



TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO  
TAMPERE UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**Antti Mikkonen**

**YKSIULOTTEISET MONIFAASIVIRTAUSMALLIT SUIHKU-  
PUMPUSSA JA PYSTYPUTKESSA**

Diplomityö

Tarkastaja: Prof. Reijo Karvinen  
Tarkastaja ja aihe hyväksytty  
Luonnontieteiden tiedekunnan  
kokouksessa 14.8.2013

# TIIVISTELMÄ

TAMPEREEN TEKNILLINEN YLIOPISTO

Ympäristö- ja Energiatekniikan koulutusohjelma

**ANTTI MIKKONEN: Yksiulotteiset monifaasivirtausmallit suihkupumpussa ja pystyputkessa**

Diplomityö, 74 sivua, 0 liitesivua

Syyskuu 2013

Pääaine: Virtaustekniikka

Tarkastaja: Professori Reijo Karvinen

Avainsanat: suihkupumppu, monifaasivirtaus, öljy, öljykaivo, aineominaisuudet

Öljyvarojen huvetessa vaikeasti saavutettavat öljyesiintymät ovat alkaneet herättää laajempaa kiinnostusta. Suihkupumppuja ei perinteisesti ole juurikaan hyödynnetty öljyn pumppauksessa johtuen niiden huonosta hyötysuhteesta. Suihkupumppujen etuna on kuitenkin niiden huoltovapaus ja käyttövarmuus. Suihkupumpussa ei ole yhtään liikuvaa osaa. Vaikeissa olosuhteissa nämä edut ovat usein hyötysuhdetta tärkeämpiä.

Tämä työ kokoaa yhteen suihkupumpulla toimivien öljykaivojen mallintamiseen tarvittavan teorian. Teoria koostuu monifaasivirtauksesta suihkupumpussa ja pystyputkessa. Kokoonpuristuvan monifaasivirtauksen yhtälöt suihkupumpussa johdetaan kokonaan uudestaan. Lopputuloksena syntyvät dimensiolliset yhtälöt muistuttavat kirjallisuudesta löytyviä malleja, mutta ovat niitä helpommin ymmärrettäviä ja yleistettäviä. Merkittävin ero on suuttimen purkupaineen määrittämättä jättäminen tässä työssä. Tämä valinta tuottaa helpommin yleistettäviä ja matemaattisesti pitävän hyötysuhteen määritelmän. Tässä työssä käytetty pystyputken monifaasivirtaus malli seuraa kirjallisuudesta löytyvää mallia. Joitakin yksityiskohtia on muutettu ohjelman tehokkuuden parantamiseksi. Tässä työssä on myös esitetty tarvittavat aineominaisuuksien korrelaatiot.

Tämän työn tulosten toimivuus testattiin vertaamalla tuloksia julkaistuihin kokeellisiin ja laskennallisiin tuloksiin. Tulosten todettiin vastavavan toisiaan. Lisäksi koko öljykaivon toimintaa kuvaavan ohjelman toimintaa verrattiin kaupalliseen vertailuohjelmistoon. Tulosten todettiin olevan vastaavia kokoonpuristumattomalle virtaukselle. Kokoonpuristuvalla monifaasivirtaukselle erot kaupalliseen ohjelman tuloksiin olivat huomattavia. Tämän uskotaan johtuvan virtausta rajoittavista ilmiöistä, kuten äänennopeuden huomioinnista tässä työssä. Suihkupumpputeoriaa testattiin myös koelaitteella. Koelaitteiston käyttö jäi kuitenkin kesken. Tässä työssä toteutetut alustavat mittaustulokset todettiin epätarkoiksi ja soveltumattomiksi häviöiden selvittämisessä. Koelaitteiston tulokset olivat kuitenkin riittävän tarkkoja tukeakseen yksiulotteisen suihkupumppumallin käyttöä.

Tämä työ tarjoaa pohjan suihkupumpun ja pystysuoran putken monifaasivirtauksen mallintamiselle. Jatkamalla kokeellista työtä saavutettaisiin tarkempia tuloksia. Tarkkojen tulosten pohjalta voitaisiin mallintaa suihkupumpun häviöitä ja toimintaa rajoittavia ilmiöitä. Putken monifaasivirtausmalli voitaisiin laajentaa vinoihin ja vaakasuoriin putkiin liittämällä malliin muita kirjallisuudesta löytyviä tuloksia. Nämä laajennukset johtaisivat lopulta uusiin monifaasivirtausmalleihin.

# ABSTRACT

TAMPEREEN UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

Master's Degree in Environmental and Energy Technology

**MIKKONEN, ANTTI: One dimensional multiphase flow models in jetpump and vertical pipe**

Master's Thesis, 74 pages, 0 appendix pages

September, 2013

Major: Fluid Dynamics

Examiner: Professor Reijo Karvinen

Keywords: jet pump, multiphase flow, oil, oil well, fluid properties

As the easily accessible oil is running out there is a growing interest in the more difficult to access oil. In these hard to access oil fields the reliability of the used equipment is the key. Jet pumps have previously not seen much use in oil industry because of their low efficiency. Jet pumps are, however, robust and reliable tools capable of dealing with harsh conditions. They have no moving parts. The use of jet pumps is likely to increase as reliability becomes more important than efficiency.

The theory required to model a jet pump oil well is presented in this thesis. The theory consists of separate theory of multiphase flow in jet pump and in vertical pipe. The jet pump equations are completely rederived here to provide dimensional and easy to use equations. These dimensional equations contain less simplifications than those commonly used in literature. An important detail in jet pump equations derivation is to leave the jet discharge pressure undefined. This lead to equations that are easier to generalize and to mathematically correct equation derivation for efficiency. The multiphase model for vertical pipe used in this thesis is found in literature. Some changes are made for better computational performance. The fluid properties needed are also included in this thesis.

The results of this thesis were compared with those found in literature. The correspondence with literature results was good. The oil well simulation program results were also compared to the results of a well known commercial program. It was noted that the results were similar for incompressible flow but not for compressible multiphase flow. It is assumed that the differences are due to multiphase flow phenomena that limit the jet pumps performance. The most important of such limitations is the drastic drop in the speed of sound. In this thesis it was taken in to consideration that flow speed cannot be faster than the speed of sound. Apparently, the comparison program did not have this feature. The jet pump theory was also tested with experimental setup. The experiments give results that agree with one-dimensional jet pump theory but are too inaccurate for modelling of losses in a jet pump.

This thesis provides a solid base for jet pump and oil well modelling. More accuracy would be achieved by continuing the experimental work started in this thesis. With more accurate measurements the losses in a jet pump could be modelled and the limits of multiphase jet pump performance tested. The multiphase flow theory in a vertical pipe could be extended to inclined and horizontal pipes by including other methods available in literature. Eventually, this kind of work would lead to new multiphase flow correlations.

## ALKUSANAT

Suuri kiitos tämän työn synnystä kuuluu Tampereen teknilliselle yliopistolle, erityisesti professori Reijo Karviselle. Koko tämän työn perustana on Tampereen teknillisellä yliopistolla saatu koulutus ja tuki. Kiitokset myös Matti Lindstedille rakentavasta palautteesta.

Toinen merkittävä taho tämän työn valmistumisessa on tämän työn tilannut yritys. Tämä yritys tarjosi käytännön tietämystä öljyalalta ja resurssit tämän työn tekemiseen. Erityisen merkittävää oli vanhemmilta tekijöiltä siirtyvä hiljainen tieto, jota ei voi kirjoista oppia.

Lisäksi haluaisin kiittää kaikkia niitä, jotka ovat antaneet oman panoksensa avoimen lähdekoodin ohjelmistojen kehitykselle. Vaikka tämä työ keskittyikin virtausmekaniikkaan, ovat käytettävissä olleet laadukkaat ja ilmaiset ohjelmistot helpottaneet työtä huomattavasti. Toivottavasti voin vielä itsekin kasvattaa tätä jo valmiiksi kattavaa työkaluvalikoimaa.

Kiitos kuuluu myös avovaimolleni Elli Heikkiselle pitkästä tuesta ja avusta tämän työn aikana.

Antti Mikkonen  
20. syyskuuta 2013  
a.mikkonen@iki.fi

# SISÄLTÖ

1 Johdanto . . . . .	1
2 Hallitsevat yhtälöt . . . . .	5
2.1 Suihkupumppu . . . . .	5
2.1.1 Cunninghamin yhtälöt . . . . .	6
2.1.2 Suihkupumppuyhtälöiden johto . . . . .	8
2.1.3 Kokoonpuristumattoman tilanteen yhtälöt . . . . .	13
2.1.4 Suihkupumppuyhtälöiden ratkaisu . . . . .	14
2.1.5 Suihkun purkupaine ja hyötysuhde . . . . .	15
2.1.6 Kavitaatio suikupumpussa . . . . .	18
2.1.7 Äänennopeus virtauksen rajoittajana . . . . .	19
2.2 Putkivirtaus . . . . .	20
2.2.1 Yksifaasivirtaus . . . . .	20
2.2.2 Monifaasivirtaus . . . . .	21
2.3 Öljylähteen paine ja tuotto . . . . .	31
3 Aineominaisuudet . . . . .	33
3.1 Maakaasu . . . . .	33
3.2 Öljy . . . . .	36
3.3 Vesi . . . . .	43
3.4 Nesteseos . . . . .	46
4 Tulosten vertailu . . . . .	47
4.1 Suihkupumppuohjelman testaus . . . . .	47
4.2 Putkivirtausmalli . . . . .	50
4.3 Testaus vertailuohjelmiston avulla . . . . .	51
5 Kokeelliset menetelmät . . . . .	54
5.1 Koelaitteisto . . . . .	54
5.2 Mittausdatan käsittely . . . . .	55
6 Kokeelliset tulokset . . . . .	57
7 Johtopäätökset . . . . .	61
Lähteet . . . . .	62

## TERMIT JA SYMBOLIT

$\bar{v}_G$	dimensioton kaasunnopeus	
$\Delta p_f$	painehäviö,	$[Pa, psia]$
$\dot{m}$	massavirta,	$[\frac{kg}{s}]$
$A$	pinta-ala,	$[m^2]$
$a$	diffuusori alasuhte, $A_t/A_d$	
$b$	suihkupumppun alasuhte, $A_n/A_t$	
$B_t$	nesteenmuodostumiskerroin, $V/V_{ref}$	
$B_o$	öljynmuodostumiskerroin, $V/V_{ref}$	
$B_w$	vedenmuodostumiskerroin, $V/V_{ref}$	
$B_{ob}$	öljynmuodostumiskerroin ensikuplapisteessä	
$C$	äänennopeus,	$[m/s, ft/s]$
$c$	imualasuhte, $(A_t - A_n)/A_n$	
$c_o$	öljyn kompressibiliteetti	
$D$	syvyys,	$[m, f]$
$d$	halkaisija,	$[m, ft]$
$E$	energia,	$[J]$
$E_{in}$	ajonesteestä poistuva teho,	$[W]$
$f$	Moodyn kitkakerroin	
$Fr$	Frouden luku, $Fr = \frac{v_s}{\sqrt{gD}}$	
$g_c$	painovoiman korjauskkerroin	
$GOR$	kaasu-öljy suhde,	$[m^3/m^3]$
$GOR_s$	seoksen kaasu-öljy suhde,	$[m^3/m^3]$
$H_G$	kaasun tilavuusosuus	

$H_g$	kaasun tilavuusosuus	
$j$	Cunninghamin käyttämä suutinhäviökerroin	
$J_0$	Tuotantoindeksi (2.68)	
$k$	kertahäviökerroin	
$L_B$	kupla-tulppatyypin raja	
$L_M$	muutos-sumutyypin raja	
$L_S$	tulppa-muutostyyppin raja	
$M$	nesteiden tilavuusvirtasuhte, $Q_{Ls}/Q_{Pn}$	
$M_L$	nesteiden tilavuusvirtasuhteiden yläraja	
$M_{lim}$	Cunninghamin käyttämä kavitaatioraja	
$N$	painesuhde, $\frac{p_d - p_s}{p_i - p_s}$	
$N_w$	Apumuuttuja sumuvirtauksen laskennassa, (2.67)	
$P$	teho,	$[W]$
$p$	paine,	$[Pa, psia]$
$p_b$	ensikuplapiste,	$[Pa, psia]$
$p_c$	kriittinen paine,	$[Pa, psia]$
$p_r$	reduoitu paine	
$p_v$	höyrynpaine,	$[Pa, psia]$
$p_{bp}$	ensikuplapiste,	$[Pa, psia]$
$p_{d,max}$	iteraation yläraja paineelle diffuusorin jälkeen,	$[Pa]$
$p_{pc}$	pseudokriittinen paine,	$[Pa, psia]$
$p_{pr}$	pseudoreduoitu paine	
$p_{wf}$	vallitseva paine tuotantoindeksin laskennassa (2.69),	$[psia]$
$Q$	tilavuusvirta,	$\left[ \frac{m^2}{s} \right]$

$Q_{0,max}$	tilavuusvirta kun öljylähteen paine lähestyy nollaa,	$[ft^3/s]$
$R_o$	liuoksen kaasu-öljysuhde,	$[scf/STB]$
$R_u$	yleinen kaasuvakio,	$\left[ \frac{psia-ft^3}{lbmmol-^{\circ}R} \right]$
$R_w$	liuoksen kaasu-vesi suhde,	$[scf/STB]$
$Re$	Reynoldsin luku	
$S$	nesteiden tiheysuhde, $\rho_{Ls}/\rho_{Pn}$	
$T$	lämpötila,	$[^{\circ}C, ^{\circ}R, ^{\circ}K]$
$T_c$	kriittinen lämpötila,	$[^{\circ}K, ^{\circ}R]$
$T_r$	reduoitu lämpötila	
$T_{pc}$	pseudokriittinen lämpötila,	$[^{\circ}K, ^{\circ}R]$
$T_{pr}$	pseudoreduoitu lämpötila	
$V$	keskimääräinen virtausnopeus,	$[m/s]$
$v_G$	kaasun näennäinen nopeus,	$[ft/s]$
$v_L$	nesteen näennäinen nopeus,	$[ft/s]$
$v_s$	kaasun liukumanopeus ympäröivän nesteen suhteen,	$[ft/s]$
$v_s$	liukumanopeus,	$[ft/s]$
$W$	työ,	$[J]$
$W_G$	kaasuun tuotettu teho,	$[W]$
$W_L$	nesteeseen tuotettu teho,	$[W]$
$Z$	dynaaminen paine, $1/2\rho_P V_n^2$ ,	$[Pa, psia]$
$z$	kokoonpuristuvuuskerroin	
$R$	aineen kaasuvakio,	$\left[ \frac{psia-ft^3}{lbmmol-^{\circ}R} \right]$

### Alaindeksit

$d$  suihkupumpun diffuusorin loppuleikkaus



$G$	kaasu
$i$	suihkupumpun ajonesteputki-leikkaus
$L$	neste
$O$	öljy
$o$	suihkupumpun kurkun alkuleikkaus
$ob$	öljy ensikuplapisteessä
$od$	kaasuton öljy
$P$	ajoneste
$po$	ajonesteputki
$pp$	ajonestepumppu
$re$	paluuputki
$s$	imutila
$T$	kokonaisseos
$t$	suihkupumpun kurkun loppuleikkaus
$W$	vesi
$wh$	paluuputken maanpäällinen pää

### Kreikkalaiset

$\eta$	hyötysuhde	
$\eta_P$	tehollinen hyötysuhde	
$\Gamma$	Nesteen jakaumakerroin	
$\gamma$	kaasun tiheyssuhde, $\rho_{Gs}/\rho_{Pn}$	
$\mu$	viskositeetti,	$[cP]$
$\Omega$	tilavuus,	$[ft^3, m^3]$
$\phi$	kaasun tilavuusvirta osuus, $Q_{Gs}/Q_{Ls}$	

$\sigma$	pintajännitys,	$[lb_m/sec^2]$
$\sigma_{lim}$	Cunninghamin kavitaatioindeksi	
$\tau_f$	kitkahäviökerroin	
$\theta$	tässä työssä käytetty suutinhäviökerroin	
$\varepsilon$	seinämämäkarheus,	$[ft, m]$

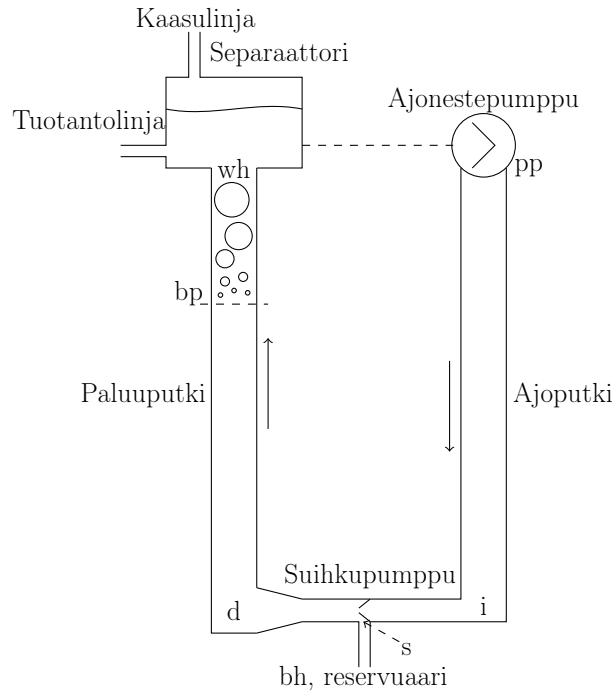
# 1 JOHDANTO

Nykyinen yhteiskunta on hyvin riippuvainen öljystä. Maakaasun vaikutus on vähemmän tunnettu, mutta myös merkittävä. Suuresta käytöstä johtuen helposti saatavilla oleva öljy onkin jo suurelta osin hyödynnetty. Öljyä joudutaan etsimään ja pumppaamaan aina vain vaikeammissa olosuhteissa.

Suihkupumppuja ei perinteisesti ole suosittu öljyteollisuudessa, johtuen niiden huonosta hyötysuhteesta. Suihkupumppujen etuna on kuitenkin niiden käyttövarmuus ja huoltovapaus. Suihkupumpussa ei ole yhtään liikkuvaa osaa. Suihkupumppu ei myöskään vaadi mekaanista tai sähköistä yhteyttä maan päältä öljyesiintymään. Suihkupumppu tarvitsee toimiakseen vain suureen paineeseen pumpattua ajonestettä, yleensä vettä.

Tässä työssä käsitellään suihkupumpulla käytettäviä öljykaivoja. Maan päältä katsoen öljykaivo on useista sisäkkäisistä putkista koostuva noin seitsemänkymmentä senttimetrinen reikä maassa. Putkien pituus vaihtelee muutamasta sadasta metrillä muutama kilometriin. Virtauksen koostumuksesta maan alla ei yleensä ole mitattavaa tietoa. Putket on tyypillisesti sementoitu yhteen. Tämän työn kannalta olennaisia ovat kaksi sisimmäistä putkea. Sisimmäisenä on tyypillisesti ajonesteputki, jota pitkin ajoneste pumpataan suihkupumppuun. Ajonesteputken ympärillä on toisen putken muodostama annulustila, jota kutsutaan tässä työssä paluuputkeksi. Paluuputkea pitkin pumpattu öljy, maakaasu, vesi ja palaava ajoneste pumpataan maanpinnalle. Virtauksessa on tyypillisesti myös merkittävä määrä muita epäpuhtauksia, mutta nämä epäpuhtaudet jätetään tässä työssä huomiotta. Esimerkki öljykaivossa ajonesteputki voisi olla halkaisijaltaan 7 cm ja paluuputki 12 cm.

Kuvassa 1.1 on annettu periaatekuva öljykaivosta. Ajonesteputki ja paluuputki on piirretty luettavuuden parantamiseksi erilleen. Ajonesteputki on putki maan päältä suihkupumpun suuttimeen, kuvassa 1.1 leikkaukset  $pp$  ja  $i$ . Ajonesteputkessa on kokomatkalta yksifaasivirtaus ja siten se voidaan helposti mallintaa. Paluuputki, kuvassa 1.1 leikkaukset  $d$  ja  $wh$ , on putki suihkupumpusta maanpinnalle. Paluuputkeen muodostuu tyypillisesti vaikeasti mallinnettava monifaasivirtaus. Tässä työssä käytetään Orkiszewskin vuonna 1967 julkaisemaa monifaasivirtaus mallia perustana putkivirtauksen mallinnukselle. Monifaasivirtaus pystyputkessa on tunnettu ja pal-



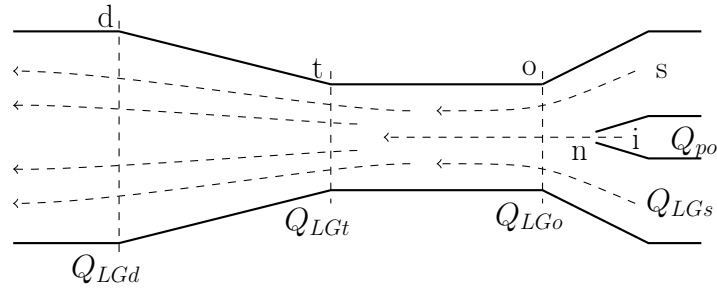
**Kuva 1.1.** Öljykaivon periaatekuva ja käytetyt merkinnät. Pienillä kirjaimilla viitataan leikkauksiin. Ajonestepumpun leikkaus on pp, ajoputken alapään leikkaus on i, Paluuputken alapään leikkaus on d, ensikuplapiste on bp, paluuputken yläpäähän leikkaus on wh, reservuaarin leikkaus on bh ja imutila on s. Useimmiten ensikuplapiste sijaitsee paluuputken yläosassa. Ensikuplapiste voi kuitenkin sijaita missä kohdassa paluuputkea tahansa. Virtaus voi myös olla koko paluuputken matkalta yksi- tai monifaasista, jolloin ensikuplapistettä ei ole.

jon tutkittu aihe. Monifaasivirtaukselle ei kuitenkaan ole pystytty luomaan kattavaa tai luotettavaa teoriaa.

Tämän työn tavoite on koota yhteen yhtälöt monifaasivirtaukselle suihkupumpussa ja pystysuorassa putkessa. Käytettävät menetelmät ovat yksiulotteisia. Lisäksi esitetään tarvittavat korrelaatiot aineominaisuuksille öljyn, veden ja maakaasun tapauksessa. Teorian lisäksi suoritetaan mittauksia teorian varmistamiseksi. Mittaukset suoritetaan tarkoitusta varten rakennetulla mittalaitteella. Laitte mittaa paineita, tilavuusvirtoja ja lämpötiloja suihkupumpussa.

Suihkupumpussa suurinopeuksinen ajonestesuihku ohjataan imettävän nesteen täyttämään putkeen. Suihkun ja sitä ympäröivän imunesteen välillä on suuri nopeusero ja rajapintaan muodostuu leikkausjännityksiä. Leikkausjännitysten välityksellä osa suihkun liikemäärästä siirtyy imunesteelle ja pakottaa sen liikkeelle. Liikkeelle pakotetun imunesteen paine laskee ja putkeen imeytyy lisää pumpattavaa nestettä.

Putkea, jossa virtaukset sekoittuvat, kutsutaan suihkupumpun kurkuksi. Kurk-



**Kuva 1.2.** Suihkupumpun periaatekuva ja käytetyt merkinnät. Pienet kirjaimet viittaavat sijainteihin ja leikkauksiin. Isot kirjaimet alaindekseissä viittaavat aineisiin. Alaindeksi  $L$  vastaa nestettä ja  $G$  kaasua.

ku sijoittuu kuvassa 1.2 leikkausten  $o$  ja  $t$  väliin. Kurkun jälkeen virtaus ohjataan diffuusoriin, leikkaukset  $t$  ja  $d$ . Diffuusori muuttaa virtauksen liike-energian paineeksi. Suihku tuotetaan suuttimella, joka sijaitsee leikkauksien  $i$  ja  $n$  välissä. Suutinta ympäröi imutila  $s$ .

Suihkupumpun teoreettisen käsittelyn pohjana on käytetty tässä työssä ennen kaikkea Cunninghamin [3–5] johtamia tuloksia. Cunninghamin tulokset on johdettu uudestaan dimensiollisessa muodossa ja tuloksia johtaessa on tehty joitakin muutoksia käytettyjen oletusten osalta. Tässä työssä merkittävin muutos oli suihkun purkupaineen määrittämättä jättäminen. Tällä saavutetaan helpommin yleistettävä ja matemaattisesti pitävä teoria.

Suihkupumppujen historia yltää vuoteen 1852, jolloin Thompson rakensi ensimmäisen dokumentoidun suihkupumpun. Ensimmäisen teoreettisen mallin teki Rankine vuonna 1870 [21]. Yksiulotteisia suihkupumppu malleja kehitettiin yleisesti vielä 1970-luvulla ja Cunninghamin viimeinen työ aiheesta [5] ilmestyi vuonna 1994. Tämän jälkeen ei aikariippumattomasta, yksiulotteisesta suihkupumppu teoriasta ole ilmestynyt merkittäviä papereita. Tuoretta tutkimusta edustaa häviöiden mallinnus imunesteen viskositeetin muuttuessa [13].

Tässä luvussa esiteltiin suihkupumppuihin ja putken monifaasivirtauskehen liittyvää käsitteistöä ja annettiin yleiskuva työstä. Samoin esiteltiin työn kannalta olennaista olemassaolevaa teoriaa ja johdetaan tähän työhön paremmin sopivia menetelmiä.

Kappaleessa 2.1 esitellään ensin olemassaolevaa teoriaa suihkupumpuille ja johdetaan sitten kokoonpuristuvanvirtauksen suihkupumppuyhtälöt kokonaan uudestaan. Suihkupumpputeorian johtamisen jälkeen annetaan analyttisesti johdettuja rajoja yhtälöiden ratkaisualueelle numeerisen laskennan nopeuttamiseksi. Laskennan rajojen jälkeen pohditaan tässä työssä käytetyn määrittämättömän suihkunpurkupai-

neen etuja kiinteästi määritettyyn purkupaineeseen. Viimeisenä pohditaan virtausta rajoittavien ilmiöiden merkitystä ja annetaan korrelaatiota rajojen huomioon ottamiseen.

Kappaleessa 2.2 annetaan menetelmä pystyputken monifaasivirtauksen ratkaisuun yksikulotteisin korrelaatioin. Menetelmä seuraa tarkasti kirjallisuudessa esitettyä tapaa. Tässä tehdään kuitenkin joitakin tälle työlle ominaisia valintoja, joko laskentaohjelman suorituskyvyn parantamiseksi, tai koska kirjallisuudesta löytyvät algoritmit eivät anna kaikkia ratkaisun yksityiskohtia.

Kappaleessa 2.3 esitellään tunnettu menetelmä öljylähteen pumpatessa muuttuvan paineen määrittämiseen. Tässä kappaleessa esitellään myös tässä työssä kehitetty yksinkertainen menetelmä öljylähteen paineen selvittämiseen pumppauksen yhteydessä. Öljylähteessä vallitsevia oloja on tyypillisesti vaikea mitata suoraan.

Luvussa 3 esitellään tässä työssä käytetyt aineominaisuudet. Aineominaisuuksille löytyy kirjallisuudesta lukuisia vaihtoehtoja. Tässä työssä on pyritty valitsemaan yleisesti hyvänä pidettyjä ja asemansa vakiinnuttaneita korrelaatiota.

Luvussa 4 on vertailtu tässä työssä saatuja tuloksia kirjallisuudesta löytyviin mitauttuihin ja laskettuihin tuloksiin. Vertailua on tehty myös erääseen kaupalliseen ohjelmaan.

Luvussa 5 annetaan lyhyt kuvaus tässä työssä käytetystä koelaitteesta ja tulosten käsittelystä. Luvussa 6 saatuja tuloksia analysoidaan. Lopuksi, luvussa 7 kerrataan tärkeimmät tässä työssä saadut tulokset ja esitetään suosituksia tutkimuksen jatkamisesta.

## 2 HALLITSEVAT YHTÄLÖT

Tässä luvussa esitellään olemassa olevaa suihkupumppujen ja monifaasivirtauksen mallinnusta. Lisäksi tässä luvussa esitetään parannusehdotuksia suihkupumpun mallintamiseen ja johdetaan dimensiolliset yhtälöt kokoonpuristuvalla virtauksella suihkupumpussa. Lopuksi tarkastellaan yhtälöiden ratkaisutekniikoita ja rajoitteita.

### 2.1 Suihkupumppu

Häviöttömän suihkupumpun toiminta voidaan kuvata täydellisesti yksiulotteisilla säilyvyyslaeilla. Näille laille on annettu kirjallisuudessa lukuisia muotoja. Tässä muokallaan Cunninghamin [5] menetelmää, mutta johdetaan yhtälöt dimensiollisessa muodossa.

Aiheen käsittely pyritään pitämään mahdollisimman yleisenä ja välttämään sitovien oletusten tekemistä häviöiden mallintamisesta ja tarkastelun kohteena olevasta geometriasta. Cunninghamin [5] käyttämät oletukset kuitenkin esitellään ja ehdotetaan hyviä yksinkertaistustapoja.

Cunningham [5] mallinsi häviöitä käyttäen putkivirtauksille tyypillistä kertavastuksen määritelmää

$$\Delta p_f = \frac{1}{2}k\rho V^2. \quad (2.1)$$

Yhtälössä (2.1)  $\Delta p_f$  on kitkahäviö,  $V$  virtauksen keskinopeus käsiteltävässä leikkauksessa ja  $k$  kertahäviökerroin. Valitsemalla kerroin  $k$  sopivasti, voidaan teoria sovittaa mittaustulokseen aina. Kertoimen  $k$  arvo ei kuitenkaan tyypillisesti pysy vakiona virtaustilanteen tai pumpun geometrian muuttuessa. Tarvitaan siis korrelaatioita  $k$ :n selvittämiseen tai vaihtoehtoisesti toinen häviön määritelmä.

Seuraavassa esitellään ensin dimensiottomat Cunninghamin [5] yhtälöt suihkupumpulle. Cunninghamin menetelmiä mukailen johdetaan vähemmän oletuksia sisältävät yhtälöt dimensiollisessa muodossa. Näitä yhtälöitä käytetään tässä työssä lähtökohtana muulle analyysille.

### 2.1.1 Cunninghamin yhtälöt

Seuraavaksi esitetään lyhyesti Cunninghamin [5] tuloksia ja niitä johtaessa käytettyjä oletuksia. Tämä kokoonpuristuva kaksifaasivirtausmalli pelkistyy kokoonpuristumattoman virtauksen malliksi [4], jos kaasun tilavuusvirta osuus  $\phi_s$  asetetaan nolaksi eli pumppuun ei syötetä kaasua. Vastaavasti, jos  $\phi_s$  asetetaan ykköseksi, eli pumpataan pelkkää kaasua, pelkistyy yhtälö kaasun pumppauksen tulokseksi [3].

Cunninghamin yhtälöt on johdettu yksiulotteisten massan, energian ja liikemäärän säilymisyyhtälöiden pohjalta. Häviöt on otettu huomioon yhtälön (2.1) kaltaisilla kertavastuksilla. Oletetaan, että: (1) kaasu puristuu isotermisen ideaalikaasu prosessin mukaisesti, (2) kaikissa monifaasivirtaustilanteissa kaasu on jakautunut tasaisesti kuplina jatkuvaan nestefaasiin, (3) virtauksen lämpötilan muutos suihkupumpussa on mitätön, (4) nesteeseen liunneen kaasun osuuden muutos on suihkupumpussa mitätön, (5) faasimuutokset suihkupumpussa ovat mitättömiä. Samoin Cunningham olettaa kaikissa papereissaan [3–5], että suuttimen kärki on kurkun alun tasalla ja että suuttimen suihku purkautuu kurkun alun paineeseen  $p_o$ . Cunningham myös olettaa, että virtausnopeus ennen suutinta leikkauksessa  $i$  ja imupuolella ennen pumppua leikkauksessa  $s$  ovat mitättömät energian säilymisen kannalta.

Cunninghamin tulosten pohjan muodostavat neljä yhtälöä: suutinyhtälö, imu-yhtälö, kurkkuyhtälö ja diffuusioriyhtälö. Energiayhtälöstä, käyttäen määritelmää (2.1) painehäviölle ja olettamalla että  $p_i = \bar{p}_i$  eli että virtausnopeus ennen suutinta on merkityksetön, saadaan

$$p_i - p_o = Z_n(1 + k_n), \quad (2.2)$$

missä  $Z_n = 1/2\rho_P V_n^2$  on dynaaminen paine suuttimen jälkeen. Alaindeksi  $P$  merkitsee ajonestettä ja alaindeksi  $n$  suuttimen kärjen leikkausta.

Vastaavasti käyttäen energiansäilymisyyhtälöä, ideaalikaasulain isotermistä muotoa, jatkuvuusyyhtälöä ja määritelmän (2.1) mukaista painehäviötä saadaan imuyhtälöksi

$$M(p_s - p_o) + p_s \phi_s \ln \frac{p_s}{p_o} = Z_n \frac{SM + \gamma \phi_s}{c^2} (1 + k_s)(M + \phi_o)^2, \quad (2.3)$$

missä nesteiden tilavuusvirtasuhde on  $M = Q_{Ls}/Q_{Pn}$ , nesteen tiheysuhde  $S = \rho_{Ls}/\rho_{Pn}$ , kaasun tiheysuhde  $\gamma = \rho_{Gs}/\rho_{Pn}$  ja imuallasuhde  $c = (A_t - A_n)/A_n$ . Alaindeksi  $G$  merkitsee kaasua ja alaindeksi  $L$  imettävää nestettä. Alaindeksit  $s, o, t$  merkitsevät leikkauksia imutilassa, kurkun alun tasalla ja kurkun lopussa. Pinta-alan yh-



teydessä alaindeksi  $o$  tarkoittaa kurkun alun tasalle syntyvää annulus-pintaa, jonka pinta-ala on kurkun pinta-alan ja suuttimen pinta-alan erotus eli  $A_o = A_t - A_n$ . Alaindeksit löytyvät kuvasta 1.2.

Lähtien liikemäärän säilymisestä ja käyttäen vastaavia oletuksia kuin imuyhtälöä (2.3) johdettaessa saadaan kurkulle

$$\begin{aligned} p_t^2 - Z_n \left[ 2b - b^2(2 + k_t)(1 + SM + \gamma\phi_s)(1 + M) \right. \\ \left. + 2(SM + \gamma\phi_s)(M + \phi_o) \frac{b^2}{(a - b)} + \frac{p_o}{Z_n} \right] p_t \\ + Z_n [b^2(2 + k_t)(1 + SM + \gamma\phi_s)p_s\phi_s] = 0, \end{aligned} \quad (2.4)$$

missä suihkupumppu alasuhte  $b = A_n/A_t$ . Kurkkuyhtälöä johdettaessa on käytetty painehäviön määritelmälle (2.1) analogista, mutta liikemäärän säilymisyhtälölle sopivaa muotoa  $\Delta p = \frac{\tau A_w}{A_t} = \frac{1}{2}k_t\rho_{Tt}V_{Tt}^2$ , missä  $\tau$  on seinämäkitka,  $A_w$  ja  $A_t$  seinämän ja kurkun alat,  $\rho_{Tt}$  kokonaistiheys kurkun jälkeisessä leikkauksessa  $t$  ja  $V_{Tt}$  keskinopeus kurkun jälkeisessä leikkauksessa.

Diffusoriyhtälön johto on imuyhtälölle analoginen. Energiayhtälöstä lähtien saadaan imuyhtälölle (2.3) muoto

$$\begin{aligned} (p_d - p_t) + \frac{p_s\phi_s}{1 + M} \ln \frac{p_d}{p_t} = Z_n b^2 \left[ \frac{1 + SM + \gamma\phi_s}{1 + M} \right] \\ \times [(1 + M\phi_t)^2 - a^2(1 + M + \phi_d)^2 \\ - k_d(1 + M + \phi_t)(1 + M)], \end{aligned} \quad (2.5)$$

missä diffusorin alasuhte  $a = A_t/A_d$ .

Yhtälöistä (2.4) - (2.5) voidaan reunaehtojen ja häviökertoimien avulla laskea suihkupumpun toiminta. Toiminnalla tarkoitetaan tässä tilavuusvirtojen ja paineiden suhteita toisiinsa. Mielenkiintoinen huomio on, että kurkun alun paine  $p_o$  voidaan laskea kolmella tavalla, käyttäen suutinyhtälöä, imuyhtälöä tai kurkku- ja diffusoriyhtälöitä. Mielenkiintoista on myös huomata, että avaamalla dimensiottomat suureet imuyhtälöstä ajonesteen tilavuusvirran  $Q_P$  vaikutus kumoutuu yhtälöstä. Kaikkia yhtälöitä ei siis välttämättä aina tarvitse ratkaista, riippuen kiinnostuksen kohteesta.

Jos esimerkiksi tunnetaan imutilanpaine  $p_s$ , imunesteen kokonaistilavuusvirta  $Q_{Ts}$ , vastapaine  $p_d$  ei suutinyhtälöä välttämättä tarvitse ratkaista lainkaan. Tässä tapauksessa suutinyhtälöä käytetään vain paineen  $p_i$  laskentaan. Imupaine  $p_o$  voi-

daan laskea imuyhtälöstä ja ajonesteen tilavuusvirta  $Q_P$  kurkku- ja diffuusoriyhtälöistä. Vastaavasti, jos ajonesteen tilavuusvirta ja paine tunnetaan, ei imuyhtälöä tarvita kurkku- ja diffuusoriyhtälöiden laskentaan.

Cunninghamin yhtälöitä johtaessa on tehty oletuksia, jotka eivät käytännön sovellutuksissa useinkaan toteudu. Tärkeimpiä ovat oletus suuttimen etureunan ja kurkun alun sijaitsemisesta samassa leikkauksessa ja suuttimen suihkun purkautumis-paineen yhtäsuuruus kurkunalun paineen kanssa  $p_n = p_o$ . Tämä ei käytännön pumpuissa useinkaan toteudu. Suutinta on hankala sijoittaa kurkun alun tasalle koska suihkupumpussa ei usein ole sille tilaa. Siitä seuraisi liian kapea imukanava, suuret häviöt ja ääritapauksessa imunesteen virtauksen kuristuminen transonisia nopeuksia lähestyttäessä. Cunningham huomioi suihkun purkautumisen kurkun alun paineen kanssa erisuureen paineeseen hyötysuhdetta määrittäessään "suihkuhäviön" käsitteellä. Tässä työssä tämä kuitenkin pyritään huomioimaan jo virtausta hallitsevia yhtälöitä määritettäessä.

Toinen olennainen seikka, johon tässä työssä puututaan, on häviöiden määrittely. Vakioina pysyviin kertavastuksiin perustuva määrittely nähdään liian yksinkertaisesti ja teoria osuudessa jätetäänkin häviön luonne määrittelemättä. Seuraavassa kappaleessa esitellään tässä työssä käytetyt suihkupumpun yhtälöt.

### 2.1.2 Suihkupumppuyhtälöiden johto

Tässä osassa johdetaan Cunninghamin yhtälöitä vähemmän oletuksia sisältävät yhtälöt kokoonpuristuvalla kaksifaasivirtaukselle suihkupumpussa. Merkittävimmät oletukset, joista luovutaan, ovat suuttimen sijainti kurkunalun kanssa samassa leikkauksessa ja suihkun purkautumisesta kurkunalun paineeseen  $p_n = p_o$ . Tämän sijaan suihkun purkupaine  $p_n$  jätetään määrittelemättä. Helppokäyttöisiä vaihtoehtoja purkupaineeksi esitellään kappaleessa 2.1.5.

Toinen merkittävä ero Cunninghamin oletuksiin on jättää häviötermien  $\Delta p_f$  muoto määrittämättä. Alustavien mittausten perusteella näyttää, ettei painehäviöt seuraa vakiona pysyvän häviökertoimen mukaista määritelmää. Tämän häviön paremmin määrittäminen vaatisi kokeellista työtä. Mielenkiintoisen vaihtoehdon tarjoaa Reynoldsin lukuun perustuva määritelmä kertahäviökertoimelle (2.1), jossa

$$k = aRe^b, \quad (2.6)$$

jossa  $a$  ja  $b$  ovat vakioita. Hesham päätyi tällaiseen tulokseen mitatessaan kertahäviökertoimia suihkupumpussa eri viskositeettisilla nesteillä. [13]

Vähemmän merkittäviä muutoksia ovat työ- ja imunesteiden sisään virtausnopeuksien jättäminen yhtälöihin. Nämä termit ovat useimmiten merkityksettömiä, mutta esimerkiksi tilanteessa, jossa imuneste joudutaan teknisistä syistä johtamaan suihkupumppuun kapeaa kanavaa pitkin, voi näilläkin termeillä olla merkitystä.

Muita oletuksia ei tässä työssä muuteta. Mielenkiintoisia kehityskohteita olisivat kaasun käyttäytymiseen liittyvät oletukset. Jonkin reaalikaasumallin käyttäminen ideaalikaasulain sijasta olisi helppo ja ilmeinen parannus. Öljykaivossa vallitsevien korkeiden paineiden johdosta ideaalikaasuoletuksen paikkansapitävyys on vähintäänkin kyseenalainen.

Koska imettävän nesteen painetta ennen pumppua leikkauksessa  $s$  ei öljykaivossa useimmiten tiedetä, joudutaan se laskemaan epätarkoista korrelaatioista (kappale 2.3). Pumpattavan kaasun määrän laskeminen nojaten tähän paineeseen ja ideaalikaasu yhtälöön on epätarkkaa todellisten öljykaivojen tapauksessa. Parempiin tuloksiin päästäisiin todennäköisesti käyttäen vertailukohtana mitattavissa olevaa kaasun määrää maanpinnalla ja laskemalla tästä määrästä luvussa 3 esiteltävin korrelaatioiden kaasun määrä kulloinkin tunnetussa leikkauksessa (laskusuunnasta riippuen joko  $d \rightarrow t \rightarrow o$  tai toisinpäin). Lisäksi pitäisi käyttää sopivaa reaalikaasun korrelaatiota käytettävän säilymisyhtälön integroinnissa.

Edellä esitetyllä tavalla pystyttäisiin sekä parantamaan laskentatarkkuutta kaasun tilavuusvirran muutoksista suihkupumpussa, että osittain huomioimaan kaasun massavirrassa tapahtuvat muutokset. Kaasun liukeneminen ja faasimuutokset tulisivat luontevasti huomioitua laskettaessa kaasun määrää tunnetussa leikkauksessa ja oletusta vakiomassavirrasta tarvitsisi käyttää vain leikkauksien välillä. Toinen vaihtoehto olisi johtaa yhtälöt, jotka käyttäisivät aineominaisuuksien laskemiseen keskipainetta leikkausten välissä. Tämä johtaisi kuitenkin tarpeettoman monimutkaisiin yhtälöihin. Kaasumäärän korrelointi tällä tavoin johtaisi kaasunmäärän epäjatkuvuuskohtiin leikkauksissa, mutta tällä ei uskota olevan käytännön merkitystä. Toisaalta voisi olla luotettavampaa laskea liukeneminen vain leikkauksessa  $s$  tai  $o$ , jotta liukenemiseen kuluva äärellinen aika tulisi huomioitua.

**Suutinyhtälölle** saadaan edellä kuvattuja oletuksia käyttäen energiayhtälöstä

$$p_i + \rho_P \frac{V_i^2}{2} = p_n + \rho_P \frac{V_n^2}{2} + \Delta p_{f,n},$$

missä  $p_n$  on suihkun purkupaine. Uudelleen järjestämällä saadaan **suutinyhtälöksi**

$$p_i - p_n = \frac{1}{2} \rho_P Q_P^2 \left( \frac{1}{A_t^2} - \frac{1}{A_i^2} \right) + \Delta p_{f,n} = \Delta Z_n + \Delta p_{f,n}. \quad (2.7)$$

Suutinyhtälö (2.7) palautuu Cunninghamin suutinyhtälöksi (2.2) asettamalla  $p_n = p_o$  ja  $A_i = \infty$  sekä  $\Delta p_{f,n} = \frac{1}{2}k_n\rho_P V_n^2$ .

**Imuyhtälölle** saadaan vastaavasti energiayhtälöstä

$$\frac{dp}{\rho} + VdV + \frac{dp_f}{\rho} = 0,$$

missä  $dp_f$  edustaa kitkahäviötä. Integroimalla ja käyttämällä ideaalikaasulakia saadaan yksittäisille termeille

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\dot{m}_{GL}}{Q_{GL}} = \frac{\dot{m}_{GL}}{Q_L + \frac{p_s}{p}Q_{Gs}}, \\ \int_s^o \frac{dp}{\rho} &= \int_s^o \frac{Q_L + \frac{p_s}{p}Q_{Gs}}{\dot{m}_{GL}} dp \\ &= \frac{Q_L(p_o - p_s) + p_s Q_{Gs} \ln \frac{p_o}{p_s}}{\dot{m}_{GL}}, \\ \int_s^o VdV &= \frac{1}{2}(V_{GLo}^2 - V_{GLs}^2) = \frac{1}{2} \left( \frac{Q_{GLo}^2}{A_{GLo}} - \frac{Q_{GLs}^2}{A_{GLs}} \right) \text{ ja} \\ \int_s^o dp_f &= e_{f,e}, \end{aligned}$$

jotka sijoittamalla energiayhtälöön saadaan **imuyhtälöksi**

$$p_o - p_s \left[ 1 - \frac{Q_{Gs}}{Q_{Ls}} \ln \frac{p_o}{p_s} \right] + \frac{\dot{m}_{LGs}}{2Q_{Ls}} \left[ \left( \frac{Q_{Ls} + \frac{p_s}{p_o}Q_{Gs}}{A_{LG_o}} \right)^2 - \left( \frac{Q_{Ls} + Q_{Gs}}{A_s} \right)^2 \right] + \Delta p_{f,e} = 0. \quad (2.9)$$

Imuyhtälössä (2.9) dimensiottomasta alasta tai dimensiottomasta tilavuusvirrasta ei tässä ole mitään hyötyä, sillä ajonestevirtaa ei yhtälössä esiinny lainkaan ja suihkupumpun alasuhteenkin käyttäminen olisi sangen keinotekoisia. Imuyhtälö säilyttää paremmin luettavuutensa, jos dimensiottomia muuttujia ei tässä käytetä. Imuyhtälö palautuu Cunninghamin imuyhtälöksi 2.3 jos asetetaan  $\Delta p_{f,e} = \frac{\dot{m}_{LG}e_{f,w}}{Q_L} = \frac{1}{2}k_e\rho_{LGp}V_{LG_o}^2$  ja  $A_s = \infty$ .

**Kurkkuyhtälöksi** saadaan liikemäärän säilymislaista edellä kuvattuja oletuksia käyttäen

$$(p_o - p_t)A_t - \tau A_w = \dot{m}_T V_{Tt} - \dot{m}_P V_{Pn} - \dot{m}_{LG} V_{LG_o},$$

josta ideaalikaasun tilanyhtälöä ja jatkuvuusyhtälöä käyttäen, sekä määrittämällä

seinämäkitka painehäviöksi saadaan yksittäisille termeille

$$\begin{aligned}\frac{\tau A_w}{A_t} &= \Delta p_{f,t}, \\ V_{Tt} &= \frac{Q_{Tt}}{A_t} = \frac{1}{A_t} \left[ Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs} \right], \\ V_n &= \frac{Q_P}{A_n} \text{ ja} \\ V_{LG_o} &= \frac{1}{A_{LG_o}} \left[ Q_L + \frac{p_s}{p_o} Q_{Gs} \right].\end{aligned}$$

Sijoittamalla yksittäiset termit yhtälöön (2.1.2) ja järjestämällä termejä uudelleen saadaan **kurkkuyhtälöksi**

$$p_o - p_t = \frac{\dot{m}_T p_s Q_{Gs}}{A_t^2 p_t} + \underbrace{\frac{\dot{m}_T}{A_t^2} [Q_P + Q_L] - \frac{\dot{m}_P}{A_t A_n} Q_P - \frac{\dot{m}_{GL}}{A_{LG_o} A_t} [Q_L + \frac{p_s}{p_o} Q_{Gs}]}_B + \Delta p_{f,t}, \quad (2.11)$$

josta saadaan järjestelemällä toisen asteen polynomiyhtälö  $p_t$ :lle

$$p_t^2 + [B + \Delta p_{f,t} - p_o] p_t + \frac{\dot{m}_T p_s Q_{Gs}}{A_t^2} = 0. \quad (2.12)$$

Vastaavasti voidaan ratkaista  $p_o$

$$\begin{aligned}p_o^2 + [C - \Delta p_{f,t} - p_t] p_o + \frac{\dot{m}_{GL} p_s Q_{Gs}}{A_{LG_o} A_t} &= 0, \text{ jossa} \\ C &= \frac{\dot{m}_P Q_P}{A_n A_t} + \frac{\dot{m}_{GL} Q_L}{A_{LG_o} A_t} - \frac{\dot{m}_T}{A_t^2} [Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs}].\end{aligned} \quad (2.13)$$

Asettamalla  $\Delta p_{f,t} = \frac{1}{2} k_t \rho_{Tt} V_{Tt}^2$  palautuvat yhtälöt (2.12) ja (2.13) Cunninghamin käyttämään muotoon (2.4). Menetelmä on siis lähes identtinen Cunninghamin yhtälöille.

Käyttämällä määritelmää  $\Delta p_{f,t} = \frac{1}{2} k_t \rho_{Tt} V_{Tt}^2$  saadaan yhtälöille (2.12) ja (2.13) muodot

$$p_t^2 + \left[ B - p_o + \frac{k_t \dot{m}_T}{2A_t^2} (Q_P + Q_L) \right] p_t + \frac{\dot{m}_T p_s Q_{Gs}}{A_t^2} \left( 1 + \frac{k_t}{2} \right) = 0 \quad (2.14)$$

$$p_o^2 + \left[ C - p_t - \frac{k_t \dot{m}_T}{2A_t^2} \left( Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs} \right) \right] p_o + \frac{\dot{m}_{GL} p_s Q_{Gs}}{A_{LG_o} A_t} = 0, \quad (2.15)$$

joista voidaan laskea paineet ylä- tai alavirtaan.

**Diffuusoriyhtälö** johdetaan imuyhtälölle analogisesti energiayhtälöstä

$$\frac{dp}{\rho} + VdV + \frac{dp_f}{\rho} = 0,$$

jossa yksittäisille termeille saadaan

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\dot{m}_T}{Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p} Q_{Gs}}, \\ \int_t^d \frac{dp}{\rho} &= \int_t^d \frac{Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p} Q_{Gs}}{\dot{m}_T} dp = \frac{(Q_P + Q_L)(p_d - p_t) + p_s Q_{Gs} \ln\left(\frac{p_d}{p_t}\right)}{\dot{m}}, \\ \int_t^d VdV &= \frac{1}{2}(V_d^2 - V_t^2) = \frac{1}{2A_d^2}[Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_d} Q_{Gs}]^2 - \frac{1}{2A_t^2}[Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs}]^2 \text{ ja} \\ \int_t^d \frac{dp_f}{\rho} &= e_{f,d}. \end{aligned}$$

Sijoittamalla ja kertomalla  $\dot{m}_T$ :llä ja jakamalla  $(Q_P + Q_L)$ :llä saadaan **diffuusoriyhtälöksi**

$$\begin{aligned} p_d - p_t + p_s \frac{Q_{Gs}}{Q_P + Q_L} \ln \frac{p_d}{p_t} & \quad (2.17) \\ &= \frac{\dot{m}_T}{Q_P + Q_L} \left[ \frac{1}{2A_t^2} (Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs})^2 - \frac{1}{2A_d^2} (Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_d} Q_{Gs})^2 \right] - \Delta p_{f,d}. \end{aligned}$$

Asettamalla painehäviö  $p_{f,d} = \frac{1}{2} k_d \rho_{Tt} V_{Tt}^2 = \frac{\dot{m}_{Tt}}{2A_t^2} k_d Q_{Tt}$ , saadaan diffuusoriyhtälö (2.17) samaan muotoon Cunninghamin diffuusoriyhtälön (2.5) kanssa.

Suihkupumppua kuvaavista yhtälöistä (2.7), (2.9), (2.12), (2.13), (2.17) suutin- ja kurkkuyhtälöt (2.7), (2.12) ja (2.13), voidaan ratkaista analyttisesti. Energiayhtälön differentiaalimuodosta johdetut imu- ja diffuusoriyhtälöt (2.9) (2.17) joudutaan ratkaisemaan iteratiivisesti.

Imuyhtälön tapauksessa iteratiivisella ratkaisulla on pieni merkitys ratkaisun tehokkuuden kannalta sillä tyypillisesti imuyhtälö täytyy ratkaista vain kerran. Tyypillisessä öljykaivoa käsittelevässä laskennassa ajonesteen tilavuusvirta on kuitenkin tuntematon ja ajonesteen tilavuusvirtaa joudutaan iteroimaan silmukassa, jonka sisällä diffuusoriyhtälön ratkaisu on. Koska diffuusoriyhtälön ratkaisu on nyt sisemässä silmukassa, vaikuttaa sen ratkaisu nopeus merkittävästi koko ohjelman tehokkuuteen. Diffuusorin yhtälön ratkaisun nopeuttamista on pohdittu kappaleessa 2.1.4.

### 2.1.3 Kokoonpuristumattoman tilanteen yhtälöt

Kokoonpuristumattoman tilanteen yhtälöt ovat hyödyllinen erikoistapaus kokoonpuristuvista suihkupumppuyhtälöistä. Johtuen öljykaivossa tyypillisesti vallitsevasta suuresta paineesta, seoksessa oleva kaasu on yleensä kokonaan liuenneena öljyyn ja kokoonpuristumattomuus on hyvä approksimaatio. Kokoonpuristumattomat yhtälöt ovat huomattavasti helppolukuisemmat ja niiden ratkaiseminen onnistuu suoraan ilman iteraatiota. Tästä johtuen kokoonpuristumattomia yhtälöitä käytetään aina tilanteen salliessa.

Kokoonpuristumattoman tilanteen suihkupumppuyhtälöt saadaan kokoonpuristuvan tilanteen yhtälöistä, kappale 2.1.2, asettamalla  $Q_{G_s} = 0$ . Koottuna kokoonpuristumattoman tilanteen suihkupumppuyhtälöt ovat

#### Suutin

$$p_i - p_n = \frac{1}{2} \rho_P Q_P^2 \left( \frac{1}{A_n^2} - \frac{1}{A_i^2} \right) + \Delta p_{f,n}, \quad (2.18a)$$

#### Imu

$$p_s - p_o = \frac{\dot{m}_L}{2Q_L} \left[ \frac{Q_L^2}{A_{LGo}} - \frac{Q_L^2}{A_s} \right] + \Delta p_{f,e}, \quad (2.18b)$$

#### Kurkku

$$p_t^2 + [B - p_o]p_t = 0, \text{ jossa} \quad (2.18c)$$

$$B = \frac{\dot{m}_T}{A_t^2} [Q_P + Q_L] - \frac{\dot{m}_P}{A_t A_n} Q_P - \frac{\dot{m}_L}{A_{LGo} A_t} Q_L + \Delta p_{f,t}, \text{ tai}$$

$$p_o^2 + [C - p_t]p_o = 0, \text{ jossa} \quad (2.18d)$$

$$C = \frac{\dot{m}_P Q_P}{A_n A_t} + \frac{\dot{m}_L Q_L}{A_{LGo} A_t} - \frac{\dot{m}_T}{A_t^2} [Q_P + Q_L] \text{ ja}$$

#### Diffuusori

$$p_d - p_t = \frac{\dot{m}_T}{2} (Q_P + Q_L) \left( \frac{1}{2A_t^2} - \frac{1}{2A_d^2} \right) - \Delta p_{f,d}. \quad (2.18e)$$

Yhtälöiden (2.18) muodosta näkee, on kokoonpuristumattoman tilanteen yhtälöt on helppo ratkaista analyyttisesti, jos häviöt  $\Delta p_f$  tunnetaan ja ne ovat sopivan muotoisia.

### 2.1.4 Suihkupumppuyhtälöiden ratkaisu

Edellä on johdettu suihkupumpun toimintaa kuvaavat yhtälöt kokoonpuristumattomalle ja kokoonpuristuvalla tilanteelle. Suutinyhtälö on molemmissa tapauksissa lineaarinen ja helppo ratkaista. Kurkkuyhtälö on molemmissa tilanteissa toisen asteen polynomi yhtälö ja myös helppo ratkaista. Imu- ja diffuusoryhtälöt ovat kuitenkin lineaarisia vain kokoonpuristumattomalle tilanteelle. Seuraavaksi käsitellään kokoonpuristuvien imu- ja diffuusoryhtälöiden ratkaisujen rajaamista.

Valitaan tavoitteeksi hyvän ylä- ja alarajan löytäminen molempien yhtälöiden ratkaisualueelle. Tällöin tiedetään, että jos ratkaisu on olemassa, on se tässä rajatussa alueessa. Tällöin ratkaisu voidaan löytää nopeasti tunnetuilla iterointimenetelmillä. Tässä työssä käytetään pääasiassa Bertilin algoritmia.

Lähtien liikkeelle kokoonpuristuvasta diffuusoryhtälöstä (2.17)

$$p_d - p_t + p_s \frac{Q_{Gs}}{Q_P + Q_L} \ln \frac{p_d}{p_t} = \frac{\dot{m}_T}{Q_P + Q_L} \left[ \frac{1}{2A_t^2} (Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs})^2 - \frac{1}{2A_d^2} (Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_d} Q_{Gs})^2 \right] - \Delta p_{f,d},$$

voidaan johtaa tulos diffusorin jälkeisen paineen ratkaisun ylärajalle. Koska  $p_d > p_t$ , niin  $\ln(p_d/p_t) > 0$  ja voidaan ratkaista  $p_d$ :n ratkaisualueen yläraja  $p_{d,max}$  asettamalla  $\ln(p_d/p_t) = 0$ . Tällä menettelyllä syntyy polynomiyhtälö, jonka ratkaisu onnistuisi analyttisesti mutta tarjoaisi tilanteen kannalta hankalasti hyödynnettävää informaatiota.

Yksinkertaisuuden takia jätetään vielä termi  $\frac{1}{2A_d^2} (Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_d} Q_{Gs})^2$  pois laskenasta. Tämä voidaan tehdä koska termi on positiivinen kaikissa tilanteissa. Vastavasti jätetään pois myös häviötermi  $\Delta p_{f,d}$ .

$$p_{d,max} = p_t + \frac{\dot{m}_T}{Q_P + Q_L} \left[ \frac{1}{2A_t^2} (Q_P + Q_L + \frac{p_s}{p_t} Q_{Gs})^2 \right]. \quad (2.19)$$

Intuitiivisesti samaan tulokseen päästäisiin laskemalla häviötön virtaus äärettömään tilaan jättäen huomiotta puristustyö.

Nyt siis tiedetään, että jos tulos on olemassa, on se kapeassa välissä  $p_t < p_d < p_{d,max}$  ja  $p_d$  voidaan laskea nopeasti jollakin sopivalla menetelmällä.

Kokoonpuristuvan imuyhtälön (2.9) tapauksessa



$$p_o - p_s \left[ 1 - \frac{Q_{Gs}}{Q_{Ls}} \ln \left( \frac{p_o}{p_s} \right) \right] + \frac{\dot{m}_{LGs}}{2Q_{Ls}} \left[ \left( \frac{Q_{Ls} + \frac{p_s}{p_o} Q_{Gs}}{A_{LGo}} \right)^2 - \left( \frac{Q_{Ls} + Q_{Gs}}{A_s} \right)^2 \right] + \Delta p_{f,e} = 0,$$

ratkaisu ei ole yhtä suoraviivainen. Ratkaisulle tarvittaisiin alaraja, sillä tiedetään että  $p_o < p_s$ . Koska termillä  $\frac{p_s}{p_o}$  on tälläkin kertaa positiivinen vaikutus yhtälöön, ei sitä voida jättää pois. Sellaisen lineaarisen epäyhtälön löytäminen, joka säilyttäisi  $p_o$ :lle välttämättömät ominaisuudet, ei onnistu yhtä helposti kuin diffuusion tapauksessa.

Imuyhtälön ratkaisunopeudella on tyypillisesti vain pieni vaikutus laskentaohjelman tehokkuuteen, sillä imuyhtälö voidaan tyypillisesti ratkaista suoraan lähtöarvoista ja tarvitsee laskea vain kerran. Käytetään siis imuyhtälön ratkaisualueen alarajana myöhemmin kuvattavaa kavitaatorajaa ja ylärajana painetta imutilassa,  $p_v < p_o < p_s$ .

Suihkupumppuyhtälöiden jälkeen on tarkastettava, että saadut tulokset ovat fyysisesti järkeviä. On tyypillistä, että kurkun ahdasta kanavaa lähestyttäessä, leikkauksessa  $o$ , tai sen lähistöllä virtaukseen paine laskee ja virtaukseen syntyy kuplia. Nämä kuplat voivat aiheuttaa kavitaatiota ja kurkun kuristumista johtuen laskevista äänennopeudesta (katso kappaleet 2.1.6 ja 2.1.7).

### 2.1.5 Suihkun purkupaine ja hyötysuhde

Kirjallisuudessa toistuva epäkohta suihkupumpun yksiulotteisessa mallintamisessa on oletus ajonestesuihkun purkautumisesta kurkun alun paineeseen ( $p_n = p_o$ ). Tämä oletus on useimmiten väärä, sillä on teknisesti hankalaa rakentaa suihkupumppu, jossa suutin olisi kurkun alun tasalla. Tästä johtuen tämän työn teoriaosassa ei tehdä sitovia oletuksia suihkun purkautumispaineesta.

Koska käytännön sovellutuksissa on suihkunpurkupaine laskettava jollakin tavalla, on usein helpointa olettaa suihkun purkautuvan imunesteen paineeseen ( $p_n = p_s$ ). Tämä vastaa tilannetta, jossa suutin on niin kaukana kurkusta, ettei kurkun vaikutus näy. Kirjallisuudessa koko imukanavan mallinnus on usein jätetty huomiotta ja paineen  $p_s$  tarkka määrittäminen jätetty tekemättä. Käytännön öljykaivosovellutuksissa häviöt imukanavassa voivat kuitenkin olla merkittäviä sekä virtaukset moniulotteisia ja todennäköisesti ajan mukaan vaihtelevia. Tällöin myös oletus  $p_n = p_s$  jää huonosti perustelluksi, mutta lienee paras, joka voidaan tehdä tutkimatta asiaa tarkemmin.

Jättämällä suihkunpurkupaine  $p_n$  määrittelemättömäksi saavutetaan myös matemaattisesti pitävä teoria "suihkuhäviön" huomioon ottavalle hyötysuhteelle, joka johdetaan seuraavaksi.

Toistetaan aluksi Cunninghamin menettely suihkupumpun hyötysuhteen määrittämiseksi [5]. Suihkupumpun katsotaan tuottavan kahdenlaista hyödyllistä työtä: kaasun isotermistä puristustyötä ja nesteen paineen nostotyötä. Suihkupumpun käyttämäksi tehoksi katsotaan ajonestevirtauksen paineen laskusta johtuva tehon hukka. Yhtälömuodossa näille tehoille saadaan:

$$W_G = \rho_{Gs} Q_{Gs} R T_s \ln\left(\frac{p_d}{p_s}\right), \quad (2.20a)$$

$$W_L = Q_L (p_d - p_s), \quad (2.20b)$$

$$E_{in} = Q_P (p_i - p_d), \quad (2.20c)$$

missä  $W_G$  ja  $W_L$  ovat kaasuun ja nesteeseen tuotetun tehon muutokset ja  $E_{in}$  on ajonesteestä poistuvan tehon lasku sekä  $R$  on kaasuvakio ja  $T_s$  lämpötila leikkauksessa  $s$ . Hyötysuhteelle saadaan nyt

$$\eta_{ideal} = \frac{W_G + W_L}{E_{in}} = \frac{p_s \phi_s \ln\left(\frac{p_d}{p_s}\right) + M(p_d - p_s)}{p_i - p_d}, \quad (2.21)$$

missä  $\phi_s$  ja  $M$  ovat Cunninghamin määritelmien mukaiset dimensioton kaasuntilavuusvirta ja imunesteen tilavuusvirta.

Cunningham laajentaa yhtälön (2.21) mukaista menettelyä sisältämään "suihkuhäviön" käsitteen laajentamalla ideaalisen hyötysuhteen (2.21) nimittäjää  $(p_i - p_d)$  huomioimaan suihkun purkautumisen paineeseen  $p_s$ . Cunninghamin mukaan suihkun matkatessa paineesta  $p_s$  paineeseen  $p_o$  tapahtuu hyvin vähän tai ei lainkaan hyödyllistä työtä. [5]

Suoritetaan Cunninghamin [5] menetelmän mukainen laajennus termille  $(p_i - p_d)$ :

$$\begin{aligned} (p_i - p_d) &= (p_i - p_s) - (p_d - p_s), \text{ jossa} \\ (p_i - p_s) &= (p_i - p_o) - (p_s - p_o) \\ &= \underbrace{Z_n(1 + k_n) - j(p_s - p_o)}_{\text{vain kun } j=1}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Yhdistämällä yhtälöt (2.21) ja 2.22 saadaan

$$\eta = \frac{p_s \phi_s \ln\left(\frac{p_d}{p_s}\right) + M(p_d - p_s)}{Z_n(1 + k_n) - j(p_s - p_o) - (p_d - p_s)}. \quad (2.23)$$

Cunninghamin menettelyssä suure  $j$  termissä  $j(p_s - p_o)$  merkitsee täyttä suutinhäviötä kun  $j = 0$  ja suutinhäviöttömästi toimivan suihkupumpun kun  $j = 1$ . Saatu tulos on kuvaa hyvin tuloksia, mutta käytetty johto (2.22) on matemaattisesti epäpätevä. Askel  $(p_i - p_o) - (p_s - p_o) = Z_n(1 + k_n) - j(p_s - p_o)$  pitää paikkansa vain kun  $j = 1$  eli kun suutinhäviötä ei huomioida.

Siistimmin johdettuna sama tulos saadaan käyttämällä aiemmin tässä työssä käytettyä määrittelemätöntä suihkun purkupainetta  $p_n$  ja määrittämällä se tässä lineaarista interpolointia käyttäen

$$p_n = (1 - \theta)p_s + \theta p_o \quad (2.24)$$

mielivaltaisen kertoimen lisäämisen sijaan. Tätä menettelyä käyttäen saadaan

$$\begin{aligned} (p_i - p_d) &= (p_i - p_n) - (p_d - p_n) \\ &= (\Delta Z_n + \Delta p_{f,n}) - (p_d - [(1 - \theta)p_s + \theta p_o]) \\ &= (\Delta Z_n + \Delta p_{f,n}) - (p_d - p_s + \theta p_s - \theta p_o) \\ &= (\Delta Z_n + \Delta p_{f,n}) - \theta(p_s - p_o) - (p_d - p_s), \end{aligned} \quad (2.25)$$

jotka sijoittamalla yhtälöön (2.21) saadaan hyötysuhteeksi

$$\eta = \frac{p_s \phi_s \ln\left(\frac{p_d}{p_s}\right) + M(p_d - p_s)}{(\Delta Z_n + \Delta p_{f,n}) - \theta(p_s - p_o) - (p_d - p_s)}. \quad (2.26)$$

Yhtälön (2.26) mukainen hyötysuhde saadaan palautettua Cunninghamin käyttämään muotoon (2.21) määrittämällä  $(\Delta Z_n + \Delta p_{f,n}) = Z_n(1 + k_n)$  ja  $\theta = j$ . Saatu hyöty on matemaattisesti oikea yhtälön johto ja helppo yleistettävyyys käyttämällä  $p_n$ :lle jotakin muuta määritelmää kuin lineaarista interpolointia (2.25).

Jossain määrin ajatus suihkun energian muutoksen hukkaan menemisestä suuttimen ja kurkunalun välillä on kyseenalainen. Virtausten sekoittuminen tapahtuu todennäköisesti myös vapaassa tilassa. Suuttimen ja kurkun alun alue tarvitsisi paremmin määriteltyjä yhtälöitä.

### 2.1.6 Kavitaatio suikupumpussa

Voimakkaan kavitaation on todettu aiheuttavan radikaalin laskun suihkupumpun toimintakyvyssä [6]. Pieni, vain suihkun reunoilla esiintyvä kavitaatio, ei kokeiden perusteella juurikaan vaikuta toimintakykyyn. Kun höyrykuplia sisältävä alue ulottuu koko kurkun leveydelle, todetaan kuitenkin äkillinen hyötysuhteen putoaminen. Yksikäsitteistä selitystä tälle käytökselle ei kirjallisuudesta löydy, mutta vaikuttaa ilmeiseltä, että kyse on pohjimmiltaan kokoon puristuvan kaksifaasivirtauksen ominaisuuksien ilmentymisestä kavitaation synnyttämässä höyry-nestevirtauksessa. Höyry saa aikaan fluidin kokoonpuristumista ja radikaalin pudotuksen äänennopeudessa. Kavitaation haittana on myös lisääntynyt kuluminen ja melu. [6]

Ölly-vesi-kaasuseoksen yhteydessä kavitaatio on käsitteenä hieman epäselvä. Höyryn muodostumisesta ja höyrykuplien romahtamisesta johtuvaa varsinaista kavitaatiota on vaikea erottaa kaasun liukoisuuden muutoksista johtuvista ilmiöistä. Myös höyrynpaineen määrittäminen öljy-vesiseokselle on hankalaa. Tässä työssä kavitaation katsotaan kuitenkin ilmaisevan neste-nestesuihkupumpun suorituskyvyn ylärajaa, jota ei voi rikkoa. Kokoonpuristuvalla neste-kaasuvirtaukselle käytetään vastaväna ylärajana äänennopeutta.

Cunningham esittelee artikkelissaan *Jet Pump Cavitation* [6] yksinkertaisen korrelaation kavitaatiolle neste-nestesuihkupumpussa. Samalla hän esittelee myös monia muita samaan tarkoitukseen käytettyjä kaavoja, joista suuri osa on hyvin samankaltaisia hänen käyttämässään menetelmässä. Cunninghamin yhtälö kavitaatio-rajalle [6]

$$M_{lim} = \frac{1 - R}{R} \left( \frac{p_s - p_v}{\sigma_{lim} Z_n} \right)^{1/2}, \quad (2.27)$$

missä  $\sigma_{lim}$  on Cunninghamin kavitaatioindeksi ja  $M_{lim}$  nestevirtasuhteiden yläraja sekä  $p_v$  on nesteen höyrynpaine. Yhtälö (2.27) on analoginen kokoonpuristumattoman virtauksen imuyhtälölle (2.18b) ja on täsmälleen sama jos merkitään  $\sigma_{lim} = 1 + k_n$ . Tämä on kuitenkin Cunnighamin mukaan harhaanjohtavaa eikä suihkupumpun kitkahäviöitä ja kavitaatioindeksiä virtaustilanteen erilaisesta luoneesta johtuen tule sotkea toisiinsa [6].

Cunningham käytti julkaisussaan dimensiottomia esityksiä, mutta tässä käytetään selvyden vuoksi dimensiollista muotoa. Kuten imuyhtälössä (2.18b), myös kavitaatioyhtälössä (2.27) on ajonestevirran liittäminen korrelaatioon tarpeetonta, sillä dimensiottomassa muuttujassa  $M$  oleva tilavuusvirta voidaan supistaa pois dynaamisen paineen  $Z_n$  avulla.

Oleelliset oletukset kaavaa (2.27) johdettaessa ovat, että suihkupumpun kavitaatiossa kurkun alussa vallitsee nesteen höyrönpaine  $p_o = p_v$ , ja että imunestevirran nopeus korreloi voimakkaasti kavitaatioon. Dimensiollisessa muodossa kaava (2.27) antaa

$$p_s - p_v = \frac{1}{2} \rho_L s V_{Lo}^2 \sigma_{lim} = Z_{Lo} \sigma_{lim}, \quad (2.28)$$

joka on helppo tunnistaa imuyhtälöksi, jossa  $\sigma_{lim}$  vastaa  $1 + k_e$  ja  $p_o = p_v$ .

### 2.1.7 Äänennopeus virtauksen rajoittajana

Tyypillinen ongelma suihkupumpussa on kaasun läsnäolosta johtuva äänennopeuden radikaali lasku ja virtauksen kuristuminen. Paine laskee leikkauksissa, joissa on pieni poikkipinta-ala. Tyypillisintä tämä on kurkun alussa, leikkauksessa  $o$ . Huonosti suunnitellussa suihkupumpussa tämä voi tapahtua myös imukanavassa, jos suutin häiritsee liikaa imunesteen virtausta.

Kirjallisuudessa käsitellään suihkupumpun tukkeutumista ja kavitaatiota tavallisesti sekaisin. Käytetty terminologia on osin sekavaa, eikä erottele kummasta ilmiöstä on kyse. Tässä termiä kavitaatio käytetään kuvaamaan tilannetta, jossa nestesuihkupumpussa neste höyrystyy ja aiheuttaa kurkun tukkiutumisen. Tukkiutumisella taas tarkoitetaan tilannetta, jossa nesteen virtausnopeus lähestyy nesteen äänennopeutta.

Äänennopeuden lasku nesteessä, johon ilmestyy kaasukuplia, on hyvin tunnettu ilmiö. Luotettavia korrelaatioita öljy-vesi-maakaasuseoksen äänennopeudelle on kumminkin vaikea löytää. Tässä esitellään Cunninghamin [5] käyttämä Eddingtonin [10] korrelaatio

$$C = (1 + r_v) \sqrt{\frac{p}{\rho_L (1 + r_m)}}, \quad \text{jossa } r_m = \frac{m_G}{m_L} \text{ ja } r_v = \frac{Q_G}{Q_L}. \quad (2.29)$$

Yhtälössä 2.29  $C$  on äänennopeus vallitsevassa paineessa  $p$  massa- ja tilavuusvirta osuuksin  $r_m$  ja  $r_v$ . Tiheys  $\rho_L$  on nesteen tiheys.

Tämä korrelaatio ei ole luotettava, sillä se on tehty vedelle ja kaasulle, eikä ota öljyn ominaisuuksia huomioon mitenkään. Paremmiin tilanteeseen sopivia korrelaatioita voisi johtaa öljyn, veden ja maakaasun aineominaisuuksista sekä riippuvuudesta

$$C = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}. \quad (2.30)$$

Tämä jätetään kuitenkin tämän työn ulkopuolelle.

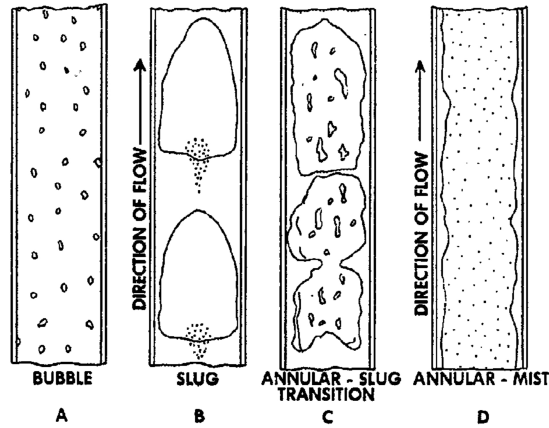
## 2.2 Putkivirtaus

Tässä kappaleessa esitellään laskentamenetelmä monifaasivirtaukselle pystysuorassa putkistossa. Öljykaivon periaate on esitetty kuvassa 1.1. Monifaasi-ilmiöiden luotettava laskenta on tarpeen suihkupumpun lisäksi myös putkistossa. Erityisen tärkeää on kaasu- ja nesteosuuksien oikea laskenta, sillä putkistoon syntyvä hydrostaattinen paine on tyypillisesti dominoiva tekijä öljykaivon toiminnassa. Johtuen monifaasivirtauksessa esiintyvistä erilaisista virtaustyypeistä on monifaasivirtauksen käyttäytyminen monimutkaista ja epäintuitiivista. Joissakin tapauksissa kapea putki voi aiheuttaa pienemmän vastapaineen kuin leveä, johtuen virtaustyyppistä, jossa kaasu täyttää suuremman osan putkea ja aiheuttaa tällöin pienemmän hydrostaattisen paineen kuin neste. Kapeilla putkilla myös kitkahäviöiden merkitys kasvaa, mutta tyypillisesti hydrostaattinen paine dominoi. Tässä työssä pyritään kuitenkin käyttämään yksifaasimalleja aina tilanteen salliessa, johtuen niiden ratkaisu nopeudesta ja intuitiivisuudesta.

Yksi- ja monifaasivirtauksen muutos piste määritetään tässä työssä ensikuplapisteen  $p_{bp}$  ja seoksen kaasu-öljysuhteen ( $GOR_s$ ) avulla. Jos paine on ensikuplapisteen alapuolella ja seoksen kaasu-öljysuhde pienempi kuin mitattu kaasu-öljysuhde, katsotaan virtauksen olevan monifaasialueella. Muuten kyse on puhtaasta nestevirtauksesta. Tarkemmat määritelmät löytyvät kappaleesta 3. Virtaus voi koostua pelkästä kaasustakin, mutta tätä vaihtoehtoa ei tässä työssä erikseen käsitellä. Seoksen kaasu-öljysuhteen käyttö kaasufaasin olemassaolon määrittämiseen on hieman kömpelöä, mutta koska kaikki ensikuplapisteen ja seoksen kaasu-öljysuhteen korrelaatiot eivät välttämättä ole täysin yhteensopivia ääripisteissäkään, käytetään varmuuden vuoksi molempia.

### 2.2.1 Yksifaasivirtaus

Yksifaasivirtaukselle käytetään yleisesti hyväksyttyä energiayhtälöön ja seinämäkitkaa kuvaaviin kitkakertoimiin perustuvaa menettelyä. Itse laskentakaava on hyvin yksinkertainen, mutta sen vaatimat aineominaisuudet eivät öljykaivon tapauksessa useinkaan ole selvät. Pelkästään öljyn viskositeetin laskemiseen on olemassa monia, huomattavasti erilaisia tuloksia antavia korrelaatioita ja seoksille asia hankaloituu ennestään. Aineominaisuuksista kerrotaan enemmän kappaleessa 3. Varsinaisia yhtälöitä yksifaasivirtaukselle ei tässä toisteta.



**Kuva 2.1.** Virtaustyytit Orkiszewskin menetelmässä [19]. A - kupla, B - tulppa, C - muutos ja D - sumu. Kaasun tilavuusosuuden kasvaessa virtaus muuttuu asteittain kuplavirtauksesta sumuvirtaukseksi.

## 2.2.2 Monifaasivirtaus

Monifaasivirtauksia on tutkittu jo useita vuosikymmeniä, mutta yhtä, koko tapauskentän kattavaa teoriaa ei ole löydetty. Yleisesti käytetyt korrelaatiot ovatkin hyvin vahvasti kokeellisiin tuloksiin nojaavia.

Orkiszewski [19] jakoi monifaasivirtausta kuvaavat korrelaatiot kolmeen kategoriaan niiden monimutkaisuuden mukaan. Tärkeinä kriteereinä Orkiszewski piti nesteen viivästymisen (*liquid hold-up*)  $H_L$  käyttöä ja virtauksen jakoa eri virtaustyyppihin (*flow regime*). Varhaisimmat, ensimmäisen tyyppin, monifaasimallit eivät huomioi nesteen viivästymistä eivätkä erilaisia virtaustyyppijä. Tiheys lasketaan suoraan putken yhden pisteen tilavuusvirtojen sekä lämpötilan ja paineen funktiona. Toisen tyyppin korrelaatiot yrittävät ottaa nesteen viivästymisen huomioon tiheyttä ja kitkaa laskiessa. Virtaustyyppijä ei ole eritelty. Kolmannen tyyppin korrelaatiot huomioivat virtaustyyppin ja käyttävät eri korrelaatioita eri tyypeille. Samoin nesteen viivästymisen on yleensä huomioitu jokaiselle virtaustyyppille eri tavalla.

1970-luvun jälkeen lähes kaikki suosiota saavuttaneet korrelaatiot ovat olleet tyyppin kolme korrelaatioita. Huomion arvoista kuitenkin on, että vielääkään ei ole löytynyt menetelmää, joka olisi merkittävästi 1965 Hagedornin ja Brownin, tyyppin kaksi, korrelaatiota tarkempi tyyppillisessä öljykaivossa. Samoin huomion arvoista on, että 1970-luvun jälkeisistä korrelaatioista useimmat perustuvat hyvin voimakkaasti näihin vanhoihin korrelaatioihin ja ovat lähinnä niiden sekoituksia pienin muutoksin. Tyyppillistä on esimerkiksi ottaa virtausaluekartta joltain vanhemmalta tutkijalta ja valita jokaista virtausaluetta kuvaava korrelaatio eri lähteestä.

Merkittävää edistystä ilmaisee kuitenkin esimerkiksi Ansarin 1994 julkaistu *A Comprehensive Mechanistic Model for Upward Two-Phase Flow in Wellbores* [1]. Tässä uudemman polven menetelmässä nojaututaan huomattavasti vahvemmin teoriaan ja fysikaalisesti merkittäviin suureisiin verrattuna aiempiin, puhtaan kokeellisiin menetelmiin. Tämän suuntauksen menetelmät eivät kuitenkaan pysty tarjoamaan merkittävästi parempaa tarkkuutta kuin vanhat, kokeelliset menetelmät. Nykyisin on myös kehitetty kolmefaasivirtausmalleja, mutta ne jätetään tämän työn ulkopuolelle.

Tätä työtä kirjoitettaessa tarkasteltiin tarkoituksella vanhoja laskentamenetelmiä, joiden ominaisuudet ovat hyvin tunnettuja. Orkiszewskin menetelmä valittiin, koska sen katsottiin edustavan aikansa huippua, sekä yhtälöiden johtamismenetelmien että tulosten tarkkuuden takia.

### **Orkiszewskin menetelmä**

Orkiszewskin menetelmä [19] valittiin kolmannen tyypin menetelmistä johtuen sen johtamiseen käytetystä, aikalasiinsa verraten laajasta, vertailu aineistosta. Orkiszewski perusti oman työnsä laajalle kirjallisuusselvitykselle ajan menetelmistä, keräsi 148 mitatun testitapauksen vertailujoukon ja valitsi mielestään lupaavimmat menetelmät tarkempaa testaamista ja kehitystä varten. Orkiszewskin valinta perustui ensisijaisesti intuition menetelmien luonteesta. Vaikka kirjallisuudessa onkin epäselvyyttä, mikä vanhoista menetelmistä tuottaa parhaat tulokset, on Orkiszewskin menetelmä useimmiten mainittu parhaimpien joukossa.

Orkiszewskin menetelmä perustuu virtauksen jakamiseen neljään yleisesti hyväksytyyn osaan: kupla-, tulppa-, muutos- ja sumuvirtaukseen, kuva 2.1. Jokaisessa virtaustyyppissä eri tekijät ovat tärkeitä ja tällöin ollen jokaiselle virtaustyyppille tarvitaan oma teoria.

**Kuplavirtaus** Oletetaan että nestefaasi on hallitseva ja vapaa kaasu esiintyy pieninä kuplina nesteessä. Kuplien katsotaan sijoittuvan satunnaisesti nesteeseen. Samoin niiden halkaisijan katsotaan vaihtelevan satunnaisesti. Tällöin voidaan olettaa tasainen jakauma. Kuplien nousu nopeus vaihtelee niiden koon mukaan. Kuplien ei katsota vaikuttavan virtaukseen muuten kuin virtauksen tiheyden osalta.

**Tulppavirtaus** Kaasun osuuden kasvaessa kuplat kasvavat ja alkavat muodostaa isompia kuplia. Vaikka nesteen katsotaan yhä olevan jatkuva faasi, muodostaa kaasu nyt kuplia, joiden halkaisija on lähellä putken halkaisijaa. Näistä kuplista käytetään



**Taulukko 2.1.** Virtaustyyppien rajat

Alue	Virtaustyyppi
$\frac{Q_G}{Q_T} < L_B$	Kupla
$\frac{Q_G}{Q_T} > L_B, \bar{v}_G < L_S$	Tulppa
$L_M > \bar{v}_G > L_S$	Muutos
$v_G > L_M$	Sumu

myös nimitystä Taylorin kuplat [7]. Tällöin virtaukseen muodostuu selkeästi kaasun ja nesteen hallitsevat osat, vaikkakin nesteen katsotaan ympäröivän Taylorin kuplia. Nesteen viivästyminen on voimakasta ja voidaan päätyä jopa tilanteeseen, jossa neste virtaa putkessa alaspäin. Molemmilla faaseilla on merkittävä osuus kitkahäviöihin.

**Muutosvirtaus** Kaasun osuuden edelleen kasvaessa, Taylorin kuplien väliin jäävän nesteen osuus pienenee jatkuvasti, kunnes kaasu ympäröi nestefaasin ja muuttuu jatkuvaksi faasiksi. Muutosvirtauksen alue kuvaa tätä prosessia. Molempien faasien merkitys on huomattava, mutta kaasu dominoi.

**Sumuvirtaus** Kaasu hallitsee virtausta ja on jatkuva faasi. Neste on pääosin kaasun ympäröimää, joskin ohut nestekerros tarttuu putken pintaan.

**Virtaustyyppien valinta** Oikean virtaustyyppien korrelaation käyttö vaatii virtaustyyppien valintaa. Orkiszewski käyttää työssään Griffithin ja Wallisin [11] menetelmää kupla- ja tulppavirtauksen rajan tunnistamiseen ja Duns ja Ros [9] korrelaatioita muille rajoille. Käytetyt rajat on listattu taulukossa 2.1.

Taulukossa 2.1 käytetyt muuttujat ovat dimensioton kaasunopeus  $\bar{v}_G$  sekä rajoja kuvaavat  $L_B$ ,  $L_S$ ,  $L_M$ . Kaikki tilavuusvirrat ovat korreloitu maanpinnan arvojen mukaan vallitsevaan paineeseen ja lämpötilaan, mitään viivästyiskertoimia ei näille tilavuusvirroille käytetä. Tarkemmin määriteltynä muuttujat ovat

$$\bar{v}_G = \frac{Q_G}{A_p} \left( \frac{\rho_L}{g\sigma} \right)^{1/4}, \quad (2.31)$$

$$L_B = 1,071 - (0,2218v_T^2/d), \quad L_B \geq 0,13, \quad (2.32)$$

$$L_S = 50 + 36\bar{v}_G \frac{Q_L}{Q_G}, \quad (2.33)$$

$$L_M = 75 + 84 \left( \bar{v}_G \frac{Q_L}{Q_G} \right)^{0,75}, \quad (2.34)$$

joissa  $v_T$  on kokonaisnopeus,  $A_p$  putken pinta-ala,  $\sigma$  on pintajännitys ja  $d$  on hydraulinen halkaisija. Kaikki suureet ovat amerikkalaisissa kenttäyksiköissä.

**Orkiszewskin virtausyhtälö** Kuten lähes kaikki monifaasivirtausta käsittelevät korrelaatiot, myös Orkiszewskin korrelaatio on johdettu putkivirtauksen energiayhtälöstä. Paineenmuutos pystysuoralle putkivirtaukselle on

$$-dp = \underbrace{\tau_f dD}_{\text{kitka}} + \underbrace{\frac{g\rho}{g_c} dD}_{\text{potentiaalienergia}} + \underbrace{\frac{\rho V}{g_c} d\Omega}_{\text{kineettinenenergia}}, \quad (2.35)$$

josta on helppo erottaa kitkan, potentiaalienergian ja kineettisen energian muutoksien vaikutukset kokonaispaineen muutokseen. Käytetty yksikköjärjestelmä on amerikkalainen kenttäyksikköjärjestelmä. Yhtälössä 2.35  $\tau_f$  on seinämäkitkakerroin,  $D$  on syvyys (alaspäin positiivinen),  $g$  on gravitaatio kiihtyvyys,  $g_c$  on painovoiman korjauskerroin amerikkalaisessa yksikköjärjestelmässä,  $V$  on nopeus ja  $\Omega$  on tilavuus.

Yhtälö 2.35 voidaan ratkaista olettamalla paloittain lineaariset profiilit ja jakamalla putki pieniin osiin, joissa aineominaisuuksien eikä virtaustyypin katsota muuttuvan. Mikä tahansa muu profiilioletus toimisi myös. Seinämäkitkakerroin  $\tau_f$  ja tiheys  $\rho$  määritetään jokaiselle palalle erikseen virtaustyypin mukaan.

Orkiszewski toteaa, että kineettisen energian osuus on merkittävää vain sumutustyypin virtauksessa, jossa taas  $V_L \ll V_G$ . Tällöin voidaan kineettisen energian osuus ilmaista ideaalikaasulakia käyttäen yksinkertaisemmin

$$\frac{\rho V}{g_c} dv = -\frac{\dot{m}_T Q_G}{g_c A^2 \bar{p}} dp, \quad (2.36)$$

jossa  $\dot{m}_T$  on kokonaismassavirta (lb/s), joka on korreloitu tuotantodatasta huomioidmatta viivästyksiä,  $Q_G$  kaasuntilavuusvirta ( $\text{ft}^2/\text{s}$ ) myös ilman viivästyksiä.

Käyttäen yhtälöä 2.36 yhtälössä 2.35 saadaan

$$\Delta p = \left[ \frac{1}{144} \frac{\bar{\rho} + \tau_f}{1 - \frac{\dot{m}_T Q_G}{4637 A^2 \bar{p}}} \right] \Delta D, \quad (2.37)$$

jossa  $\frac{1}{144}$  ja 4637 ovat amerikkalaisen yksikköjärjestelmän vaatimia vakioita. Yhtälössä 2.37  $\bar{\rho}$  on keskitiheys laskentaelementissä ( $\text{lb}/\text{ft}^3$ ),  $\Delta p$  on paineen muutos (psi) ja  $\bar{p}$  on keskipaine (psia).

Orkiszewski mainitsee julkaisussaan, että osoittaja  $1 - \frac{\dot{m}_T Q_G}{4637 A^2 \bar{p}}$  lähestyy nollaa tai voi mennä negatiiviseksikin kun monifaasivirtaus lähestyy äänennopeutta. Tätä

ei ole selitetty. Käytännön laskuissa kuitenkin todettiin, että nimittäjä voi mennä negatiiviseksi yllättävän helposti, jolloin paineen muutos on myös negatiivinen, eikä menetelmä anna mitään järkevää tulosta.

**Kuplavirtauksen laskenta** Orkiszewski käyttää kuplavirtauksen laskentaan Griffithin ja Wallisin menetelmää [11]. Kaasun tilavuusosuus  $H_g$  (void fraction) lasketaan korreloitujen tilavuusvirtojen  $Q_T$ ,  $Q_G$ , putken pinta-alan  $A_p$  ja kaasun liukumanopeudesta  $v_s$  seuraavasti

$$H_G = \frac{1}{2} \left[ 1 + \frac{Q_T}{v_s A_p} - \sqrt{\left( 1 + \frac{Q_T}{v_s A_p} \right)^2 - \frac{4Q_G}{v_s A_p}} \right]. \quad (2.38)$$

Orkiszewski ehdottaa Griffithin menetelmän mukaista tapaa olettaa liukumanopeudeksi vakioarvoa  $v_s = 0,8 \text{ ft/s}$ . Vastaavassa tilanteessa Ansari [1] käyttää Harmathyn [12] vain marginaalisesti monimutkaisempaa menetelmää, joka liittää liukumanopeuden virtaustilanteeseen

$$v_s = 1,53 \left[ \frac{g\sigma_L(\rho_L - \rho_G)}{\rho_L^2} \right]^{1/4}. \quad (2.39)$$

Dimensiotonta esitystä

$$Fr = \frac{v_s}{\sqrt{gD}}, \quad (2.40)$$

jossa  $Fr$  on Frouden lukua käyttäviä malleja tutkitaan edelleen. Esimerkiksi vuonna 2012 ilmestynyt artikkeli *Computational Fluid Dynamics Modelling of Benjamin and Taylor Bubbles in Two-Phase Flows in Pipes* [20] testaa CFD-laskennan soveltuvuutta aiheeseen. Tässä työssä pysytään kuitenkin Orkiszewskin menetelmälle uskollisena.

Tunnettaessa kaasun tilavuusosuus  $H_G$  voidaan kuplavirtauksen keskimääräinen tiheys laskea lineaarinterpolaatiolla

$$\bar{\rho} = (1 - H_G)\rho_L + H_G\rho_G. \quad (2.41)$$

Kitkahäviögradientti  $\tau_f$  saadaan

$$\tau_f = \left( \frac{dp}{dh} \right)_f = f \frac{\rho_L v_L^2}{2g_c d}, \text{ jossa} \quad (2.42)$$

$$v_L = \frac{Q_L}{A_p(1 - F_G)}.$$

Moodyn kitkakerroin  $f$  laskentaan käyttäen sopivaa korrelaatiota Reynoldsin luvun

$$Re_L = 1488 \frac{\rho_L v_L d}{\mu_L} \quad (2.43)$$

ja putkenkarkeuden funktiona. Reynoldsin luvussa, kaava 2.43, kerroin 1488 on amerikkalaisen järjestelmän vaatima kerroin, nesteen viskositeetti on  $\mu_L$  (cp).

**Tulppavirtauksen laskenta** Orkiszewski kehitti oman tulppavirtaustyyppin mallinsa Griffithin ja Wallisin mallin [11] perusteella. Keskitiheys  $\bar{\rho}$  saadaan lausekkeesta

$$\bar{\rho} = \frac{\dot{m}_T + \rho_L v_s A_p}{Q_T + v_s A_p} + \Gamma \rho_L, \quad (2.44)$$

jossa  $\Gamma$  on nesteen jakaumakerroin. Ilman nesteen viivästymistä eli liukumanopeutta  $v_s$  vastaava tiheys olisi  $\rho = \frac{\dot{m}_T}{Q_T}$ . Muut termit siis korreloivat faasien eri nopeuksien vaikutusta, tässä tapauksessa nesteen suurempaa osuutta.

Griffith ja Wallis korreloivat kuplan liukumanopeutta korrelaatiolla

$$v_s = C_1 C_2 \sqrt{gd}, \quad (2.45)$$

jossa  $C_1$  ja  $C_2$  ovat kokeellisia sovitteita, jotka vaihtelevat muun muassa liukumanopeus Reynoldsin luvun

$$Re_s = 1488 \frac{\rho_L v_s d}{\mu_L}. \quad (2.46)$$

Tässä käytetään kuitenkin Nickilin, Wilkinsin ja Davidsonin sovitetta [18] sen helpomman ohjelmoitavuuden johdosta. Jos  $Re_s \leq 3000$

$$v_s = (0,546 + 8,74 \times 10^{-6} Re_T) \sqrt{gd}. \quad (2.47)$$

Vastaavasti jos  $Re_s \geq 8000$  niin

$$v_s = (0,35 + 8,74 \times 10^{-6} Re_T) \sqrt{gd} \quad (2.48)$$

**Taulukko 2.2.** Nesteen jakaumakertoimen valinta

Jatkuva faasi	$v_t$	yhtälö
Vesi	<10	2.51
Vesi	>10	2.52
Öljy	<10	2.53
Öljy	>10	2.55

ja jos  $3000 < Re_s < 8000$  niin

$$v_s = \frac{1}{2}v_{si} + \sqrt{v_{si}^2 + \frac{13,59\mu_L}{\rho_L\sqrt{d}}}, \text{ jossa} \quad (2.49)$$

$$v_{si} = (0,251 + 8,74 \times 10^{-6}Re_T)\sqrt{gd}. \quad (2.50)$$

Erikoista tässä sovitteessa on se, että  $v_s$ :lle saadaan  $Re_s$ :n funktiona kolme diskreettiä arvoa.  $Re_s$  taas on jatkuva ja lineaarinen funktio  $v_s$ :stä. Jos "oikea"  $v_s$ :n arvo siis sattuu jonnekin näiden kolmen diskreetin arvon väliin, ei yhtälöparille löydetä lainkaan ratkaisua. Tällöin on turvauduttava johonkin sopivasti painotettuun arvoon. Tätä ei kuitenkaan alkuperäisessä Orkiszewskin julkaisussa mainita. Hyvänä puolena diskreteissa arvoissa on, että useimmissa tapauksissa yhtälöpari ratkeaa hyvin nopeasti eikä iteraatiota tarvita.

Nesteen jakaumakerroin  $\Gamma$  lasketaan taulukon 2.2 mukaisesti kokeellisista korrelaatioista

$$\Gamma = \frac{0,013 \log \mu_L}{d_h^{1,33}} - 0,681 + 0,232 \log \mu_t - 0,428 \log d_h, \quad (2.51)$$

$$\Gamma = \frac{0,045 \log \mu_L}{d_h^{0,199}} - 0,709 + 0,162 \log \mu_t - 0,888 \log d_h, \quad (2.52)$$

$$\Gamma = \frac{0,0127 \log \mu_L + 1}{d_h^{1,415}} - 0,284 + 0,167 \log \mu_t + 0,113 \log d_h, \quad (2.53)$$

$$\Gamma = \frac{0,0274 \log \mu_L + 1}{d_h^{1,371}} + 0,161 + 0,569 \log d_h \quad (2.54)$$

$$- \log v_t \frac{0,01 \log \mu_L + 1}{d_h^{1,571}} + 0,397 + 0,63 \log d_h, \quad (2.55)$$

joilla on rajat

$$\Gamma \geq -0,065v_t \text{ ja} \quad (2.56)$$

$$\Gamma \geq -\frac{v_b A_p}{Q_t + v_b A_p} \left(1 - \frac{\bar{\rho}}{\rho_L}\right). \quad (2.57)$$

Rajoilla on tarkoitus poistaa paineen epäjatkuvuudet virtaustyyppirajojen välillä. Nesteen jakaumakertoimen korrelaatio valitaan jatkuvan nestefaasin ja nopeuden  $v_t$  perusteella taulukon 2.2 mukaisesti.

Taulukossa 2.2 käytettyä termiä "jatkuva" ei Orkiszewskin julkaisussa ollut määritetty. Muut lähteet antavat tälle termille vaihtelevia määritelmiä. Samoin korrelaatioissa on pieniä eroja.

Orkiszewski johti oman korrelaation seinämäkitkagradientille  $\tau_f$ . Johtoa ei tässä anneta. Seinämäkitka gradientti voidaan laskea kaavasta

$$\tau_f = \frac{f \rho_L v_T^2}{2g_c d} \left[ \frac{Q_L + v_s A_p}{Q_T + v_s A_p} + \Gamma \right]. \quad (2.58)$$

yhtälössä 2.58 oleva kitkakerroin  $f$  voidaan taas laskea Reynoldins luvun  $Re_L = 1488 \frac{\rho_L v_T d}{\mu_L}$  sekä dimensiottoman seinämä karkeuden funktiona.

**Muutosvirtauksen laskenta** Orkiszewski käytti muutosvirtaukselle Dunsin ja Rossin menetelmää [9]. Tässä menetelmässä muutosvirtauksen keskitiheys  $\bar{\rho}$  ja kitkahäviögradientti  $\tau_f$  lasketaan lineaariinterpolaationa tulppatyypin ja sumutyypin tuloksista. Interpolaatioon käytetään kaasun dimensiottomaa nopeutta  $\bar{v}_G$  ja rajoja  $L_M$  ja  $L_S$ , kaavat 2.31. Tällöin saadaan tiheydelle

$$\bar{\rho} = \frac{L_M - \bar{v}_G}{L_M - L_S} \bar{\rho}_{tulppa} + \frac{\bar{v}_G - L_S}{L_M - L_S} \bar{\rho}_{sumu}. \quad (2.59)$$

Vastaavasti painehäviögradientille

$$\tau_f = \frac{L_M - \bar{v}_G}{L_M - L_S} \tau_{f,tulppa} + \frac{\bar{v}_G - L_S}{L_M - L_S} \tau_{f,sumu}. \quad (2.60)$$

Laskettaessa painehäviögradienttia  $\tau_{f,mist}$  suositellaan käyttämään kaasuntilavuusvirralle korrelaatiota

$$Q_G = A_p L_M \left( \frac{\rho_L}{g\sigma} \right)^{-1/4}. \quad (2.61)$$

**Sumuvirtauksen laskenta** Orkiszewski käytti sumuvirtaus tyyppille Dunsin ja Rossin menetelmää [9]. Sumuvirtauksessa kaasu on hallitseva ja faasien välillä ei

katsota olevan luistoa. Kaasun tilavuus osuus laskentaan kaavasta

$$H_G = \frac{1}{1 + Q_L/Q_g}. \quad (2.62)$$

Sijoittamalla  $H_G$  kuplavirtauksen kaavaan 2.38 saadaan seoksen keskimääräinen tiheys  $\bar{\rho}$ .

Kitkahäviögradientti  $\tau_f$  lasketaan kuplavirtaukselle analogisesti kaavasta

$$\tau_f = f \frac{\rho_G v_G^2}{2g_c d}, \quad (2.63)$$

jossa  $v_G = \frac{Q_G}{A_P}$  on kaasun näennäinen nopeus ja  $f$  lasketaan Reynoldsin luvun ja seinämäkarkeuden funktiona. Reynoldsin luku laskentaan nyt kaasuvirralla

$$Re_G = 1488 \frac{\rho_G v_G d}{\mu_G}, \quad (2.64)$$

jossa  $\rho_G$  (lb/ft<sup>3</sup>) on kaasun tiheys ja  $\mu_G$  on kaasun viskositeetti (cp). Käyttämällä muiden yksiköiden kanssa yhteensopivaa viskositeetin yksikköä voitaisiin tietenkin välttää kerroin 1488, mutta tässä seurataan alkuperäistä yksikköjärjestelmää.

Seinäämäkarkeudelle Duns ja Ross kehittivät oman korreloidun versionsa, joka on rajoitettu arvoihin  $0,001 < \frac{\varepsilon}{d} < 0.5$ . Jos  $N_w < 0.005$ , korreloitu dimensioton seinämäkarkeus  $\frac{\varepsilon}{d}$  lasketaan kaavasta

$$\frac{\varepsilon}{d} = 34 \frac{\sigma}{\rho_G v_G^2 d}. \quad (2.65)$$

Jos taas  $N_w > 0.005$ , kaavasta

$$\frac{\varepsilon}{d} = 174,8 \frac{\sigma N_w^{0,302}}{\rho_G v_G^2 d}. \quad (2.66)$$

Muuttuja  $N_w$  laskentaan kaavasta

$$N_w = 4,52 \times 10^{-7} \left( \frac{v_G \mu_L}{\sigma} \right)^2 \frac{\rho_G}{\rho_L}. \quad (2.67)$$

**Numeerinen algoritmi** Orkiszewskin menetelmä, kuten useimmat muutkin monifaasivirtaus menetelmät, jakaa putken pituussuunnassa pieniin paloihin. Näiden pienten palojen sisällä oletetaan lineaariset muutokset virtauksen ominaisuuksissa. Orkiszewskin yleisen yhtälön ratkaisuun tarvittavat aineominaisuudet saadaan tällöin korreloitua tässä oletetussa keskipaineessa ja lämpötilassa.

Lämpötila ja paine vaihtelevat molemmat syvyyden funktiona. Tällöin numeeri-

sesti tarkka yleisen yhtälön, yhtälö 2.37, ratkaisu vaatii iteraatiota jokaisen laskentaelementin sisällä. Orkiszewski suosittelee valitsemaan paineaskeleen,  $\Delta p$ , sopivan pieneksi, arvaamaan syvyysaskeleen,  $\Delta D$ , ja iteroimaan kunnes arvattua syvyysaskelta vastaavat aineominaisuudet täyttävät vaaditut ehdot. Orkiszewski ehdottaa oletusta lineaarisesta lämpötilajakaumasta kaivossa.

Oletus lineaarisesta lämpötilajakaumasta on kuitenkin sangen kyseenalainen. Tässä oletetaan, että numeerinen virhe, joka syntyy arvioimalla laskentaelementin lämpötilaa ja sitä kautta aineominaisuuksia tunnetun syvyyden mukaan ilman iteraatiota, on merkityksetön verrattuna lämpötila profilia koskevasta oletuksesta syntyvään virheeseen. Lämpötila lasketaan siis koko elementille elementin tunnetusta reunasta ja tällöin vältetään raskaalta sisäkkäiseltä iteraatiota.

### Laskennanvaiheet:

1. Valitse vertailupiste, jossa paine, lämpötila ja virtaamat tunnetaan.
2. Valitse lämpötilaprofiili.
3. Valitse paineaskel ja laske seuraavan elementin keskipaine.
4. Korreloi elementin keskilämpötila.
5. Korreloi aineominaisuudet keskipaineen ja keskilämpötilan perusteella.
6. Valitse virtaustyyppi.
7. Laske syvyysaskel.
8. Palaa kohtaan 3 ja jatka kunnes laskenta-alue on käsitelty.

Tästä kuvauksesta huomataan, että Orkiszewskin menetelmää ei ole tarvinnut mainita kertaakaan. Sen sijaan listauksesta on helppo tunnistaa lähes kaikille virtaustyyppin tunnistaville kaksifaasimalleille yhteiset piirteet. Olisikin verrattain helppoa kirjoittaa ohjelma, jonka toiminta on riippumatonta yksittäisten virtaustyyppien laskentakorrelaatiosta tai käytetyistä aineominaisuuskorrelaatiosta.

Ohjelman runko voitaisiin kirjoittaa yleisellä tasolla esimerkiksi olio-ohjelmointia käyttäen ja valita käytetyt menetelmät ajonaikaisesti käyttäjän syötteiden mukaan. Toteuttamalla ohjelmaan kantaluokka nesteelle ja kaasulle, sekä periyttämällä näistä kantaluokista kaikki halutut erikoistapaukset, voitaisiin samalla ohjelmalla laskea virtauksia mille tahansa kaasu-neste-yhdistelmälle.



## 2.3 Öljylähteen paine ja tuotto

Öljylähteitä käsitellään tässä vain hyvin pinnallisesti. Jotta reunaehdot suihkupumpun imupuolella voitaisiin määrittää, on kuitenkin tarpeen tuntea paine ja lämpötila suihkupumpun imupuolella.

### Tuotantoindeksi

Lämpötila oletetaan tunnetuksi lähtöarvoksi, mutta paineen katsotaan riippuvan imettävästä tilavuusvirrasta. Öljyteollisuudessa tämä riippuvuus tunnetaan nimellä tuottoindeksi. Tuottoindeksi määriteltiin alunperin lineaariseksi riippuvuudeksi

$$J_0 = \frac{Q_0}{p_e - p_{wf}}, \quad (2.68)$$

missä  $J_0$  on tuottoindeksi,  $Q_0$  on tilavuusvirta,  $p_e$  on paine ennen pumppaamista ja  $p_{wf}$  on paine kun tilavuusvirta on  $Q_0$ . Yksikköinä käytetään tyypillisesti amerikkalaisia kenttäyksiköitä. [23]

On todettu, että vaikka yhtälön 2.68 mukainen lineaarinen riippuvuus kuvaakin paineen ja tilavuusvirran riippuvuutta hyvin alhaisilla tilavuusvirroilla, putoaa paine oletettua nopeammin suurilla tilavuusvirroilla. Syyksi tälle on epäilty niin kaasun muodostumista virtaukseen kuin turbulenssiakin. [23]

Lineaarista korrelaatiota on paranneltu monilla menetelmillä ja tässä esitellään Vogelín vuonna 1968 kehittämä korrelaatio monifaasivirtauksille. Vogelín malli perustuu mittauksista koottuun dataan, johon on sovitettu dimensioton, toisen asteen polynomi

$$\frac{Q_0}{Q_{0,max}} = 1 - 0,2 \left( \frac{p_{wf}}{\bar{p}_r} \right) - 0,8 \left( \frac{p_{wf}}{\bar{p}_r} \right)^2, \quad (2.69)$$

missä  $Q_0$  öljyn ja veden sisältävä tilavuusvirta,  $Q_{0,max}$  on tilavuusvirta kun paine lähestyy nollaa,  $p_{wf}$  on vallitseva paine ja  $\bar{p}_r$  on keskimääräinen reserviaarin paine. [15]

Käyttämällä nyt tunnettua referenssitilaa  $Q_0$ :n ja  $p_{wf}$ :n paikalla, saadaan laskettua  $Q_{0,max}$ , ja saatua  $Q_{0,max}$  käyttäen laskettua uusi tila.

Vogelín yhtälön (2.69) katsotaan olevan riittävän tarkka aina 0.97 vesiosuuksiin saakka. Yhtälön pitäisi toimia myös kaasun läsnäollessa, eli paineen alittaessa höyrynpaineen.

### Imupaineen laskenta ajonaikaisesti

Edellä kuvattu Vogelien menetelmä on öljyteollisuudessa laajalti käytetty tapa laskea kentästä saatavan öljyn paine. Suihkupumpun tapauksessa paine pumpun imutilassa voidaan kuitenkin laskea yksinkertaisemmin jos käytettävissä on dataa pumpun ajosta.

Menetelmänä on yksinkertaisesti laskea paine yksifaasivirtausta sisältävän putken alavirran puoleisessa päässä kun geometria sekä ylävirtauksen paine ja tilavuusvirta tunnetaan.

1. Tunnettu  $Q_{po}$  ja  $p_{po}$ .
2. Laske  $Q_i$  ja  $p_i$  putkivirtauksen yhtälöistä.
3. Laske  $p_n$  suuttimen yhtälöstä.
4. Laske  $p_s$  käyttäen sopivaa oletusta, esim. yhtälöä (2.24).

Samaa menettelyä voitaisiin toki soveltaa paluuvirtauksen puoleiseen monifaasivirtaukseen. Tämä olisi kuitenkin tarpeettoman monimutkaista ja tuottaisi suurempia virheitä.

### 3 AINEOMINAISUUDET

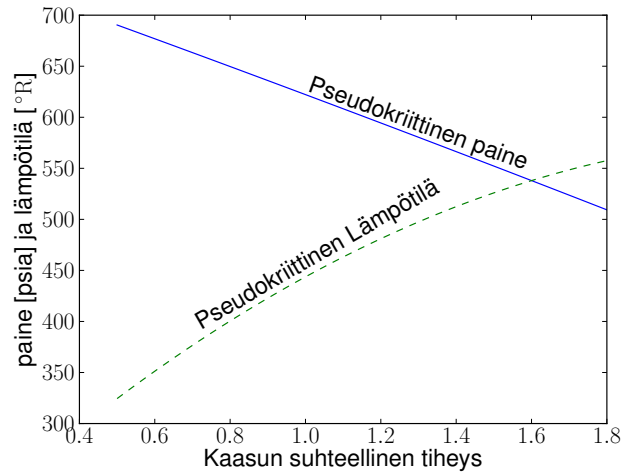
Aineominaisuuksien luotettava määrittämien öljykaivoissa on sekä tärkeää että hankalaa. Muuttuvaominaisuus monifaasivirtaus, josta on mahdollista saada luotettavaa mittaustietoa vain maanpäällisissä olosuhteissa, asettaa huomattavia rajoitteita sille, kuinka tarkasti vallitsevat olosuhteet voidaan ennustaa maan alla. Monifaasivirtauksen tärkein aineominaisuus on kaasun läsnäolo. Tarkka monifaasimalli on täysin hyödytön, jos ei tiedetä esiintyykö virtauksessa kaasua.

Käytettävissä olevan tiedon lisäksi hankaluuksia tuottavat öljyteollisuudessa perinteisesti käytetyt yksiköt ja määritelmät. Kirjallisuuteen tutustussa ja alalla työskentelevien ihmisten kanssa puhuessa on alkanut näyttää siltä, että alalla yleisesti käytetyt määritelmät saavat hieman erilaisen muodon jokaisen käyttäjäyhteisön sisällä. Esimerkiksi öljyntuottokerroin  $B_o = \frac{V}{V_{ref}}$ . Öljyntuottokerroin kuvaa öljyntilavuutta joissakin olosuhteissa suhteessa öljyntilavuuteen vertailuolosuhteissa. Yksinkertaisuudestaan huolimatta määritelmään liittyy useita ongelmia. Vertailuolosuhteita ei yleensä ilmoiteta ja alalla on useita käytäntöjä niiden määrittämisestä. Useimmin käytettyjä ovat amerikkalaisen standardin mukaiset stp-olosuhteet tai jotkin kentällä helposti saatavilla olevat, esimerkiksi separaattorin, olosuhteet. Vastava määritelmien epämääräisyys toistuu alalla monin paikoin.

Vastaavasti myös aineominaisuuksien korrelaatioissa on epämääräisyyksiä. Samalla nimellä löytyy eri lähteistä toisistaan poikkeavia korrelaatioita. Useimmiten erot rajoittuvat vain vakioiden arvoihin, mutta myös korrelaatioiden muotoa muuttavia eroja löytyy. Tässä työssä ei kuitenkaan ole mahdollista luoda kokonaan uusia määritelmiä tai korrelaatioita ja siksi tyydytäänkin käyttämään alalla vallitsevia käytäntöjä. Yksityiskohtiin ei myöskään mennä, vaan tyydytään vain esittelemään käytetyt menetelmät. Mikäli korrelaatiot on ilmoitettu muissa kuin SI-yksiköissä, käytetään tässä työssä niiden alkuperäisiä yksiköitä.

#### 3.1 Maakaasu

Tässä kappaleessa esitellään tarvittavia kaasun aineominaisuus korrelaatioita ja niihin liittyviä suureita.



**Kuva 3.1.** Pseudokriittinen paine ja lämpötilä maakaasulle. Suttonin korrelaatioiden (3.1) mukaan laskentaan tarvitaan vain suhteellinen tiheys.

### Kriittinen piste

Kriittinen piste on määritelty kriittisen lämpötilan  $T_c$  ja kriittisen paineen  $p_c$  avulla. Ylikriittisissä lämpötiloissa fluidia ei voida nesteyttää, eikä ylikriittisissä paineissa voi olla yhtä aikaa läsnä neste- ja kaasufaasia. Kriittisessä pisteessä neste- ja kaasufaasiin aineominaisuudet yhdistyvät. [14]

On todettu, että puhtaana esiintyville, samankaltaisille kaasuille, aineominaisuudet ovat samankaltaisia, jos niitä korreloidaan redusoidun lämpötilan  $T_r = \frac{T}{T_c}$  ja redusoidun paineen  $p_r = \frac{p}{p_c}$  avulla. Redusoidun lämpötilan ja paineen yhtälöissä  $T$  ja  $p$  ovat vallitseva lämpötila ja paine. Seokselle vastaavaa menetelmää voidaan soveltaa, kun käytetään pseudo-reduoitua lämpötilaa  $T_{pr} = \frac{T}{T_{pc}}$  ja painetta  $p_{pr} = \frac{p}{p_{pc}}$ , jossa  $T_{pc}$  ja  $p_{pc}$  ovat seoksen pseudo-kriittinen paine ja lämpötila. Kriittisen pisteen määrittely ei päde seoksen pseudo-kriittiselle pisteelle, mutta pseudokriittistä pistettä voidaan silti käyttää aineominaisuuksien korreloimiseen. [14]

Pseudo-kriittisen pisteen määrittämiseen on ainakin kahdenlaisia tapoja. Tarkempi tapa perustuu seoksen tarkan koostumuksen tuntemiseen. Näitä seoksessa olevia puhtaiden aineiden tunnettuja arvoja painotetaan sopivilla korrelaatioilla ja lasketaan seoksen ominaisuudet. Toinen tapa jättää tarkan koostumuksen huomiotta, ja käyttää sen sijaan kaasuntiheyttä. Kaasun tiheyden perustuva menetelmä ei ole yhtä tarkka, mutta koska öljykaivojen yhteydessä kaasun koostumusta ei yleensä tunneta, eikä edes sen tiheyttä ole välttämättä mitattu, tyydytään käyttämään vain tiheyden perustuvaa yksinkertaista korrelaatiota. Kaasun tiheyden perustuva Suttonin korrelaation tulos kuvassa 3.1. [14]

Maakaasun pseudokriittistä pistettä tulisi vielä korjata vastaamaan hiilivetyseoksessa esiintyvien epäpuhtauksien, kuten vesihöyryn ja typen vaikutusta, mutta koska näistäkään kaasuista ei ole saatavilla mittausdataa, jätetään niiden vaikutus huomiotta.

Suttonin korrelaatio pseudo-kriittiselle pisteelle

$$p_{pc} = 756,8 - 131,0\gamma_g - 3,6\gamma_g^2 \quad (3.1a)$$

$$T_{pc} = 168,2 + 349,5\gamma_g - 74,0\gamma_g^2, \quad (3.1b)$$

jossa  $\gamma_g = \rho_g/\rho_{ref}$  on kaasun suhteellinen tiheys, eli kaasun tiheyden ja ilman tiheyden (stp-olosuhteet) suhde. Paineen yksikkönä on psia ja lämpötilan °R. Korrelaatio on tarkoitettu kaasuille, joiden suhteellinen tiheys on alueella  $0,57 < \gamma_g < 1,68$ , hiilidioksidipitoisuus on alle 13 mol-%, typpipitoisuus on alle 3 mol-%, eivätkä sisällä rikkivetyä ( $H_2S$ ). [14]

### Kokoonpuristuvuuskerroin

Käyttäen pseudoreduoitua painetta  $p_{pr} = p/p_{pc}$  ja pseudoreduoitua lämpötilaa  $T_{pr} = T/T_{pc}$ , voidaan Beggsin ja Brillin vuonna 1974 kehittämästä korrelaatiosta laskea kokoonpuristuvuuskerroin  $z$  [2]. Lisäksi oletetaan, että kaasun kokoonpuristuvuus riippuu vain näistä kahdesta tekijästä.

$$z = A + \frac{1 - A}{e^B} + Cp_{pr}^D, \quad \text{jossa} \quad (3.2)$$

$$A = 1,39(T_{pr} - 0,92)^{0,5} - 0,36T_{pr} - 0,1$$

$$B = (0,62 - 0,23T_{pr})p_{pr} + \left( \frac{0,066}{T_{pr} - 0,86} - 0,037 \right) p_{pr}^2 + \frac{0,32p_{pr}^6}{10^{(9(T_{pr}-1))}}$$

$$C = 0,132 - 0,32\log(T_{pr})$$

$$D = 10^{(0,3106 - 0,49T_{pr} + 0,1824T_{pr}^2)}$$

Korrelaatio (3.2) on sovitettu Standingin ja Katzin vuonna 1954 julkaisemille kaavioille.

Kaasun tilanyhtälöksi, kokoonpuristuvuuskerrointa käyttäen, tulee

$$pV = zNR_uT, \quad (3.3)$$

jossa paine on  $p$ , tilavuus  $V$ , ainemäärä  $N$ , yleinen kaasuvakio  $R_u$  ja lämpötila  $T$ .

Huolellisuutta vaaditaan oikean yksikköjärjestelmän käytössä. Tässä työssä käytetään SI-järjestelmää ja amerikkalaista kenttäyksikköjärjestelmää rinnakkain. Kaasun tilavuuden arviointi vaatii tilanyhtälön lisäksi tavan arvioida nesteeseen liuenneen tai faasimuutoksen läpikäyneen kaasun osuutta. Nämä ominaisuudet on kuitenkin tapana lukea nesteen ominaisuuksiksi ja niistä kerrotaan lisää kappaleissa 3.2 ja 3.3.

### Viskositeetti

Maakaasun viskositeetti voidaan määrittää esimerkiksi Leen menetelmällä. Tästäkin menetelmästä esiintyy kirjallisuudessa useita muotoja. Tässä esitetty on lähteestä [14]. Kaasun viskositeetilla on pieni merkitys kokonaistuloksen kannalta. Suihkupumpussa ei viskositeettia huomioida mitenkään, eikä sitä useimmiten katsota merkittäväksi paluuputkessakaan. [14]

Leen menetelmä viskositeetille  $\mu_g$

$$\begin{aligned}\mu_g &= (1 \times 10^{-4})K \exp(X\rho_g)^Y, \text{ jossa} & (3.4) \\ \rho_g &= 1,4935 * 10^{-3}(pM/zT), \\ K &= \frac{9,379 + 0,01607M)T^{1,5}}{209,2 + 19,26M + T}, \\ X &= 3,448 + \frac{986,4}{T} + 0,01009M, \\ Y &= 2,447 - 0,2224X,\end{aligned}$$

yksikköinä centipoise cP viskositeetille,  $\text{g/cm}^3$  tiheydelle, °R lämpötilalle, ja lbm/lb – mol moolimassalle.

Korrelaatio 3.4 on tarkoitettu painealueelle  $100 < p$  (psia)  $< 8000$  ja lämpötila-alueelle  $100 < T$  (F)  $< 340$ , jossa hiilidioksidipitoisuus on välillä  $0,90 < CO_2$  (mol – %)  $< 3,20$ . Keskihajonnaksi ilmoitettiin 2,69 % ja maksimivirheeksi 9,0 %. [14]

## 3.2 Öljy

Johtuen nesteen käyttäytymisen kaasuja monimutkaisemmasta teoriasta ja raakaöljyn hyvin monipuolisesta koostumuksesta, ei öljyn ominaisuuksille ole pystytty kehittämään yhtenäistä teoriaa. Sen sijaan joudutaan tyytymään kokeellisiin menetelmiin, joiden toimivuusalue on rajattu ja fysikaalinen merkitys epäselvä. Tässä työssä pyritään ensisijaisesti käyttämään vanhoja, yleisesti toimiviksi todettuja me-

netelmiä, ja esittelemään muutama modernimpi vastine kyseisille korrelaatioille. [14]

Öljyn ominaisuuksilla on usein suurempi vaikutus kuin kaasun ominaisuuksilla. Alalla on myös tapana ilmoittaa öljyyn liuenneen kaasun määrä nimenomaan öljyn ominaisuutena eikä kaasun ominaisuutena.

Öljyalalla vallitsevasta sekavasta terminologiasta hyvä esimerkki on liuksen kaasu-öljysuhde  $R_{s,o} = \frac{Q_{g,s}}{Q_{g,stp}}$ , jossa  $Q_{g,stp}$  kuvaa vapaan kaasun tilavuusvirtaa stp-olosuhteissa. Stp-olosuhteiden tilalla käytetään usein myös separaattorin, tai jonkin muun helposti mitattavan tilan olosuhteita, eikä vertailutilaa kerrota. Liuenneen kaasun tilavuusvirta  $Q_{g,s}$  määritetään tilavuusvirtana, joka liuenneella kaasulla olisi, jos se esiintyisi vapaana kaasuna vertailuolosuhteissa. Eli jos halutaan laskea massavirta öljyyn liuenneelle kaasulle, täytyy käyttää kaasun tiheyttä vertailuolosuhteissa ( $\rho_{g,stp}$ )

$$\dot{m}_{g,s} = (R_o - R_{s,o})Q_{g,stp}\rho_{g,stp}, \quad (3.5)$$

jossa  $R_o = \frac{Q_g}{Q_o}$  on kaasu-öljysuhde vertailuolosuhteissa. Yhtälössä (3.5) on oletettu, että seoksessa on vain kaasua ja öljyä, ei vettä.

Kaasu-öljysuhteen korrelaatiot ovat useimmiten puhtaan kokeellisia eivätkä erittele liukenemista ja faasimuutoksia toisistaan. Tämä aiheuttaa helposti väärinymmärryksiä, mutta silti tässä työssä käytetään vallitsevaa käytäntöä.

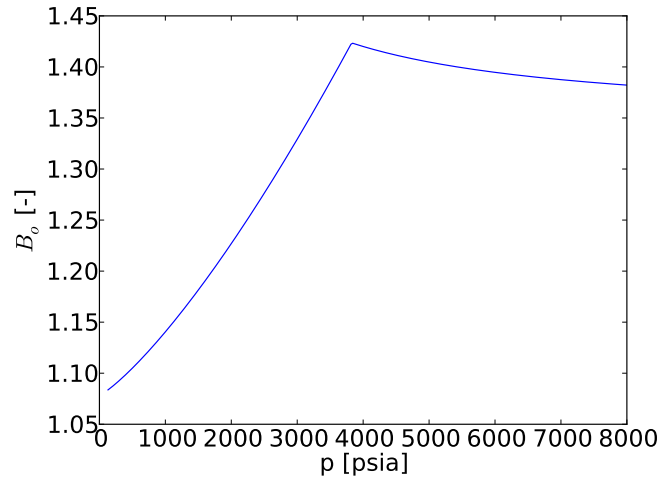
Liuoksen kaasu-öljysuhde on epämääräisestä määrittelystään huolimatta kenties merkittävin öljyn ominaisuuksia kuvaava suure. Valtaosa muista merkittävistä suureista on voimakkaasti riippuvaisia kaasun määrästä öljyssä.

### Öljynmuodostumiskerroin

Öljynmuodostumiskerroin  $B_o = Q_o/Q_{o,stp}$  kuvaa öljyn tilavuutta verrattuna tilavuuteen vertailuolosuhteissa. Tämänkin suureen kohdalla tulee huomioida vaihtelevat käytännöt vertailupisteen suhteen. Öljynmuodostumiskertoimeen vaikuttaa ennen kaikkea öljyyn liuenneen kaasun määrä, sekä toissijaisesti vallitseva paine ja lämpötila.

Tässä on valittu öljynmuodostumisen korrelaatioksi yleisesti pätevänä pidetty Standingin korrelaatio. Lukuisia muitakin korrelaatioita on olemassa ja näistä korrelaatioista on tehty runsaasti vertailuja. Tyypillisesti korrelaation paikkaansa pitävyys riippuu pumpattavasta öljystä, joka taas on tyypillisesti pumppausalueelle ominaista. Esimerkiksi Hemmati ja Kharrat (2007) [17] esittävät selkeän vertailun tunnetuista menetelmistä. Heidän vertailunsa tehtiin Lähi-idän öljykentillä ja tuki Petroskyn, Glason ja Doklan korrelaatioiden käyttöä.

Öljynmuodostumiskerroin kasvaa paineen kasvaessa ensikuplapisteeseen asti kaasun liuetessa öljyyn ja kasvattaessa öljyn tilavuutta. Ensikuplapisteen jälkeen kaikki kaasu on jo siirtynyt nesteeseen ja öljynmuodostumiskertoimen arvo alkaa laskea koonpuristuvuuden vuoksi. Tästä syystä käytetään yleisesti kahta eri korrelaatiota kyllästyneelle ja ei-kyllästyneelle öljylle. Nämä kaksi aluetta näkyvät kuvassa 3.2. Kuvasta 3.2 näkee selkeästi ensikuplapisteen kohdalle muodostuvan piikin öljyn tilavuudessa.



**Kuva 3.2.** Öljynmuodostumiskerroin eräässä tapauksessa Standingin korrelaation mukaan (3.6), (3.8). Kuvassa erottuu selkeästi kyllästyneen ja ei-kyllästyneen öljyn alue. Piikki öljynmuodostumiskertoimessa edustaa ensikuplapistettä.

Standingin korrelaatio ensikuplapisteen alapuolella

$$B_o = 0,9759 + 0,00012F^{1,2}, \text{ jossa} \quad (3.6)$$

$$F = R_{s,o}(\gamma_g/\gamma_o)^{0,5} + 1,25T.$$

Korrelaatiossa (3.6)  $\gamma_g$  ja  $\gamma_o$  ovat kaasun ja öljyn suhteelliset tiheydet ja  $T$  on lämpötila Fahrenhaiteissa. Öljynmuodostumiskertoimen  $B_o$  yksikkö on dimensioton [14].

Korrelaatiolle (3.6) ilmoitetaan 1,17 % keskivirhe ja se perustuu 105 mittauspisteeseen alueelta [14]



$$\begin{aligned}
130 < p_b < 7000 \text{ psia} \\
100 < T < 258 \text{ }^\circ\text{F} \\
20 < R_s < 1425 \text{ scf/STB} \\
16,5 < \gamma_{o,api} < 63,8 \text{ API} \\
0,59 < \gamma_g < 0,95 \\
1,024 < B_o < 2,05.
\end{aligned} \tag{3.7}$$

Ensikuplapistettä suuremmilla paineilla käytetään teoreettisesti johdettua korrelaatiota, joka perustuu oletukselle vakiona pysyvistä nesteen kompressibiliteetistä

$$B_o = B_{ob} \exp(c_o(p_b - p)), \tag{3.8}$$

jossa  $B_{ob}$  on öljynmuodostumiskerroin ensikuplapisteessä,  $p_b$  ensikuplapisteen paine ja  $c_o$  öljyn isoterminen kompressibiliteetti yksikössä  $\text{psi}^{-1}$ . Öljyn kompressibiliteetistä kerrotaan tarkemmin kappaleessa 3.2.

### **Liuksen kaasu-öljysuhde ja ensikuplapiste**

Standing muodosti yhtälöissä (3.7) kuvatussa datajoukosta myös ensikuplapisteen muuttumista kuvaavan korrelaation tilanteelle, jossa paine on suurempi tai yhtä suuri kuin alkuperäisessä ensikuplapisteessä. Tämä yhtälö on

$$\begin{aligned}
p_b &= (18 \times 10^{y_g} (R_{o,sb}/\gamma_g)^{0.83}), \text{ jossa} \\
y_g &= 0,00091T - 0,0125\gamma_{o,api}.
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Yhtälössä (3.9) paineen yksikkö on psia, lämpötilan Fahrenheit, öljyn tiheyden  $\gamma_{o,api}$  yksikkö API ja  $R_{o,sb}$  on tunnetun kaasu-öljyosuus vertailutilassa. Käytännössä  $R_{o,sb}$  ei kuitenkaan ole etukäteen tiedossa. [14]

Yhtälöä (3.9) voidaan kuitenkin käyttää myös liuksen kaasu-öljysuhteen määrittämiseen kylläisessä seoksessa. Yhtälöstä ratkaistaan  $R_{o,sb}$  ja vaihdetaan merkintöjä sopivasti. Siten saadaan liuksen kaasu-öljysuhteelle kylläisessä seoksessa

$$R_{s,o} = \gamma_g \left( \frac{p}{18 \times 10^{y_g}} \right)^{1,204}, \tag{3.10}$$

jossa  $y_g$  on esitetty korrelaatiossa (3.9),  $p$  on vallitseva paine (psia) ja  $R_{s,o}$  liuoksen kaasu-öljysuhde (scf/STB). Huomaa  $R_{s,o}$ :n yksikkö. Kylläisen monifaasiseoksen ja ei-kylläisen yksifaasivirtauksen raja voidaan siis näiden määritelmien perusteella laskea yhtä hyvin ehdosta  $p = p_b$ , kuin ehdosta  $R_{s,o} = R_o$ . Tilanteille, joissa laskennallinen liuoksen kaasu-öljysuhde ylittää ilmoitetun kaasu-öljysuhteen ( $p > p_b$ ), eli  $R_{s,o} > R_o$  on  $R_{s,o} = R_o$  koska enempää kaasua ei ole läsnä.

Korrelaation (3.10) johdosta näkee määritelmien riippumattomuuden todellisista fysikaalisista prosesseista. Faasimuutoksiin ei oteta mitään kantaa ja liukenemises-takin puhuminen on jokseenkin epätarkka ilmaisu. Menetelmä tuottaa kuitenkin järkeviä tuloksia useimmissa tapauksissa.

### Kompressibiliteetti

Myös öljyn kompressibiliteetti on erilainen kylläiselle ja ei-kylläiselle seokselle joh-tuen kaasun vaikutuksista. Tässä työssä kompressibiliteetti tarvitaan kuitenkin vain muodostumiskertoimen määrittämiseen yksifaasivirtauksen tapauksessa, joten kyl-läisen tapauksen korrelaatiota ei esitetä.

Vasquez-Beggsin korrelaatio öljyn kompressibiliteetille ei-kylläisessä tilanteessa

$$c_o = \frac{5R_{o,sb} + 17,2T - 1180\gamma_g + 12,61\gamma_{o,api} - 1433}{10^5 p}, \quad (3.11)$$

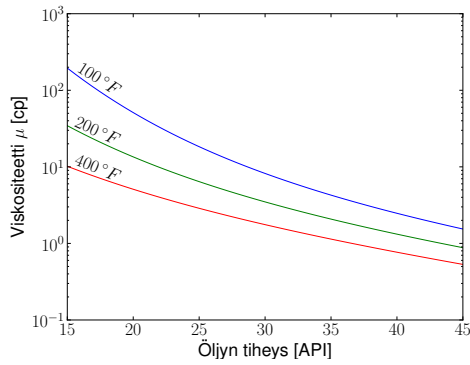
jossa kompressibiliteetin  $c_o$  yksikkö on  $\text{psi}^{-1}$ . [14]

Korrelaatiolle (3.11) ilmoitetaan 0,284 % keskivirhe ja se on kerätty 4036 data-pisteestä alueesta

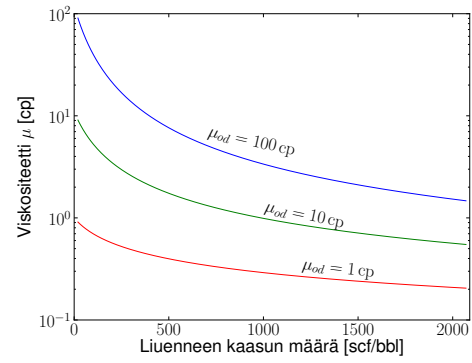
$$\begin{aligned} 126 < p < 9500 \text{ psig} \\ 9,3 < R_{o,s} < 2199 \text{ scf/STB} \\ 1,006 < B_o < 2,226 \text{ RB/STB} \\ 15,3 < \gamma_{o,api} < 59,5 \text{ API} \\ 0,511 < \gamma_g < 1,351. \end{aligned} \quad (3.12)$$

### Viskositeetti

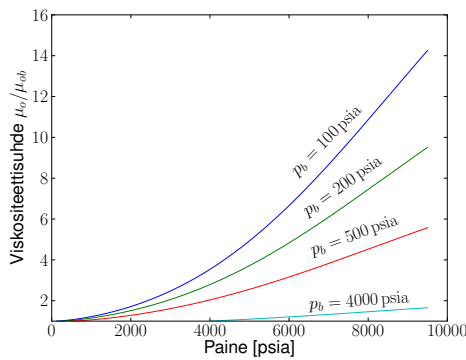
Öljyn viskositeetin laskeminen jaetaan kolmeen osaan. Ensimmäinen on kaasutto-man öljyn viskositeetin laskeminen. Toisena lasketaan kylläisen, kaasua sisältävän, öljyn viskositeetti kaasuttoman öljyn viskositeettia hyödyntäen. Viimeisenä korre-loidaan alikylläisen öljyn viskositeetti kylläisen öljyn viskositeettia hyödyntäen. Las-



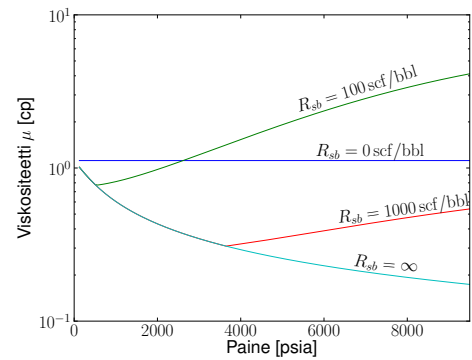
(a) Kaasuttoman öljyn viskositeetti Ng-Engbogahin korrelaation mukaan (3.13).



(b) Kaasusta kylläisen öljyn viskositeetti Beggs-Robinson korrelaation mukaan (3.15).



(c) Kaasusta alikylläisen öljyn viskositeettiin muutos paineen suhteen Vasquez-Beggs korrelaation mukaan (3.16). Jokainen käyrä on piirretty alkamaan ensikuplapisteestään  $p_b$ . Ensikuplapiste vastaa korkeinta painetta, jossa öljy on kaasusta kylläinen.



(d) Tässä kuvassa on laskettu öljyn viskositeetti paineen ja kaasumäärän funktiona. Kaasun määrästä ja sen liukoisuudesta riippuen on käytetty sopivaa yhdistelmää kuvissa (a) - (c) esitetyistä menetelmistä. Huomaa, että kuva on periaatteellinen ja osa piirretystä datasta on epärealistista.

**Kuva 3.3.** Öljyn viskositeetin laskenta. Huomaa puolilogaritminen asteikko kuvissa (a), (b) ja (d).

kenta ketju lopetetaan tilanteen mukaiseen kohtaan.

Beggsin ja Robinsonin mittauksiin perustuen Ng ja Egboah kehittivät korrelaation kaasuttoman öljyn viskositeetille

$$\log(\log \mu_{od} + 1) = 1,8653 - 0,025086\gamma_{o,api} - 0,5644 \log T, \quad (3.13)$$

jossa  $\mu_{od}$  on kaasuttoman öljyn (*dead-oil*) viskositeetti (cp),  $\gamma_{o,api}$  öljyntiheys (api) ja T lämpötila (Fahrenheit).

Korrelaatiolle (3.13) ilmoitetaan keskivirheeksi 6,6 % ja se on kerätty 394 datapisteestä alueelta [14]

$$\begin{aligned}
59 < T < 176 \text{ }^\circ\text{F} \\
-58 < T_{alin} < 59 \text{ }^\circ\text{F} \\
5,0 < \gamma_{o,api} < 58,0 \text{ API.}
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Kaasusta kylläisen öljyn viskositeetti voidaan laskea Beggs-Robinson korrelaatiosta

$$\begin{aligned}
\mu_o &= A\mu_{od}^B, \text{ jossa} \\
A &= 10,715(R_{o,s} + 100)^{-0,515} \\
B &= 5,44(R_{o,s} + 150)^{-0,33}.
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Yhtälöstä (3.15) nähdään selkeästi viskositeetin riippuvuus liuenneen kaasun määrästä  $R_{o,s}$ . Korrelaatiolle (3.15) ilmoitetaan keskivirhe 1,83 %, ja se on kerätty 2073 datapisteestä alueelta

$$\begin{aligned}
0 < p < 5250 \text{ psig} \\
20 < R_{o,s} < 2070 \text{ scf/STB} \\
70 < T < 296 \text{ }^\circ\text{F} \\
16 < \gamma_{o,api} < 58 \text{ API.}
\end{aligned}$$

Jos seos on alikylläinen, niin tarvitaan vielä korrelaatio, jolla saadaan kylläisen öljyn viskositeetista laskettua alikylläisen öljyn viskositeetti. Vasquez-Beggs korrelaatio

$$\begin{aligned}
\mu_o &= \mu_{ob} \left( \frac{p}{p_b} \right)^m, \text{ jossa} \\
m &= 2,6p^{1,187} e^{(-11,513 - 8,98 \times 10^{-5}p)},
\end{aligned} \tag{3.16}$$

$p_b$  on ensikuplapisteen paine ja  $\mu_b$  ensikuplapisteen viskositeetti. Korrelaatiolle (3.16) ilmoitetaan 7,54 % keskivirhe, ja se on sovitettu 3143 mittauspisteeseen alueella

$$\begin{aligned}
125 < p < 9500 \text{ psig} \\
9,3 < R_{o,s} < 2199 \text{ scf/STB} \\
0,177 < \mu_o < 148,0 \text{ cp} \\
13,3 < \gamma_{o,api} < 59,5 \text{ API} \\
0,511 < \gamma_g < 1,351.
\end{aligned}$$

Käytännössä öljyn viskositeetti pitää vielä yhdistää sopivalla menetelmällä veden viskositeettiin nesteen viskositeetin saamiseksi.

### 3.3 Vesi

Veden aineominaisuuksien muutoksilla on öljykaivojen yhteydessä tavallisesti pieni vaikutus. Maakaasun liukeneminen veteen on yleensä pienempää kuin öljyn liukenemisen korrelaatioiden virhemarginaalit. Vastaavasti veden tilavuuden muutos on lähes riippumaton kaasusta. Vesi on myös käytännössä kokoonpuristumatonta.

Veden ominaisuuksia on huomattavasti öljyn ominaisuuksia helpompi mallintaa. Veden ominaisuudet ovat yleensä riippuvaisia vallitsevan paineen ja lämpötilan lisäksi vain veteen liuenneista suoloista [14]. Valitettavasti tietoa liuenneista suoloista ei yleensä ole käytettävissä tai se on epäluotettavaa. Tästä johtuen monissa tilanteissa on riittävää käyttää vedelle vakioaineominaisuuksia.

#### Muodostumiskerroin

Kuten öljyn muodostumiskerroinkin, on veden muodostumiskerroin määritelty  $B_w = \frac{Q}{Q_{ref}}$  suhteeksi veden tilavuuden ja veden vertailutilavuuden välillä. Merkittävänä erona on kuitenkin veden muodostumiskertoimen pieni riippuvuus veteen liukenevasta kaasusta. McCain määrittikin veden muodostumiskertoimen korrelaatioksi [14]

$$\begin{aligned}
B_w &= (1 + \Delta V_{wT})(1 + \Delta V_{wp}), \text{ jossa} & (3.17) \\
\Delta V_{wT} &= 1,00010 \times 10^{-2} + 1,33391 \times 10^{-4}T + 5,50654 \times 10^{-7}T^2, \\
\Delta V_{wp} &= -1,953001 \times 10^{-9}pT \\
&\quad - 1,72834 \times 10^{-13}p^2T - 3,58922 \times 10^{-7}p - 2,25341 \times 10^{-10}p^2,
\end{aligned}$$

lämpötilat ovat Fahrenhaiteissa ja paineet yksikössä psia. Yhtälölle (3.17) ilmoitetaan 2% tarkkuus ja todetaan, että vaikka suolaisuuden huomiotta jättäminen aiheuttaakin virheitä, on virheen vaikutus pieni. Suolaisuudella on samansuuruinen ja vastakkaissuuntainen vaikutus termeihin  $\Delta V_{wT}$  ja  $\Delta V_{wp}$  ja suolaisuuden vaikutukset tyypillisesti kumoavat toisensa. [14]

### Liuoksen kaasu-veesisuhde

Liuoksen kaasu-veesisuhde  $R_w$  on yleensä niin pieni, ettei sitä kannata huomioida laskuissa. Tässä annetaan kuitenkin McCainin kehittämä korrelaatio liuoksen kaasu-veesisuhteelle puhtaassa vedessä [14]

$$R_{swp} = A + B + Cp^2, \text{ jossa} \quad (3.18)$$

$$A = 8,15839 - 6,12265 \times 10^{-2}T + 1,91663 \times 10^{-4}T^2 - 2,1654 \times 10^{-7}T^3$$

$$B = 1,01021 \times 10^{-2} - 7,44241 \times 10^{-5}T + 3,05553 \times 10^{-7}T^2 - 2,94883 \times 10^{-10}T^3$$

$$C = -10^{-7} \times (9,02505 - 0,130237T + 8,53425 \times 10^{-4}T^2 - 2,34122 \times 10^{-6}T^3 + 2,37049 \times 10^{-9}T^4), \text{ jossa}$$

paineen yksikkö on psia, lämpötilan yksikkö Fahrenhait ja liuoksen kaasu-puhdasveesisuhteen  $R_{swp}$  yksikkö scf/STB. Korrelaatiolle (3.18) ilmoitetaan 5% tarkkuus ja se on johdettu arvojoukosta, jonka rajat ovat

$$1000 < p < 10000 \text{ psia}$$

$$100 < T < 340 \text{ }^\circ\text{F.}$$

Saadakseen suolaisen veden kaasu-veesisuhteen  $R_{sw}$  täytyy korrelaatiota (3.18) korjata. McCain ehdotti seuraavaa korrelaatiota

$$\frac{R_{sw}}{R_{swp}} = 10^{-0,0840655 \times ST^{-0,285584}}, \text{ jossa} \quad (3.19)$$

merkintä S tarkoittaa suolaisuutta ja lämpötila T on Fahrenhaiteissa. Valitettavasti veden suolaisuutta ei useimmiten tiedetä. Veden tiheydestä on yleensä käytettävissä arvio. Tätä arviota voidaan käyttää suolaisuuden määrittämiseen.

### Veden viskositeetti

Veden viskositeetin määrittämiseen tarvitaan tietoa veden suolaisuudesta. Suolaisuudesta voidaan tehdä arvio veden tiheyden perusteella, mutta mittaustuloksia on saatavilla harvoin. McCainin korrelaatio veden viskositeetille normaalipaineessa on [14]

$$\mu_{w1} = AT^B, \text{ jossa} \quad (3.20)$$

$$A = 109,574 - 8,40564S + 0,313314S^2 \\ + 8,72213 \times 10^{-3}S^3$$

$$B = -1,12166 + 2,63951 \times 10^{-2}S - 6,79461 \times 10^{-4}S^2 \\ - 5,472213 \times 10^{-5}S^3 + 1,55586 \times 10^{-6}S^4.$$

Korrelaatioissa (3.20) käytetyt yksiköt ovat Fahrenheitit ja psia. Suolaisuudelle  $S$  käytetään suolan massaosuus prosenttia. Korrelaatiolle (3.20) ilmoitetaan 5 % tarkkuus ja mittausalueen rajat ovat

$$100 < T < 400 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$0 < S < 26 \text{ wt} - \%$$

Saatu viskositeetti  $\mu_{w1}$  voidaan muuntaa vallitseviin paineoloihin. McCainin korrelaatio veden viskositeetille vallitsevassa paineessa on

$$\frac{\mu_w}{\mu_{w1}} = 0,9994 + 4,0295 \times 10^{-5}p + 3,1062 \times 10^{-9}p^2, \text{ jossa} \quad (3.21)$$

paineen yksikkönä on psia. Korrelaatiolle (3.21) ilmoitetaan tarkkuus 4 % alle 10000 psia paineessa ja 7 % tarkkuus välillä  $10000 < p < 15000$  psia. Korrelaation lämpötila-alue on  $85 < T < 167$  °F.

### Veden suolapitoisuus

Useat veden aineominaisuudet ovat riippuvaisia veden kiintoainepitoisuudesta, käytännössä suolapitoisuudesta. McCain kehitti vuonna 1989 korrelaation veden tiheyden laskemiseksi suolapitoisuuden funktiona [16]

$$\rho_w = 62,368 + 0,438603S + 1,60074 \times 10^{-3}S^2, \quad (3.22)$$

josta voidaan ratkaista tarvittava suolapitoisuus  $S$ . Korrelaatiossa (3.22) käytetyt yksiköt ovat amerikkalaisen järjestelmän mukaisia, tiheydelle  $\rho_w$   $\frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3}$  ja suolaisuudelle  $S$  massaprosentti tai  $\text{mg/l}$ .

### 3.4 Nesteseos

Edellä tässä luvussa on kuvattu korrelaatioita öljyn, veden ja maakaasun aineominaisuuksille. Koska tässä työssä kuitenkin käytetään kaksifaasimalleja, täytyy nesteseokselle laskea aineominaisuudet. Öljy ja vesi siis käsitellään nesteseoksena. Kirjallisuudesta ei tätä työtä tehtäessä löytynyt hyviä menetelmiä nesteseoksen aineominaisuuksien laskennalle. Tässä työssä seoksen ominaisuudet laskettiin lineaarisella interpolaatiolla tilavuusvirran suhteen.

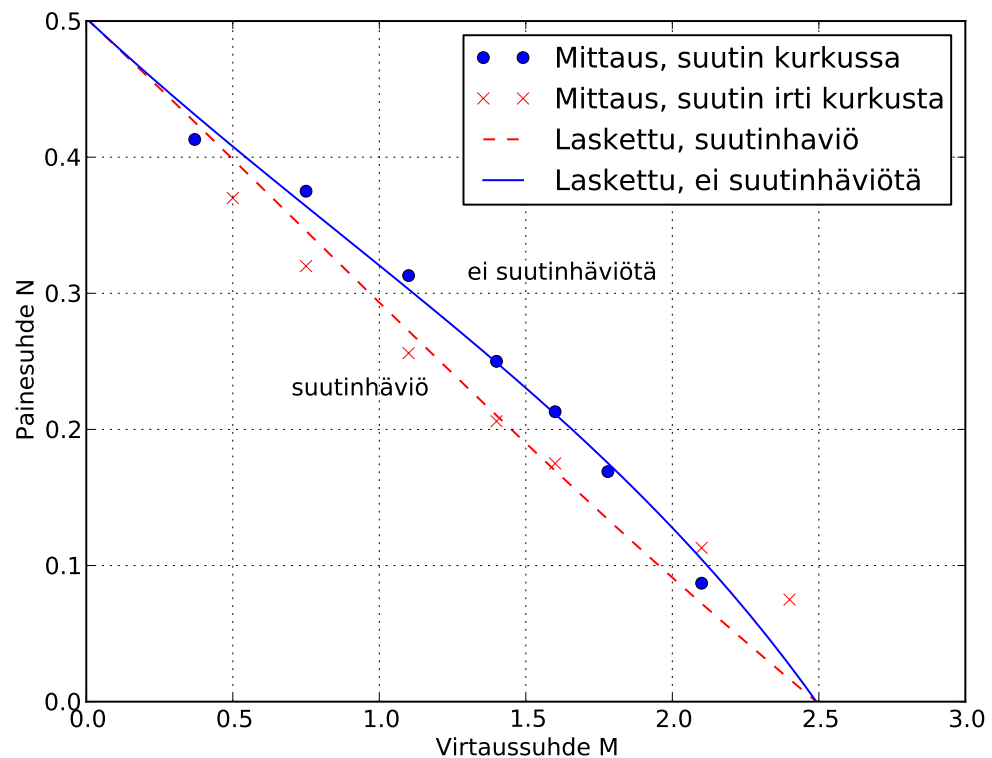


## 4 TULOSTEN VERTAILU

Tässä luvussa verrataan tässä työssä saatuja tuloksia kirjallisuuteen. Vertailua suoritetaan myös olemassa olevaan kaupalliseen ohjelmaan.

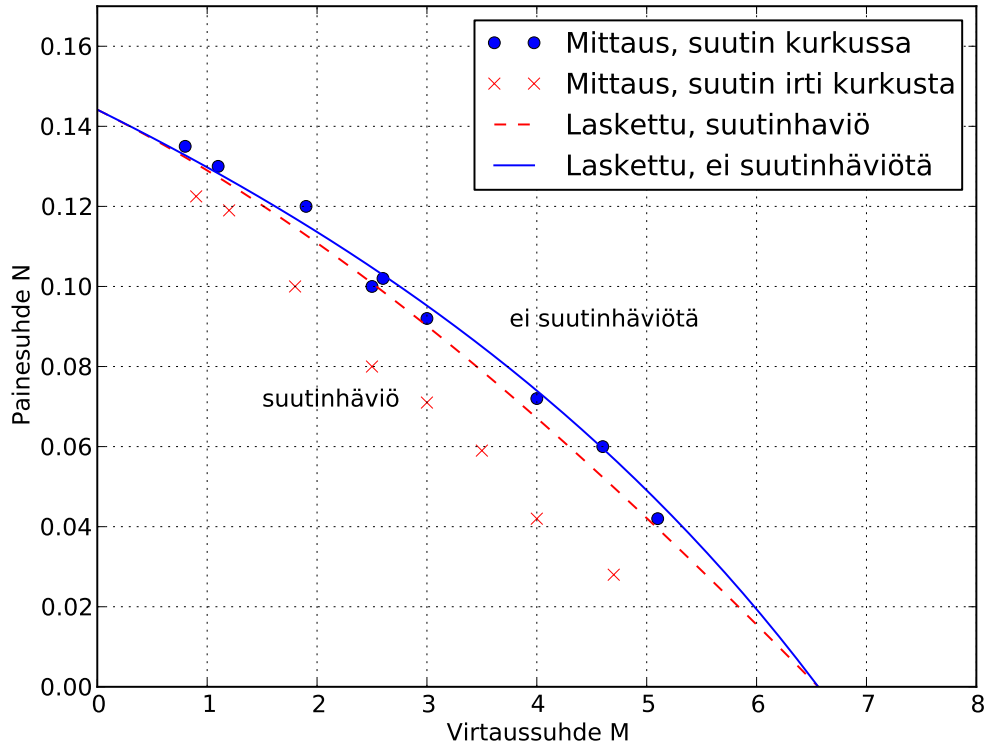
### 4.1 Suihkupumppuohjelman testaus

Tässä kappaleessa verrataan tässä työssä kehitetyn suihkupumpun laskentaohjelman tuloksia Cunninghamin julkaisemiin tuloksiin [4], [3] ja [5], tarkoituksena varmistaa ohjelman oikeellisuus. Tässä käytetään Cunninghamin menetelmille analogisia menetelmiä. Kirjallisuuden tuloksiin perustuva testaus on luontevaa toteuttaa Cunninghamin käyttämien testitulosten pohjalta.



**Kuva 4.1.** Vesisuihkupumpputulosten vertailu kokeellisiin tuloksiin,  $b = 0.197$ . Mittausdata [22], esitetty [4].

Kaikki tässä kappaleessa esitetyt tulokset on käsin mittaamalla kopioitu Cun-

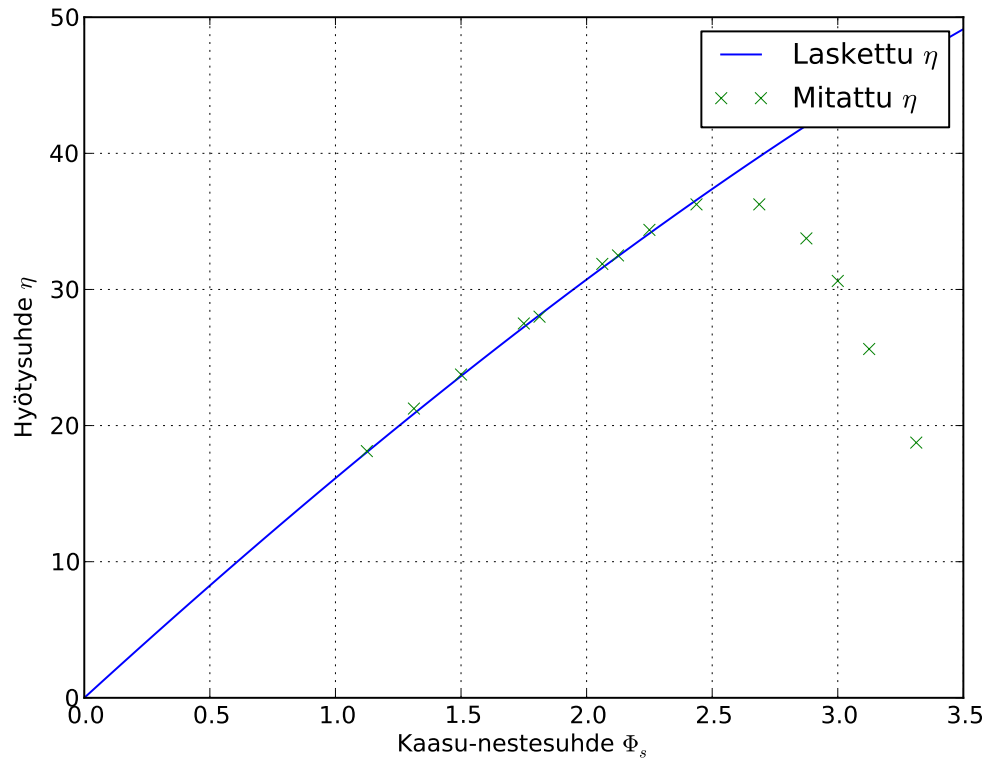


**Kuva 4.2.** Vesisuihkupumpputulosten vertailu kokeellisiin tuloksiin,  $b = 0.066$ . Mittausdata [22], esitetty [4].

ninghamin papereissa esitetyistä kuvista. Virhemarginaalit ovat tästä johtuen suuret. Tulokset ovat mittaustarkkuuden rajoissa identtisiä Cunninghamin tuloksille.

Kuvassa 4.1 on Cunninghamin [4] esittämää ja Sangerin [22] mittaamaa dataa. Lisäksi kuvaan on piirretty laskennalliset tulokset. Täyden suutinhäviön katsotaan vastaavan tilannetta, jossa suutin on irti kurkusta. Ilman suutinhäviötä lasketun tilanteen katsotaan vastaavan tilannetta, jossa suutin on kurkun tasalla. Laskennan tulokset vastaavat hyvin mitattuja arvoja ja ovat lähes identtiset Cunninghamin tuloksille. Molemmissa tapauksissa laskennan ja mittaustulosten ero kasvaa mittausalueen reunoilla ja on pieni alueen keskellä. Tämä johtunee käytetystä vakiohäviökerroimesta.

Kuvassa 4.2 on esitetty vastaavan testin tulokset kuin kuvassa 4.1. Tässä on kuitenkin käytetty huomattavasti pienempää suutinsuhdetta  $b$  ja vastaavasti suurempia tilavuusvirtasuhteita  $M$ . Tässäkin tilanteessa teoria ja mittaustulokset vastaavat erinomaisesti toisiaan, kun suutin on kurkussa ja suutinhäviötä ei katsota syntyvän. Kun suutin otetaan erilleen kurkusta, mittaustulosten ja teorian vastaavuus heikenee huomattavasti. Todellinen painesuhde  $N = \frac{p_d - p_s}{p_i - p_s}$  on huomattavasti ennustettua



**Kuva 4.3.** Kaasusuihkupumpputulosten vertailu kokeellisiin tuloksiin. Mittausdata [8], esitetty [5].

heikompi koko testi alueessa. Tässä on käytetty samoja häviökertoimia molemmille tapauksille. Asettamalla eri kertoimet saataisiin mittaustulokset ja teoria vastamaan paremmin toisiaan. Merkittävää on myös virheen erilainen käyttäytyminen verrattuna kuvaan 4.1. Suuremmalla suutinsuhteella saavutettiin mittauksissa suurempi painesuhde suihkupumpulla, jonka suutin oli irti kurkusta, kun virtaussuhde kasvoi.

Kuvassa 4.3 on esitetty Cunninghamin [5] esittämän ja Dopkinin [8] mittaaman kaasua vedellä pumppaava suihkupumpun testi. Tässä tapauksessa muutos aiheutettiin kasvattamalla kaasun ja nesteen tilavuusvirtojen suhdetta  $\Phi_s$ . Teoria vastaa tässäkin tapauksessa lähes täydellisesti havaintoja kunnes kaasu-nestesuhteen  $\Phi_s$  nosto lopulta aiheuttaa hyötösuhteen romahtamisen. Tämä romahtaminen johtuu kaasun tilavuusosuuden kasvusta aiheutuvasta äänennopeuden laskusta ja pumpun tukkiutumisesta.

Cunningham ei esitä lainkaan mitattua tietoa tilanteesta, jossa suihkupumpulla olisi imetty kaasua ja nestettä sekaisin. Hän perustelee tälläistä tilannetta kuvavien yhtälöiden paikkaansa pitävyyden sillä, että ne palautuvat takaisin puhdasta

nestettä tai kaasua imevän pumpun yhtälöihin, kun nesteen tai kaasun tilavuusvirta imettävässä seoksessa asetetaan nolnaan. Diffuusorissa ja kurkun takaosassa tämä onkin perusteltua. Hyvin sekoittuneessa virtauksessa paikallinen virtaus on riippumaton siitä, mitä kanavaa kaasu tai neste pumppuun tuotiin. Pumpun alkuosassa virtaus ei kuitenkaan ole vielä ehtinyt sekoittua.

Kaasu-nesteseosta imevälle suihkupumpulle on ominaista pumpun tukkeutuminen, johtuen äänennopeutta lähestyvistä virtausnopeuksista. Tukkiutuminen tapahtuu tyypillisesti suuttimen ympärillä ja kurkun alussa. Tukkiutuminen vaikuttaa suihkupumpun ominaisuuksiin ratkaisevasti ja on siksi otettava huomioon.

## 4.2 Putkivirtausmalli

Tässä kappaleessa vertaillaan tässä työssä rakennetun laskentaohjelman ja Orkiszewskin [19] tuloksia monifaasivirtauksille todellisilla öljykaivoilla mitattuihin arvoihin. Yksifaasivirtaus putkessa on niin hyvin tunnettu ilmiö, että sille ei tässä suoriteta muodollista testausta.

Orkiszewski esittää julkaisussaan [19] todellista mittausdataa 22 todellisesta öljykaivosta. Kaivojen syvyydet vaihtelivat 1100 metrin ja 1500 metrin välillä. Vettä on nesteseoksessa joko vähän tai ei lainkaan. Kaasu-öljysuhde vaihtelee 30 ja 1150 välillä. Tuotantomäärä vaihtelee 28 m<sup>3</sup>/d ja 500 m<sup>3</sup>/d välillä. Suurin osa putkista on halkaisijaltaan 7.6 cm ja kaksi putkista 22 cm. Valitettavasti hän ei kerro mittaustuloksiin liittyviä lämpötiloja, kaivosta nousevan kaasun tiheyttä, eikä veden tiheyttä. Kaikki muut laskennan toistamiseen tarvittavat lähtötiedot löytyvät Orkiszewskin julkaisusta.

Tiheyksille on kokemuseräisesti helppo arvata järkevät arvot. Tässä on käytetty arvoja  $\rho_w = 1018 \text{ kg/m}^3$  ja  $\rho_g = 0.97 \text{ kg/m}^3$ . Lämpötilalle on vaikeampaa esittää valistunutta arvausta. Arvataan lämpötilalle järkevän tuntuiset arvot  $T_{bh} = 60 \text{ °C}$  ja  $T_{wh} = 30 \text{ °C}$ . Näistä lähtöarvoista laskettujen putken alapään painedeiden  $p_d$  ja mitattujen putken alapään paineiden välille saadaan taulukossa 4.1 esitetyt tilastolliset erot.

**Taulukko 4.1.** *Monifaasivirtausmallin testin tilastolliset avainarvot kun  $T_{bh} = 60 \text{ °C}$  ja  $T_{wh} = 30 \text{ °C}$ .*

maksimi $p_d$ ero	[%]	52,75
keskimääräinen $p_d$ ero	[%]	10,11
keskihajonta	[%]	14,12

Taulukossa 4.1 esitettyjen arvojen perusteella on selvää, että toteutettu laskentaoh-

jelma tuottaa järkeviä arvoja näillä lähtötiedoilla.

Koska osa laskennan vaatimista lähtötiedoista on jätetty Orkiszewskin julkaisussa määrittämättä, voidaan nyt tuottaa halutun kaltaisia tuloksia alkuarvoja vaihtamalla. Valitsemalla  $T_{bh} = 80^\circ\text{C}$  ja  $T_{wh} = 50^\circ\text{C}$  saadaan tilastolliset arvot vastaamaan mitattuja paljon paremmin. Tulokset näillä lähtötiedoilla on esitetty taulukossa 4.2.

**Taulukko 4.2.** *Monifaasivirtausmallin testin tilastolliset avainarvot kun  $T_{bh} = 80^\circ\text{C}$  ja  $T_{wh} = 50^\circ\text{C}$ .*

maksimi $p_d$ ero	[%]	30,33
keskimääräinen $p_d$ ero	[%]	0,42
keskihajonta	[%]	11,8

Taulukot 4.1 ja 4.2 antavat syytä uskoa, että laskentamalli toimii riittäväällä tarkkuudella, sillä molemmat valinnat tuottavat järkeviä arvoja. Orkiszewski itse sai [19] samasta testidatasta putken alapään paineessa  $p_d$  mittaustuloksiin keskimääräisen eron 1,2 % ja keskihajonnan 10,4 %. Tässä saadut tulokset ja Orkiszewskin tulokset ovat siis vertailukelpoisia.

Tässä työssä on aineominaisuuksien laskentaan käytetty luvussa 3 annettuja menetelmiä. Orkiszewski itse käytti osin erilaisia, pääosin yksinkertaisempia ja vanhempia, menetelmiä. Tässä työssä on tehty muutamia tietoisia muutoksia Orkiszewskin menetelmään, katso kappale 2.2.2. Orkiszewski jättää myös joitakin algoritmin yksityiskohtia avoimeksi julkaisussaan [19]. Siksi täysin samoja tuloksia ei ole mielekästä odottaa.

### 4.3 Testaus vertailuohjelmiston avulla

Tässä kappaleessa verrataan tässä työssä rakennetun ohjelman ja vertailuohjelman tuloksia. Käytetyt menetelmät eivät vastaa Cunninghamin menetelmiä [5]. Tarkoituksena on varmistaa oman ohjelman toimivuus. Vertailuohjelmanä käytettiin öljyalalla hyvin tunnettua ja luotettavana pidettyä ohjelmaa, jossa on samat parametrit kuin kehitetyssä ohjelmassa. Vertailuohjelma sopi erityisen hyvin suihkupumpun tulosten testaamiseen, sillä putkiston vaikutus voidaan poistaa asettamalla putkien pituus nolnaan. Tässä ei anneta tarkkaa kuvausta käytetystä testidatasta tai yksittäisistä tuloksista, vain tilastollisia suureita.

Käytetty testidata koostuu 448 tapauksesta, joissa putkien pituus on asetettu nolnaan ja muut parametrit vaihtelevat. Tapausten joukossa on sekä kaasua sisältäviä, että puhtaita nesteenpumppaustapauksia. Käyttämällä kokoonpuristumattomia

suihkupumppuyhtälöitä, katso kappale 2.1.3, saadaan erittäin hyvin vertailuohjelman tuloksia vastaavia tuloksia. Kaasun vaikutus nesteen tilavuusvirtoihin ja tiheyteen on laskettu yksinkertaisella, testiohjelman tuloksiin sovitetulla, korrelaatiolla, jota ei tässä työssä esitetä. Tämä menetelmä poikkeaa Cunninghamin menetelmästä [5]. Vertailun tulokset ovat taulukossa 4.3.

**Taulukko 4.3.** Tulosten vertailu vertailuohjelman tuloksiin käyttäen kokoonpuristumattoman virtauksen yhtälöitä. Käytetään 448 testitapausta, joissa kaasun määrä vaihtelee.

Ero suure	[%]
$Q_{po,max}$	2,04
$p_{i,max}$	6,14
$Q_{po,mean}$	1,71
$p_{po,mean}$	0,6
$Q_{po,std}$	0,63
$p_{po,std}$	1,01

Käyttämällä kokoonpuristuvan virtauksen yhtälöitä ja huomioimalla äänennopeuden luomat rajoitteet monifaasivirtauksessa, saadaan merkittävästi erilaisia tuloksia samasta testidatasta. Nämä tulokset on esitetty taulukossa 4.4.

**Taulukko 4.4.** Tulosten vertailu vertailuohjelman tuloksiin käytettäessä kokoonpuristuvan virtauksen yhtälöitä huomioden äänennopeuden rajoitus virtasnopeuksille ja 448 testitapausta, joissa kaasun määrä vaihtelee. 35 tapausta ei näillä ehdoilla tuota lainkaan tuloksia.

Ero suure	[%]
$Q_{po,max}$	104,58
$p_{i,max}$	260,85
$Q_{po,mean}$	6,3
$p_{po,mean}$	7,53
$Q_{po,std}$	15,97
$p_{po,std}$	23,91

Tärkein huomattava asia on, että kokoonpuristuvuuden huomiointi estää 35 tapausta toteutumasta lainkaan. Toisin sanoen, nämä olisivat ylääänivirtaus alueessa, eikä vastaavaa tilannetta luonnossa esiinny. Onkin perusteltua uskoa, että tässä työssä kehitetty ohjelma laskee kokoonpuristuvan virtauksen tilanteen vertailuohjelmaa paremmin.

Kaikki tulosten eroa kuvaavat suureet kasvavat verrattuna kokoonpuristuvuuden huomiotta jättävien yhtälöiden tuloksiin. Keskimääräistä eroa ja erojen jakautumista kuvaavat suureen pysyvät kuitenkin sangen hillittyinä. Suurin ero syntyy yksit-

täisiin tilavuusvirran ja paineen eroihin. Nämä tilanteet kuvaavat tapauksia, joissa kokoonpuristuvuudella on merkittävä vaikutus, mutta joissa virtauksen toteutuminen ei kuitenkaan kokonaan esty. Edellisessä analyysissä oletetaan kokoonpuristuvuuden huomioivien yhtälöiden kuvaavan todellisuutta kokoonpuristumattomia yhtälöitä paremmin. Huomataan, että ero on merkittävä varsinkin yliäänivirtausta lähestyttäessä.

Vertailuohjelmiston ja tässä työssä kehitetyn ohjelman tulosten vertailu todellisuuden kaltaisessa tilanteessa, jossa suihkupumppu on pitkien putkien päässä, ei ole yhtä mielekästä kuin ilman putkia. Putkissa esiintyvä monifaasivirtaus on monimutkainen ilmiö ja sen vaikutuksia on vaikea erottaa suihkupumpun vaikutuksesta. Vertailuohjelman monifaasivirtaustulokset vaikuttavat myös yleisesti epäluotettavilta ja parempia testitapauksia putkivirtaukselle ovat esimerkiksi kappaleessa 4.2 esitetyt Orkiszewskin tulokset.

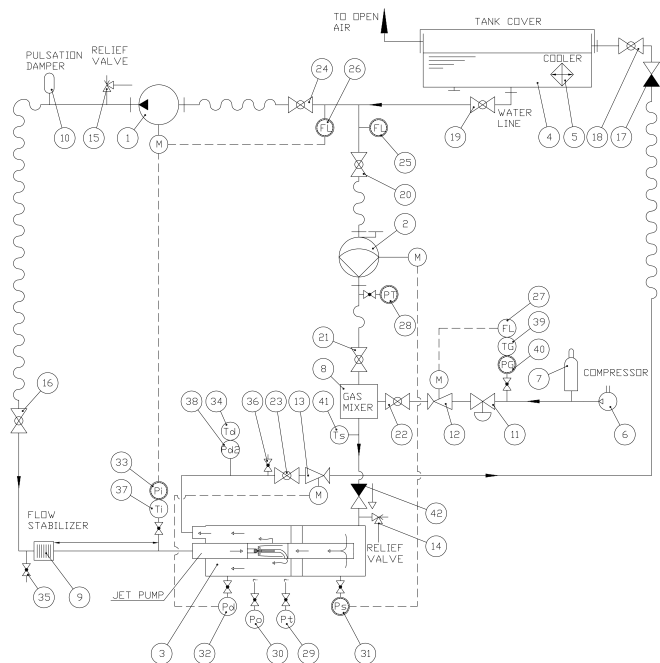
Tässä ei esitetä taulukoituja tuloksia koko öljykaivon kattavasta laskennasta niiden hajanaisuuden ja vaikeaselkoisuudesta johtuen. Tulokset ovat kuitenkin vastaavia kuin pelkälle suihkupumpulle. Hyvin vertailuohjelman tuloksia vastaavia tuloksia saadaan kun laskenta suoritetaan kokoonpuristumattoman tilanteen yhtälöillä. Vastaavasti huomioitaessa kokoonpuristuvuuden ja erityisesti äänennopeuden aiheuttamat ilmiöt, erot kasvavat ja monissa tilanteissa vertailuohjelman kuvaamat tulokset ovat omien tulosten nojalla epäfysikkalisia.

## 5 KOKEELLISET MENETELMÄT

Tässä osassa esitetään suihkupumpumallien testaamiseen käytetty koelaitteisto. Tarkkaa selostusta koelaitteen ominaisuuksista ei anneta, johtuen työn osittain kaupallisesta luonteesta. Tässä osassa takastellaan myös mittaustulosten käsittelyä.

### 5.1 Koelaitteisto

Käytettävissä on laitteisto, jolla voidaan simuloida suihkupumpun toimintaa suurella paineen vaihtelualueella. Laitteistolla mitataan painetta, tilavuusvirtaa ja lämpötilaa leikkauksissa  $s$ ,  $i$ ,  $o$ ,  $t$  ja  $d$ , katso kuva 1.2. Lisäksi laitteistolla mitataan ympäristön painetta, lämpötilaa, sekä muutamia muita suureita. Suihkupumpun immunestekanavaan voidaan syöttää nestettä, kaasua tai näiden seosta.



*Kuva 5.1. Koelaitteiston virtauskaavio.*

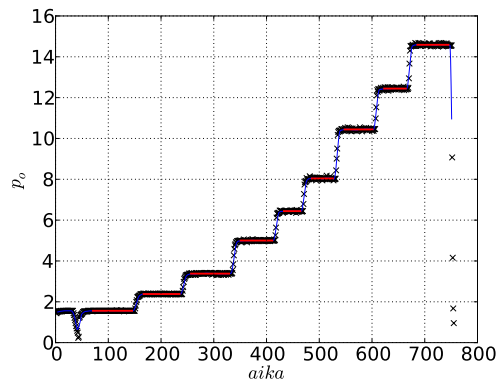
Mittalaitteiston periaatekuva on kuvassa 5.1. Mittalaitteiston olennaisin osa on suihkupumppu. Suihkupumpun kurkku ja suutin ovat vaihdettavia. Käytetyt komponentit ovat samanlaisia kuin todellisissa öljykaivoissa. Paine tuotetaan yhdellä tai kahdella pumpulla, riippuen halutusta tilanteesta. Pumpujen tuottaman syklisen



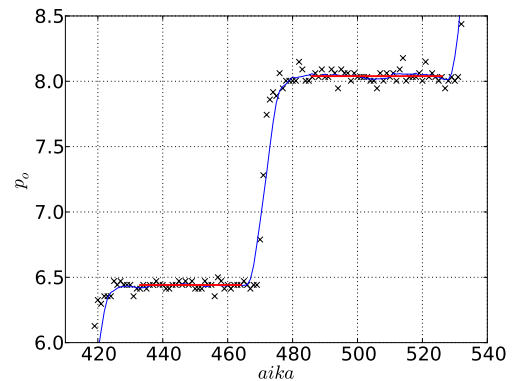
paineenvaihtelun kumoamiseksi järjestelmässä on paineakkuja. Pumpattavaa nestettä säilytetään tankissa ja käytetään uudelleen. Lisäksi laitteistossa on kaasun syöttömahdollisuus erillisistä pulloista.

## 5.2 Mittausdatan käsittely

Käytetty mittalaitteisto on tietokoneohjattu. Kaikki anturit suorittavat mittauksen samaan aikaan ja tasavälisesti. Paineakuista huolimatta järjestelmästä ei koskaan saada täysin tasaista mittausdataa. Pumpun tuottamat painevaihtelut näkyvät mittaustuloksissa jaksollisena vaihteluna, erityisesti suurilla tilavuusvirroilla. Lisäksi mittatuissa arvoissa on aina satunnaista vaihtelua. Tästä syystä mittausdataa on käsiteltävä ennen kuin sitä voidaan käyttää. Tämä käsittely automatisoitiin työn helpottamiseksi.



(a) Eräs mittaussarja



(b) Osa kuvan (a) mittaussarjasta

**Kuva 5.2.** Mittausdatan käsittely. Kuvissa on esimerkkinä kurkun alun paine  $p_o$  eräässä mittaussarjassa. Ristit ovat mittauservoja. Yhtenäinen viiva kuvaa mittauservoja, joista on poistettu kohinaa keskiarvottamalla. Punaiset viivat kuvaavat tunnistettuja vakaita tiloja ja vakaan tilan alueelta laskettuja keskiarvoja.

Laitteiston toimintaa säädellään pumpun kierroksia muuttamalla ja venttiileillä. Tyypillinen mittaussarja toteutettiin asettamalla venttiilit sopivaan vakioarvoon ja nostamalla pumpun kierroksia asteittain. Esimerkki tällaisen mittaussarjan tuottamasta datasta kurkun alun paineelle  $p_o$  on esitetty kuvassa 5.2. Kuvassa ristit merkitsevät mittauspisteitä. Mittauspisteistä on selkeästi havaittavissa hetket, jolloin pumpun kierroksia on nostettu ja systeemi hakeutuu uuteen tilaan. Muut suihkupumpun toimintaa kuvaavat paineet käyttäytyvät samankaltaisesti. Tilavuusvirroissa esiintyy lisäksi vaimenevaa oskillointia tilaa muutettaessa. Lämpötilat pysyvät lähes vakioina.

Työn nopeuttamiseksi toteutettiin yksinkertainen ohjelma, joka lukee mittauslaitteiston tuottaman tiedoston ja käsittelee sen automaattisesti. Raakadatasta on tarkoitus tuottaa hyvin tasaisia tiloja kuvaavia yksittäisiä arvoja. Tämä toteutettiin poistamalla ensin raakadatasta kohinaa laskemalla jokaiselle pisteelle uusi arvo sen naapuruston keskiarvona. Tätä pehmenettyä mittausdataa edustaa yhtenäinen viiva kuvassa 5.2. Pehmenetystä mittausdatasta etsitetään tasaisena pysyvät alueet vertaamalla yksittäisen pisteen arvoja menneiden arvojen keskiarvoon sopivalta alueelta. Jos pehmenetyn mittausdatan yksittäisten pisteiden arvot ovat riittävän lähellä menneiden arvojen keskiarvoa riittävän kauan, katsotaan, että alue kuvaa systeemin vakaata tilaa. Näitä vakaita tiloja ja niiden arvoja kuvaa punaiset viivat kuvassa 5.2.

Vastaava analyysi toistetaan kaikille merkittävälle suureille erikseen. Systeemin vakaiksi tiloiksi valitaan alueet, joilla vakaan tilan ehdot täyttyvät kaikille suureille. Näiden alueiden perusteella lasketaan systeemin vakaita tiloja kuvaavat keskiarvot. Näitä systeemin vakaiden tilojen arvoja käytetään lähtötietoina jatkoanalyysissä.

## 6 KOKEELLISET TULOKSET

Kokeellisten tulosten analysointi aloitettiin mittausten luotettavuuden analyysilla. Sama mittaussarja toistettiin viidesti. Ensimmäiset kaksi sarjaa ajettiin välittömästi peräkkäin. Toisen ja kolmannen välissä pidettiin tauko ja tehtiin satunnaista muuta ajoa mittalaitteella. Kolmannen ja neljännen sarjan välillä koelaitteiston mittarit kalibroitiin ja ajettiin satunnaista ajoa. Neljännen ja viidennen sarjan välillä mittarit kalibroitiin, mutta ei suoritettu muuta ajoa. Edellä kuvatuilla toistoilla oli tarkoitus testata antaako mittalaite aina samat tulokset samoissa virtausolosuhteissa. Kokeet suoritettiin niin että jokaisen mittaussarjan tulisi tuottaa samat tulokset. Tulokset tällä toistokokeella on esitetty kuvassa 6.1.

Kuvassa 6.1 on esitetty kokeellisesti saatuja kertavastuksen  $k$  arvoja Reynoldsin luvun  $Re$  funktiona suuttimelle  $n$ , kurkulle  $t$ , diffuusorille  $d$  ja imulle  $e$ . Kertavastuksen määritelmänä on käytetty Cunninghamin [5] käyttämää määritelmää yhtälössä (2.1). Reynoldsin luku on laskettu eri yhtälöissä eri tavalla. Suuttimelle

$$Re_n = \frac{V_n d_n}{\nu_P}, \quad (6.1)$$

kurkulle ja diffuusorille

$$Re_t = \frac{V_t d_t}{\nu_{LP}} \quad (6.2)$$

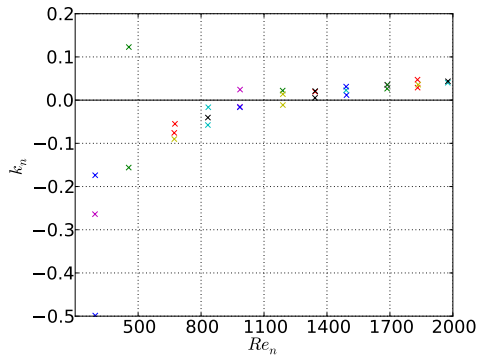
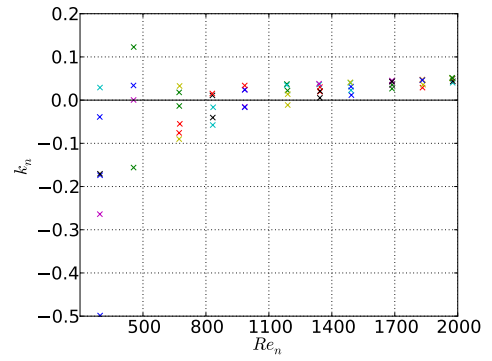
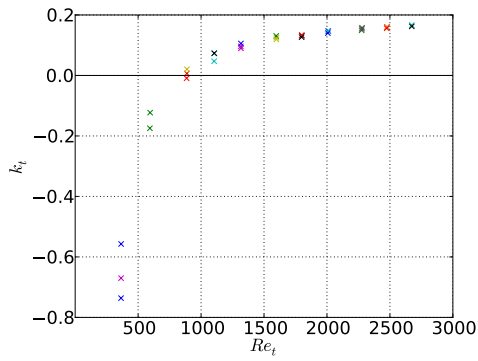
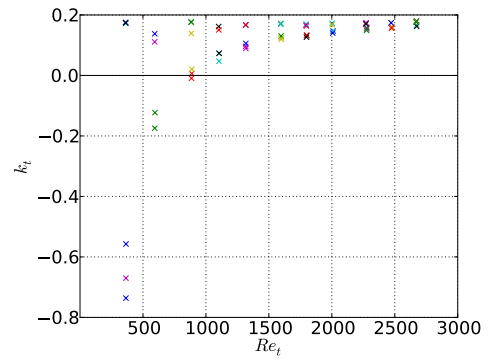
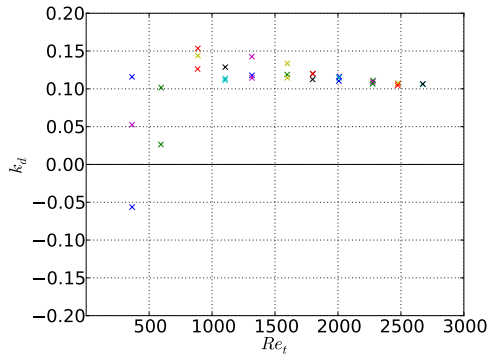
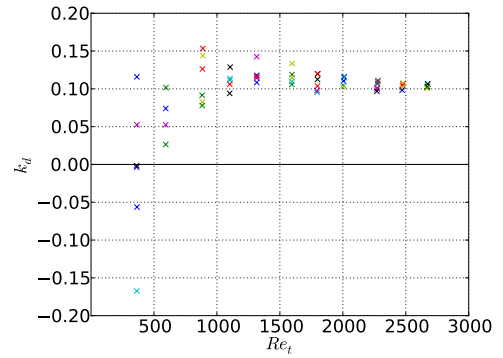
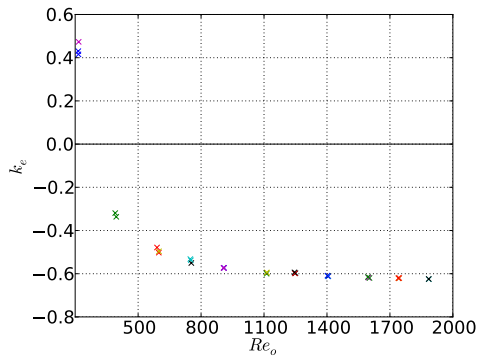
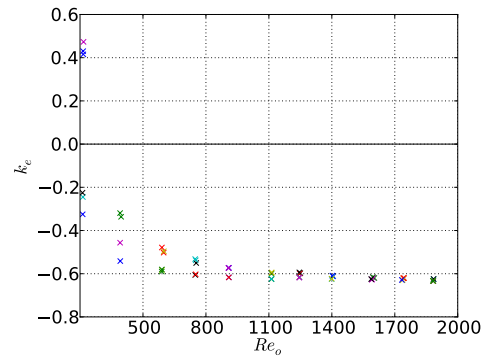
ja imulle

$$Re_o = \frac{V_o d_o}{\nu_L}, \quad (6.3)$$

joissa alaindeksit  $P$  ja  $L$  viittaavat ajo- ja imunesteeseen. Merkintä  $LP$  tarkoittaa ajo- ja imunesteen seosta. Alaindeksi  $o$  tarkoittaa kurkun alun leikkausta. Tässä yhteydessä  $V_o = \frac{Q_L}{A_t - A_n}$  on imunesteen nopeus kurkun alussa. Vastaavasti halkaisija  $d_o$  on annulusalaa  $A_o = A_t - A_n$  vastaava hydraulinen halkaisija.

Kuvassa 6.1 on vasemmassa sarakkeessa eli kuvissa (a),(c),(e) ja (g) ensimmäiset kolme mittaussarjaa. Näissä kolmessa mittaussarjassa ei ole tehty kalibrointia mittausten välillä. Oikean puoleisessa sarakkeessa eli kuvissa (b), (d), (f) ja (h) on kaikkien suoritettujen mittaussarjojen tulokset.

Kuvassa 6.1 esitettyjen tulosten valossa on selvää, että mittarit on kalibroitu väärin. Ilman kalibrointia toteutetut mittaussarjat tuottavat hyvin toisiaan vastaavia

(a) Ilman kalibroitua  $k_n$ (b) Kalibroinnilla  $k_n$ (c) Ilman kalibroitua  $k_t$ (d) Kalibroinnilla  $k_t$ (e) Ilman kalibroitua  $k_d$ (f) Kalibroinnilla  $k_d$ (g) Ilman kalibroitua  $k_e$ (h) Kalibroinnilla  $k_e$ 

**Kuva 6.1.** Sama mittaussarja toistettuna useaan kertaan. Vasemmalla olevissa kuvissa on ilman mittareiden kalibroitua tehtyjen sarjojen tuottamat tulokset ker tahäviökertoimille. Oikealla olevissa kuvissa on myös mittaussarjat, joiden välissä mittalaitteistoa on kalibroitu. Kalibrointi aiheuttaa hajontaa tuloksissa.

tuloksia kaikkialla muualla paitsi diffuusorissa. Kalibroinnin jälkeen mittaustuloksissa on suurta vaihtelua kaikissa komponenteissa. Lisäksi näyttää, että painemittausten nollapiste muuttuu vielä jonkin aikaa kalibroinnin jälkeen. Vertaamalla mittaussarjoja, joita ennen on toteutettu kalibrointi ja jotka on toteutettu välittömästi toistensa jälkeen, ilman kalibrointia mittaussarjojen välissä, huomataan tulosten poikkeavan toisistaan. Tätä ei ole selkeästi nähtävissä esitetyistä kuvista.

Toinen merkittävä ongelma tulosten poikkeavuuden lisäksi on kertavastusten negatiiviset arvot. Imuyhtälön (2.9) tapauksessa negatiivisen arvon voisi selittää liikemäärän siirtyminen suihkulta imunesteelle jo ennen kurkkua. Käytetty yksiulotteinen suihkupumpputeoria jättää huomiotta tämän liikemäärän siirtymisen. Siihen, onko tämä siirtyvä liikemäärä riittävä selittämään negatiivisen kertoimen, ei pystytä ottamaan kantaa näiden mittausten perusteella. Kaikissa muissa tapauksissa negatiiviset kertoimet ovat selkeästi epäfysikaalisia. Näin ollen on selvää, että mittaustulokset kokonaisuutena ovat epäluotettavia.

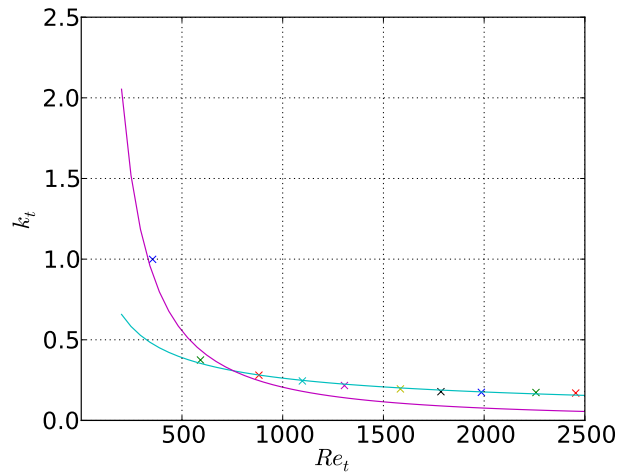
Mielenkiintoinen seikka kuvan 6.1 tuloksissa on hajonnan pienentyminen suurella Reynoldsin luvuilla. Tämä on yhteistä kaikille kertahäviökertoimille. Tästä voisi päätellä, että mitattavien suureiden kasvaessa riittävästi, mittauserä tarkkuus menettää merkityksensä. Näiden mittausten perusteella tästäkään ei pystytä sanomaan mitään varmaa.

Yksittäiset mittaussarjat tuottavat järkevästi muotoisia tuloksia jos kertavastusten lukuarvoja ei huomioida. Kuvassa 6.2 on esitetty esimerkki erään mittaussarjan tuottamista tuloksista kertahäviökertoimelle kurkussa  $k_t$ . Sovite

$$k_t = aRe_t^b, \quad (6.4)$$

jossa  $a$  ja  $b$  ovat vakiota, tuottaa erittäin hyvän vastaavuuden muuten paitsi kaikkein pienimmillä Reynoldsin luvuilla. Pienimmille Reynoldsin luvuille on esimerkissä laskettu toinen, samanmuotoinen sovitte. Kaikki yksittäiset sarjat tuottavat samalla tavalla käyttäytyviä kertahäviökertoimia. Johtuen edellä mainituista ongelmista mittareiden kalibroinnissa, erillisiä mittaussarjoja ei kuitenkaan voi vertailla. Yhtälön (6.4) kaltaisen sovitteen käyttöä tukee myös eri viskositeettisilla imunesteillä tehdyt kokeet [13]. Vaikka tässä työssä ei pystytäkään testaamaan viskositeetin vaikutusta suihkupumpun toimintaan, on Reynoldsin luvun käyttö silti perusteltua.

Johtuen mittauslaitteiston epäluotettavuudesta, ei tässä työssä esitetä tuloksia kaasua sisältävälle virtaukselle. Samoin häviön luonnetta kuvaavat korrelaatiot rajataan tämän työn ulkopuolelle. Samalla koelaitteella ja tässä työssä esitetyin menetelmin pitäisi pystyä varmentamaan teorian toimivuus myös kaasua sisältävälle vir-



**Kuva 6.2.** Esimerkki sovitteesta kurkun kertahäviökertoimelle. Kuvassa on esitetty tulokset vain yhdestä mittaussarjasta. Yksittäiselle mittaussarjalle yhtälön (6.4) muotoinen sovite tuottaa erinomaisen vastaavuuden muuten paitsi pienimmillä Reynoldsin luvuilla. Pienimmille Reynoldsin luvuille samanmuotoinen erillinen sovite kuvassa.

taukselle. Myös häviöiden määrittäminen ja virtausta rajoittavien tilanteiden tarkastelu pitäisi onnistua kyseisellä koelaitteella.

Vaikka mittalaite osoittautuikin liian epätarkaksi häviöiden mallintamisessa ovat tulokset selkeästi yksiulotteisen suihkupumpputeorian mukaisia.

## 7 JOHTOPÄÄTÖKSET

Tässä työssä esitellyt menetelmät todettiin toimiviksi ja riittävän luotettaviksi todellisen öljykaivon mallinnuksessa. Näillä menetelmillä voidaan mallintaa suihkupumppua ja pystyputkea, joko erikseen tai yhdessä.

Tässä työssä johdettujen kokoonpuristuvan virtauksen suihkupumppuyhtälöt todettiin toimiviksi vertaamalla niitä Cunninghamin yhtälöihin [5]. Käyttämällä samoja oletuksia Cunninghamin yhtälöiden kanssa, saadaan Cunninghamin kanssa identtiset yhtälöt. Tämän lisäksi tässä työssä johdetut yhtälöt ovat helpommin ymmärrettävissä ja yleistettävissä. Tässä työssä johdetut suihkupumppuyhtälöt sisältävät vähemmän oletuksia kuin Cunninghamin yhtälöt. Tärkeimpänä yksityiskohtana eroista Cunninghamin yhtälöiden ja tämän työn yhtälöiden välillä on suihkukupaineen määrittely suutinyhtälössä. Tästä erosta seuraa myös matemaattisesti pitävämpi johto suihkupumpun hyötysuhteelle. Vertailemalla tässä työssä esitetyillä menetelmillä laskettuja tuloksia kirjallisuudesta löytyviin tapauksiin, todettiin suihkupumpun tapauksessa lähes identtiset tulokset.

Pystyputken monifaasivirtausmalli todettiin myös toimivaksi vertaamalla tuloksia Orkiszewskin [19] julkaisemiin kokeellisiin tuloksiin. Käytetty laskentamenetelmä on hyvin lähellä Orkiszewskin menetelmää. Tarkkaa vertailua ei menetelmästä eikä tuloksista kuitenkaan voinut tehdä, johtuen puuttuvista yksityiskohdista, sillä Orkiszewski jätti julkaisussaan joitakin yksityiskohtia kertomatta. Lisäksi tässä työssä on tehty tietoisia poikkeamia Orkiszewskin menetelmästä laskennan tehostamiseksi. Myös uudempia aineominaisuuskorrelaatioita on käytetty.

Merkittävää edistystä vertailuohjelmaan verrattuna ovat tässä työssä käytetyt virtausta rajoittavat monifaasivirtausilmiöt. Suihkupumpussa, jossa esiintyy monifaasivirtaus, päädytään usein transonista virtausnopeutta lähestyville virtausnopeuksille. Tämä johtuu äänennopeuden laskusta kaasua sisältävässä nestevirtauksessa. Tässä työssä tämä seikka on huomioitu. Vaikuttaisi, että vertailu ohjelmisto ei lainkaan huomioi monifaasivirtausta suihkupumpussa.

Tämän työn kokeellinen osuus jäi kesken, johtuen epätarkasta mittausdatasta. Mittausdata oli niin epätarkkaa, että suihkupumpun häviöitä ei voitu mallintaa. Mittaustulokset seuraavat kuitenkin yksiulotteisen suihkupumpputeorian ennuste-

ta. Mittaukset siis tukevat käytettyä suihkupumpputeoriaa. Vastaavasti, myös virtausta rajoittavien tekijöiden testaus jäi tekemättä. Epämuodolliset, dokumentoimatta jätetyt kokeet, tukevat kuitenkin tässä työssä esitettyjä ilmiöitä. Johtuen näiden tekijöiden suuresta merkityksestä käytännön öljyn pumppauksessa tulisi kokeellista työtä jatkaa.

Ilmeistä jatkoa tälle työlle edustaa kokeellisen työn jatkaminen. Tarkemmat mittaukset tarjoaisivat tietoa suihkupumpun toiminnan yksityiskohdista. Näistä yksityiskohdista voitaisiin kehittää kokeellisia korrelaatioita häviöiden käyttäytymiselle ja virtausta rajoittaville tekijöille. Toinen selkeä parannuskohde on pystyputken monifaasivirtausmallin laajentaminen. Pystyputken monifaasivirtausta varten on kehitetty useita, tässä työssä käytettyjä malleja uudempia menetelmiä, joiden tutkimiseen ei tässä työssä ollut aikaa. Näillä uudemmilla korrelaatiolla saavutettaisiin suurempi tarkkuus pystyputkessa, ja monifaasivirtausmalli voitaisiin laajentaa vinoihin ja vaakasuoriin putkiin. Kokoonpuristuvia suihkupumppuyhtälöitä johdettaessa käytetyn ideaalikaasulain paikkaansapitävyys korkeapaineisissa suihkupumpuissa tulisi myös tarkastaa.



## LÄHTEET

- [1] C. Sarica O. Shoham J.P. Brill A.M. Ansari, N.D. Sylvester. A comprehensive mechanistic model for upward two-phase flow in wellbores. *SPE Production and Facilities, Society of Petroleum Engineers*, 9(2):143–151, 1994.
- [2] Ali Ghalambor Boyun Guo, William C. Lyons. *Petroleum Production Engineering A Computer-Assisted Approach*. Elsevier Science and Technology Books, 2007.
- [3] R. G. Cunningham. Gas compression with the liquid jet pump. *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol 96(No. 3):203–215, 1974.
- [4] R. G. Cunningham. Liquid jet pump modelling: Effects of axial dimensions on theory-experimental agreement. *2nd Symposium on Jet pumps and Ejector, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedford, England*, 1975.
- [5] R. G. Cunningham. Liquid jet pumps for two-phase flows. *Journal of Fluids Engineering*, 117, 1994.
- [6] Na Ty Cunningham R.G., Hansen A.G. Jet pump cavitation. *ASME-Paper 69-WA/FE-29*, 1969.
- [7] S. G. Davies, R. Taylor. The mechanics of large bubbles rising through extended liquids and through liquids in tubes. *Proc. R. Soc. London, Ser. A 200*, pages 375–390, 1950.
- [8] R. J. Dopkin. *The Liquid-Jet Gas Pump: A Study of Jet Breakup and Required Throath Lenght*. M. S. thesis, The Pennsylvania State University, 1973.
- [9] Jr. Ros N. C. J. Duns, H. Vertical flow of gas and liquid mixtures from down-holes. *Proc., Sixth world Pet. Congress, Frankfort, Section II, Paper 22-PD6*, 1963.
- [10] R. B. Eddington. Investication of supersonic shock phenomena in a two-phase (liquid-gas) tunnel. *NASA TR 32-1094, Mar. 15*, 1967.
- [11] Wallis G. B. Griffith, P. Two-phase slug flow. *J. Heat Transfer, ASME (elo, 1961)*, 1961.
- [12] T. Z. Harmathy. Velocity of large drops and bubbles in media of infinite and restricted extent. *AlChE J.*, 6:281, 1960.

- [13] A. M. Abdou Hesham. A new one-dimensional flow theory of the jet pump for pumping crude oil with different viscosities and densities using water powered flow. *SPE*, 163113, 2012.
- [14] Robert A. Wattenbarger John Lee. *Gas Reservoir Engineering*. Henry L. Doherty Memorial Fund of AIME Society of Petroleum Engineers, 1996.
- [15] Shell Oil Co. J.V. Vogel. Inflow performance relationships for solution-gas drive wells. *Journal of Petroleum Technology*, Volume 20, Number 1, 1968.
- [16] W. D. McCain Jr. Reservoir-fluid property correlations - state of the art. *SPE Reservoir Engineering (Society of Petroleum Engineers)*, 6(2):266–272, 1991. Cited By (since 1996): 39.
- [17] R. Kharrat M.N. Hemmati. Evaluation of empirically derived pvt properties for middle east crude oils. *Scientia Iranica*, Vol 14(No. 4):358–368, 2007.
- [18] Wilkes J. O. ja Davidson J. F. Nickin, D. J. Two phase flow in vertical tubes. *Trans. Inst. Chem. Engs*, 40:61–681, 1962.
- [19] J. Orkiszewski. Predicting two-phase pressure drops in vertical pipe. *Journal of Petroleum Technology*, Volume 19, Number 6, 1967.
- [20] Ruud Henkes Ramdin, M. Computational fluid dynamics modelling of benjamin and taylor bubbles in two-phase flows in pipes. *Journal of Fluids Engineering. ASME*, 134(041303), 2012.
- [21] W Rankine. On the mathematical theory of combined streams. *Proceedings of the Royal Society of London (1854-1905)*, Volume 19, 1870.
- [22] N. L. Sanger. *Noncavitating Performance of Two Low-Area-Ratio Jet Pumps Having Throath Lengths of 7.25 Diameters*. NASA TN D-4445, 1968.
- [23] Gary J Plisga William C. Lyons. *Standard Handbook of Petroleum and Natural Gas Engineering, Second Edition*. Gulf Professional Publishing, 2005.