

# Simulering av lekkasjer i hydrauliske linjer med bruk av FluidSIM

Leyla Laassiri Nielsen

Bacheloroppgave i allmenn maskinteknikk  
Bergen, Norge 2019







# Simulering av lekkasjer i hydrauliske linjer med bruk av FluidSIM

Leyla Laassiri Nielsen

Institutt for Maskin- og Marinfag  
Høgskulen på Vestlandet  
NO-5063 Bergen, Norge

Høgskulen på Vestlandet  
Fakultet for Ingeniør- og Naturvitenskap  
Institutt for maskin- og marinfag  
Inndalsveien 28  
NO-5063 Bergen, Norge

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

*English title:* Leak simulation in hydraulic lines using FluidSIM

Forfatter(e), studentnummer: Leyla Laassiri Nielsen 152075

Studieprogram: Allmenn maskinteknikk  
Dato: Mai 2019  
Rapportnummer: IMM 2019-M23  
Veileder ved HVL: Boris V. Balakin  
Oppdragsgiver: Boris V. Balakin i samarbeid med OneSubsea AS  
Oppdragsgivers referanse: Gleb Pisarev

Antall filer levert digitalt: 1

## Forord

Denne bacheloroppgaven er skrevet som den avsluttende delen av min utdanning i Allmenn maskinteknikk ved Institutt for Maskin- og Marinfag (IMM) ved Høgskolen på Vestlandet (HVL).

Oppgaven var gitt av Professor Boris V. Balakin ved HVL i samarbeid med Gleb Pisarev, senior prosessingenjør fra OneSubsea – A Schlumberger Company.

Oppgaven er gjort i samarbeid med maskiningeniørstudent Samer Alghazi som har skrevet en separat rapport. Våre rapporter er stort sett like, men Alghazi har et større fokus på lekkasjer som funksjon av termiske betingelser.

Vi ønsker å takke alle som har hjulpet oss i dette prosjektet, spesielt ønsker vi å takke Boris V. Balakin for god støtte og hjelp underveis.

Vi ønsker også å takke masterstudent ved UiB, Otto Andreas Moe, for å ha bidratt med viktige opplysninger og bilder til dette prosjektet.



**OneSubsea**

A Schlumberger Company



## **Sammendrag**

I dette prosjektet er det brukt simuleringsprogrammet FluidSIM som et verktøy for å kunne simulere en digital modell av et eksisterende hydraulisk system. Målet med denne modellen har vært å kunne simulere hypotetiske lekkasjer langs et undervannsrør.

FluidSIM har mulighet til å gi oss kontinuerlig med prosessparametere fra dette digitale systemet, til en hver tid. I motsetning til det faktiske systemet som ikke vil kunne gi dette på grunn av ulike begrensinger.

Hovedfokuset har vært å studere oppførselen til dette digitale systemet ved å analysere data, som hvordan trykket endrer seg i løpet av tid, avhengig av størrelse og plassering til en eventuell lekkasje.

Mulighetene ved å lage en slik digital modell er stor. Likevel eksisterer det enkelte mangler i programmet for å kunne lage en uavhengig modell som er mest mulig lik det faktiske systemet. Dermed er resultatet en teoretisk modell ved ideelle tilstander.

Ved større forbedringer kan en slik modell fungere som et virkelig varslingsystem.





## **Abstract**

In this thesis, the simulation program FluidSIM has been used as the main tool to be able to simulate a digital model of an existing hydraulic system. The goal of this model has been to be able to simulate leaks along an underwater line.

FluidSIM can continuously provide us with process parameters from this digital system at any given time. Unlike the actual system that will not be able to provide this due to various limitations.

The focus has been on studying the behavior of this digital system by analyzing data such as how the pressure changes over time, depending on the size and location of a potential leak.

The possibilities of being able to create such a digital model are great. Nevertheless, there are some shortcomings in the program, to be able to create an independent model that is as similar as possible to the actual system. Thus, the result is a theoretical model under ideal conditions.

In the case of major improvements, such a model could potentially serve as a warning system in real time.



# 1. Innhold

<b>Forord</b> .....	<b>3</b>
<b>Sammendrag</b> .....	<b>5</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>7</b>
<b>2. Innledning</b> .....	<b>11</b>
<b>3. Ordliste</b> .....	<b>12</b>
<b>4. Analyse</b> .....	<b>13</b>
<b>4.1 Teoretisk bakgrunn</b> .....	<b>13</b>
4.1.1 Hydraulisk skjematikk og datablad .....	13
4.1.2 FluidSIM.....	13
4.1.3 Barrierevæske.....	13
4.1.4 Database.....	13
4.1.5 Bernoulli's ligning .....	13
4.1.6 Hydraulisk akkumulator.....	14
<b>4.2 Eksperimentell metode</b> .....	<b>16</b>
4.2.1 Komponenter brukt i FluidSIM .....	16
4.2.2 Hydraulisk skjematikk.....	18
4.2.3 Styringslogikk.....	19
4.2.4 Simuleringsdata .....	19
4.2.5 Simuleringshastighet .....	21
4.2.6 Fremgangsmåte i FluidSIM .....	23
4.2.7 Fremgangsmåte i Excel .....	25
<b>4.3 Feilkilder</b> .....	<b>27</b>
4.3.1 Temperaturforskjell.....	27
4.3.2 Kompressibilitet.....	27
4.3.3 Trykktap.....	27
4.3.4 Hydrostatisk trykk.....	28
4.3.5 Trunkeringsfeil.....	28
4.3.6 Instrumentfeil .....	28
4.3.7 Ideelle forhold .....	29
4.3.8 Tank i FluidSIM .....	29
<b>5. Resultat</b> .....	<b>30</b>
<b>5.1 Lekkasje prosent mot stigningsvinkelen</b> .....	<b>31</b>
5.1.1 Flere lekkasje prosent ved ulike avstander .....	32
5.1.2 Én lekkasje prosent ved ulike avstander .....	33
<b>6. Konklusjon</b> .....	<b>36</b>
<b>7. Bibliografi</b> .....	<b>37</b>
7.1 Figurliste .....	38
7.2 Vedleggsliste .....	39
<b>8. Vedlegg</b> .....	<b>40</b>



## 2. Innledning

Distribusjoner av rønettverk i verden vil trolig bare fortsette å ekspandere i fremtiden. Stadig flere utbygginger og prosjekter krever store nettverk av rør for utvinning og transport av blant annet olje og gass. Enkelte nettverk kan bestå av milevis med rør både på land og under vann. Rørene kan bestå av flere tusenvis av rørsegmenter som er koblet sammen i flere ledd.

Dersom det skulle oppstå lekkasjer et sted langs disse rønettverkene kan det være vanskelig å lokalisere dem. Det å oppdage lekkasjer under vann kan være litt vanskeligere enn de som eventuelt forekommer på land. Å kunne oppdage dem i tide kan i bestefall kunne forhindre fatale miljøkatastrofer som følge av utslipp.

Det finnes allerede mange løsninger for lekkasjedeteksjoner på markedet i dag, noen fungerer bra men kan ha visse begrensinger. [1]

Det er ikke mulig å ha ubegrenset med sensorer mellom plattform og havbunnen, derfor kan et simuleringsprogram komme til nytte ved at den kopierer verdier og oppførsel av det faktiske systemet.

FluidSIM er programmet som vil bli tatt i bruk for å simulere hypotetiske lekkasjer. Det å kunne simulere hydrauliske systemer på et dataprogram vil lettere kunne gi oss en indikasjon på hvor en eventuell lekkasje kan befinne seg i virkeligheten. Ved hjelp av konstante målinger og verdier vil det kunne gi oss svar i form av grafer og matematiske funksjoner.

Ved å ta i bruk dataprogram som FluidSIM, kan det i bestefall være med på å eventuelt forhindre nye lekkasjer ved at simuleringsprogrammet er et skritt foran det faktiske hydrauliske systemet. På denne måten vil en få en indikasjon på når en lekkasje er i ferd med å oppstå.

### 3. Ordliste

<b>Ord</b>	<b>Forklaring</b>
Skjematikk	Teknisk tegning av en hydraulisk krets
Barrierevæske	Mineralolje
Database	Organisert samling av data
Rørbend	Bøyd rør med en vinkel
Solenoid	Spole som brukes som elektromagnet
Fluidport	Åpning for fluidstrømning i akkumulatoren
State diagram	Tilstandsdiagram for instrumenter
Stigerør	Rør som frakter olje mellom plattform og oljebrønn på havbunnen

## 4. Analyse

### 4.1 Teoretisk bakgrunn

#### 4.1.1 Hydraulisk skjematikk og datablad

I samarbeid med intern veileder fra Høgskolen på Vestlandet og ekstern veileder fra OneSubsea har vi fått oppgitt den nødvendige informasjonen og verdiene som vi trenger for å kunne simulere systemet i FluidSIM. Vi har fått tildelt en skisse av en skjematikk (vedlegg 2) av et allerede eksisterende hydraulisk system, og flere datablad (se vedlegg) med oppgitte verdier av de forskjellige komponentene i systemet. Sammen med intern veileder har vi kommet frem til den beste simuleringmodellen i FluidSIM.

#### 4.1.2 FluidSIM

Et verdensledende simuleringsprogram hvor det er mulig å designe kretsdiagram innen pneumatikk og hydraulikk. Det er også mulig å lage digitale- og elektriske kretser. Det tilbys læringsbaserte kilder som tekst, bilder og videoer for en enklere innføring i programmet. Alle funksjonene i programmet samarbeider kontinuerlig og kan gi interessante data i form av verdier og grafer. Programmet gir detaljerte symboler og parametere av de forskjellige komponentene. [2]

#### 4.1.3 Barrierevæske

Morlina S2 BL 5 er barrierevæsken vi bruker i dette systemet. En av egenskapene til denne oljen er at den er brukt som en smørings- og sirkulasjonsolje. Den har tilsetninger som skal motstå blant annet slitasje, rust og oksidering. [3]

#### 4.1.4 Database

For å kunne samle og organisere all nødvendig data vi får ut av FluidSIM må vi lagre alt i en database. Her har vi valgt å bruke dataprogrammet Microsoft Office Excel for å kunne samle alle resultatene i regneark, samt lage tabeller og grafer som gir et bedre innblikk i de resultatene vi har funnet.

#### 4.1.5 Bernoulli's ligning

Den anerkjente Bernoulli ligningen blir vanligvis brukt i fluidmekanikken for en stasjonær, inkompressibel strømning langs en strømlinje. Den kan også benyttes for ikke-stasjonære strømninger uten store feil dersom endringene skjer langsomt. [4]

Bernoulli's ligningen kan skrives slik når man har to vilkårlige punkt på samme strømlinje.

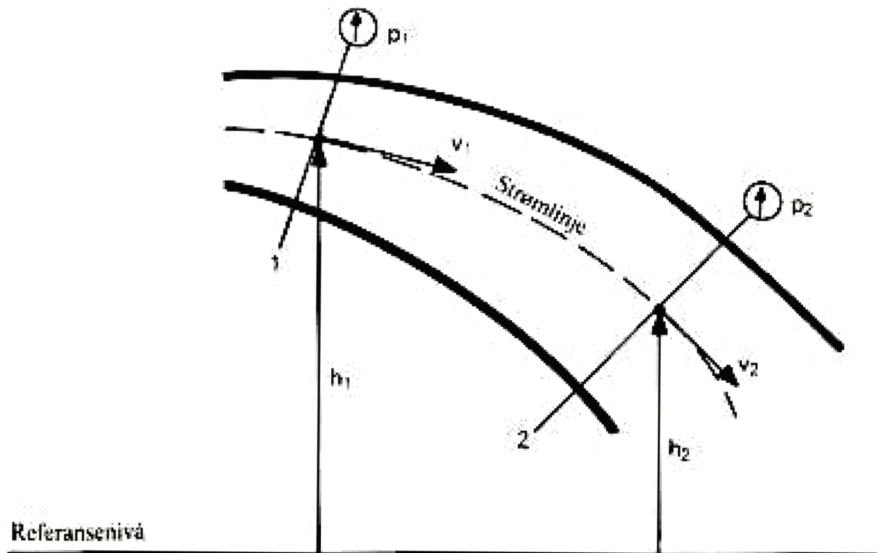
$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gz_2$$

Hvor  $v$  er volumstrømhastigheten ved et punkt langs en strømlinje,  $\rho$  er fluidets tetthet,  $z$  er høyden av punktet over et referansenivå,  $P$  er trykket ved et valgt punkt og  $g$  er akselerasjonen på grunn av tyngdekraften. [5]



Ligningen kan bli sett på som et uttrykk av den mekaniske energibalansen, hvor første leddet representerer strømningsenergien, den andre tilsvarer den kinetiske energien og tilslutt den potensielle energien.

Utrykket kan bli formulert slik at summen av de kinetiske-, potensielle- og strømningsenergiene av en fluidpartikkel er konstant langs en strømlinje under en stasjonær strømning når kompressibilitets- og friksjonseffektene er neglisjerbare. [6]



Figur 1: Strømning i et strømrør [4]

#### 4.1.6 Hydraulisk akkumulator

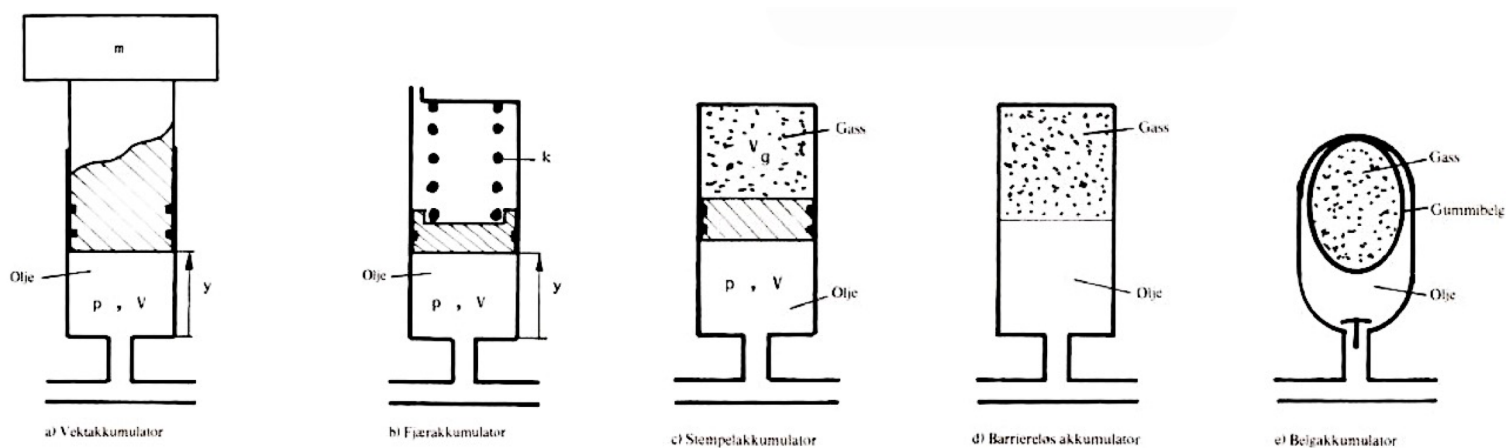
En akkumulator er en oljehydraulisk komponent som er i stand til å lagre og ta imot potensiell energi. Akkumulatoren er en beholder som bevarer et oljevolum under trykk og kan frigi denne energien når det behøves.

De mest sentrale bruksområdene til en akkumulator er:

- Kan bli brukt som en ytterligere kilde for energi. Spesielt i systemer hvor det kreves stor tilførsel av energi i en kortere periode.
- Kan virke som en nød-energikilde i systemer hvor bestemte operasjoner skal gjennomføres dersom det oppstår svikt i pumpe eller drivkilde.
- Den virker som en demper for trykkstøt og variasjoner i trykk.
- Kan virke som en lekkasjekompensator.

Det fins flere forskjellige typer akkumulatører. De mest vanlige typene er vekt, fjær og gassakkumulatører, det er også mulig å ha kombinasjoner av disse slik som sett på figur 1.

Gassakkumulatører er som regel ladet med nitrogengass. Under oppladningen vil gassen bli komprimert som følge av at oljen er under trykk. Således vil gassen ekspandere når akkumulatoren avgir energi og skyve ut oljen. Oljestrømmen er regulert ved hjelp av forskjellige ventiler i det hydrauliske systemet. [4]

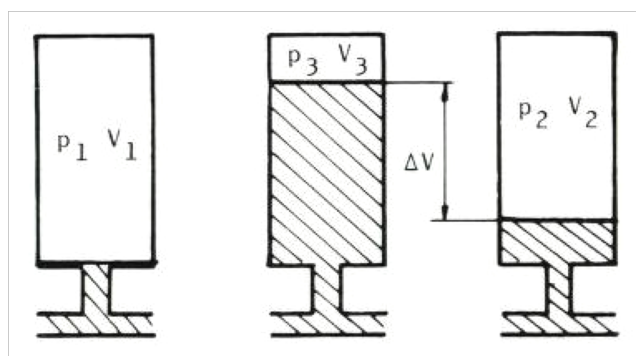


Figur 2: Prinsippskisse av ulike akkumulatortyper [4]

En gassakkumulator er vanligvis forladet med et spesifikt trykk  $P_1$  som sørger for å holde oljen ute ved hjelp av et separasjonselement, som for eksempel et stempel. Ved dette stadiet er det ingen fluider inne i akkumulatoren, og nitrogengassen som er under trykk sørger for å holde stempelet helt over på fluidport-siden og stenger dermed tilførselen av olje. Ved dette stadiet er volumet av gassen  $V_1$  som er totalvolumet av akkumulatoren, og anbefalt forladningstrykk bør være  $P_1 \approx 0.9P_2$ .

$P_2$  som er minimum arbeidstrykk, bør være høyere enn forladningstrykket for å hindre at separasjonselementet treffer fluidporten hver gang væsken slippes ut. Når arbeidstrykket blir høyere enn forladningstrykket vil oljen begynne å komprimere gassen inne i akkumulatoren ved at den flytter separasjonselementet bort fra fluidport-åpningen og dermed tillater innstrømning av olje. Ved dette stadiet er volumet av gassen  $V_2$  når akkumulatoren er fylt med det minste tillatte oljevolumet.


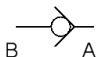
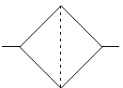
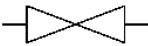
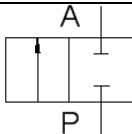
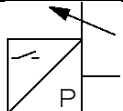
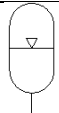

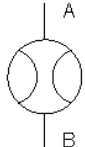
Ved  $P_3$  er akkumulatoren ladet til det til det maksimale arbeidstrykket. I dette stadiet er den maksimale mengden av et oljevolum som akkumulatoren kan holde nådd, og gassen er komprimert til det minste gassvolumet ved at oljen utøver en kraft på stempelet. Volumet av gassen er nå  $V_3$  når akkumulatoren er fylt med det største tillatte oljevolumet. En anbefaling er at  $P_3 \approx 2P_2$ . For å finne nyttevolumet, som vil si disponibelt oljevolum kan den finnes ved  $\Delta V = V_2 - V_1$  slik som vist i figur 3. [7]

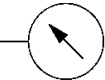
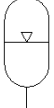
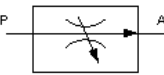

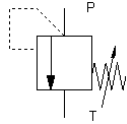
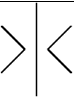


Figur 3: Størrelser ved beregning av gassakkumulator [4]

## 4.2 Eksperimentell metode

### 4.2.1 Komponenter brukt i FluidSIM

#	Symbol	Komponenter	Forklaring	Parameter
1		Forenklet representasjon av en hydraulisk pumpe	Radiell stempelpumpe <ul style="list-style-type: none"> <li>• Relativ stille</li> <li>• Høy belastning ved lave hastigheter</li> <li>• Høy virkningsgrad</li> </ul>	Trykk: 200 [Bar] Strømning: $1.8 \left[ \frac{l}{min} \right]$
2		Tilbakeslagsventil	Denne sørger for at væsken kun flyter fra <b>A</b> til <b>B</b> og ikke motsatt.	Hydraulisk motstand: $0.26796 \left[ \frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right]$
3		Filter	Fanger opp partikler for å holde det hydrauliske systemet fri for dem.	Hydraulisk motstand: $1.8519 \left[ \frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right]$
4		Kuleventil	Manuelt styrt ventil	Hydraulisk motstand: $0.024202 \left[ \frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right] c$
5 5.1 5.2		Retningsventil 2/2	Det er installert en normalt åpen retningsventil som styres av den elektriske trykksensoren.	Hydraulisk motstand: $0.951181 \left[ \frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right]$
6 6.1 6.2		Trykksensor	En sensor som styrer en bryter etter ønsket trykk	
7		Høytrykksakkumulator	Denne har i oppgave å fylle lavtrykksakkumulatorene.	Volum: 15 [liter] Arbeidstrykk: 181-151 [bar]
8 10 19		Hydraulisk motstand	Representerer en motstand for oljestrømmingen som kan være et bøyd rør eller en tverrsnitts- overgang.	Hydraulisk motstand måles i $\left[ \frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right]$
9 13		Teoretisk strømningsmåler	Et instrument som måler et væskevolum som følge av tid. Denne eksisterer ikke i det faktiske	Hydraulisk motstand: $10^{-6} \left[ \frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right]$

			systemet, og i FluidSIM har den ingen hydraulisk motstand.	
11		Manometer	Måler trykket for væsken i røret	Måler i bar som vist i [17] i skjematikken
12		Lavtrykksakkumulator	Deres oppgave er å levere væske til multifase-pumpen.	Volum: 10 [liter] Arbeidstrykk: 45-56 [bar]
14		Strupeventil	Denne ventilen er normalt stengt og brukes til å simulere en lekkasje til en ønsket strømning.	
15		Tank	En tank med et uendelig stort volum	
16		Trykkbegrensningsventil	Når denne justeres til et visst trykk, så vil den åpne når trykket er nådd og endre strømningsretningen til tanken.	
17	<span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">Innløpstrykket</span> <span style="border: 1px solid black; padding: 2px;">p = 0 bar</span>	Sanntidsdata for innløpstrykksventilen	Leses av for å pause systemet ved ønsket trykk	
18		Rør/Tank	FluidSIM har ikke en funksjon for en tank der den hydrauliske oljen kan gå både inn og ut av den.	L=1783 [mm] D=500 [mm]
19		Hydraulisk motstand	Ettersom utløpsstrømningen skulle være 0.5 (liter/time) måtte det installeres 18 stykker for å få riktig verdi. Uten dem ble det en mye høyere verdi.	
20		Trykkmålingssystem	Etter tanken [18 i skjematikken] går væsken inn i en pumpe, det vil si en hydraulisk motstand. Det er dette vi prøver å gjenskape i FluidSIM.	

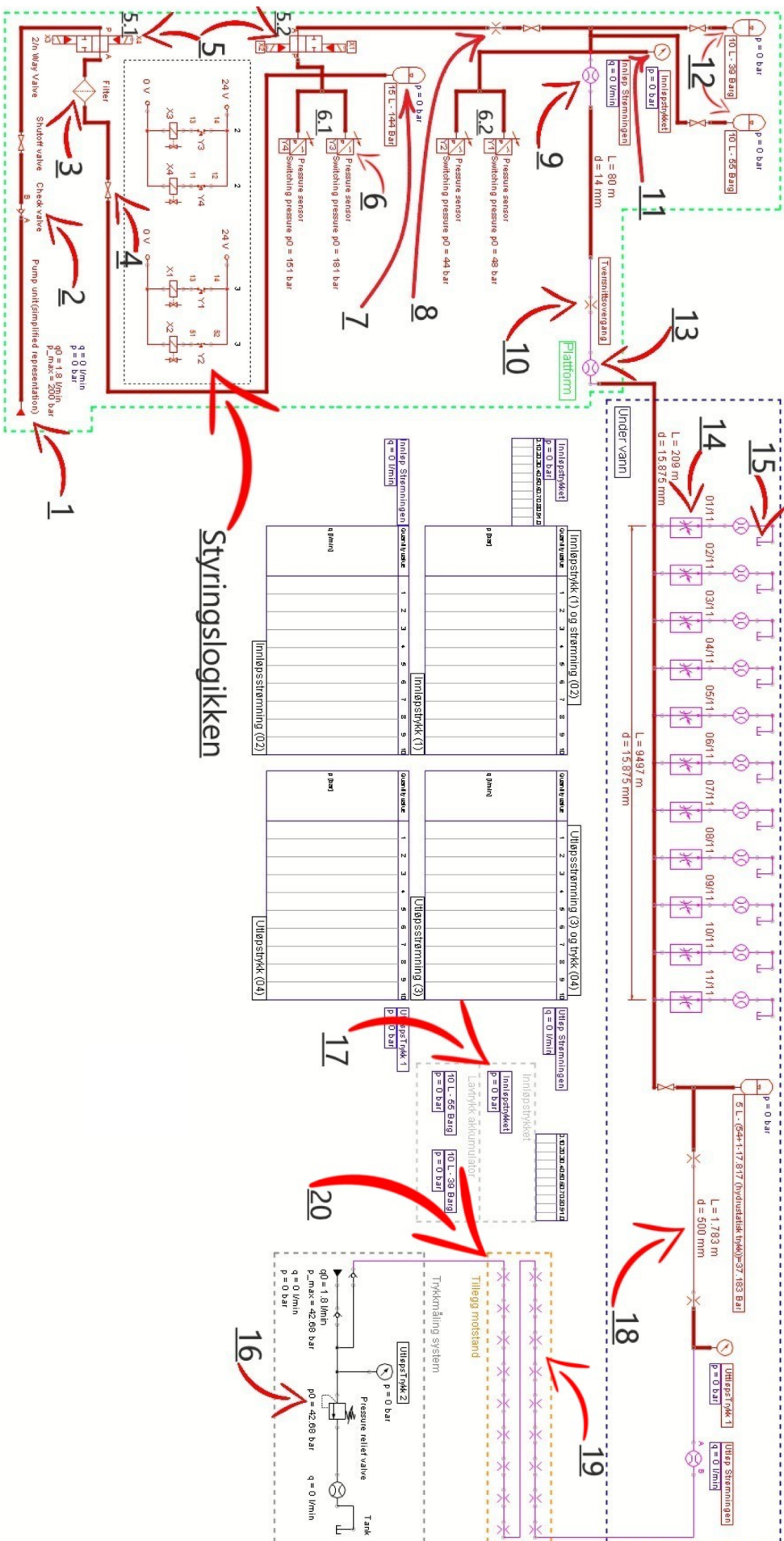
Figur 4: Liste over komponenter brukt i FluidSIM [7]

### 4.2.2 Hydraulisk skjematikk

Referanse nummer	Hydraulisk komponent
1	Hydraulisk pumpe
2	Tilbakeslagsventil
3	Filter
4	Kuleventil
5	Retningsventil 2/2
6	Trykksensor

Referanse nummer	Hydraulisk komponent
7	Høytrykksakkumulator
8	Motstand (14mm – 1 mm)
9	Teoretisk strømningsmåler
10	Motstand (14 – 15,869 mm)
11	Manometer
12	Lavtrykksakkumulator

Referanse nummer	Hydraulisk komponent
13	Teoretisk strømningsmåler
14	Strupeventil
15	Tank med et uendelig volum
16	Trykkbegrensningsventil
17	Innløpsstrykket
18	Tank med inn- og utløp
19	18 Hydrauliske motstander
20	Trykkmålingssystem



Figur 5: Hydrauliskskjema tegnet i FluidSIM og tabell over komponenter

### 4.2.3 Styringslogikk

I dette systemet er pumpens oppgave å lade høytrykksakkumulatoren opp til et trykk på 181 bar, og deretter stoppe. Dette skjer ved hjelp av [5.1] retningsventilen som er styrt ved hjelp av et signal fra trykksensoren [6.1].

Høytrykksakkumulatorens hovedoppgave er å levere væske under trykk til lavtrykksakkumulatorene via en struping [8] på 1 mm. Når trykket i høytrykksakkumulatoren går ned til under 151 bar, så vil da retningsventilen [5.1] åpne opp for å la pumpen lade opp akkumulatoren opp til 181 bar, og deretter stenge igjen.

Retningsventilen [5.2] gjør samme oppgave mellom høytrykksakkumulatoren og lavtrykksakkumulatoren, der ventilen stenger når trykket i lavtrykksakkumulatoren når 56 bar og åpner igjen for å slippe trykket fra høytrykksakkumulatoren når trykket går ned til 40 bar i lavtrykksakkumulatoren.

Retningsventilen opereres ved hjelp av en *solenoid poppet valve 2/2* (Vedlegg 4). Det er installert to solenoider på hver side av retningsventilen som sørger for å åpne og stenger ventilen ved hjelp av magnetiske krefter.

### 4.2.4 Simuleringsdata

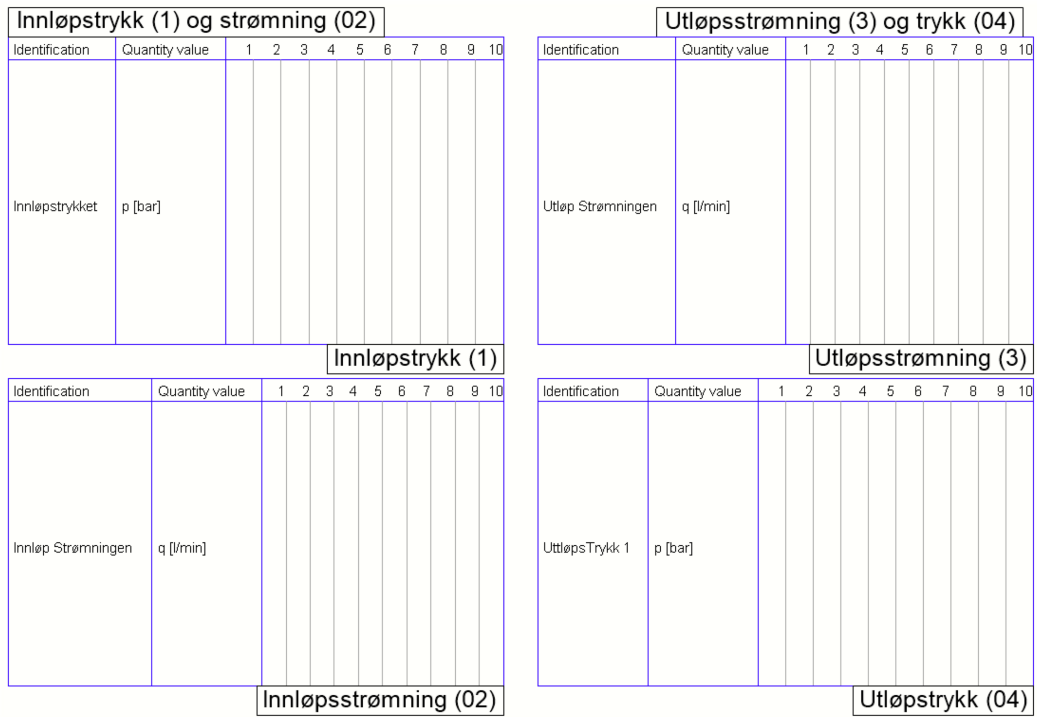
Etter å ha tegnet ferdig skjematikken i FluidSIM er det mulig å velge hvilke instrumenter man ønsker å overvåke ved å bruke en funksjon som kalles *State diagram* som vist under i figur 6. I State diagrammet er det mulig å velge ulike innstillinger slik som vist i figur 7 for innløpstrykket.

Fra instrumentene som er valgt til å overvåkes, blir det laget det en tekstfil med data som blir lagret i en ønsket mappe. Diagrammet som ble generert i State diagrammet samtidig som FluidSIM kjørte, gjenskapes i Excel ved hjelp av dataene som ble generert av de overvåkte instrumentene.

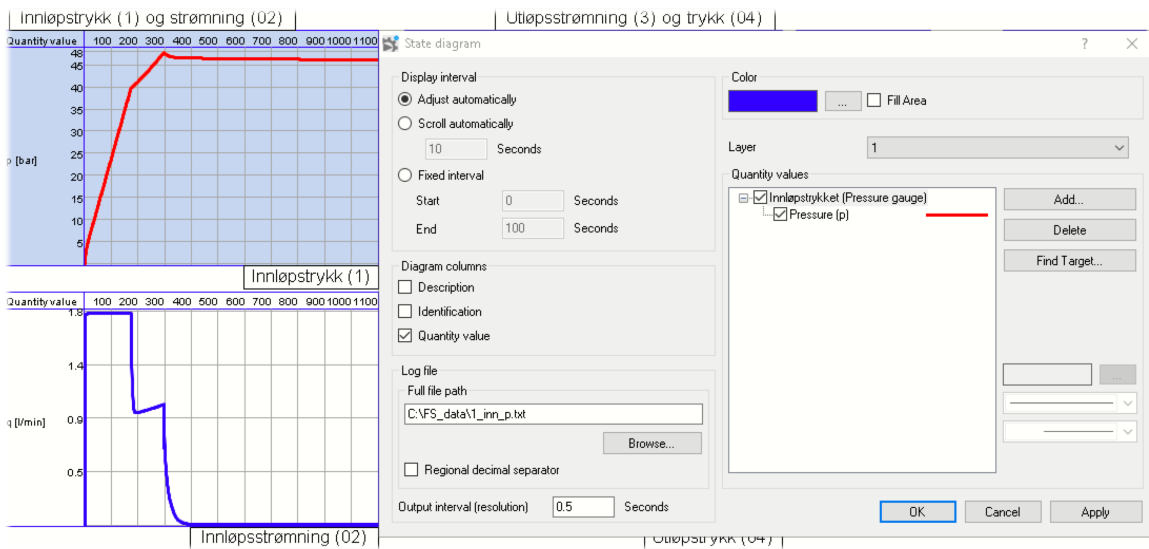
Analyseringen av dataene går ut på å se på stigningstallet, altså hvor raskt trykket faller i innløpstrykket [11 i skjematikken] når man har lekkasjer av diverse størrelser av den gjennomsnittlige utløpsstrømmingen, og avstand fra når stigerøret treffer havbunnen til den når multifase-pumpen.

Under simuleringen noteres det ned størrelsen på lekkasjen, avstanden og tidspunktet i grafen hvor lekkasjen startet. Årsaken til dette er at en lekkasje på 10% fra gjennomsnittlig strømning som simuleres på avstanden 5000 m, så trengs det minst to sykluser, en der man har en lekkasje og en uten lekkasje.

Syklusen der man ikke har en lekkasje vil være en mal for når systemet fungerer problemfritt, den vil også ha et stigningstall som kan kalkuleres og sammenlignes med stigningstallet for en syklus med lekkasje på 10%, 15%, 20% osv.



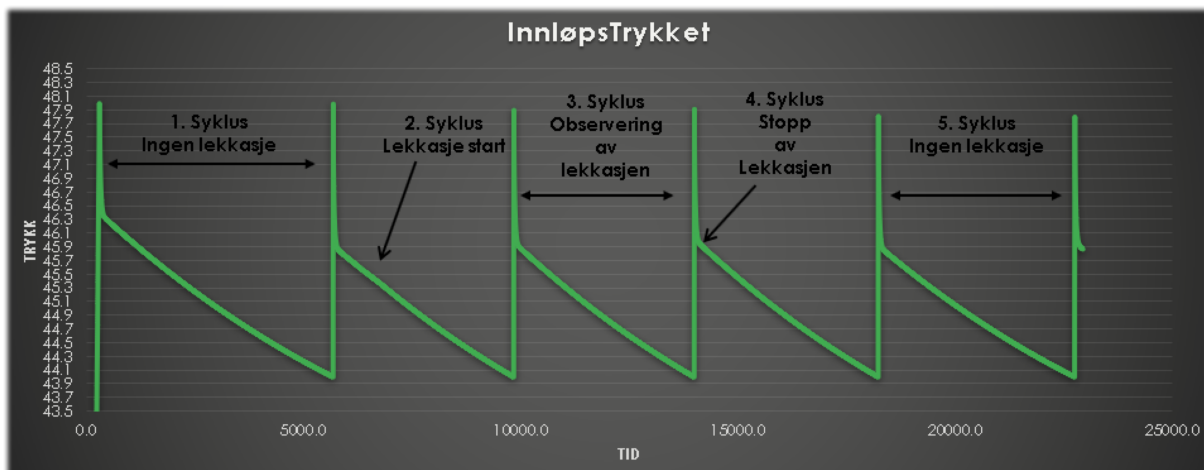
Figur 6: State diagram



Figur 7: Innstillinger til State diagram

#### 4.2.5 Simuleringshastighet

Første simulering ble kjørt for å se etter en forbindelse til stigningsvinkelen når det ikke var lekkasje, og stigningsvinkelen for oppfyllingsfasen. Det var enkelt å se at oppfyllingsfasen ikke kunne brukes til observasjon av noe som helst fordi man enkelt kan se i figur 8 at denne 1. syklusen tar lengre tid enn 5. syklus når det ikke er lekkasje. Oppfyllingsfasen har en mindre stigningsvinkel enn når man ikke har lekkasje, dermed ignorerer vi all data som forekommer før andre toppunkt.



Figur 8: 10% lekkasje i starten av stigerøret undervanns, fra samlet.xlsx, side «01 av 11 - 10»

Materialet for sammenligning vil være stigningstallet for 3. syklus som vil være observasjonen av lekkasjen, og 5. syklus hvor det ikke er noen lekkasje. Tiden for hver syklus, inkludert 1. syklus for oppfyllingsfasen er vist i figur 9.

Syklus	[s]	[min]	[time]
Syklus tiden for ingen lekkasje (5)	4112.0	68.5	1.1
Syklus tiden for lekkasje (3)	3690.0	61.5	1.0
Oppfylling syklusen (1)	5669.5	94.5	1.6
(5) syklusen inkludert toppen	4522.0	75.4	1.3
Syklusene (1) + (3) +(5)	13881.5	231.4	3.9

Figur 9: Tiden som brukes for hver syklus, fra samlet.xlsx, side «01 av 11 - 10 - rad:109»

I FluidSIM er det mulig å velge hvor raskt PC-en skal simulere prosessen. Når programmet ble konfigurert til å simulere prosessen på raskest mulig måte (1000 ganger raskere, som vist i figur 10) så kunne den aldri simulere raskere enn 200% uansett hvor kraftig PC-en var.

Dette vil si at den kraftigste PC-en brukte minst 2-2.5 time for hver simulering og for to av PC-ene kunne det simuleres til 150% mens den 3. PC-en kunne simulere til 80%.

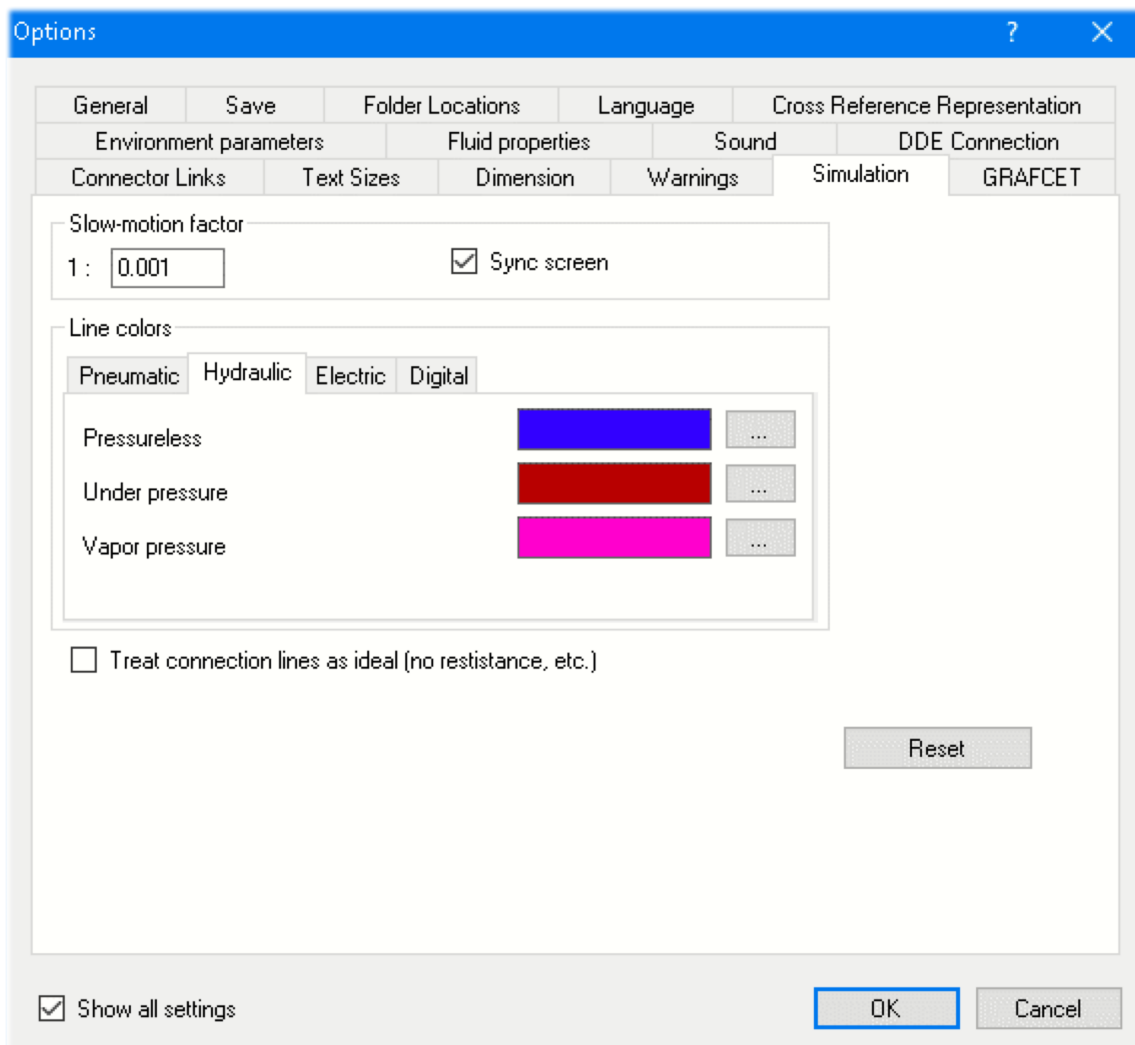
Ved hver simulering er det snakk om minst 3 sykluser, dette gjelder for 10% og 15% lekkasjer. Disse tok omtrent 2-2.5 time.

Ved 20%, 25% og 30% lekkasjer som ble tatt sammenhengende for 2 avstander av gangen ble det totalt 6 timer med simulering fordi det var 8 sykluser per simulering.



Noen av årsakene til at simuleringene bruker lang tid kan være:

- Programmet var ikke oppdatert til nyeste versjon i den kraftigste PC-en tilgjengelig.
- FluidSIM eksisterer kun i en 32-bit-program-versjon og vil uansett ikke kunne simulere noe raskere.



Figur 10: Simuleringshastigheten som ble brukt på alle PC-ene.

#### 4.2.6 Fremgangsmåte i FluidSIM

Tabellen under viser en oversikt over gjennomførte simuleringer samt fremgangsmåte.

Avstand [m]	Antall simuleringer	Størrelse på lekkasje i form av % (av $Q_{average}$ )
0	5	10, 15, 20, 15, 30
2000	5	10, 15, 20, 15, 30
5000	5	10, 15, 20, 15, 30
7000	5	10, 15, 20, 15, 30
9000	5	10, 15, 20, 15, 30

Figur 11: Tabell over gjennomførte simuleringer

Det ble antatt at utløpsstrømningen skulle være 0.5 liter/time rett før systemet «automatisk» måtte trykkes opp igjen til 48 bar. Seinere ble det kjent at denne verdien var den gjennomsnittlige utløpsstrømningen. Dette ble kjent etter at skjematikken var ferdig tegnet og testet.

I systemet i FluidSIM ble 0.5 liter/time målt som den laveste verdien i utløpsstrømningen i syklusen når en simulering ble kjørt med ingen lekkasje. Dette var et avvik som kunne ses bort fra ettersom det ble oppdaget etter at mesteparten av simuleringene var gjennomført.

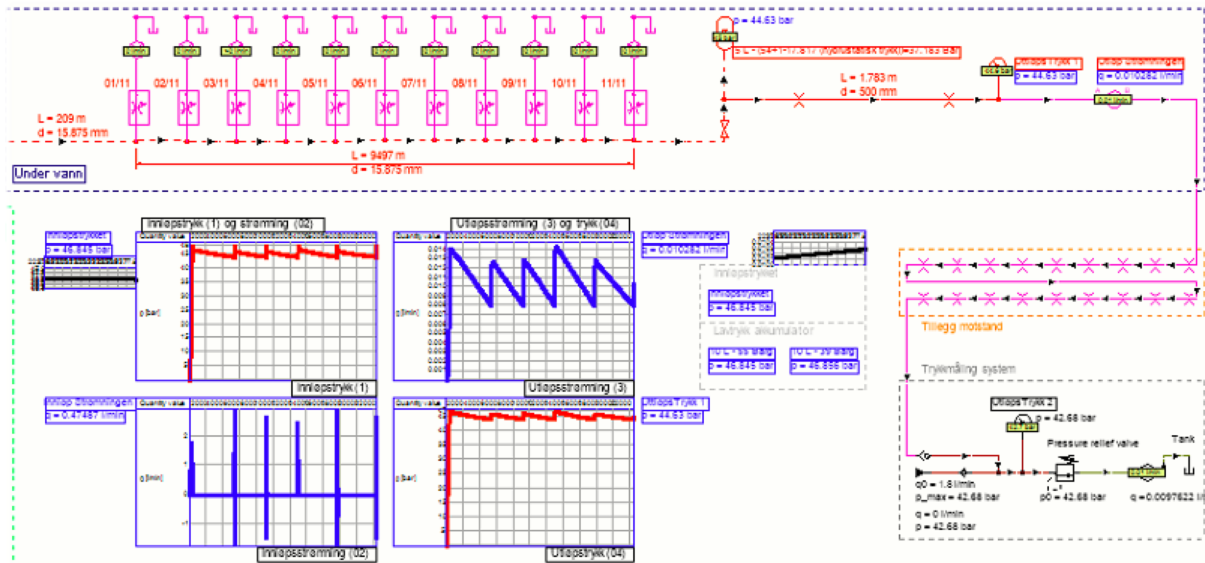
Den høyeste strømningen som ble målt var på 0.924 liter/time og den laveste på 0.5 liter/time. Dette vil si at den gjennomsnittlige strømningen da ble 0.714 liter/time.

Det ble deretter laget en tabell på hvor mye strupeventilen [14 i skjematikken] skulles justeres på for hver lekkasjeprosent som skulle simuleres, slik som vist i figur 12. Dette ble gjort på de ulike avstandene det ble valgt å kjøre simuleringer på.

Prosent lekkasje	Strømning (liter/time)	Strømning (liter/minutt)
10%	0.0714	0.00119
15%	0.1068	0.00178
20%	0.1422	0.00237
25%	0.1776	0.00296
30%	0.2136	0.00356

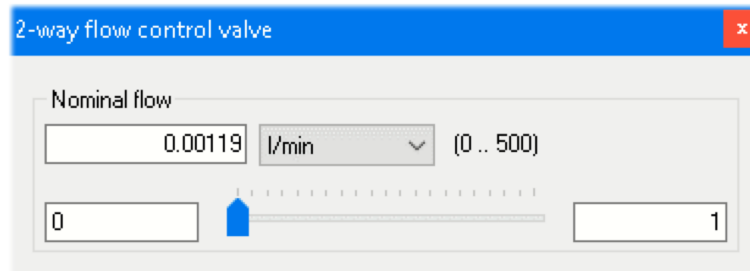
Figur 12: Tabell over lekkasjestrømninger til strupeventilene.

I figur 13 er det et eksempel på hvordan det ble kjørt lekkasjesimuleringer i FluidSIM ved 0 og 2000 meter langs stigerøret under vann.



Figur 13: Lekkasjesimulering i FluidSIM

I modellen i FluidSIM ble det tegnet strupeventiler [14 i skjematikken] langs hele stigerøret for å simulere lekkasjer. I FluidSIM er det mulig å forandre innstillingene til strupeventilene slik at man kan velge hvor stor lekkasjen skal være i liter/minutt som vist i figur 14.



Figur 14: Strupeventilen når det simuleres en 10% lekkasje.

Innløpstrykket som er generert fra lavtrykksakkumulatorene, [17 i skjematikken] brukes til å observere syklusene. Når trykket er på det laveste ved 40.000 bar, så blir prosessen satt på pause og en ny lekkasje startes ved å øke strømmingen i strupeventilen, eller stoppe strømmingen og starte en ny et annet sted, eller stoppe lekkasjen totalt.

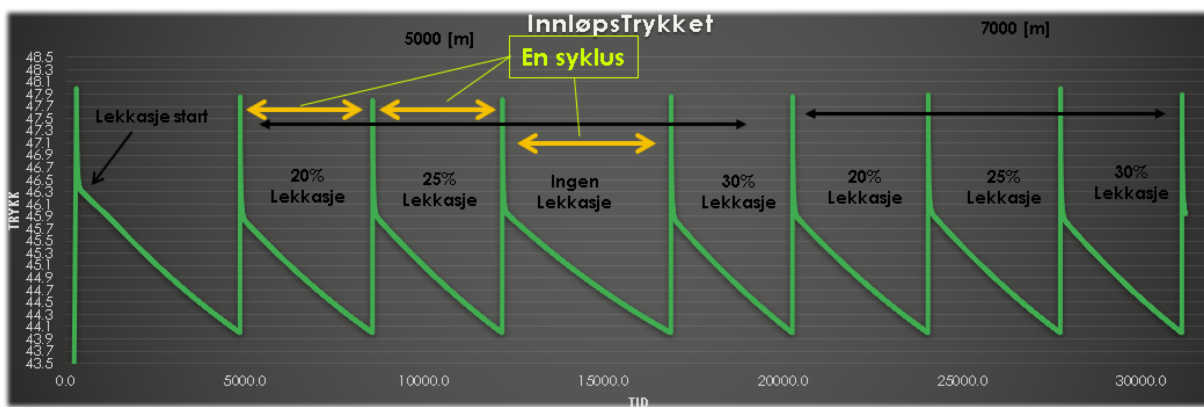
#### 4.2.7 Framgangsmåte i Excel

Simuleringsdata som FluidSIM genererer blir videre kopiert til Excel, som her blir gjort om til en lik graf som først var opprettet i FluidSIM. Resultatet er en graf som har en syklus mellom toppene, og en simulering av en 30% lekkasje vil ha en mindre periode (bredde målt i tid (s)) enn en syklus når vi ikke har en lekkasje som vist i figur 15.

Motsatt er det for stigningstallet, for når man har et lite stigningstall så vil det si at det tar lengre tid for en hel syklus, i motsetning til når man har en lekkasje.

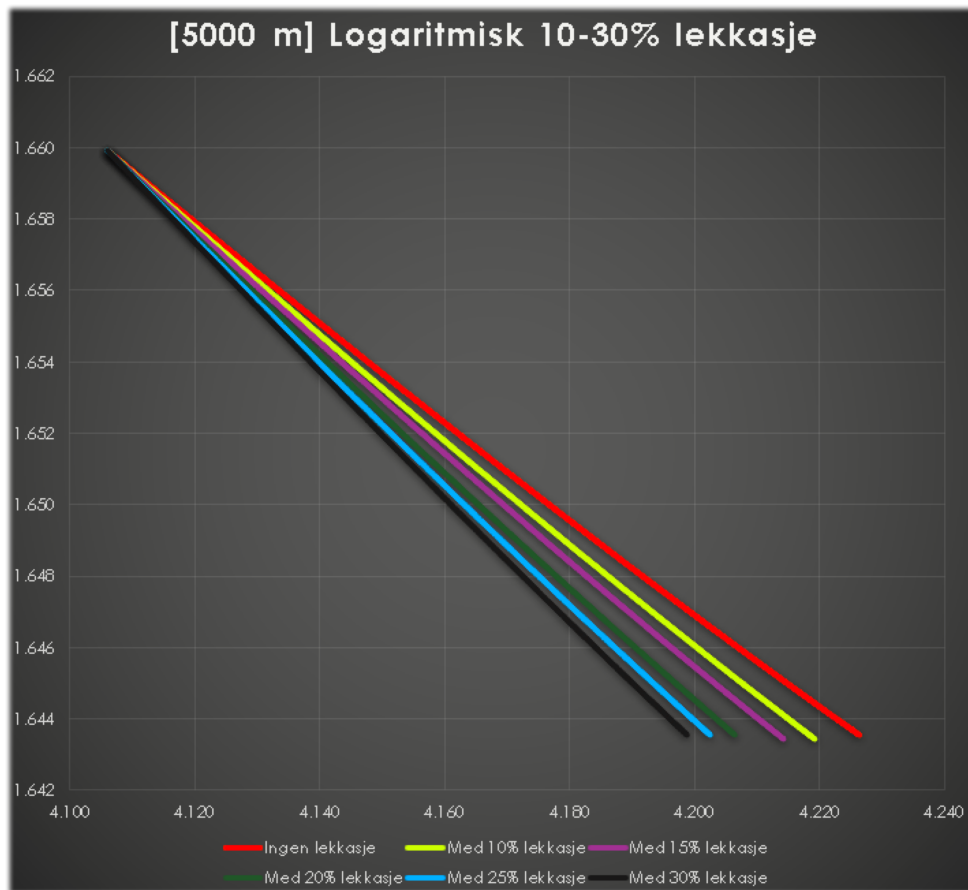
Under analysering av stigningstallet blir ikke toppene på grafen tatt med fordi systemet er i en oppfyllingsfase. Analyseringen av syklusene begynner fra 45.7 bar til 40.01 bar, dette er fordi simuleringen pauses ved 40.000 bar for å stenge lekkasjen ved hjelp av strupeventilen [14 i skjematikken].

Videre vil det startes en ny lekkasje enten i en høyere lekkasjeprosent et annet sted, eller analysere for ingen lekkasjer før systemet må trykkes opp igjen til 48 bar, som vil si starten på en ny syklus.



Figur 15: Forskjellige sykluser fra samlet.xlsx, side «06 av 11\_5000m»

I figur 16 har man et eksempel av samlet data for ingen lekkasje, 10%, 15%, 20%, 25% og 30% lekkasjer i en graf.



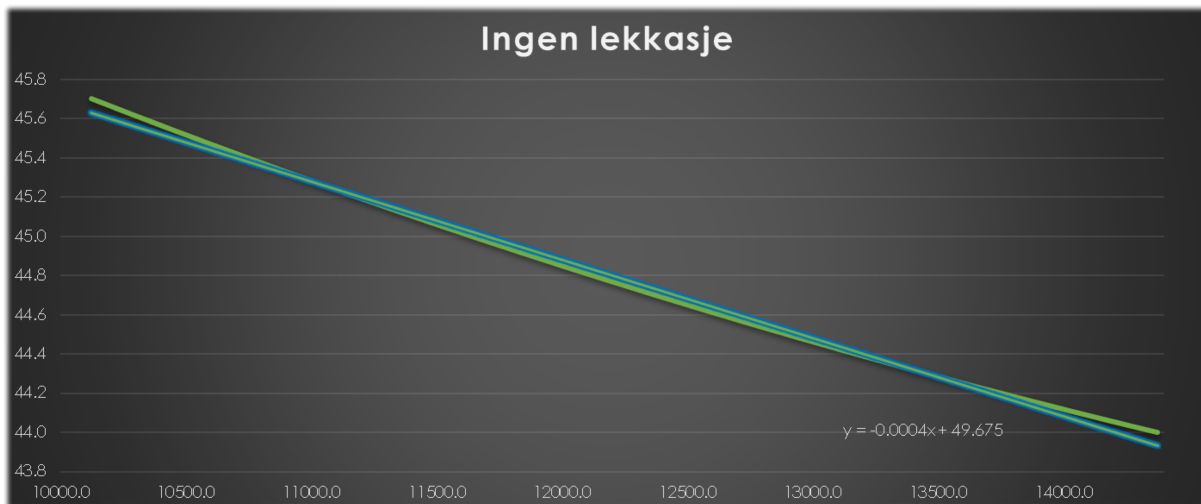
Figur 16: På bildet ser vi at i snitt så startes analyseringen av lekkasjene fra samme punkt.

I figur 17 ser man grafen for kun *ingen lekkasje*. Grafen og trendlinjefunksjonen viser oss stigningslinjen der stigningsvinkelen kalkuleres som:

$$\text{atan}^{-1}(49.675) = -0.02289$$

Noe som også kalkuleres i Excel ved hjelp av «SLOPE» funksjonen for å være helt sikker på at stigningstallet er riktig og at grafene stemmer med dataene som ble plukket ut for grafen ved analysering.

For å finne stigningstallet brukes funksjonen «=SLOPE ( $\Delta\text{trykk}, \Delta\text{tid}$ )».



Figur 17: Graf over ingen lekkasje fra samlet.xlsx, side «06 av 11\_5000m»

### 4.3 Feilkilder

#### 4.3.1 Temperaturforskjell

FluidSIM kan ikke ta med den gradvise temperaturforandringen som vil forekomme. Det er kun mulig å velge én temperatur for hele systemet. Oljen er satt til å være en temperatur på 40 grader celsius med en kinematisk viskositet på  $5 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Det vil blant annet gå energi tapt fra systemet og ut til omgivelsene. Nedkjølingen som foregår i oljereservoaret vil også spille en rolle. [4]

Det er åpenbart at temperaturendringene som forekommer i det faktiske systemet vil ha en påvirkning på tettheten til oljen samt viskositeten. Densiteten til en væske vil blant annet synke med økende temperatur. Dette er noe vi helt enkelt må se bort ifra da vi ikke har fått oppgitt viskositeten til oljen ved flere temperaturer.

#### 4.3.2 Kompressibilitet

Volumet til væsken vil synke dersom trykket øker. Selv om volumendringen er liten vil det ha stor betydning for stivheten i et hydraulisk system. [4] Kompressibilitetsmodulen som betegnes som  $K$ , beskriver hvor lett man kan presse sammen en gass eller væske. Med andre ord, så gir den forholdet mellom endring i trykk og den relative volumendringen denne medfører. Jo høyere verdi  $K$  har, jo mindre blir volumendringen på grunn av trykkøkning [8]. Kompressibilitetsmodulen er definert ved

$$K = -V \frac{dp}{dV}$$

Ved å beregne resultantkompressibilitetsmodulen kan man se om det er volumendringer som følge av utvidelse av stigerøret. Dette er noe vi må se bort ifra da vi ikke har fått de nødvendige opplysningene til å regne ut dette.

#### 4.3.3 Trykktap

Det er ikke oppgitt antall rørbend som eksisterer i systemet, samt vinkler på dem. Det er heller ikke oppgitt eksakt lengde på alle rørene. Det vil kunne oppstå trykktap som følge av bend, overganger og rette rør osv. Her vil det dermed ikke være mulig å kalkulere hva det totale

trykktapet i systemet ville ha blitt. Trykktapet i retningsventiler, filtre, og tilbakeslagsventil har vi kalkulert trykktapet for, ettersom de nødvendige verdiene for disse var gitt. Samt tap ved utløp og innløp fra rør til tank (beregninger vedlegg 1).

$$\sum \Delta P \text{ tap} = \sum \Delta P \text{ tap A} + \sum \Delta P \text{ tap B} + \sum \Delta P \text{ tap C}$$

Ved hjelp av denne likningen kan man se at det totale strømtapet vil være avhengig av at man vet tapet ved:

- A. som representerer tap i rette rør
- B. som er tap i rørbend, overganger, innløp og utløp osv.
- C. som er tap i retningsventiler, filtre, kjølere osv. [4]

#### 4.3.4 Hydrostatisk trykk

Tyngdekraften vil ha en innvirkning på trykket i væsken. Trykket vil øke dersom høydeforskjellen øker. [4] Dette kan man se ved

$$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h$$

FluidSIM kan ikke ta hensyn til høydeforskjeller, da den kun kan simulere i et plan. Dermed kan den ikke simulere høydeforskjellen fra plattformen og ned til havbunnen. Ved å manuelt kalkulere trykktapet som følge av en høyde på 209 meter (beregninger vedlegg 1) så er det mulig å simulere dette trykktapet ved å justere på parameterne for komponentene under vann for å tilsvare dette tapet. Det er justerte på akkumulatorene og trykkmålingssystemene.

En annen faktor som vil bli påvirket av hydrostatisk trykk er oljen. Temperaturen og viskositeten til oljen vil øke med stigende trykk.

#### 4.3.5 Trunkeringsfeil

En trunkeringsfeil skyldes at en uendelig matematisk prosedyre blir tilnærmet med et endelig antall steg. Dette er en viktig faktor innen numerisk analyse og vitenskapelig databehandling. Dette kan føre til større feil som følge av upresise kalkuleringer på grunn av avkortede verdier. Det er mulig å estimere hva trunkeringsfeilen vil være ved hjelp av analyser og numeriske eksperimenter. Dette er noe vi har valgt å se bort ifra. [9]

#### 4.3.6 Instrumentfeil

Feil på instrument kan være en viktig årsak til unøyaktighet. Forskjellen mellom målt verdi og den faktiske verdien kalles instrumentfeil. Presisjon og nøyaktighet til et måleinstrument kan være avhengig av tidvis kalibrering, gjerne målt opp mot en enkelt standard. Enkelte instrumenter kan være vanskeligere å kalibrere enn andre, så det å kunne eliminere instrumentfeil er ikke alltid like enkelt. [10]

#### **4.3.7 Ideelle forhold**

Resultatene vi får ut av FluidSIM i form av grafer vil antageligvis være mye jevnere enn de faktiske felldata. Dette er fordi vi bare kan gjenskape de ideelle forholdene til det faktiske systemet, og ikke ta høyde for andre faktorer som kan variere og gi utslag på verdiene. Styringslogikken og strømmingene vil antageligvis være mer jevn i FluidSIM enn i det faktiske systemet. Bølger i sjøen kan for eksempel føre til motstand i stigerør. Dermed for å få riktig utløpsstrømning må vi simulere flere motstander i FluidSIM får å få tilnærmet like verdier som de vi har fått oppgitt fra OneSubsea. Totalt måtte det legges til 18 hydrauliske motstander for å få riktig utløpstrømning.

#### **4.3.8 Tank i FluidSIM**

I det faktiske systemet eksisterer det en tank [18 i skjematikken] som ikke kan tegnes i FluidSIM. Dette er erstattet med to hydrauliske motstander kalkulert for en tank med diameter på 500 mm og en lengde på 1783 mm. I *matematiske beregninger* (vedlegg 1) ser man størrelsen på de hydrauliske motstandene som er kalkulert for trykktap ved innløp i rør fra tank og trykktap ved utløp av rør til tank.



## 5. Resultat

Resultatene er basert på en analysing av hypotetiske lekkasjer i et undervannsrør ved hjelp av simuleringssystemet FluidSIM. Vår modell er et forsøk på å lage en kopi av et faktisk hydraulisk system under ideelle forhold og på denne måten studere oppførselen til systemet under samtlige lekkasjer.

Hovedfokuset har vært på å samle statistikk om hvordan trykket endrer seg i løpet av tid avhengig av størrelse og plassering til lekkasjen.

Dersom det blir antatt at denne simuleringen er lik sanntidsdata fra det faktiske systemet, så vil dette si at det kan detekteres lekkasjer ved hjelp av et manometer ved innløpstrykket [11 i skjematikken].

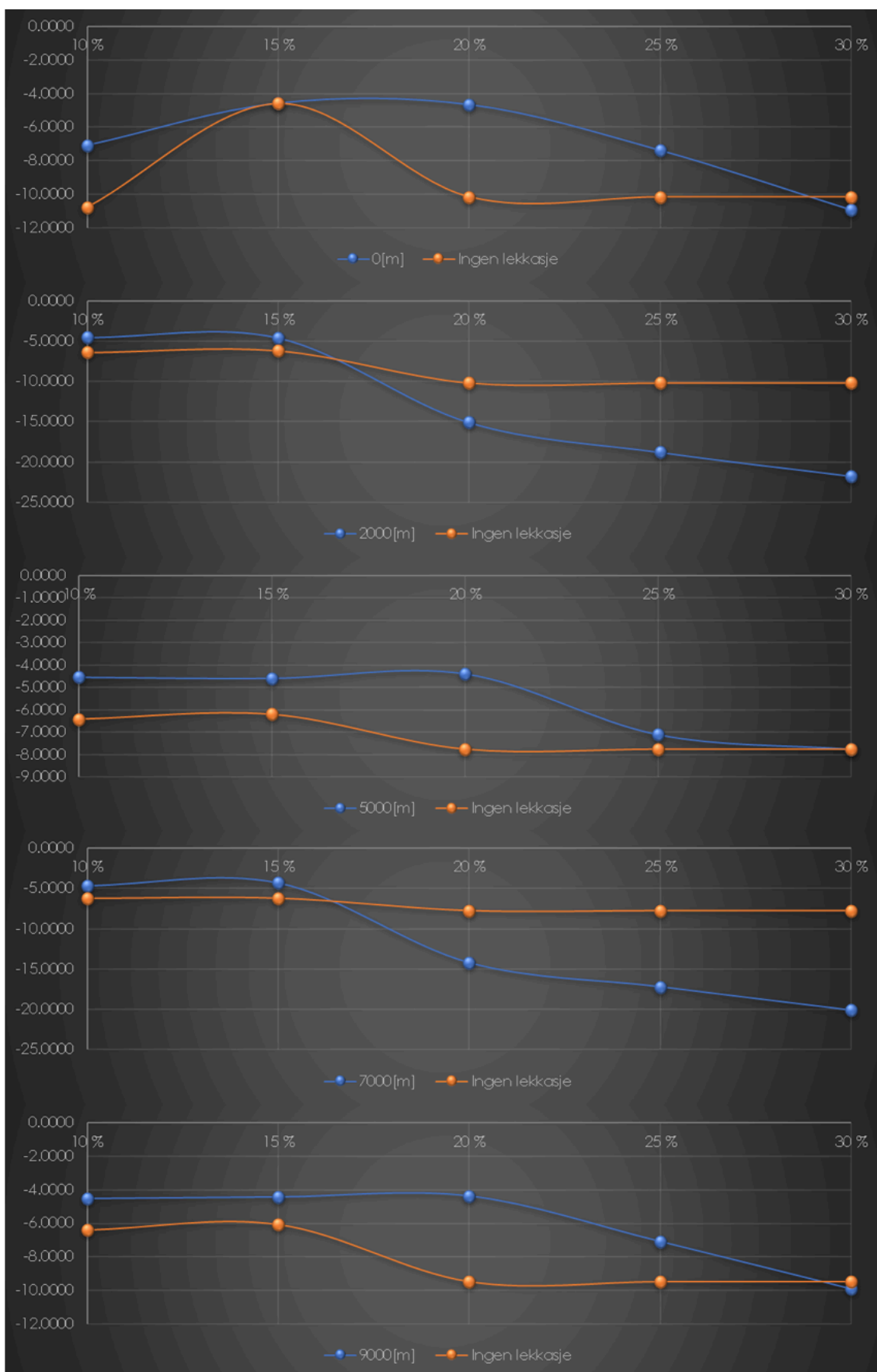
Som et fremtidig mål, så vil en liten endring i trykk kunne for eksempel utløse en alarm i form av en melding på en datamaskin der sanntidsdata genereres konstant, dersom det hadde oppstått en faktisk lekkasje. Dette er noe som gjør et inntrykk på denne type sensorer som baserer seg på å lese sanntidsdata for å oppdage lekkasjer.

Det kunne vært ideelt å ha sammenlignet syklus tiden for deteksjon av lekkasjer i tillegg til stigningstallet. Men her ble tiden for knapp til å analysere ytterligere data, og det kan være et mål dersom det blir tid for ytterligere forbedringer.

Vi har valgt å presentere to ulike grafer som viser forholdet mellom lekkasjeprosentene opp mot de ulike avstandene, samt en referanselinje som viser en *ikke lekkasje*. Årsaken til at denne *ikke lekkasje*-linjen varierer er at simuleringene ikke er kjørt kontinuerlig etter hverandre, og dermed har fått en ny stigningslinje for hver simulering. Videre vil det bli drøftet og diskutert betydningen av resultatene vi har funnet.

I figur 18 vises data fra innløpstrykket [11 i skjematikken] ved hjelp av en graf. På denne måten er det enklere å se de forskjellige lekkasjene ved hjelp av stigningstallene sammenlignet mot stigningstallet for *ingen lekkasje*. Den viser også hvor enkelt eller vanskelig det er å oppdage de forskjellige lekkasje-prosenterne samt ved hvilke avstander.

## 5.1 Lekkasjepercent mot stigningsvinkelen



Figur 18: Graf som viser lekkasjepercent opp mot stigningstallet når man har og ikke har lekkasjer.

### 5.1.1 Flere lekkasjeprosenter ved ulike avstander

Fra figur 18 kan det tolkes slik at jo større avstanden er mellom stigningslinjen for ingen lekkasje, og stigningslinjen for hvilken som helst avstand ved en viss prosent lekkasje, jo lettere er det å oppdage lekkasjen. Dette er fordi når de to stigningslinjene er nære hverandre, så vil være vanskeligere å kunne se forskjellen mellom dem dersom man har en lekkasje eller ikke har en lekkasje.

Helt i starten ved 0 meter, ser det ut til å være nær umulig å kunne oppdage en lekkasje på 15%. Dette kan tolkes som feilaktig data, ettersom en lekkasje på 10% kan oppdages. Dersom vi retter i våre data og antar at *ingen lekkasje*-stigningslinjen vil gå parallelt med 0 meter linjen med avstanden mellom dem lik den avstanden mellom linjene når vi har en 10% lekkasje, så kan vi si at lekkasjer på 10%, 15%, 20% og 25% er veldig lett å oppdage i motsetning til 30% som ikke er mulig å oppdage ved avstanden 0 meter.

Ved 2000 meter kan man se at lekkasjer på 10% og 15% er veldig vanskelig å oppdage. Dette er fordi *ingen lekkasje*-linjen og *2000 meter*-linjen går parallelt opp til 15%. Linjene divergerer etter 15% og over, der avstanden mellom linjene bare fortsetter å øke. Lekkasjer på over 20% vil være veldig lett å oppdage når de skjer ved en avstand på 2000 meter.

Ved 5000 meter er 10% og 15% -lekkasjene vanskelig å oppdage, men derimot for 20% lekkasjer kan man se at forskjellen i stigningslinjen er veldig stor. Etter 20% så begynner linjene å konvergere, noe som gjør det vanskelig å oppdage lekkasjer på 25% og 30%.

Ved 7000 meter er lekkasjer på 10% og 15% veldig vanskelig å oppdage. Dette er fordi *ingen lekkasje*-linjen og *7000 meter*-linjen går parallelt opp til 15%. Linjene divergerer etter 15% og over, hvor avstanden mellom linjene bare fortsetter å øke.

Lekkasjer på over 20% vil være veldig lett å oppdage når de skjer ved en 7000 meter avstand. Det er i tillegg lett å se at grafen for 7000 meter likner på grafen ved 2000 meter.

For *9000 meter*-grafene er lekkasjene veldig lik grafene for lekkasjer ved 5000 meter. Linjene for lekkasje og ingen lekkasje er parallelle opp til og med 15%. Linjene divergerer etter dette og avstanden mellom dem er størst ved 20%, så konvergerer begge mot 30%. Dette vil si at kun lekkasjer på 20% er lettest å oppdage her.

### 5.1.2 Én lekkasje prosent ved ulike avstander

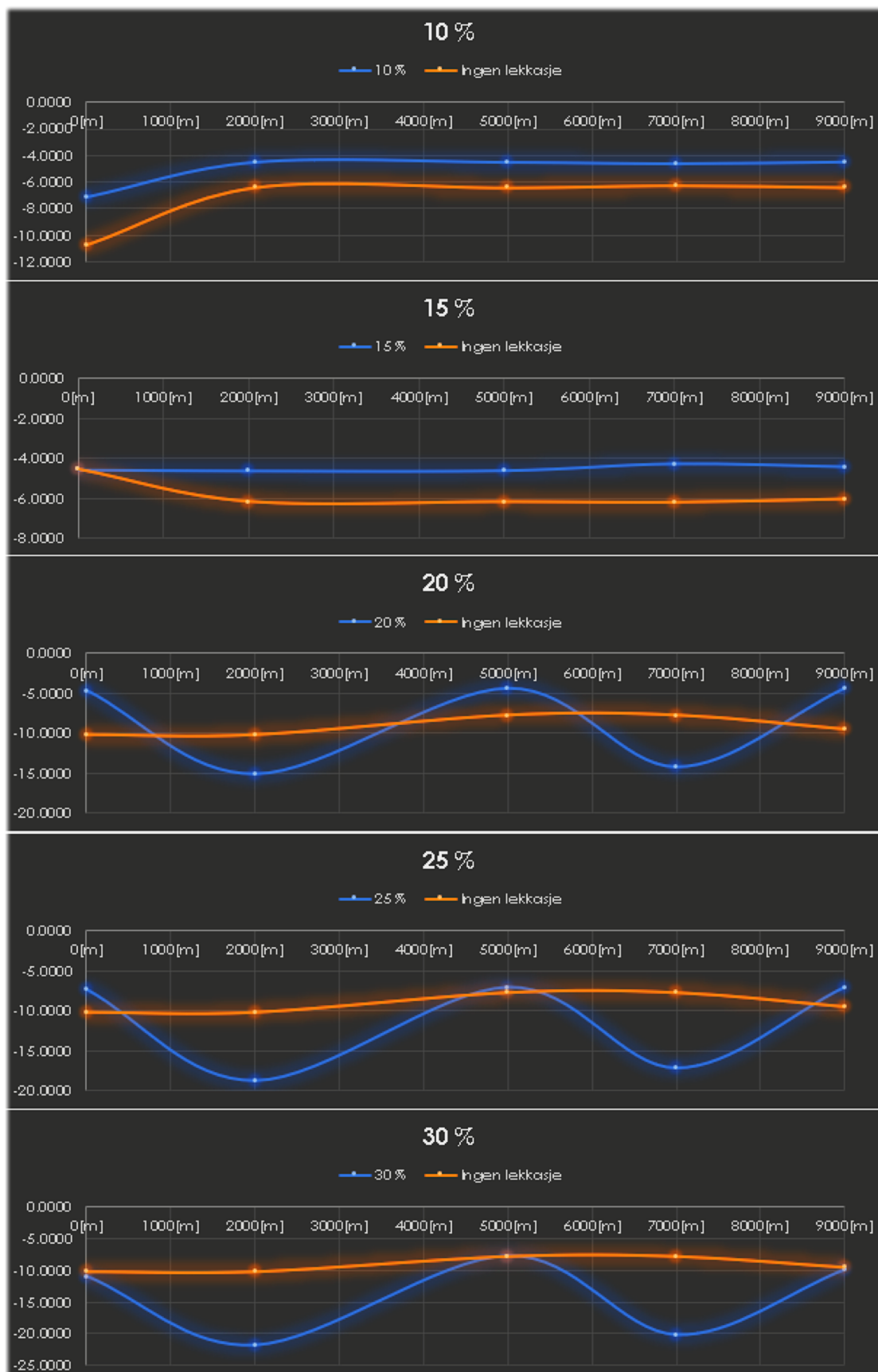
I figur 20 er det satt opp én viss lekkasje prosent opp mot de forskjellige avstandene. Tabellen forteller hvor lett det er å oppdage en viss lekkasje prosent på forskjellige avstander der det tas i bruk det samme prinsipp som den forrige, jo større avstand det er mellom linjene, jo lettere det er å oppdage lekkasjen.

Det er mulig å se i figur 19 at for 10% lekkasjer er det vanskelig å oppdage ved alle avstander unntatt ved 0 meter. Ved denne avstanden er det litt større sjanse for å lettere kunne oppdage en lekkasje.

For 15% lekkasjer ser det ut til å være umulig å oppdage ved 0 meter, noe som kan anses som feil. Derimot når man ser på mønsteret på 20%, 25% og 30% lekkasje ved 0 meter, så kan det være at data generert fra FluidSIM er riktig og at det dermed er nærmest umulig å kunne oppdage en lekkasje på 15% ved 0 meters avstand.

Det er ved 20%, 25% og 30% man begynner å se et interessant mønster for lekkasjene. Mønsteret forteller oss sannsynligheten for hvor lekkasjen vil oppstå. For eksempel ved 20% lekkasjer er det veldig liten sannsynlighet for at den oppstår ved; 1000 meter, 3500 meter, 6000 meter og 8000 meter.

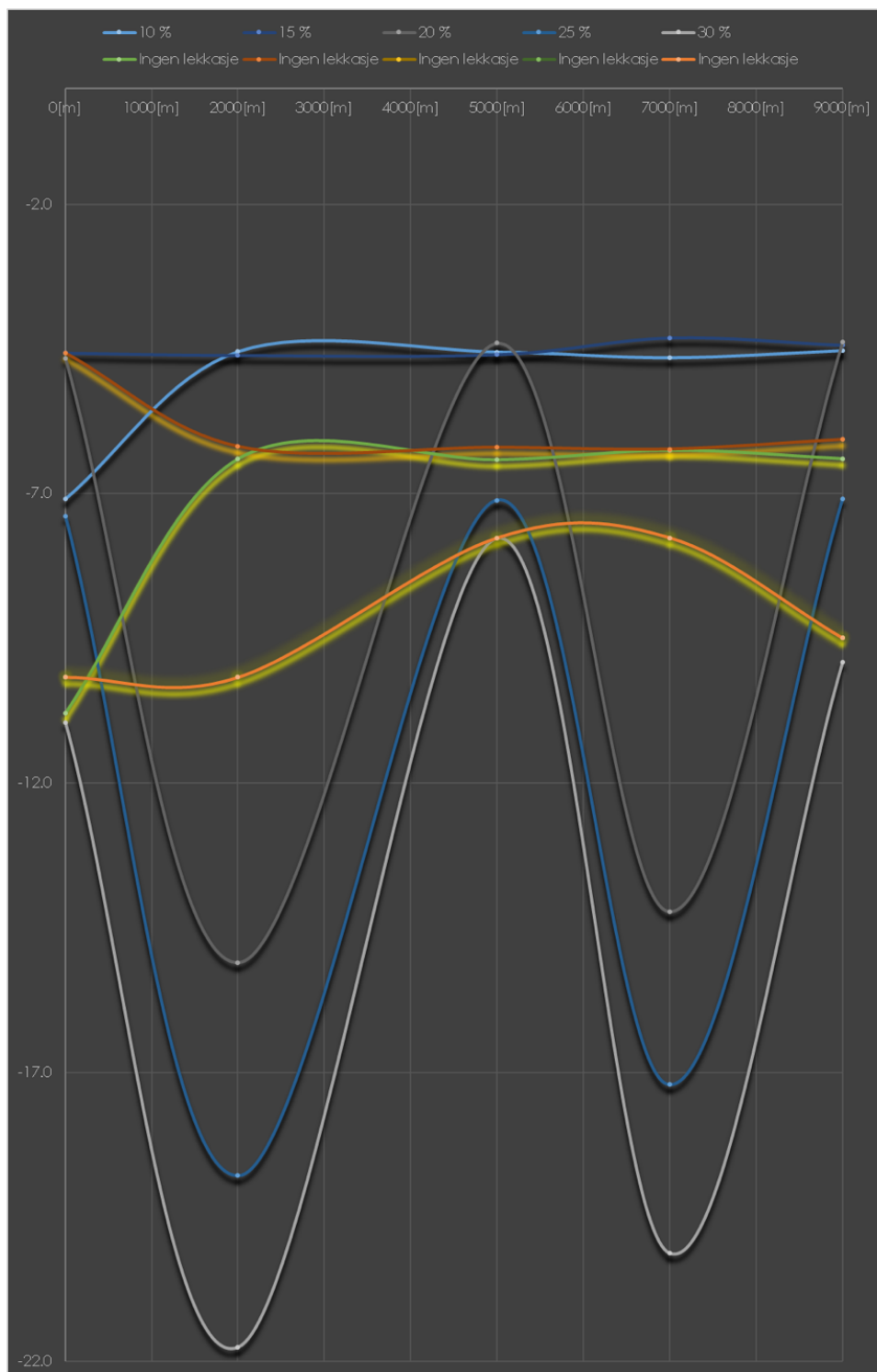
For 25% er det enklere å se hvor lekkasjene vil skje langs stigerøret, ved 2000 meter og 7000 meter er det høyeste sannsynlighet for at det vil skje. Det samme vil også gjelde for 30% lekkasjer.



Figur 19: Stigningsvinkel mot én lekkasje prosent for ulike avstander.

### 5.1.2.1 Figur 19 samlet i én graf

Grafen under viser figur 19 samlet i én graf. Denne gir et bedre overblikk over hvor enkelt det er å oppdage de ulike lekkasjeprosentene. Her er det mulig store kontraster mellom hver enkelt stingsvinkel.



Figur 20: Figur 19 samlet i én graf

## 6. Konklusjon

En viktig observasjon i figur 18 for stigningslinjene ved de ulike lekkasjeprosentene og for ingen lekkasje, er at jo større avstanden er mellom disse to linjene, jo større er sannsynligheten til å kunne oppdage en faktisk lekkasje.

Det er tydelig at det spiller en viktig rolle hvor i stigerøret en lekkasje oppstår, samt hvor stor lekkasjen er, slik det er oppsummert for figur 18. Likevel kan *ikke lekkasje*-linjen virket noe feilaktig fordi den varierer ved hver simulering.

I figur 19 er det mulig å se et interessant mønster på hvor sannsynlig det er for at en lekkasje kan oppstå enkelte steder. Fra lekkasjer på 20% og opp til 30% vil det være enklere å se hvor det er størst sannsynlighet for at en lekkasje oppstår som i hovedsak er ved 2000 og 7000 meter. Motsatt er det for lekkasjer på 10% og 15%, her vil det være vanskeligere å forutsi dette.

Veien videre mot å kunne skape en nøyaktig og uavhengig modell som kan fungere som et varslingsystem, er avhengig av å kunne vite eksakte parametere og verdier fra det faktiske systemet.

Her vil det blant annet være nødvendig å vite eksakte målinger på rør. Dette vil være innvendige og utvendige diametere, lengde, overganger, ruhet, antall rørbend og vinkler på dem. Disse komponentene vil være med på å skape trykktap i systemet.

Vi må også vite alle komponentene som er installert i det faktiske systemet, samt nødvendige verdier på disse. Her vil det også oppstå trykktap.

I tillegg har FluidSIM noen mangler som gjør at modellen blir noe upresis. Her mangler det blant annet mulighet for å kunne simulere høydeforskjeller, temperaturforskjeller og muligheten for å simulere en tank med både inngang og utgang på hver side.

Det kunne vært interessant å ta prosjektet videre ved å for eksempel teste systemet i et annet simuleringsprogram som blant annet kan klare å simulere hydrostatisk trykk og temperaturforskjeller, og på denne måten få mer nøyaktig data.

## 7. Bibliografi

- [1] A. M. Shama, A. El-Rashid, M. El-Shaib og M. Kotb, «Review of leakage detection methods for subsea pipeline,» 2017. [Internett]. Available: [https://www.researchgate.net/publication/318226020\\_Review\\_of\\_leakage\\_detection\\_methods\\_for\\_subsea\\_pipeline](https://www.researchgate.net/publication/318226020_Review_of_leakage_detection_methods_for_subsea_pipeline). [Funnet Februar 2019].
- [2] Festo Didactic, «FluidSIM® 5,» 2019. [Internett]. Available: <https://www.festo-didactic.com/int-en/learning-systems/software-e-learning/fluidsim/fluidsim-5.htm?fbid=aW50LmVuLjU1Ny4xNy4xOC41OTEuNzk3NQ>. [Funnet Mars 2019].
- [3] Shell, «Shell Morlina S2 Bl 5, Technical Data Sheet,» [Internett]. Available: [https://hand.net.pl/wp-content/uploads/2014/02/GPCDOC\\_Local\\_TDS\\_United\\_Kingdom\\_Shell\\_Morlina\\_S2\\_BL\\_5\\_en-GB\\_TDS.pdf](https://hand.net.pl/wp-content/uploads/2014/02/GPCDOC_Local_TDS_United_Kingdom_Shell_Morlina_S2_BL_5_en-GB_TDS.pdf). [Funnet Mars 2019].
- [4] K. Brautaset, Innføring i oljehydraulikk, 1 red., vol. 1990, Aurskog: Universitetforlaget, 1983.
- [5] Wikipedia, «Bernoulli's Principle,» Wikimedia Foundation, Inc., 2019. [Internett]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Bernoulli%27s\\_principle](https://en.wikipedia.org/wiki/Bernoulli%27s_principle). [Funnet Mai 2019].
- [6] Y. A. Cengel og J. M. Cimbala, Fluidmechanics, Third edition red., Singapore: McGraw-Hill Education, 2014.
- [7] Hydac, «Accumulator Operational Sequence Steps,» April 2013. [Internett]. Available: <http://www.hydac-na.com/sites/hydac-na/SiteCollectionDocuments/AOSS-%20accumulators.pdf>. [Funnet Mai 2019].
- [8] Festo Didactic, «User's Guide,» [Internett]. Available: [https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/fluidsim5\\_enus\\_v1.pdf](https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/fluidsim5_enus_v1.pdf). [Funnet 2019].
- [9] UiO, «Kompressibilitetsmodulen,» 2009. [Internett]. Available: <https://www.uio.no/studier/emner/matnat/fys/FYS2130/v09/komp56.pdf>. [Funnet Mai 2019].
- [10] Wikipedia, «Numerisk Analyse,» Wikimedia Foundation, Inc., Februar 2019. [Internett]. Available: [https://no.wikipedia.org/wiki/Numerisk\\_analyse](https://no.wikipedia.org/wiki/Numerisk_analyse). [Funnet Mai 2019].
- [11] Wikipedia, «Instrument Error,» Wikimedia Foundation, Inc., September 2018. [Internett]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Instrument\\_error](https://en.wikipedia.org/wiki/Instrument_error). [Funnet Mai 2019].



## 7.1 Figurliste

Figur 1: Strømning i et strømrør [4] .....	14
Figur 2: Prinsippskisse av ulike akkumulatortyper [4] .....	15
Figur 3: Størrelser ved beregning av gassakkumulator [4] .....	15
Figur 4: Liste over komponenter brukt i FluidSIM [7] .....	17
Figur 5: Hydraulikkskjema tegnet i FluidSIM og tabell over komponenter .....	18
Figur 6: State diagram .....	20
Figur 7: Innstillinger til State diagram .....	20
Figur 8: 10% lekkasje i starten av stigerøret undervanns, fra samlet.xlsx, side «01 av 11 - 10» .....	21
Figur 9: Tiden som brukes for hver syklus, fra samlet.xlsx, side «01 av 11 - 10 - rad:109» .....	21
Figur 10: Simuleringshastigheten som ble brukt på alle PC-ene .....	22
Figur 11: Tabell over gjennomførte simuleringer .....	23
Figur 12: Tabell over lekkasjestrømninger til strupeventilene. ....	23
Figur 13: Lekkasjesimulering i FluidSIM .....	24
Figur 14: Strupeventilen når det simuleres en 10% lekkasje .....	24
Figur 15: Forskjellige sykluser fra samlet.xlsx, side «06 av 11_5000m» .....	25
Figur 16: På bildet ser vi at i snitt så startes analyseringen av lekkasjene fra samme punkt .....	26
Figur 17: Graf over ingen lekkasje fra samlet.xlsx, side «06 av 11_5000m» .....	27
Figur 18: Graf som viser lekkasjeprosent opp mot stigningstallet når man har og ikke har lekkasjer. .	31
Figur 19: Stigningsvinkel mot én lekkasjeprosent for ulike avstander .....	34
Figur 20: Figur 19 samlet i én graf .....	35

## 7.2 Vedleggsliste

Bilde i: Oversikt over noen viktige formler og verdier.....	40
Bilde ii: Matematiske beregninger.....	41
Bilde iii: Tegning av komponentene i systemet og tilhørende tabell med verdier. (Utarbeidet av Otto Andreas Moe, masterstudent ved UiB).....	42
Bilde iv: Viktig informasjon om systemet. (Utarbeidet av Otto Andreas Moe, masterstudent ved UiB) .....	43
Bilde v: (i/ii) Datablad for solenoid poppet valve .....	44
Bilde vi: (ii/ii) Datablad for solenoid poppet valve .....	45
Bilde vii: Datablad for kuleventil .....	46
Bilde viii: Datablad for tilbakeslagsventil .....	47
Bilde ix: Datablad for filter.....	48

## 8. Vedlegg

### Vedlegg 1

#### Formler og verdier

Symboler	Verdier	Beskrivelser	Formler
$\rho_{morlina}$	$869 \frac{kg}{m^3}$	Tettheten til oljen	$\rho = \frac{masse}{volum}$
$\rho_{H_2O}$	$1000 \frac{kg}{m^3}$	Tettheten til vann	$\rho = \frac{masse}{volum}$
$\xi$		Tapskoeffisient	
$\lambda$		Friksjonskoeffisient	$\lambda_{laminær} = \frac{64}{Re}$ $\lambda_{turbulent} = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$
SG	0.869	Specific gravity	$SG = \left[ \frac{\rho_{fluid}}{\rho_{H_2O}} \right]$
$\mu_{morlina}$	$5 \frac{mm^2}{s}$	Kinematisk viskositet	
g	$9.81 \frac{m}{s^2}$	Gravitasjonskonstanten	
Q	$1.8 \frac{l}{min}$	Volumstrøm	$Q = V \cdot A$
V	$\frac{m}{s}$	Volumstrømhastighet	$V = \frac{Q}{A}$
Cv 2/2 retningsventil	$0.9558248 \frac{l}{min} \cdot \sqrt{bar}$	Strømningskoeffisient	$Cv = Q \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}}$
Cv tilbakeslagsventil	$1.800838 \frac{l}{min} \cdot \sqrt{bar}$	Strømningskoeffisient	$Cv = Q \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}}$
Cv kuleventil	$5.992156 \frac{l}{min} \cdot \sqrt{bar}$	Strømningskoeffisient	$Cv = Q \sqrt{\frac{SG}{\Delta P}}$
Re		Reynolds tall	$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} = \frac{V \cdot l}{\nu}$
$Q_{average}$	$0.01185 \frac{l}{min}$	Gjennomsnittlig volumstrøm	$Q_{average} = \frac{Q_{maks} + Q_{min}}{2}$
A	$mm^2$	Areal til en sirkel med diameter d	$\frac{\pi}{4} \cdot d^2$

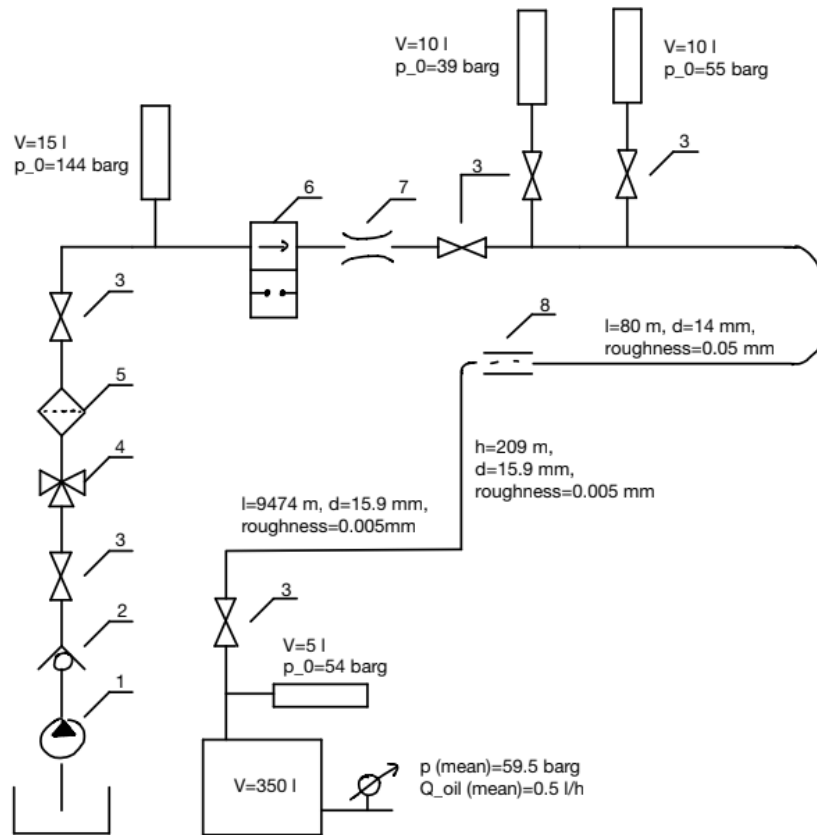
Bilde i: Oversikt over noen viktige formler og verdier

## Matematiske beregninger

Beskrivelser	Formler	Utrekninger
Hydrostatisk trykk	$\Delta P = \rho \cdot g \cdot \Delta h$	$\Delta P = 869 \frac{kg}{m^3} \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 209 m$ $= 1781702.02 \frac{kg}{m \cdot s^2}$ $\approx 17.817 \text{ bar}$
Trykktap strupeventil (orifice)	$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot \rho}{2 \cdot A^2 \cdot \hat{\mu}^2}$	$\Delta P = \frac{(0.0083 \frac{m^3}{s})^2 \cdot 869 \frac{kg}{m^3}}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 0.001^2}{4} \cdot 0.7^2} = 78.342 \frac{kg}{m \cdot s^2}$ $\approx 78.342 \cdot 10^{-5} \text{ bar}$
Trykktap 2/2 retningsventil	$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot SG}{Cv^2}$	$\Delta P = \frac{\left(1.8 \frac{l}{min}\right)^2 \cdot 0.869}{0.9558248 \frac{l}{min} \cdot \sqrt{\text{bar}}} = 3.08183 \text{ bar}$
Trykktap tilbakeslagsventil	$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot SG}{Cv^2}$	$K = \frac{0.86819}{1.8^2} \Rightarrow 0.26796 \left[ \frac{\text{bar} \cdot \text{min}^2}{\text{liter}^2} \right]$
Trykktap kuleventil	$\Delta P = \frac{Q^2 \cdot SG}{Cv^2}$	$K = \frac{0.078415}{1.8^2} \Rightarrow 0.024202 \left[ \frac{\text{bar} \cdot \text{min}^2}{\text{liter}^2} \right]$
Trykktap ved innløp i rør fra tank	$(1) \Delta p_{ut} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2$ $(2) K_{ut} = \frac{\Delta p}{Q^2}$	$K_{ut} = \frac{\Delta p}{Q^2}$ $\Rightarrow \frac{7.92493 \cdot 10^{-12} [\text{bar}]}{(1.1865 \cdot 10^{-5} \cdot 60 \cdot 1000)^2 \left[ \frac{l}{min} \right]^2}$ $\Rightarrow 1.563715 \cdot 10^{-11} \left[ \frac{\text{bar} \cdot \text{min}^2}{\text{liter}^2} \right]$
Trykktap ved utløp av rør til tank	$(1) \Delta p_{in} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2$ $(2) K_{in} = \frac{\Delta p}{Q^2}$	$K_{in} = \frac{\Delta p}{Q^2} \Rightarrow \frac{1.55817 \cdot 10^{-5} [\text{bar}]}{(1.1865 \cdot 10^{-5} \cdot 60 \cdot 1000)^2 \left[ \frac{l}{min} \right]^2}$ $\Rightarrow 3.07553 \cdot 10^{-5} \left[ \frac{\text{bar} \cdot \text{min}^2}{\text{liter}^2} \right]$
Tverrsnitts-overgang	$\Delta p_{loc} = \frac{1}{2} \cdot \xi \cdot \rho \cdot v^2$	
Friksjon	$\Delta p_{friksjon} = \lambda \cdot \rho \cdot g \cdot h_2 - \rho \cdot g \cdot h_1$	

Bilde ii: Matematiske beregninger

## Vedlegg 2



**Table 3.1:** Dimensions of the piping and system components provided by OneSubsea

Nr.	Name	Parameter	Value
1	Radial piston pump		
2	Non return valve	Connection size	1/2" NPT
3	Ball valve	Bore	10 mm
		Cv	4.2
		Kv	3.6
4, 6	Solenoid valve		
5	Filter		
7	Orifice SOLEX jet M5-1.0	Bore	1 mm
	Steel tubing on platform	App.Length	80 m
		Internal diameter	14 mm
		Roughness	0.05 mm
8	Coupling upstream umbilical	Dimension	5/8"
	Umbilical (FPSO to seabed)	Length	209 m
		Internal diameter	15.9 mm
		Roughness	0.005 mm
	Umbilical (seabed)	Length	9474 m
		Internal diameter	15.9 mm
		Roughness	0.005 mm

Bilde iii: Tegning av komponentene i systemet og tilhørende tabell med verdier. (Utarbeidet av Otto Andreas Moe, masterstudent ved UiB)

## Vedlegg 3

This information has been used in the master thesis of Otto Andreas Moe at UiB  
Please reference and credit the use of this document.

(Hydraulic schematics Pazflor project, consider finding schematics for Brenda project)

Details for Brenda project:

Barrier fluid: Morlina S2 BL 5

Density	869 kg/m <sup>3</sup>
Kinematic viscosity	5 mm <sup>2</sup> /s

2 low pressure accumulators of 10 l with precharge 39 and 55 Barg Nitrogen

Piping:

Tubing on Platform	Length: app. Internal diameter:	80 m 14 mm
Coupling upstream umbilical	Dimension:	5/8"
Umbilical from FPSO to seabed	Length: Internal diameter:	209 m 15.9 mm
Umbilical on seabed	Length Internal diameter	9474 m 15.9 mm

Umbilical connects to motor section filled with Morlina and volume of approx. 500l and the continuous consumption from the end is approx. 0.5 l/h  
Trykk på enden?

The low pressure side is connected to the High pressure side  
When feed solenoid opens the pressure in the considered accumulator jumps from 43 to 47 Barg, then solenoid closes. Pressure in HP accumulators changing from 163 to 159. The HP accumulator is 15l, 144 Barg precharge pressure.

Solenoidvalve and 1,0 mm orifice separates the HP side and LP side

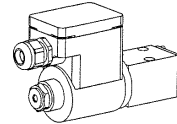
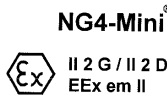
Bilde iv: Viktig informasjon om systemet. (Utarbeidet av Otto Andreas Moe, masterstudent ved UiB)

Vedlegg 4



Poppet valves

- Solenoid poppet valve**
- 2/2-, 3/2- and 3/4-way type
  - $Q_{max} = 15 \text{ l/min}$
  - $p_{max} = 350 \text{ bar}$



**DESCRIPTION**

Direct operated poppet valve flange type NG4-Mini. Activated with explosion proof solenoid.  
**EEx:** in accordance with european standards EN 50014, EN 50019, EN 50028  
**e:** increased safety  
**m:** encapsulation  
**Group II:**  
 for all applications except mining  
**Zone 1 / 21** (and 2 / 22):  
 explosive mixtures present intermittently  
**EC-type examination certificate:**  
 PTB 01 ATEX 2129 X

**FUNCTION**

The central functioning element of all directly controlled poppet valves is the poppet valve cartridge NG4. The valve is operated by a explosion proof type solenoid which in turn either opens or closes the poppet. The design of the poppet spool, which is equal in surface area on both sides and thus pressure balanced, means there are no undue opening and closing hydraulic forces. Due to this the oil flow through the poppet valve is possible in both directions. The valve is tight in both flow directions.

**APPLICATION**

Wandfluh poppet valves can be used anywhere absolutely leak tight closing functions are important. Completely sealed loading, gripping and clamping operations are all important functions which Wandfluh poppet valves can perform. From a mechanical and functional point of view, poppet valves can replace slide valves at any time. These valves are suitable for hazardous areas in off-shore and shipbuilding applications as well as in chemical, oil and gas industry.

**TYPE CODE**

2/2- or 3/2-way construction	B	EX	<input type="checkbox"/>	2	04	<input type="checkbox"/>	- S1788 -	<input type="checkbox"/>	/	<input type="checkbox"/>	#	<input type="checkbox"/>
3/4-way construction	B	EX	<input type="checkbox"/>	3	04	<input type="checkbox"/>	- S1788 -	<input type="checkbox"/>	/	<input type="checkbox"/>	#	<input type="checkbox"/>
Mounting interface												
Explosion proof solenoid												
2-way (connections)			<input type="checkbox"/>	2								
3-way (connections)			<input type="checkbox"/>	3								
2 position												
4 position												
Nominal size 4-Mini												
Normally closed,	solenoid on A-Side											
Normally open,	solenoid on B-Side											
Terminal box with out cable			<input type="checkbox"/>	1a								
			<input type="checkbox"/>	0b								
Standard nominal voltage $U_N$ :	24 VDC		<input type="checkbox"/>	G24	115 VAC		<input type="checkbox"/>	R115				
			<input type="checkbox"/>		230 VAC		<input type="checkbox"/>	R230				
Execution:			<input type="checkbox"/>	T4			<input type="checkbox"/>	T6	(on request)			
Design-Index (Subject to change)												

**GENERAL SPECIFICATIONS**

Description	2/2-, 3/2-and 3/4-way poppet valve
Nominal size	NG4-Mini acc. to Wandfluh standard
Construction	Direct operated poppet valve
Operations	Solenoid
Mounting	Flange
	3 mounting holes for cyl. screws M5x40
	M5x50 with distance plate BDP4/12
Connections	Threaded connection plates
	Multi-flange subplates
	Longitudinal stacking system
Admissible ambient temp.	-20...+40° C
Mounting position	any, preverable horizontal
Fastening torque	$M_D = 5,5 \text{ Nm}$ (quality 8,8)
Weight: 2/2-,3/2-way	$m = 2,0 \text{ kg}$
3/4-way	$m = 2,9 \text{ kg}$
Volume flow direction	any (see characteristics)

**HYDRAULIC SPECIFICATIONS**

Fluid	Mineral oil, other fluid on request
Contamination efficiency	ISO 4406:1999, class 20/18/14 (Required filtration grade $\beta_{10} \dots \beta_{75}$ ) refer to data sheet 1.0-50/2
Viscosity range	12 mm <sup>2</sup> /s ... 320 mm <sup>2</sup> /s
Admissible fluid temp.	-20 ... +40° C
Working pressure	$p_{max} = 350 \text{ bar}$
Max. volume flow	$Q_{max} = 15 \text{ l/min}$ see characteristics

**ELECTRICAL CONTROL**

Construction	Solenoid, wet pin push, pressure tight
Standard-nominal voltage $U_N$	$U_N = 24 \text{ VDC}$ $U_N = 115 \text{ VAC}$ , $U_N = 230 \text{ VAC}$ DC = Ripple component 20%; wired with VDR AC = 50 to 60 Hz $\pm 2\%$ ; with integrated half wave rectifier and recovery diode
Voltage tolerance	$\pm 10\%$ of nominal voltage
Protection class	IP65 acc. to EN 60 529
Relative duty factor	100% DF
Switching cycles	12'000/h
Operating life	$10^7$ (number of switching cycles, theoretically)
Connection/Power supply	Through cable entry for cable diameter 6...12 mm
Execution:	T4 = II 2 G EEx em II T4 (for gas) T4 = II 2 D IP65 T130° C (for dust) T6 (on request) = II 2 G EEx em II T4 (for gas) T6 (on request) = II 2 D IP65 T80° C (for dust) T4 = 17 W (DC), 23 VA (AC) T6 (on request) = 7 W (DC), 11 VA (AC)
Nominal power:	

Wandfluh AG  
 Postfach  
 CH-3714 Frutigen

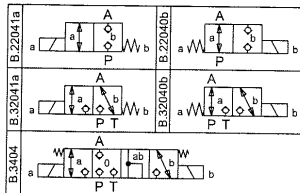
Tel. +41 33 672 72 72 E-mail: sales@wandfluh.com  
 Fax +41 33 672 72 12 Internet: www.wandfluh.com

Illustrations not obligatory  
 Data subject to change

Data sheet no.  
**1.11-3130E** 1/2  
 Edition 05 02

Bilde v: (i/ii) Datablad for solenoid poppet valve

**SYMBOLS**



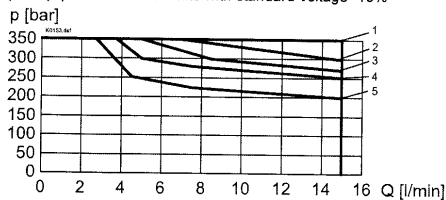
**START-UP**

1. In the power supply for each solenoid a fuse of an appropriate rating (max. 3 times  $I_n$  of solenoid, DIN 41571 or IEC 127) respectively a motor circuit breaker with electromagnetic and thermal interruption must be installed. The fuse may be located in the power supply unit for the solenoid or between power supply and solenoid. The voltage rating for the fuse must be equal or higher than the one for the solenoid.

2. Solenoid coils may only be mounted on those valves assigned to.

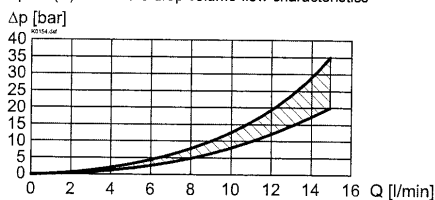
**CHARACTERISTICS** (T6 on request) Oil viscosity  $\nu = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$

$p = f(Q)$  Performance limits with standard voltage -10%



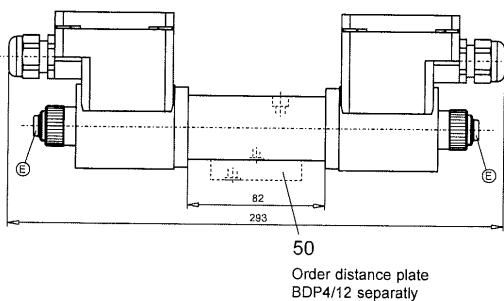
Type	Flow direction			
	P - A	A - T	A - P	T - A
BEX22041a	1	-	2	-
BEX22040b	1	-	4	-
BEX32041a	1	3	5	1
BEX32040b	1	4	5	1
BEX3404	1	1	2	2

$\Delta p = f(Q)$  Pressure drop volume flow characteristics

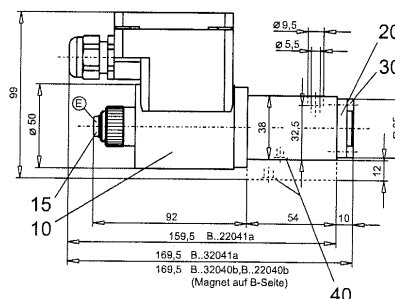


**DIMENSIONS**

3/4-way poppet valve



2/2-way poppet valve  
3/2-way poppet valve



**PARTS LIST**

Position	Article	Description
10	207.5 ...	Coil type EExem
15	239.2033	Plug HB0 (incl. seal)
20	057.4202	Cover
30	246.1112	Socket head cap screw M4x12 DIN 912
40	160.2052	O-ring ID 5,28x1,78
50	173.1450	Distance plate BDP4/12

**ACCESSORIES**

Threaded connecting plates, Multi-flange subplates and Longitudinal stacking system see Reg. 2.9

Technical explanation see data sheet 1.0-100E

Wandfluh AG  
Postfach  
CH-3714 Frutigen

Tel. +41 33 672 72 72 E-mail: sales@wandfluh.com  
Fax +41 33 672 72 12 Internet: www.wandfluh.com

Illustrations not obligatory  
Data subject to change

Data sheet no.  
**1.11-3130E 2/2**  
Edition 05 02

Bilde vi: (ii/ii) Datablad for solenoid poppet valve



Vedlegg 5



# UB Series

**General Information**

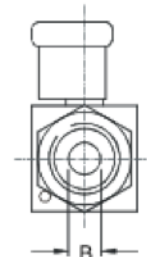
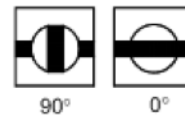
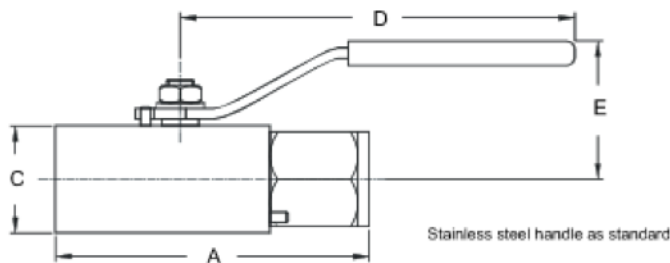
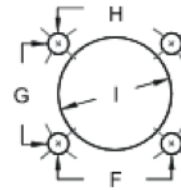
## Heavy duty high pressure ball valve 10,000 psi rated

Alco are aware of the ever increasing operating pressures demanded by industry, and for this reason have developed the "UB" range of valves to accommodate these stringent requirements. The UB series high pressure valve has a working pressure of 10,000 psi with a body test at (15,000 psi). The UB Series is a tried and tested rugged design for high pressure applications. It comes with panel mounting holes and stainless steel handle as standard. Service / repair kits are available to prolong service / field life. Many options available such as locking device.

### Design Features

- 2 piece design for safety.
- Quick 90° operation, lever handle standard.
- Bi-directional floating ball design to ensure leak-proof shut-off on pressure or vacuum.
- Anti-blowout stem for safety.
- End pinned, stopping accidental removal or loosening by vibration.
- Available with 4-panel mounting holes M4 x 10 deep, can be actuated (if specified)
- Available in 316ss / Duplex / Monel.
- Pressure / Temperature rating -20°C to 250°C
- Available loose with socket weld or butt weld ends.
- Renewable seats and seals for long life.
- Repair kits available to prolong valve life.
- Floating ball design for first time seal.
- Available FULL bore or STANDARD bore.
- Full material traceability.
- 100% Hydrostatic testing.
- Materials of construction can be supplied to meet the requirements of NACE MR-01-75 latest revision.

VALVE SIZE	F	G	H	I
1/4"-3/4"	27	24	5	27
4 – off M4 x 10 Mounting Holes				



### Part Numbers

St/St Part No.	Connections Size	A	B (Bore)	C	D	E	Cv	Kv	Weight (kgs)
UB2NS	1/4" NPT	89	10	32	115	36	2.5	2.2	0.7
UB3NS	3/8" NPT	92	10	32	115	36	3.0	2.6	0.7
UB4NS	1/2" NPT	95	10	32	115	36	4.2	3.6	0.7
UB6NS	3/4" NPT	110	13	38	140	40	7.8	6.7	1.0

For BSPT threads change 'N' to 'T' i.e. UB4TS  
 For BSPP version change 'N' to 'P' i.e. UB4PS  
 Note: check the international standards for pressure limitations of certain threads before you specify a thread form or end connection  
 Seat materials: 10,000psi = Peek; Seal materials: Body = PTFE - Stem = Peek

Dims are in mm (Appx)

See technical section for important additional valve data.

© 1999

SECTION 3

**Alco Valves**  
 Industrial Valve Manufacturers  
 Europe (UK)  
 Tel : 01484 710511 Fax : 01484 713009  
 International : ++ 44 1484 710511  
 USA & Canada  
 Tel : ++ (1) 519 767 6650 Fax : ++ (1) 519 767 6740  
<http://www.alco-valves.com>

REF: AVCAT26032  
 REV: 00

Bilde vii: Datablad for kuleventil

## Vedlegg 6



# C & UC Series

### General Information

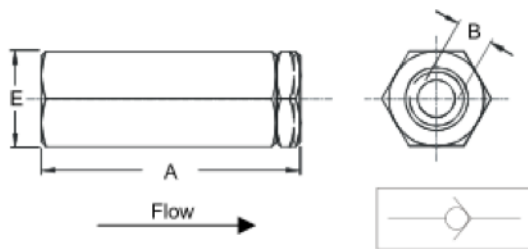
## 6,000 & 10,000 psi rated Piston non-return valves

The Alco Valves Non Return Valve is designed for high flow and low pressure drop in a pressurised medium. The "C" series valve has a wide range of body and trim materials available, several types of sealing materials can be used to cope with most aggressive mediums. Having a soft primary seat means it is suitable for gases or liquids. Altogether a very compact unit suitable for many arduous duties. Various cracking pressures are available.

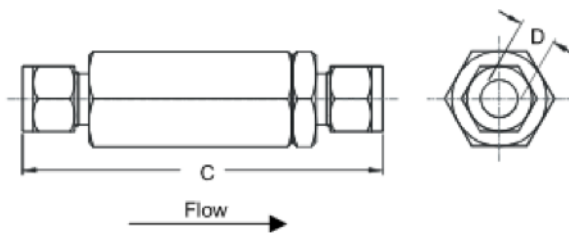
### Design Features

- Primary soft seal for bubble tight close, with secondary metal to metal secondary seal.
- Large orifice sizes for high flow and low pressure drop across your system.
- Soft seat for bubble tight / shut off seal on pressure or vacuum.
- Heavy duty corrosion resistant spring for long life.
- Close tolerance guided spring and piston to prevent crabbing or seizure.
- Repair kits available.
- Pressure / Temperature rating -15°C to 170°C depending on seal materials used.
- Available in 316 / monel/ duplex / hastalloy or titanium.
- Many piston and spring material options available to cope with aggressive mediums.
- Fire safe design version available.
- Full material traceability.
- 100% Hydrostatic testing.
- Materials of construction can be supplied to meet the requirements of NACE MR-01-75 latest revision.

### Threaded version



### Compression ended version



### Part Numbers

St/St Part No.	Connections Size	A	B	C	D	E		Standard cracking pressure ± 20% (psi)	Cv	Kv	Weight (kg)	
						C	UC				6000 psi	10,000 psi
C2NS	1/4" NPT	58	7	80	6.3	22	28	20	0.54	1.47	0.18	0.28
C3NS	3/8" NPT	87	12	110	9.5	35	38	20	1.5	1.30	0.6	0.75
C4NS	1/2" NPT	87	12	120	12.7	35	38	20	1.6	1.39	0.6	0.75
C6NS	3/4" NPT	104	12	136	19		38	20	1.6	1.39	0.8	0.8
C8NS	1" NPT	114	12	146	25		44	20	1.6	1.39	1.2	1.2
C12NS	1 1/2" NPT	180	32	-	38.1		76	20	9.0	7.78	5.2	5.2
C16NS	2" NPT	195	32	-	50.8		76	20	9.0	7.78	5.7	5.7

For BSPP change 'N' for 'P' i.e. C2PS.

For compression ends change N for K i.e. C2KS

For 10,000 psi Version add 'U' i.e. UC4NS.

Note: 1 1/2" & 2" have a maximum pressure rating of 6,000 psi

Cracking pressure can be adjusted to suit your application

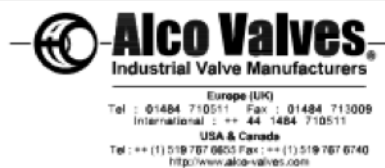
Dimensions in mm (Approx)

See technical section for important additional valve data.  
Note: bore ends may vary dependent upon end connection selected.

© 1999

SECTION 6

Page 2

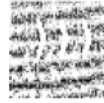


REF: AVCAT20066

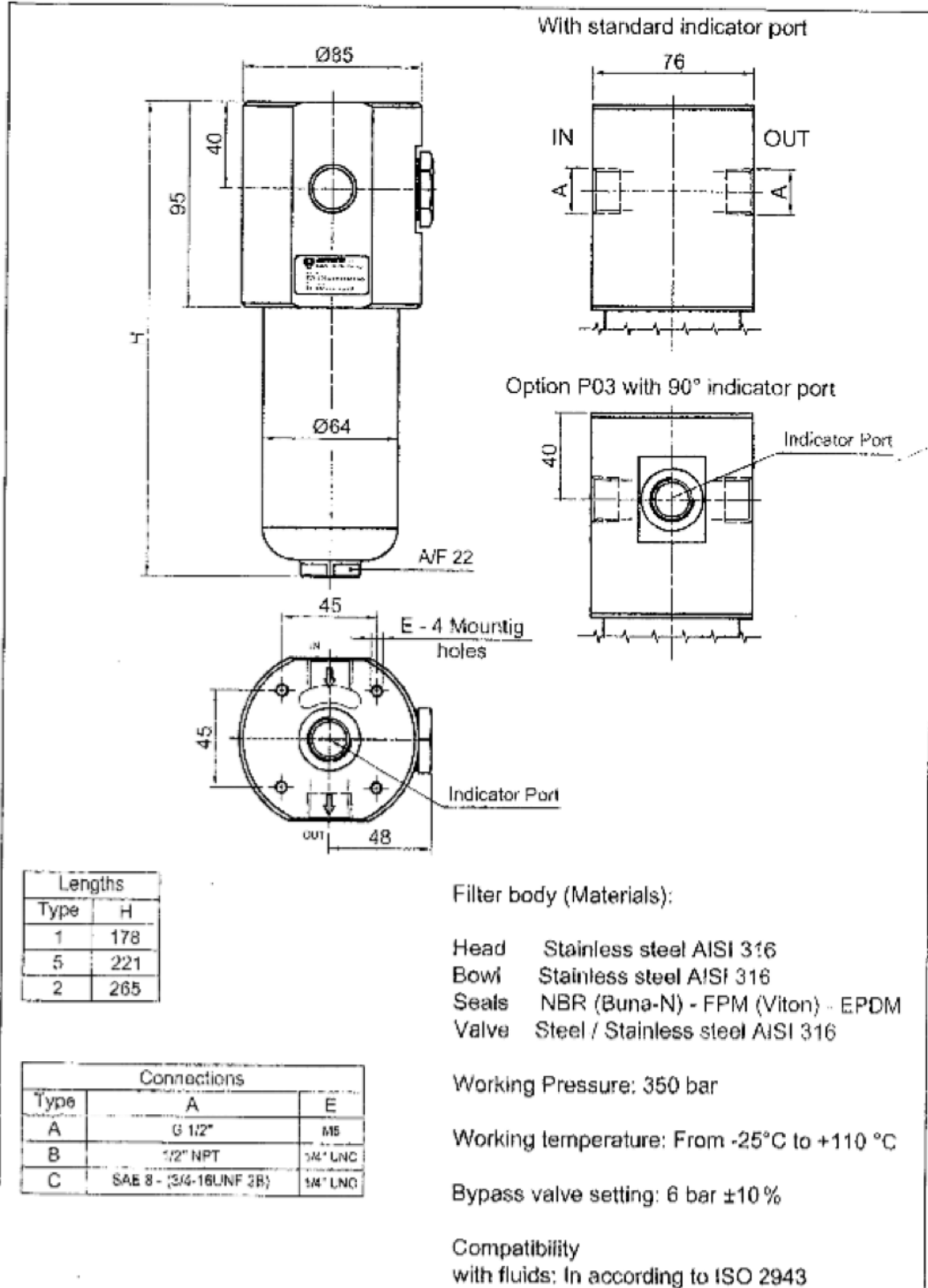
REV: 00

Bilde viii: Datablad for tilbakeslagsventil

Vedlegg 7



SERVI



Bilde ix: Datablad for filter



