

# Hydraulisch ontwerp en beheer afvalwatertransportsystemen

Bijlagen

Michiel Tukker  
Kees Kooij

1001809-005



## Inhoud Bijlagen

<b>Lijst van Symbolen</b>	<b>iii</b>
<b>A Theoretische achtergrond</b>	<b>1</b>
A.1 Vloeistofeigenschappen	1
A.1.1 Dichtheid	1
A.1.2 Viscositeit	1
A.1.3 Compressibiliteitsmodulus	2
A.1.4 Oppervlaktespanning	2
A.1.5 Dampspanning	3
A.2 Basisvergelijkingen	4
A.2.1 Getal van Reynolds	4
A.2.2 Wet van Bernoulli	5
A.3 Transportverliezen	6
A.3.1 Wrijvingsverliezen	6
A.3.2 Vertragingverliezen	9
A.4 Ontvangstkelders en inlaatwerken	14
A.4.1 Vuistregels voor ontvangstkelderontwerp	14
A.4.2 Luchtinslag in pompkelders	21
A.4.3 Maatregelen tegen luchtinslag	23
A.5 Pompen in leidingsystemen	26
A.5.1 Systeemkarakteristiek en werkpunt	26
A.5.2 Verandering van werkpunt door fluctuatie in de statische opvoerhoogte	27
A.5.3 Verandering van werkpunt door fluctuerende transportverliezen	28
A.5.4 Vergelijken van verschillende pompen	29
A.5.5 Parallel en serieel bedrijf van pompen	30
A.5.6 Verandering van pomptoerental	32
A.6 Afsluiters en terugslagkleppen	33
A.6.1 Afsluiters	33
A.6.2 Klepkarakteristieken	33
A.6.3 Terugslagkleppen	35
A.6.4 Karakteriseren van terugslagkleppen	37
A.7 Waterslag in leidingsystemen	41
A.7.1 Voortplantingssnelheid	41
A.7.2 Looptijd	43
A.7.3 Wet van Joukowsky	43
A.7.4 Toelaatbare druk in kunststof leidingen	44
A.7.5 Windketel als waterslagvoorziening	45
A.7.6 Buffertoren als waterslagvoorziening	47
A.7.7 Bypass als waterslagvoorziening	48
A.7.8 Beluchter als waterslagvoorziening	48
A.8 Gasbellen in leidingen	49
A.8.1 Transportmechanismen	49
A.8.2 Snelheids criterium	51
A.8.3 Rekenmodel Gastransport	53
A.8.4 Afvangen van gas	58
A.8.5 Vrijkomen van gas door onderdruk	59

<b>B Beschrijving Gasbel detectiemethoden</b>	<b>61</b>
B.1 Debietverloop tijdens pompstart	61
B.2 Drukverandering na aftappen	62
B.3 Dynamische meting	63

## Lijst van Symbolen

Symbol	Eenheid	Betekenis
$a$	-	Regressie constante
$A$	$m^2$	Doorsnede
$b$	m	Breedte
$c_s$	$m^3/m^3$	Verzadigingsconcentratie
$d$	m	Beldiameter
$D$	m	Diameter
$e$	m	Wanddikte
$E$	$N/m^2$	Elasticiteitsmodulus
$g$	$m/s^2$	Gravitatieversnelling
$h$	m	Drukhoogte
$H$	m	Energiehoogte
$\Delta H_{dyn}$	m	Dynamisch energieverlies
$\Delta H_{gas}$	m	Energieverlies door gasvolume
$\Delta H'$	-	Dimensieloos energieverlies
$L$	m	Lengte dalend been
$L_k$	m	Karakteristieke lengte
$\Delta p$	Pa	Drukverschil
$P$	Pa	Druk
$P_v$	Pa	Partiële druk
$Q_G$	$m^3/s$	Gasdebiet
$Q_L$	$m^3/s$	Vloeistofdebiet
$r$	m	Straal
$t$	s	Tijd
$T$	$^{\circ}C$	Temperatuur
$v$	m/s	Stroomsnelheid
$y_{min}$	m	Kritische diepte
$\alpha$	$^{\circ}$	Hellingshoek
$\lambda$	-	Darcy-Weisbach frictie-coëfficiënt
$\rho_G$	$kg/m^3$	Dichtheid van gas
$\rho_L$	$Kg/m^3$	Dichtheid van vloeistof
$\sigma$	N/m	Oppervlaktespanning
$\sigma$	$N/m^2$	Tangentiele wandspanning
$\zeta_{i,loc}$	-	Energieverlies coëfficiënten voor lokale verliezen



## A Theoretische achtergrond

Voor de berekening van vloeistofbewegingen in gesloten leidingen is het van belang dat men bekend is met bepaalde vloeistofeigenschappen, basisvergelijkingen en optredende energieverliezen. Dit hoofdstuk probeert alle relevante theoretische kennis op een korte manier inzichtelijk te maken voor de gebruiker. Doordat de diepgang van dit hoofdstuk beperkt is, kan het voorkomen dat extra uitleg gewenst is. Om deze reden is aan het einde van elke paragraaf een literatuurlijst opgenomen.

### A.1 Vloeistofeigenschappen

De vloeistofeigenschappen van water zijn weergegeven in Tabel A.1.

Tabel A.1 Eigenschappen van water

Eigenschap	Waarde
Dichtheid	998 kg/m <sup>3</sup>
Dynamische viscositeit	1,0 Pa s
Kinematische viscositeit	1,0 x 10 <sup>-6</sup> M <sup>2</sup> /s
Compressibiliteitsmodulus	2,1 x 10 <sup>9</sup> N/m <sup>2</sup>
Dampspanning (bij 20 °C)	0,017 bara
Oppervlaktespanning (schoon water)	0,072 N/m

#### A.1.1 Dichtheid

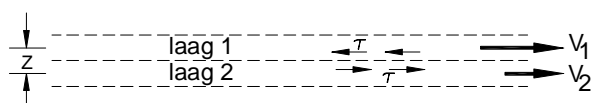
De dichtheid ( $\rho$ ) van een vloeistof wordt gedefinieerd als de massa per eenheid van volume [kg/m<sup>3</sup>]. De dichtheid is afhankelijk van de temperatuur en druk, maar onafhankelijk van de zwaartekracht versnelling ( $g$ , [m/s<sup>2</sup>]).

#### A.1.2 Viscositeit

De dynamische viscositeit  $\eta$  van een vloeistof is een maat voor de schuifspanning  $\tau$  die over elkaar schuivende vloeistoflagen in een gelaagde of laminaire stroming op elkaar uitoefenen [kg/ms<sup>2</sup>] of [N/m<sup>2</sup>]. Voor een Newtonse vloeistof kan de schuifspanning worden weergegeven door:

$$\tau = \eta \cdot \frac{v_1 - v_2}{z} \quad (\text{A.1})$$

De schuifspanning is evenredig met de gemiddelde snelheid en de viscositeit van de vloeistof (Figuur A.1). De dynamische viscositeit is afhankelijk van de temperatuur. Hoe hoger de temperatuur des te kleiner  $\eta$  en dus des te kleiner de schuifspanningen.

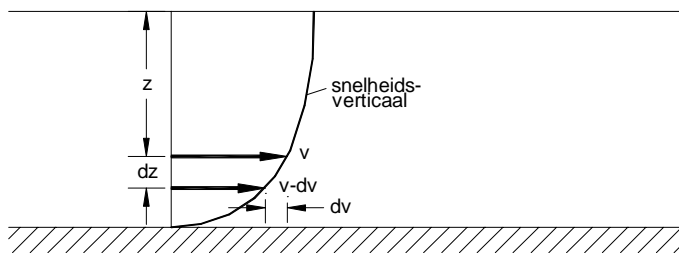


Figuur A.1 Weerstand tussen vloeistoflagen

Indien twee lagen in een vloeistof op een oneindig klein afstandje  $dz$  van elkaar liggen en het snelheidsverschil tussen deze twee lagen is  $dv$ , kan de schuifspanning worden weergegeven door:

$$\tau = \eta \frac{dv}{dz} \quad (\text{A.2})$$

Waarin  $dv$  de snelheidsverandering,  $dz$  de diepteverandering en  $dv/dz$  de snelheidsgradiënt voorstelt



Figuur A.2 Snelheidsgradiënt

In plaats van de dynamische viscositeit  $\eta$  wordt in de vloeistofmechanica ook veel de kinematische viscositeit  $\nu$  gebruikt [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (\text{A.3})$$

### A.1.3 Compressibiliteitsmodulus

De samendrukbaarheid van de vloeistof wordt bepaald door de compressiemodulus  $K$ .

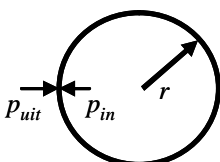
$$dP = -K \frac{dV}{V} \quad (\text{A.4})$$

Vergelijking (A.4) geeft het verband tussen drukstijging en volume verandering.

### A.1.4 Oppervlaktespanning

Oppervlaktespanning ( $\sigma$  [ $\text{N}/\text{m}$ ]) is gedefinieerd als een drukkracht die werkt op een grensvlak tussen een gas en een vloeistof. Deze drukkracht is in evenwicht met de weerstand van het grensvlak tegen vervorming (Figuur A.3). De relatie tussen het drukverschil en de oppervlaktespanning is weergegeven in vergelijking (A.5). Deze spanning wordt met name bepaald door de eigenschappen van de twee fasen, eventuele verontreinigingen, de temperatuur en de snelheid waarmee het grensvlak gevormd wordt.

$$\Delta p = \frac{2\sigma}{r} \quad (\text{A.5})$$

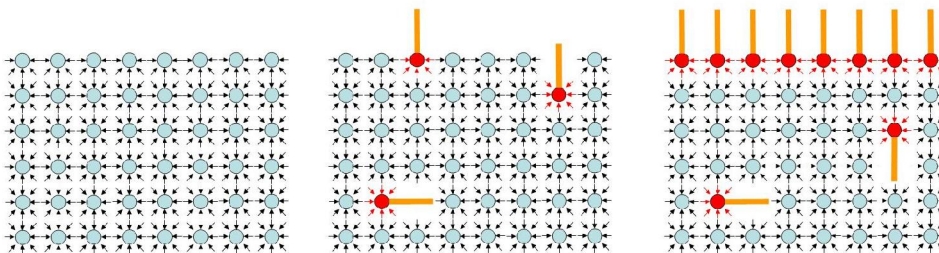


Figuur A.3 Drukkrachten op een waterdruppel.



In water worden de H<sub>2</sub>O-moleculen bij elkaar gehouden door de sterke waterstofbruggen. In de bulk zullen die krachten in alle richtingen even sterk zijn en elkaar opheffen. Bij het grensvlak is deze interactie veel zwakker door de afwezigheid van aangrenzende moleculen. De moleculen aan het oppervlak bevatten hierdoor een hogere energie.

Vetten en zepen hebben een hydrofiel deel dan makkelijk oplost in water en een hydrofoob deel dat slecht oplost in water. Het hydrofobe deel wil uit de watermatrix en de verontreiniging zal met een bepaalde snelheid (moleculaire diffusie) naar het grensvlak verplaatsen. Op het grensvlak zullen de krachten tussen de watermoleculen verder worden verzwakt met een verlaging van de oppervlaktespanning tot gevolg. Met een toenemende concentratie aan verontreinigingen zal de oppervlaktespanning verder afnemen totdat het hele grensvlak gevuld is. Dan wordt de laagste oppervlaktespanning gemeten.



Figuur A.4 Verontreinigingen met een hydrofoob deel verplaatsen naar het grensvlak (boven).

Bij meting van de statische oppervlaktespanning wordt er een grensvlak gemaakt en gewacht tot de verontreinigingen zich hebben verplaatst naar het grensvlak.

Bij de dynamische meting wordt met verschillende snelheden een gasbelletje gevormd aan een capillair in de vloeistof. Bij een gasbelletje dat snel gemaakt wordt zullen de verontreinigingen in de vloeistof nog niet de mogelijkheid hebben gekregen om bij het gevormde grensvlak te komen. De gemeten oppervlaktespanning zal dan vrijwel gelijk zijn aan die van de zuivere vloeistof. De moleculaire diffusie van de verontreiniging bepaalt de snelheid waarmee het effect heeft op de oppervlaktespanning. Schoonmaakmiddelen zoals zepen zijn gemaakt om snel hun werk te doen en bestaan uit relatief kleine bewegelijke moleculen die al in minder dan een seconde effect hebben op de oppervlaktespanning. Vetten en eiwitten zijn meestal grotere loggere moleculen waarbij het effect pas na 5 à 10 seconde merkbaar is.

#### A.1.5 Dampspanning

De dampspanning ( $p_v$ ) is de waarde van de absolute druk, waarbij de vloeistof verdampt [ $N/m^2$ ] of [bara]. De dampspanning stijgt met toenemende temperatuur. De dampspanning van water bij 100 °C bedraagt 1,03 bara; de dampspanning bij 10 °C bedraagt slechts 0,012 bara. Verdamping die ontstaat door verhoging van temperatuur bij een constante druk noemt men koken. Als de verdamping ontstaat door verlaging van druk bij een constante temperatuur spreekt men van cavitatie. Als de absolute druk in een drinkwaterleiding met water van 10 °C tot 0,012 bara (bijna vacuüm) is gedaald treedt cavitatie op.

## A.2 Basisvergelijkingen

### A.2.1 Getal van Reynolds

Reynolds toonde aan dat er twee stromingstypen bestaan: laminaire of gelaagde stromingen en turbulente stromingen. Het stromingstype is afhankelijk van de stroomsnelheid  $v$  en de kinematische viscositeit  $\nu$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]. Hoe groter de stroomsnelheid  $v$  [ $\text{m}/\text{s}$ ] en hoe minder viskeus de vloeistof, des te turbulenter is de stroming. Reynolds heeft het verband tussen deze twee grootheden weergegeven in het dimensieloze getal van Reynolds  $Re$  [-]:

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \quad (\text{A.6})$$

waarin  $L$  [m] de karakteristieke lengte met betrekking tot de geometrie van de beschouwde leiding is.

Zolang de snelheid gering is, is er sprake van gelaagde of laminaire stroming. De kinematische viscositeit van de vloeistof zorgt er voor dat verstoringen van het stroombeeld worden gladgestreken. De eerste wervels in het laminaire stroombeeld ontstaan daar waar de snelheidsgradiënt  $\frac{dv}{dz}$  groot is en de stabiliserende werking van de wand niet overheerst, op zekere afstand van de wand. De wervels zullen het hele stroombeeld gaan vullen, uitgezonderd de laminaire grenslaag aan de wand. De stroming is dan turbulent geworden.

Voor volledige gevulde ronde buizen wordt veelal de diameter  $D$  [m] als karakteristieke lengte gebruikt en voor open goten, kanalen en rivieren de hydraulische straal  $R$  [m]. Deze laatste is gelijk aan de doorstroomd oppervlak  $A$  [ $\text{m}^2$ ] gedeeld door de natte omtrek  $O$  [m] (contactlengte met bodem en wand):

$$R = \frac{A}{O} \quad (\text{A.7})$$

Voor zowel een volledig gevulde als een half gevulde buis geldt dat  $R = \frac{1}{4} D$ . Hieruit volgt het Reynolds getal voor een (deels) gevulde buis:

$$Re = \frac{4 \cdot v \cdot R}{\nu} \quad (\text{A.8})$$

Nikuradse toonde aan dat bij Reynolds getallen groter dan 2320 het overgangsgebied van laminaire naar turbulente stroming begint. Een stroming waarvoor  $Re < 2320$  is altijd laminair. Een stroming met  $2320 < Re < 4000$  kan zowel laminair als turbulent zijn, afhankelijk van de voor-geschiedenis van de stroming. Indien  $Re > 4000$  is de stroming altijd turbulent.

## A.2.2 Wet van Bernoulli

De wet van Bernoulli volgt uit de wet van behoud van (mechanische) energie:

$$E_{tot} = E_{pot} + E_{kin} = mgh + \frac{1}{2}mv^2 = const. \quad (A.9)$$

Deling door  $mg$  geeft:

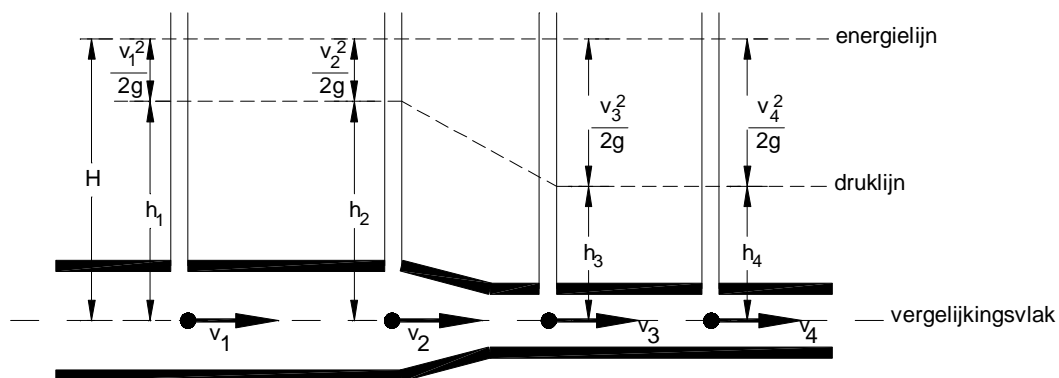
$$E = h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 \quad (A.10)$$

Waarin:

$E$	energiehoogte of energieniveau van de vloeistof (constant)	[m]
$h_i = \frac{P_i}{\rho g}$	drukhoogte (waterkolom in een stijgbuis geplaatst in dat punt)	[m]
$z$	plaatshoogte (afstand van beschouwde punt tot het vergelijkingsvlak)	[m]
$h + z$	piëzometrisch niveau ten opzichte van het gekozen vergelijkingsvlak	[m]
$\frac{v^2}{2g}$	snelheidshoogte	[m]

Dit is de wet van Bernoulli. In woorden: in een ideale vloeistof is de som van de piëzometrische hoogte en de snelheidshoogte langs een stroomlijn gelijk aan de energiehoogte.

De lijn die alle energieniveaus van een bepaalde stroomlijn met elkaar verbindt noemt men de energielijn. De lijn getrokken door de piëzometrische niveaus is de druklijn.



Figuur A.5 Energiehoogte en drukhoogte

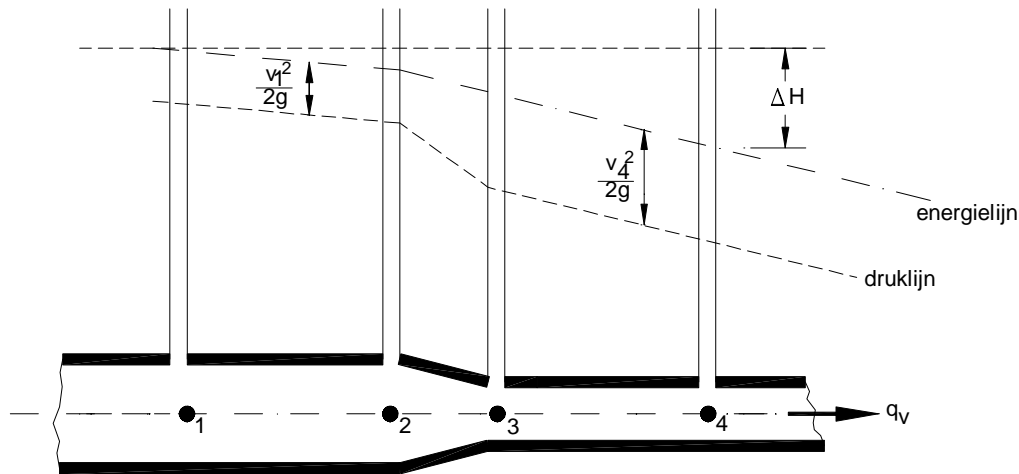
De wet van Bernoulli is alleen geldig als:

- alle beschouwde punten op één stroomlijn liggen,
- er tussen de punten geen energie wordt toegevoegd of onttrokken aan de stroming en
- de snelheid in een gegeven punt constant is (stationaire stroming).

Als er toch energie toevoer of onttrekking plaats vindt, bijvoorbeeld door wrijving, gaat vergelijking (A.10) over in:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \Delta H_{1,2} \quad (\text{A.11})$$

waarin  $\Delta H$  [m] het energiehoogteverschil is.



Figuur A.6 Energie- en drukhoogte lijn met wrijving

### A.3 Transportverliezen

Het transporteren van een willekeurige vloeistof door een leiding kost energie. Deze energieverliezen kunnen beschreven worden door de volgende vergelijking:

$$\Delta H = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (\text{A.12})$$

Waarin:  $\xi$  [-] een nader te bepalen verliescoëfficiënt is, afhankelijk van de oorzaak van het verlies. Bovenstaande vergelijking stelt in feite dat alle verliezen evenredig zijn met de snelheidshoogte  $\frac{v^2}{2g}$  van de vloeistof. Hiernaast kan er nog onderscheid gemaakt worden tussen vertragsingsverliezen en wrijvingsverliezen.

#### A.3.1 Wrijvingsverliezen

Wrijving wordt veroorzaakt door de weerstand (de "schuifspanning" langs de buiswand) die de stromende vloeistof ondervindt. Dit komt tot uiting in een drukverschil over de leiding. Het drukverschil (ofwel drukhoogteverschil, uitgedrukt in meter)  $\Delta H$  wordt gegeven door de wet van Darcy-Weisbach:

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (\text{A.13})$$

Of uitgedrukt in debiet:

$$\Delta H = \frac{\lambda L}{D} \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D^2}\right)^2}{2g} = \frac{8\lambda L}{\pi^2 g D^5} Q^2 \quad (\text{A.14})$$

De Wrijvingscoëfficiënt  $\lambda$  is afhankelijk van de vloeistofeigenschappen en de buiseigenschappen. De grootste invloed op deze coëfficiënt komt van de equivalente wandruwheid  $k$ .

De Equivalente wandruwheid is oorspronkelijk geïntroduceerd door Nikuradse (Nikuradse, (1933)). Nikuradse heeft metingen verricht aan leidingen beplakt met zandkorrels van dezelfde grootte (gelijkverdeeld over de binnenkant van de leiding). Zowel de leidingdiameter als de diameter van de zandkorrels is gevarieerd.

Vervolgens zijn er experimenten gedaan door Colebrook en White (Colebrook (1937)). Zij gebruikten commercieel beschikbare buizen waarbij de ruwheid niet gelijkmatig verdeeld is over de buiswand. Colebrook en White gaven de volgende vergelijking voor het verband tussen de Darcy wrijvingsfactor en de wandruwheid:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot D} \right) \quad (\text{A.15})$$

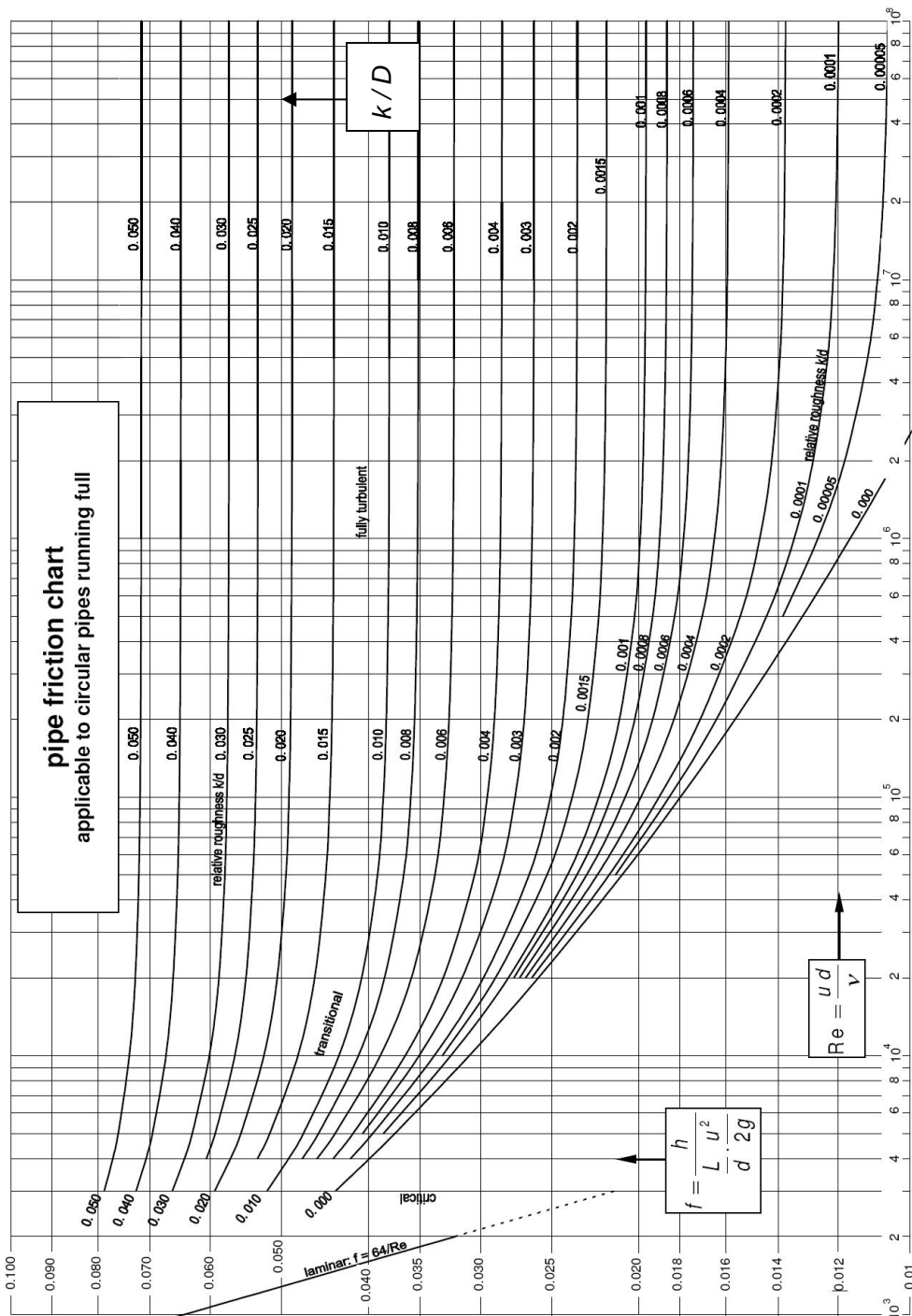
Waarin  $Re$  het Reynolds getal voorstelt.

Bij het ontwerp van afvalwater transportleidingen wordt over het algemeen een wandruwheid  $k$  gehanteerd van 0,5 – 1 mm. Andere waarden voor  $k$  vind u in tabel

Vergelijking (A.15) is een impliciete vergelijking: de wrijvingscoëfficiënt  $\lambda$  staat zowel links als rechts van het = teken. Een dergelijke formule is op te lossen met de computer. Zonder deze hulpmiddelen is het Moody diagram een handig gereedschap. Voor het complete stromingsgebied van laminair tot turbulent is de wrijvingscoëfficiënt  $\lambda$  af te lezen. Na berekening van het Reynolds getal en de vaststelling van de relatieve wandruwheid  $\frac{k}{D}$  kan  $\lambda$  afgelezen worden.

Tabel A.1 Wandruwheid voor verschillende materialen

Materiaal	k-waarde in mm
Kunststof buis van kleine diameter geasfalteerde asbest-cement buis centrifugaal geasfalteerde gecentrifugeerde gietijzeren en naadloos stalen buis	0,01
kunststof bekleding geasfalteerde getrokken stalen buis gladde asbest-cement buis	0,02
nieuwe naadloos stalen buis spanbetonbuis volgens Freyssinet geasfalteerde gecentrifugeerde gietijzeren en gelaste stalen buis P.V.C. buis van grote diameter	0,05
asbest-cement buis gescheurde cement hoofdleidingen volgens D.V.G.W. nieuwe verzinkt stalen buis geasfalteerde gietijzeren buis	0,1
licht geroest naadloos stalen buis nieuwe gelaste stalen buis gresbuis nieuwe gecentrifugeerde gietijzeren buis spanbeton gladde rioolleiding, recht en zonder aansluitingen	0,2
matig geroeste naadloos stalen buis gecentrifugeerde cement bekleding gladde rioolleiding met aansluitingen distributieleidingen volgens D.V.G.W. gecentrifugeerde betonbuis nieuwe gietijzeren buis gladde beton matig geroeste gelaste stalen buis	0,5
betonbuis gladde draineerleiding beton rechte rioolleiding zonder aansluiting nieuwe geklonken stalen leiding sterk geroeste naadloos stalen buis gietijzeren buis met lichte pokvorming	1
rioolleiding met aansluitingen sterk geroeste gelaste stalen buis poreuze betonnen draineerleiding nieuwe geklonken stalen leiding met overlap ruwe beton	2
sterk geroeste geklonken stalen leiding gietijzeren buis met sterke pokvorming sterk geroeste geklonken stalen leiding met overlap gietijzeren buis met zeer sterke pokvorming	5



Figuur A.7 Moody Diagram

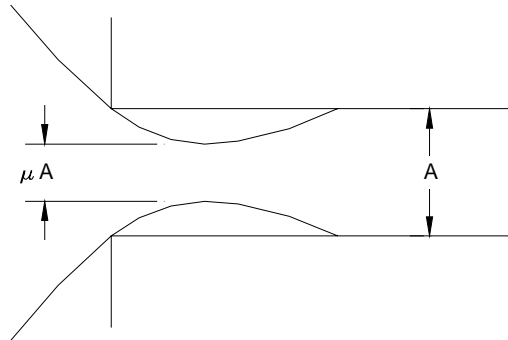
### A.3.2 Vertragsverliezen

Vertragsverliezen zijn het gevolg zijn van het feit dat bij vermindering van de stroomsnelheid de kinematische energie niet volledig kan worden omgezet in potentiële energie. Een deel van de kinematische energie is namelijk nodig voor de aandrijving van wervels en neren die zijn ontstaan doordat de stroomlijnen de wand niet meer kunnen volgen.

Zoals al gesteld kunnen vertragsingsverliezen worden berekend met vergelijking (A.12). Afhankelijk van de oorzaak van de vertraging is de coëfficiënt  $\xi$  vast te stellen die hoort bij de hieronder beschreven karakteristieke verliessituaties in een leidingsysteem.

## Intreeverliezen

Bij binnenstromen van een vloeistof treedt contractie ( $\mu$ ) op welke een verlies teweeg brengt. Deze contractie (insnoering van de vloeistofstraal) is een stromingsweerstand.









Figuur A.8 Contractie

De contractiecoëfficiënt  $\mu$  wordt bepaald door de afronding van de instroomopening en heeft de volgende relatie met  $\xi_i$ :

$$\mu = \frac{1}{1 + \sqrt{\xi_i}} \rightarrow \xi_i = \left( \frac{1}{\mu} - 1 \right)^2 \quad (\text{A.16})$$



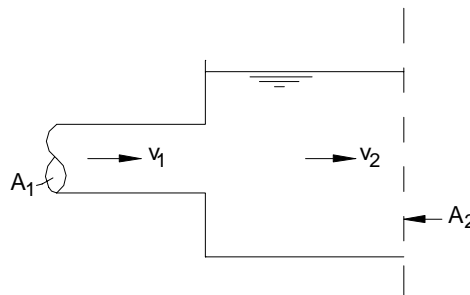
Tabel A.2 Coëfficiënt  $\xi_i$  voor verschillende constructies

Type instroming	Schets van de constructie	$\xi_i$	$\mu$
scherpe hoeken		0.4 ... 0.5	0.58...0.61
naar binnen uitstekend		0.8 ... 1.0	0.5...0.53
afgeschuinde hoeken		0.2 ... 0.3	0.65...0.69
af rondingen met kleine straal		0.1	0.75
af rondingen met grote straal		0	1
scherp en met hoek $\alpha$		$0.5 + 0.32 \cos \alpha + 0.2 \cos^2 \alpha$	

### Uittreeverliezen

Bij een ongehinderde uitstroming van een vloeistof gaat de uiteindelijk gehele snelheidshoogte verloren, omdat de snelheid een bepaalde tijd na uitstroming nul wordt. Door geleidelijke of getrapte verwijding kan het uittreeverlies gereduceerd worden. De grootte van de uittreeverliescoëfficiënt  $\xi_u$  wordt bepaald door de verhouding van de oppervlakte van de stroombuis  $A_1$  [m<sup>2</sup>] en de oppervlakte van het profiel na uitstroming  $A_2$  [m<sup>2</sup>]:

$$\xi_u = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (\text{A.17})$$



Figuur A.9 Oppervlakte verhouding

### Bochtverliezen

Volgens Hütte is de coëfficiënt voor bochtverliezen een functie van de waarde van de bochtstraal gedeeld door de buisdiameter.  $\xi$  is hierbij onafhankelijk van de lengte van het bochtstuk, zolang de bochtstraal  $r$  constant blijft. Voor een cirkelvormige leiding geldt:

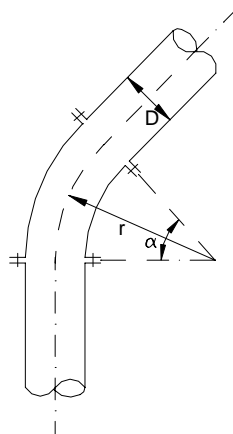
$$\xi = 0,13 + 0,16 \left( \frac{D}{r} \right)^{3,5} \quad (\text{A.18})$$

Voorleidingen met een rechthoekig doorsnede geldt:

$$\xi = 0,124 + 0,274 \left( \frac{D}{r} \right)^{3,5} \quad (\text{A.19})$$

Tabel A.3 Coëfficiënt  $\xi$  voor bochtverliezen voor een cirkelvormige leiding

$\frac{r}{D}$	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9
$\xi$	1,94	0,29	0,17	0,14	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13



Figuur A.10 Definitie van de bochtstraal  $r$ , buisdiameter  $D$  en hoek  $\alpha$

Volgens Idelchik is de coëfficiënt voor bochtverliezen een functie van de bochthoek, de waarde van de bochtstraal gedeeld door de buisdiameter en mogelijk het Reynolds getal.

Voor bochtverliezen in een cirkelvormige leiding met  $\frac{r}{D} < 3$  geldt dat  $\xi = A \cdot B$ , met:

$\alpha$	$\leq 70$	90	$\geq 100$
<b>A</b>	$0,9 \sin(\alpha)$	1	$0,7 + 0,35 (\alpha / 90)$

$\frac{r}{D}$	0,5 – 1,0	$> 1,0$
<b>B</b>	$0,21 \cdot \left( \frac{r}{D} \right)^{-2,5}$	$0,21 \cdot \left( \frac{r}{D} \right)^{-0,5}$

Voor bochtverliezen in een cirkelvormige leiding met  $\frac{r}{D} \geq 3$  geldt:

$$\xi = 0,0175 \cdot A \cdot \alpha \cdot \frac{r}{D} \quad (\text{A.20})$$

	$50 < \text{Re} \cdot \sqrt{\frac{D}{2r}} < 600$	$600 < \text{Re} \cdot \sqrt{\frac{D}{2r}} < 1400$	$1400 < \text{Re} \cdot \sqrt{\frac{D}{2r}} < 5000$
<b>A</b>	$\frac{20}{\text{Re}^{0,65}} \left(\frac{D}{2r}\right)^{0,175}$	$\frac{10,4}{\text{Re}^{0,55}} \left(\frac{D}{2r}\right)^{0,255}$	$\frac{5}{\text{Re}^{0,45}} \left(\frac{D}{2r}\right)^{0,275}$

### Knikverliezen

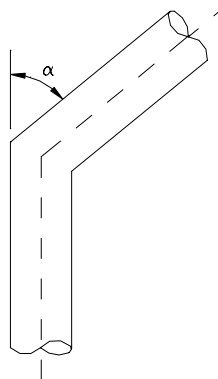
Volgens Hütte is de coëfficiënt voor knikverliezen afhankelijk van de knikhoek. Voor een leiding met een diameter van 30 mm geldt:

$$\xi = \sin(0,5 \cdot \alpha)^2 + 2 \cdot \sin(0,5 \cdot \alpha)^4 \quad (\text{A.21})$$

Als de diameter kleiner is, wordt  $\xi$  groter.

Tabel A.4 Coëfficiënten  $\xi$  voor knikverliezen voor een leiding met Diameter = 30 mm

$\alpha$	5°	10°	15°	20°	30°	40°	45°	60°	80°	90°	100°	120°	140°	160°
$\xi_{\text{nk}}$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,08	0,14	0,19	0,38	0,75	1,00	1,28	1,88	2,44	2,85



Figuur A.11 Definitie van de Knikhoek

### Verliezen ten gevolge van vernauwing en verwijding van de buis

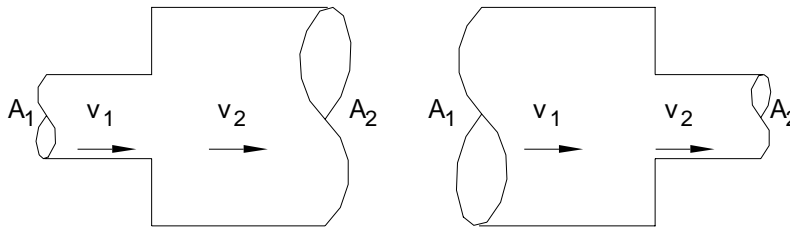
De verliezen ten gevolge van vernauwing en verwijding van buisleiding zijn afhankelijk van de oppervlakte doorstroomprofielen.

Voor een abrupte verwijding geldt:

$$\xi_{v_2} = \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)^2 \quad (\text{A.22})$$

$$\xi_{v_1} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \left(\frac{A_2}{A_1} - 1\right)^2 = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (\text{A.23})$$

Het uittreeverlies is  $\Delta H_v = \xi_{v_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g}$  of  $\Delta H_v = \xi_{v_2} \cdot \frac{v_2^2}{2g}$ .



Figuur A.12 Oppervlakte doorstroomprofielen

Een abrupte vernauwing is vergelijkbaar met een intreeverlies. Het verlies wordt dus vooral bepaald door de geometrie van de vernauwing, die tot een bepaalde contractie  $\mu$  leidt.

$$\xi_2 = \left( \frac{1}{\mu} - 1 \right)^2 \quad (\text{A.24})$$

## A.4 Ontvangstkelders en inlaatwerken

### A.4.1 Vuistregels voor ontvangstkelderontwerp

Voor de opstelling van pompen in zuigkelders zijn vele standaard oplossingen beschikbaar, als bijvoorbeeld samengevat door bijv. Prosser in "The hydraulic design of pump sumps and intakes en de Hydraulic Institute Standards for centrifugal and rotary pumps".

De eisen waaraan een pompkelder moet voldoen zijn:

- Symmetrische keldervorm.
- Geen dode hoeken.
- Juiste opstelling van de zuigmond ten opzichte van bodem en wanden.

De volgende vuistregels voor afmetingen van pompcompartimenten en de locatie van de pomp zelf gelden voor verticale dompelpompen die geplaatst zijn in pompcompartimenten. Deze zijn gebaseerd op de ANSI standaard. De maten worden dimensieloos gemaakt door ze uit te drukken in veelvouden van de zuigmond diameter.

#### A.4.1.1 Bodemspeling

De aanbevolen bodemspeling van de pomp is 0.3 tot 0.5 maal de zuigmond diameter. Een grotere speling kan resulteren in instabiele stroming naar de waaier. Een kleinere speling leidt tot grotere snelheden onder de zuigmond. Dit kan leiden tot loslating van de stroming van de zuigmond hetgeen resulteert in een niet-uniform snelheidsprofiel bij de intree van de waaier.

#### A.4.1.2 Afstand tot de achterwand

De aanbevolen afstand van de as van de pomp tot de achterwand is 0.75 maal de zuigmond diameter. Op basis van praktijkervaring wordt door Deltares vaak gewerkt met een afstand tussen de 0.75 en 1 maal de zuigmond diameter. Een grotere afstand geeft aanleiding tot stilstaand water achter de pomp. Stilstaand water is instabiel en kan leiden tot vortex- en tornadovorming. Een kleinere afstand kan leiden tot slechte voeding van de waaier aan de achtermuurzijde. Dit kan leiden tot een niet-uniform snelheidsprofiel bij de intree van de waaier.

**A.4.1.3 Breedte van het pompcompartiment**

De geometrie en afmetingen van de pompcompartimenten moeten een stabiele en uniforme voeding vanuit alle richtingen van de zuigmond van de pomp geven. De breedte van het pompcompartiment heeft een grote invloed op het zuiggedrag van de pomp. De aanbevolen breedte van het pompcompartiment is 2 maal de zuigmond diameter van de pomp. Een kleinere breedte geeft grotere stroomsnelheden richting de pomp, hetgeen kan leiden tot grotere prerotatie en vortex vorming. De obstructie van het pomphuis wordt relatief groter zodat het water moeilijker om de pomp kan stromen om goed van de achterkant te kunnen voeden.

**A.4.1.4 Lengte van het pompcompartiment**

De aanstroming van de pomp moet recht van voren zijn en niet onder een hoek. Een bepaalde rechte lengte voor de pomp moet deze aanstroming garanderen. In het algemeen wordt een lengte van 5 maal de zuigmond diameter (of meer) bovenstrooms van de pompen aangehouden. Wanneer het gaat om een pompkelder met meer pompen zijn vaak een distributiekamer en filtercompartimenten aanwezig. Wanneer een filtercompartiment gesloten is, stroomt het water uit de ander filtercompartimenten onder een hoek naar pompcompartimenten. Dit kan aanleiding geven tot sterke prerotatie. In zo'n geval wordt een lengte van 6 maal de zuigmond diameter gekozen om de scheve aanstroming te corrigeren.

**A.4.1.5 Scheve wanden (zijwanden / vloer)**

Indien scheve wanden aanwezig zijn in de pompkelder (bijvoorbeeld een oplopende keldervloer), dan dient de hoek ten opzichte van de horizontaal of vertikaal minder dan tien graden te zijn. Bij grotere hoeken is het risico groot op loslating, wervelvorming en instabiliteiten in de aanstroming.

**A.4.1.6 Onderdompeldiepte**

Indien een pomp direct op een zuigkelder is aangesloten, moet de zuigmond van de pomp voldoende diep onder de waterspiegel worden opgesteld om luchtaanzuiging te voorkomen.

De benodigde onderdompeldiepte die nodig is om luchtaanzuiging te vermijden is een functie van het Froudegetal, gebaseerd op de snelheid en diameter van de zuigmond. Dit Froudegetal is als volgt gedefinieerd:

$$Fr_D = \frac{V_D}{\sqrt{gD}} \quad (\text{A.25})$$

$Fr_D$	=	Froude gebaseerd op de zuigmond van de pomp	[-]
$V_P$	=	snelheid bij het begin van de zuigmond	[m/s]
$G$	=	zwaartekrachtsversnelling	[9,81 m/s <sup>2</sup> ]
$D$	=	zuigmond diameter	[m]

In de literatuur zijn correlaties bekend voor het bepalen van de benodigde onderdompeldiepte. Een van deze correlaties komt uit de ANSI/HI 9.8 1998 standaard voor schaalmodellering van pompkelders. Deze standaard is wereldwijd geaccepteerd voor het testen van pompkelders in een schaalmodel. Deze correlatie is gebaseerd op een breed pakket aan experimentele pompkelderdata en luidt:

$$S_{ANSI} / D = 1 + 2.3Fr_D \quad (\text{A.26})$$

Bovenstaande correlatie is een richtlijn, wat wil zeggen dat er een zekere spreiding bestaat. Dit is afhankelijk van het pompkelderontwerp en specifieke aanstroming. Soms wordt daarom een zekere bandbreedte aangegeven rondom de ANSI onderdompeldiepte. Deltares hanteert een bandbreedte op basis van opgedane kennis en ervaring uit pompkelderprojecten, aangeduid met Supper en Slower:

$$S_{lower} / D = 1 + 2Fr_D \quad (A.27)$$

$$S_{upper} / D = 1.5 + 2.5Fr_D \quad (A.28)$$

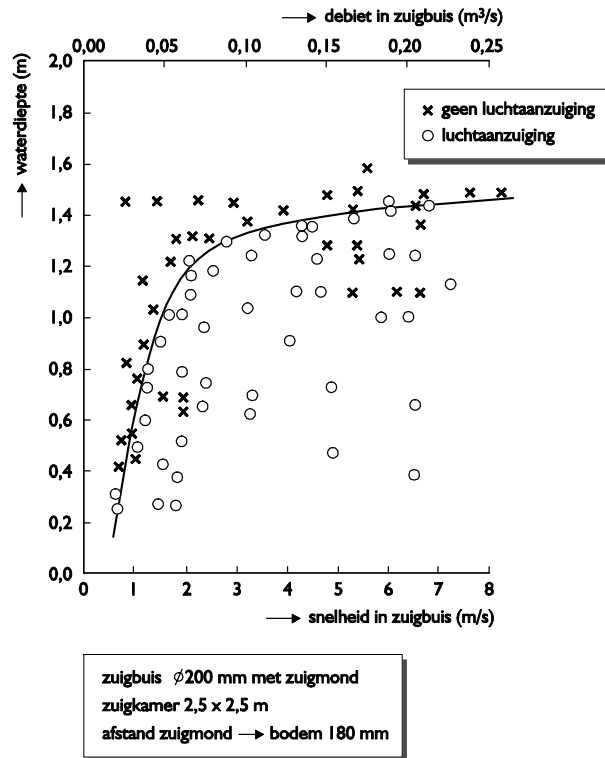
Als we aannemen dat het debiet gelijk blijft, zien we dat de kritische onderdompeldiepte groter wordt wanneer voor een kleinere zuigmond diameter gekozen wordt. Tabel A.2 laat een getallenvoorbeeld zien van de benodigde onderdompeldiepte van de zuigmond van 2 pompen met verschillende zuigmond diameter. Tabel A.2 laat zien dat de inlaatsnelheid ten opzichte van de zuigmond diameter van pomp 1 relatief groter is dan voor pomp 2. Dit resulteert in een groter Froudegetal voor pomp 1. Het gevolg is een hogere kritische onderdompeldiepte voor pomp 1 met een kleinere zuigmond diameter.

Tabel A.2 Benodigde onderdompeldiepte Aanstroming van de pompen in pompkelders

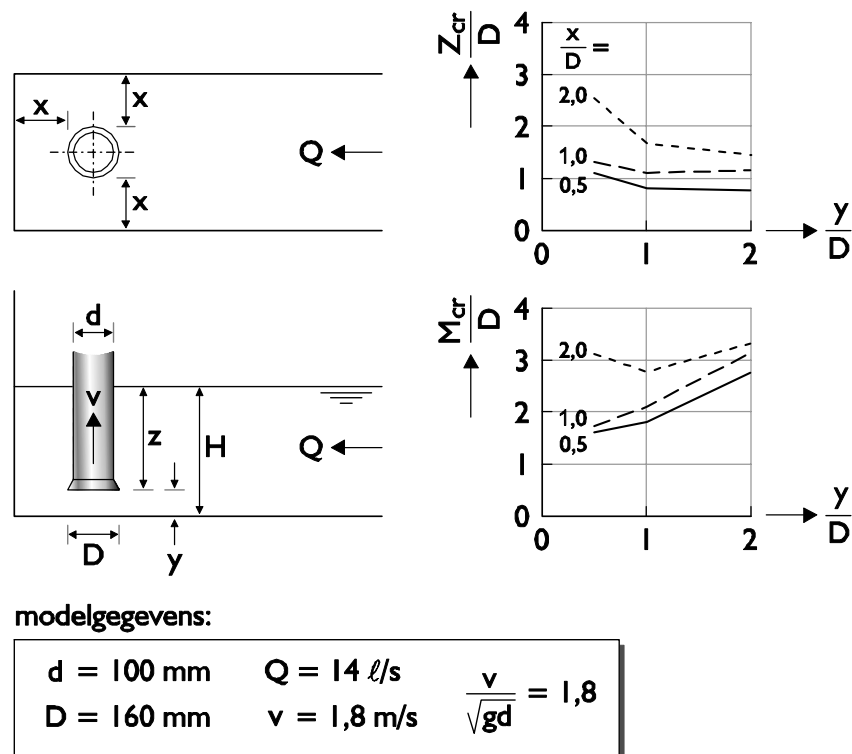
Pomp	Debiet [m <sup>3</sup> /h]	Inlaat van zuigmond		Onderdompeldiepte		
		Diameter [mm]	Snelheid [m/s]	S <sub>lower</sub> [m]	S <sub>ANSI</sub> [m]	S <sub>upper</sub> [m]
1	15.530	1.300	3.25	2.8	3.1	3.8
2	15.530	1.600	2.14	2.1	2.3	2.9

Ter illustratie: Figuur A.13 laat het verband zien (bepaald uit experimenten) tussen wel en geen luchtaanzuiging voor een bepaalde pomp en pompcompartiment (zuigkamer) als functie van stroomsnelheid in de zuigbuis en waterdiepte. Hieruit blijkt dat de benodigde onderdompeldiepte toeneemt bij hogere zuigsnelheden.

Figuur A.13 geeft onderzoeksresultaten weer van de invloed verhouding van pompcompartimentafmetingen op luchtaanzuiging. Voor een breedte van 2D en een bodemspeling van 0.5 D (is X/D = 0.5 en Y/D = 0.5 in Figuur A.14) is de benodigde onderdompeldiepte het laagst.



Figuur A.13 Resultaten van een meting ter bepaling van het verband tussen de benodigde waterdiepte en het afzuig(pomp)debiet



Figuur A.14 Benodigde waterdekking respectievelijk totale waterdiepte ter voorkoming van luchtaanzuiging in een recht aanstroomkanaal als functie van de plaats en grootte van de zuigmond

De kritische waterdekking waaronder luchtaanzuiging optreedt blijkt ook afhankelijk te zijn van de aanstroming. *Figuur A.15* laat experimentele resultaten zien die uitwijzen dat de benodigde onderdempeldiepte drastisch toeneemt wanneer de aanstroming asymmetrischer wordt ( $b/B$  kleiner wordt). In aansluiting hierop laat *Figuur A.16* zien dat ook de positie van de zuigmond invloed heeft op de kritische waterdekking. In het ontwerp van het beproefde pompcompartiment blijkt dat de positie van de zuigmond vlak langs de wanden van het compartiment het meest voordelig is (meest uniforme aanstroming). De meest nadelige lokatie is het centrum van het pompcompartiment, omdat de stroming om dit centrum heen draait. Uit deze experimentele resultaten blijkt dat gestreefd moet worden naar een zo uniform mogelijk aanstroming van de pomp.

#### A.4.1.7 Samenvatting van de vuistregels

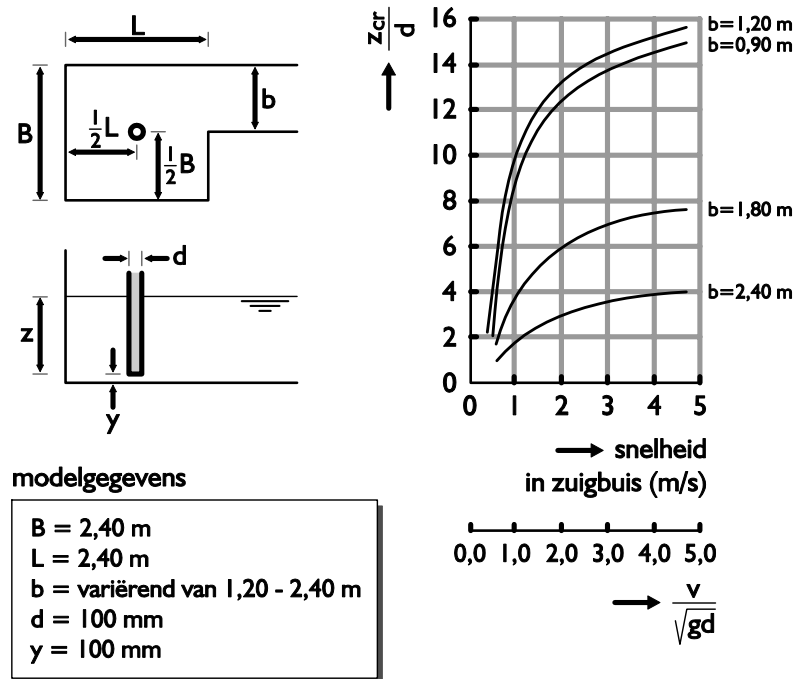
In onderstaande tabel staat een samenvatting van de hierboven genoemde vuistregels voor het ontwerp van het pompcompartiment.

	Aanbevolen dimensie uitgedrukt in zuigmonddiameter (D)
Bodemspeling	0.3 - 0.5 D
Afstand pompas tot de achterwand	0.75 - 1.0 D
Breedte pompcompartiment	2.0 D
Lengte pompcompartiment	> 5D
Scheve wanden	< 10°
Onderdempeldiepte	$D(1+2.3Fr)$

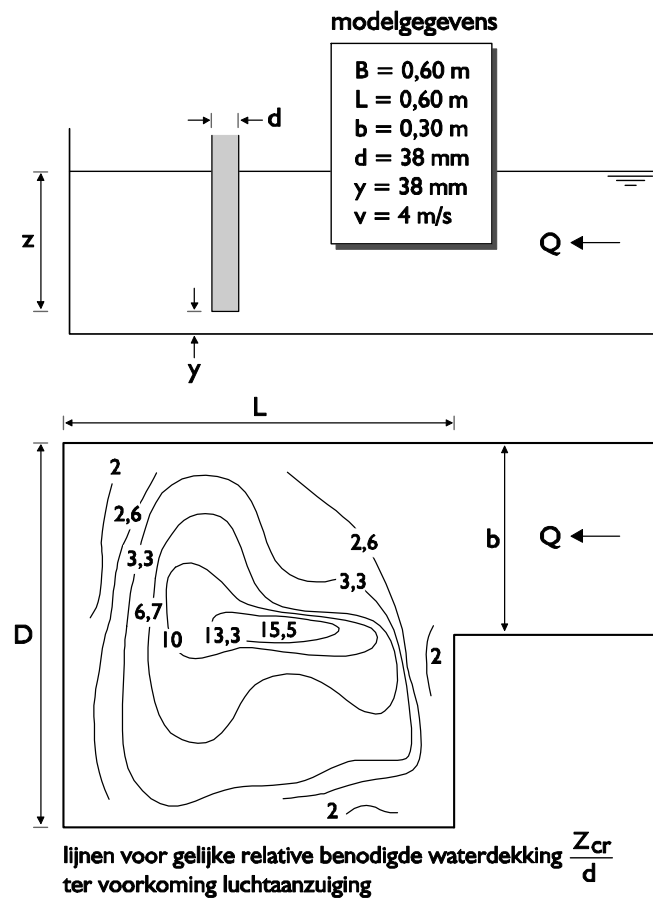
Voorbeelden van pompopstellingen zijn gegeven in *Figuur A.17* en *Figuur A.18*. De afmetingen van de kelder zijn uitgedrukt in de diameter van de zuigmond. Dergelijke opstellingen werken naar tevredenheid indien de snelheidsverdeling op een afstand van 3 D bovenstrooms van de pompen gelijkmatig is en de gemiddelde snelheid niet meer dan 0,3 m/s bedraagt. Bij meerdere pompen wordt een juiste opstelling moeilijker (*Figuur A.18*).

Vaak zal vanwege ruimtegebrek, gewenste beperking van de civieltechnische constructie, gewenste vergroting van capaciteiten niet aan de ideale aanstroming voldaan kunnen worden. Door middel van aanstroomverbeterende maatregelen is dan vaak alsnog een goede aanstroming te realiseren. Deze moeten dan evenwel meestal gecontroleerd worden met behulp van modelonderzoek.

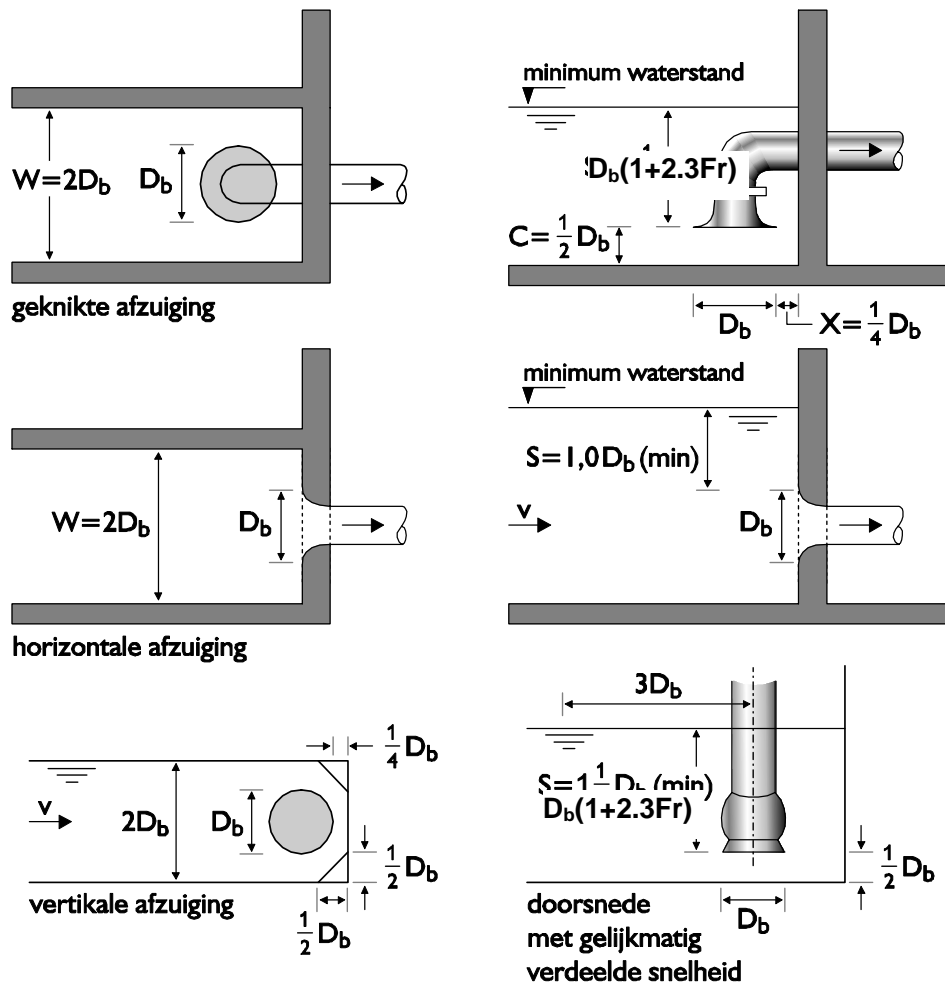




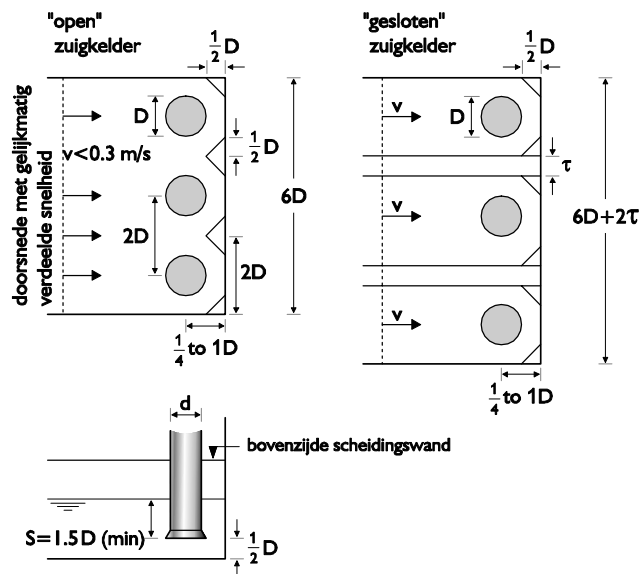
Figuur A.15 Invloed van vormgeving zuigkamer en toestroomkanaal op kritieke onderdompeldiepte (= benodigde waterdekking ter voorkoming van luchtaanzuiging)



Figuur A.16 Invloed situering van de zuigbuis in de zuigkamer



Figuur A.17 Opstelling van één pomp in een zuigkelder



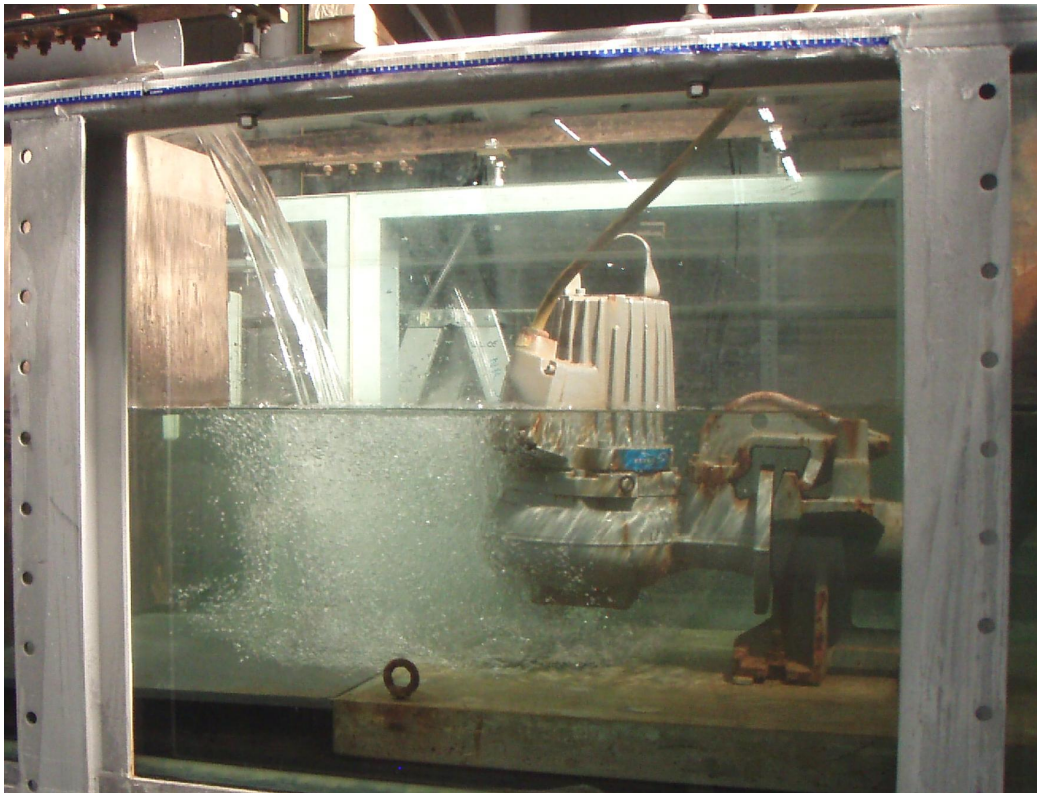
Figuur A.18 Opstelling meerdere pompen in een zuigkelder

#### A.4.2 Luchtinslag in pompkelders

Naast het gedrag van gasbellen in dalende leidingdelen is in het CAPWAT onderzoek (2003-2009) ook onderzocht hoe het gas in de leiding kan komen. De meest waarschijnlijke oorzaak is luchtinslag in de pompkelder (zie Figuur A.19)

Het onderzoek van Smit (2007) gaf veel kennis over het fenomeen zelf. Het daaropvolgende onderzoek (Kranendonk (2007a) en Kranendonk (2007b)) bestudeert verschillende constructies om luchtinslag te beperken of tegen te gaan. Deze paragraaf vat eerst de resultaten van Smit (2007) samen (om de lezer bekend te maken met het fenomeen) en presenteert vervolgens een aantal constructies om luchtinslag te beperken.

Luchtinslag in pompkelders wordt veroorzaakt door een waterstroom die van enige hoogte op de vrije waterspiegel van de pompkelder valt. Het vallende water (de waterjet) slaat lucht in bij de vrije waterspiegel en sleurt deze lucht vervolgens mee tot een bepaalde waterdiepte.



Figuur A.19 Foto van de proefopstelling van Kranendonk (2007). De luchtbellens worden de pomp ingezogen.

Voor het ontwerp van pompkelders zijn de volgende parameters van belang:

- De horizontale afstand tot het einde van de bellenpluim
- De maximale diepte tot waar de bellenpluim reikt.

Beide parameters zijn afhankelijk van het waterdebiet en de geometrie van de pompkelder.

De verticale afstand is afhankelijk van de stroomsnelheid van het water aan het einde van het binnenkomende riool,  $v_e$ . Deze stroomsnelheid wordt bepaald door het debiet en het doorstroomde oppervlak:

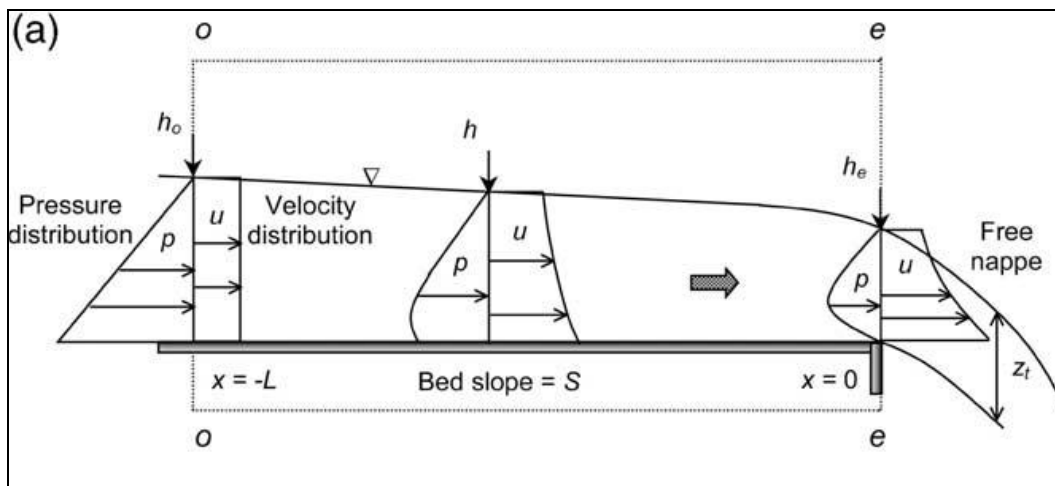
$$v_e = \frac{Q_w}{A_e} \quad (\text{A.29})$$

Zowel de stroomsnelheid  $v_e$  als het doorstroomde oppervlak  $A_e$  zijn onbekenden.

Smit heeft ook de waterdiepte bij het uitstroompunt (de einddiepte,  $h_e$ ) gemeten. De resultaten correleren erg goed met de resultaten van Rajaratnam & Muralidkar (1964). Rajaratnam & Muralidkar stelde de volgende vergelijking op:

$$\frac{Q_w}{\sqrt{g}D^{2.5}} = 1,54 \left( \frac{h_e}{D} \right)^{\frac{11}{6}} \quad (\text{A.30})$$

Nu de einddiepte  $h_e$  bekend is, is ook het doorstroomde oppervlak  $A_e$  bekend en kan de eindsnelheid  $v_e$  dus berekend worden.



Figuur A.20 Schematische weergave van een vrije uitstroom en de hydraulische parameters)

Het traject van de vallende waterstraal wordt beschreven door de volgende vergelijkingen:

$$(x(t); y(t)) = (v_e t; H_e + w_e t - \frac{1}{2} g t^2) \quad (\text{A.31})$$

Waarin:

$$H_e = H + \frac{2}{3} h_e \quad (\text{A.32})$$

Ofwel, het massamiddelpunt van de stroming wordt opgeteld bij de uitstroomhoogte  $H$ . De verticale stroomsnelheid van het water speelt een rol in de bepaling van het traject, omdat de stroming bij het uitstroompunt gekromd is. Echter is deze verticale stroomsnelheid onbekend. Door de verticale stroomsnelheid te verwaarlozen krijgen we een conservatieve schatting van de horizontale val-afstand van de waterstraal:

$$L_{jx} = v_e \sqrt{\frac{2H_e}{g}} \quad (\text{A.33})$$

De lengte van de bellenpluim is ook gemeten (zie Smit (2007)).

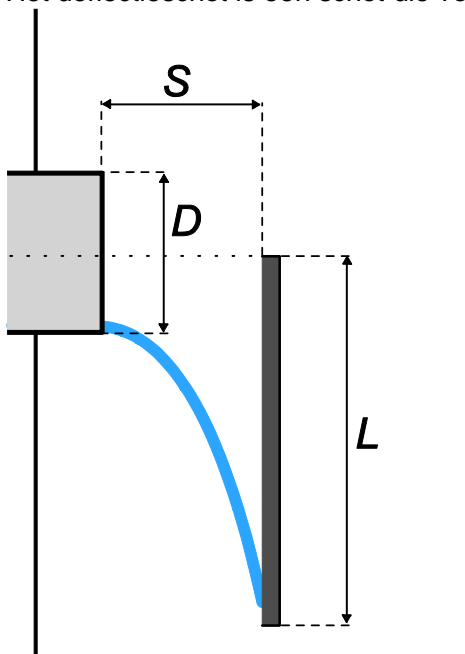
$$L_a = \sqrt{2,5 \cdot 10^{-4} \cdot Q_w} \quad (\text{A.34})$$

De werkelijke luchtinname door de pomp is erg lastig te bepalen. Zowel Smit (2007) als Kranendonk (2007) hebben metingen verricht aan de luchtinname, maar deze metingen zijn erg afhankelijk van de waterkwaliteit, pompdebiet, en keldergeometrie.

#### A.4.3 Maatregelen tegen luchtinslag

Luchtinslag in pompkelders is eenvoudig te voorkomen. Tijdens het CAPWAT II onderzoek (2006-2009) is er gekeken naar verschillende maatregelen om de luchtinname door de pomp te minimaliseren (Kranendonk (2007)). Verschillende constructies zijn bekeken, maar in deze paragraaf worden 2 oplossingen besproken: het deflectieschot en de valpijp.

Het deflectieschot is een schot die voor het uitstroompunt geplaatst wordt.



Figuur A.21 Afmetingen deflectie schot

De bovenkant van het schot zit halverwege de binnenkomende leiding, zodat eventuele verstoppingen verholpen kunnen worden.

Het deflectieschot kan doorlopen tot de bodem van de ontvangstkelder, maar dit is niet altijd noodzakelijk. De minimale lengte van het deflectieschot is afhankelijk van de stroomsnelheid en de plaatsing van het schot:

$$L = \frac{1}{2}D + \frac{1}{2}g \left( \frac{S}{v_e} \right)^2 \quad (\text{A.35})$$

De uitstroomsnelheid  $v_e$  moet worden gebaseerd op het DWA debiet (in  $\text{m}^3/\text{s}$ ) en kan benaderd worden met:

$$v_e \approx \left( \frac{Q_{dwa} g}{0,25\pi D} \right)^{1/3} = 2,32 \left( \frac{Q_{dwa}}{D} \right)^{1/3} \quad (\text{A.36})$$

waarbij de uitstroombdiepte gelijk is aan:

$$y_e \approx \left( \frac{Q_{dwa}}{0.25\pi D\sqrt{g}} \right)^{2/3} = 0.55 \left( \frac{Q_{dwa}}{D} \right)^{2/3} \quad (\text{A.37})$$

De afstand tussen de buis en het schot,  $S$ , dient minimaal de gelijk te zijn aan de diameter van de buis, om opstuwung te voorkomen. De breedte van het schot moet ook groter of gelijk zijn aan de diameter van de buis.

In de praktijk zal het makkelijker zijn om het deflectieschot tot aan de bodem van de ontvangstkelder te bouwen. Het schot steunt dan op de bodem, waardoor alleen de horizontaal gerichte krachten moeten worden afgevangen.

De horizontaal gerichte kracht, veroorzaakt door de waterjet uit het binnenkomende riool wordt gegeven door:

$$\sum F = \rho_l \cdot Q_w \cdot v_e \quad (\text{A.38})$$

Voor het debiet  $Q_w$  moet het grootst mogelijke debiet (RWA) gebruikt worden.

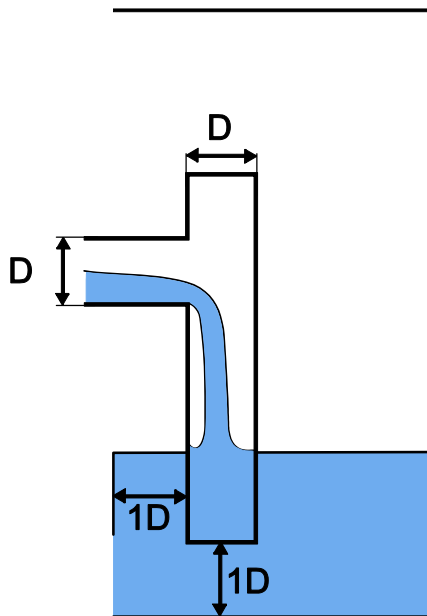


Figuur A.22 Foto van proefopstelling met deflectieschot: 1D breed, 1D vanaf uitstroompunt (Kranendonk (2007))

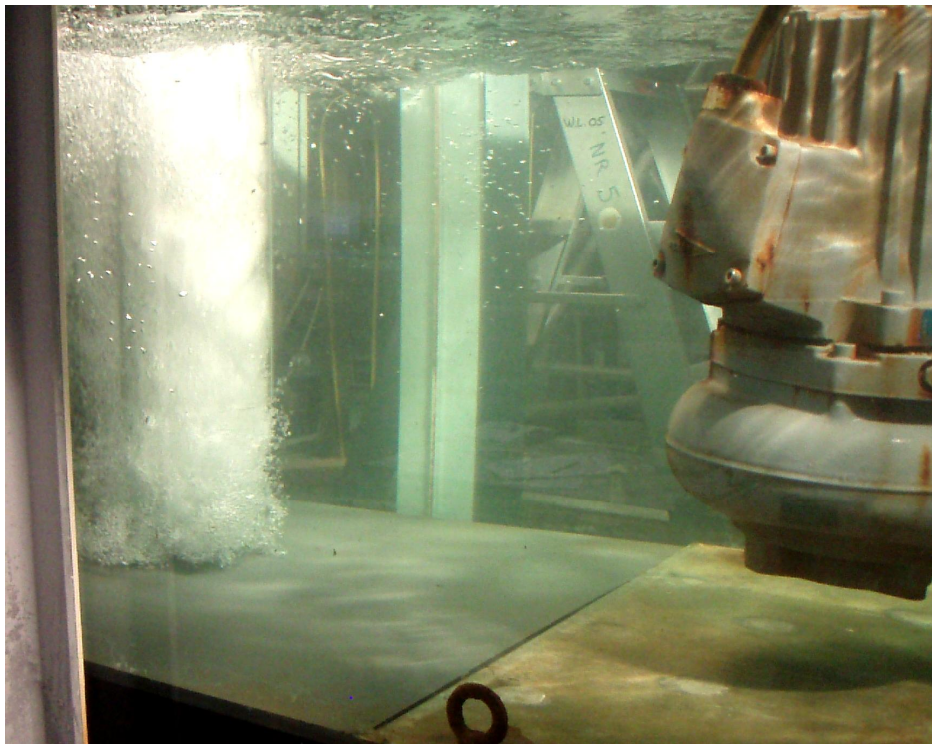
Figuur A.22 laat de werking van het deflectieschot zien. De waterjet wordt afgebogen en de luchtballen stijgen naar het wateroppervlak voordat ze bij de pomp komen.

De valpijp is een buis die haaks op het binnenkomende riool wordt bevestigd met behulp van een T-stuk. De diameter van de valpijp moet gelijk zijn aan de diameter van de inkomende leiding. De afstand tussen de bodem van de kelder en de valpijp dient minimaal 1D te zijn (zie Figuur A.23).

Door het T stuk wordt de buis aan de bovenkant belucht en kan het water aan de onderkant uit de leiding stromen. De luchtbellen hebben bij het verlaten van de valpijp geen snelheid in het horizontale vlak, waardoor ze langs de buitenkant van de valpijp weer omhoog drijven (zie Figuur A.24).



Figuur A.23 Afmetingen valpijp



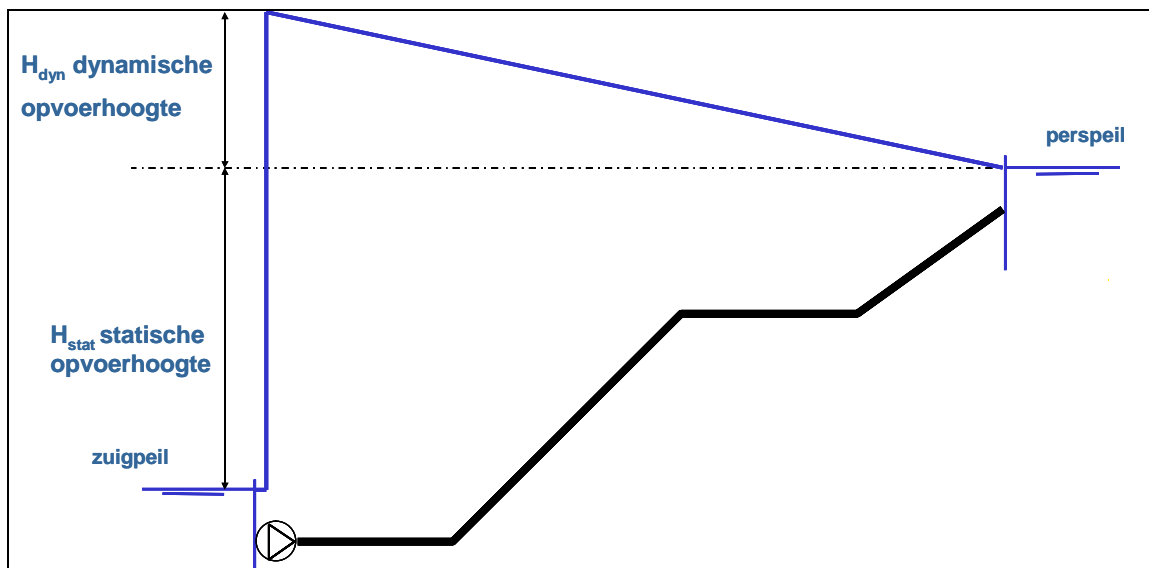
Figuur A.24 Valpijp in de proefopstelling (Kranendonk (2007))

Een andere in de praktijk toegepaste oplossing is om de uitstroomopening af te dekken met een rubberen flap. Voordeel hiervan is dat een obstakel uit het riool makkelijk verwijderd kan worden.

## A.5 Pompen in leidingsystemen

### A.5.1 Systeemkarakteristiek en werkpunt

Een bepaald systeem bestaat slechts uit een pomp en een leiding. De pomp transporteert vloeistof naar een hoger gelegen punt. De pomp moet naast de statische opvoerhoogte  $H_p$  ook de weerstand die de stroming ondervindt leveren  $\Delta h_d$ , de dynamische opvoerhoogte. De statische opvoerhoogte is het verschil tussen het perspeil en het zuigpeil. Het perspeil is de drukhoogte aan de perszijde van de pomp zonder debiet door de pomp. Het zuigpeil is de drukhoogte aan de zuigzijde van de pomp zonder debiet door de pomp. De dynamische opvoerhoogte is afhankelijk van het debiet.



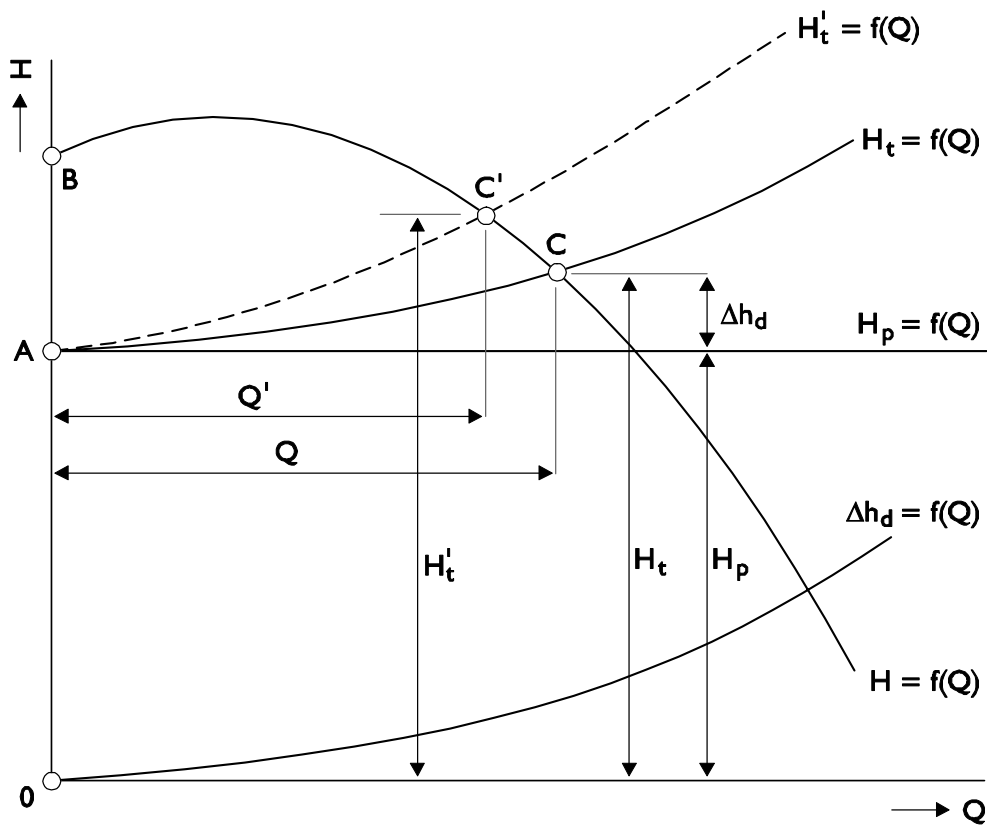
Figuur A.25 Definitie van zuigpeil, perspeil, statische opvoerhoogte en dynamische opvoerhoogte

In Figuur A.26 de pompkromme  $H=f(Q)$  met meerdere systeemkarakteristieken van de leiding getekend

De totale opvoerhoogte die de pomp moet overwinnen is  $H_t = H_p + \Delta h_d$ . Het werkpunt van de pomp wordt bepaald door het snijpunt van beide kromme, punt C. De opvoerhoogte die de pomp kan leveren bij dat debiet komt overeen met de totale opvoerhoogte die nodig is om dat debiet door het systeem te transporteren.

Wanneer bijvoorbeeld door vervuiling de weerstand toeneemt ( $H_t' = f(Q)$ ), snijdt het de pompkromme op punt  $C'$ . De geleverde opvoerhoogte stijgt naar  $H_t'$ , het geleverde debiet daalt naar  $Q'$ .

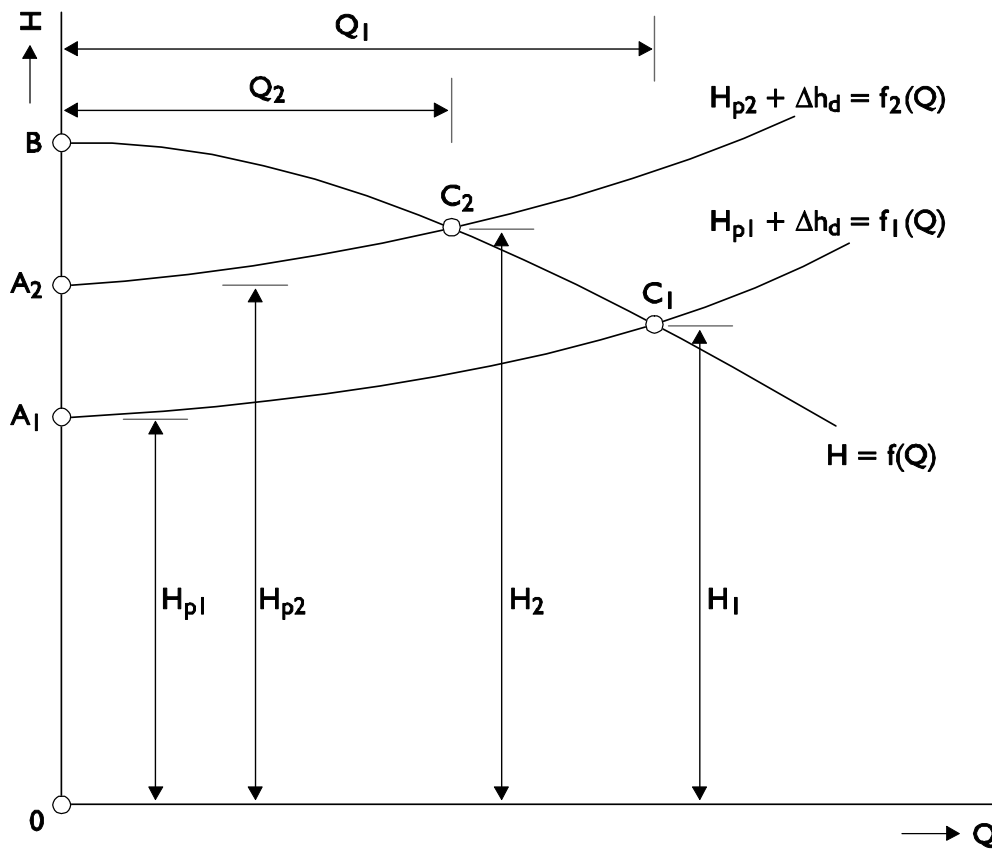




Figuur A.26 Pompkromme en systeemkarakteristiek van een leidingsysteem

#### A.5.2 Verandering van werkpunt door fluctuatie in de statische opvoerhoogte

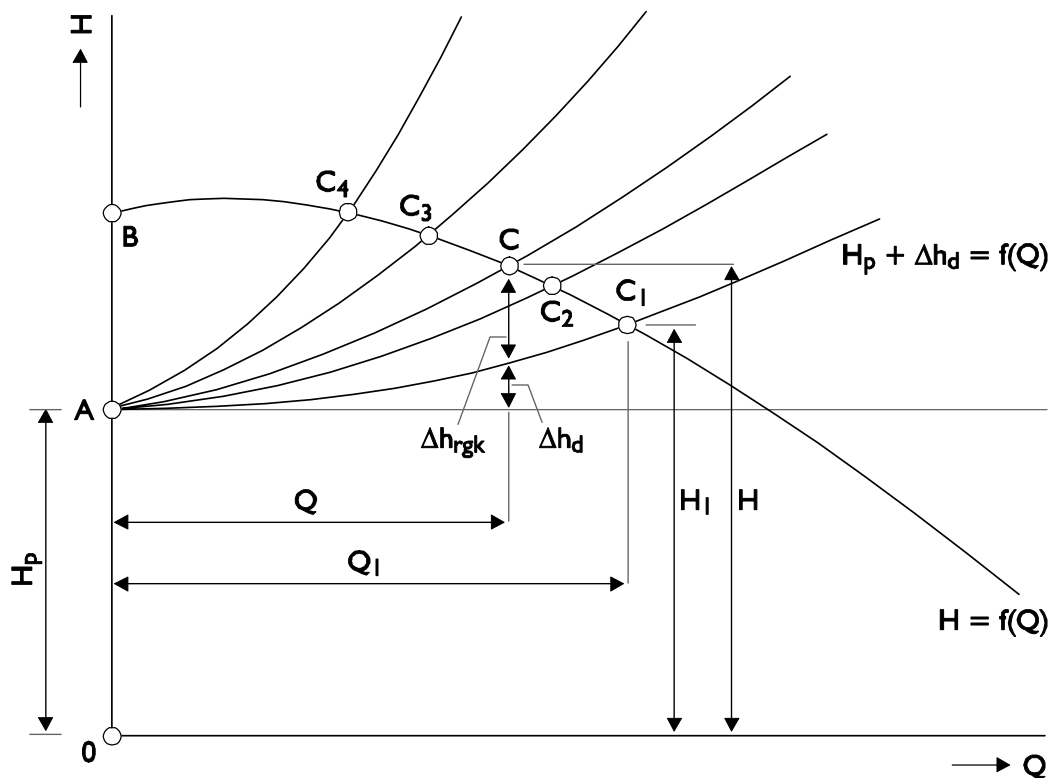
Het kan in de praktijk gebeuren dat de statische opvoerhoogte van het systeem wijzigt, bijvoorbeeld doordat een tank gevuld wordt terwijl de lucht erboven samengedrukt wordt. De dynamische opvoerhoogte wijzigt daardoor niet. Figuur A.27 laat zien hoe de systeemkarakteristiek wijzigt. De totale opvoerhoogte gaat van  $H_1$  naar  $H_2$  en het debiet verkleint van  $Q_1$  naar  $Q_2$ . Het lijnstuk C1-C2 stelt het werkgebied van de pomp voor.



Figuur A.27 Pompkromme en systeemkarakteristiek met fluctuerende statische opvoerhoogte

### A.5.3 Verandering van werkpunt door fluctuerende transportverliezen

Figuur A.28 laat zien wat er met de systeemkromme gebeurt als de wandruwheid toeneemt.



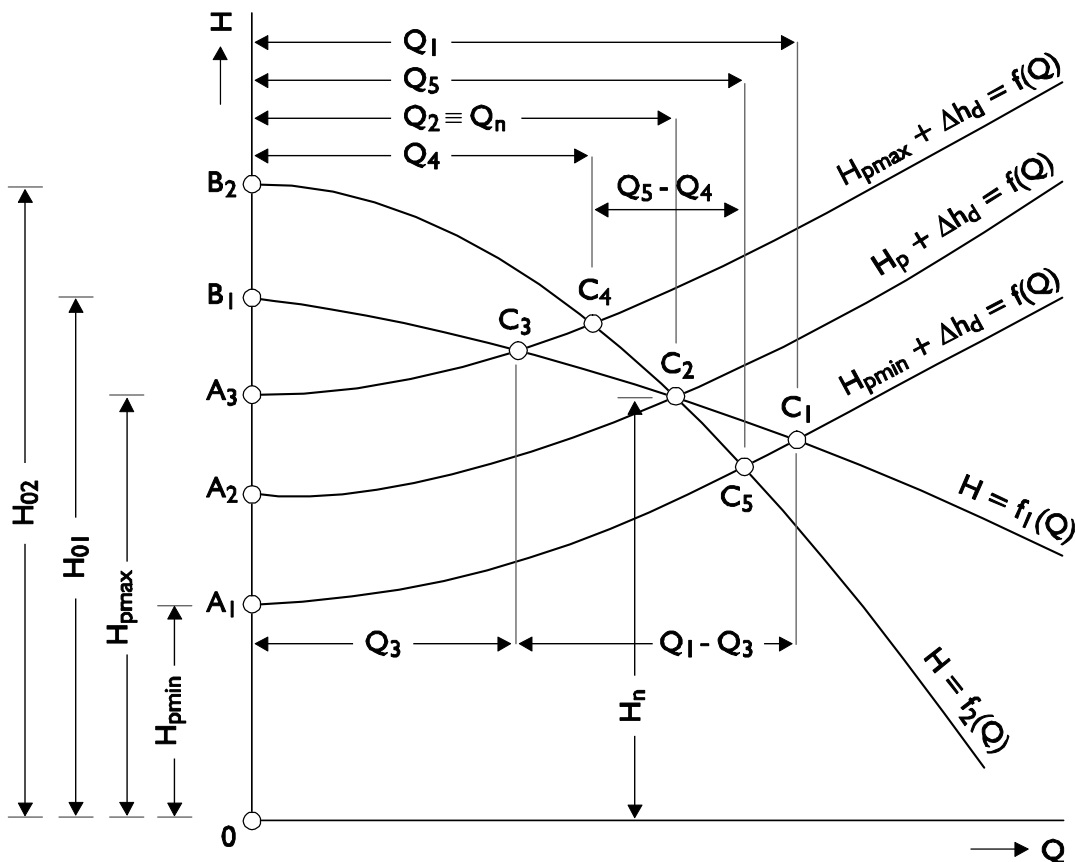
Figuur A.28 Pompkromme en systeemkarakteristiek in een leidingsysteem met variërende transportverliezen

#### A.5.4 Vergelijken van verschillende pompen

Het type pomp bepaalt in grote mate het gedrag van het totale systeem in termen van werkpunt wanneer de systeemkarakteristiek wijzigt. Figuur A.29 laat een steile en een vlakke pompkarakteristiek zien. De statische opvoerhoogte varieert tussen  $H_p$  min en  $H_p$  max. Voor de pomp met een steile pompkromme levert dit een werkgebied op van  $C_4$  tot  $C_5$  met een debiet tussen  $Q_5$  en  $Q_4$ . Voor de pomp met een vlakke pompkromme levert dit een werkgebied op van  $C_1$  tot  $C_3$  met een debiet tussen  $Q_1$  en  $Q_3$ .

Pompen met een vlakke karakteristiek leveren bij relatief kleine veranderingen in de totale opvoerhoogte grote veranderingen in debiet op. Dit kan heel nuttig zijn wanneer voor een systeem een grote verschil in debiet opgelegd moet kunnen worden.

Pompen met een steile karakteristiek zorgen ervoor dat kleine verandering in debiet bij relatief grote variatie in opvoerhoogte. Dit kan nuttig zijn wanneer een grote variatie in debiet ongewenst is.



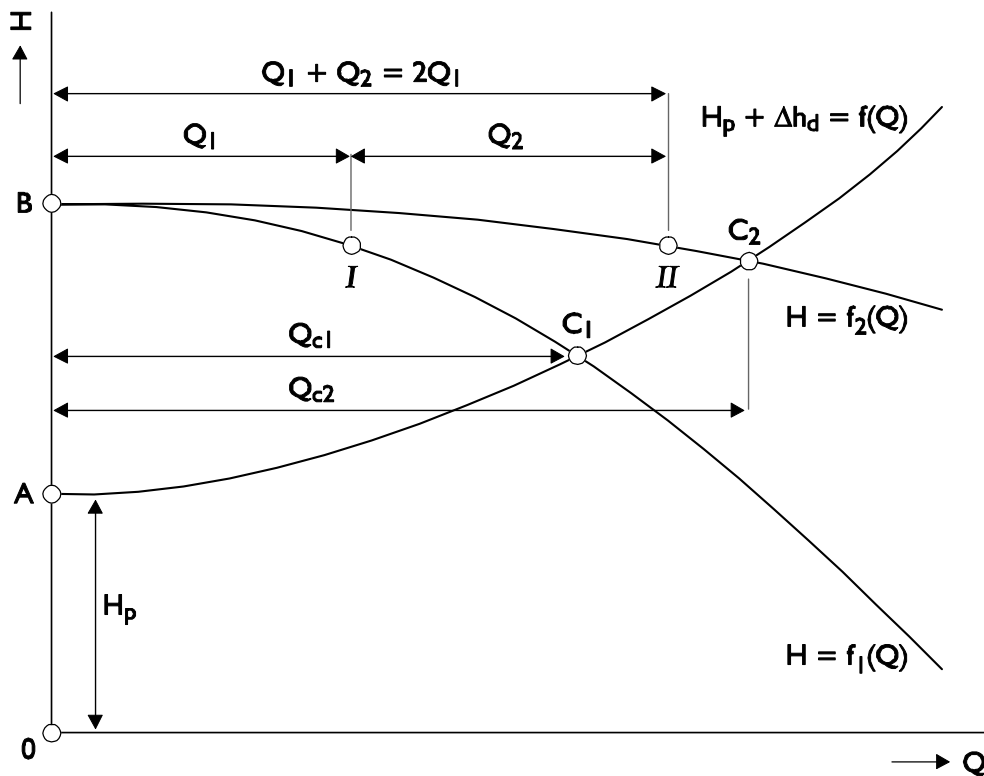
Figuur A.29 Vergelijken van verschillende pompkrommes

## A.5.5 Parallel en serieel bedrijf van pompen

Parallele en seriële schakeling van pompen wordt toegepast wanneer één pomp alleen het gevraagde debiet, respectievelijk de gevraagde opvoerhoogte niet haalt.

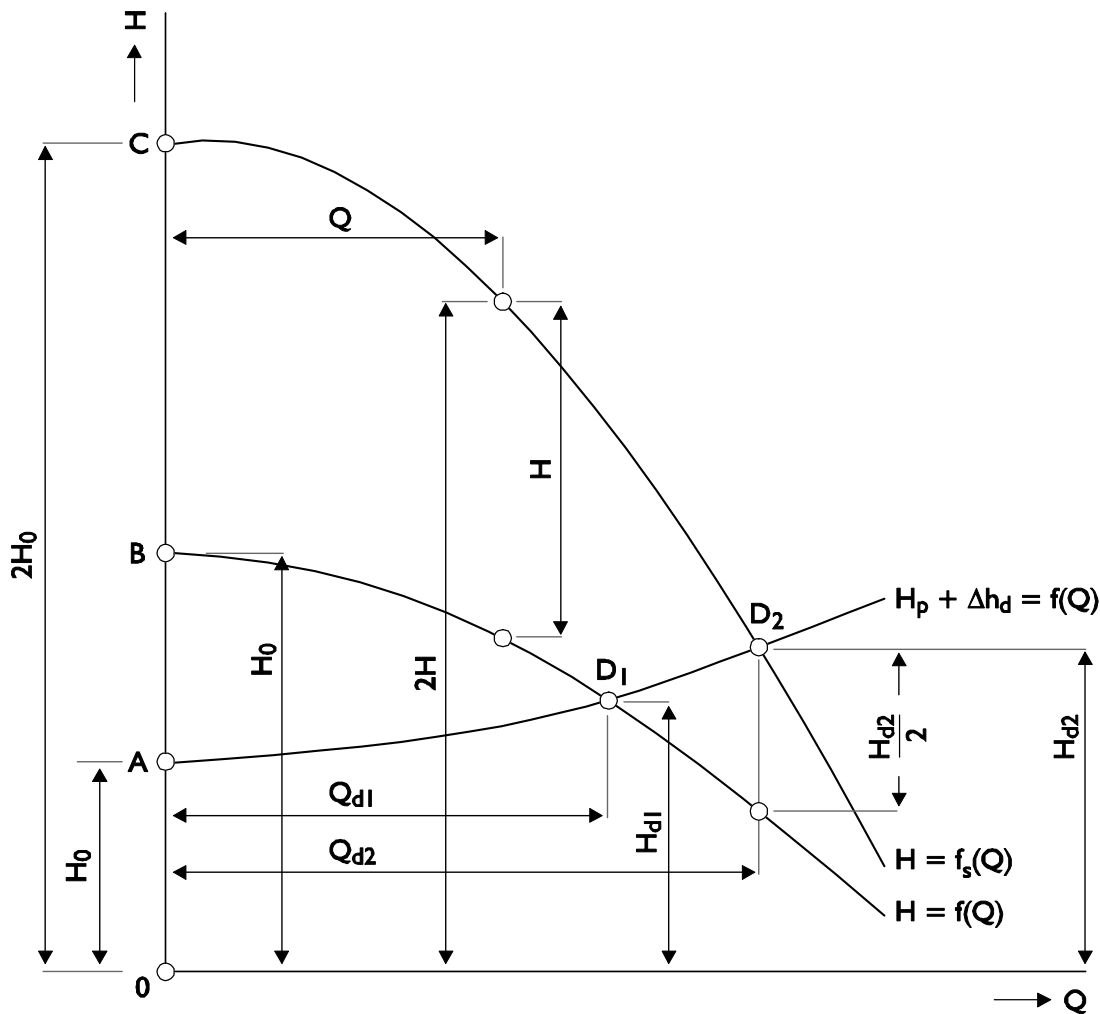
Twee identieke pompen die parallel geschakeld zijn, leveren een totale pompkarakteristiek waarvan de totale opvoerhoogte gelijk is aan de individuele pomp maar het debiet twee keer zo groot is. Figuur A.30 laat de QH kromme  $H = f_1(Q)$  zien van de individuele pomp en de gecombineerde Q-H kromme  $H = f_2(Q)$  van de twee parallel geschakelde pompen.

Het werkpunt van het systeem is het snijpunt  $C_2$  van de gecombineerde QH kromme en de systeemkarakteristiek. Belangrijk is te weten dat twee pompen die parallel werken altijd minder debiet leveren dan twee maal het debiet van één pomp aan hetzelfde systeem. Dit volgt uit Figuur A.30 waar te zien is dat  $Q_{c2} < 2 \cdot Q_{c1}$ . Dit komt omdat de hydraulische weerstand toeneemt met het kwadraat van het debiet.



Figuur A.30 Parallel bedrijf van twee pompen

Twee identieke pompen die in serie geschakeld zijn, leveren een totale pompkarakteristiek waarvan de totale opvoerhoogte twee keer zo groot is als de individuele pomp maar het debiet even groot is. Wanneer twee pompen in serie geschakeld zijn leveren de pompen per definitie hetzelfde debiet. De totale opvoerhoogte is twee keer zo groot als de individuele opvoerhoogte van de pomp (bij gelijke pompen) (zie Figuur A.31).



Figuur A.31 Serieel bedrijf van pompen

## A.5.6 Verandering van pomptoerental

Wanneer de pompkarakteristieken van een pomp bij een bepaald toerental bekend is, kan men via de affiniteitsregels bepalen hoe deze veranderen wanneer het toerental gewijzigd wordt. De hydraulische karakteristieken van 2 gelijkvormige pompen draaiend met verschillende toerentallen, kunnen derhalve van elkaar afgeleid worden met behulp van affiniteitsregels. Dit kan worden toegepast op pompen van gelijk ontwerp en vormgeving en kan worden gebruikt om de karakteristieken van de pomp te bepalen voor een ander toerental.

Onder verwaarlozing van de viscositeitseffecten luiden de affiniteitsregels voor het pompdebiet, opvoerhoogte en hydraulisch vermogen:

$$\frac{Q_b}{Q_a} = \frac{n_b}{n_a} \quad (\text{A.39})$$

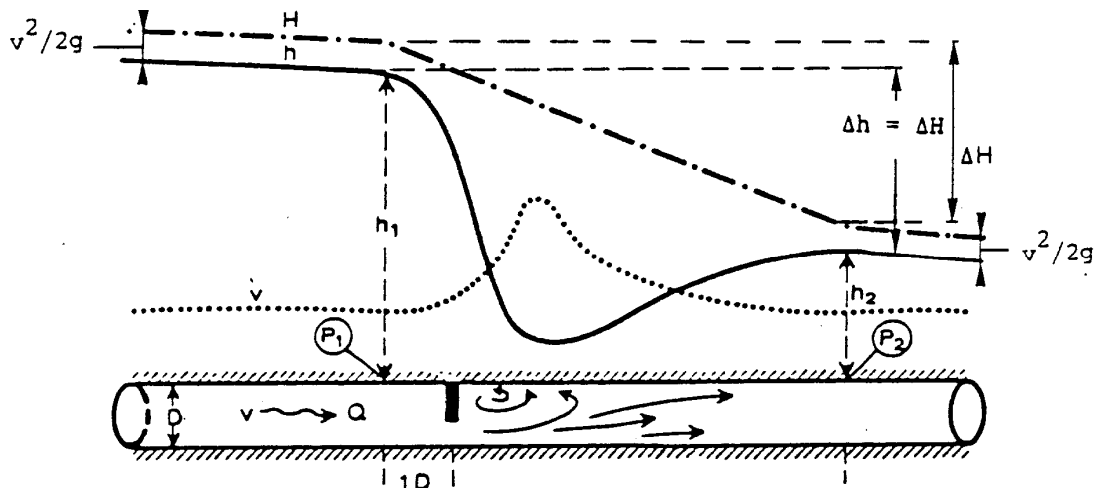
$$\frac{H_b}{H_a} = \left( \frac{n_b}{n_a} \right)^2 \quad (\text{A.40})$$

$$\frac{P_b}{P_a} = \left( \frac{n_b}{n_a} \right)^3 \quad (\text{A.41})$$

## A.6 Afsluiters en terugslagkleppen

### A.6.1 Afsluiters

Het principe van de debietbeïnvloeding door de klep is gebaseerd op een verandering van het doorstroomprofiel in het klephuis door het aanbrengen van een obstakel (restrictie). De grootte van de restrictie is daarbij een functie van de klepstand. Beschouwing van zo'n restrictie in een leiding (Figuur A.32) geeft inzicht in de samenhang van de verschillende hydraulische parameters.



Figuur A.32 Druk- en snelheidsverloop bij regelklempe

Over de restrictie zal door het insnoeren van de stroomlijnen in de vloeistof een drukkaling optreden. In de doorsnede waar de insnoering het sterkst is (vena contracta) bereikt de druk een minimum waarde. Stroomafwaarts in de leiding treedt weer een gedeeltelijk drukherstel op. De uiteindelijke drukval  $\Delta p$  over de klep kan worden uitgedrukt in de dichtheid van de vloeistof  $\rho$ , de leidingdoorlaat  $A$ , het leidingdebiet  $Q$  en een dimensieloze verliescoëfficiënt  $\xi$ , die afhankelijk is van de geometrie van de restrictie en in mindere mate van de viscositeit en het getal van Reynolds.

### A.6.2 Klepkarakteristieken

De afvoer karakteristiek geeft het verband tussen het debiet  $Q$  door de klep en het drukverschil  $\Delta p$  over de klep als functie van de klepstand. Dit verband wordt uitgedrukt in een afvoercoëfficiënt  $K_v$  of  $C_v$ , dan wel een verliescoëfficiënt  $\xi$ .

De coëfficiënten zijn afgeleid uit de algemene vergelijking voor een Newtonse turbulente stroming door een restrictie in een leiding onder cavitatie-vrije omstandigheden:

$$\Delta h = \xi \frac{v^2}{2g} \rightarrow \Delta p = \rho g \Delta h = \frac{1}{2} \xi \rho v^2 = \frac{1}{2} \rho \xi \frac{Q^2}{\left( \frac{\pi D^2}{4} \right)^2} \quad (\text{A.42})$$

Waarin:

$Q$	=	debiet	$[m^3/s]$
$\xi$	=	verliescoëfficiënt	$[-]$
$D$	=	klepdiameter	$[m]$
$\rho$	=	dichtheid vloeistof	$[kg/m^3]$
$\Delta p$	=	drukverschil	$[N/m^2]$

Of anders geschreven, met  $A_v$  de afvoercoëfficiënt  $[m^2]$ :

$$Q = \sqrt{\frac{2(\pi/4 \cdot D^2)^2}{\rho \xi}} \sqrt{\Delta p} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = A_v \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (A.43)$$

Hierin is  $A_v$  als een klepconstante te beschouwen. In het algemeen zal bij turbulente stroming door een klep een dergelijke relatie gelden. Iedere geometrische configuratie, dus ieder kleptype en iedere klepstand, geeft een andere  $A_v$  waarde.

In de praktijk worden de volgende genormeerde, hiervan afgeleide, afvoercoëfficiënten gebruikt  $K_v$ . De afvoercoëfficiënt  $K_v$  is gedefinieerd voor water met een dichtheid van  $1000 \text{ kg/m}^3$  tussen de 5 en  $30^\circ\text{C}$ . In woorden: de afvoercoëfficiënt  $K_v$  geeft het waterdebiet in  $m^3$  dat in een uur door de klep stroomt bij een drukverschil van 1 bar.

$$Q = K_v \sqrt{\Delta p} \quad (A.44)$$

$Q$	=	debiet	$[m^3/h]$
$\Delta p$	=	netto drukverschil over de klep	$[bar]$
$K_v$	=	afvoercoëfficiënt	$\left[ \frac{m^3}{h} \sqrt{bar} \right]$

Tussen  $\xi$  en  $K_v$  bestaat het volgende verband:

$$\xi = 1,6 \cdot 10^9 \frac{1}{K_v^2} \cdot D^4 \quad (A.45)$$

Naast de  $K_v$  wordt als afvoercoëfficiënt  $C_v$  gedefinieerd voor Amerikaanse eenheden. De afvoercoëfficiënt  $C_v$  wordt voornamelijk gebruikt in de Engelstalige wereld (Engeland, Noord-Amerika, enz), en in de olie- en gasindustrie (wereldwijd). De metrische coëfficiënt  $K_v$  worden veelal gebruikt in de landen die het SI-stelsel hanteren. De verdere beschouwingen in deze syllabus beperken zich tot de  $K_v$ .

$$Q = C_v \sqrt{\Delta p} \quad ; \quad K_v = 0.865 \cdot C_v \quad (A.46)$$

$Q$	=	debiet	$[US \text{ gallons/min}]$
$\Delta p$	=	netto drukverschil over klep	$[psi]$
$C_v$	=	afvoercoëfficiënt	$\left[ USGP \sqrt{psi} \right]$

De coëfficiënten zijn gedefinieerd voor nominale diameter van klep en de boven en benedenstroomse leiding, ongeacht de werkelijke interne diameter van de klep. Dat betekent

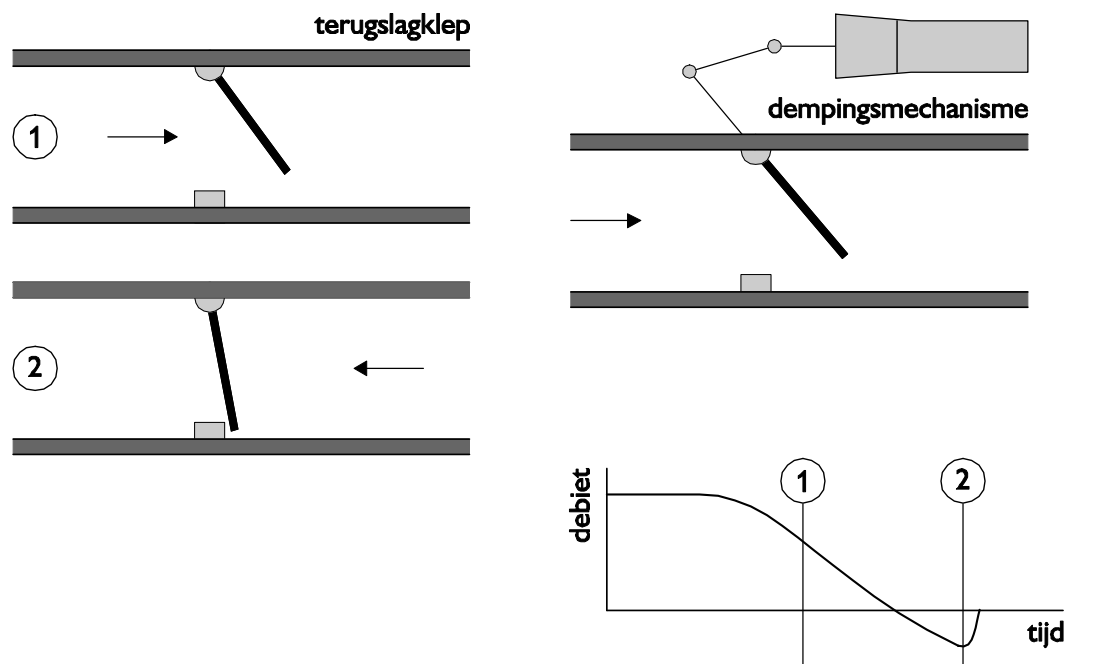


dat voor een DN200 vlinderklep de nominale diameter 200 mm is (DN =Diametre Nominal). De  $K_v$  of  $C_v$  coëfficiënten van een DN200 klep kunnen onderling vergeleken worden ongeacht het kleptype of de effectieve doorlaat van de klep. Voor afwijkende aansluitende leidingdiameters worden correctiefactoren toegepast. De wijze van vaststellen van de afvoercharacteristieken is vastgelegd in normen.

De afvoercoëfficiënten ( $K_v$ ,  $C_v$ ) en verliescoëfficiënt ( $\xi$ ) zijn een functie van de klepopening. De afvoercoëfficiënt  $K_v$  voor volledig geopende klep geeft een kental voor de klep en vormt een goede basis voor vergelijking van verschillende kleptypen en voor een eerste keuze van toe te passen kleptype en klepdiameter bij leidingontwerp uit oogpunt van gewenste debieten. De dimensieloze verliescoëfficiënt  $\xi$  is vooral handig bij het doorrekenen van leidingssystemen op hydraulische verliezen van alle soorten stroomverstoringen zoals bochten, diameterovergangen, T-stukken, kleppen, terugslagkleppen, enz.

### A.6.3 Terugslagkleppen

Een terugslagklep is een betrekkelijk simpel apparaat, bestaande uit een klephuis rond één of meerdere roterende of translaterende afsluitorganen, welke tot doel heeft vloeistof slechts in een richting door te laten (Figuur A.33). De beweging van de afsluitorganen wordt primair gestuurd door de vloeistof. Bij een aantal typen wordt deze beweging bovendien beïnvloed door een dempingsmechanisme, wat de beweging van de afsluitorganen (in het algemeen alleen gedurende het laatste gedeelte van het sluittraject) vertraagt.

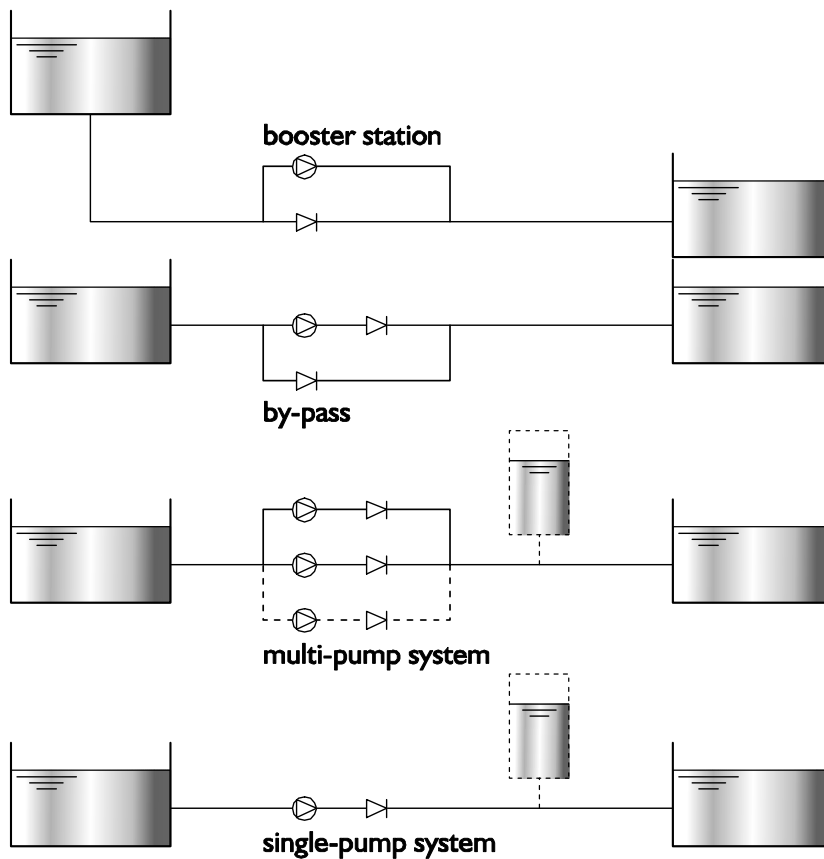


Figuur A.33 Sluitgedrag terugslagkleppen

Een ideale terugslagklep zal in een vertragende stroming sluiten op het moment dat het debiet juist nul geworden is. Echter, in de praktijk zal een terugslagklep, als gevolg van traagheids- en wrijvings-effecten, sluiten in een meer of minder ontwikkeld retourdebet. De reductie van dit retourdebet tot nul (klep dicht) gaat gepaard met waterslagverschijnselen. Dit leidt aan de (aanvankelijk) benedenstroomse zijde tot een drukopbouw en aan de (aanvankelijk) bovenstroomse zijde tot een drukafbouw.

De grootte van deze drukveranderingen hangt af van de maximale retoursnelheid  $v_R$ , de tijdsduur waarin  $v_R$  tot nul afneemt en het al dan niet optreden van reflecties van drukgolven

gedurende de sluiting. Door deze drukveranderingen ontstaan krachten op het leidingsysteem en de verankering.



Figuur A.34 Inbouwsituaties

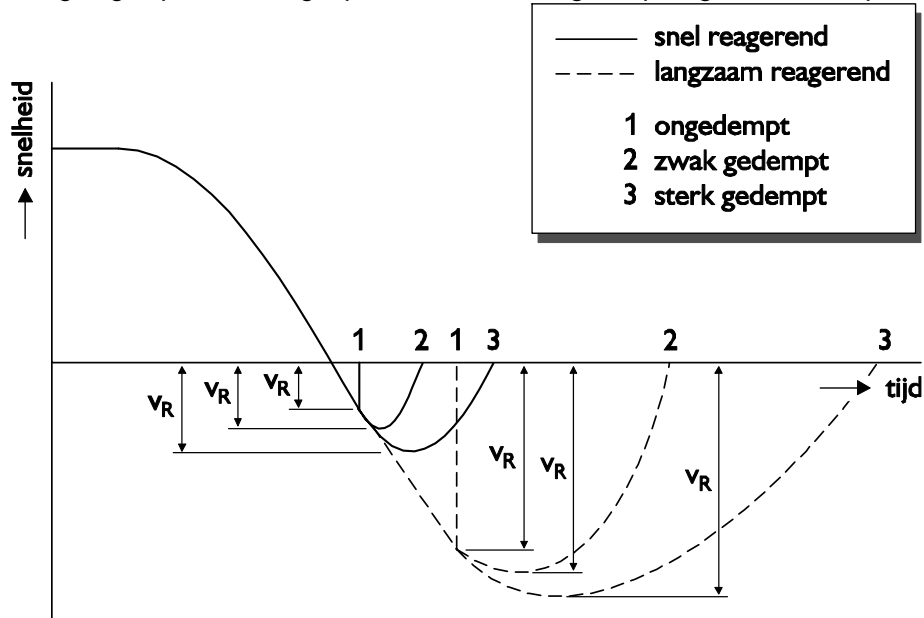
Veel voorkomende toepassingen van terugslagkleppen zijn (Figuur A.34):

- Bescherming van pomp en aandrijving tegen (te grote) retourstroming dan wel "achter-uitdraaien" (anti-rotatie) in geval van pompuitval.
- Vermijden van retourstroming door niet in gebruik zijnde parallelle pompen in pompstation.
- In een by-pass configuratie wordt de terugslagklep gebruikt als waterslagvoorziening om het ontstaan van cavitatie in de hoofdleiding te onderdrukken.
- Vermijden van retourstroming in de hoofdleiding bij een in bedrijf zijnde boosterstation.
- Afdichting van een leiding in geval van leidingbreuk om het ontsnappen van vloeistof te vermijden (bijv. in koelwatercircuits van kerncentrales).

Terugslagkleppen worden in twee categorieën onderverdeeld:

- Ongedempte terugslagkleppen: De reductie van de maximale retoursnelheid naar nul vindt vrijwel momentaan plaats ( $\Delta t_R$  is orde  $10^{-3}$  sec). De sluitbeweging en de drukveranderingen worden niet beïnvloed door reflecties van drukgolven.
- Gedempte terugslagkleppen: De reductie van de maximale retoursnelheid naar nul vindt snel plaats voor zwak gedempte kleppen ( $\Delta t_R$  is orde  $10^{-3}$  to  $10^{-1}$  sec) en langzaam voor sterk gedempte kleppen ( $\Delta t_R$  is orde 1 sec). De sluitbeweging en de drukveranderingen kunnen beïnvloed worden door reflecties van drukgolven.

Wanneer de reductietijd  $\Delta t_R$  meer dan 2 sec bedraagt is er nauwelijks meer sprake van een terugslagklep en wordt gesproken van een regelklep of gestuurde klep.



Figuur A.35 Terugslagkleppen onderscheiden naar hun werking

Het dynamische gedrag van zowel ongedempte als gedempte terugslagkleppen kunnen gekarakteriseerd worden met:

- Snel reagerende kleppen: De maximale retoursnelheid  $v_R$  is relatief klein.
- Langzaam reagerende kleppen: De maximale retoursnelheid  $v_R$  is relatief groot.

#### A.6.4 Karakteriseren van terugslagkleppen

Het stationaire gedrag van terugslagkleppen wordt gekarakteriseerd met de stationaire karakteristiek, waarin het verband tussen het drukverschil over de klep en het debiet is gegeven.

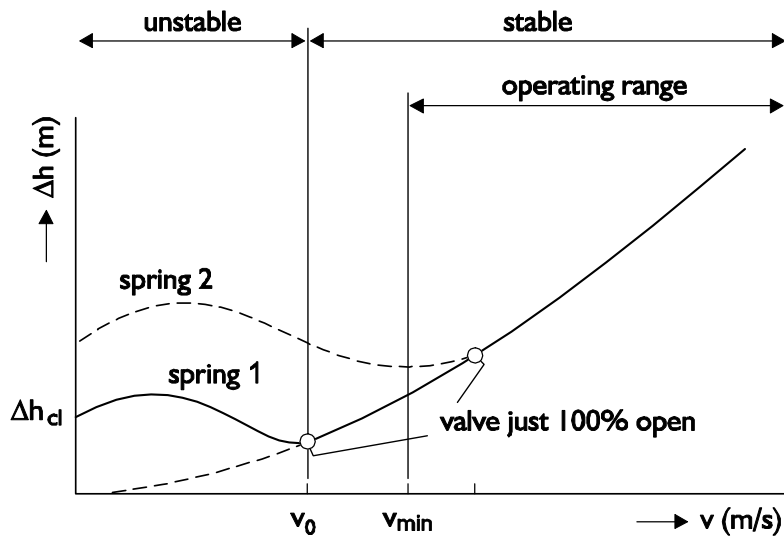
Het drukniveauverschil over de klep wordt beschreven met vergelijking (A.12), hier herhaald:

$$\Delta H = \xi \frac{v^2}{2g}$$

De dimensieloze weerstands of verliescoëfficiënt  $\xi$  is een functie van de kleppositie  $\theta$ . Voor turbulente stationaire stromingen met hoge getallen van Reynolds (vergelijking (A.6)) min of meer constant.

In de stationaire karakteristiek is het verband gegeven tussen druk(niveau)verschil en vloeistofsnelheid/debiet. In Figuur A.36, waarin het drukniveau-verschil is uitgezet als functie van de vloeistofsnelheid, zijn de karakteristieken weergegeven van een translenderend (nozzle) type terugslagklep voor twee verschillende veren. Het drukverschil  $\Delta h_{cl}$  is de waarde waarbij de klep juist begint te openen. De kritische snelheid  $v_o$  is de vloeistof-snelheid waarbij de klep juist volledig geopend is. De karakteristiek is parabolisch voor vloeistof-snelheden groter dan de kritische snelheid, vanwege het feit dat  $\xi$  constant is voor een volledig geopende klep. Bij afnemend debiet begint de terugslagklep te sluiten vanaf het moment dat de kritische snelheid  $v_o$  overschreden wordt. Daarbij kan, als gevolg van een toename van de weerstand, het druk(niveau)verschil over de klep wat toenemen.

Afhankelijk van het kleptype kan de stationaire karakteristiek beïnvloed worden door veren (sterker, zwakker), gewichten en ballen (zwaarder, lichter) en de slag of maximale rotatiehoek van de bewegende delen.

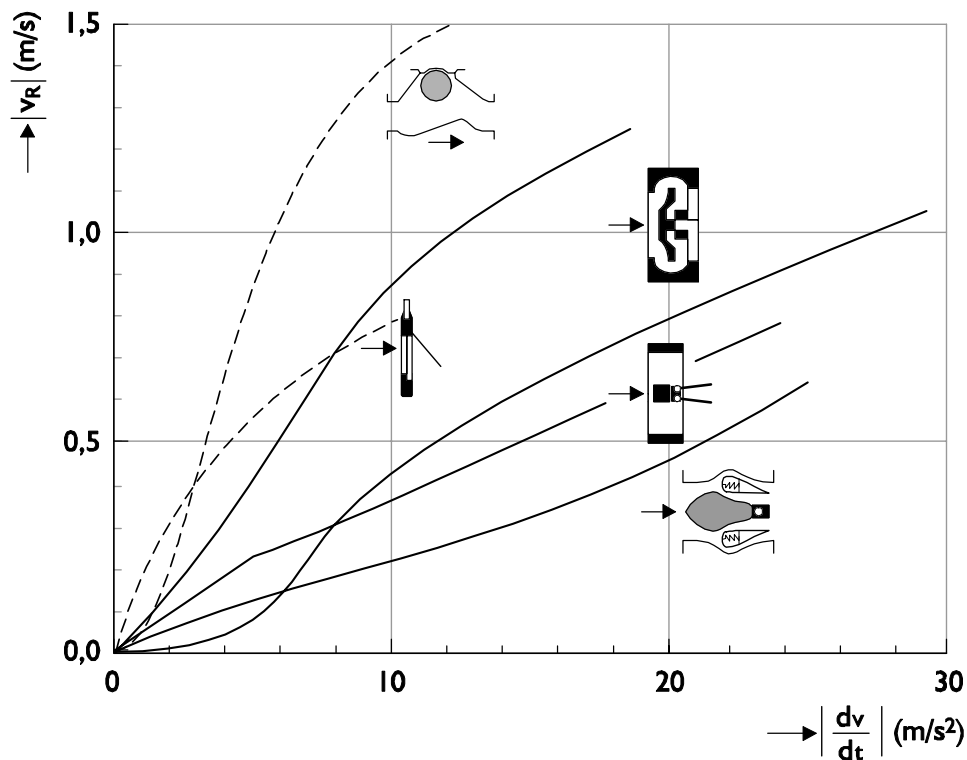


Figuur A.36 Stationaire karakteristiek

Het sluitgedrag van ongedempte terugslagkleppen wordt beschreven in de zogenaamde "dynamische" karakteristiek:

$$v_R = f\left(\frac{dv}{dt}\right) \quad (A.47)$$

Op de horizontale as is een karakteristieke vloeistofvertraging uitgezet. Op de verticale as is de maximale retoursnelheid uitgezet welke doorgaans optreedt direct voordat de bewegende delen op de zitting terecht komen.



Figuur A.37 Dynamische karakteristieken van DN200 terugslagkleppen voor horizontale inbouw

Een ideale terugslagklep zal sluiten op het moment dat het debiet juist nul geworden is, zonder dat de sluiting extra drukvariaties tot gevolg heeft en zonder dat hameren optreedt. Dit gedrag zal onafhankelijk van de vloeistofvertraging moeten zijn. De dynamische karakteristiek van een ideale terugslagklep valt daarom samen met de horizontale as.

Afhankelijk van het kleptype wordt de dynamische karakteristiek beïnvloed door de diameter van de klep, veren (sterker, zwakker), gewichten en ballen (zwaarder, lichter) en de slag of maximale openingshoek van de bewegende delen.

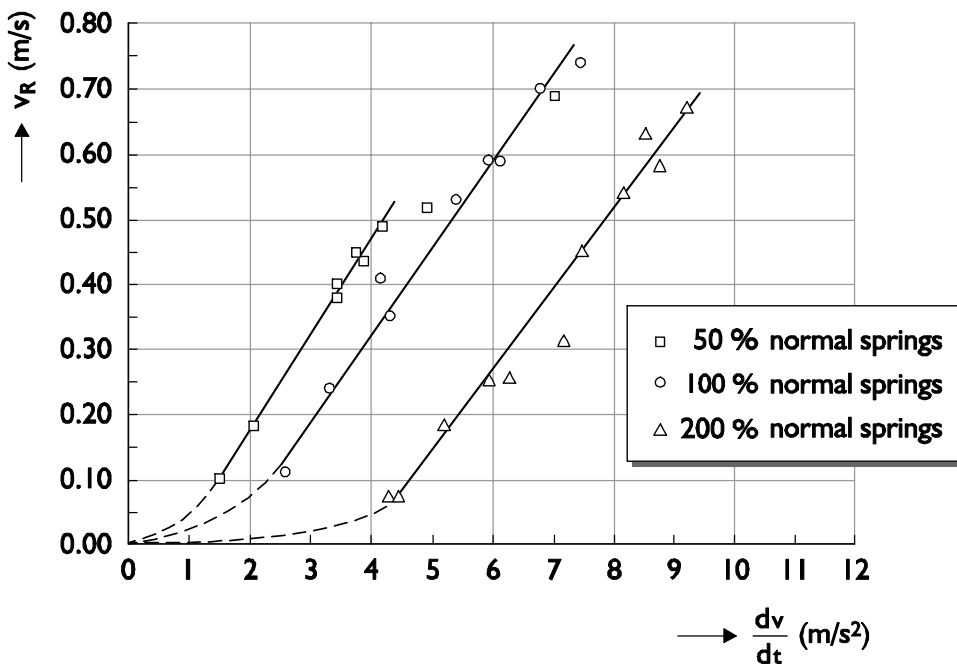
De dynamische karakteristiek kan ook worden gebruikt in een dimensieloze vorm:

$$\frac{v_R}{v_o} = f\left(\frac{D}{v_o^2} \frac{dv}{dt}\right) \quad (\text{A.48})$$

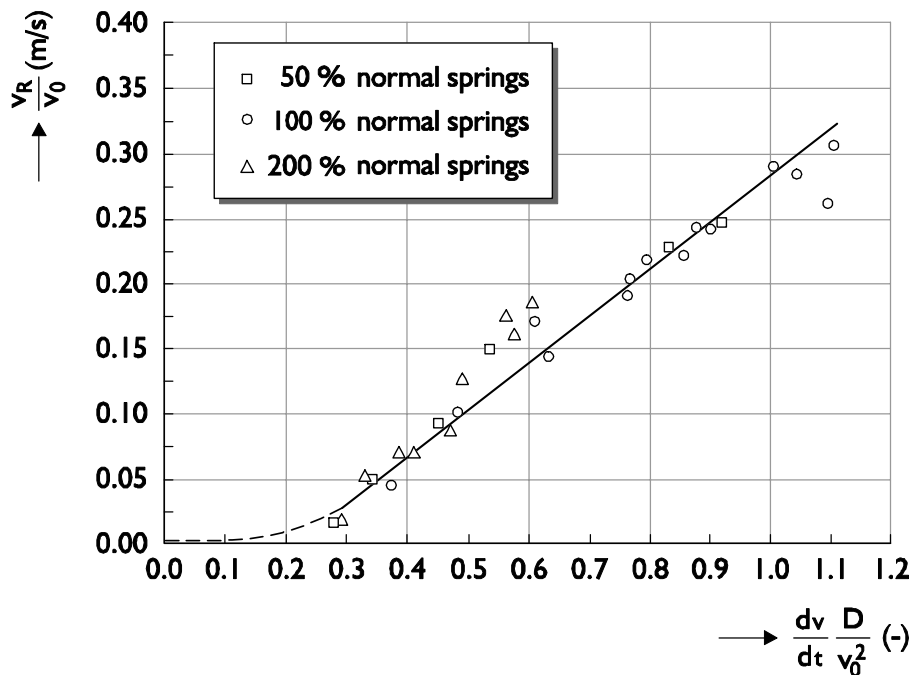
$v_R$	=	maximale retoursnelheid	[m/s]
$v_o$	=	kritische snelheid	[m/s]
$D$	=	inwendige diameter	[m]
$\frac{dv}{dt}$	=	karakteristieke vloeistofvertraging	[m/s <sup>2</sup> ]

Afhankelijk van het kleptype kan de dimensieloze dynamische karakteristiek beïnvloedt worden door gewichten en ballen (zwaarder, lichter) en de slag of maximale rotatiehoek van de bewegende delen, maar niet door de klepdiameter en parameters die (uitsluitend) gerepresenteerd worden door de kritische snelheid (zoals veren).

In Figuur A.38 zijn gemeten dynamische karakteristieken weergegeven van een translenderend (nozzle) type 800 mm terugslagklep voor drie verschillende veren. Dezelfde meetgegevens zijn in Figuur A.39 in dimensieloze vorm gepresenteerd.



Figuur A.38 Dynamische karakteristiek van een DN800 translenderende (nozzle-type) terugslagklep voor drie verschillende veren



Figuur A.39 Dimensieloze dynamische karakteristiek van een DN800 translerende (nozzle type) terugslagklep voor drie verschillende veren

## A.7 Waterslag in leidingsystemen

Waterslag is een fysisch fenomeen dat zich voor kan doen bij geheel met vloeistof gevulde leidingen. Veranderingen in het debiet leiden altijd tot drukveranderingen, die zich als een onder- of overdruk golf door de leiding voortplanten. Deze drukgolven worden waterslag genoemd. Beide type drukgolven kunnen ervoor zorgen dat de sterkte van de leiding in het geding komt. Onderdruk golven kunnen tevens cavitatie tot gevolg hebben, als de druk in de vloeistof tot de dampspanning daalt.

Het verschijnsel waterslag kan het beste worden gedefinieerd als: het gelijktijdige optreden van druk- en snelheidsveranderingen in gesloten leidingen.

Snelheidsveranderingen kunnen worden veroorzaakt door het openen/sluiten van afsluiters en het starten/stoppen van pompen. Maar ook door het ontluichten van een leiding kan waterslag ontstaan.

Waterslag kan optreden in elk soort leidingsysteem en transportvloeistof: lange en korte systemen met grote en kleine diameters in enkelvoudige en vertakte netwerken voor het transport van bijvoorbeeld olie, rioolwater, drinkwater, koelwater, baggerspecie, etc.

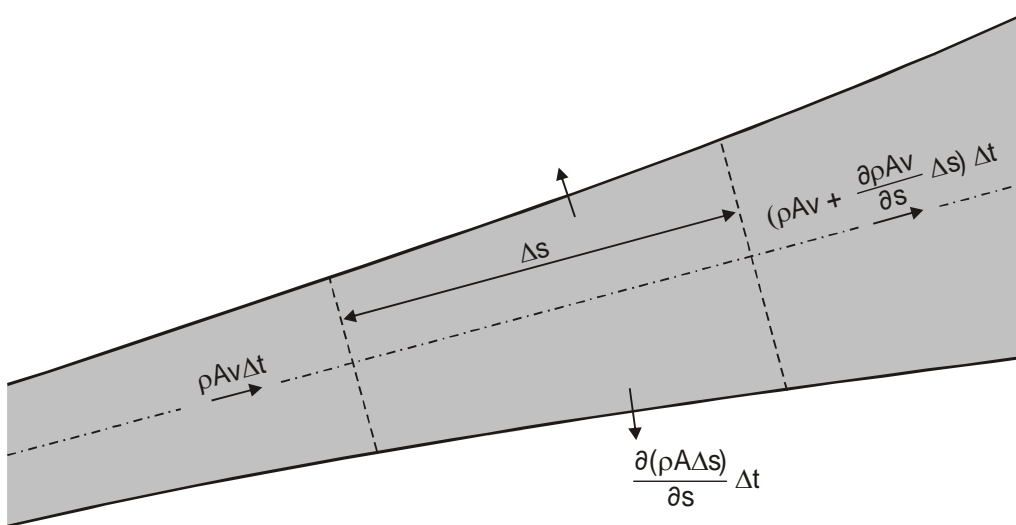
### A.7.1 Voortplantingssnelheid

De golfsnelheid kan worden afgeleid uit de continuïteitsvergelijking en representeert alle elastische berging in de leiding; compressibiliteit van de vloeistof, radiale en axiale expansie van de leiding:

$$\frac{1}{c^2} = \rho \left( \frac{1}{K} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dp} + \frac{1}{\Delta s} \frac{d\Delta s}{dp} \right) = \rho \left( \frac{1}{K} + \frac{D}{eE} \right) \quad (\text{A.49})$$

Waarin:

$c$	=	Voortplantingssnelheid	[m/s]
$\rho$	=	Dichtheid	[kg/m <sup>3</sup> ]
$K$	=	Compressiemodulus	[N/m <sup>2</sup> ]
$A$	=	Oppervlak dwarsdoorsnede leiding	[m <sup>2</sup> ]
$p$	=	Druk	[Pa]
$\Delta s$	=	Leidingelement	[m]
$D$	=	Leidingdiameter	[m]
$e$	=	Wanddikte	[m]
$E$	=	Elasticiteitsmodulus (Young's modulus)	[N/m <sup>2</sup> ]



Figuur A.40 Massabalans voor een leidingelement  $\Delta s$

De elastische eigenschappen van een leiding kunnen ook worden samengevat in de waterslagberging  $\lambda_0$  [m<sup>2</sup>]:

$$\lambda_0 = \frac{\Delta V}{\Delta H} = \frac{g \cdot V}{c^2} \quad (\text{A.50})$$

Waarin:

$\Delta V$	=	Volume verandering	[m <sup>3</sup> ]
$\Delta H$	=	Verandering in drukhoogte	[m]
$g$	=	Gravatieversnelling	[m/s <sup>2</sup> ]
$V$	=	Leidingvolume	[m <sup>3</sup> ]
$c$	=	Voortplantingssnelheid drukgolven	[m/s]

Bovenstaande vergelijking geldt alleen als er geen lucht in de leiding aanwezig is. Indien er wel gasbellen in de leiding zitten, moet er een term worden toegevoegd aan vergelijking (A.49). De waterslagberging in de leiding verandert, omdat de gasbel comprimeert en expandeert onder invloed van de druk volgens de ideale gaswet:

$$p \cdot V^k = C \quad (\text{A.51})$$

Waarin:

$k$	=	polytropische constante	[-]
-----	---	-------------------------	-----



Ofwel;

$$A_{gas} = \frac{\Delta V}{\Delta H} = \frac{\rho \cdot g \cdot V_i}{k \cdot p_i} \quad (\text{A.52})$$

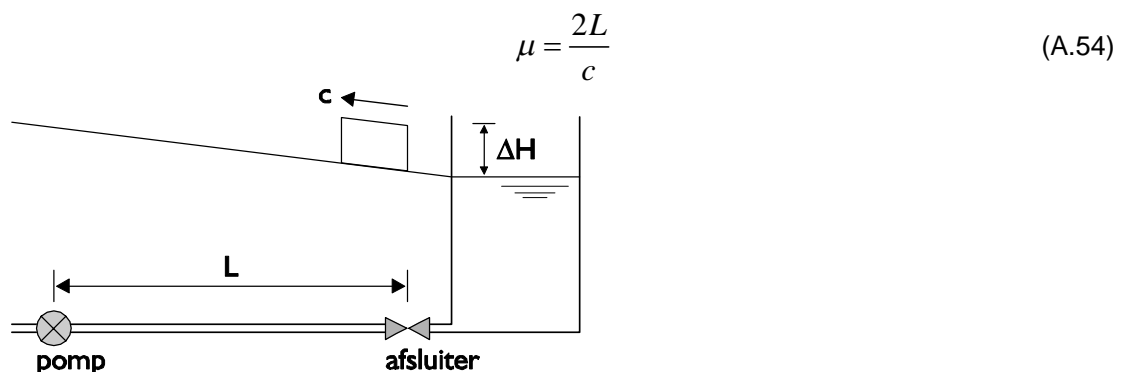
De totale waterslagberging in het systeem met gasbellen is de som van vergelijkingen (A.50) en (A.52). Hier kan een gemiddelde golfsnelheid uit afgeleid worden:

$$\lambda_0 + A_{gas} = \frac{\Delta V}{\Delta H} \equiv \frac{g \cdot V}{c^2} + \frac{\rho \cdot g \cdot V_i}{k \cdot p_i}$$

$$\frac{1}{c_{gas}^2} = \frac{1}{c_0^2} + \frac{\rho \cdot V_i}{k \cdot p_i \cdot V} \quad (\text{A.53})$$

### A.7.2 Looptijd

De looptijd van de drukgolven  $\mu$  [s] is de tijd die het kost voor een drukgolf om vanaf de veroorzaker van de drukgolf (sluitende klep) door de gehele (hoofd)leiding van het systeem te lopen en weer terug te keren. Deze looptijd wordt bepaald door de voortplantingssnelheid  $c$  [m/s] en de lengte van de karakteristieke lengte van het leidingsysteem  $L$  [m] volgens de formule (zie ook Figuur A.41):



$$\mu = 2 L/c$$

$c$  = voortplantingssnelheid golven

Figuur A.41 Begrip looptijd

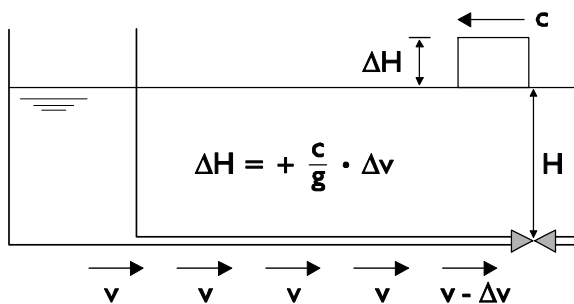
We spreken van snelle verschijnselen als de verstoring zich binnen de looptijd van de drukgolf voordoet en van langzame verschijnselen als de verstoring 5 à 10 keer langzamer is dan de looptijd.

### A.7.3 Wet van Joukowsky

Hoe groter en sneller de snelheidsveranderingen zijn, des te groter de drukveranderingen zullen zijn. "Snel" betekent hier in relatie tot de looptijd van drukgolven  $\mu$ . De wet van Joukowsky geeft het verband tussen de grootte van de snelheidsverandering ( $\Delta v$  [m/s]) en grootte van de verandering in drukhoogte ( $\Delta H$  [m]):

$$\Delta H = \pm \frac{c}{g} \Delta v \quad (\text{A.55})$$

Figuur A.42 licht deze formule toe.



Figuur A.42 Wet van Joukowsky

Voor stalen en betonnen leidingen ( $c \approx 1000$  m/s) gevuld met water geldt:  $\Delta H \approx 100 \Delta v$ . Dit betekent dat bij een relatief kleine snelheidsverandering van 0.1 m/s er een drukhoogteverandering van 10 m waterkolom ( $\sim 1$  bar) zal optreden.

Dit verband is slechts geldig indien de snelheidsverandering binnen de looptijd optreedt en het wrijvingsverlies klein is ten opzichte van de druk in de leiding. Dit is in de praktijk zeker niet altijd het geval. Verder is de toepasbaarheid van deze vuistregel beperkt bij vertakte systemen en diameterovergangen door lokale reflecties.

Waterslagverschijnselen zijn exact te berekenen met behulp van de bewegingsvergelijking, de wet van behoud van massa en de bijbehorende randvoorwaarden (leidinggegevens, pompgegevens, peilen in reservoirs enz.)

#### A.7.4 Toelaatbare druk in kunststof leidingen

De maximaal toelaatbare over- en onderdruk in een leiding is afhankelijk van de materiaalsoort. In deze paragraaf beperken we ons tot de meest gebruikte soorten: PVC (Polyvinylchloride) en HDPE (hogedichtheid polyetheen).

De maximaal toelaatbare overdruk  $P_{max}$  voor een leiding wordt gegeven door de vergelijking van Barlow (Wijdiéks 1978):

$$P_{max} = \frac{2\sigma}{\frac{D_e}{e} - 2} \quad (\text{A.56})$$

Waarin  $D_e$  de uitwendige diameter is en  $\sigma$  de toelaatbare tangentiële wandspanning. De maximaal toelaatbare tangentiële wandspanning is afhankelijk van het leidingmateriaal.

De maximale toelaatbare onderdruk  $P_{min}$  (formeel netto externe druk, in barg) voor een leiding wordt gegeven door de volgende vergelijking:

$$P_{min} = -2E \left( \frac{e}{D_i} \right)^3 \quad (\text{A.57})$$

Waarin  $D_i$  de inwendige leidingdiameter is en  $E$  de elasticiteitsmodulus van het materiaal. Overschrijden van deze maximaal toelaatbare onderdruk resulteert in het vervormen van de leiding.

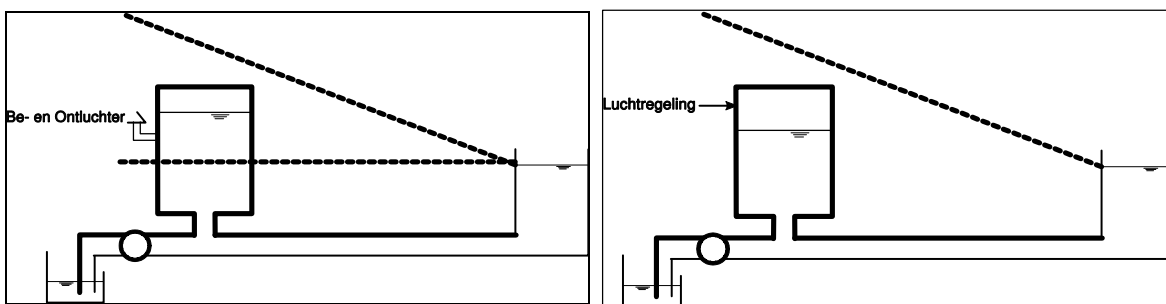
Tabel A.5 Materiaal eigenschappen van kunststof leidingen

Materiaal	Elasticiteitsmodulus ( $10^9 \text{ N/m}^2$ )	Max. Tangentiële wandspanning ( $10^6 \text{ N/m}^2$ )
PVC	3,0	12,5
HDPE (verschillende soorten)	1,0	5,0 – 8,0

#### A.7.5 Windketel als waterslagvoorziening

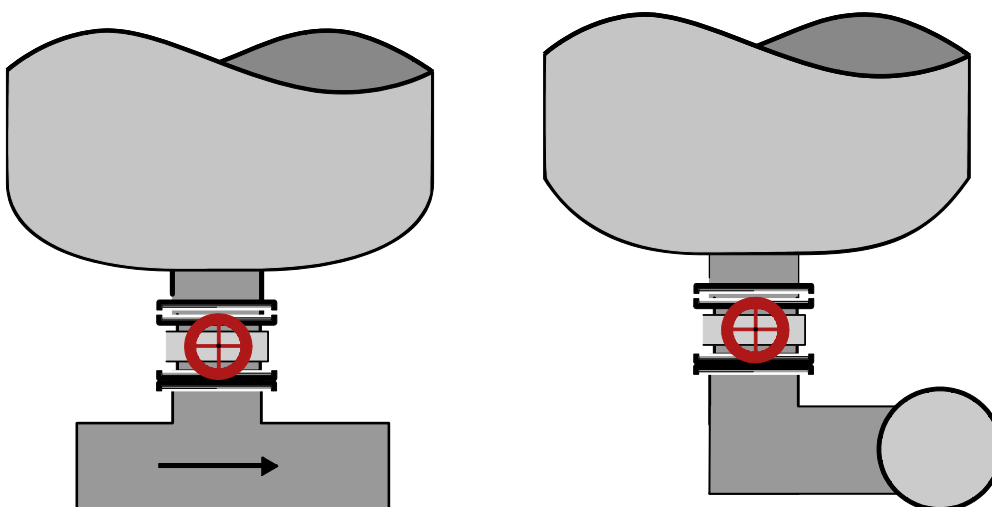
De windketel is een drukvat gedeeltelijk gevuld met gas en met water. Het gasvolume is in feite een gespannen veer die het water na pompuitval de leiding induwt. De windketel neemt als het ware de functie van de pomp over waardoor de debietafname minder snel verloopt. De grootte van het gasvolume bepaalt het gedrag en moet daarom in stand worden gehouden. Om het gasvolume te garanderen kan de windketel als beluchte ketel uitgevoerd worden of als onbeluchte ketel voorzien van compressor.

In het eerste geval moet de be/ontluchtingsklep boven het afleveringsdrukkniveau zitten zodat de ketel bij pompstilstand altijd belucht. Bij elke pompcyclus wordt het gasvolume nu ververst. Bij een onbeluchte ketel dient een compressor de grootte van het gasvolume te bewaken.



Figuur A.43 Beluchte en onbeluchte verticale windketel

Daarnaast kan gekozen worden voor een horizontaal of verticaal geplaatste windketel. Dit heeft primair uitvoeringstechnische redenen (locatie, beschikbare hoogte etc). Het verschil in hydrodynamisch gedrag wordt met behulp van computersimulaties in beeld gebracht.

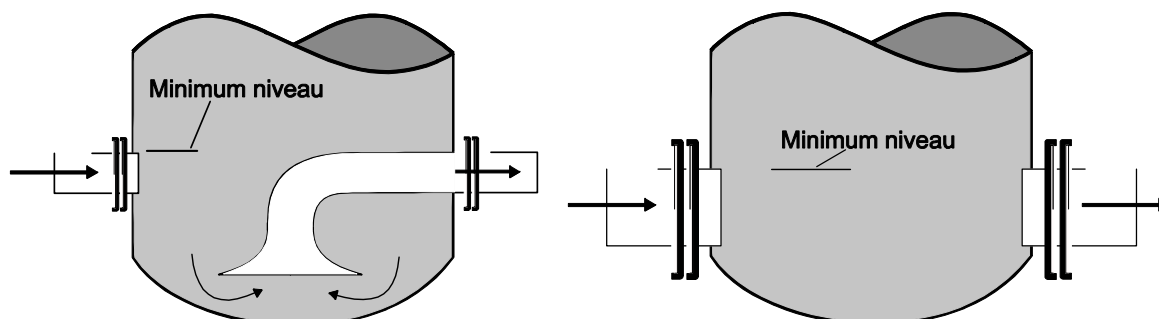


Figuur A.44 Standaard uitvoeringen van een verticaal opgestelde windketel

De effectiefste werking van de ketel wordt verkregen als deze direct in de transportleiding is opgenomen en dus continue doorstroomd wordt. Voordeel hierbij is dat de ketel direct kan naleveren. Tevens is het een ideale ontluchtingsvoorziening voor lucht dat door de pomp is ingenomen. Het nadeel van een doorstroomde windketel is dat zich vuil op de bodem kan verzamelen en dat de windketel niet eenvoudig voor onderhoud uit bedrijf is te nemen.

Een betere oplossing is om de ketel boven de leiding te plaatsen en met een T-aansluiting (diameter bij voorkeur gelijk aan hoofdleiding) te verbinden.

Door ruimtegebrek kan het nodig zijn de ketel naast de transportleiding op te stellen en met behulp van een nazuigleiding aan de persleiding te verbonden. Deze nazuigleiding moet zo kort mogelijk zijn en met een diameter bij voorkeur gelijk aan de diameter van de transportleiding. Naarmate de nazuigleiding langer wordt en de weerstand tussen ketel en transportleiding groter neemt de effectiviteit af.



Figuur A.45 Diverse uitvoeringsvormen van een windketel

Het werkingsprincipe voor de windketel ter beveiliging van een leiding tegen te lage onderdrukken ten gevolge van pompuitval is als volgt: De windketel is geplaatst nabij het gemaal. Na pompuitval neemt het pompdebiet zeer snel af naar nul. De windketel gaat direct naleveren. De druk in de ketel is in het begin gelijk aan de persdruk van de pomp. Door de nalevering zakt het peil in de ketel en daarmee de druk in de windketel en wordt het gasvolume groter.

De windketel moet zodanig gedimensioneerd zijn er geen gas in de transportleiding kan komen.

Het gedrag van het gasvolume wordt bepaald door de vergelijking:

$$P \times V^k = C \quad (A.58)$$

Waarin:

$P$	=	Absolute druk in het gas	$[N/m^2]$
$V$	=	Volume van het gas	$[m^3]$
$k$	=	Laplace coëfficiënt	$[-]$
$C$	=	Constante	$[-]$

De Laplace coëfficiënt is een eigenschap van het gas en bepaald het expansiegedrag van de gasbel:  $k = 1$  bij isotherm gedrag,  $k = 1,4$  bij adiabatisch gedrag. Bij isotherme expansie vindt er warmte uitwisseling plaats naar de omgeving zodat de temperatuur van het gas niet toeneemt. Bij adiabatische expansie van de gasbel vindt er geen warmte uitwisseling plaats en kan de temperatuur van de gasbel toenemen. In de praktijk verlopen toestandsveranderingen noch volkomen adiabatisch, noch volkomen isotherm, maar liggen de toestandsveranderingen tussen de twee in. Dit noemt men dan polytrope toestandsveranderingen.

De beluchte windketel gaat beluchten indien de druk in de gasbel lager wordt dan de atmosferische druk. De windketel gedraagt zich hierna als buffertoren

Het expansiegedrag heeft effect op de resultaten. Bij isotherm gedrag wordt het laagste niveau in de windketel bereikt, bij adiabatisch gedrag worden de laagste drukken in de leiding bereikt. Voor de dimensionering worden derhalve beide situaties doorgerekend waarmee dus een conservatieve uitkomst verkregen wordt.

Het plaatsen van een windketel heeft gevolgen voor het dynamische gedrag van de terugslagklep. Omdat bij pompuitval de druk achter de klep door de windketel wordt "vastgehouden" neemt de vertraging van de waterkolom tussen zuigkelder en windketel fors toe. Dit betekent dat een snelsluitende ongedempte terugslagklep of gedempte terugslagklep moet worden toegepast.

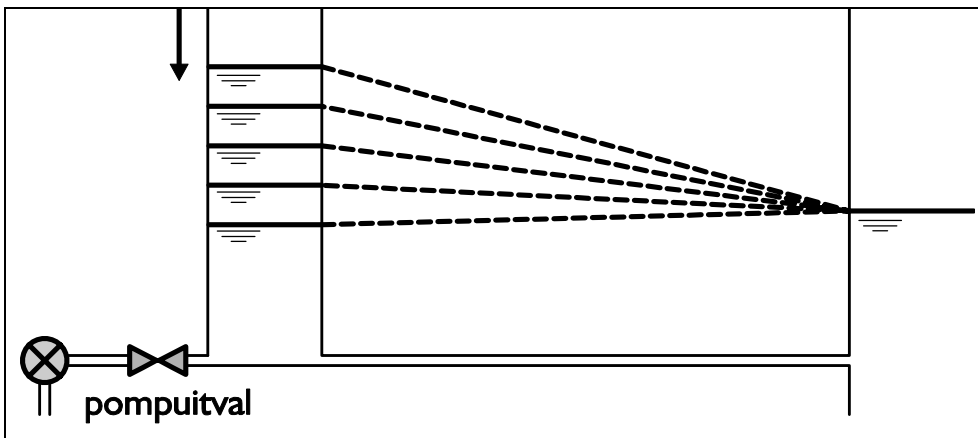
De dimensionering van een windketel vergt in het algemeen meerdere berekeningen om dat er diverse combinaties zijn om het gehele dynamisch gedrag af te dekken. Onderstaande tabel geeft een overzicht van de rekegevallen bij pompuitval voor het aantonen en dimensioneren van windketel.

leidingweerstand	zuig- en perspeil	gedrag windketel	Uitkomst
hoog	laag	geen	min.druk in leiding
hoog	hoog	geen	max druk in leiding
laag	laag	isotherm	min. niveau in ketel
hoog	laag	adiabatisch	min druk in leiding

Bij het dimensioneren van een windketel dient de tijdsduur van de simulatie voldoende lang te zijn. Na nalevering zal de kolom water weer terugslingeren waardoor de ketel weer gevuld wordt. De snelheid waarmee dit gebeurt hangt af van de einddruk in het systeem. Dit kan bij samengestelde systemen dus ook de pompdruk van een inprikker zijn. Het gasvolume moet deze terugslinging opvangen waarbij de druk weer behoorlijk kan oplopen. De simulatieduur moet dus de complete leveringscyclus van de windketel afdekken met een minimum en maximum peil in de windketel.

#### A.7.6 Buffertoren als waterslagvoorziening

Een buffertoren is niet meer dan een open vat van voldoende oppervlak die snelle debietfluctuaties in de leiding vertraagt. Bij pompuitval suppleert de bovenstrooms geplaatste buffertoren water aan de leiding en zakt het niveau geleidelijk. Bij sluiten van een afsluiter neemt de benedenstrooms geplaatste buffertoren water op, en stijgt het niveau in de toren.



Figuur A 46 Effect van buffertoren tijdens pompuitval

In eerste instantie blijft door de debietovername door de buffertoren het leidingdebiet onveranderd waarna door daling of stijging van het torenniveau de snelheid in de leiding tot geleidelijk tot nul afneemt.

Een simpele watertoren kent maar een kleine in- en uitstroom weerstand en wordt in het algemeen zo gedimensioneerd dat deze niet leegloopt bij maximaal benodigd debiet en niet overstort indien benedenstrooms een kleiner debiet wordt afgenomen. In sommige gevallen wordt echter een overstortbak aangebracht zodat overstorten wel mogelijk wordt.

Groot **voordeel** van de buffertoren is zijn eenvoud. Door het ontbreken van mechanische elementen is het een absoluut betrouwbaar middel. Het niveau in de toren stelt zich vanzelf in op de ter plaatse heersende druk. De buffertoren behoeft geen toezicht en heeft weinig onderhoud nodig.

**Nadelen** van de buffertoren dat toepassing beperkt is omdat de hoogte van de toren tenminste gelijk moet zijn aan de  $Q=0$  opvoerhoogte van de pomp. Ook plakken er esthetische bezwaren aan een dergelijk (hoog) bouwwerk. Bij afvalwaterleidingen kan het gebruik van een buffertoren tot stankoverlast leiden. En bij toekomstige capaciteits-uitbreiding van het leidingsysteem kan de capaciteit van de toren niet eenvoudig vergroot worden.

#### A.7.7 Bypass als waterslagvoorziening

Een nazuigleiding of by-pass kan toegepast worden om onderdrukken bij pompuitval te beperken. Om de nazuigleiding snel te laten naleveren dient een 'reservoir' op voldoende hoog niveau beschikbaar te zijn.

Een nazuigleiding met dezelfde zuigkelder als de pomp heeft als **nadeel** dat deze pas na gaat leveren nadat de druk benedenstrooms van de pomp beneden zuigniveau gekomen is. Ook is toepassing van een nazuigleiding beperkt tot kleine leidinglengten. **Voordeel** is dat de terugslagklep achter de pomp geen bijzondere eisen stelt

#### A.7.8 Beluchter als waterslagvoorziening

Om na pompuitval ontoelaatbare onderdrukken in het leidingsysteem te beperken kunnen beluchters worden toegepast. Zodra de druk ter plekke van de beluchter onder de atmosferische druk komt, gaat de beluchter open en wordt lucht binnengelaten. Hierdoor zal de druk ter plekke niet ver meer kunnen dalen.

Nadat de beluchter inwerking is getreden is het wel van belang dat de ingelaten lucht weer uit het systeem verwijderd kan worden. Hiertoe zijn beluchters veelal ook voorzien van een

ontluchtingsmogelijkheid. De luchtinlaatcapaciteit is meestal vele malen groter dan de luchtuitlaatcapaciteit. Dit is gedaan om het ontluchtingsproces langzaam te laten verlopen om een hoge drukstoot bij einde ontluchtingsproces te voorkomen.

Het toepassen van beluchters als waterslagvoorziening staat haaks op het ontwerpadvies om geen lucht in het systeem binnen te laten. Het toepassen van beluchters in situaties waarbij onderdruk optreedt tijdens reguliers bedrijfsvoering moet daarom afgeraden worden. Dus als bescherming voor de leiding in incidentele gevallen is het een optie.

Enige kanttekeningen hierbij zijn:

- De ingelaten lucht kan voorbij een laag punt getransporteerd zijn waardoor de ingelaten lucht niet meer op dezelfde locatie uit kan treden. Een extra ontluchtingspunt kan dus noodzakelijk zijn, anders leidt dit direct tot een extra energieverlies.
- Het systeem dient ter plekke van de be/ontluchter bij pompstilstand onder overdruk te staan om het ontluchtingsproces mogelijk te maken
- De be/ontluchter constructie moet goed gedimensioneerd zijn
- Een be/ontluchter die slechts incidenteel in werking treedt is gevoelig voor vervuiling. Dit is sterk afhankelijk van de uitvoering van het apparaat. Door drijfvuil en vet kan het mechanisme vast komt te zitten en functioneert het apparaat niet meer naar behoren. Robuuste apparaten en/of regulier onderhoud is dus een vereiste.
- het ontluchten geeft stankoverlast.

## A.8 Gasbellen in leidingen

Om in een dalende leiding onder hoek  $\theta$  een gastransport op gang te brengen is een zekere minimale snelheid vereist. Is de snelheid kleiner dan deze minimumsnelheid, dan zal de lucht zich in de leiding ophopen totdat de bel onderin de dalende leiding reikt. Er moet in dit geval rekening worden gehouden met het maximale extra energieverlies dat gelijk is aan het hoogteverschil over de dalende leiding.

De benodigde stroomsnelheid is echter ook sterk afhankelijk van de leidingdiameter. Daarom maken we gebruik van een dimensieloze stroomsnelheid, het stromingsgetal:

$$F = \frac{v}{\sqrt{gD}} \quad (\text{A.59})$$

Het stromingsgetal zorgt ervoor dat door zwaartekracht gedomineerde verschijnselen kunnen worden verschaald naar andere leidingdiameters; de vrije-spiegel stroming onder een gasbel met een watersprong is hier een voorbeeld van. Het stromingsgetal houdt geen rekening met schaafeffecten ten gevolge van de waterkwaliteit, maar uit onderzoek blijkt dat deze schaafeffecten verwaarloosbaar zijn bij leidingdiameters groter dan 150 mm (zie Tukker (2007)). Praktische aanbevelingen met betrekking tot lucht in afvalwaterpersleidingen, die voortgekomen zijn uit het CAPWAT onderzoek, zijn samengevat in diverse publicaties (Pothof *et al.* 2011a, Pothof *et al.* 2011b).

### A.8.1 Transportmechanismen

De elementaire krachten voor het luchtbeltransport in water bij neergaande leidingdelen zijn goed bekend. Dit zijn:

- Opwaartse kracht
- Weerstand
- Evenwicht tussen oppervlaktespanningen (water/luchtbel/wand)

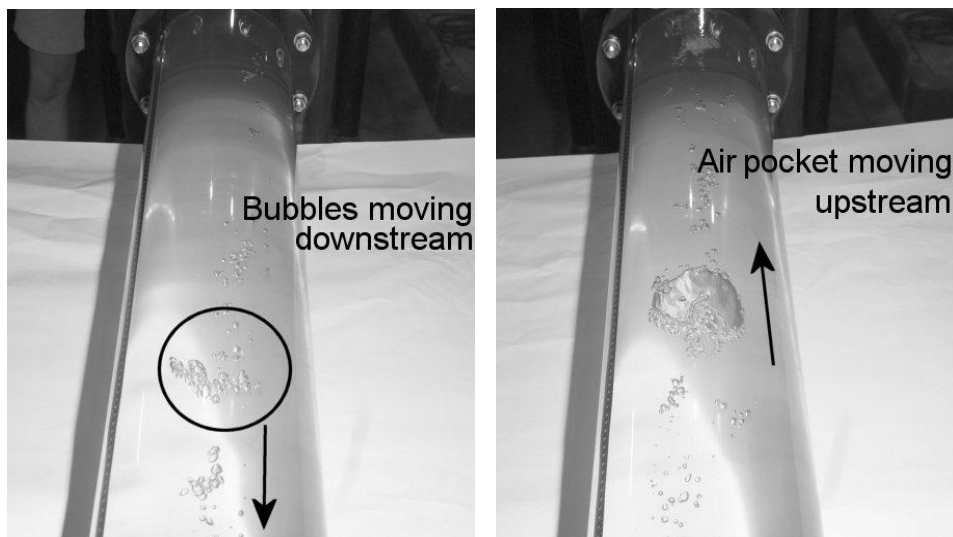
Veel onderzoekers hebben zich echter beperkt tot bestudering van details. In het CAPWAT project is op grotere schaal naar het fenomeen gekeken. Lubbers (2007) heeft voor het eerst

onderzoek gedaan naar de invloed van de leidingdiameter en de lengte van het dalende been op het luchttransport door stromend water. Hiertoe zijn diverse testcircuits, grotendeels in perspex, gebouwd variërend in diameter van  $\varnothing 80$  mm tot  $\varnothing 500$  mm en met hellingshoeken variërend van 5 tot 90 graden. Bovenstreams van de knik wordt gecontroleerd lucht geïnjecteerd. Vervolgens is geobserveerd hoe de ingebrachte kleine luchtbelletjes zich gedragen onder diverse snelheden.

Aan de hand van illustraties en foto's wordt dit proces hier nader beschreven.

Kleine luchtbelletjes worden vanuit de locatie voor injectie van lucht losgelaten. Deze luchtbelletjes worden door het water vervoerd naar de bocht. Als de watersnelheid groot genoeg is, passeren de luchtbelletjes de bocht ongehinderd en stromen door de hellende sectie naar het dieper gelegen horizontale deel en kunnen vervolgens makkelijk hun weg vervolgen door het benedenstroomse opgaande leidingdeel van de zinker.

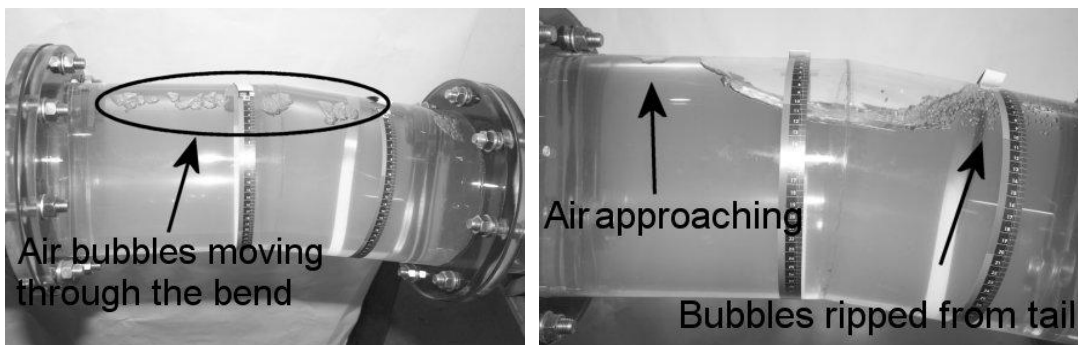
De snelheid van de luchtbelletjes in het neergaande deel is lager dan de watersnelheid. Bij een kritische watersnelheid en een hellingshoek van  $10^\circ$  bedraagt de belsnelheid ongeveer 30% van de watersnelheid tot 60% van de watersnelheid voor kleine belletjes. In horizontale leidingen bedraagt de belsnelheid ongeveer 60% van de watersnelheid.



Figuur A.47 Links: kleine bellen bewegen stroomafwaarts. Rechts: grotere gasvolumes bewegen tegen de stroming in.

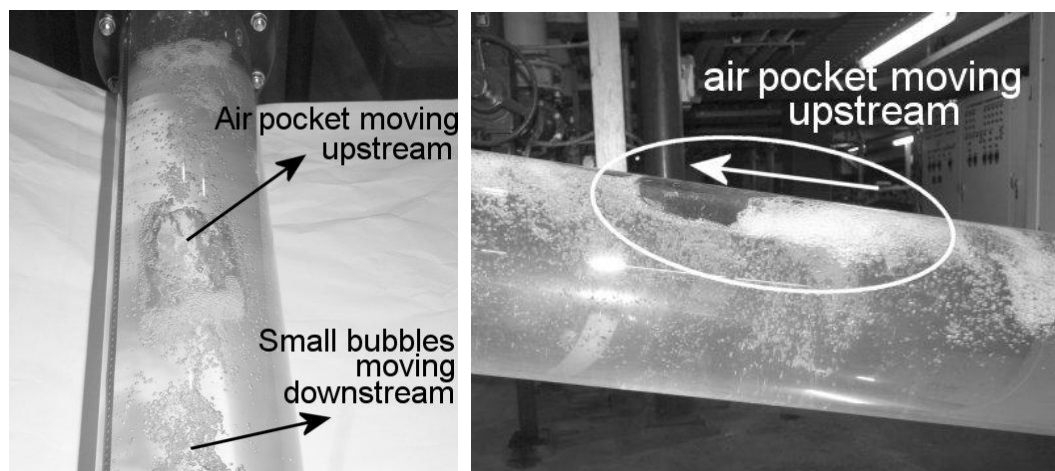
Als de stroomsnelheid wordt verlaagd ontstaat een situatie in het hellende deel waarin de luchtbelletjes kunnen ophopen tot grotere lucht volumes die, vanwege de toegenomen verhouding tussen de opwaartse kracht en de weerstand, als ze groot genoeg zijn stroomopwaarts bewegen. Dit luchtvolume beweegt stroomopwaarts naar de bocht en vormt een 'buffer'. De vanuit het horizontaal deel aangevoerde kleine luchtbelletjes kunnen niet meer ongehinderd de bocht nemen maar lopen vast in de buffer. Stagnatie van luchtbeltransport is nu een feit en de luchtbel in de bocht zal gaan groeien.





Figuur A.48 De foto links laat verschillende gasbellen zien die door de bocht met de stroming worden meegevoerd. De bellen smelten niet samen en de stroming oefent voldoende kracht uit op de bellen om deze door de neergaande leiding te transporteren. De foto rechts laat een gasvolume zien dat stilstaat in het hoge punt. De stroomsnelheid kan onvoldoende kracht uitoefenen op het gasvolume om deze in een keer te verwijderen. Het gasvolume fungeert als een buffer tegen transport van gas naar het benedenstroomse gedeelte.

Door turbulentie aan de “staart” van de buffer worden kleine bellen afgeschud en op transport gezet. De mate van turbulentie wordt bepaald door de grootte van de bel en de snelheid ter plaatse. De op transport gezette luchtbelletjes kunnen weer samenklonteren tot een grote bel en indien de opwaartse kracht het wint van de stromingskrachten op de bel, weer tegen de stroming is teruggaan naar de bocht. Dit leidt tot een chaotisch proces waarin een stroom grote luchtvolumes/proppen stroomopwaarts (tegen de waterstroming in) bewegen terwijl een tweede stroom kleinere bellen stroomafwaarts wordt getransporteerd).



Figuur A.49 Dual mode stroming; grote luchtproppen bewegen tegen de stroming in terwijl kleine gasbellen door de stroming worden meegevoerd.

Het netto transport kan daardoor gering zijn waardoor de luchtbel in de bocht blijft groeien.

#### A.8.2 Snelheids criterium

Bij een lage watersnelheid zal de luchtbel in het horizontale deel blijven en ontstaat een stromingsregime vergelijkbaar vrije uitstroming in open-kanaal stroming. De laagdikte  $y_c$  bij de bocht kan niet kleiner worden dan die behorende bij kritische uitstroming met Froude getal

gelijk 1, dus  $\frac{v}{\sqrt{g A_{w,c}/b_{s,c}}} \approx \frac{v}{\sqrt{gy_c}} = 1$ , waarin  $A_{w,c}$  de natte doorsnede en  $b_{s,c}$  de breedte aan

de waterspiegel bij de kritische waterdiepte.

De luchtbel kan bovenstrooms niet eindeloos doorgroeien. Het verloop van de waterspiegel wordt bepaald door wrijving en versnelling van het water onder de luchtbel. De maximale bellengte in het bovenstroomse horizontale deel kan geschat worden uit de hydraulische gradient in de geheel gevulde leiding (geldig voor stromingsgetallen kleiner dan 0,58).

$$L_{\max,hor} \leq \frac{D - y_c}{\sin \alpha + HGL} \quad (\text{A.60})$$

Waarin  $\alpha$  de hellingshoek van de bovenstroomse leiding is ( $\alpha > 0$  is een omhooglopende leiding).

Voor hogere stromingsgetallen ( $F > 0,58$ ) is de bellengte significant kleiner (tot een maximale lengte van  $7 D$  (zie hager (1999))

Bij toename van de snelheid wordt de luchtbel gedwongen om in het neergaande been te gaan. Hierdoor neemt de hoogte van het gasvolume in het hellende deel toe en daarmee dus het extra energieverlies.

De stroming in het hellende deel is superkritisch. Aan de "staart" van het gasvolume ontstaat een turbulente watersprong waarbij grote hoeveelheden luchtbelletjes worden ingeslagen en verder worden afgevoerd. Afhankelijk van de stroomsnelheid kunnen drie verschillende stroombeelden optreden (zie (Pothof, Clemens 2011) en Figuur A.50).

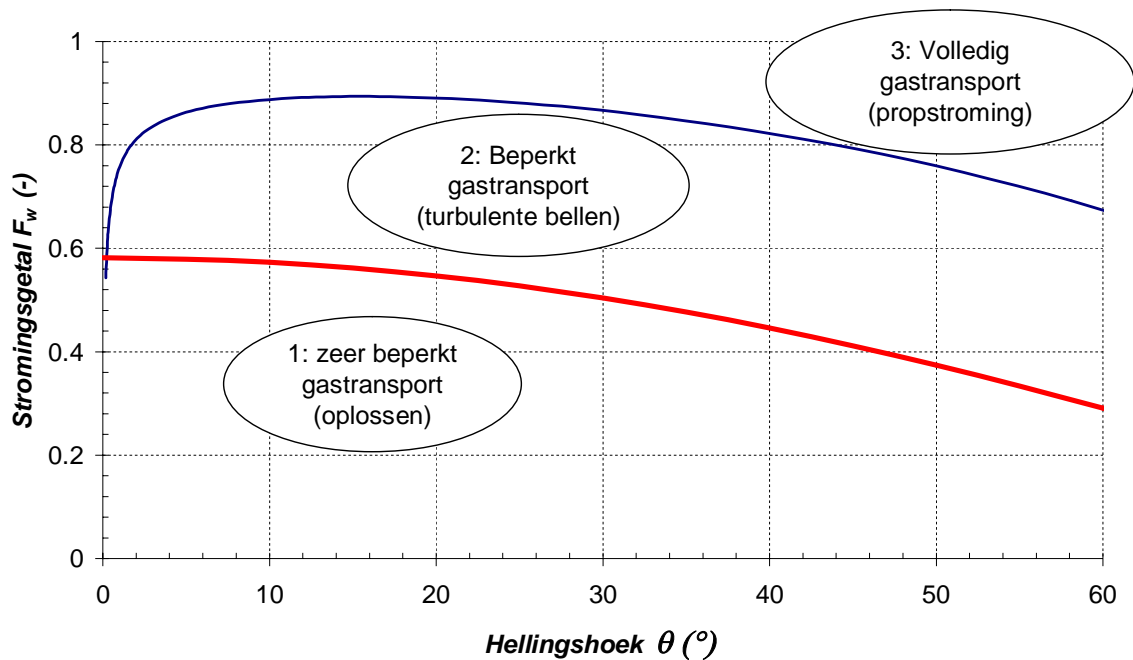
1. **Tegengesteld gastransport, één gasbel (Blow-back flow-regime)<sup>1</sup>**: De luchtbellens klonteren snel samen aan de bovenkant van de leiding en de resulterende gasvolumes stromen terug omhoog in het grote luchtvolume. Er bevindt zich precies één lang gasvolume met watersprong in de dalende leiding.
2. **Tegengesteld gastransport, meerdere gasbellen (Transitional flow regime)**: De lucht klontert samen, maar wordt niet meer volledig in grote gasvolumes langs de bovenkant van de leiding teruggevoerd in het gasvolume. In plaats hiervan bouwt een volgend gasvolume op, die in de dalende leiding blijft hangen en tot een volgende watersprong leidt. Dit proces kan zich herhalen tot maximaal 7 luchtbellens in 40 m.
3. **Prop-stromingsregime (Plug flow regime)<sup>2</sup>**: Er bevindt zich geen watersprong meer in de dalende leiding, maar alle aangevoerde lucht wordt direct afgevoerd als kleine bellens, die langs de binnenbovenkant van de leiding worden meegevoerd. Als de snelheid nog verder wordt opgevoerd, dan worden steeds meer bellens als gesuspendeerde bellens meegevoerd; dit flow regime wordt dispersed bubble flow genoemd, maar dit flow regime zal nauwelijks kunnen optreden in afvalwaterpersleidingen vanwege de grote stroomsnelheid die noodzakelijk is.

Bij voldoende luchtaanvoer kan de bel in principe het gehele hellende deel vullen en is dus het totale energieverlies gelijk aan de diepte van de zinker.

Bij verhoging van het waterdebiet en daarmee de snelheid neemt het luchtbeltransport door het hellende deel toe en naarmate dit meer is dan de aanvoer betekend dit een reductie van de grote luchtbel.

<sup>1</sup> De genoemde grenswaarde geldt voor leidingdiameters groter dan 200 mm. Voor kleinere diameters gelden iets lagere grenswaarden

<sup>2</sup> De overgang naar full gas flow transport hangt af van de aangevoerde hoeveelheid gas. De dimensieloze gasdebieten bedroegen  $F_g = 0,3 - 0,0045$ .



Figuur A.50 vereiste stromingsgetallen voor gasafvoer

### A.8.3 Rekenmodel Gastransport

Het hier beschreven rekenmodel is gebaseerd op het proefschrift van Pothof (2011). De vrije-spiegel-stroming op de normaaldiepte in de hellende leiding speelt een belangrijke rol in de opbouw van het model. De dimensieloze uitdrukking voor de vrije-spiegel-stroming op normaaldiepte in een ronde buis luidt

$$F_w^2 = \frac{v_{s,w}^2}{gD} = \frac{2 \sin \theta}{\lambda} \frac{D_h}{D} \left( \frac{A_{w,n}}{A_D} \right)^2 \quad (\text{A.61})$$

waarin  $A_{w,n}$  en  $D_h$  de natte doorsnede en hydraulische diameter van de waterfilm op normaaldiepte— i.e. wrijving in evenwicht met zwaartekracht. De wrijvingsfactor  $\lambda$  wordt hierin berekend met White-Colebrook, maar een andere wrijvingsformule kan uiteraard ook toegepast worden. De meetdata in uit het lab laat zien dat een lengte van  $9D$  nodig is om de normaaldiepte te bereiken. In de praktijk is elke luchtophoping langer dan  $9D$ . Daarom kan de lengte-verandering van de luchtbellen gebaseerd worden op de aanname dat de waterfilm steeds de normaaldiepte heeft. Hiermee wordt het volgende verband gevonden tussen de luchtdebieten en de lengteverandering van de luchtbellen:

$$Q_{g,in} - Q_{g,t} = (A_D - A_{w,n}) \frac{dL_g}{dt} \quad (\text{A.62})$$

waarin  $Q_{g,in}$  en  $Q_{g,t}$  het instromende en getransporteerde (uitstromende) luchtdebiet onderaan de neerwaartse leiding. Vergelijking (A.62) kan ook als basis gebruikt worden om de tijdsduur te berekenen om een gasbel van bepaalde lengte af te breken. Hiertoe moet vergelijking (A.62) in de tijd geïntegreerd worden:

$$\int Q_t - Q_{in} = (A_D - A_n) \cdot L_g \quad (\text{A.63})$$

De kortste afbraaktijd wordt gevonden als aangenomen mag worden dat het inkomende luchtdebiet  $Q_{g,in} = 0$  l/min. Vergelijking (A.62) wordt dimensieloos gemaakt.

$$F_{g,in} - F_g = \frac{(1 - A_{w,n}/A_D) dL_g}{\sqrt{gD} dt} \quad (\text{A.64})$$

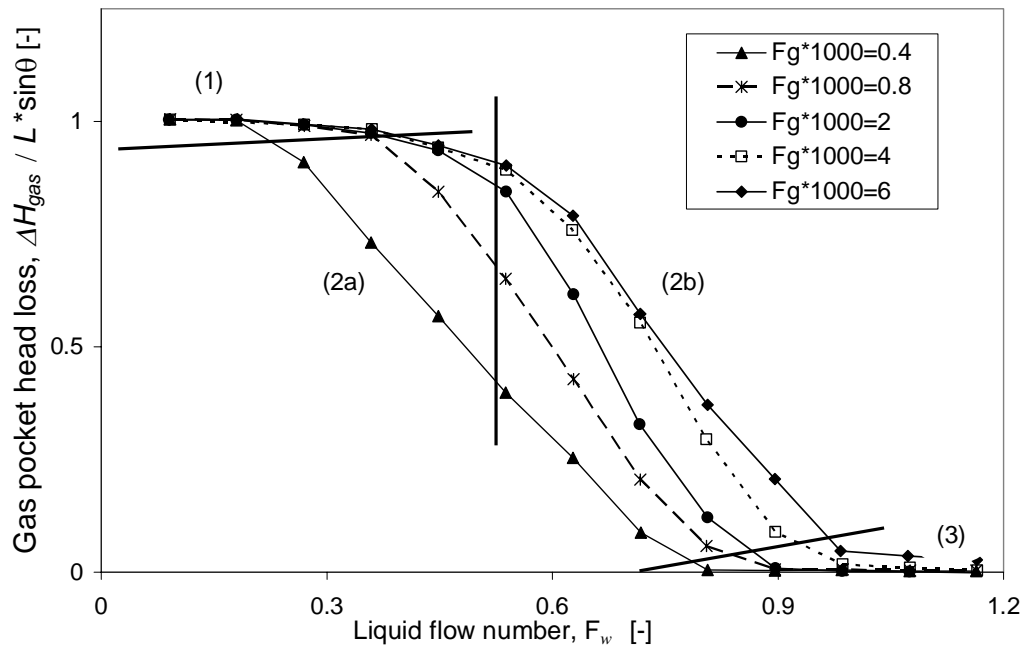
De rest van deze sectie bestaat uit de modellering van het lucht-stromingsgetal  $F_g$ . Het model wordt in eerste instantie gevalideerd met meetdata bij  $E_o > 5000$  (i.e. data van Hoek van Holland van het lab voor  $D > 200$  mm)) en hellingshoeken  $\theta \leq 30^\circ$ . Eerst zal het luchttransport in het prop stromingsregime en willekeurige hellingshoeken gemodelleerd worden. Daarna wordt de invloed van de luchtophopping verdisconteerd.

### Luchttransport in het prop-stromingsregime

Pothof (2010) heeft recentelijk een krachtenbalans opgesteld, die voorspelt wanneer een lange gasbel in een neergaande leiding blijft hangen onder invloed van de sleepkracht en opwaartse kracht, ervan uitgaande dat  $E_o > 5000$ .

$$F^2(\theta) = \frac{\sin \theta}{\lambda} \frac{D_h}{D} \left( \frac{A_n}{A_D} \right)^2 + \frac{A_D \cos \theta}{A_b} \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{2}{3} \sqrt{\frac{2y_n}{R} - \left( \frac{y_n}{R} \right)^2} \left( \frac{y_n}{R} - 3 \right) \left( \frac{y_n}{R} - \frac{1}{2} \right) + \arcsin \left( 1 - \frac{y_n}{R} \right) + \frac{\pi}{2} \right] \quad (\text{A.65})$$

Als het water-stromingsgetal deze waarde overschrijdt, dan zal een enkele lange luchtbel neerwaarts getransporteerd worden met een snelheid die met een drift flux model bepaald kan worden. Vergelijking (A.65) markeert dus de overgang naar propstroming, afgezien van een factor die afhangt van het luchtdebiet. Het nut van vergelijking (A.65) in het blow-back stromingsregime wordt geïllustreerd aan de hand van Figuur A.51. Als het water-stromingsgetal nogmaals geschaald wordt met het kritieke stromingsgetal voor individueel luchtbeltransport volgens vergelijking (A.65), dan vallen de meeste resultaten in Figuur A.51 op één lijn. Alleen de meetdata bij de kleinste luchtdebieten ( $F_{g,1000} = 0.4$ ) wijken duidelijk af van de lijn, wat wordt toegeschreven aan de invloed van het oplossen van lucht. Er kan geconcludeerd worden dat de invloed van de hellingshoek gemodelleerd kan worden met vergelijking (A.65).



Figuur A.51: Dimensieloos luchtbel-energieverlies in Hoek van Holland

De metingen laten zien dat het luchttransport in het prop-stromingsregime exponentieel toeneemt als functie van het water-stromingsgetal. De exponentiële trend wordt het best beschreven als functie van het herschaalde water-stromingsgetal  $F_w/F(\theta)$  met ( $R^2 = 0.93$ )

$$F_g = 1,87 \cdot 10^{-7} \cdot e^{9 \cdot F_w / F(\theta)} \quad (\text{A.66})$$

Vergelijking (A.66) kan geïnverteerd worden om een uitdrukking te krijgen voor het kritieke stromingsgetal voor luchtbel-transport als functie van het luchtdebiet, diameter en hellingshoek.

$$F_c = F(\theta) \ln \left[ \left( \frac{F_g \cdot 10^7}{1,87} \right)^{1/9} \right] \quad (\text{A.67})$$

Vergelijking (A.67) is geldig voor water-lucht-stroming in leidingen met  $D > 190$  mm (or  $E_o > 5000$ ). Vergelijking (A.67) geeft een completere beschrijving dan bestaande uitdrukkingen voor de kritieke snelheid, omdat de invloed van het luchtdebiet ook meegenomen is.

### Luchttransportmodel in het blow-back stromingsregime

Als een luchtophoping aanwezig is in een neergaande leiding, dan kan het energieverlies in de evenwichtssituatie nauwkeurig beschreven worden met een cumulatieve beta-verdelingsfunctie  $B(x, \alpha, \beta)$ , waarin  $x$  het herschaalde stromingsgetal en  $\alpha$  en  $\beta$  functies van de leidinglengte.

$$1 - R = B(x, \alpha, \beta) = \frac{\int_0^x t^{\alpha-1} (1-t)^{\beta-1} dt}{\int_0^1 t^{\alpha-1} (1-t)^{\beta-1} dt} \quad (\text{A.68})$$

waarin

$$R = \Delta H_{gas} / (L \sin \theta)$$

$$x = F_w / F(\theta)$$

$$\alpha = 9.67 \cdot 10^{-2} (L/D - 10.3)^{0.783}, \quad 20 \leq L/D \leq 210$$

$$\beta = 9.39 \cdot 10^{-3} L/D + 0.439$$

Het model in vergelijking (A.68) suggereert dat de inverse beta-functie in vergelijking (A.66) ingebouwd kan worden om het effect van de luchtophopping te modelleren

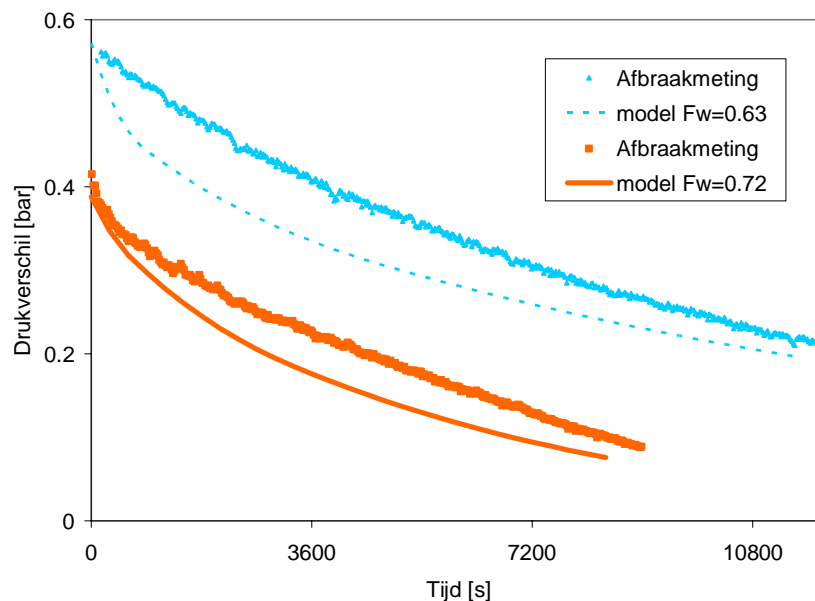
$$F_g = 1,87 \cdot 10^{-7} \cdot e^{9 \cdot F_w / (B^{-1}(1-R, \alpha, \beta) \cdot F(\theta))} \quad (\text{A.69})$$

Vergelijking (A.69) voorspelt het dimensieloze gasdebiet als functie van de relevante parameters:

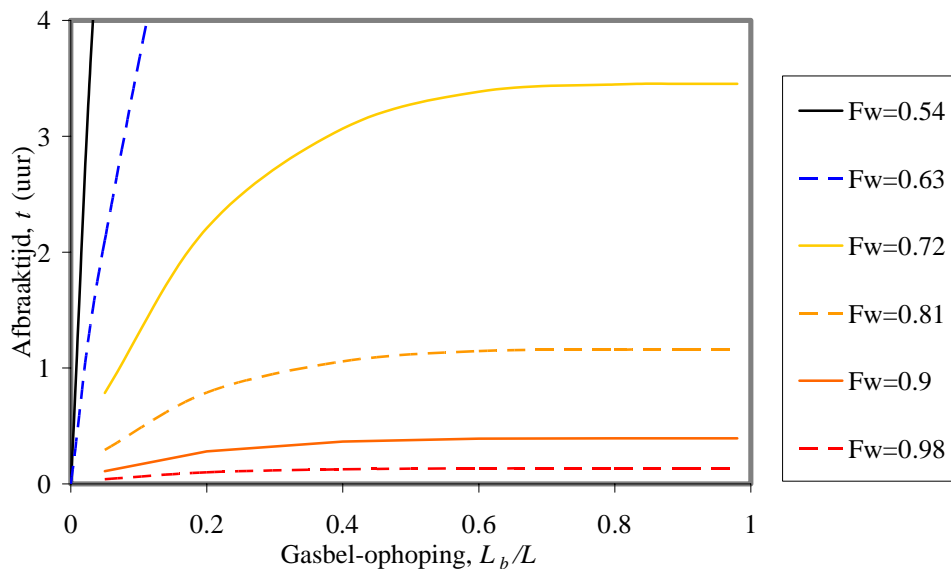
Deze modelberekeningen zijn gecalibreerd op de volgende omstandigheden:

- leidinglengtes  $L/D > 30$ , die het meest relevant zijn in de praktijk. Bij kortere leidinglengtes is de aanname dat de waterfilm direct de normaaldiepte bereikt een te grote vereenvoudiging. De maximale experimentele leidinglengte bedroeg  $L = 209 \cdot D$ . Het theoretische criterium voor gasbeltransport suggereert dat het luchttransport voor langere dalende leidingen niet verder zal afnemen. De modelparameters  $\alpha$  en  $\beta$  kunnen gebaseerd worden op een maximale  $L/D = 210$ ; dus  $L/D = \min(L/D, 210)$
- Leidingdiameter  $D > 190$  mm. Voor kleinere leidingdiameters is het werkelijke dimensieloze luchtdebiet groter en geeft het huidige model een conservatieve benadering.
- Als het berekende luchtdebiet kleiner wordt dan  $F_g = 0.0005$  dan levert het oplossen van lucht in het water een niet-verwaarloosbare bijdrage. Deze invloed is niet in dit model verdisconteerd, waardoor het werkelijke luchtdebiet wat groter zal uitvallen.
- De meeste metingen zijn uitgevoerd bij een druk van ongeveer 1.6 bar(abs) onderaan de dalende leiding. Als de systeemdruk beduidend hoger ligt, zal het oplossen van lucht een steeds belangrijker rol gaan spelen. Enkele metingen bij drukken tot 2.5 bar(abs) tonen dit effect aan. Deze invloed is nog niet in het huidige model meegenomen.
- De watertemperatuur varieerde tijdens de metingen tussen 15 en 25 C. Bij beduidend lagere temperatuur van het afvalwater zal het luchtdebiet verder afnemen.

Ondanks bovengenoemde beperkingen geeft dit rekenmodel een betrouwbare indicatie van het luchttransport in dalende leidingen. Door vergelijking (A.69) te substitueren in vergelijking (A.64) kan de afbraaksnelheid van een luchtbel berekend worden. Integratie levert vervolgens de benodigde afbraaktijd om een luchtbel van bepaalde lengte te verkleinen tot een acceptabele lengte. Uit de afbraaktijd en het waterdebiet wordt het benodigde watervolume berekend voor het afbreken van een luchtbel. Figuur A 52 laat zien dat het rekenmodel een goede indicatie geeft van het afbraakproces.



Figuur A 52: Vergelijking tussen berekende en gemeten afbraak. De afbraakmetingen zijn uitgevoerd bij 11°C, wat waarschijnlijk het grote verschil in afbraaksnelheid aan het begin van de metingen verklaart. Desalniettemin geeft het rekenmodel een goede indicatie van het afbraakproces.



Figuur A. 53: Afbraaktijd als functie van de relatieve bellengte per 40 m bij  $D = 192\text{mm}$  en  $\theta = 10 - 20^\circ$

Uit het rekenmodel blijkt dat het luchtdebiet voor langere dalende leidingen ( $L/D > 200$ ) uitsluitend afhangt van de relatieve bellengte  $L_b / L$ . Bovendien is het luchtdebiet voor dalende hoeken tussen  $5^\circ$  en  $20^\circ$  vrijwel constant. Daarom kan de afbraaktijd voor een bepaalde dalende leidinglengte uitgedrukt worden als functie van de gasbelophoping. Figuur A. 53 geeft bij verschillende waterdebieten de afbraaktijd per 40 m dalende lengte voor een leidingdiameter van 192 mm. Deze afbraaktijd kan verschaald worden naar grotere leidingdiameters en langere dalende leidingen. De afbraaktijd loopt lineair op in de leidinglengte: een 5 keer zo lange dalende leiding heeft een 5 keer grotere afbraak-tijd. De afbraaktijd neemt af bij een grotere leidingdiameter met de wortel van de diameter

verhouding; een 4 keer zo grote leidingdiameter ( $D=768\text{mm}$ ) leidt tot een halvering van de afbraaktijd per 40 m leidinglengte en gelijkblijvend stromingsgetal. Met deze correctiefactoren voor leidingdiameter en leidinglengte kan Figuur A. 53 gebruikt worden voor een indicatie van de verwachte afbraaktijd en het daarvoor benodigde watervolume.

#### A.8.4 Afvangen van gas

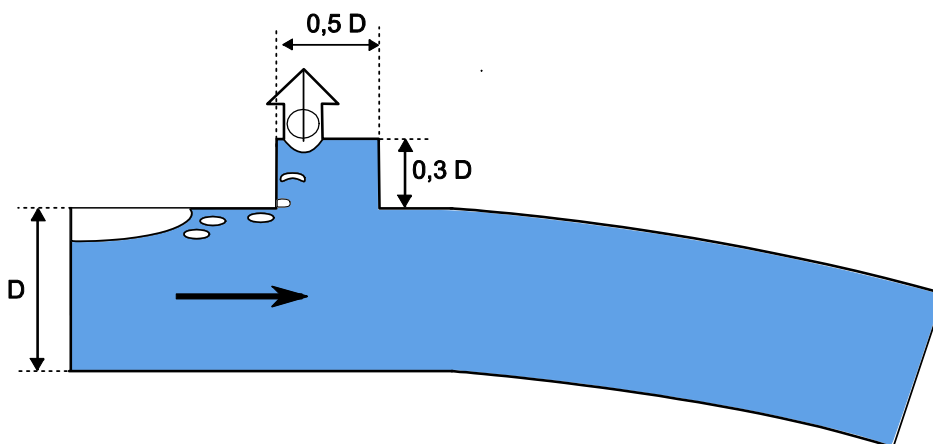
Een T-stuk kan gebruikt worden om gasbellen af te vangen. Het betreft hier alleen de gasbellen die aan de bovenkant van de leiding meegevoerd worden door de stroming. Gasbellen die door een turbulente stroming in het midden of onderkant van de leiding meegevoerd worden kunnen niet met conventionele ontluchters afgevangen worden.

Uit onderzoek van Wickenhäuser (2008) met schoon water ten behoeve van toepassingen in waterkrachtcentrales volgt dat de minimale afmetingen van een T-stuk als volgt zijn (Figuur A. 54):

**Breedte:**  $0,5 D$   
**Hoogte:**  $0,3 D$

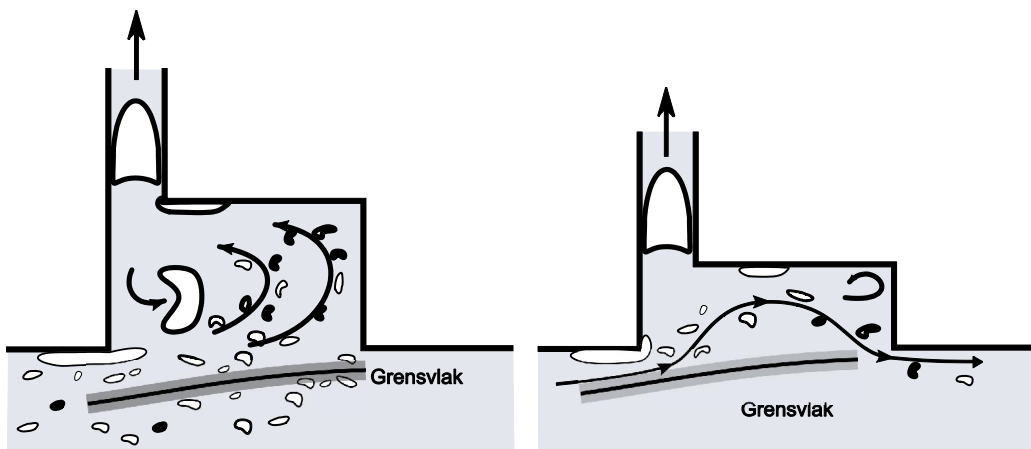
Wickenhäuser gebruikte een 500 mm leiding, met rechthoekige opbouw om het gas af te vangen. Door de rechthoekige vorm is er aan beide zijden meer oppervlak beschikbaar om het gas af te vangen. Bovenstaande getallen zijn al gecorrigeerd voor dit verschil.

Het onderzoek van Wickenhäuser werd uitgevoerd in een leiding met een diameter van 500 mm, en met een stromingsgetal  $F < 0,62$ . Dit staat gelijk aan een stroomsnelheid van bijna 1,4 m/s.



Figuur A. 54: Leiding met T-stuk en ontluchter





Figuur A.55 Links: Stromingspatroon in een T-stuk met  $H > 0,3 D$  Rechts: Stromingspatroon in een T-stuk met  $H < 0,3 D$

Figuur A.55 (links) laat het stromingspatroon zien in een T-stuk met  $H > 0,3 D$ . Er ontstaat een grensvlak. Gasbelletjes die zich onder het grensvlak bevinden zullen niet in het T-stuk terecht komen en verder doorgevoerd worden in de leiding.

Gasbellen die wel boven het grensvlak zitten, zullen door de circulatie in het T-stuk de zij-tak ingevoerd worden. Hier circuleren de bellen totdat ze bij de ontlufter komen.

Om maximaal gebruik te maken van deze circulatie, moet de ontlufter zo ver mogelijk aan de bovenstroomse zijde van de zij-tak gemonteerd worden. Wordt dit niet gedaan, dan kan dit significante gevolgen hebben voor de ontluftercapaciteit.

Figuur A.55 (rechts) laat het stromingspatroon zien in een T-stuk met  $H < 0,3 D$ . Hier ontstaat ook een circulatie van gasbellen, maar veel zwakker als in de vorige situatie. Een significant gedeelte van de gasbellen worden de zij-tak weer uitgevoerd en verder getransporteerd in de persleiding.

#### A.8.5 Vrijkomen van gas door onderdruk

Als er onderdruk in de leiding heerst, kan opgelost gas vrijkomen uit het water aangezien de verzadigingsconcentratie  $c_s$  (in  $\text{m}^3 \text{ gas} / \text{m}^3 \text{ water}$ ) afhankelijk is van de absolute druk in de leiding volgens de Wet van Henry. Als aangenomen wordt dat het water verzadigd is met een gas-component bij atmosferische druk, dan wordt bij maximale ontgassing van het water bij lokale druk  $P < P_{atm}$  voor het ontgassingsdebiet  $Q_g$ :

$$Q_g = \left( \frac{P_{atm}}{P} - 1 \right) \cdot c_s \cdot Q_w \quad (\text{A.70})$$

Bovenstaande vergelijking geeft het volumetrische gasdebiet bij de heersende druk  $P$  in de leiding.

Het ruwe afvalwater zal bij benadering alleen met stikstof verzadigd zijn bij atmosferische druk. Als wordt aangenomen dat het afvalwater verzadigd is met stikstof (zie Tabel A.6) en dat alle stikstof vrijkomt in de leiding kan het volume van het vrijgekomen gas berekend worden.

De Zuurstofconcentratie is per definitie sterk onderverzadigd. Alle andere gassen, zoals kooldioxide ( $\text{CO}_2$ ), methaan ( $\text{CH}_4$ ) en waterstofsulfide ( $\text{H}_2\text{S}$ ), worden geproduceerd via biochemische processen die relatief traag verlopen.  $\text{CO}_2$  en  $\text{H}_2\text{S}$  zijn zeer goed oplosbaar in

water en zullen dus nauwelijks aanwezig zijn in gasbellen. Huishoudelijk afvalwater bevat onvoldoende sulfaten (~100 mg/l) om het afvalwater te verzadigen met H<sub>2</sub>S bij atmosferische druk. Methaan is veel minder goed oplosbaar en kan wel vrijkomen in gasbellen, maar praktijk-ervaring laat zien dat de biochemische produktie praktisch nooit de hoofdoorzaak is van capaciteitsreducerende gasbellen. Alleen in situaties met specifieke lozingen kan de biochemische produktie gasophoppingen veroorzaken.

Tabel A.6 Verzadigingsconcentraties  $c_s$  voor stikstof (N<sub>2</sub>) bij atmosferische druk

Temperatuur (°C)	Verzadigingsconcentratie (10 <sup>-2</sup> kg/m <sup>3</sup> )	Verzadigingsconcentratie (10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> )
0	2,94	2,35
10	2,33	1,86
20	1,93	1,54

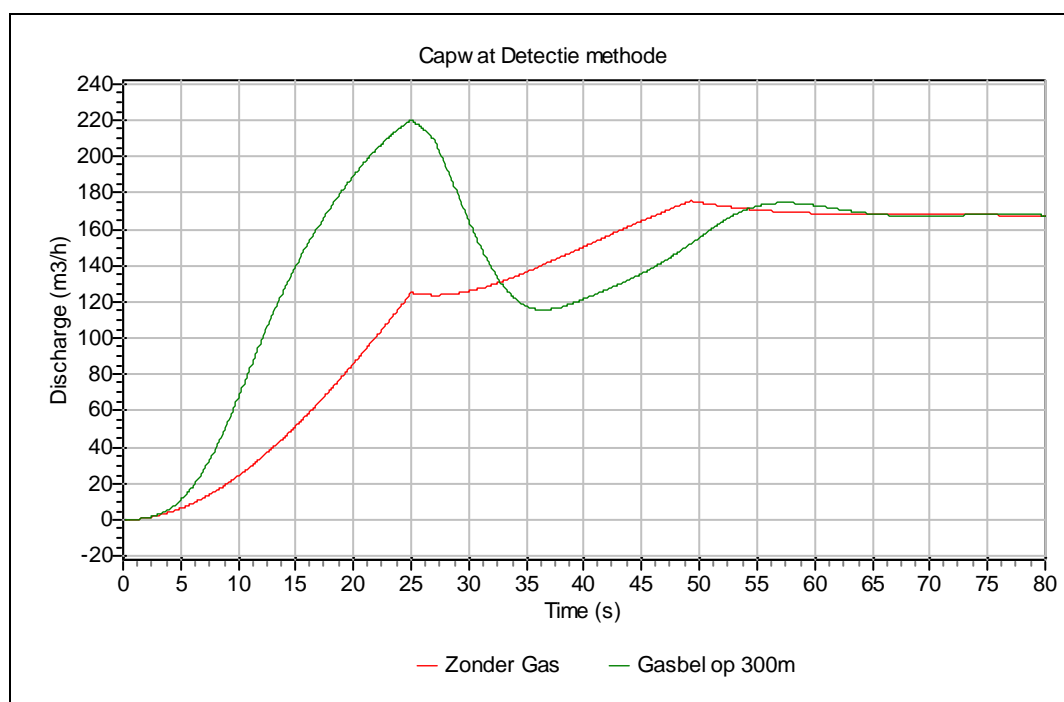
## B Beschrijving Gasbel detectiemethoden

Deze appendix is gebaseerd op detectiemethoden, beschreven in de proefschriften van Lubbers (2007) en Pothof (2011). Indien in het leidingsysteem een of meerdere gasbellen zitten veranderen het stationaire en dynamische karakter van het systeem. Door bepaalde signalen in de tijd te analyseren kan vastgesteld worden of er een gasbel in het systeem zit. Hiervoor zijn drie methoden beschikbaar.

1. Verandering debietpatroon tijdens opstarten pomp
2. Drukverandering bij aftappen van een bepaald volume
3. Verandering van looptijden drukkolven

### B.1 Debietverloop tijdens pompstart

De debietregistratie van een opstartende pomp kan gebruikt worden als simpele diagnostische toets om gasbellen in de leiding te detecteren. Deze simpele diagnostische toets is vooral bruikbaar omdat de debietregistratie over het algemeen voor elk gemaal beschikbaar is. Het geeft echter geen informatie over de grootte of de locatie van de gasbel.



Figuur B.1 Debietpatroon bij het opstarten van de pomp

Deze methode werkt doordat de gasbel de leiding in twee delen opsplijst. Hierdoor moet de pomp niet de vloeistofkolom met de lengte van de gehele leiding op gang brengen, maar alleen het deel tot aan de gasbel. Dit betekent dat de massa-tragheid van de vloeistofkolom kleiner is, waardoor deze een grotere versnelling ondergaat (Figuur B.1).

Deze methode geeft overigens geen duidelijke uitslag als de gasbel in het systeem erg klein is, of als de gasbel zich aan het einde van de leiding bevindt.

Ook is deze methode deels afhankelijk van de nauwkeurigheid en responsiviteit (snelheid) van de debietmeter. Dit kan een probleem vormen in de praktijk omdat daar meestal

elektromagnetische debietmeters gebruikt worden die wel nauwkeurig zijn, maar met een lage responsiviteit.

## B.2 Drukverandering na aftappen

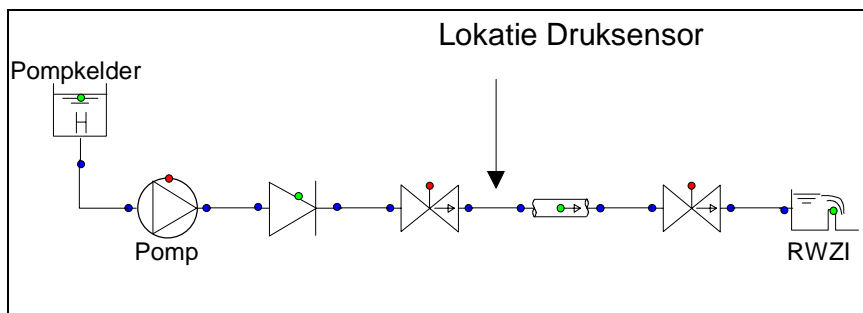
Een tweede manier om gasbellen te detecteren is door de verandering in druk te registreren tijdens het aftappen van een bepaald volume. Deze methode is gebaseerd op de samendrukbaarheid van de vloeistof, de aanwezige gasbellen en de stijfheid van het leidingmateriaal.

De samendrukbaarheid van de vloeistof en stijfheid van de leiding worden beschreven door de waterslagberging  $\lambda$  (Bijlage A.8):

$$\lambda_0 = \frac{\Delta V}{\Delta H} = \frac{g \cdot V}{c^2} \quad (\text{B.1})$$

Deze meetmethode wordt hieronder uitgewerkt.

De meting zelf wordt gedaan in een geïsoleerd systeem. Figuur B.2 laat een simpel voorbeeld zien. Door de twee kleppen te sluiten wordt de leiding geïsoleerd van de omgeving. Via een kraan kan nu een bepaald volume afgetapt worden uit het systeem, waardoor de druk in de leiding zal dalen.



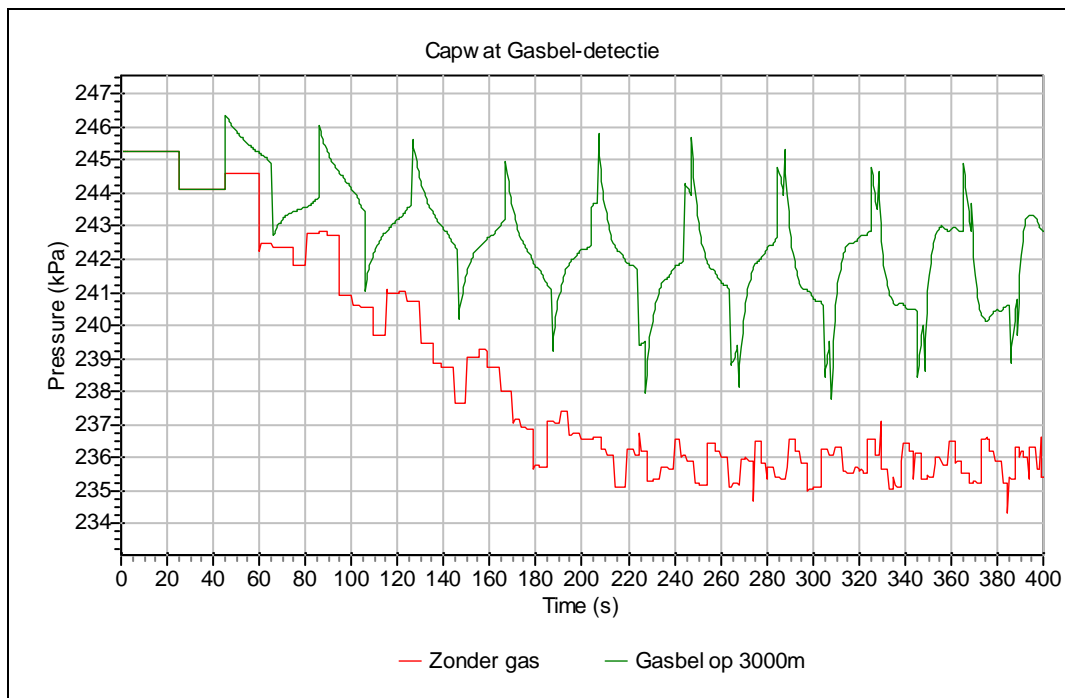
Figuur B.2 De persleiding kan geïsoleerd worden van het systeem door de twee afsluiters dicht te zetten.

Als het afgetapte volume en de drukdaling bekend zijn, kan het gasvolume in de leiding worden bepaald. Omschrijven van vergelijking (B.1) geeft voor het gasvolume  $V_i$ :

$$V_i = \frac{p_i}{\rho g} \left( \frac{\Delta V}{\Delta H} - \frac{gV}{c_0^2} \right) \quad (\text{B.2})$$

De initiële gasdruk  $p_i$  in vergelijking (B.2) is een absolute druk in SI eenheden, Pa.a. Deze druk kan verkregen worden door de atmosferische druk op te tellen bij de gemeten druk op  $t=0s$ .

In Figuur B.3 staan de druksignalen benedenstrooms van de klep (zie Figuur B.2). Door de expanderende gasbel is de drukdaling in de tijdreeks met gasbel lager dan in de tijdreeks zonder gasbel.



Figuur B.3 Druk-signalen van systeem zonder en met gasbel

Door een gemiddelde waarde te nemen voor de tijdreeks (nadat de het volume is afgetapt), kan de exacte drukkaling bepaald worden. In Figuur B.3 is te zien dat voor  $t > 240$  s de druk is gestabiliseerd (waterslag golven uitgezonderd).

### B.3 Dynamische meting

Een derde betrouwbare methode om gasbellen te detecteren in het systeem maakt gebruik van de reflecties van drukgolven. Door een drukgolf in het systeem te introduceren (door bijvoorbeeld een klep te sluiten) en de druk te registreren kan een “*fingerprint*” van het systeem verkregen worden. Deze “*fingerprint*” wordt vervolgens vergeleken met een nulmeting (uitgevoerd bij oplevering van het systeem) of met een simulatie (d.m.v. waterslagsoftware).

De golfsnelheid van het systeem bepaalt de hoeveelheid waterslagberging. Indien er gasbellen in het systeem aanwezig zijn is er meer waterslagberging dan normaal, wat resulteert in een hogere golfsnelheid (zie Bijlage A.8):

$$\frac{1}{c_{gas}^2} = \frac{1}{c_0^2} + \frac{\rho \cdot V_i}{k \cdot p_i \cdot V} \quad (B.3)$$

Waarin:

$c_{gas}$	=	Golfsnelheid met gasbellen in het systeem	[m/s]
$c_0$	=	Golfsnelheid zonder gasbellen	[m/s]
$\rho$	=	Dichtheid van de vloeistof	[kg/m <sup>3</sup> ]
$V_i$	=	Initieel volume van de gasbel	[m <sup>3</sup> ]
$k$	=	Polytropische constante	[-]
$p_i$	=	Initiële absolute gasdruk	[Pa.a]
$V$	=	Totaal leidingvolume	[m <sup>3</sup> ]

Elk systeem heeft zijn eigen basisfrequentie. Deze basisfrequentie wordt bepaald door de golfsnelheid  $c$  en de karakteristieken van de bovenstroomse en benedenstroomse randvoorwaarden van het systeem:

Voor verschillende randvoorwaarden:

$$f = \frac{c}{4L} \quad (B.4)$$

Voor dezelfde randvoorwaarden:

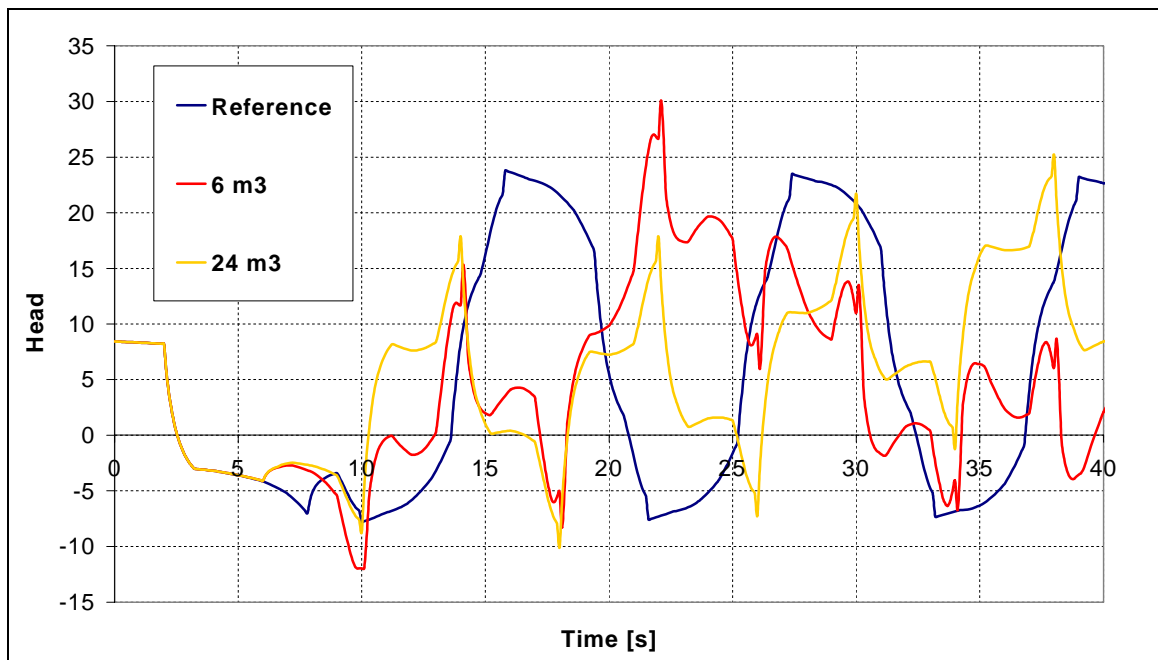
$$f = \frac{c}{2L} \quad (B.5)$$

Waarin:

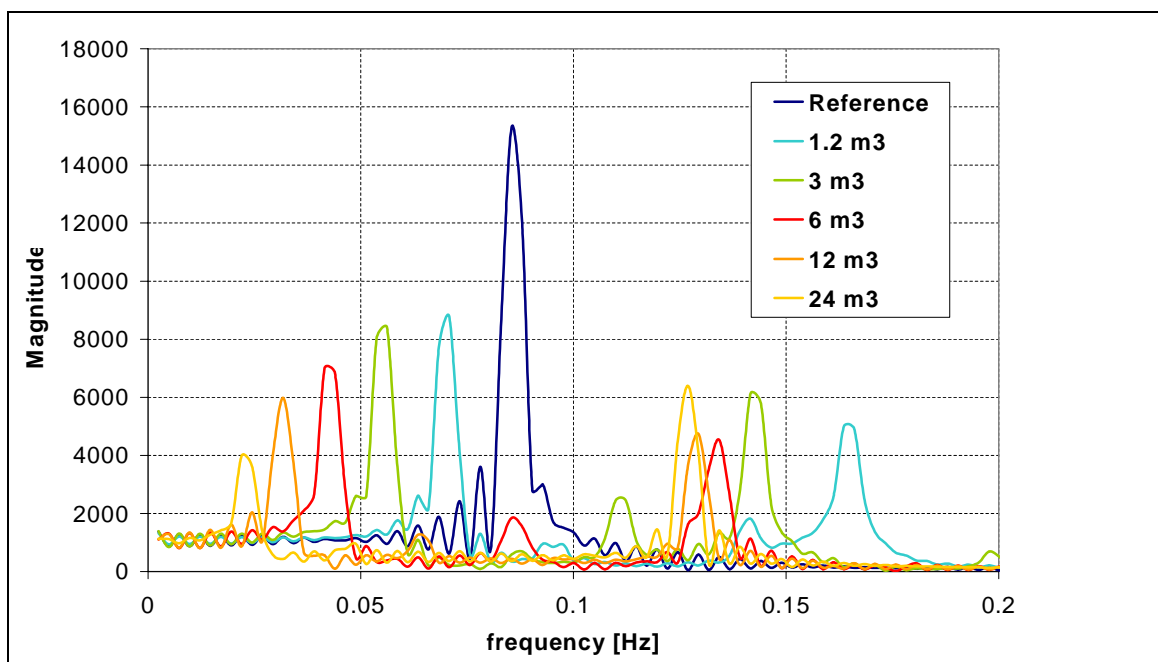
$f$	=	Frequentie	[Hz]
$c_0$	=	Golfsnelheid zonder gasbellen	[m/s]
$L$	=	Lengte van de leiding	[m]

In afvalwatersystemen wordt deze meting meestal uitgevoerd door middel van het sluiten van een afsluiter net benedenstrooms van het gemaal. Deze systemen komen vaak uit in een andere ontvangstkelder, wat betekent dat de randvoorwaarden verschillen van elkaar. In dit geval moet dus vergelijking (B.4) gebruikt worden

Voor hogere golfsnelheden ontstaan dus ook hogere frequenties in het systeem. Deze frequenties kunnen zichtbaar gemaakt worden door middel van een *Fourier-transformatie*. Figuur B.4 en Figuur B.5 laten de tijdreeksen en fourierreeksen zien van een numeriek model. De referentie (blauwe lijn) is gemaakt zonder gas in het systeem.



Figuur B.4 Tijdreeks van meerdere metingen met en zonder gas in het systeem (numeriek voorbeeld)



Figuur B.5 Fourier reeks van de metingen voor verschillende groottes van het gas volume

Figuur B.5 laat de Fourier getransformeerde signalen zien. De 'reference' lijn laat duidelijk de basisfrequentie van 0,08 Hz zien (wat overeen komt met een looptijd van 12,5 s). De verschillende lijnen stellen verschillende gasvolumes voor. De frequentieverschuiving is duidelijk zichtbaar.

Het gasvolume kan worden afgeleid uit de verschuiving van de basisfrequentie van het systeem. Net als de basisfrequentie is dit afhankelijk van de randvoorwaarden van het systeem:

Verschillende randvoorwaarden:

$$V_i = \frac{k \cdot p_i \cdot V}{16L^2 \cdot \rho} \left( \frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_0^2} \right) \quad (\text{B.6})$$

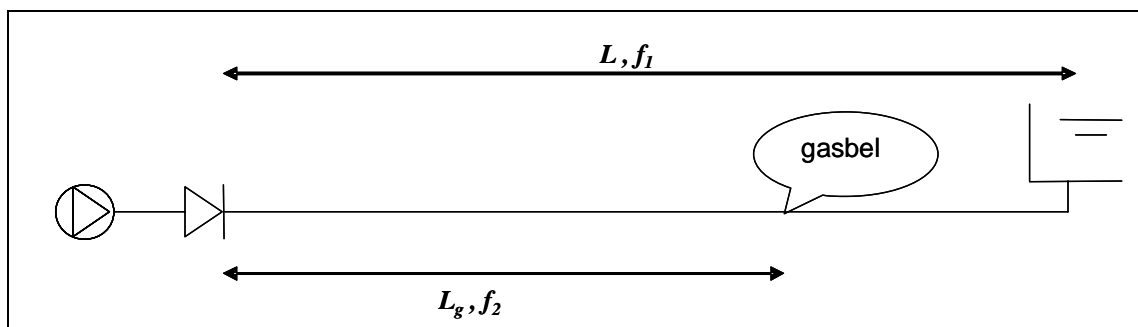
Dezelfde randvoorwaarden:

$$V_i = \frac{k \cdot p_i \cdot V}{4L^2 \cdot \rho} \left( \frac{1}{f_1^2} - \frac{1}{f_0^2} \right) \quad (\text{B.7})$$

Waarin:

$f_0$	=	Basisfrequentie zonder gasbel	[Hz]
$f_1$	=	Basisfrequentie met gasbel	[Hz]

Figuur B.5 Laat nog een tweede frequentie piek  $f_2$  zien (goed zichtbaar voor  $V_{\text{gas}}=24 \text{ m}^3$ , bij  $f_2=0,13 \text{ Hz}$ ). Met deze tweede frequentie kan de locatie van de gasbel bepaald worden bepaald.



Figuur B.6 Bepalen van de locatie van de gasbel

Met behulp van vergelijking (B.4) en (B.5) kan de locatie van de eerste gasbel bepaald worden.

De detectiemethode wordt samengevat in de volgende stappen:

1. Bouw een hydraulisch simulatiemodel van het afvalwatertransportsysteem. Het model dient voldoende informatie te bevatten om dynamische berekeningen ("waterslageberekeningen") uit te kunnen voeren. Indien mogelijk wordt dit model gevalideerd tegen meetdata van het systeem zonder luchtbellen, zodat vastgesteld kan worden dat het referentiesignaal goed gesimuleerd wordt. Deze validatie zou bij oplevering uitgevoerd kunnen worden.
2. Alle eventuele waterslagvoorzieningen dienen in het model uitgeschakeld te worden. Tijdens de detectiemetingen dienen deze voorzieningen in het veld ook uitgeschakeld te worden.
3. Bepaal welk dynamisch scenario zonder deze voorzieningen uitgevoerd kan worden zonder schade aan het systeem toe te brengen. Dit betekent dat een maximum debiet bepaald moet worden met bijbehorende kleppositie of pomptoerental. De dynamica wordt bij voorkeur geïnitieerd door sluiting van een (isolatie) klep, direct gevolgd door pomp stop, omdat dan een goed reproduceerbare stabiele drukoscillatie ontstaat in de persleiding. Cavitatie en lokale ontgassing mogen tijdens dit scenario niet optreden, omdat caviteiten en ontgassingsbellen vergelijkbare reflecties veroorzaken als luchtbellen. De minimale druk in het systeem moet hiertoe groter blijven dan -5 m

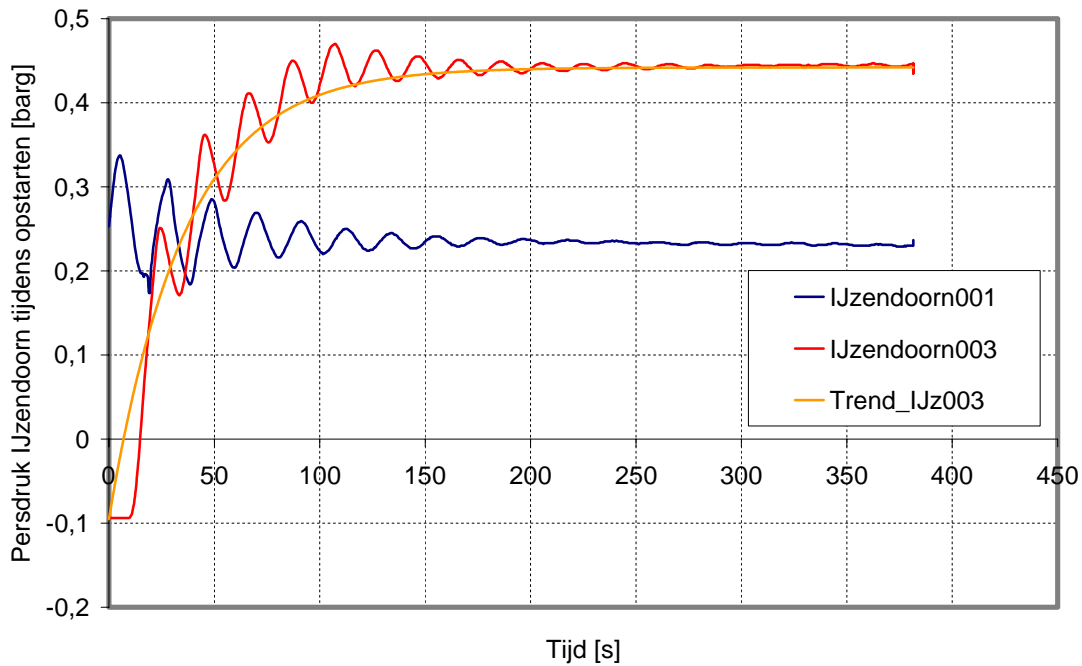


- onderdruk, omdat bij ongeveer deze druk ontgassing gaat optreden<sup>\*)</sup>. De dynamische druk aan het begin van de persleiding tijdens dit scenario is het referentiesignaal. Bij ingebruikname van een nieuwe leiding zou het referentiedruksignaal ook gemeten kunnen worden, nadat het systeem zorgvuldig gevuld en ontluicht is; deze meting fungeert dan als een fingerprint van het systeem.
4. Installeer een drukopnemer aan het begin van de persleiding op een toegankelijke plaats. Een voor de hand liggende lokatie is in het gemaal, benedenstrooms van de terugslagkleppen en de te sluiten (isolatie)klep.
  5. Start het dynamische scenario in het echte systeem en meet de dynamische druk. De sampletijdstap moet minimaal 10 keer kleiner zijn dan de periode van een druksignaal met een eventuele luchtbel in de eerste zinker. Stel de eerste zinker bevindt zich op  $Z$  m van het gemaal en de voortplantingssnelheid bedraagt  $c$  m/s. Dan is de periode  $4 \cdot Z/c$ . De sampletijd  $T_s$  moet dan kleiner zijn dan  $T_s < 0.4 \cdot Z/c$ . Oftewel, de meetfrequentie  $f_m > 2.5 \cdot c/Z$ .
  6. Er kan een trend in het meetsignaal zitten; zie bijvoorbeeld Figuur B.7. Verwijder deze trend. Hierdoor worden lage frequentiepieken in de Fouriertransformatie veel beter zichtbaar. De trend kan meestal voldoende nauwkeurig benaderd worden met een polynoom (2<sup>de</sup> of 3<sup>de</sup> graads) of een exponentiële functie.
  7. Verleng de tijdreeks tot de eerstvolgende macht van 2. De tijdreeks moet aangevuld worden met 0-en; de trend was immers al verwijderd. Er zijn meerdere redenen om de tijdreeks aan te vullen met ogenschijnlijk triviale waarden: 1. De schatting van de optredende frequenties wordt nauwkeuriger, omdat de frequentieresolutie gelijk is aan  $1 / T_{hor}$  met  $T_{hor}$  de lengte van de tijdreeks in s. 2. Met een macht van 2 als het aantal waarnemingen in de tijdreeks kan de meest efficiënte implementatie van de Fast-Fourier\_Transformatie (FFT) gebruikt worden. 3. Sommige tools, zoals Excel, eisen dat de lengte van de reeks een macht van 2 moet zijn.
  8. Bereken de FFT van het gemeten druksignaal en van het (berekende of gemeten) referentiedruksignaal. Het FFT algoritme is beschikbaar in elke toolbox voor tijdreeksanalyses, zoals bijvoorbeeld de *Data analysis* Add-in in Microsoft Excel. De FFT is een reeks van complexe getallen met resolutie  $\Delta f$ . De zogenaamde absolute waarde van de complexe FFT-waarden worden verder gebruikt. Als  $(x_j, i \cdot y_j)$  een complex getal is in de FFT, dan is  $(x_j^2 + y_j^2)^{1/2}$  de absolute waarde van  $(x_j, i \cdot y_j)$ . Ook deze functie is standaard beschikbaar in Excel, Matlab of andere tijdreeksanalysepakketten.
  9. Zet de absolute waarden van beide FFT-reeksen in een grafiek en bepaal de grootste amplitude in beide reeksen. Bepaald bovendien de op-één-na-grootste amplitude in de gemeten reeks. De frequentie met de grootste amplitude in de referentie FFT is  $f_0$ , de frequenties bij de grootste en op-één-na-grootste amplitude zijn  $f_1$  en  $f_2$ .
  10. Vul de gevonden frequentie  $f_2$  in vergelijking (B.4) in om de schatting van de afstand tot de eerste luchtophoping te vinden.
  11. Bepaal uit het rekenmodel de verwachte einddruk  $p_f$  op deze lokatie uit de referentiesimulatie.
  12. Gebruik vervolgens vergelijking (B.6) om een schatting te krijgen van het totale luchtvolume in de persleiding.

---

<sup>\*)</sup> Het transiënte scenario is een balans tussen twee criteria. Enerzijds moet de drukgolf zo groot mogelijk zijn om maximale informatie te verkrijgen, anderzijds mag de drukgolf niet zo groot zijn dat cavitatie, ontgassing of schade aan de leiding ontstaat.

Twee parameters in vergelijking (B.6) zijn nog niet besproken: het karakteristieke volume  $V$  en de karakteristieke leidinglengte  $L$ . Bij een enkelvoudige leiding zijn deze parameters gewoon het totale volume en de totale leidinglengte. Bij een vertakt systeem wordt een redelijke schatting verkregen indien de lengte en het volume van de hoofdleiding gebruikt worden.



Figuur B.7 Voorbeelden van dynamische drukmetingen met en zonder trend