

Lekkasjer som funksjon av termiske betingelser

Samer Alghazi

Bacheloroppgave i allmenn maskinteknikk
Bergen, Norge 2019



Høgskulen
på Vestlandet

Lekkasjer som funksjon av termiske betingelser

Samer Alghazi

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

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

Omslag fotografi © Norbert Lümmen

English title: Leaks as a function of thermal conditions

Forfatter(e), studentnummer: Samer Alghazi, 124715

Studieprogram: Allmenn maskinteknikk
Dato: Mai 2019
Rapportnummer: IMM 2019-M24
Veileder ved HVL: Boris V. Balakin
Oppdragsgiver: Boris V. Balakin

Antall filer levert digitalt: 1

Forord

Denne bacheloroppgaven er skrevet som den avsluttende delen av vår 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 Høyskole På Vestlandet.

Oppgaven er gjort i samarbeid med maskiningeniørstudent Leyla Lassiri Nielsen som har skrevet en separat rapport. Våre rapporter er stort sett like, men Leyla har et større fokus på lekkasjer som funksjon av avstanden fra innløpstrykket til en lekkasje langs et stigerør.

Vi ønsker å takke Boris V. Balakin for god støtte og hjelp underveis.

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 og undersøke hvordan systemet reagerer til fluider i forskjellige termiske tilstander.

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.

Abstrakt

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 and how a leak in the system with the same fluid but with different thermal properties “kinematic viscosity and density” would look like and how the system would react.

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

Forord	3
Sammendrag	5
Abstrakt	7
2. Innledning	12
3. Ordliste.....	13
4. Analyse.....	14
4.1 Teoretisk bakgrunn.....	14
4.1.1 Hydraulisk skjemattikk og datablad.....	14
4.1.2 FluidSIM.....	14
4.1.3 Barrierevæske.....	14
4.1.4 Database.....	14
4.1.5 Bernoulli's ligning	14
4.1.6 Hydraulisk akkumulator	15
4.2 Eksperimentell metode.....	17
4.2.1 Komponenter brukt i FluidSIM	17
4.2.2 Hydraulisk skjemattikk.....	19
4.2.3 Styringslogikk.....	20
4.2.4 Simuleringsdata.....	20
4.2.5 Simuleringshastighet	21
4.2.6 Lekkasjesimulering i diverse avstander fremgangsmåte i FluidSIM.....	24
4.2.7 Lekkasjesimulering i diverse tettheter og viskositeter fremgangsmåte i FluidSIM	27
4.2.8 Framgangsmåte i Excel.....	28
4.3 Feilkilder	31
4.3.1 Temperaturforskjell.....	31
4.3.2 Kompressibilitet.....	31
4.3.3 Trykktap.....	31
4.3.4 Hydrostatisk trykk/ Høydeforskjell.....	32
4.3.5 Trunkeringsfeil.....	32
4.3.6 Instrumentfeil.....	32
4.3.7 Ideelle forhold	32
4.3.8 Tank i FluidSIM	33
5. Resultat	34
5.1 Prosent lekkasje mot stigningsvinkelen	36
5.2 Densitet og kinematisk viskositet mot stigningsvinkelen.....	43
6. Konklusjon.....	46
7. Bibliografi	47
7.1 Figurliste	48
7.2 Vedleggsliste	49
8. Vedlegg.....	50
8.1 Vedlegg 1 Formler og verdier	50
8.2 Matematiske beregninger.....	51
8.3 Skjemattikk	52
8.4 Tilbakeslagsventil	53
8.5 Kuleventil.....	54
8.6 Filter	55

8.7	Retningsventil (1/2 ventil).....	56
8.8	Retningsventil (2/2 ventil).....	57
8.9	Fluid spesifikasjon	58

2. Innledning

Distribusjoner av rørrnettverk 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 rørrnettverkene 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 begrensninger. [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 tas i bruk for å simulere hypotetiske lekkasjer etter å ha tegnet den hydrauliske skjematikken med så mange detaljer som mulig for det systemet vi ønsker å forske på. Det skal simuleres lekkasjer langs forskjellige steder på stigerøret og i ett sted under forskjellige termiske forhold. Det forskes på å finne en indikasjon for å enten finne plasseringen på en lekkasje, størrelsen på den og hvordan forskjellige temperaturer vil påvirke en lekkasje.

Ved å kjøre FluidSIM parallelt med sanntidsdata fra manometeret i innløpstrykket så kan det være med på å forhindre store utslipp når nye lekkasjer oppstår.

3. Ordliste

Ord	Forklaring
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
LP	Low pressure / Lavtrykk
HP	High pressure / høytrykk
Oppfyllingssyklus	Første syklus i simuleringen
Viskositet	Motstanden til ett fluid å flyte

4. Analyse

4.1 Teoretisk bakgrunn

4.1.1 Hydraulisk skjematikk og datablad

I samarbeid med intern veileder fra Høgskolen på Vestlandet ble de nødvendige informasjonen og verdiene som trenges for å kunne tegne skjematikken i FluidSIM utlevert. En skisse av en skjematikk (vedlegg 9.3) av et allerede eksisterende hydraulisk system, samt datablad for pumpen, tilbakeslagsventil, kuleventil, filter og retningsventil «2/2 ventil» (se vedlegg 9.4-9.7) for detaljert spesifisering for hver av de nevnte komponentene.

4.1.2 FluidSIM

Et verdensledende simuleringsprogram hvor det er mulig å designe kretsdiagram innen elektronikk, pneumatikk og hydraulikk. 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 sanntidsgrafer. 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]

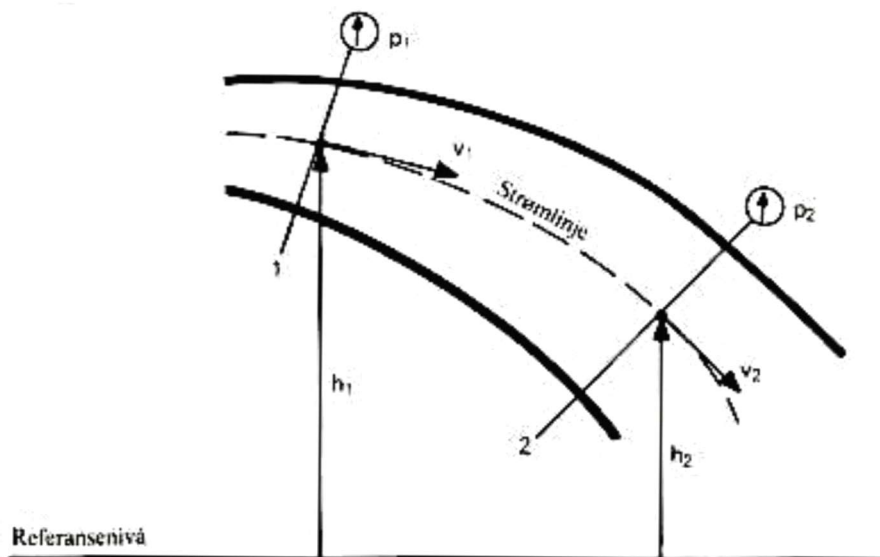
Bernoulli's ligningen kan skrives slik når man har to vilkårlige punkt på samme strømlinje.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gh_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gh_2$$

Se Figur 1, hvor v er volumstrømhastigheten ved et punkt langs en strømlinje, ρ er fluidets tetthet, h 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 strømnings-energiene 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

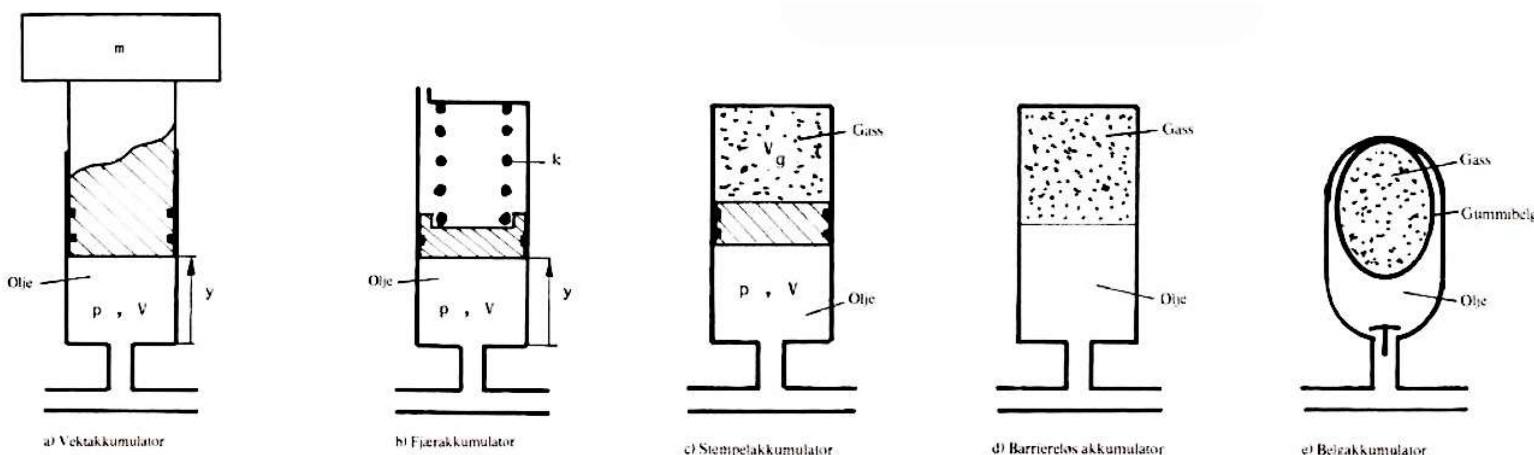
En akkumulator er en oljehydraulisk komponent som er i stand til å lagre og ta imot potensiell energi. Akkumulatoren er en beholder som bevarer et oljevolum under trykk og kan frigi denne energien når det behøves.

De mest sentrale bruksområdene til en akkumulator er:

- 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 akkumulatorene. De mest vanlige typene er vekt, fjær og gassakkumulatorene, det er også mulig å ha kombinasjoner av disse slik som sett på [Figur 2].

Gassakkumulatorene 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]

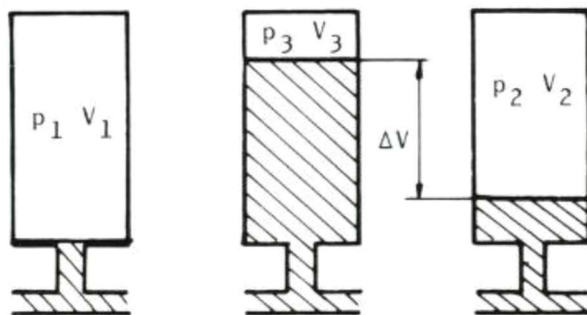


Figur 2: Prinsippskisse av ulike akkumulatortyper [4]

En gassakkumulator er vanligvis forledet 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.


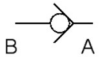
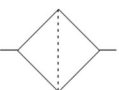
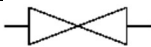
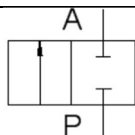
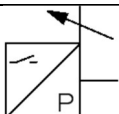
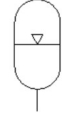
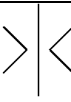
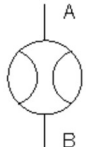
Ved P_3 er akkumulatoren ladet til det til det maksimale arbeidstrykket. I dette stadiet er den maksimale mengden av et oljevolum som akkumulatoren kan holde nådd, og gassen er komprimert til det minste gassvolumet ved at oljen utøver en kraft på stempelet. Volumet av gassen er nå V_3 når akkumulatoren 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.

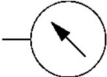
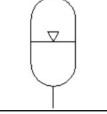


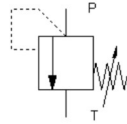
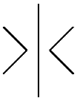
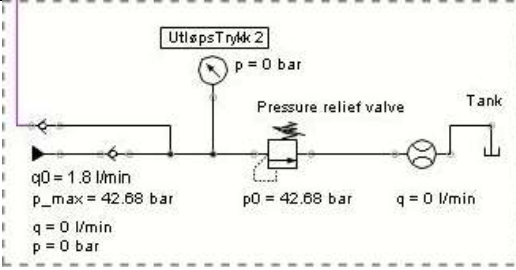


Figur 3: Størrelser ved beregning av gassakkumulator [4]

4.2 Eksperimentell metode

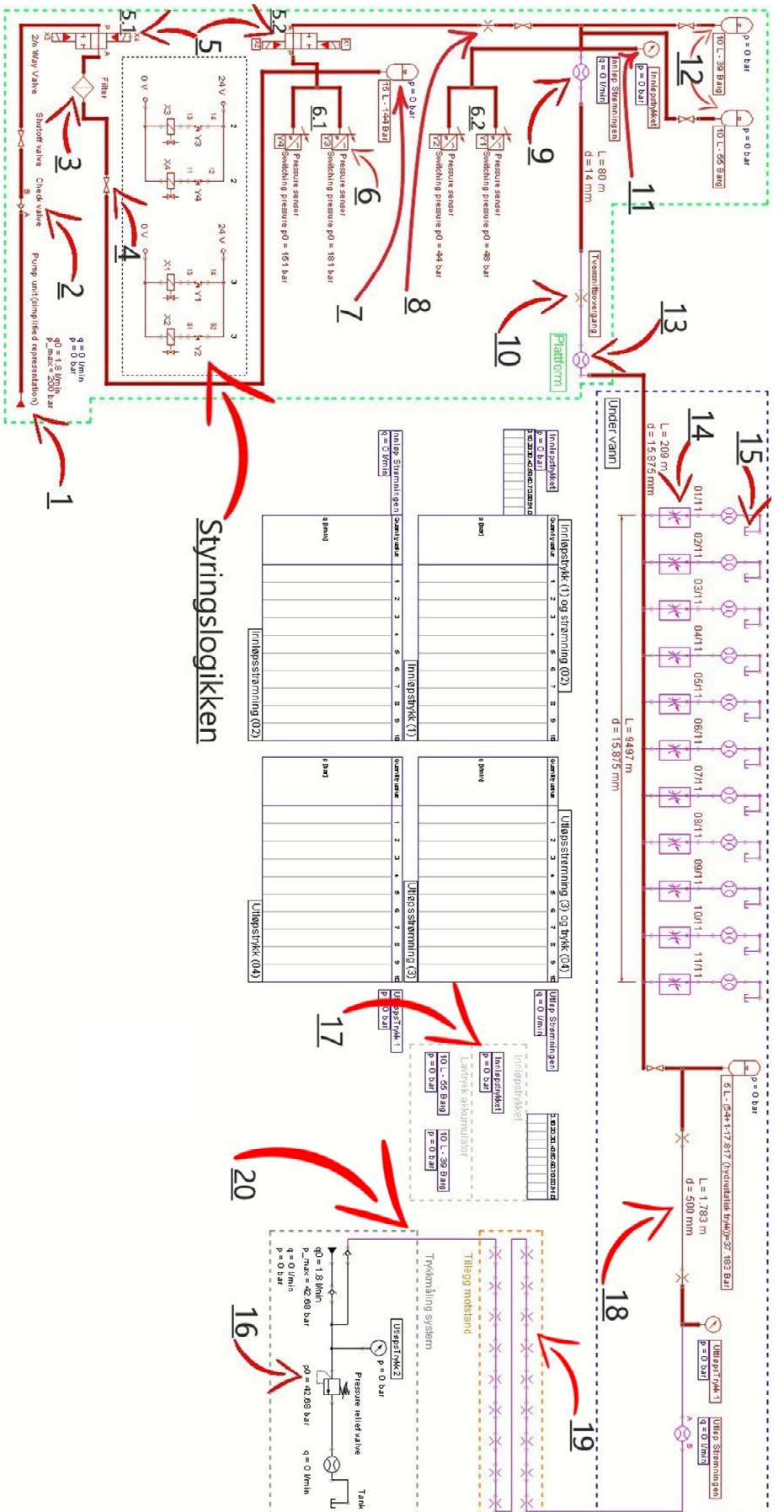
4.2.1 Komponenter brukt i FluidSIM

#	Symbol	Komponenter	Forklaring	Parameter
1		Forenklet representering av en hydraulisk pumpe	Radiell stempelpumpe <ul style="list-style-type: none"> • Relativ stille • Høy belastning ved lave hastigheter • Høy virkningsgrad 	Trykk: 200 [Bar] Strømning: $1.8 \left[\frac{l}{min} \right]$
2		Tilbakeslagsventil	Denne sørger for at væsken kun flyter fra A til 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 oljestrømningen 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 systemet, og i FluidSIM har den	Hydraulisk motstand: $10^{-6} \left[\frac{bar \cdot min^2}{liter^2} \right]$

			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 strømningens retning til tanken.	
17	Innløpstrykket p = 0 bar	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	Fordi 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	 Trykkmålingsystem		Etter tanken [18 i skjematikken] går væsken inn i en pumpe, det vil si en hydraulisk motstand. Det er dette vi prøver å gjenskape her.	

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

4.2.2 Hydraulisk skjematikk



Referanse nummer	komponenter
1	Hydraulisk pumpe
2	Tilbakeslagsventil
3	Filter
4	Kuleventil
5	Rehningsventil 2/2
6	Trykk sensor

Referanse nummer	komponenter
7	Høytrykk akkumulator
8	Motstand (14mm – 1 mm)
9	Teoretisk strømningsmåler
10	Motstand (14 – 15.869 mm)
11	Manometer
12	Lavtrykk akkumulator

Referanse nummer	komponenter
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 opp høytrykksakkumulatoren opp til et trykk på 181 (bar), deretter stoppe. Dette skjer ved hjelp av [5.1] retningsventilen som er styrt ved hjelp av et signal fra trykksensoren [6.1].

Høytrykksakkumulatoren sin 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 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 solenoid poppet valve 2/2 [Vedlegg 7.2 – Bilde iv]. Det er installert to solenoider på hver side av retningsventilen og de åpner 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 en 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.

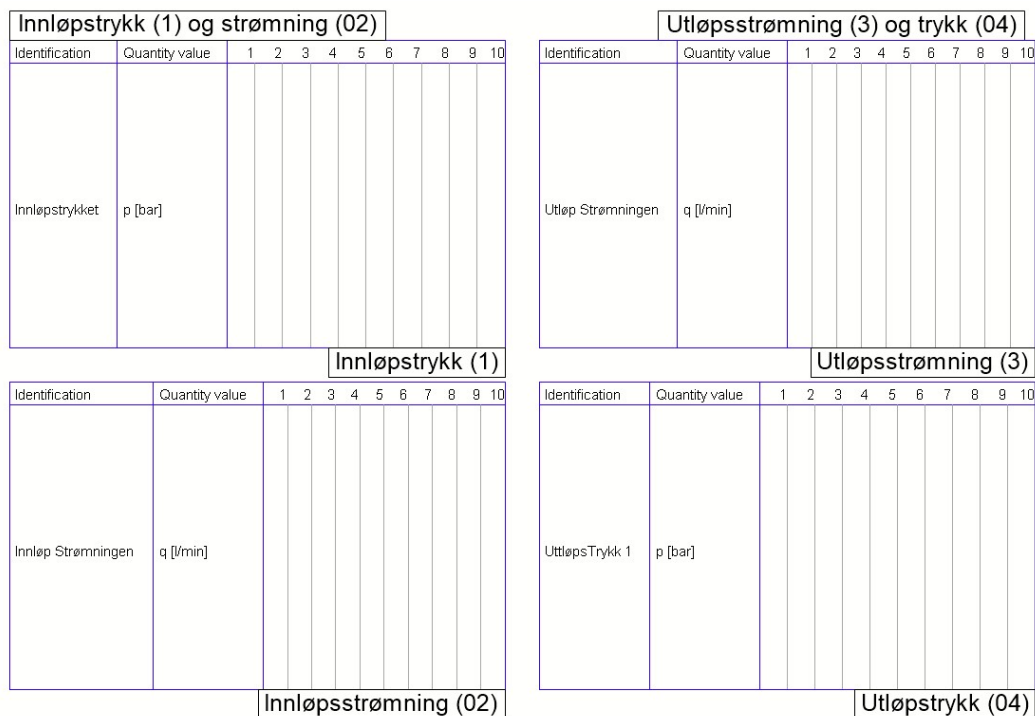
Fra instrumentene som ønskes å bli overvåkt ved hjelp av State diagrammet fås det en tekstfil med data som blir lagret i en ønsket mappe.

Diagrammet som ble skapt i State diagrammet mens FluidSIM kjørt gjenskapes i Excel ved hjelp av dataene som ble skapt av de overvåkte instrumentene.

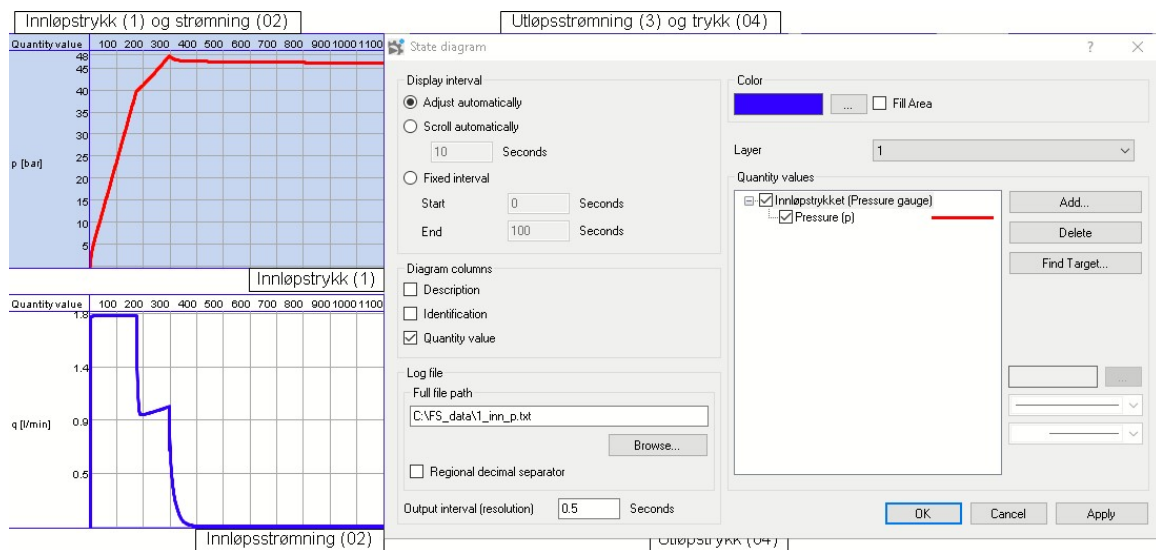
Analyseringen av dataene går på å se på stigningstallet (hvor raskt trykket faller) for utløpstrykket [11 i skjematikken] når vi har en lekkasje på diverse størrelser av gjennomsnittlig utløpsstrømmingen og avstand fra når stigerøret treffer havbunnen til den når multifase pumpen.

Under simuleringen noteres det ned størrelsen på lekkasjen, avstanden og tidspunktet i grafen der lekkasjen startet fordi for en lekkasje på 10% fra gjennomsnittlig strømming som simuleres på avstanden 5000 (m) så trengs det minst to sykluser, en der vi har lekkasje og en uten lekkasje.

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



Figur 6: State diagram

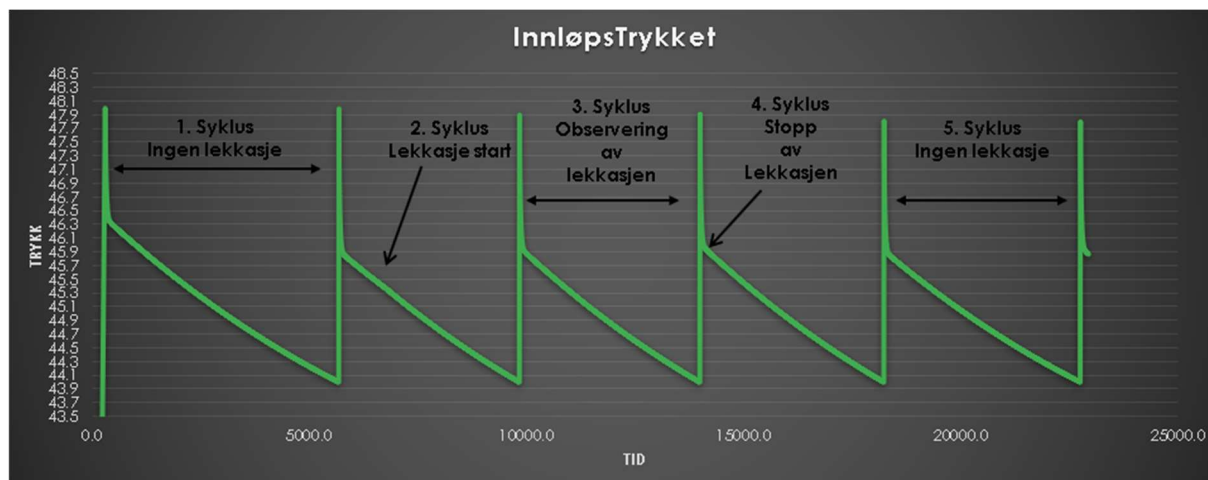


Figur 7: Innstillinger til State diagram

4.2.5 Simuleringshastighet

Første simulering ble kjørt for å se etter konsistens i stigningsvinkelen når vi ikke hadde lekkasje og stigningsvinkelen for oppfyllingsfase.

Det var lett å se at oppfyllingsfasen ikke kunne brukes til observering av noe som helst fordi med det blotte øyet kan vi se i [Figur 8] at denne syklusen (1) tar lenger tid enn syklus (5) når vi ikke har lekkasje og dermed en mindre stigningsvinkel enn når vi ikke har lekkasje.



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

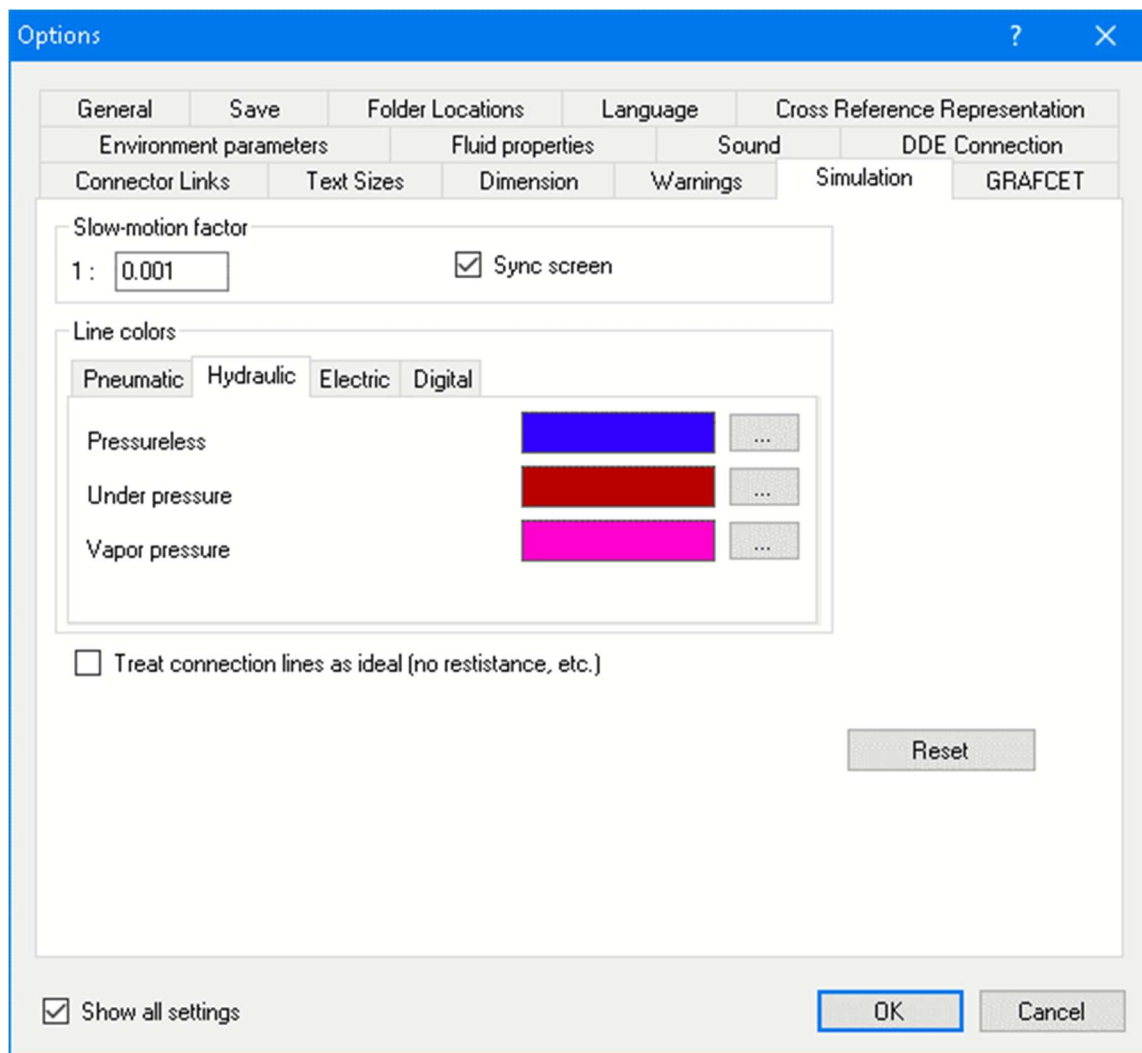
Det som skal sammenliknes er stigningstallet for tredje syklus og femte syklus og tiden for hver syklus, for å kalkulere total tiden tar vi også med oss første syklus:

[Fil: samlet.xlsx – Ark: 01 av 11 - 10 – Rad: 109 og som vist i Figur 9]

	[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»

I FluidSIM kan man 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, det vil si at den kraftigste PC-en brukte minst 2-2.5 time for hver simulering og for resten av PC-ene «2 PC-er» kunne det simuleres til 150% mens den 3. PC-en kunne simulere til 80%!



Figur 10: Simuleringshastigheten som ble brukt i alle PC 'ene

Simuleringen tar veldig lang tid av fordi:

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

4.2.6 Lekkasjesimulering i diverse avstander fremgangsmåte i FluidSIM

Under viser tabellen [Figur 11] 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

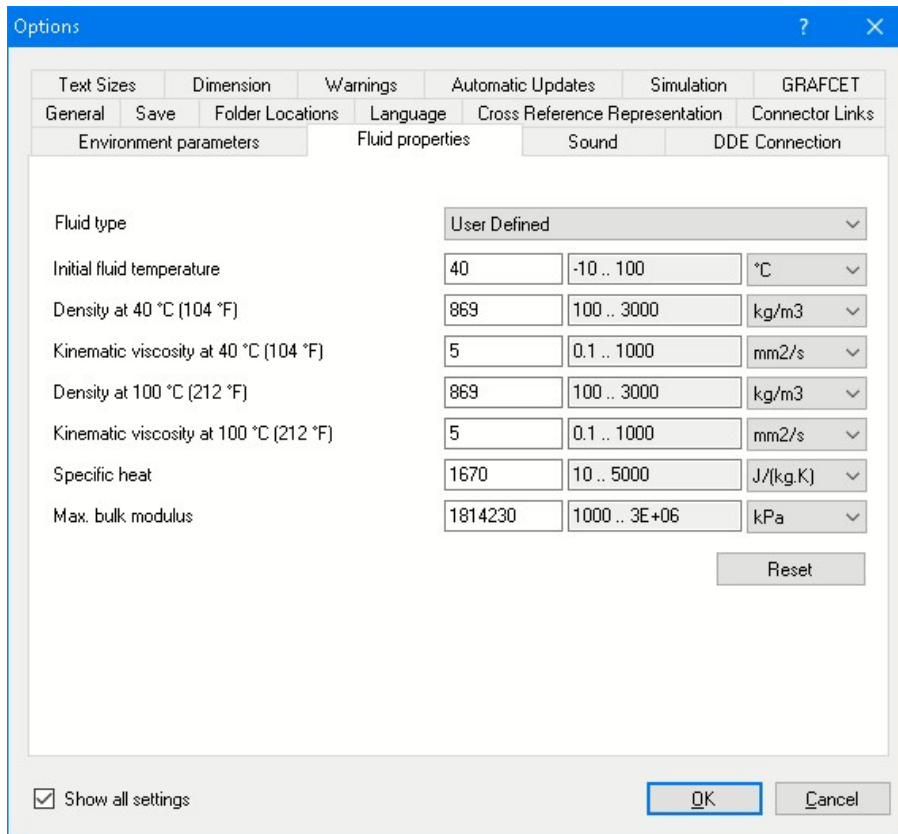
Figur 11: Tabell over gjennomførte simuleringer

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 dette (0.5 liter/time) er gjennomsnittlig utløpsstrømning, dette skjedde etter at skjematikken ble tegnet og testet. I det systemet i FluidSIM så var det målt 0.5 (liter/time) i det laveste punktet på utløpsstrømningen i syklusen når en simulering ble kjørt med ingen lekkasjer. Dette var et avvik som kunne ses vekk fra siden det ble oppdaget etter at meste parten av simuleringene var gjort ferdig. Den høyeste strømmingen vi hadde var 0.924 (liter/time) og det laveste er 0.5 (liter/time), det vil si at vår gjennomsnittsstrømning er 0.714 (liter/time) og at vi kunne lage en tabell [Figur 12] på hvor mye strupeventilen [14 i skjematikken] kunne justeres på for hver prosent lekkasje vi skulle simulere uansett avstand vi kunne velge å kjøre simuleringen på.

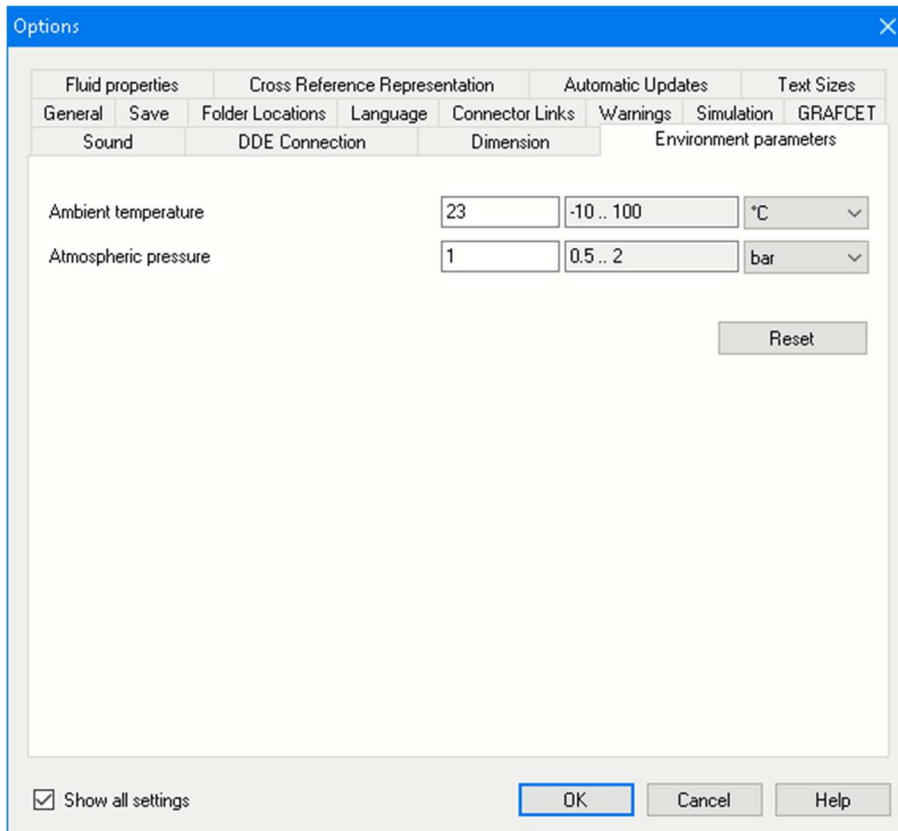
Prosent lekkasje	Strømningen (liter/time)	Strømningen (liter/minutt)
10%	0.0714	0.00119
15%	0.1068	0.00178
20%	0.1422	0.00237
25%	0.1776	0.00296
30%	0.2136	0.00356

Figur 12: Tabell over lekkasjestrømninger til strupeventilene.

Egenskapene for fluidet som ble brukt er også vist i [Figur 13] i et miljø som vist i [Figur 14].

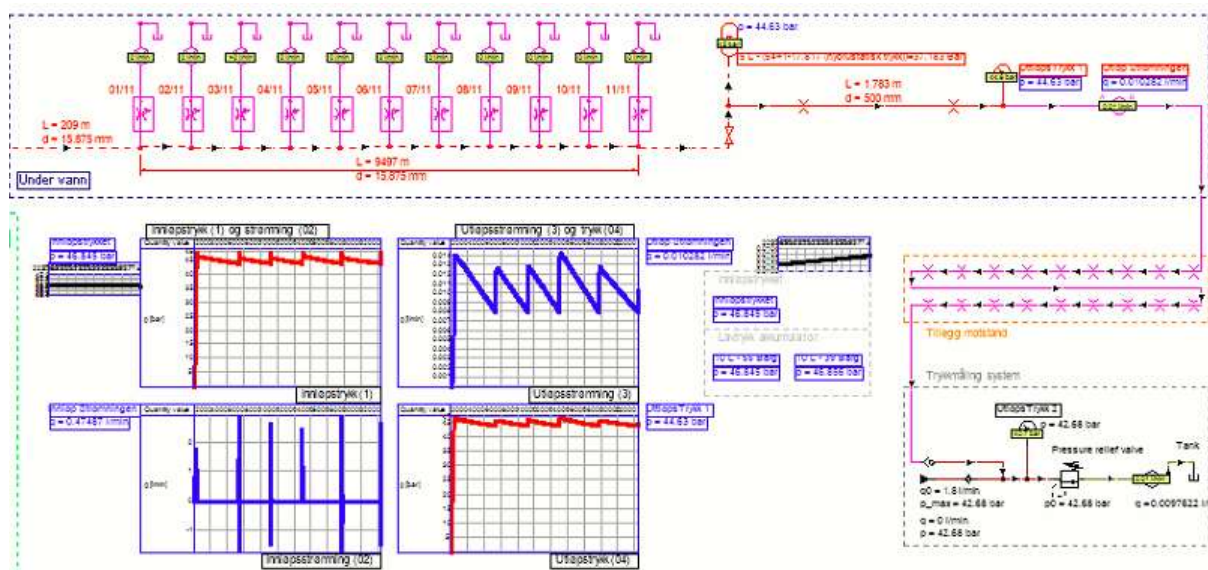


Figur 13: Fluid egenskapene



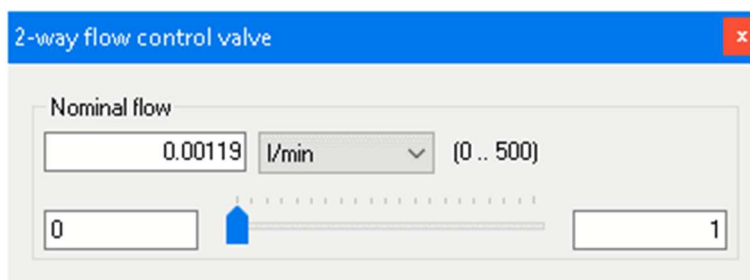
Figur 14: Miljøet

I [Figur 15] ser vi et eksempel på hvordan det ble kjørt lekkasjesimuleringer i FluidSIM ved 0 (meter) og 2000 (meter) stigerørene undervanns.



Figur 15: Lekkasjesimuleringer i FluidSIM ved 0 (meter) og 2000 (meter)

I skjematikken ble det tegnet strupeventiler [14 i skjematikken] langs hele stigerøret, den gir muligheten til å velge hvor stor lekkasjen skal være i (liter/minutt) som vist i [Figur 16].



Figur 16: Strupeventilen nå vi skal simulere 10% lekkasje

Innløpstrykket «trykket på lavtrykksakkumulatoren» [17 i skjematikken] brukes til å observere syklusene, for når trykket er på det laveste, 40.000 (bar) så pauses prosessen og en ny lekkasje startes ved å øke strømmingen i strupeventilen, stoppe strømmingen og starte en ny en i et annet sted eller stoppet lekkasjen totalt.

4.2.7 Lekkasjesimulering i diverse tettheter og viskositeter fremgangsmåte i FluidSIM

Under viser tabellen [Figur 17] en oversikt over gjennomførte simuleringer samt fremgangsmåte.

Avstand [m]	Antall simuleringer	Størrelse på lekkasjen
1000	1	15%
1000	1	15%
1000	1	15%
1000	1	15%
1000	1	15%
Densitet, for viskositet=5	Gjennomsnittlig Utløpsstrømning [l/min]	Lekkasjen [l/min]
700	0.01195	0.00179
800	0.01115	0.00167
869	0.01185	0.00178
1000	0.00995	0.00149
1100	0.00945	0.00142
Viskositet, for tetthet=865	Gjennomsnittlig Utløpsstrømning [l/min]	Lekkasjen [l/min]
1	0.01155	0.00173
3	0.01100	0.00165
5	0.01185	0.00178
10	0.01005	0.00150
12	0.01000	0.00150

Figur 17: Tabell over gjennomførte simuleringer

Når densiteten og viskositeten endrer seg så vil utløpsstrømningen endre seg, noe som tas hensyn til fordi det påvirker utløpsstrømningen og vi bruker utløpsstrømningen til å kalkulere størrelsen på lekkasjen! Øker densiteten eller viskositeten så går utløpsstrømningen ned. Alle dataene ble tatt fra en syklus der det var verken en oppfyllingsyklus eller en lekkasje simuleringen.

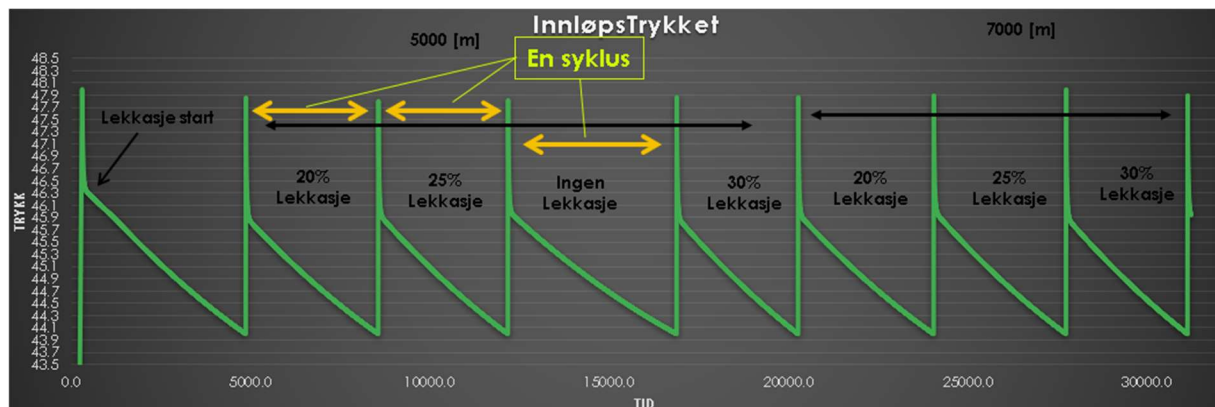
Lekkasjen ble utført på samme måte vi utførte de andre lekkasjene men vi endret på densiteten eller viskositeten som vist i [Figur 13] og ifølge tabellen [Figur 17].

4.2.8 Framgangsmåte i Excel

Simuleringsdata som FluidSIM genererer blir videre kopiert til Excel, som formes om til en lik graf til det som var i FluidSIM. Resultater 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 på [Figur 18].

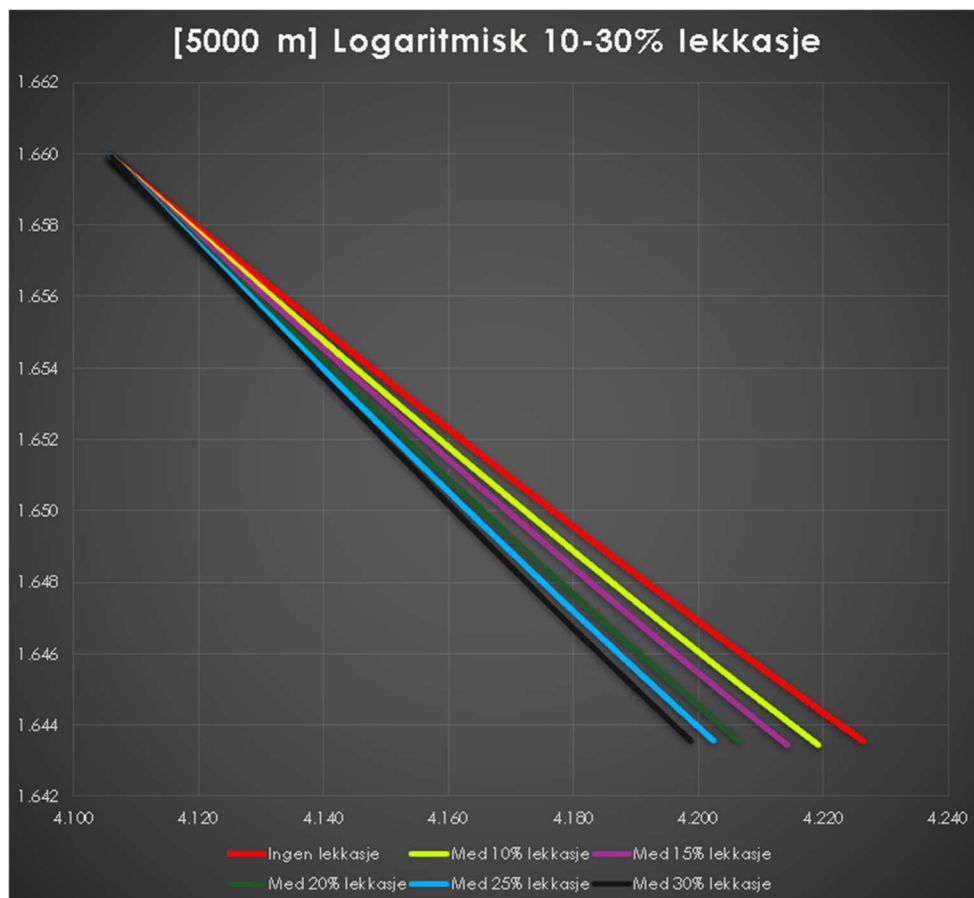
Motsatt er det for stigningstallet, for når vi har en liten stigningstall så vil det si at det tar lenger tid for en hel syklus, i motsetning til når vi har en lekkasje.

Under analysering av stigningstallet tas ikke med toppene som er på grafen fordi systemet er i en oppfyllingsfase og begynner all analysering av syklusene fra 45.7 (bar) til og med 40.01 (bar) fordi simuleringen pauser på 40.000 (bar) for å stenge en lekkasje ved hjelp av strupeventilen [14 i skjematikken] og starter en ny lekkasje enten i en større lekkasjeprosent, i et annet sted eller analysere for ingen lekkasjer før systemet må trykkes opp igjen til 48 (bar), det vil si starten på en ny syklus.



Figur 18: Forskjellige sykluser fra [samlet.xlsx, side «06 av 11_5000m»]

I [Figur 19] har er et eksempel av samlet data for ingen lekkasje, 10%, 15%, 20%, 25% og 30% i en graf.



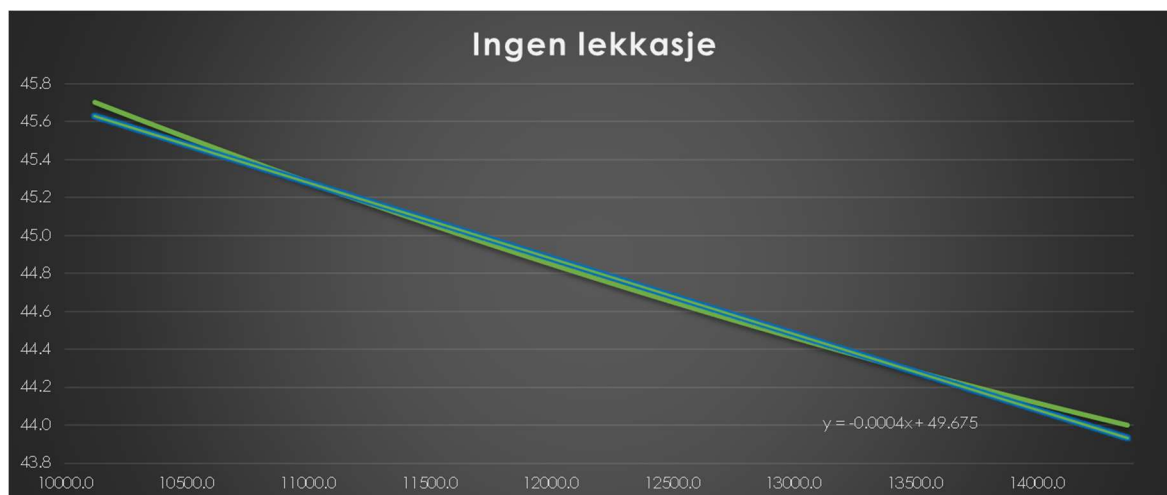
Figur 19: På bildet ser vi at i snitt så startes analyseringen av lekkasjene fra samme punkt

Og i [Figur 20] har vi grafen kun for ingen lekkasje grafen og trendlinje funksjonen viser oss stigningslinjen der stigningsvinkelen kalkuleres som:

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

noe som vi også kalkulerer i Excel ved hjelp av «SLOPE» funksjonen for å være dobbel sikker på at stigningstallet er riktig på grafene stemmer med dataene som ble plukket for grafen for analysering.

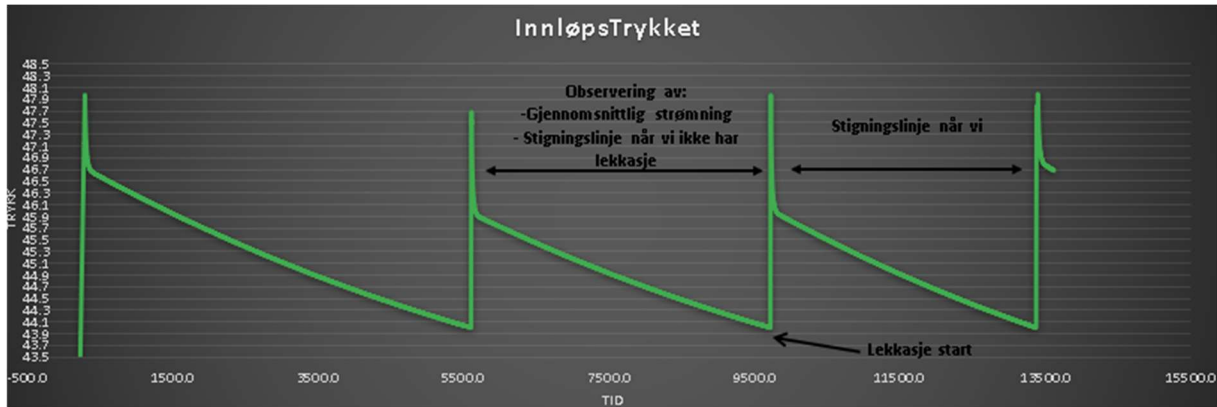
For å finne stigningstallet brukes funksjonen «=SLOPE(Δ trykk, Δ tid)»



Figur 20: Ingen lekkasje grafen fra [samlet.xlsx, side «06 av 11_5000m»]

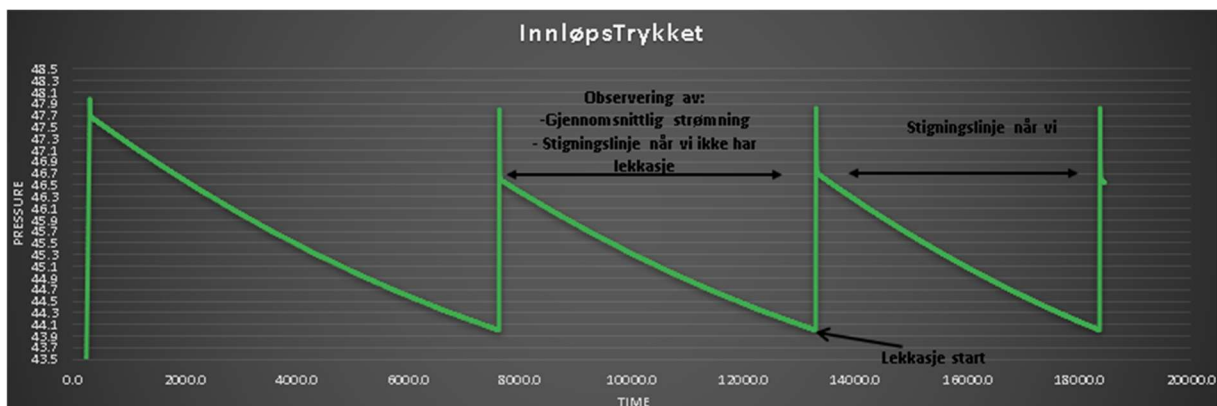
I motsetning til simuleringer av lekkasjer på forskjellige avstander så må simuleringen av forskjellige densiteter og viskositeter kjøres hver for seg, det betyr at vi må trykke opp systemet, observere en lekkasje fritt syklus fram til trykket faller til 40.000 (bar), pause simuleringen for å kalkulere gjennomsnittlige strømning, deretter starte en lekkasje syklus fram til en ny syklus starter, da stoppes simuleringen.

[Figur 21] er grafen for simulering av en lekkasje der densiteten er $700 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ og kinematiske viskositeten er $5 \left[\frac{m^2}{s} \right]$ mens;



Figur 21: densiteten er $700 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

[Figur 22] er grafen for simuleringen av en lekkasje der kinematiske viskositeten er $1 \left[\frac{m^2}{s} \right]$ og densiteten er $869 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$



Figur 22: kinematiske viskositeten er $1 \left[\frac{m^2}{s} \right]$

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 mm²/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 densitet 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/ Høydeforskjell

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 (utregning 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 (vedlegg nr.).

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

Ved å legge til alle de kjente parameterne i FluidSIM så burde utløpsstrømningen være lik det som fås i det virkelige systemet! Det var ikke til å bli grunnet mangel på informasjon om hvor kompleks systemet er i plattformen, riktig lengder, rør bend, rør fitting, bevegelser i plattformen som kunne indusere ekstra eller mindre trykk (hydraulisk motstand) og andre komponenter som kunne vært installert som for eksempel et kjølingssystem, et filtreringssystem, at stigerøret er rullet i en stor trommel «det vil si motstand som funksjon av radiusen til trommelen og lengden som er rullet på plass i trommelen» ... osv.

For å kunne nå det ønsket strømmingen så måtte det installeres 18 hydrauliske motstander for å nå 0.5 (liter/time) i vår skjematikk

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

4.3.8 Tank i FluidSIM

I virkeligheten så eksisterer det en tank [18 i skjematikken] men den kan ikke tegnes i FluidSIM, dette erstattet vi med to hydrauliske motstander kalkulert for en tank med diameter på 500 (mm) og lengde på 1783 (mm). I Matematiske beregninger ser man størrelsen på de hydrauliske motstandene.

Trykktap ved innløp i rør fra tank og Trykktap ved utløp av rør til tank.

5. Resultat

Analysering av hypotetiske lekkasjer i undervannsrør ved hjelp av simuleringprogrammet, FluidSIM. Vår modell er et forsøk på å lage en kopi av et faktisk hydraulisk system og studere oppførselen til systemet ved diverse lekkasje størrelser og plasseringer.

Vårt hovedfokus har vært å observere hvordan trykket ved akkumulatorene endrer seg når vi introduserer en lekkasje på en avstand og størrelse.

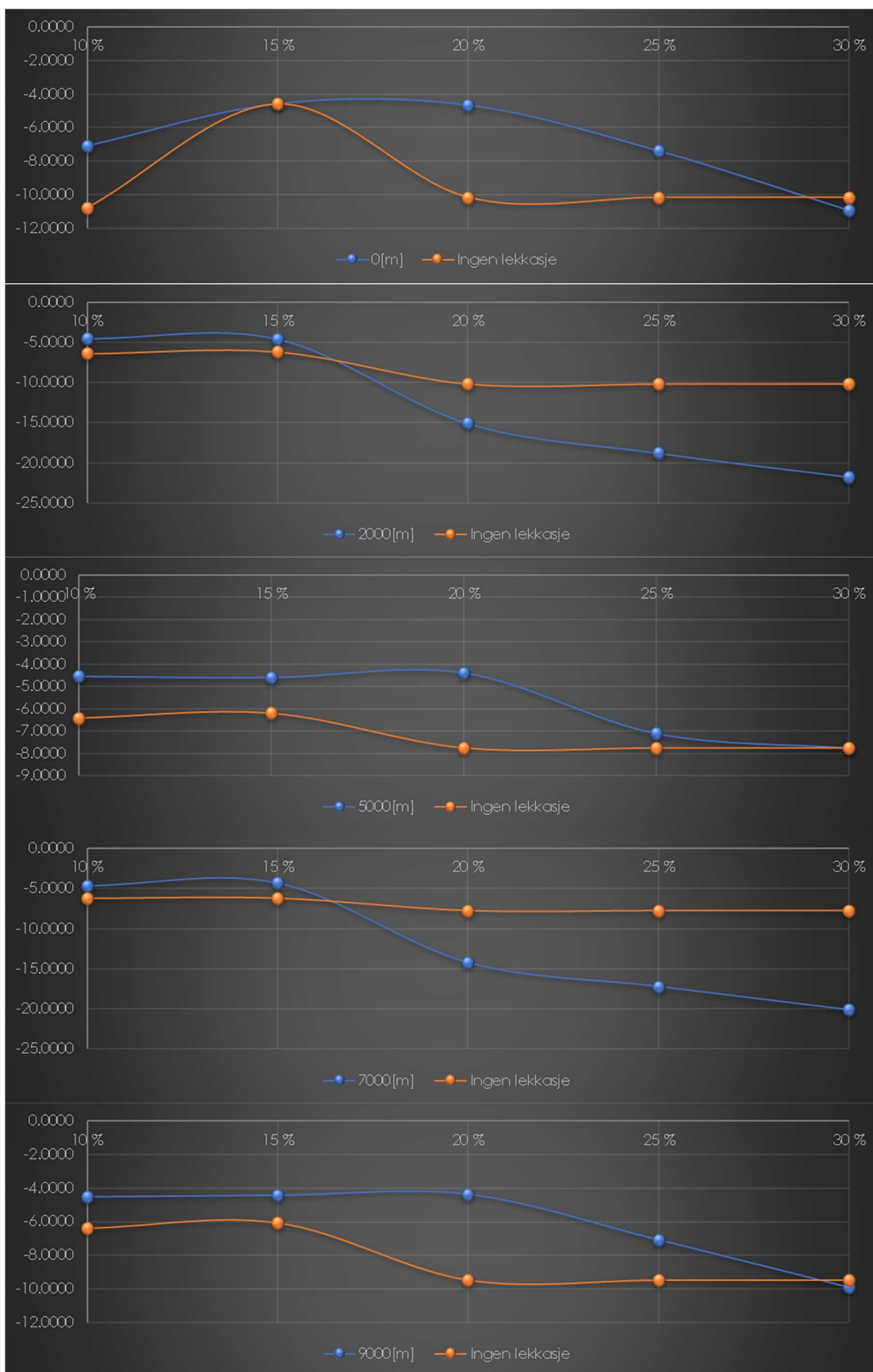
Hvis vi kan simulere lekkasjer lik sanntidsdata fra det reelle systemet så konkluderer vi med at det er fullt mulig å detektere lekkasjer ved hjelp av manometeret ved innløpstrykket [11 i skjematikken]. Det da vi mangler er minst like mye data som de vi produserte og sammen likne dem. Resultatet vil da være en konstant sammenlikning mellom sanntidsdata og det teoretiske som vi produserte, derved kan en alarm utlyses når sanntidsdata fra systemet begynner å produsere data som likner på det når vi simulerte for en lekkasje.

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.

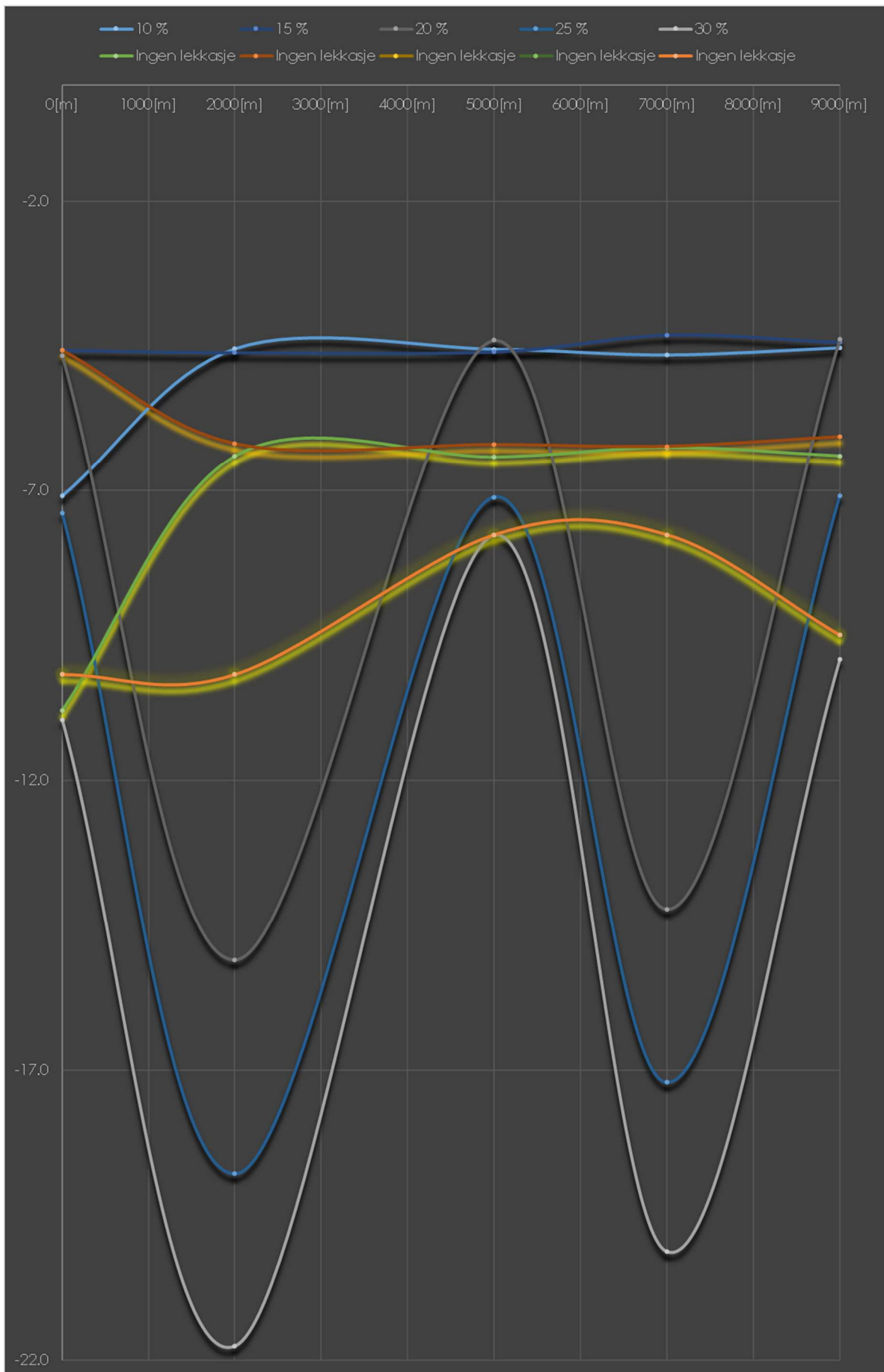
Det ble også sett på syklus tiden og hvordan den endrer seg når vi har eller ikke har lekkasje, av det lille som vi produserte så vi en klar sammenheng, men mangel på tid forhindret det.

Siden skal holdes tom.

5.1 Prosent lekkasje mot stigningsvinkelen



Figur 23: Grafen for lekkasje størrelsen «i prosent» mot stigningstallet når vi har og ikke har lekkasjer



Figur 24: Grafene i [Figur 22] samlet i ett graf

I forrige figuren [Figur 23 og 24] vises data fra innløpstrykket [11 i skjematikken] sånn at det er lett å se lekkasjer ved hjelp av stigningstallet på en graf og hvor lett det er å oppdage dem samt ved hvilke avstander.

Jo større avstand mellom stigningslinjen for ingen lekkasje og stigningslinjen for hvilket som helst avstand ved en prosent lekkasje «X (meter)» jo lettere er det å oppdage en lekkasje.

Fordi når stigningslinjene er nære hverandre så betyr det at det er vanskelig å kunne se forskjellen mellom det når man har lekkasje eller ikke har en lekkasje og en lite endring i trykket vil utlyse en alarm «i form av en melding på en datamaskin der sanntidsdata genereres konstant» for at det oppstod en lekkasje, noe som preger alle denne type sensorer som baserer seg på å lese sanntidsdata for å oppdage en lekkasje.

Ved starten «på 0 (meter)» så ser det ut til å være nær umulig å kunne oppdage en lekkasje på 15%, dette kan ses på som en feil data! Fordi lekkasjen på 10% kunne oppdages! [se side 40 linje 4 for en bedre forklaring] «For 15% lekkasjer vises det til...».

Hvis vi retter i vår data og antar at ingen lekkasje stigningslinjen vil gå parallelt med 0 (meter) linjen med avstanden mellom de 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 går an å oppdage ved m (meter) avstanden.

Ved 2000 (meter) så er lekkasjer på 10% og 15% 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 2000 (meter) avstanden.

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

Ved 7000 (meter) så 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, der avstanden mellom linjene bare fortsetter å øke.

Lekkasjer på over 20% vil være veldig lett å oppdage når de skjer ved 7000 (meter) avstanden. Det er lett å notere at grafen for 7000 (meter) likner på grafen ved 2000 (meter)!

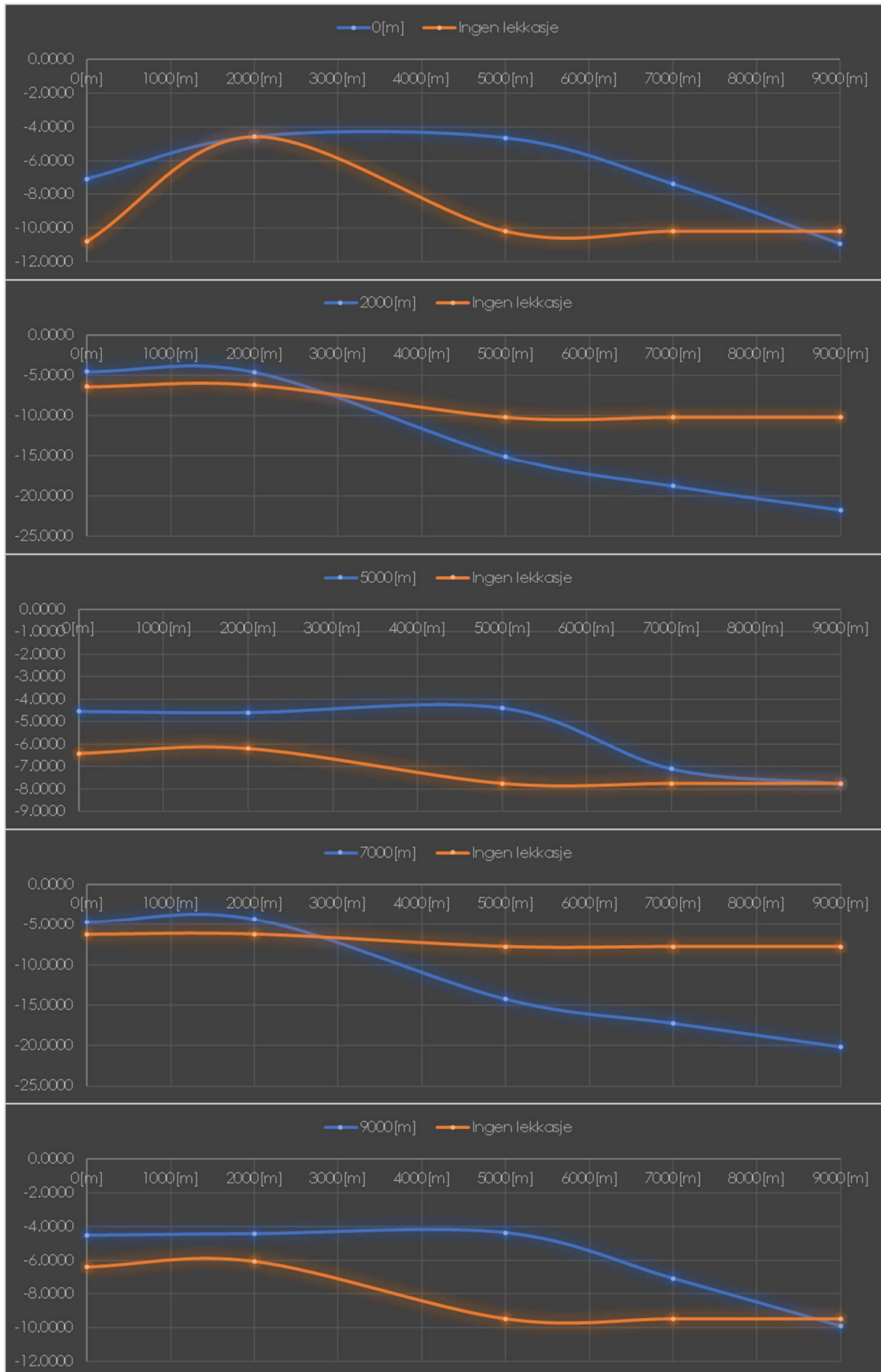
For 9000 (meter) grafen er lekkasjene veldig likt grafen for lekkasjer ved 5000 (meter).

Linjene for lekkasjen og ingen lekkasje er parallele til og med 15%, de divergerer deretter og avstanden mellom dem er størst ved 20% så konvergerer begge mot 30%! Dette sier at kun lekkasjer på 20% er lettest å oppdage.

I neste figur [Figur 25] ble det satt en viss prosent lekkasje «10%, 15%...» mot forskjellige avstander «2000 (meter), 5000 (meter)».

Tabellen forteller hvor lett det er å oppdage en «10%, 15%...» lekkasje på forskjellige avstander der samme prinsipp brukes for å forstå den, jo større avstand mellom linjene, jo lettere det er å oppdage lekkasjen

Siden holdes tom.



Figur 25: Lekkasje prosent for hver avstand

I [Figur 23] og for 10% lekkasjer er det vanskelig å oppdage i alle avstander unntatt for 0 (meter) avstanden der det er litt større sjanse å kunne mye lettere oppdage lekkasjen. For 15% lekkasjer vises det til å være umulig å oppdage ved 0 (meter), noe som kan antas som feil, derimot når man ser på mønsteret på 20%, 25% og 30% lekkasje ved 0(meter) så kan det være at generert data fra FluidSIM er riktig og at det er nær umulig å kunne oppdage en lekkasje på 15% ved 0 (meter) avstanden!

Det er ved 20%, 25% og 30% vi begynner å se en interessant mønster for lekkasjer. Mønsteret vil fortelle oss sannsynligheten for hvor lekkasjen vil oppstå!

For eksempel for 20% lekkasjer er det veldig lite sannsynlighet 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 og 7000 er det høyeste sannsynlighet for at det vil skje. Det samme vil også gjelde for 30% lekkasjer

5.2 Densitet og kinematisk viskositet mot stigningsvinkelen

$$\mu \left[\frac{Ns}{m^2} \right] = \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot \nu \left[\frac{m^2}{s} \right] \Rightarrow \text{Viskositet} = \text{Kinematisk Viskositet} \cdot \text{Densitet}$$

Det er veldig enkelt å teste en regel som dette, grunnet er at de tre leddene henger sammen uten ekstra komplikasjoner og i det utførte lekkasje testen var målet å bevise akkurat dette.

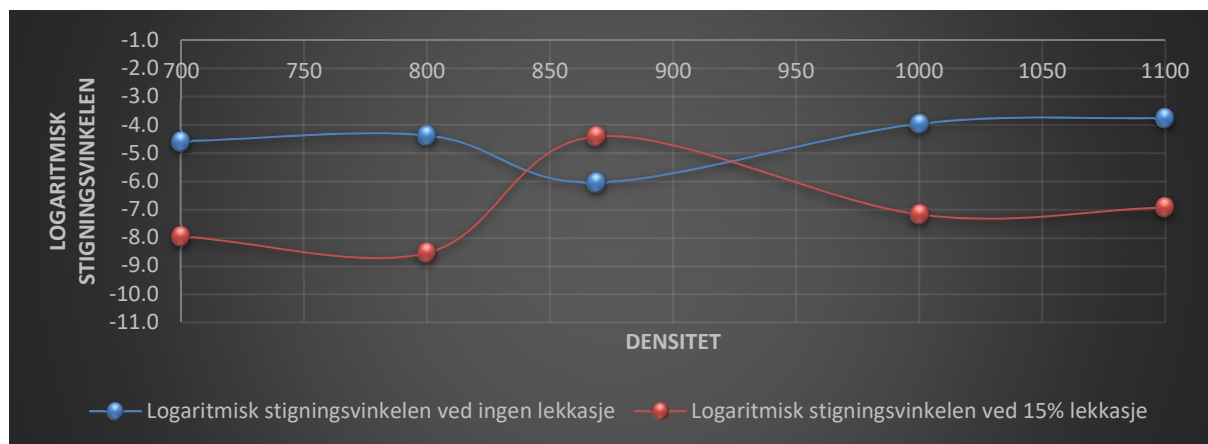
Når vi øker Densiteten [700, 800, 869 $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$...] og holder Kinematiske Viskositeten

$\left[5 \cdot 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right] \right]$ konstant så må viskositeten være veldig lite og øker veldig sakte som vist i tabellen under [Figur 26].

Avstand	1000[m]	1000[m]	1000[m]	1000[m]	1000[m]
Kinematisk viskositet (μ)	5	5	5	5	5
Densitet (ρ)	700	800	869	1000	1100
Kalkulert viskositet (ν) for $\mu=5$	0.0035	0.004	0.004345	0.005	0.0055
Differansen mellom stigningsvinklene i grafen	3.4	4.2	-1.6	3.2	3.2

Figur 26: Variert densitet

For stigningsvinkelen så vil denne økningen av viskositeten gjøre det lettere for oss å detektere en lekkasje, fordi stigningsvinkelen når vi har en lekkasje er skarpere «det vil si avstanden mellom linjene i grafen» som vist under i [Figur 27].

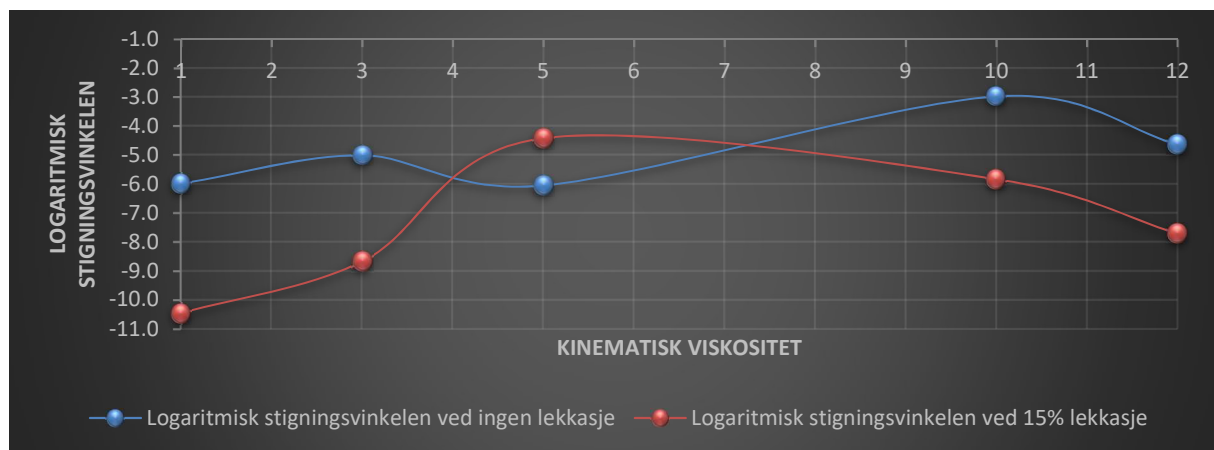


Figur 27: Forskjellige densiteter mot stigningstallet

For den andre simuleringen så holdte vi Densiteten konstant og økte Kinematiske Viskositeten som vist under i [Figur 27 og 28]

Avstand	1000[m]	1000[m]	1000[m]	1000[m]	1000[m]
Kinematisk viskositet (ν)	1	3	5	10	12
Densitet (ρ)	869	869	869	869	869
Kalkulert viskositet (μ) for $\rho=869$	0.000869	0.002607	0.004345	0.00869	0.010428
Differansen mellom stigningsvinklene i grafen	4.5	3.7	-1.6	2.9	3.1

Figur 28: Variert Kinematisk Viskositet



Figur 29: Forskjellige Kinematiske Viskositeter mot stigningstallet

For å se på forskjellen mellom stigningsvinkelen når vi endret Densiteten og holdte Kinematiske Viskositeten konstant eller motsatt så har vi følgende tabell [Figur 30]:

Densiteter	700	800	869	1000	1100
Stigningstallet ved forskjellige Densiteter	3.4	4.2	-1.6	3.2	3.2
Kinematisk Viskositet	1	3	5	10	12
Stigningstallet ved forskjellige Kinematiske Viskositeter	4.5	3.7	-1.6	2.9	3.1
Differansen	-1.1	0.5	0	0.3	0.1

Figur 30: Forskjellen i stigningsvinklene

Jo større differansen er jo skarpere stigningsvinkel er, jo større stigningsvinkelen er lettere gjør det oss å detektere en lekkasje.

Konklusjonen for dette er at vi må ha en Densitet større enn $800 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ og Kinematisk Viskositet på $1 \left[\frac{m^2}{s} \right]$ eller mindre.

6. Konklusjon

En viktig observasjon i [Figur 23 og 24] 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.

I [Figur 25] 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.

Fluidet må oppleve en kraftig termisk endring før de kan spille en rolle i å detektere lekkasjer på en bedre eller dårligere måte, en Kinematisk Viskositet på 1 eller under $1 \left[\frac{m^2}{s} \right]$ når Densiteten er $869 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ eller en Densitet større enn $800 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$.

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. [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. [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. [Funnet Mai 2019].
- [6] Y. A. Cengel og J. M. Cimbala, Fluidmechanics, Third edition red., Singapore: McGraw-Hill Education, 2014.
- [7] Festo Didactic, «User's Guide,» [Internett]. Available: https://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/fluidsim5_enus_v1.pdf. [Funnet 2019].
- [8] UiO, «Kompressibilitetsmodulen,» 2009. [Internett]. Available: <https://www.uio.no/studier/emner/matnat/fys/FYS2130/v09/komp56.pdf>. [Funnet Mai 2019].
- [9] Wikipedia, «Numerisk Analyse,» Wikimedia Foundation, Inc., Februar 2019. [Internett]. Available: https://no.wikipedia.org/wiki/Numerisk_analyse. [Funnet Mai 2019].
- [10] Wikipedia, «Instrument Error,» Wikimedia Foundation, Inc., September 2018. [Internett]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Instrument_error. [Funnet Mai 2019].

7.1 Figurliste

Figur 1: Strømning i et strømrør [4].....	15
Figur 2: Prinsippskisse av ulike akkumulatortyper [4].....	16
Figur 3: Størrelser ved beregning av gassakkumulator [4].....	16
Figur 4: Liste over komponenter brukt i FluidSIM [7]	18
Figur 5: Hydraulikkskjema tegnet i FluidSIM og tabell over komponenter	19
Figur 6: State diagram	21
Figur 7: Innstillinger til State diagram	21
Figur 8: 10% lekkasje i starten av stigerøret undervanns, fra samlet.xlsx, side «01 av 11 - 10».....	22
Figur 9: Tiden som brukes for hver syklus, fra samlet.xlsx, side «01 av 11 - 10».....	22
Figur 10: Simuleringshastigheten som ble brukt i alle PC 'ene	23
Figur 11: Tabell over gjennomførte simuleringer	24
Figur 12: Tabell over lekkasjestrømninger til strupeventilene	24
Figur 13: Fluid egenskapene	25
Figur 14: Miljøet	25
Figur 15: Lekkasjesimuleringer i FluidSIM ved 0 (meter) og 2000 (meter).....	26
Figur 16: Strupeventilen nå vi skal simulere 10% lekkasje	26
Figur 17: Tabell over gjennomførte simuleringer	27
Figur 18: Forskjellige sykluser fra [samlet.xlsx, side «06 av 11_5000m»]	28
Figur 19: På bildet ser vi at i snitt så startes analyseringen av lekkasjene fra samme punkt	29
Figur 20: Ingen lekkasje grafen fra [samlet.xlsx, side «06 av 11_5000m»]	29
Figur 21: densiteten er 700 [kg/m ³]	30
Figur 22: kinematiske viskositeten er 1 [m ² /s]	30
Figur 23: Grafen for lekkasje størrelsen «i prosent» mot stigningstallet når vi har og ikke har lekkasjer	36
Figur 24: Grafene i [Figur 22] samlet i ett graf.....	37
Figur 25: Lekkasje prosent for hver avstand	41
Figur 26: Variert densitet	43
Figur 27: Forskjellige densiteter mot stigningstallet.....	43
Figur 28: Variert Kinematisk Viskositet	43
Figur 29: Forskjellige Kinematiske Viskositeter mot stigningstallet.....	44

Figur 30: Forskjellen i stigningsvinklene	44
Figur 31: Skjematikk	52
Figur 32: Tilbakeslagsventil	53
Figur 33: Kuleventil	54
Figur 34: Filter	55
Figur 35: Retningsventil (2/2 ventil) (1 av 2 Figurer)	56
Figur 36: Retningsventil (2/2 ventil) (2 av 2 Figurer)	57
Figur 37: Fluid spesifikasjon	58
7.2 Vedleggsliste	
Tabell i: Vedlegg 1 Formler og verdier	50
Tabell ii: Matematiske beregninger	51

8. Vedlegg

8.1 Vedlegg 1 Formler og verdier

Symboler	Verdier	Beskrivelser	Formler
$\rho_{morlina}$	$869 \frac{kg}{m^3}$	Densitet til oljen	$\rho = \frac{masse}{volum}$
ρ_{H_2O}	$1000 \frac{kg}{m^3}$	Densitet til vann	$\rho = \frac{masse}{volum}$
ρ		Densitet	
ξ		Tapskoeffisient	
λ		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	$\frac{\pi}{4} \cdot d^2$
ν	m^2/s	Kinematisk viskositet	$\mu = \rho \cdot \nu$
μ	Ns/m^2	Viskositet	
kg	$\left[\frac{Ns^2}{m} \right]$	Enheten for ett kg	

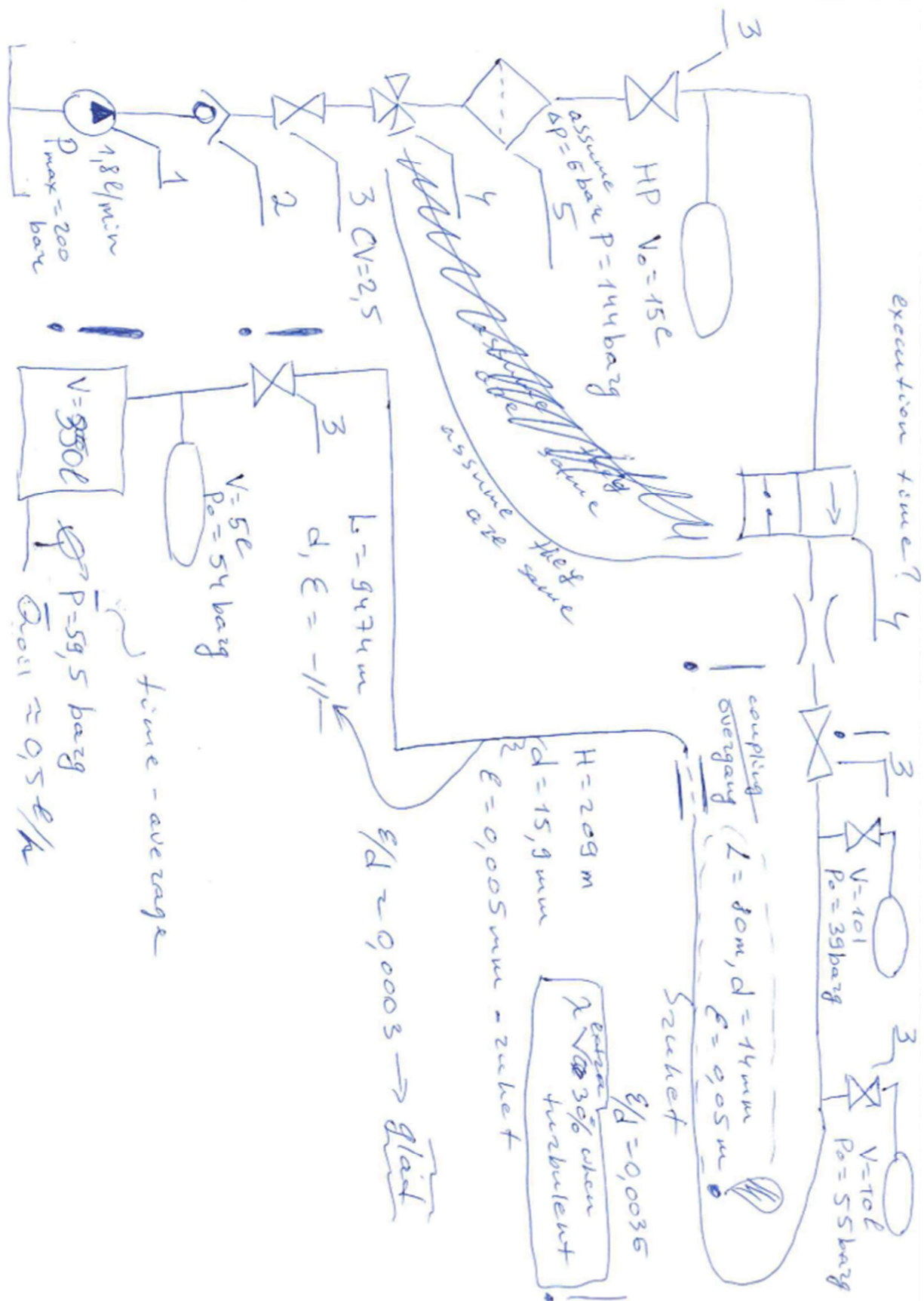
Tabell i: Vedlegg 1 Formler og verdier

8.2 Matematiske beregninger

Beskrivelser	Formler	Utrengninger
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	$\Delta p_{friksjon} = \lambda \cdot \rho \cdot g \cdot h_2 - \rho \cdot g \cdot h_1$	

Tabell ii: Matematiske beregninger

8.3 Skjemattikk



Figur 31: Skjemattikk

8.4 Tilbakeslagsventil



C & UC Series

General Information

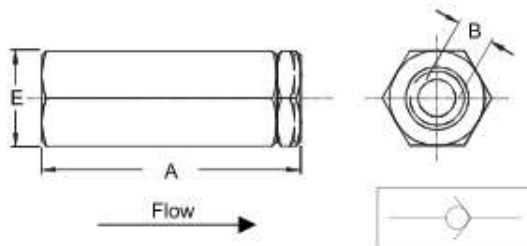
6,000 & 10,000 psi rated Piston non-return valves

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.

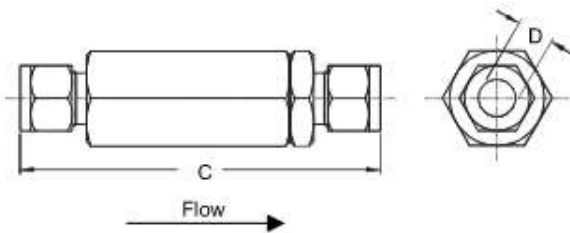
Design Features

- 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 (Kgs)	
			Bore	Comp. Ended		Tube Size	C					UC	6000 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	38	20	1.6	1.39	0.8	0.8	
C8NS	1" NPT	114	12	146	25	44	44	20	1.6	1.39	1.2	1.2	
C12NS	1 1/2" NPT	180	32	-	38.1	76	76	20	9.0	7.78	5.2	5.2	
C16NS	2" NPT	195	32	-	50.8	76	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

Alco Valves
 Industrial Valve Manufacturers

Europe (UK)
 Tel : 01484 710511 Fax : 01484 710009
 International : ++ 44 1484 710511

USA & Canada
 Tel : ++ (1) 519 767 6633 Fax : ++ (1) 519 767 6740
 http://www.alco-valves.com

REF: AVCAT20058
 REV: 00

Figur 32: Tilbakeslagsventil

8.5 Kuleventil



UB Series

General Information

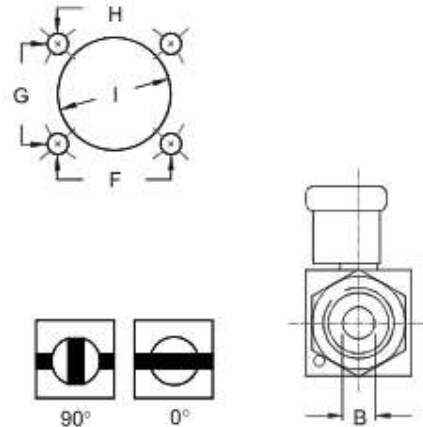
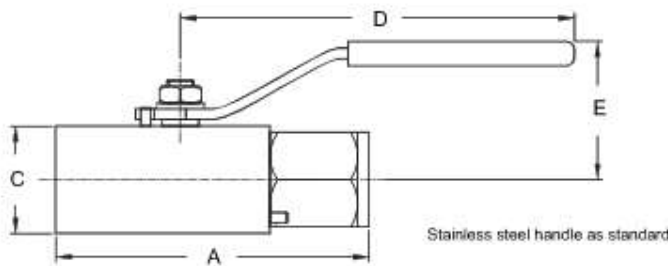
Heavy duty high pressure ball valve 10,000 psi rated

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 (kg)
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 = Peekseal Seal materials: Body = PTFE - Stem = Peek

Dim are in mm (Appx)

See technical section for important additional valve data.

© 1999

SECTION 3

Page 12

Alco Valves
 Industrial Valve Manufacturers

Europe (UK)
 Tel: 01484 710511 Fax: 01484 713009
 International: ++ 44 1484 710511

USA & Canada
 Tel: ++ (1) 519 767 0025 Fax: ++ (1) 519 767 6740
<http://www.alco-valves.com>

REF: AVCAT20002

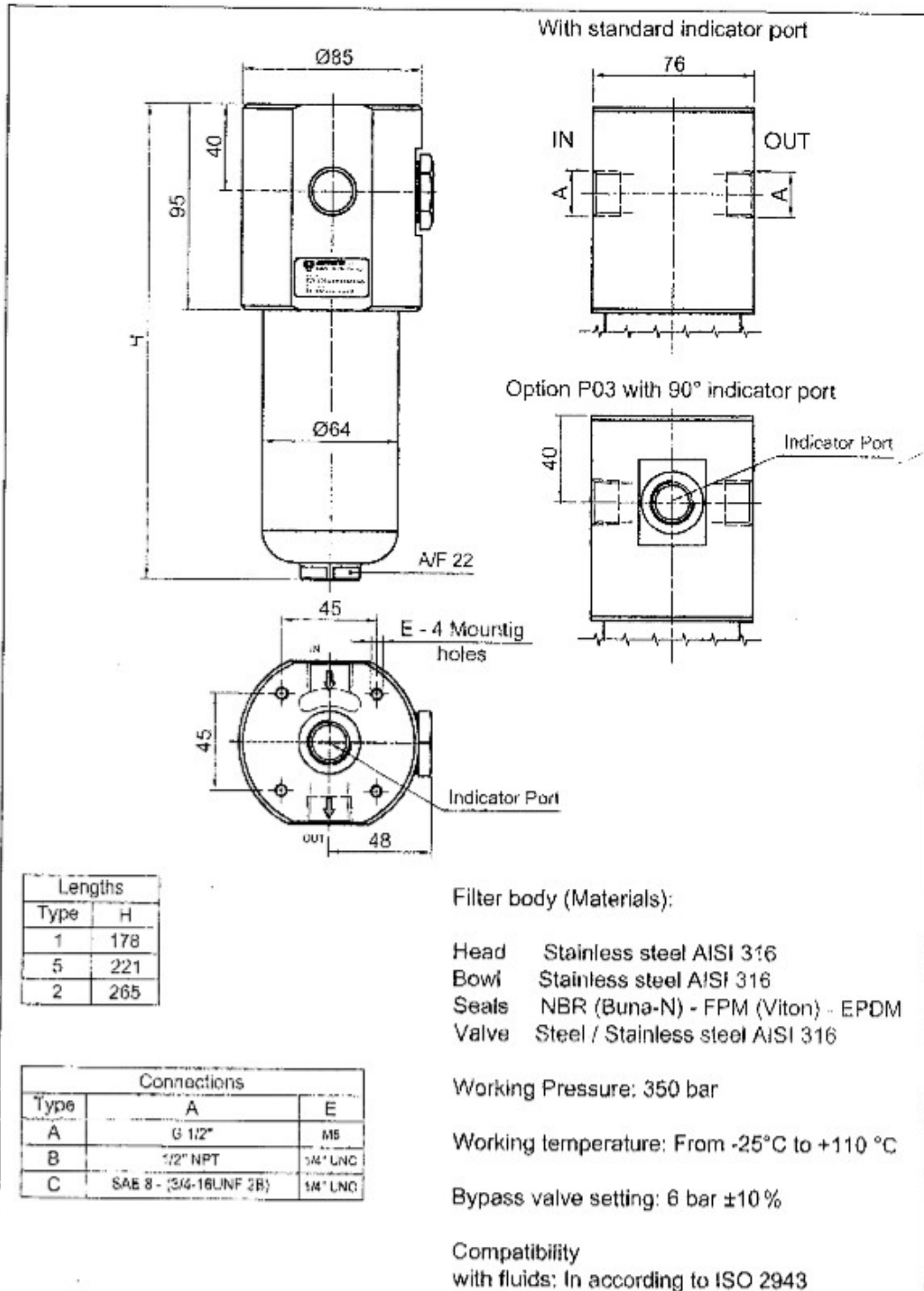
REV: 00

Figur 33: Kuleventil

8.6 Filter



SERVI



Figur 34: Filter

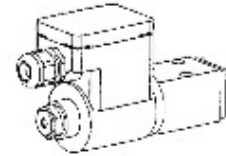
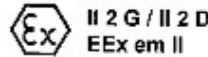
8.7 Retningsventil (1/2 ventil)



Poppet valves

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

NG4-Mini[®]



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 2125 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	2	04	S1788	/	/	/	/
3/4-way construction	B	EX	3	04	S1788	/	/	/	/
Mounting interface									
Explosion proof solenoid									
2-way (connections)			2						
3-way (connections)			3						
2 position									
4 position									
Nominal size 4-Mini									
Normally closed.									
Normally open.									
Terminal box with out cable									
Standard nominal voltage U_n :									
Execution:									
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, preferably horizontal
Fastening torque	$M_c = 5,5 \text{ Nm}$ (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)

ELECTRICAL CONTROL

Construction	Solenoid, wet pin push, pressure tight
Standard nominal voltage	$U_n = 24 \text{ VDC}$ $U_n = 115 \text{ VAC}, U_n = 230 \text{ VAC}$ DC = Ripple component 20%; wired with VDR AC = 50 to 60 Hz +2%; with integrated half wave rectifier and recovery diode
Voltage tolerance	±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 (for request) = II 2 D IP65 T80° C (for dust); T4 = 17 W (DC), 23 VA (AC)
Nominal power:	T6 (on request) = 7 W (DC), 11 VA (AC)

HYDRAULIC SPECIFICATIONS

Fluid	Mineral oil, other fluid on request
Contamination efficiency	ISO 4406:1999, class 20/18/14 (Required filtration grade 10...16>75) refer to data sheet 1.0-50/2
Viscosity range	12 mm ² /s ... 320 mm ² /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

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

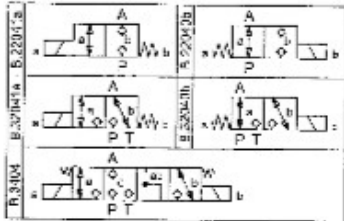
Figur 35: Retningsventil (2/2 ventil) (1 av 2 Figurer)

8.8 Retningsventil (2/2 ventil)



Poppet valves

SYMBOLS

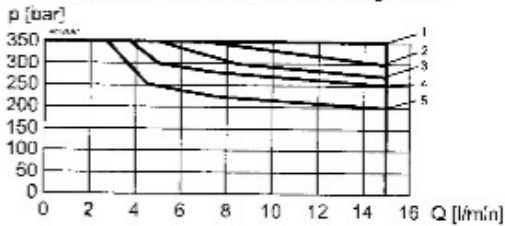


START-UP

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.

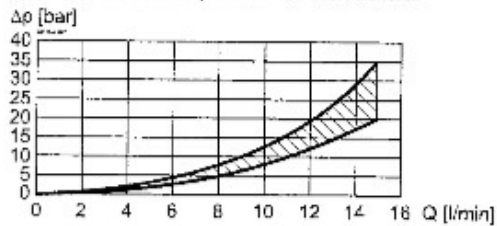
2. Solenoid coils may only be mounted on those valves assigned to.

CHARACTERISTICS (15 or 20 mm² Oil viscosity $\eta_v = 30 \text{ mm}^2/\text{s}$
 $p = f(Q)$ Performance limits with standard voltage -10%



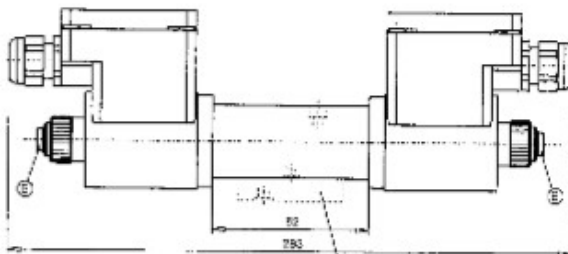
Type	Flow direction			
	P-A	A-T	A-P	T-A
BEX22041a	1	-	2	-
BEX22045b	1	-	4	-
BEX32041a	1	3	5	1
BEX32045b	1	4	5	1
BEX3404	1	f	2	2

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



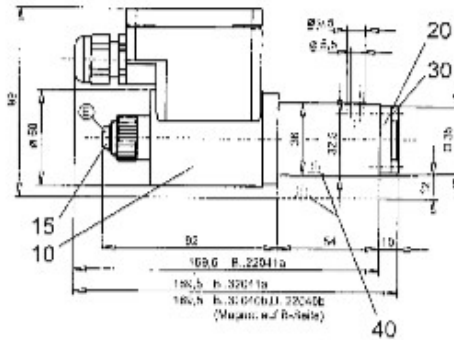
DIMENSIONS

3/4-way poppet valve



50
Order distance plate BDP4/12 separately

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 H80 (incl. seal)
20	057.4202	Cover
30	245.1112	Socket head cap screw M4x12 DIN 912
40	182.2052	O-ring ID 5,28x1,75
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

Figur 36: Retningsventil (2/2 ventil) (2 av 2 Figurer)

8.9 Fluid spesifikasjon

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 ³
Kinematic viscosity	5 mm ² /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

Figur 37: Fluid spesifikasjon

Tom.

Tom.

Tom.

