



Institutionen för vattenbyggnad  
Chalmers tekniska högskola

Department of Hydraulics  
Chalmers University of Technology

## TRYCKSLAG

Ett datorprogram för tryckslagsberäkningar

av

**Britt-Marie Dahlberg**

Examensarbete

nr. 1988:8

Göteborg 1988

---

Adress: Institutionen för vattenbyggnad  
Chalmers tekniska högskola  
412 96 GÖTEBORG

Telefon: 031-72 10 00

## FÖRORD

ABV-Teknik i Göteborg projekterar bl.a. mindre vattenkraftverk. För att vid förprojektering och projektering kunna beräkna de krafter som vid tryckslag uppstår i tilloppssystemen till kraftverken, var ABV-Teknik intresserade av ett för sin dator skraddarsytt beräkningsprogram.

De lämnade då en intresseförfrågan till Institutionen för vattenbyggnad på Chalmers tekniska högskola i Göteborg om de kunde ta fram beräkningsprogrammet som examensarbete.

Resultatet av denna förfrågan är programmet TRYCKSLAG.

TRYCKSLAG är framställt på ABV's minidatorsystem PRIME och kan användas för uppskattning av tryckslag vid dimensionering av ventiler och tilloppstuber till små vattenkraftverk.

Handledare:

Anders Sjöberg  
Institutionen för vattenbyggnad.

Ulf Fredberg  
ABV-Teknik.

INNEHÅLL	SID	
1	INLEDNING.	1
2	TRYCKSLAG I MINDRE KRAFTSTATION.	2
2.1	Kraftverkets principiella uppbyggnad.	2
2.2	Turbinstopp.	3
2.3	Simulering av turbinstopp m.h.a ventilstängning.	4
2.3.1	Bakgrund.	4
2.3.2	Den förenklade beräkningsmodellen.	6
3	PROGRAMBESKRIVNING.	7
4	BERÄKNINGSMETOD.	8
4.1	Stationär strömning.	8
4.2	Tryckslagsförloppet.	9
4.2.1	Trycknivå och flödeshastighet.	9
4.2.2	Tryckvågens fortplantningshastighet.	10
4.2.3	Tidssteg för beräkning.	11
5	INDATA.	12
5.1	Beskrivning av tubsystemet.	12
5.1.1	Antalet deltuber.	12
5.1.2	Beräkningspunkter.	12
5.1.3	Deltubernaslängd.	12
5.1.4	Tubdiameter.	12
5.1.5	Rörtjocklek.	13
5.1.6	E-modul.	13
5.1.7	Friktionsförluster.	13
5.2	Systemets placering i höjddled.	13

5.2.1	övre sjöns vattennivå.	13
5.2.2	Intagets nivå.	13
5.2.3	Deltubernas ändar.	13
5.3	Stationärt flöde.	13
5.4	Ventildata.	14
5.5	Ventilförlopp.	14
5.6	Styrning av tabellutskrift.	15
5.6.1	Beräkningstid.	15
5.6.2	Tidsintervall.	15
6	JÄMFÖRELSE TRYCKSLAG - WATHAM.	16
6.1	Förutsättningar för jämförelsen.	16
6.2	Resultat.	16
7	PRAKTIKEXEMPEL MED FÄLTDATA.	18
7.1	Provkörningsmål.	18
7.2	Förutsättningar i fält.	18
7.3	Förutsättningar i beräkningsmodellen.	19
7.4	Beräkningsresultat.	20
8	SAMMANFATTNING.	22
9	REFERENSER	23

## APPENDIX

- A Elasticitetsmodulen för några vanliga tubmaterial.
- B Beräkning av friktionsförlustkoefficienten.  
Ekvivalent sandråhet för några material.
- C Ventilkapacitet.  
Omräkning av Kv till z.  
Exempel på kurva för z.
- D Utskrift av beräkningsexempel.
- E Praktikexempel.
  - Plan.
  - Profiler.
  - Tryckvariationer vid fältmätning.

Vid snabb stängning av ventiler i vattenförande rör uppstår, p.g.a den snabba flödesändringen, stora tryckvariationer, s.k tryckslag. Dessa tryckslag fortplantar sig med ljudets hastighet, fram och tillbaka i röret, innan de så småningom dämpas och försvinner.

Tryckslagets storlek är bl.a beroende av vattnets initiella -hastighet, ventilens stängningshastighet samt rörets längd, diameter, material och väggtjocklek.

Tryckslaget kan förorsaka ledningsbrott och skador på ventiler, rörskarvar, turbiner m.m.

Tryckslag som inte är så kraftiga att de omedelbart ger skador kan om de upprepas ofta leda till utmattningsskador på rörsystemet.

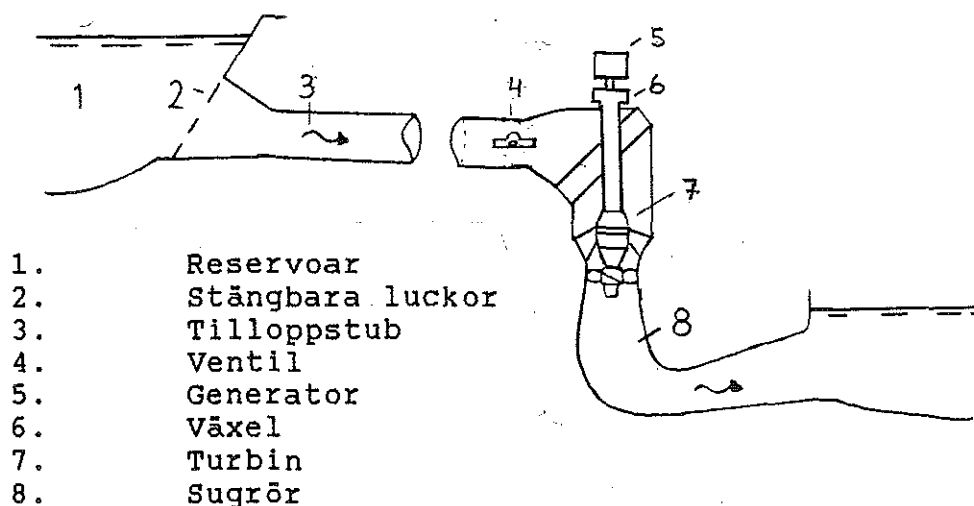
Tryckslaget kan dämpas bl.a genom långsammare stängning av ventilen eller användning av tryckklocka eller svalltorn.

Datorprogrammet TRYCKSLAG, som beskrivs i den här rapporten, behandlar öppning och stängning av ventil i självfallsledningar med ventil i nedströmsänden.

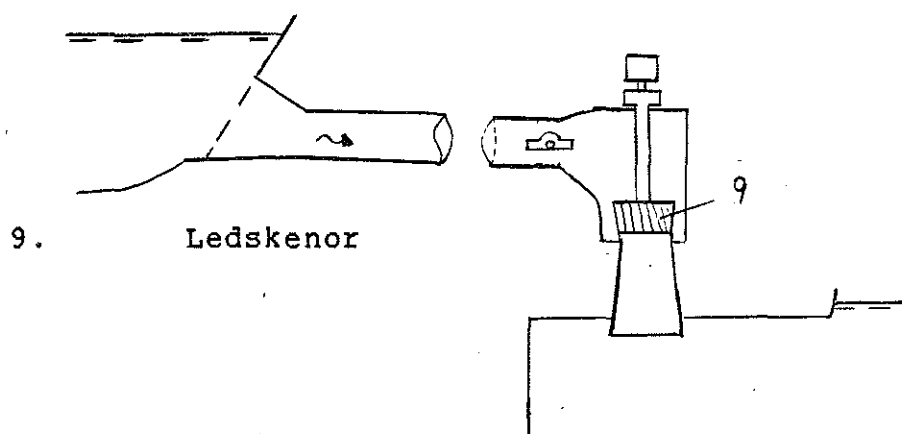
M.h.a i kap. 2 redovisade antaganden kan TRYCKSLAG användas för att beräkna tryckslag i tillloppstuber till små vattenkraftverk.

## 2.1 Kraftverkets principiella uppbyggnad.

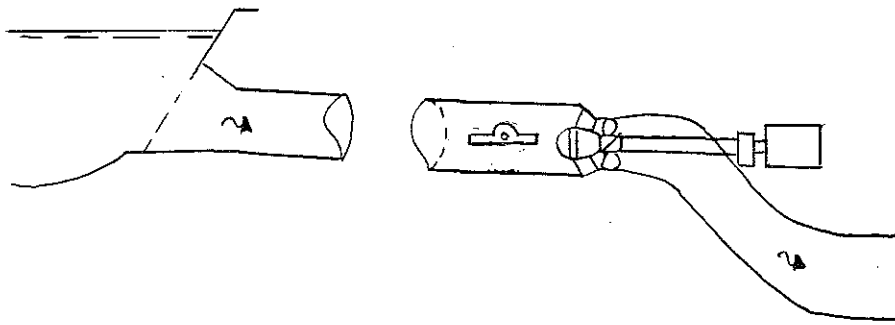
Ett vattenkraftverk består av en tilloppstub, eller kanal, som leder vattnet från reservoaren fram till turbinen, en turbin kopplad via en växel till en generator och en frånloppstub, sugröret, som leder bort vattnet när det passerat turbinen, se fig. 2.1-2.3.



Figur 2.1 Kraftverk med vertikalt uppställd Kaplanturbin.



Figur 2.2 Kraftverk med vertikalt uppställd Francisturbin.



Figur 2.3 Kraftverk med horisontellt uppställd Kaplanturbin.

Turbinens varvtal beräknas utifrån det strömmande vattnets fallhöjd och flöde. Turbinens och generatorns varvtal väljes på lämpligt sätt för att överensstämma med frekvensen på distributionsnätet. Det innebär att generatorns varv vid drift på nätet är låst.

I växeln omvandlas från turbinen avgivet varv för att stämma överens med generatorns varv.

Vattenflödet kan stängas av m.h.a luckorna vid inloppet från reservoaren och med ventilen. För Francis- och Fullkaplanturbiner kan det dessutom stängas av med ledskenorna.

## 2.2 Turbinstopp.

Det finns olika orsaker till att drivvattenföringen ibland måste stängas av och turbinen stannas.

De viktigaste av dessa är nätfrånfall, driftproblem (t.ex. höga lagertemperaturer) och att vattenytan i reservoaren når sin lägsta nivå.

Vid nätfrånfall (d.v.s. belastningen på generatorn försvinner) finns risk för att turbinen går upp i varv och rusar. För att minimera rusningstiden vill man då snabbt stänga av den drivande vattenföringen.

Vid driftproblem går larm från sensorer och vattenföringen stängs av.

När vattenytan, och därmed vattenflödet till turbinen, sjunker regleras turbinens hastighet ned för den lägre lasten. När sedan vattenytan når sitt lägsta värde stoppas flödet och turbinen bromsas.

Det är vid de snabba stoppen som risken för tryckslag är störst.



## 2.3 Simulering av turbinstopp m.h.a ventilstängning.

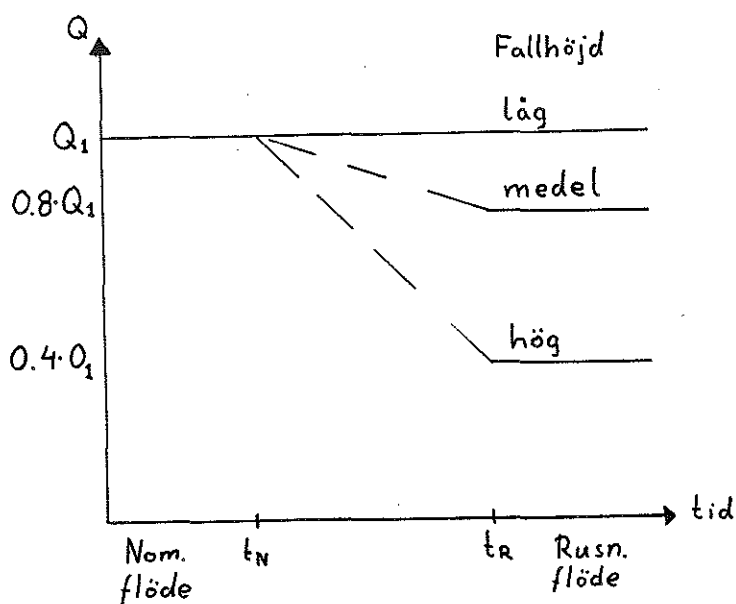
### 2.3.1 Bakgrund.

En exakt beräkning av tryckslag vid turbinstopp i vattenkraftverk kräver en detaljerad beskrivning av hur ingående komponenter ser ut och hur de fungerar i drift, vid stopp och då turbinen rusar.

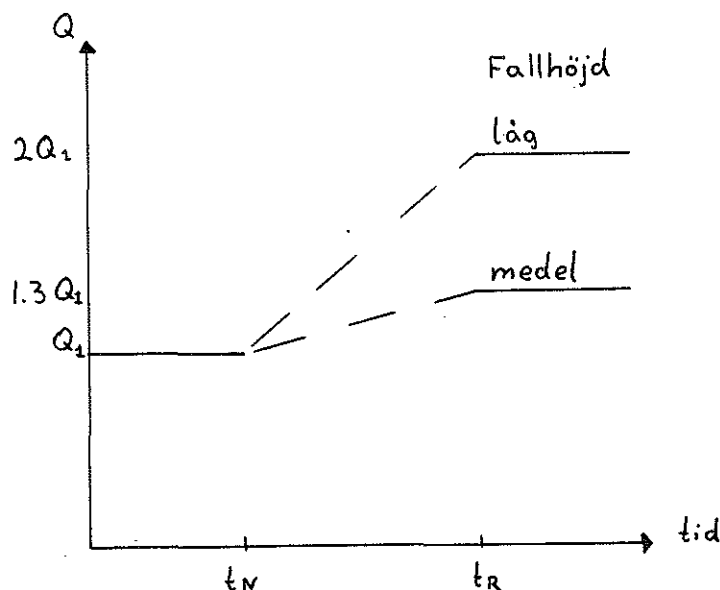
De olika turbintyperna har bl.a. olika rusningsförlopp och de vattenflöden som kan passera turbinen vid rusning varierar också med fallhöjden i vattenkraftverket.

Studier av Francis- och Kaplan-turbiner vid rusning visar att:

- \* Francisturbiner vid låg fallhöjd,  $< 80$  m, har ett rusningsflöde som är ungefär lika stort som det nominella flödet,  $Q_1$ . Vid medelstor fallhöjd,  $80 - 350$  m är det  $4/5$  av  $Q_1$ . Se fig. 2.4
- \* För en Kaplan-turbin är förhållandet det motsatta och rusningsflödet minskar med ökad fallhöjd. Se fig. 2.5.



Figur 2.5 Flödesförändring då en Francisturbin rusar.



Figur 2.6 Flödesförändring då en Kaplanturbin rusar.

Då de i verket ingående komponenterna ska väljas och dimensioneras kombineras alla ingående faktorer. Bl.a. beaktas:

- \* Hur snabbt vattnet i tilloppstuben kan accelereras från stillastående till önskat drivvattenflöde. Vattenpelarens accelerationskonstant,  $t_w$ , bestäms av tubens längd och area, av flöde och fallhöjd.
- \* Hur snabbt turbinen i kombination med generatorn kan accelereras från stillastående till nominellt varvtal. Accelerationskonstanten,  $t_a$ , kan styras genom val av turbinens svängningsmassa.
- \* Hur ventilens stängningstid,  $t_s$ , ska väljas i förhållande till  $t_w$  för att den relativa tryckstegringen per tryckenhet vid stängning ska bli acceptabel.

Turbintillverkarna har i allmänhet egna beräkningsprogram, för bl.a tryckslagsberäkning, där de egna turbinerna är detaljerat beskrivna. Dessa program är så specialiserade att de bara går att använda till just turbintillverkarens turbinsystem. De finns inte heller tillgängliga för andra användare.

Frågan är då om man m.h.a. en förenklad beräkningsmodell för tryckslag som är oberoende av turbin typ ändå kan få en godtagbar uppskattning av tryckslaget vid turbin stopp?

### 2.3.2 Den förenklade beräkningsmodellen.

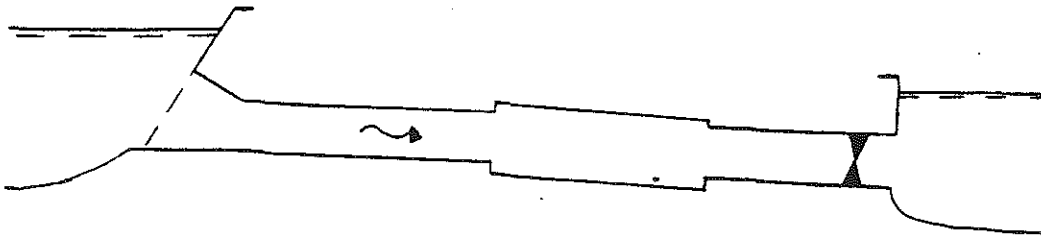
Vid snabbstopp kan turbinen ha hunnit upp i rusningsvarv innan vattenflödet har stoppats.

Då en Francisturbin används vid låga fallhöjder ger turbinen bara en liten flödesminskning vid rusning. Det blir då huvudsakligen ventilen eller ledskenorna som styr flödet i tilloppstuben då flödet stängs av. Stängningsförloppet borde då med acceptabel noggrannhet kunna simuleras med en ventilstängning i en självfallstub med en ventil i nedströmsänden.

Vid låga fallhöjder, då en Kaplanturbin används, ökar flödet snabbt vid rusning. Om man antar att vattenpelarens tröghet gör att flödesökningen fördröjs och att ventilen stänger så snabbt att flödet inte hinner öka innan ventilen stängt så skulle stängningsförloppet kunna simuleras likadant som ovan. Denna simulering ger dock sannolikt en alltför grov approximation av tryckslaget.

Beräkningsprogrammet TRYCKSLAG bedöms således kunna användas för beräkning av tryckslag vid turbinstopp för en Francisturbin vid låga fallhöjder. TRYCKSLAG torde också kunna utnyttjas för en grov uppskattning av tryckslaget vid turbinstopp med Kaplan-turbin.

TRYCKSLAG beräknar de tryckvariarationer som uppstår då ventilen i en cirkulär självfallsledning stängs eller öppnas. Ledningen kan uppdelas i 10 olika deltuber av skilda material, med olika dimensioner, längder och lutningar. Ventilen är placerad i ledningens nedströmsände. Ventilen kan stängas och öppnas med godtyckligt tidsförlopp.



Figur 3.1 Självfallsledning med ventil i nedströmsände.

## 4 BERÄKNINGSMETOD

### 4.1 Stationär strömning.

Den stationära strömningen beskrivs av inlästa värden. Friktionsförlusterna beräknas enligt allmänna friktionsformeln:

$$h_f = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad (4.1)$$

där  $h_f$  = friktionsförlusten (m)  
 $f$  = friktionsförlustkoefficienten  
 $L$  = tublängden (m)  
 $D$  = tubens innerdiameter (m)  
 $V$  = vattenhastigheten (m/s)  
 $g$  = jordaccelerationen (m/s<sup>2</sup>)

$f$ -värdet förutsättes vara konstant och lika med det värde som ges av Moodys diagram för de initiella flödesförhållandena, se Appendix B.

Ventilförlusten beräknas enligt formeln:

$$h_v = z \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (4.2)$$

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \quad (4.3)$$

där  $h_v$  = tryckförlusten över ventilen (mvp)  
 $z$  = ventilförlustkoefficienten  
 $V$  = vattenhastigheten före ventilen (m/s)  
 $g$  = jordaccelerationen (m/s<sup>2</sup>)  
 $Q$  = flödet genom ventilen (m<sup>3</sup>/s)  
 $D$  = ventilens innerdiameter i ändarna (m)

Friktions- och ventilförlustkoefficienterna anges i indata. Vattenhastigheten beräknas ur flödet och trycknivån erhålls efter avdrag för friktions- och ventilförluster. Hastighetshöjden, inströmningsförlusten och dimensionsändringsförluster försummas i beräkningarna. Friktionsförlustkoefficienten hålls konstant under hela förloppet.

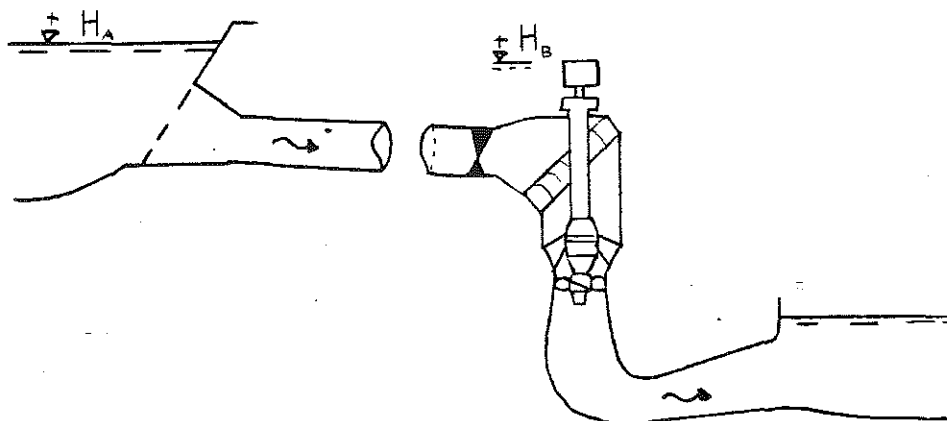
## 4.2 Tryckslagsförloppet.

### 4.2.1 Trycknivå och flödes hastighet.

De icke-stationära värdena för vattenhastighet och trycknivå beräknas utgående från de stationära värdena med exakt karakteristikmetod, beskriven i ( 1 ), ( 2 ) och ( 3 ).

Vattenståndet i reservoaren är konstant under hela förloppet. Under ventilstängningsförloppet räknas trycknivån nedströms ventilen konstant lika med den stationära trycknivån, intill ventilen på nedströmssidan, se fig. 4.1.

Vid undertrycket 10 mvp bildas ånga i ledningen och vattenpelaren slits av. När detta skett gäller inte beräkningsmodellen längre. Beräkningarna avbryts dock inte vid ångbildning. Istället anges i resultatutskriften om ånga bildats. Ångtrycket korrigeras inte efter vattentemperatur eller höjd över havet.



Figur 4.1  $H_A$  - vattenytan i reservoaren.  
 $H_B$  - trycknivån nedströms ventilen i stationärt tillstånd.

#### 4.2.2 Tryckvågens fortplantningshastighet.

Tryckvågens fortplantningshastighet beräknas enligt formeln:

$$a = \sqrt{\frac{\frac{E_v}{\rho}}{1 + \frac{E_v \cdot D}{E_r \cdot e}}} \quad (4.4)$$

där a = tryckvågens fortplantningshastighet (m/s)  
E<sub>v</sub> = vattnets elasticitetsmodul (Pa)  
E<sub>r</sub> = tubens elasticitetsmodul (Pa)  
ρ = vattnets densitet (kg/m<sup>3</sup>)  
D = tubens innerdiameter (m)  
e = tubväggens tjocklek (m)

Tubens E-modul, diameter och tubväggens tjocklek anges i indata. Vattnets E-modul och densitet är inlagda i programmet för 5 °C. Här förutsätts att vattnet inte innehåller några gasbubblor då sådana minskar tryckvågens hastighet. Fortplantningshastigheten korrigeras inte för temperaturvariationer.

### 4.2.3 Tidssteg för beräkning.

För varje deltub beräknar programmet tidssteget utgående från hur många beräkningpunkter som valts i indata. Tidssteget beräknas enligt formeln:

$$dt = \frac{L}{N(V+a)} \quad (4.5)$$

där dt = tidssteget (s)  
L = deltubens längd (m)  
N = önskat antal beräkningpunkter  
V = stationära vattenhastigheten (m/s)  
a = tryckvågens fortplantningshastighet (m/s)

Eftersom varje deltub i regel har olika längd, våghastighet och vattenhastighet leder den här formeln till olika dt för deltuberna. Vid beräkningen måste man använda samma tiddsteg för hela systemet.

För att uppnå numerisk stabilitet väljs det lägsta dt; dtmin för beräkningarna. För de andra deltuberna beräknas ett nytt N; Ni för dtmin enligt formeln:

$$N_i = \frac{L}{dt_{min} (V+a)} \quad (4.6)$$

Om Ni skulle skilja sig från valt N så anger programmet det och räknar automatiskt med Ni.



### 5.1 Beskrivning av tubsystemet.

Inloppstuben kan delas in i ett antal deltuber. Dessa definieras mha längd, diameter, rörtjocklek, E-modul och friktionsförluster.

För varje deltub anger man i hur många punkter man önskar få resultat beräknade.

#### 5.1.1 Antalet deltuber.

Inloppstuben kan delas in i upp till 10 deltuber, av skilda material, med olika dimensioner och lutningar. För att ge ökad säkerhet i beräkningarna bör de valda deltubernas längder vara i samma storleksordning, Eftersom beräkningens tidssteg beräknas utifrån deltubernas längder. Detta kan innebära att kortare sträckor av avvikande material kanske bör försummas i beräkningsmodellen.

#### 5.1.2 Antalet beräkningspunkter.

Tidssteget beräknas utgående från antalet beräkningspunkter. Beräkningarna kan genomföras i minst 3 och högst 25 beräkningspunkter. Valet av N har endast liten effekt på den numeriska lösningen. Det finns nästan inget att vinna på ett större N än nödvändigt. Dessutom ökar tiden för beräkningen proportionellt mot N.

Ett för litet N kan dock ge så stort dt att ventilens stängning inte kan representeras bra. N min = 3-5 st brukar ge tillräcklig noggrannhet. Långa ledningar kan kräva högre N min.

En tätare uppdelning i beräkningspunkter bör väljas där trycknivån ändrar sig mycket med tiden.

Beräkningspunkterna fördelas jämnt av programmet med första och sista punkten låsta till deltubändarna. Om programmet, vid beräkning i någon av deltuberna, behöver ett annat antal beräkningspunkter än önskat, så ändras det automatiskt. Ändringen anges i anslutning till beräkningsresultaten.

#### 5.1.3 Deltubernas längd.

Deltubernas längder anges i meter. Se även 5.1.1.

#### 5.1.4 Tubdiameter.

Med diameter avses den inre diametern. Den anges i meter och är här maximerad till 10m.

### 5.1.5 Rörtjocklek

Tubväggens tjocklek anges i meter. Maximal tjocklek är här 0.4 m.

### 5.1.6 E-modul

Tubens elasticitetsmodul anges i Pa. 2000 skrivs 2E3. E-moduler för några material återfinns i appendix A.

### 5.1.7 Friktionsförluster.

Friktionsförlustkoefficienten för varje deltub räknas ut manuellt m.h.a diagram enl. Moody, appendix B.

## 5.2 Systemets placering i höjddled.

Ledningens lutning inverkar inte mycket på de beräknade värdena. Det går bra att approximera ett hanterbart antal delsträckor med konstant lutning. Lutningen bör dock inte utslutas ur beräkningen.

### 5.2.1 Övre sjöns vattennivå.

Vattenytans nivå i övre sjön anges i m.ö.h. Värden mindre än 0 m eller större än 8000 m godtas inte av programmet.

### 5.2.2 Intagets nivå.

Nivån för deltubens överkant vid intaget anges i m.ö.h. Intaget måste ligga lägre än vattenytan i sjön. Övriga tuber kan börja lägre än, eller på samma nivå som den första.

### 5.2.3 Deltubernas ändar.

Nivåerna för ö.k. deltubernas ändar anges i m.ö.h. Deltubernas ändar kan ligga lägre än, eller på samma nivå som deltuberna börjar. Sista deltubens nivå är lika med ventilens nivå.

## 5.3 Stationärt flöde.

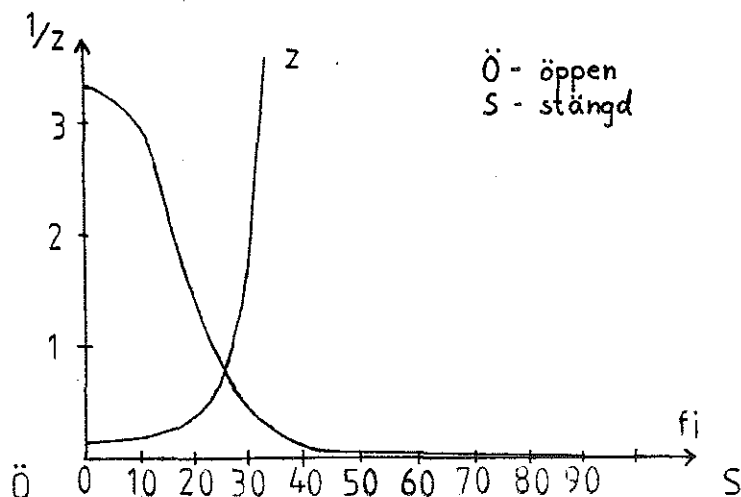
Med detta avses det vattenflöde som råder i ledningen innan ventilen börjar stänga eller efter att den öppnat och jämvikt inträtt. Flödet anges i kubikmeter per sekund.

#### 5.4 Ventildata.

I programmet används ventilförlostkoefficienten  $z$  vid beräkningarna. Andra sätt att beskriva ventilkaraktistikan och hur dessa omräknas till  $z$  beskrivs i appendix C. För att öka säkerheten vid beräkningarna anges  $1/z$  i indata.  $1/z$  fås genom att ventilkaraktistikan  $z$  inverteras, se fig. 5.1.

$1/z$  är begränsat till värden fr.o.m 0 t.o.m 20.

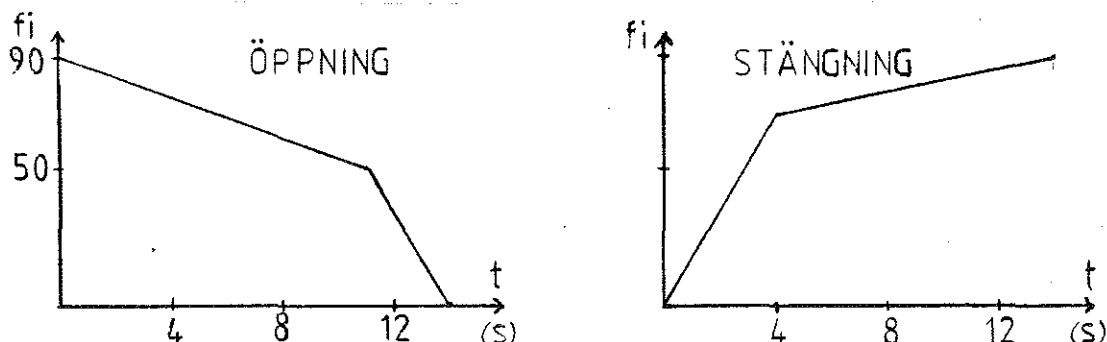
Värdet på  $1/z$  anges i tio punkter som funktion av stängningsvinkeln. Programmet knyter ihop dessa punkter med rätta linjer.



Figur 5.1  $z$  och  $1/z$  som funktion av stängningsvinkeln,  $\phi_i$ .

#### 5.5 Ventilförlopp.

Programmet behärskar både ventilstängning och ventilöppning. 10 punkter läses in som visar hur stängningsvinkeln beror av tiden, se fig. 5.2. Programmet knyter ihop dessa punkter med rätta linjer. Endast fullständiga stängnings eller öppningsförlopp kan beaktas.



Figur 5.2 Stängningsvinkeln,  $\phi_i$ , som funktion av tiden vid ventilstängning och ventilöppning.

## 5.6 Styrning av tabellutskrift.

### 5.6.1 Beräkningstid.

Här anges hur lång tid av förloppet som ska beräknas och tabelleras. Tillåtna tidsgänser anges av programmet. Lägsta gränsen är ett beräkningstidssteg,  $dt$ , och högsta gränsen är  $900*dt$ . ( $dt$  beror av tubindelning m.m. se kap. 4.2.3.)

### 5.6.2 Tidsintervall.

Här anges hur tätt värdena ska tabelleras. Önskas varje tidssteg utskrivet i tabellen ges siffran 1. Siffran 2 ger varannat tidssteg osv. Önskas bara extremvärdena kan man ange värdet av önskad tid delad med  $dt$ .

WATHAM är ett norskt tryckslagsprogram. Det beskrivs i ( 4 ).

### 6.1 Förutsättningar för jämförelsen.

Bägge programmen utgår från de stationära värdena för sina beräkningar och räknar enligt karakteristikmetoden. I TRYCKSLAG, T, anges det stationära flödet i  $m^3/s$ , i indata, i WATHAM, W, den stationära flödeshastigheten i  $m/s$ .

Ventilkaraktistikan inläses i T för var  $10^\circ$  av stängningen, i W för var 10 % av stängningen. Vid jämförelsen har förutsatts att  $9^\circ$  motsvarar 10 %.

W kan behandla fler systemtyper än T.

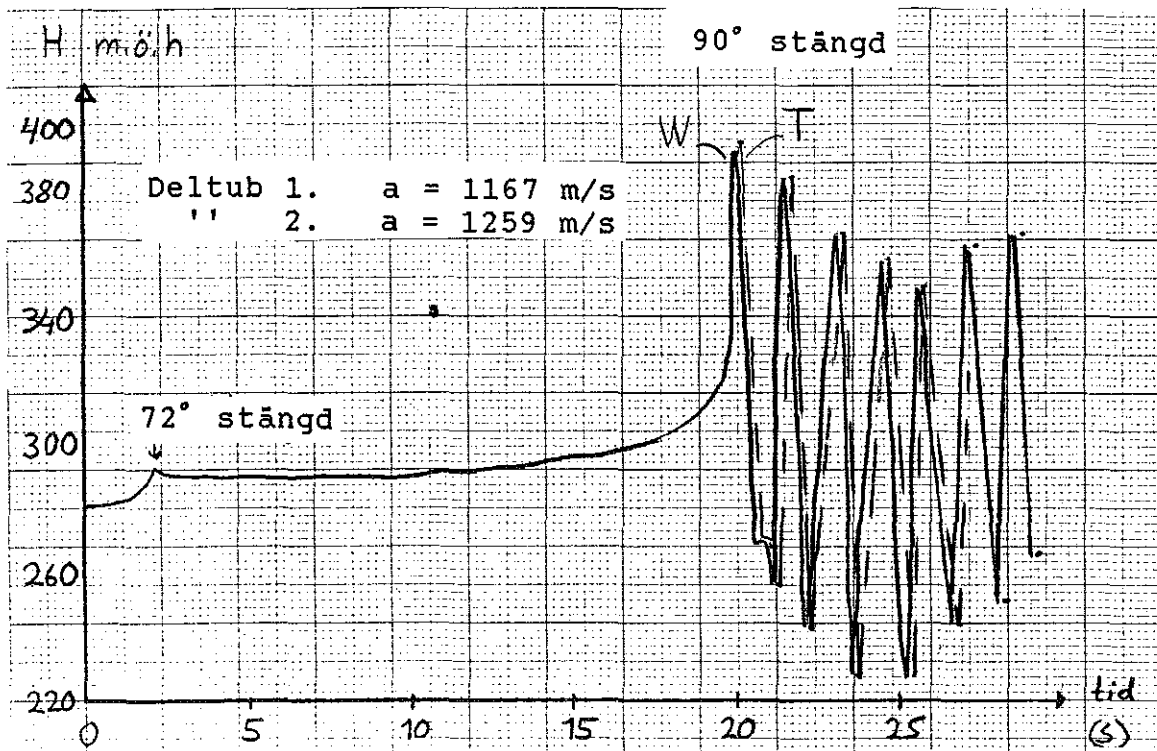
### 6.2 Resultat.

Tryckslagets extremvärden uppstår i samma punkter på ledningen för T och W.

Den i fig. 6.1 redovisade jämförelsen är gjord på ett system med två stycken 300 m långa deltuber med diametrarna 0.3 m resp. 0.15 m. Ventilen stängdes i två steg från  $0^\circ - 72^\circ$  på 2 s och sedan från  $72^\circ - 90^\circ$  på 18 s.

Med samma indata i de båda programmen ger T 2 % högre våghastighet och 2 % högre maximal trycknivå än W. Tryckmax kommer något senare i T.

Vid beräkningar med samma våghastigheter, a, i T och W ger T 0.5 % högre slag och aningen senare toppar, se fig. 6.1.



Figur 6.1 Jämförelse av beräknade tryckslag vid samma a.

Motsvarande likhet har jag även funnit vid övriga jämförelser. Av det faktum att beräkningsresultaten endast skiljer sig marginellt mellan TRYCKSLAG och WATHAM sluter jag mig till att TRYCKSLAG räknar rätt.

## 7.1 Provkörningsmål.

Provkörningens mål var att visa att beräkningsmodellen ger en bra bild av verkligheten.

M.h.a provkörningen sökes ett tidsförlopp för stängningen som ger samma tryckslagsförlopp som fältmätningarna vad avser storlek och period. Tiden från stängningens början till tryckmax och utseendet av kurvan styrs till stor del av stängningens utseende.

## 7.2 Förutsättningar i fält.

Fältmätningen av tryckslag är gjord i tilloppstuben till Baskarps kraftstation, Habo.

Systemet består av intag, tilloppstub, trottelveil, Francis-turbin och utlopp. Den statiska fallhöjden är 47 m.

Tilloppstuben är 940 m lång och är uppdelad i en trätub, 550 m, en betongtub, 390 m och en kort stältub vid vägkorsningen. Plan och profil finns i appendix E. Frånslaget av nätet var momentant och ventilstängningstiden 24 s.

Avståndet från intaget till de båda mätpunkterna, A och B är 370 m respektive 550 m.

Uppmätta tryckvariationer redovisas i appendix E.

Tryckvågens hastighet,  $a$ , är olika i de båda deltuberna. Ett sammanvägt värde på  $a$ ,  $a_m$ , har räknats fram ur fältmätningresultaten m.h.a. formeln:

$$a_m = \frac{4 \cdot L}{T_m} \quad (7.1)$$

där  $L$  = tubens totala längd (m)  
 $T_m$  = tryckvågens period (s)

I diagrammen med de uppmätta kurvorna skiljer sig perioden åt mellan mätningpunkterna A och B. Det kan bero på att skrivpapperet fått olika frammatningshastighet vid de olika mät-tillfällena. Medelperioden,  $T_m$ , blir:

$$\frac{T_{trä} + T_{btg}}{2} = T_m \quad (7.2)$$

Med  $T_{trä} = 7.9$  s och  $T_{btg} = 7.1$  s erhålles  $T_m = 7.5$  s, vilket insatt i (7.1) med  $L = 940$  m ger  $a_m = 499$  m/s. Med villkoret:

$$a_m = \frac{a_{trä} \cdot L_{trä} + a_{btg} \cdot L_{btg}}{L} \quad (7.3)$$

Tryckvågens fortplantningshastighet fås ur formeln (4.4):

$$a = \sqrt{\frac{\frac{E_v}{\rho}}{1 + \frac{E_v \cdot D}{E_r \cdot e}}}$$

där	$E_v = 2.1 \cdot 10^9$	Pa	} lika för de båda deltuberna
	$\rho = 1000$	kg/m <sup>3</sup>	
	$D = 1.0$	m	
	$e = 0.07$	m	
	$E_{r,trä} = 5.5 \cdot 10^6$	Pa	
	$E_{r,btg} = 2.1 \cdot 10^8$	Pa	

Vilket ger  $a_{trä} = 194$  m/s och  $a_{btg} = 930$  m/s. Dessa värden uppfyller villkoret ovan då da ger  $a_m = 499$  m/s.

### 7.3 Förutsättningar i beräkningsmodellen.

I beräkningsmodellen bortses från turbinens inverkan på flödet genom ventilen.

Trätuben förutsättes vara jämnstyv längs hela sträckan. Egentligen byggs tuben stegvis styvare med avståndet från intaget.

Friktionskoefficienten för tubmaterialen har beräknats m.h.a värden och formler i Appendix B.



#### 7.4 Beräkningsresultat.

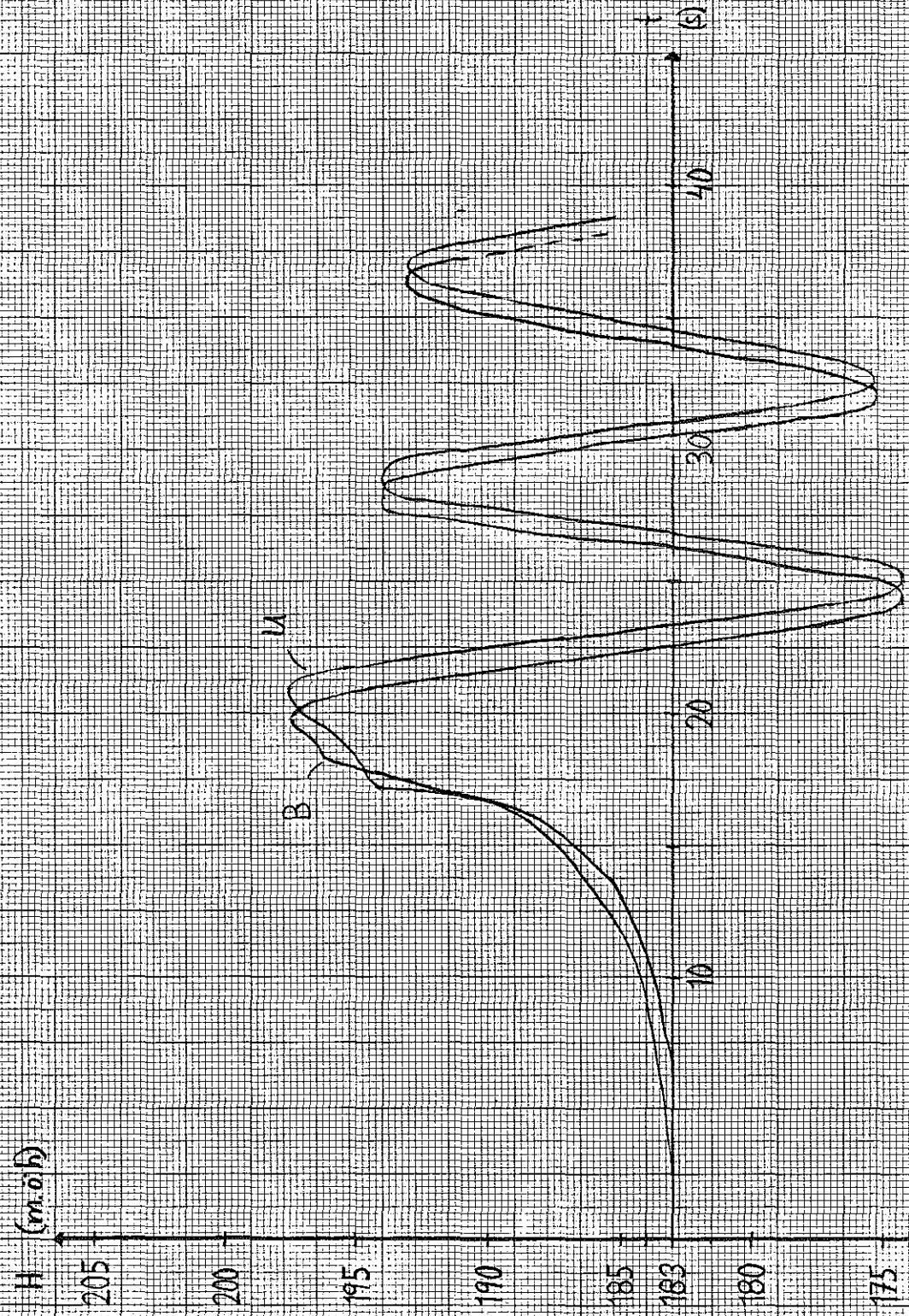
Med en stängning som är uppdelad i två steg med stängning från  $0^\circ - 80^\circ$  på 18 s och därefter från  $80^\circ - 90^\circ$  på 6 s erhålles ett beräknat tryckslag som ansluter väl till det uppmätta.

Den beräknade toppen kommer 1.25 s tidigare och är lite mer samlad än den uppmätta. Perioden är den samma. Se fig. 7.1. Jämförelsen i punkt B ger motsvarande avvikelse. Modellen ger alltså en bra bild av verkligheten i det här fallet.

JÄMFÖRELSE I PUNKT A

U - UPPMÄTT KURVA  
 B - BERÄKNAD KURVA

Ledningens nivå:  
 1600 m.ö.h  
 Reservöarnivå:  
 1841 m.ö.h  
 Fallförlust till A:  
 12 m



Figur 7.1. Jämförelse i punkt A.

I det här examensarbetet har jag satt ett approximativt likhets-tecken mellan det tryckslag som uppstår vid stängning av en ventil i en självfallsledning och det som uppstår i tillopps-tuben till ett litet vattenkraftverk då vattenflödet snabbt stoppas.

Utifrån det antagandet har jag byggt ett program, TRYCKSLAG, som beräknar tryckslaget, enligt karakteristikmetoden, för ventilstängning i en självfallsledning. Programmet är ämnat att användas vid förprojektering och projektering av små vattenkraftverk.

Jag har koncentrerat mig på programmeringsarbetet och en jämförelse med WATHAM. Beräkningsresultaten från TRYCKSLAG skiljer sig bara marginellt från WATHAMs resultat. Detta tyder på att TRYCKSLAG räknar rätt.

Den förenklade beräkningsmodellen borde göra det möjligt att, oberoende av turbintillverkare, beräkna tryckslaget i system med Francisturbiner vid små fallhöjder och att uppskatta detsamma för system med Kaplanturbiner.

Jämförelsen som jag har gjort mellan beräknade värden och en fältmätning av tryckslag, i ett system med en Francisturbin och liten fallhöjd, stöder den förenklade beräkningsmodellen.

Det är betydelsefullt att beräkningar och fältmätningar jämförs även i framtiden för dokumentation av eventuella avvikelser.

- ( 1 ) A Sjöberg: "Tryckslag i rörledningar", kompendium för V4, kompletterad med appendix C 1987. Chalmers tekniska högskola, Institutionen för vattenbyggnad, undervisningsskrift nr. 1980:06.
- ( 2 ) "Beräkning av tryckslag med hjälp av karakteristiskmetod" utdrag ur "Beräkning av tryckslag med datormodellen WATHAM", examensarbete 1983:7 av Viveka Arvidsson. Chalmers tekniska högskola, Institutionen för vattenbyggnad, nov 1985.
- ( 3 ) "Grundläggande tryckslagsekvationer" utdrag ur "Modern analysis and control of unsteady flow in pipelines" av Gary Z Watters. Utah State University, USA, Ann Arbor Science 1979. Chalmers tekniska högskola, Institutionen för vattenbyggnad, 1985.
- ( 4 ) Vassdrags- og havnelaboratoriet: "EDB-programmet WATHAM for beregning av tryckstöt i rør ved pumpestopp og ventillukking. Brukerbeskrivelse 2. utgave" Norges hydrodynamiske laboratorier, rapport nr NHL 2-84060
- ( 5 ) K Cederwall och P Larsen: "Hydraulik för väg- och vattenbyggare", Liber Läromedel, Lund 1981.
- ( 6 ) "Tabell- och formelsamling i hydraulik och vattenbyggnad för V2", Chalmers tekniska högskola, Institutionen för vattenbyggnad, undervisningsskrift nr. 1978:10.
- ( 7 ) B A Gustafsson: "Kompendium i turbomaskiner M3", Chalmers tekniska högskola, Institutionen för Strömningsmaskinteknik, oktober 1984.

## APPENDIX A

Elasticitetsmodulen för några vanliga tubmaterial ur ( 4 ).

Materialtyp	Elasticitetsmodul (Pa)
Grått gjutjärn	$9 \cdot 10^{10}$
Segt gjutjärn	$1.72 \cdot 10^{11}$
Stål	$2.07 \cdot 10^{11}$
Armerad betong	$3-6 \cdot 10^{10}$
Oarmerad betong	$2-3 \cdot 10^{10}$

enl. uppgift från tubeleverantörer.

Materialtyp	Elasticitetsmodul (Pa)
armerad plast	* $8-25 \cdot 10^9$

\* ökande med tryckklass och beroende av tillverkningsmaterial.

Materialtyp	Elasticitetsmodul (Pa)
trä	# $5.5 \cdot 10^8$

# Samverkan mellan träväggen och spännbanden är beaktad.

APPENDIX B

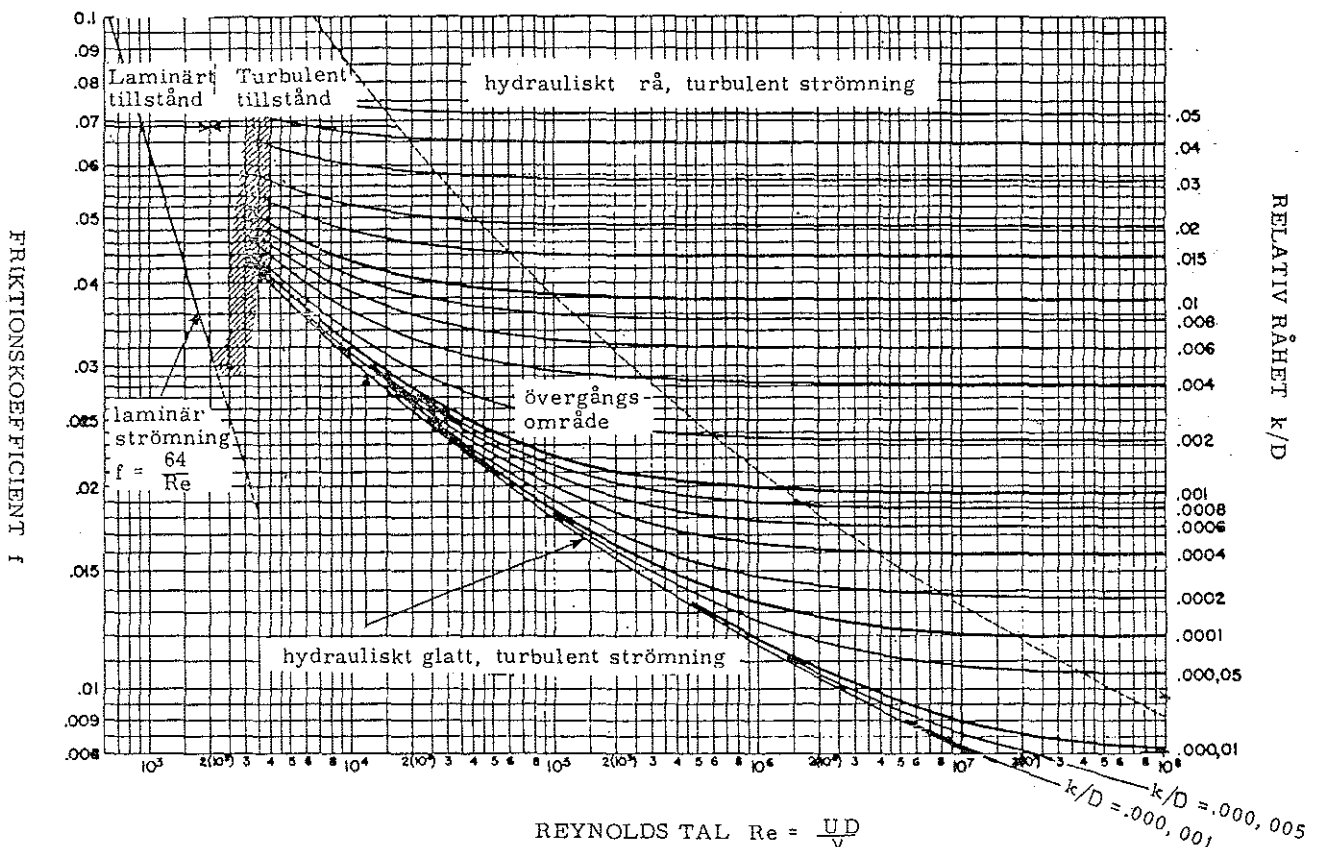
Beräkning av friktionsförlustkoefficienten.

Utgående från

$$\frac{k}{D} \quad \text{och} \quad Re = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (B.1)$$

- där  $k$  = ekvivalent sandråhet (m)  
 $D$  = tubens innerdiameter (m)  
 $Re$  = Reynolds tal  
 $V$  = vattenhastigheten (m/s)  
 $\nu$  = vattnets kinematiska viskositet (m<sup>2</sup>/s)  
 $\nu = 1.52 \cdot 10^{-6}$  för 5 °C

läser man i Moodys diagram ut aktuell friktionskoefficient  $f$ .



Figur B.1 Diagram över  $f$ -koefficienten i allmänna friktionsformeln, efter Moody (1949), ur ( 5 ).

Ekvivalent sandråhet för några material ur ( 6 )

Rör	Tillstånd	k (mm)
Gjutjärnsrör	nya, gjuthud	0.2-0.6
	nya, bitumenisolerade	0.1-0.13
	nya, betongisolerade	~ 0.1
	gamla, rostangripna	1-1.5
Stålrör	nya, sömlösa, valshud	0.02-0.06
	nya, svetsade, valshud	0.04-0.10
	nya, bitumenisolerade	~ 0.05
	nya, betongisolerade	0.05-0.14
	i bruk, något rostangripna	~ 0.15
	i bruk, starkt rostangripna	2-5
Betongrör	i bruk (icke aggressivt vatten)	0.1-0.2
Trä	nya	0.2-1.0
	i bruk	~ 0.1

och ur ( 5 )

Rör	Tillstånd	k (mm)
Stålrör	nya, dragna	0.02-0.05
	galv	0.1-1.0
	rostiga	0.5-3.0
Gjutjärnsrör		0.3-2.0
	asfalt	0.1-1.0
	rostiga	0.5-3.0
Betongrör		1.5
Trätuber		0.3-1.0

och enl. uppgift från leverantör

Rör	Tillstånd	k (mm)
Amerad plast		0.05-0.1

## APPENDIX C

Ventilkapacitet.

Enligt den internationella standarden, IEC 534-1 definieras sambandet mellan flöde genom och tryckfall över ventiler av

$$Q = Av \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} = Av \sqrt{g \cdot hv} \quad (C.1)$$

där  $Q$  = flödet genom ventilen (m<sup>3</sup>/s)  
 $Av$  = ventilens kapacitet (m<sup>2</sup>)  
 $\Delta p$  = tryckfallet över ventilen (Pa)  
 $\rho$  = vätskans densitet (kg/m<sup>3</sup>)  
 $g$  = jordaccelerationen (m/s<sup>2</sup>)  
 $hv$  = tryckförlusten över ventilen (mvp)

Andra sätt att uttrycka ventilens  $Av$  värde är

$$Kv = \frac{Av \cdot 10^6}{28} = Q \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \quad (C.2)$$

där  $Kv$  = ventilkoefficienten (m<sup>3</sup>/h)  
 $Q$  = flödet genom ventilen (m<sup>3</sup>/s)  
 $\Delta p$  = tryckförlusten över ventilen (Pa)  
 $\Delta p_0$  = 1 bar tryckfall över ventilen

och i US enheter

$$Cv = \frac{Av \cdot 10^6}{24} = 1.17 Kv \quad (C.3)$$

där  $Cv$  = ventilkoefficienten (gal/min)



I det här programmet anges ventilkapaciteten med hjälp av z-värdet.

$$p = z \cdot g \cdot \frac{V^2}{2}$$

$$hv = z \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (C.4)$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

där p = tryckförlusten över ventilen (Pa)  
hv = " " " " (mvp)  
z = ventilmörlustkoefficienten  
V = vattanhestigheten före ventilen (m/s)  
Q = flödet genom ventilen (m<sup>3</sup>/s)  
A = ventilens anslutningsarea (m<sup>2</sup>)

Omräkning av Kv till z.

Formel C.2 med Q och Kv i m<sup>3</sup>/h ger:

$$\Delta p = \Delta p \cdot \frac{Q^2}{Kv^2} \quad (\text{bar}) \quad (\text{C.5})$$

Omräknat till mvp:

$$\Delta p = 10.33 \cdot \frac{Q^2}{Kv^2} \quad (\text{mvp}) \quad (\text{C.6})$$

Med Q i m<sup>3</sup>/s blir:

$$\Delta p = 10.33 \cdot 3600^2 \cdot \frac{Q^2}{Kv^2} \quad (\text{mvp}) \quad (\text{C.7})$$

Uttrycken C.4 och C.7 sättes lika då de har samma dimension:

$$\frac{z \cdot v^2}{2g} = 10.33 \cdot 3600^2 \cdot \frac{Q^2}{Kv^2} \quad (\text{C.8})$$

Med

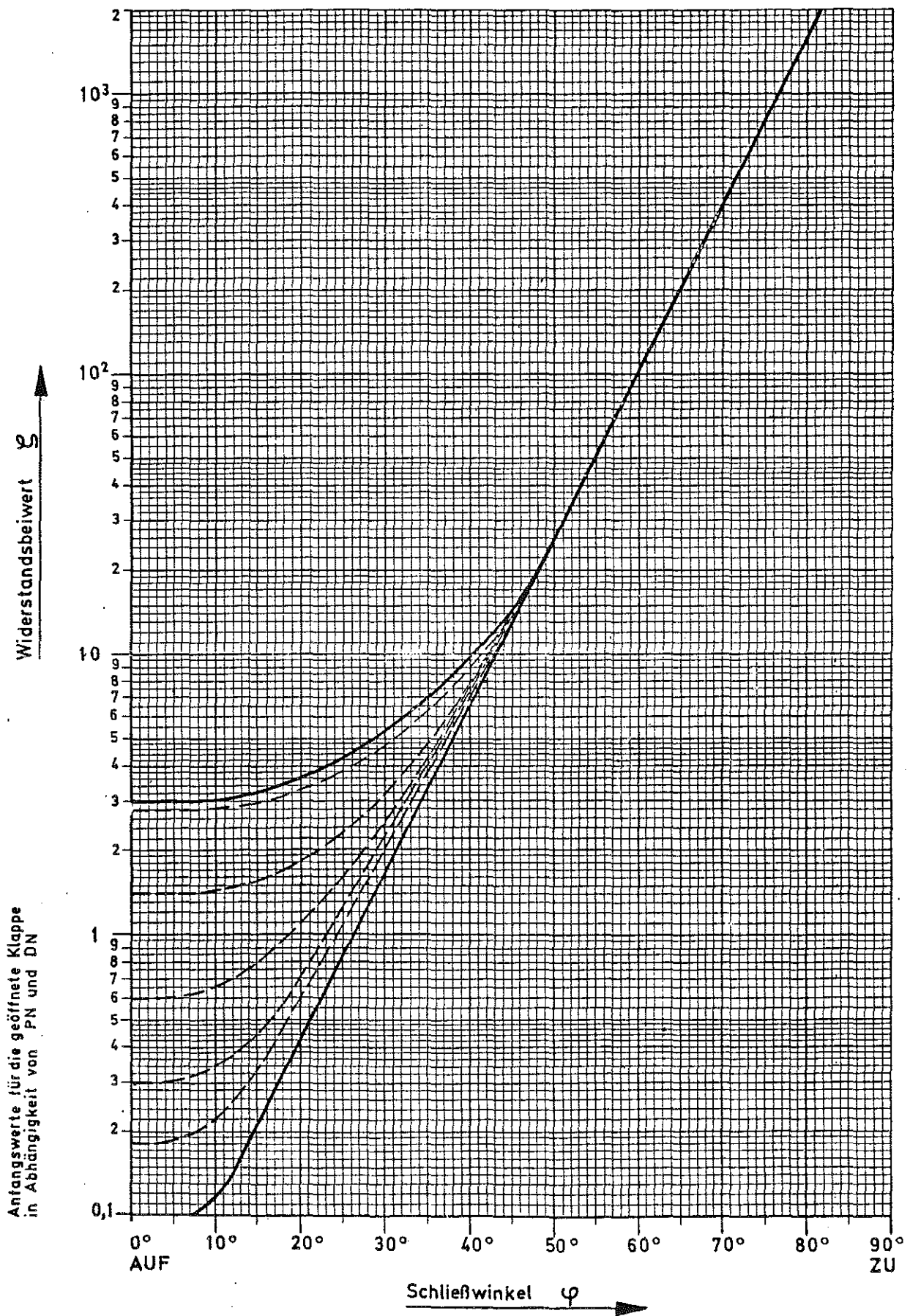
$$Q = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot v}{4}$$

erhålles:

$$z = 2 \cdot g \cdot 10.33 \cdot 3600^2 \cdot \frac{(0.25 \cdot \pi \cdot D^2)^2}{Kv^2} \quad (\text{C.9})$$

$$z = 2.626 \cdot 10^9 \cdot \frac{(0.25 \cdot \pi \cdot D^2)^2}{Kv^2} \quad (\text{C.10})$$

där D = ventilens innerdiameter i ändarna (m)  
Kv = ventilfejrlustkoefficienten (m<sup>3</sup>/h)



Exempel på kurva för z.

APPENDIX D

Utskrift av beräkninsexempel.



OK, SEG IDA

TRYCKSLAGSBERÄKNING

DET HÄR PROGRAMMET BERÄKNAR FLÖDESHASTIGHETEN OCH TRYCKNIVÅN SOM FUNKTION AV TIDEN I GODTYCKLIG BERÄKNINGSSEKTION I VATTENFÖRANDE TUB MED VENTIL I NEDSTRÖMS ÄNDE.

HASTIGHETSHÖJD OCH TILLÄGGSFÖRLUSTER FÖRSUMMAS I BERÄKNINGARNA.

RESULTATET REDOVISAS I TABELLFORM

PROGRAMMET, ETT EXAMENSARBETE, ÄR UTVECKLAT AV BRITT-MARIE DAHLBERG, V&V CTH.

F1-INDATA

F2-AVSLUTA



INDATA  
-----

BESKRIVNING AV TUBSYSTEMET  
-----

( ANGE EN DELTUBS VÄRDE PER RAD )

ANTAL DELTUBER (0 < ANTAL <10):  
2

ÖNSKAT ANTAL JÄMNT FÖRDELADE BERÄKNINGSPUNKTER  
I DELTUBERNA. FÖRSTA OCH SISTA PUNKTEN ÄR LASTA  
TILL DELTUBENS ÄNDAR. (3 <= ANTAL <25):

5  
DELTUB NR 1: 5 BERÄKNINGSPUNKTER.  
5  
DELTUB NR 2: 5 BERÄKNINGSPUNKTER.

DELTUBERNAS LÅNGDER ( METER):  
300  
DELTUB NR 1: 300.00 M LANG.  
300  
DELTUB NR 2: 300.00 M LANG.

DIAMETRAR ( METER):  
0.3  
DELTUB NR 1: 0.30 M I DIAMETER.  
0.15  
DELTUB NR 2: 0.15 M I DIAMETER.

TJOCKLEKAR ( METER):  
0.0072  
DELTUB NR 1: 0.007 M TJOCK.  
0.0063  
DELTUB NR 2: 0.006 M TJOCK.

ELASTICITETSMODULER :  
1.612E11  
DELTUB NR 1: E-MODUL 0.16E+12.  
1.539E11  
DELTUB NR 2: E-MODUL 0.15E+12.

FRIKTIONSFÖRLUSTKOEFF. :  
0.02118  
DELTUB NR 1 FR.KOEFF. 0.021.  
0.02396  
DELTUB NR 2 FR.KOEFF. 0.024.

SYSTEMETS PLACERING I HÖJLED  
-----

ÖVRE SJÖNS VATTENNIVA (Hö > 0 m):  
300

INTAGETS NIVA (0 m < Hin < Hö):  
250



NIVA DELTUBANDE (0 m < H<sub>a</sub> < H<sub>in</sub>):  
250  
DELTUBANDE NR 1: 250.00 M.ö.H.  
230  
DELTUBANDE NR 2: 230.00 M.ö.H.

VAL AV FLÖDE

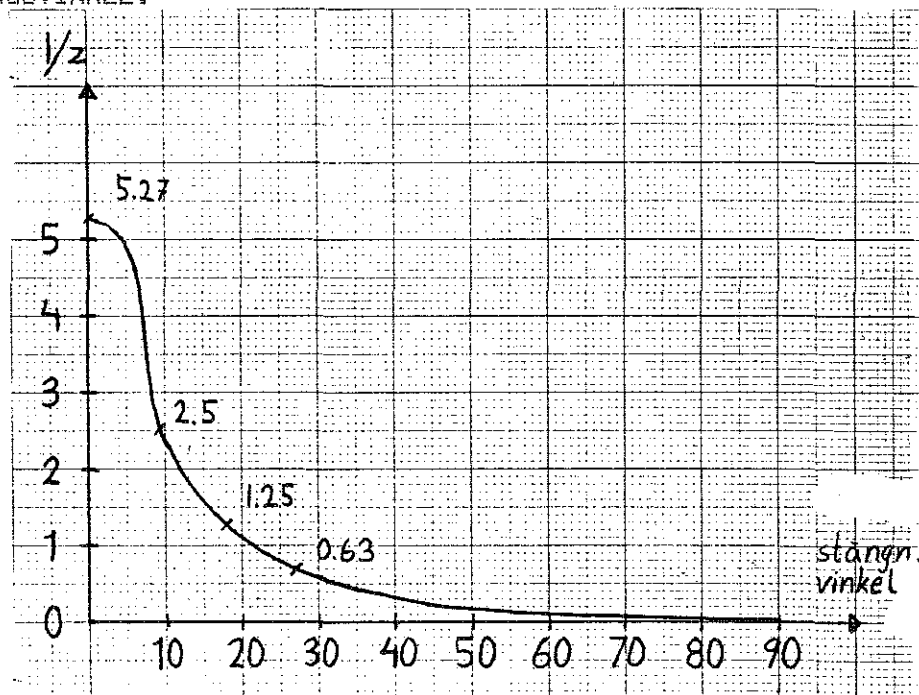
STATIONÄRT FLÖDE (>0 kubikm/s):  
0.0498

INLÄSNING AV VENTILKARAKTERISTIKA

VALJ FÖRST MEDELKURVA ELLER EGEN KURVA  
Siffran 1 ger kurvan för PN10 D=0.8-1.2 (VAG)  
2 ger egen kurva.  
2

ANGE 1/z FÖR RESPEKTIVE STÄNGNINGSVINKEL.

0 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
5.27
10 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
2.36
20 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
1.11
30 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0.53
40 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0.263
50 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0.136
60 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0.071
70 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0.036
80 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0.0186
90 GRADERS STÄNGNING GER 1/z = ?
0



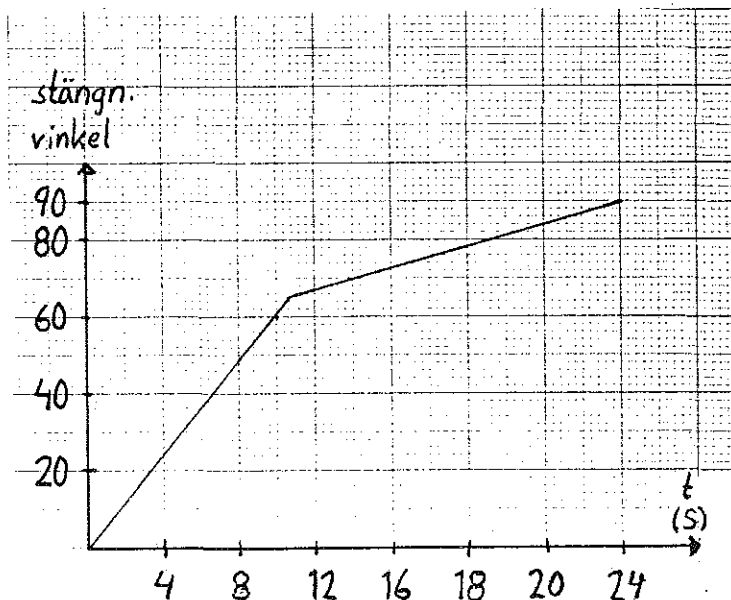
INLÄSNING AV STÄNGNINGS- / ÖPPNINGSFÖRLOPP

ANGE VILKET FÖRLOPP SOM SKA STUDERAS.  
Siffran 1 ger stängning och 2 ger öppning.  
1



ANGE VID VILKEN TID (I SEK) SOM RESPEKTIVE STANGNINGSVINKEL UPPNAS.  
Vid stängning; 0 grader vid  $t=0$ .

10 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
1.67  
20 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
3.34  
30 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
5.01  
40 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
6.68  
50 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
8.35  
60 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
10.02  
70 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
14.68  
80 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
19.34  
90 GRADERS STANGNING VID  $t= ?$   
24



ANGE HUR MÅNGA TIDSSTEG DU VILL FÅ REDOVISADE.

Max 900

5

ANGE HUR TÄTT DE SKA REDOVISAS

Siffran 1 ger varje tid, 2 varannan osv.

1

F1-NYA INDATA F2-AVSLUTA F3-BERÄKNING F4-INLEDNING

#

### RESULTAT

DEN HÖGSTA TRYCKNIVÅN 447.36 UPPSTAR I DELTUR  
2. SEKTION 5 VID TIDEN 25.4 S  
OCH TRYCKMIN (ÅNGA) UPPSTAR I BLÅA DELTUB  
2. SEKTION 5 VID TIDEN 28.8 S EFTER ATT  
STANGNINGEN PÅBÖRJATS.

RESULTATEN FINNS LAGRADE. FÖR VALD SEKTION  
PLOCKAS DE UPP PÅ SKÄRMEN I TABELLFORM  
VÄLJ FÖRST DELTUB (1- 2):

1

SEDAN SEKTION (1- 5):





5

SIST FUNKTION

F1-NYA INDATA F2-AVSLUTA F5-NIVA OCH HASTIGHET F6-NYTT FLÖDE F7-NY PUNKT  
F8-NY STÄNGNING F9-NY VENTIL

%

TRYCKNIVA OCH HASTIGHET

DELTUB NR: 1, SEKTION 5.  
LÅNGD FRÅN INLOPPET 300.0 M.  
ÖK. TUB 250.00 M.Ö.H.  
DIAMETER 0.30 M.  
TRYCKVAGENS HASTIGHET 1166.69 M/S.

tid (s)	hastighet (m/s)	trycknivå (m)
0.000	0.705	299.464
0.059	0.705	299.468
0.119	0.705	299.472
0.178	0.705	299.477
0.238	0.705	299.481

F1-NYA INDATA F2-AVSLUTA F5-NIVA OCH HASTIGHET F6-NYTT FLÖDE F7-NY PUNKT  
F8-NY STÄNGNING F9-NY VENTIL

NY PUNKT

VÄLJ FÖRST DELTUB (1- 2):

2

SEDAN SEKTION (1- 5):

5

SIST FUNKTION

F1-NYA INDATA F2-AVSLUTA F5-NIVA OCH HASTIGHET F6-NYTT FLÖDE F7-NY PUNKT  
F8-NY STÄNGNING F9-NY VENTIL

%



TRYCKNIVA OCH HASTIGHET

---

DELTUB NR: 2, SEKTION 5.  
LÅNGD FRÅN INLOPPET 600.0 M.  
ØK. TUB 230.00 M.Ø.H.  
DIAMETER 0.15 M.  
TRYCKVAGENS HASTIGHET 1258.98 M/S.

tid (s)	hastighet (m/s)	trycknivå (m)
0.000	2.818	280.067
0.059	2.818	280.069
0.119	2.818	280.070
0.178	2.818	280.072
0.238	2.818	280.074

F1-NYA INDATA F2-AVSLUTA F5-NIVA OCH HASTIGHET F6-NYTT FLÖDE F7-NY PUNKT  
F8-NY STANGNING F9-NY VENTIL

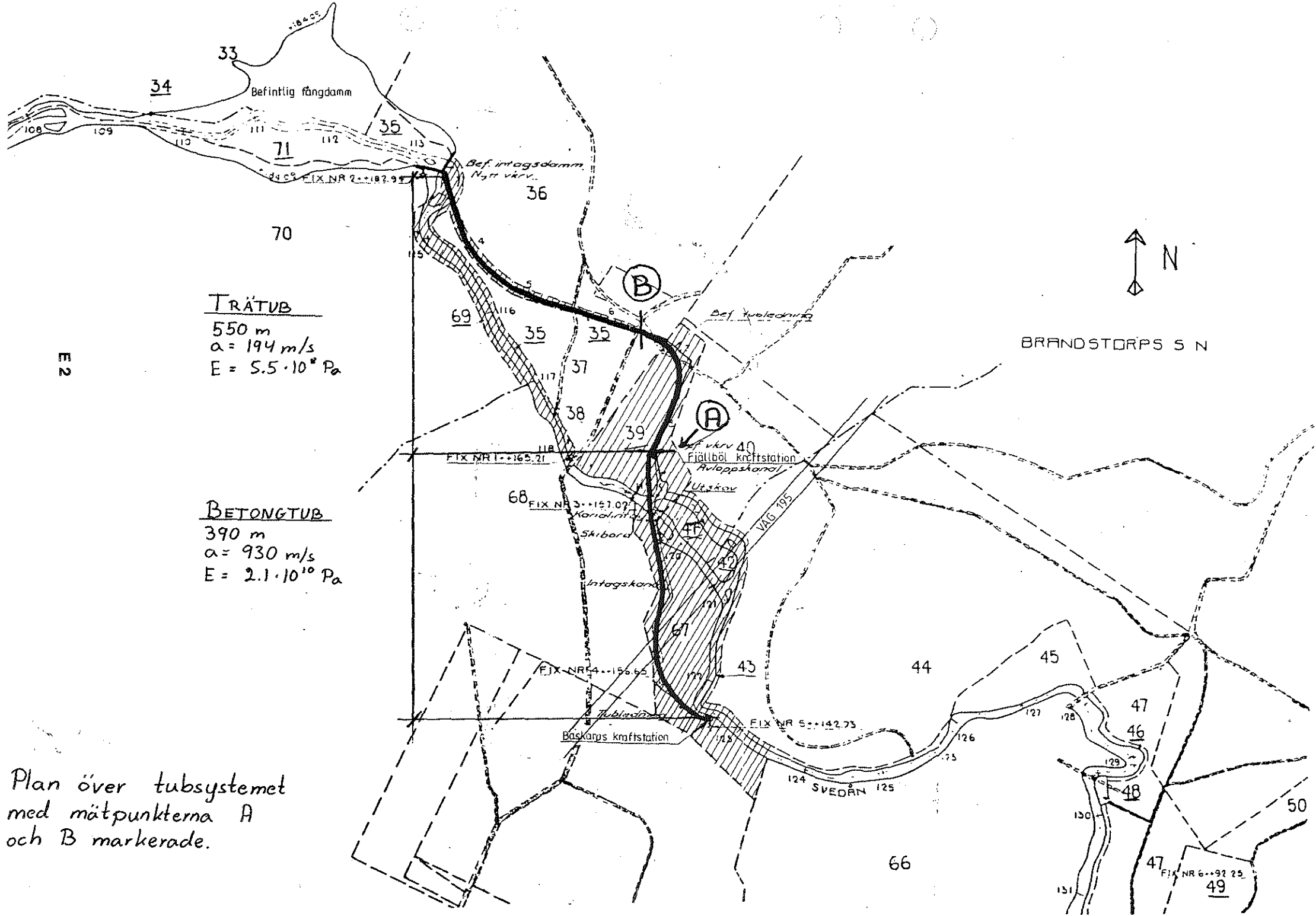
APPENDIX E

PRAKTIKEXEMPEL

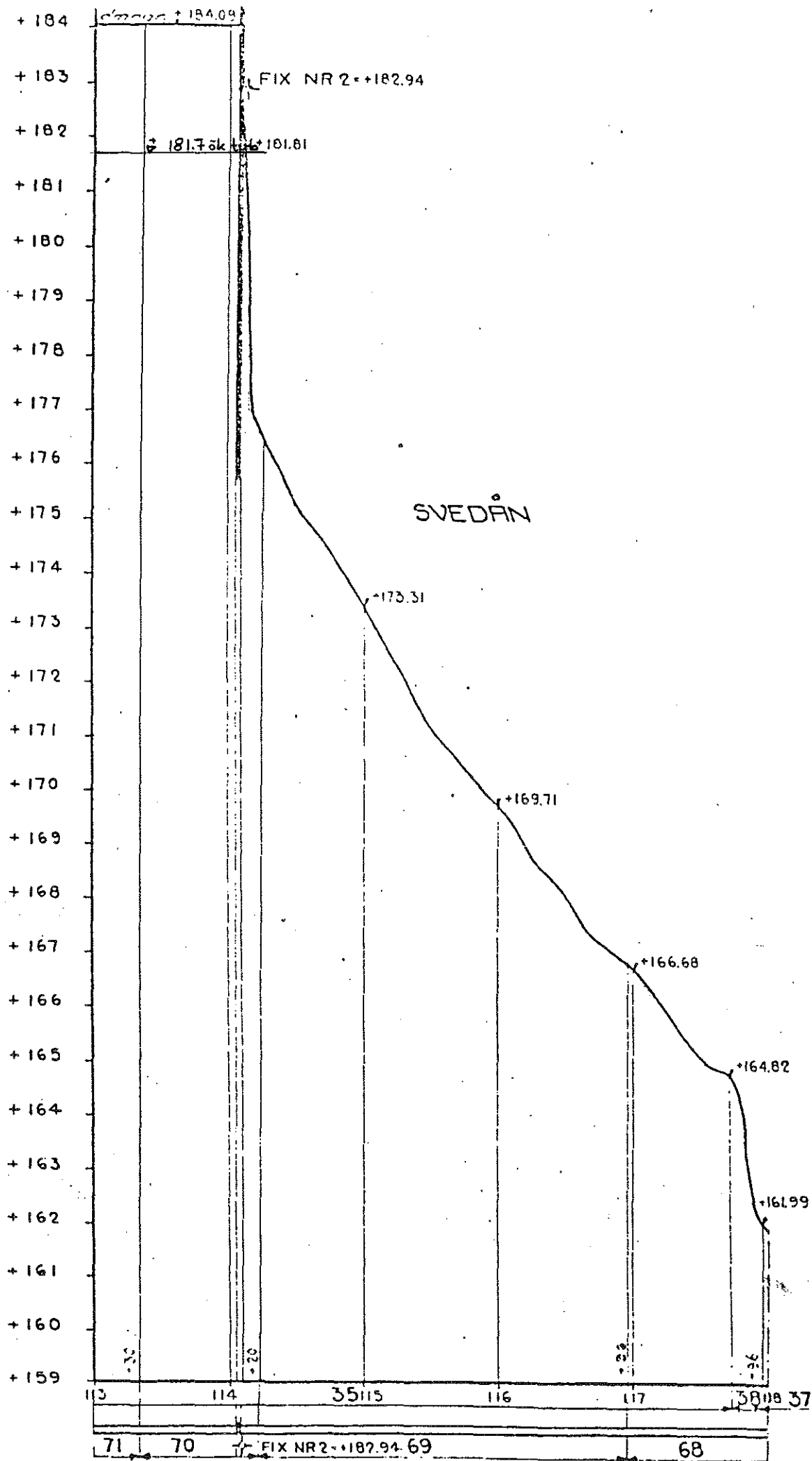
Plan

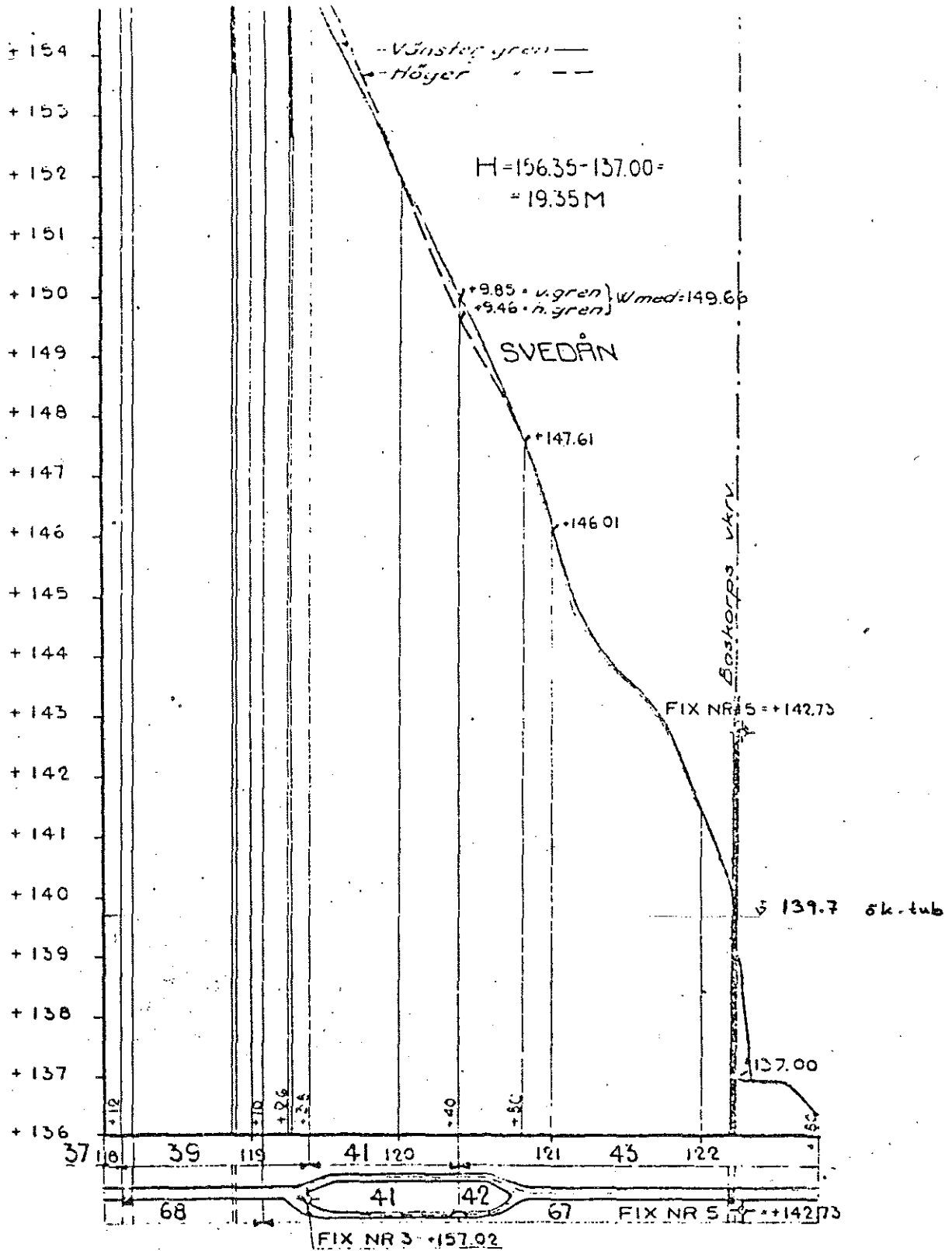
Profiler

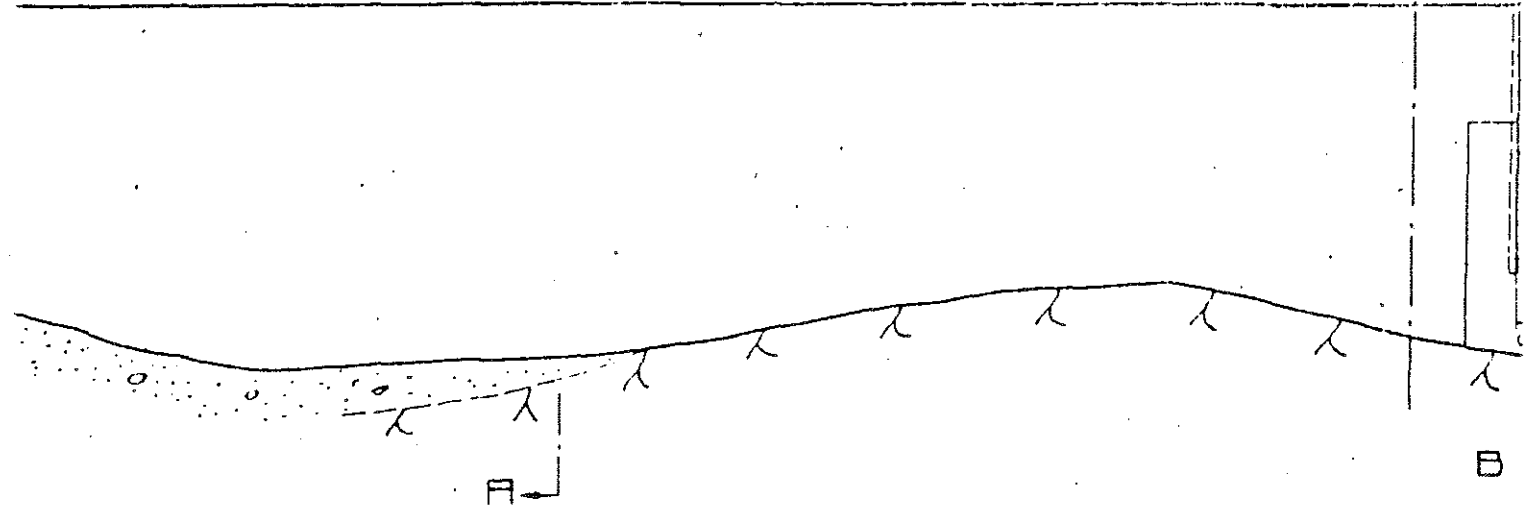
Tryckvariationer vid fältmätning.



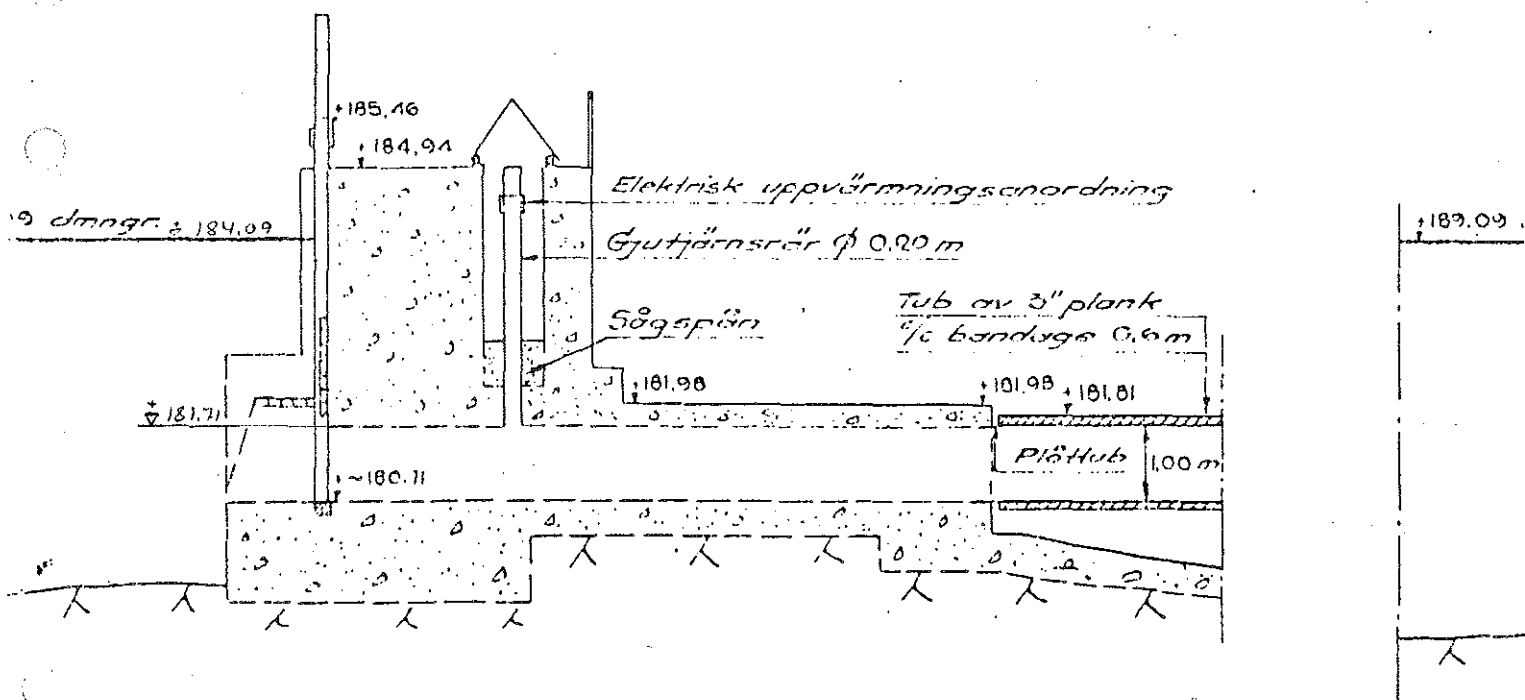
Plan över tubsystemet  
 med mätpunkterna A  
 och B markerade.



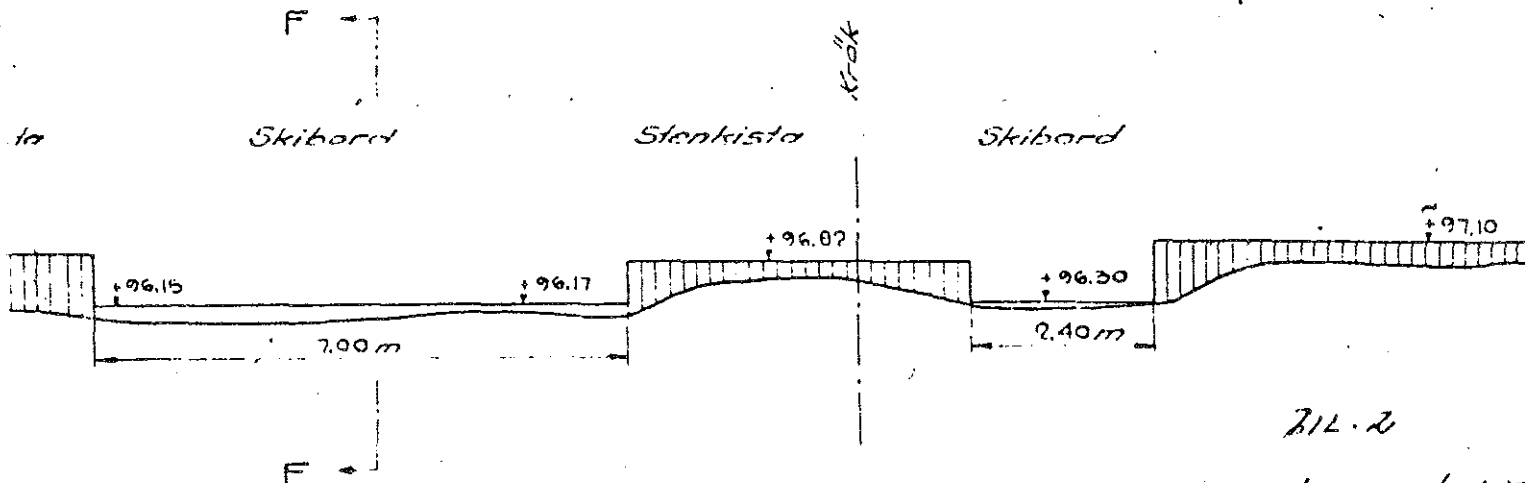




B-B



FISKEDAMM I SEKTION 132+50  
MEDSTRÖMS VY



212.2  
Skala 1:100  
1983.10.11





