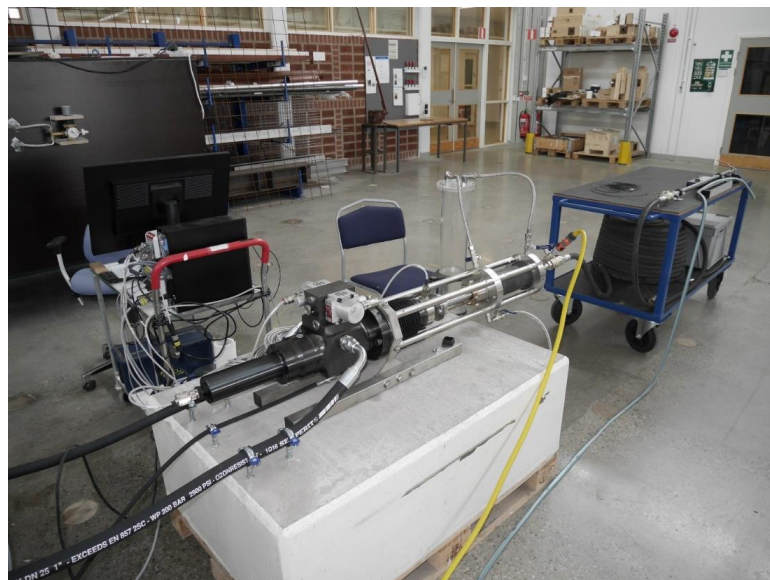


DYNAMISK INJEKTERING

Med återkopplad resonans, Etapp 2



Peter Ulriksen

191227

Förord

Injekteringsforskning utgör en viktig del av skandinaviskt bergbyggande. Injektering sker för att stabilisera berget, stoppa vatteninläckage och hindra dränering av ovanliggande mark.

I föreliggande projekt studeras metodik för att förbättra injekteringsarbetet med avseende på inträngningsförmåga. Kan denna förbättras uppnås tidsvinster i arbetet och kanske mängden kemiska tillsatser i injekteringsbruket minskas.

Effekten åstadkoms genom att trycket i injekteringsbruket oscilleras. Därigenom hålls bruket flytande, trots de tixotropa egenskaperna, och uppbyggnaden av filterkakor i trånga passager antas förhindras.

Dynamisk injektering har tidigare varit föremål för insatser från BeFo. Det nya i detta projekt är att injekteringssystemets naturliga resonanser utnyttjas för att åstadkomma ett optimalt utbyte av tillförd energi. Detta sker genom att återkoppla oscillationer i systemet, så nära injekteringspunkten som möjligt, till den pump som driver systemet.

Vissa delar av projektet har tillkommit genom diskussioner med Ali Nejad Ghafar och Almir Draganovic vid KTH. Visst samarbete sker mellan gruppen vid KTH och den i Lund avseende dynamisk injektering och homogenisering av injekteringsbruk med ultraljud.

Projektet har samfinansierats av **BeFo** och **SBUF** och en gemensam referensgrupp har tillsats. Denna har lämnat väsentliga bidrag till arbetet, bl. a. genom att förslå att en borrhålssimulator adderas till övriga komponenter. Så har också skett i form av ett 12 m långt rostfritt rör med diametern 63.5 mm och därmed föreligger en komplett laborieutrustning för studier av dynamiska effekter vid injektering. Referensgruppen består av Ulf Håkansson (Skanska), Tommy Ellison (Besab), Mikael Creutz (Golder Associates), Anders Selander (Cementa), Thomas Dalmalm (Trafikverket) och Per Tengborg (BeFo). Forskningsinsatsen är utförd av Peter Ulriksen, LTH.

När detta skrivs har medel för en tredje etapp beviljats av **BeFo** och **SBUF**.

Sammanfattning

De mest omfattande försöken avser egenskaperna i två injekteringsslangar med innerdiameter 3/4" respektive 1/2" samt det tillverkade slangträdets bestående av en bifurkerande följd av 2 m långa plastslangar med ytterdiameter från 12 mm till 4 mm i steg om 2 mm, således 16 av den klenaste dimensionen. Tester har skett med öppet och slutet system med frekvenssvep (sinus) och transient excitering. Sinusexciteringen har skett i bandet 5 - 55 Hz då tester visat att inga signifikanta resonanser förekommer i systemen vid högre frekvenser. Med öppet system menas att vatten vid vattenledningstryck strömmar genom systemet med c:a 8 l/min och vid slutet system är såväl tillförsel som avlopp stängda. Det inneslutna vattnet befinner sig i viloläge vid vattenledningstrycket c:a 5 bar.

För båda typerna av injekteringsslang finner man resonansfrekvenser.

För den grövre slangen blir resonansernas amplitud 3-10 ggr större vid slutet system, vilket motsvarar slutet av injekteringsarbetet när motståndet blir större. Resonansfrekvenserna ligger i intervallet 17 - 51 Hz och man kan iakta övertoner i flera fall. För den grövre injekteringsslangen och sinusexcitering beräknas fashastigheten i storleksordningen 680 m/s och grupp-hastighet/chockvåghastighet 909 m/s. Det har också visats att en transient exciteringen snabbt övergår i en oscillation vid slangens resonansfrekvens. Resonansfrekvenserna verkade vara oberoende av om systemet var öppet eller slutet. Detta förklaras med att systemet har tillräckligt stora impedansskillnader vid ventilerna även när dessa är öppna, för att det skall skapas reflektioner på samma platser som vid slutet system.

För den klenare slangen erhålles resonansfrekvenser i intervallet 15 - 48 Hz och det är inte lika tydligt att det rör sig om övertoner, som det är med den grövre slangen. Resonansernas amplitud är en faktor 3-10 ggr större för det slutna systemet. Fashastigheten blir i storleksordningen 1000 m/s för öppet system och 700 m/s för det slutna systemet. Vid transient excitering erhålles en grupp-hastighet/ chockvåghastighet om drygt 900 m/s, hastigheten är oberoende av om systemet är öppet eller slutet.

För slangträdets erhålls resonanser i intervallet 10 - 42 Hz med de högre frekvenserna för öppet system. Uppnådda tryck ökar en faktor 10 vid slutet system. Fashastighet är ett meningslöst begrepp på grund av slangträdets komplexa uppbyggnad. Grupp-hastigheten/chockvåghastigheten är tryckberoende och ligger för det öppna systemet i intervallet 370 - 447 m/s och för det slutna systemet blev det 370 m/s.

Dessa försök visar att man erhåller resonanser i systemet och att resonant återkoppling därför är möjlig. Mottrycket och i vissa fall resonansfrekvensen verkar vara parametrar som beskriver injekteringsförloppet.

Därutöver har en del övriga observationer gjorts i kompletterande försök.

-Vågformen "cardiac" som är en fast vågform i den använda vågformsgeneratoren, ger upphov till en chockvåg. Sådana tillskrivs olinjäritet i utbredningskanalen som gör att vågor med lägre amplitud färdas långsammare än vågor med högre amplitud. Om man alltså skickar en vågform med rätt stegring av amplituden kan man åstadkomma att alla vågdelar anländer samtidigt, vilket resulterar i en brant tryckökning med hög amplitud i en punkt nedströms. Vågformen "cardiac" sänd med frekvensen 1 Hz i den 20 m långa slangen med 1/2" innerdiameter ger ett sådant resultat. Den transienta exciteringen kan åstadkomma något liknande, men inte lika tydligt.

-De sensorer som har använts är tryckgivare och hydrofoner. Genom flera experiment har dessas egenskaper bestämts. Tryckgivarna har en tidskonstant vilket innebär att de bara kan visa ett statiskt tryck under en kortare period. Vid långvarig exponering för ett statiskt tryck sjunker utsignalen till noll. Tryckgivarna kan inte heller registrera negativa tryck, dvs tryck lägre än vacuum. Sådana tryck kan uppstå i vätskor men inte i en gas. Hydrofonerna å andra sidan, kan mäta negativa tryck, men inte statiska över huvud taget. De deriverar en trycksignal, vilket innebär ett 90-gradigt fasskift vid sinusexcitering men ingen frekvensskillnad. Hydrofonerna ger en negativ utsignal för en positiv trycktransient. *Hydrofoner är därför att föredra vid försök med återkopplad resonans, då DC-termer inte har någon aktualitet för sådana effekter.*

-Taktning är fenomenet att sända diskreta fyrkantvågor så att de samverkar med reflekterade vågor i systemet. Det har demonstrerats att man därigenom kan uppnå en stegrad trycknivå, på samma sätt som vid resonant excitering. Man kan tala om entakt om man tar varje återvändande transient och tvåtakt om man tar varannan o.s.v. Det senare kan bli nödvändigt om man inte kan sända fyrkantvågor med tillräckligt hög repetitionsfrekvens för att gå i entakt.

-Som redan antytts kommer en inledande transient att snabbt omvandlas till en sinusformad oscillation vid systemets resonansfrekvens. *Skulle det vara svårt att få igång återkopplad resonans behöver man således bara injicera en transient, så börjar systemet svänga vid den dominerande resonansfrekvensen.* Detta är mycket likt en "hjärtstartares" funktion, den startar inte hjärtat utan samordnar de elektriska impulserna så att normala hjärtslag sker utan flimmer.

-Försök har gjorts med den elektropneumatiskt assisterade koaxialventilen kopplad till ett injekteringsrör, en injekteringsslang och borrhålssimulatorn. Misstanke om att ljudöverföring genom metallgodset förekommit vid mätning med injekteringsrör och borrhålssimulator gör att resultaten avseende hastigheter bör tas med försiktighet. Mätning av hastigheten för tryckvågen i slang blev 740 m/s vilket verkar rimligt. I injekteringsröret uppmättes ett negativt tryck om -18 bar. I fortsatta försök med koaxialventilen leds tryckvågen genom 1.0 meter injekteringsslang innan den kopplas in i injekteringsrör eller borrhålssimulator. Därigenom bör överhörningen av tillslagsljudet kunna minskas väsentligt, då gummi dämpar ljud.

Nyckelord

Injektering, dynamisk, återkoppling, resonans, hydraulisk, tryckslag

Summary

The majority of the experimental work in this report concerns the dynamic properties of two different size grouting tubes, ID 3/4" and 1/2" and a forking tube system for simulating large cracks and flow impedance. The latter consists of 2 m long plastic tubes in diameter from OD 12 mm to 4 mm in 2 mm steps that are forking out to two tubes in each connection finally resulting in 16 tubes of OD 4 mm that are led to a common discharge via output valves.

Tests have been made with an open system with water flow and with a closed system, both at supply water pressure. For each case tests have been made with swept frequency 5-55 Hz and transients. For all types of tubing we found resonance frequencies a requisite for making feedback resonance possible.

For the larger tubing the resonance amplitudes are a factor 10 times stronger for the closed system compared to when it is open. For the grouting tubes the resonance frequencies belong to the interval 17-51 Hz and harmonics are detected in several cases. The phase velocity of a pressure wave is calculated to be 680 m/s with sinusoidal excitation and the group/chock wave velocity for transient excitation is 909 m/s. It has been shown that a transient excitation very quickly transforms into a sinusoidal oscillation at the fundamental resonance frequency of the tube. The resonance frequencies appear to be independent of the system being open or closed.

For the minor tubing, resonance frequencies in the interval 15-48 Hz are obtained and it is not obvious that we detect harmonics. The resonance amplitudes are a factor 3-10 times stronger for the closed system. The phase velocity at resonance is 1000 m/s for the open system and 700 m/s for the closed system. For transient excitation the group/chock wave velocity slightly over 900 m/s, which is independent if the system is open or closed.

For the forking plastic tubing system we obtain resonances in the interval 10-42 Hz with the higher frequencies for the open system. Phase velocity is a meaningless quantity in this case, but the average group velocity is excitation pressure dependent and in the interval 370 - 447 m/s for the open system. For the closed system the average group velocity is 370 m/s.

These experiment results prove that there are resonance peaks in the response spectra of injection tubing and fracture systems. Thus feedback resonance is possible. The pressure level and in some cases the resonant frequency are indicators of the proceedings of the grouting.

Apart from those experiments some others have been performed:

- The waveform "cardiac", which is a fixed arbitrary waveform in the signal generator, produces a chock wave in the 1/2" tubing. Such phenomena are explained by a nonlinearity of the hydraulic mechanics in the tubing that causes waves to move faster at higher pressure. If a waveform with increasing amplitude is transmitted the consequence may be that all parts of that waveform arrive simultaneously at a point downstream, producing a very short and steep event, a chock. Something similar may have happened in the transient excitation of the tubes.

- The sensors that have been used are piezoelectric pressure sensors and hydrophones. Through several experiments their properties have been determined. The pressure sensors have a time constant which means they cannot maintain a constant DC-level for a constant pressure for a long time. For a long-time exposure the output signal will be zero. Nor can the pressure sensors respond to negative pressures, i.e. below vacuum. Such pressures are impossible in a gas but not in water. The hydrophones on the other hand can measure negative pressures but not static pressures. Furthermore they differentiate the pressure which means that they measure sinus instead of

cosinus for a sinusoidal pressure variation. The hydrophones also output a negative signal for a positive pressure impulse. Hydrophones are therefore a better choice for feedback resonance operation, since they are free of DC-components.

-Beat is the phenomenon when you transmit impulsive energy that is made to cooperate with reflected waves - echoes, thus producing increased amplitudes. It has been demonstrated that it is possible to obtain an increased pressure level in the same manner as at resonance. Beat can be seen as the discrete form of resonance. When there are multiple reflections in a system it is possible to make the drive beat strike at each, each other or each third echo. The latter can be necessary if the beat generator cannot keep pace with the fundamental beat, then you whip the system at each other echo or at each third.

-As has already been indicated a transmitted short transient is rapidly converted to an oscillation at the fundamental resonance of the system. *Should it be difficult to start the feedback resonance all you have to do is to inject a transient into the system and it will start oscillating at the fundamental.* This is very similar to a heart-start machines operation.

-Experiments have been performed with a pneumatically assisted, electrically controlled coaxial valve to produce water hammer effects. The valve was connected in turn to a grouting pipe, a grouting tube and a 12m metal tube borehole simulator. High velocities for pipes and the borehole simulator created a suspicion that the transient recorded is propagating through the metal. The negative downstream water hammer pressure wave propagated with a velocity of 740 m/s in the tube and the negative pressure was recorded as -18 bars. In future experiments the valve will be followed by 1m grouting tube before connection to the grouting pipe or borehole simulator. This will hopefully reduce the closing sound produced by the valve.

Keywords

Grouting, dynamic, feedback, resonance, hydraulic, water hammer

Innehållsförteckning

1 INLEDNING.....	1
1.1 Allmän bakgrund	1
1.2 Tidigare arbete av andra	1
1.3 Tidigare arbete vid LTH.....	2
1.4 Syfte.....	4
2 DESIGN AV SYSTEMET	6
3 GRUNDLÄGGANDE TEORI OCH BEGREPP.....	8
3.1 Vågutbredning i rör	8
3.2 Klassiska stående vågor i rör	8
3.3.1 Våghastighet i borrhål	11
3.3.2 Dispersion.....	11
3.1.3 Dämpning	11
3.3.4 Gruppastighet och fashastighet	11
3.3.5 Tryckslag	11
3.4 Chockvågor	16
4 TILLVERKNING AV KOMPLETTERANDE DELAR.....	17
5 INSTALLATION OCH PROVKÖRNING AV HYDRAULCYLINDERN	24
6 MONTERING AV DEN STYRBARA INJEKTERINGSPUMPEN.....	26
6.1 Stativ	26
6.2 Brukpump	27
7 INKÖRNING AV KOLVTÄTNINGAR	29
8 GRUNDLÄGGANDE FÖRSÖK	31
8.1 Försökserier med utvecklad pump.....	34
8.2 Undersökning av injekteringsslang ID 3/4"	35
8.2.1 ID 3/4" Öppet system med flöde 8 l/min	35
8.2.2 ID 3/4" Slutet system utan flöde - stängda ventiler	39
8.2.3 Resultat ID 3/4"	44
8.3 Undersökning av injekteringsslang ID 1/2"	46
8.3.1 ID 1/2" Öppet system med flöde 8 l/min	46
8.3.2 ID 1/2" Slutet system utan flöde - stängda ventiler	49
8.3.3 Resultat ID 1/2"	52
8.4 Undersökning av bifurkerande slangträd OD 12-4 mm	54
8.4.1 Öppet system med flöde 6 l/min.....	54
8.4.2 Slutet system utan flöde - stängda ventiler	58
8.4.3 Resultat Bifurkerande slangträd.....	61

8.5 Övriga observationer	63
8.5.1 Vågformen "cardiac"	63
8.5.2 Illustration av tryckgivarnas tidskonstant	65
8.5.3 Experiment med fyrkantvåg och taktning	66
8.5.4 Jämförelse mellan hydrofoner och tryckgivare.....	68
8.5.5 Effekt av positiv och negativ flank.....	70
8.6 Försök med negativt tryckslag från koaxialventil.....	72
8.6.1 Tryckslagsförsök i 1 m injekteringsrör.....	73
8.6.2 Tryckslagsförsök med koaxialventil i injekteringsslang ID 3/4"	76
8.6.3 Tryckslagsförsök med koaxialventil i borrhålssimulator	78
8.7 Slangarnas mekaniska egenskaper.....	80
8.7.1 Enkelt dragtest av slang med 3/4" innerdiameter	81
8.7.2 Enkelt dragtest av slang med 1/2" innerdiameter	83
9 FUNDERINGAR KRING FRAMTIDA IMPLEMENTERING	84
9.1 Risker	84
9.2 Kontinuerligt eller intermittent oscillation.....	85
9.3 Utrustningens omfattning	85
9.4 Kostnader	86
10 SLUTSATSER.....	87
11 REFERENSER	90

1 INLEDNING

1.1 Allmän bakgrund

Vid injektering av berg med cementbruk minskas effektiviteten av hög viskositet i bruket och separation av bruk och vatten i trånga passager. Det senare leder till valvbildning, som hindrar vidare inträngning av bruket. Om man kan förbättra brukets viskositet och hindra eller bryta ned valvbildningar åstadkoms således förbättrad effektivitet. En möjlighet att åstadkomma detta är att utsätta bruket för pulsationer, fram- och återgående rörelser. Tanken i detta projekt är att genom utnyttjande av hydraulisk resonans kunna bygga upp höga energinivåer och därigenom åstadkomma att vibrationerna förmår tränga längre in i spricksystemet. Med hydraulisk resonans menas att vätskepelaren bringas att svänga fram och åter i samklang med alla randvillkor. Det innebär att mer och mer energi kan tillföras det svängande systemet och det bör leda till optimal inträngning av bruket.

En sådan resonans sker med en eller flera sinuskurvor som vågform och med filter kan man välja vilken frekvens att excitera om det finns flera. Frekvensmässigt är sinuskurvan extremt smalbandig, medan fykantvåg är bredbandig. Men om man genererar fyrkantvåg, kommer systemets resonanser att skala av alla icke-resonanta frekvenser och den energi dessa innehåller går förlorad och kvar finns snart bara de resonanta komponenterna vilka utgör en mindre del av den tillförda energin.

Kan injekteringen utföras effektivare erhålls stora miljövinster i form av torra tunnlar och minskad dränering av ovanliggande mark. Kan brukets reologiska egenskaper förbättras med denna metodik är det kanske möjligt att minska de kemiska tillsatserna i bruket. För att kunna skala upp processen till att fungera med verkligt injekteringsbruk erfordras högre effekt i vibratorsystemet än den som var tillgänglig i föregående etapp. Detta projekt avser konstruktion av ett sådant system baserat på elektroniskt styrd hydraul/cement-cylinder och testning av denna i laboratoriemiljö. Då injekteringsbruk och vatten har nästan samma värde på ljudutbredningshastigheten görs dessa försök med vatten när det är frekvenser och våglängder som är de studerade parametrarna. I framtida försök med kort spalt används autentiskt injekteringsbruk.

1.2 Tidigare arbete av andra

Injekteringsbruk beskrivs vanligen som ett Bingham-fluidium där flöden förutsätter att en viss skjuvspänning övervinns innan flöde inträffar. Vid injektering av berg med cementbruk minskas effektiviteten av ökande viskositet i bruket och separation av bruk och vatten i trånga passager, så kallad filtrering. Det senare leder till valvbildning av de fasta partiklarna, som hindrar vidare inträngning av bruket. Om man kan förbättra brukets viskositet och hindra eller bryta ned valvbildningar åstadkoms förbättrad effektivitet. En möjlighet att åstadkomma detta är att utsätta bruket för pulsationer, fram- och återgående rörelser av olika frekvenser. Man kan *spekulera* i att sådana pulsationer skulle kunna medföra att bruket inte längre uppträder som ett Bingham-medium utan mer som vatten (Newton), i vilket inga valvbildningar kan ske. Ännu sannolikare blir detta om bruket dessförinnan behandlats med ultraljudhomogenisering (KTH-projekt), vilket medfört att mindre partikelstorlek kunnat användas för cementen och att större partikelaggregat lösts upp.

En dynamisk metod har tidigare testats i samarbete mellan Clay Technology och Svensk Grundundersökning 1985 och testats i Stripa (1): *"A new grouting technique with oscillatory pressure superimposed on a constant static grout pressure was developed by Clay Technology AB and Svensk Grundundersökning AB in 1985 and it was applied in the laboratory grout flow tests and in the field tests. The principle is that a static pressure higher than the ambient groundwater pressure is applied and that pressure pulses with 40 Hz frequency are superimposed, producing peak pressures of up to 8*

MPa with a duration of a few milliseconds. This exposes the grout to shearing by which its fluidity is strongly enhanced, facilitating grout penetration into very narrow fractures.”

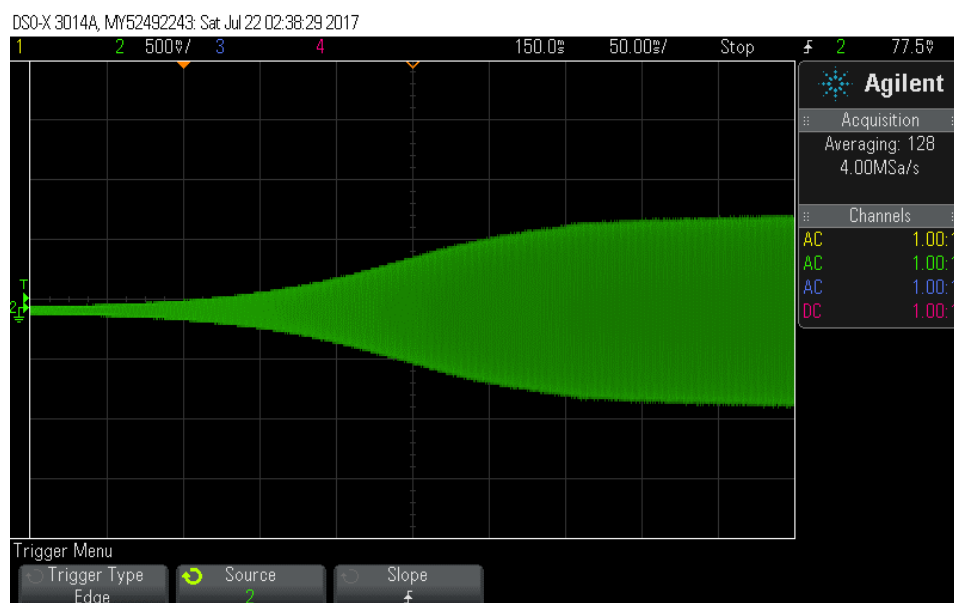
Metoden nämns i (2): ”En mindre vanligt förekommande injekteringsmetod är dynamisk injektering. Tekniken innebär att cementbruket utsätts för ett pulserande tryck vid injekteringen. Den fördel som har påvisats med metoden är att till och med sprickor mindre än 0,1 mm har kunnat injekteras med cementbruk. Inträngningsförmågan hos cementbruket har dessutom påvisats vara bättre än för statiskt tryck, även om skillnaden inte varit markant.”

Tanken i projektet är att genom utnyttjande av resonans kunna bygga upp höga energinivåer och därigenom åstadkomma att vibrationerna förmår tränga längre in i spricksystemen.

Oscillationernas inträngning i spricksystemet är enligt Pusch (muntlig kommunikation 2017) det största problemet för dynamisk injektering. Man kan av goda skäl anta att systemets resonansfrekvenser är beroende av det motstånd bruket gör mot injektering, flödesimpedansen. Den exciterande frekvensen måste därför kunna varieras och inte hållas konstant som i Stripa-försöken. I detta projekt är tanken att anpassningen skall ske genom återkoppling. Systemet känner av vilken frekvens som är stark vid injekteringspunkten och alstrar denna frekvens uppströms i systemet, d.v.s. vid pumpen. Därvid matas mer energi in i det svängande systemet för varje cykel. Ändrar sig impedansen ändrar sig också frekvensen, denna blir alltså också ett mått på hur injekteringen framskrider och kan tänkas bli en parameter i sk Real Time Grouting Control-RTGC (3).

1.3 Tidigare arbete vid LTH

I tidigare projektetapp 1 har återkopplad resonans kunnat påvisas för flera olika vibratortyper i olika frekvensområden, Figur 1. Dessa försök har utförts i de resonanskamrar som tillverkats vid LTH, Figur 2. Dessa är 1 m långa vattenfyllda, rostfria rör där sändaren monterats i ena änden och mottagaren i den andra. Genom att återkoppla mottagarsignalen till sändarförstärkaren startar rundgången och den dominerande tonen förstärks tills något mättnadsvillkor uppnås.



Figur 1. Exempel på automatiskt insvängningsförlöpp vid resonant återkopplings i en av LTH:s resonanskamrar OD 80 mm. Källan är en geofon och resonansfrekvensen är 2760 Hz, med åtminstone två övertoner. *Illustration of hydraulic feedback resonance.*



Figur 2. Resonanskamrarna uppkopplade med olika sändare i nedre delen. Det borte röret har en hydrofon som återkopplar svängningarna i röret, vilket gör att den dominerande tonen tar över. Denna hydrofon flyttas mellan rören. *Equipment for feedback resonance experiments.*

I projektets första etapp har ett nästan komplett injekteringssystem byggts upp. Detta är avsett att hantera vatten, som har samma ljudhastighet som injekteringsbruk och erbjuder en mer lätthanterlig försöksmiljö. Pumpen för flöde eller statiskt tryck ersätts av vattenledningstryck eller tryckluftreglerat hydrofortryck. Därefter följer apparatur för att överföra måttliga vibrationer till vätskan, 20 m injekteringsslang och avslutande injekteringsrör, levererat av företaget GMA, som tillverkar injekteringsutrustning. För att efterlikna naturlig impedans kan injekteringsrören kopplas till ett bifurkerande grenverk av plastslangar, i likhet med vad som använts i (3), med dimensionerna 12, 10, 8, 6 och 4 mm, alla 2 m långa. Det finns således till slut 16 st 4 mm plastslangar som alla avslutas med en strypventil, så att strömningsmotståndet kan regleras. Slangsystemet medger också att man via T-kopplingar i bifurkationspunkterna studerar hur långt in i det simulerade spricksystemet vibrationerna tränger. Avsikten med hela systemet är att undersöka vilka frekvenser som kan fortplantas och återkopplas från injekteringsröret till vibrationsgivaren. För detta behövs inga stora krafter, då rent vatten inte dämpar ljudvågorna så mycket.

Dessutom finns en elektropneumatisk ventil avsedd för att studera synkroniserade tryckslag i ett vattenfyllt system, se Figur 3. Denna princip kan också dra nytta av det elektriskt styrda hydraulsystemet vid uppskalning till större krafter. Korta högtryckspulser *kan tänkas* fortplanta sig in i spricksystemet utan att medföra "jacking", därför att de stora bergmassorna medför en avsevärd tröghetskraft, som gör att "ingen" rörelse hinner börja innan det pålagda trycket åter minskat.



Figur 3. Elektropneumatiskt styrd koaxialventil för experiment med tryckslag.
An electropneumatic coaxial valve used for water hammer experiments.

1.4 Syfte

Projektets ramar definieras av återkopplingsprincipen och tryckslag för att åstadkomma starka pulsationer/vibrationer i injekteringsapparaturen och målet är att finna den metodik som effektivast överför sådana till vätskan i spricksystemet.

Syftet med projektets etapp 2, den som redovisas i denna rapport, är att utveckla försöksutrustning som kan användas för vanligt injekteringsbruk. Sådant bruk dämpar vågrörelser starkare än vad vatten gör och därför krävs det vibrationsutrustning med större kraft. Marknads- och litteraturundersökningen i etapp 1 har indikerat att den lämpligaste utrustningen för detta är elektriskt styrda hydraulcylindrar, se nedanstående tabell. Frekvensomfånget utökas hela tiden för de elektrohydrauliskt styrda vibratorerna. Dessas kraftområde står i absolut särklass och frekvenser upp mot 500 Hz är demonstrerade idag. Då är naturligtvis amplituden liten.

<i>Type</i>	<i>Force rating</i>	<i>Frequency range</i>	<i>Application</i>	<i>Nature of force signal</i>	<i>Maximum acceleration (g)</i>
Electrodynamic shaker	2 kN	DC–5 kHz	Product testing/resonance search/fatigue testing/modal testing	Sine/random/sine sweep/shock	150

(Contd)

<i>Type</i>	<i>Force rating</i>	<i>Frequency range</i>	<i>Application</i>	<i>Nature of force signal</i>	<i>Maximum acceleration (g)</i>
Electrodynamic modal exciter	0.25 kN	DC–2 kHz	Modal testing	Sine/random/sweep burst	150
Mechanical direct drive exciter	0.2 kN	5–100 Hz	Fatigue testing/calibration of transducers	variable speed	70
Unbalance Mass exciters	20 kN	1–100 Hz	Modal testing of large structures/seismic testing	Sinusoidal, variable speed	10
Electrohydraulic shakers	250 kN	0.1–100 Hz	Automobile testing, human body response, seismic simulation	Sine/random	5
Piezoactuator	10s of N	0–5 kHz	Active vibration control	Sine/random/sine sweep	0.1

Elektrohydrauliska vibratorer (Electrohydraulic shakers) kan fås att röra sig efter en signal från dator eller annat system, t ex återkopplingssignal. En sådan hydraulcylinder kopplas ihop med en cylinder för injekteringsbruk på så sätt att kolvstången i hydraulcylindern direkt påverkar kolvstången i cementcylindern. Därigenom kan hydraulcylinderns rörelse omvandlas till ett flöde ur cementcylindern.

Hydraulcylindern kan ställas in för att antingen ge en rörelse eller en kraft proportionell mot den elektriska insignalen (bör-värdet) till styrelektroniken. Detta sker genom att är-värdena i en PID-regulator i hydraulcylinderns eget styrsystem hämtas antingen från en kraftgivare eller ifrån en linjärtransformator (LVDT) monterade på hydraulcylindern.

2 DESIGN AV SYSTEMET

Med ledning av tidigare resultat i etapp 1 påbörjades arbetet med att leta lämpliga komponenter. Redan tidigt stod klart att det rörde sig om tre huvudkomponenter: 1. En elektriskt styrbar hydraulcylinder, 2. En cylinder lämplig för att hantera injekteringsvätskan samt 3. En förbindelse mellan dessa två komponenter. Därutöver en myriad av smådelar och detaljer som måste tillverkas.

Efter en mycket omfattande mailkorrespondens med olika tillverkare av styrbara hydraulcylindrar föll valet på tillverkaren MOOG. Flera andra leverantörer baserade sina förslag på komponenter från MOOG och det är utrustning från detta företag man ofta ser när man åker runt till olika tekniska högskolor i Sverige och besöker deras laboratorium för statisk och dynamisk belastning av konstruktionskomponenter.

Redan tidigt i projektet hade kollegorna på KTH rekommenderat att använda en brukscylinder tillverkad för ändamålet d.v.s. en komponent från en existerande injekteringspump, t ex tillverkad av EPIROC / Atlas Copco.

En avgörande faktor i systemdesignen är kapaciteten på befintlig hydraulpump, alltså den anläggning som alstrar oljeflödet och trycket. LTH har flera sådana pumpar varav den största kan leverera 90 l/minut vid 220 bars tryck, Figur 4. Till denna pump finns två likadana uttagsstationer varav en visas i Figur 5.



Figur 4. LTH:s största hydraulpump 220 bar och 90 l/min.

The largest hydraulic pump available at LTH.



Figur 5. En uttagsstation till hydraulpumpen. Levererar 220 bar och 90 l/min.

Manifold system for the outlet from the hydraulic pump.

3 GRUNDLÄGGANDE TEORI OCH BEGREPP

3.1 Vågutbredning i rör

Nedan behandlas kortfattat en del av de fenomen som gör sig gällande vid vågexcitering i rör och slangar.

För ett tunnvägigt homogent rör beräknas våghastigheten a enligt nedanstående formel

$$a = \sqrt{\frac{E_{\text{vatten}}/\rho_{\text{vatten}}}{1 + \frac{E_{\text{vatten}}D}{E_{\text{rör}}e}C}}$$

där

a =våghastighet (m/s)

E_{vatten} =vattnets elasticitetsmodul (N/m²)

$E_{\text{rör}}$ =rörmaterialets elasticitetsmodul (N/m²)

D =rörets innerdiameter (m)

E =rörets väggjocklek (m)

C =konstant beroende av rörets rörelsemöjlighet (1-3)

1) $C=1-\mu/2$, röret endast förankrat i uppströmsänden

2) $C=1-\mu^2$, röret axiellt orörligt

3) $C=1$, expansionsfogar längs hela röret - ingen axiell spänning

μ =Poissons tal = relativ längdutveckling axiellt/relativ längdutveckling radiellt

Detta uttryck användes inte i rapporten eftersom Poissons tal ännu inte bestämts för de ingående komponenterna.

3.2 Klassiska stående vågor i rör

Dessa fenomen är mest kända från musikinstrument och illustreras ofta med ljudvågor i orgelpipor. Man talar då om noder där partikelrörelsen är noll och bukar där partikelrörelsen är starkast. Liksom i de experiment som utförs i denna rapport kan en orgelpipa vara öppen eller slutet i motsatta änden sett från den ände där vågrörelsen skapas. Den exciterande änden anses vara öppen och är en buk. Vid den slutna änden definieras vågrörelsens amplitud vara noll, en nod och vid den öppna är den 1. Detta motsvarar öppningsimpedansens extremvärden. Att det bildas en nod vid den stängda väggen skall uppfattas som att amplituden för den inkommande vågrörelsen helt motverkas av den reflekterade vågrörelsen, sk destruktiv interferens, vilket uppstår då två vågrörelser med 180 graders fasskillnad blandas. Ovanstående resonansgaller gäller för hastigheten hos vätskepartiklarna. För tryck gäller det motsatta, alltså att i ett slutet rör uppstår det ett högt tryck mot den slutna väggen (4).

I båda fallen förekommer det en grundton f_1 och en serie övertoner f_x . För öppet system följer dessa en strikt aritmetisk ordning f_1, f_2, f_3 osv. men för ett slutet system är tonerna udda, typ f_1, f_3, f_5 osv. Avgörande för tonernas frekvens är orgelpipans längd och ljudhastigheten. Dessa frekvenser är sk resonansfrekvenser, vid vilka man kan mata in höga energimängder i det svängande systemet utan att

behöva en källa med hög effekt. Energin stannar kvar i det svängande systemet och byggs upp successivt.

För det öppna systemet beräknas frekvenserna enligt följande ekvationer

$$f_1 = \frac{v}{2L}$$

$$f_2 = \frac{2v}{2L}$$

$$f_3 = \frac{3v}{2L}$$

För det slutna systemet beräknas frekvenserna enligt ekvationer med följande utseende

$$f_1 = \frac{v}{4L}$$

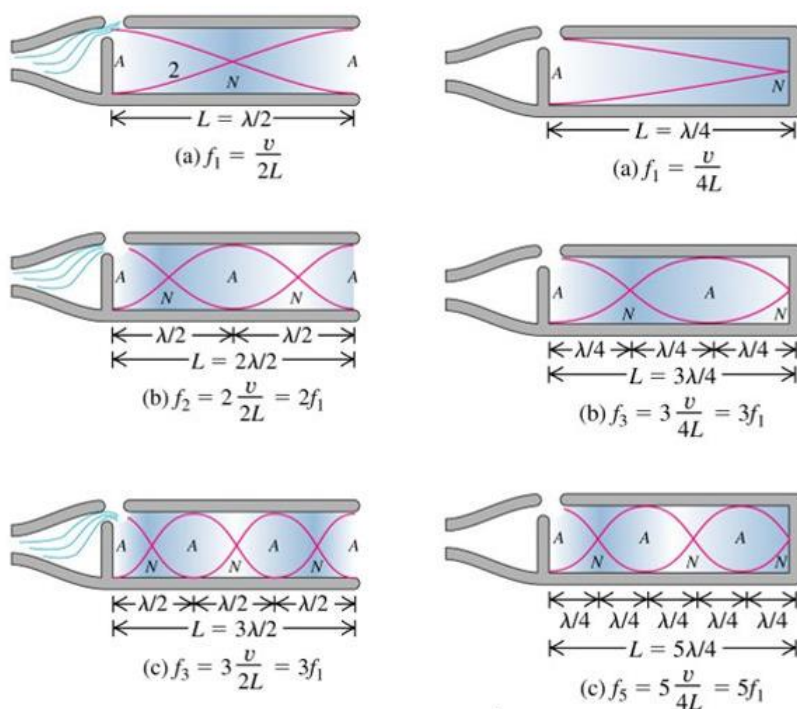
$$f_3 = \frac{3v}{4L}$$

$$f_5 = \frac{5v}{4L}$$

Dessa fenomen förutsätter att frekvenserna är dispersionsfria, vilket de antas vara för den longitudinella moden, dvs. svängningsrörelse i rörets längdriktning.

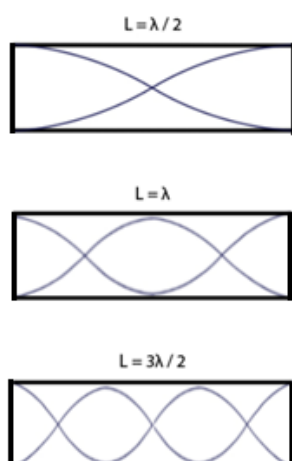
Emellertid sker inte reflektionen exakt där det öppna röret slutar utan en bit utanför röret. Korrektionen för detta är proportionell mot rörets radie R och man har funnit att rörets längd skall ökas med $0.61R$ av detta skäl (5).

Nedanstående delfigurer, i Figur 6a, förklarar hur man kommer fram till dessa ekvationer för öppet och slutet rör.



Figur 6a. Resonansfrekvenser vid öppna och slutna orgelpipor. Figurerna visar partikelhastigheten. Där denna är noll är trycket maximalt. En partikelhastighetsnod (min) är alltså en tryckbuk (max). *Particle velocity in open and closed organ pipes.*

För ett i båda ändar slutet rör exciterat i ena ändpunkten måste trycket vara högt i båda ändarna. Därav följer att $f_1=v/2L$, $f_2=v/L$ och $f_3=3v/2L$ dvs $f_2=2f_1$, $f_3=3f_1$ o.s.v., Figur 6b. Man får alltså samma relationer som för det öppna systemet.



Figur 6b. Trycket i ett i båda ändar slutet rör exciterat i ena ändpunkten. *Double closed system.*

För det i båda ändar slutna systemet kan fashastigheten beräknas som $v_1=f_1 \times 2 \times L$, $v_2=f_2 \times L$ och $v_3=f_3 \times L/3$ från de respektive resonansfrekvenserna.

3.3.1 Våghastighet i borrhål

Våghastigheten i ett vätskefyllt opermeabelt borrhål bestäms av uttrycket

$$v = v_B \left(1 + \frac{K_B}{\mu_F}\right)^{-1/2}$$

Där v_B är ljudhastigheten i vätskan, K_B är vätskans kompressionsmodul och μ_F är skjuvmodulen för det omgivande berget.

I permeabelt berg råder, som antyds, andra mer komplicerade förhållanden.

3.3.2 Dispersion

Med dispersion menas att olika frekvenser har olika utbredningshastigheter. Det innebär t ex att en kort initial impuls, som definitionsmässigt innehåller ett brett spektrum av frekvenser, kommer att spridas ut, därför att de olika frekvenserna rör sig med sin egen hastighet och därför vid varje givet ögonblick har kommit olika långt. Den ursprungliga impulsen kommer med tiden att bli längre och längre. Longitudinella vågor i rör anses vara dispersionsfria. Det är inte förrän frekvensen blir så hög att det uppstår svängningar transversellt i röret som andra moder uppstår.

I ett dispersivt system kan man tänka sig en situation där källan först sänder de långsammaste frekvenserna och därefter successivt de snabbare. Då uppstår en pulskompressionseffekt när alla sända frekvenser anländer till en nedströms punkt samtidigt. Se nedan om chockvågor.

3.1.3 Dämpning

En liknande effekt åstadkoms om det finns en frekvensrelaterad dämpning i röret. En bredbandig initial impuls kommer då att successivt förlora de höga frekvenserna därför att de dämpas fortare än de låga frekvenserna. Är systemet resonant kommer så småningom endast resonansfrekvensen att återstå. Detta är analogt med en kyrkklocka, vilken exciteras bredbandigt med ett slag, men sedan svänger vid sina resonanser.

3.3.4 Grupphastighet och fashastighet

En kort bredbandig impuls utbreder sig med vad som kallas grupphastighet, där med grupp menas de frekvenser som impulsen omfattar, dess bandbredd. Var och en av dessa frekvenser utbreder sig med vad som kallas fashastigheten. Är fashastigheten samma för olika frekvenser är grupphastigheten lika med fashastigheten. Det innebär då att systemet är dispersionsfritt.

3.3.5 Tryckslag

Juokowskis ekvation anger utbredningshastigheten v för ett tryckslag

$$v = \sqrt{\frac{k/\rho}{1 + dk/bE}}$$

v = våghastighet (m/s)

k = bulkmodul (Pa)

ρ = densitet (kg/m³)

d = innerdiameter (m)

b = godstjocklek (m)

E = elasticitetsmodul (GPa)

Analytiska lösningar

Lennart Jönsson vid TVRL, LTH har lång erfarenhet av tryckslagsberäkningar och deltog i de försök Roland Pusch utförde på 80-talet. Nedanstående beräkningar är analytiska och har utförts av Lennart Jönsson, som också har framställt figurerna 7 - 9.

De styrande differentialekvationerna vid tryckslag är:

$$\text{Kontinuitetsekvationen: } \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0$$

$$\text{Rörelsemängdsekvationen: } \frac{1}{gA} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{Q |Q|}{2gD} = 0$$

$$\text{där } H = H(x,t) = \frac{p(x,t)}{\rho g} + z$$

$Q = Q(x,t)$ vattenflöde längs röret (m^3/s)

x = lägeskoordinat längs röret (m)

t = tiden (s)

a = tryckvågshastighet (m/s)

A = rörets tvärsnittsarea (m^2)

D = rördiameter (m)

F = friktionskoefficient

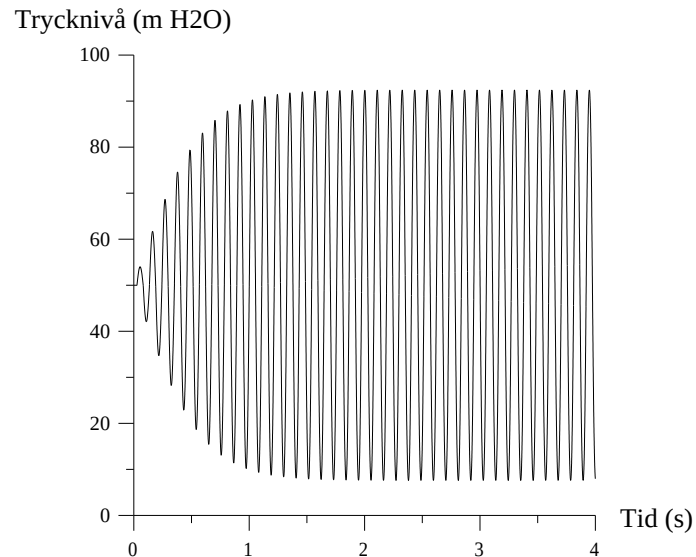
g = tyngdaccelerationen (m/s^2)

ρ = vattnets densitet (kg/m^3)

Z = vertikalkoordinat (m)

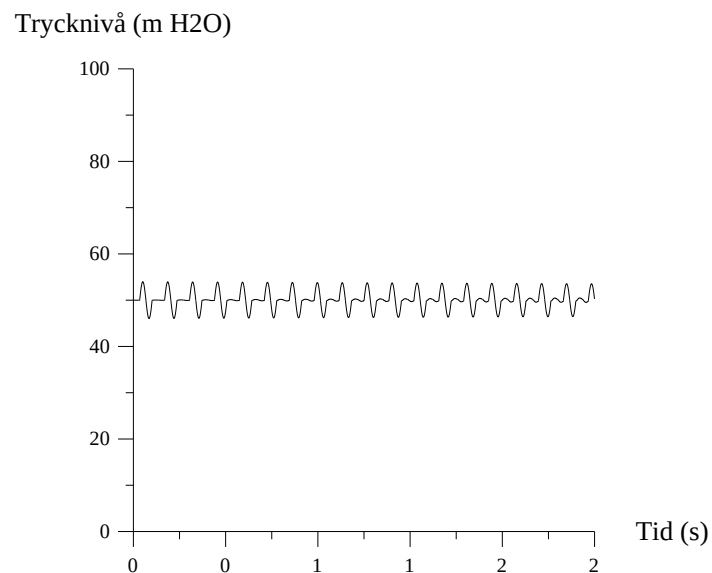
Med dessa ekvationer som bas kan trycknivå och flöde längs röret beräknas som funktion av tid och läge. Olika situationer medför olika randvillkor vid lösandet av ovanstående differentialekvationer.

Trycknivån, i ett 20 m långt rör med våghastigheten 740 m/s, som funktion av tiden vid den fundamentala resonansfrekvensen 9.25 Hz beräknat för i ena änden slutet rör och den första övertonen redovisas nedan, Figur 7a.



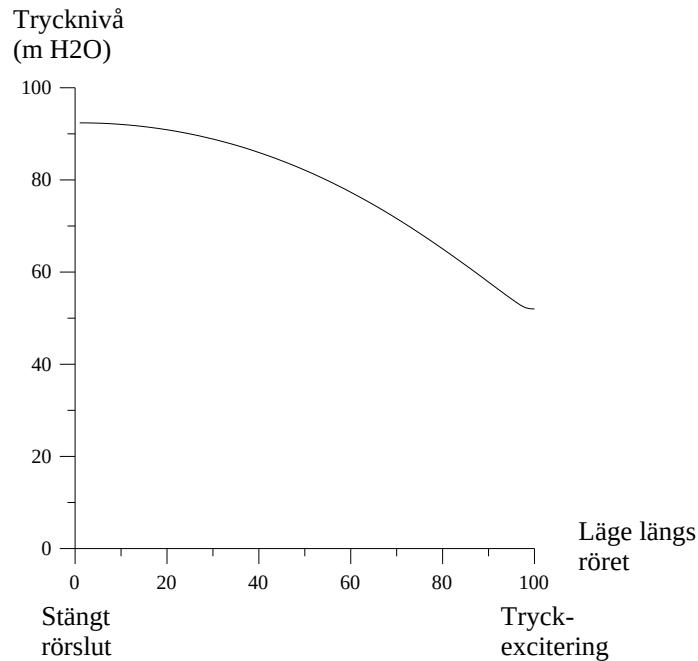
Figur 7a. Trycknivån som funktion av tiden för excitering vid den fundamentala frekvensen och ett statiskt vattentryck av 5 bar för ett 20 m långt rör vid den teoretiska tryckslagsoscillationen 9.25 Hz för våghastigheten 740 m/s. *Temporal pressure build-up at excitation with the fundamental frequency.*

Det framgår av Figur 7a att trycknivån stegras långt över den initiala genom excitering vid resonansfrekvensen. Detta motsvarar vad som skulle ske med återkopplad resonans. Man kan uppnå väsentligt högre tryck än pumpen ensam kan prestera.



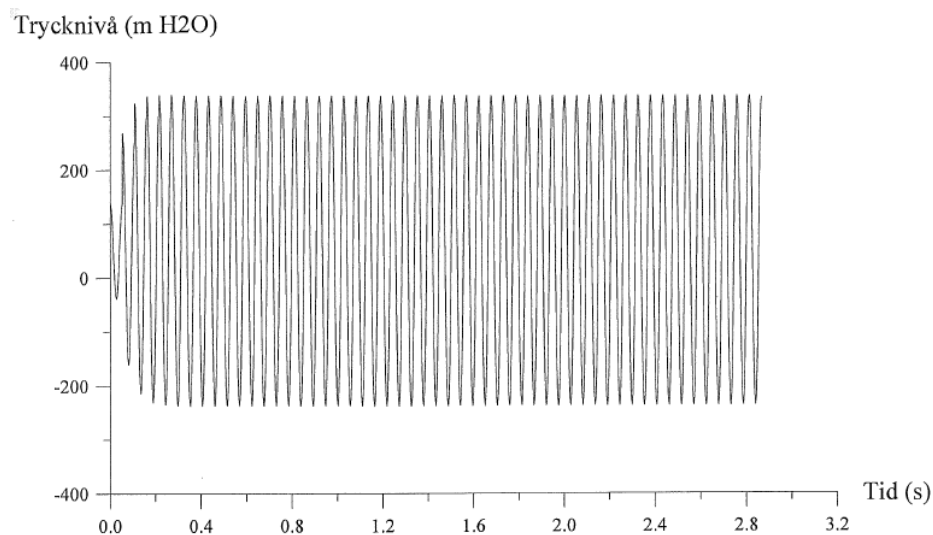
Figur 7b. Trycknivån som funktion av tiden för excitering vid den första övertonen 18.5 Hz och ett statiskt vattentryck av 5 bar för ett 20 m långt slutet rör. *At the first harmonic.*

Det framgår av Figur 7b att trycknivån inte stegras genom excitering vid första övertonen. Orsaken är att tillskottet då kommer mellan reflektionerna. Exciteringen kommer alltså i otakt med reflektionerna. Vid andra övertonen blir förhållandena samma som vid den fundamentala resonansen.

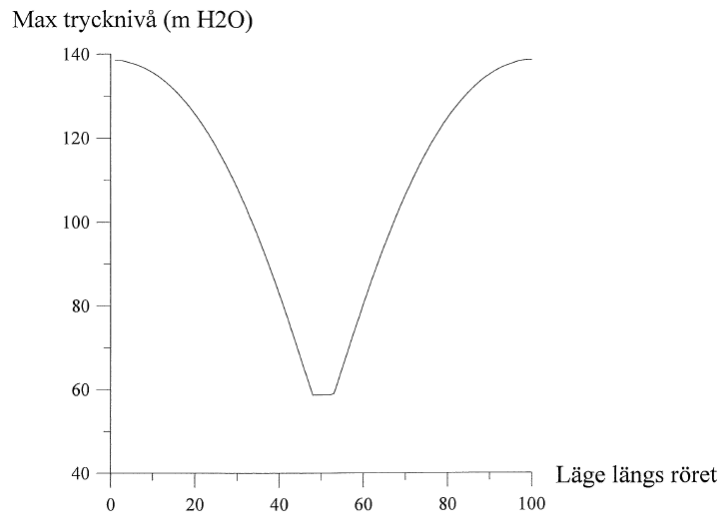


Figur 7c. Trycknivån längs röret vid excitering vid den fundamentala resonansfrekvensen 9.25 Hz. *Pressure along the pipe for excitation at the fundamental frequency.*

Den teoretiska frekvensen i ovanstående fall med tryckexcitering i ena änden är c:a halva den frekvens som erhålles vid försöken. Därför anpassades randvillkoren så att de stämde med att det i stället sker en rörelse i rörets ena ände och att det finns ett stopp i den andra ändpunkten. Det verkar som att tryckexcitering motsvarar en fri ände på röret med en varierande trycknivå i t ex en stor cistern. Då tryck ersattes med rörelse erhöles följande diagram, Figur 8a-b, och frekvensen blir 18.5 Hz att jämföra med uppmätta 17 Hz. Skillnaden beror på skattningen av friktionsparametern, då den verkliga inte är känd.

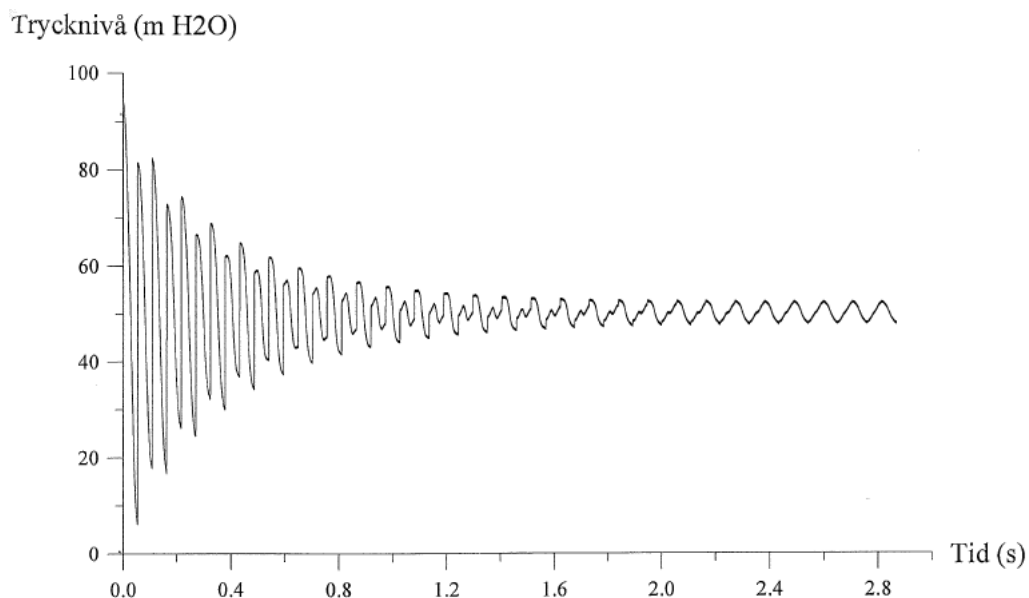


Figur 8a. Insvängningsförlopp för 20 m injekteringsslang. En betydande tryckstegring sker snabbt. Kolvens amplitud var 0.01 mm. *Resonant pressure increase.*



Figur 8b. Tryckfördelning längs slangen då kolvens amplitud sänkts till 0.001 mm. Ett tryckminimum vid slangens mitt. Maxtrycket blir lägre än i föregående figur. *Pressure distribution along the tube.*

Rörelsens startvillkor är avgörande. Startar den för fasvinkeln $\pi/2$ sker en momentan rörelse från noll till fullt utslag och det motsvarar en mycket bredbandig puls, närmast en sk Dirac-funktion, som har ett rektangulärt spektrum. Konsekvensen av detta är att man exciterar alla dessa frekvenser och att det efter en stund endast återstår den fundamentala resonansfrekvensen, se Figur 9. Startar rörelsen i stället vid fasvinkeln 0 sker en mjuk start och endast excitationsfrekvensen detekteras.



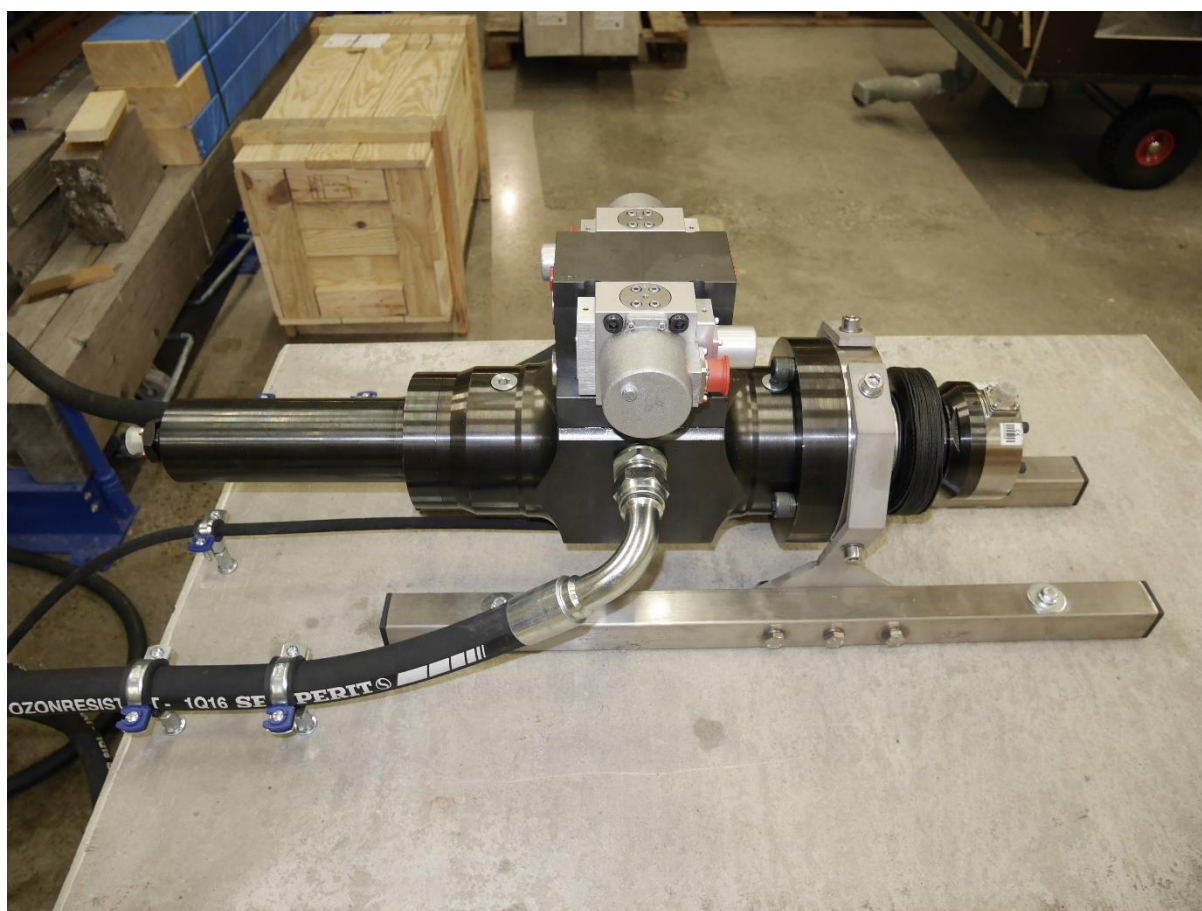
Figur 9. Vill man excitera harmoniskt måste sinusrörelsens startfas vara noll. Startar man med fasvinkeln $\pi/2$ sker en bredbandig impulsexcitering. *An impulsive start may lead to unexpected consequences.*

3.4 Chockvågor

En chockvåg uppstår då utbredningshastigheten i ett rör eller en slang är tryckberoende. Detta är en *olinjär* effekt. Man får tänka sig att vågen inledningsvis har ett lägre tryck än senare i vågens tidsrum. De senare delarna kommer då att röra sig fortare eftersom trycket då är högre. Konsekvensen blir att någonstans nedströms stiger trycket mycket hastigt eftersom de senare vågdelarna hinner ikapp de tidigare och skapar en mycket brant tryckpuls.

4 TILLVERKNING AV KOMPLETTERANDE DELAR

Det första som tillverkades var ett stativ för hydraulcilindern. Ett sådant var nödvändigt för att bära upp hela den slutliga konstruktionen och för att göra de inledande installationsarbetena och mäta vilket frekvensområde cylindern kunde förväntas verka i. Stativet monterades i sin tur på ett betongblock med vikten c:a 1 ton, Figur 10. Det gör det meningsfullt att bestämma hydraulcilinderns frekvenskaraktäristik med en accelerometer monterad antingen direkt på pistongen eller på kraftgivaren som är monterad på denna, eftersom själva hydraulcilindern inte kommer att röra sig.



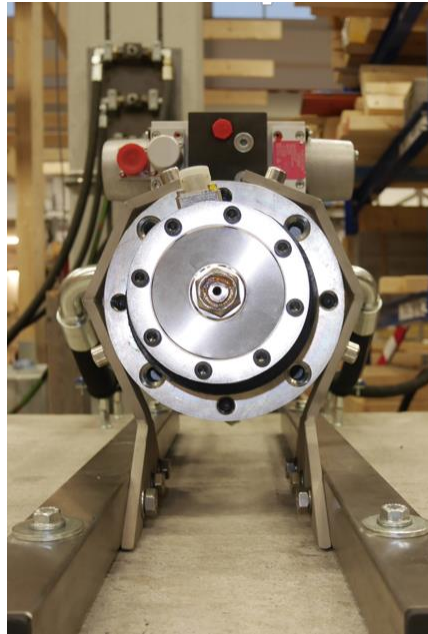
Figur 10. Stativet som bär upp hydraulcilindern fast monterat på ett betongblock som väger c:a 1 ton.
The hydraulic cylinder mounted on a 1 tonne concrete block.

Med detta arrangemang genomfördes också installationsarbetet och därefter vidtog designen av de komponenter som skulle förena hydraulcilindern med brukcilindern.

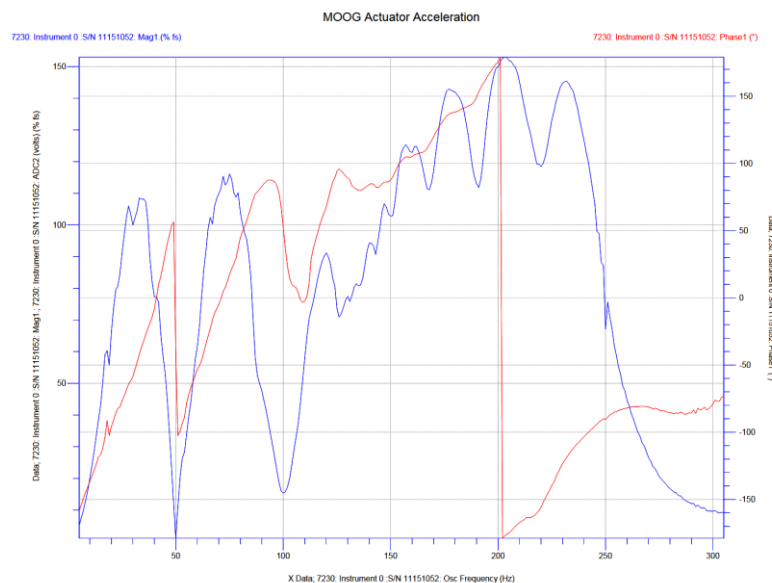
Uppmätning av hydraulcilinderns dynamiska egenskaper utfördes så snart installationen var avklarad, mer om denna i kapitel 5. Därvid användes frekvenssvep från lock-in-förstärkare och dels en accelerometer placerad på hydraulcilinderns kraftgivare, dels signalen från den inbyggda lägesgivaren (LVDT) i hydraulcilindern, resultatet visas i Figur 12 och 13. Dessa mätningar gjordes tyvärr med ett sk notch-filter inkopplat i lock-in förstärkaren, vars syfte är att undertrycka störningar från nätfrekvensen 50 Hz och den första övertonen vid 100 Hz. *Det är orsaken till dipparna vid dessa frekvenser, som alltså inte finns i hydraulcilinderns karaktäristik.* När detta upptäcktes, långt senare, hade brukcilindern

monterats och dess kolvstång monterats mot hydraulcylinderns kolvstång, på ett sätt som inte utan vidare kopplas isär.

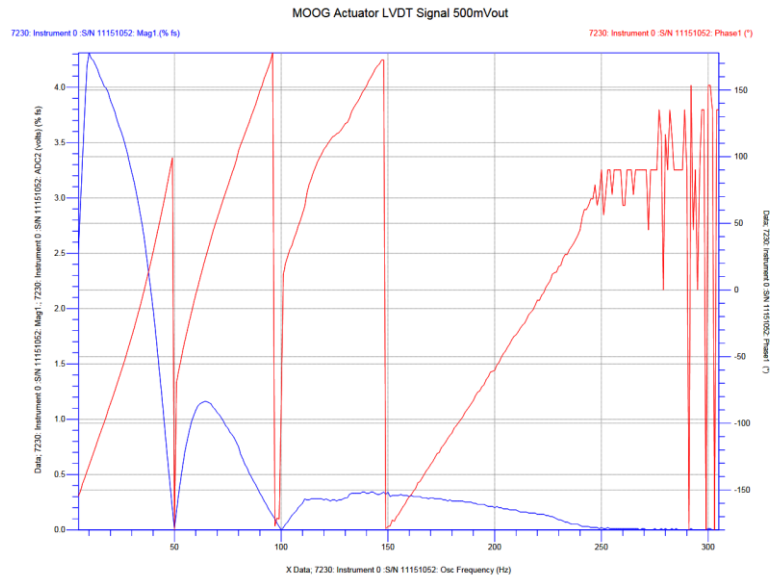
Eftersom det i detta skede inte fanns något motstånd till hydraulcylindern kunde kraftgivaren inte användas. Det kunde däremot lägesgivaren (LVDT), som därmed kompletterar mätningarna med accelerometern.



Figur 11. Fäste för accelerometer på hydraulcylinderns kraftgivare. LVDT inbyggd i motsatt ände.
Attachment for an accelerometer on the force transducer of the hydraulic cylinder.



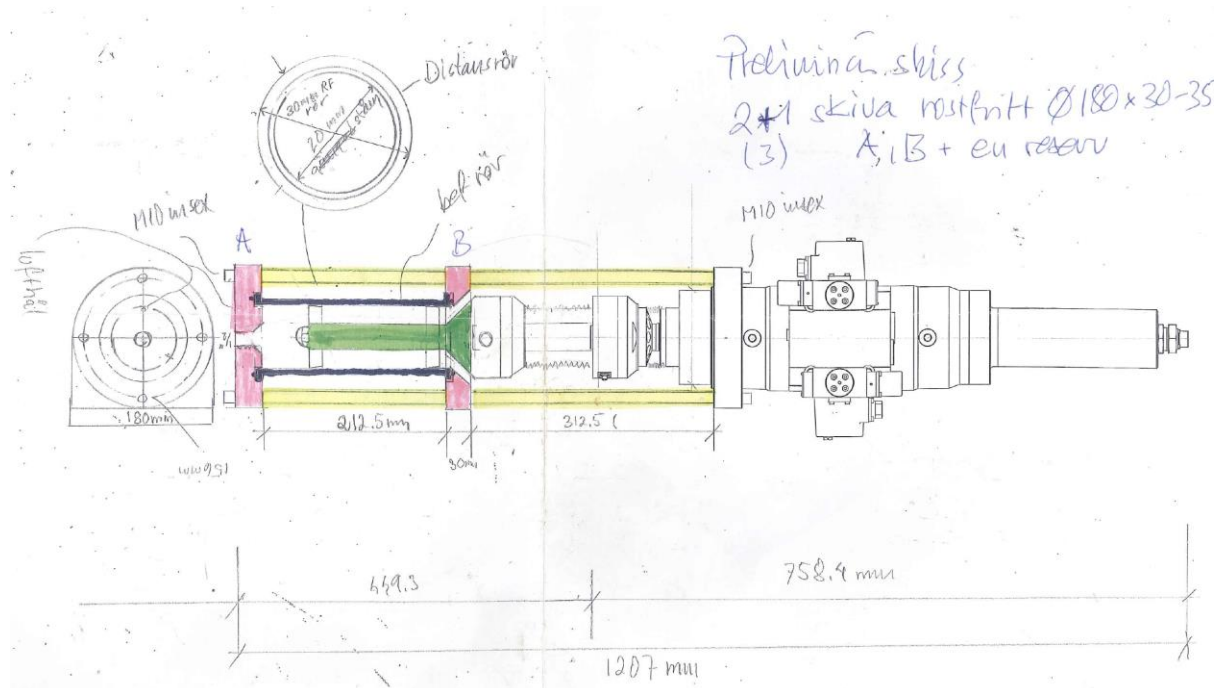
Figur 12. Uppmätt *acceleration* som funktion av frekvens för hydraulcylindern. De djupa dipparna vid 50 och 100 Hz beror på ett förbiseende och man skall bortse från dem, se ovan. Blå kurva är amplitud, röd kurva är fas. *Acceleration as a function of frequency. 50 and 100 Hz nulls are due to a mistakenly active notch filter.*



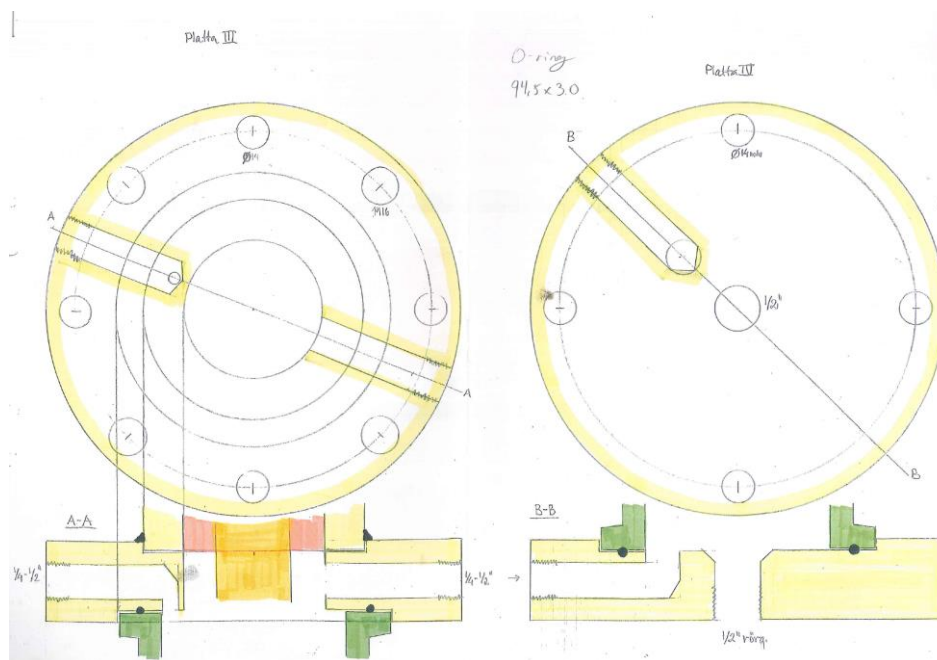
Figur 13. Uppmätt rörelse som funktion av frekvens för hydraulcylindern. De djupa dipparna vid 50 och 100 Hz beror på ett förbiseende och man skall bortse från dem, se ovan. Movement as a function of frequency. 50 and 100 Hz nulls are due to a mistakenly active notch filter.

Resultatet av dessa mätningar anger att hydraulcylindern är kapabel att alstra signifikanta tryckoscillationer upp till cirka 250 Hz, vilket är relevant för de resonansfrekvenser man kan tänka sig uppstår i ett injekteringssystem.

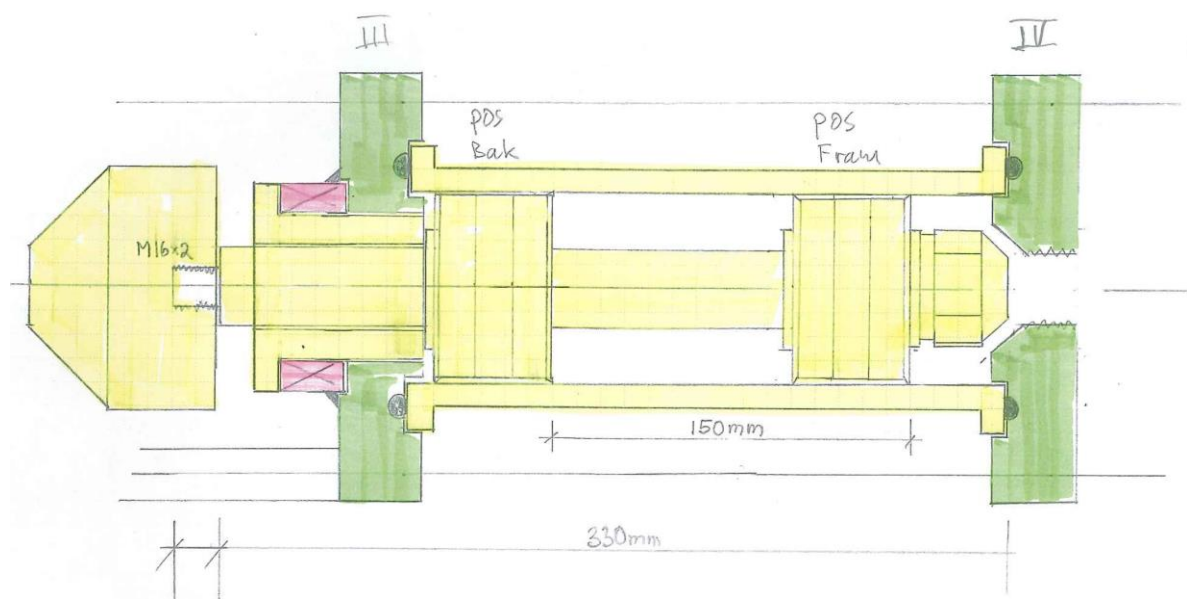
Nedan visas en del av det underliggande materialet i form av ritningar, utförda av rapportens författare, Figur 14 - 18 .



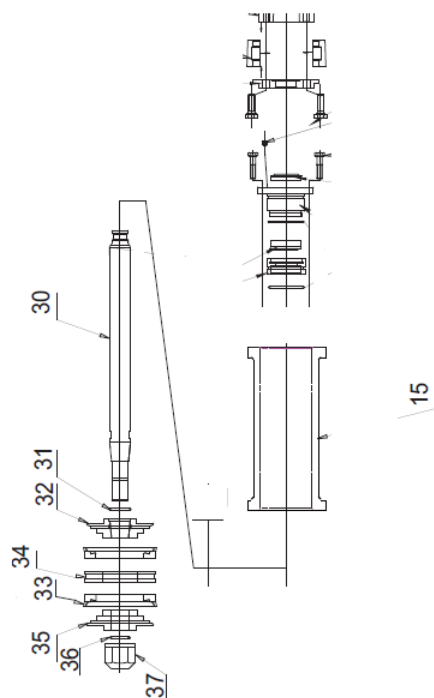
Figur 14. En preliminär skiss till sammankoppling av hydraulcylinder och brukcylinder. EPIROC-cylindern ännu inte inkorporerad. An early sketch for the electrohydraulic grouting pump.



Figur 15. Ritning till de gavlar som omger brukcylindern, med uppborrade kanaler visade i sektionerna nedtill i ritningen. Platta IV, t.h. är utloppssidan från brukcylindern. *Grout cylinder details.*



Figur 16. Ritning visande hur de komponenter som köps från EPIROC (kolv, kolvstång och kolvstångstättning) installeras mellan gavlarna III och IV. Kopplingen till hydraulcylinderns kraftgivare utfördes inte som denna ritning visar, t.v. i ritningen, utan med en klämkoppling från EPIROC. Ritningen visar kolvens extremlägen inom hydraulcylinderns slaglängd, dvs 150 mm. *Grout cylinder and piston details.*



Figur 19. De delar av injekteringspumpen PUMPAC 80 som användes i projektet. Ej skalriktigt.
Piston rod and grouting cylinder with all parts. Not to scale.

Nedan visas mängdförteckningen över de komponenter som beställdes från EPIROC f.d. Atlas Copco. Listan utelämnar den stora muttern, objekt 37, i skissen ovan.

Rad 1 PUMPAC 80

Ref

nr	Art nr	Beskrivning
15	3716 6790 00	Cylinder 80mm
32	3716 6788 00	Kolvhalva
33	3715 2257 03	Kolv tätning
34	3716 6787 00	Stödring
35	3716 6789 00	Kolvhalva
38	0663 2151 00	O-ring

Rad 3 PUMPAC 80 och 110

20	3716 6295 00	Låshylsa
21	3716 6696 00	Fläns
22	3716 6294 00	Kopplingshalva
23	0147 1363 03	Skruv
24	3716 6535 00	Bussning
25	3716 1412 00	Skrapring
26	3716 6536 00	Tätningshållare
27	0663 6134 00	O-ring
28	3715 2258 00	Kolvstångstätning
30	3716 6292 00	Kolvstång
31	0663 2129 00	O-ring



Figur 20. Johan Stjernholm och Andreas Johansson i Fasta tillståndets Fysiks verkstad, vilka har tillverkat alla de delar som gjorts vid LTH. *Those who made it all real.*



Figur 21. På bordet brukcylinder, gavlar, klämkoppling mellan hydraulcylinderns kraftgivare och brukpumpens kolvstång samt kolv med kolvstång. *The parts manufactured at LTH.*

5 INSTALLATION OCH PROVKÖRNING AV HYDRAULCYLINDERN

Hydraulcilindern styrs av en elektriskt styrd ventil. Denna avgör hur mycket flöde och till vilken sida av hydraulcilinderns kolv oljan skal ledas. I syfte att få ett större flöde har hydraulcilindern beställts med två sådana ventiler, vilket bör ge ett större frekvensområde.

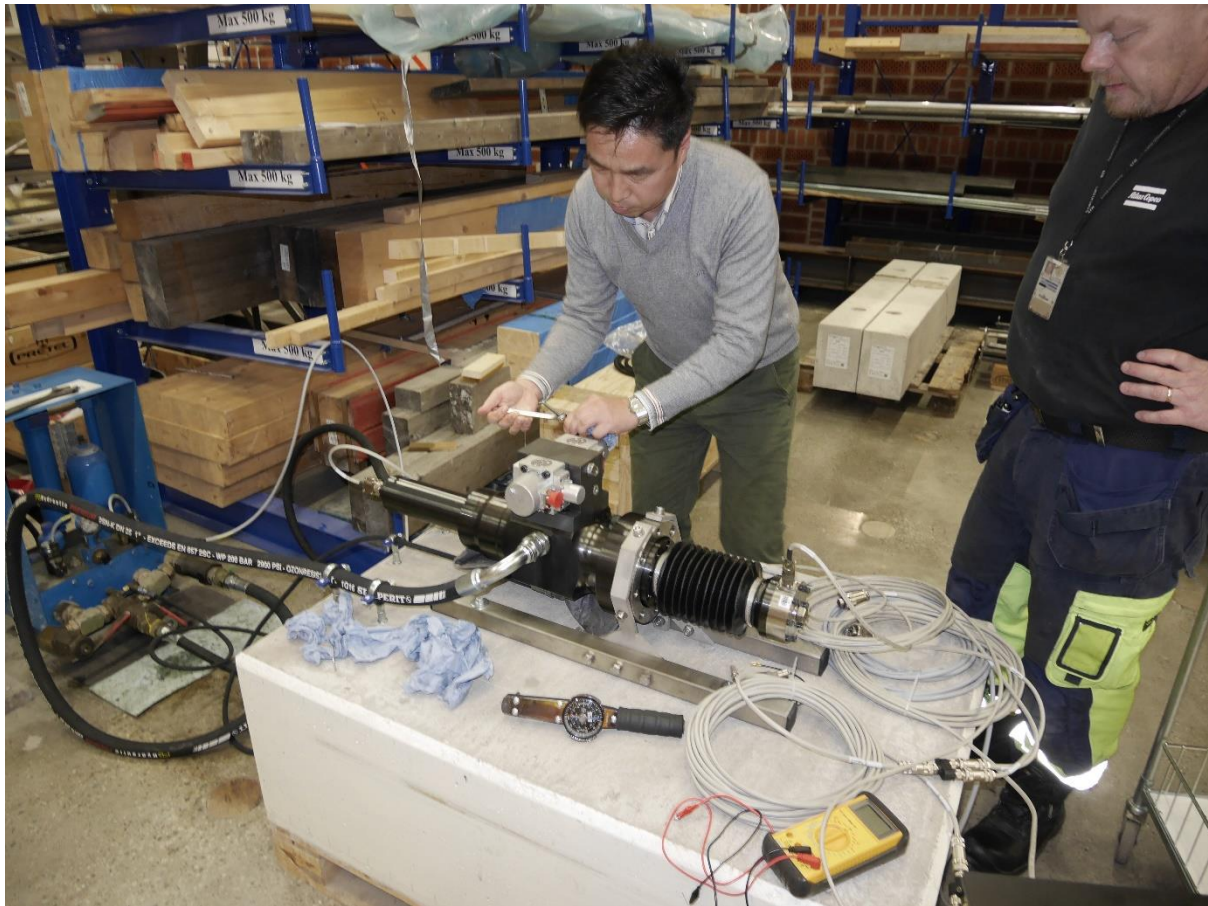
Två signaler associeras med hydraulcilindern, dels den ingående som styr ventilerna dels den utgående som talar om värdet på cylinderns styrparameter. Denna parameter kan vara kraft eller läge. För att kalibrera hydraulcilindern måste systemparametrarna matas in i det datoriserade styrsystemet. Det i sin tur består av två komponenter, dels reglersystemet som ser till att utsignalen (är) överensstämmer med insignalen (bör), dels en styrdator som reglerar systemet på högre nivå, som till exempel på och av för oljetrycket och vilken typ av excitering hydraulcilindern skall styras efter. De metoder som används är inbyggd sinusrörelse och extern signal, från t ex en vågformsgenerator.

För denna installation sänder tillverkaren av hydraulcilindern MOOG, ut en person, som dessutom håller en mindre kurs om vad apparaturen kan göra.



Figur 22. Systemet installeras, Liu Puming från MOOG vid datorn. Peter Jonsson från Teknisk Geologi t.h. assisterar. *Installation and calibration of the system by MOOG representative.*

Det visade sig under detta arbete att ventilerna var felkonfigurerade, vilket krävde att dessa lossades och en plugg flyttades så att det interna oljeflödet tog den väg som var tänkt. Ventilerna kan nämligen ställas in för att alternativt använda ett externt oljetryck för att manövrera ventilerna eller samma oljetryck som driver huvudcylindern.



Figur 23. Liu Puming ger sig på ventilerna för att korrigera oljeflödet. Vår ingenjör Johan Kullenberg med hydraulerfarenhet assisterar. *Some adjustments were necessary.*

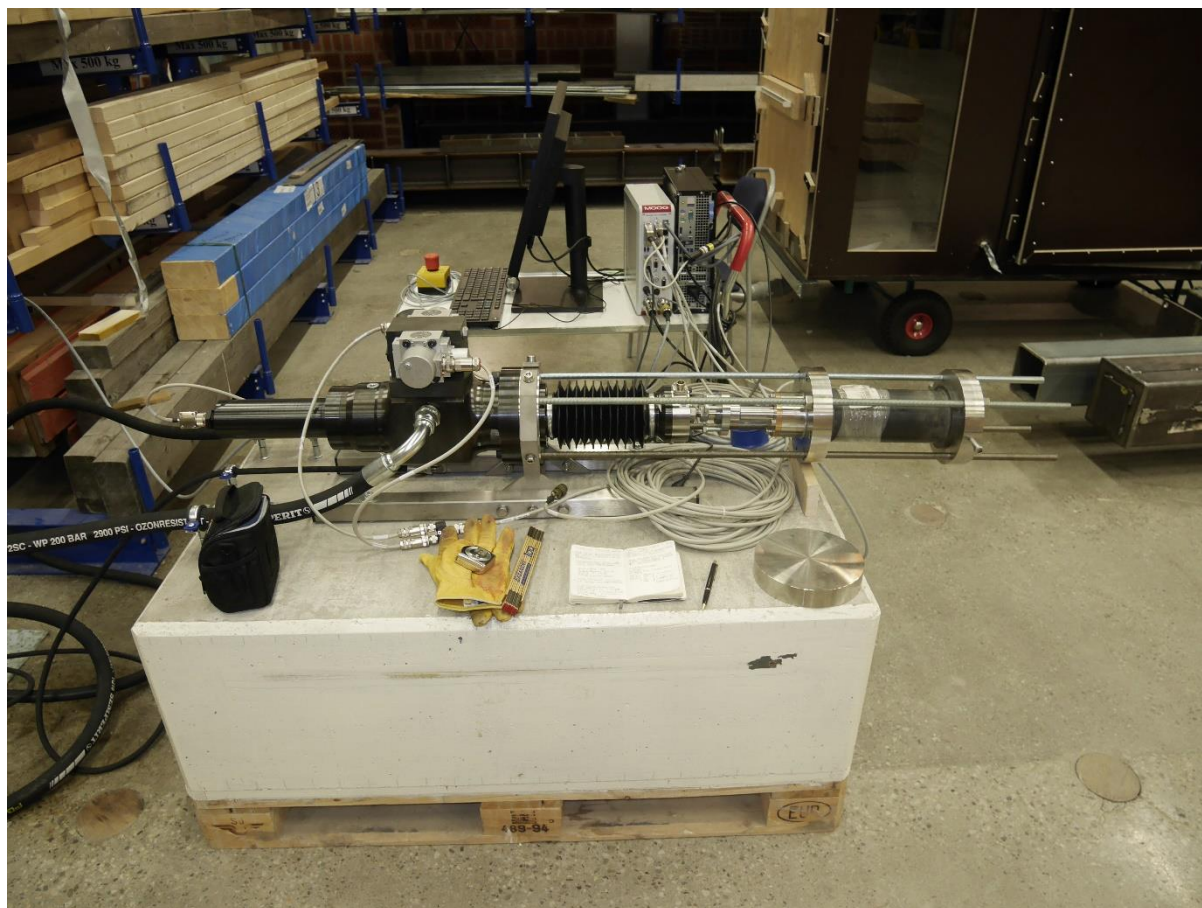
Slutligen kunde vi konstatera att vi hade en elektriskt styrbar hydraulcylinder. Det inträffade 181123.

6 MONTERING AV DEN STYRBARA INJEKTERINGSPUMPEN

6.1 Stativ

Det finns två stativ för systemet, dels det som visats tidigare, som håller fast hydraulcylindern vid betongblocket och dels ett som håller ihop hydraulcylindern med brukcylindern och alla dess delar. Hydraulcylinderns fästkrans är en 35 mm tjock, cirkulär stålplatta (#1) med fyra hål för M12 bultar och med diametern 160 mm. I konsekvens med detta konstruerades tre stycken 35 mm tjocka cirkulära plattor i rostfritt med samma diameter (#2-#4).

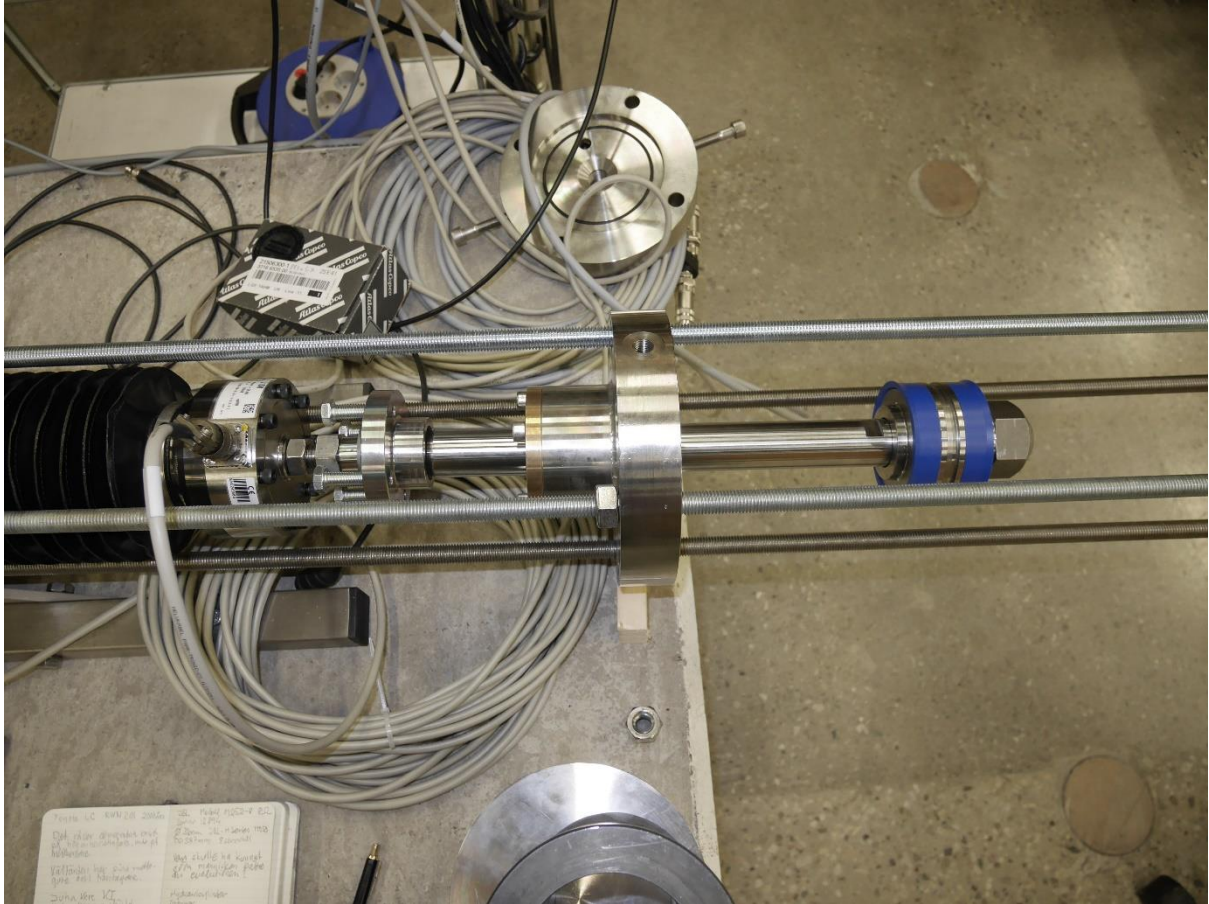
Dessa plattor försågs med fyra hål för de stänger som skulle hålla ihop alla delarna. Då dessa stängers längd är beroende av flera faktorer tillverkades stängerna sist och därför ersattes de inledningsvis av fyra M12 *gängade* stänger. Alla komponenter kunde då monteras på plats och gavlarna justeras till rätt position med muttrar. Den avgörande placeringen är platta #3. Sitter den rätt kommer hydraulcylinderns slaglängd 150 mm att transformeras till brukcylinderns slaglängd 150 mm utan att den senare kan slå i någon gavel.



Figur 24. Med hjälp av muttrar på fyra gängade stänger M12 mäts gavlarnas inbördes avstånd upp. *Threaded rods allow adjustments so that all mechanical positions can be determined exactly.*

6.2 Brukpump

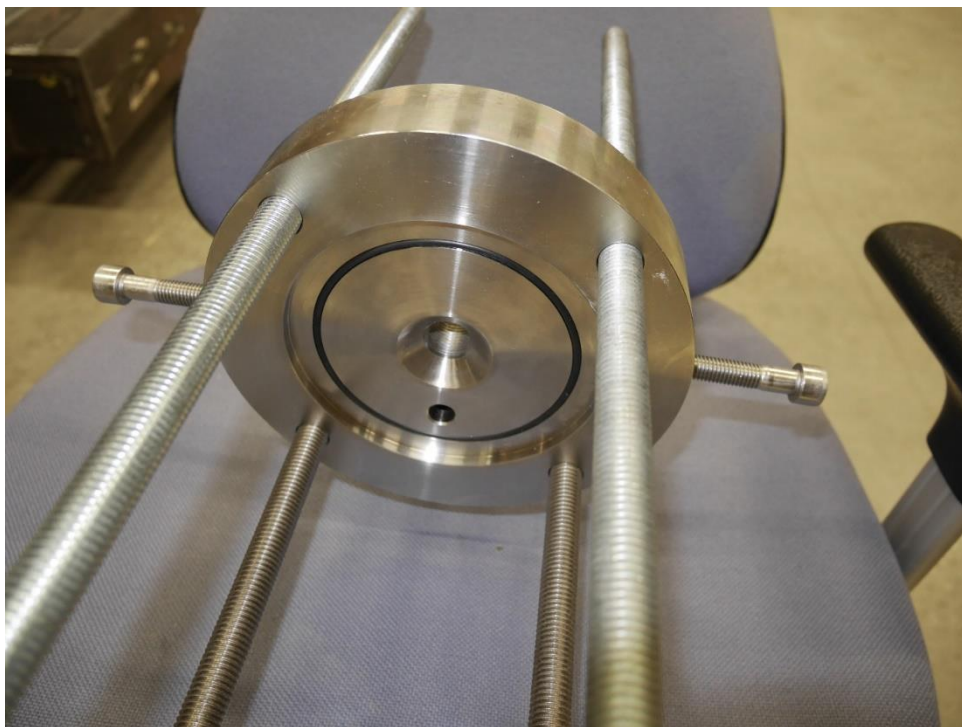
I nedanstående Figurer 25 - 27 visas brukspumpen ur olika perspektiv



Figur 25. Brukpumpens kolvstång provisoriskt monterad mot hydraulcylinderns kraftgivare. *Piston and piston rod connection to hydraulic cylinder force transducer.*



Figur 26. Kolvens framdel utgörs av en stor mutter som syns inuti cylinderns framdel. *The piston installed in the grouting cylinder.*

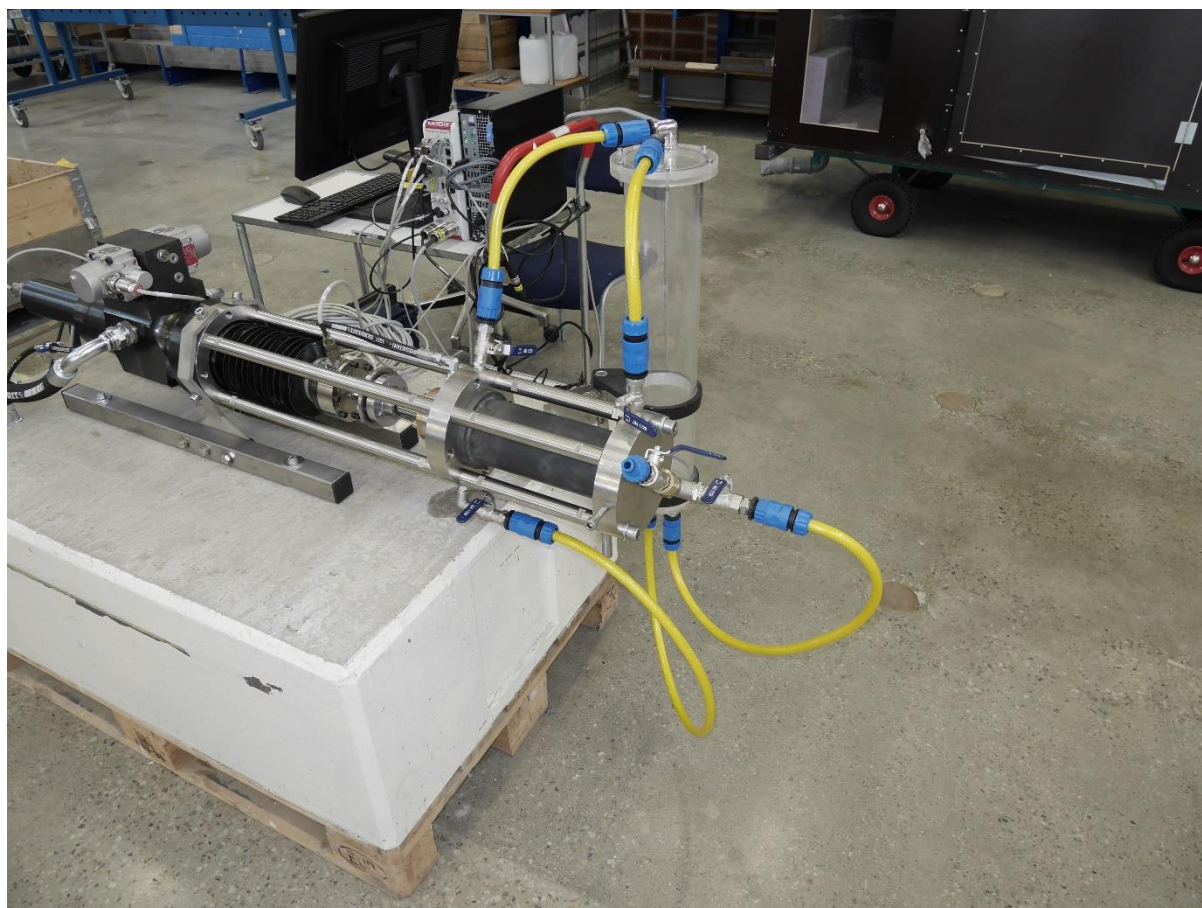


Figur 27. Injekteringspumpens utloppsgavel. Den är vid fotograferingstillfället vänd upp och ner. Det lilla hålet är avluftningshålet, vilket tangerar insidan på cylindern. Inloppet är samma som utloppet, det centriska hålet. Den koniska delen i gaveln är strömningsrelaterad, den har inte med mutterns form att göra. *Discharge part of the grouting cylinder. Presently upside-down.*

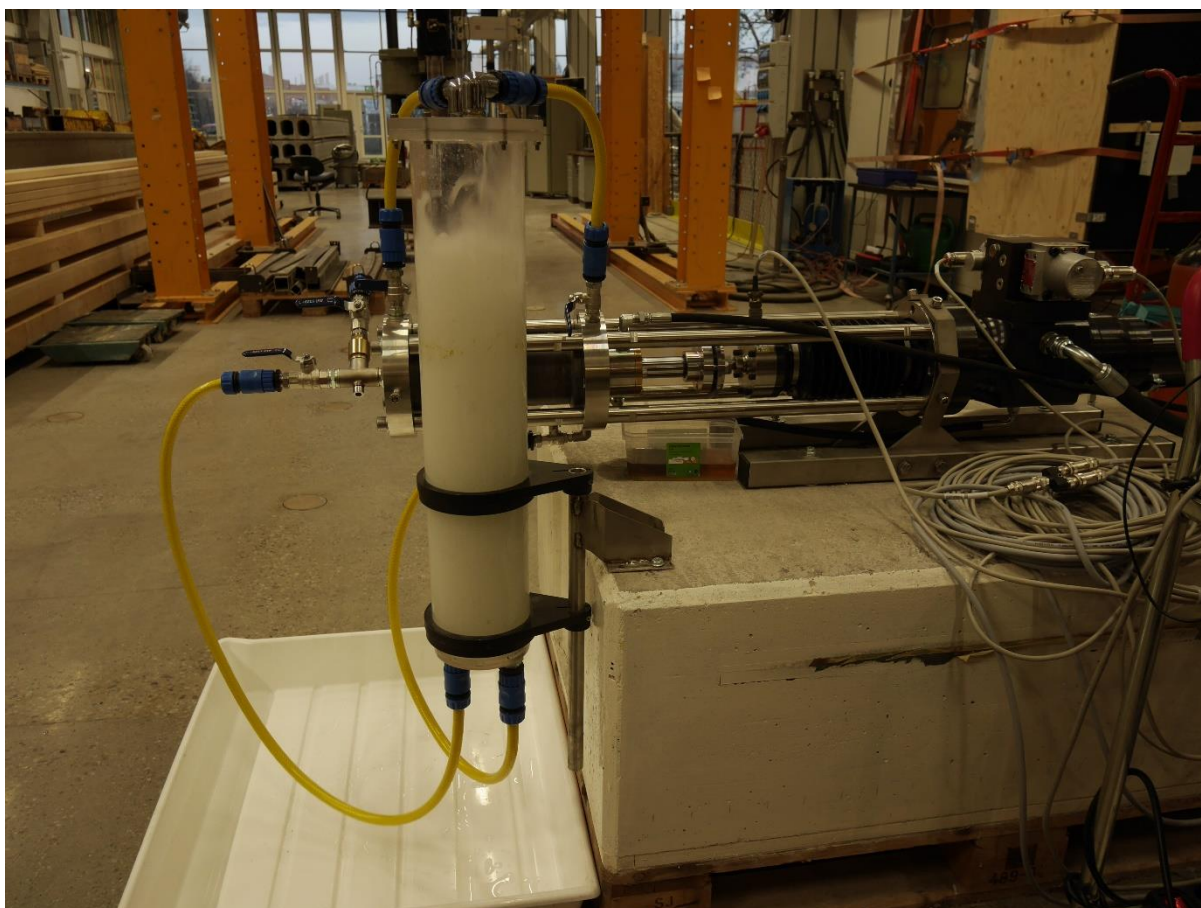
7 INKÖRNING AV KOLVTÄTNINGAR

I syfte att slipa till kolvtätningarna genomfördes först en längre serie med fram och återgående rörelse vid en låg frekvens och full slaglängd 150 mm. Detta skedde med vatten både framför och bakom kolven. För att underlätta vattenhanteringen monterades en reservoar på betongblocket. Denna fylldes med en vattenkvantitet som motsvarade vad som ryms i brukcylindern vid varje tillfälle och dessutom skapade en trycknivå som var högre än någon del av cylindern. Ett pumpslag kan alltså flytta den volym som motsvaras av en cylinder som är 150 mm lång och har en diameter av 80 mm, dvs 75 cl, lätt att komma ihåg. Cylindern är 250 mm lång, men kolven är c:a 100 mm lång.

Till reservoaren leddes slangar från vardera gavlarna #3 och #4, så att både tryck och sug kopplades till reservoaren, tryckslangarna till locket och sugslangarna till botten, se Figur 28. Därigenom skapades ett slutet system som garanterade att cylindern aldrig gick torr.



Figur 28. Inkörning av kolvtätningarna. Ventilträdet börjar ta form. På bilden har de gängade stängerna ersatts av 25 mm solida rostfria stänger, vilka är den slutliga utformningen. *Run-in of the seals on the piston with water as a fluid.*



Figur 29. Reservoaren under inkörningsarbetet. Tillfälligt slangmontage. *Activity in the reservoir during run-in of the seals.*

Den klena gummislang som syns i Figur 24 har till uppgift att avleda det oljeläckage som uppstår internt i hydraulcylindern. Tanken uppstod att kunna smörja brukcylinderns kolvstångstätningar genom att leda detta oljeflöde genom tätningshuset i gavel #3. Det visade sig emellertid att den yttre tätningen inte var oljetät, så ett mindre läckage uppstod. Det är orsaken till kärlet under gavel #3 i Figur 29 ovan. Denna smörjningsmetod övergavs efter inkörningen till förmån för vanligt fett.

8 GRUNDLÄGGANDE FÖRSÖK

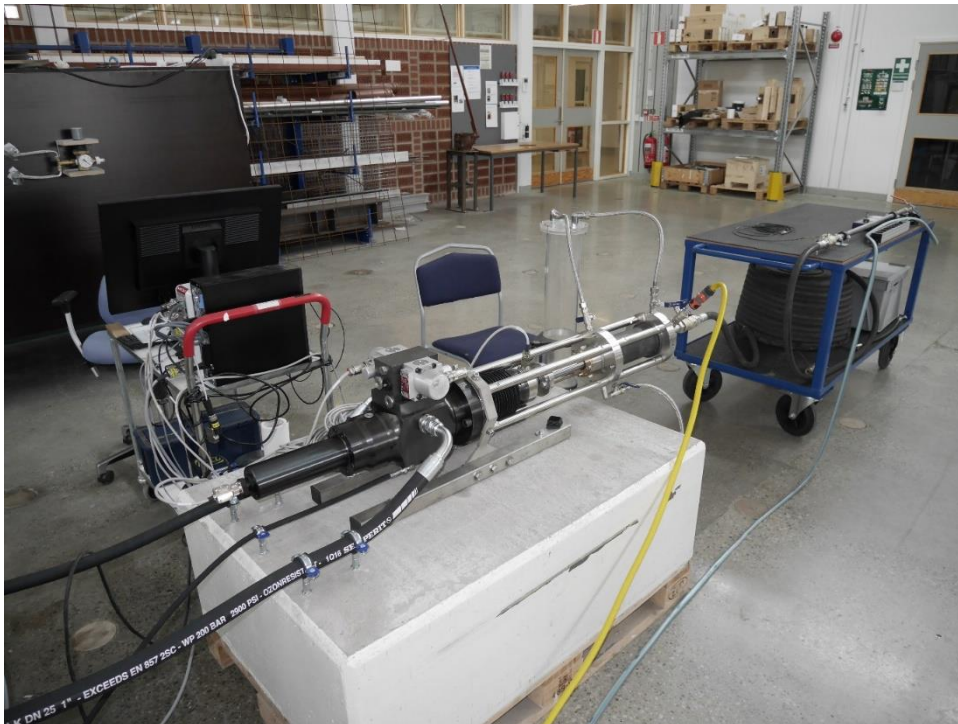
Systemet består i dagsläget av två stora komponenter som i nästa etapp (3) kopplas ihop. Detta sker via någon av de 20 m långa injekteringsslangarna. Dessa finns i två utföranden, med 3/4" och 1/2" innerdiameter. Slangarna förs genom befintliga hål i bjälklaget.

På entréplanet i V-husets apparathall finns den elektroniskt styrda hydraulcylindern, Figur 30, och den med denna ihopmonterade bruk-cylindern.

I källarplanet finns borrhålssimulatorens som består av två 6 m långa hopkopplade 63 mm rostfria rör och ett i dessa instucket injekteringsrör av autentiskt utförande, Figur 31. Vid detta system finns också en snabbslutande elektropneumatisk koaxialventil avsedd att skapa negativa tryckslag med, Figur 32. Detta kan vara ett enklare sätt att skapa undertryck vid injektering, men medger inte någon större valfrihet av parametrar annat än omslagsfrekvensen.

I slutligt utförande är borrhålssimulatorens avsedd att kopplas till en impedansanpassning i form av ett bifurkerande slangträd 12 - 4 mm ytterdiameter, Figur 33 och en av dettas klenaste slangar i sin tur till en fotolitograferad spricksimulator, som avses utvecklas i Etapp 3.

Utöver detta finns också två korta spalter med 8 olika sprickvidder, Figur 34. Dessa kan kopplas in var som helst i systemet och ägs tillsammans med Almir Draganovic KTH, som har designat dem.



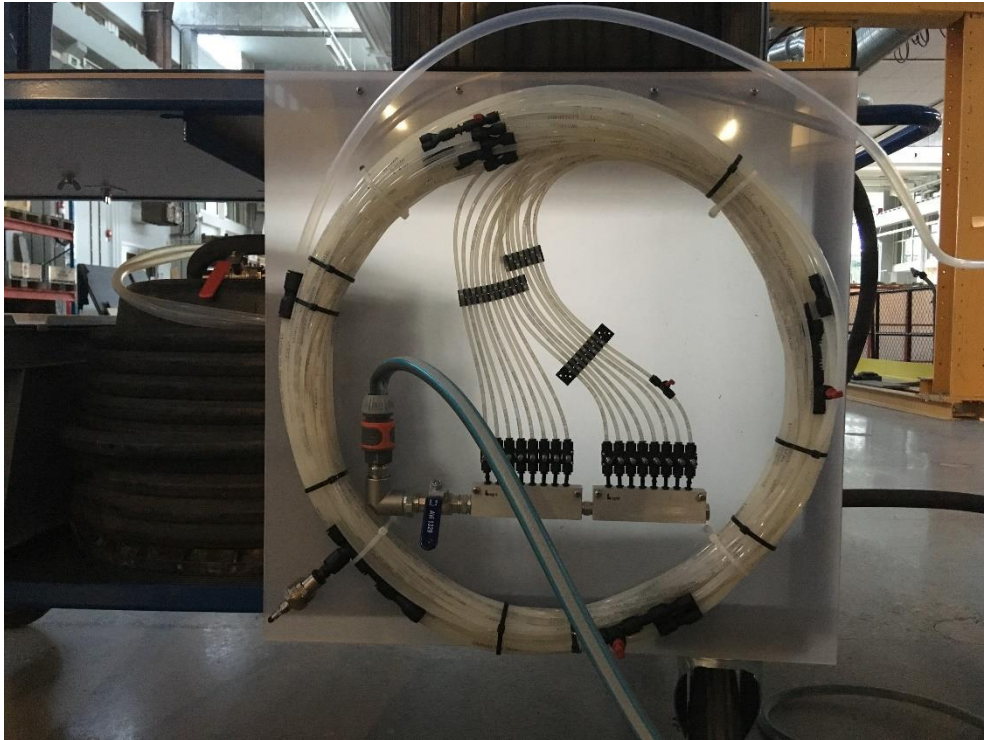
Figur 30. Den elektrohydrauliska injekteringspumpen kopplad till 20 m injekteringsslang och 1 m injekteringsrör på den blå vagnen t.h. *Hydraulic grouting pump, 20 m grouting tube coiled under the blue wagon and an injection pipe.*



Figur 31. Borrhålssimulatorn bestående av 2 st 6 m långa rostfria rör med diametern 63.5 mm med instucket och med handtaget fastspänt injekteringsrör. *Injection tube installed in the drill hole simulator using a packer.*



Figur 32. Elektropneumatiskt styrd koaxialventil för generering av tryckslag. Den är kopplad direkt till ett injekteringsrör inskjutet i det rostfria röret, tätat med en konventionell expander, sk "packer". *The coaxial valve mounted on the injection tube.*



Figur 33. Det bifurkerande slangträdet 12 - 4 mm med c:a 2m slang i varje diameter. 12 mm(1st), 10mm(2st), 8mm(4st), 6mm(8st) och 4mm(16st). *Bifurcating tree of tubes.*



Figur 34. Nyttillverkade varianter av "kort spalt" med följande spaltvidder: Spalt 1: 40, 55, 70 och 95 μm - Spalt 2: 80, 100, 120 och 140 μm . Design Almir Draganovic, KTH Jord och Bergmekanik. *Short columns with eight apertures.*

8.1 Försökserier med utvecklad pump

Dessa försök omfattar den utvecklade, elektriskt styrda pumpen och tre testobjekt. Dessa objekt testas med avseende på fritt strömmande vatten med flödet 8 l/min eller stängt system med pump och testobjekt vid vattenledningstryck.

Den fundamentala frekvensen för i ena änden öppet system är $v/2L$ och för i ena änden slutet system är den $v/4L$, alltså hälften. Vid öppet system bör man förvänta sig att finna resonanser vid multiplar av den fundamentala frekvensen och vid slutet system de udda multiplarna av den fundamentala frekvensen.

Detta gäller dock inte om systemet är slutet i båda ändpunkterna då resonansfrekvenser blir multiplar av $v/2L$. Öppet system i detta experiment är inte samma sak som ett rör som mynnar fritt i luften som en öppen orgelpipa, eftersom vattenflödet fortsätter i en slang. Det faktum att det finns tvärsnittsreduktioner vid alla rörkopplingar och ventiler kan störa dessa idealiska förhållanden och ge upphov till liknande resonansfrekvenser som erhålles med stängt system. När det i texten talas om öppet och slutet system så motsvarar öppet system början av injekteringsförloppet och slutet system slutet av förloppet när trycket stegras och flödet minskar.

Då slangarnas diameter är mycket liten i förhållande till längden anses ingen längdkorrektion behövas, den är ju annars $0.61R$, där R = radien.

Då vi mäter tryck med både hydrofoner och tryckgivare måste vi erinra oss att trycket är maximalt där partikelhastigheten är noll, alltså invid avslutningen på det slutna systemet. Partikelhastigheten är inte noll vid pumpkolvens yta, eftersom kolven rör sig.

I varje konfiguration testas responsen genom upptagning av resonansspektrum och bestämning av transienta egenskaper. Vid de senare kan gruppshastigheten för bredbandiga signaler bestämmas. Med båda metoderna kan fashastigheten för enskilda frekvenskomponenter bestämmas. Resonansspektrum och gruppshastigheter bestäms vid tre olika trycknivåer i syfte att undersöka om testobjektet visar tecken på olinjäritet, dvs att frekvenser och hastigheter är tryckberoende. Eftersom det rör sig om lågfrekventa signaler antas vågrörelsen vara helt longitudinell och därför dispersionsfri. Då vi arbetar med transienter kan chockvågor uppstå.

Frekvenssvepet alstras av en Signal Recovery lock-in förstärkare som också analyserar den signal som registreras av en hydrofon lokaliserad strax bortom testobjektet från pumpen sett. Utsignalen från lock-in förstärkaren är kopplad direkt till styrelektroniken för den elektrohydrauliska cylindern. I dessa försök har det tidigare beskrivna notch-filtret (50, 100 Hz) inte varit inkopplat.

Tryckgivarna (102B04 5V/70 bar) som användes inledningsvis har en proportionalitetsfaktor mellan utspänning och tryck som är 0.73 mV/kPa enligt tillverkarens datablad. 1 bar = 0.1 MPa = 100 kPa, dvs proportionalitetskonstanten är 73.0 mV/bar, max utsignal för 70 bar är alltså 5 V vid förstärkning x1.

Men då dessa tryckgivare inte kan mäta negativa tryck byttes de ut mot hydrofoner som kan mäta negativa tryck men inte statiska. Jämförelse vid samma tryckpuls (TEK 468, TEK 469) gav då att för en tryckgivarsignal om 0.472 V (6.46 bar) blev hydrofonsignalen 7.1 V. Hydrofonerna har alltså en proportionalitetskonstant som är $7.1/6.46 = 1.1$ V/bar.

TEKXXX är det ordningsnummer det använda Tektronix-oscilloskopet automatiskt tilldelar varje skärmdump.

8.2 Undersökning av injekteringsslang ID 3/4"

Alla tester under denna rubrik har utförts med en injekteringsslang med ID 3/4" inkopplad mellan den tillverkade styrbara pumpen och ett 1 m långt injekteringsrör. I diagrammen går denna slang under beteckningen "Entumsslang". Injekteringsröret har i båda ändarna en kulventil, så att man kan köra försök antingen med stängd ventil och inget vattenflöde eller med öppen ventil och ett vattenflöde om c:a 8 l/min, vilket är det man får om man kopplar en slang till laboratoriets vattenledning. I de fall inget flöde valts börjar man med fritt flöde och stänger därefter av kulventilerna i injekteringsröret och därefter ventilen mot vattenledningssystemet, så att vattenmassan i pump, slang och injekteringsrör blir helt instängd. Den får därmed samma tryck som vattenledningstrycket, nämligen c:a 5 bar. Vattenflödet kontrolleras vid öppet system med en enkel flödesmätare (Gardena) på nedströmssidan om kulventilen.

Öppet system svarar mot inget motstånd mot injektering medan stängt system svarar mot totalstopp. Parametrarna som ändrar sig mellan dessa två regimer kan därför användas som mått på injekteringsmotståndet.

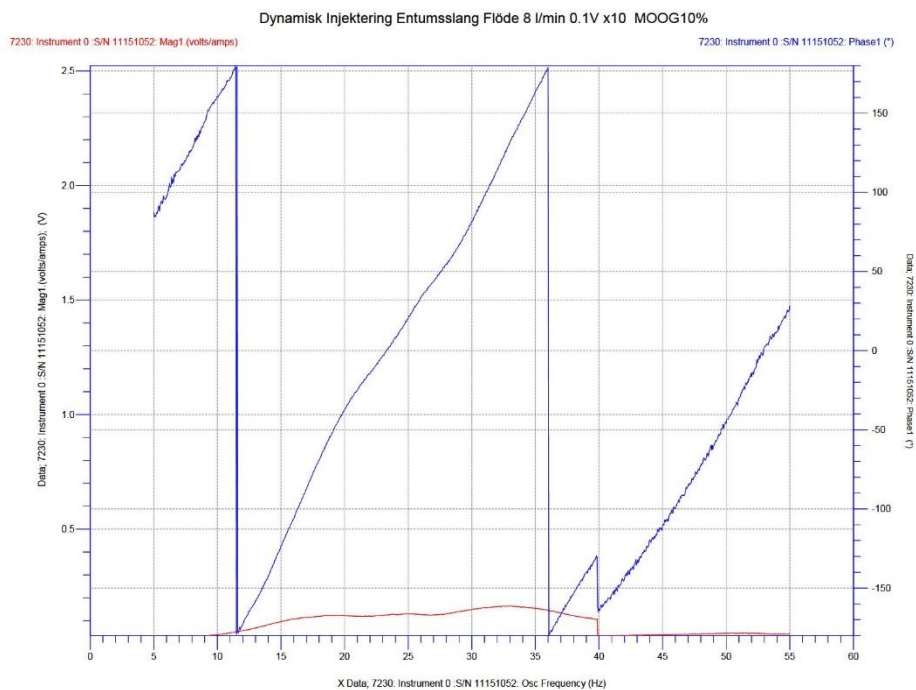
I försöken ligger huddelen av slangen upprullad på en trumma med c:a 0.5 m diameter.

8.2.1 ID 3/4" Öppet system med flöde 8 l/min

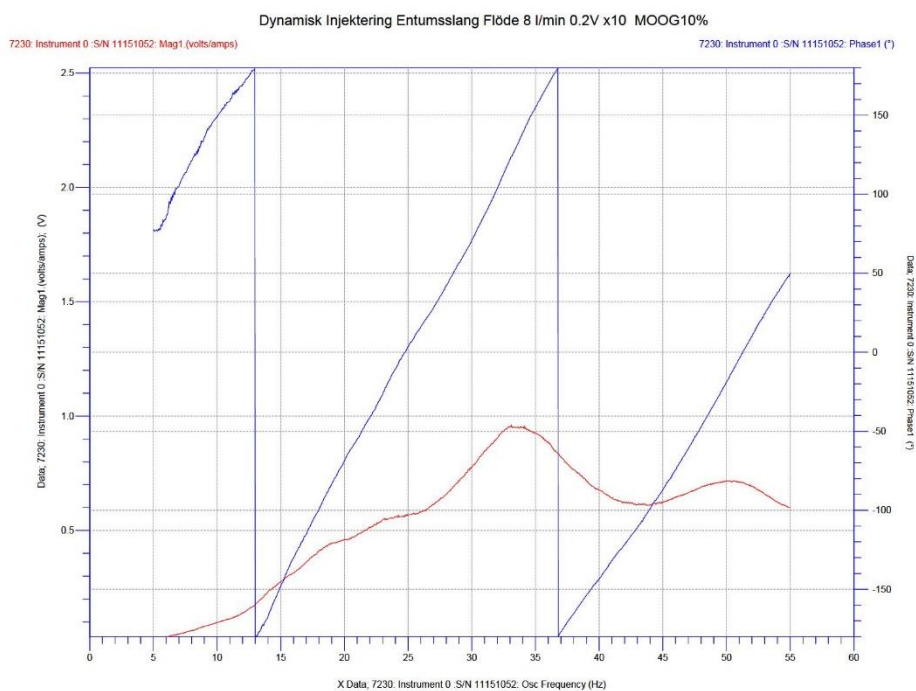
Försöksserien är uppdelad i två moment omfattande frekvenssvep med spektralanalys samt transient excitering av en momentan tryckstegring. Spektralanalysen sker med sinusvågor och den transienta analysen med ena flanken på en fyrkantvåg. Dessa två moment är i sin tur uppdelade i mätning med öppet och slutet system, varmed förstås att ventilerna är öppna eller stängda.

Dessutom tillkommer mätningar vid tre olika exciteringsnivåer i syfte att undersöka om det finns olinjära fenomen i slangarna.

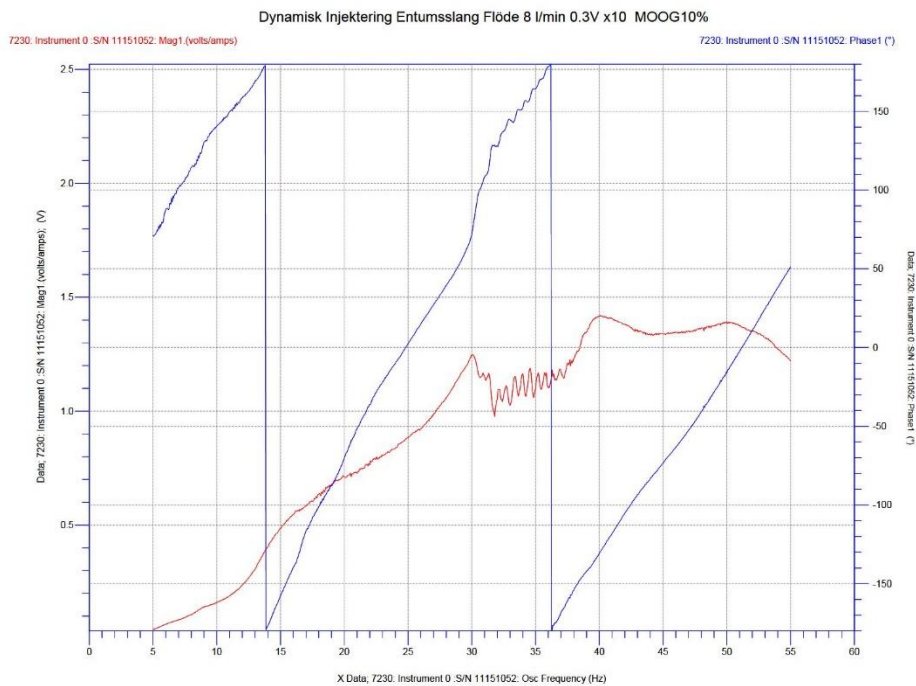
8.2.1.1 Spektralanalys av resonansfenomen vid olika excitationnivåer



Figur 35. 1V excitering. Inga uppenbara resonansstoppar. Märklig minskning vid 40Hz.

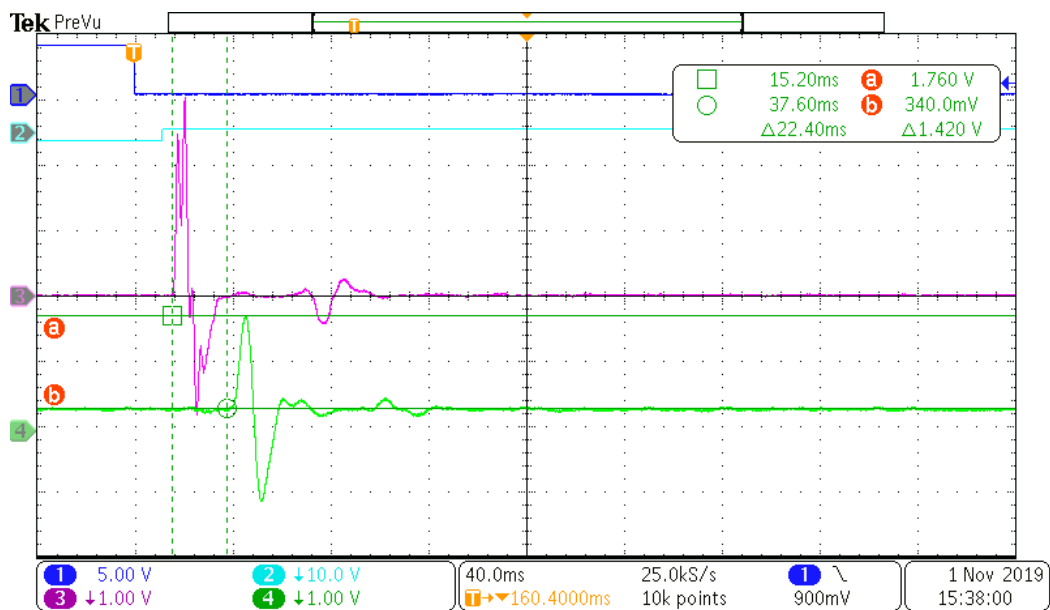


Figur 36. 2V excitering. F0=33Hz, Af0=950mV; f1=51Hz, Af1=700mV

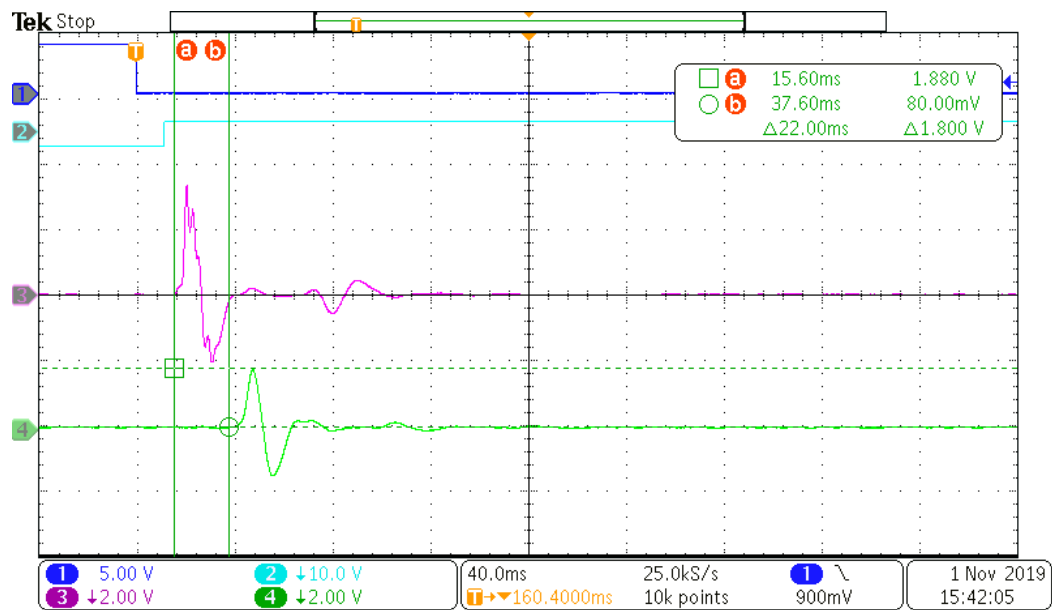


Figur 37. 3V excitering. $F_0=40\text{Hz}$, $A_{f0}=1.40\text{V}$; $f_1=51\text{Hz}$, $A_{f1}=1.40\text{V}$

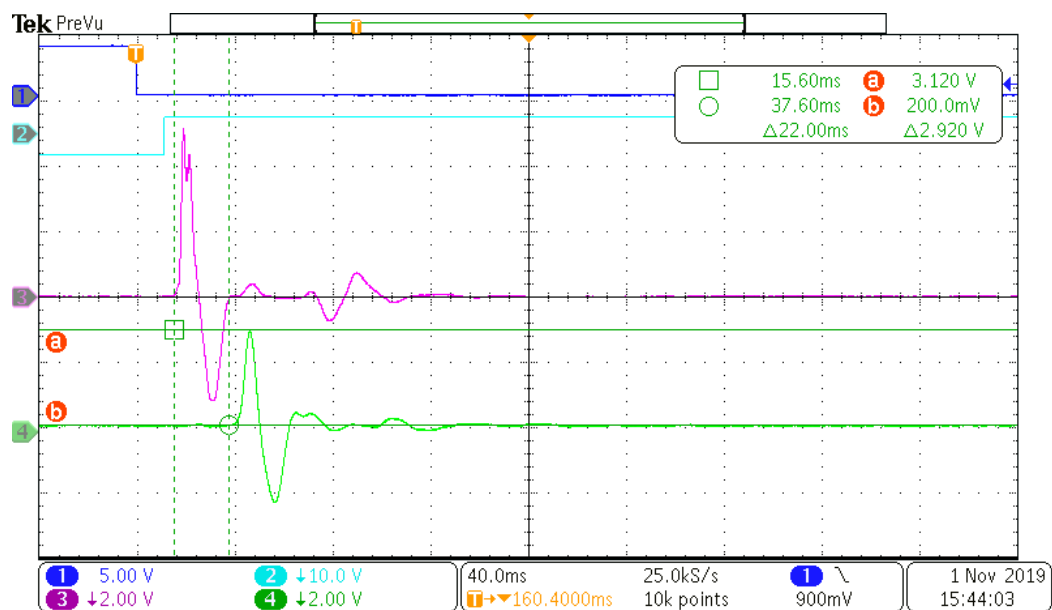
8.2.1.2 Transienta förlopp vid olika excitationsnivåer



Figur 38. TEK 479. Öppet system med flöde 8 l/min. 1 Vpp MOOG 10%. Ch 4= 1.420V, $dt=22.4\text{ ms}$, svarande mot en tryckvågsutbredningshastighet 980 m/s.



Figur 39. TEK480 Öppet system med flöde 8 l/min. AWG 2 Vpp; MOOG 10%; Ch 4=1.800V; dt=22.0 ms

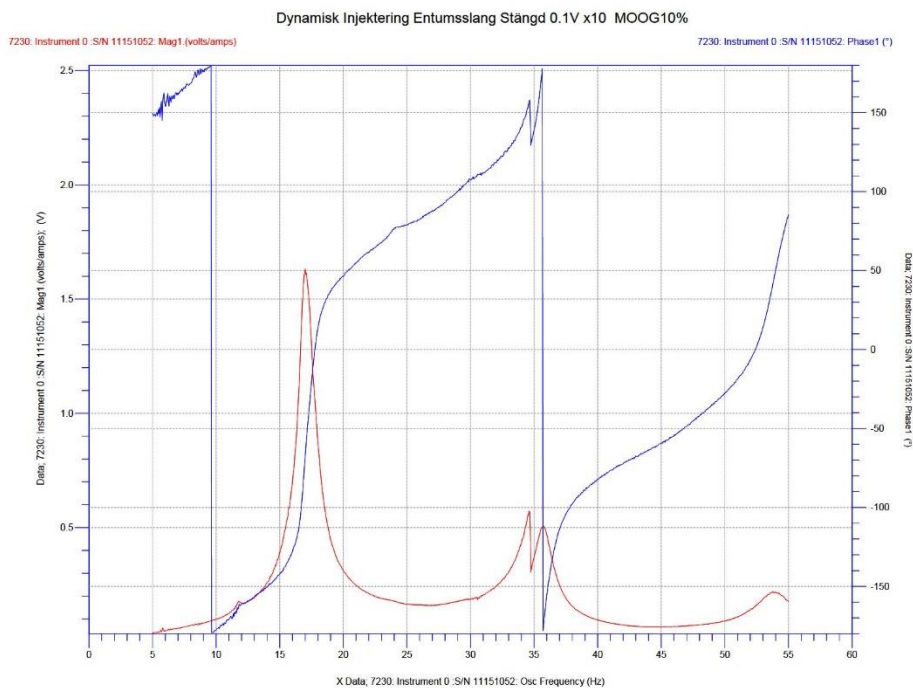


Figur 40. TEK 481. Öppet system med flöde 8 l/min. AWG 3 Vpp; MOOG 10%; Ch 4=1.420V; dt=22.4 ms

8.2.2 ID 3/4" Slutet system utan flöde - stängda ventiler

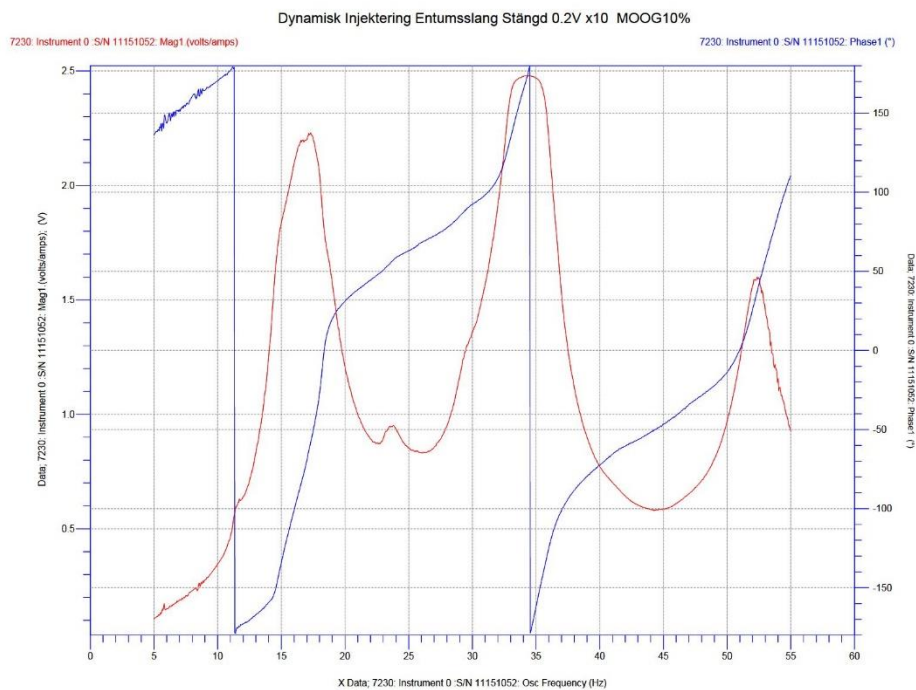
Dessa försök är gjorda vid ett statiskt vattenledningstryck, vilket varierar mellan 4 och 5 bar i laboratoriets tappkranar. Detta tryck är inneslutet mellan kulventiler. Eftersom hydrofoner inte kan detektera statiska tryck framträder inte detta i mätningarna.

8.2.2.1 Spektralanalys av resonansfenomen vid olika excitationnivåer

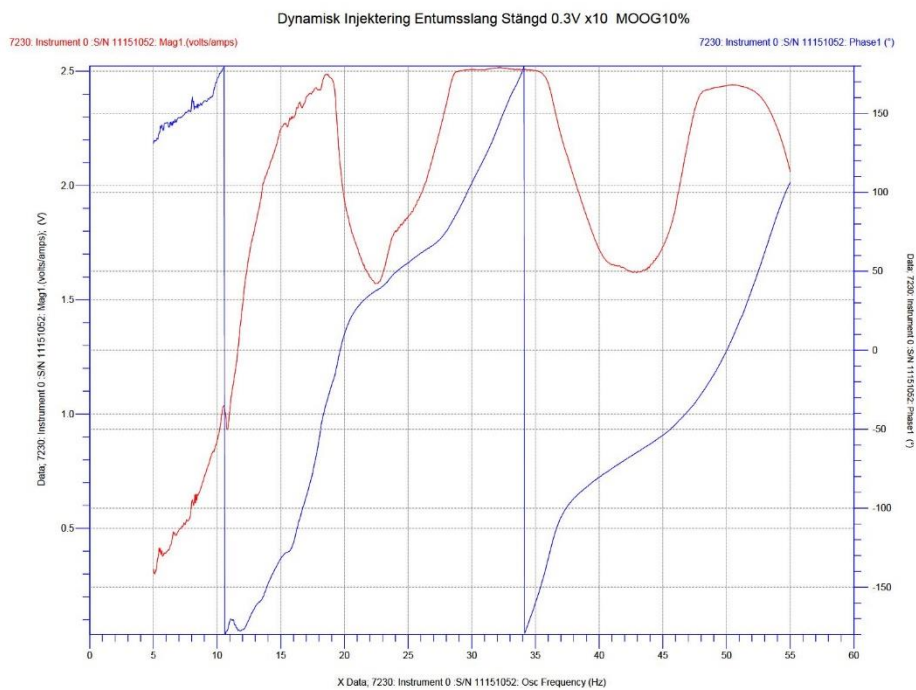


Figur 41. 1V excitering. $F_0=17\text{Hz}$, $A_{f0}=1.70\text{V}$; $f_1=36\text{Hz}$, $A_{f1}=500\text{mV}$

I Figur 41 visas en av de smalaste resonanstopparna försöken har givit. Dess första topp ligger vid 17.0 Hz, nästa vid 34 och den sista vid 54 Hz.

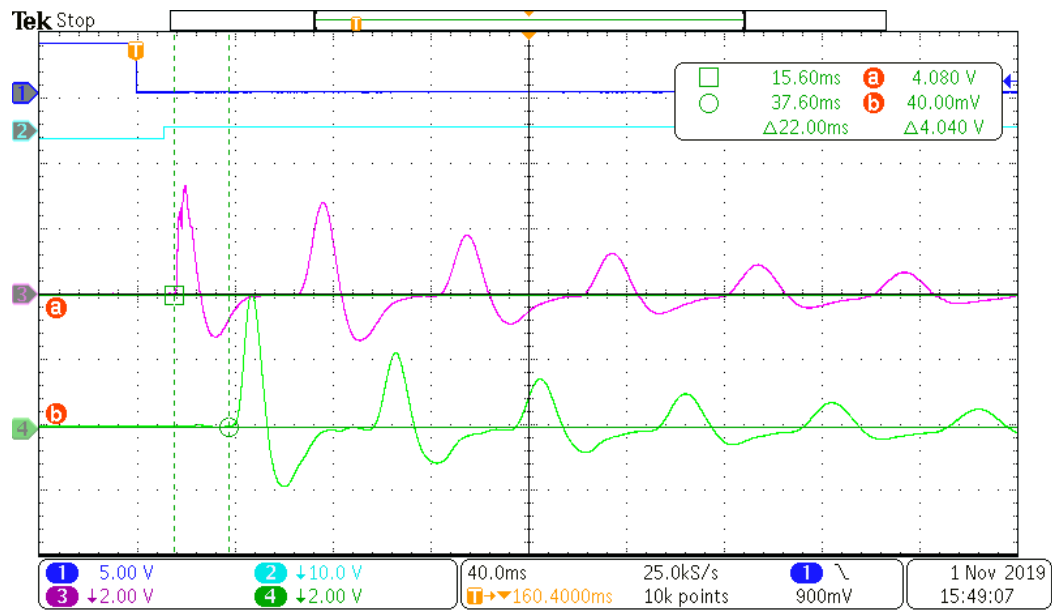


Figur 42. 2V excitering. $F_0=17\text{Hz}$, $Af_0=2.20\text{V}$; $f_1=34\text{Hz}$, $Af_1=2.50\text{V}$; $f_2=52.5\text{Hz}$, $Af_2=1.60\text{V}$

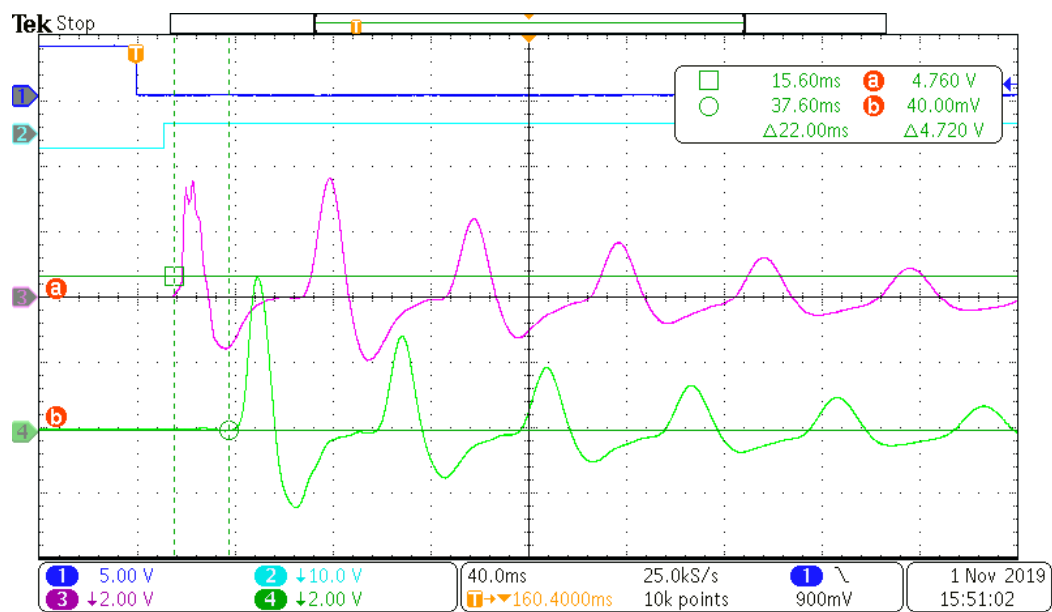


Figur 43. 3V excitering. $F_0=18\text{Hz}$, $Af_0=2.50\text{V}$; $F_1=33\text{Hz}$, $Af_1=2.5\text{V}$; $f_3=51\text{Hz}$, $Af_3=2.40\text{V}$. Trunkerade toppar.

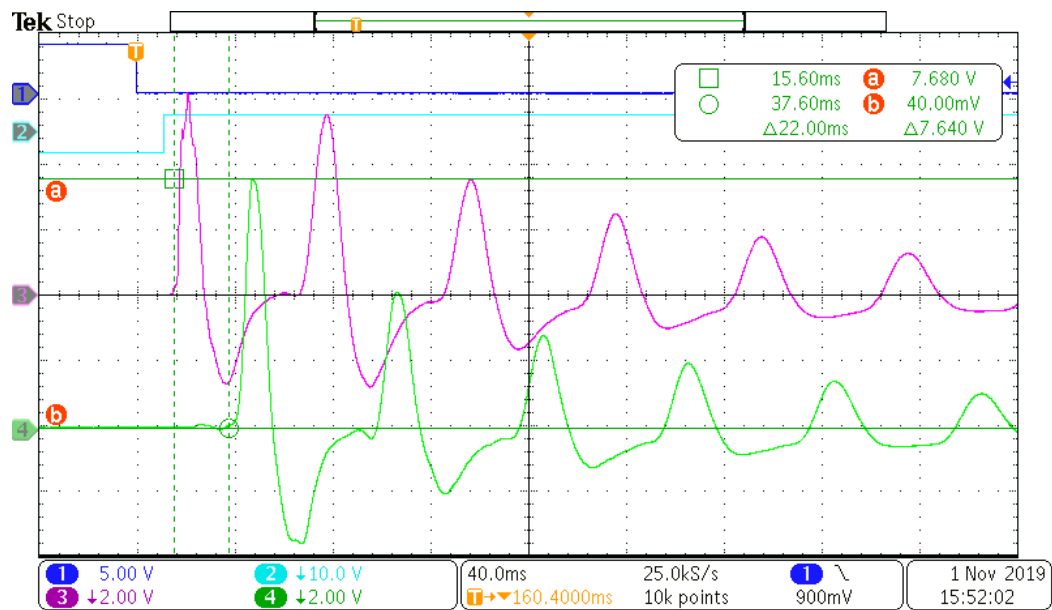
8.2.2.2 Transienta förlopp vid olika excitationsnivåer



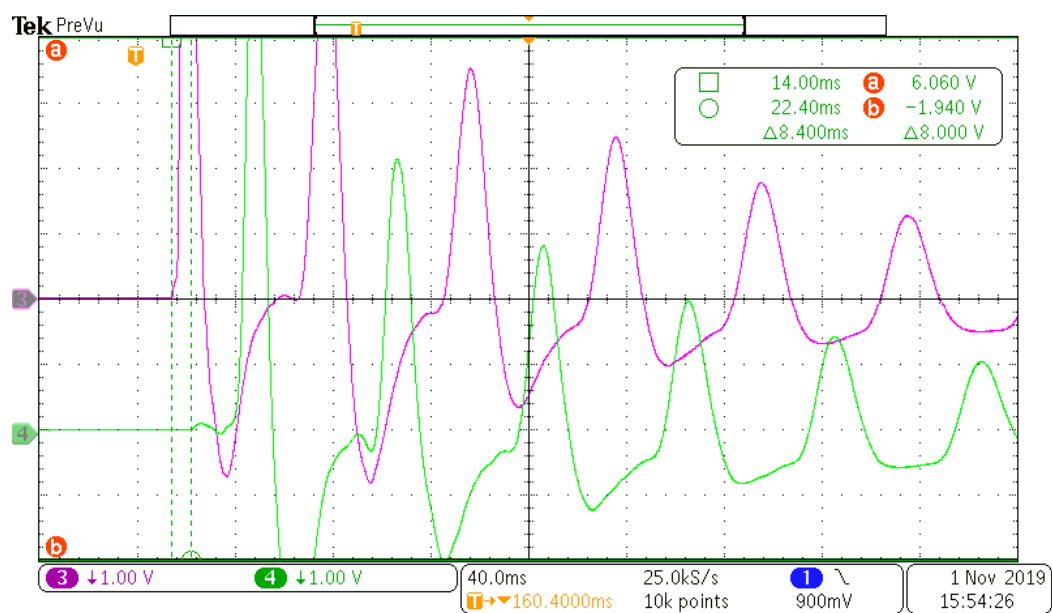
Figur 44. TEK 482. Slutet system. AWG 1 Vpp; MOOG 10%; Ch 4= 4.040V; dt=22.0 ms



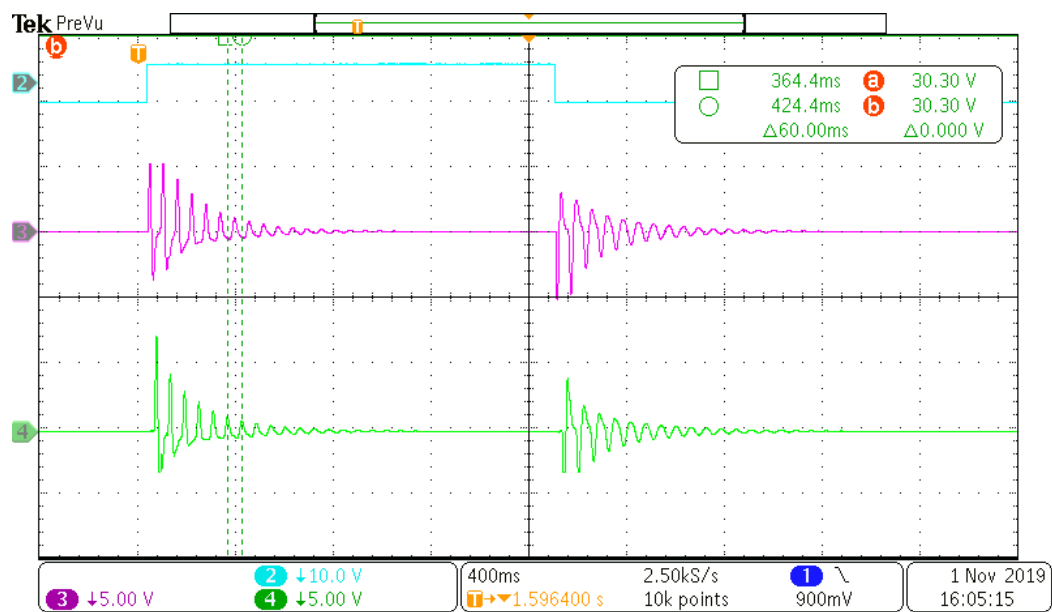
Figur 45. TEK 483. Slutet system. AWG 2 Vpp; MOOG 10%; Ch 4= 4.720V; dt=22.0 ms



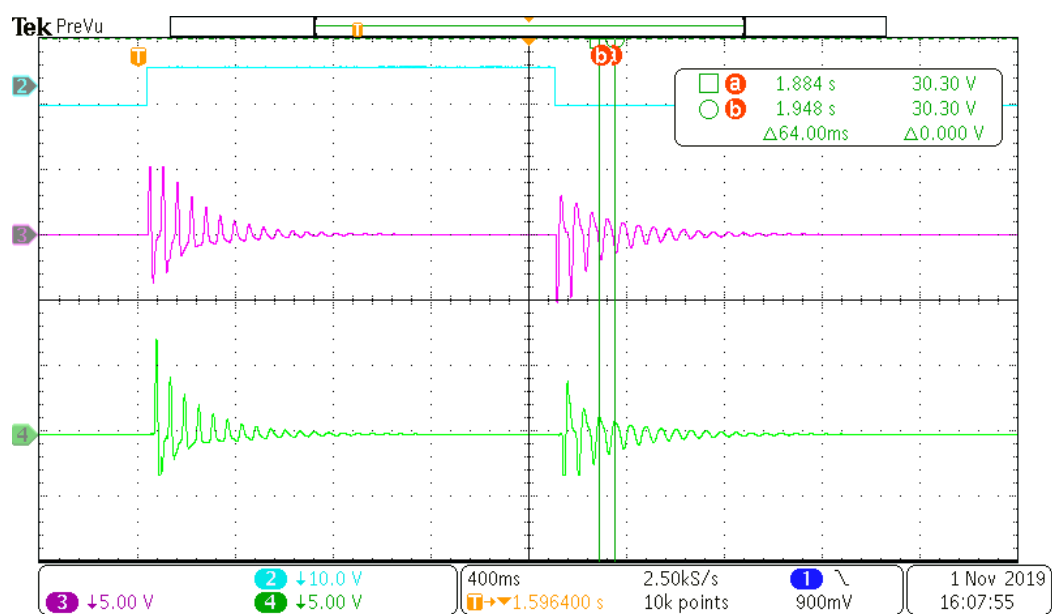
Figur 46. TEK 484. Slutet system. AWG 3 Vpp; MOOG 10%; Ch 4= 7.640V; dt=22.0 ms



Figur 47. TEK 485. Inzoomning i registrering TEK 484. Det anländer en svag signal efter 8.4 ms. Denna "precursor" skulle kunna vara en mekanisk våg som utbredd sig i slangväggen, då med hastigheten c:a $20/0.0084=2380$ m/s.



Figur 48. TEK 486. Fyrkantvåg i slutet system. Den spontant alstrade svängningsrörelsen vid initialt övertryck har en periodtid om 60 ms vid pumpen, markers i vänstra delen av diagrammet.



Figur 49. TEK 487. Fyrkantvåg i slutet system. Den alstrade svängningsrörelsen vid initialt undertryck har en periodtid om 64 ms vid slangens ände, markers i högra delen av diagrammet.

8.2.3 Resultat ID 3/4"

ÖPPET SYSTEM Flöde= 8 l/min; MOOG 10% (av max utslag); 20 m slang; Mätt vid slangens slut.

Sinusexcitering

1V "resonanstoppar" vid 19 (150 mV) och 33 Hz (160 mV) [Figur 35]

2V resonanstoppar vid 33 Hz (950 mV) och 51 Hz (700 mV) [Figur 36]

3V resonanstoppar vid 40 Hz (1.40 V) och vid 51 Hz (1.38 V) [Figur 37]

✕ Exciteringsnivån ger ingen tydlig effekt på resonansfrekvenserna, däremot på de uppmätta tryckamplituderna där en proportionalitet föreligger. 2V ger det tydligaste spektrumet. Resonansfrekvenserna är där 33 och 51 Hz

Transient excitering

1V (1.420 V/1.29 bar) tidskillnad 22.4 ms (893 m/s) [Figur 38]

2V (1.800 V/1.64 bar) tidskillnad 22.0 ms (909 m/s) [Figur 39]

3V (2.920 V/2.65 bar) tidskillnad 22.0 ms (909 m/s) [Figur 40]

✕ Exciteringsnivån visar ingen uppenbar inverkan på tidskillnaden, däremot på maxtrycket. Hastigheten kring 900 m/s.

SLUTET SYSTEM MOOG 10% 20 m slang

Sinusexcitering

1V resonanstoppar 17 Hz (1.70V) och 36 Hz (0.500V) [Figur 41]

2V resonanstoppar vid 17 Hz (2.20V) 34 Hz (2.50V) och 52.5 Hz (1.60V) [Figur 42]

3V resonanstoppar vid 18 Hz (2.50V), 33 Hz (2.5V) och 51 Hz (2.40V) [Figur 43]

✕ Exciteringsnivån visar ingen tydlig inverkan på frekvenserna däremot på uppmätta tryckamplituder, där man finner en proportionalitet. Resonansfrekvenserna är 17, 34 och 51 Hz,

Transient excitering tryck och grupphastighet

1V (4.040 V/ 3.67 bar) tidskillnad 22.0 ms (909 m/s) [Figur 44]

2V (4.720 V/ 4.29 bar) tidskillnad 22.0 ms (909 m/s) [Figur 45]

3V (7.640 V/ 6.95 bar) tidskillnad 22.0 ms (909 m/s) [Figur 46]

Transient omvandling till sinus

Momentan tryckökning till 6.4 bar över 5 bar statiskt: Spontan svängningsperiod 60 ms. [Figur 48]

Momentan tryckminskning till -3.18 bar under 5 bar statiskt: Svängningsperiod 64 ms. [Figur 49]

⌘ Den spontant uppkomna svängningsrörelsen blir något lägre vid tryckminskning.

Kommentarer

Sinusexcitering i öppet och slutet system: Resultaten från sinusexciteringen visar att det har föga inverkan på resonansfrekvenserna om systemet är öppet eller slutet. Resonansfrekvenserna är 17, 34 och 51 Hz. *En möjlig förklaring till detta är att den tvärsnittminskning som finns vid kulventilen är verksam som reflektor även när ventilen är öppen, dvs systemet skulle alltid uppträda som slutet.* Fashastigheten för det slutna systemet kan enligt kapitel 2 beräknas som $v_1 = f_1 \times 2 \times L$, $v_2 = f_2 \times L$ och $v_3 = f_3 \times L / 3$ från de respektive resonansfrekvenserna. Man får då $v_1 = 680$ m/s, $v_2 = 680$ m/s och $v_3 = 680$ m/s, vilket man kan förvänta sig.

Transient excitering i öppet och slutet system: Resultaten från den transienta exciteringen visar att tidskillnaden längs slangen är oberoende av om systemet är öppet eller slutet. Hastigheten blir typiskt 909 m/s. Däremot blir trycken väsentligt högre i det slutna systemet. Orsaken till att hastigheten vid transient excitering blir så mycket högre än vid sinusexcitering skulle kunna vara en olinjäritet i slangen, vilken gör att hastigheten blir tryckberoende. Den flank som hastigheten bestämts vid är då en chockvåg.

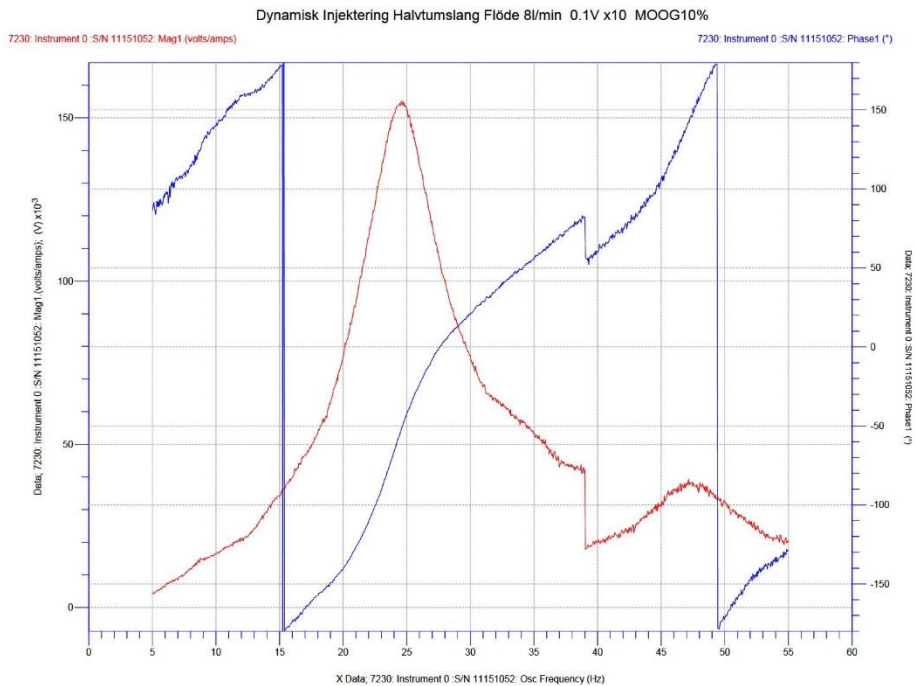
Transient omvandling till sinus: Mycket snabbt omvandlas den initiala transienten till en sinusformad oscillation med periodtiden 60 eller 64 ms beroende på om exciteringen är en tryckökning eller en tryckminskning. Frekvenserna motsvarar 16.8 eller 15.2 Hz, vilket någorlunda överensstämmer med de fundamentala frekvenser som mäts upp vid sinusexcitering. Skillnaden kan förklaras med att slangen sannolikt är mjukare vid tryckminskning än vid tryckökning på grund av stålkorden.

Avgörande resultat: Slang med ID 3/4" uppvisar resonanser vid 17, 34 och 51 Hz oavsett om systemet är öppet eller slutet. Uppnådda tryck ökar en faktor 3-10 när man ändrar utloppsimpedansen från öppet till slutet system. Således är resonant återkoppling möjlig och trycknivån kan användas för att studera utloppsimpedansens variation under injekteringsförloppet. Det senare innebär inget nytt, eftersom den metoden redan tillämpas.

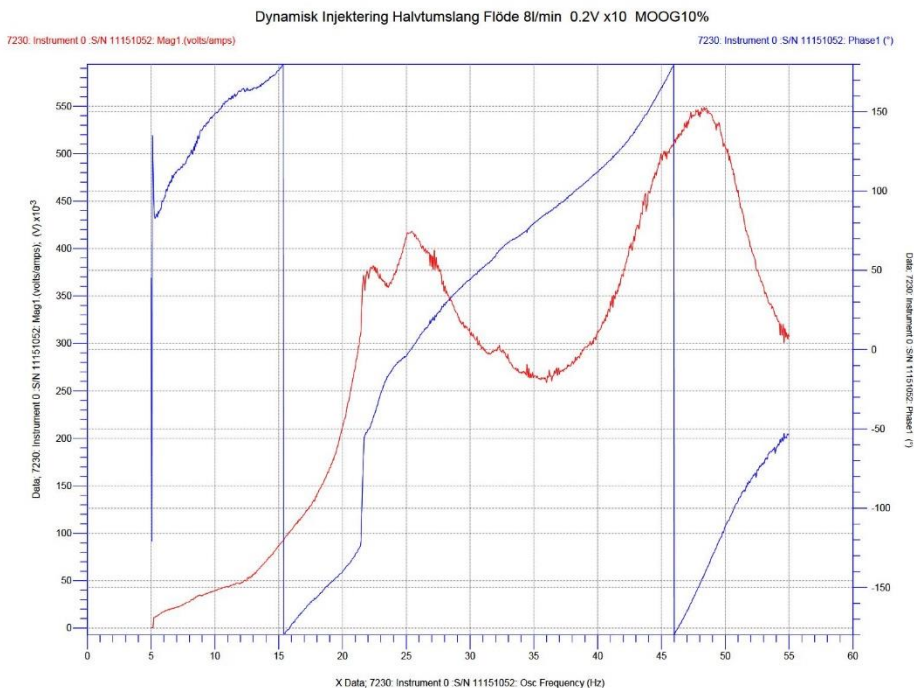
8.3 Undersökning av injekteringsslang ID 1/2"

8.3.1 ID 1/2" Öppet system med flöde 8 l/min

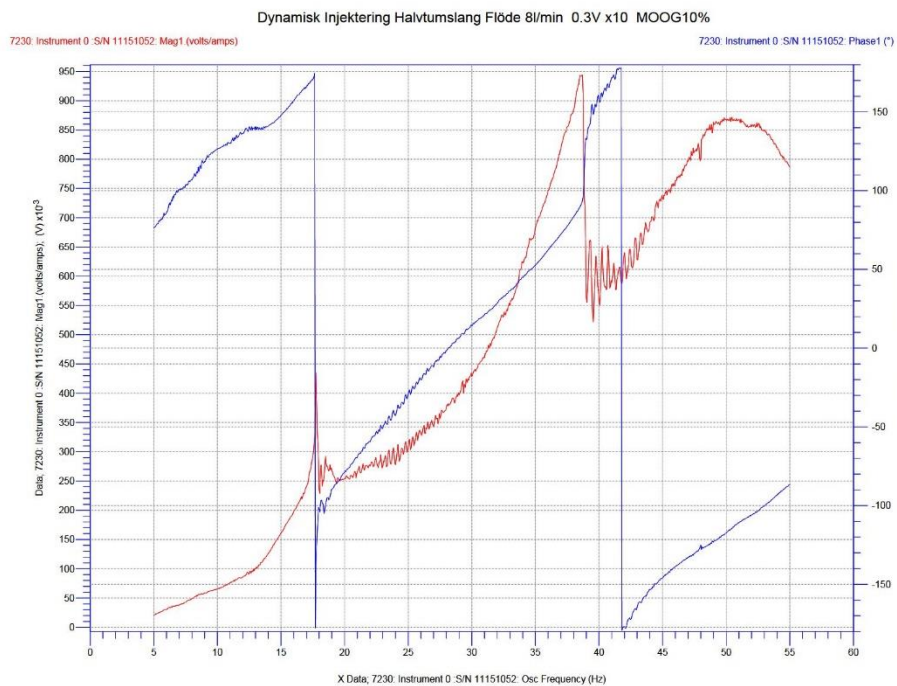
8.3.1.1 Spektralanalys av resonansfenomen vid olika excitationnivåer



Figur 50. 1 V excitering. F0=24.5Hz, Af0=155mV; f1=47Hz, Af1=40mV; Märkligt hopp vid 39Hz.

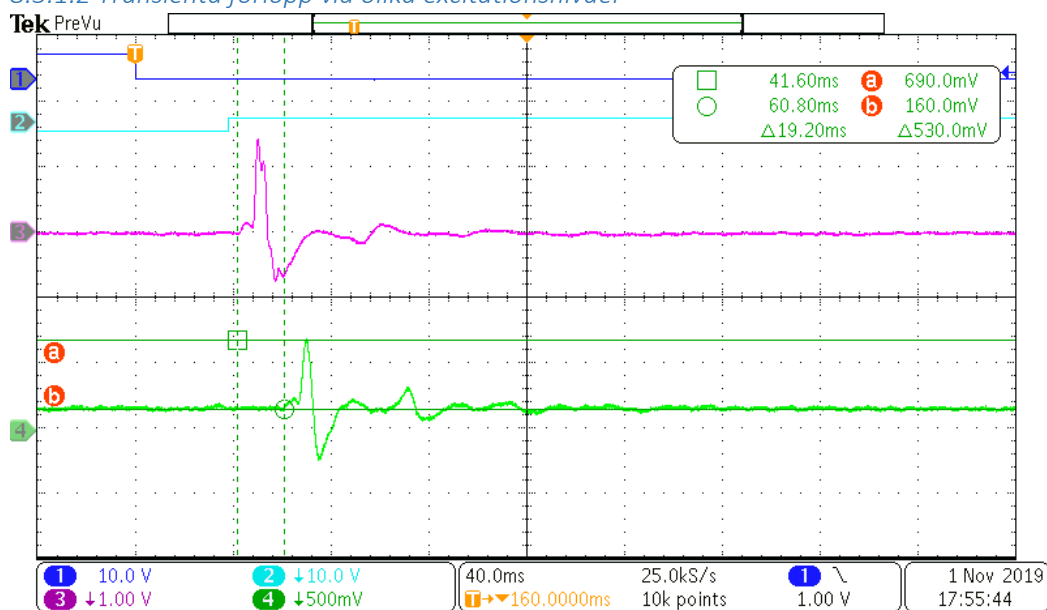


Figur 51. 2 V excitering. F0=25Hz, Af0=420mV; f1=48Hz, Af1=500mV

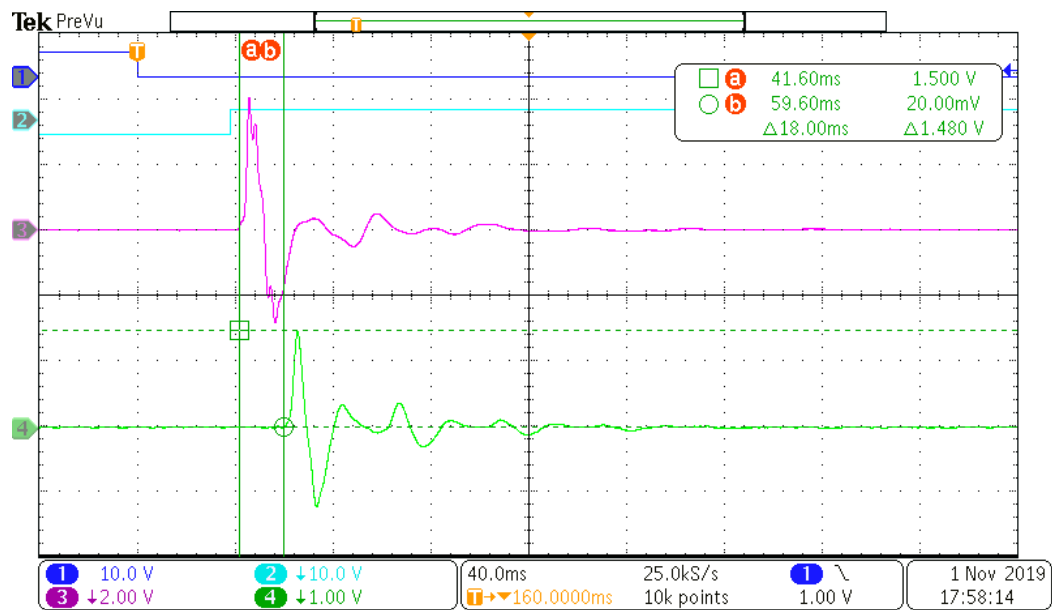


Figur 52. 3 V excitering. $F_0=17.8\text{Hz}$, $A_{f0}=430\text{mV}$; $f_1=38\text{Hz}$, $A_{f1}=940\text{mV}$. Märkliga oscillationer i amplituden.

8.3.1.2 Transienta förlopp vid olika excitationnivåer

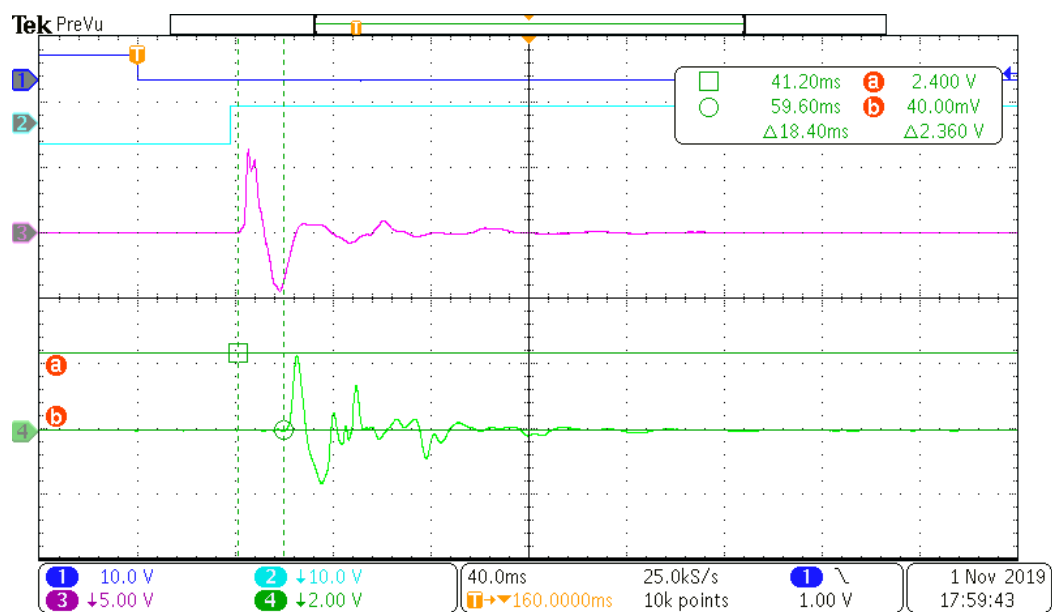


Figur 53. TEK 488. Öppet system med flöde 8 l/min. AWG 1 Vpp; MOOG 10%; Ch 4= 530 mV; $dt=19.2\text{ms}$ svarande mot en tryckvågsutbredningshastighet 1040 m/s.



TEK 489.

Figur 54. Öppet system med flöde 8 l/min. AWG 2 Vpp; MOOG 10%; Ch 4= 1.480V; dt=18 ms svarande mot en tryckvågutbredningshastighet 1111 m/s.

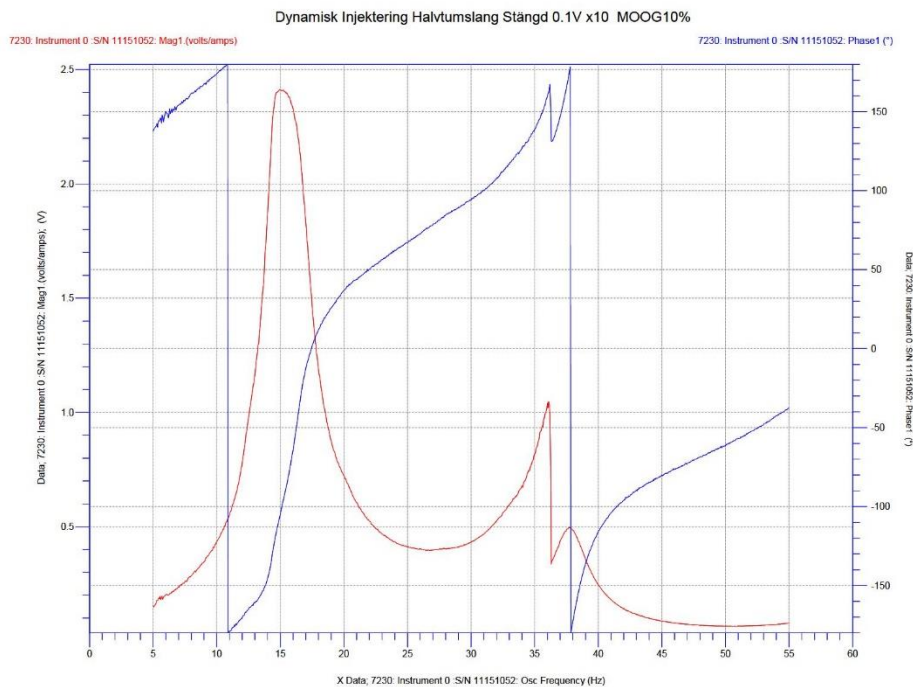


Figur 55. TEK 490. Öppet system med flöde 8 l/min. AWG 3 Vpp; MOOG 10%; Ch4= 2.360V; dt=18.4 ms svarande mot en tryckvågutbredningshastighet 1087 m/s.

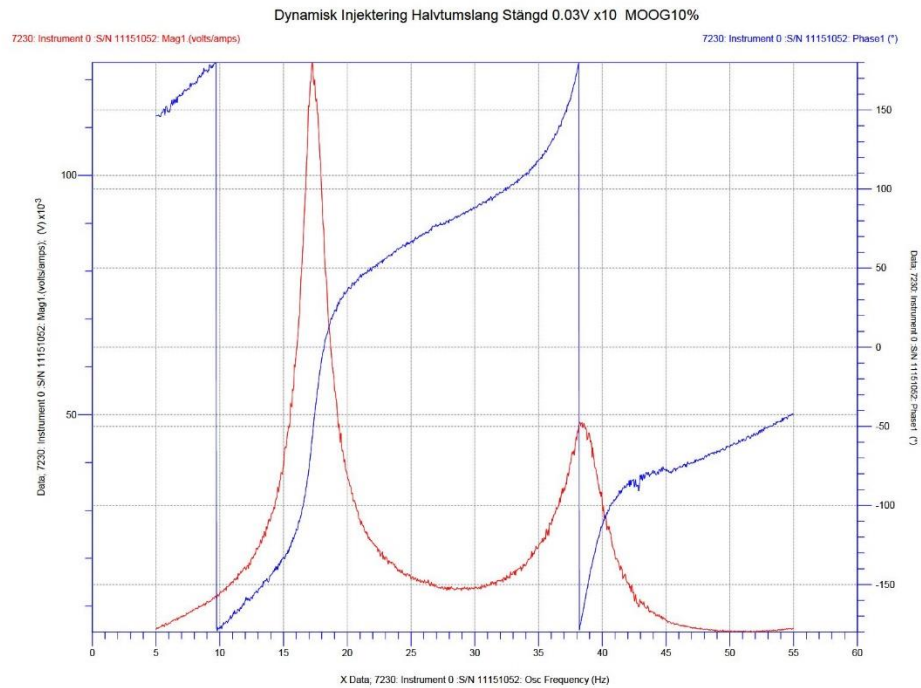
8.3.2 ID 1/2" Slutet system utan flöde - stängda ventiler

Dessa försök är gjorda vid ett statiskt vattenledningstryck, vilket varierar mellan 4 och 5 bar i laboratoriets tappkranar. Detta tryck är inneslutet mellan kulventiler. Eftersom hydrofoner inte kan detektera statiska tryck framträder inte detta i mätningarna i slutet system.

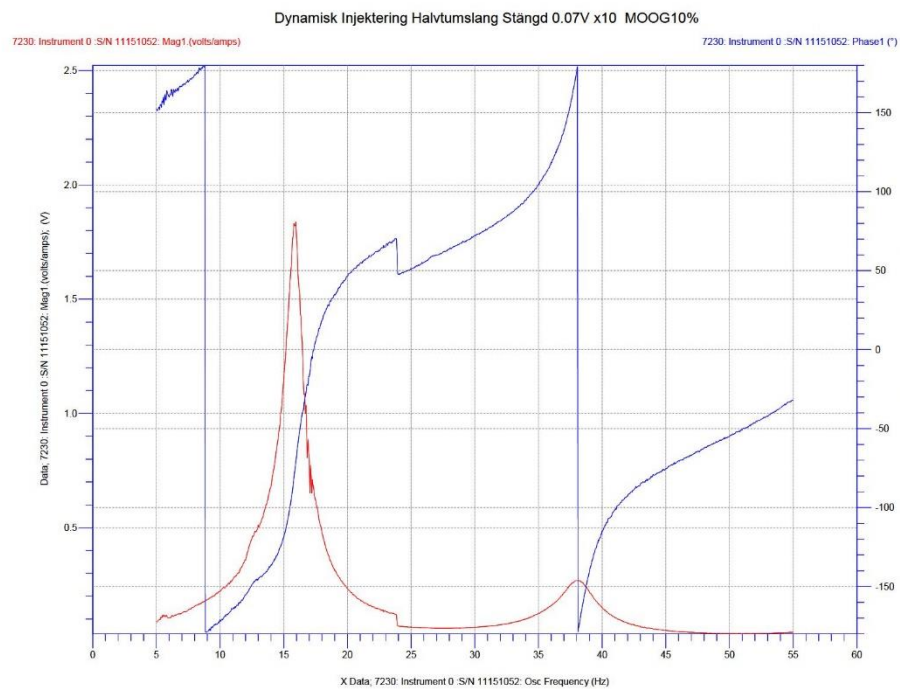
8.3.2.1 Spektralanalys av resonansfenomen vid olika excitationnivåer



Figur 56. 1 V excitering. $F_0=15\text{Hz}$, $A_{f0}=2.4\text{V}$; $f_1=38\text{Hz}$, $A_{f1}=500\text{mV}$. Märkligt hopp vid 36.5 Hz.

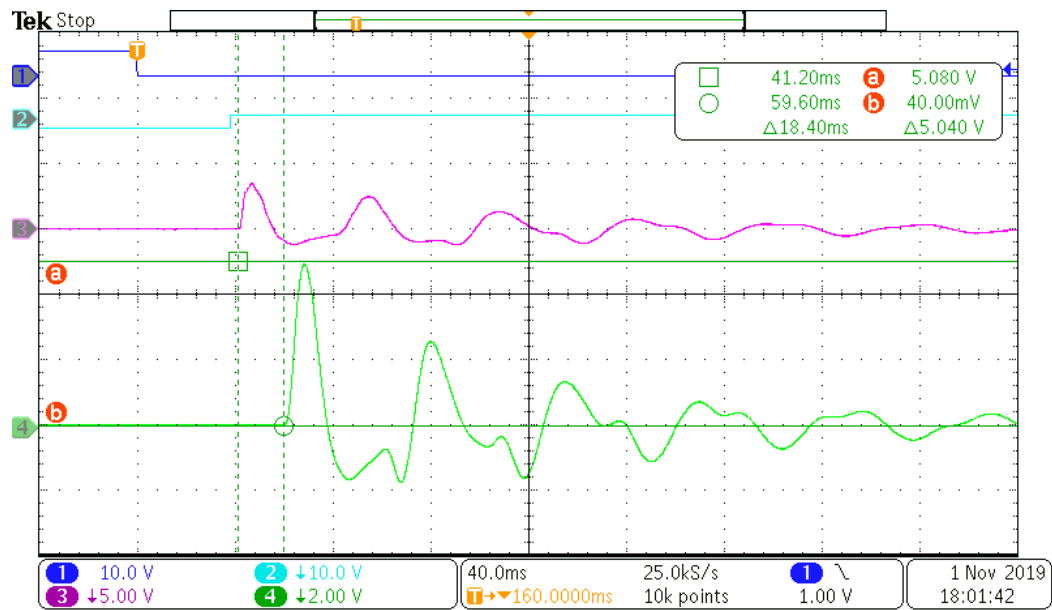


Figur 57. 0.3 V excitering. $F_0=17\text{Hz}$, $A_{f0}=120\text{mV}$; $f_1=38\text{Hz}$, $A_{f1}=49\text{mV}$

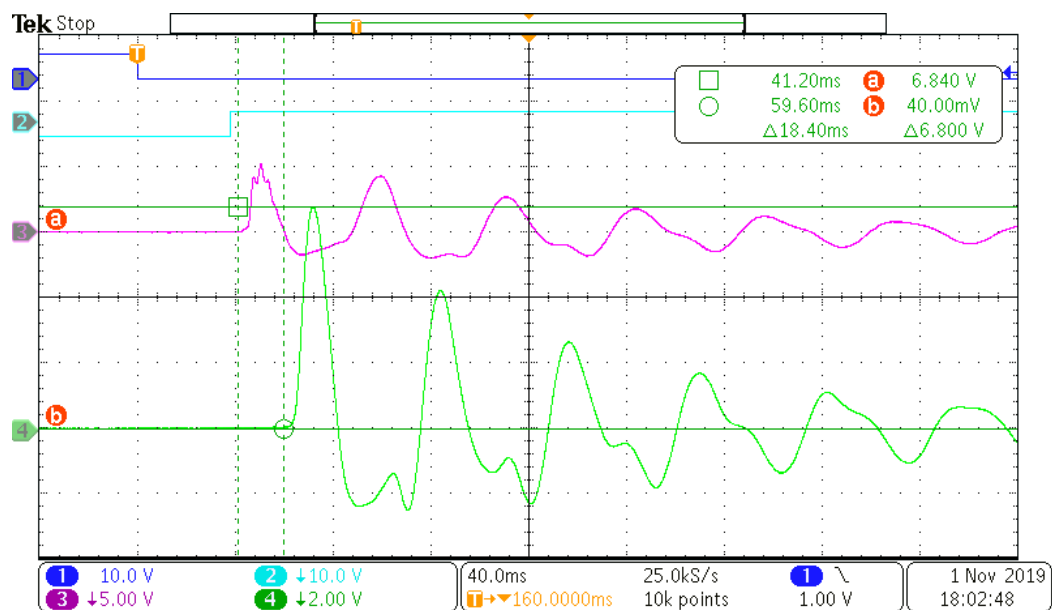


Figur 58. 0.7 V excitering. $F_0=16\text{Hz}$, $A_{f0}=1.85\text{V}$; $f_1=38\text{Hz}$, $A_{f1}=260\text{mV}$. Märkligt hopp vid 24 Hz.

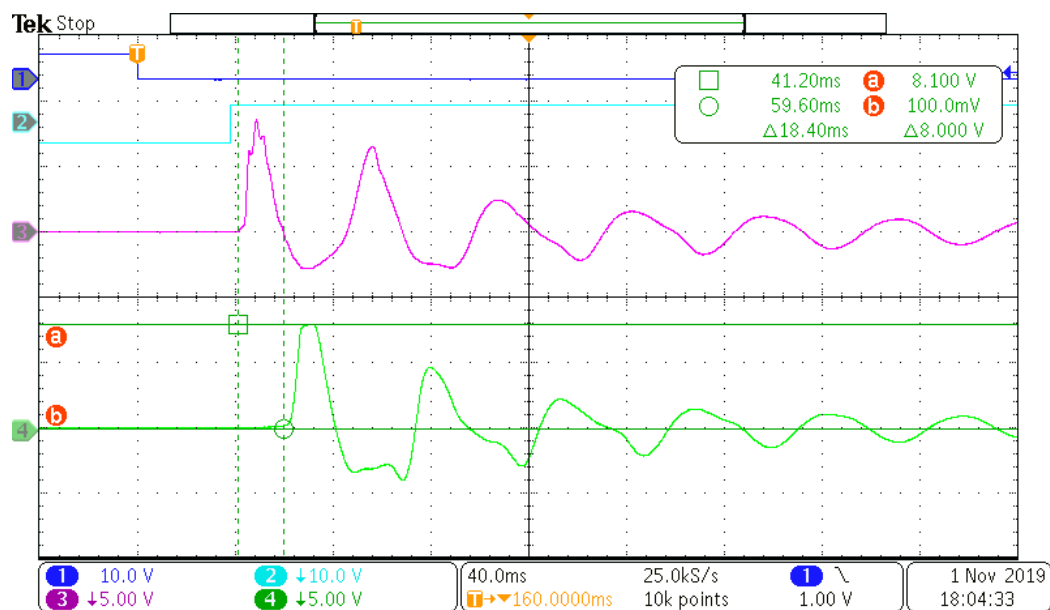
8.3.2.2 Transienta förlopp vid olika excitationnivåer



Figur 59. TEK 491. Slutet system. AWG 1 Vpp; MOOG 10%; Ch4=5.040V; dt=18.4 ms svarande mot en tryckvågutbredningshastighet 1087 m/s.



Figur 60. TEK 492. Slutet system. AWG 2 Vpp; MOOG 10%; Ch4=6.800 V; dt=18.4 ms svarande mot en tryckvågutbredningshastighet 1087 m/s.



Figur 61. TEK 493. Slutet system. AWG 3 Vpp; MOOG 10%; Ch4=8.000 V; dt=18.4 ms svarande mot en tryckvågsutbredningshastighet 1087 m/s.

8.3.3 Resultat ID 1/2"

ÖPPET SYSTEM Flöde=8 l/min; MOOG 10% (av max utslag); 20 m slang; Mätt vid slangens slut.

Sinusexcitering

1V resonanstoppar vid 25 Hz (155 mV) och 48 Hz (40 mV) [Figur 50]

2V resonanstoppar vid 25 Hz (420 mV) och 48 Hz (550 mV) [Figur 51]

3V Märkliga mätdata som ej kan tolkas med säkerhet [Figur 52]

Transient excitering

1V (530 mV/0.48 bar) tidsskillnad 19.2 ms (1041 m/s) [Figur 53]

2V (1.480 V/ 1.35 bar) tidsskillnad 18.0 ms (1111 m/s) [Figur 54]

3V (2.360 V/2.15 bar) tidsskillnad 18.4 ms (1087 m/s) [Figur 55]

SLUTET SYSTEM MOOG 10% 20 m slang

Sinusexcitering

1V resonanstoppar vid 15 Hz (2.4 V/bar) och antydd vid 38 Hz. Hopp i kurvan vid 36.5 Hz [Figur 56]

0.3V resonanstoppar vid 17 Hz (122 mV/ bar) och 38 Hz (49 mV/1 bar) [Figur 57]

0.7V resonanstoppar vid 16 Hz (1.8 V) och 38 Hz (260 mV) [Figur 58]

Transient excitering tryck och gruppshastighet

1V (5.040 V/ 4.58 bar) tidskillnad 18.4 ms (1087 m/s) [Figur 59]

2V (6.800 V/6.18 bar) tidskillnad 18.4 ms (1087 m/s) [Figur 60]

3V (8.000 V/ 7.27 bar) tidskillnad 18.4 ms (1087 m/s) [Figur 61]

Notera att sinusexcitering i det slutna systemet utfördes vid lägre exciteringsnivåer än de vanliga därför att skakningarna i systemet annars blev för stora.

Kommentarer

Sinusexcitering i öppet och slutet system: Resultaten från sinusexciteringen visar att det för den klenare slangen har inverkan på resonansfrekvenserna om systemet är öppet eller slutet. Detta skiljer sig från resultaten med den grövre injekteringsslangen med innerdiameter 3/4". Med öppet system fås resonansfrekvenserna 25 och 48 Hz och med slutet system får man resonansfrekvenserna 16 och 38 Hz i snitt. Det är inte tydligt att det rör sig om övertoner. Skillnaden gentemot den grövre slangen kan möjligen förklaras med att den klenare slangen har ungefär samma vaskulära impedans som åtsnörningen vid kulventilen när systemet är öppet. Resonansfrekvenserna kan för helt öppet eller helt slutet system omvandlas till fashastigheter via sambanden $v_1=f_1 \times 2 \times L$, $v_2=f_2 \times L$ och $v_3=f_3 \times 2 \times L/3$ från de respektive resonansfrekvenserna. För öppet system fås då $v_1=1000$ m/s, $v_2=960$ m/s och för det helt slutna systemet $v_1=640$ m/s respektive $v_2=760$ m/s.

Transient excitering i öppet och slutet system: Resultaten från den transienta exciteringen visar att tidskillnaden längs slangen är oberoende av om systemet är öppet eller slutet. Hastigheten blir 909 m/s. Däremot blir trycken väsentligt högre i det slutna systemet. Orsaken till att hastigheten vid transient excitering blir så mycket högre skulle kunna vara en olinjäritet i slangen, vilken gör att hastigheten blir tryckberoende. Den flank som hastigheten bestämts vid är då en chockvåg.

Avgörande resultat: Slang med ID 1/2" uppvisar resonanser vid 25 och 48 Hz för öppet system och vid 16 och 38 Hz för slutet system. Uppnådda tryck ökar en faktor 3-10 när man ändrar utloppsimpedansen från öppet till slutet system. Således är resonant återkoppling möjlig och både resonansfrekvens och trycknivå kan användas för att studera utloppsimpedansens variation under injekteringsförloppet.

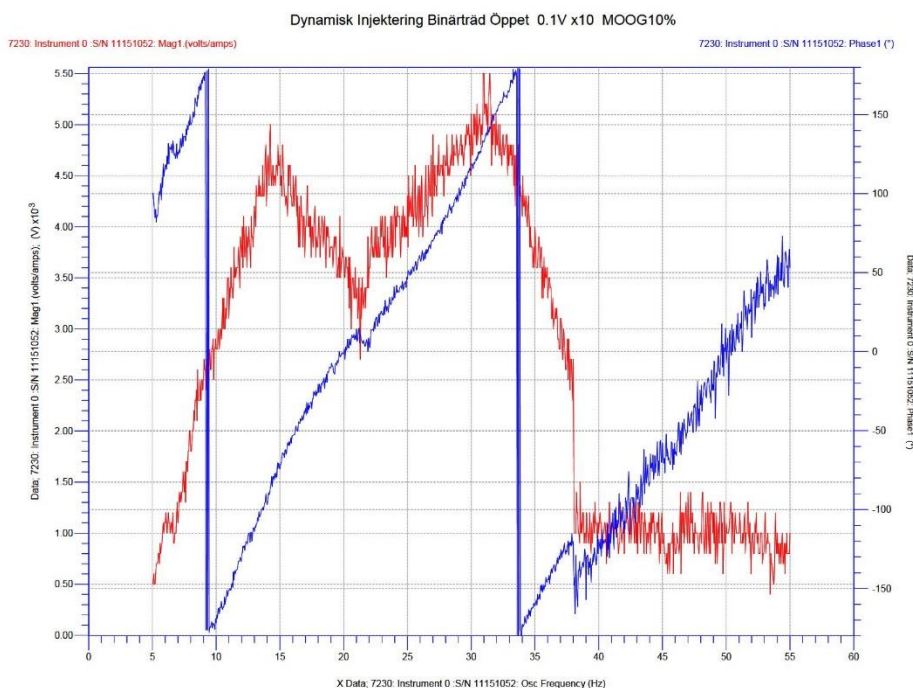
8.4 Undersökning av bifurkerande slangträd OD 12-4 mm

Det bifurkerande slangträdet avses simulera impedansen i de grövsta sprickorna kring ett injekteringshål. Det simulerar inte de finaste sprickorna. För dessa avses ett fotolitograferat kanalsystem utvecklas i kommande etapp som komplement till "kort spalt". Slangträdet börjar med en inloppskanal i form av en styv plastslang med OD 12 mm. Denna förgrenar sig till två slangar med OD 10 mm som är två meter långa, dessa i sin tur på samma sätt till slangar med dimensionerna 8, 6 och 4 mm. En av de sista 16 plastslangarna med OD 4 mm är kopplad till en hydrofon, som avläser vilka frekvenser som passerar slangträdet. Alla 16 plastslangarna med OD 4 mm kopplas till en uppsamlingskanal i vilket flödet kan öppnas och stängas med en kulventil. Efter denna ventil leds överskottsvattnet tillbaka till en golvbrunn.

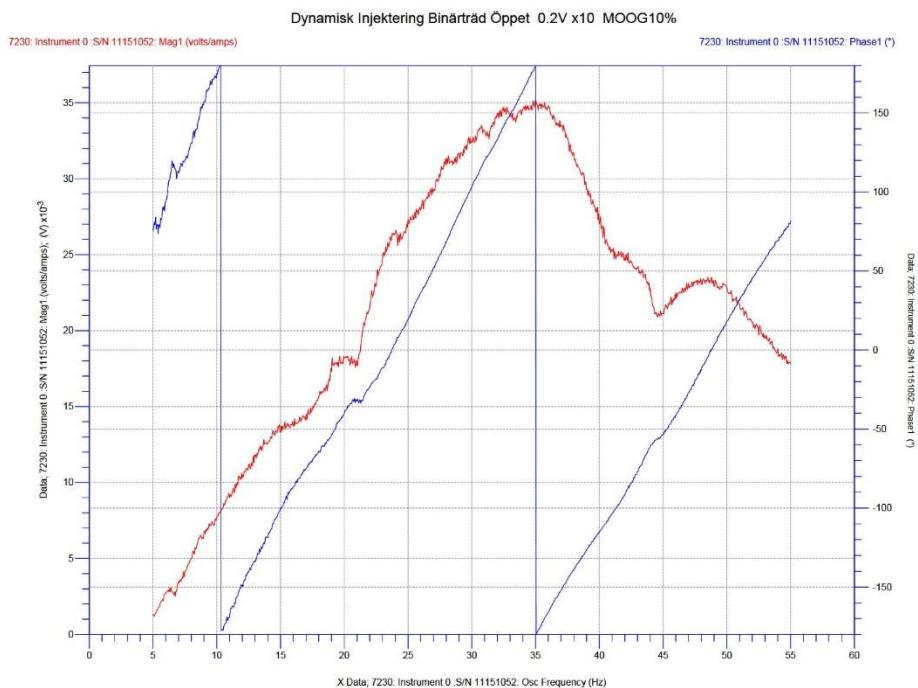
För sinusexcitering presenteras i diagrammen fas och amplitud för utsignalen från denna hydrofon. För transienta mätningar presenteras hydrofonsignal vid pumpens utlopp och vid den avslutande hydrofonen enligt ovan.

8.4.1 Öppet system med flöde 6 l/min

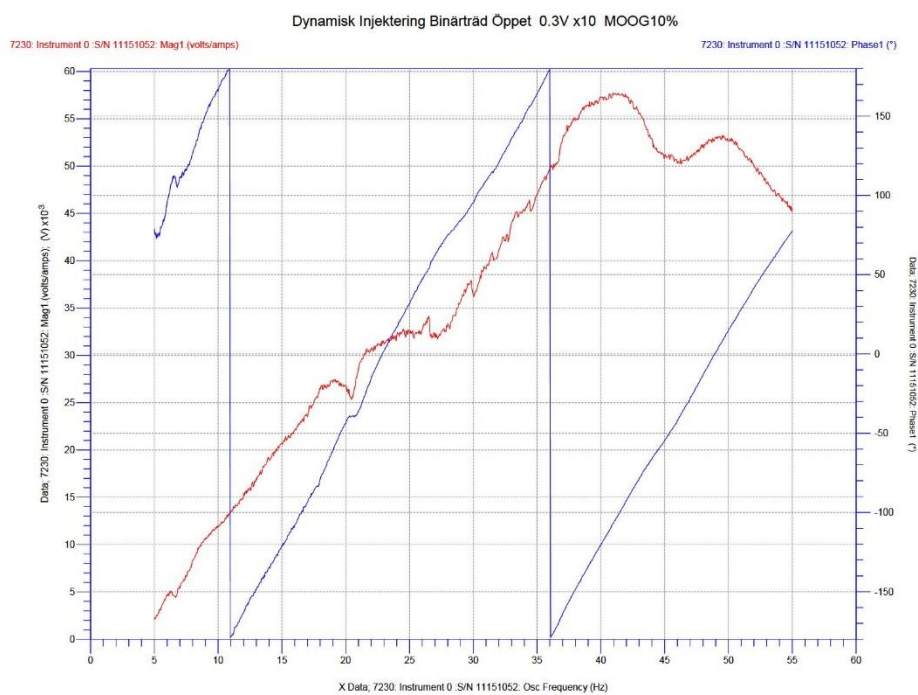
8.4.1.1 Spektralanalys av resonansfenomen vid olika excitationnivåer



Figur 62. 1 V excitering. $F_0=14\text{Hz}$; $Af_0=500\text{mV}$; $f_1=32\text{Hz}$, $Af_1=550\text{mV}$.

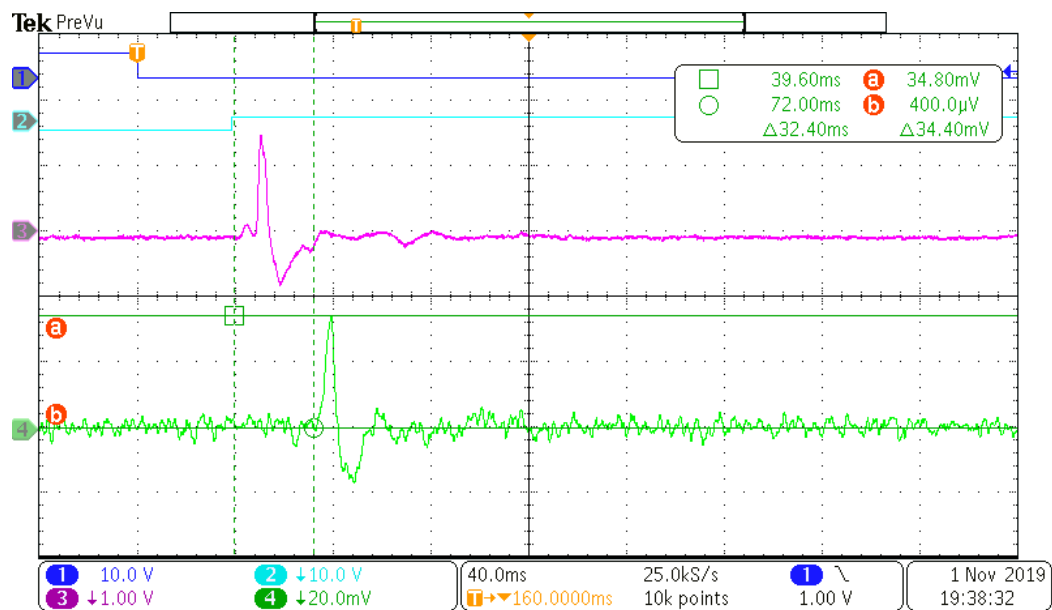


Figur 63. 2 V excitering. $F_0=35\text{Hz}$, $Af_0=35\text{mV}$; $f_1=48\text{Hz}$, $Af_1=23.5\text{mV}$

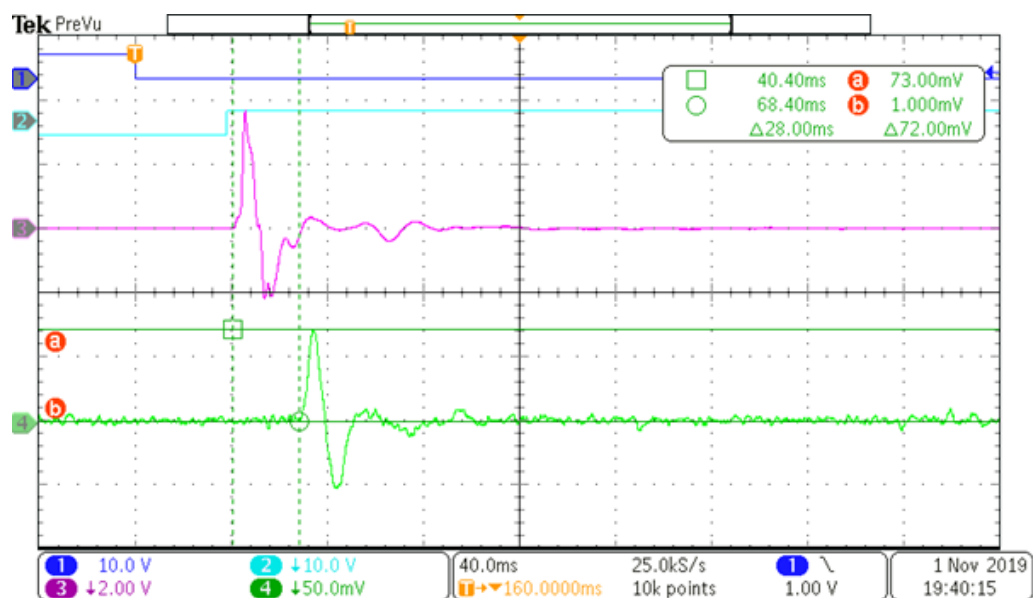


Figur 64. 3 V excitering. $F_0=43\text{Hz}$, $Af_0=57\text{mV}$; $f_1=44\text{Hz}$, $Af_1=52.5\text{mV}$

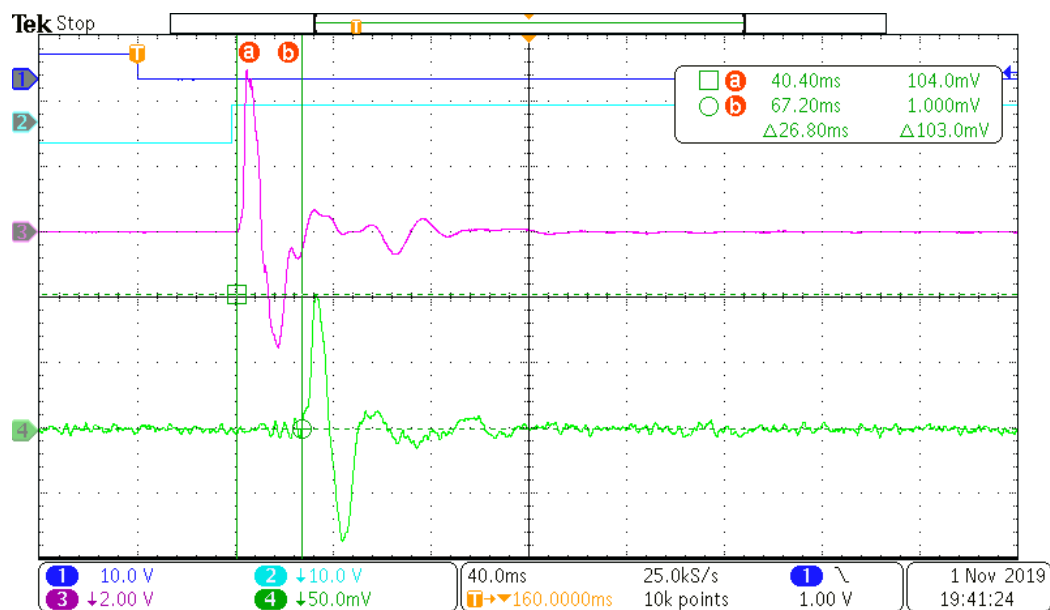
8.4.1.2 Transienta förlopp vid olika excitationnivåer



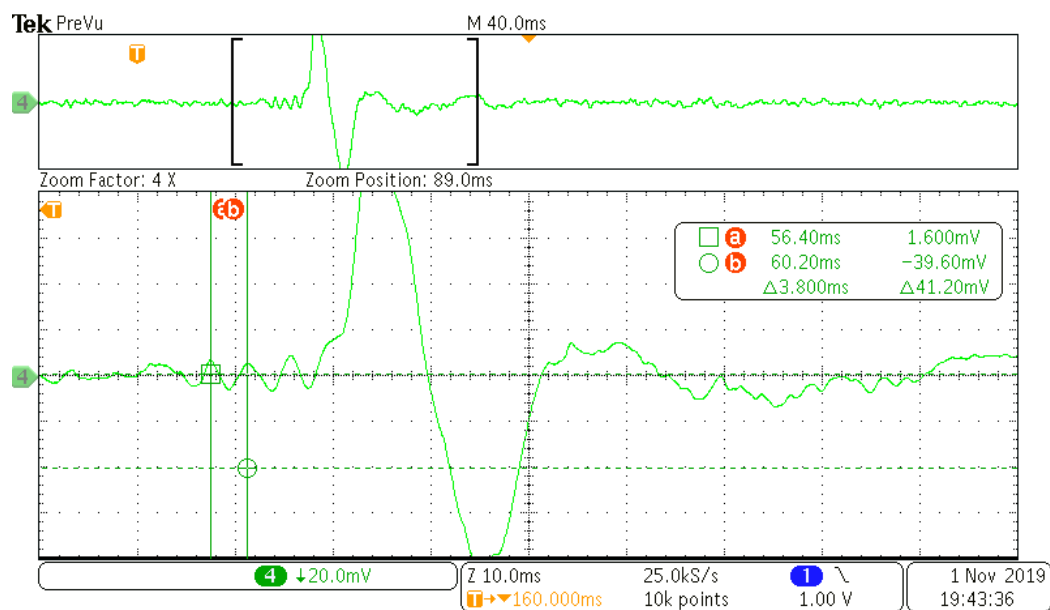
Figur 65. TEK 496. Öppet system flöde 8 l/min. AWG 1 Vpp; MOOG 10%; Ch4=34.4 mV; dt=32.4 ms svarande mot en medeltryckvågsutbredningshastighet 370 m/s.



Figur 66. TEK 497. Öppet system flöde 8 l/min. AWG 2 Vpp; MOOG 10%; Ch4=72.00 mV; dt=28.00 ms svarande mot en medeltryckvågsutbredningshastighet 429 m/s.



Figur 67. TEK 498. Öppet system flöde 8 l/min. AWG 3 Vpp; MOOG 10%; Ch4=103.00 mV; dt=26.80 ms svarande mot en medeltryckvågsutbredningshastighet 447 m/s.

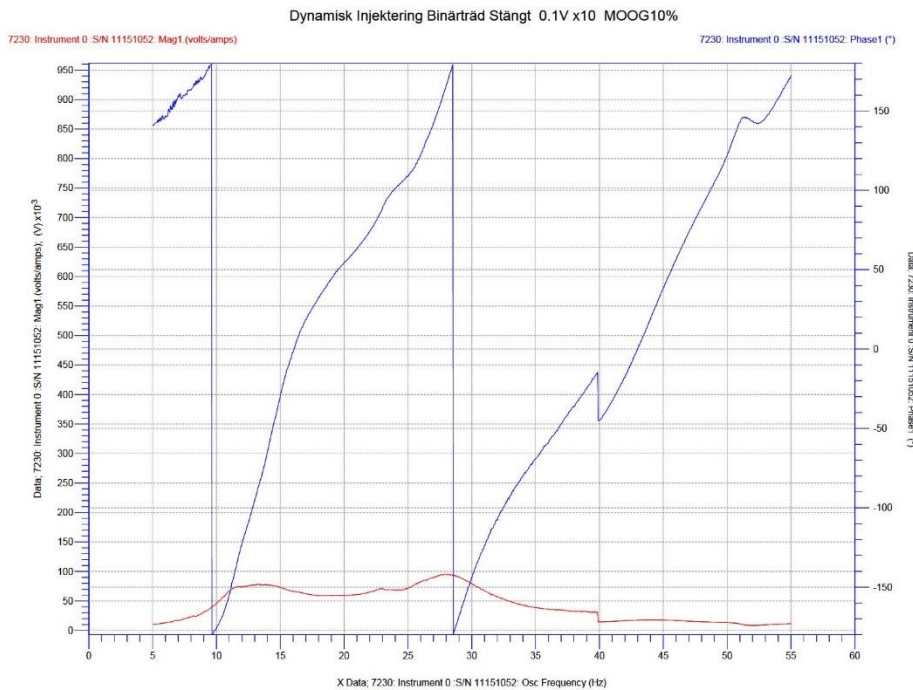


Figur 68. TEK 499. Inzoomning i registrering 498 därför att man kan skönja en oscillation strax innan den starka pulsen anländer. Periodtiden för denna oscillation är 3.80 ms och skulle kanske kunna vara en lokal resonans i något slangsegment som fortplantas genom plattan slangarna är fästa mot eller från ett tidigare segment till ett senare.

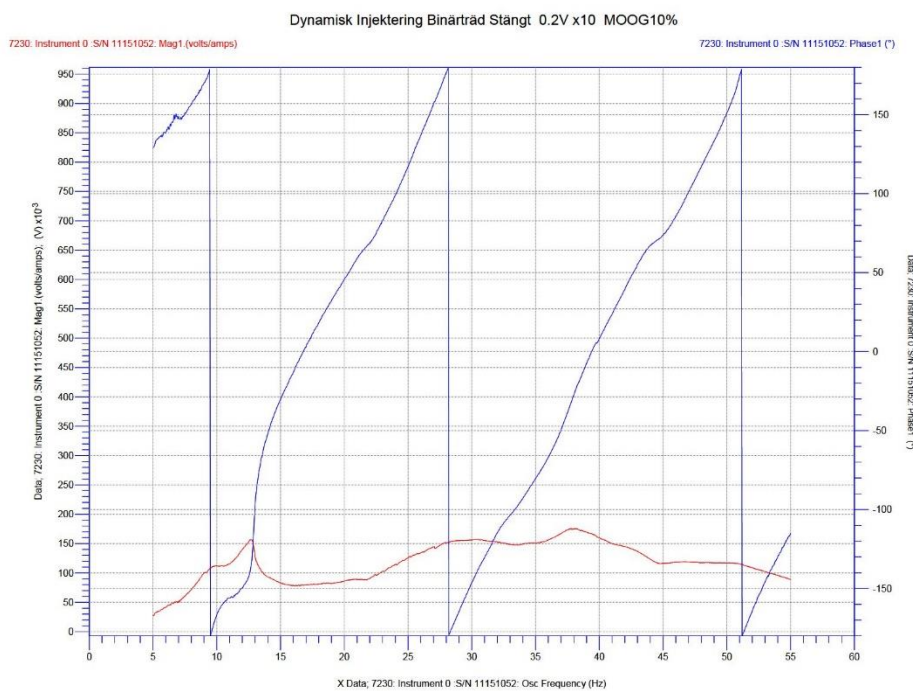
8.4.2 Slutet system utan flöde - stängda ventiler

Dessa försök är gjorda vid ett statiskt vattenledningstryck, vilket varierar mellan 4 och 5 bar i laboratoriets tappkranar. Detta tryck är inneslutet mellan kulventiler. Eftersom hydrofoner inte kan detektera statiska tryck framträder inte detta i mätningarna i slutet system.

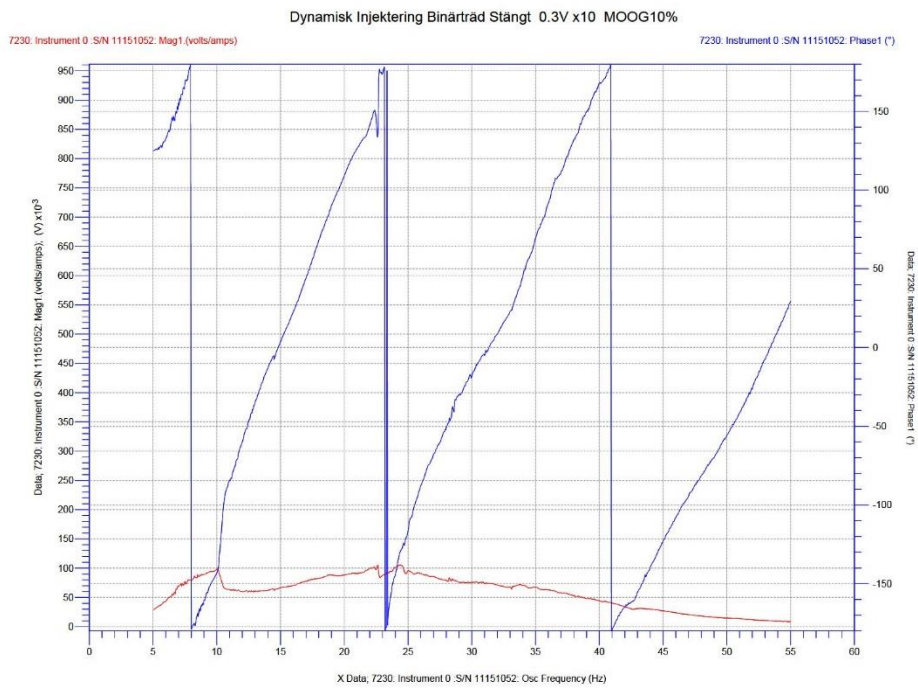
8.4.2.1 Spektralanalys av resonansfenomen vid olika excitationnivåer



Figur 69. 1 V excitering. $F_0=14\text{Hz}$, $Af_0=80\text{mV}$; $f_1=28\text{Hz}$, $Af_1=100\text{mV}$

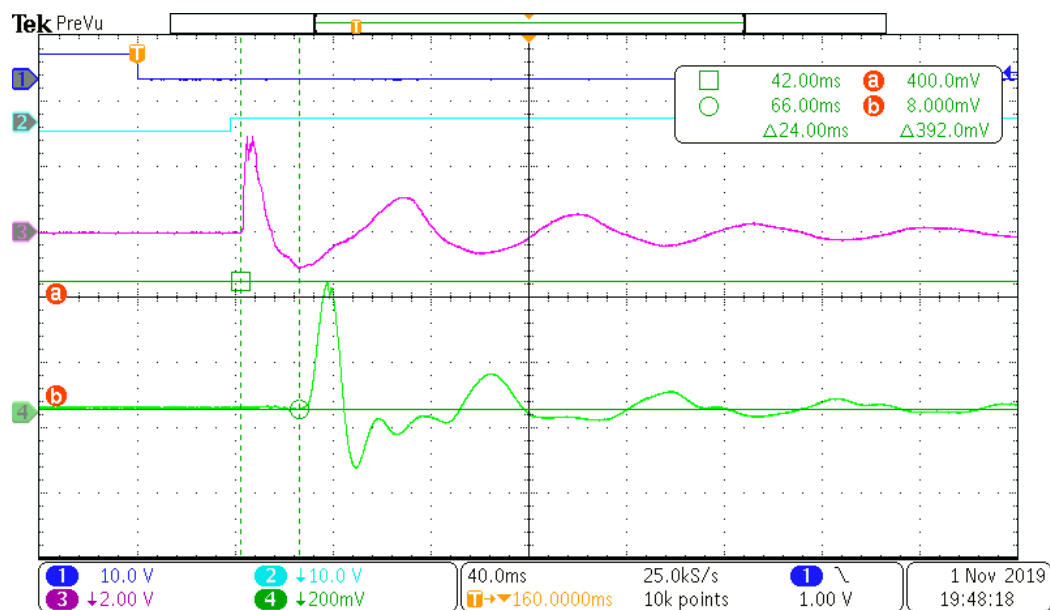


Figur 70. 2 V excitering. $F_0=13\text{Hz}$; $Af_0=155\text{mV}$; $f_1=38\text{Hz}$, $Af_1=170\text{mV}$

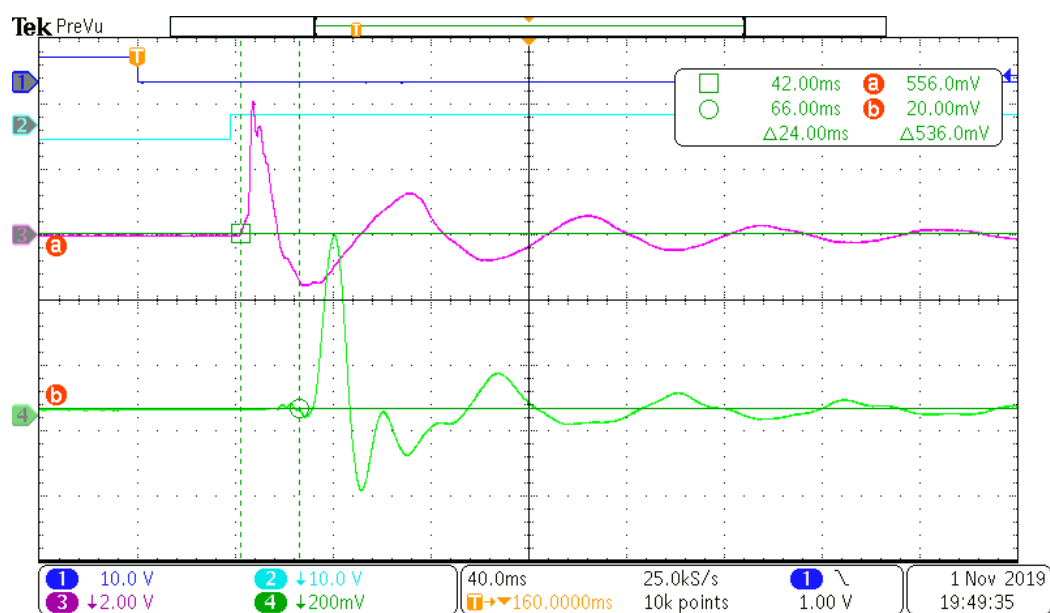


Figur 71. 3 V excitering. F0=10Hz, Af0=100mV; f1=29Hz, Af1=100mV

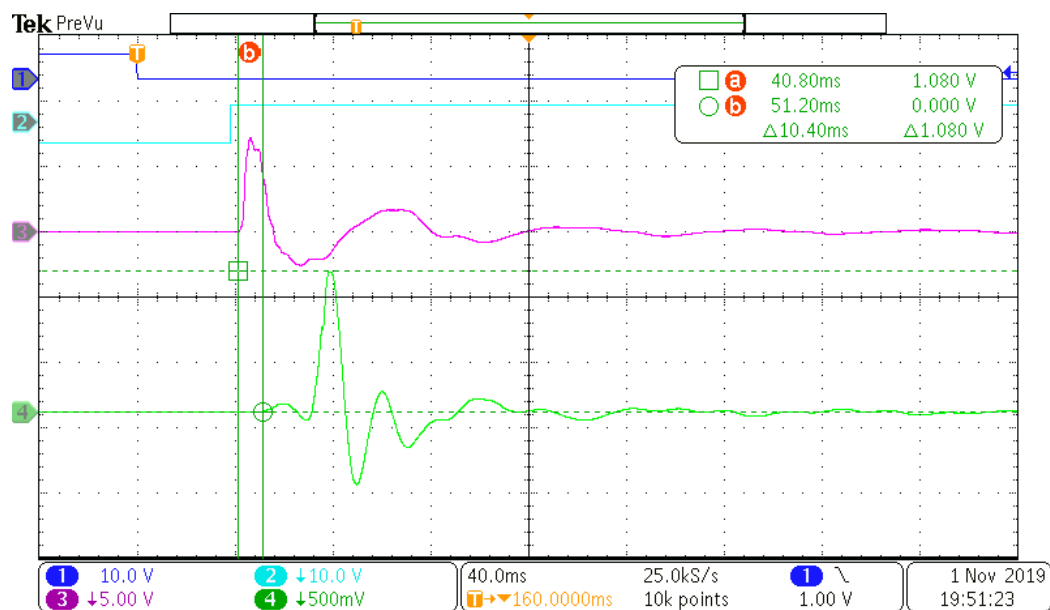
8.4.2.2 Transienta förlopp vid olika excitationsnivåer



Figur 72. TEK 500. Slutet system. AWG 1 Vpp; MOOG 10%; Ch4=392.0 mV; dt=24.00 ms svarande mot en medeltryckvågsutbredningshastighet 370 m/s.



Figur 73. TEK 501. Slutet system. AWG 2 Vpp; MOOG 10%; Ch4=536.0 mV; dt=24.00 ms svarande mot en medeltryckvågsutbredningshastighet 370 m/s.



Figur 74. TEK 502. Slutet system. AWG 3 Vpp; MOOG 10%; Ch4=1.080 V; Precursor dt=10.4 ms

8.4.3 Resultat Bifurkerande slangträd

ÖPPET SYSTEM Flöde=6 l/min; MOOG 10% (av max utslag); 20 m slang; Mätt vid slangträdets slut.

Sinusexcitering

1V resonanstoppar vid 15 Hz (5.00 mV) och 30 Hz (5.50 mV) Svag signal. [Figur 62]

2V resonanstoppar vid 35 Hz (35 mV) och 48 Hz (23.5 mV) [Figur 63]

3V resonanstoppar vid 42 Hz (57 mV) och 49 Hz (53 mV) [Figur 64]

Transient excitering

1V (34.4 mV/0.03 bar) tidsskillnad 32.4 ms (370 m/s) [Figur 65]

2V (72.0 mV/0.065 bar) tidsskillnad 28.0 ms (429 m/s) [Figur 66]

3V (103.0 mV/ 0.093 bar) tidsskillnad 26.8 ms (447 m/s) [Figur 67, 68]

SLUTET SYSTEM MOOG 10%; 20 m slang

Sinusexcitering

1V resonanstoppar vid 13 Hz (75 mV) och 28 Hz (90 mV) [Figur 69]

2V resonanstoppar vid 13 Hz (150 mV), 29 Hz (150 mV) och 38 Hz (170 mV) [Figur 70]

3V resonanstoppar vid 10 Hz (100 mV) och 24 Hz (100 mV) [Figur 71]

Transient excitering tryck och grupphastighet

1V (392 mV/ 0.354 bar) tidskillnad 24.0 ms (370 m/s) [Figur 72]

2V (536 mV/0.487 bar) tidskillnad 24.0 ms (370 m/s) [Figur 73]

3V (1.080 V/0.98 bar) tidskillnad ej mätt [TEK 493] [Figur 74]

Kommentarer

Sinusexcitering i öppet och slutet system: Slangträdet skiljer sig från försöken med armerade slangar därigenom att det längs trädet sker momentana diameterförändringar, dvs impedansförändringar, vilka alla kan uppträda som reflekterande strukturer. Resultaten från sinusexciteringen visar resonanstoppar vid 15, 35 och 42 Hz för öppet system och vid 13 och 28 Hz respektive 10 och 24 Hz vid slutet system. Det är förvånande att resonansfrekvenserna blir svagare vid den högre exciteringen för det öppna systemet. Det är inte möjligt att beräkna några fashastigheter med hjälp av dessa frekvenser, därför att det är obekant vilka slangländer som är relevanta.

Transient excitering i öppet och slutet system: Resultaten från den transienta exciteringen visar ingen systematik som för de armerade slangarna. Hastigheterna beräknas till 370, 429 och 447 m/s för det öppna systemet och 370 m/s för det slutna.

I mätning TEK 502, Figur 74, kan man se en "precursor", en svag signal som anländer strax innan den dominerande pulsen. Detta kan vara en signal som fortplantats från en tidigare del av slangträdet genom den plexiglasplatta hela trädet är fäst vid eller från slang till slang i sidled.

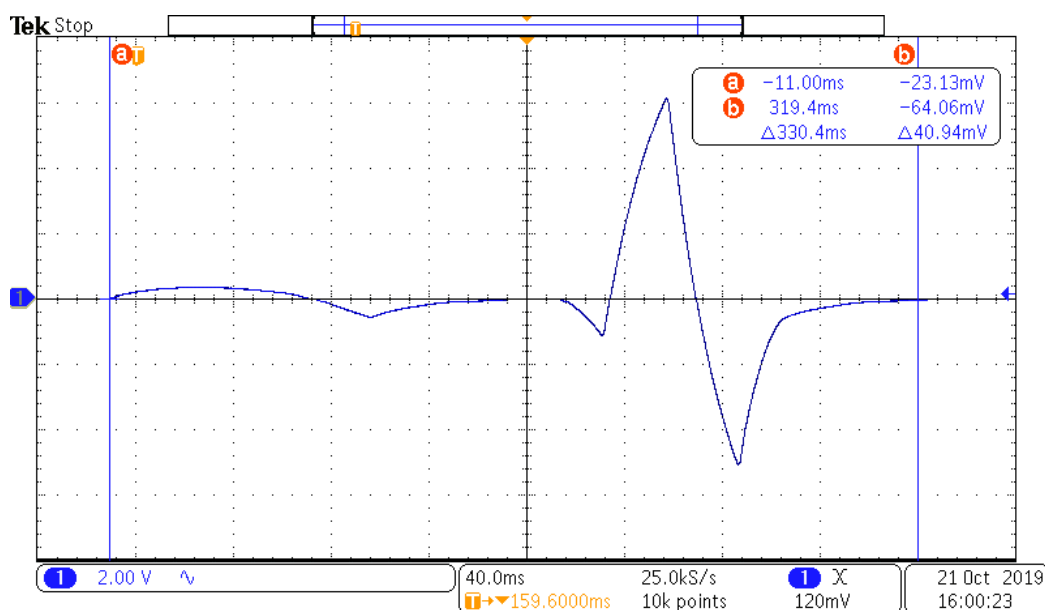
Avgörande resultat: Slangträdet uppvisar resonanser vid flera frekvenser 15, 35 och 42 Hz för öppet system och vid 10, 13, 24 och 28 Hz för slutet system. Uppnådda tryck ökar en faktor 10 när man ändrar utloppsimpedansen från öppet till slutet system. Det viktigaste resultatet är att det registreras resonansfrekvenser trots slangträdets komplexa uppbyggnad. *Det ger hopp om att oscillationer kan tränga in i åtminstone de grövre sprickorna i berget.* Eftersom resonansfrekvenserna ligger i samma område som de som erhållits för de armerade slangarna bör resonant återkoppling vara möjlig och oscillationerna bör tränga in en bit i spricksystemet. För de finare sprickorna väntar experiment i en fotolitograferad modell i nästa etapp av projektet.

8.5 Övriga observationer

8.5.1 Vågformen "cardiac"

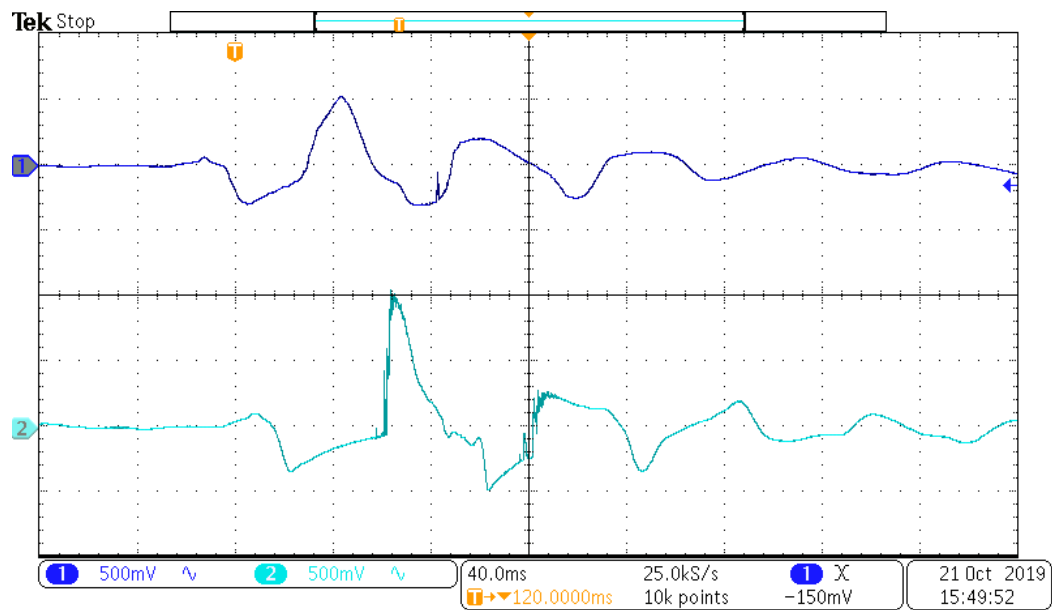
Vågformen "Cardiac" är fast inprogrammerad i vågformsgeneratoren HP 33120. Eftersom denna vågform är mer beprövad än någon annan i naturen (hjärtslag) kan den vara intressant att undersöka.

Sensorerna är tryckgivare med 70 bars mätområde och en proportionalitetskonstant 73 mV/Bar. Den klenslangen med innerdiameter 1/2" användes vid försöket.

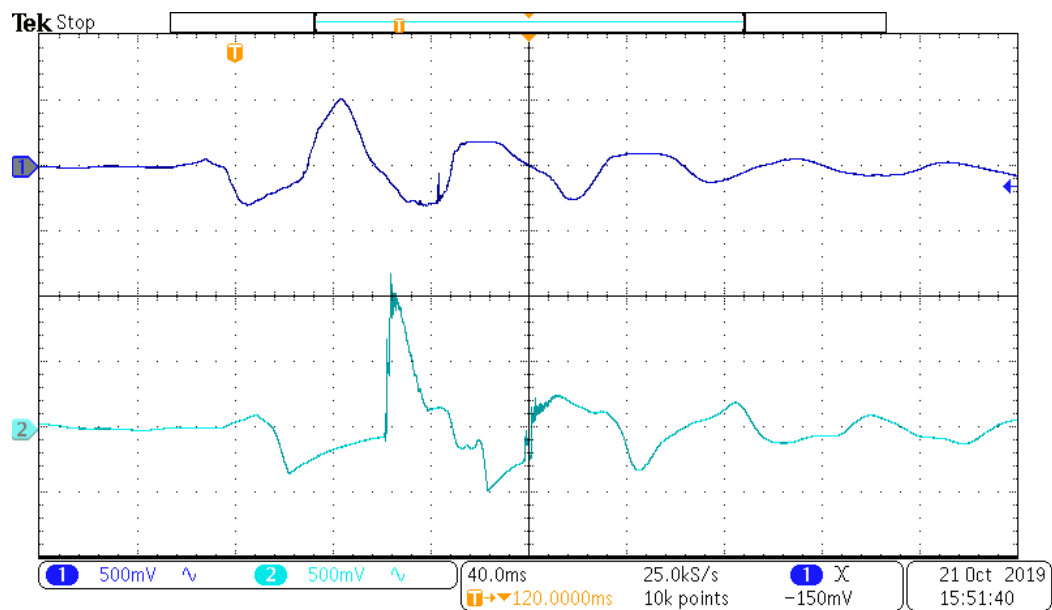


Figur 75. TEK446 Vågformen "cardiac" som den ser ut när den lämnar vågformsgeneratoren med frekvensen inställd på 1 Hz. Det betyder att vågformen repeterar sig med den frekvensen. Vågformsgeneratoren är inställd så att amplituden blir +6 V max.

Som framgår av diagrammet ovan sker det en successiv tryckökning när vågformen skapas. Därmed är förutsättningarna för att en chockvåg skall kunna uppstå uppfyllda och det är den troliga förklaringen till det fenomen som kan iaktas i mätdata i nedanstående Figur 76-77. En chockvåg bildas när olinjäritet i kanalen gör att vågdelar som initierats vid ett lägre tryck hinns ikapp av vågdelar som alstrats vid ett högre och därför rör sig fortare. Effekten blir att alla vågdelar anländer samtidigt till någon punkt nedströms - en chockvåg har uppstått. Pulskompressionen framträder mycket tydligt i kanal 1 där man kan se den reflekterade chockvågen överlagrad den ursprungligen genererade vågformen.



Figur 76. TEK443 1/2" slang utan flöde först x1 Amplitud 10% MOOG. Kanal 1 hydrofon vid källan, kanal 2 hydrofon efter 20 m slang ID 1/2". En mycket brant puls skapas. Fördröjningen 20 ms ger en hastighet av 1000 m/s i slangens även för den reflekterade chockvågen. *A shockwave appears when the 1/2" tube is excited with the waveform "cardiac" from the waveform generator.*



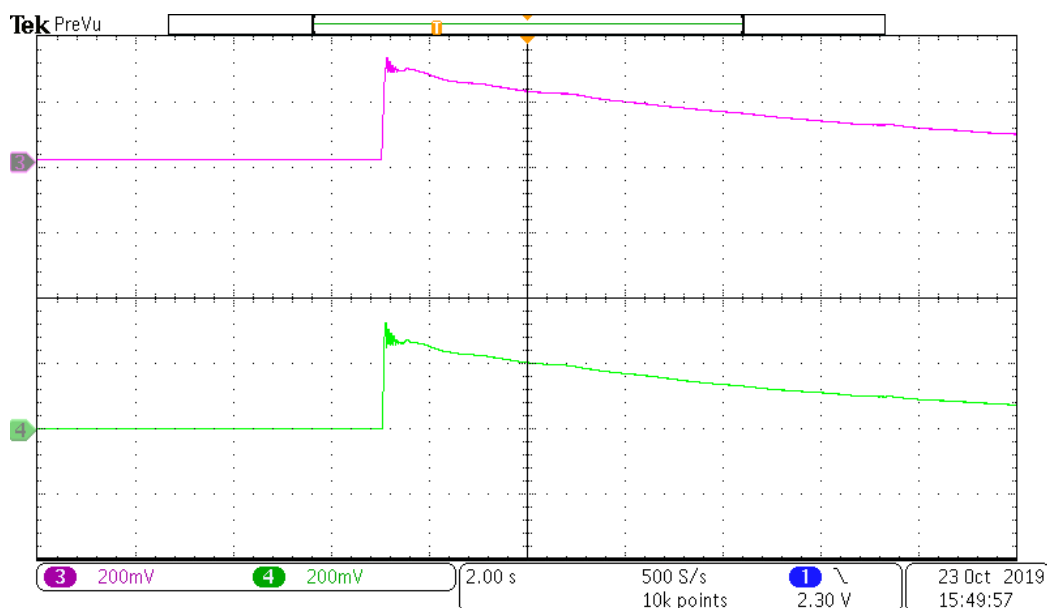
Figur 77. TEK444 Kontroll av föregående mätning genom upprepning. En mycket brant puls skapas alltså repeterbart. Man kan till och med se att denna branta puls reflekteras och återkommer vid pumpen - kanal 1 - med en mycket kortare varaktighet än den utsända tryckvågen tidigare i samma kanal. *A second realization of the experiment to rule out any mistakes or disturbances.*

8.5.2 Illustration av tryckgivarnas tidskonstant

Enligt databladet till tryckgivarna PCB 102B04 (70 bar) har de en "discharge time constant" = 100 s.

Försöket visar utsignalen från tryckgivarna när avloppsventilen är stängd och inloppsventilen öppnas mot vattenledningstrycket. Först har systemet genomspolats varefter inloppsventilen stängts. Det innebär att systemet bestående av slang+injekteringsrör är vattenfyllt vid ungefär atmosfärstryck.

Nedanstående figur visar att utspänningen från tryckgivarna minskat från c:a 300 mV till 80 mV på 13 sekunder. Det innebär att inte heller tryckgivarna klarar av att mäta ett sant statiskt tryck under en längre tid. De gör det dock under väsentligt längre tid än hydrofonerna.



Figur 78. TEK451 Tillloppsventilen med kranvattentryck öppnas snabbt. Tryckgivarna ger positiv signal för övertryck. Vattenledningstrycket är c:a 5 bar. *Pressure sensors: Open valve to a static water pressure. Time constant effect is manifest.*

Tryckgivarnas proportionalitetskonstant är 0.073V/bar och utsignalen är 0.328 V. Dvs trycket är 4.5 bar. Signalens sluttning har nog med tryckgivarens tidskonstant att göra snarare än ett avtagande vattentryck. Detta uppehålls ju kontinuerligt av kopplingen till laboratoriets vattenledningssystem.

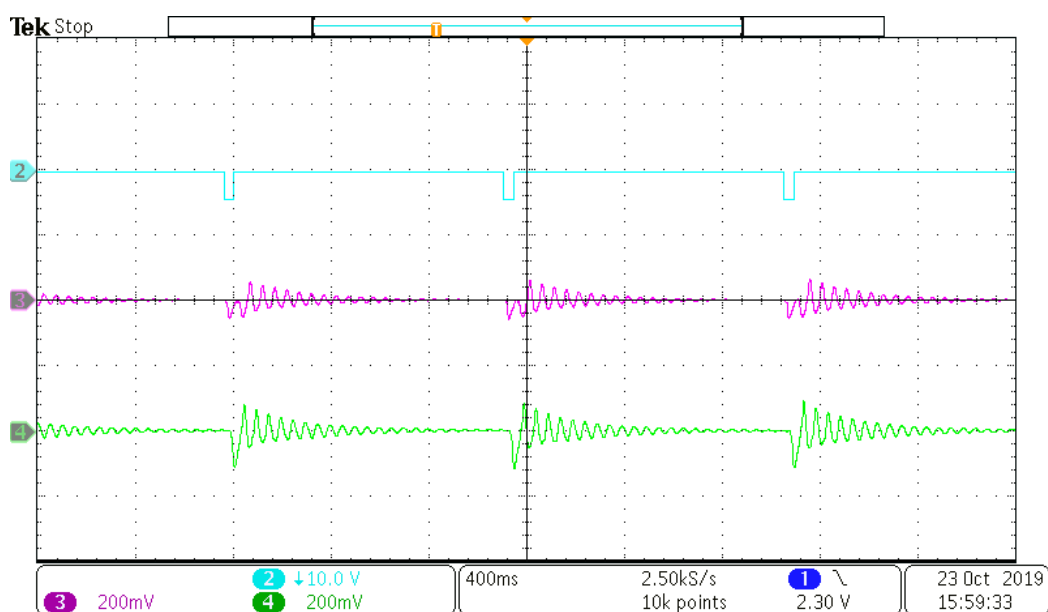


Figur 79. Tryckgivare PCB 102B04 (70 bar).

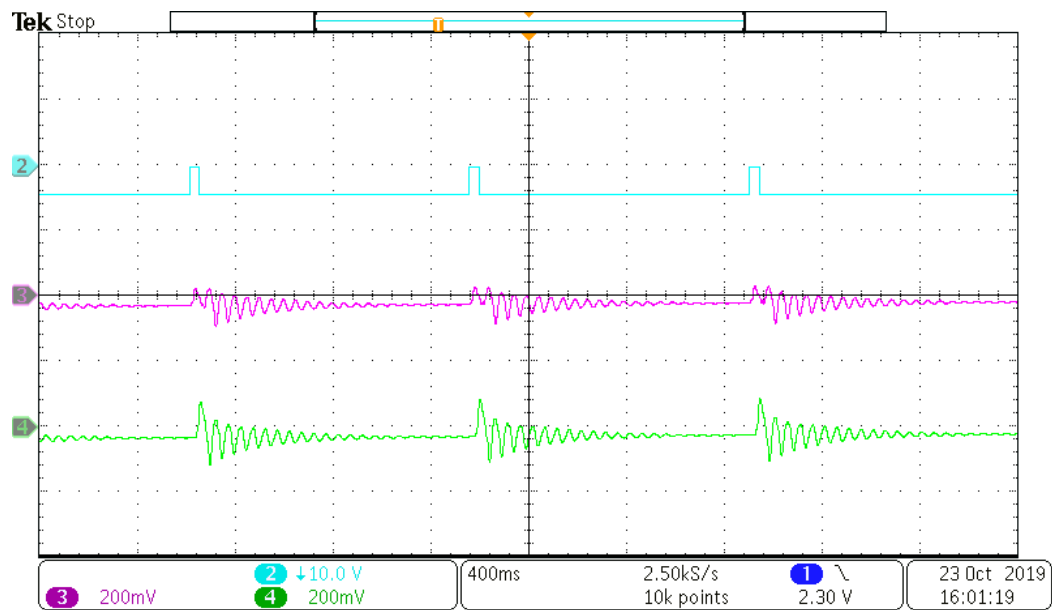
8.5.3 Experiment med fyrkantvåg och taktning

Taktning är författarens benämning på det fenomen som innebär att om man skickar in en tryckvåg i ett rör, som reflekteras i rörets borte ände, och man sedan skickar iväg en likadan tryckvåg just som den reflekterade anländer, så bör man kunna få till stånd en energiuppbyggnad i transient form, som påminner om resonansfenomenet. Mest effektivt blir detta om man sänder igen då tryckvågen passerat fram och åter en gång men man kan också tänka sig att det fungerar om man sänder varannan eller var tredje tur och returrensa för tryckvågen. I detta försök används en pulsgenerator i vilken man kan ställa in pulsrepetitionsfrekvens och pulslängd.

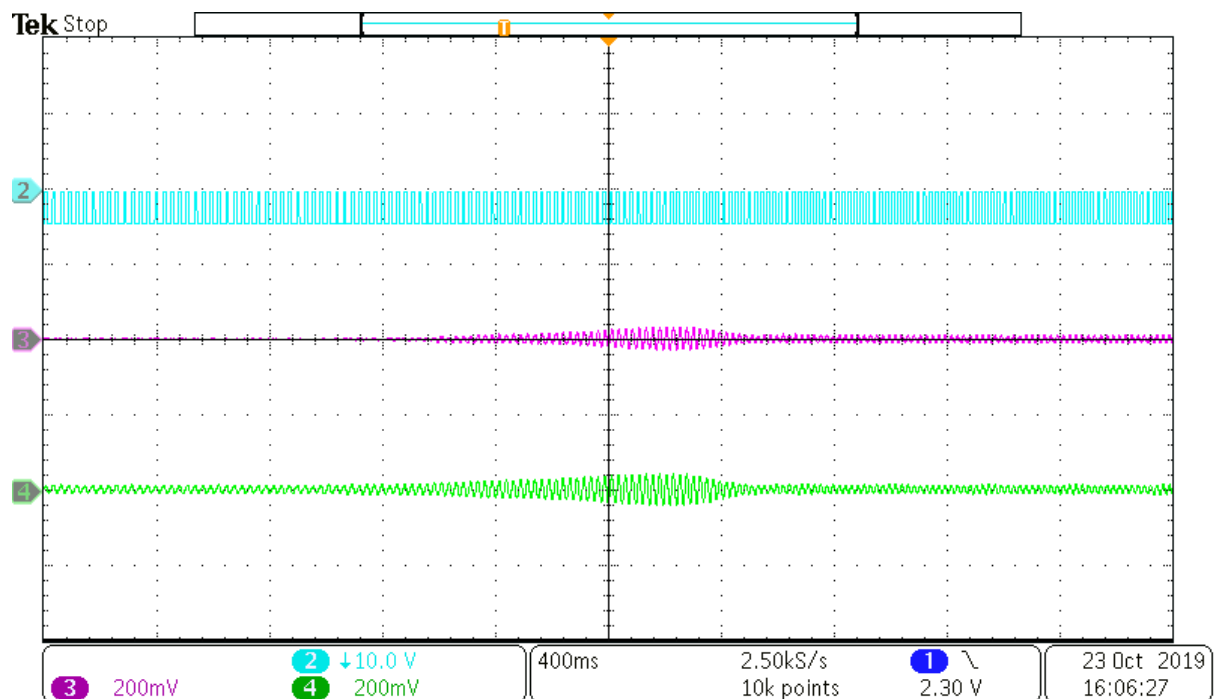
I nedanstående figurer 80-83 är kanal 2 den elektriska styrsignalen från pulsgeneratoren, kanal 3 är en tryckgivare vid källan och kanal 4 är en tryckgivare precis efter slangen med ID 1/2".



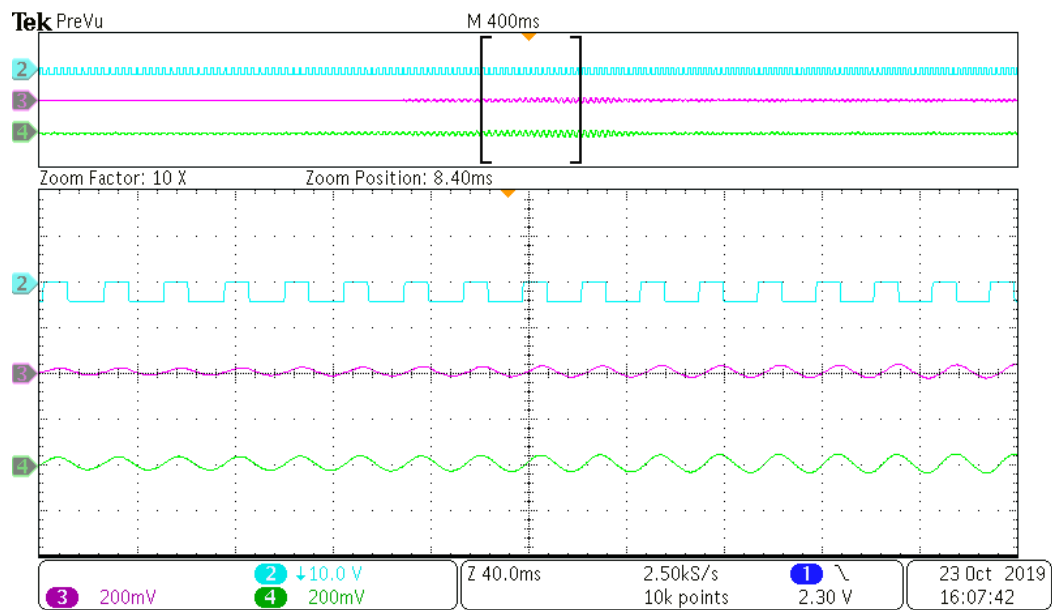
Figur 80. TEK 452 Försök med korta pulser fyrkantvåg från pulsgenerator Topward. Tryckgivare. Pulserna får kolven att gå snabbt tillbaka och sedan lika snabbt framåt. Dessa tryckpulser blandas, men sedan svänger trycket vid resonansfrekvensen för slangen. *Pressure sensors: Square wave negative excitation.*



Figur 81. TEK 453 D:o men med omvänt tecken på pulsen, dvs kolven går först framåt och skapar ett positivt tryck, sedan tillbaka. *Pressure sensors: Square wave positive excitation.*



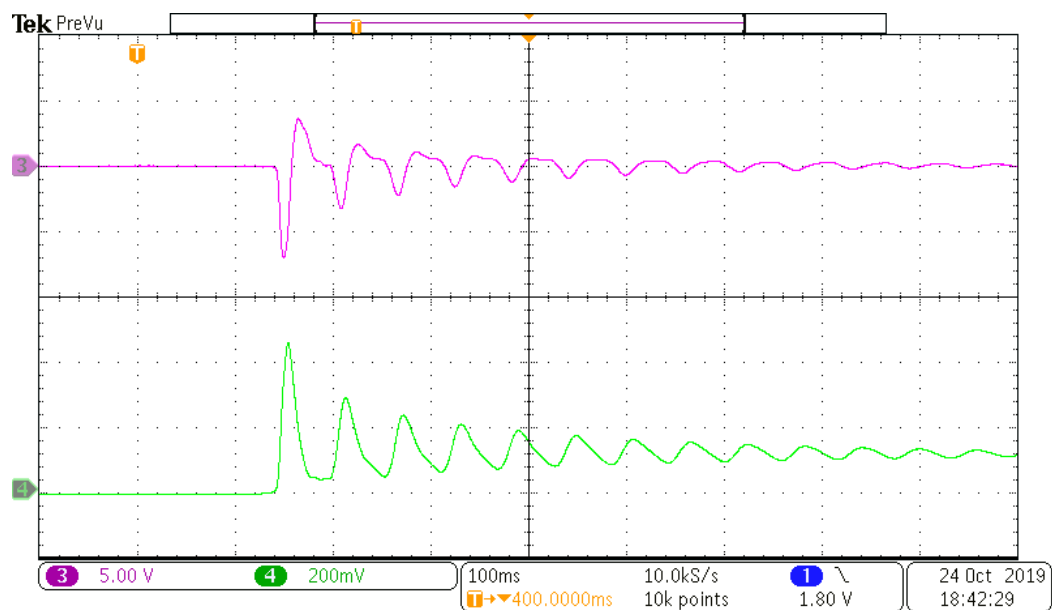
Figur 82. TEK 454 Taktningsförsök dvs att ny puls alstras när den föregående anländer efter reflektion. Pulslängd och pulsintervall båda c:a 10 ms. Pulsintervallet förändras långsamt manuellt. Man ser att det på detta sätt är möjligt att stegra trycket i injekteringslangen genom att få pulserna att samverka. *Beat experiment by manually changing the beat rate.*



Figur 83. TEK 455 Inzoomning i föregående data. *Zoom into center of previous diagram.*

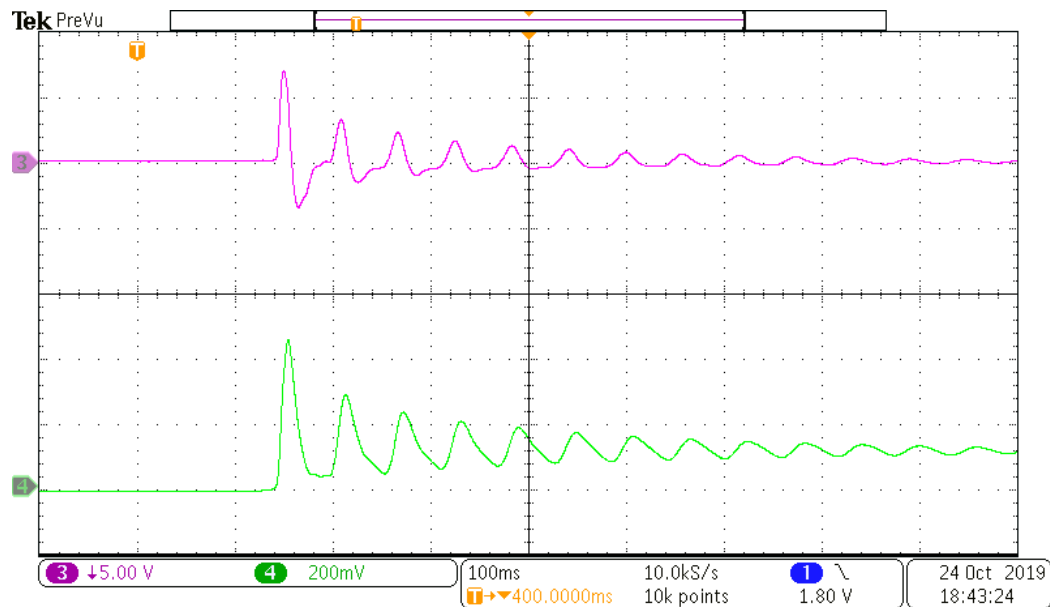
8.5.4 Jämförelse mellan hydrofoner och tryckgivare

Det uppstod misstanke att tryckgivarna inte återgav tryckhistorien korrekt när det uppstod negativa tryck, varmed menas tryck lägre än vacuum. Sådana tryck kan inte uppstå i gaser, men däremot i vätskor. För att utreda detta gjordes ett antal experiment.



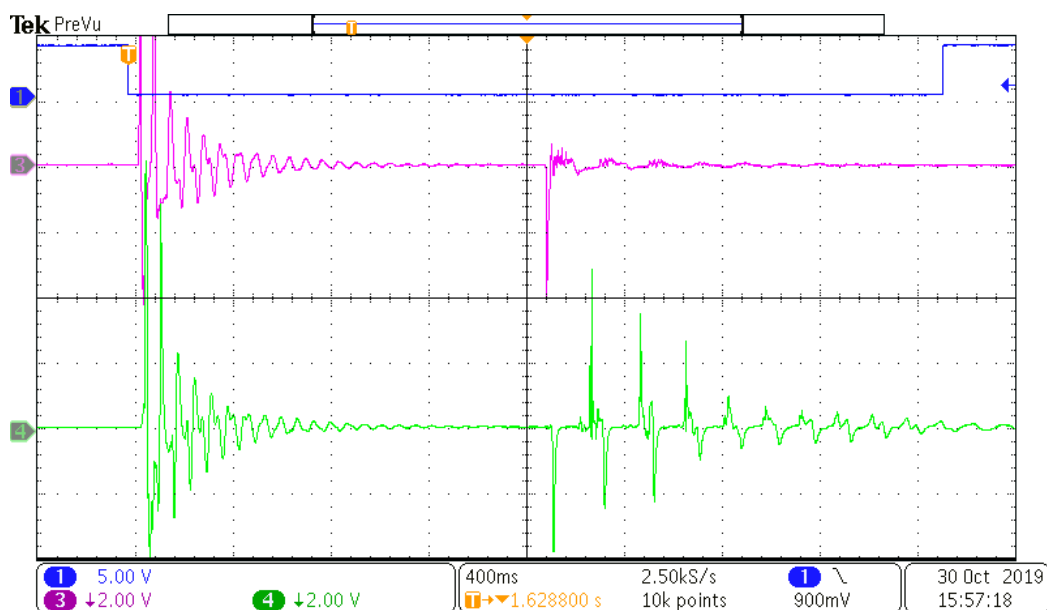
Figur 84. TEK 468 Stängt system 3 V fyrkantvåg ut från vågformsgeneratoren till hydraulcylindern. Hydrofon (ch3) utsignal 7.1V, tryckgivare (ch4) utsignal 0.472V med x1 förstärkning. *Hydrophone versus pressure transducer.*

Tryckgivarens proportionalitetskonstant är 73 mV/bar och trycket i pulsen alltså 6.47 bar. Hydrofonens proportionalitetskonstant är således $7.1/6.47 = 1.10$ V/bar. Det framgår att hydrofonen inverterar signalen, dvs ger negativ signal för ett positivt tryck.

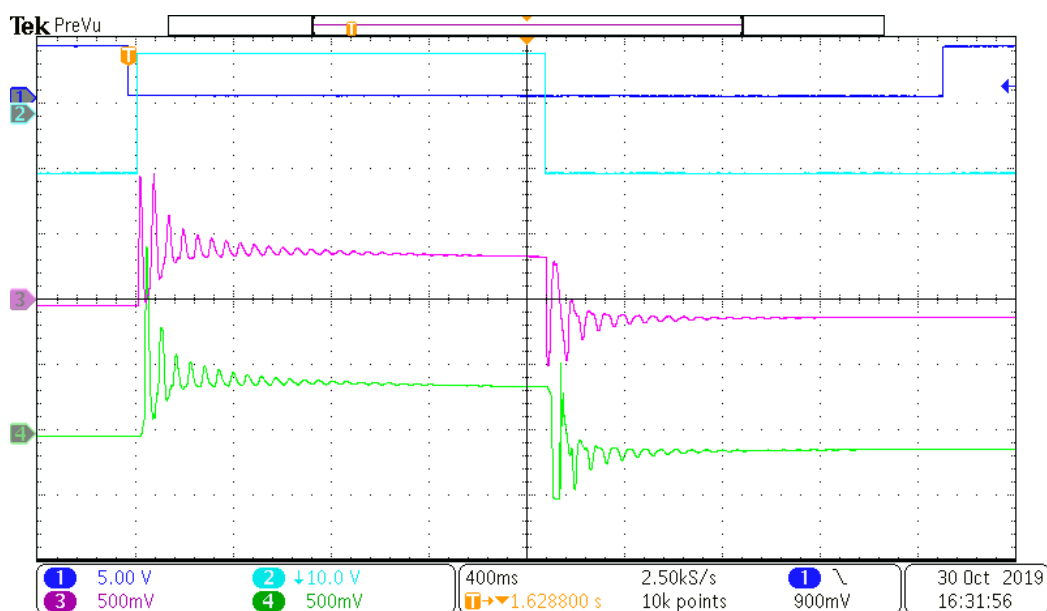


Figur 85. TEK 469 Som ovan men med hydrofonsignalen (ch3) inverterad i oscilloskopet därför att hydrofonen ger en negativ signal för positivt tryck. Man ser att tryckgivaren (4) kan återge ett stadigvarande tryck en tid, men att hydrofonen (3) inte kan göra det. *Hydrophone channel inverted in the oscilloscope input amplifier.*

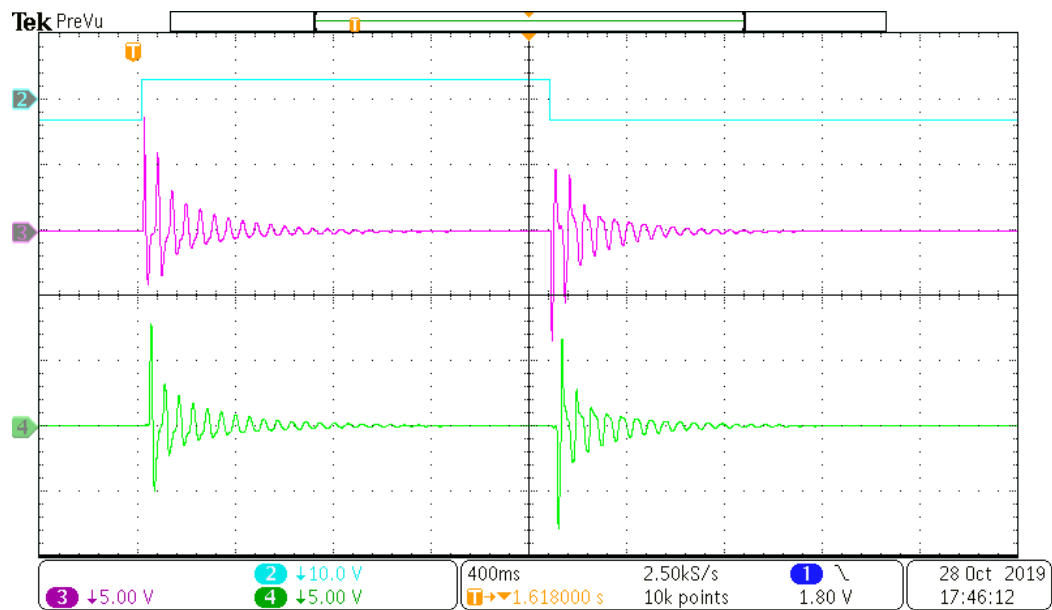
8.5.5 Effekt av positiv och negativ flank



Figur 86. TEK 477. ID3/4" slang. Fyrkantvåg positiv och negativ flank hydrofonsignaler. "Periodtid" positiv flank 64 ms, negativ flank 196 ms, men det är inte en sinusformad vågrörelse, svår att tolka. Motsvarande digitala data finns i filen "25CH4". Kanal 2 stängd, men kanalen följer samma förlopp som i bilden TEK 478. *Hydrophone signals, positive and negative square wave flank.*



Figur 87. TEK 478. Korresponderande tryckgivarsignaler. Observera trunkeringen på negativa sidan i högra delen, dvs vid kolvens återgående rörelse. Tryckgivarna förmår inte följa med ner under absoluttrycket noll. *Pressure transducer signals, positive and negative square wave flank.*



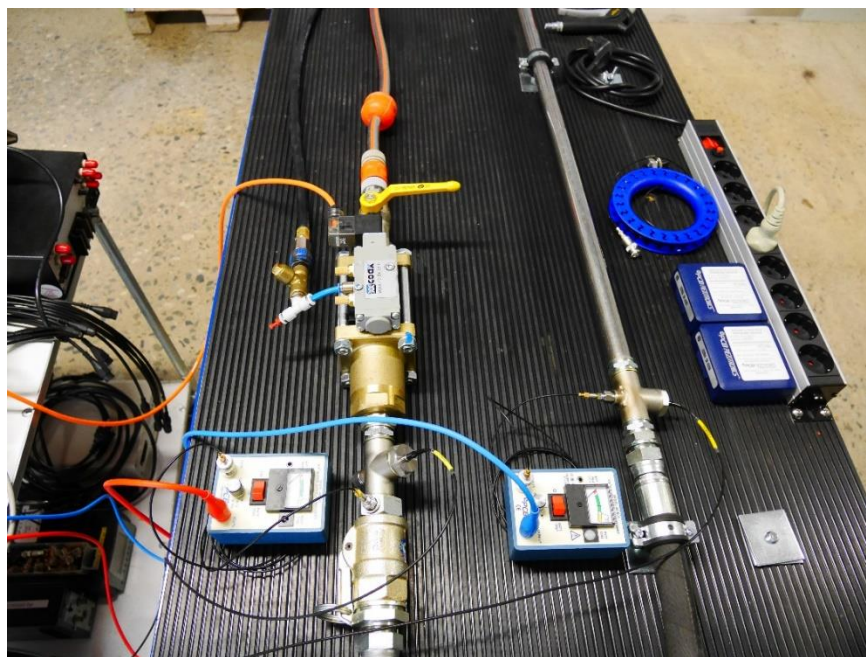
Figur 88. TEK 473 Effekten av positiv respektive negativ flank i fyrkantvågen. ID 3/4" slang. Hydrofonsignalerna svarar konsekvent. Vi ser också att en transient snabbt övergår i en resonansfrekvens som ligger strax över 16 Hz. *An initial transient is quickly transformed into a sinusoidal oscillation at the fundamental frequency of the tube.*

8.6 Försök med negativt tryckslag från koaxialventil

Dessa försök är utförda med en pneumatiskt assisterad, elektriskt styrd koaxialventil. Enligt leverantören är det den ventiltyp som kan skapa det snabbast omslaget mellan öppet och stängt läge. Det sker genom att en konisk kolv pressas mot ett koniskt ventilsäte placerat i strömningskanalen.

Då en stor del av projektet syftar till att exploatera negativa tryck kan en koaxialventil av denna typ vara ett billigt alternativ jämfört med en elektriskt styrbar hydraulcylinder med brukpump. Nackdelarna är två: Regleringsmöjligheterna består av öppet- och stängtiderna och tryckslaget styrka är beroende på flödes hastigheten. Det betyder att vid injekteringens slut blir det svårt att skapa några meningsfulla tryckslag. De flöden vi kan skapa i laboratoriet rör sig om strax under 30 l/min, vilket ligger i närheten av verkliga injekteringsflöden.

Nedan, Figur 89, visas de laborativa komponenterna. Tryckslag har skapats genom att montera koaxialventilen uppströms 1m injekteringsrör, 20 m injekteringsslang ID 3/4" och 12 m rostfritt rör OD 63.5 mm.



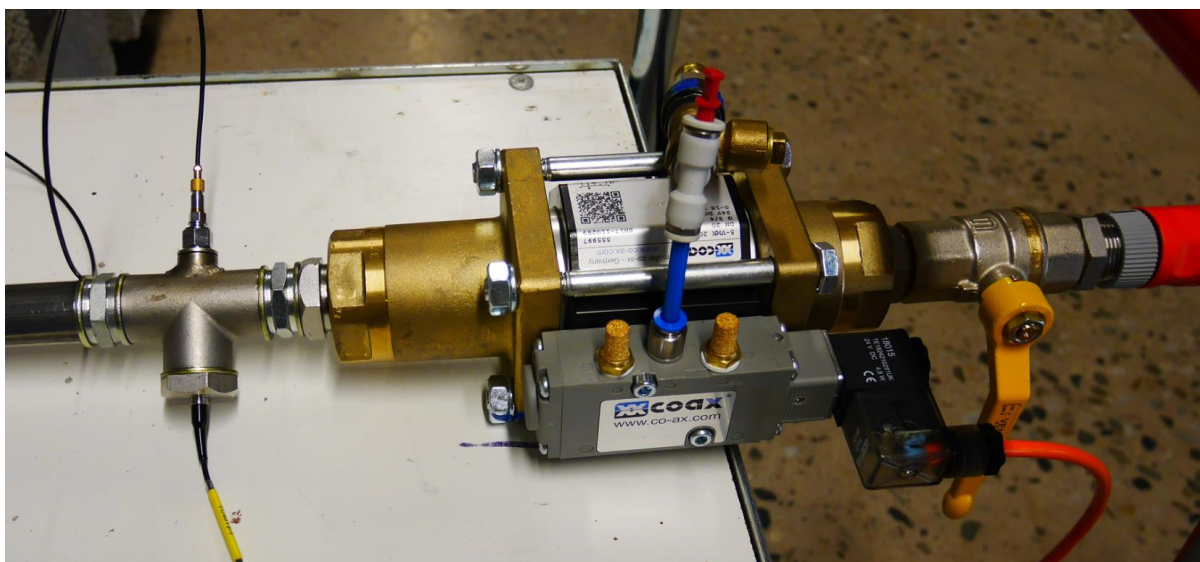
Figur 89. Upplägg av mätningarna. Koaxialventil t.v. kopplad till injekteringsrör t.h. via 20 m injekteringsslang. Tryckgivare och hydrofoner installerade före och efter slangen, vilken är testobjektet i den avbildade situationen. *Experimental setup for velocity measurements in rubber tube.*



Figur 90. 20 m hoprullad injekteringsslang. *Coiled rubber tube on lower shelf.*

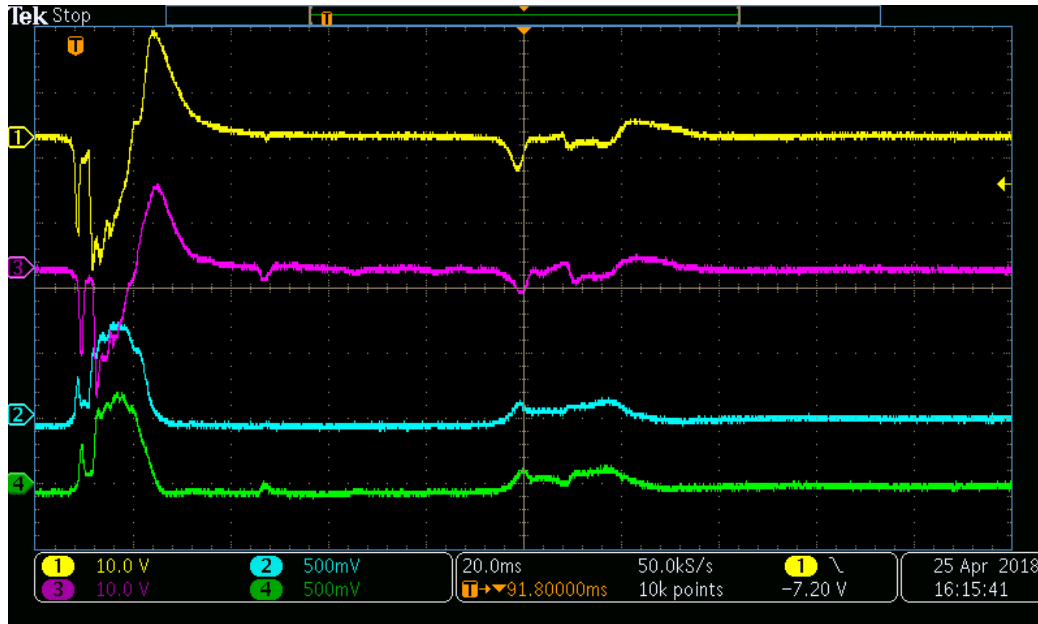
8.6.1 Tryckslagsförsök i 1 m injekteringsrör

I detta försök monterades koaxialventilen direkt mot en T-koppling innehållande en hydrofon och en tryckgivare. T-kopplingen var i sin tur kopplad till 1.0 m injekteringsrör. Efter injekteringsröret satt en likadan T-koppling med tryckgivare och hydrofon.



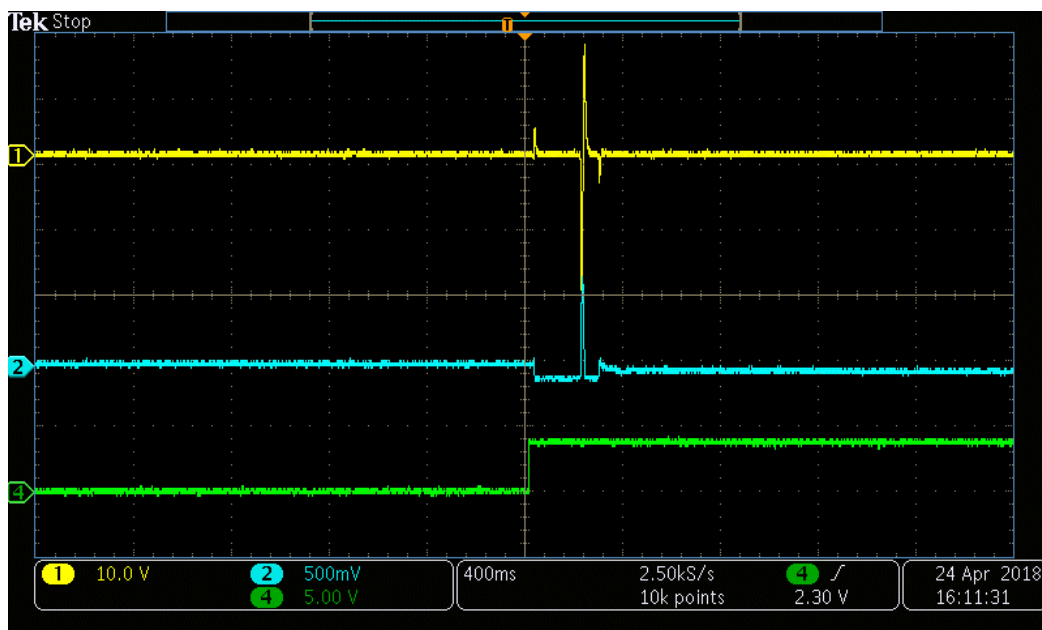
Figur 91. Koaxialventil kopplad till injekteringsrör via en mätsektion i form av en T-koppling med en hydrofon och en tryckgivare inbyggda. *Coaxial valve with pressure transducer and hydrophone.*

När ventilen stänger uppstår momentant ett övertryck när kolven slår mot sätet i ventilen. Därefter vill vattnet fortsätta sin rörelse framåt genom injekteringsröret, men då inget tillflöde längre kan ske skapas ett undertryck.

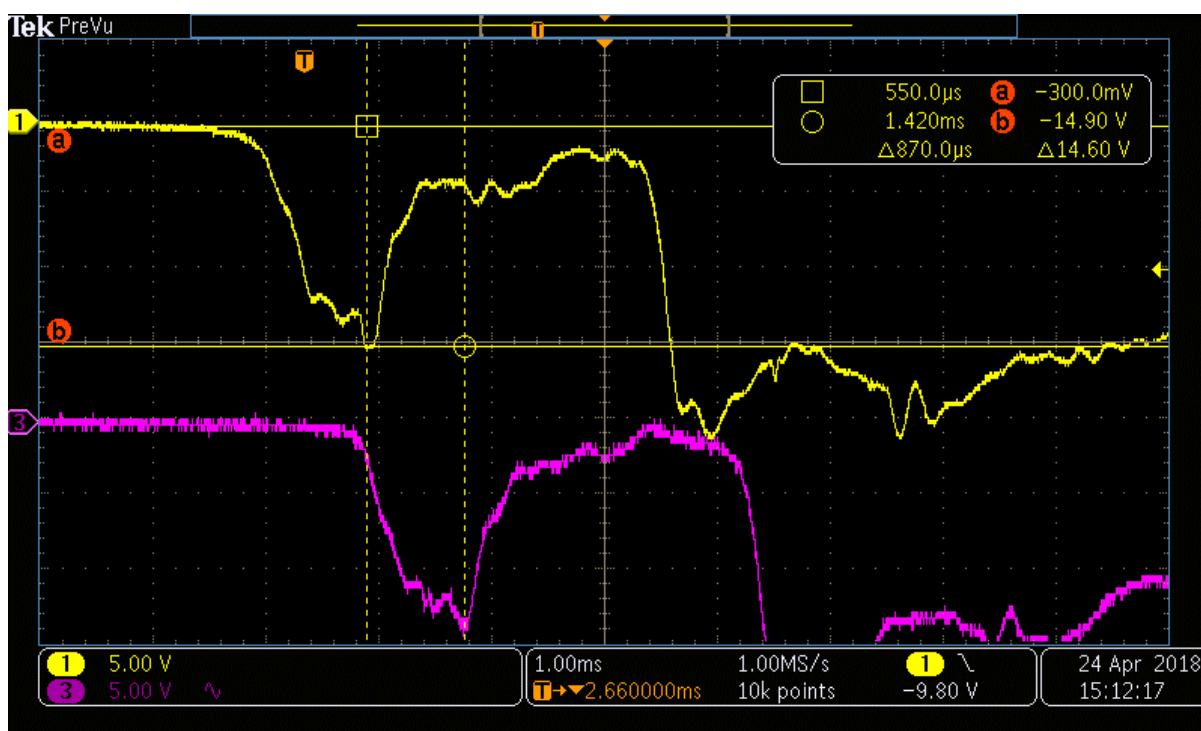


Figur 92. Ventilen stänger. Hydrofonsignalerna (1) och (3) har inverterat tecken relativt tryckgivarsignalerna (2) och (4). *Coaxial valve is closing.*

Genom att installera både hydrofoner och tryckgivare kan dessas egenskaper studeras. Det framgår att tryckgivarna inte registrerar negativa tryck, dvs lägre än vacuum samt att hydrofonerna ger inverterade signaler, dvs negativa värden för positiva tryck. Det framgår också att hydrofonerna tycks derivatera trycket, se även Figur 93 nedan. Den uppåtgående delen av hydrofonsignalerna är negativa tryck och dessa uppgår till c:a 20 V. Då hydrofonerna ger en utsignal uppgående till 1.1 V/bar innebär det att det negativa tryckslaget är -18 bar.



Figur 93. Ventilen stänger. Kanal 1 är kopplad till en hydrofon, kanal 2 till en tryckgivare. Kanal 4 i diagrammet visar styrsignalen till koaxialventilen. Hydrofonden deriverar trycket och kan alltså inte återge statiska tryck. *Large scale plot of coaxial valve closing.*



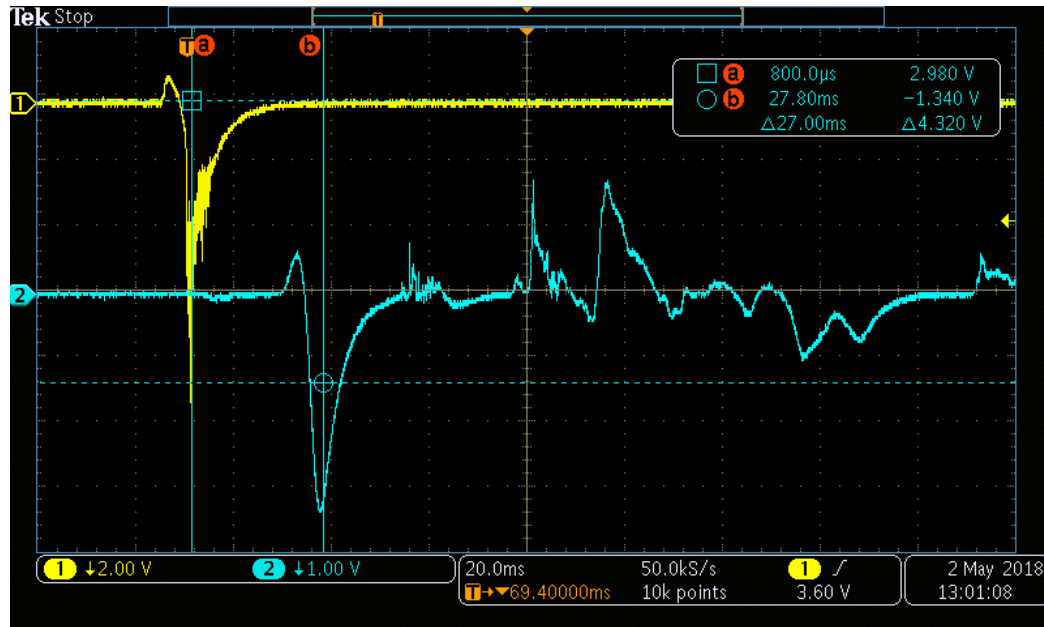
Figur 94. TEK009 Hydrofonsignaler. Ventilen öppnar. Tryckvågen anländer med 870 µs fördröjning genom 1.0 m injekteringsrör. Hastigheten blir då 1379 m/s i röret. *Valve is opening.*

I Figur 94 görs en mätning av den tid det tar för en tryckvåg att gå genom injekteringsröret. Man får en hastighet som uppgår till 1379 m/s. Viss osäkerhet råder om detta kan vara en vågutbredning i själva stålröret. Den skulle i så fall alstras av att det starka ljud koaxialventilen skapar vid öppning och stängning tolkats som en hydraulisk tryckvåg. Mätningen kommer att upprepas i nästa etapp med

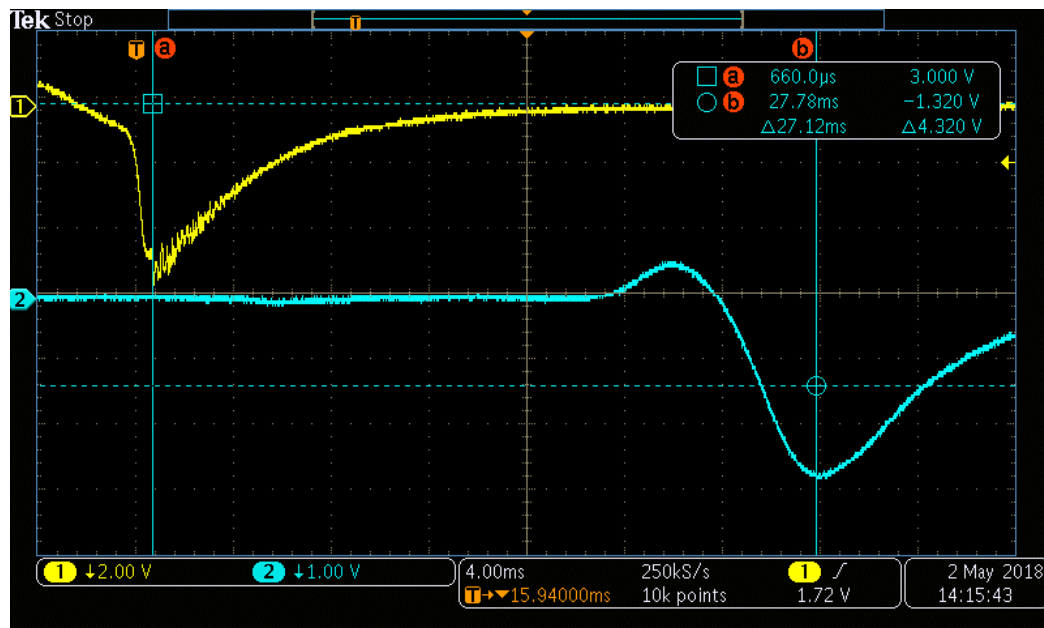
flexibel slang mellan koaxialventilen och injekteringsröret. Denna antas dämpa bort den mekaniska vågrörelsen i godset.

8.6.2 Tryckslagsförsök med koaxialventil i injekteringsslang ID 3/4"

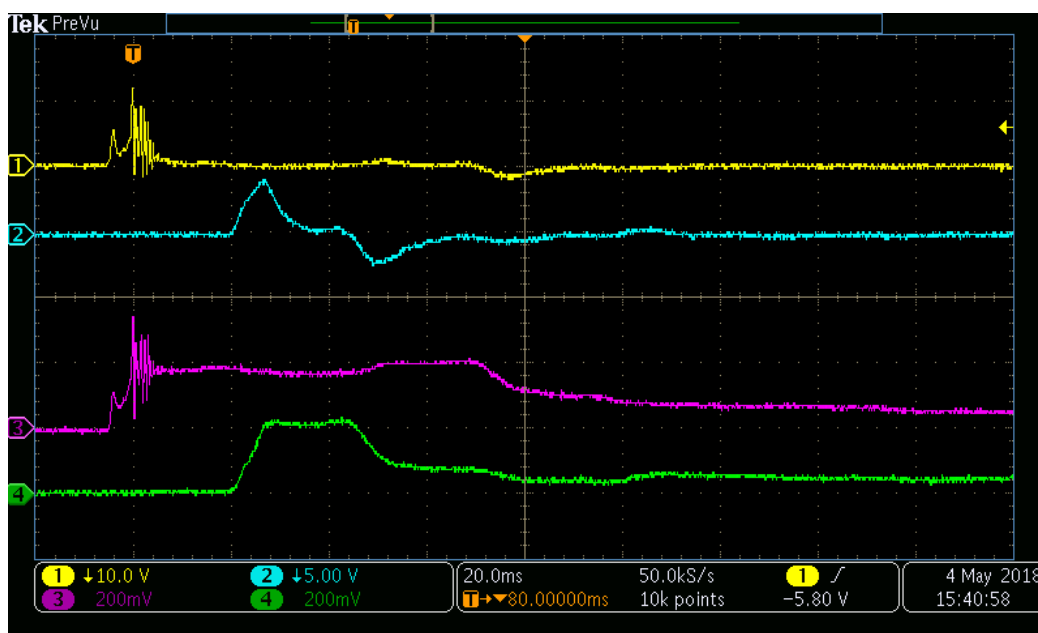
I detta försök bestäms tryckslagets hastighet genom injekteringsslangen. Försöksupplägget framgår av Figur 89 och 90.



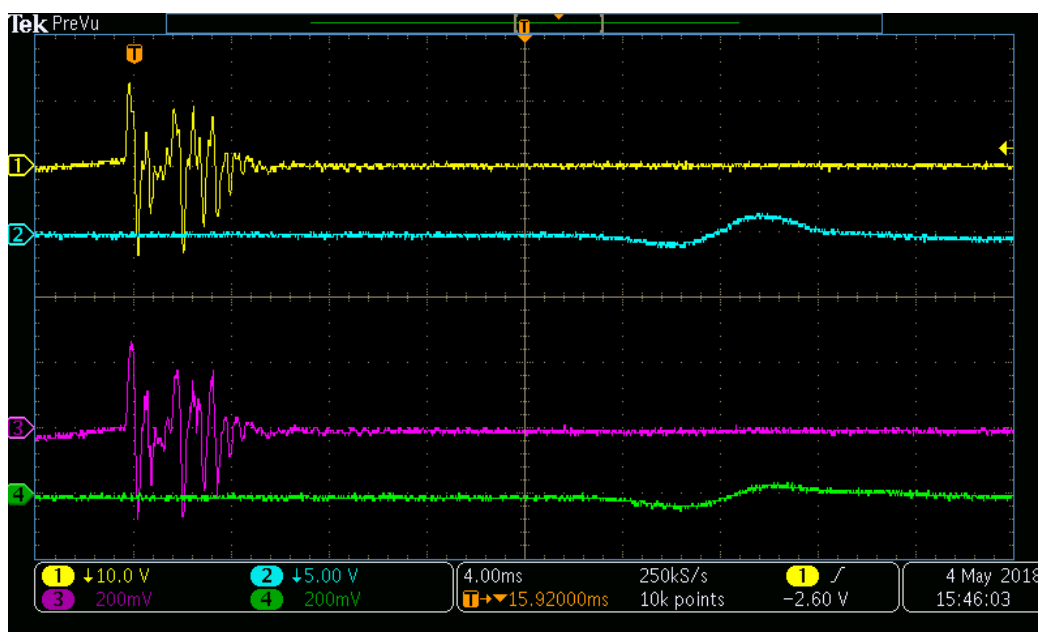
Figur 95. TEK00025. Hydrofonsignaler. Bestämning av utbredningshastigheten i 20 m injekteringsslang. Tidskillnaden blev 27 ms, vilket motsvarar hastigheten 740 m/s. *Pressure wave transfer time in the tube.*



Figur 96. TEK00026. Inzoomning i föregående figur. Ventilen öppnar. Ytterligare förstoring av det tidiga förloppet. De snabba oscillationerna i kanal 1 är troligen oscillationer inuti koaxialventilen, som fortplantas ut i vätskan. *Zoom-in into previous figure.*



Figur 97. TEK00041. Ventilen öppnar. Fullt flöde. Detaljstudie. Hydrofoner (1,2) och tryckgivare (3,4). Det verkar som att hydrofonerna differentierar trycket. Kanal 2 ser ut som derivatan av kanal 4. *Hydrophones appear to be differentiating the pressure.*



Figur 98. TEK00042. Vattenflödet helt strypt, det enda som registreras är ljudutbredning från öppning av ventilen och dess rörelse. Hydrofoner (1,2) och tryckgivare (3,4). *No water flow. The sensors closest to the valve only register the sound produced by the opening of the coaxial valve.*

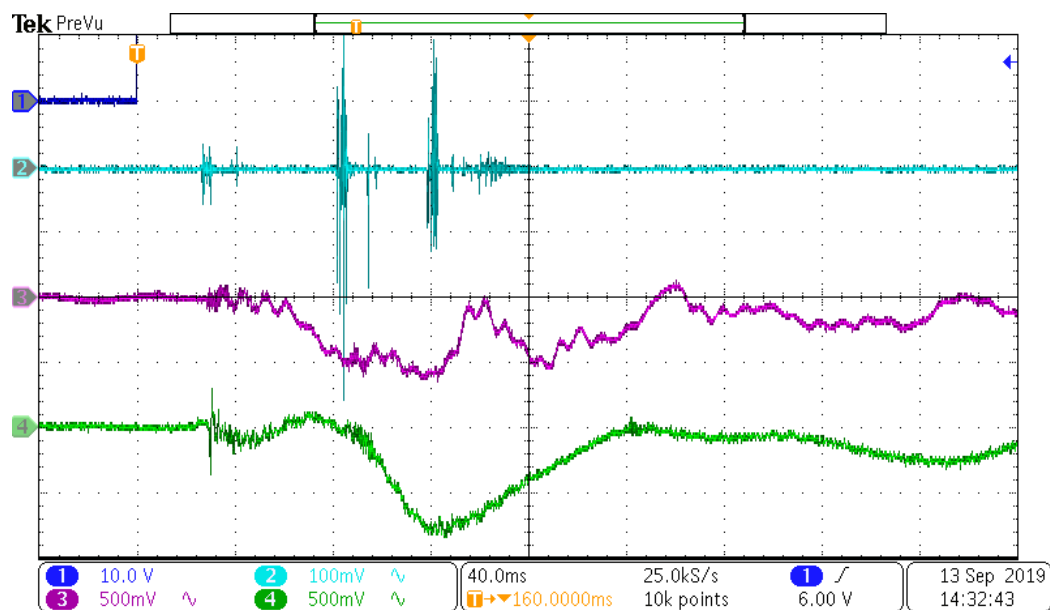
Oscillationerna i signalerna från hydrofon/tryckgivare i slangens ände, Figur 98, beror sannolikt på ventilens rörelse (reaktionskraft) vid stängning respektive öppning. Kanal 1 och 3 mäter strax efter koaxialventilen, kanal 2 och 4 mäter efter 20 m slang.

8.6.3 Tryckslagsförsök med koaxialventil i borrhålssimulator

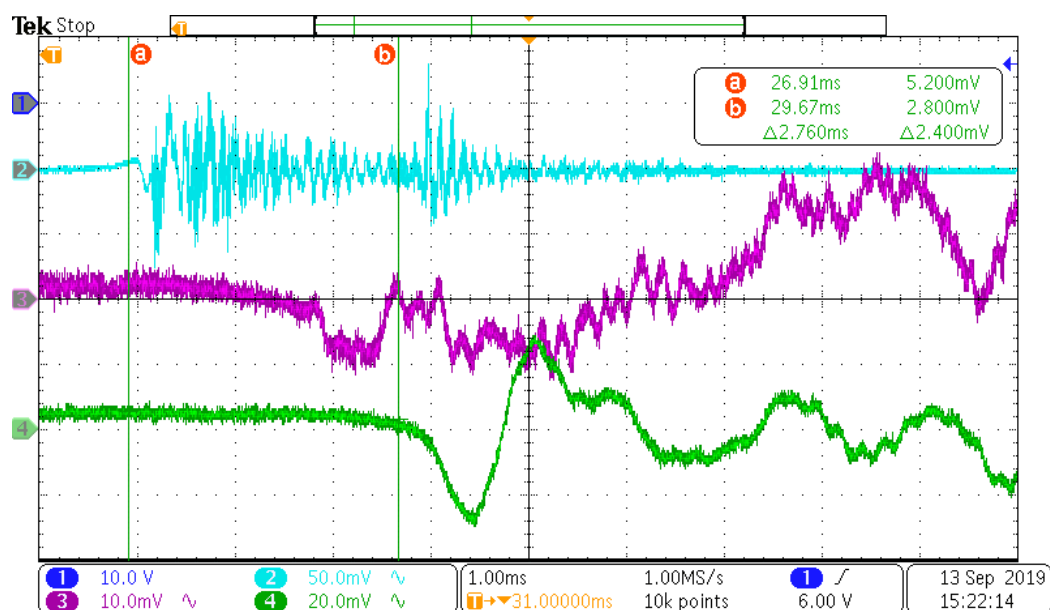
Borrhålssimulatorn är under uppbyggnad och består i dessa försök av två hopkopplade, 6 m långa rostfria rör med ytterdiametern 63.5 mm, se Figur 99. Diametern är snarlik förekommande borrhål för injekteringssyfte, men dessa kan vara upp till 25 m långa. Som framgår av bildmaterialet är koaxialventilen monterad direkt mot ett 1 m långt injekteringsrör som är instuckt i det grövre röret. Injekteringsröret är försett med en autentisk packer, som tätar mot det rostfria röret genom att packern expandrar när man vrider på en stång kopplad till packerns gängor. En skyddsanordning garanterar att packern inte kan flyga ut ur röret.



Figur 99. Närmast i bild den elektriskt styrda, tryckluftassisterade koaxialventilen som snabbt kan avbryta flödet i injekteringsröret och den 12 m långa borrhålssimulatorn. *Electrically controlled coaxial valve mounted in the borehole simulator.*

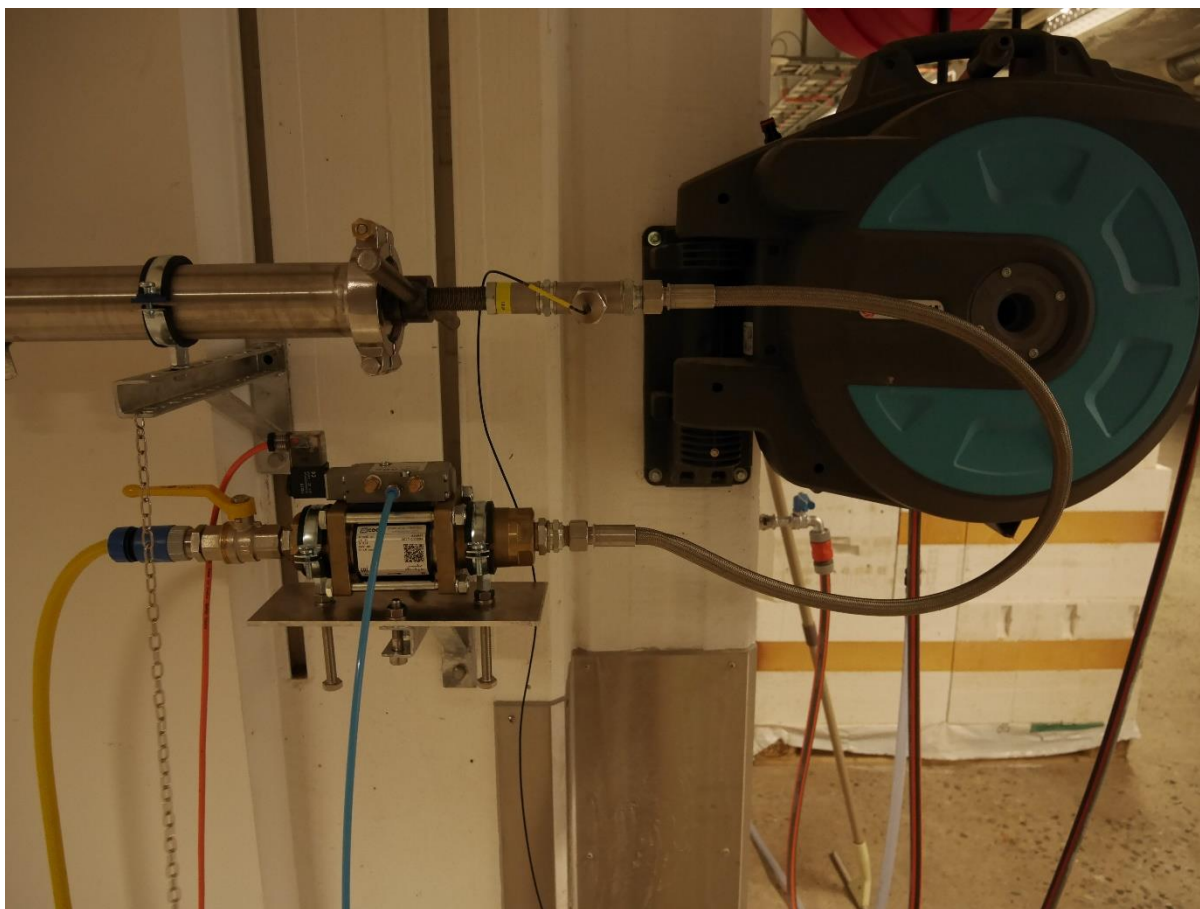


Figur 100. Överblick av förloppet under 400 ms.



Figur 101. Inzoomning i föregående figur som visar att utbredningshastigheten för den först anländande vågen är 4350 m/s och därmed inte kan ha gått genom vätskan ($12\text{m}/2.76\text{ms}$). Det måste vara en vågrörelse i själva röret, initierad av ventilens anslag mot ventilsåtet. *Downstream water hammer experiment*.

Bestämning av utbredningshastigheten för tryckslag i borrhålssimulatore gav orimligt höga värden. Därför misstänks att det ljud som koaxialventilen skapar vid omslag kopplar direkt till metallen i röret och att det alltså är en utbredningshastighet i detta som mätts upp. Liksom i föregående fall avses detta korrigeras genom att en mjuk slang kopplas in mellan ventilen och injekteringsröret, se Figur 102 nedan.



Figur 102. Akustisk isolering av koaxialventil och injekteringsrör med en flexibel slang. *Modified installation to prevent mechanical sound to reach the sensors.*

Eftersom det uppstod direkt överhörning av det mekaniska ventilomslaget i alla sensorer i föregående försök i borrhålssimulatorn, byggdes installationen av den elektriskt styrda pneumatiskt assisterade koaxialventilen om så att förbindelsen mellan ventilhuset och injekteringsröret skulle vara mjuk, i det här fallet en armerad slang, Figur 102.

Om man skulle vilja utföra injektering med koaxialventil kan ventilen monteras direkt på injekteringsröret som i det utförda försöket. Det är endast av mättekniska skäl som det är nödvändigt att koppla isär ventil och rör mekaniskt, så att man kan försäkra sig om att det är en vågrörelse i vätskan som registreras.

8.7 Slangarnas mekaniska egenskaper

Om man skall modellera dynamiska fenomen i slangarna måste man känna till deras elastiska egenskaper. Dessa bestäms dels av gummit, men framförallt av den stålkord som är ingjuten i gummimassan. Man behöver känna elasticitetsmodulen i longitudinell och transversell riktning, man måste alltså undersöka töjningen med en tvåaxlig trådtöjningsgivare under det att man ökar trycket inuti slang. Av säkerhetsskäl är det bäst att göra detta med vatten, men för låga tryck kan man göra det med luft. Risker med innesluten luft under högt tryck är att effekten vid slangbrott blir explosiv när luften expanderar.

Sådana försök kräver särskilda installationer och därför har två 1 m långa slangbitar med kopplingar tillverkats. Försök med inre tryck utförs i kommande etapp.

Till dessa slangar gjordes också två anpassningar till enaxligt dragtest. Detta har ju inte med slangens funktion under tryck att göra, men är intressant som jämförelse. Vid longitudinellt drag deformeras ju stålkorden utan nämnvärt motstånd och man får utan vidare 10% töjning för dragkrafter under 1 kN (100 kg). Dvs slangarna fungerar närmast som gummiband. Vid inre tryck blir situationen helt annorlunda eftersom trycket vill expandera korden både i radiell och longitudinell riktning samtidigt. Därmed balanseras krafterna och töjningarna blir små, eftersom det är stålets egenskaper som spelar in.

8.7.1 Enkelt dragtest av slang med 3/4" innerdiameter

Denna slangtyp har ett lager stålkord vilket visas av Figur 103 där det yttre gummilagret slipats bort. Stålkorden ligger i ett vanligt kryssmönster. Därmed kan slangen inte motstå drag därför att stålkorden förlängs samtidigt som dess diameter minskar. Då inget mottryck finns inuti slangen blir E-modulen mycket låg och saknar relevans vid modellering.

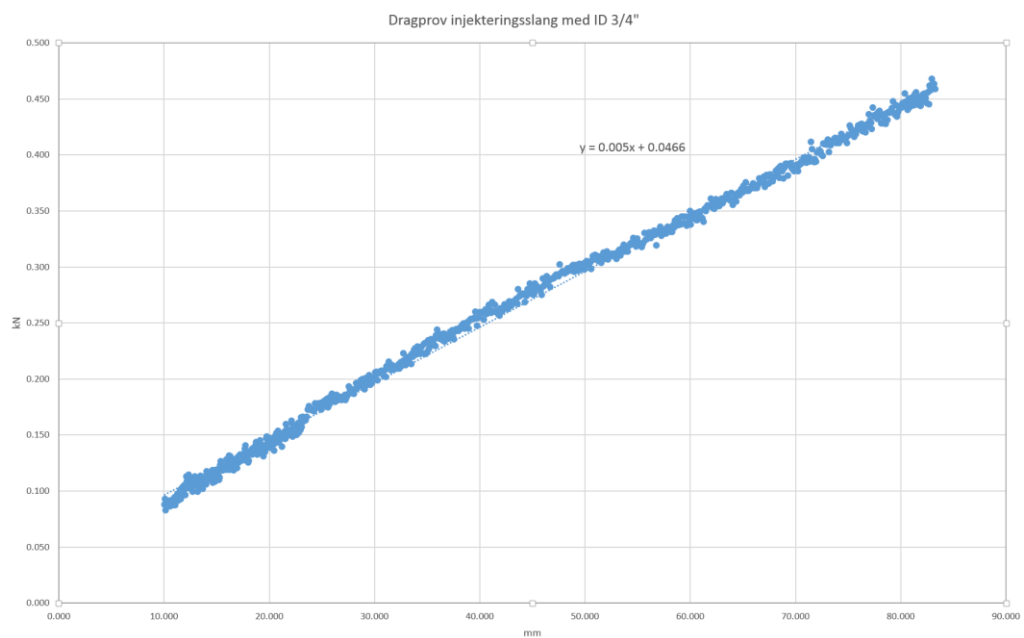


Figur 103. Slang med innerdiameter 3/4". Ett lager stålkord krysspunnet. *The single layer steel cord of the ID 3/4" grouting tube.*

Dragprovet redovisas i Figur 105 nedan. Slangen visade sig ha en fjäderkonstant uppgående till 5 kN/m. Obelastad var dess ytterdiameter mitt på provet 28.39 mm och vid testets avslutning 26.82 mm.



Figur 104. Enkelt dragtest av slang med ID 3/4". Fäste för draganordningen passar i slangkopplingens 1/2" gänga.



Figur 105. Dragprov med injekteringsslang ID 3/4". Fjäderkonstanten är 5.0 kN/m.

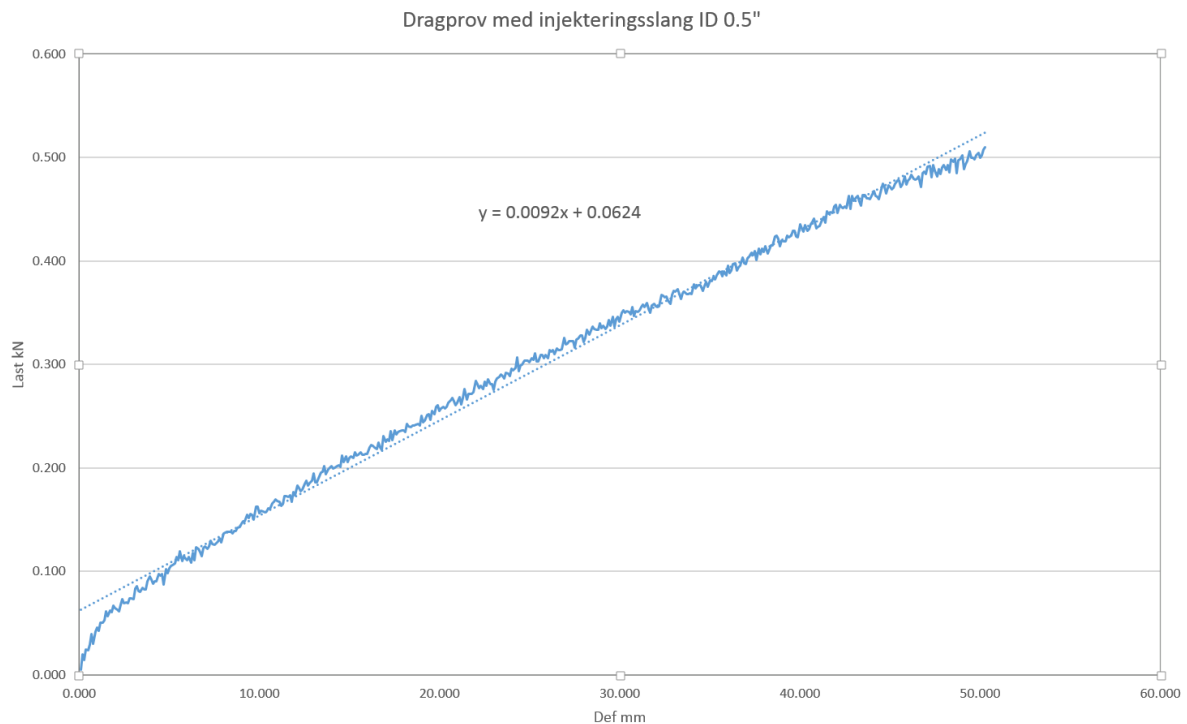
8.7.2 Enkelt dragtest av slang med 1/2" innerdiameter

Denna slangtyp, som är avsedd för oljehydraulik, har två lager stålkord, vilket visas av Figur 106 där det yttre gummilagret slipats bort. Stålkorden ligger i ett vanligt kryssmönster. Slangen får därmed egenskaper påminnande om den grövre injekteringsslangen vid enkelt dragprov.



Figur 106. Slang med innerdiameter 1/2". Två lager stålkord krysspunnet. The two layer steel cord of the ID 1/2" tube.

Dragprovet redovisas i Figur 107 nedan. Slangen visade sig ha en fjäderkonstant uppgående till 9.2 kN/m. Obelastad var dess ytterdiameter mitt på provet 20.95 mm och vid testets avslutning 19.80 mm.



Figur 107. Dragprov med injekteringsslang ID 1/2". Fjäderkonstanten är 9.2 kN/m.

9 FUNDERINGAR KRING FRAMTIDA IMPLEMENTERING

I detta korta kapitel görs en diskussion kring resultatens implementering vid injekteringsarbete i tunnlar. Vissa av dessa frågeställningar är av industriell natur och därför svåra att ge uttömmande svar på. Men andra är mer generella och lättare att belysa för författaren. Frågorna - *i kursiv text* - är ställda av Tommy Ellison, BESAB AB, som är en av deltagarna i referensgruppen.

9.1 Risker

Innebär tekniken ökade risker vid användning i tunnelproduktion? Kan den ge så höga energimängder att trycket i bergsprickorna höjs, och risken för ras ökar?

Metodiken går ut på att skapa oscillerande rörelser i injekteringbruket och därmed förbättra viskositeten och förhinda eller bryta upp utvecklingen av filterkakor i trånga sprickor. Det är alltså stora amplituder i oscillation som är eftersträfvansvärda, inte höga statiska tryck.

I försöken har det skapats negativa tryck, dvs tryck lägre än vacuum. Sådana tryck är visserligen mycket kortvariga, men de kan jämföras med kapillärkrafter. Sådana krafter förstärker sammanhållningen i ett material. Jämför fuktig och torr sand.

Det vore intressant med en undersökning av hur berget beter sig vid dynamisk excitering. Vid statiskt tryck fungerar ju trycket i sprickorna som en domkraft, men vid oscillerande tryck går ju domkraften

fram och tillbaka hela tiden. Det oscillerande trycket kan läggas rätt fritt i förhållande till det statiska, som ju är nödvändigt för att skapa ett flöde i bruket. Man kan föreställa sig att det finns tröghetskrafter i bergets massa som gör att en kortvarig tryckpuls inte förmår mobilisera tillräckligt stora rörelser i berget för att det skall kunna påverka dess stabilitet. (Impulssatsen: $m \times v = M \times V$, där stora bokstäver betecknar berget, små bruket.)

Projektet avser återkopplad resonans. Hittills har resonanser i den tekniska utrustningen studerats samt att det finns resonanser också i förgrenade kanalsystem som sprickor, simulerat med slangträd. Men det är också möjligt att hämta återkopplingen från de vibrationer som mer eller mindre naturligt förekommer i berggrunden. Man sätter då en sensor på berget och återkopplar denna signal till den dynamiska injekteringspumpen. Är frekvensen låg kan man tänka sig att en ganska stor bergvolym svänger i takt och kan exciteras till högre nivå. Om man gör det är det en naturlig följd att rörelserna i själva berget ökar genom den dynamiska injekteringen. Den ökade rörelsen i berget gör att trånga sprickor kommer att öppna och stänga sig kring normalläget, vilket minskar strömningsmotståndet i den öppnare fasen. Friktionen när sprickorna sluter sig igen minskar då sannolikt och man kan skapa instabilitet. Men detta är ju något som sker framför stuffen, så frågan är om det är riskfyllt.

9.2 Kontinuerligt eller intermittent oscillation

Kan dynamiken användas intermittent ungefär som en vibro på en betongficka/bask? Den kanske bara behövs när inträngningsmotståndet ökar, och injekteringstrycket närmar sig designtryck alternativt flödet går mot noll?

I experimenten har två mekanismer studerats nämligen tryckslag och oscillerande tryck. Tryckslag är beroende av flödande vätska, så det tryckfall man kan skapa i spricksystemet blir störst i början av injekteringen. Mot slutet, när flödet närmar sig noll, skapas inga tryckslag då man stänger en ventil. De oscillerande trycken ökar däremot ju större motståndet är, har experimenten visat.

Men fördelarna med oscillerande tryck skall ju hypotetiskt vara två, dels att förbättra injekteringsbrukets viskositet och dels att bryta ner, eller hindra uppkomsten av filterkakor i smala passager.

Rent tekniskt kan båda mekanismerna användas intermittent, men när flödet börjar närma sig noll fungerar inte längre tryckslagmetoden med snabbt slutande ventil och det är troligen försent att åstadkomma någon förbättring med den oscillerande metoden eftersom tixotropi och filterkakor begränsar flödet.

9.3 Utrustningens omfattning

Hur stor/tung behöver dessa delar av utrustningen bli?

Detta beror på hur metodiken implementeras. En snabbslutande ventil kan med fördel installeras så nära injekteringsröret som möjligt, efter slangen. En sådan ventil väger c:a 5 kilo. Man skall vara medveten om att det uppstår två tryckslag när en sådan ventil sluter. Ett positivt som går tillbaka mot pumpen genom slangen och ett negativt som går in i injekteringsborrhålet.

I en implementering får man förutsätta att det statiska trycket åstadkoms på konventionellt sätt. I Sverige sker detta med kolvpumpar, men man kan också göra det med skruvpumpar. Det statiska trycket skall överlagras det dynamiska i nästa skede. Det kan t ex ske genom att det mer eller mindre kontinuerliga flödet från injekteringspumpen leds in i den pump som åstadkommer de dynamiska tryckvariationerna. De tekniska lösningarna som fordras för detta har inte studerats i genomförda experiment. I dessa har det statiska trycket och det kontinuerliga flödet hämtats från vattenledningssystemet i laboratoriet och kopplats in i den dynamiska pumpen via en backventil. Denna ventil är till för att de oscillerande trycken inte skall propagera ut i vattenledningen.

Man kan också tänka sig att den ordinarie kolvpumpen, som kan bestå av två tandemkolvar eller en dubbelverkande kolv (Epiroc), förses med ett styrsystem som medger att kolven oscillerar kring ett läge som samtidigt förs framåt för att skapa ett flöde. Detta kan åstadkommas genom att styrfunktionen är en skev sinus, d.v.s att t. ex. 5 mm framåtrörelse följs av 4 mm bakåtrörelse. Då blir ju nettot 1 mm framåt, alltså ett flöde. En förutsättning för att detta skall kunna ske är att hydraulpumpen i aggregatet kan åstadkomma det flöde som oscillationerna kräver. Ett sådant experiment kan utföras i den befintliga laborieutrustningen.

Det finns inget entydigt svar på frågan. Den utvecklade pumpen väger c:a 100 kg inklusive styrsystemet. Så långt hydraulpumpen i ett injekteringsaggregat räcker till kan man antagligen åstadkomma oscillationer med ganska enkel teknik. Utförda försök i denna etapp visar att man inte nödvändigtvis måste excitera med sinusformade vågor utan att man kan skapa resonans även genom taktning, dvs när styrsystemet sänder fyrkantvåg. Den elektronik som fordras för detta är väsentligt mycket enklare, och billigare, än om sinus skall användas.

9.4 Kostnader

Vad kan kostnaden bli för att komplettera utrustningen?

Det är verkligen inte lätt att säga, men kan man köra befintliga hydraulcylindrar så att de blir styrda genom återkoppling rör det sig om några tiotal tusen kronor gissar jag. Kanske måste man också ändra i flödesvägarna, jag har inte tittat på det.

Själva hydraulcylindern med styrsystem från MOOG kostade drygt 400.000:- och resten av testsystemet cirka 100.000:-

10 SLUTSATSER

I tidigare försök utförda av andra har oscillerande tryck vid injektering undersökts. Föreliggande projekt tillför tanken att man genom att oscillera vid injekteringssystemets dominerande resonansfrekvens kan bygga upp oscillerande tryck som är mycket större än vad den använda pumpen ensam förmår skapa. Därmed kan man förhoppningsvis åstadkomma att oscillationerna kan tränga långt ut i spricksystemet. Dessutom skall oscillationen skapas genom återkoppling, vilket innebär att systemet själv finner optimal frekvens. Villkoret för att detta skall kunna ske är att det finns tydliga resonanser i injekteringssystemet.

I syfte att verifiera att så är fallet har ett injekteringssystem byggts upp med så långt möjligt autentiska komponenter. Systemet är inte riktigt färdigt men omfattar, när denna rapport skrivs hela kedjan från en elektriskt styrbar hydraulcylinder, en injekteringspump, injekteringsslang av olika dimensioner, en borrhållssimulator och ett slangträd som utgör en impedansanpassning och simulering av grövre sprickor. Detta skall kompletteras med en fotolitograferad simulator för små sprickvidder i kommande etapp.

Detta system har designats och monterats av författaren till rapporten och komponenterna tillverkats vid Fasta Tillståndets Fysiks verkstad i Lund. Därefter har systemet installerats med hjälp av personal från tillverkaren av hydraulcylindern MOOG och brukspumpen körts in. Avslutningsvis har flera experiment utförts med den unika anläggningen.

Som ett litet sidospår finns en alternativ källa till tryckvariationer som består av en pneumatiskt assisterad koaxialventil med förmåga att snabbt avbryta ett flöde. Därigenom kan en negativ tryckpuls åstadkommas nedströms till betydligt lägre kostnad än med den hydraulcylinderbaserade brukspumpen, fast med betydligt mindre laborativ flexibilitet. Med hydraulpumpen kan ju vilka tryckhistorier som helst skapas inom den tillgängliga bandbredden som är ungefär 0 - 250 Hz.

Tillsammans med KTH har två versioner av sk "kort spalt" tillverkats. Dessa skall användas för att undersöka injekteringsbruks genomträngningsförmåga i tunna sprickor.

Det viktigaste experimentet är att undersöka om autentiska komponenterna företer resonanta egenskaper och vilka utbredningshastigheter man kan förvänta sig. Återkopplad resonans demonstrerades för ett annat hydrauliskt system i föregående rapport.

De mest omfattande försöken avser egenskaperna i två injekteringsslangar med innerdiameter 3/4" respektive 1/2" samt det tillverkade bifurkerande slangträdet bestående av en följd av 2 m långa plastslangar med ytterdiameter från 12 mm till 4 mm, således 16 av den klenaste dimensionen. Tester har skett med öppet och slutet system med frekvenssvep (sinus) och transient excitering. Sinusexciteringen har skett i bandet 5 - 55 Hz då tester visat att inga signifikanta resonanser förekommer vid högre frekvenser. Med öppet system menas att vatten vid vattenledningstryck strömmar genom systemet med c:a 8 l/min och vid slutet system är såväl tillförsel som avlopp stängda. Det inneslutna vattnet befinner sig i viloläge vid vattenledningstrycket c:a 5 bar.

För båda typerna av injekteringsslang finner man resonansfrekvenser. Resonansernas amplitud blir 3-10 ggr starkare vid slutet system, vilket motsvarar slutet av injekteringsarbetet när motståndet blir större. Resonansfrekvenserna ligger i intervallet 17 - 51 Hz och man kan iakta övertoner i flera fall. För den grövre injekteringsslangen och sinusexcitering beräknas fashastigheten i storleksordningen 680 m/s för sinusexcitering och grupphastighet/chockvåghastighet 909 m/s. Det har också visats att en

transient excitering snabbt övergår i en oscillation vid slangens resonans-frekvens. Resonans-frekvenserna verkade vara oberoende av om systemet var öppet eller slutet.

För den klenare slangen erhålles resonansfrekvenser i intervallet 15 - 48 Hz och det är inte lika tydligt att det rör sig om övertoner, som det är med den grövre slangen. Resonansernas amplitud ökar en faktor 3-10 ggr för det slutna systemet. Fashastigheten blir i storleksordningen 1000 m/s för öppet system och 700 m/s för det slutna systemet. Vid transient exciteringen erhålles en gruppshastighet/chockvågshastighet om drygt 900 m/s, den hastigheten är oberoende av om systemet är öppet eller slutet.

För slangträdets erhålls resonanser i intervallet 10 - 42 Hz med de högre frekvenserna för öppet system. Uppnådda tryck ökar en faktor 10 vid slutet system. Fashastighet är ett meningslöst begrepp på grund av slangträdets komplexa uppbyggnad. Resonansernas amplitud ökar väsentligt vid slutet system. Gruppshastigheten/chockvågshastigheten är tryckberoende och ligger för det öppna systemet i intervallet 370 - 447 m/s och för det slutna systemet blev de 370 m/s.

Dessa försök visar att man erhåller resonanser i systemet och att resonant återkoppling därför är möjlig. Mottrycket och i vissa fall resonansfrekvensen verkar vara parametrar som beskriver injekteringsförloppet.

Därutöver har en del övriga observationer gjorts i kompletterande försök.

-Vågformen "cardiac" som är en fast vågform i den använda vågformsgeneratoren, ger upphov till en chockvåg. Sådana tillskrivs olinjäritet i kanalen som gör att vågor med lägre amplitud färdas långsammare än vågor med högre amplitud. Om man alltså skickar en vågform med rätt stegring av amplituden kan man åstadkomma att alla vågdelar anländer samtidigt, vilket resulterar i en brant tryckökning med hög amplitud i en punkt nedströms. Vågformen "cardiac" sänd med frekvensen 1 Hz i den 20 m långa slangen med 1/2" innerdiameter ger ett sådant resultat. Den transienta exciteringen kan åstadkomma något liknande, men inte lika tydligt.

-De sensorer som har använts är tryckgivare och hydrofoner. Genom flera experiment har dessas egenskaper bestämts. Tryckgivarna har en tidskonstant, vilket innebär att de bara kan visa ett statiskt tryck under en kortare period. Vid långvarig exponering för ett statiskt tryck sjunker utsignalen till noll. Tryckgivarna kan inte heller registrera negativa tryck, dvs tryck lägre än vacuum. Sådana tryck kan uppstå i vätskor men inte i en gas. Hydrofonerna å andra sidan, kan mäta negativa tryck, men inte statiska över huvud taget. De deriverar en trycksignal, vilket innebär ett 90-gradigt fasskift vid sinusexcitering men ingen frekvensskillnad. Hydrofonerna ger en negativ utsignal för en positiv trycktransient. *Hydrofoner är därför att föredra vid försök med återkopplad resonans, då DC-termen inte har någon aktualitet för sådana effekter.*

-Taktning är fenomenet att sända diskreta fyrkantvågor så att de samverkar med reflekterade vågor i systemet. Det har demonstrerats att man därigenom kan uppnå en stegrad trycknivå, på samma sätt som vid resonant excitering. Man kan tala om entakt om man tar varje återvändande transient och tvåtakt om man tar varannan o.s.v. Det senare kan bli nödvändigt om man inte kan sända fyrkantvågor med tillräckligt hög repetitionsfrekvens för att gå i entakt.

-Som redan antytts kommer en inledande transient att snabbt omvandlas till en sinusformad oscillation vid systemets resonansfrekvens. *Skulle det vara svårt att få igång återkopplad resonans behöver man således bara injicera en transient, så börjar systemet svänga vid den dominerande resonansfrekvensen.*

-Försök har gjorts med den elektropneumatiskt assisterade koaxialventilen kopplad till ett injekteringsrör, en injekteringsslang och borrhålssimulatore. Koaxialventilens omslag är en betydande ljudkälla. Misstanke om att ljudöverföring genom metallgodset förekommit vid mätning med injekteringsrör och borrhålssimulator gör att resultaten avseende hastigheter bör tas med försiktighet. Mätning av hastigheten för tryckvågen i slang blev 740 m/s vilket verkar rimligt. I injekteringsröret uppmättes ett negativt tryck om -18 bar. I fortsatta försök med koaxialventilen leds tryckvågen genom en meter injekteringsslang innan den kopplas in i injekteringsrör eller borrhålssimulator. Därigenom bör överhörningen av tillslagsljudet kunna minskas väsentligt, då gummi dämpar ljud.

11 REFERENSER

1. PUSCH, R., (1992), Executive Summary and general conclusions of the Rock Sealing Project. Stripa Project, Technical Report TR 92-27, SKB, Stockholm
2. ROSENKVIST, M., (2011), "Vägledning för cementinjektering av betongkonstruktioner – Projektering, utförande och kontroll. ELFORSK Rapport 11:60
3. JANSSON, T., (1999) "Beräkningsmodeller för injektering testade i laboratorium", SveBeFo rapport 40
4. <https://www.britannica.com/science/sound-physics/Open-tubes>
5. H. Levine and J. Schwinger, (1948), "On the radiation of sound from an unflanged circular pipe," Phys. Rev. **73**, 383.

Av referensgruppen rekommenderade arbeten

- Daniel Eklund, (2006), "Inträngningsförmåga hos cementbaserade injekteringsmedel", BeFo R73
- Magnus Axelsson, (2009) "Prevention of Erosion of Fresh Grout in Hard Rock", Doktorsavhandling, Chalmers, Bygg- och miljöteknik, Geologi och geoteknik, ISBN 978-91-7385-234-0, serie 2915
- Miriam Zetterlund, (2014) "Value of information Analysis in Rock Engineering Investigations", Doktorsavhandling, Chalmers, Bygg- och Miljöteknik, Geologi och geoteknik, ISBN 978-91-7597-023-3, serie 3704