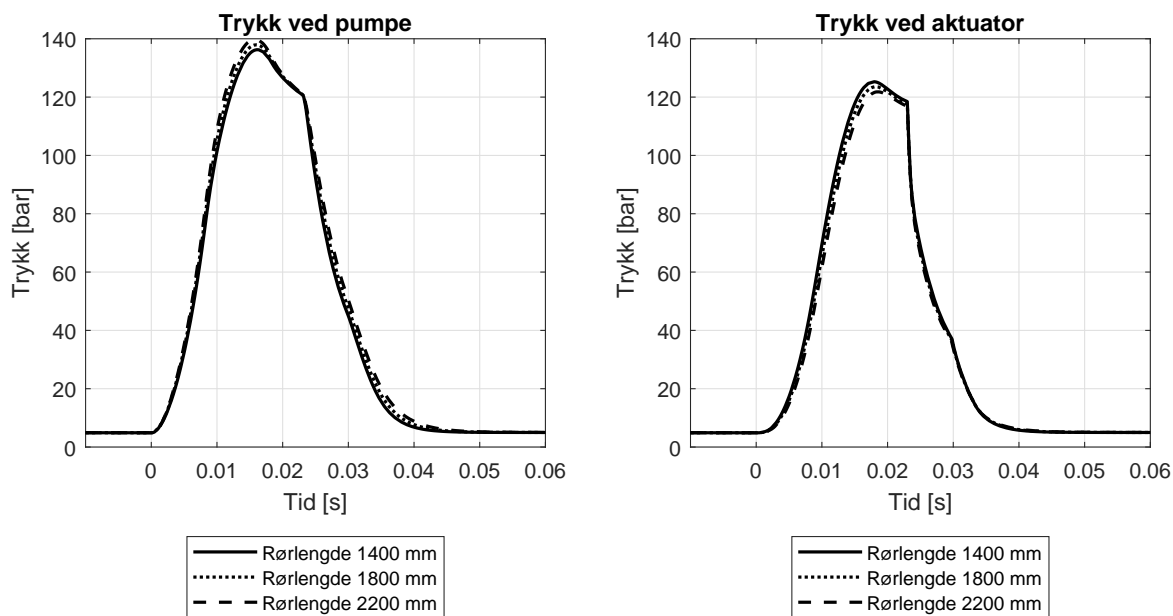
Trykket oppførte seg litt ulikt ved pumpe og aktuator, men det var liten forskjell i maksimaltrykkene de to stedene i tilfellene der magnetventilen ble lukket, se figur 35. Ved pumpen fikk man maksimaltrykket før aktuatoren hadde nådd maksimalposisjonen, mens ved aktuatoren fikk man maksimaltrykket etter at aktuatoren hadde begynt å bevege seg tilbake. I tilfellet der magnetventilen var åpen hele tiden var maksimaltrykket over dobbelt så høyt ved pumpen som ved aktuatoren.

Forskjellen i minste og største åpningsareal var 13% av gjennomsnittet av dem som tilsvarende omtrent +/-6,5% regulering av volumstrøm gjennom en tallerkenventil.

6.4 Endring av lengste rør lengde



Figur 36: Aktuatorposisjon ved ulike rørlengder.



Figur 37: Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike rørlengder.

Rørlengde [mm]	1400	1800	2200
Aktuator begynner bevegelse [ms]	10,3	10,6	11,0
Aktuator tilbake [ms]	29,7	29,6	29,6
Tid aktuator er åpen [ms]	19,4	19,0	18,6
Maks aktuatorbevegelse [mm]	12,1	11,4	10,7
Maks trykk ved aktuator [bar]	125,3	123,5	121,8
Maks trykk ved pumpe [bar]	136,2	137,9	139,8
Åpningsareal for aktuator [mm·s]	0,1099	0,1006	0,0917

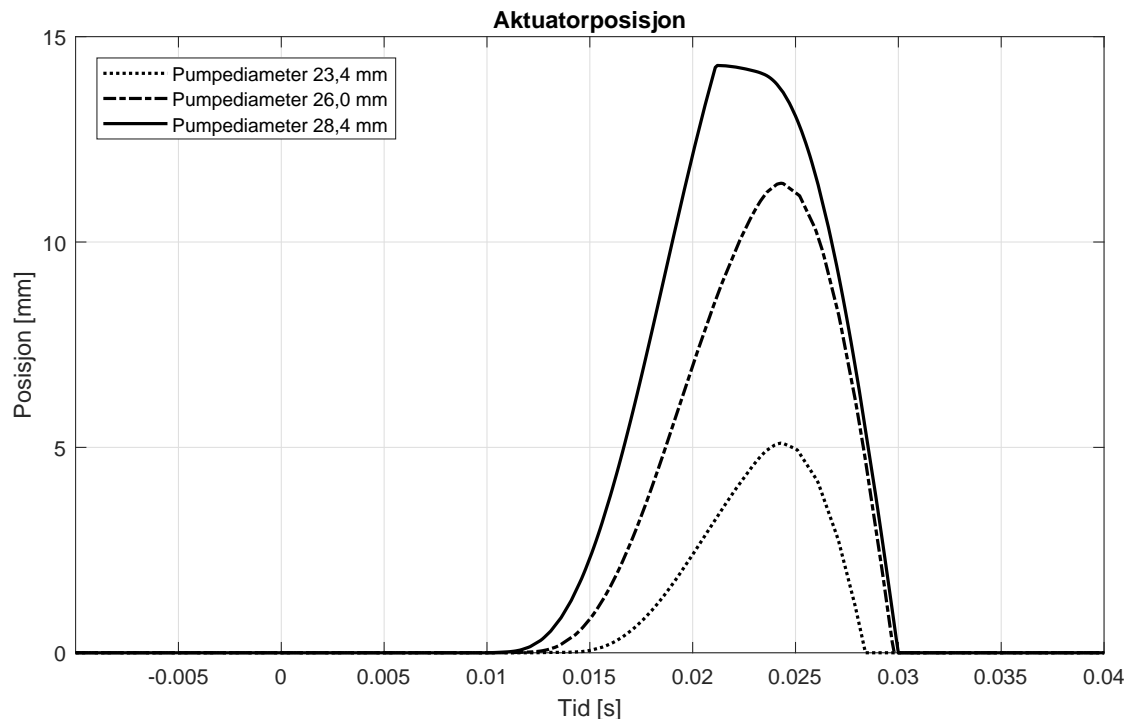
Tabell 10: Data ved endring i rørlengde. Tider er angitt fra pumpen starter å pumpe.

57% økning av det lengste røret ga en reduksjon i maksimalposisjonen til aktuatoren på 0,7 mm eller 2,7%, se figur 36.

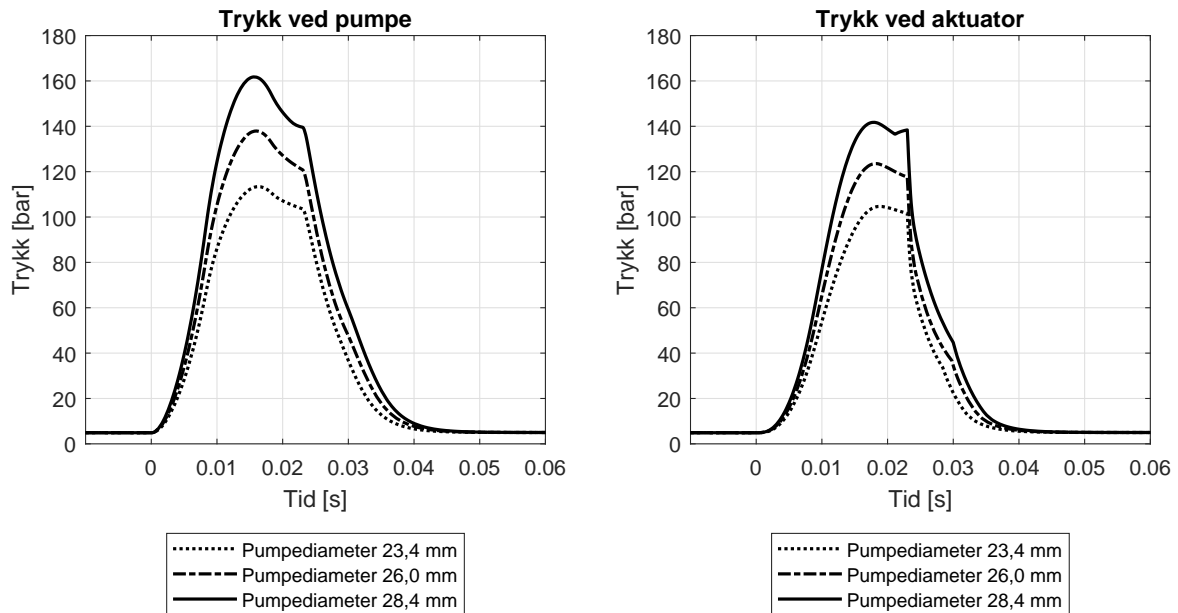
Det lengste røret ga høyest trykk ved pumpen, men lavere trykk ved aktuatoren, se figur 37. Trykkøkningen ved pumpen er på 2,6% ved 57% økning i rørlengde og minker 2,8% ved aktuatoren. Med økende rørlengde økte også forskjellen mellom maksimaltrykk ved aktuator og ved pumpe.

Forskjellen i største og minste åpningsareal er 18% av gjennomsnittet av dem.

6.5 Endring av pumpediameter



Figur 38: Aktuatorposisjon ved ulike pumpediametre.



Figur 39: Trykk ved pumpe og aktuator ved ulike pumpediametre.

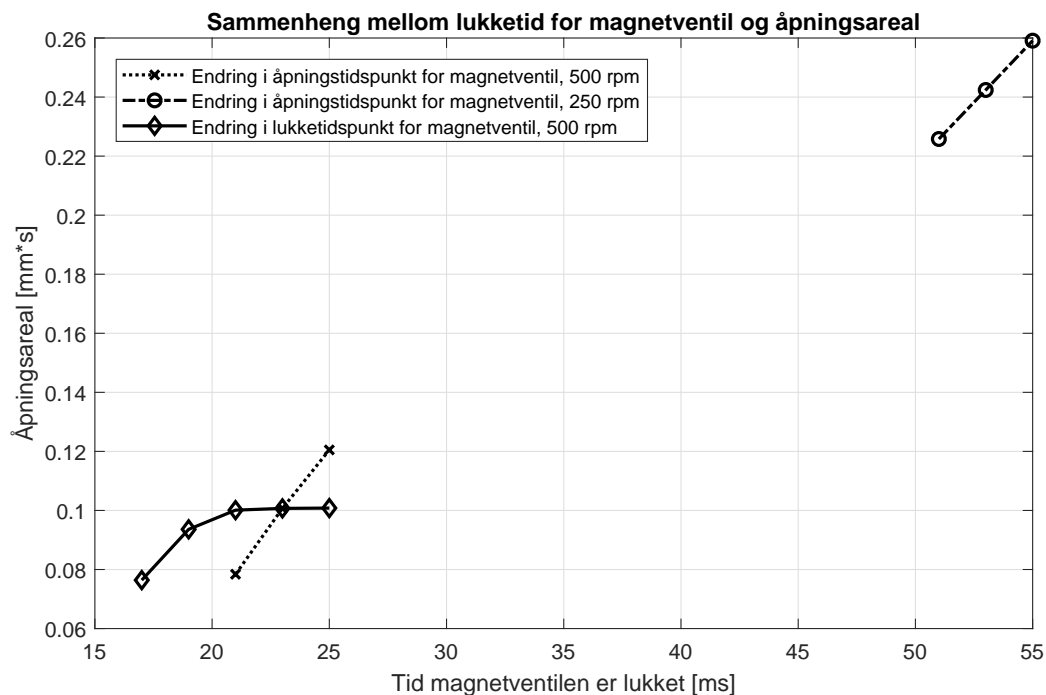
Pumpediameter [mm]	23,4	26,0	28,4
Aktuator begynner bevegelse [ms]	12,0	10,6	9,8
Aktuator tilbake [ms]	28,2	29,6	29,8
Tid aktuator er åpen [ms]	16,2	19,0	20,0
Maks aktuatorbevegelse [mm]	5,1	11,4	14,3
Maks trykk ved aktuator [bar]	104,7	123,5	141,7
Maks trykk ved pumpe [bar]	113,4	137,9	161,8
Åpningsareal for aktuator [mm·s]	0,0354	0,1007	0,1444

Tabell 11: Data ved endring i pumpediameter. Tider er angitt fra pumpen starter å pumpe.

En økning fra 26 mm til 28,4 mm diameter på pumpestempelet førte til at aktuatoren bevegde seg til maksimal posisjon 14,3 mm, tilsvarende at motorventilens fjær er i blokk. Den hadde også en del høyere hastighet, som en kan se på figur 38. En reduksjon fra 26 mm til 23,4 mm pumpediameter førte til mer enn halvering i maksimal åpning for aktuator og også mer enn halvert åpningshastighet.

Økende pumpediameter førte til større trykkforskjell ved pumpe og ved aktuator. Den minste pumpediameteren ga en forskjell mindre enn 10 bar, mens for den største var forskjellen større enn 20 bar, se figur 39.

6.6 Magnetventilens lukkingstid og åpningsareal



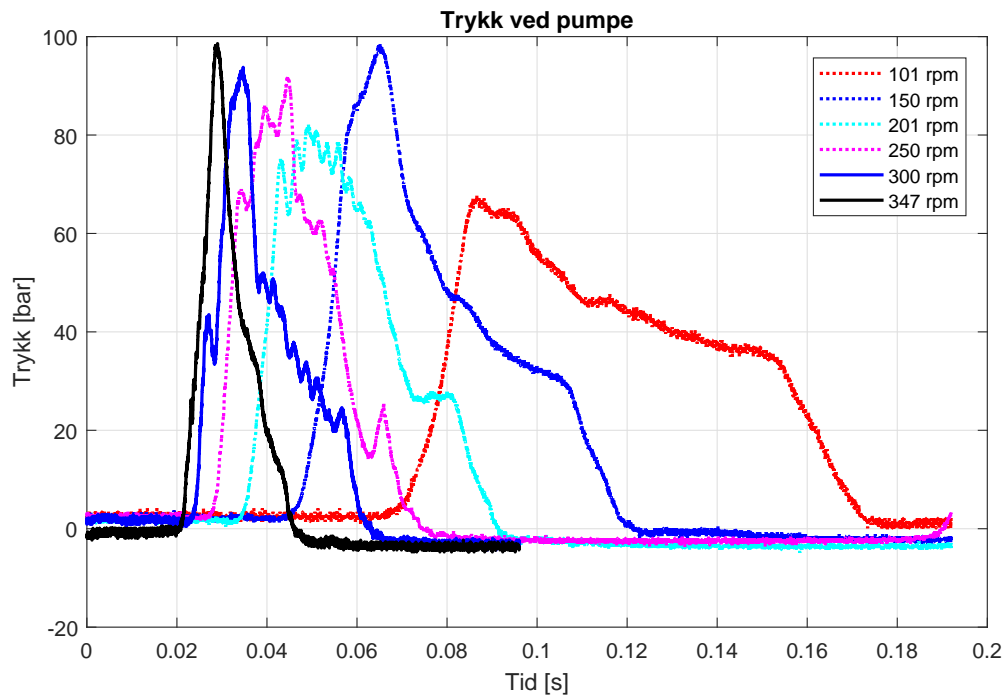
Figur 40: Sammenheng mellom magnetventilens lukketid og åpningsareal for aktuator.

Forholdet mellom åpningsarealet for aktuatoren og tiden magnetventilen var lukket var tilnærmet lineært i de tilfellene åpningstidspunktet for magnetventilen ble endret og lukketidspunktet var uforandret. Endring i lukketidspunktet for magnetventilen hadde lite å si for åpningsarealet for de tre tidligste lukketidspunktene, tilfellene der magnetventilen var lukket lengst. Ved endring i åpningstidspunkt for magnetventilen var endringen i åpningsareal bedre tydelig. Lavere hastighet ga mindre endring i enn ved høy hastighet, se figur 40.

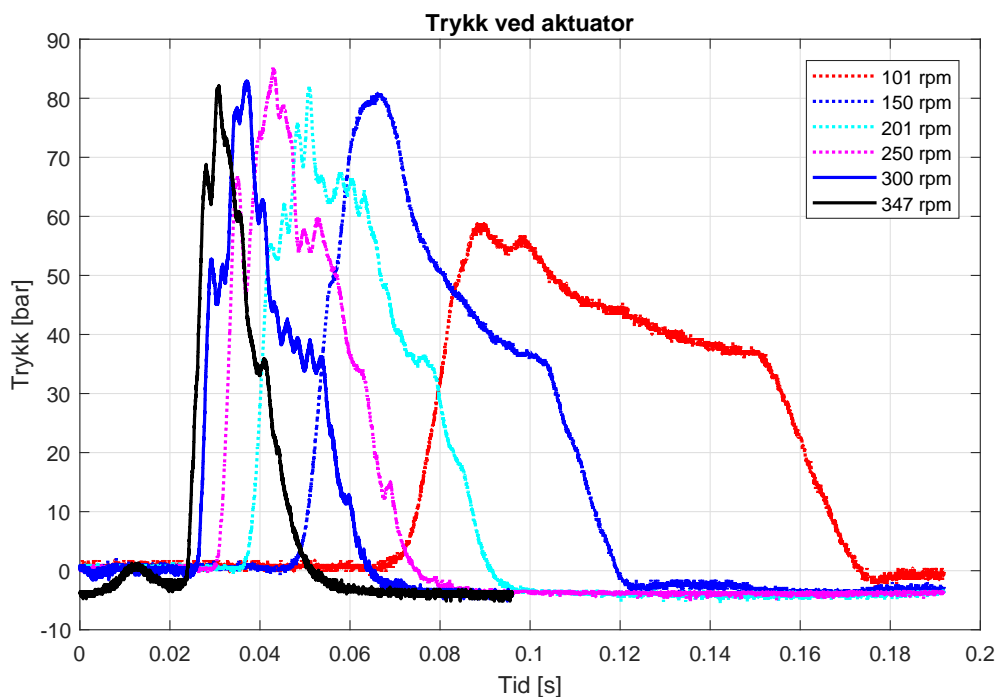
7 Resultater fra testen

For forsøket ble tid 0 satt til tidspunktet triggeren på svinghjulet ga signal.

7.1 Endring i hastighet



Figur 41: Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved pumpe for ulike turtall. For de to laveste turtallene er sikkerhetsventilen stengt. For de andre renner det testolje gjennom den.



Figur 42: Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved aktuator for ulike turtall. For de to laveste turtallene er sikkerhetsventilen stengt. For de andre renner det testolje gjennom den.

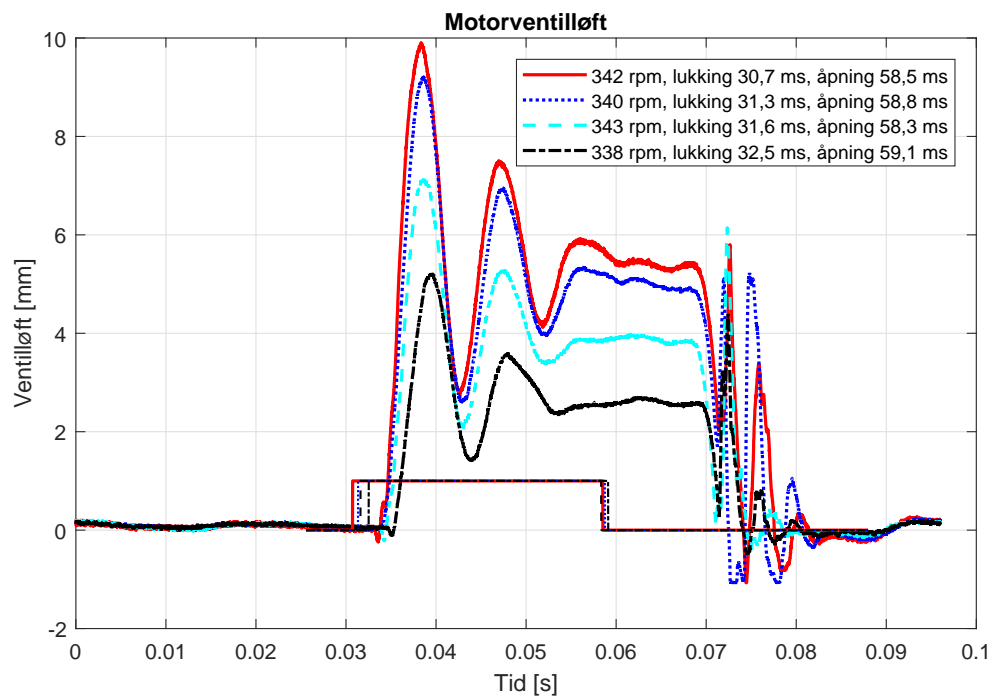
Hastighet [rpm]	101	150	201	250	300	347
Maks trykk ved aktuator [bar]	58,8	80,9	82,2	85,2	82,9	82,1
Maks trykk ved pumpe [bar]	67,8	98,6	82,2	92,0	93,8	98,6

Tabell 12: Gjennomsnittsdata fra flere målinger ved endring i hastighet. For de to laveste hastighetene er sikkerhetsventilen lukket, for de andre renner det testolje gjennom den.

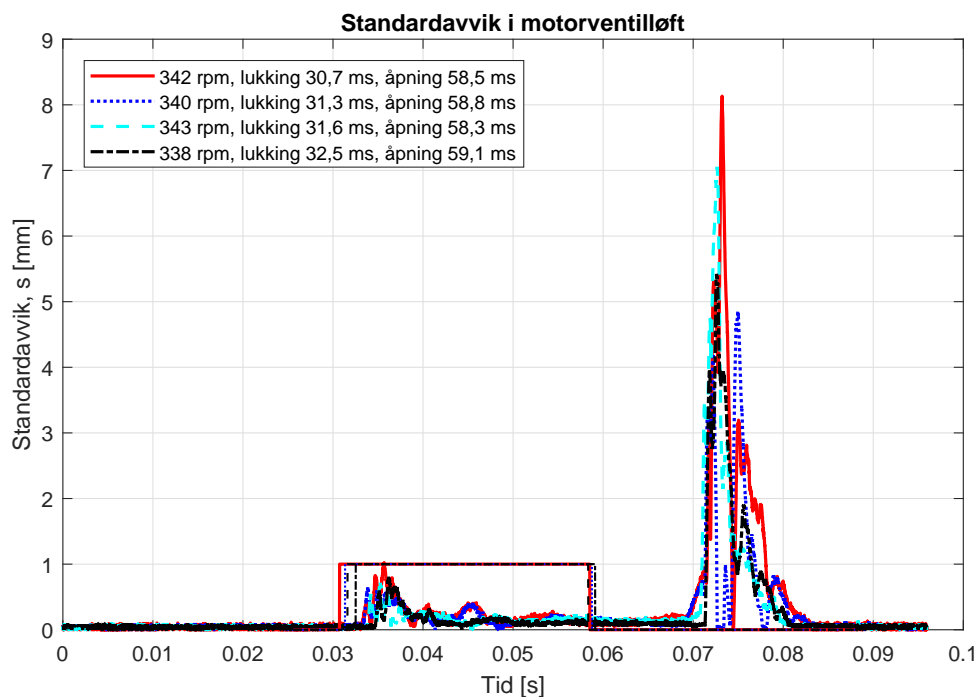
Figur 41 viser gjennomsnittlig trykkforløp ved pumpen for flere målinger. For turtall 101 rpm og 150 rpm var det ingen gjennomstrømning gjennom sikkerhetsventilen, for de andre ble denne justert ned for å unngå at motorventilen åpnet seg uten at magnetventilen stengte. Det kom en markant trykkøkning fra 101 rpm til 150 rpm. Turtallsøkning fra 201 rpm til 347 rpm ga mindre trykkøkning, men her rant det også hydraulikkvæske ut gjennom sikkerhetsventilen slik at trykket ble redusert.

Figur 42 viser gjennomsnittlig trykkforløp ved pumpen for flere målinger. Trykket ved aktuatoren var litt lavere enn trykket ved pumpen, men ellers var trykkforløpene ganske like ved pumpe og aktuator. Trykkforskjellen mellom pumpen og aktuatoren doblet seg nesten fra 101 rpm til 150 rpm. For høyere turtall økte trykkforskjellene. For turtall 150, 201, 250, 300 og 347 rpm var trykket ved aktuatoren ganske jevnt, mens fra turtall 101 til 150 rpm var det en markant økning.

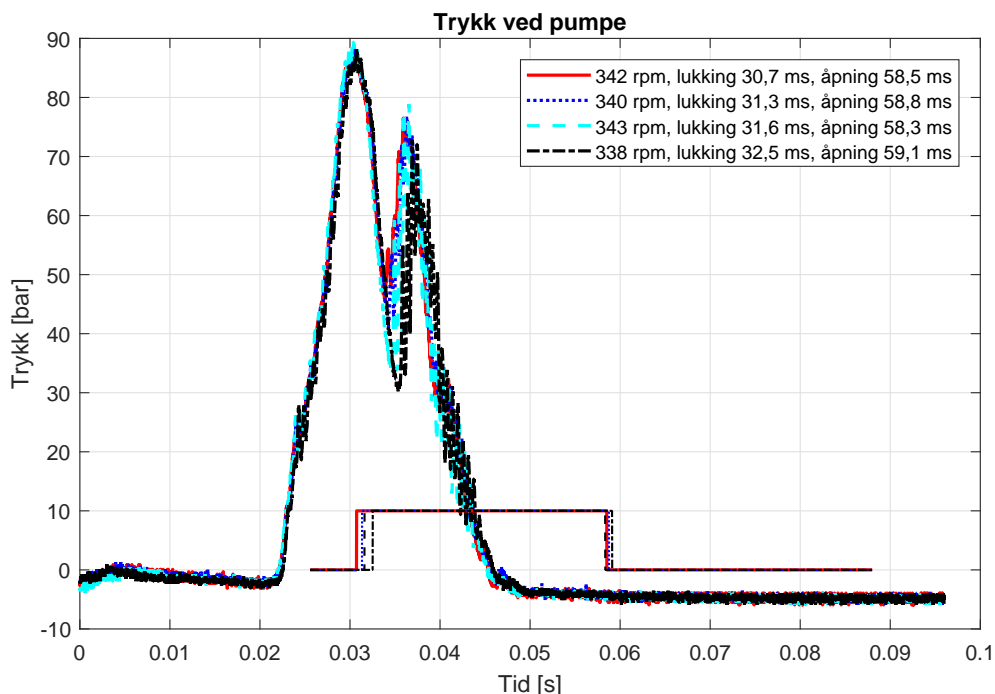
7.2 Endring i lukketidspunkt for magnetventil



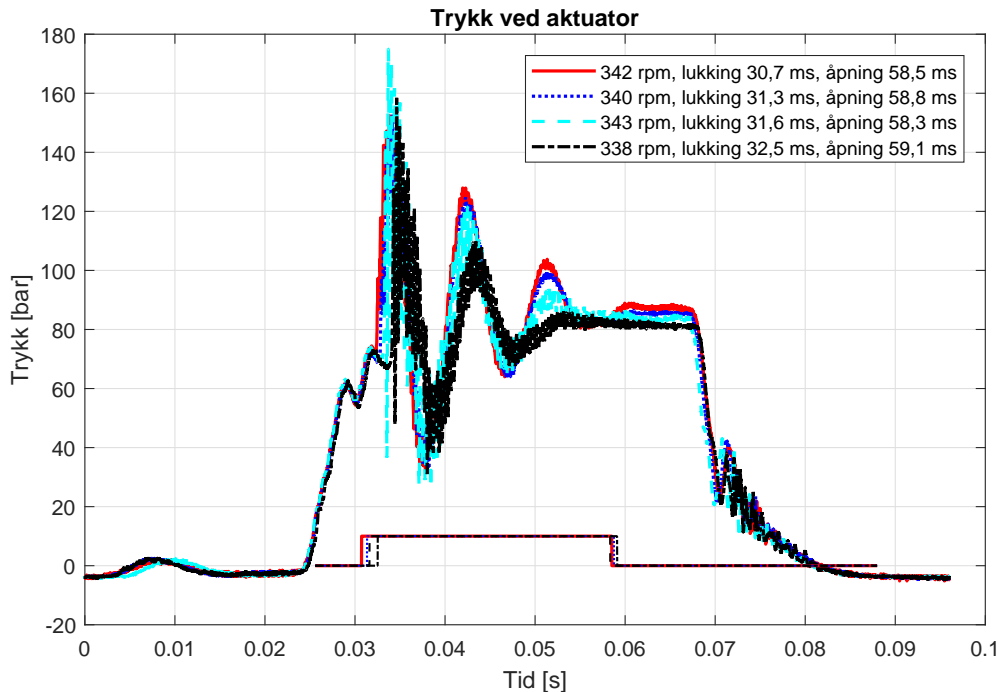
Figur 43: Gjennomsnittlig motorventilløft fra flere målinger ved ulike lukketidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 1 er signal for lukket ventil.



Figur 44: Standardavvik i motorventilens posisjon ved ulike lukketidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 1 er signal for lukket ventil.



Figur 45: Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved pumpen ved ulike lukketidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 10 er signal for lukket ventil.



Figur 46: Trykkgjennomsnitt av flere målinger ved aktuator ved ulike lukketidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 10 er signal for lukket ventil.

Lukketidspunktsignal [ms]	30,7	31,3	31,6	32,5
Motorventil åpnes [ms]	33,8	33,9	34,5	35,6
Motorventil lukkes [ms]	71,4	71,3	71,1	71,4
Tid motorventil er åpen [ms]	37,6	37,4	35,8	
Maks motorventilløft [mm]	9,9	9,2	7,1	5,2
Maks trykk ved aktuator [bar]	152,4	152,8	174,9	158,5
Maks trykk ved pumpe [bar]	88,1	88,1	89,3	88,1
Åpningsareal for motorventil [mm·s]	0,206	0,187	0,143	0,098

Tabell 13: Gjennomsnittsdata ved endring i tidspunktet magnetventilen får signal om å lukke. Tider er angitt fra trigger-signalet fra svinghjul.

Lukketidspunktet til magnetventilen påvirket løftet på motorventilen, senere lukking av magnetventilen ga mindre maksåpning av motorventilen. Felles for alle lukketidspunktene var at motorventilen åpnet med stor hastighet og svingte frem og tilbake med mindre og mindre amplitude. Etter at magnetventilen åpnet lukket motorventilen seg raskt og åpnet og lukket seg flere ganger. Det ble ikke observert lavere hastighet da motorventilen nærmet seg lukket posisjon. Motorventilens lukketid ble satt til tidspunktet hvor motorventilen ble lukket første gang etter at trykket minket, se figur 43.

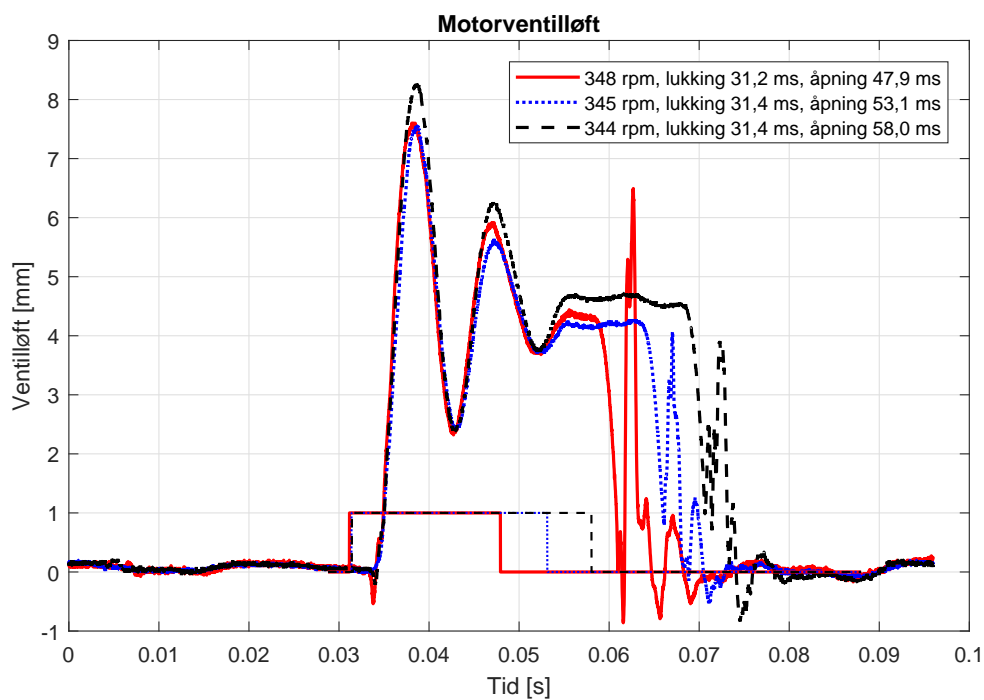
Avvikene mellom de ulike målingene var størst etter at motorventilen hadde lukket seg og begynte å åpne og lukke seg igjen. Målingene avvok også en del fra hverandre i det

motorventilen åpnet seg. Mens motorventilen var åpen var avvikene mindre, se figur 44.

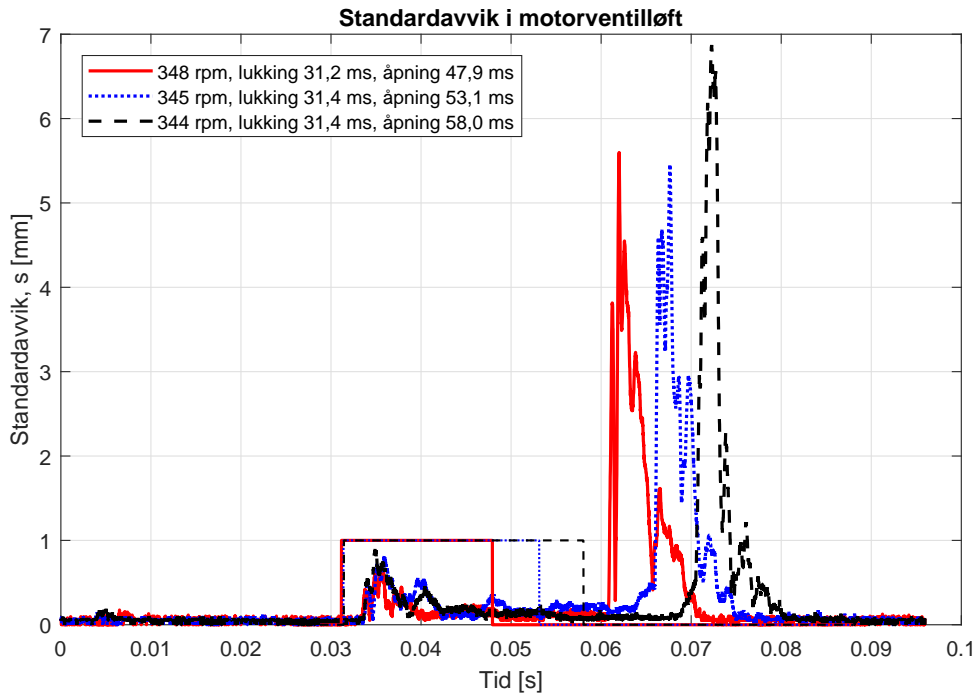
Trykket ved pumpen steg til et maksimum rundt 90 bar for alle lukketidspunktene før det minket. I det magnetventilen stengte og motorventilen begynte å åpne seg økte trykket igjen før det minket igjen slik at det ble to topper for trykket ved pumpen, se figur 45.

Ved aktuatoren økte trykket til det nådde en trykktopp, før trykket avtok noe og nådde en ny trykktopp like etter at trykket ved pumpen hadde hatt sin maksverdi. I det magnetventilen stengte steg trykket igjen og nådde en topp i det motorventilen hadde det første bunnpunktet. Trykket svingte i takt med aktuatorposisjonen, men med motsatt retning, slik at trykket ved aktuatoren avtok med økende motorventilløft og økte ved minkende motorventilløft. Amplituden på svingningene avtok til trykket stabiliserte seg på et nivå noe lavere enn makstrykket ved pumpen. Etter at motorventilen lukket seg og begynte å svinge kom det svingninger i trykket ved aktuatoren, se figur 46.

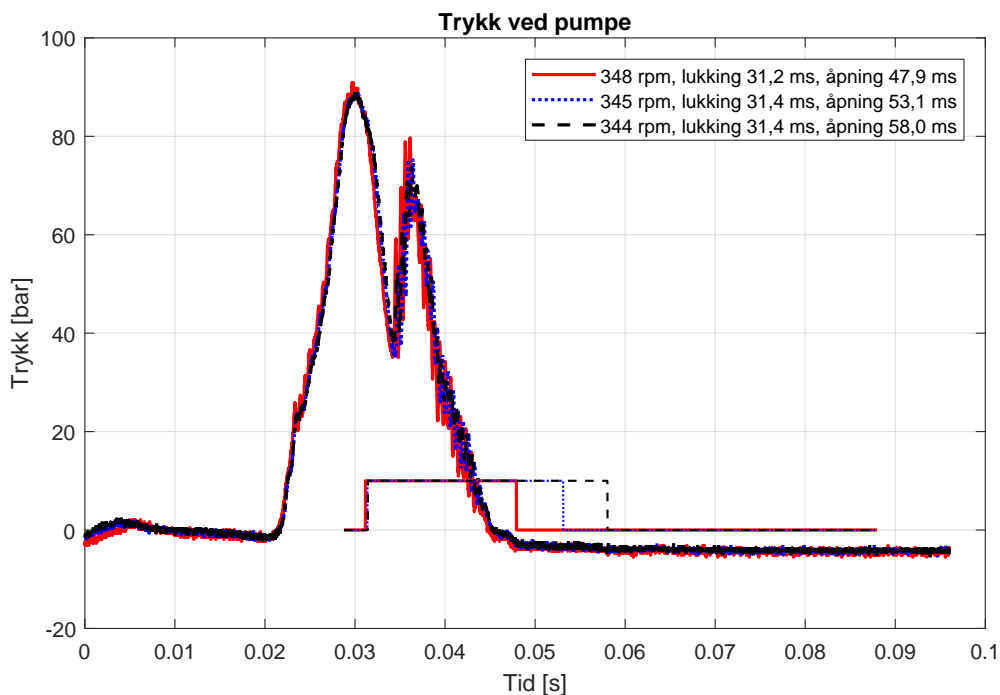
7.3 Endring i åpningstidspunkt for magnetventil



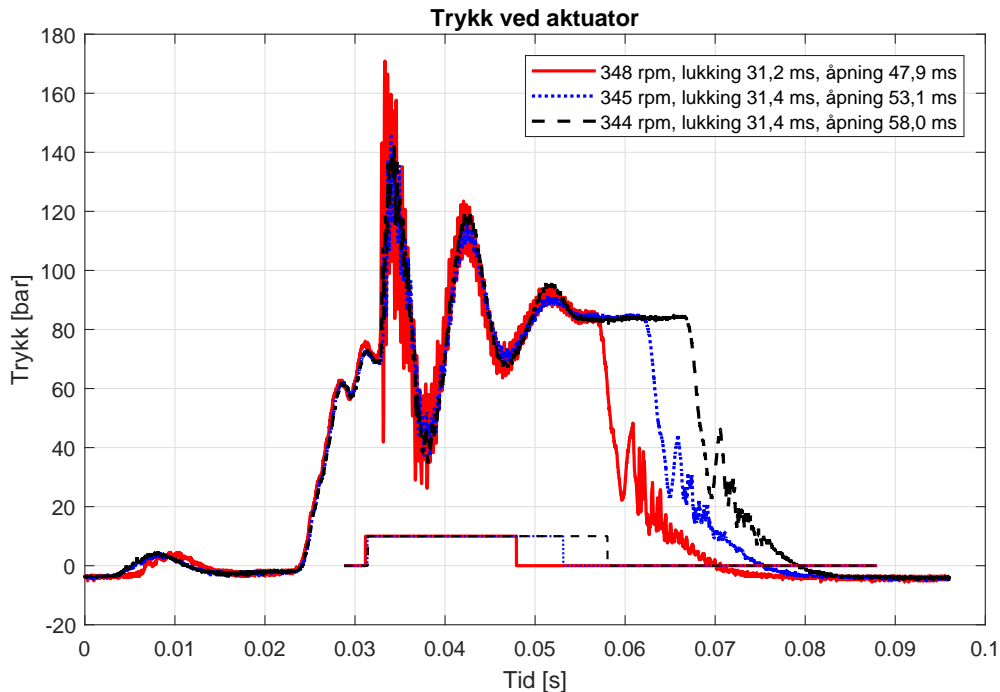
Figur 47: Motorventilens posisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tyne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 1 er signal for lukket ventil.



Figur 48: Standardavvik i motorventilen posisjon ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 1 er signal for lukket ventil.



Figur 49: Trykk ved pumpen ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 10 er signal for lukket ventil.



Figur 50: Trykk ved aktuator ved ulike åpningstidspunkt for magnetventil. De oppgitte tidspunktene for lukking og åpning er tidspunktene signal gis til magnetventil og er vist i de tynne strekene der 0 er signal for åpen ventil og 1 er signal for lukket ventil.

Åpningstidspunktsignal [ms]	47,9	53,1	58,0
Motorventil åpnes [ms]	34,1	33,7	34,2
Motorventil lukkes [ms]	61,0	66,1	70,7
Tid motorventil er åpen [ms]	26,9	32,4	36,5
Maks motorventilløft [mm]	7,6	7,6	8,3
Maks trykk ved aktuator [bar]	170,9	146,4	142,4
Maks trykk ved pumpe [bar]	91,0	88,9	88,9
Åpningsareal for motorventil [mm·s]	0,117	0,134	0,167

Tabell 14: Gjennomsnittsdata ved endring i tidspunktet magnetventilen får signal om å åpne. Tider er angitt fra triggeret signalet fra svinghjul.

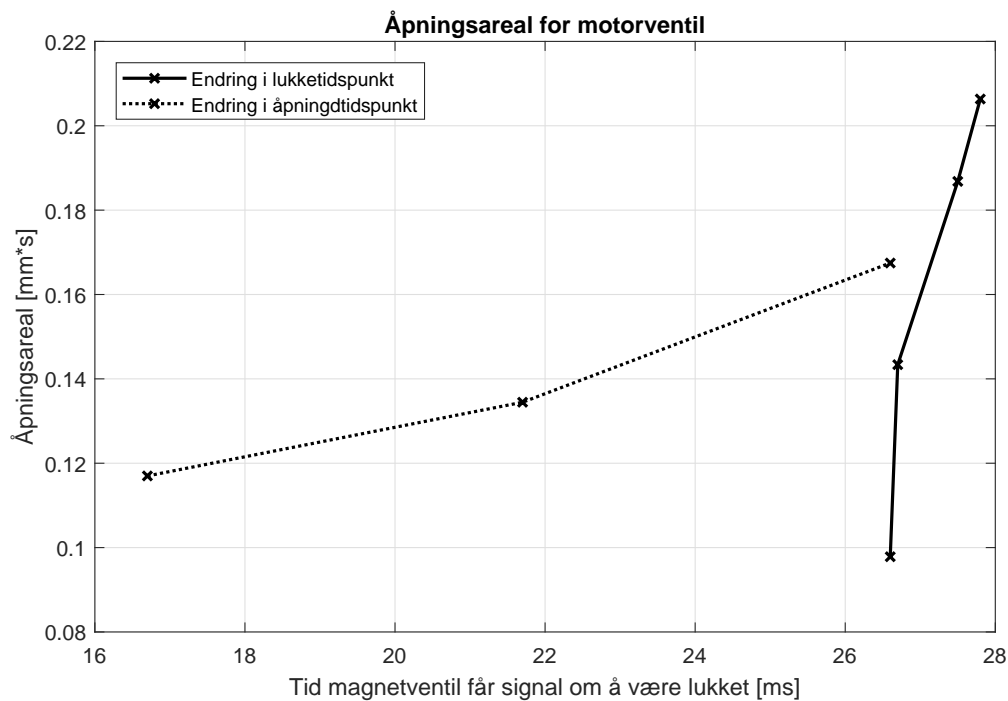
Åpningstidspunktet til magnetventilen hadde stor innflytelse på lukkingstidspunktet til motorventilen. Ventilløftet svingte med minkende amplitude frem til magnetventilen åpnet og motorventilen lukket seg raskt. Maksimalamplitudene var ulike for de ulike åpningstidspunktene, mens minimumsamplitudene er ganske like. Det kunne ikke registreres noen reduksjon i hastighet i det motorventilløftet nærmet seg 0. Motorventilen åpnet og lukket seg raskt noen ganger etter at den lukket seg første gang. Første gang motorventilen lukket seg ble valgt som tidspunktet motorventilen lukkes, se figur 47.

De ulike målingene varierte mye like etter at motorventilen lukket seg første gangen. Det var også en del variasjon i det magnetventilen begynte åpningen. Avvikene var mindre mens motorventilen var åpen, se figur 48.

Trykket ved pumpen steg raskt til rundt 90 bar for alle tilfellene før det begynte å avta. I det magnetventilen lukket seg og motorventilen åpnet steg trykket igjen før det igjen minket, slik at det kom to trykktopper, se figur 49.

Ved aktuatoren steg trykket til det nådde en topp, minket litt igjen og steg frem til nytt toppunkt like etter at trykket ved pumpen hadde hatt sitt makspunkt. I det magnetventilen stengte økte trykket igjen og steg frem til motorventilen nådde sitt første bunnpunkt. Videre svingte trykket motsatt av motorventilløftet med minkende amplitude. Før motorventilen stengte stabiliserte trykket seg på et nivå omtrent 10 bar under makstrykket ved pumpen. I det magnetventilen ble åpnet minket trykket raskt før det kom trykksvingninger med minkende amplitude og verdi, se figur 50.

7.4 Magnetventilens lukketid og åpningsareal



Figur 51: Sammenheng mellom magnetventilens lukketid og åpningsareal for motorventil.

Åpningsarealet endret seg mye ved endring i lukketiden for magnetventilen da lukketidspunktet ble endret. Endringer i lukketiden hadde mindre effekt på åpningsarealet ved endring av åpningstidspunktet for magnetventilen.

8 Diskusjon

8.1 Simuleringer

8.1.1 Leveringsmengde fra pumpe

Leveringsrate og leveringsmengde fra pumpen virket fornuftige ut fra innstillingene. Leveringsraten hadde lik form som hastighetsprofilen for kamakslingen den skulle simulere og kumulativ levering hadde lik form som løftprofilen til kamakslingen og så ut til å stemme.

8.1.2 Endring av lukketidspunkt for magnetventil

Liten endring i aktuatorbevegelse for lukketidspunkt 2 ms før og 2 ms etter at pumpen startet sin levering kunne forklares ved at det tok en viss tid før hydraulikkvæsken nådde frem til magnetventilen og at hydraulikkvæsken brukte 2 ms på å nå frem til magnetventilen. Differansen mellom åpningsarealene var tilstrekkelig store til at det var mulig å regulere en motorventil med mer enn $\pm 10\%$ som var minimumskravet. Det var positivt at det var liten endring i tidspunktet aktuatoren åpnet seg, da stor endring i både høyde og bredde ville ført til at åpningsarealet ville endret seg mye ved små endringer i lukketidspunktet.

8.1.3 Endring av åpningstidspunkt for magnetventil

Endring i magnetventilens åpningstidspunkt endret maksimal åpning for aktuatoren, da aktuatoren ikke fikk nok tid til å åpne seg maksimalt før magnetventilen ble åpnet. I tillegg endret lukketidspunktet til aktuatoren seg, noe som førte til mye større endring i åpningsarealet ved endring i åpningstidspunktet for magnetventilen enn endring i lukketidspunktet.

Ved redusert hastighet fikk aktuatoren tid til å åpne opp før den gikk litt tilbake og stabiliserte seg. Dermed ble det bare endring i lukketidspunktet og ikke endring i hvor langt aktuatoren åpnet seg, og en hadde større kontroll over åpningsarealet som endret seg mindre. Endringen i simulert åpningsareal var ikke tilstrekkelig til å kunne regulere volumstrøm med $\pm 10\%$. Dette kunne blitt oppnådd ved å åpne magnetventilen enda tidligere, uten at det ville gått ut over åpningshøyden.

Trykkforskjellen ved pumpe og aktuator var stor da magnetventilen ikke ble lukket, både ved 500 og 250 rpm, og trykket ved pumpen var over dobbelt så høyt som trykket ved aktuatoren. Noe av dette kunne forklares ved et trykkfall over tilbakeslagsventilen og i rør, men den samme oljen måtte gjennom magnetventilen og trykkholdeventilen også. Magnetventilen hadde svært lav hydraulisk motstand og trykket skulle derfor ikke minke mye over den, men trykkholdeventilen hadde nesten 10 ganger så høy motstand som tilbakeslagsventilen. Trykkfallet over denne var derfor forventet å være høyere enn trykkfallet over tilbakeslagsventilen, noe den ikke virket å ha. Trykkfallet fra pumpen til aktuatoren virket derfor å være for stort.

8.1.4 Endring av pumpediameter

I følge simuleringen trengte en pumpe med slaglengde 15 mm en stempeldiameter på 26 mm for å flytte aktuatoren 10,6 mm. Aktuatorens diameter var 10 mm og hele volumet fra pumpen ble stengt inne. Et stempel med diameter 23,4 mm klarte bare å bevege den samme aktuatoren 5,1 mm. Undersøkelser viste at det forsvant et stort volum inn i magnetventilen, selv om denne var stengt. Den store forskjellen i diametre og volumet som trengte inn i magnetventilen viste en stor svakhet i simuleringene.

8.2 Test

8.2.1 Endring i hastighet

Endringer i hastigheten viste at leveringsmengden fra pumpen var for stor i forhold til ventilstørrelsene. Det ble så høyt trykk i systemet at motorventilen begynte å åpne seg ved hastigheter over 150 rpm uten gjennomstrømming i sikkerhetsventilen. Selv med trykknivået på sikkerhetsventilen justert helt ned, slik at det lakk gjennom den hele tiden, var det ikke mulig å kjøre raskere enn 350 rpm før motorventilen begynte å åpne seg.

8.2.2 Endring i lukketidspunkt og åpningstidspunkt for magnetventil

Svingningene som oppsto både ved endring i magnetventilens lukketidspunkt og åpnings-tidspunkt var uønskede, og spesielt negativt var det at ventilen spratt opp og igjen etter at den lukket seg. At motorventilen spratt opp så mye som figur 43 og figur 47 viser var lite trolig. Her var det også store variasjoner i måleresultatene og en del av åpningen som kom på målingene kunne komme på grunn av risting i oppsettet og at delene bevegde seg litt i forhold til hverandre. De raske trykkendringene ved aktuatoren etter at motorven-tilen lukket seg viste at det må ha vært en viss bevegelse i aktuatoren og dermed også motorventilen. At motorventilen spratt tilbake etter lukkingen viste også at dempingen i aktuatoren ikke fungerte som planlagt.

8.3 Sammenligning mellom simuleringene og forsøket

Både simuleringene og forsøket viste at senere lukketidspunkt for magnetventilen ga la-vere åpningshastighet og maksimal åpning for aktuator og ventil. I simuleringene ble hele pumpevolumet brukt til å åpne aktuatoren, mens i forsøket ble bare den siste delen av pumpevolumet brukt. Dersom hele pumpevolumet hadde blitt brukt i forsøket ville fjæren i motorventilen etter all sannsynlighet gått i blokk. I simuleringene med hastighet 250 rpm ser man antydning til at aktuatoren svinger slik som i forsøket.

Trykkforskjellen var mindre mellom aktuator og pumpe i forsøket enn i simuleringene med åpen magnetventil. Her gikk det ikke an å sammenligne med resultatene fra forsøket med høyere hastighet enn 150 rpm, da disse fikk redusert trykket ved pumpen gjennom sikkerhetsventilen.

Responstiden for motorventilen var raskere i forsøket enn i simuleringene. I forsøket ble magnetventilen stengt på avtakende trykk, mens i simuleringene var trykkventilen stengt

hele pumpeperioden. Ikke for noen av simuleringene begynte aktuatoren å bevege seg før pumpen hadde nådd maksimal leveringsrate og begynt å avta. Til tross for dette brukte aktuatoren lengre tid fra start av bevegelse til maks åpning for aktuatoren i simuleringene enn motorventilen brukte på å nå maksimalposisjonen på avtagende levering fra pumpen.

9 Konklusjon

Det ble forsøkt undersøkt om det er mulig å utnytte en eksisterende kamprofil til å drive en pumpe som skal forsyne en aktuator med trykk, slik at aktuatoren kan styre en motorventil i en medium speed motor. Dette ble forøkt med både simuleringer og en test. Simuleringene og testen viste følgende:

- Det var lettere å regulere tidspunktet en tallerkenventil stengte enn tidspunktet den åpnet og en endring i åpningstidspunktet for den styrende magnetventilen ga en tilsvarende endring i lukketidspunktet for tallerkenventilen. En endring i lukkingstidspunktet for magnetventilen ga mindre utslag i åpningstidspunktet for tallerkenventilen.
- Regulering av åpningstidspunktet for en tallerkenventil hadde stor innvirkning på hvor mye den åpnet seg. Dette viste at det er nødvendig med en regulering av maksimal åpning som ikke er direkte avhengig av pumpen for at det skal være mulig å regulere åpningstidspunkt.
- FluidSIM var ikke et egnet simuleringsprogram til å simulere dette systemet, da det var store variasjoner mellom simuleringene og forsøket.
- Testen viste at motorventilen åpnet seg svært raskt selv med lavere pumpehastighet enn ønsket og pumpens diameter kunne vært mindre.

Simuleringene og testen ga ikke svar på følgende:

- Om det er mulig å drive en pumpe som skal forsyne en aktuator med trykk slik at aktuatoren kan styre en motorventil i en medium speed motor. Leveringsmengden fra pumpen var for stor i forhold til ventilene som ble brukte i testen og trykket ble for høyt til at det var mulig å teste ved ønsket hastighet. Simuleringene hadde for stort avvik fra testresultatene til at det går an å trekke konklusjoner basert alene på simuleringene.

9.1 Forslag til videre arbeid

For å unngå svingningene før lukkingen av motorventilen, kan det legges inn en stopper som hindrer aktuatoren i å bevege seg lenger enn til en viss lengde. Dersom det lages et hull i sylindren, som avdekkes når stempelet når maks lengden, kan hydraulikkolje lekke ut. Da vil det også være mulig å benytte seg av en større del av pumpevolumet og ikke bare slutten av pulsen, slik det ble gjort i forsøket. Motorventilløftet kunne på denne måten blitt mer stabilt mellom åpning og lukking av motorventilen.

For å redusere trykket kan det brukes pumpe med mindre diameter og/eller større ventiler med lavere hydraulisk motstand.

Simuleringene bør gjøres på nytt med et mer egnet simuleringsprogram.

Referanser

- [1] E. A. Torvestad, «Elektrohydrauliske aktuatorer, Teknologi og anvendelse», des. 2017.
- [2] Bosch Rexroth AG. (19. aug. 2016). Fast switching valve saves fuel and reduces emissions, Fast switching directional valve 3WES..1XK/ by Rexroth supports the efficient operation of large engines, side: https://dc-corp.resource.bosch.com/media/xc/company_1/press/product_information/product_information_2016/august_2016/PI_051_16_fast_switching_valve_en.pdf (sjekket 24.04.2018).
- [3] —, *Directional spool valves, direct operated, with solenoid actuation, fast switching, RE 23080*, aug. 2014. side: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re23080_2014-08.pdf?db=brmv2&lvid=1181401&mvid=13438&clid=20&sid=A573C49452BD8B5F53FEF232FED4C079.borex-tc&sch=M&id=13438,20,1181401 (sjekket 05.02.2018).
- [4] Friedmann & Maier, «Gasventil - Steueranlage, Prinzipskizze», Hallein, Austria, nov. 1968.
- [5] Winterthur Gas and Diesel, *Operational manual RT-flex50DF*, 2. apr. 2015. side: https://www.wingd.com/media/1936/om_wingd-rt-flex50df.pdf (sjekket 04.11.2017).
- [6] «Fiat Variable Valve Actuation», *Automobil Revue*, jan. 1999.
- [7] C. Mathey, «Variable Valve Timing - A necessity for future large diesel and gas engines», presentert ved CIMAC Congress 2010 (Bergen, Norway, 16. jun. 2010).
- [8] ABB. (3. apr. 2014). VCM, The key for enhancing gas engines for demanding applications. eng, ABB, side: http://www.cimac.com/cms/upload/events/cascades_2014/presentations/M_Gisiger_CIMAC_Cascades_2014_VCM_the_key_for_enhancing_gas_engine_applications_ABB_handout.pdf (sjekket 25.01.2018).
- [9] ABB Turbo Systems Ltd. (nov. 2016). Valve Control Management (VCM), Flexibility to meet future challenges. eng, side: https://library.e.abb.com/public/3c4ec1cbfc094ea18e3abdd40f8eec00/ABBTC_BR01264_VCM_NOV_FINAL.pdf (sjekket 25.01.2018).
- [10] K. Brautaset, *Innføring i oljehydraulikk*, nor. Oslo: Gyldendal Norsk Forlag AS, 1983, ISBN: 9788200283256.
- [11] FESTO, «FESTO FluidSIM 5, User's guide», jan. 2018.
- [12] W. L. McCabe, *Unit operations of chemical engineering*, eng, 7. utg. Boston: McGraw-Hill, 2005, ISBN: 9780071247108.
- [13] *Design Engineering*, nov. 1991.
- [14] R. Stone, *Introduction to internal combustion engines*, eng, New York, 2012.

- [15] Bosch Rexroth AG, *Check valve, Type S, RE 20378*, aug. 2016.
side: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re20378.pdf (sjekket 07.03.2018).
- [16] —, *Pressure relief valve, direct operated, Type DBD, RE 25402*, jul. 2016.
side: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re25402.pdf (sjekket 07.03.2018).
- [17] Shell, *Shell Mysella S3 N 40*, 3. jun. 2015.
side: http://tdc.ge/wp-content/uploads/2014/03/3_Mysella_S3_N_40.pdf
(sjekket 07.03.2018).
- [18] Kistler, *Engine Combustion Analysis, Engine Pressure Measurement for Research and Development*, 2010. side: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=42&model=download&callee=frontend>
(sjekket 07.04.2018).
- [19] Univar,
Univar Calibration Fluid 1487, Calibration fluid for diesel injection systems,
mar. 2017.
side: <https://univarlubricants.dk/wp-content/uploads/2017/03/univar-calibration-fluid-1487-tds-eng.pdf> (sjekket 13.04.2018).

A Magnetventil brukt i forsøk

- Magnetventil tilhørende innsprøytningspumpe til Caterpillar C280.
- Hydraulisk resistans: $0,10 \text{ bar} \cdot \text{min}^2 / \text{l}^2$ ved $20 \text{ }^\circ\text{C}$ og HVLP22 hydraulikkolje.



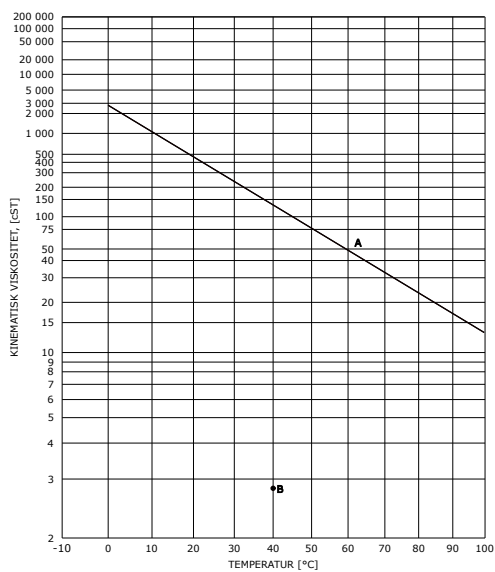
Figur 52: Magnetventilen som ble brukt i testen.

B Kalibreringsdata for posisjonsgiver

Posisjon [mm]	Spenning [V]
42,69	-10,27
44,84	-7,14
46,47	-4,84
48,39	-2,10
50,94	1,60
52,80	4,14
54,83	7,17
56,15	8,98
58,22	12,07

Tabell 15: Kalibreringsdata for posisjonsgiver. Lengden ble målt ved hjelp av et skyvelær og spenningen lest av på oscilloskopet.

C Viskositetsendring i olje ved temperaturendring



Figur 53: Viskositetsendring i olje ved temperaturendring[10]. A - "Shell Mysella S3 N 40" [17], B - "Univar Calibration Fluid 1487" [19].

D Styring av proporsjonal justerbar pumpe

D.1 500 rpm

Tid [ms]	Spenning [V]	Tid [ms]	Spenning [V]
0,00	0,000	∴	∴
0,33	0,232	9,67	8,979
0,67	0,580	10,00	8,654
1,00	0,928	10,33	8,353
1,33	1,276	10,67	8,028
1,67	1,624	11,00	7,703
2,00	1,995	11,33	7,401
2,33	2,367	11,67	7,053
2,67	2,738	12,00	6,705
3,00	3,109	12,33	6,381
3,33	3,480	12,67	6,056
3,67	3,852	13,00	5,708
4,00	4,246	13,33	5,360
4,33	4,664	13,67	5,012
4,67	5,058	14,00	4,664
5,00	5,452	14,33	4,316
5,33	5,870	14,67	3,968
5,67	6,311	15,00	3,596
6,00	6,752	15,33	3,248
6,33	7,193	15,67	2,900
6,67	7,657	16,00	2,529
7,00	8,144	16,33	2,181
7,33	8,631	16,67	1,810
7,67	9,118	17,00	1,439
8,00	9,652	17,33	1,090
8,33	10,000	17,67	0,742
8,67	9,907	18,00	0,371
9,00	9,582	18,33	0,070
9,33	9,281	18,67	0,000
∴	∴	19,00	0,000

Tabell 16: Data brukt i funksjonsgeneratoren for styring av justerbar pumpe ved 500 rpm

D.2 250 rpm

Tid [ms]	Spenning [V]	Tid [ms]	Spenning [V]
0,00	0,000	∴	∴
0,67	0,232	19,33	8,979
1,33	0,580	20,00	8,654
2,00	0,928	20,67	8,353
2,67	1,276	21,33	8,028
3,33	1,624	22,00	7,703
4,00	1,995	22,67	7,401
4,67	2,367	23,33	7,053
5,33	2,738	24,00	6,705
6,00	3,109	24,67	6,381
6,67	3,480	25,33	6,056
7,33	3,852	26,00	5,708
8,00	4,246	26,67	5,360
8,67	4,664	27,33	5,012
9,33	5,058	28,00	4,664
10,00	5,452	28,67	4,316
10,67	5,870	29,33	3,968
11,33	6,311	30,00	3,596
12,00	6,752	30,67	3,248
12,67	7,193	31,33	2,900
13,33	7,657	32,00	2,529
14,00	8,144	32,67	2,181
14,67	8,631	33,33	1,810
15,33	9,118	34,00	1,439
16,00	9,652	34,67	1,090
16,67	10,000	35,33	0,742
17,33	9,907	36,00	0,371
18,00	9,582	36,67	0,070
18,67	9,281	37,33	0,000
∴	∴	38,00	0,000

Tabell 17: Data brukt i funksjonsgeneratoren for styring av justerbar pumpe ved 250 rpm

E Spesifikasjoner for WES-ventil

The Drive & Control Company

Rexroth
Bosch Group

Directional spool valves, direct operated,
with solenoid actuation, fast switching

Type WES

RE 23080
Edition: 2014-08



- ▶ Size 8
- ▶ Component series 1X
- ▶ Maximum operating pressure 350 bar [5076 psi]
- ▶ Maximum pressure drop 150 bar [2175 psi]
- ▶ Maximum flow 200 l/min [52.8 US gpm]

Features

- ▶ 3/2-way version
- ▶ Cartridge valve
- ▶ Fast switching, clocked DC solenoid
- ▶ Control using analog amplifiers

Contents

Features	1
Contents	1
Ordering code	2
Function, section	3
Technical data	4, 5
Voltage and current profile	6
Characteristic curves	7
Performance limits	8
Dimensions	9, 11
Installation bore	10
Project planning information	11
More information	12

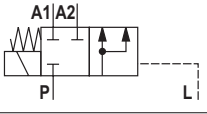
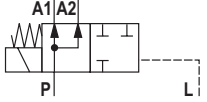
RE 23080, edition: 2014-08, **Bosch Rexroth AG**

Ordering code

01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11		
3	WES	8		1X	K	/	A	G24	CK50	/	V	*

01	3 main ports (P, A, (A1+A2))	3
02	Directional spool valve, direct operated, fast switching	WES
03	Size 8	8


Symbols

04	Normally closed		N
	Normally open		P

05	Component series 10 ... 19 (10 ... 19: unchanged installation and connection dimensions)	1X
06	Cartridge valve	K
07	Fast switching solenoid coil	A
08	Direct voltage, clocked 24 V	G24

Electrical connection

09	Connection line 5 m [196.85 in] with litz wire 2 x 1.5 mm ² [0.00233 in ²]	CK50
10	FKM seals	V
11	Further details in the plain text	*

 **Notice:**
Symbol representation according to DIN ISO 1219-1.

Function, section

Directional valves of type WES are solenoid operated directional spool valves with fast switching design. Electrical and hydraulic components are combined in a compact design. They control the start and stop of a flow. The directional valve basically consists of the housing (1), integrated solenoids (2), control spool (3), thread ring (4), mounting plate (5), and a stop bushing (6) with return spring (7).

The fast switching solenoid (2) is controlled via a booster amplifier, which supplies a pulse-width modulated voltage and current signal. To achieve the specified values for switching time and flow, the operation must be carried out with a defined current profile (see page 6).

Version "N" (normally closed)

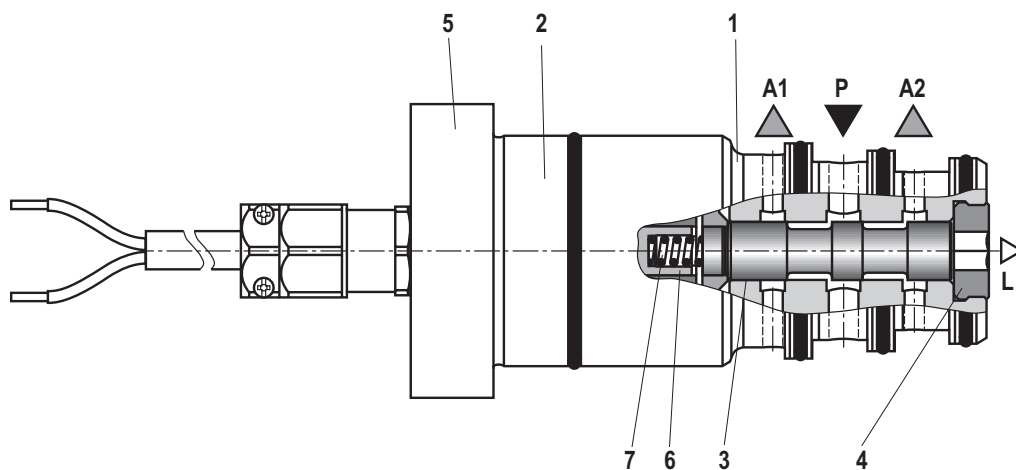
The force of the solenoid (2) acts on the control spool (3) and pulls it from the rest position to the opened spool position. This enables the direction of flow from P to A1 and A2.

After switching off the solenoid (2), the return spring (7) pushes the control spool (3) back to its rest position.

Version "P" (normally open)

The force of the solenoid (2) acts on the control spool (3) and pulls it from the initial position to the blocked spool position. This blocks the direction of flow from P to A1 and A2.

After switching off the solenoid (2), the return spring (7) pushes the control spool (3) back to its initial position.



Type 3WES . N...

Technical data

(For applications outside these parameters, please consult us!)

General			
Weight	- Valve	kg [lbs]	1.2 [2.6]
	- valve with 5 m cable	kg [lbs]	1.9 [4.2]
Installation position			any
Ambient temperature range		°C [°F]	+20 ... +85 [+68 ... +185]
Transport temperature range		°C [°F]	-40 ... +85 [-40 ... +185]
Storage temperature range		°C [°F]	-20 ... +50 [-4 ... +122]
Maximum surface temperature of the valve ^{1;2)}		°C [°F]	+85 [+185] (when installed)
Service life characteristic value B_{10} -value ³⁾	switching cycles		675 million

Hydraulic			
Maximum operating pressure		bar [psi]	350 [5076]
Maximum pressure drop		bar [psi]	150 [2175]
Maximum flow		l/min [US gpm]	200 [52.8]
Hydraulic fluid			see table below
Hydraulic fluid temperature range		°C [°F]	+40 ... +70 [+104 ... +158] (HL, HLP) +60 ... +70 [+140 ... +158] (SAE 40)
Viscosity range		mm ² /s [SUS]	15 ... 46 [69 ... 213] (HL, HLP) 35 ... 55 [162 ... 255] (SAE 40)
Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid cleanliness class according to ISO 4406 (c)			Class 21/19/15 ⁴⁾

Hydraulic fluid	Classification	Suitable sealing materials	Standards
Mineral oils	HL, HLP	FKM	DIN 51524
Motor oils	Exxon Mobil Mobilgard M440 (SAE 40), Shell Rimula R3+ (SAE 40)	FKM	

**Important information on hydraulic fluids!**

- ▶ For more information and data on the use of other hydraulic fluids, please refer to data sheet 90220 or contact us.
- ▶ There may be limitations regarding the technical valve data (temperature, pressure range, life cycle, maintenance intervals, etc.)!

- ▶ The flash point of the hydraulic fluid used must be 40 K higher than the maximum valve surface temperature.

1) Surface temperature > +50°C [+122°F] possible, provide contact protection!

2) Operating conditions: integrated in the control block +70°C [+158°F], hydraulic fluid temperature +70°C [+158°F]

3) Observe the seal replacement intervals (see page 11)!

4) The cleanliness classes stated for the components need to be maintained in hydraulic systems. Effective filtration prevents faults and at the same time increases the life cycle of the components.

For the selection of the filters see www.boschrexroth.com/filter.

Technical data

(For applications outside these parameters, please consult us!)

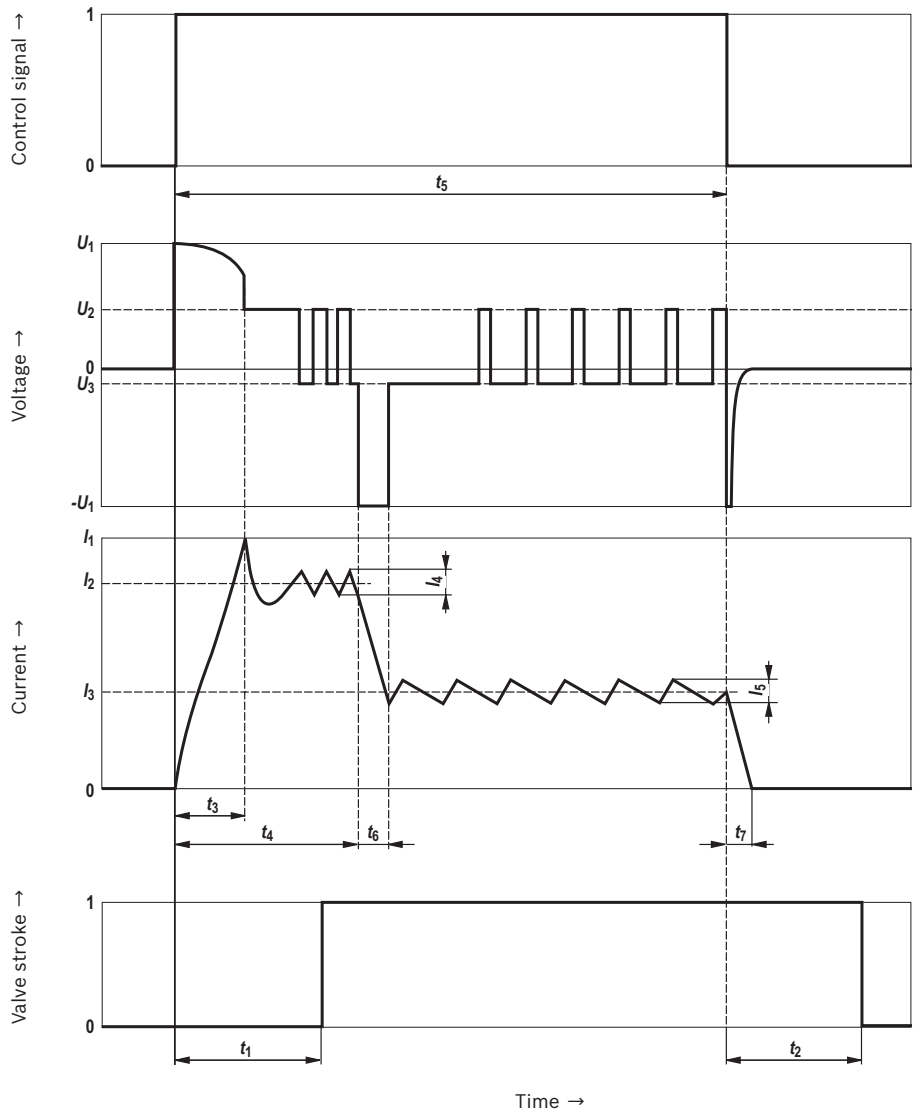
Electric	
Voltage type	Direct voltage
Limiting performance according to VDE 0580 ²⁾	W 25
Duty cycle (ED)	% ≤ 50 (S1 according to VDE 0580)
Switching time according to ISO 6403	ms ≤ 5
– ON	ms ≤ 5
– OFF	ms ≤ 5
Maximum switching frequency ²⁾	Hz 10
Protection class according to DIN EN 60529	IP 66 (for professional assembly of the connection line)
Thermal class of insulation according to VDE 0580	B
Thermal class of enameled copper wire according to VDE 0580	200
Protection class according to VDE 0580	III (protective extra-low voltage)
Overvoltage category according to VDE 0580	III
Upper limiting temperature of the wire wound coil.	°C [°F] < +125 [+185]
Ohmic resistance (incl. 5 m [196.85 in] connection line)	Ω 0.78 (at +20°C [+68°F] coil temperature) 1.06 (at the maximum admissible coil temperature)
Control electronics	
To achieve the technical data of the valve, the fast switching valve solenoid needs to operate with the following voltage and current profiles 14/12/3 A (boost/pick-up/hold) (see also page 6):	
Boost voltage (U_1)	V 60 –6
Current	A
– Boost (I_1 ; peak)	14 ±1
– Pick up (I_2 ; average)	12 ±0.5
– Hold (I_3 ; average)	3 ±0.5
– Hysteresis pick up (I_4 ; peak-peak)	≤ 1
– Hysteresis hold (I_5 ; peak-peak)	≤ 1
Time pick up (t_3)	ms 5 +0.5
Time decay	ms
– Hold (t_4)	≤ 0.2
– Idle (t_5)	≤ 0.4
PWM frequency	Hz freely clocking
Operating voltage / pulse voltage	V 24 ±10 %
Electrical connection	
The valve solenoid is equipped with an electrical connection “CK50” according to the following information. The electrical connection of the solenoid is polarity-independent. The two-core connection line (black) is not exchangeable.	
Connection line	two-core
Line cross-section	mm ² [in ²] 1.5 [0.00233]
Line diameter	mm [in] 7.3/7.9 [0.29/0.31] oval
Length	m [in] 5 [196.85]

²⁾ Operating conditions: integrated in the control block +70°C [+158°F], hydraulic fluid temperature +70°C [+158°F]

Notices:

- ▶ The solenoid coil can only be operated under current control.
- ▶ The booster amplifier is not included in the scope of delivery.

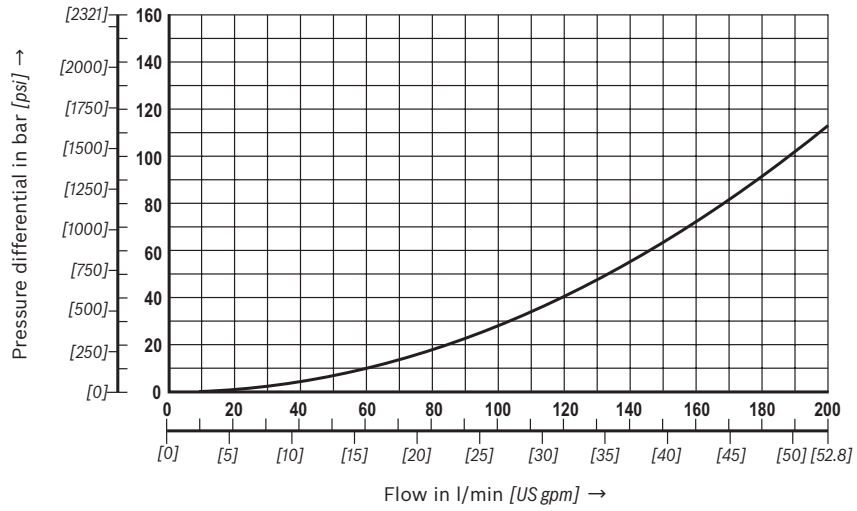
Voltage and current profile



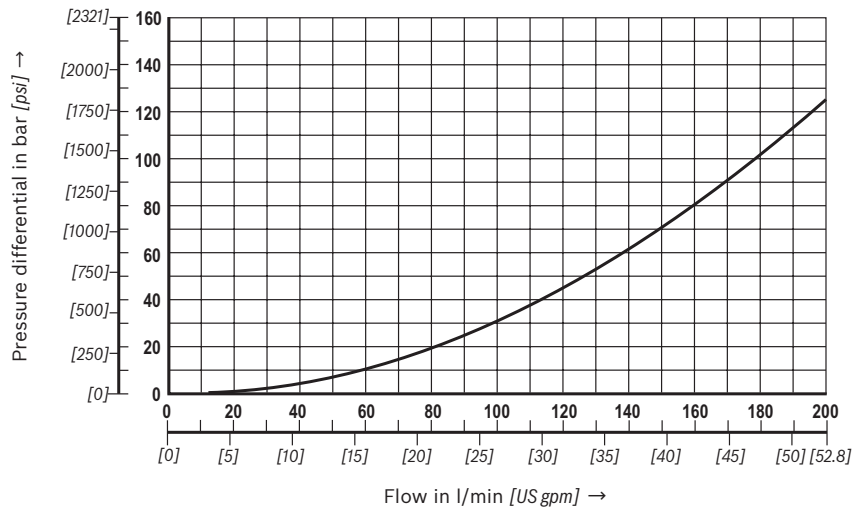
- | | |
|--------------------------------|--|
| t_1 Actuation time | I_1 Current boost (peak) |
| t_2 Dropout time | I_2 Current pick up (average) |
| t_3 Time boost (boost phase) | I_3 Current hold (average) |
| t_4 Time pick up | I_4 Current hysteresis pick up (peak-peak) |
| t_5 Time operated | I_5 Current hysteresis hold (peak-peak) |
| t_6 Time decay hold | U_1 Boost voltage |
| t_7 Time decay idle | U_2 Operating voltage |
| | U_3 Diode voltage |

Characteristic curves
 (measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5^\circ\text{C}$)

Δp - q_V -characteristic curves – symbol P – P → A (A1+A2)



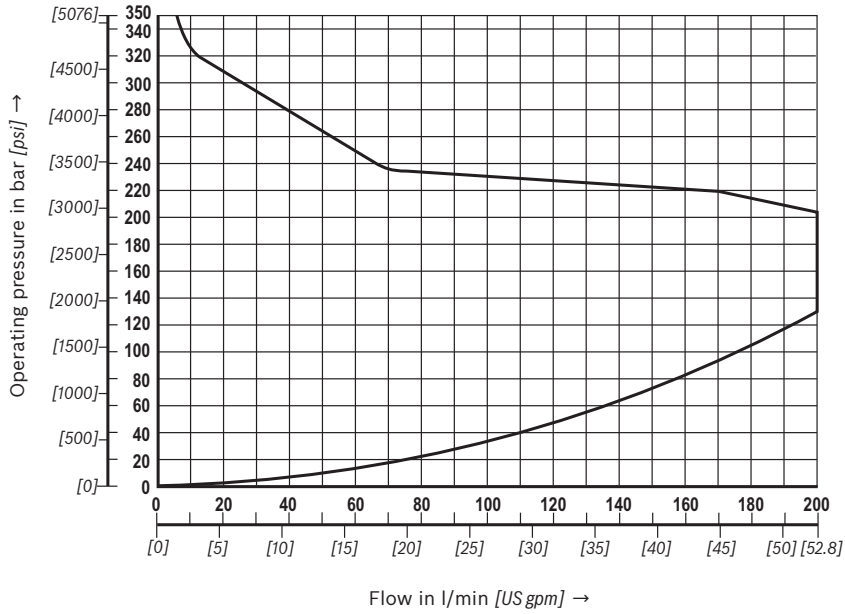
Δp - q_V -characteristic curves – symbol N – P → A (A1+A2)



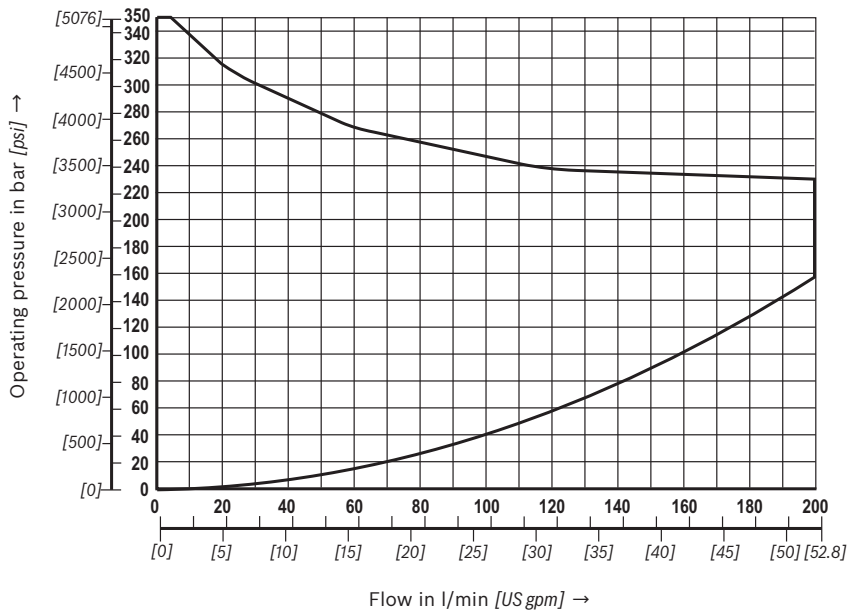
Performance limits

(measured with HLP46, $\vartheta_{oil} = 40 \pm 5^\circ\text{C}$)

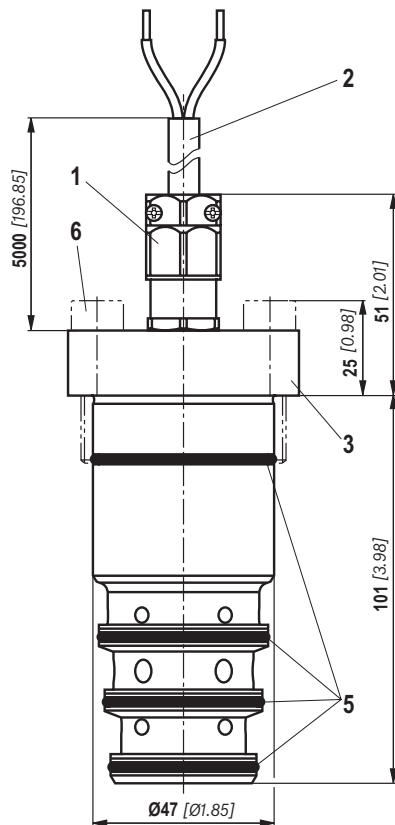
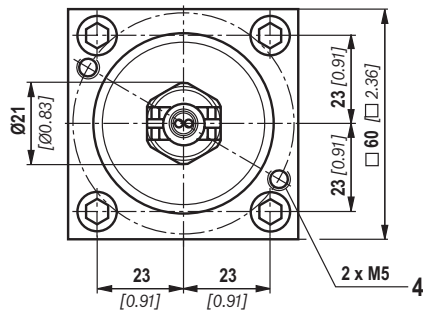
Symbol P – P → A (A1+A2)



Symbol N – P → A (A1+A2)



Dimensions
(dimensions in mm [in])



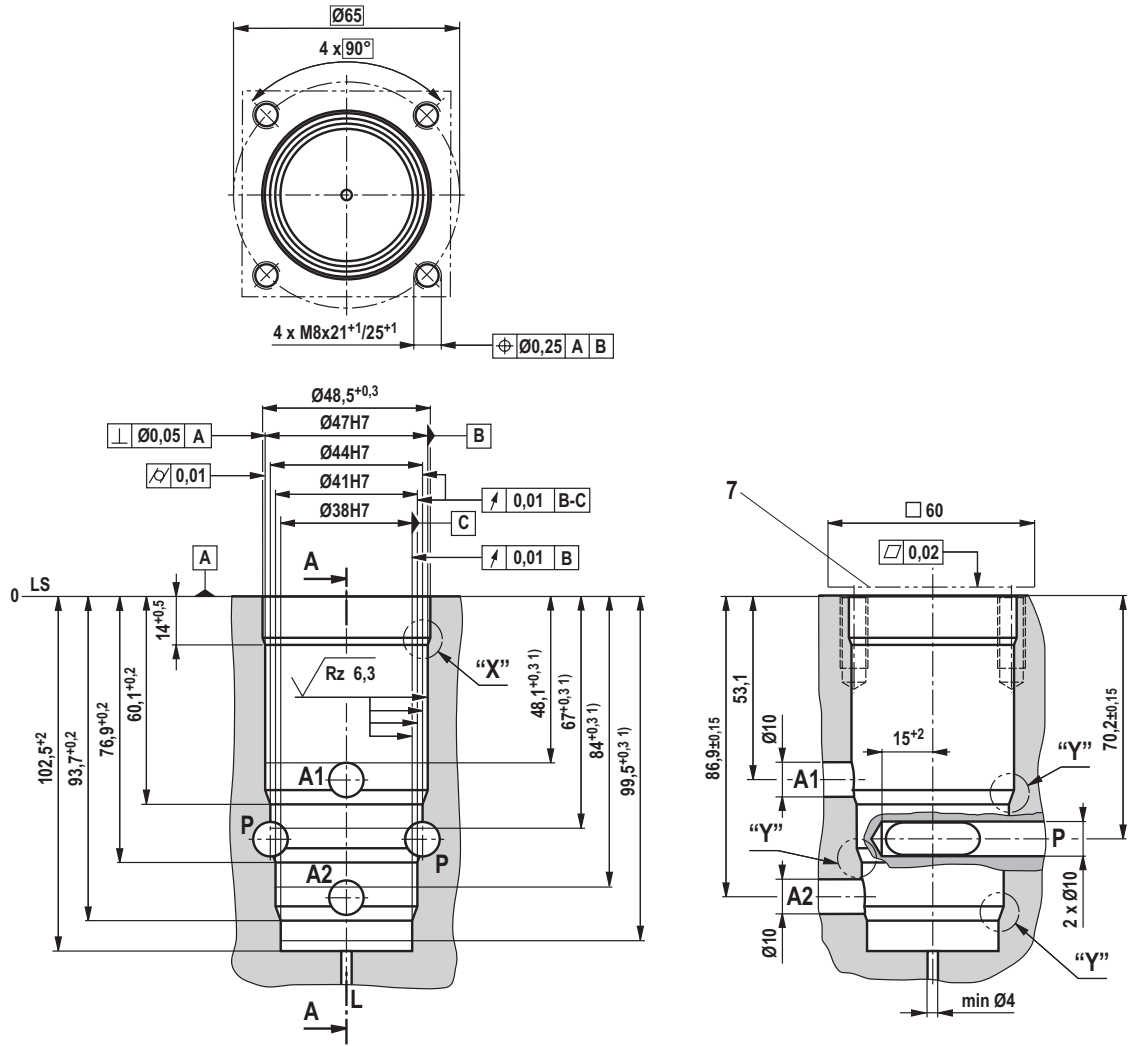
- 1 Cable bushing
 - 2 Connection line, two-core
 - 3 Mounting plate
 - 4 Disassembly bores
 - 5 Outer seal rings
 - 6 Valve mounting screws (self procurement)
- 4 hexagon socket head cap screws ISO 4762 - M8 x 35 - 10.9**

**4 hexagon socket head cap screws UNC
ASME B18.3-5/16-18UNC x 1-1/2" ASTM-A574**
(friction coefficient $\mu_{total} = 0.19$ to 0.24);
tightening torque $M_A = 41$ Nm [30.2 ft-lbs] $\pm 10\%$,
(friction coefficient $\mu_{total} = 0.12$ to 0.17);
tightening torque $M_A = 30$ Nm [22.1 ft-lbs] $\pm 10\%$
each with a washer **ASME B18.22.1-5/16-B**
(type B narrow FBN)

Notice:

- ▶ The specified tightening torques are guidelines when using screws with the specified friction coefficients and when using a manual torque wrench.
- ▶ The dimensions are nominal dimensions which are subject to tolerances.

Installation bore
(dimensions in mm [inch])



¹⁾ Depth of fit

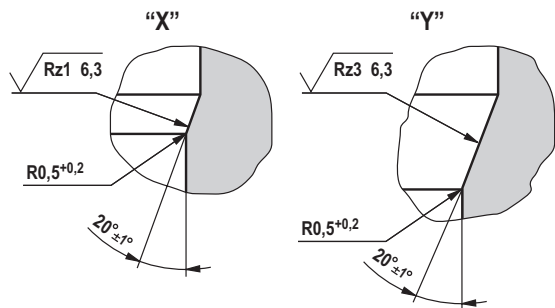
7 Contact surface mounting plate

LS = Location shoulder

Conversion table metric-USA see page 11.

Notice:

- ▶ Minimum distance between the valve axes ≥ 65 mm [2.56 in]
- ▶ Minimum distance from the valve axis to edge of installation block ≥ 49 mm [1.93 in]



Dimensions: Conversion table (dimensions in mm [in])

Metric	USA
Ø65	Ø2.559
Ø0.25	Ø0.0098
Ø0.05	Ø0.00197
Ø48.5+0.3	Ø1.910; 0/+0.0118
Ø47H7	Ø1.8504; 0/+0.0010
Ø44H7	Ø1.7323; 0/+0.0010
Ø41H7	Ø1.6142; 0/+0.0010
Ø38H7	Ø1.4961; 0/+0.0010
Ø10	Ø0.394
min Ø4	min Ø0.16
21+1	0.95+0.04
25+1	1.10+0.04

Metric	USA
0.01	0.00039
0.02	0.00079
102.5+2	4.035+0.079
93.7+0.2	3.689+0.0079
76.9+0.2	3.027+0.0079
60.1+0.2	2.366+0.0079
14+0.4	0.551+0.0157
48.1+0.3	1.894+0.0118
67+0.3	2.638+0.0118
84+0.3	3.307+0.0118
99.5+0.3	3.918+0.0118
53.1	2.091
60	2.362
70.2±0.15	2.764±0.0059
RZ1, RZ3 6.3	RZ1, RZ3 0.248
R0.5+0.2	R 0.0197+ 0.0079

Project planning information

- ▶ The leakage line is to be pre-tensioned with a pressure of 3 ... 5 bar [43.5 ... 72 psi].
- ▶ Characteristic curves and technical data can only be achieved by the defined current profile of the electronic control system (see page 6).
- ▶ The hydraulic system must be completely bled, see data sheet 07600.
- ▶ The connection line is to be fixed at a distance of < 300 mm [11.81 in] from the valve to prevent twisting!
- ▶ The minimum bending radius of 5 x line diameter for the connection line must be complied with.
- ▶ Do not pull on the connection line and valve connector!
- ▶ Do not paint over the name plate!
- ▶ After 2.5 years or after reaching 340 million load cycles, replacing the outer seals is recommended (material no. **R961009419**).
- ▶ Space required to remove the valve 222 mm [8.74 in]

Assembly:

- ▶ Lubricate the outer seals on the valve before installation.
- ▶ Push the valve by hand into the installation bore (see page 10).
- ▶ Tighten the 4 hexagon socket head cap screws (item 6, page 9).
- ▶ After assembly, there must not be a gap between the mounting plate (item 3, page 9) and block!

Disassembly:

- ▶ Remove the 4 hexagon socket head cap screws (item 6, page 9).
- ▶ Alternately screw in the 2 hexagon socket head cap screws M5 in the disassembly bores (item 4, page 9) until the valve is released from the installation bore by at least 4 mm [0.16 in].
- ▶ Remove the valve by hand from the installation bore.

Notices:

- ▶ When assembling and disassembling, the data sheet 07600-B must be complied with.

More information

- ▶ Hydraulic fluids on mineral oil basis
- ▶ Hydraulic valves for industrial applications
- ▶ General product information on hydraulic products
- ▶ Assembly, commissioning and maintenance of industrial valves
- ▶ Selection of the filters

Data sheet 90220

Data sheet 07600-B

Data sheet 07008

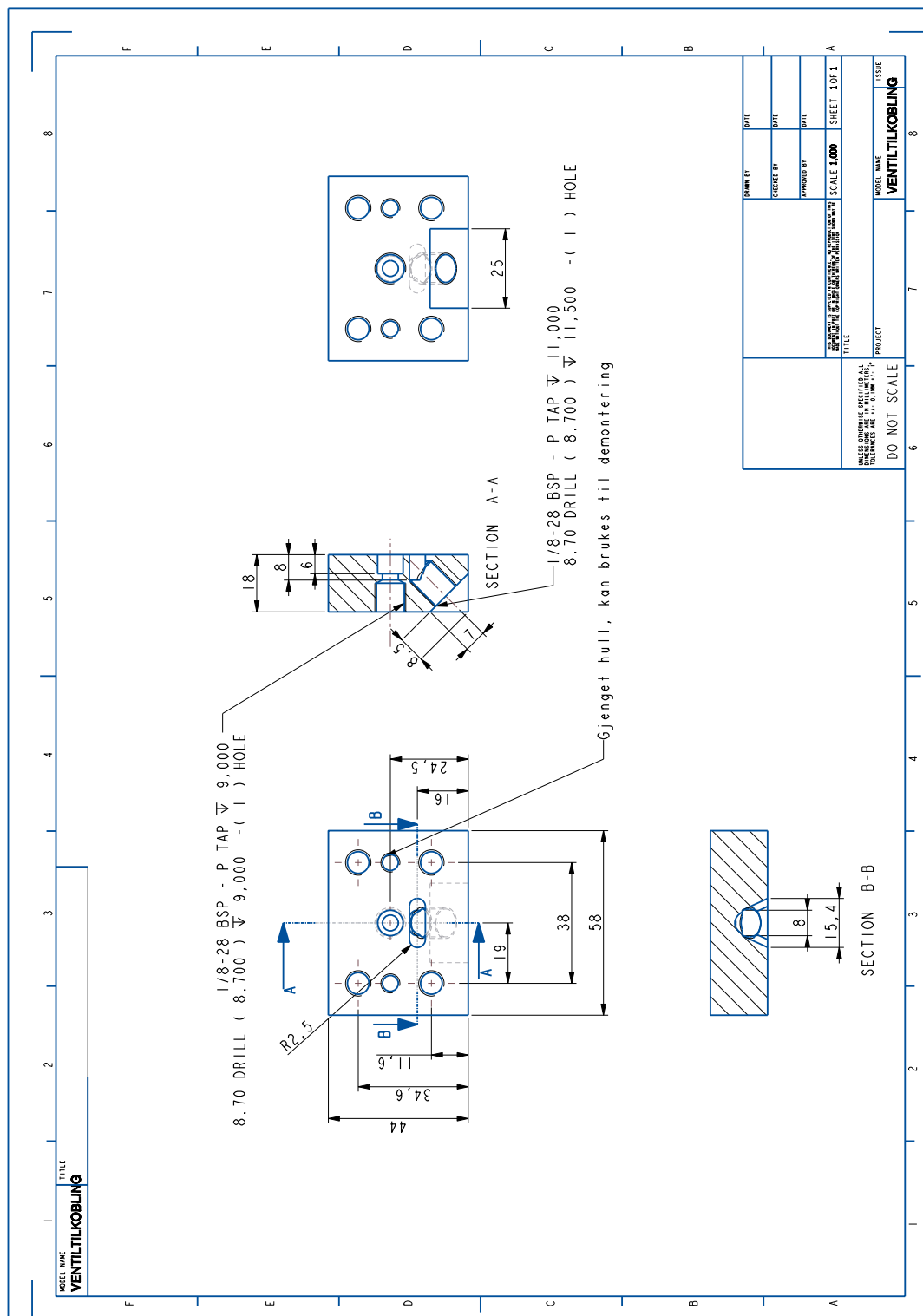
Data sheet 07300

www.boschrexroth.com/filter

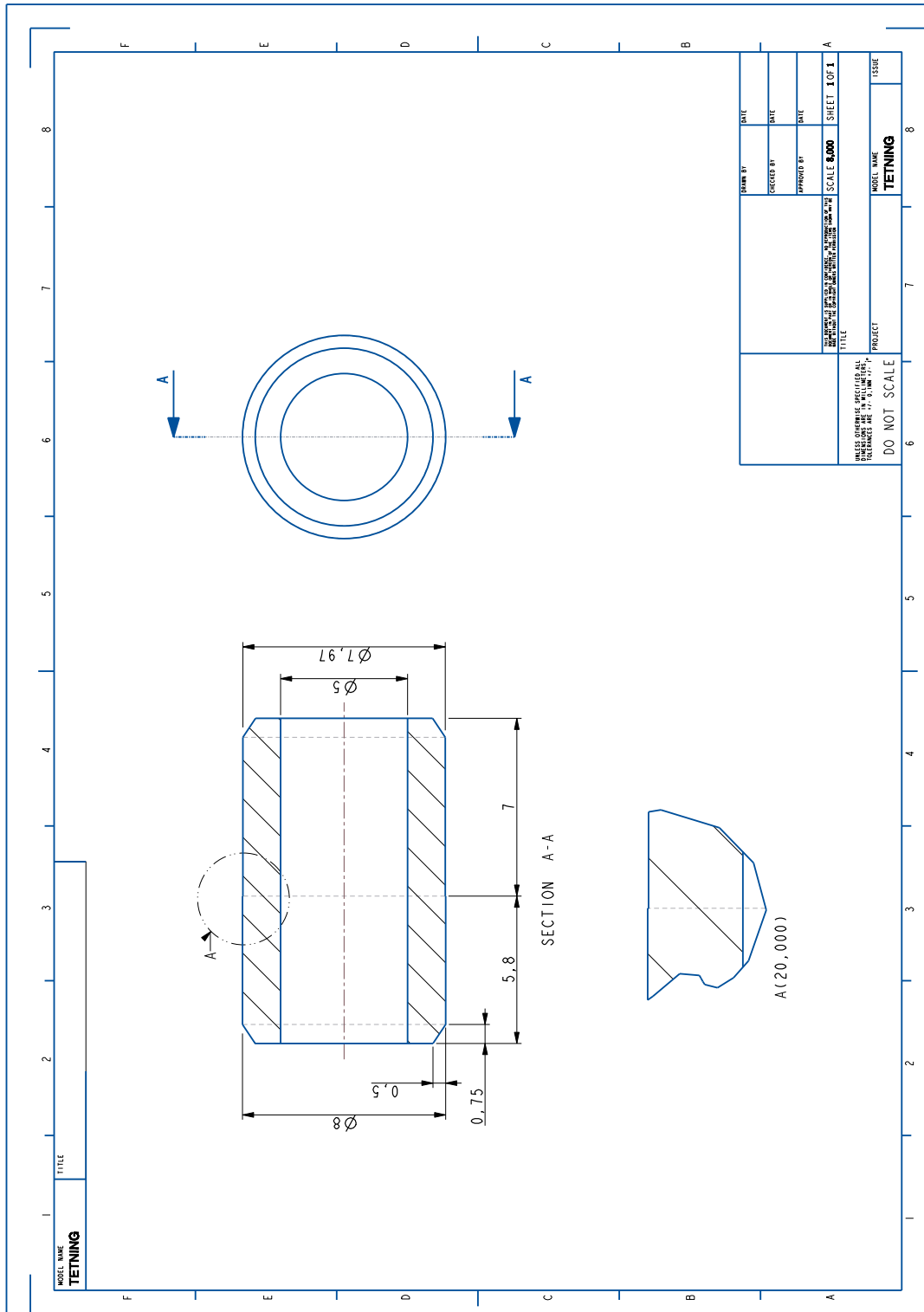
Bosch Rexroth AG
Hydraulics
Zum Eisengießer 1
97816 Lohr am Main, Germany
Phone +49 (0) 93 52/18-0
documentation@boschrexroth.de
www.boschrexroth.de

© This document, as well as the data, specifications and other information set forth in it, are the exclusive property of Bosch Rexroth AG. It may not be reproduced or given to third parties without consent of Bosch Rexroth AG. The data specified above only serve to describe the product. No statements concerning a certain condition or suitability for a certain application can be derived from our information. The information given does not release the user from the obligation of own judgment and verification. It must be remembered that our products are subject to a natural process of wear and aging.

F Detaljtegninger for deler til magnetventilen

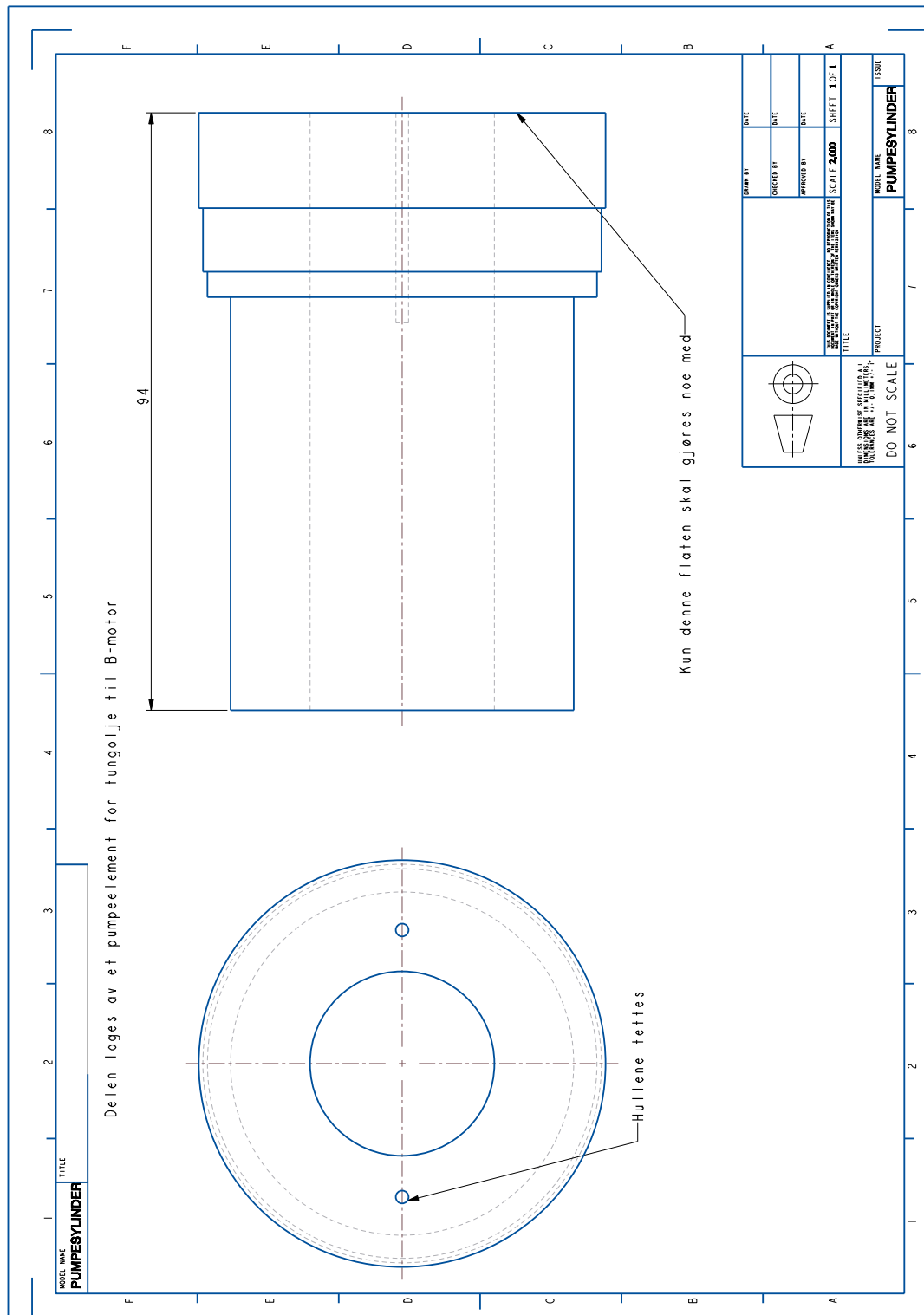


Figur 54: Detaljtegning for plate som skrus til magnetventil.

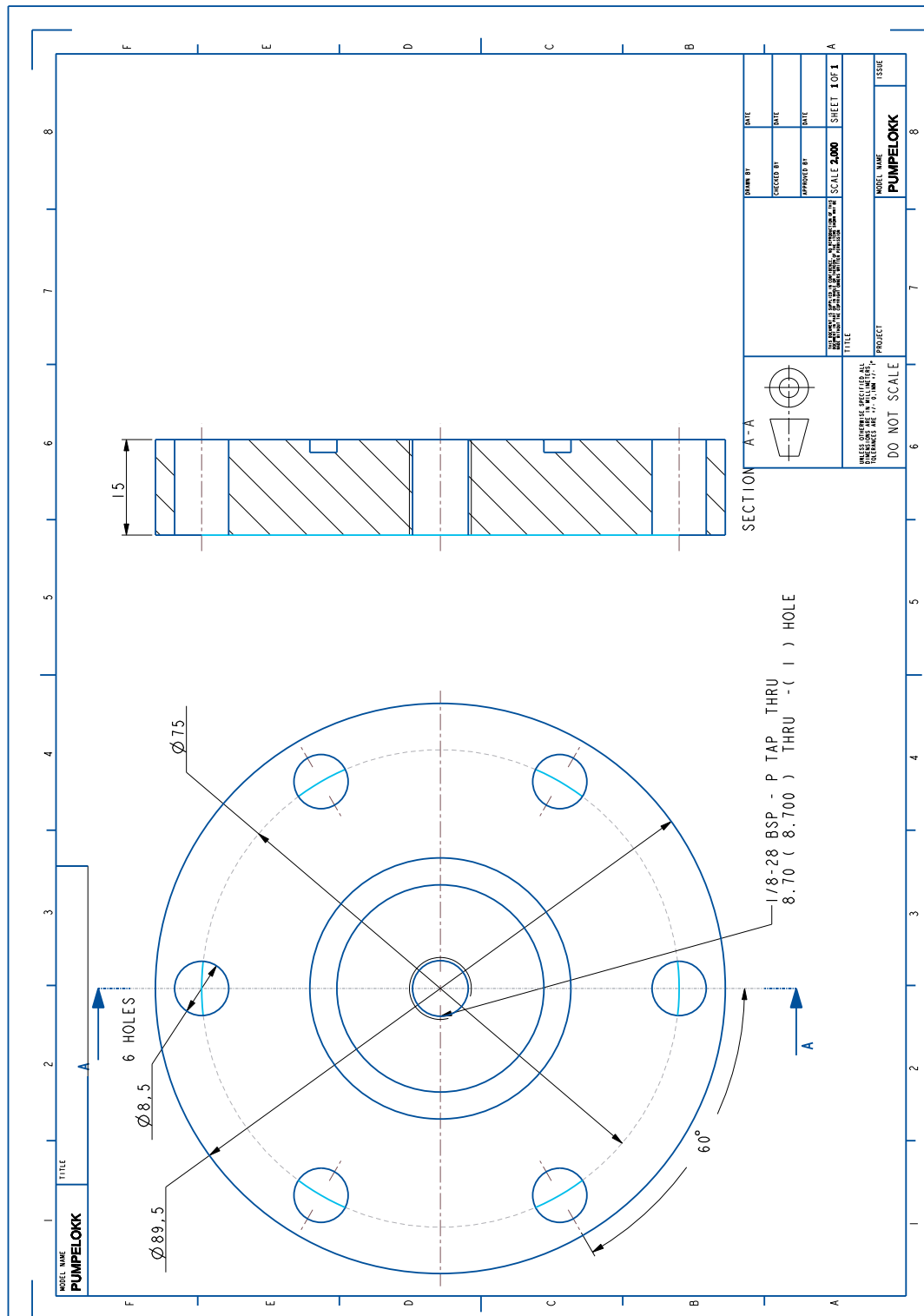


Figur 55: Detaljtegning for tetning mellom magnetventil og plate.

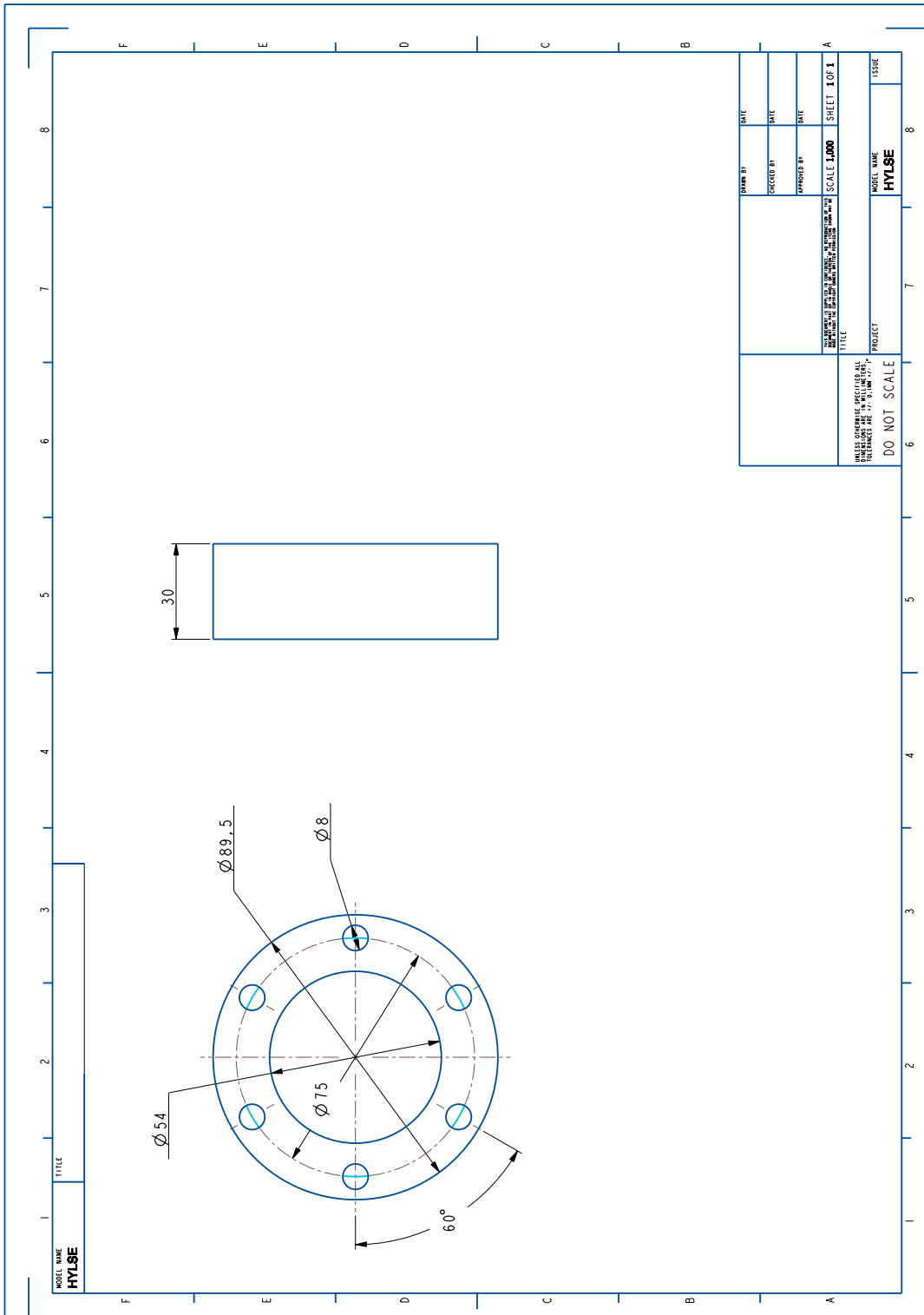
G Detaljtegninger for pumpedeler



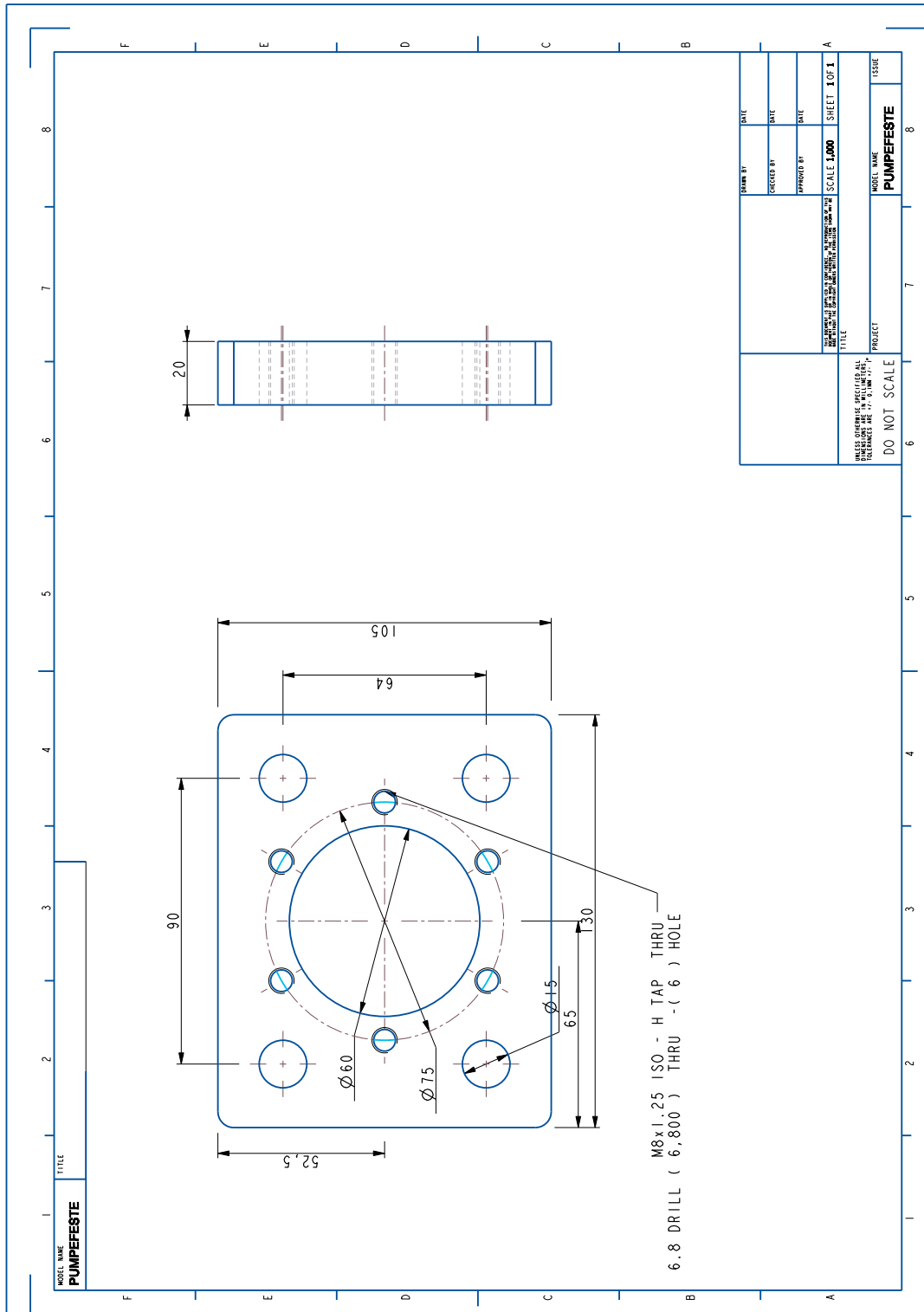
Figur 56: Detaljtegning for pumpeylinder.



Figur 57: Detaljtegning for pumpelokk.

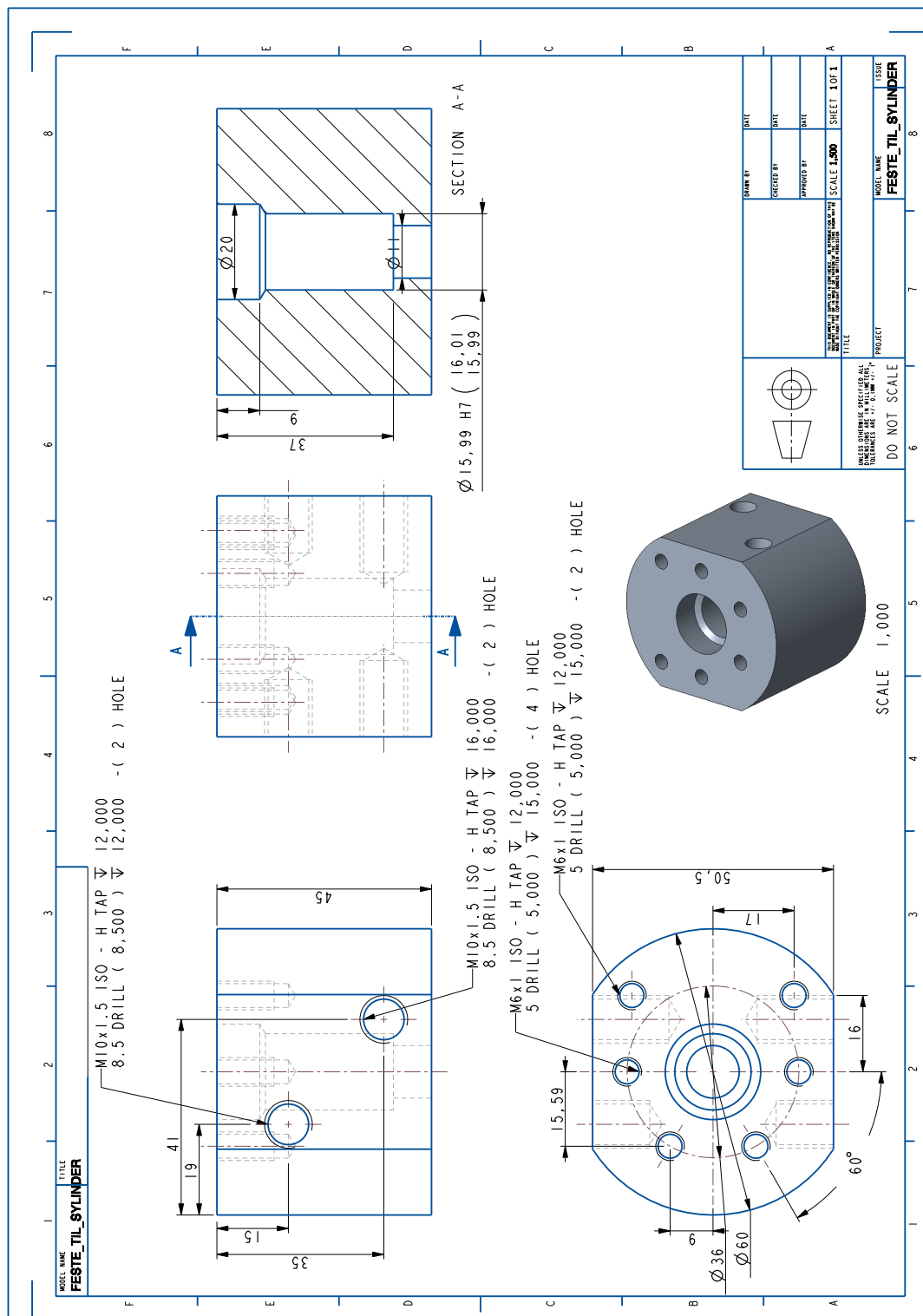


Figur 58: Detaljtegning for pumpehylse.

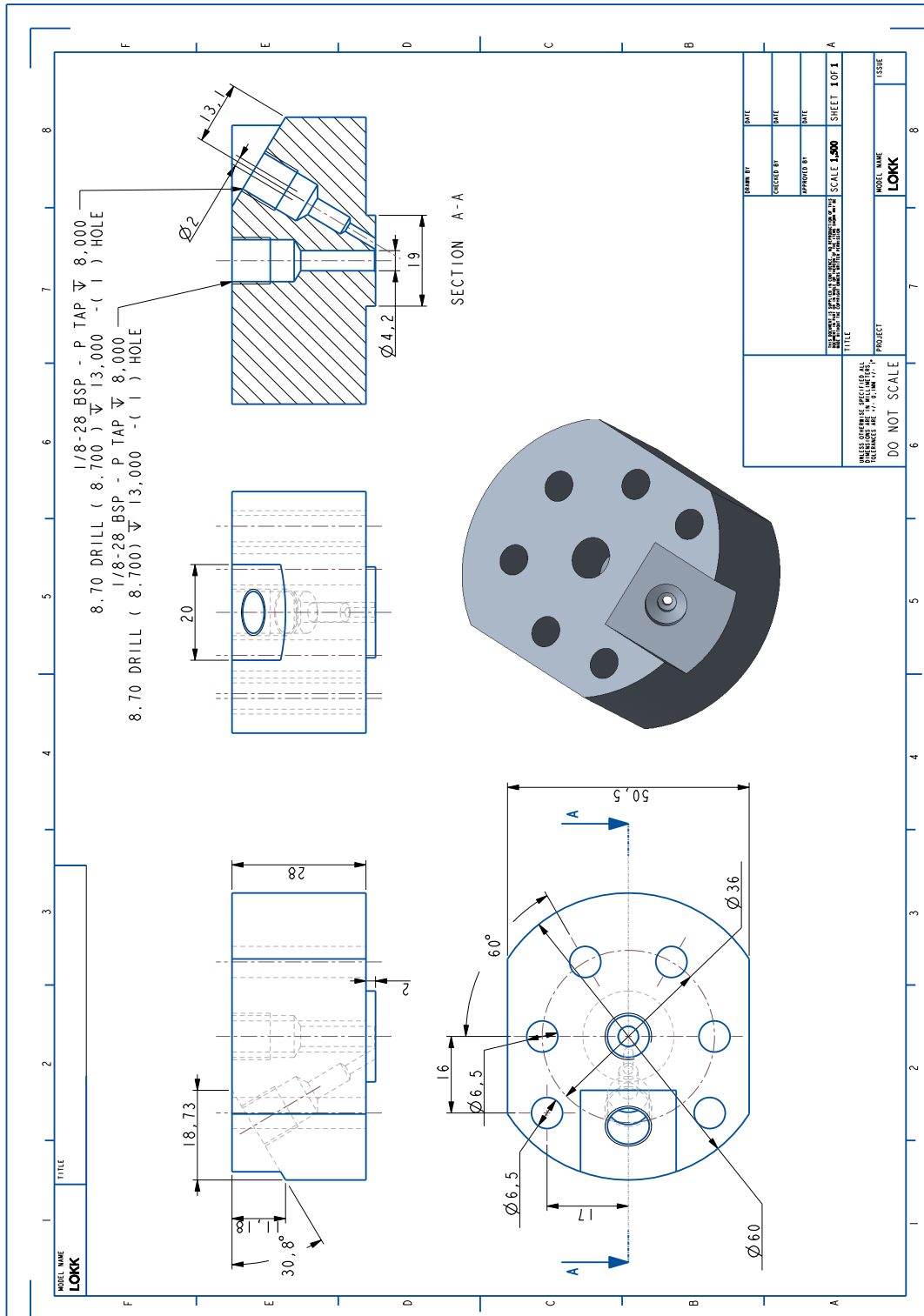


Figur 59: Detaljtegning for pumpefeste.

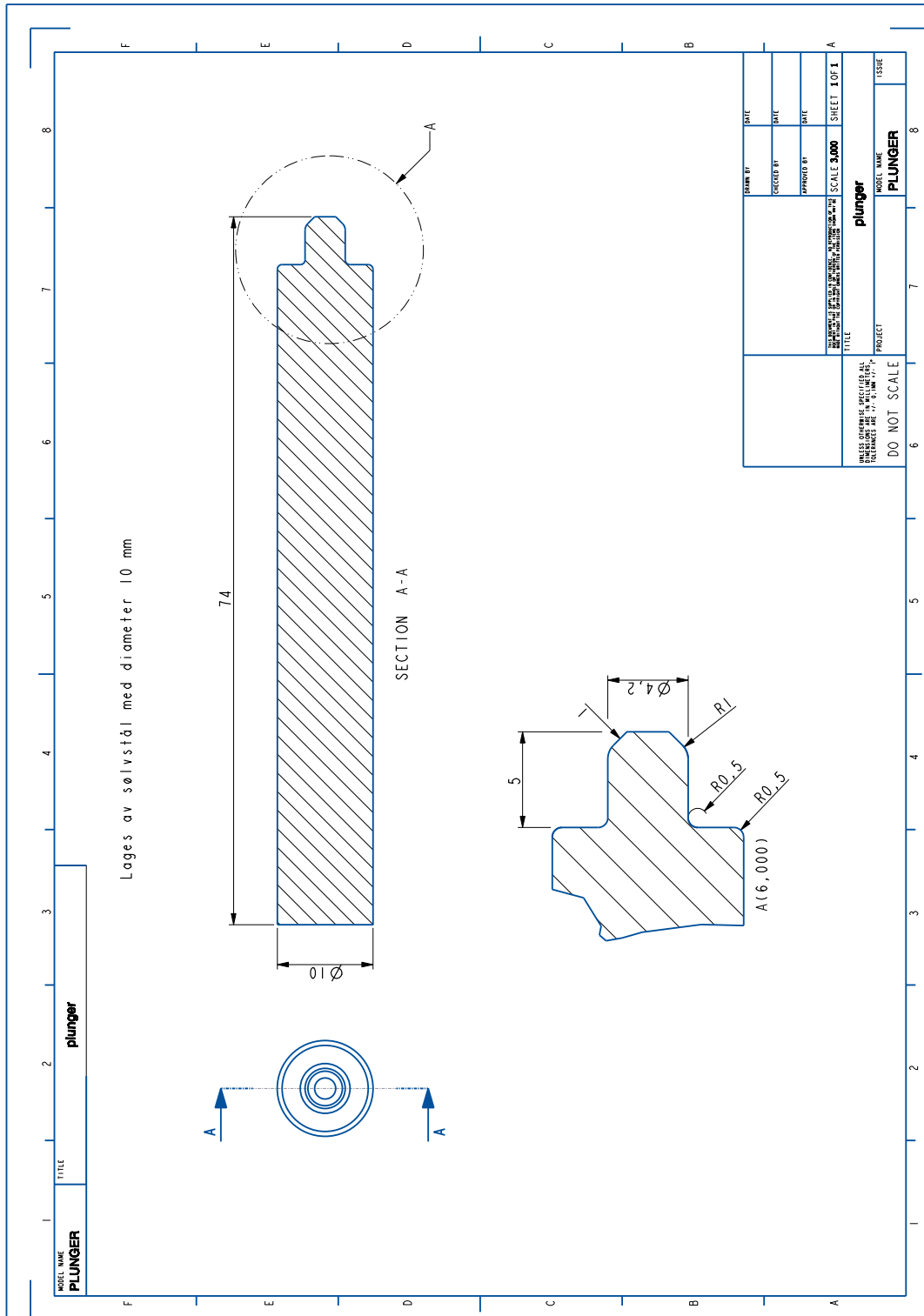
H Detaljtegninger for aktuatorordeler



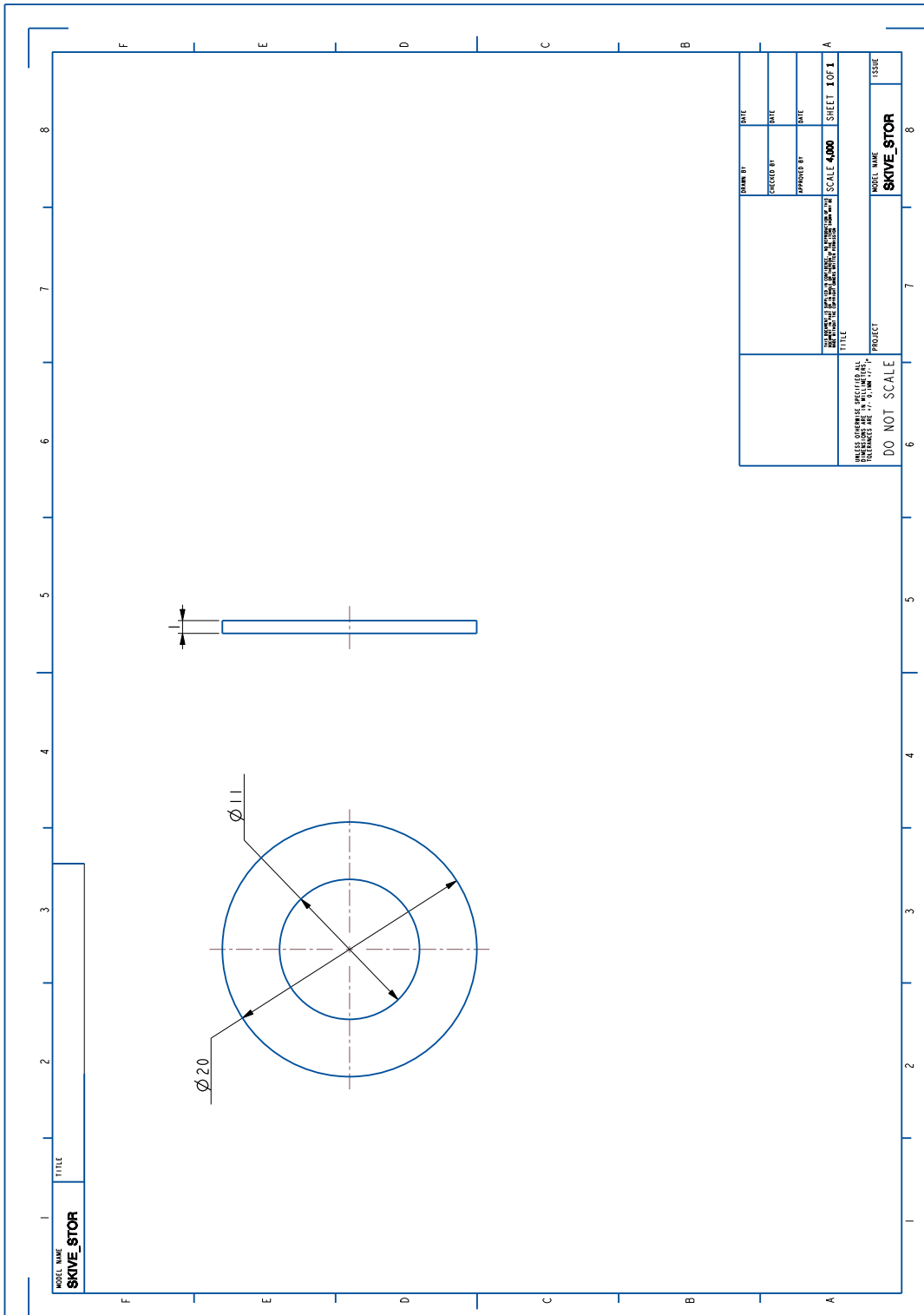
Figur 60: Detaljtegning for festet aktuatorcylinderen settes ned i.



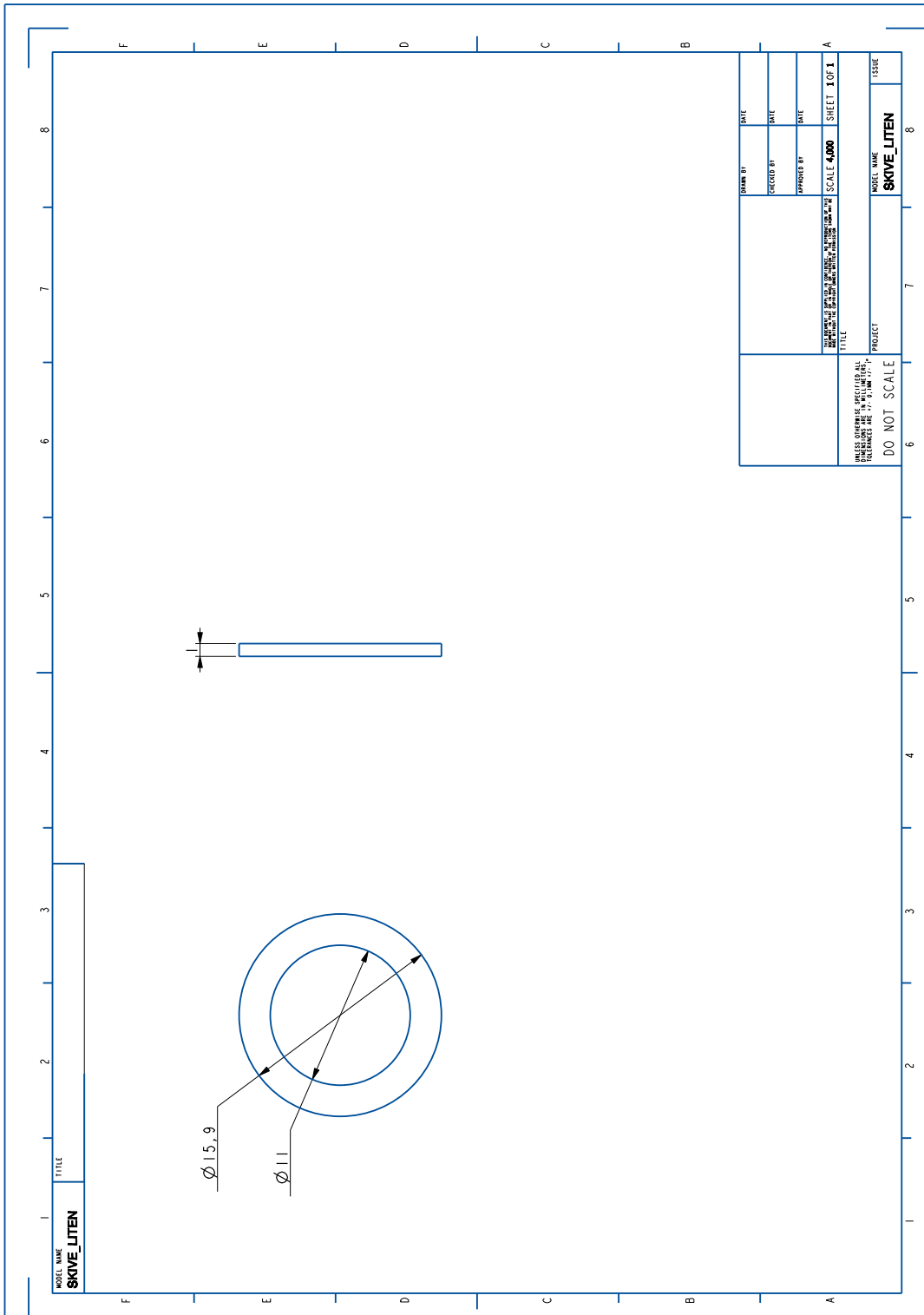
Figur 61: Detaljtegning for aktuatorløkk.



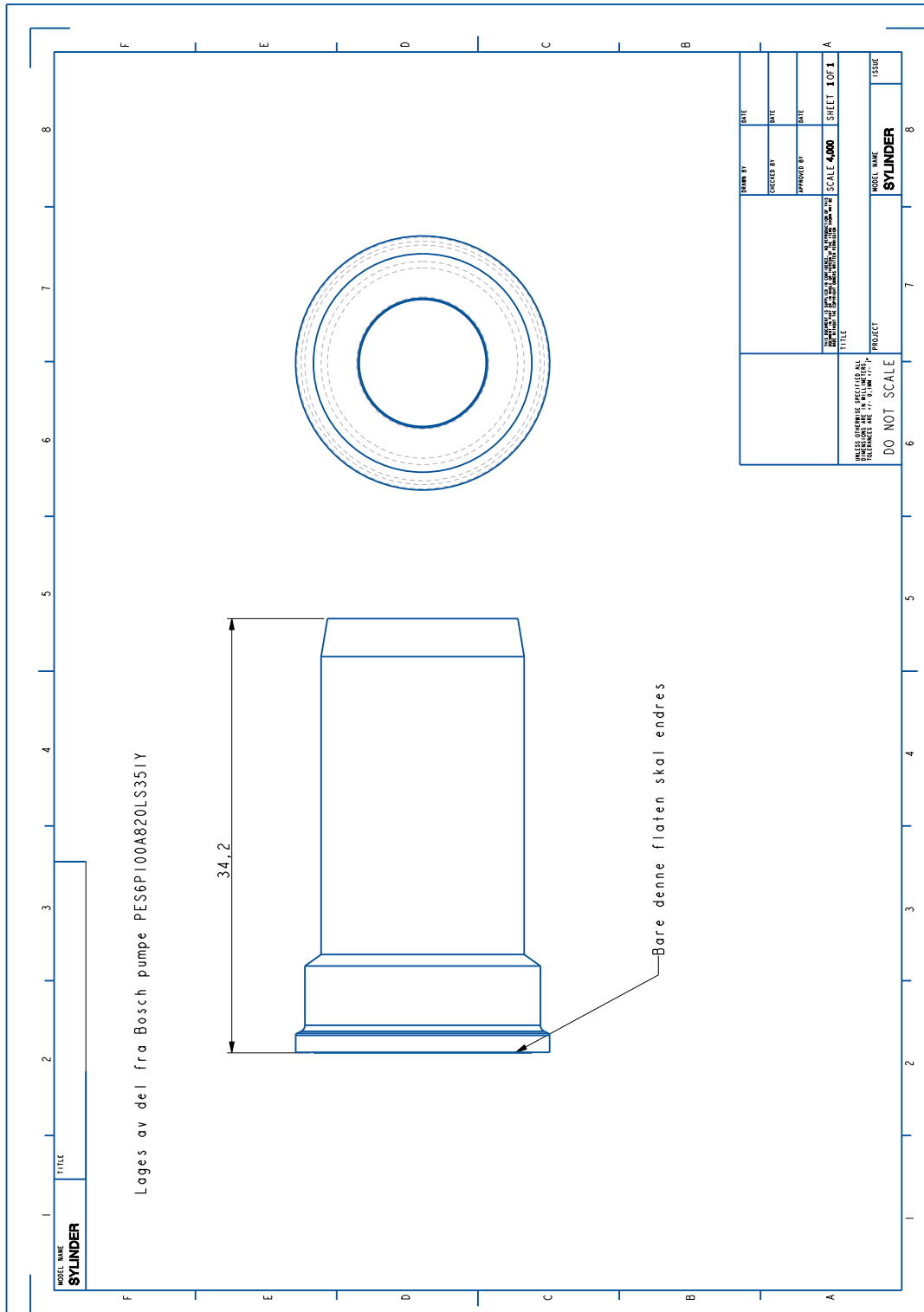
Figur 62: Detaljtegning for aktuatorplunger.



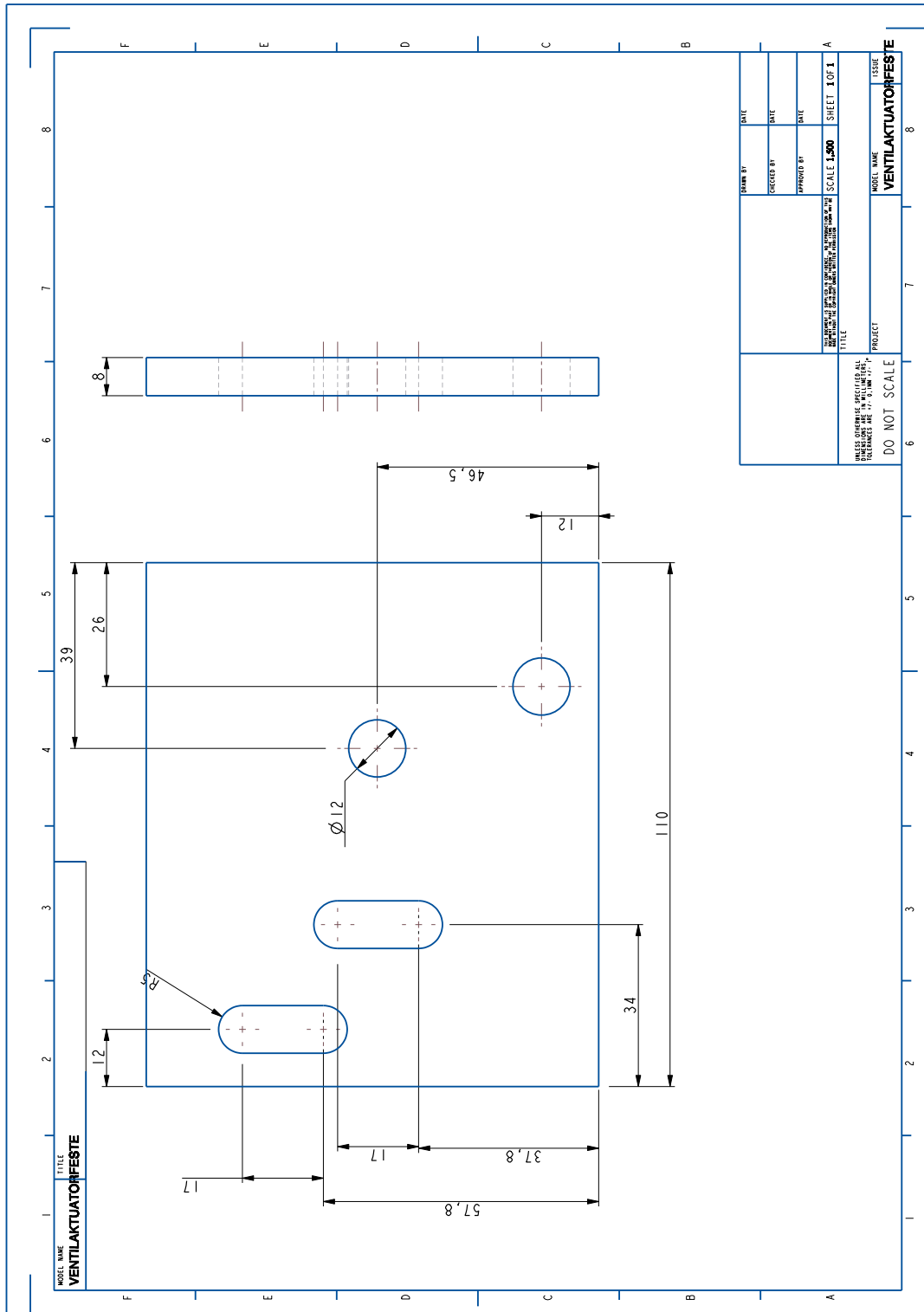
Figur 63: Detaljtegning for den store tetningskiven til aktuatoren.



Figur 64: Detaljtegning for den lille tetningsskiven til aktuatoren.



Figur 65: Detaljtegning for aktuator sylindren.



Figur 66: Detaljtegning for festet mellom motorventil og aktuator.