



Institutionen för vattenbyggnad
Chalmers Tekniska Högskola

Department of Hydraulics
Chalmers University of Technology

Tryckslag i tappvattensystem

av

Pär Ekström



**Institutionen för Vattenbyggnad
Chalmers Tekniska Högskola**

**Department of Hydraulics
Chalmers University of Technology**

Tryckslag i tappvattensystem

av

Pär Ekström

Examensarbete 1996:2

Göteborg 1996

**Adress: Institutionen för Vattenbyggnad
Chalmers Tekniska Högskola
412 96 Göteborg**

**Tel: 031-772 10 00
Fax: 031-772 21 28**

Förord

Detta examensarbete är genomfört vid Institutionen för Vattenbyggnad, Chalmers Tekniska Högskola på initiativ från Electrolux-Wascator. Wascator har även finansierat de resor som behövts för att genomföra projektet och ställt ut de ekonomiska garantier som krävts för inlåning av utrustning. Jag vill därför tacka Uno Lund, Wascator.

Dessutom vill jag tacka Gösta Lindvall, CTH, för handledning, Bror-Arne Gustavsson, Institutionen för Termo- och Fluidodynamik, CTH för råd och synpunkter under arbetets gång, Karsten Holtebo, Danfoss, för lån av laboratorium i Oslo, Sven-Erik Ljungvig, Mora Armatur, för lån av armaturer, Stefan Eriksson, F M Mattsson, för lån av armaturer, Leif Nordgreen Codan Gummi, för lån av gummislang, Bernt Persson, Göteborgs VA-verk, för lån av mätutrustning, Hotell Royal Corner i Växjö, konserthuset i Växjö, Steffen Häggström, CTH, för tillgång till deras installationer, Joakim Johansson, Danfoss, för handräkning vid fältmätning, och till sist Rolf Nordell för introduktion till och råd rörande tryckslag i tappvattensystem.

Sammanfattning

Denna rapport behandlar tryckslag i tappvattensystem orsakade av engreppsblandare och magnetventiler. Utredningens syfte har varit att finna de egenskaper hos ventiler och slangar som krävs för att göra en analys av tryckslagsfenomenet. Dessutom har ett större antal tryckslagsmätningar genomförts för att ha som referenser vid numerisk modellering.

Vid den numeriska modelleringen har modelleringsprogrammet inte kunnat återge verkligheten på ett tillfredsställande sätt. Dämpningen av tryckvågen har varit betydligt större i försöken än i beräkningarna. Vidare har jag i beräkningarna inte lyckats åstadkomma den första höga tryckspiken som visar sig i försöken.

Orsaken till denna stora skillnad mellan försöken och beräkningarna skulle kunna förklaras med att det uppstår kavitation i ventilen. Det är högst troligt att det, då man reducerar trycket från 5 bars övertryck till atmosfärstryck, uppstår punkter i ventilen med vakuum och kavitation. Då kavitationen inträder ökar strömningsmotståndet, vilken kan jämföras med att ventilen stängs mycket hastigt vid detta tillfälle.

Utöver detta har jag gjort ett par andra intressanta observationer, bland annat att man kan ha stora akustiska problem med ett marginellt tryckslag. Vidare framkom att tryckstöten uppstår före det att ventilen är helt stängd och att tryckstöten nedströms ventilen kan vara så stor att den tvångsöppnar vissa typer av magnetventiler.

	1
1 INLEDNING	2
2 TRYCKSLAG, EN FÖRKLARING AV BEGREPPET	3
3 HÄRLEDNING AV TRYCKSLAGETS AMPLITUD	7
4 BRANSCHENS SYN PÅ TRYCKSLAG	9
5 MODELLERING AV TRYCKSLAG	10
5.1 Stängningstid	10
5.2 Reflektion	11
5.3 Vågutbredningshastighet	12
6 LABORATORIEFÖRSÖK	15
6.1 Mätningar på magnetventiler	15
EVS I 15	16
EVS I 25	17
Tryckslag	18
6.2 Mätningar på engreppsblendare	18
Ventilkaraktistik	19
Tryckslag	20
7 BERÄKNINGAR I "SURGE"	22
7.1 Presentation av beräkningsprogrammet Surge	22
7.2 Modellering av försöksuppställning i Surge	22
8 VENTILERS KAVITATIONSEGENSKAPER	24
9 FÄLTFÖRSÖK	26
9.1 Enfamiljshus i Budskär	26
9.2 Konserthuset i Växjö	26
9.3 Hotell Royal Corner i Växjö	27
10 SLUTSATSER	28
LITTERATURFÖRTECKNING	29
FIGURTABELL	29
APPENDIX	31

1 Inledning

När man stänger en ventil hastigt i ett rör där vatten strömmar uppstår en tryckvåg som fortplantar sig längs ledningen. Detta begrepp kallas tryckslag. Om strömningshastigheten är liten och förändringen av strömningshastigheten är långsam blir tryckamplituden liten och man kan helt bortse från fenomenet.

Om förutsättningarna ovan inte är uppfyllda får man ett tydligt tryckslag. Tryckslaget kan ge sig till känna på två sätt. Det första är med ljud och vibrationer som kan höras ses och kännas tydligt. Om röret är låst för rörelse, t.ex. ingjutet i betongkonstruktion, kan man ha stora tryckslag utan att dessa symptom uppstår. Det andra är att rörbrott uppstår i förtid och till synes utan förklaring. Detta har tre olika bakgrunder. Ett, den momentana belastningen blir så stor att rörmaterialets brottspänning överskrids. Två, den återkommande pulserande belastningen ger upphov till utmattningsbrott. Tre när kopparrör korroderar bildas ett oxidskikt på insidan av röret. Detta oxidskikt förhindrar fortsatt korrosion. När tryckstöten fortplantar sig i röret skadas detta skikt och korrosionen fortgår utan att bromsas upp tills det att röret blir obrukbart.

Problemet med tryckslag i grova vattenledningar, t ex tilloppsledningar till vattenkraftverk eller råvattenledningar har varit allmänt känt sedan seklets början. Tryckslag i tappvattensystem har blivit uppmärksammat först under 1980-talet. Anledningen till detta är att man då samtidigt införde engreppsblandare i stor skala och började tillämpa klenrördimensionering. Numera har man frångått den extrema klenrördimensioneringen och infört engreppsblandare med bättre egenskaper ur tryckslags synpunkt. FM Mattsson har gjort den största förändringen på sina ventiler. Man byggde in en dämpare på spaken så att man därmed bromsade upp rörelsen vilket leder till längre stängningstid. Denna produkt lanserades brett under namnet mjukstängande.

Detta inte helt väldefinierade ordet mjukstängande fick en stor spridning i VVS branschen. När nu projektörer och inköpare började ställa krav på mjukstängande ventiler i alla sammanhang uppstod problemet, vad menas med mjukstängande ? Hur definierar man detta krav på i första hand ljud och vibrationsfri stängning i termer som ventilkaraktistika och stängningstider ?

Electrolux Wascator ställdes inför det ovan beskrivna problemet och har därför tagit initiativ till och stöttat detta examensarbete ekonomiskt.

2 Tryckslag, en förklaring av begreppet

Alla ändringar av vattenflöde i ett rör, oavsett flödets storlek eller förändringens storlek, kräver att vattnet accelereras eller retarderas. Krafter erfordras för att åstadkomma flödesändringarna och dessa krafter förekommer som tryckvariationer. Ju snabbare flödesändringarna sker och ju större flödesändringen är desto större blir kraften och därmed tryckvariationerna, med tryckhöjder betydligt högre än vid stationär drift. De höga över- eller undertrycken, tryckslag, kan orsaka rörbrott.

Vid ändring av vattnets rörelseenergi sker en omvandling till tryck i vattnet och röret, på grund av vattnets och rörväggens elasticitet. Från den punkt där flödesändringen initieras (ventil eller pump) utbreder sig tryckvariationen längs ledningen med en viss vågutbredningshastighet. Tryckvågen fortplantar sig längs ledningen på grund av rörväggens och vattnets elasticitet. Tryckvågen reflekteras i ändpunkter eller förgreningspunkter på ledningen. Vid varje punkt utefter ledningen uppvisar såväl flöde som tryck i ledningen olika värden vid olika tidpunkt. För detta tidsberoende (instationära) förlopp används ibland begreppet transient.

Tryckets storlek är beroende av bl a flödesändringens storlek och hur snabbt flödesändringen sker samt ledningslängden. Begreppet tryckslag innebär att höga tryck uppnås orsakade av snabba flödesändringar. Innebörden av snabb ändring beror på ledningslängd och elasticitet.

För att illustrera tryckvariationen efter en flödesändring och vad som menas med snabba flödesändringar samt hur stora trycken kan bli beskrivs vad som händer vid flödesändringar i ett förenklat fall.

Beskrivningen av flödesförloppet och tryckvariationerna förenklas om friktionsförlusten (h_f) och hastighetshöjden ($v_0^2/2g$) försummas. Hastighetshöjden överstiger normalt inte 0,5 m i VA-sammanhang. Ventilstängningen från delvis öppen till helt stängd ventil förutsättes ske momentant vid tiden $t = 0$. Tryckvariationerna framgår av figurena nedan.

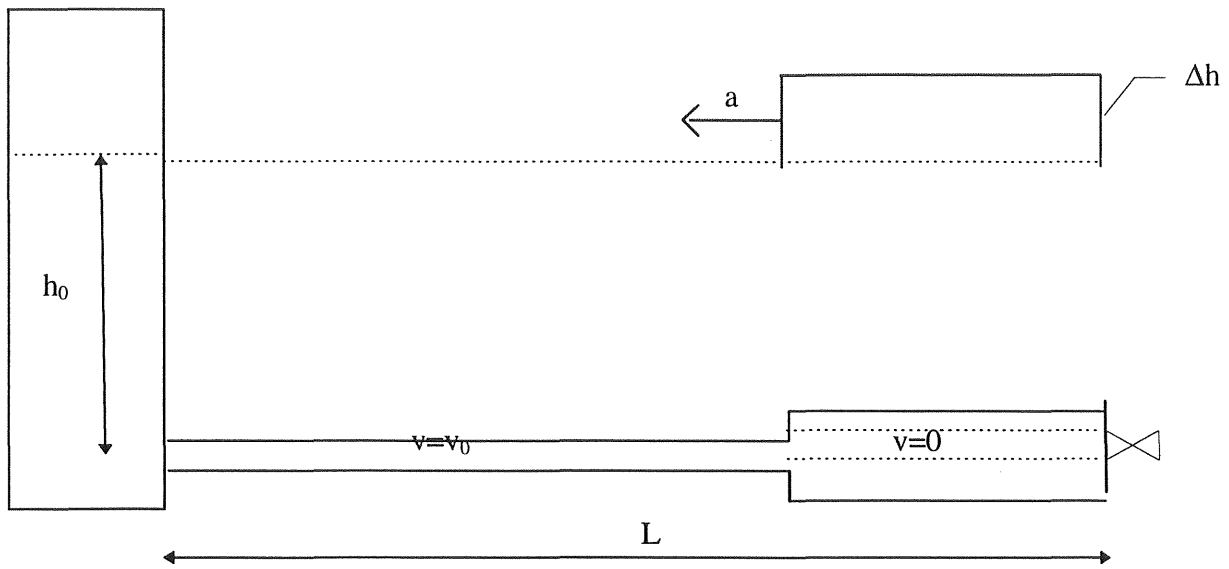
$$\Delta h = \frac{v_0 \cdot a}{g}$$

v_0 = flödets initiala hastighet (m/s)

a = vågutbredningshastigheten (m/s)

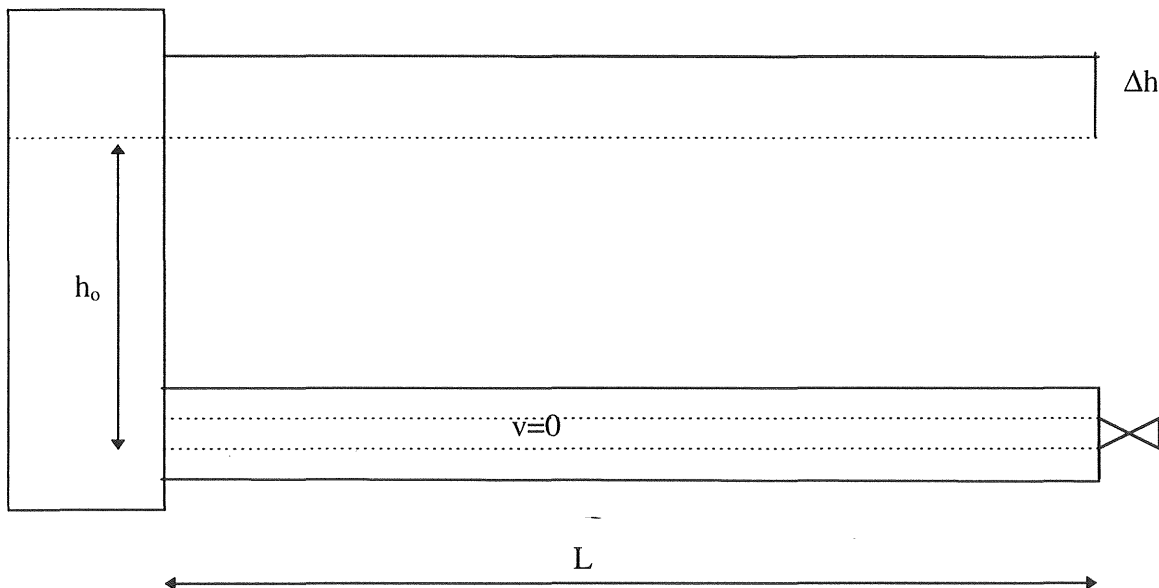
g = tyngdaccelerationen = 9,81 (m/s²)

L = ledningens längd (m)



Figur 1: Förklaring av tryckslag $0 < t < L/a$

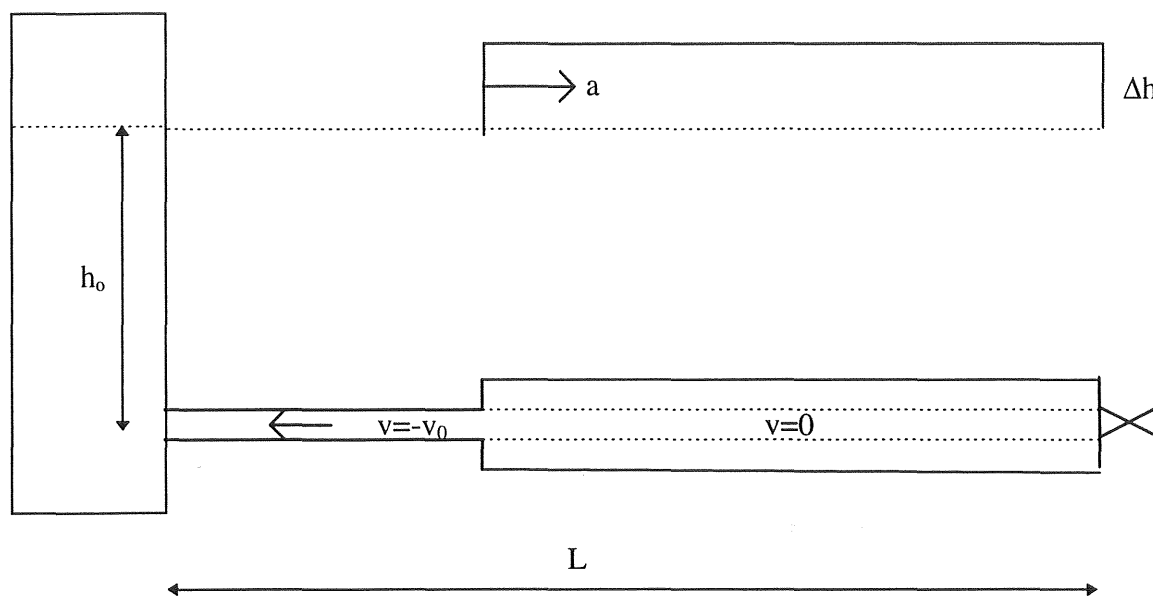
När ventilen stängs momentant ökar trycket uppströms ventilen med Δh . Tryckökningen Δh fortplantar sig med hastigheten a mot reservoaren.



Figur 2: Förklaring av tryckslag $t = L/a$

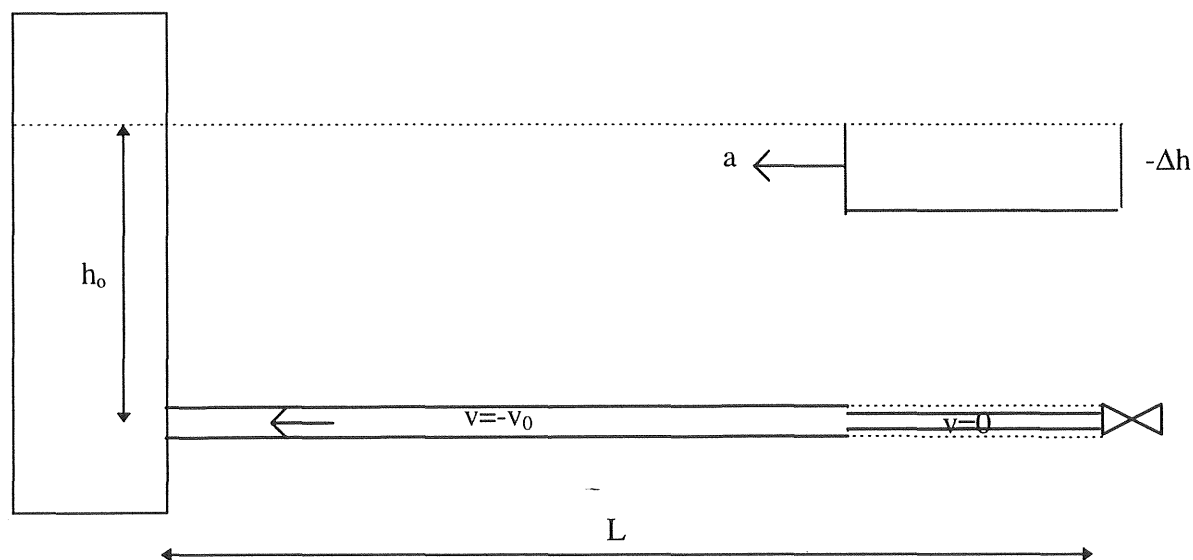
Vid tiden $t = L/a$ når vågfronten reservoaren. Övertrycket Δh i ledningen vid reservoaren måste utjämnas, vilket medför en återströmning av vatten ut i reservoaren. Denna flödesändring rör

sig i motsatt riktning med tryckminskningen Δh , vilket kan tolkas så att trycket reflekteras mot reservoaren till en negativ våg, som utjämnar trycket till h_0 .



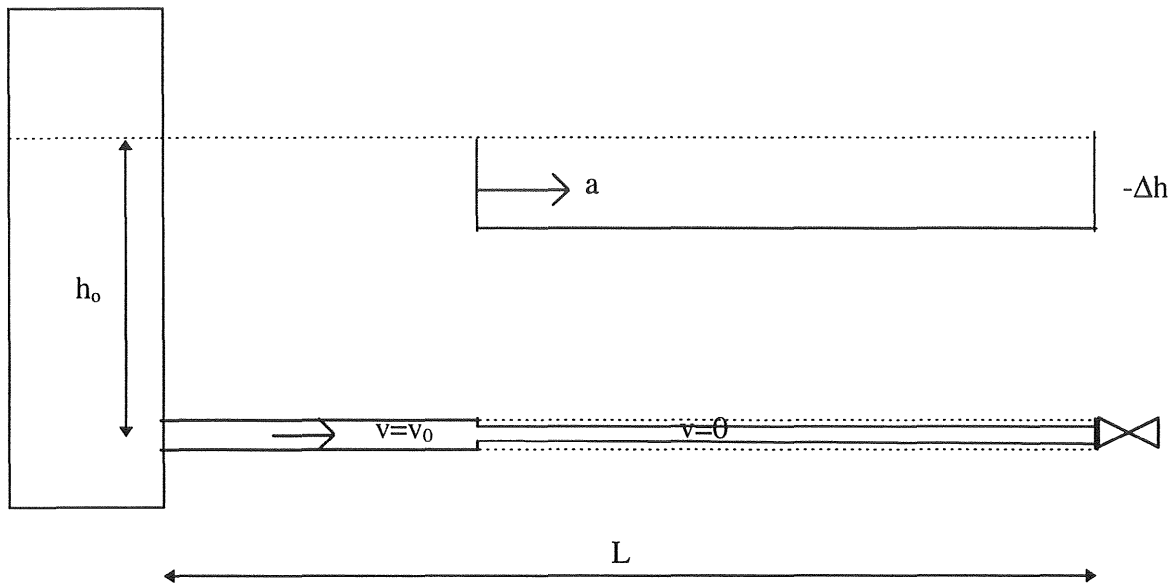
Figur 3: Förklaring av tryckslag $L/a < t < 2L/a$

Den negativa vågen fortplantar sig mot ventilen och når den stängda ventilen efter tiden $t = 2L/a$. Då är hastigheten lika med $-v_0$ och trycket h_0 i hela ledningen.



Figur 4: Förklaring av tryckslag $2L/a < t < 3L/a$

Den negativa vågen Δh kan inte utjämnas vid ventilen då denna är stängd, varför trycket reflekteras mot ventilen till en negativ våg och hastigheten blir noll vid ventilen.



Figur 5: Förklaring av tryckslag $3L/a < t < 4L/a$

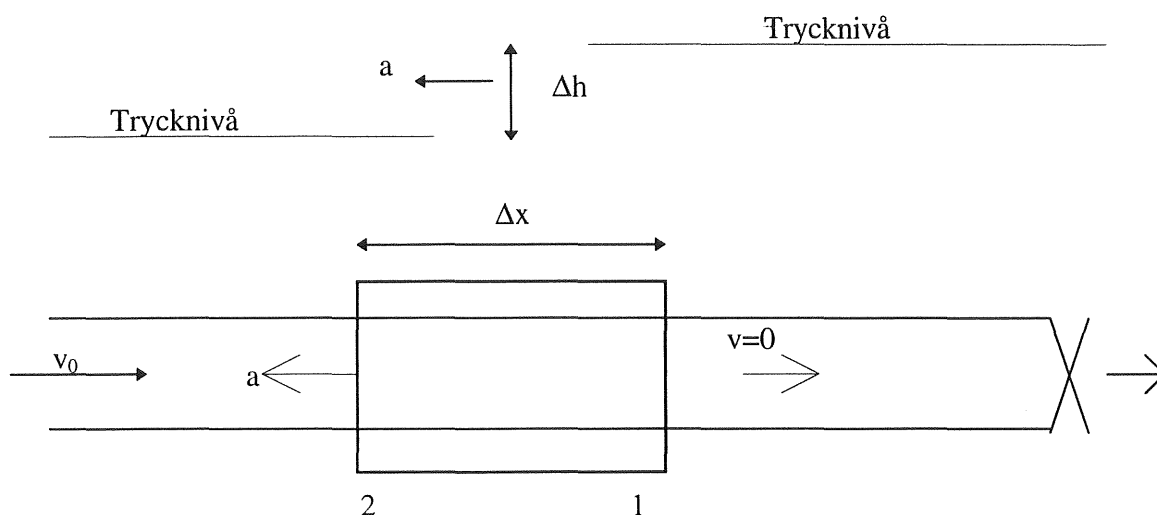
Efter tiden $t = 3L/a$ då den negativa vågen når reservoaren är hastigheten $v = 0$ i hela ledningen. Undertrycket i ledningen relativt reservoaren jämnas ut genom att vatten åter strömmar in i ledningen, vilket innebär att den negativa vågen reflekteras till en positiv våg. När denna positiva våg når ventilen efter $t = 4L/a$ är hastigheten v_0 i hela ledningen och trycket h_0 .

Efter tiden $t = 4L/a$ upprepas hela förloppet från $t = 0$ med perioden $T = 4L/a$ teoretiskt i all oändlighet i detta fall utan friktion. Om hänsyn tas till friktionen upprepas förloppet med samma period men med en successivt minskande tryckamplitud på grund av friktionens dämpande inverkan.

(Persson 1988).

3 Härledning av tryckslagets amplitud

I ledningen i figur nedan har vattnet närmast ventilen bromsats upp från hastigheten v_0 till noll när ventilen stängdes momentant. En tryckvåg kommer då att fortplantas med hastigheten a (vilken vi ännu ej känner) mot flödesriktningen.



Figur 6: Beteckningar vid härledning av tryckvågshastigheten.

Vattenmassan mellan sektion 1 och 2 har vid tiden t hastigheten v_0 och en stund Δt senare hastigheten noll. Retardationen är en funktion av tryckdifferensen över sektion 1 och 2 och kan beskrivas med hjälp av Newtons andra lag

$$F = m \frac{dv}{dt}$$

där F är den vektoriella summan av de på massan m verkande krafterna och v är massans hastighetsvektor.

Den i flödesriktningen verkande kraften är

$$F = -\rho \cdot g \cdot \Delta h \cdot A$$

där A är rörets area. Massan mellan sektion 1 och 2 är

$$m = \rho \cdot \Delta x \cdot A$$

Då trycket stiger töjs rörväggen och densiteten växer. Förändringarna är emellertid små för rör av metall, varför både A och ρ kan förutsättas vara konstanta.

För att komma från sektion 1 till sektion 2 behöver tryckvågen tiden

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$$

varför massans m hastighetsändring per tidsenhet blir

$$\frac{dV}{dt} = \frac{0 - v_0}{\Delta t} = -\frac{v_0 a}{\Delta x}$$

Insättning i den första ekvationen ger nu

$$-\rho \cdot g \cdot \Delta h \cdot A = \rho \cdot \Delta x A \left(-\frac{v_0 a}{\Delta x} \right)$$

eller

$$\Delta h = \frac{a \cdot v_0}{g}$$

Detta uttryck brukar benämnas Joukowskis lag.
(Sjöberg 19).

4 Branschens syn på tryckslag

Attityden till tryckslag i VVS-branschen varierar mycket. En liten del av aktörerna förstår att problemet har betydelse för kunden och arbetar på att lösa dessa. Andra försöker bagatellisera problemet. Det sistnämnda förhållningssättet beror antingen på att man har för liten kunskap om problemet eller att man inser att problemet inte går att lösa med enkla medel och tillgängliga produkter.

Vid dimensionering av tappvattensystem har reglerna ändrats tre gånger de sista 20 åren. Reglerna bygger på att man skall få minst ett bestämt flöde vid sin tappunkt. Dessutom skall väntetiden på varmvatten begränsas vilket medför att man föredrar mindre dimensioner. Utöver dessa krav får ett maxtryck på 10 bar inte överskridas.

Strömningshastigheten skall inte överstiga 2 m/s eftersom korrosionen då tilltar kraftigt.

Om man tar hänsyn till tryckslag i denna dimensionering blir beräkningsarbetet mycket omfattande. Handberäkning i detta sammanhang är helt uteslutet, även datorberäkning kan ifrågasättas av ekonomiska skäl. Man bör därför utveckla en tabellsamling med lösningar som ger acceptabla tryckslag. Om komponenterna i tappvatteninstallationerna är utformade så att de begränsar tryckslaget kan denna tabell få ett mycket rimlig omfattning.

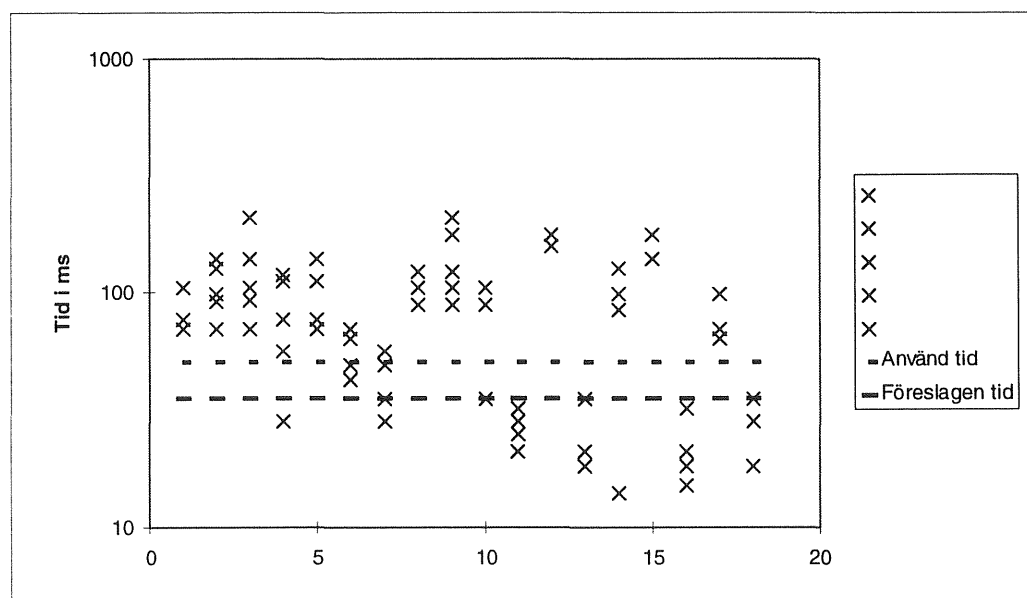
För närvarande finns det en dimensioneringstabell i Sverige. Denna tabell har konstruerats av Rolf Nordell (1991) efter ett stort antal labförsök. Tabellen har fått mycket kritik av branschen och man har ifrågasatt dess riktighet. Jag är övertygad om att Nordell inte gör anspråk på att tabellen är en komplett lösning på problemet utan några fel eller undantag. Däremot är tabellen ett empiriskt framtaget verktyg som bör användas tills dess att någon annan mer omfattande utredning ger ett verktyg som bättre avspeglar och tar hänsyn till fenomenet tryckslag

5 Modellering av tryckslag

5.1 Stängningstid

För att kunna genomföra modellering av tryckslag måste man ha kännedom om ventilens stängningstid. Elektriskt styrda ventiler som magnetventiler och motorventiler har den fördelen att stängningsförloppet ser likadant ut vid upprepning av stängningen. Man kan i vissa fall även styra stängningsförloppet efter egna önskemål.

Engreppsblandare stänger med olika förlopp beroende på användare och placering av blandaren. I modelleringsammanhang kan det vara praktiskt att låsa stängningstiden till ett bestämt värde. Detta värde bör väljas så att man får en realistisk bild av den tuffa miljö som blandaren kan placeras i. I denna rapport har den totala stängningstiden valts till 50 ms. Detta trots Ulf Holmgrens (1986) undersökning där han låtit 18 personer stänga en blandare 5 gånger vardera, med resultat enligt figur 7 och att Holmgrens rekommendation är 35 ms. Anledningen till denna avvikelse var att utrustningen som användes var mindre lämpad för denna stängningstid. Dessutom upplever jag redan en stängning på 50 ms som vandalisering av armaturen. Om man studerar utmattningsbrott bör man välja en långsammare stängningstid och om man studerar rörbrott till följd av att brottspänningen överskrids bör man välja kortare tid.



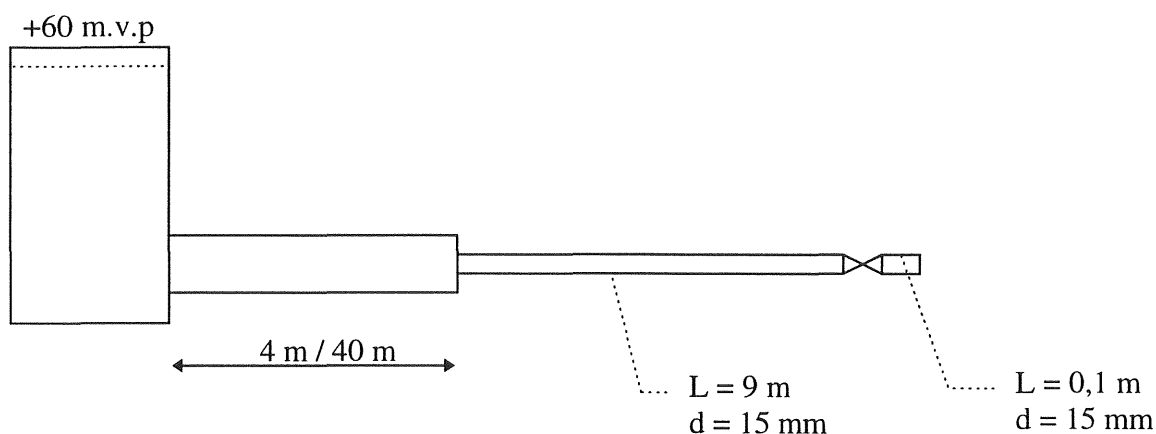
Figur 7: Stängningstider enligt Holmgrens försök.

I detta sammanhang bör man vara observant på hur stängningstiden är definierad. Det förekommer nämligen ett begrepp som är effektiv stängningstid, vilket är tiden från flöde 0,8 av maxflöde till nollflöde.

5.2 Reflektion

När man kopplar ett krent rör direkt till en stor tank, med konstant tryck, får tryckstöten en totalreflektion i denna punkt. Om man har en övergång mellan ett krent och ett grovt rör vill man kunna anta att man har fullständig reflektion i den punkten. För att förenkla sin beräkningsmodell är det praktiskt att kunna lägga in randvillkor som fullständig reflektion i stället för ett omfattande rörsystem.

Frågeställningen blir då: Hur stor dimensionsskillnad måste det vara mellan rören för att man skall kunna anta fullständig reflektion? För att kunna svara på denna fråga har jag genomfört en serie beräkningar med den teoretiska utformningen enligt figuren nedan. Röret efter tanken med konstant trycknivå har varierat mellan två längder 4 och 40 m. Rörets dimension har varierats mellan 15, 40, 60, 80, 100, 120, 150, 300 och 500 mm.

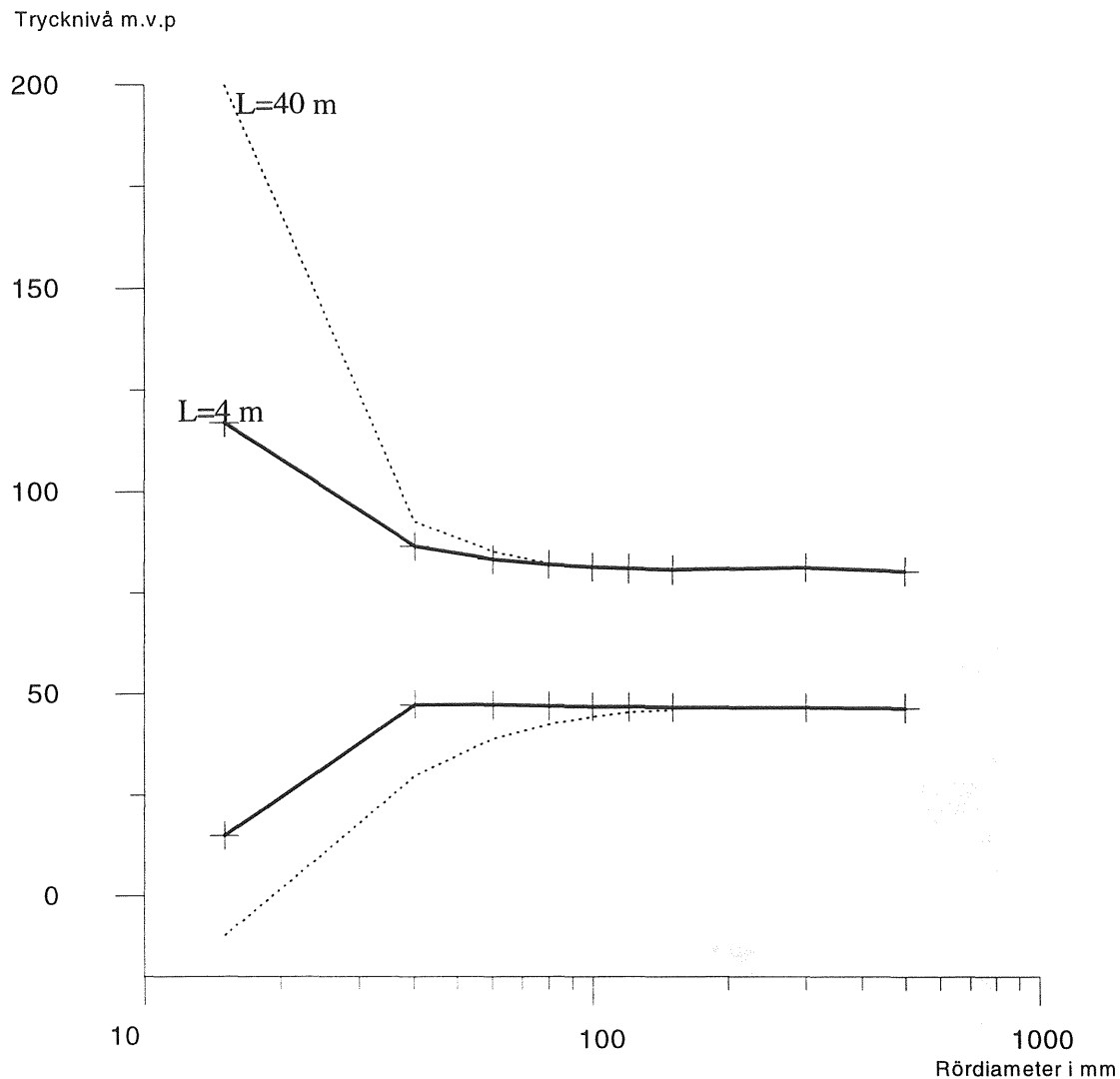


Figur 8: Uppställning för beräkningar tryckslag vid dimensionsförändringar.

Trycket valdes till 60 m vattenpelare och stängningstiden till 50 ms.

Med dessa förutsättningar genomfördes beräkningar i SURGE 5 med resultat enligt diagrammet nedan. I diagrammet kan man tydligt se att den maximala tryckstötsamplituden konvergerar mot en konstant nivå då dimensionen ökas.

Man kan därför dra slutsatsen att om dimensionsförändringen är 8 till 10 ggr kan man med säkerhet approximera dimensionsförändringen med en fullständig reflektion.



Figur 9: Tryckslagets beroende av dimensionsförändringar

5.3 Vågutbredningshastighet

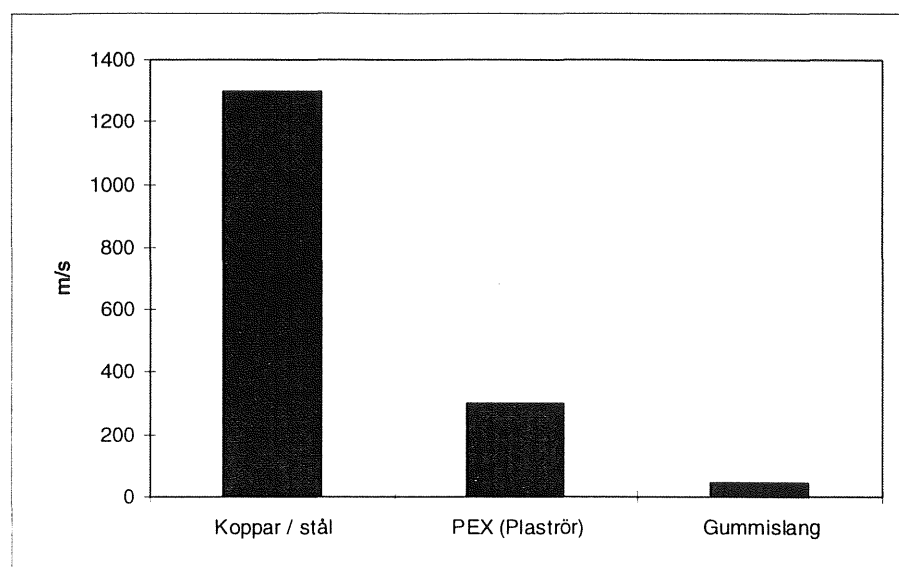
Tryckvågens hastighet motsvarar ljudets hastighet och beror på vattnets och rörväggens elasticitet. Vid tryckökning komprimeras vattnet och rörväggen expanderar successivt längs ledningen. Våghastigheten kan beräknas ur nedanstående ekvation.

$$a = \sqrt{\frac{\frac{K}{\rho}}{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e} \cdot F}} = \frac{1450}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e} \cdot F}}$$

a = Vågutbredningshastighet [m/s]
 K = Vattnets elasticitetsmodul = $2,1 \cdot 10^9$ [N/m²]
 ρ = Vattnets densitet = 1000 [kg/m³]
 E = Rörmateriallets elasticitetsmodul [N/m²]
 e = Rörväggens tjocklek [m]
 D = Rörets inre diameter [m]
 F = Rörets inspänningsfaktor

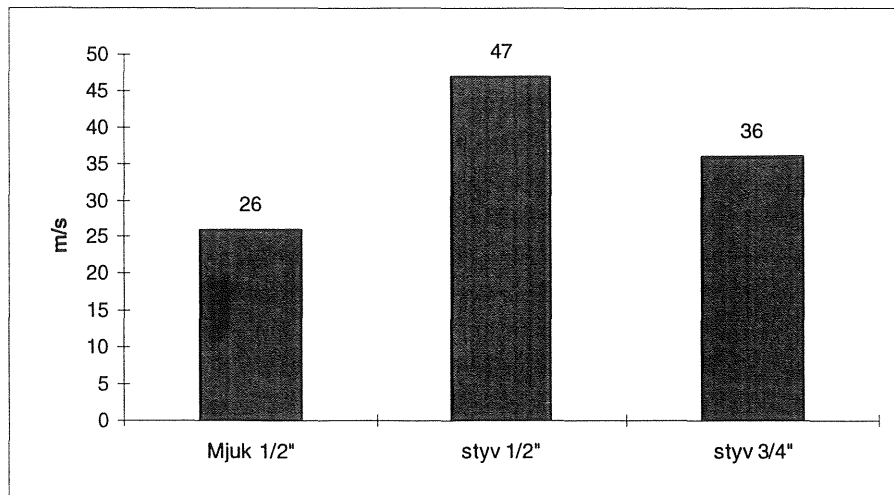
Rörets inspänningsfaktor F beror av förankringen och rörelsemöjligheter längs röret. Inspänningsfaktorn kan normalt sättas till 1.

För att ge en uppfattning om vågutbredningshastighetens storlek presenterar jag här nedan ett diagram över ungefärliga vågutbredningshastigheter för vanligt förekommande rör.



Figur 10: Ljudutbredningshastighet för rörmaterial

Vågutbredningshastigheten för armerad gummislang har jag tagit fram ur experiment jag genomfört i laboratoriet. Försöket har genomförts på tre olika slangar, två stycken 1/2" och en 3/4". Slangarna kopplades till ett vattenuttag och i slangens fria ända monterades en tryckgivare och en manuell kulventil. Försöket började med att vattnet fick strömma genom slangerna under några minuter, detta för att bli av med eventuell luft i slangerna. Därefter stängdes ventilen hastigt och en tryckstöt uppstod. Genom att analysera periodtiden för de tryckvariationer som uppstod och med kännedom om slangens längd, kunde vågutbredningshastigheten beräknas, med hjälp av sambandet periodtiden $T = \frac{4L}{a}$



Figur 11: Ljudutbredningshastighet för gummslang

För den exakta benämningen på slangarna hänvisas till appendix där även kurvorna kan studeras. Försöken har genomförts tre gånger på varje typ av slang och hastigheten varierade med ± 2 m/s.

6 Laborieförsök

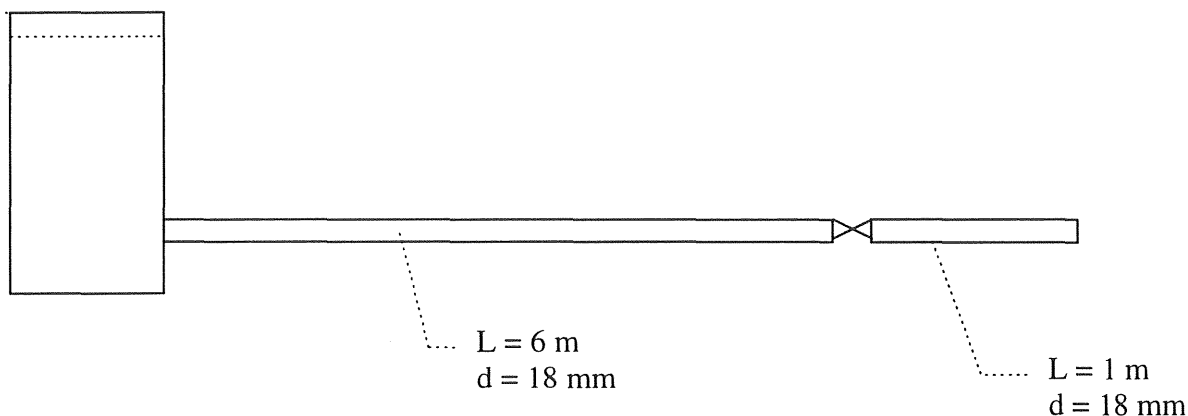
6.1 Mätningar på magnetventiler

På magnetventiler har jag genomfört laboriemätningar för att ta fram ventilkarakteristik och stängningsförlopp. Dessutom har tryckstötsförsök genomförts.

För att få en uppfattning om hur förändringar av ventilens design påverkar ventilkarakteristiken har jag justerat utformningen av membranet. Vid bestämning av stängningsförloppet har den totala stängningstiden kunnat fastslås. Däremot har jag endast haft möjlighet studera den sista delen av stängningen i detalj. Vid denna studien framgår det att ventilen vid stort tryckslag får ett sådant övertryck nedströms ventilen att denna tvångsöppnas. I samband med denna öppning strömmar vattnet baklänges i systemet och man får en ny tryckspik.

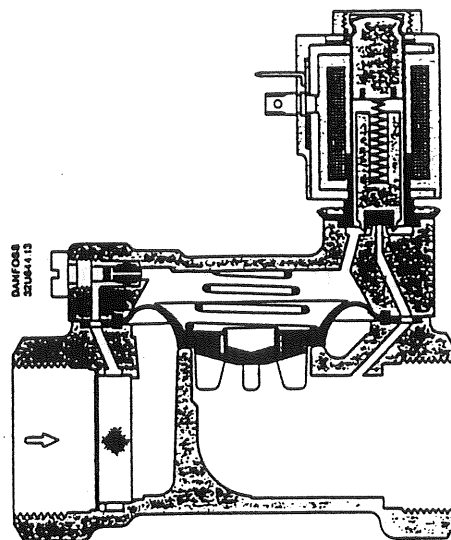
För att genomföra mätningarna hade jag förmånen att låna Danfoss laborier i Kolding. Försöksuppställningen bestod av en hydrofor med vatten till vilken man kopplade en 6 m lång 18 mm kopparledning. På kopparledningen kopplade man i sin tur ventilen och en 1 m lång 18 mm ledning som mynnade i det fria.

+50 m.v.p



Figur 12: Försöksuppställning för undersökning av tryckslag med magnetventiler

För att mäta ventilkarakteristiken borrades det ett hål i ventilluset och en skruv monterades i membranet. Detta arrangemang möjliggjorde att man kunde låsa membranet i olika lägen och därefter mäta det stationära flödet.

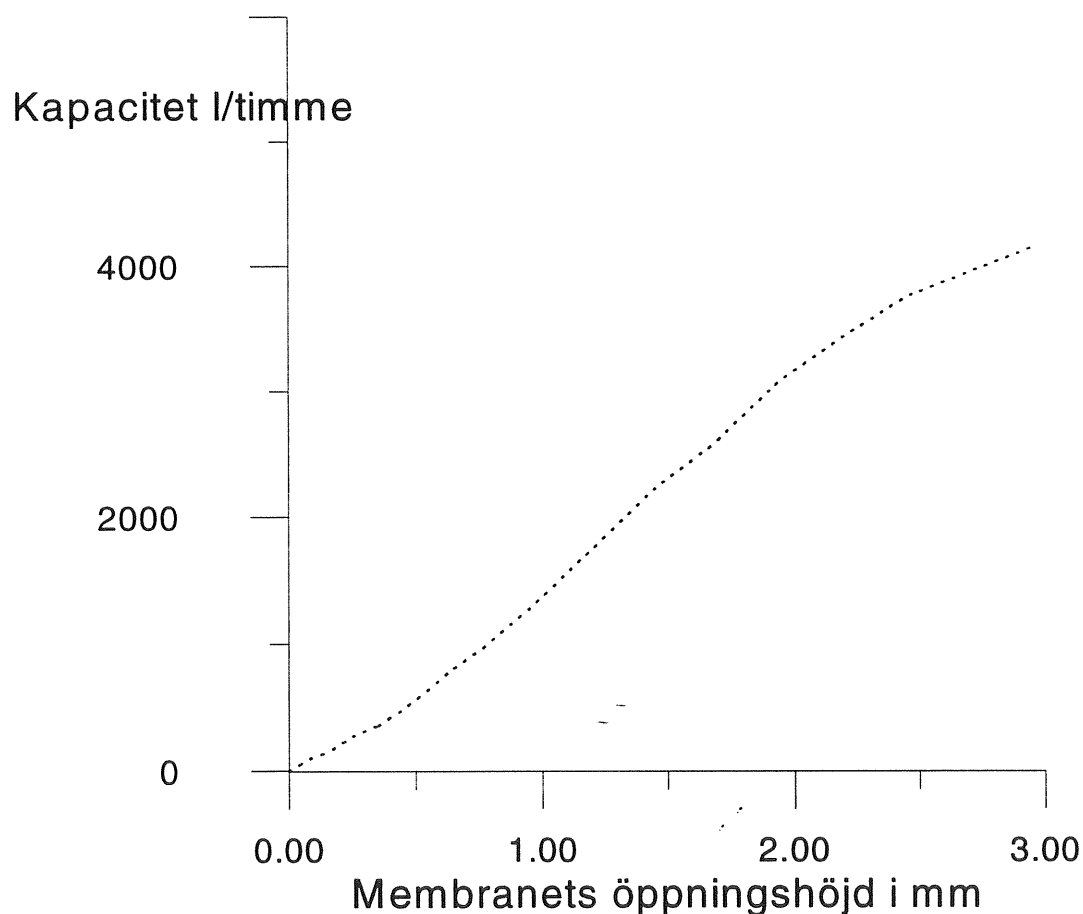


Figur 13: Magnetventil EVSI 15 - 50, Danfoss.

EVSI 15

Vid mätning på ventilen EVSI 15 förändrades membranet så till vida att mässingshylsan som styvar membranet svarvades till en form så att flödet skulle minska tidigare. Avsikten med detta var att flödesvariationen skulle bli mindre i slutet av stängningsförloppet.

Designen av de nya komponenterna gjordes utan omfattande föregående analys. Syftet med dessa nya komponenter var att med små förändringar se hur känslig utformningen är för ventilkarakteristikan och tryckslag.



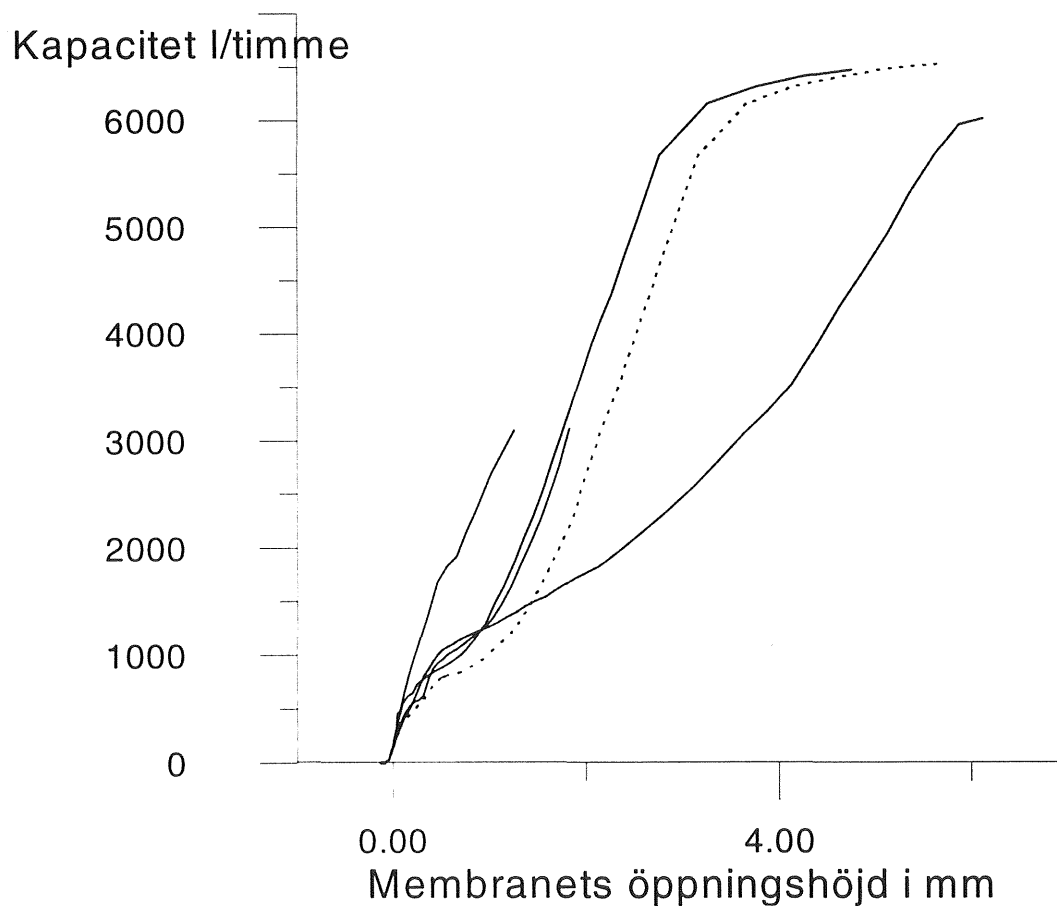
Figur 14: Ventilkarakteristik för magnetventil EVSI 15

Den streckade linjen representerar ventilkarakteristikan för originalutförandet. Tyvärr har mätningar av karakteristikan för de olika varianterna inte blivit genomförd.

EVSI 25

Vid mätning på ventilen EVSI 25 förändrades membranet så till vida att mässingshylsan som styr membranet modellerades upp med PlastikPadding till en form så att flödet skulle minska tidigare. Avsikten med detta var att flödesvariationen skulle bli mindre i slutet av stängningsförloppet.

Designen av de nya komponenterna gjordes utan omfattande föregående analys. Syftet med dessa nya komponenter var att med små förändringar se hur känslig utformningen är för ventilkarakteristikan och tryckslag.

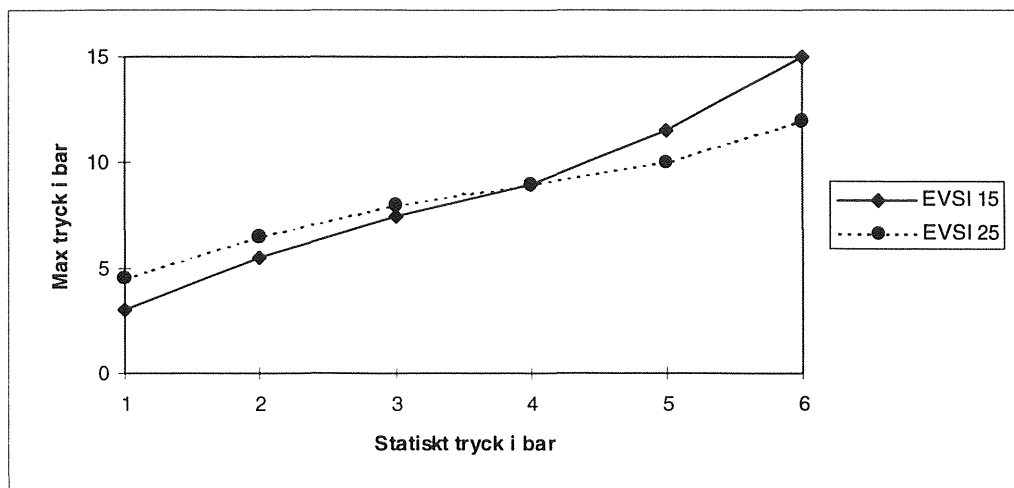


Figur 15: Ventrikarakteristikor för magnetventil EVSI 25

Tryckslag

De magnetventiler som undersökts kan ha tre olika stängningstider. Dessa väljs genom att man kan byta pilotmunstycket till tre olika dimensioner 0.5, 0.8 och 1.2 mm. I dessa försök valdes 0.5 mm munstycke vilket ger den längsta stängningstiden.

Den streckade linjen i fig 15 representerar originalutformningen av ventilen medan de heldragna visar olika förändringar av membranet. Vid tryckslagsförsök uppmätta tryckslag varierade marginellt och något mönster gick inte att finna.



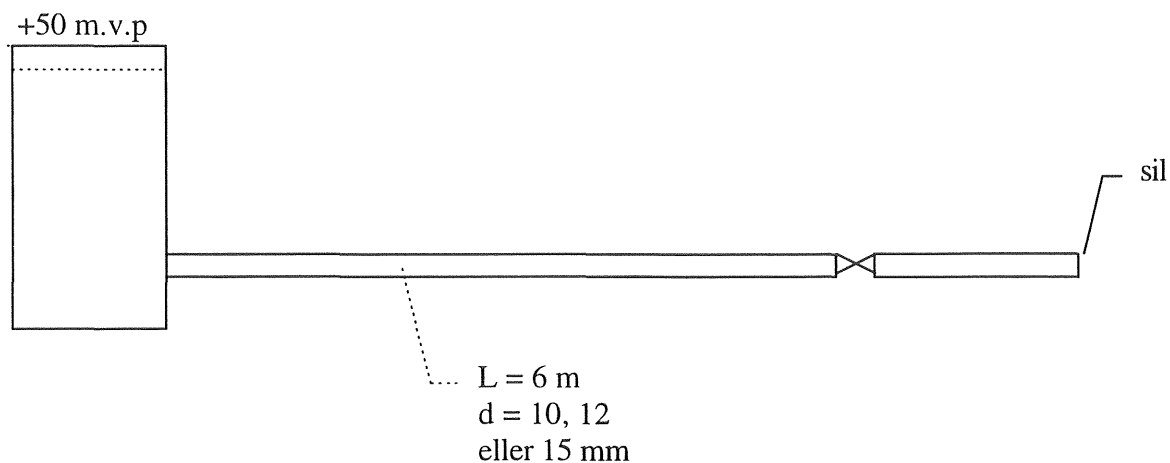
Figur 16: Tryckslag med magnetventiler

I figuren ovan kan man se tryckslagets storlek för fabriksutformningen av ventilerna i den uppställning som presenteras i början av detta kapitel.

6.2 Mätningar på engreppsblandare

På engreppsblandare har jag genomfört laboriemätningar för att ta fram ventilkarakteristikan och stängningsförlopp. Dessutom har tryckstötsförsök genomförts.

För att genomföra mätningarna hade jag förmånen att låna Norsk byggforskningsinstitutts laboratorier i Oslo. Försöksuppställningen bestod i en tryckstyrd pump som försåg en behållare med vatten av konstant tryck oberoende av flödets storlek. Behållarens diameter var mer än tio gånger rörets diameter och kunde därför betraktas som en reflektionspunkt. Till kärlet kopplade man en 6 meter lång kopparledning. Uppställningen var sådan att man kunde variera diametern mellan 10, 12 och 15 mm. På kopparledningen kopplade man i sin tur ventilen. Ventilens spak manövrerades med hjälp av en pneumatisk kolv. Vattnet efter ventilen mynnade i det fria via armaturens pip. På pipen var silar monterade från fabrik. Dessa var av samma fabrikat men av olika typ.

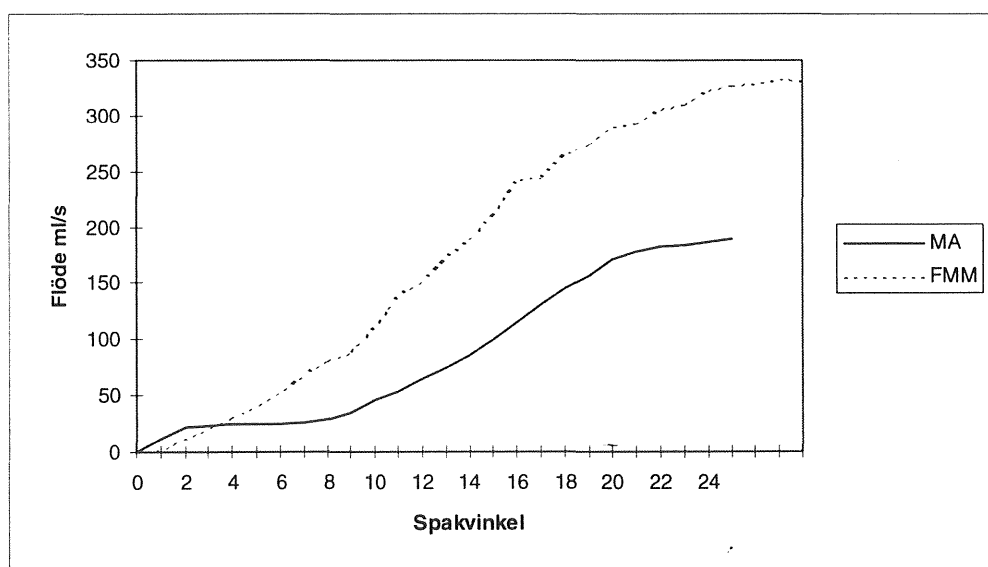


Figur 17: Försöksuppställning för tryckslagsundersökning av engreppsblendare

Vid studier av silen på Mora Armaturers ventil fann jag att den var utformad så att den gav ett större motstånd. Motståndet var så stort att normflödet 0,2 l/s inte kunde uppfyllas utan vid 5 bars statiskt tryck gav armaturen endast 0,18 l/s. Som jämförelse kan nämnas att FMMs armatur gav vid samma uppställning 0,33 l/s.

Ventilkaraktäristik

Vid framtagning av ventilkarakteristikan manövrerades spaken en grad i taget och flödet registrerades mellan varje manövrering.



Figur 18: Ventilkarakteristik för engreppsblendare

FMMs armatur är så konstruerad att spaken kan låsas så att flödet inte överskrider en bestämd nivå t ex 200 ml/s. I dessa försök har denna möjlighet inte utnyttjats.

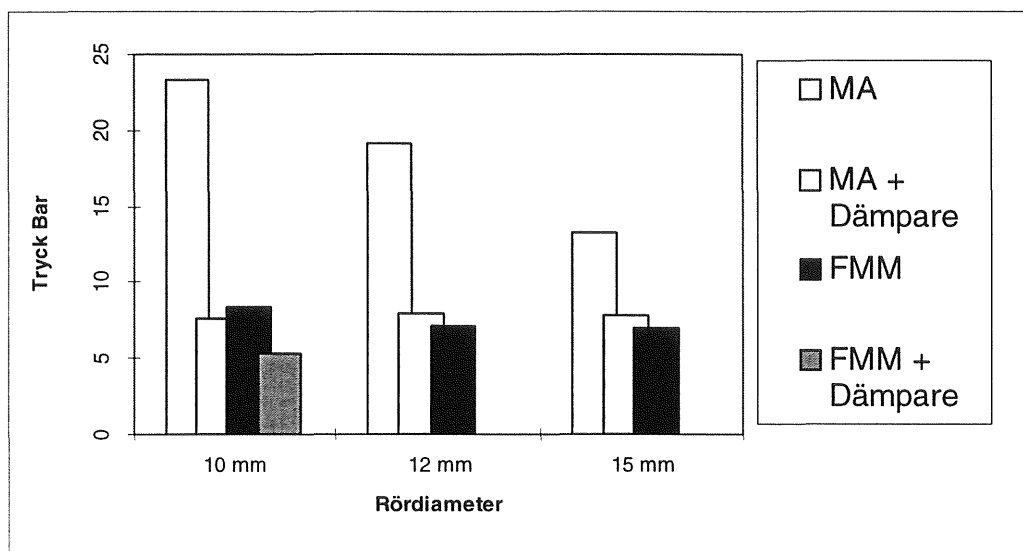
Om man däremot använder sig av denna möjlighet kan man tolka det som att figuren endast används upp till 200 ml/s. Slutsatsen man då kan dra är, att MAs armatur har en bättre ventilkarakteristika och att den bör ge ett lägre tryckslag än FMMs, vilket inte är fallet. Detta eftersom stängningstiden inte är densamma för båda ventilerna.

Tryckslag

Vid mätning av tryckslag justerades stängningskraften så att stängningstiden för MAs armatur blev 50 ms. Eftersom FMMs spak har en inbyggd rörelsedämpare på handtaget blir stängningstiden avsevärt längre.

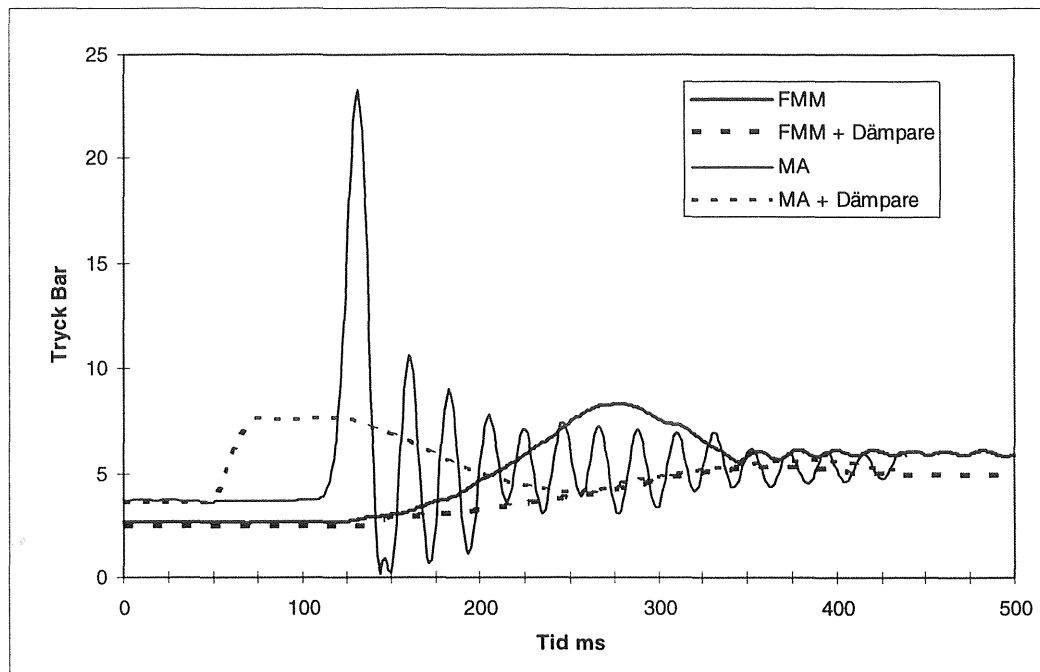
Försök gjordes med 10, 12 och 15 mm kopparrör. Dessutom gjordes försöken i två serier, en med tryckstötdämpare och en utan tryckstötdämpare.

Om man sammanställer maxtrycket i de olika försöken får man resultatet i diagrammet nedan. Det statiska trycket var i alla försöken 5 bar.



Figur 19: Maximala tryckslag för engreppsblandare

För att åskådliggöra hur trycket varierar i samband med tryckslag och för att visa hur tryckstötdämparen inverkar på svängningens utdämpningstid visar jag här nedan tryckslagsförloppet. Mätutrustningen har registrerat tryck en gång per ms och därefter har signalen filtrerats för att ta bort brus. Kurvorna har lagts på varandra i samma figur för att underlätta jämförelse.



Figur 20: Tryckslag. Samlingsfigur vid 6 m kopparledning med 10 mm diameter och med samma stängningskraft.

I det här sammanhanget bör det kanske påpekas att komponenterna i en VVS-installation provtrycks för ett tryck på 16 bar. När VVS-installationen är monterad provtrycks hela systemet med 10 bar.

7 Beräkningar i "Surge"

7.1 Presentation av beräkningsprogrammet Surge

Datorprogrammet SURGE5 är utvecklat av Don J. Wood, professor of Civil Engineering, University of Kentucky, USA, för att användas i pc miljö. Programmet behandlar dynamiska tryck- och flödesförlopp som uppstår i slutna rörledningar då stationära förhållande ändras genom följande förändringar eller kombinationer av dessa

- Pumpstart eller pumpstopp
- Ventilmanövrering
- Tidsberoende fluktuationer i reservoartryck
- Tidsvarierande in- och utflöde

Programmet ger möjligheter att beskriva komplexa rörsystem. Ett flertal kontrollanordningar för att skydda rör, ventiler, pumpar mm mot tryckslagseffekter går att beskriva i programmet.

I SURGE5 används den sk Wave-plane metoden för beräkning av det transienta förloppet. Metoden bygger på två huvudprinciper.

1. Instationär strömning av rörelsemängd över vågfronten. Sambandet mellan tryckförändring och ändring i vätskans flöde orsakad av en tryckvåg som fortplantas med hastigheten a i ett rör ges av

$$\Delta H = \frac{\Delta Q \cdot a}{A \cdot g}$$

2. Stationär strömning över komponenter. Allmänna sambandet mellan flöde genom en komponent och tryckförändringen över komponenten ges med

$$\Delta H = A_{(t)} + B_{(t)} \cdot |Q_0| + C_{(t)} Q_0 \cdot |Q_0|$$

Termerna A, B och C är konstanter (beror av tiden, som förutsätts känd vid varje tidpunkt).

Sammanfattningsvis kan sägas att SURGE5-programmet ger godtagbara resultat under följande förutsättningar

- Ändringen av strömning är långsam i förhållande till valt Δt
- Friktionen är liten i förhållande till inducerade tryckändringar

Presentationen av programmet stödjer sig på de erfarenheter som Bjarni Jensson har gjort om SURGE2 i sitt examensarbete "Datorprogram för tryckslag".

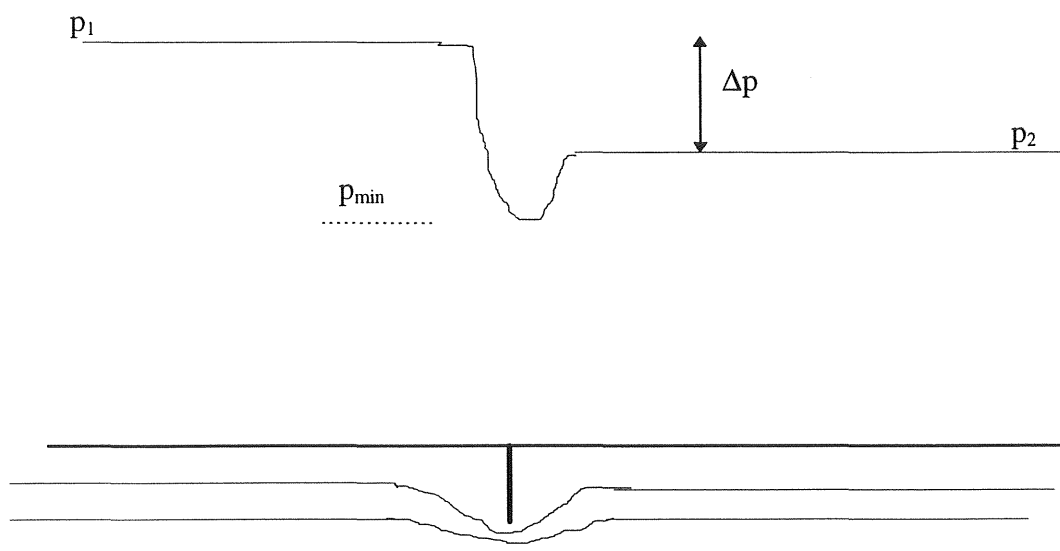
7.2 Modellerings av försöksuppställning i Surge

Vid modellering av tryckslag kunde jag inte få överensstämmelse med de resultat som uppkom i laborieförsöken. I labbförsöken dämpades vågutbredningen kraftigt. Detta var inte möjligt att åstadkomma, med rimliga antaganden i övrigt, i SURGE5. Denna avvikelse kan förklaras

med att tryckstöten uppkommer före det att ventilen är helt stängd. Då den negativa vågen når ventilen är den fortfarande delvis öppen och kan släppa tillbaka en liten mängd vatten som kan släcka ut undertrycket. Ett större problem är att max trycket i försöken är en halv gång större än i beräkningarna. Orsaken till denna avvikelse kan bero på att det uppstår kavitation i ventilen.

Då man stryper ett flöde med en ventil minskar trycket först kraftigt för att sedan återhämta sig. Om denna trycksänkning sker vid låga absoluttryck riskerar man att nå ned till vacuum och därmed orsaka kavitation

8 Ventilers kavitationsegenskaper



Figur 21: Tryckåterhämtning

Då mottrycket p_2 sänks för en given ventil med en viss inställning s och med oförändrat inloppstryck p_1 , kommer flödet genom ventilen att öka. Samtidigt minskar det minsta trycket p_{\min} inuti ventilen. Då p_{\min} når vätskans ångbildningstryck (p_a) utbildas ångblåsor i vätskan. Tryckdifferensen över ventilen vid inträdande kavitation är

$$\Delta p = k_c \cdot (p_1 - p_a)$$

dvs kavitationen kan höras.

k_c är en experimentellt bestämd parameter, som uttrycker ventilsens kavitationskänslighet. Faktorn k_c antar olika värden för olika ventiltyper. För en given ventil är k_c beroende av ventilsens öppningsgrad.

Sänks mottrycket ytterligare vid oförändrat p_1 , växer ångzonens storlek. Detta inträffar (dvs ångzon uppstår) vid tryckfallet.

$$\Delta p = F_L^2 (p_1 - F_F \cdot p_a)$$

Vid utlopp till atmosfären ($P_2=1$ bar) inträder kavitation vid $p_1 = \Delta p + p_2$

$$\Rightarrow \Delta p = p_1 - 1 \text{ bar}$$

$$\Rightarrow p_1 = \left(\frac{1 - F_F \cdot p_a \cdot F_L^2}{1 - F_L^2} \right)$$

F_F är en parameter som beror av mediet och kan för vatten i de här sammanhanget approximeras med

$$F_F \approx 0,96$$

F_L är en parameter som är beroende av strömningskanalens utformning och den är svår att bestämma. Därför skall följande beräkning ses som ett rent räknexempel:

Om man studerar ventildata från andra typer av ventiler är det rimligt att antaga att F_L har ett värde som inte överstiger 0,9. Om man sätter $F_L = 0,90$ får man $p_1=5,2$ bar absoluttryck. Detta motsvarar 4,2 bar över atmosfärstryck.

9 Fältförsök

Uppmätning av tryckslag i fält har genomförts på tre olika lokaler. Den första är en enfamiljsbostad där man har haft problem med störande ljud från en tvättmaskin. De andra två är tvätterier med utrustning för yrkesmässig hantering av tvätt. I dessa tvätterier utfördes mätningar på vardera två olika maskiner. Utrustningen som användes var elektrisk tryckgivare som kopplades till en datalogger (AAC) och en pc för att lagra och analysera resultaten på. Registrering av tryck gjordes tusen gånger i sekunden.

9.1 Enfamiljshus i Budskär

För att få en uppfattning om hur stora tryckslag som behövs för att skapa tydliga tryckslagsljud har jag genomfört mätningar på en lokal med tydligt urskiljbara ljud. Denna lokal är ett enfamiljshus på Rådjursvägen 6 i Budskär. Huset var från början en sommarstuga men har för 15 år sedan byggts om och till för att användas som permanentbostad. Rörinstallationerna är i huvudsak förlagda till kryputrymmet mellan golvbjälklaget i trä och berget. Rördragningen var utförd i samband med ombyggnaden och var i kopparrör och delvis med presolrör. Tryckstötarna som uppmättes (Appendix 9-11) hade ett tryckamplitud på 2,5 bar, på ett statiskt tryck på 5 bar, vilket är klart under de totaltryck på 10 bar som normen föreskriver. Vid dessa försök kunde tydliga tryckstötsljud höras. Försök gjordes för att bli av med ljudet. Flödet till ventilen ströps kraftigt för att minska flödet och därmed begränsa rörelseenergin och tryckslaget. Detta gav inte några förändringar, tryckslaget och ljudnivån var fortfarande desamma. Försök gjordes även då man kopplat in en tryckstötdämpare av typ FMM. I dessa försök minskades tryckstöten väsentligt och ljudnivån sjönk. Trots alla dessa åtgärder och trots att trycket i tryckslaget var långt under de gränser som ställs i normen kunde man inte bli kvitt ljudet. Detta kan bara tolkas på ett sätt. Om man skall bli av med det akustiska problemet, kan man inte göra det genom att ställa krav på maximala tryck.

9.2 Konserthuset i Växjö

I samband med att man nyligen byggt ett konserthus i Växjö har man inrättat en tvättanläggning för ta hand om den tvätt som uppstår i samband med de olika aktiviteter som bedrivs i huset. Jag har genomfört mätningar på två av tvättmaskinerna som fanns där (Appendix 5-8). Det högsta tryckslag jag registrerade hade en tryckamplitud på 2,2 bar och ett statiskt tryck 5,5 bar, vilket med god marginal underskrider den i normen satta gränsen på 10 bar. Försök gjordes även då en tryckstötdämpare av typ FMM monterades och ett annat försök då den metallomflätade inkopplingslangens ersattes med en i gummi. I de senare försöken sjönk maxtrycken, men oberoende av uppställning kunde man notera att ett knappt hörbart tryckstötsljud uppstod. Var någonstans i rörledningssystemet detta ljud uppstår och hur det sprids har inte undersökts. Det kan vara så att utformningen av huset och rörsystemet kan ge upphov till akustiska fenomen som gör att ett starkare tryckstötsljud uppkommer i en annan del av byggnaden.

9.3 Hotell Royal Corner i Växjö

Vid mätningar på två maskiner i tvätteriet på Hotell Royal Corner i Växjö kunde en tryckamplitud på 2,2 bar och ett statiskt tryck 5,5 bar registreras (Appendix 3-4). Något tryckstötsljud noterades inte vid det tillfälle jag genomförde försöken. Den slutsats man kan dra av detta är att det inte har framkommit någonting som man kan invända mot i denna installation.

10 Slutsatser

Efter det att jag genomfört denna utredning har jag dragit två slutsatser.

Den första är att en liten tryckstöt på 1 bar är tillräcklig för att initiera en ljudsmäll, om man i övrigt har rätt förutsättningar för att alstra ett tydligt ljud. Dessa förutsättningar beror förmodligen på rörsystemets utformning, hur rören är infästade och de allmänna byggnadsakustiska förutsättningarna i övrigt.

Den andra och kanske viktigaste slutsatsen är att det med stor sannolikhet uppstår kavitation i ventilen. De datorprogram jag använt tar enbart hänsyn till kavitation i ledningarna. Om man skall ta hänsyn till detta, måste man manuellt justera ventilkarakteristikan för den hastiga uppbromsningen av flödet som sker då kavitationen inträder.

Det bör kanske i detta sammanhang nämnas att det för ventiler av den typ som behandlas i utredningen saknas både ventilkarakteristika, som är uppmätta under kavitationsfria förhållanden, och kavitationstalet. Innan man har tillgång till denna information kan man inte behandla problemet på ett analytiskt sätt.

Litteraturförteckning

Gustavsson Bror-Arne; Kompendium i fluida transienter, turbomaskiner; Institutionen för Termo- och Fluidodynamik; Chalmers Tekniska Högskola; Göteborg 1994.

Holmgren Ulf ; Tryckslag i tappvatteninstallationer Del 2 Teori och mätningar; Planverket Dnr 4152/86; Stockholm 1986

Häggström Steffen; Hydraulik för V-teknologer; Chalmers Tekniska Högskola; Göteborg 1988

Jensson Bjarni; Datorprogram för trycktransienter; Examensarbete vid institutionen för Teknisk Vattenresurslära, Lunds Tekniska Högskola; Lund 1989

Nordell Rolf ; Tryckslag i tappvatteninstallationer Del 1 Fältstudie; Planverket Dnr 4152/86; Stockholm 1986

Nordell Rolf; Dimensionering av tappvattensystem med hänsyn till tryckslag enligt nybyggnadsreglerna; 1991

Parmakian John; Waterhammer Analysis; Dover Publications Inc; New York 1963

Persson Bernt; Tryckslag i VA-anläggningar; VAV P58; Göteborg 1988

Seaffield J A ; Bolday A P; Pressure Surge in Pipe and Duct Systems; 1993

Sjöberg Anders; Tryckslag i rörledningar Kompendium för V4; Undervisningsskrift nr 1980:06; Chalmers Tekniska Högskola; Göteborg 1980

Figurtabell

FIGUR 1: FÖRKLARING AV TRYCKSLAG $0 < T < L/A$	4
FIGUR 2: FÖRKLARING AV TRYCKSLAG $T = L/A$	4
FIGUR 3: FÖRKLARING AV TRYCKSLAG $L/A < T < 2L/A$	5
FIGUR 5: FÖRKLARING AV TRYCKSLAG $3L/A < T < 4L/A$	6
FIGUR 6: BETECKNINGAR VID HÄRLEDNING AV TRYCKVÅGSHASTIGHETEN.	7
FIGUR 7: STÄNGNINGSTIDER ENLIGT HOLMGRENS FÖRSÖK.	10
FIGUR 8: UPPSTÄLLNING FÖR BERÄKNINGAR TRYCKSLAG VID DIMENSIONS FÖRÄNDRINGAR.	11
FIGUR 9: TRYCKSLAGETS BEROENDE AV DIMENSIONS FÖRÄNDRINGAR	12
FIGUR 10: LJUDUTBREDNINGSHASTIGHET FÖR RÖRMATERIAL	13
FIGUR 11: LJUDUTBREDNINGSHASTIGHET FÖR GUMMISLANG	14
FIGUR 12: FÖRSÖKSUPPSTÄLLNING FÖR UNDERSÖKNING AV TRYCKSLAG MED MAGNETVENTILER	15
FIGUR 13: MAGNETVENTIL EVSI 15 - 50, DANFOSS.	16
FIGUR 14: VENTILKARAKTERISTIK FÖR MAGNETVENTIL EVSI 15	16
FIGUR 15: VENTRIKARAKTERISTIK FÖR MAGNETVENTIL EVSI 25	17
FIGUR 16: TRYCKSLAG MED MAGNETVENTILER	18

FIGUR 17: FÖRSÖKSUPPSTÄLLNING FÖR TRYCKSLAGSUNDERSÖKNING AV ENGREPPSBLANDARE	19
FIGUR 18: VENTILKARAKTERISTIK FÖR ENGREPPSBLANDARE	19
FIGUR 19: MAXIMALA TRYCKSLAG FÖR ENGREPPSBLANDARE	20
FIGUR 20: TRYCKSTÖT SAMLINGSFIGUR VID 6 M KOPPARLEDNING MED 10 MM DIAMETER OCH MED SAMMA STÄNGNINGSKRAFT.	21
FIGUR 21: TRYCKÅTERHÄMTNING	24

APPENDIX

APPENDIX

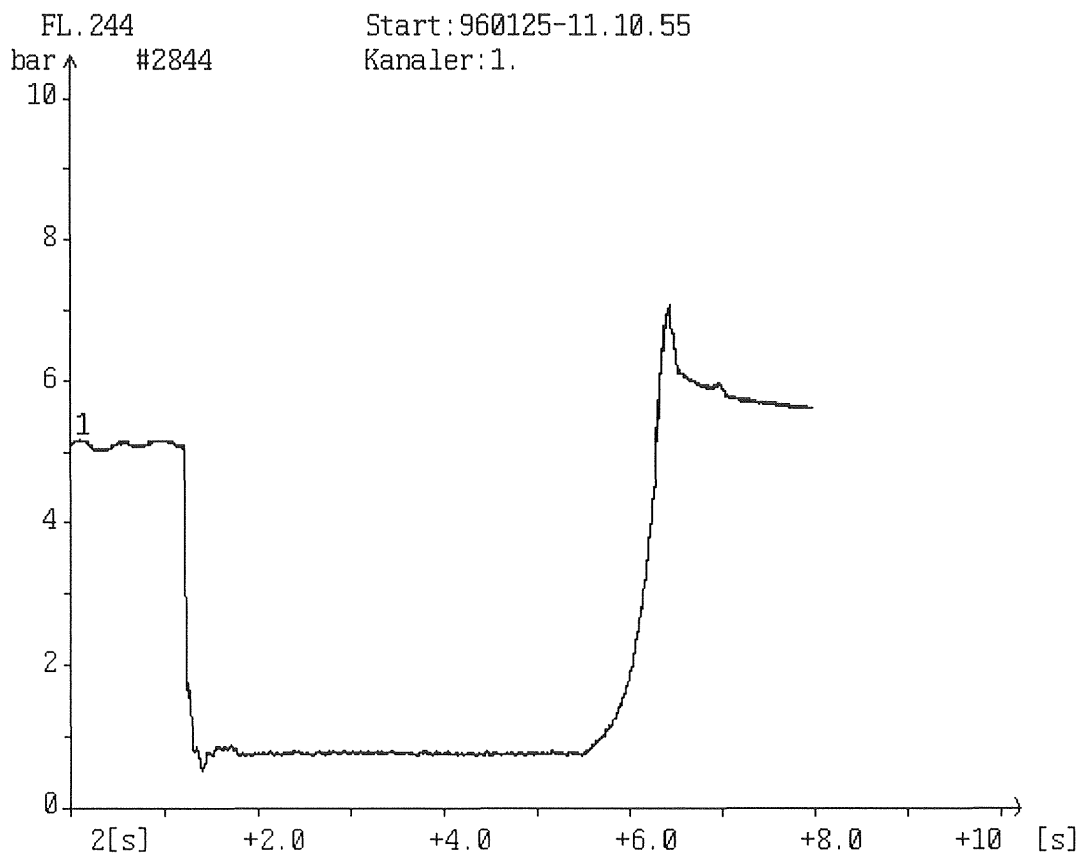
Förklaringar till appendix	2
HOTEL ROYAL CORNER I VÄXJÖ	3
Tvättmaskin FL 244	3
Tvättmaskin FLE 350	4
KONSERTHUSET I VÄXJÖ	5
Tvättmaskin FL 244 MP	5
Tvättmaskin WE 46	6
Tvättmaskin WE 46 + Dämpare	7
Tvättmaskin WE 46 + Gummislang (mjuk 1/2", längd 2 m)	8
ENFAMILJSHUS I KUNGSBACKA	9
Originalförhållande	9
Stryptillflöde	10
Däpat med tryckstötdämpare	11
ENGREPPSBLANDARE	12
Mora Armatur	12
10 mm rör	12
10 mm rör och stör stängningstid	12
10 mm rör och dämpare	13
12 mm rör	13
15 mm rör	14
15 mm rör och dämpare	14
FM-Matsson	15
10 mm rör	15
10 mm rör och dämpare	15
15 mm rör	16
MAGNETVENTILER	17
EVSI 25 orginalutförande	17
EVSI 25 med 1,2 mm munstycke	18
SLANGAR	19
Mjuk 1/2" (Water Hose Black Smooth 12,5 x 3,5 mm)	19
Styv 1/2" (Inlet Hose Grey Smooth 12,5 x 4,0 mm 25 bar WP)	20
Styv 3/4" (Universalsl. Grå 233 04)	21

Förklaringar till appendix

I detta appendix har jag valt att redovisa de mätkurvor som framkommit under arbetets gång. Kurvor från mätningar som blivit felaktiga till exempel på grund av felaktig inställning av mätutrustningen eller från mätningar som inte behandlas i denna rapport har utelämnats.

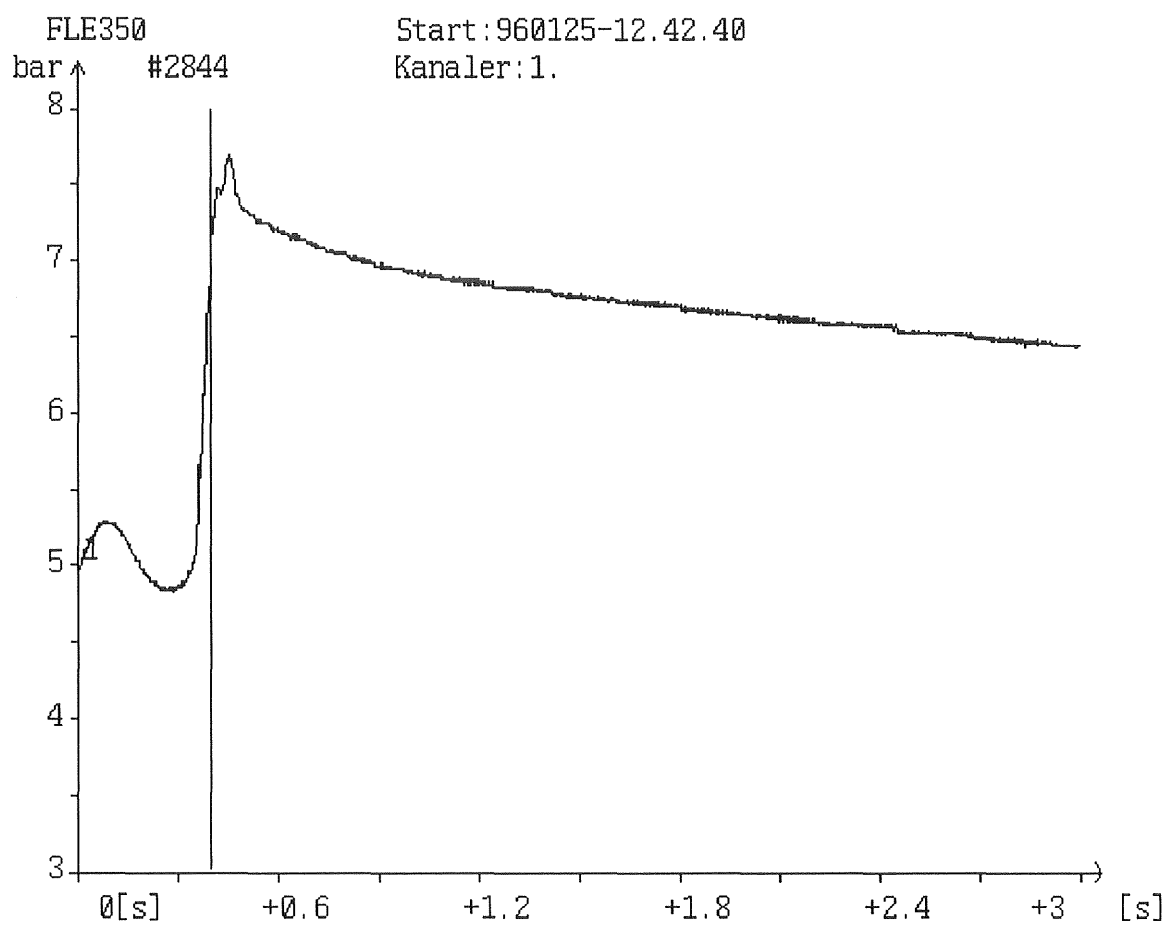
Hotel Royal Corner i Växjö

Tvättmaskin FL 244



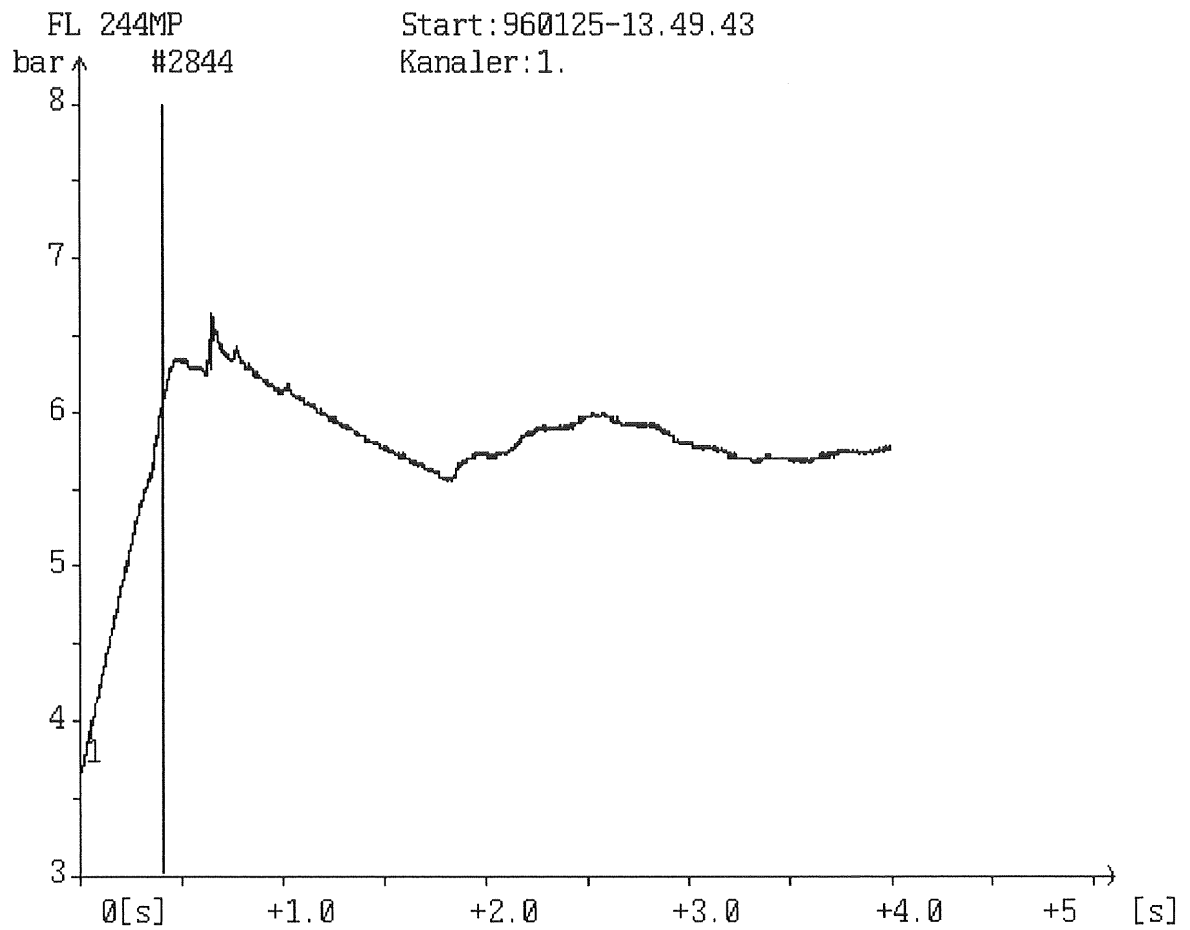
Denna mätning beskriver trycket under stängningsförloppet för magnetventilen i ovan angivna tvättmaskin. Längst till vänster syns det statiska trycket innan ventilen öppnats. Därefter öppnas ventilen och trycket sjunker till 1 bar. Ventilen stängs och trycket stiger snabbt till en högre nivå för att sedan stabilisera sig på den statiska trycknivån.

Tvättmaskin FLE 350

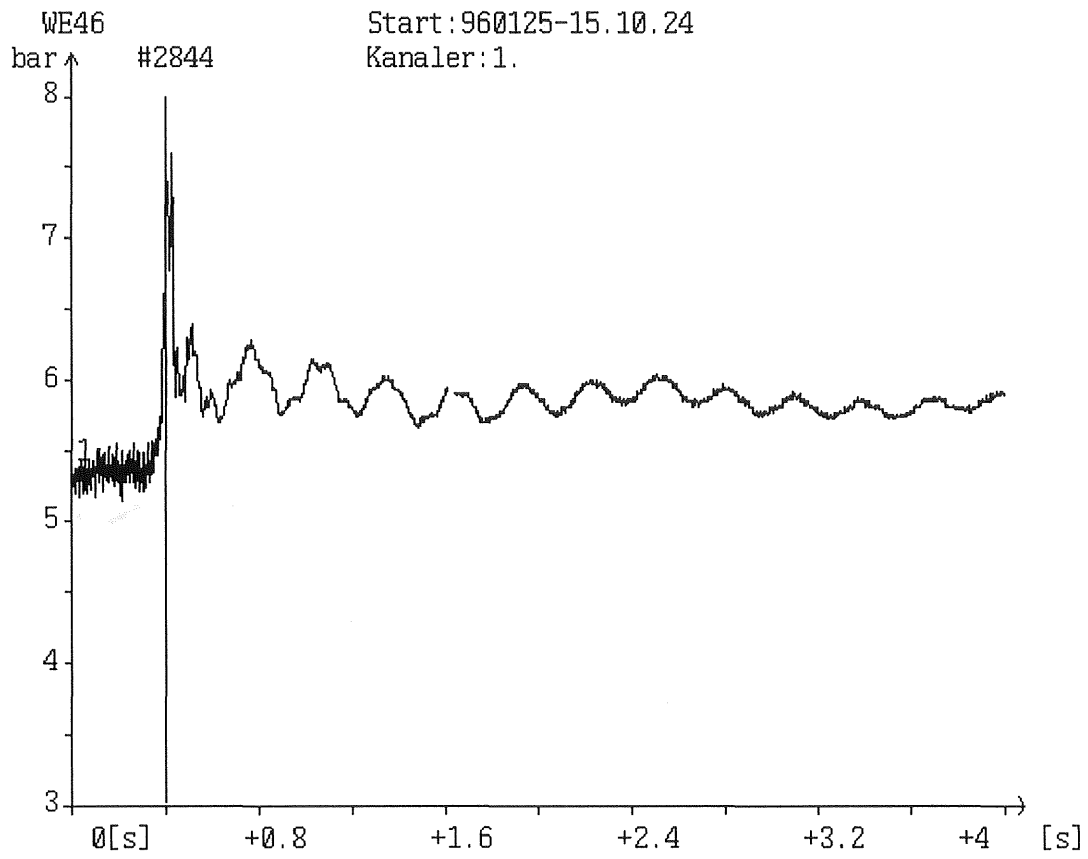


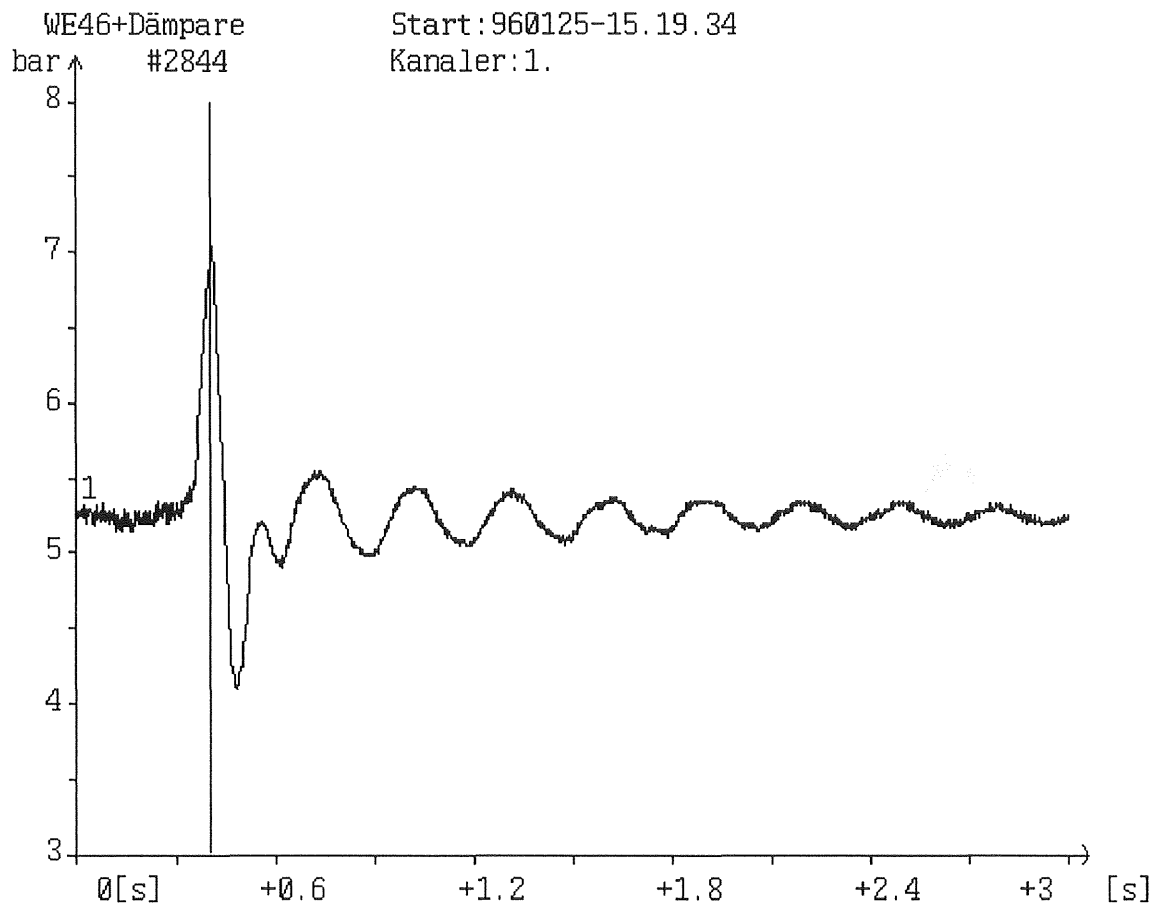
Konserthuset i Växjö

Tvättmaskin FL 244 MP

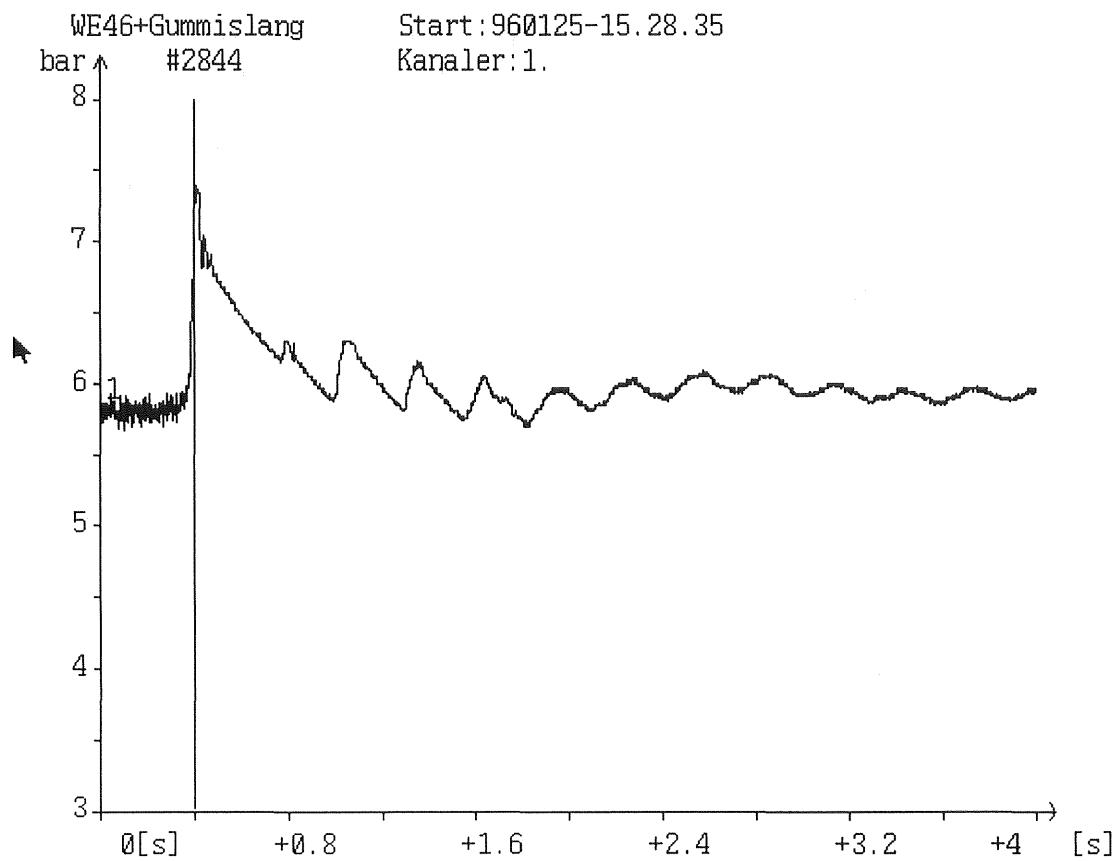


Tvättmaskin WE 46



Tvättmaskin WE 46 + Dämpare

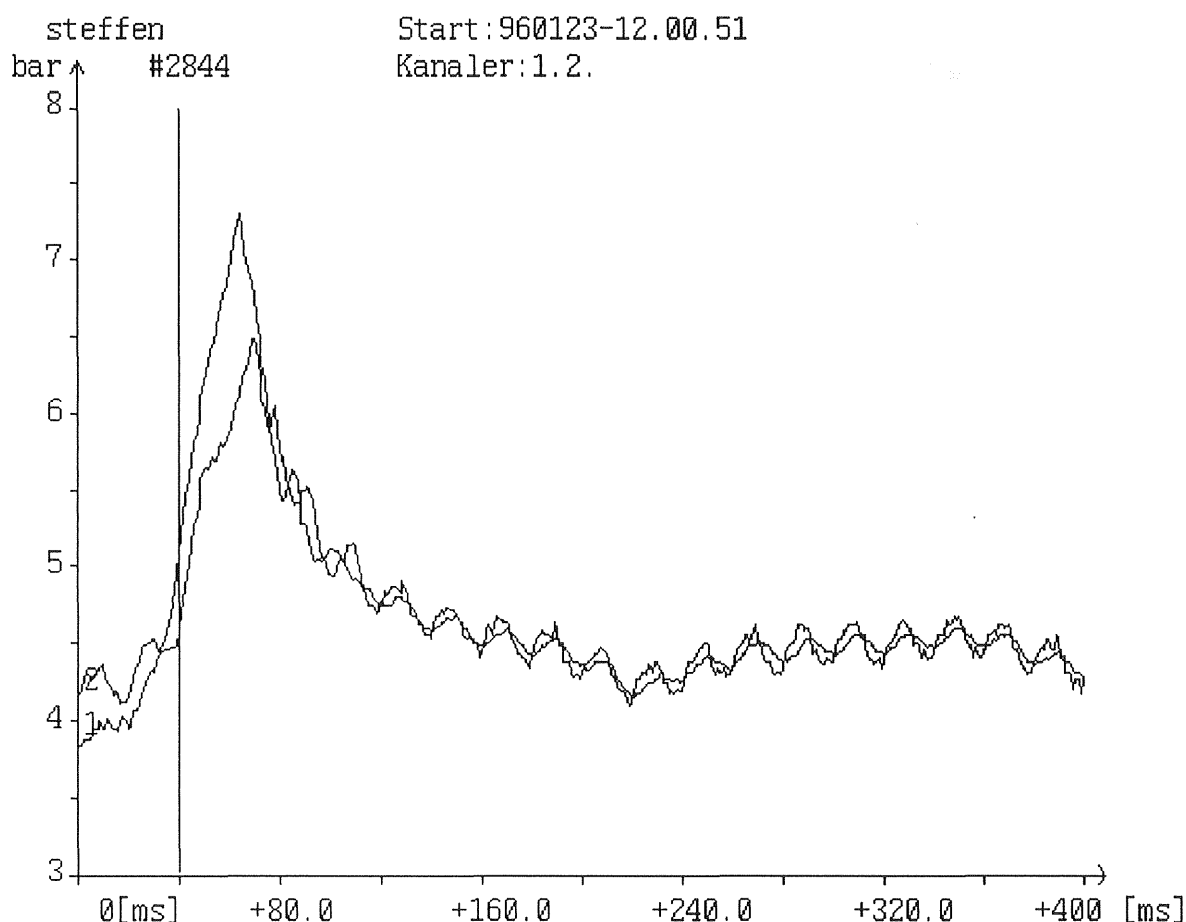
Tvättmaskin WE 46 + Gummislang (mjuk 1/2", längd 2 m)



Enfamiljshus i Kungsbacka

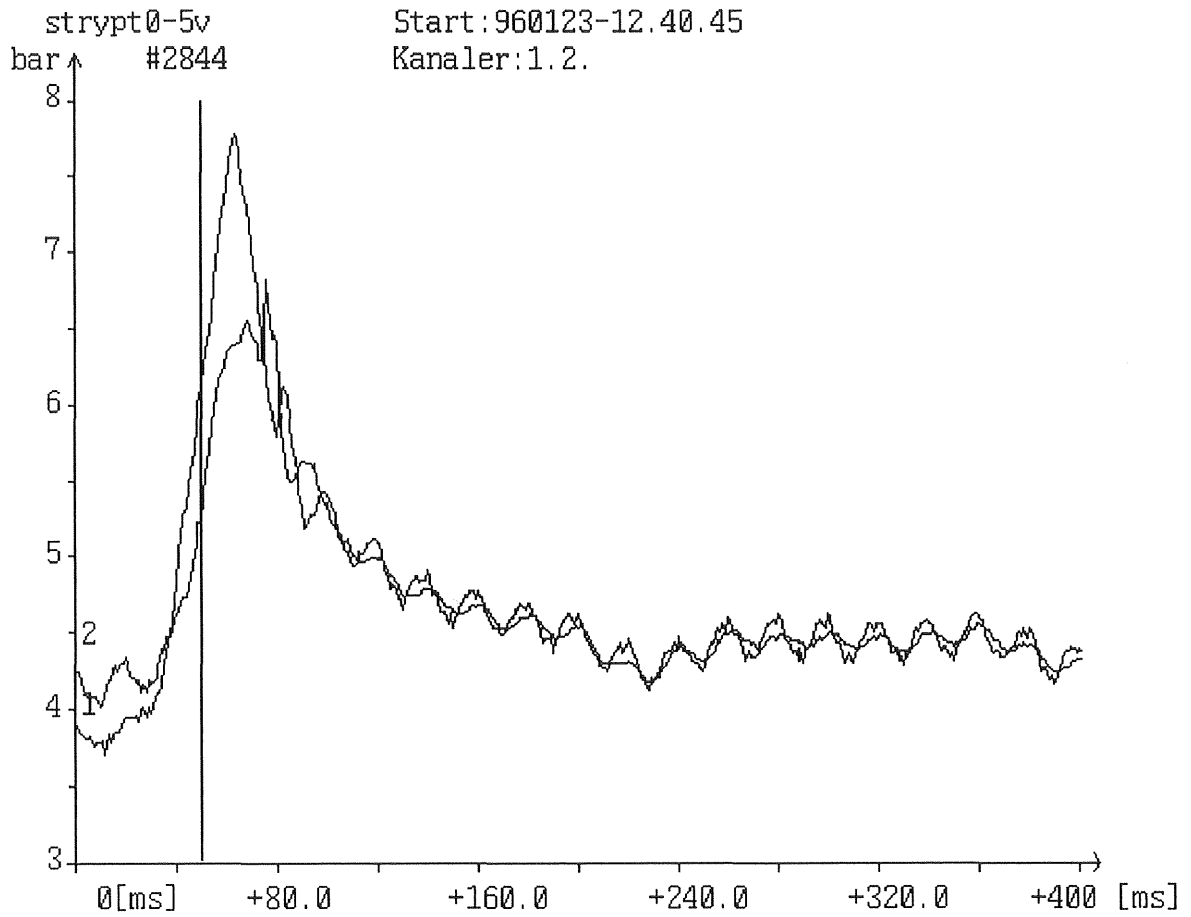
För att få en uppfattning om hur stora tryckslag som behövs för att skapa tydliga tryckslagsljud har jag genomfört mätningar på en lokal med tydligt urskiljbara ljud. Denna lokal är ett enfamiljshus på Rådjursvägen 7 i Kungsbacka. Huset var från början en sommarstuga men har för 15 år sedan byggts om och till för att användas som permanentbostad. Rörinstallationerna är i huvudsak förlagda till kryputrymmet mellan golvbjälklaget i trä och berget.

Originalförhållande

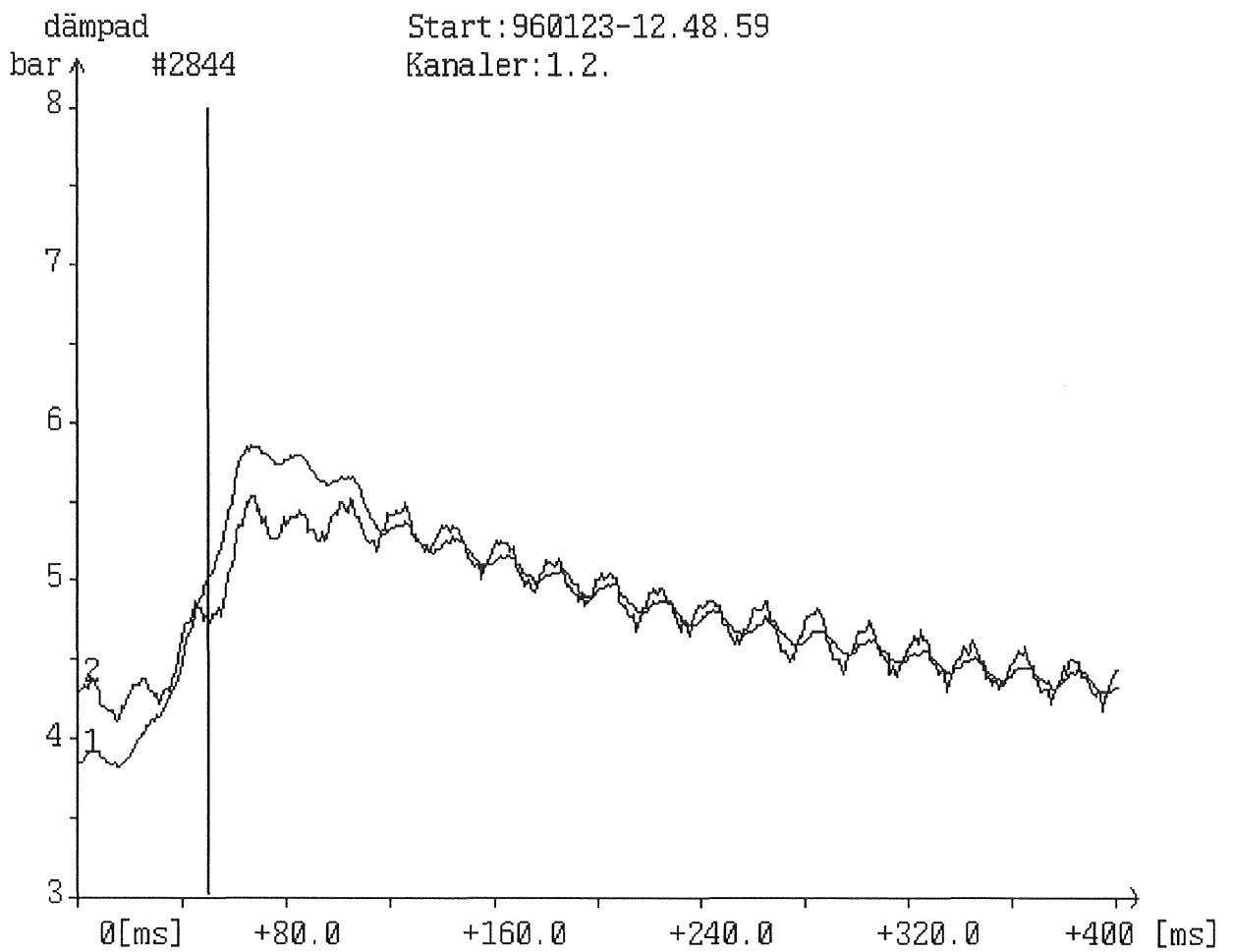


Vid denna mätning har en tryckgivare kopplats in mellan slangen och tvättmaskinen (högsta tryckspiken) och en annan kopplats in mellan avstängningsventilen och slangen. Inga förändringar i övrigt har genomförts.

Strypttillflöde



Alldeles före slangen finns en avstängningsventil placerad. Vid denna mätning har en tryckgivare kopplats in mellan avstängningsventilen (rörnätet) och slangen och en annan kopplats in mellan slangen och tvättmaskinen (högsta tryckspiken). Ventilen som är en sätesventil har i detta försök endast öppnats ett 1/2 varv.

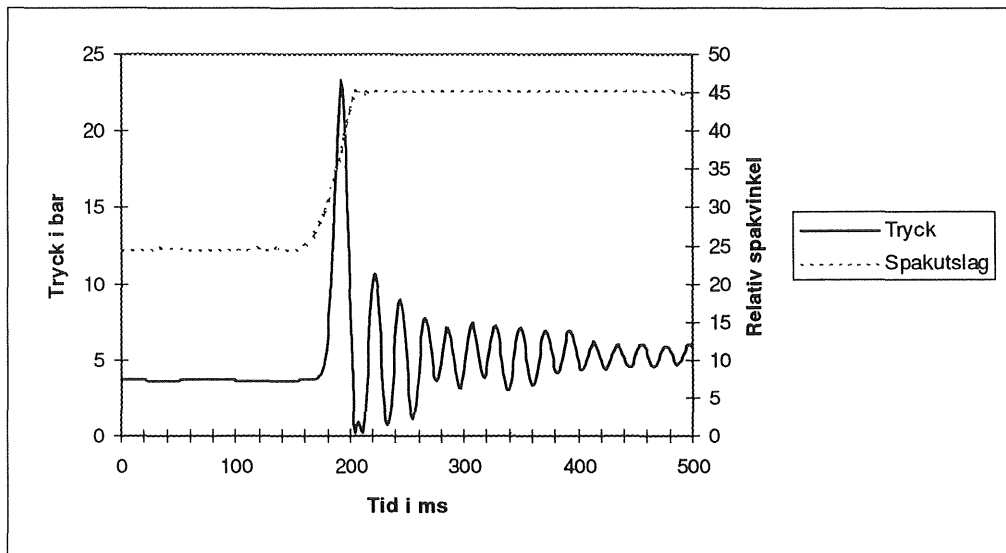
Dämpat med tryckstötdämpare

Vid denna mätning har en tryckgivare kopplats in mellan slangen och tvättmaskinen (högsta tryckspiken) och en annan kopplats in mellan avstängningsventilen och slangen. Tillsammans med den första tryckgivaren kopplades en tryckstötdämpare av typ FMM.

Engreppsblandare

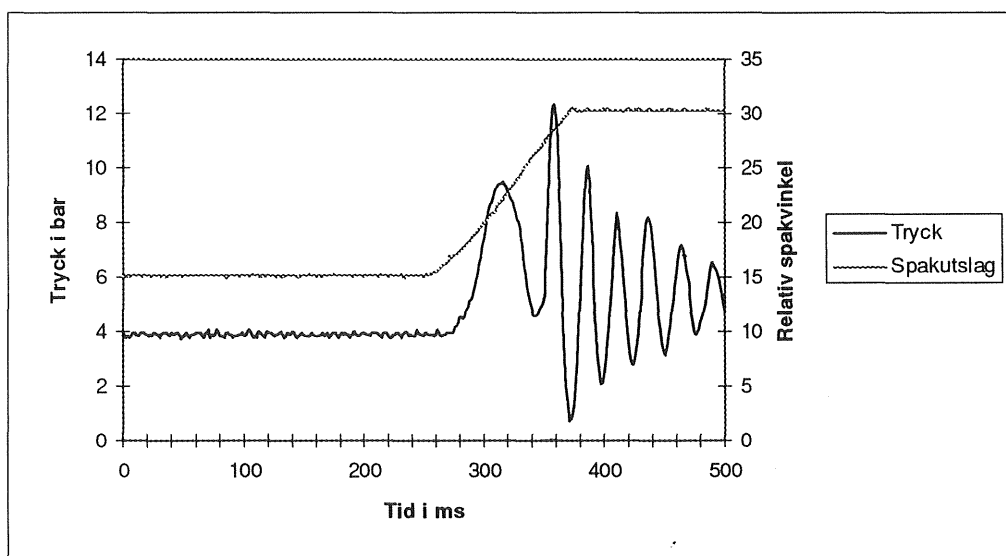
Mora Armatur

10 mm rör



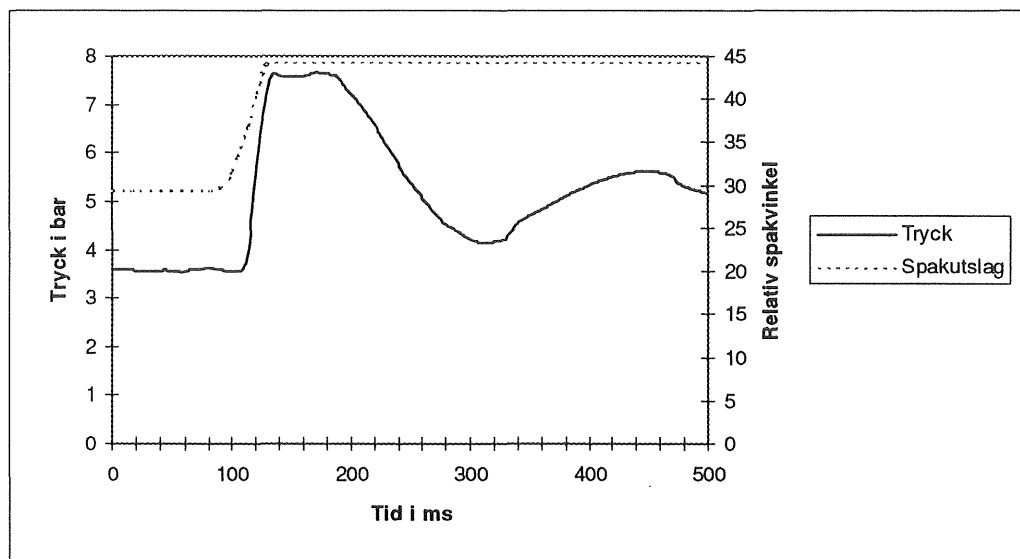
Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 10 mm diameter och en stängningstid på 50 ms

10 mm rör och stor stängningstid



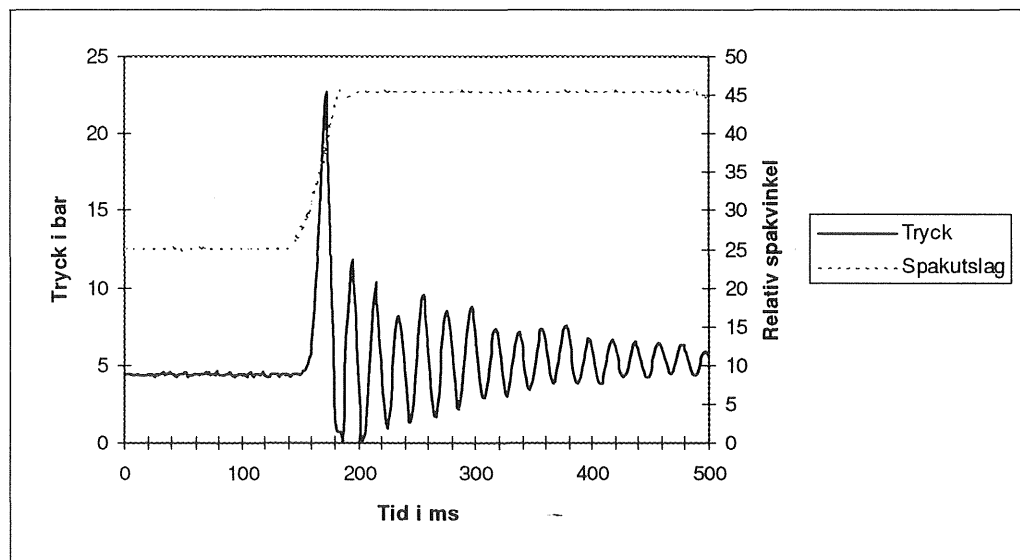
Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 10 mm diameter och en stängningstid på 120 ms

10 mm rör och dämpare



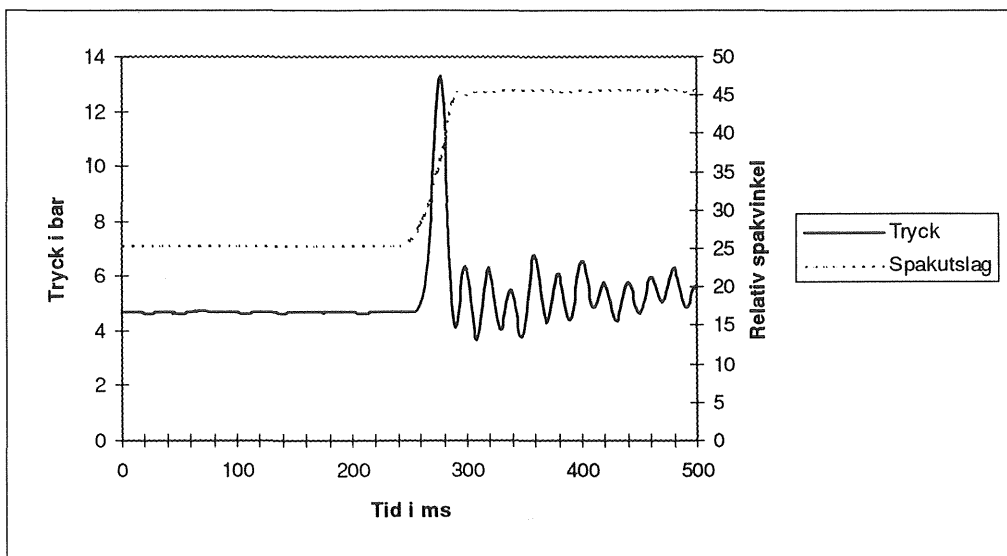
Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 10 mm diameter och en stängningstid på 50 ms. I anslutning till armaruren har en tryckstöddämpare typ FMM anslutits.

12 mm rör



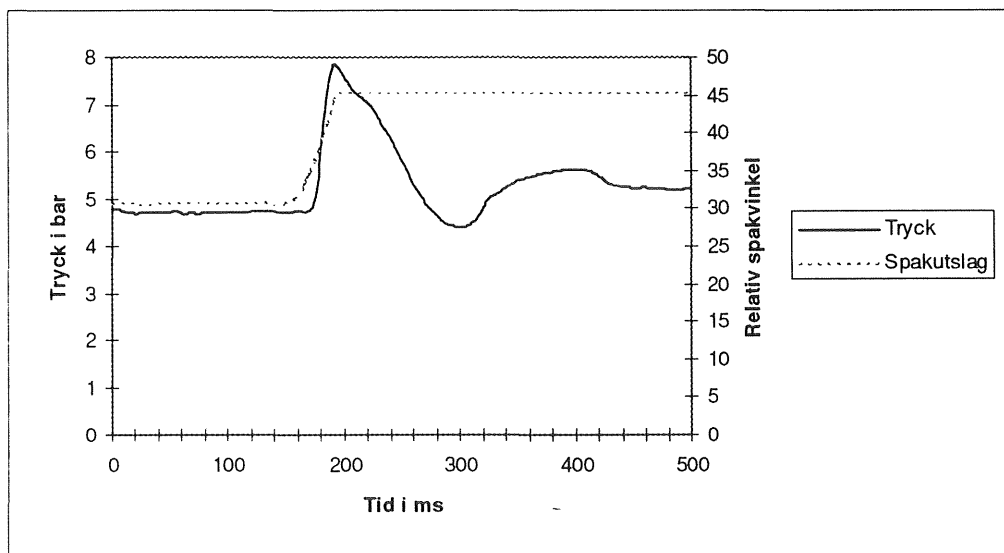
Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 12 mm diameter och en stängningstid på 50 ms.

15 mm rör

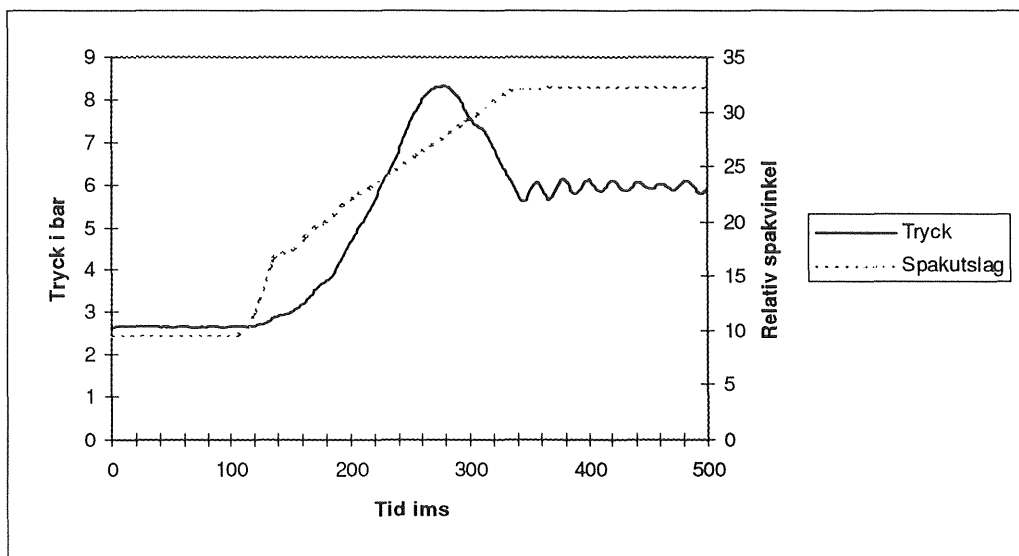


Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 15 mm diameter och en stängningstid på 50 ms.

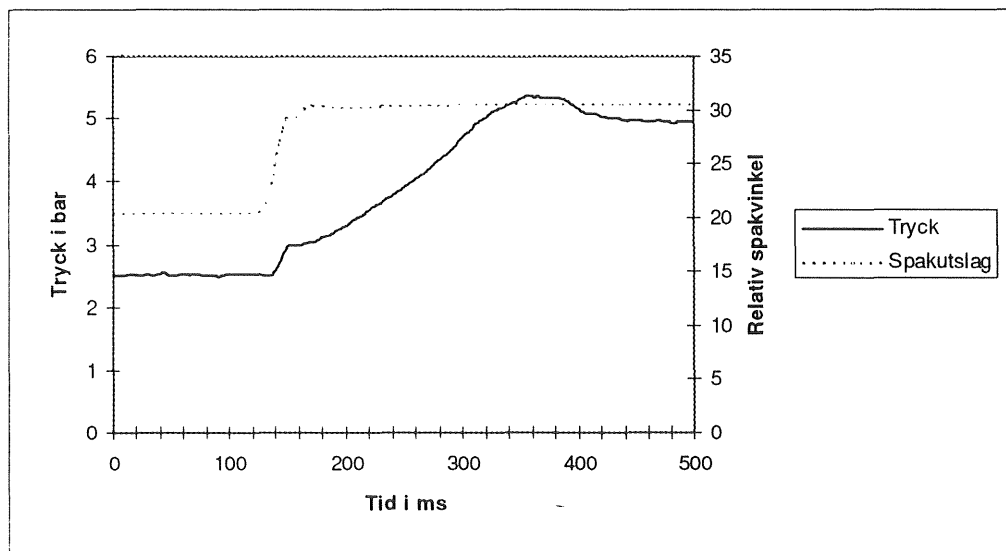
15 mm rör och dämpare



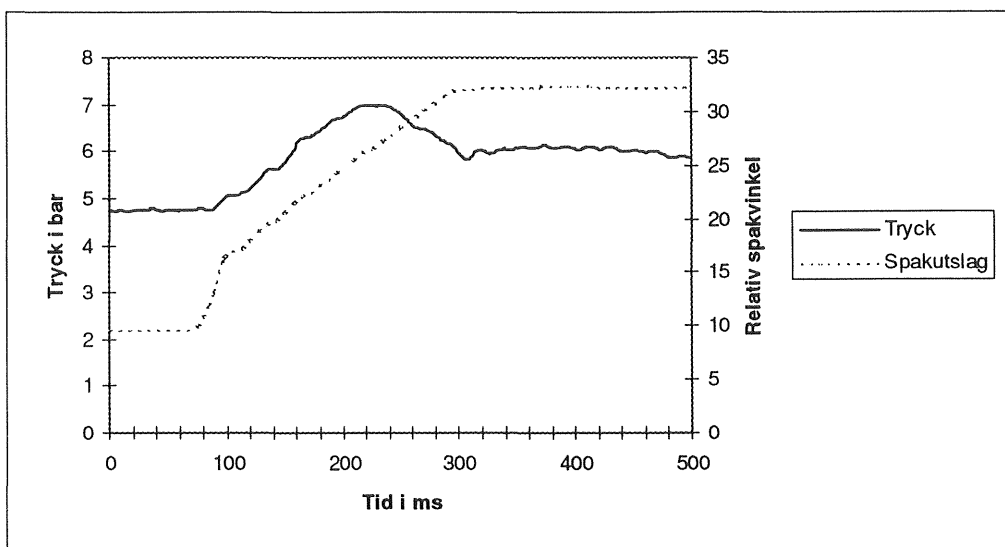
Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 15 mm diameter och en stängningstid på 50 ms. I anslutning till armaturen har en tryckstötdämpare typ FMM anslutits.

FM-Matsson**10 mm rör**

Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 10 mm diameter och en stängningskraft som är lika stor som i försöken med MAs armaturer.

10 mm rör och dämpare

Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 10 mm diameter och en stängningskraft som är lika stor som i försöken med MAs armaturer. I anslutning till armaturen har en tryckstötdämpare typ FMM anslutits.

15 mm rör

Engreppsblandare kopplad till en 6 m kopparledning med 15 mm diameter och en stängningskraft som är lika stor som i försöken med MAs armaturer.

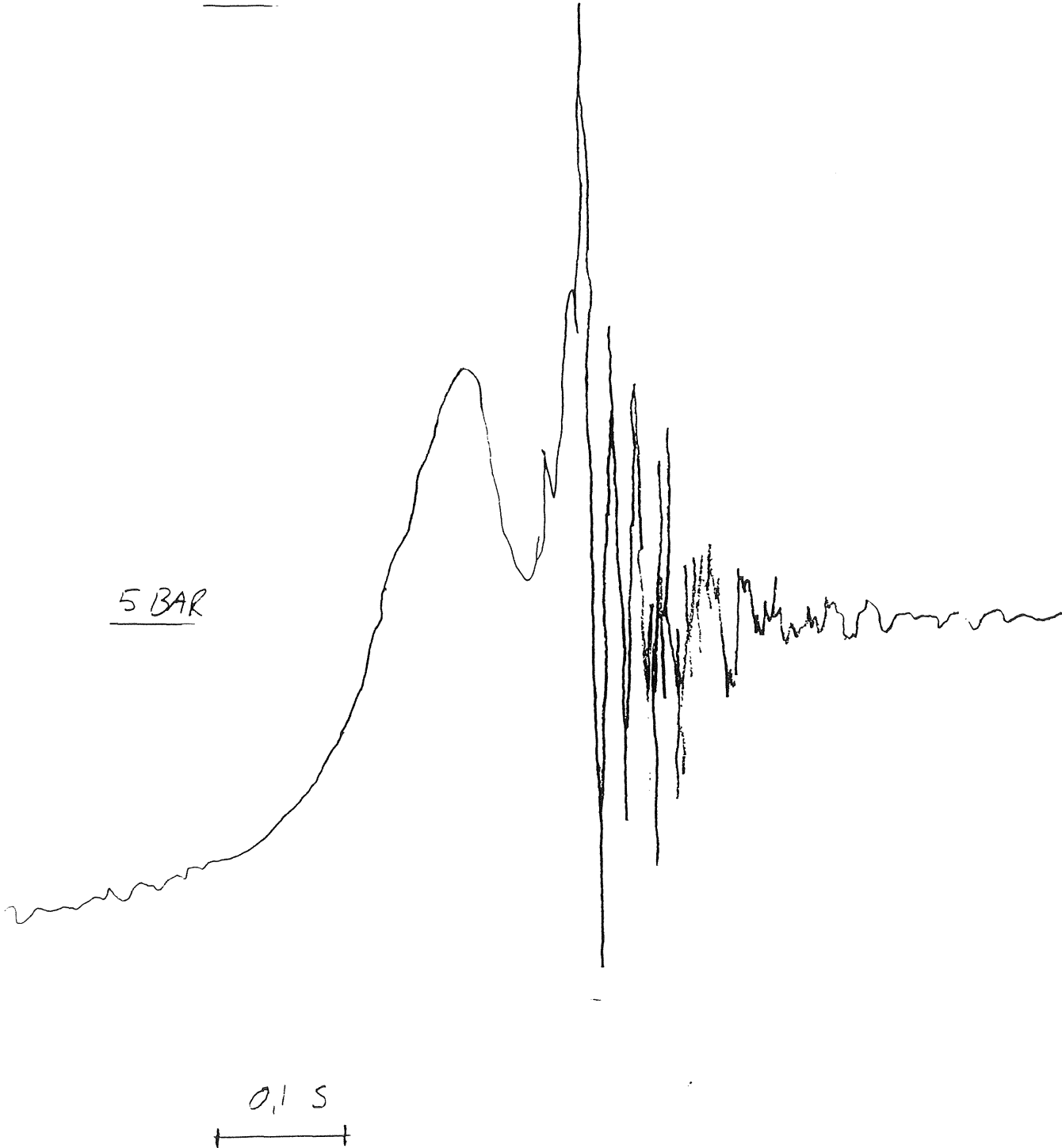
Magnetventiler

EVSI 25 orginalutförande

7,8 BAR

5 BAR

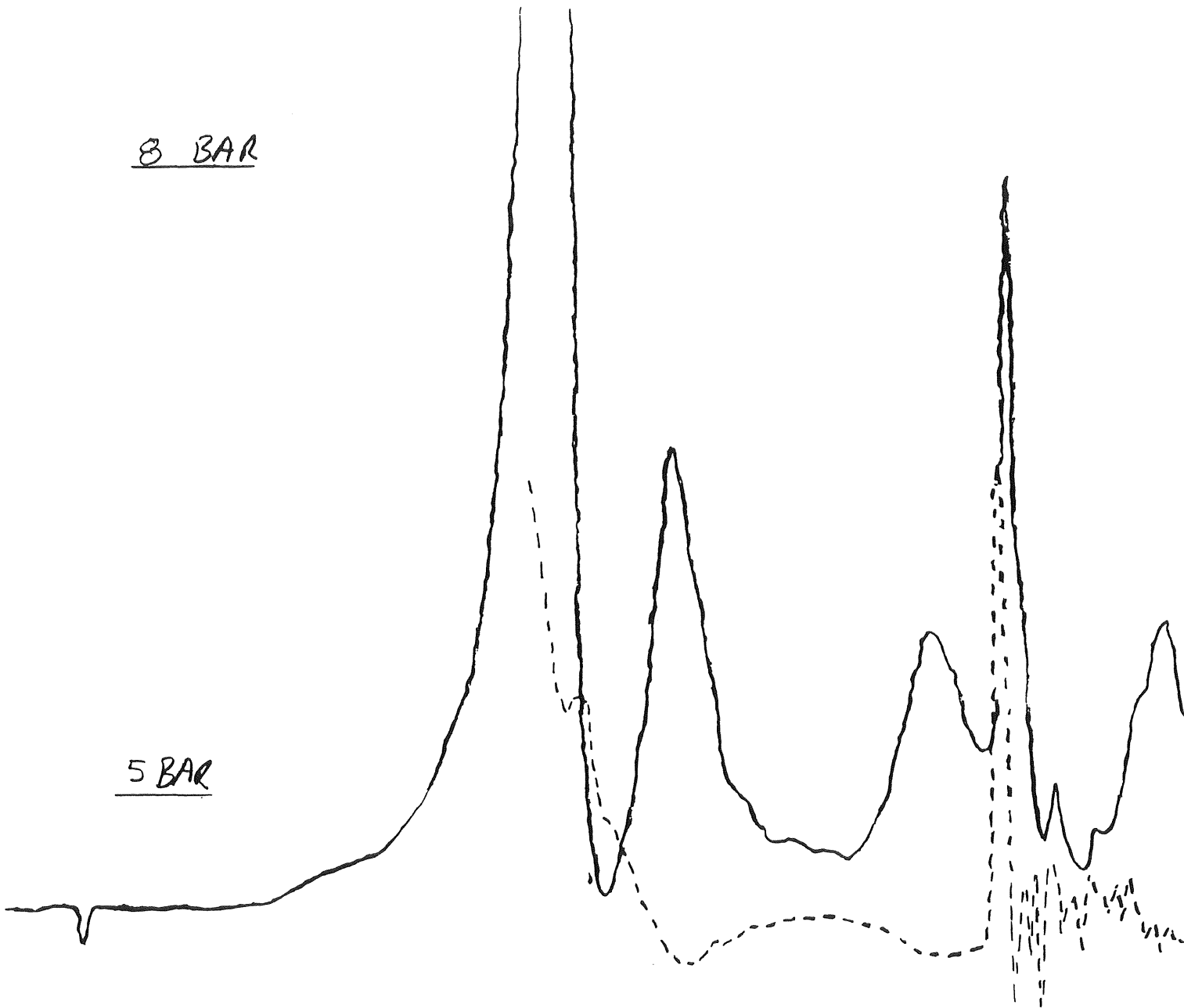
0,1 s



EVSI 25 med 1,2 mm munstycke

8 BAR

5 BAR



—————

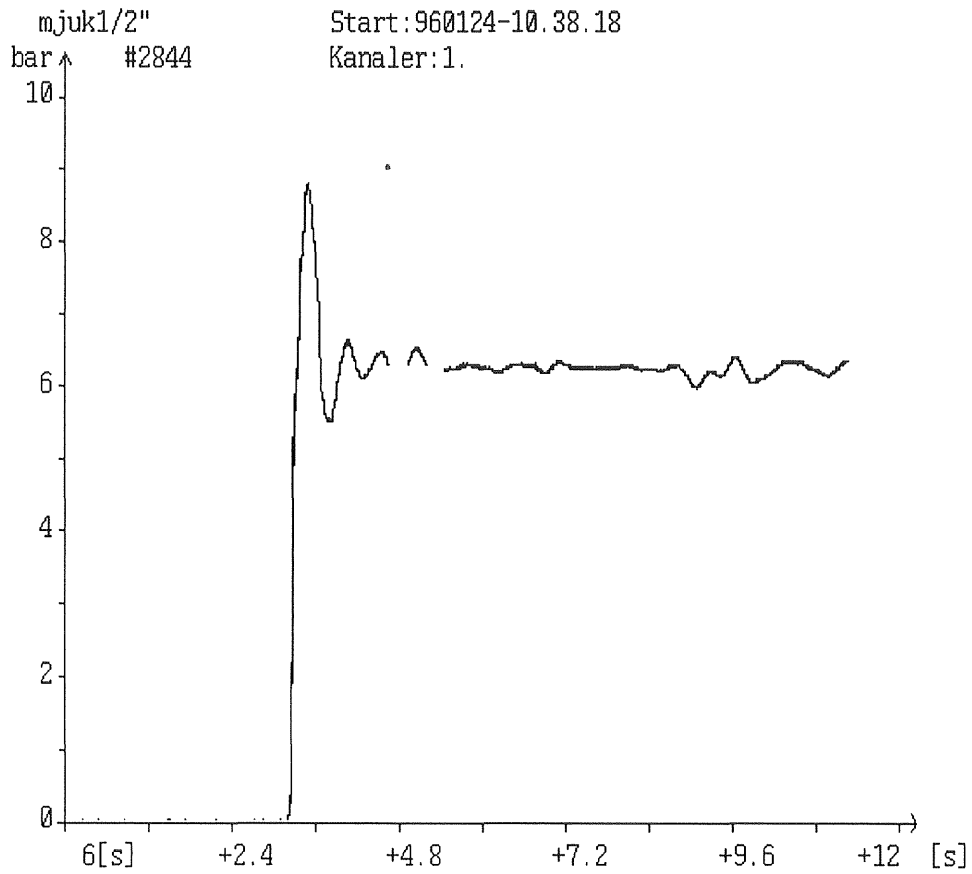
TRYCK

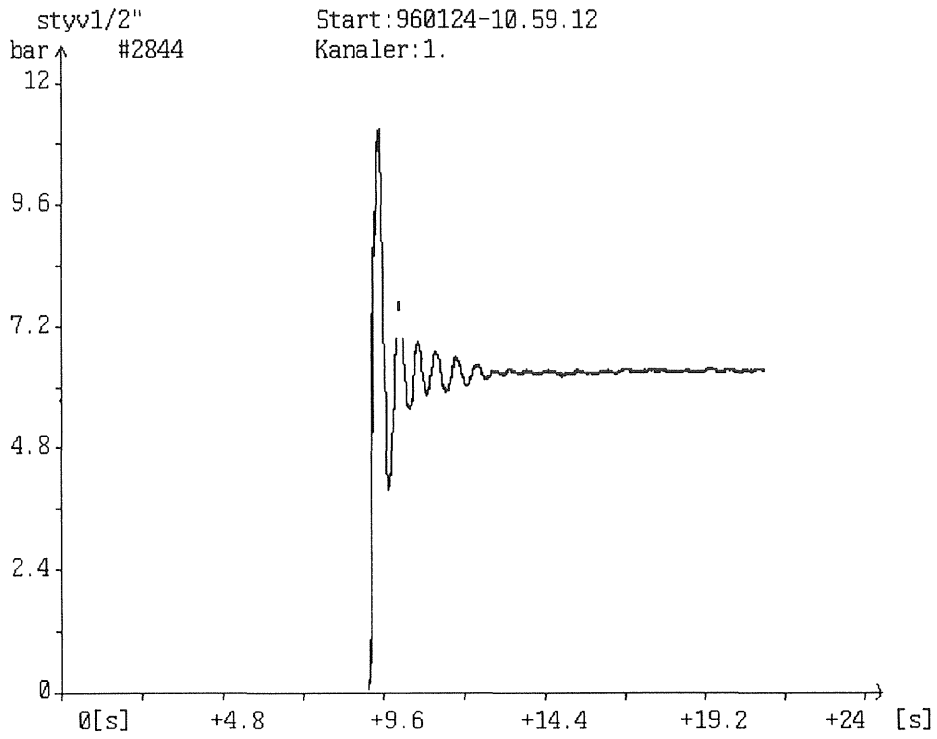
- - - - -

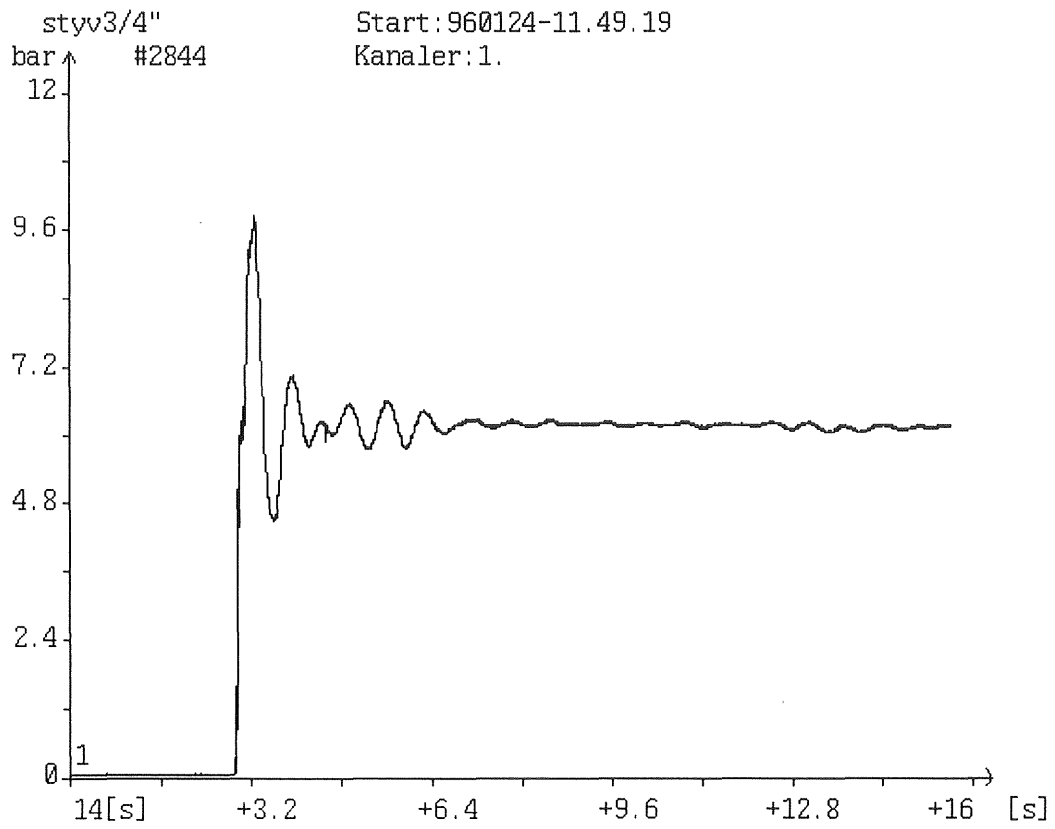
ÖPPNING

Slangar

Mjuk 1/2" (Water Hose Black Smooth 12,5 x 3,5 mm)



Styv 1/2" (Inlet Hose Grey Smooth 12,5 x 4,0 mm 25 bar WP)

Styv 3/4" (Universalsl. Grå 233 04)

Diploma Theses (Master of Science Programme)

- 1991:1 Granstedt, P.:** Framtida reparations- och ombyggnadsbehov av våra damm- och kraftanläggningar.
- 1991:2 Lundén, M.:** working conditions of the CONE-SEAL. Experimental investigations.
- 1991:3 Hellström, I.:** Effekter i Göteborgs centrum av en vattenståndshöjning i havet.
- 1991:4 Appelgren, C., Kullman, M.:** Den hydrologiska modellen NAM. Sensivitetsanalys av modellparametrar.
- 1991:5 Jansson, E.; Sicard, T.:** Recharge of groundwater from percolation ponds in South India. Study based on the modelling approach.
- 1991:6 Lundberg, M., Ekstedt, C.:** Kvävefälla i Veselången - teknisk utformning.
- 1991:7 Herrera, F.:** Grafisk presentation av utdata av datorprogrammet MODEX.
- 1992:1 Andersson, J., Wahlström, R.:** A study of water supply at Nkinga Hospital and three villages in Igunga District, Tanzania.
- 1992:2 Högberg, R.:** Att använda randelementprogrammet WAMIT för analys av vågskydd till småbåtshamnar.
- 1992:3 Nylander, L.:** Datorprogram som hjälpmedel vid hamnprojektering.
- 1992:4 Gustafsson, A-M.:** Den hydrologiska modellen NAM. Kalibrerings-periodens inverkan på modellparametrar och verifieringsresultat.
- 1993:1 Hafsteinn Halldórsson, B.:** Natural convection, numerical approach.
- 1993:2 Bähr, T.:** Vågdämpnings-förmåga hos flytande rektangulära vågbrytare.
- 1994:1 Adamsson, Å, Eriksson K.:** Optimisation of the energy take-out from a floating wave energy device, the Mighty Whale. - An experimental study.
- 1994:2 Bågenholm, C.:** Refined spillway design - Flood routing.
- 1995:1 Eriksson P.:** Rörelser hos Safe Gothia.
- 1995:2 Bryngelsson, A., & Tenstam, A.:** Numeriska beräkningar av hydrodynamiska koefficienter för en tvådimensionell platta utsatt för harmoniskt oscillerande tvärströmning.
- 1995:3 Halldin, A., Arfvidsson, M.:** Experimental and theoretical study of a wave-energy device.
- 1995:4 Karlsson, R.I., Nilsson, M.G.:** Local scour in front of coastal structures.
- 1995:5 Tagliaretti, L. (ej godkänt som svenskt exjobb)** Wave diffraction in harbours. Validation of a simulation model.
- 1995:6 Berg, J., Holmqvist, C.:** Hydrodynamiska laster på flexibla konstruktioner. En jämförelse av snittkrafter i en fiskodlingsanläggning för tre olika beräkningsmetoder.
- 1996:1 Malo, M., Styrenius, O.:** Studies of the Hydrodynamic Properties in a Stirred Benthic Chamber. I: Development of low pressure sensors.
- 1996:2 Ekström, P.:** Tryckslag i tappvattensystem.

