

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

BH10A0200 Energiatekniikan kandidaatintyö ja seminaari

## Venttiilin painehäviön mittaus

Työn tarkastaja: Jari Backman

Työn ohjaaja: Petri Sallinen

Lappeenranta 28.4.2015

Sampsa Otronen

# TIIVISTELMÄ

Sampsa Otronen

Venttiilin painehäviön mittaus

Lappeenrannan teknillinen yliopisto

School of Energy Systems

Energiatekniikan koulutusohjelma

Kandidaatintyö 2015

18 sivua, 1 taulukko, 5 kuvaa ja 1 liite

Hakusanat: takaiskuventtiili, painehäviö

Keywords: swing check valve, head loss

Kandidaatintyössä pyritään löytämään mittausjärjestelyt takaiskuventtiilin painehäviön mittaamiseksi laboratorio-olosuhteissa. Käyttöolosuhteissa putkistossa on laboratorio-olosuhteita suuremmat virtausnopeudet ja paineet, mikä vaikuttaa fluidin käyttäytymiseen ja siten mittaustulokseen.

## **ABSTRACT**

Sampsa Otronen

Measurement of pressure loss in a valve

Lappeenranta University of Technology

School of Energy Systems

Degree Programme in Energy Technology

Bachelor's Thesis 2015

18 pages, 1 table, 5 pictures and 1 appendix

Keywords: swing check valve, head loss

This bachelor's thesis aims to find the measurement protocol to determine the head loss of a swing check valve in laboratory conditions. Actual usage conditions have higher fluid velocity and pressure than can be achieved in laboratory, which affects the behaviour of the fluid and thus to the result of measurement.

# SISÄLLYSLUETTELO

<b>Symboliluettelo</b> .....	<b>2</b>
<b>1 Johdanto</b> .....	<b>3</b>
<b>2 Putkivirtaus</b> .....	<b>5</b>
2.1 Virtausnopeuden mittaus .....	5
2.2 Paineen mittaus .....	6
2.3 Kitkahäviöt.....	6
<b>3 Takaiskuventtiili</b> .....	<b>8</b>
<b>4 Olemassa olevat standardit</b> .....	<b>10</b>
4.1 IEC 60534-2-3 .....	10
4.2 ISO 5167 .....	11
<b>5 Mittausjärjestelyt</b> .....	<b>13</b>
5.1 Massavirta .....	13
5.2 Venttiilin painehäviö.....	15
<b>6 Yhteenveto</b> .....	<b>17</b>
<b>Lähdeluettelo</b> .....	<b>18</b>

## **Liite I: Esimerkkilaskenta**

## SYMBOLILUETTELO

$A$	poikkipinta-ala	[m <sup>2</sup> ]
$b$	paine yhteen halkaisija	[mm]
$C_d$	purkauskerroin	-
$D$	sisähalkaisija	[m, mm]
$d$	laipan sisähalkaisija	[m, mm]
$f$	kitkakerroin	-
$k$	absoluuttinen karheus	[mm]
$l$	pituus, etäisyys	[m]
$M$	moolimassa	[kg/mol]
$p$	paine	[Pa]
$q_m$	massavirta	[kg/s]
$q_v$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
$R_U$	yleinen kaasuvakio	[J/molK]
Re	Reynoldsin luku	-
$T$	lämpötila	[K, °C]
$u$	virtausnopeus	[m/s]
$z$	korkeus referenssitasosta	[m]
$\beta$	halkaisijasuhde	-
$\Delta$	muutos	-
$\lambda$	kitkakerroin	-
$\mu$	dynaaminen viskositeetti	[Ns/m <sup>2</sup> ]
$\rho$	tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]

### Alaindeksit

dyn	dynaaminen
tot	kokonais-
0	staattinen

## 1 JOHDANTO

Ilmastuslaitteistoja käytetään useissa erilaisissa kemiallisissa prosesseissa, esimerkiksi vedenpuhdistuksessa. Laitteistoissa tulee olla takaiskuventtiilit estämässä veden virtausta putkea ylös ilman tulon loppuessa. Venttiilit kuitenkin aiheuttavat painehäviöitä. Painehäviöt putkivirtauksessa täytyy kompensoida korottamalla painetta putken yli, mikä lisää laitoksen käyttökustannuksia. Tämän vuoksi on tärkeää, että yksittäisten komponenttien kertavastukset eli niiden aiheuttamat painehäviöt minimoidaan.

Takaiskuventtiiliä valittaessa ei voida suoraan vertailla valmistajien antamia painehäviötietoja, sillä eri valmistajat käyttävät usein käyttökohteen olosuhteesta eroavia mittaolosuhteita määrittäessään nimellistä painehäviötä. Näin ollen syntyy tarve vertailla eri venttiilien painehäviöitä kokeellisesti, jotta pystytään valitsemaan optimaalinen laite.

Painehäviötä mitattaessa on huomioitava virtausolosuhteet, sillä erityyppiset virtaukset käyttäytyvät putkessa eri tavoin. Tärkein tekijä on virtauksen Reynoldsin luku, jolla voidaan määrittää onko virtaus turbulenttista vai laminaarista. Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen raja-alue on mittausjärjestelyjen kannalta erityisen kriittinen siinä esiintyvien ilmiöiden vuoksi.

Teollisuudessa käytettävissä ilmastusputkissa on yleensä suuri nopeus, minkä vuoksi virtaus on voimakkaasti turbulenttista. Suuren paineen ja virtausnopeuden aikaansaamiseksi tarvitaan kuitenkin suuria puhaltimia tai kompressoreita. Suuret paineen ja virtausnopeuden arvot voivat myös aiheuttaa sen, että fluidia tulee käsitellä kokoonpuristuneena, mikä vaikuttaa suuresti sen käyttäytymiseen. Laboratorio-olosuhteissa ei aina kustannussyistä ole mahdollista suorittaa mittauksia samoissa olosuhteissa kuin käyttökohteissa. Tämän vuoksi tulee varmistua siitä, että laboratoriossa saadut mittaustulokset pystytään rinnastamaan käyttökohteen ominaisuuksiin ja voidaan valita käyttökohteeseen optimaalinen venttiili.

Tämän kandidaatintyön tavoitteena on luoda nykyisiä menetelmiä vertaillen ja yhdistellen mittausmenettely, jolla voidaan suorittaa venttiilin tai muun komponentin aiheuttaman painehäviön mittaus ilmaa kuljettavassa putkessa laboratorio-olosuhteissa. Nykyiset mittausstandardit rajoittuvat korkeisiin Reynoldsin lukuihin ja virtausnopeuksiin. Pienemmällä

nopeuksilla virtauksen käyttäytyminen on erilaista vähäisemmän turbulenssin eli pyörteilyn vuoksi. Haasteena on varmistua siitä, että laboratorio-olosuhteissa saadut mittaustulokset pystytään rinnastamaan luotettavasti käyttöolosuhteisiin. Varsinkin mittausyhteiden sijoittelu ja häiriöttömän suoran putken pituus tulee suunnitella huolellisesti.

Käytetyt lähteet sisältävät putkivirtaukseen ja sen mittaamiseen liittyviä olemassa olevia standardeja sekä virtauksen ominaisuuksia käsitteleviä kirjallisuuslähteitä.

## 2 PUTKIVIRTAUS

Putkivirtauksen laatu riippuu virtauksen nopeudesta, putken halkaisijasta sekä virtaavan fluidin viskositeetista ja tiheydestä. Näiden riippuvuudesta johdettu dimensioton Reynoldsin luku  $Re$  on virtaustyyppin määräävä tekijä. (White 2008, s. 348.) Reynoldsin luku määritellään yhtälössä (1).

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (1)$$

jossa	$\rho$	fluidin tiheys	[kg/m <sup>3</sup> ]
	$u$	virtausnopeus	[m/s]
	$D$	putken halkaisija	[m]
	$\mu$	fluidin dynaaminen viskositeetti	[Ns/m <sup>2</sup> ]

Virtaus putkessa on pienillä Reynoldsin luvuilla ( $Re < 1000$ ) laminaarista. Laminaarinen virtaus on tasaista ja siinä on hyvin vähän pyörteitä. Lisäksi laminaarisen virtauksen nopeusjakauma on hyvin epätasainen niin, että seinämien lähellä virtaus on hyvin hidasta. Reynoldsin luvuilla  $10^3 \dots 10^4$  virtaus on transitoitumassa turbulenttiseksi ja siinä esiintyy lisääntyvissä määrin pyörteitä. Yleisesti käytetään Reynoldsin lukua 2300 määrittämään turbulenttisen virtauksen alkaminen, vaikkakin virtaus on täysin turbulenttista vasta huomattavasti suuremmilla Reynoldsin luvun arvoilla (Incropera et al. 2007, s. 487). Turbulenttinen virtaus on pyörteistä. (White 2003, s. 346–348.)

Yleensä putkessa virtaavan fluidin ominaisuudet ja putken halkaisija ovat tunnettuja tai vähintään helposti kirjallisuudesta selvitettävissä, jolloin tarvitsee vain selvittää fluidin virtausnopeus Reynoldsin luvun selvittämiseksi.

### 2.1 Virtausnopeuden mittaus

Virtausnopeutta pystytään mittaamaan useilla erilaisilla mittareilla. Lisäksi virtausnopeus on helppo laskea mittaamalla massa- tai tilavuusvirta. Yhtälössä (2) on esitetty massa- ja tilavuusvirtojen sekä virtausnopeuden välinen yhteys (Incropera et al. 2006, s. 487).



$$u = \frac{q_v}{A} = \frac{q_m}{\rho A}, \quad (2)$$

jossa	$q_v$	tilavuusvirta	[m <sup>3</sup> /s]
	$A$	poikkipinta-ala	[m <sup>2</sup> ]
	$q_m$	massavirta	[kg/s].

Paine-eroon perustuvien mittauslaitteiden avulla pystytään määrittämään tilavuusvirta ja sitä kautta virtausnopeus paineen muutoksen avulla. Paine-eroon perustuvia mittalaitteita ovat esimerkiksi laippa, suutin ja venturi-putki. Kaikissa kuristetaan virtausta ja mitataan paineen muutos putken ja kurkun välillä. Tästä pystytään ratkaisemaan jatkuvuuden lain avulla nopeus. Mittauksessa syntyy kuitenkin pysyvä painehäviö virtaukseen. (White 2003, s. 416–423.)

## 2.2 Paineen mittaus

Putkessa vallitseva kokonaispaine  $p_{tot}$  on staattisen  $p_0$  ja fluidin liikkeestä johtuvan dynaamisen  $p_{dyn}$  paineen summa. Painehäviötä määrittäessä käsitellään nimenomaan staattista painetta. Tämä suoritetaan mittaamalla paine kohtisuorassa virtausta kohden. Tyypillinen mittausyhde on putken seinämän läpi kohtisuoraan tehty pyöreä reikä, johon mittalaite on yhdistetty. (Ower & Pankhurst 2014, s. 7–8; White 2003, s. 102–103; Bohl 1988, s. 201.)

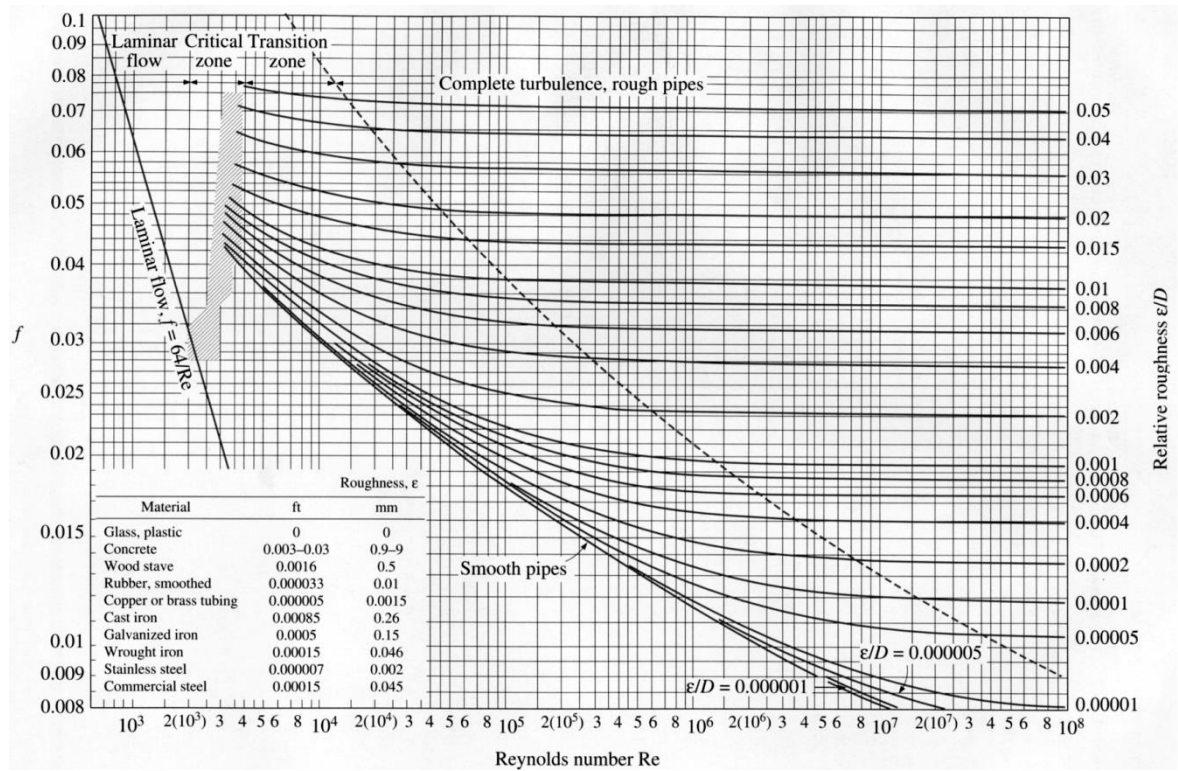
Mikäli virtausnopeus putkessa on suuri, voi kaasun kyseessä ollessa virtausta joutua käsittelemään kokoonpuristuvana. Tällöin tulee ottaa huomioon kaasun erilainen käyttäytyminen. Lisäksi äänennopeutta lähestyessä virtaukseen voi syntyä sokkiaaltoja, mikä hankaloittaa mittausta edelleen. (White 2003, s. 599–624; Bohl 1988, s. 165–177.)

Paineen mittaus voidaan suorittaa yksinkertaisella painovoimaan perustuvalla manometrillä tai mieluummin elektronisella paineanturilla. (White 2003, s. 102–104.)

## 2.3 Kitkahäviöt

Putkivirtauksen painehäviöt johtuvat putken seinämän ja komponenttien aiheuttamasta kitkasta. Putkivirtauksessa käytetään Darcyn kitkakerrointa  $f$ , joka riippuu Reynoldsin luvusta, seinämän karheudesta ja putken muodosta. Kitkakerroin voidaan lukea Moodyn käyrästä

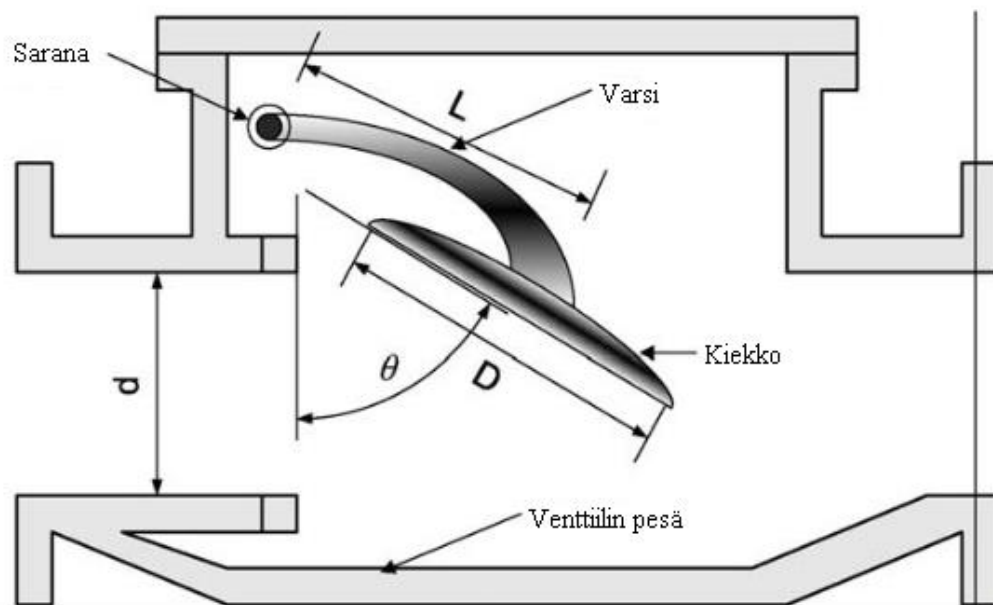
(kuva 1) Reynoldsin luvun ja suhteellisen seinämäkarheuden  $\frac{k}{D}$  avulla. (White 2003, s. 352–353.)



Kuva 1. Moodyn käyrästä. (Snipview.com)

### 3 TAKAISKUVENTTIILI

Takaiskuventtiilin tarkoitus on päästää virtaus etenemään vain toiseen suuntaan ja sulkeutua takaisinvirtauksen sattuessa (White 2003, s. 385). Takaiskuventtiilin tyypillinen rakenne on läppä, joka kääntyy virtauksen myötäisesti auki, mutta putoaa joko painovoiman tai erillisen jousen avustuksella tukkimaan virtausta, joka kulkee väärään suuntaan. Läppätyyppinen takaiskuventtiili avautuu täysin vasta sille ominaisen minimivirtausnopeuden ylityttyä. Tätä nopeutta pienemmillä virtausnopeuksilla läppä aukenee vain osittain ja aiheuttaa huomattavasti suurempia painehäviöitä. (Lim et al. 2006, s. 1051.)



**Kuva 2.** Takaiskuventtiilin rakenne. (Lim et al. 2006, mukailten.)

Mohatta (1998, s. 24–26) ja Foszcz (1997, s. 8–12) esittelevät muitakin rakenteita takaiskuventtiileille. Näistä mainittakoon kaksoisläppärakenne, joka toimii samalla periaatteella, mutta läppiä on kaksi. Joissain takaiskuventtiileissä on venttiilin ulkopuolelle ulottuvia rakenteita, joilla läppä voidaan lukita tarvittaessa auki. Tätä voidaan käyttää hyväksi mitattaessa painehäviötä pienillä virtausnopeuksilla.



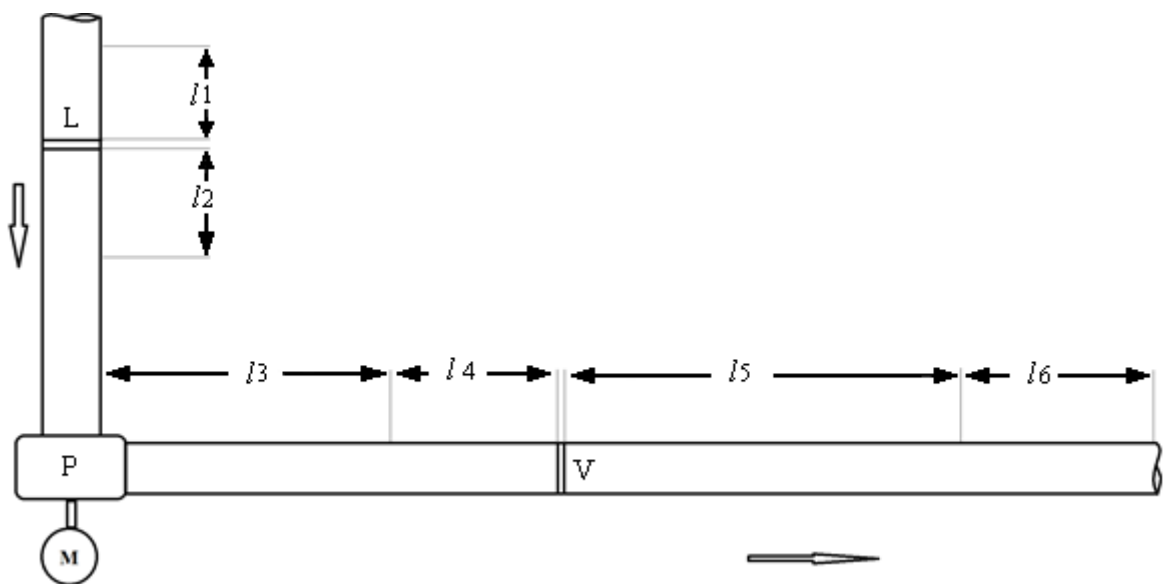
**Kuva 3.** Kaksoisläppärakenteinen takaiskuventtiili. (Global Sources 2015.)

## 4 KÄYTETYT STANDARDIT

### 4.1 IEC 60534–2–3

Standardissa IEC 60534–2–3 määritetään teollisuuden prosesseissa käytettävien säätöventtiilien virtauskapasiteetin mittaamenetelmiä. Tämä on heikosti sovellettavissa takaiskuventtiileille, sillä niitä ei käytännössä pystytä säätämään vaan ne avautuvat virtauksen vaikutuksesta. Standardin määrittämät mittausjärjestelyt voivat kuitenkin paineyhteiden ja muiden komponenttien sijoittelun osalta soveltua myös takaiskuventtiilien mittaukseen.

Standardi (IEC 60534–2–3) määrittää kuvassa 4 esitettyjen etäisyyksien vähimmäismitat seuraavasti. Mittauskohdetta edeltävä paineyhde  $l_4$  kaksi kertaa sisähalkaisija, ( $2D$ ). Mittauskohteen jälkeinen paineyhde  $l_5$  kuusi kertaa sisähalkaisija, ( $6D$ ). Vapaa putki ennen ensimmäistä paineyhdettä  $l_3$  kahdeksantoista kertaa sisähalkaisija ( $18D$ ) ja vapaa putki viimeisen paineyhteen jälkeen  $l_6$  sisähalkaisijan verran, ( $1D$ ). Etäisyyttä  $l_3$  voidaan pienentää vähintään kahdeksan sisähalkaisijan ( $8D$ ) mittaan käyttämällä suoristavia rakenteita. Tässä kohtaa pitää huomioida painehäviö ennen venttiiliä ja sen jälkeen, kun mitataan kaukana venttiiliä. Kuvassa imuputken virtaus on pystysuunnassa alaspäin ja puhaltimen jälkeen vaakaputkessa oikealle. Virtauksen mittaukseen käytettävä laippa sijaitsee merkinnän "L" kohdalla ja mitattava venttiili merkinnän "V" kohdalla. Venttiili on alakulmassa merkinnän "P" kohdalla.

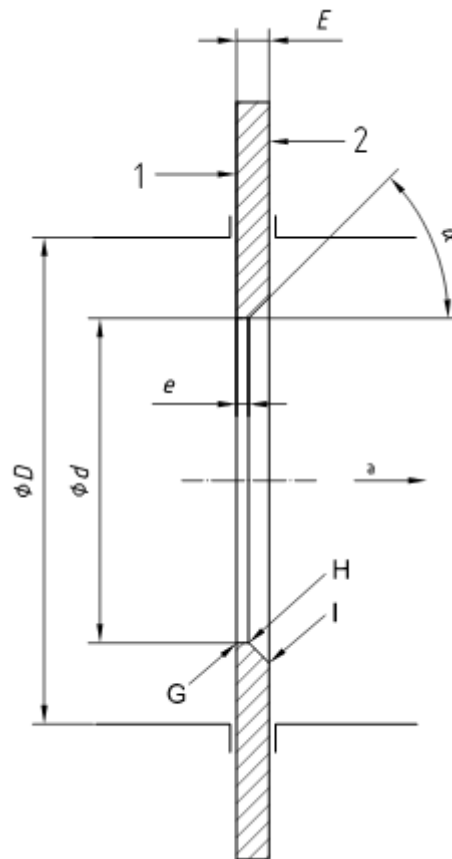


**Kuva 4.** Mittausyhteiden sijoittelu mittausjärjestelyissä.

Paineyhteen halkaisijan  $b$  tulee standardin (IEC 62534–2–3) mukaan olla vähintään 3 mm ja enintään 12 mm tai 10 % putken sisähalkaisijasta. Mittauksen molempien paineyhteyksien tulee olla samankokoisia. Paineyhteen reiän tulee olla kohtisuorassa putken sisäseinämää kohti, pyöreä, teräväreunainen tai vain vähän pyöristetty ja ilman häiriöitä aiheuttavia jäysteitä tai muita epäsäännöllisyyksiä. Paineyhde ei saa työntyä putken sisäpuolelle.

## 4.2 ISO 5167

Standardi ISO 5167 käsittelee paine-eroon perustuvaa tilavuusvirtauksen mittausta laippaa, suutinta ja venturi-putkea käyttäen. Tarkastellaan tässä yhteydessä ainoastaan mittausta käyttäen laippaa. Rajoituksena ovat virtausnopeuden ja putkikoon asettamat ehdot:  $Re > 5000$  ja  $Re \geq 170\beta^2 D$ . Lisäksi virtauksen tulee olla jatkuvaa eikä esimerkiksi pulssimaista. Paineen mittaussyhteet on sijoitettava yhden halkaisijan mitan päähän ( $1D$ ) ylävirtaan ( $l_2$ ) ja puolen halkaisijan mitan päähän ( $0,5D$ ) alavirtaan ( $l_1$ ) laipasta. Yhteiden on oltava kohtisuorat putkea kohtaan ja niiden halkaisijoiden on oltava yhtä suuret tai pienemmät kuin  $0,13D$  kuitenkin aina alle 13 mm. Lisäksi painesuhde laitteen molemmin puolin ei saa olla alle 0,75. Korkea Reynoldsin luvun rajoitus hankaloittaa pienillä virtausnopeuksilla, esimerkiksi laboratorio-olosuhteissa, tehtäviä kokeita. (ISO 5167–1, s. 11–14; ISO 5167–2, s. 6–12.)



**Kuva 5.** Tilavuusvirtauksen mittaukseen käytettävä laippa. (ISO 5167–2 s. 3.)

Mikäli mittaustilanteessa putkessa on standardin rajoituksia alhaisempi virtausnopeus eli käytännössä pienempi Reynoldsin luku, virtaus on vähemmän pyörteistä ja mahdolliset häiriöt virtauksessa kulkeutuvat pidemmälle. Mikäli virtaus on laminaarista tai lähes laminaarista, virtausnopeus seinämän lähellä on hyvin pieni ja häiriöt kulkeutuvat eri tavoin. ISO 5167:n määrittämät mittausyhteyden sijoitukseen liittyvät rajoitukset eivät siten välttämättä ole riittäviä.

## 5 MITTAUSJÄRJESTELYT

Venttiilin aiheuttaman painehäviön mittaamiseksi tulee tuntea putkessa kulkeva massavirta ja fluidin lämpötila. Lisäksi tarvitaan varsinaiset paineenmittausyhteet venttiilin molemmin puolin. Tilavuusvirtauksen mittaus voidaan suorittaa massan säilymisen vuoksi kaukana varsinaisesta venttiilin painemittauksesta häiriön minimoimiseksi. Kuvassa 4 on esitetty yksi mahdollinen mittausjärjestely. Tässä esimerkissä massavirta mitataan puhaltimen imupuolelta käyttäen standardin ISO 5167 mukaista standardilaippaa. Tämä edellyttää, että puhaltimessa ei ole vuotoja.

Venttiilin painehäviön mittaus on painepuolella. Lämpötilan mittauspisteet ovat sekä laipan että venttiilin molemmin puolin. Kaikki paineyhteet on kytketty samaan anturiin. Lämpötilojen mittaus suoritetaan esimerkiksi K-tyypin lämpöpareilla. Virtausnopeutta pystytään muuttamaan säätämällä puhaltimen pyörimisnopeutta invertteriä käyttäen. Toinen vaihtoehto olisi käyttää kuristusventtiiliä myös ennen venttiilin mittausta.

Säätöventtiilin mittauksesta poiketen takaiskuventtiiliä mitattaessa tulee muuttaa virtausnopeutta esimerkiksi puhallinta säätämällä ja mitata venttiilistä aiheutuva paine-ero eri massavirroilla.

Mittauksen aikana tulisi havainnoida takaiskuventtiilin asento, sillä se voi avautua vain osittain tai kaksiläppäisen venttiilin kyseessä ollessa vain toinen läpistä saattaa avautua. Venttiilin avautuessa vain osittain sen aiheuttama painehäviö on luonnollisesti suuri, eikä anna oikeaa kuvaa venttiilin painehäviöstä käyttöolosuhteissa (Lim et al 2006, s. 1051). Venttiilin tila voidaan havainnoida joko optisesti putken sisältä mahdollisesti kameraa käyttäen tai elektronisella anturilla, joka näyttää läpän asennon. Kummassakin menetelmässä tulee huomioda, ettei havainnointijärjestelmä aiheuta häiriötä mittaukseen.

### 5.1 Massavirta

Bernoullin yhtälö (3) on voimassa kun virtaus on jatkuvaa, (lähes) kitkatonta, kokoonpuristumatonta ( $Ma < 0,3$ ) eikä systeemissä tapahdu mekaanista työtä tai lämmönsiirtoa (White 2003, s. 185). Purkauskertoimella  $C_d$  voidaan huomioda kitkan ja pyörteiden vaikutukset. Olettaen, ettei systeemissä ole vuotoja, jatkuvuuden vuoksi Bernoullin yhtälön (3)



$$p_1 + \frac{1}{2} \rho u_1^2 + z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho u_2^2 + z_2, \quad (3)$$

jossa	$p$	paine	[Pa]
	$z$	korkeus referenssitasosta	[m]

avulla voidaan ratkaista tilavuusvirta käyttäen laippaa (White 2003, s. 415 – 420):

$$q_v = C_d A_{laippa} \left[ \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - \beta^4)} \right]^{1/2}, \quad (4)$$

jossa	$C_d$	purkauskerroin	-
	$\beta = \frac{d}{D}$	halkaisijasuhde.	-
	$d$	laipan sisähalkaisija	[mm]
	$D$	putken sisähalkaisija	[mm]

Tilavuusvirta on helposti muutettavissa massavirraksi (ISO 5167–1, s. 8)

$$q_m = \rho q_v \quad (5)$$

tai virtausnopeudeksi yhtälön (2) avulla. Tiheys  $\rho$  saadaan kirjallisuudesta tai ratkaistaan ideaalikaasun tilanyhtälön avulla. Ideaalikaasuoletus pätee hyvin myös todellisille kaasuille, kun niiden lämpötila ei ole lähellä nesteytymispistettä.

$$\rho = \frac{pM}{R_U T}, \quad (6)$$

jossa	$M$	(ilman) moolimassa	(0,029)	[kg/mol]
	$R_U$	yleinen kaasuvakio	8,314	J/molK
	$T$	lämpötila	[K].	

## 5.2 Venttiilin painehäviö

Venttiilin aiheuttama painehäviö selvitetään mittaamalla paine-ero venttiilin molempien puolien välillä. Häiriöiden välttämiseksi mittauspisteet on sijoitettava riittävän kauas venttiilistä ja muista häiriölähteistä. Mitatusta paine-erosta on vähennettävä laskennallinen suoran putken kitkahäviö venttiilin painehäviön ratkaisemiseksi.

$$\Delta p_{\text{venttiili}} = \Delta p_{\text{mitattu}} - \Delta p_{\text{kitka}} \quad (7)$$

Suoran putken kitkahäviö määritellään eri tavoin erilaisille virtausprofiileille, käytännössä Reynoldsin luvun mukaan. Kaikille yhtälöille tulee tuntea putken suhteellinen seinämäkarheus  $\frac{k}{D}$ . Kitkahäviö ratkaistaan yhtälön (8) mukaisesti käyttäen asianmukaista kitkakerrointa  $\lambda$ . (Bohl 1988, s. 92–99.)

$$\Delta p_{\text{kitka}} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho}{2} u^2 \quad (8)$$

Kitkakertoimelle  $\lambda$  on voimassa Nikuradsen yhtälö (9) kun Reynoldsin luvun ja suhteellisen karheuden  $\frac{k}{D}$  tulo ( $\text{Re} \frac{k}{D}$ ) on yli 1300 (hydraulisesti karheat putket).

$$\lambda = \left( \frac{1}{\lg \frac{D}{k} + 1,14} \right)^2 \quad (9)$$

Kun edellä mainittu tulo  $\text{Re} \frac{k}{D}$  on 65 ja 1300 välillä, ratkaistaan kitkakerroin  $\lambda$  iteratiivisesti Prandtl-Colebrookin yhtälöllä (10) (Bohl 1988, s. 96).

$$\lambda = \left( \frac{1}{-2 \lg \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda_0}} + 0,269 \frac{k}{D}} \right)^2, \quad (10)$$

jossa  $\lambda_0$  edellisen iterointikierroksen kitkakerroin.

Hydraulisesti sileiden ( $Re \frac{k}{D} < 65$ ) putkien kertoimet ratkaistaan Reynoldsin luvun arvosta riippuen taulukossa 1 esitetyillä yhtälöillä (Bohl 1988, s. 96).

**Taulukko 1.** Hydraulisesti sileiden putkien kitkakertoimien ratkaisuun käytettävät yhtälöt.

Reynoldsin luku	Yhtälön nimi	Yhtälö
$2320 < Re < 10^5$	Blasius	$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}$
$10^5 < Re < 5 \cdot 10^6$	Nikuradse	$\lambda = 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237}$
$Re > 10^6$	Prandtl & Kármán	$\lambda = \left( \frac{1}{2 \lg(Re \sqrt{\lambda_0}) - 0,8} \right)^2$

Kaikki edellä mainitut kitkakertoimen yhtälöt pätevät turbulenttiselle virtaukselle eli kun Reynoldsin luku on suurempi kuin 2320. Mikäli virtaus on laminaarisella alueella ( $Re \leq 2320$ ) on kitkakerroin yhtälön (11) mukainen. (Bohl 1988, s. 94.)

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (11)$$

Liitessä I on suoritettu esimerkkilaskenta edellä esitetyllä tavalla.

Tarkemman mittaustuloksen saavuttamiseksi olisi hyvä mitata venttiilin jälkeinen paine vähintään kahdelta eri etäisyydeltä venttiilistä ja vertailla saatuja venttiilin painehäviöitä. Mikäli tulokset eroavat, on mittauspisteet ehkä sijoitettu liian lähelle venttiiliä.

## 6 YHTEENVETO

Työssä on esitelty virtausnopeuden ja paineen mittaamiseen käytettäviä standardeja ja esitetty niiden mahdollisia puutteita mitattaessa laboratorio-olosuhteissa, joissa virtausolosuhteet poikkeavat standardien rajoituksista. Takaiskuventtiilin mittauksen tapauksessa vaikeuksia mittaukseen aiheuttaa se, että venttiilin läppä ei aukene täysin mikäli virtausnopeus ei ole riittävän suuri. Tämä aiheuttaa ylimääräistä painehäviötä.

Käyttöolosuhteista poikkeavissa virtausolosuhteissa suoritettavissa mittauksissa on kiinnitettävä huomiota siihen, että mittaustulokset ovat verrattavissa käyttötilanteen todelliseen tilanteeseen. Lisäksi on suositeltavaa, että mittaus suoritetaan useita kertoja erilaisilla suoran putken häiriöttömillä etäisyyksillä luotettavan tuloksen varmistamiseksi.

Erilaisten venttiilien painehäviötä vertailtaessa tulee varmistua, että käytetyt virtausolosuhteet ovat mittausten välillä yhteneviä. Luotettavien tuloksien varmistamiseksi olisi hyvä tutkia painehäviötä kokeellisesti useilla eri venttiileillä sekä laboratorio- että käyttöolosuhteissa.

## LÄHDELUETTELO

Bohl, W. 1988. Teknillinen virtausoppi. Toinen painos. Tampere: Tampereen Pikakopio.

Foszcz, J. L. 1996. Check valve basics. *Plant Engineering*, vol. 51, no. 8, pp. 8–12.

Global Sources. 2015. Check Valve. [Www-tuotedokumentti]. [Viitattu 12.3.2015].

IEC 60534–2–3 1997. Industrial-process control valves - Part 2–3: Flow capacity - Test procedures, International Organization for Standardization, Geneve, Sveitsi.

Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S. 2007. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 6<sup>th</sup> Edition. Chicago: John Wiley & Sons.

ISO 5167. 2003. Measurements of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full. Helsinki: Suomen standardoimisliitto.

Lim, H., Park, J. & Jang, S. 2006. Development of a swing check valve model for a low velocity pipe flow prediction. *Nuclear Engineering and Design*, vol. 236, no. 10, pp. 1051–1060.

Mohatta, C. D. 1998. Check valves. *Chemical Business*, vol. 12, no. 4, pp. 24.

Ower, E. & Pankhurst, R. C. 2014. The Measurement of Air Flow. 5<sup>th</sup> edition. Elsevier.

White, F. M. 2003. Fluid Mechanics. 5<sup>th</sup> edition. New York: McGraw-Hill.

**Liite I:** Esimerkkilaskenta

Lähtöarvot:

Putken halkaisija	$D$	202 mm
Halkaisijasuhde	$\beta$	0,75
Painehäviö laipan yli	$\Delta p_{\text{laippa}}$	3200 Pa
Ympäristön lämpötila	$T$	20 °C (= 293 K)
Ylipaine ennen venttiiliä	$p_4$	1190 Pa
Ylipaine venttiilin jälkeen	$p_5$	15 Pa
Putken suhteellinen karheus	$\frac{k}{D}$	0,3
Purkauserroin	$C_d$	0,6

Ratkaistaan seuraavat muuttujat:

Putken pinta-ala	$A_{\text{putki}} = \pi \left( \frac{D}{2} \right)^2$	0,02305 m <sup>2</sup>
Laipan aukon halkaisija	$d = \beta D$	151,5 mm
Laipan aukon pinta-ala	$A_{\text{laippa}} = \pi \left( \frac{d}{2} \right)^2$	0,01803 m <sup>2</sup>

Tiheys	$\rho = \frac{pM}{R_U T}$	1,220 kg/m <sup>3</sup>
Tilavuusvirta	$q_v = C_d A_2 \left[ \frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - \beta^4)} \right]^{1/2}$	0,9475 m <sup>3</sup> /s
Virtausnopeus	$u = \frac{q_v}{A_{laippa}}$	26,56 m/s
Dynaaminen viskositeetti (Sutherland)	$\mu = \lambda \frac{T^3}{T + C}$	1,813 · 10 <sup>-5</sup> Pas
Reynoldsin luku	$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$	301 385
Hydraulinen karheus	$Rek/D$	447,5
Kitkakerroin (Prandtl-Colebrook)	$\lambda = \left( \frac{1}{-2 \lg \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda_0}} + 0,269 \frac{k}{D}} \right)^2$	0,02239
Kitkapainehäviö	$\Delta p_{kitka} = \lambda \frac{l}{D} \frac{\rho}{2} u^2$	143,3 Pa
Venttiilin aiheuttama painehäviö	$\Delta p_{venttiili} = (p_4 - p_5) - \Delta p_{kitka}$	1031,7 Pa