

# **Beräkning av tryckslag med datormodellen WATHAM**

**av**

**Viveka Arvidsson**



Institutionen för Vattenbyggnad  
Chalmers Tekniska Högskola

Department of Hydraulics  
Chalmers University of Technology

Beräkning av tryckslag med  
datormodellen WATHAM

av

Viveka Arvidsson

Examensarbete 1983:7

Göteborg 1984

---

Adress: Institutionen för Vattenbyggnad  
Chalmers Tekniska Högskola  
412 96 Göteborg

Telefon: 031/81 01 00

## Innehåll

Figurförteckning .....	I
1 Sammanfattning .....	1
2 Inledning .....	2
3 Teoretisk bakgrund .....	3
3.1 Allmänt om tryckslag .....	3
3.2 Tryckdifferensen $\Delta H$ .....	6
3.3 Fortplantningshastigheten $a$ .....	8
3.4 Grundläggande differentialekvationer .....	11
3.4.1 Eulerekvationen .....	11
3.4.2 Kontinuitetsekvationen .....	12
4 Tryckslagsprogrammet WATHAM .....	15
4.1 Karakteristikmetoden .....	15
4.1.1 Exakt Karakteristikmetod .....	15
4.1.2 Numerisk lösning .....	18
4.1.3 $\Delta S$ och $\Delta t$ .....	21
4.2 Randvillkor .....	22
4.2.1 Reservoar nedströms .....	22
4.2.2 Pumpar placerade i sumpen .....	22
4.2.3 Inre randvillkor .....	26
4.3 Allmänt om WATHAM .....	28
4.3.1 Subrutin SOURCEP .....	30
4.3.2 Subrutinen BOOSTER .....	30
4.3.3 Subrutinen CONTROL .....	31
4.3.4 Subrutinen SERIESPIPE .....	32
4.3.5 Subrutinen SURGEVALVE .....	32
4.4 Beräkningsgång för subrutinen SOURCEP .....	33
4.5 Indata till SOURCEP .....	37
5 Genomförda förbättringar av SOURCEP .....	39
5.1 Stängning av backventil .....	39
5.2 Separat pumpfrånfall .....	39
5.3 Pumpar med olika pumpkarakteristikor .....	40
5.4 Testkörningar .....	42
6 Analys av befintligt system i Mölnlycke .....	48
6.1 Nuvarande uppställning och problem .....	48
6.2 Mätutrustning och mätresultat .....	54
6.3 Indata för analys med WATHAM .....	56
6.4 Resultat .....	58
6.5 Slutsatser .....	61
7 Referenser .....	63
Appendix A Resultatutskrift till analys .....	64
Appendix B Subrutin SOURCEP .....	85
Appendix C Mätresultat .....	102

## Figurförteckning

3.1.	Ledningssystem med ventil .....	3
3.2.	En tryckvågs fortplantning med hastigheten $a$ .....	4
3.3.	Trycket som funktion av tiden i tre olika punkter .....	5
3.4.	Ventilstängning med linjär hastighetsreduktion .....	6
3.5.	Stationär strömning i kontrollvolymen .....	7
3.6.	Krafter som verkar på kontrollvolymen .....	7
3.7.	Kontrollvolym vid $T=t$ och $T=t+\delta t$ .....	8
3.8.	Ett rörs spänningar och deformationer .....	10
3.9.	Generella inspänningar .....	11
3.10.	Kraftbetraktelse på strömrör .....	12
3.11.	Kontrollvolym med in- resp. utströmning av massa .....	13
4.1.	S-t planet för ett enkelt exempel .....	17
4.2.	Konstruktion av karakteristiknät .....	18
4.3.	Generaliserade karakteristikor till den exakta metoden .	19
4.4.	Störningars fortplantning i s-t planet .....	21
4.5.	Nedströms reservoar .....	22
4.6.	Första kvadranten av en pumpkarakteristika .....	23
4.7.	Samtliga karakteristikor för en pump .....	24
4.8.	Totalkarakteristikor för en pump .....	25
4.9.	Linjärinterpolation av $T$ .....	26
4.10.	Koppling mellan två rör .....	27
4.11.	S-t planet för två hopkopplade rör .....	28
4.12.	Strukturskiss över WATHAM .....	29
4.13.	Pumpar placerade i sumpen .....	30
4.14.	Pumpar ute på ledningen med shuntledning .....	31
4.15.	Tryckklocka och en-vägs svängningsbassäng .....	31
4.16.	Ventilstängning i självfallsledning .....	32
4.17.	Ventilstängning med säkerhetsventil .....	33
5.1.	Fyra arbetande "pumptyper" .....	43
5.2.	En arbetande och tre avstängda pumptyper .....	44
5.3.	Två arbetande och två avstängda pumptyper .....	45
5.4.	En avstängd och tre arbetande pumptyper .....	46
5.5.	Körning med separat stängning av ventilerna .....	47
6.1.	Planritning för Mölnlyckes pumpstation .....	49
6.2.	Längdsektion för Mölnlyckes pumpstationen .....	50
6.3.	Tvärsektion för Mölnlyckes pumpstation .....	51
6.4.	Dykarledningens längdprofil .....	52
6.5.	Pumpkarakteristika .....	53
6.6.	Mätresultat från samtliga pumpars utrullning .....	55
6.8.	Generaliserad längdprofil .....	56
6.9.	Förlängd pumpkarakteristika .....	57
6.10.	Flödehastighetens variation i tiden .....	59
6.11.	Tryckhöjdens variation i tiden .....	59
6.12.	Kvoterna $Q/Q_0$ och $N/N_0$ som funktion av tiden .....	60
6.13.	Högsta och lägsta tryck längs ledningsprofilen .....	60
6.14.	Lösningens fortplantning i pumpkarakteristikan .....	62
6.15.	Kvoten $Q \cdot N_0 / (Q_0 \cdot N)$ som funktion av tiden .....	62

## Förord

Detta examensarbete har utförts vid Institutionen för Vattenbyggnad, Chalmers Tekniska Högskola och ingår som ett led i Institutionens ökade undervisning av tryckslag.

Professor Anders Sjöberg har varit handledare, Bernt Persson, VA-Verket Göteborg, har hjälpt till med mätningar och goda råd och Gösta Lindvall har svarat på allehanda frågor om program och teori. Håkan Strandner och övrig personal har varit vänliga nog att svara på allehanda frågor rörande programmering. Tack!

Viveca Arvidsson

## 1 SAMMANFATTNING

Detta examensarbete behandlar dels ett försök att förbättra tryckslagsprogrammet WATHAM vad beträffar randvillkoret "pumpar placerade i sumpen", dels ett försök att analysera ett tryckslagsförlopp i ett befintligt ledningssystem i Mölnlycke m h a WATHAM.

De förbättringar som gjorts gäller möjligheten att stänga backventilen vid ett bestämt ögonblick och att kunna beräkna separat pumpfrånfall och system med olika pumptyper. Fem st testexempel har körts med förväntat resultat.

Analysen av ledningssystemet i Mölnlycke gjordes för att undersöka om tryckslag var orsaken till uppkomna sprickor på ledningen. Analysen avslöjade emellertid ett allvarligt numeriskt fel hos WATHAM och av den orsaken blev resultatet av analysen helt felaktigt. Det numeriska felet ligger i behandlingen av pumpkaraktistikan och orsakar instabilitet i lösningen för system med långa ledningar och liten uppfodringshöjd. Det har ej varit möjligt att inom ramen för detta examensarbete omarbete den felaktiga beräkningsrutinen.

## 2 INLEDNING

Den revolutionerande utvecklingen inom datateknologin (både inom hård- och mjukvara) under de senaste tjugo åren har lett till ett ökat intresse bland forskare och ingenjörer att lösa komplicerade fysikaliska problem numeriskt. Detta gäller framförallt dynamiska problem som oftast saknar analytisk lösning eller är för tidskrävande att lösa för hand. Inom hydrauliken har man de svårlösta icke-stationära strömningss Problemen och bland dem tryckslagsfenomenet.

Flera metoder har utvecklats för att lösa de hyperboliska differentialekvationerna som beskriver tryckslagsförloppet. Den mest använda av dessa metoder är karakteristikmetoden, som gör det möjligt att finna en numerisk lösning m h a finita differenser.

Detta examensarbete behandlar tryckslagsproblematiken, speciellt dess fysikaliska förlopp och dess numeriska lösning m h a karakteristikmetoden i form av det norska tryckslagsprogrammet WATHAM. Dessutom ingår en analys med WATHAM av ett befintligt ledningssystemet i Mölnlycke samt några förslag till förbättringar av WATHAM.

Systemet i Mölnlycke består av en pumpstation med två parallellkopplade pumpar som pumpar mot en dykarledning som går genom Rådasjön. Ungefär mitt på ledningen är en vattenfylld tryckklocka inkopplad. Vid denna T-koppling har långsgående sprickor uppkommit. Huvudsyftet med analysen är att undersöka om dessa sprickor har orsakats av tryckslag och om så är fallet vilka åtgärder som bör vidtas för att undvika fortsatt sprickbildning.

Analysen av ledningssystemet i Mölnlycke krävde möjlighet att som indata till WATHAM ge den tidpunkt vid vilken backventilen skall stänga. Programmet har därför modifierats så att detta nu är möjligt. Dessutom har WATHAM kompletterats så att det nu går att beräkna problem med olika pumptyper och separat pumpfrånfall.

Rapporten är uppbyggd i två delar. Den första delen bestående av kapitel 3 och 4 ger en utförlig beskrivning av tryckslagets fysikaliska förlopp och den grundläggande teorin samt beskriver lösningen av differentialekvationerna med karakteristikmetoden och den numeriska lösningen av dessa i WATHAM. De läsare som är bekanta med tryckslagsteorin kan med fördel hoppa över dessa kapitel.

Den andra delen består av kapitel 5 och 6 som innehåller en beskrivning av förslagen till förbättringar av WATHAM och slutligen en redogörelse över analysen av systemet i Mölnlycke. I den sista avsnittet ingår även en diskussion om den sannolika orsaken till det numeriska fel som erhöles vid analysen.

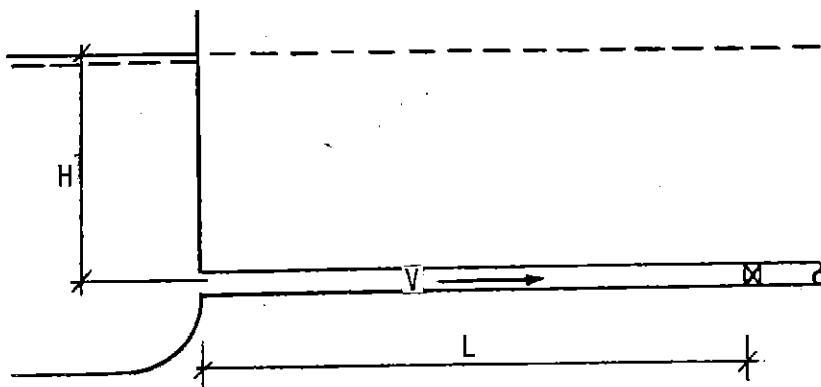
### 3 TEORETISK BAKGRUND

#### 3.1 Allmänt om tryckslag

Fenomenet tryckslag uppkommer då plötsliga ändringar av flödet inträffar i slutna ledningar, t ex snabb stängning eller öppning av en ventil, pumpar som startas eller slås från mm. Strömningen blir då icke-stationär, dvs tryck och hastighet varierar med tiden.

Dessa snabba flödesändringar medför stora trycksvängningar som fortplantar sig mycket snabbt (nära ljudets hastighet) längs ledningen. På grund av strömningens karaktär, kan man inte längre försumma inverkan av vätskans kompressibilitet och rörväggens elasticitet, som man gör i stationär teori, utan tryckvariationen och fortplantningshastigheten kommer att bero på dessa båda parametrar. I vissa fall kan man dock försumma denna inverkan, dvs man betraktar vätskan och röret som ideala (strömningstypen är dock fortfarande icke-stationär). Ett sådant fall är t ex svallning i en tillloppsledning (till en turbin) med svalltorn, då flödesförändringar är långsamma.

För att lättare förstå vad som händer kan man titta på ett förenklat system (se figur 3.1) där man har en horisontell ledning från en reservoar med en ventil sträckan  $L$  från reservoaren. Skillnaden mellan energilinjén och trycklinjen ( $V^2/2g$ ), in- och utströmningsförluster samt friktionen försummas. I det stationära tillståndet strömmar vätskan med hastigheten  $V$  och tryckhöjden är i hela ledningen  $H$ .

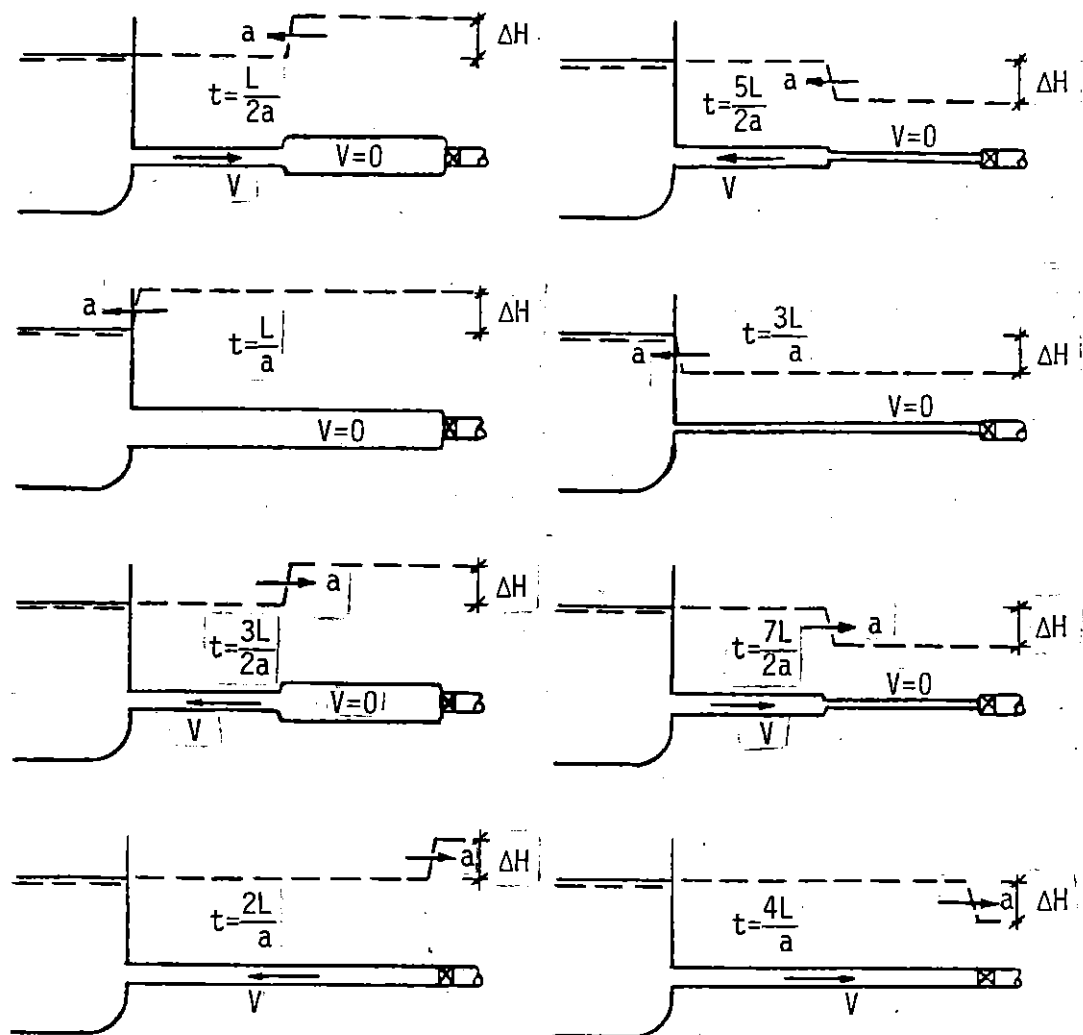


Figur 3.1. Ledningssystem med ventil

Om man nu stänger ventilen momentant, så kommer vätskans hastighet, i en tunn skiva vid ventilen, att tvingas ned från  $V$  till 0. Detta får till följd att trycket vid ventilen ökar med  $\Delta H$  (se figur 3.2).  $\Delta H$  är just så stor som krävs för att få ned vätskans impuls (rörelsemängd) från det ursprungliga värdet ned till 0.

Det ökade trycket medför att vätskan komprimeras och att röret utvidgar sig (mer eller mindre beroende på rørets material och storlek samt vätskans elasticitetsmodul).





Figur 3.2. En tryckvågs fortplantning med hastigheten  $a$

Tittar man nu på ledningen vid ventilen, så är alltså hastigheten, i den tunna skivan vid ventilen noll och trycket  $H + \Delta H$ . Den vätska som fortfarande strömmar mot ventilen kommer nu att "skiva för skiva" bromsas upp på samma sätt som tidigare, med samma tryckstegring som följd (eftersom vätskans hastighet  $V$  är samma som tidigare). Tryckstegringen  $\Delta H$  kommer alltså fortplanta sig uppför ledningen med en hastighet  $a$ , där  $a$  huvudsakligen beror på elasticitetsmodulerna hos vätskan och rörmaterialiet samt ledningssystemets geometri.

Vid tiden  $L/a$  efter stängningen av ventilen har tryckstegringen  $\Delta H$  nått fram till reservoaren och i hela ledningen råder följande förhållanden: trycket är  $H + \Delta H$ , hastigheten  $V = 0$ , vätskan är komprimerad och röret har utvidgats. Eftersom trycket i ledningen är  $\Delta H$  högre än i reservoaren, kommer den komprimerade vätskan att strömma ut ur den utvidgade ledningen in i reservoaren, för att utjämna tryckskillnaden. Detta medför att i "skiva efter skiva" minskar trycket ned till den "normala" nivån ( $H$ ), vätskan utvidgas och röret återfår sin normala sektion (under förutsättning att deformationen var elastisk).

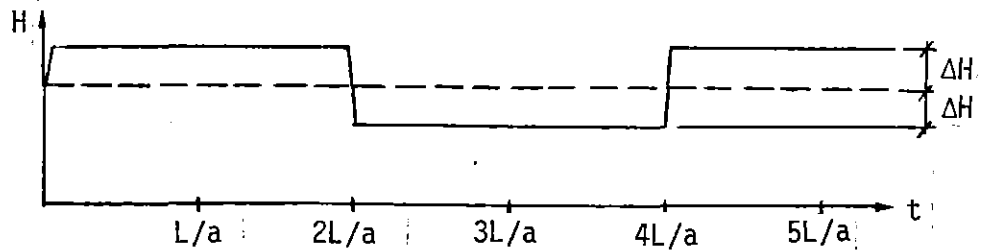
Vid tiden  $2L/a$  har övertrycket  $\Delta H$  raderats ut, och trycket i hela ledningen är återigen  $H$ , men vätskan fortsätter att strömma mot reservoaren och för att underhålla detta flöde måste vätskan expandera och röret krympa vid ventilen. Till följd av detta faller trycket  $\Delta H$  vid ventilen. Detta undertryck fortplantas längs ledningen och når reser-

voaren vid tiden  $3L/a$ . Då är hela ledningen utsatt för trycket  $H-\Delta H$ , vätskans hastighet är längs hela ledningen noll, vätskan är expanderad och röret har krympt. Flödet kommer då att vända igen för att skapa jämvikt och vätska från reservoaren kommer att strömma in i det krympta röret. Undertrycket raderas härmed ut och vid tiden  $4L/a$  är man tillbaka vid utgångsläget.

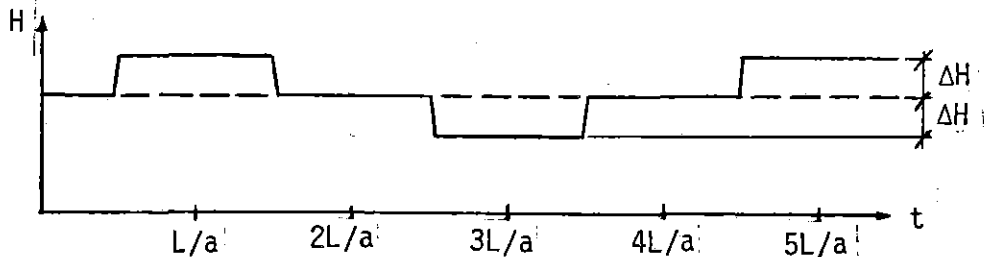
Detta förlopp bildar en vågperiod och kommer att upprepas cykliskt. I detta exempel har hastighetshöjden, friktionen och andra förluster försumrats, dvs  $a$  och  $\Delta H$  har hela tiden haft samma värde. I verkligheten kommer tryckvågens amplitud att dämpas.

Nedströms ventilen kommer ett liknande förlopp att uppstå vid en momentan ventilstängning. Under förutsättning att nedströms randvillkor är en reservoar, får man det motsatta förloppet nedströms ventilen. Dvs när det råder övertryck uppströms ventilen är det undertryck nedströms och tvärtom.

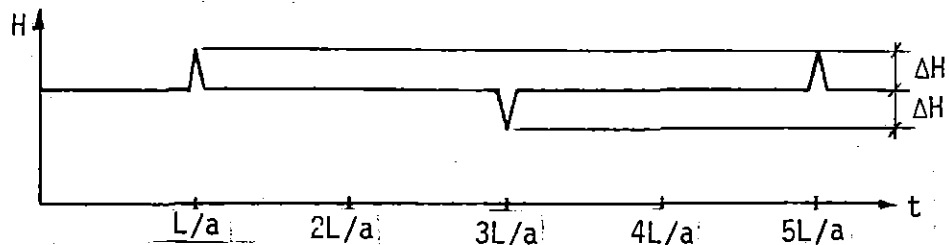
För att förstå hur trycket varierar som en funktion av tiden i olika delar av ledningen, kan man reducera rumsdimensionen genom att plotta tryckvariationen i bestämda punkter på ledningen, t ex vid ventilen, mitt på ledningen och precis innan reservoaren (se figur 3.3).



Vid ventilen



Mitt på ledningen



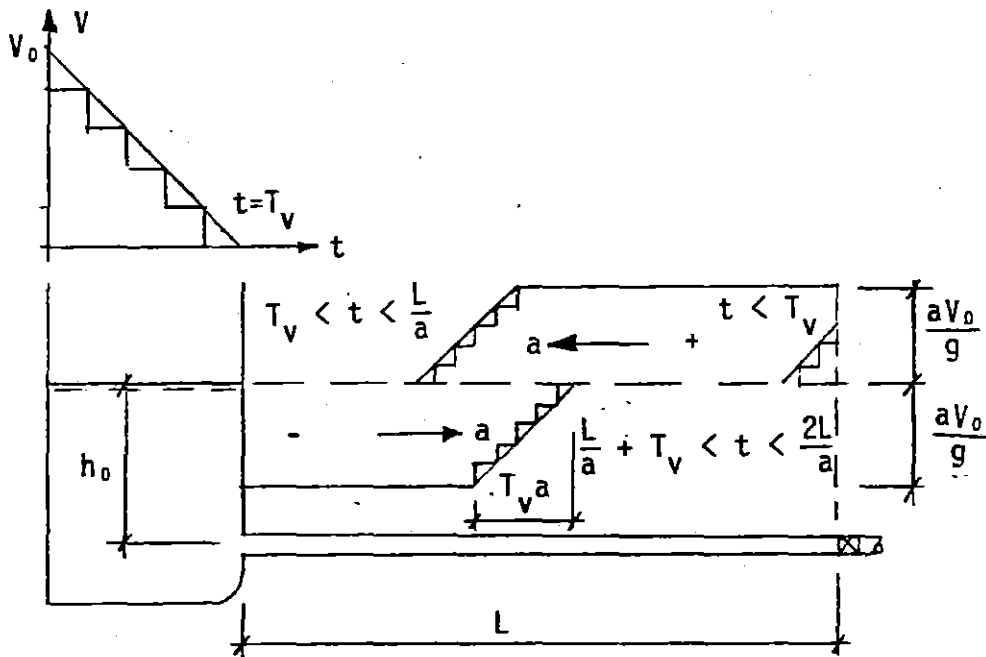
Vid reservoaren

Figur 3.3. Trycket som funktion av tiden i tre olika punkter

Vid ventilen kommer trycket att öka med  $\Delta H$  omedelbart efter stängningen av ventilen och förbli så stor tills den "utraderande" tryckvågen nått fram till ventilen (vid  $t=2L/a$ ), då trycket genast ramlar ned till  $H-\Delta H$ . Detta undertryck kommer att vara kvar tills cykeln är fullbordad, dvs vid  $t=4L/a$ , då trycket genast ökar till  $H+\Delta H$  igen.

Mitt på ledningen uppkommer inte övertrycket förrän tryckvågen har hunnit fram till dit, dvs först efter tiden  $L/2a$ . Innan dess råder det "normala" trycket. På samma sätt fungerar det när den "utraderande" vågen minskar trycket till det "normala" igen och innan den negativa tryckvågen har hunnit fram. Vid en punkt precis innan reservoaren fungerar det på samma sätt som vid en punkt mitt på ledningen, bara med den skillnaden att över- respektive undertryck uppträder som "spikar" på tidsaxeln.

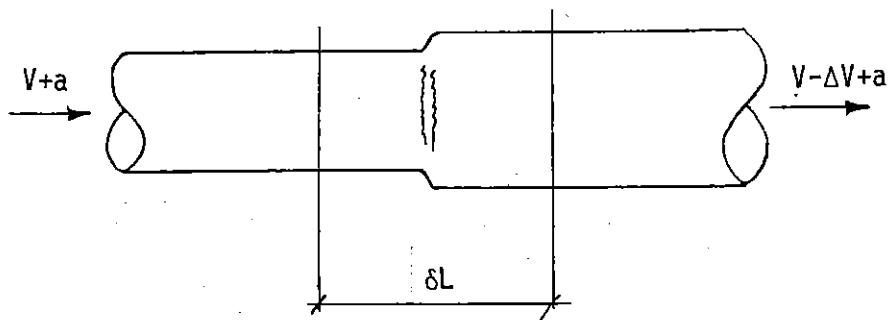
I det föregående exemplet behandlades en momentan ventilstängning. I de allra flesta fall sker dock ventilstängningen gradvis. Flödeshastigheten reduceras då på något sätt från det ursprungliga värdet  $V$  ned till 0. Om man antar att denna procedur tar  $T$  sek; då tar det också  $T$  sek innan trycket  $H+\Delta H$  uppstår. Detta gäller under förutsättning att  $T_v < 2L/a$ . Är däremot  $T_v > 2L/a$ , har den reflekterade tryckvågen hunnit tillbaka till ventilen, med följd att tryckstegringen blir mindre mot vad skulle ha blivit i det första fallet. Tryckstegringen sker gradvis på samma sätt som hastighetsreduktionen och man får då en mjukare vågfront i förhållande till den tidigare så skarpa. I figur 3.4 visas ett fall med linjär hastighetsreduktion.



Figur 3.4. Ventilstängning med linjär hastighetsreduktion

### 3.2 Tryckdifferensen $\Delta H$

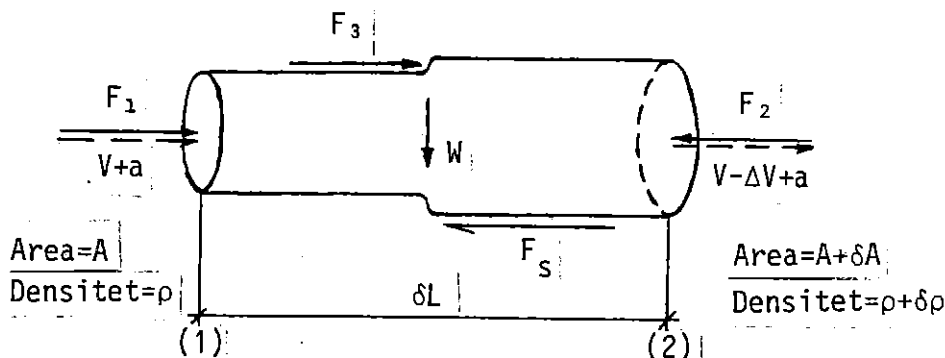
För att kunna göra överslagsberäkningar av trycket på det sätt som beskrivits ovan, behöver man ett samband mellan hastighetsändringen  $\Delta V$  och motsvarande tryckändringen  $\Delta H$ . En sådan är tämligen enkel att få fram genom att ansätta rörelsemängdsekvationen på en del av ett rör som är  $\delta L$  långt. ( $\delta L$  är en liten sträcka men inte infinitesimal se, figur 3.5). För att kunna betrakta strömningen som stationär låter man referenssystemet röra sig åt vänster med hastigheten  $a$ .  $V$  är vätskans hastighet i förhållande till en observatör i vila.



Figur 3.5. Stationär strömning i kontrollvolymen

Genom detta förfarande kan man använda den vektoriella rörelsemängdsekvationen för stationär strömning.

$$\Sigma F = Q\rho(V_{ut} - V_{in}) \quad (1)$$



Figur 3.6. Krafter som verkar på kontrollvolymen

I figur 3.6 visas de krafter som verkar på den valda kontrollvolymen. Skjuvspänningen  $F_s$  mellan den strömmande vätskan och rörväggen kan försummas eftersom  $\delta L$  är så liten, och eftersom vi vanligtvis betraktar relativt styva rör kan vi också försumma  $F_3$ . Detta ger insatt i ekvation 1

$$F_1 - F_2 = Q\rho(V - \Delta V + a - V - a) = Q\rho(-\Delta V) \quad (2)$$

där  $Q\rho = (V+a)A\rho$

Säg att trycket i sektion (1) är  $p_0$ , då är trycket i sektion (2)  $p_0 + \Delta p$ . Då kan man skriva  $F_1$  som  $p_0 A$ , och  $F_2$  som  $(p_0 + \Delta p)(A + \delta A)$ . Här kan  $\delta A$  försummas då man i de flesta fall betraktar styva rör, dvs  $\delta A$  är liten i förhållande till övriga termer. Då man också vet att  $\Delta p = \rho g \Delta H$  kan man skriva ekvation 2 som

$$\Delta H = \frac{a\Delta V}{g} \left(1 + \frac{V}{a}\right) \quad (3)$$

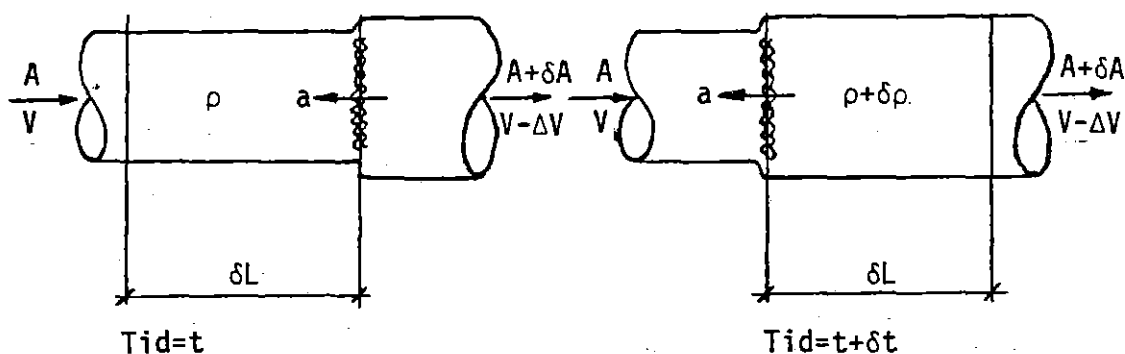
Eftersom  $a$  i de flesta fall är mycket större än  $V$  kan man försumma inverkan av termen  $V/a$ . Då är det möjligt att skriva ekvation 3 som

$$\Delta H = \frac{a\Delta H}{g}$$

Detta samband brukar kallas Joukowskis lag. (Nicolai Joukowski var en av pionjärerna inom tryckslagsanalysen i slutet på 1800-talet, och delar tillsammans med J.P. Frizell epitetet tryckslagsanalysens fader)

### 3.3 Fortplantningshastigheten $a$

För att kunna beräkna  $\Delta H$  behöver man ett uttryck för fortplantningshastigheten  $a$ . Ett sådant får man relativt enkelt fram genom att ansätta kontinuitetsvillkoret på en  $\delta L$  lång bit av ledningen och genom att sedan uttrycka massökningen med hjälp av vätskans kompression och rörets töjning. Eftersom man betraktar ändringen av massan innesluten i kontrollvolymen under ett kort tidsintervall går man för enkelhets skull över till Eulerskt betraktelsesätt (se figur 3.7).  $\Delta V$  betecknar här förändringen av vätskans hastighet (i förhållande till en observatör i vila).



Figur 3.7. Kontrollvolym vid  $T=t$  och  $T=t+\delta t$

Under tiden  $\delta t$  har mängden innesluten vätskemassa i kontrollvolymen ökat med  $\delta M$ ;

$$\delta M = VA\rho\delta t - (V-\Delta V)(\rho+\delta\rho)(A+\delta A)\delta t \quad (5)$$

Genom att välja  $\delta L = a\delta t$ , utveckla och försumma termer med  $\delta\rho$  och/eller  $\delta A$  i ekvation 5, fås följande:

$$\delta M = A\rho\Delta V\frac{\delta L}{a} \quad (6)$$

Ändringen av den av kontrollvolymen inneslutna massan beror på vätskans kompression och rörets töjning. Benämner man kontrollvolymens volymändring  $\delta V_v$  kan man skriva samma massändring som i ekvation 6 på följande sätt.

$$\delta M = (\rho+\delta\rho)(A\delta L + \delta V_v) - \rho A\delta L \quad (7)$$

där den sista termen i högerledet är kontrollvolymens massa innan tryckvågen har passerat och produkten av de två parenteserna är massan efter passagen. Om man utvecklar och försummar termen  $\delta\rho\delta V$  i ekvation 7 och sedan sätter in den nya ekvationen i ekvation 6, erhålles

efter passagen. Om man utvecklar och försummar termen  $\delta\rho\delta V$  i ekvation 7 och sedan sätter in den nya ekvationen i ekvation 6, erhålles

$$\rho\delta V_v + \delta\rho A\delta L = A\rho\Delta V \frac{\delta L}{a} \quad (8)$$

Vätskans kompression bestäms av dess elasticitetsmodul, som definieras på följande sätt i hydrauliken:

$$E_v = - \frac{dp}{dV_v/V_v} \quad (9)$$

dvs förhållandet mellan en tryckändring ( $dp$ ) och den därav orsakade relative volymändringen ( $dV_v/V_v$ ). Inom statiken brukar detta förhållande betecknas som kompressionsmodulen, ej att förväxla med dess invers; hydraulikens kompressibilitetsmodul. I fortsättningen används beteckningen  $K$  (kompressionsmodulen) istället för  $E_v$ .

Eftersom kompressionsmodulen  $K$  är relativt konstant inom ett stort tryckintervall, kan man sätta  $dp = \Delta p$  i ekvation 9. Från termodynamikens första lag om massans oförstörbarhet har man att  $\delta m = \rho\delta V_v + V_v\delta\rho = 0$  om  $m = \rho V_v$ . Genom att kombinera denna lag med ekvation 9 och införa  $\Delta p = \gamma\Delta H$ , får man

$$\delta\rho = \rho \frac{\gamma\Delta H}{K} \quad (10)$$

Rörets töjning är en funktion av spänningarna i röret, rörets elasticitetsmodul och kontraktionstal. Detta samband lyder under namnet Hookes generaliserade lag:

$$\Delta\sigma_1 = \frac{\Delta\varepsilon_1 + \nu\Delta\varepsilon_2}{1-\nu^2} E \quad \text{eller} \quad \Delta\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\Delta\sigma_1 - \nu\Delta\sigma_2) \quad (11)$$

$$\Delta\sigma_2 = \frac{\Delta\varepsilon_2 + \nu\Delta\varepsilon_1}{1-\nu^2} E \quad \text{eller} \quad \Delta\varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\Delta\sigma_2 - \nu\Delta\sigma_1) \quad (12)$$

Där  $E$  är rörmaterialets elasticitetsmodul.

Vid tryckslag är röret oftast utsatt för spänningar och deformationer redan innan tryckvågen passerar, därav differensformen. Töjningen sker först och främst tangentiellt. Beroende på inspänningsförhållandena kan dock även longitudinella töjningar uppkomma. I figur 3.8 definieras de olika riktningarna för spänning töjning.

Utifrån figur 3.8 kan man teckna volymändringen för ett  $\delta L$  långt rör, orsakad av en tangentiell töjning. Om man försummar den kvadratiske termen  $\delta D^2$ , får man följande:

$$\delta V_{vt} = \frac{\pi}{4}((D+\delta D)^2 - D^2) = \frac{1}{2}\pi D\delta D\delta L \quad (13)$$

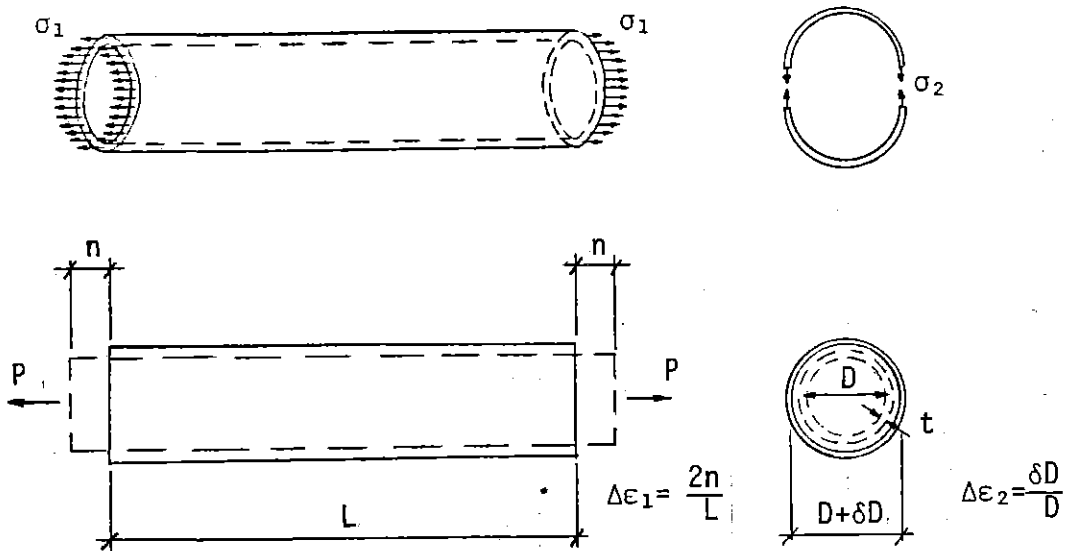
Enligt definitionen i figur 3.8 är  $\delta D = D\Delta\varepsilon_2$ , varför ekvation 13 blir

$$\delta V_{vt} = \frac{1}{2}\pi D^2\delta L\Delta\varepsilon_2 \quad (14)$$

Volymändringen orsakad av en longitudinell töjning blir:

$$\delta V_{vl} = \frac{1}{4}\pi D^2\delta L\Delta\varepsilon_1 \quad (15)$$

Genom att lägga ihop ekvationerna 14 och 15 får man den totala volymändringen för ett  $\delta L$  långt rör:



Figur 3.8. Ett rörs spänningar och deformationer

$$\delta V_v = \frac{1}{2} \pi D^2 \delta L \left( \frac{\Delta \epsilon_1}{2} + \Delta \epsilon_2 \right) \quad (16)$$

Nu återstår att uttrycka rörets volymändring som en funktion av tryckändringen  $\Delta p$ . Den tangentiella spänningsförändringen orsakad av  $\Delta p$  erhålles till

$$\Delta \sigma_2 = \frac{\Delta p D}{2t} \quad (17)$$

Den longitudinella spänningsförändringen bestäms av rörets inspänningsförhållanden. Men det är omöjligt att beskriva de verkliga förhållandena på grund av deras komplexitet. Därför antar man en inspänning som stämmer relativt bra med verkligheten och som är teoretiskt lätt att hantera. Streeter och Wylie (2) föreslår tre generella fall: a) ledningen är fast inspänd uppströms och endast fri att röra sig axiellt när röret deformeras; b) ledningen är inspänd så att all axiell rörelse är förhindrad; c) fast inspänd både uppströms och nedströms men med möjlighet till expansion längs ledningen via skarvar. Se figur 3.9.

Den fortsatta härledningen görs för fall b). Eftersom  $\Delta \epsilon_1 = 0$  får ekvation 12 följande utseende efter att ekvation 17 satts in.

$$\frac{\Delta p D}{2t} = \frac{\Delta \epsilon_2}{1 - \nu^2} E \quad (18)$$

Då kan efter substitution ekvation 16 skrivas

$$\delta V_v = \frac{\pi D^2 \delta L}{2} \left( \frac{1 - \nu^2}{E} \right) \left( \frac{\Delta p D}{2t} \right) \quad (19)$$

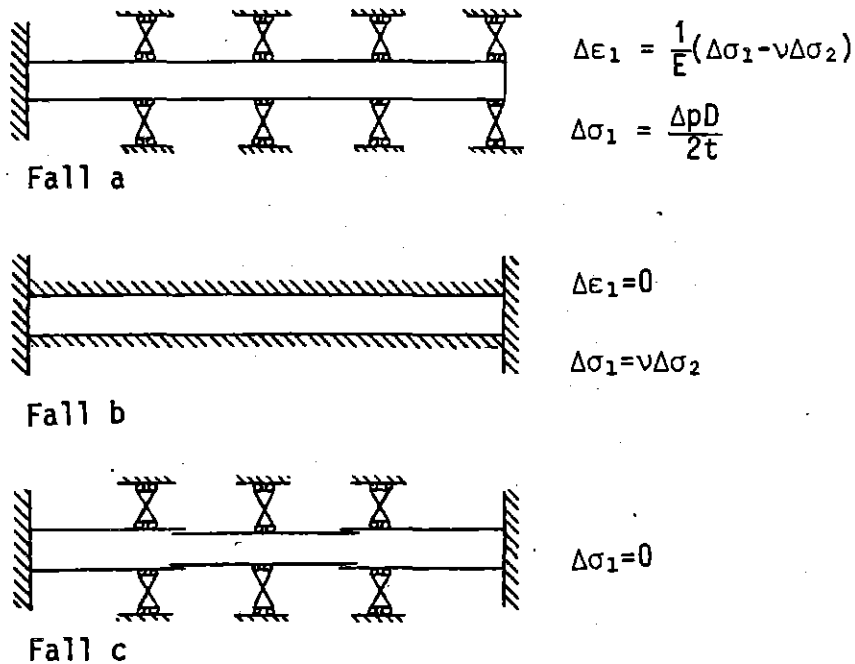
För in ekvationerna 19 och 10 i 8:

$$\frac{\gamma \Delta H}{K} \rho A \delta L + \rho \frac{\pi D^2 \delta L}{2} \left( \frac{1 - \nu^2}{E} \right) \left( \frac{\gamma \Delta H D}{2t} \right) = A \rho \Delta V \frac{\delta L}{a} \quad (20)$$

Förkorta, flytta om, för in Joukowskis lag och utveckla

$$a = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1 + KD(1 - \nu^2)/Et}} \quad (21)$$

Mera generellt brukar formeln för fortplantningshastigheten skrivas



Figur 3.9. Generella inspänningar

$$a = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1+KDC/Et}} \quad (22)$$

där  $C=5/4-\nu$  för fall a),  $C=1-\nu^2$  för b) och  $C=1.0$  för fall c). I praktiken brukar man använda  $C=1.0$  eftersom uttrycken för  $C$  i fall a) och b) oftast ligger mycket nära 1 ( $\nu=0.3-0.45$ ).

För ett oändligt styvt rör blir fortplantningshastigheten  $a=1450$  m ( $K=2,1$  GPa och  $\rho=1000$  kg/m). Detta värde motsvarar ljudets hastighet i vatten. För material med mindre elasticitetsmodul än vatten, såsom betong och PEH, blir fortplantningshastigheten mycket lägre. För ett betongrör med ytterdiametern  $=0.5$  m, väggjockleken  $=0.05$  m och elasticitetsmodulen  $=15$  GPa blir  $a=823$  m/s och för ett PEH-rör med  $D=0.4$  m,  $t=0.0154$  m och  $E=882,6$  MPa ger  $a=183$  m/s.

### 3.4 Grundläggande differentialekvationer

I de föregående avsnitten har ekvationer för överslagsberäkning av  $\Delta H$  tagits fram. För att nu kunna behandla problemet mer analytiskt måste man plocka fram de styrande differentialekvationer. Dessa ekvationer är två till antalet: den endimensionella Eulerekvationen och kontinuitetsekvationen.

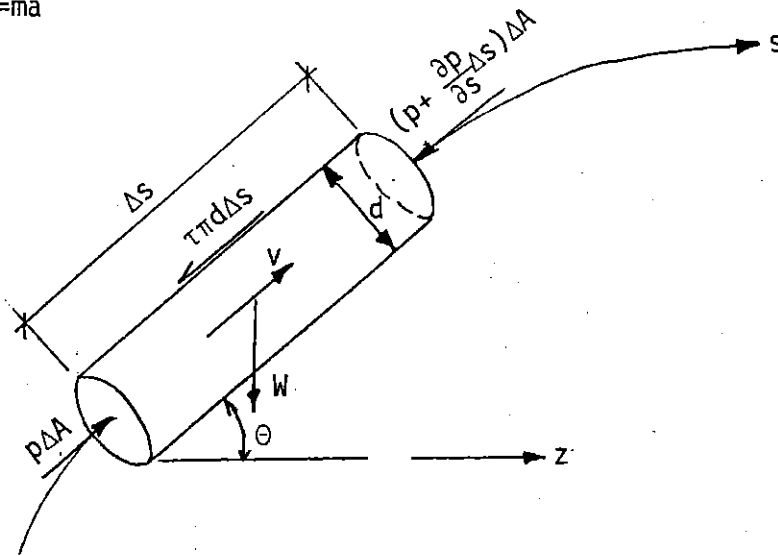
#### 3.4.1 Eulerekvationen

Eulerekvationen härleds via Newtons andra lag, (se ekvation 23) vilken appliceras på massan  $m$  som följer tryckvägen. I figur 3.10 visas strömröret och krafterna som verkar på den.



$$\Sigma F=ma$$

(23)



Figur 3.10. Kraftbetraktelse på strömrör

Betrakta endast det endimensionella fallet (de två- och tre-dimensionella fallen har ingen praktisk betydelse för rörströmning). Insättning av i strömriktningen verkande krafter i ekvation 23 ger

$$p\Delta A - (p + \frac{\partial p}{\partial s}\Delta s)\Delta A - W\sin\theta - \tau\Delta s\pi d = \frac{W}{g} \frac{dV}{dt} \quad (24)$$

dividera med  $\Delta A\Delta s$  och  $W$ , inför;  $\Delta A = \pi d^2/4$ ,  $W = \Delta s\Delta A\rho g$ ,  $\sin\theta = \partial z/\partial s$  och  $\Delta s\Delta A/W = 1/\gamma$

$$-\frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{4\tau}{\gamma d} = \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} \quad (25)$$

Denna ekvation gäller för ett strömrör med diametern  $d$ . Expandera nu ekvation 25 till att gälla för hela tvärsnittet ( $d \rightarrow D$ ).

$$\frac{1}{\gamma} \frac{\partial p}{\partial s} - \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{4\tau_0}{\gamma D} = \frac{1}{g} \frac{dV}{dt} \quad (26)$$

Friktionen mellan rörväggen och vätskan kan inte uttryckas exakt med analytiska metoder. Man är alltid tvungen att använda empiriska formler. Eftersom rör vanligtvis är cirkulära användes följande ekvation

$$\tau_0 = \frac{1}{8}\rho fV|V| \quad (27)$$

där  $f$  är Darcy-Weisbach's friktionskoefficient. Absoluttecknet används för att hastighetsvektorns riktning inte skall gå förlorad vid kvadreringen. Med ekvation 27 insatt i ekvation 26 erhålles

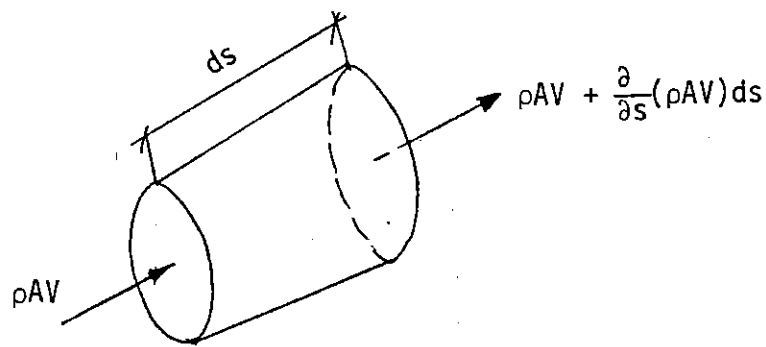
$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{\partial z}{\partial s} + \frac{f}{2D} V|V| = 0 \quad (28)$$

Observera att  $V$  och  $p$  är funktioner av tiden  $t$  och läget  $s$  på ledningen. Nu behövs en andra ekvation med  $p$  och  $V$ , för att kunna lösa de obekanta variablerna.

### 3.4.2 Kontinuitetsekvationen

Kontinuitetsvillkoret innebär att den resulterande massutströmningen genom en kontrollvolym under tiden  $\Delta t$  skall motsvara ändringen av

kontrollvolymens massa. Studera en kontrollvolym med längden  $ds$  och med en diameter som är lika stor som ledningens innerdiameter (se figur 3.11).



Figur 3.11. Kontrollvolym med in- resp. utströmning av massa

Då blir kontinuitetsvillkoret

$$\rho AV - (\rho AV + \frac{\partial}{\partial s}(\rho AV) ds) = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A ds) \quad (29)$$

och efter förenkling

$$- \frac{\partial}{\partial s}(\rho AV) ds = \frac{\partial}{\partial t}(\rho A ds) \quad (30)$$

Låt kontrollvolymens ändrar följa med rörets axiella rörelser. Detta besynnerliga förfarande måste utnyttjas, eftersom när röret töjs eller krymper radiellt kommer det att krympa respektive töjas axiellt. Storleken på denna axiella deformation beror på inspänningen och Poissons tal ( $\nu$ ), se figur 3.8 sidan 9.

$$- (\rho A \frac{\partial V}{\partial s} ds + \rho V \frac{\partial A}{\partial s} ds + AV \frac{\partial \rho}{\partial s} ds) = \rho A \frac{\partial}{\partial t}(ds) + \rho ds \frac{\partial A}{\partial t} + A ds \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (31)$$

Flytta om och dividera med  $A ds$

$$\frac{1}{\rho} (\frac{\partial \rho}{\partial t} + V \frac{\partial \rho}{\partial s}) + \frac{1}{A} (\frac{\partial A}{\partial t} + V \frac{\partial A}{\partial s}) + \frac{1}{ds} \frac{\partial}{\partial t}(ds) + \frac{\partial V}{\partial s} = 0 \quad (32)$$

Uttrycket inom parenteserna i ekvation 32 motsvaras av respektive totala derivata  $d\rho/dt$  och  $dA/dt$ . För in dessa totala derivator

$$\frac{1}{\rho} \frac{d}{dt} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} + \frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{ds} \frac{d}{dt}(ds) = 0 \quad (33)$$

Den partiella derivatan med avseende på tiden (sista termen) kan man överföra till en total derivata eftersom kontrollvolymens ändrar följer med rörets deformation axiellt.

Genom att införa kompressionsmodulen  $K$  och lagen om energins oförstörbarhet kan man skriva om första termen i ekvation 33

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{K} \frac{dp}{dt} \quad (34)$$

Från avsnitt 3.3 har man att ändringen i arean  $p$  g  $a$  en radiell töjning är

$$dA = \frac{1}{2} \pi D^2 d\epsilon_2 \quad (35)$$

och att ändringen av töjningen radiellt är

$$d\epsilon_2 = \frac{1}{E} (d\sigma_2 - \nu d\sigma_1) \quad (36)$$

$\sigma_2$  är spänningen tangentiellt och  $\sigma_1$  är spänningen axiellt. Sätt in ekvation 36 i 35 och sätt  $\pi D^2/4 = A$ .

$$\frac{dA}{A} = \frac{2}{E} (d\sigma_2 - \nu d\sigma_1) \quad (37)$$

Om man antar att  $\Delta\epsilon_1 = 0$ , dvs att för en ändring  $dA$  av tvärsnittsarean så är ändringen  $\Delta\epsilon_1$  av rørets axiella töjning noll, kan man skriva ändringen av den axiella spänningen ( $d\sigma_1$  i ekvation 11) som

$$d\sigma_1 = \frac{\nu d\epsilon_2 E}{1 - \nu^2} = \nu d\sigma_2 \quad (38)$$

Från avsnitt 3.3 har man att den tangentiella spänningsändringen är

$$d\sigma_2 = dp \frac{D}{2t} \quad (39)$$

För in ekvationerna 38 och 39 i ekvation 37 och dividera med  $dt$

$$\frac{dA}{A} \frac{1}{dt} = (1 - \nu^2) D \frac{dp}{dt} t E \quad (40)$$

Eftersom vi har antagit  $\Delta\epsilon_1 = 0$  så blir sista termen i 33 ( $d(ds) = d\epsilon_1 ds$ )

$$\frac{1}{ds} \frac{d}{dt} ds = 0 \quad (41)$$

Insättning av ekvationerna 41, 40 och 34 i ekvation 33 ger slutligen

$$\frac{dp}{dt} \left( \frac{1}{K} + (1 - \nu^2) \frac{D}{tE} \right) + \frac{\partial V}{\partial s} = 0 \quad (42)$$

Termen inom klammern i ekvation 42 är lika med  $1/\rho a^2$ , vilket man kan se vid en jämförelse med ekvation 22, där  $C = (1 - \nu^2)$  för randvillkoret  $\Delta\epsilon_1 = 0$ .

Nu är slutligen de nödvändiga differentialekvationerna framtagna, två oberoende ekvationer som båda är funktioner av de två oberoende variablerna  $p(s, t)$  och  $V(s, t)$ .

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} + g \frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad (43)$$

$$a^2 \frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} = 0 \quad (44)$$

#### 4 TRYCKSLAGSPROGRAMMET WATHAM

WATHAM (WATER HAMmer) är ett norskt program utvecklat i Trondheim av Vassdrags- og Havnelaboratoriet, Norges Tekniske Høgskole och bygger på Gary Z Watters bok Modern analysis and control of unsteady flow in pipelines. WATHAM bygger på en lösning av de styrande differentialekvationerna med karakteristikmetoden.

##### 4.1 Karakteristikmetoden

Karakteristikmetoden är en mycket gammal lösningsmetod för partiella differentialekvationer av hyperbolisk karaktär (dynamiska problem). Redan d'Alembert använde denna metod när han löste problemet med en oscillerande sträng. Karakteristikmetoden är en metod som lämpar sig för noggrann numerisk lösning. Inom vattenbyggnad används metoden ofta som referenslösning till andra differensmetoder.

Inom teorin för tryckslag finns det två olika karakteristikmetoder, dels den exakta och dels den approximativa metoden. I WATHAM används båda metoderna. För de flesta moderna ledningsmaterial (t ex stål, koppar, betong osv) ger den approximativa metoden i det närmaste samma resultat som den exakta metoden. Det kan med detta perspektiv tyckas underligt att använda den exakta metoden överhuvudtaget. Men för vissa problemtyper vill man kunna behandla komplexa ledningssystem och då är det rationellare att använda den exakta metoden (närmare förklaring ges i avsnitt 4.3.2). Här tas den exakta metoden upp samt en kortfattad redogörelse för vissa delar av den approximativa metoden.

##### 4.1.1 Exakt Karakteristikmetod

De styrande differentialekvationerna, ekvation 43 och 44, är i blandad form. För att lättare kunna lösa ekvationerna numeriskt, för man över dem till rent ordinär form. Detta sker i flera steg.

En total derivata (t ex  $dV/dt$ , vid Eulerformulering) kan uttryckas som en summa av en lokal ( $\partial V/\partial t$ ) och en konvektiv derivata ( $V\partial V/\partial s$ , endimensionell strömning). Alltså ersätter man de totala derivatorna  $dV/dt$  och  $dp/dt$  med respektive summa.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial s} + g\frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D}V|V| = 0 \quad (45)$$

$$a^2\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{\rho}V\frac{\partial \rho}{\partial s} = 0 \quad (46)$$

Antag nu att ekvationerna 45 och 46 kan ersättas av någon linjär kombination av dem själva. En kombination är

$$\lambda\left(\frac{\partial V}{\partial t} + V\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial s} + g\frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D}V|V|\right) + a^2\frac{\partial V}{\partial s} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{\rho}V\frac{\partial \rho}{\partial s} = 0 \quad (47)$$

där  $\lambda$  är en linjär skalfaktor. Flytta om termerna i ekvation 47.

$$\left(\lambda \frac{\partial V}{\partial t} + (\lambda V + a^2) \frac{\partial V}{\partial s}\right) + \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} + \left(\frac{\lambda}{\rho} + \frac{V}{\rho}\right) \frac{\partial p}{\partial s}\right) + \lambda g \frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad (48)$$

Betraktar man parenteserna närmare ser man att de lokala och konvektiva derivatorna finns med, visserligen multiplicerade med olika konstanter. Under vissa förutsättningar kan man ersätta dem med deras respektive totala derivator.

$$\lambda \frac{\partial V}{\partial t} + (\lambda V + a^2) \frac{\partial V}{\partial s} = \frac{dV}{dt} \quad \text{om} \quad \lambda V + a^2 = \lambda \frac{ds}{dt} \quad (49)$$

och

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} + \left(\frac{\lambda}{\rho} + \frac{V}{\rho}\right) \frac{\partial p}{\partial s} = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt} \quad \text{om} \quad \lambda + V = \frac{ds}{dt} \quad (50)$$

Ur dessa villkor kan man lösa ut  $\lambda$ .

$$V + \frac{a^2}{\lambda} = \lambda + V \quad \Rightarrow \quad \lambda^2 = a^2 \quad \Rightarrow \quad \lambda = \pm a \quad (51)$$

Detta medför att utav ekvation 48 får man två ekvationer, där den ena gäller för  $ds/dt = V+a$  och den andra för  $ds/dt = V-a$ .

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + g \frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad \text{för} \quad \frac{ds}{dt} = V+a \quad (52)$$

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + g \frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad \text{för} \quad \frac{ds}{dt} = V-a \quad (53)$$

Ersätt  $p$  med  $\rho g(H-z)$ , där  $H$  är tryckhöjden och  $z$  datumhöjden.

$$\frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} = \frac{1}{\rho a} \rho g \frac{d(H-z)}{dt} = \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dz}{dt} \quad (54)$$

$$-\frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} = -\frac{1}{\rho a} \rho g \frac{d(H-z)}{dt} = -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{a} \frac{dz}{dt} \quad (55)$$

De båda termerna med  $z$  som man får efter insättning i ekvationerna 52 och 53, kan man baka ihop till en term.

$$g \frac{dz}{ds} - \frac{g}{a} \frac{dz}{dt} = -\frac{g}{a} \left(-a + \frac{ds}{dt}\right) \frac{dz}{ds} = -\frac{g}{a} V \frac{dz}{ds} \quad \text{för} \quad \frac{ds}{dt} = V+a \quad (56)$$

$$g \frac{dz}{ds} + \frac{g}{a} \frac{dz}{dt} = \frac{g}{a} \left(a + \frac{ds}{dt}\right) \frac{dz}{ds} = \frac{g}{a} V \frac{dz}{ds} \quad \text{för} \quad \frac{ds}{dt} = V-a \quad (57)$$

Slutligen har man två stycken ordinära differentialekvationer i de obekanta variablerna  $V$  och  $H$ , under förutsättning att vissa regler följs.

$$\frac{dV}{dt} + \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} - \frac{g}{a} V \frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad \text{endast för} \quad \frac{ds}{dt} = V+a \quad (58)$$

$$\frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{g}{a} V \frac{dz}{ds} + \frac{f}{2D} V |V| = 0 \quad \text{endast för} \quad \frac{ds}{dt} = V-a \quad (59)$$

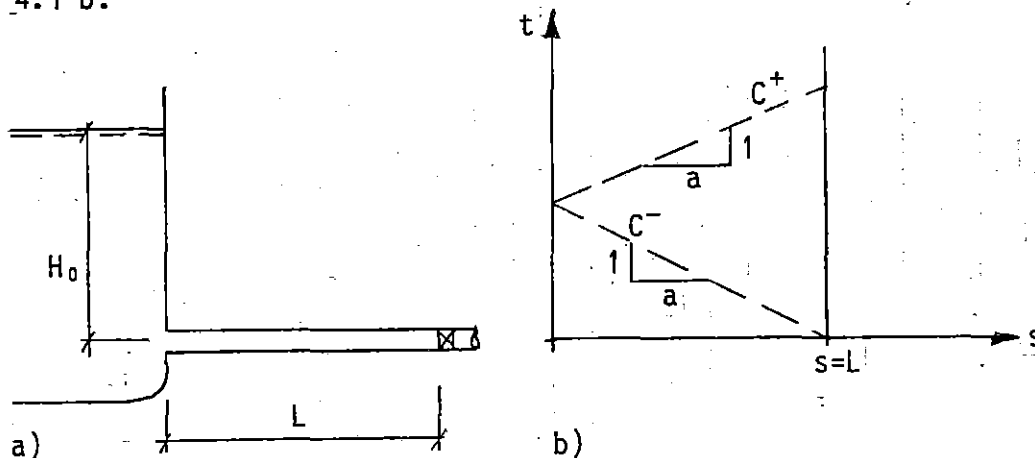
där  $ds/dt = V+a$  kallas för karakteristikan till ekvation 58 och  $ds/dt = V-a$  karakteristikan till ekvation 59. Eftersom  $V$  är en funktion av  $s$  och  $t$ , kommer dessa karakteristikor att bli svagt krökta. Förklaringen till detta kommer senare i nästa avsnitt.

I den approximativa metoden försummar man de rumsvarierande termerna (de konvektiva derivatorna)  $V\partial V/\partial s$  och  $V\partial p/\partial s$  i ekvationerna 45 och 46. Denna approximation kan man göra eftersom rumsvariationen oftast är mycket mindre än tidsvariationen. Detta medför att ekvationerna till karakteristikorna istället blir  $ds/dt=a$  och  $ds/dt=-a$ , och att inverkan av lutningen  $dz/ds$ , i ekvationerna 58 och 59, försvinner. I den approximativa metoden blir alltså karakteristikorna raka, eftersom  $a$  är konstant i  $s$ - $t$  planet.

$$\frac{dV}{dt} + \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2D} V|V| = 0 \quad \text{för} \quad \frac{ds}{dt} = a \quad (60)$$

$$\frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{f}{2D} V|V| = 0 \quad \text{för} \quad \frac{ds}{dt} = -a \quad (61)$$

Man kan åskådliggöra grafiskt vad som menas med karakteristikor, genom att rita upp  $s$ - $t$  planet för ett bestämt problem. Ta samma exempel som i avsnitt 3.1, en reservoar med en horisontell ledning och en ventil sträckan  $L$  från reservoaren (se fig. 4.1 a). Antag att den approximativa metoden ger en tillräckligt noggrann lösning. Genom att stänga ventilen momentant, orsakas en tryckstegring  $\Delta H$  vid ventilen. Denna tryckstegring fortplantar sig uppströms med hastigheten  $a$  och "ristar" ett spår i  $s$ - $t$  planet. Detta spår är den negativa karakteristikan  $C^-$  ( $ds/dt=-a$ ) längs vilken ekvation 61 gäller. När tryckstegringen har nått fram till reservoaren (vid tiden  $t$ ), vänder flödet och tryckstegringen raderas ut. Denna "utradering" fortplantar sig längs den positiva karakteristikan  $C^+$  ( $ds/dt=a$ ) med hastigheten  $a$ , se figur 4.1 b.



Figur 4.1.  $s$ - $t$  planet för ett enkelt exempel

Om man försummar friktionen i ekvation 61, som gäller längs  $C^-$  karakteristikan, får man:

$$\frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} = 0 \quad (62)$$

Flytta om och multiplicera med  $dt(a/g)$

$$dH = \frac{a}{g} dV \quad (63)$$

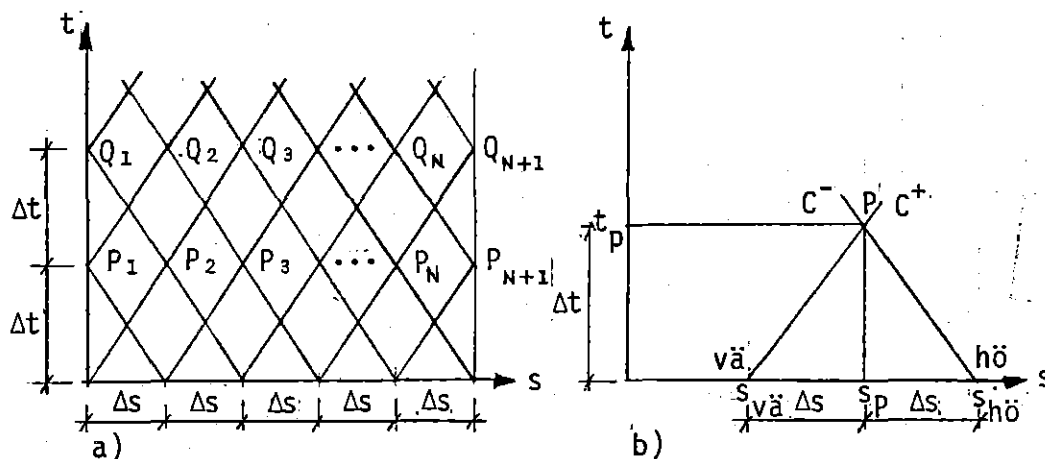
Dvs Joukowski's lag på differentell form.

#### 4.1.2 Numerisk lösning

För att kunna lösa ett problem numeriskt måste man ha en uppsättning initial- och randvillkor. Initialvillkoret kan antingen vara stationär strömning eller stillastående vätska, beroende på om man stryker eller startar flödet. Randvillkoren kan vara pumpar, ventiler, luftklockor, svängningsbassänger, reservoarer, förgreningspunkter på ledningen osv. Tre randvillkor som behandlas av WATHAM tas upp i avsnitt 4.3.

En numerisk lösning till karakteristikekvationerna får man genom att överföra dem till finit-differensform. Dessa ekvationer löses sedan enkelt med hjälp av en dator.

Först betraktar vi hur man går tillväga med den approximativa metodens ekvationer. Man startar med att bestämma beräkningssteg i tiden ( $\Delta t$ ) och i längsled ( $\Delta s$ ), där  $\Delta s$  bestäms utifrån indelning  $N$  ( $\Delta s = L/N$ ) och  $\Delta t$  utifrån  $\Delta s$  ( $\Delta t = \Delta s/a$ ). Utifrån denna indelning bygger man upp ett nät av karakteristiker i  $s$ - $t$  planet, (se figur 4.2 a). I en punkt  $P$  skär två karakteristiker varandra, en  $C^+$  och en  $C^-$  (se figur 4.2 b). I punkt  $P$  gäller alltså två ekvationer, nämligen 60 och 61. Genom att föra över ekvationerna på differensform och lösa ekvationssystemet, får man ut  $V$  och  $H$  i punkten  $P$  som funktioner av hastigheten och tryckhöjden i punkterna  $Vä$  och  $Hö$ , dvs som funktioner av hastigheten och tryckhöjden från föregående tidssteg.



Figur 4.2. Konstruktion av karakteristiknät

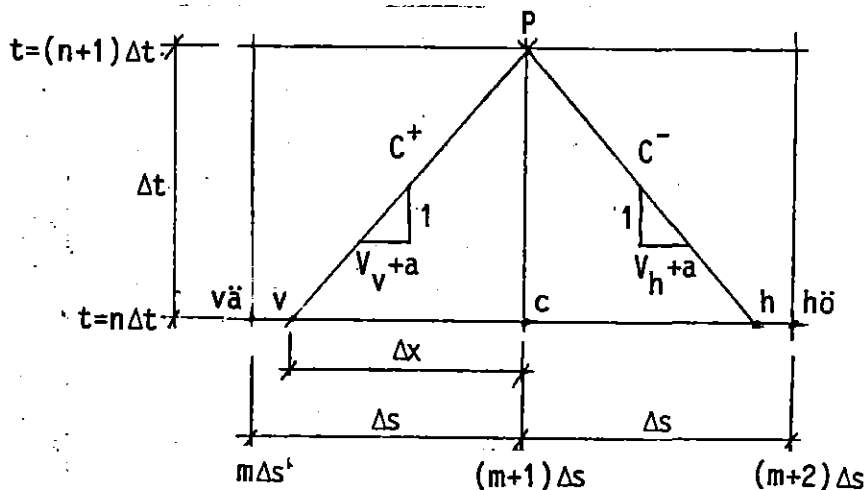
$$V_p = \frac{1}{2}((V_{vä} + V_{hö}) + \frac{g}{a}(H_{vä} - H_{hö}) - \frac{f\Delta t}{2D}(V_{vä}|V_{vä}| + V_{hö}|V_{hö}|)) \quad (64)$$

$$H_p = \frac{1}{2}(\frac{a}{g}(V_{vä} - V_{hö}) + (H_{vä} + H_{hö}) - \frac{af\Delta t}{g2D}(V_{vä}|V_{vä}| - V_{hö}|V_{hö}|)) \quad (65)$$

Systematiskt löser man nu  $H$  och  $V$  i punkterna  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_{N+1}$  vid tiden  $\Delta t$ , utgående från initial- och randvillkoren. När man har nått punkten  $P$ , och löst  $H$  och  $V$  där, hoppar man upp ett tidssteg till  $t=2\Delta t$ . Nu löser man på samma sätt som tidigare  $H$  och  $V$  i punkterna  $Q_1, Q_2, Q_3, \dots, Q_{N+1}$  utgående ifrån de  $H$  och  $V$  som beräknades i föregående tidssteg.

Betraktar man istället den exakta metodens ekvationer ser man snart att det uppstår problem. Karakteristikorna är inte längre raka utan svagt krökta, som har sagts tidigare. Krökningen är inte konstant längs en karakteristika och den varierar från karakteristika till karakteristika. Detta kan man se med hjälp av figur 4.2 b, med raka karakteristikor. I den exakta metoden lägger man till  $V$  till de raka karakteristikorna ( $ds/dt=V+a$  och  $ds/dt=V-a$ ).  $V$  är en funktion av  $s$  och  $t$ , kommer att variera i hela  $s-t$  planet. Storleken på  $V$  i  $P_{N+1}$  och  $P_N$  är alltså olika, vilket innebär att krökningen blir olika för de karakteristikor som går genom  $P_{N+1}$  och för de som går genom  $P_N$ . För att komma förbi detta problem antar man att man kan approximera de krökta karakteristikorna med raka. Eftersom  $V$  i de flesta fall är mycket mindre än  $a$ , låter sig detta göras. Lutningen på de approximativa (raka) karakteristikorna bestäms av  $V$  från tidigare tidsintervall, dvs den hastighet  $V$  som råder i skärningspunkten mellan den raka karakteristikan och  $t=n\Delta t$  linjen (se figur 4.3). De nya karakteristikorna är alltså inte oberoende av  $V$ , men  $V$  tillåts inte längre att variera inom det lilla området som begränsas av linjerna  $t=n\Delta t$ ,  $t=(n+1)\Delta t$ ,  $s=m\Delta s$  och  $s=(m+1)\Delta s$ .

Antag att man bestämt  $\Delta t$  och  $\Delta s$  ( $\Delta t$  bestäms inte på samma sätt som tidigare. Detta tas upp i nästa avsnitt). Från punkten  $P$  dras två raka karakteristikor, se figur 4.3. Dessa raka karakteristikor skär inte  $t=n\Delta t$  linjen i punkterna  $V_h$  och  $H_h$ , utan någonstans mellan dessa punkter, i punkterna  $H$  och  $L$ .



Figur 4.3. Generaliserade karakteristikor till den exakta metoden

Utifrån detta kan man överföra ekvationerna 58 och 59 till differensform.

$$\frac{V_p - V_h}{t} - \frac{g}{a} \frac{H_p - H_h}{t} + \frac{g_V}{a} \frac{dz}{h ds} + \frac{f}{2D} V_h |V_h| = 0 \quad C^- \quad (66)$$

$$\frac{V_p - V_v}{t} + \frac{g}{a} \frac{H_p - H_v}{t} - \frac{g_V}{a} \frac{dz}{v ds} + \frac{f}{2D} V_v |V_v| = 0 \quad C^+ \quad (67)$$

Tyvärr vet man inte värdena på  $V_v$ ,  $V_h$ ,  $H_v$  och  $H_h$ , istället är  $H$  och  $V$  kända i punkterna  $V_h$  och  $H_h$ . Utifrån dessa värden kan man bestämma de andra genom linjärinterpolation.



Starta med att kalla sträckan mellan V och C för  $\Delta x$  och fortsätt sedan med att bestämma förhållandet mellan  $\Delta x$  och  $\Delta s$ .

$$\frac{\Delta x}{\Delta s} = \frac{V_v - V_c}{V_{v\ddot{a}} - V_c} = \frac{H_v - H_c}{H_{v\ddot{a}} - H_c} \quad (68)$$

Lös ut  $V_v$  och  $H_v$ .

$$V_v = (V_{v\ddot{a}} - V_c) \frac{\Delta x}{\Delta s} + V_c \quad (69)$$

$$H_v = (H_{v\ddot{a}} - H_c) \frac{\Delta x}{\Delta s} + H_c \quad (70)$$

Genom approximationen till rätta karakteristikor vet man att

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \frac{a + V_v}{1} \Rightarrow \Delta x = (a + V_v) \Delta t \quad (71)$$

Inför  $\Delta x$  i ekvationerna 69 och 70

$$V_v = \frac{V_c + a \frac{\Delta t}{\Delta s} (V_{v\ddot{a}} - V_c)}{1 - \frac{\Delta t}{\Delta s} (V_{v\ddot{a}} - V_c)} \quad (72)$$

$$H_v = H_c + \frac{\Delta t}{\Delta s} (H_{v\ddot{a}} - H_c) (a + V_v) \quad (73)$$

Dessa ekvationer gäller för  $C_3^+$  karakteristikan. Ekvationerna för  $C_3^-$  karakteristikan får man fram på samma sätt.

$$V_h = \frac{V_c + a \frac{\Delta t}{\Delta s} (V_{h\ddot{o}} - V_c)}{1 + \frac{\Delta t}{\Delta s} (V_{h\ddot{o}} - V_c)} \quad (74)$$

$$H_h = H_c + \frac{\Delta t}{\Delta s} (H_{h\ddot{o}} - H_c) (a - V_h) \quad (75)$$

Eftersom  $\Delta t (V_{h\ddot{o}} - V_c) / \Delta s$  är så liten (är av storleksordningen  $V / (V+a)$ , ty  $\Delta s / \Delta t = V+a$  och  $V_{h\ddot{o}} - V_h \leq V$ ) i förhållande till 1, kan nämnaren i ekvationerna 72 och 74 sättas till 1

$$V_v = V_c + a \frac{\Delta t}{\Delta s} (V_{v\ddot{a}} - V_c) \quad (76)$$

$$V_h = V_c + a \frac{\Delta t}{\Delta s} (V_{h\ddot{o}} - V_c) \quad (77)$$

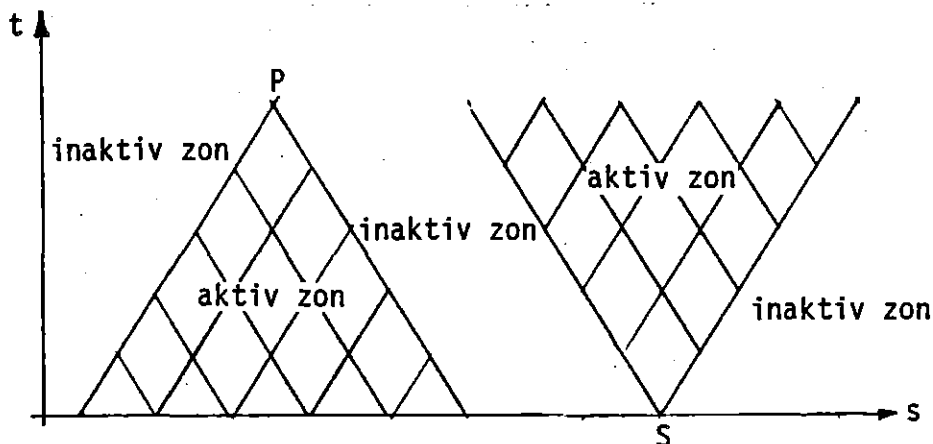
Nu har man de parametrar som behövs för att lösa ut  $H_p$  och  $V_p$  ur ekvationerna 66 och 67.

$$V_p = \frac{1}{2} ((V_v + V_h) + \frac{g}{a} (H_v - H_h) + \frac{g}{a} \Delta t (V_v - V_h) \frac{\Delta z}{\Delta s} - \frac{f \Delta t}{2D} (V_v |V_v| + V_h |V_h|)) \quad (78)$$

$$H_p = \frac{1}{2} ((H_v + H_h) + \frac{a}{g} (V_v - V_h) + \Delta t (V_v + V_h) \frac{\Delta z}{\Delta s} - \frac{a}{g} \frac{f \Delta t}{2D} (V_v |V_v| - V_h |V_h|)) \quad (79)$$

### 4.1.3 $\Delta s$ och $\Delta t$

Problemet att bestämma  $\Delta t$ , vid lösning av ekvationer från den exakta metoden, är att finna det värde på  $\Delta t$  som inte skapar instabilitet hos lösningen. Om  $\Delta t$  är för stor, för ett givet  $\Delta s$ -värde, kommer skärningspunkterna H och V att hamna utanför  $H_0$  och  $V_0$  (se figur 4.3), med följd att lösningen blir instabil. Tittar man på figur 4.4 förstår man varför. En störning i punkten S, kommer bara att påverka punkter inom området mellan de båda karakteristikerna som utgår från S, så länge H och V ligger innanför  $H_0$  och  $V_0$ . På samma sätt gäller, att V och H i punkten P, bara påverkas av störningar inom det område som begränsas av karakteristikerna som går genom P. Om H och V hamnar utanför  $H_0$  och  $V_0$ , kommer information utanför dessa områden att påverka V och H. Detta leder till instabilitet eftersom störningar från den omedvetna zonen i verkligheten inte har haft tid att nå P. Är istället  $\Delta t$  för liten, hamnar punkterna för nära C, se figur 4.3, med interpolationsfel som följd.



Figur 4.4. Störningars fortplantning i s-t planet

$\Delta s$  bestäms som tidigare utifrån vilken delning, N, man vill ha på ledningen. För att bestämma  $\Delta t$ , antar man att man kan hålla V, från initialvillkoret, konstant under hela tidsiterationen. Då kan man uttrycka  $\Delta s$  på två sätt.

$$\Delta s = \Delta t |V+a| \quad (80)$$

$$\Delta s = \Delta t |V-a| \quad (81)$$

För att hålla beräkningspunkten innanför  $h_0$  och  $v_0$ , väljer man  $\Delta t$  så liten som möjligt, dvs:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta s}{\max |V+a|} \quad (82)$$

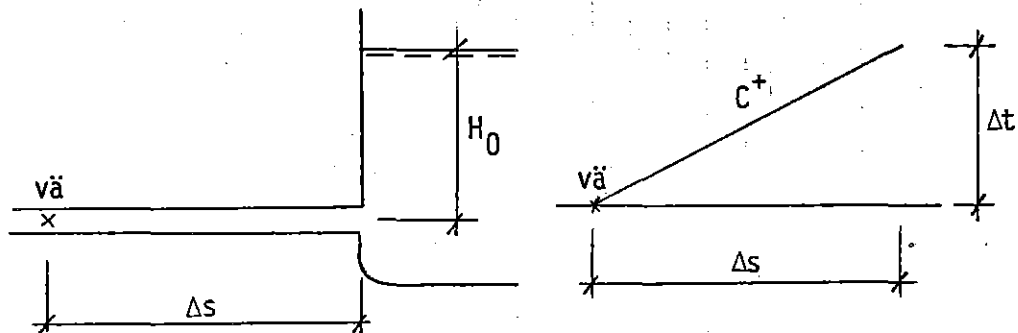
Detta villkor kallas Courants stabilitetsvillkor och har tagits fram genom störningsanalys. Man har också visat med försök att detta uttryck för  $\Delta t$ , inte ger någon instabilitet eller interpolationsfel.

## 4.2 Randvillkor

Randvillkoren är nödvändiga för att kunna ställa upp en komplett lösning av ett problem. Till den problemtyp till vilken systemet i Mölnlycke kan hänföras krävs det tre stycken randvillkor, nämligen pumpar placerade i sumpen, nedströms reservoar och inre randvillkor i kopplingen mellan olika rör. Dessa tre behandlas nedan.

### 4.2.1 Reservoar nedströms

När man sätter upp randvillkoret för en reservoar, antar man att reservoaren är så stor att in- och utströmning i reservoaren inte påverkar dess vätskenivå. Man antar med andra ord att trycknivån är konstant i reservoaren, se figur 4.5.



Figur 4.5. Nedströms reservoar

$$H_p = H_0 \quad (83)$$

Med ekvation 83 och ekvation 67 längs  $C^+$  karakteristikan kan vi lösa ut  $V$  i punkterna  $P_{N+1}, Q_{N+1}$  osv (se figur 4.2 sidan 18).

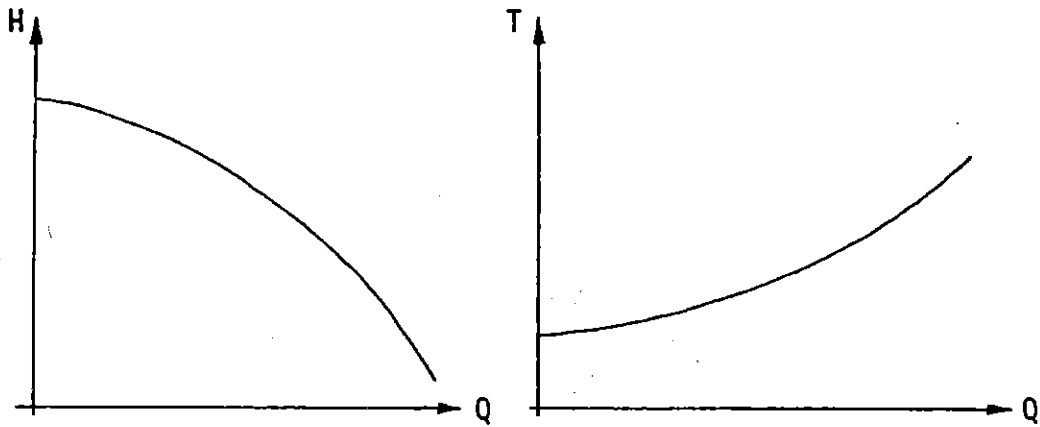
$$V = V_{vä} + \frac{g}{a}(H_0 - H_{vä}) - \frac{gV}{a} \Delta t \frac{dz}{ds} + \frac{f \Delta t}{2D} V_{vä} |V_{vä}| \quad (84)$$

### 4.2.2 Pumpar placerade i sumpen

Pumpars egenskaper brukar anges i så kallade pumpkarakteristikor, där uppfodringshöjden och effekten ges för olika flöden, vid ett bestämt varvtal. Se figur 4.6

När pumpen stängs av, kommer lyfthöjden ( $H$ ), effekten ( $E$ ), flödet ( $Q$ ) och varvtalshastigheten ( $N$ ) att förändras. Hur dessa värden ändras kan man uttrycka utifrån pumpkarakteristikan med hjälp av likformighetsvillkor.

För pumpar dominerar det kinematiska likformighetsvillkoret, dvs förhållandet mellan hastigheterna i två geometriskt likformiga modeller skall vara konstant. Eftersom pumphjulets hastighet bestäms av motorn, utan någon inverkan av flödet, måste flödet väljas så att flödes hastigheten i förhållande till pumphjulets hastighet är kon-



Figur 4.6. Första kvadranten av en pumpkaraktistika

stant. Flödes hastigheten är proportionell mot  $Q/D^2$  och pumphjulets hastighet är proportionell mot  $ND$ , där  $D$  är pumphjulets diameter och  $N$  pumphjulets varvtalshastighet. Detta ger

$$\frac{Q}{ND^2} = \text{konstant} \quad (85)$$

På grund av viskösa effekter uppfylls inte detta villkor helt och hållet. Man borde därför ta hänsyn till Reynolds tal, dvs Reynolds tal skall vara konstant för olika flöden. Uttryckt i  $Q$  blir det

$$Re = \frac{VD}{\nu} ; \quad V = \frac{Q}{D^2} ; \quad \frac{Q}{\nu D} = \text{konstant} \quad (86)$$

där  $\nu$  = kinematiska viskositeten.

Båda villkoren kan dock inte uppfyllas samtidigt och eftersom villkor 85 är det dominerande, använder man detta villkor. Hänsyn till villkor 86 kan fås genom korrigerig av  $\eta$ .

Man kan visa att lyfthöjden  $H_p$  är proportionell mot pumpbladens hastighet och flödes hastigheten i pumpen. Vidare kan man också visa att vridmomentet  $T$  är proportionell mot massflödet i pumpen ( $Q\rho$ ), pumpens diameter och flödes hastigheten i pumpen.

$$H_p \propto ND \frac{Q}{D^2} \quad (87)$$

$$T \propto Q\rho Q \frac{Q}{D^2} \quad (88)$$

Kombinera ekvationerna 87 och 88 med likformighetsvillkoret 85.

$$\frac{H_p}{N^2 D^2} = \text{konstant} \quad (89)$$

$$\frac{T}{\rho N^2 D^5} = \text{konstant} \quad (90)$$

Eftersom man i detta fall tittar på samma pump hela tiden kan  $D$  strykas ur ekvationerna 85, 89 och 90.

$$\frac{Q}{N} = \text{konstant} \quad (91)$$

$$\frac{H_p}{N^2} = \text{konstant} \quad (92)$$

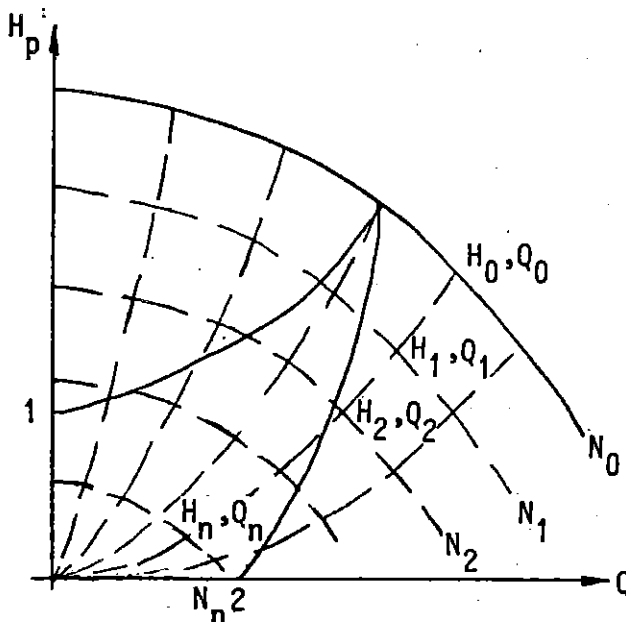
$$\frac{T}{N^2} = \text{konstant} \quad (93)$$

Efterson effekten  $E \propto T \omega \propto T/N$  kan ekvation 90 skrivas:  $E/N' = \text{konstant}$ .

Med hjälp av dessa villkor kan man beräkna H och Q för vilket varvtal som helst.

$$Q_n = Q_0 \frac{N_n}{N_0} \quad \text{och} \quad H_{pn} = H_{p0} \left( \frac{N_n}{N_0} \right)^2 \quad (94)$$

I figur 4.7 visas hur man för olika varvtal på detta sätt bygger upp karakteristiker med hjälp av H och Q i olika punkter på den stationära karakteristikan.



Figur 4.7. Samtliga karakteristiker för en pump

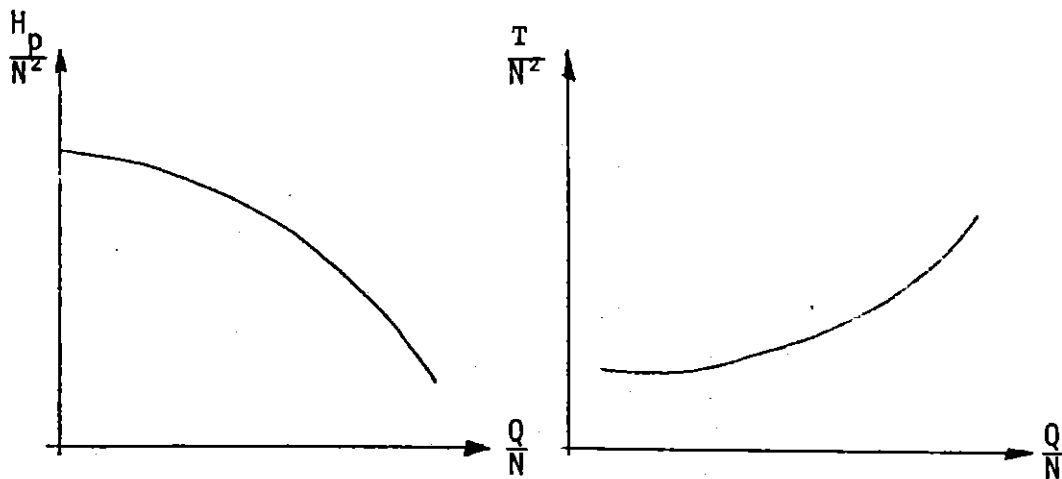
Genom dessa likformighetsvillkor kan alla H- och T-karakteristiker för en pump redovisas som en  $H/N$  - och en  $T/N$  -karakteristika, se figur 4.8.

Nu behövs bara ett uttryck för hur pumpens varvtalshastighet ändras när pumpen slås ifrån. Pumpen retarderar enligt ekvation 95 när den drivande kraften (motorn) kopplas bort.

$$T = \frac{2\pi I}{60} \frac{dN}{dt} \quad (95)$$

där I är pumpens (inklusive vätskan i pumpen) och motorns masströghetsmoment och N pumpens varvtalshastighet i varv/min.

För att få en ekvation för ändringen i hastigheten måste man integrera ekvation 95 över intervallet  $t$  till  $t + \Delta t$ .



Figur 4.8. Totalkarakteristikor för en pump

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{dN}{T} = \frac{60}{2\pi I} \int_t^{t+\Delta t} dt \quad (96)$$

Eftersom  $T$ 's variation i tiden är beroende på hur  $N$  ändras, vet man inte  $T$ 's värde vid  $t=t+\Delta t$ . För att komma förbi detta problem, väljer man  $\Delta t$  så liten att  $T(t)$  från föregående tidssteg kan användas istället för  $T(t+\Delta t)$ . Denna ansats ger:

$$N(t+\Delta t) = N(t) - \frac{60}{2\pi I} T(t) \Delta t \quad (97)$$

Nu kan man sätta upp ekvationerna för randvillkoret "pumparna placerade i sumpen". Vad man egentligen gör då är att lösa ett antal ekvationer som gäller i punkterna  $P_1, Q_1$  osv (se figur 4.2 sidan 18). Detta ger att ekvationen för  $C$  karakteristikan som går genom någon av punkterna  $P_1, Q_1$  osv är en av dessa ekvationer. Dessutom har man  $H$  och  $T$  som funktioner av  $Q$  och  $N$ ,  $N$  som funktion av  $T$  och  $\Delta t$  och energi-ekvationen.

$$T = f(Q, N) \quad (98)$$

$$N(t+\Delta t) = N(t) - \frac{60}{2\pi I} T(t) \Delta t \quad (99)$$

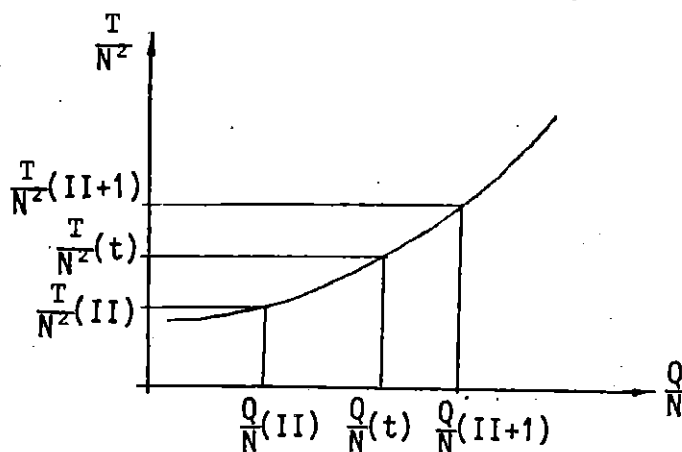
$$H_p = f(Q, N) \quad (100)$$

$$H_{ps} + H_p = H_{pt} \quad (H_{ps} = \text{nivån i sumpen}) \quad (101)$$

$$V_{pt} = V_h - \frac{g}{a} H_h - \frac{g}{a} \Delta t V_{hds} - \frac{f \Delta t}{2D} V_h |V_h| + \frac{g}{a} H_p \quad (102)$$

där  $H_{pt}$  är tryckhöjden och  $V_{pt}$  är vattnets hastighet nedströms pumparna, dvs på trycksidan.

$T(t)$  tas fram genom linjärinterpolation med hjälp av tidigare tidsstegs  $Q(t)$  och  $N(t)$ , se figur 4.9



Figur 4.9. Linjärinterpolation av T

$$T(t) = \left( \frac{T}{N^2}(II) + \left( \frac{Q}{N}(t) - \frac{Q}{N}(II) \right) \left( \frac{T}{N^2}(II+1) - \frac{T}{N^2}(II) \right) / \left( \frac{Q}{N}(II+1) - \frac{Q}{N}(II) \right) \right) N^2 \quad (103)$$

Nu kan man lösa ut varvtalshastigheten för  $t+\Delta t$ . Med hjälp av  $N(t+\Delta t)$  och  $H/N^2 - Q/N$  karakteristikan linjärinterpolerar man från  $H(t+\Delta t)$  på samma sätt som  $T(t)$ .

$$H_p = N N_{st} \left( \frac{H}{N^2}(I+1) + \left( \frac{Q}{N}(I+1) - \frac{Q}{N}(I) \right) \frac{\frac{H}{N^2}(I) - \frac{H}{N^2}(I+1)}{\frac{Q}{N}(I+1) - \frac{Q}{N}(I)} \right) \quad (104)$$

Där  $N_{st}$  är antal pumpar som är kopplade i serie. I detta uttryck är  $H_p$  och  $Q$  obekanta. Skrivet på kortare form får ekvation 104 följande utseende:

$$H_p = C_5 \left( C_8 - C_7 \frac{Q}{N} \right) \quad (105)$$

Nu har vi två ekvationer för att lösa ut  $H_p$  och  $Q$ , nämligen

$$H_{pt} = H_{ps} + C_5 \left( C_8 - C_7 \frac{Q}{N} \right) \quad (106)$$

$$V_{pt} = \frac{Q}{A} = C_1 + \frac{g}{a} H_{pt} \quad (107)$$

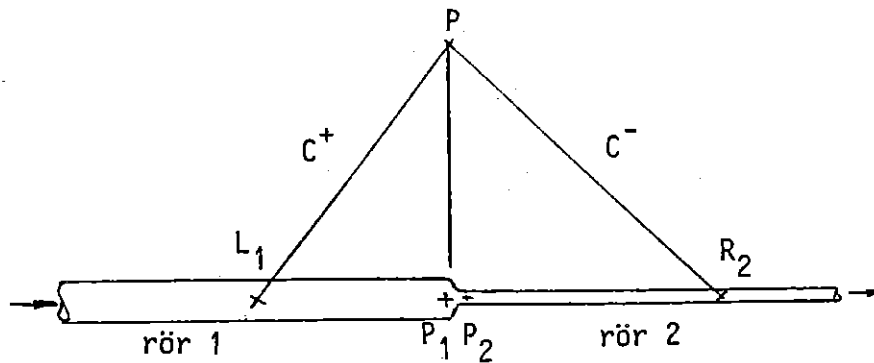
där  $A$  är ledningens tvärsnittsarea och  $C_1$  de termer i ekvation 102 som inte innehåller  $H_p$ . Lös ekvationssystemet och man får

$$H_{pt} = \frac{H_{ps} + C_5 C_7 C_1 \frac{A}{N} + C_5 C_8}{1 - C_5 C_7 \frac{g}{a} \frac{A}{N}} \quad (108)$$

#### 4.2.3 Inre randvillkor

I kopplingen mellan två rör kommer trycket  $p$  och/eller hastigheten  $V$ , att vara olika på var sin sida om kopplingen. Detta kan bero på någon eller några av följande faktorer: att tvärsektionen minskat eller ökat, olika material i rören vilket skulle innebära att  $a$  och  $f$  ändrades, olika lutning på rören eller någon kombination av dessa förändringar.

I figur 4.10 visas kopplingen mellan två rör och deras karakteristika. Om man antar att energinivån över kopplingen är konstant, dvs  $H_{p1} = H_{p2}$  och att  $\Delta t$  är samma för båda rören, kan man skriva ekvationerna för karakteristikaerna på följande sätt.



Figur 4.10. Koppling mellan två rör

$$V_{p1} = V_{l1} + \frac{g}{a_1} H_{l1} - \frac{1}{2} \frac{f_1 \Delta t}{D_1} V_{l1} |V_{l1}| + \frac{g}{a_1} \Delta t V_{l1} \sin \theta_1 - \frac{g}{a_1} H_p \quad (109)$$

$$V_{p2} = V_{h2} - \frac{g}{a_2} H_{h2} - \frac{1}{2} \frac{f_2 \Delta t}{D_2} V_{h2} |V_{h2}| - \frac{g}{a_2} \Delta t V_{h2} \sin \theta_2 + \frac{g}{a_2} H_p \quad (110)$$

där  $\theta_1$  och  $\theta_2$  är lutningen ( $dz/ds$ ) för respektive rör.

Med tre obekanta men bara två ekvationer behövs ytterligare en ekvation. Denna ekvation är kontinuitetsekvationen, som under förutsättning av att ingen vätska lagras i skarven lyder

$$V_{p1} A_1 = V_{p2} A_2 \quad (111)$$

De obekanta  $V_{p1}$ ,  $V_{p2}$  och  $H_p$  kan nu lösas. Skriv först ekvationerna 109 och 110 på den kortare formen.

$$V_{p1} = C_3 - C_4 H_p \quad (112)$$

$$V_{p2} = C_1 + C_2 H_p \quad (113)$$

$$H_p = \frac{C_3 A_1 - C_1 A_2}{C_2 A_2 + C_4 A_1} \quad (114)$$

I ovanstående analys antogs att  $\Delta t$  var samma för båda rören, detta antagande måste göras för att inte få språng i lösningen i tidsplanet. I avsnitt 4.2.3 visades att

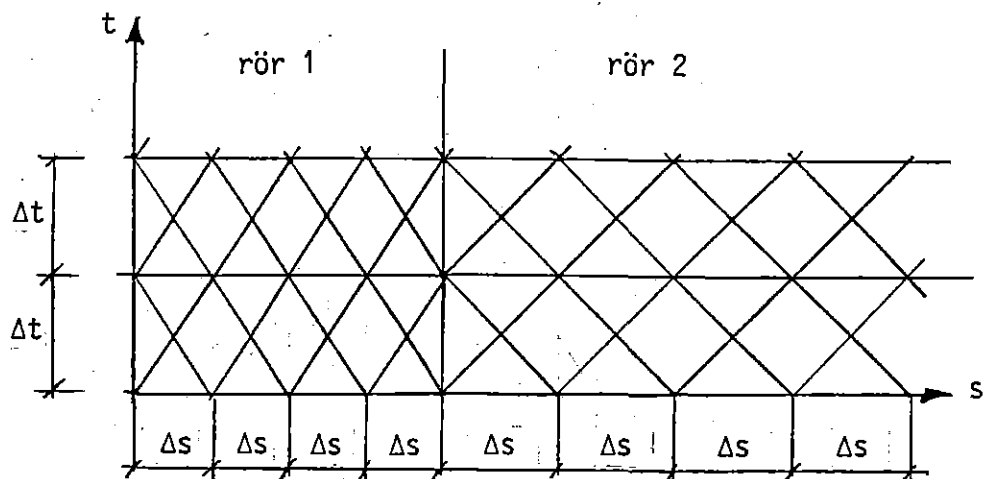
$$\Delta t \leq \frac{L}{N \max |V+a|} \quad (115)$$

för att lösningen skulle bli stabil. För att dessa två krav skall gå att kombinera, måste vi låta  $D$  (delningen) variera från rör till rör.



Beräkningsgången blir då denna: Först beräknar man ett preliminärt  $\Delta t$  för varje rör och den delning  $D$  man har gett. Därefter väljer man ut det minsta  $\Delta t$  och låter detta gälla för hela ledningen. Utifrån detta  $\Delta t$  värde beräknar man en ny delning för varje rör (i figur 4.11 visas hur karakteristikerna för en sådan indelning ser ut).

$$N_j = \frac{L_j}{\Delta t_{\min} (V_j + a_j)} \quad (116)$$



Figur 4.11. S-t planet för två hopkopplade rör

Eftersom man redan tillämpar en liknande beräkningsgång vid lösning av den exakta karakteristikmetodens ekvationer är det enklast att, när man vill kunna ta hänsyn till inre randvillkor använda den exakta metoden.

### 4.3 Allmänt om WATHAM

Programmet är som framgår av namnet ett program för beräkning av tryckslag. Man kan beräkna 5 st problemtyper, nämligen

- 1) Pumpfrånfall med pumparna placerade i sumpen, se figur 4.13, sidan 30.
- 2) Pumpfrånfall med pumparna placerade ute på ledningen, se figur 4.14, sidan 30.
- 3) Pumpfrånfall med luftklocka och/eller en-vägs svängningsbassäng, se figur 4.15, sidan 31.
- 4) Ventilstängning med ventil nedströms i självfallsledning, se figur 4.16, sidan 32.
- 5) Ventilstängning med säkerhetsventil nedströms i självfallsledning, se figur 4.17, sidan 32.

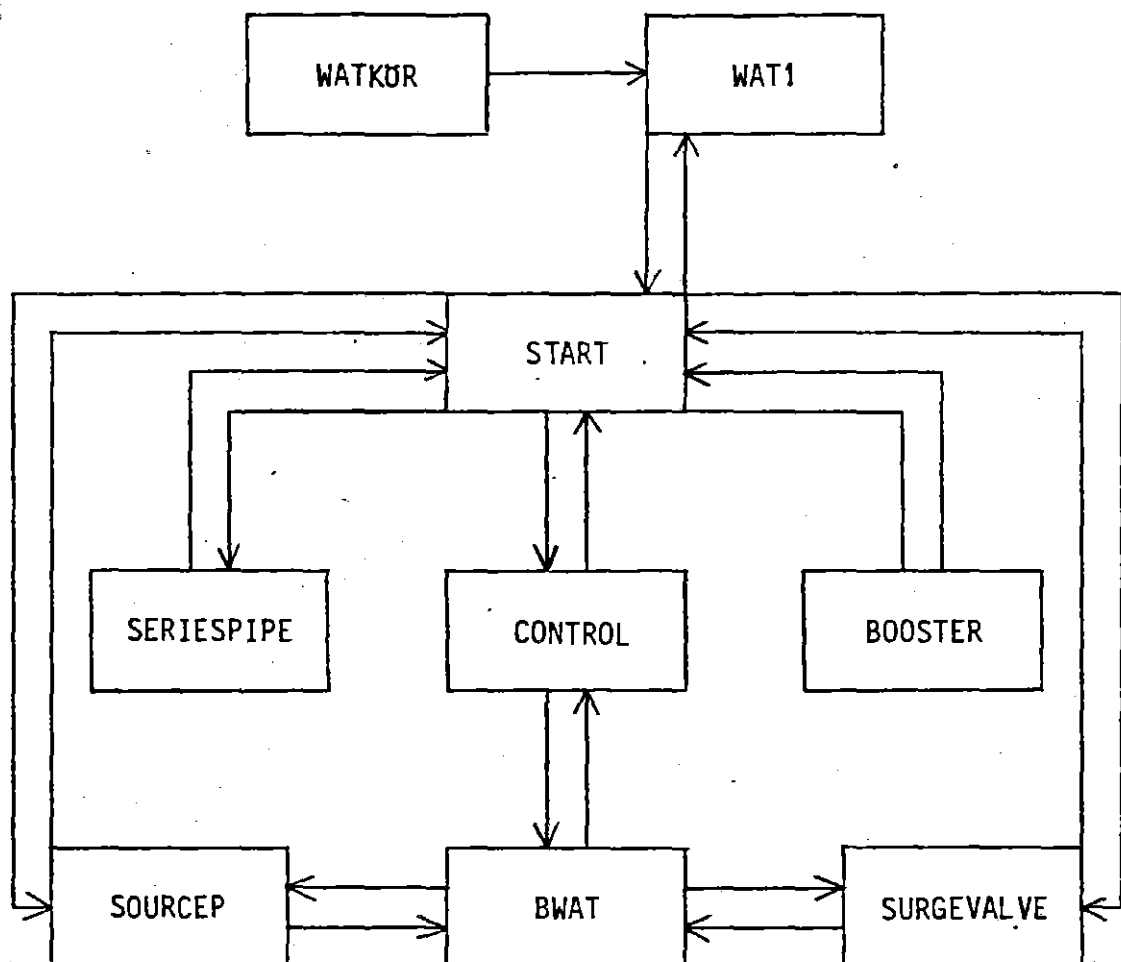
Programmet är uppbyggt av 5 st huvudsubrutiner som utför själva beräkningarna, 6 st subrutiner som sköter utskriften av resultat, 1 subrutin START för inläsning av data från datafilen WATI och ett interaktivt inläsningsprogram, WATKÖR, som läser in data och placerar

dem i datafilen WAT1. WATKÖR innehåller 2 st funktioner, EWATR och VISCOS, för beräkning av vattnets kinematiska viskositet och elasticitetsmodul. I WATKÖR utförs också beräkningen av fortplantningshastigheten.

De fem huvudsbrutinererna är följande

- 1) SOURCEP - problemtyp 1
- 2) BOOSTER - problemtyp 2
- 3) CONTROL - problemtyp 3
- 4) SERIESPIPE - problemtyp 4
- 5) SURGEVALVE - problemtyp 5

Kommunikationen mellan de olika subrutinerna framgår av figur 4.12.



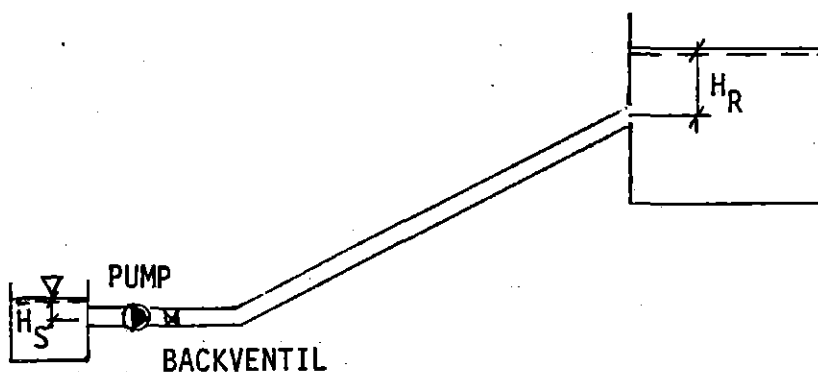
Figur 4.12. Strukturskiss över WATHAM

Allmänt för alla huvudsbrutinererna gäller: friktionskoefficienterna beräknas enligt D'Arcy-Weisbach vid stationära förhållanden och gäller sedan under hela simuleringen; tryckhöjder och flöden för stationär strömning beräknas genom Newton-Raphson metod; motsvarande för icke-

sedan under hela simuleringen; tryckhöjder och flöden för stationär strömning beräknas genom Newton-Raphson metod; motsvarande för icke-stationära förhållanden beräknas med h a karakteristikmetoden (SURGEVALVE bygger på den approximativa metoden och de resterande subrutinerna på den exakta karakteristikmetoden). I de följande avsnitten kommer de olika huvudsubrutinernas kapacitet och begränsningar att redovisas.

#### 4.3.1 Subrutin SOURCEP

Subrutinen beräknar problem där pumpar, med backventil, är placerade i sumpen med nedströms konstant reservoar. I figur 4.13 visas en principskiss av problemtypen.



Figur 4.13. Pumpar placerade i sumpen

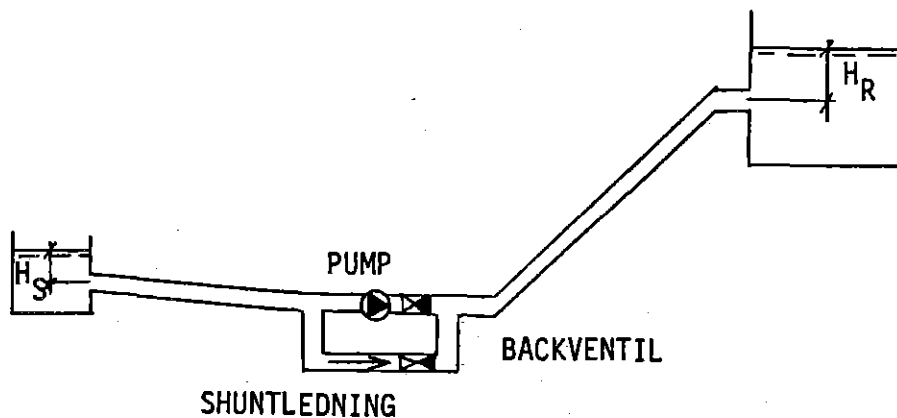
Man förutsätter att alla pumpar är lika och att man kan placera hur många pumpar som helst i serie och parallellt samt att samtliga pumpar slås ifrån samtidigt. Man täcker bara in 1:a kvadranten i pumpkarakteristikan, dvs subrutinen kan inte räkna med negativa tryckhöjder eller flöden. Vidare förutsätter man att nivåerna i sumpen och reservoaren är konstanta under hela beräkningen. Eftersom nivån i sumpen är konstant kan programmet inte ge några indikationer om pumpen suger luft.

Backventilen som används i programmet stänger momentant så fort flödet vänder och börjar strömma mot pumpen. Man kan inte beskriva grenledningar och kan därför inte få reda på effekterna av tryckslag där. Man kan modellera ledningen i upp till 8 delrör (dock minst 2), dessa delrör kan ha helt olika ledningsdata. Varje delrör kan i sin tur delas in i maximalt 29 st lika delar ( $\Delta s$ ).

#### 4.3.2 Subrutinen BOOSTER

Denna subrutin beräknar tryckslag för pumpar placerade ute på ledningen med en shuntledning och där nedströms och uppströms randvillkor består av konstanta reservoarer. I figur 4.14 visas en principskiss av problemtypen.

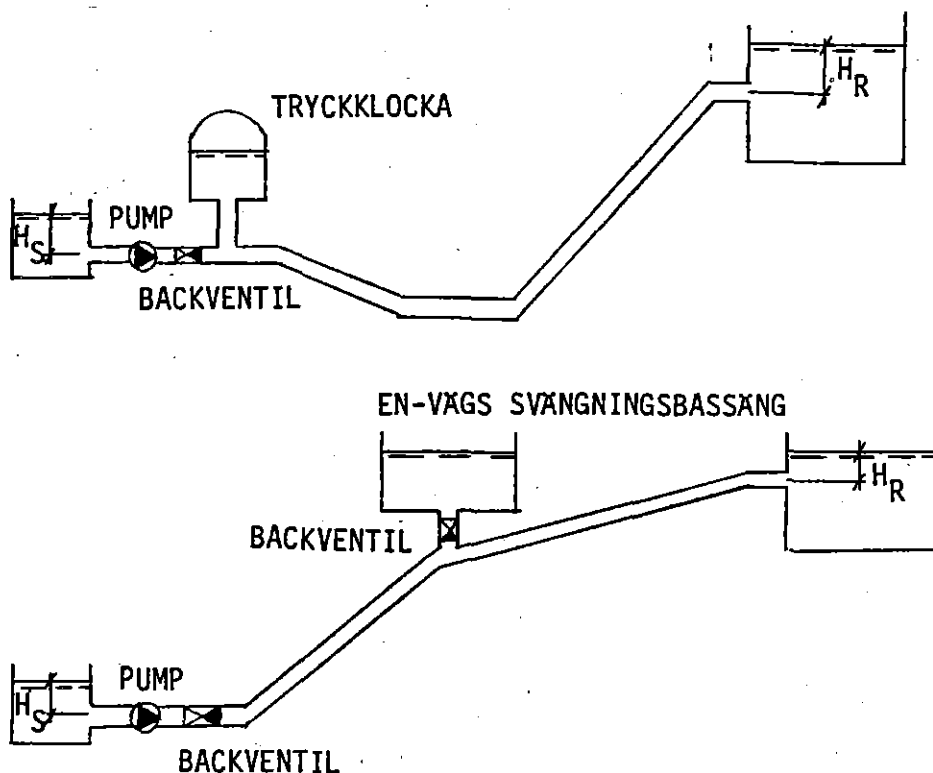
Samma förutsättningar som i SOURCEP gäller för denna subrutin, dock tillkommer en: backventilen på shuntledningen (som går från sugsidan till trycksidan) öppnar när trycket på sugsidan blir större än på trycksidan.



Figur 4.14. Pumpar ute på ledningen med shuntledning

#### 4.3.3 Subrutinen CONTROL

Denna subrutin beräknar tryckslag för pumpfrånfall med pumparna placerade i sumpen, med en tryckklocka och/eller en till två en-vägs svängningsbassänger. I figur 4.15 a och b visas principiell uppställning för dessa problemtyper.



Figur 4.15. Tryckklocka och en-vägs svängningsbassäng

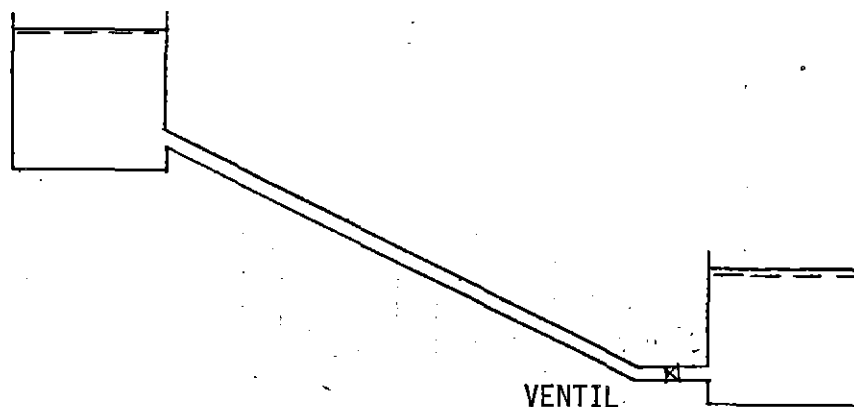
Pumparna är alltså placerade i sumpen och alla de förutsättningar som gäller för SOURCEP gäller även här. Man kan inte beräkna sådana problem där pumparna är placerade ute på ledningen. Backventilen stänger här på ytterligare ett sätt: ventilen stänger när pumparna har rullat ut och antingen flödet eller relativtrycket är noll vid pumpen.

Tryckklockan ligger strax uppstöms backventilen och kan inte placeras någon annanstans. Vattennivån i tryckklockan är beräkningsmässigt samma som i uppströmsänden av delrör 1, och denna nivå är konstant under hela simuleringen. Istället låter man luftvolymen och lufttrycket variera under tryckstötsförloppet. Luftvolymens startvärde ges av trycket i tryckklockan vid stationär drift. På grund av detta förfarande måste man korrigera den erhållna maximala volymen på tryckklockan. Inloppet till tryckklockan är utformat så att man kan ha olika förluster för in- och utströmning.

Svängningsbassängen är konstruerad så att bassängventilen öppnas när det uppstår undertryck relativt ledningens datumhöjd och vattnet strömma r då från bassängen ut i ledningen. När trycket stiger igen stänger backventilen och bassängen fylls sakta genom en flottörstyrd ventil. På detta kan svängningsbassängen placeras under den stationära trycklinjen. Bassängen eller bassängerna kan placeras i vilken delrörskarv som helst.

#### 4.3.4 Subrutinen SERIESPIPE

Subrutinen beräknar problem med en självfallsledning mellan två reservoarer och med en ventil strax innan nedströms reservoar. I figur 4.16 visas en principskiss av problemtypen.



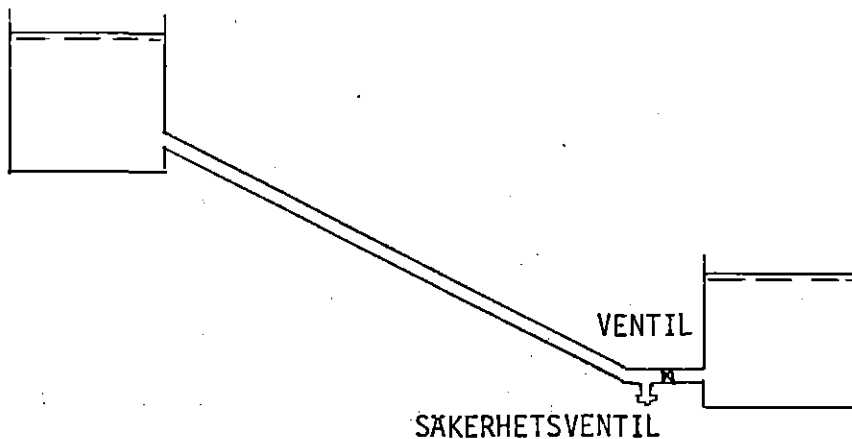
Figur 4.16. Ventilstängning i självfallsledning

Här stänger ventilen i två steg. I det första steget stänger man ventilen snabbt och ned till en liten öppningsgrad, under det andra steget stängs de sista öppningsprocenten långsamt. Stängningshastigheten är konstant under de olika stegen och under ventilstängningen (dvs under hela simuleringstiden) är nivåerna i reservoarerna konstanta. Ledningen kan delas in i 8 delrör (minst 2) och varje delrör i sin tur i 29 lika stora delar ( $\Delta S$ ). Ventilen skall ha samma nominella diameter som röret i annat fall får man korrigera ventilkarakteristikan för detta.

#### 4.3.5 Subrutinen SURGEVALVE

Subrutinen beräknar problem med en självfallsledning mellan två reservoarer och med en ventil och en säkerhetsventil. I figur 4.17 visas en principskiss av problemtypen.

Eftersom subrutinen bygger på den approximativa karakteristikmetoden kan man inte modellera ledningen med  $n$  delrör. Ledningen kan



Figur 4.17. Ventilstängning med säkerhetsventil

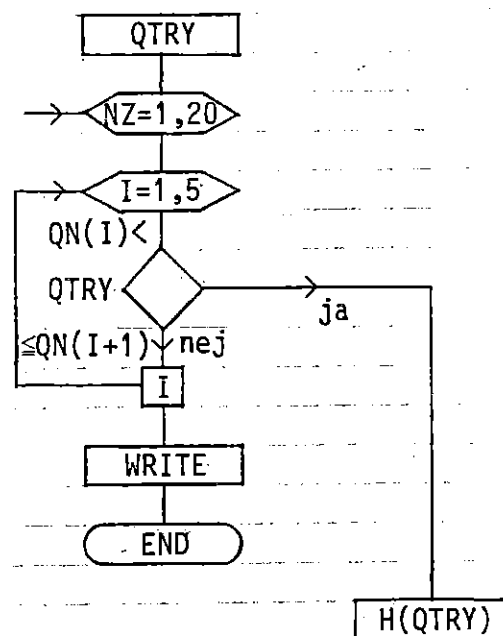
delas in i maximalt 19 st lika stora delar ( $\Delta s$ ). Ventilerna är placerade i nedströmsänden av ledningen. Ventilen stänger i ett steg och med konstant hastighet. Vid simuleringens start är ventilen öppen till 100 %. Under hela simuleringen är nivåerna i reservoarerna konstanta. Ventilen måste ha samma nominella diameter som ledningen annars är man tvungen att korrigera ventilkarakteristikan. Säkerhetsventilen öppnar när trycket nått en given nivå. När trycket sjunker stänger säkerhetsventilen igen.

#### 4.4 Beräkningsgång för subrutinen SOURCEP

Subrutinen SOURCEP beräknar tryckslag i en ledning med pumparna placerade i sumpen, nedströms konstant reservoar, för en ledning bestående av max 8 delrör i serie (minst 2). Programmet börjar med att läsa indata, med hjälp av subrutinen START1, från indatafilen WAT1. Därefter omvandlas den inlästa datan från SI-enheter till amerikanska enheter. Detta är värt att observera. Programmet räknar alltså i amerikanska enheter. Därefter börjar själva beräkningen.

Först itererar man fram tryckhöjden och flödet vid pumpen för stationära förhållanden. Innan själva iterationen startar väljer man ett begynnelsevärde på flödet, QTRY (QTRY är flödet från en pump). Man har valt det fjärde värdet i Q-vektorn (till pumpkarakteristikan). Sedan börjar själva iterationen.

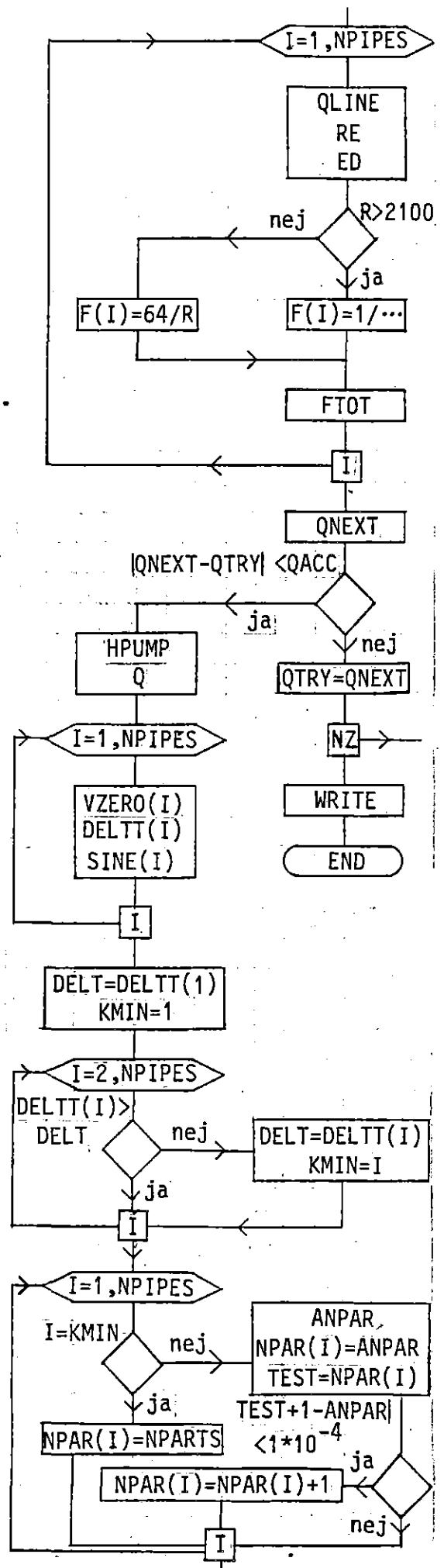
Till att börja med bestämmer man QTRY-värdets läge i Q-vektorn och utifrån detta läge interpolerar man sig fram till den tryckhöjd (H-värde) som motsvarar QTRY på pumpkarakteristikan. Om QTRY skulle ligga utanför vektorn avbryts hela körningen och man får följande utskrift: YOU HAVE EXCEEDED MAXIMUM DISCHARGE VALUE INPUT. EXECUTION IS TEMINATED.



Sedan görs en summering av friktionsförlusterna över alla delrören. Friktionsförlusten beräknas med  $h$  och  $D$  Arcy-Weisbachs friktionskoefficient  $f$ . Man börjar med att beräkna det totala flödet (QLINE), Reynolds tal (R) och relativa råheten (ED). Om Reynolds tal är mindre än 2100 betraktas strömningen som laminär och  $f=64/R$ , vid motsatta förhållandet betraktas strömningen som turbulent och  $f$  beräknas ur formeln  $f=1/(-1.8+\log((6.9/R)+(ED/3.7)^{1.1}))^2$ . Efter att den totala friktionsförlusten är summerad beräknas ett nytt flöde, QNEXT, med hjälp av en modifierad Newton-Raphson metod. Slutligen kontrollerar man om den absoluta differensen mellan QNEXT och QTRY är mindre än ett givet noggrannhetsvärde, QACC. Är differensen större än QACC gör man om beräkningen, denna gång med QTRY=QNEXT. Om man inte har klarat denna gräns efter 20 varv avbryts körningen och man erhåller följande utskrift: ITERATION TO COMPUTE STEADY STATE DISCHARGE WAS UNSUCCESSFUL AFTER 20 TRIES. EXECUTION IS TERMINATED. Fastnar man inte i denna fälla beräknas det totala flödet (Q), tryckhöjden vid pumpen (HPUMP), strömningshastigheten längs ledningen (VZERO(I)), ett preliminärt tidsintervall och lutningen för varje delrör (DELTT(I) och SINE(I)).

Därefter vidtar beräkningen av  $\Delta t$  och  $N$ . Man startar med att sortera ut det minsta av alla  $\Delta t$  ur de preliminära beräkningarna. Detta värde blir det slutliga  $\Delta t$ -värdet som gäller längs hela ledningen och med vars hjälp man beräknar delningen  $D$  för varje rör. Genom en integer-trunkering ser man till att  $D$  inte höjs förrän decimaldelen är större än 0.9999. Nu är alla data för ledningen beräknade och tillsammans med indatan för rören skrivs dessa ut med subrutinen PIPEUT.

Därefter beräknas totala karakteristikan,  $Q/N$ ,  $H/N^2$ , och  $T/N^2$  för det stationära varvtalet  $N$ .

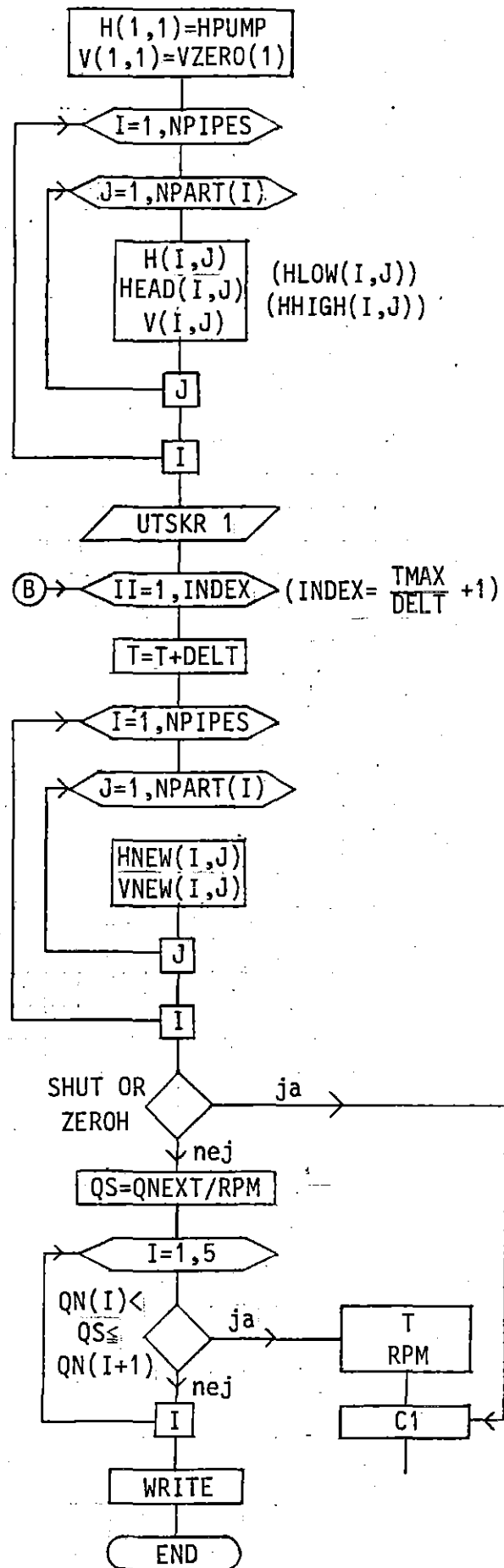


Nästa steg är att beräkna tryckhöjden relativt ledningen (HEAD(I)) och den totala tryckhöjden (H(I)), längs hela ledningen för det stationära tillståndet. Flödeshastigheten (VZERO(I)) har beräknats tidigare och får endast ett nytt namn här (V(I)). Max- och min-värden för båda tryckhöjderna beräknas samt deras lägen. Dessa värden används senare som utgångsvärden när man sorterar ut max- och min-värden för hela tidsiterationen. Därefter skrivs H(I) och V(I) ut med hjälp av subrutinen UTSKR1.

Nu kommer man till själva tidsiterationen. Först beräknas H och V i de inre punkterna av rören med hjälp av ekvationerna 73, 77, 75, 78 och 79 i avsnitt 4.2.3, varefter H och V beräknas i knutpunkterna mellan rören med hjälp av ekvationerna 112, 113 och 114 i avsnitt 4.3.3. Därefter beräknas randvillkoret kontant reservoar, med hjälp av ekvationen 84 i avsnitt 4.3.2. Så kommer man till slut till randvillkoret pumparna placerade i sumpen.

Vid första tidsiterationen börjar man med att dela det stationära QNEXT, som beräknades tidigare, med den stationära varvtalshastigheten N. Låt oss kalla denna kvot för QS. I de följande iterationerna, använder man de flöden och de varvtalshastigheter som beräknades i föregående tidssteg. Genom en snurra tar man reda på, var på totalkaraktéristikan QS ligger (i vilket intervall). Hamnar man utanför Q/N-vektorn, avbryts hela körningen och man får följande meddelande; YOU HAVE EXCEEDED MAXIMUM POWER VALUE INPUT. EXECUTION IS TERMINATED.

Ligger QS inne i vektorn, beräknas med hjälp av QS's läge, genom interpolation T för QS (se ekvation 103, sidan 26). Sedan beräknas den nya varvtalshastigheten (N) med hjälp av ekvation 97, sidan 25. Om ventilen hade stängt eller tryckhöjden blivit noll vid pumpen, i föregående tidssteg, skulle dessa första beräkningar hoppas över. Därefter beräknas C1 i ekvation



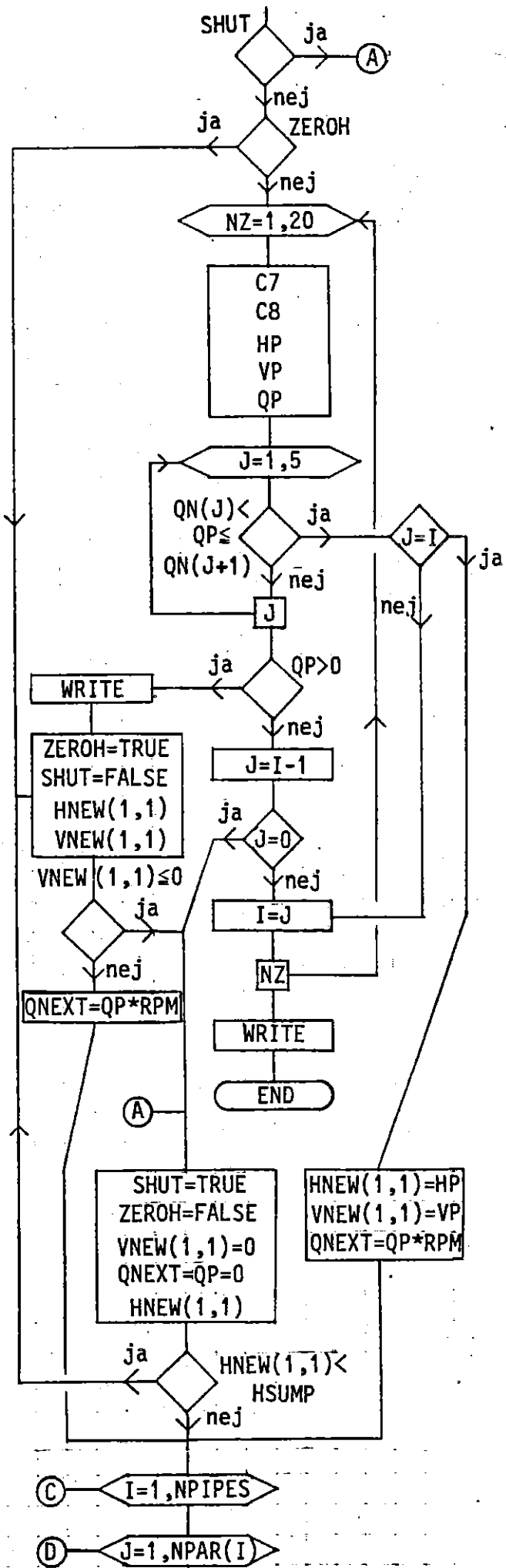


107, sidan 26. Återigen hoppas följande beräkningar över om ventilen stängt eller om trycket har fallit ned till noll vid pumpen, i föregående tidssteg. Utifrån det läge QS har på totalkaraktistikan, beräknas  $C_8$  och  $C_7$ . Nu kan  $H$  beräknas med ekvation 108,  $V$  med ekvation 107 och  $QP$  med kontinuitetsekvationen ( $QP$  är kvoten  $Q(I)/N(I)$ ).

Det nya  $QP$ -värdet man får genom kontinuitetsekvationen, går igenom en rad kontroller. Man börjar med att undersöka var i  $Q/N$ -vektorn  $QP$  ligger. Ligger  $QP$  inom samma intervall som  $QS$ , går man vidare till nästa tidssteg. Om  $QP$  ligger inom ett annat intervall, gör man om iterationen med  $QP$ 's läge i  $Q/N$ -vektorn som utgångsvärde. Om  $QP$  överhuvudtaget inte ligger inom  $Q/N$ -vektorn, kontrollerar man om  $QP$  är större än eller mindre än 0. Är  $QP$  större än 0, får man följande utskrift; THE SEARCH FOR  $Q/N$  HAS GONE BEYOND THE LIMITS OF  $Q$ -DATA. Pumpen har då följt linje 1 i figur 4.7, sidan 24 och flödet genom pumpen är noll, men trycket har ännu inte nått ned till noll. Då är alltså  $V$  och  $QP$  noll och tryckhöjden  $H$  beräknas med dessa värden insatta i ekvation 107.

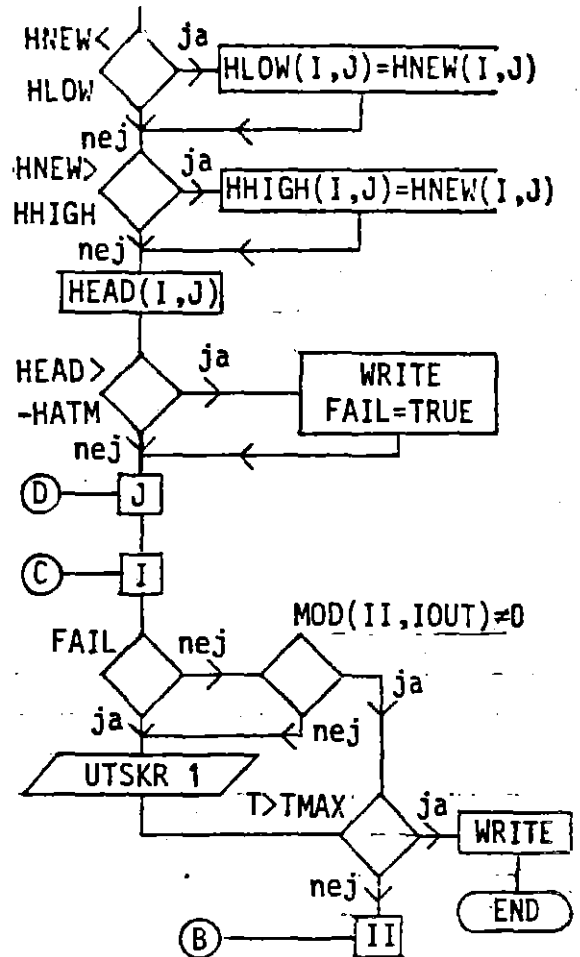
Om  $QP$  är mindre än 0, kontrollerar man om  $QS$  låg inom det första intervallet i  $Q/N$ -vektorn. Om så är fallet har pumpen följt linje 2 i figur 4.7 och trycket vid pumpen är noll men flödet har ännu inte nått noll.  $H$  är då samma som nivån i sumpen och flödet beräknas med detta värde insatt i ekvation 107. Befinner sig inte  $QS$  inom det första intervallet, gör man om iterationen med det intervall som ligger framför det intervall  $QS$  låg i. Om man efter 20 varv inte kunnat iterera sig fram till ett värde på  $H$  och  $QP$ , avbryts körningen och man får följande meddelande; THE SEARCH FOR A VALUE OF  $Q$  HAS CYCLED 20 TIMES WITHOUT SUCCESS. EXECUTION IS TERMINATED.

Sedan beräknar man tryckhöjden relativt ledningen, jämför dessa värden och de totala tryckhöjderna



med de tidigare beräknade max- och mintrycken. Om något av de nya värdena är större än eller mindre än de tidigare beräknade värdena, ersätts de med nya värdena. Samtidigt kontrollerar man att det relativa trycket inte är mindre än ångtrycket någonstans på ledningen. Om så är fallet har separation av vattenpelaren uppkommit och körningen avbryts med följande utskrift; COLUMN SEPARATION HAS OCCURRED. TIME= , PIPE= , LOCATION= .

Sist överför man QP till verkligt flöde och om det har gått IOUT tidssteg skrivs resultatet för det sista tidssteget ut med hjälp av subrutinen UTSKR1. Om tidsiterationen inte har nått den maximala simuleringstiden, fortsätter man ytterligare ett varv i tidssnurren, tills man gjort detta. Då skrivs max och mintryck ut.



#### 4.5 Indata till SOURCEP

Indata till Sourcep läses först in med det interaktiva inläsningsprogrammet WATKÖR och placeras i filen WAT1. Från denna fil läser subrutinen START1 indatan. Indata till SOURCEP kan delas in i fyra grupper: temperaturdata, ledningsdata, pumpdata och data speciellt för SOURCEP.

Vattentemperaturen är det första WATKÖR frågar efter. Man ger temperaturen i grader Celcius. Utifrån vattentemperaturen räknar WATKÖR ut vattnets kinematiska viskositet och elasticitetsmodul. När alla data är givna, beräknar WATKÖR också fortplantningshastigheten  $a$  för varje rör.

Sedan ger man ledningsdata. Man kan ju, som tidigare sagts, dela in ledningen i upp till 8 delrör (minst 2). För var och ett av dessa delrör ger man innerdiametern (m), längden (m), ekvivalenta sandrårheten (mm), rörväggens tjocklek (m), rørets elasticitetsmodul (N/m<sup>2</sup>) och nivåerna nedströms och uppströms (m). I de frågor som WATKÖR ställer anges sorten som parametern skall ges i.

Därefter svarar man på frågor angående pumparna. Man ger antalet parallella pumpar (kan vara hur många som helst), hur många steg (=antalet seriekopplade pumpar) varje "pump" har, den stationära varvtalshastigheten (rpm) och masstrøghetsmomentet (kgm<sup>2</sup>) för pump och motor tillsammans.

Sedan kommer man till pumpkarakteristikan. Man ger 6 punkter längs denna, dvs 6 Q-värden, 6 H-värden och 6 T-värden. Sorterna är i respektive ordning (l/s), (m vp) och (kW). Det är viktigt för resultatet att välja dessa punkter på rätt sätt. Har man en lång ledning med

liten uppfodringshöjd, kommer pumpen att följa linje 2 i figur 4.7, sida 24. Då är det nödvändigt att ha så många punkter som möjligt långt till höger på karakteristikan. Det kan till och med bli nödvändigt att förlänga karakteristikan för att kunna köra programmet och få rätt resultat. Har man istället en relativt kort ledning med stor uppfodringshöjd, kommer pumpen att följa linje 1 i figur 4.7 när pumpen stängs av. Då behöver man istället så många punkter som möjligt på den vänstra delen av karakteristikan.

Data speciella för SOURCEP är reservoarens och sumpens nivåer (m), ett noggranhetsvärde som anger när iterationen av det stationära flödet ska avbrytas (1/s), maximal simulerings-tid (s), minsta antalet delar ett delrör skall delas in i och antalet tidssteg mellan utskrifterna.

Minsta antalet delar ett delrör skall delas in i är en viktig faktor för resultat och körningstid i datorn. Hur liten indelning man skall ha bestämmer man utifrån hur ledningen ser ut. Har man modellerat ledningen med både korta och långa delrör får man vara försiktig, annars delas de långa rören in i alldeles för många delar och körningstiden blir onödigt lång. Noggrannhetsvärdet bör vara i storleksordningen  $1 \cdot 10^{-2}$  för att ge tillräcklig noggrannhet.

## 5 GENOMFÖRDA FÖRBÄTTRINGAR AV SOURCEP

Programpaketet WATHAM har en stel uppbyggnad. Orsaken till stelheten är att man lagt upp hela problemtyper som subrutiner. Det hade varit avsevärt bättre att låta subrutinerna representera mycket mindre områden (t ex de olika randvillkoren och initialvillkoren) och göra uppbyggnaden av subrutinerna så allmän att de kunde plockas ihop till vilken problemtyp som helst. Det finns inget som hindrar att ett sådant program skulle kunna bli lika användarvänligt som WATHAM och genom en sådan uppbyggnad hade man kunnat ta med fler rand- och initialvillkor än vad som nu är fallet. Att ändra WATHAM så radikalt skulle ta mycket lång tid och ryms inte inom ramen för ett examensarbete. Eftersom den analys av ett befintligt system som ingår i detta arbetet har genomförts med hjälp av SOURCEP, har arbetet med förbättringar endast gällt denna subrutin. Tre "förbättringar" har gjorts, en rörande backventilens stängning, en som ger möjlighet att behandla separat pumpfrånfall parallellt med totalt pumpfrånfall och en som möjliggör beräkning av system med olika pumptyper.

### 5.1 Stängning av backventil

I det ursprungliga programmet stänger backventilen momentant (dvs inga förlustberäkningar görs över ventilen) när flödet vänder och blir negativt. I praktiken har man ventiler som stänger lite när som helst och en analys med SOURCEP ger då i bästa fall en fingervisning om de verkliga tryckförhållandena om man inte har sån tur att ventilen verkligen stänger när flödet vänder. För att själv kunna ange när ventilen stänger, har parametern TSHUT införts. TSHUT är tiden fram till stängningen av ventilen. I programmet har man då en ventil som i praktiken kan fungera som en backventil dvs som stänger när flödet vänder eller som en vanlig ventil som stänger vid en bestämd tidpunkt. I båda alternativen stängs ventilerna momentant. Vid körning av programmet anges i utskriften hur ventilen har stängt.

### 5.2 Separat pumpfrånfall

Det ursprungliga programmet kan endast beräkna fall där samtliga pumpar har samma pumpkaraktäristika och slås ifrån samtidigt. Visserligen är detta fall det mest kritiska men även vid separat pumpfrånfall kan tryckslagsproblem uppkomma. För att kunna beräkna separat pumpfrånfall måste nya ekvationer presenteras.

För de pumpar som slås ifrån, ändras varvtalshastigheten (N) som förut (se ekvation 97 sidan 25). De pumpar som fortsätter att arbeta har den ursprungliga stationära varvtalshastigheten (NO) under hela simuleringen.

Tryckhöjden vid varje frånslagen pump är

$$H_p = N^2 N_{st} \left( C_{7av} \frac{Q_{av}}{N} + C_{8av} \right) \quad (117)$$

där  $N_{st}$  är antalet pumpar i serie och  $Q_{av}$  är den utrullande pumpens flöde. Tryckhöjden vid varje arbetande pump är

$$H_p = N_0^2 N_{st} \left( C_{7N_0} \frac{Q}{N_0} + C_8 \right) \quad (118)$$

Tryckhöjden måste vara samma för både de frånslagna och de arbetande pumparna. För att detta skall åstadkommas måste flödet från den arbetande pumpen öka när flödet från den frånslagna pumpen minskar.

För att kontinuitet skall råda måste ekvation 119 gälla

$$V_{pt} A_t = N_{av} Q_{av} + (N_{pu} - N_{av}) Q \quad (119)$$

Där  $N_{av}$  är antal pumpar som stängs av och  $N_{pu}$  det totala antalet pumpar.

Som tidigare (avsnitt 4.3.1) gäller ekvationen längs  $C^-$  karakteristikan och energiekvationen.

$$V_{pt} = C_3 + C_4 H_{pt} \quad (120)$$

$$H_{pt} = H_{ps} + H_p \quad (121)$$

Genom att kombinera ekvationerna 120 och 119 kan man uttrycka  $Q_{av}$  som funktion av  $Q$  och  $H_{pt}$ . Sätt in resultatet i ekvation 117, ersätt  $H_p$  med ekvation 118 och lös ut  $Q$ , vilket ger följande resultat.

$$Q = \left( \frac{N C_{7av} C_3 A_t}{N_{av}} + N^2 C_{8av} - \frac{N_0^2 C_8 + N C_{7av} g A_t N_0^2 N_{st} C_8}{a N_{av}} + \frac{H_{ps} N C_{7av} g A_t}{a N_{av}} \right) / \left( N_0 C_7 - \frac{N C_{7av} + N C_{7av} N_{pu}}{N_{av}} - \frac{N C_{7av} g A_t N_0 N_{st} C_7}{a N_{av}} \right) \quad (122)$$

I programmet får man nu utföra två kontroller m a p de olika flödenas aktuella lägen i pumpkarakteristikan. Samma kontrollprocedur utförs för båda flödena. Till både de frånslagna och de arbetande pumparna finns ventiler som stänger på samma sätt som redogjordes för i föregående avsnitt. Man kan låta stänga ventilerna vid olika tidpunkter för de arbetande respektive frånslagna pumparna. Varje enskild pump utav de arbetande eller de frånslagna pumparna har dock inte ett eget TSHUT.

### 5.3 Pumpar med olika pumpkarakteristikor

I det ursprungliga programmet kan man bara räkna med pumpar med samma pumpkarakteristika. Att införa möjligheten att beräkna fall med olika pumpsorter är inte av så stort praktiskt intresse, men det har faktiskt gjorts sådana program tidigare. De tidigare nämnda förbättringarna skall gälla även nu, med följd att man använder samma ekvationer som för separat pumpfrånfall även här. Men nu får man istället ett ekvationssystem att lösa. Ekvationssystemet består av följande ekvationer

$$I \text{ st ekvationer} \quad H_{pt} = H_{ps} + N_0^2 N_{st} (C_{7N_0} \frac{Q}{N_0} + C_8) \quad (123)$$

$$J \text{ st ekvationer} \quad H_{pt} = H_{ps} + N^2 N_{st} (C_{7av} \frac{Q_{av}}{N} + C_{8av}) \quad (124)$$

$$V_{pt} = C_3 + C_4 H_{pt} \quad (125)$$

$$V_{pt} A_t = \sum_{n=1}^I Q_n (N_{pu_n} - N_{av_n}) + \sum_{m=1}^J Q_{av_m} N_{av_m} \quad (126)$$

Nu har man  $I+J+2$  obekanta och  $I+J+2$  ekvationer ( $I=J$ =antalet olika pumptyper), dvs. ekvationssystemet har en entydig lösning under förutsättning att determinanten är skild från 0. Sätt först att

$$N_{ar} = N_{pu} - N_{av} \quad (127)$$

$$N_n = \frac{N_{ar}}{A_t} \quad \text{eller} \quad \frac{N_{av}}{A_t} \quad (128)$$

$$H_{pt} = a_n + b_n Q_n \quad (129)$$

Då får man följande ekvationssystem

$$H_{pt} = a_1 + b_1 Q_1$$

$$H_{pt} = a_2 + b_2 Q_2$$

$$H_{pt} = a_3 + b_3 Q_3$$

⋮

$$H_{pt} = a_n + b_n Q_n$$

$$V_{pt} = \sum_{n=1}^{I+J} N_n Q_n$$

$$V_{pt} = C_3 + C_4 H_{pt}$$

Löser man ut  $H_{pt}$  ur detta ekvationssystem får man följande ekvation.

$$H_{pt} = (A_t C_3 + \frac{N_1 a_1}{b_1} + \frac{N_2 a_2}{b_2} + \dots + \frac{N_{I+J} a_{I+J}}{b_{I+J}}) / (\frac{N_1}{b_1} + \frac{N_2}{b_2} + \dots + \frac{N_{I+J}}{b_{I+J}} - A_t C_4) \quad (130)$$

I jämförelse med föregående förslag innebär detta att man istället för vektorer jobbar med matriser i själva programmet, dvs på alla de

ställen man tidigare gjorde beräkningar på flödet i programmet får man nu ytterligare en snurra.

Programmet är dimensionerat så att man kan räkna på upp till fem olika pumptyper, med hur många pumpar som helst av varje sort. Varje pumpsort har en separat ventil som inte är kopplad till de andra. Nya indata är antal olika pumptyper, antal pumpar som arbetar och antal pumpar som slås ifrån utav varje pumptyp, tid fram till stängningen av ventilen för varje pumptyp samt de olika pumptypernas karakteristikor.

#### 5.4 Testkörningar

För att testa det nya programmet har det exempel som ges för SOURCEP i Teknisk veiledning i körning av tryckstotprogrammet WATHAM på UNIVAC-1100 (6) använts. Tyvärr fanns inte mätdata från ett verkligt fall att uppbringa med olika pumptyper.

Genom att låta exemplets pumpar representera olika pumptyper, dvs alla olika pumptyper får samma karakteristika, och variera antalet pumptyper, antalet arbetande och frånslagna pumpar för varje pumptyp, kan man kontrollera att beräkningen ger förväntat resultat. Genom att köra ett exempel med olika tider fram till stängningen av ventilen för varje pumptyp, kan man visa att programmet fungerar även för detta.

På följande sidor redovisas resultaten från testkörningarna i form av plotterdiagram. I samtliga diagram ges tryckhöjdens variation i tiden vid pumpen.

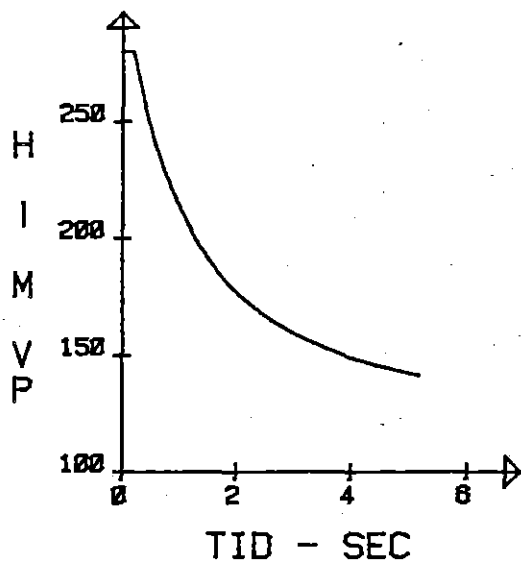
I fig. 5.1 visas resultatet från en körning med fyra "pumptyper" där samtliga pumpar slås från samtidigt. Man får exakt samma resultat som med det ursprungliga programmet. Ger man samma indata för en, två eller tre "pumptyper", får man samma resultat. Efter 5.2 sek uppkommer separation av vattenpelaren i rör 2, 3337 m nedströms pumparna och körningen avbryts.

I fig. 5.2 visas resultaten från en körning med fyra "pumptyper" men där tre pumpar slås ifrån och den resterande pumpen fortsätter att arbeta. Ventilerna till de avstängda pumparna stänger efter 2 sek, då flödet har vänt för dessa pumpar. Trots att man nu har en pump som fortsätter att arbeta får man separation av vattenpelaren i rör 2, 4390 m nedströms pumparna men nu efter 5.9 sek.

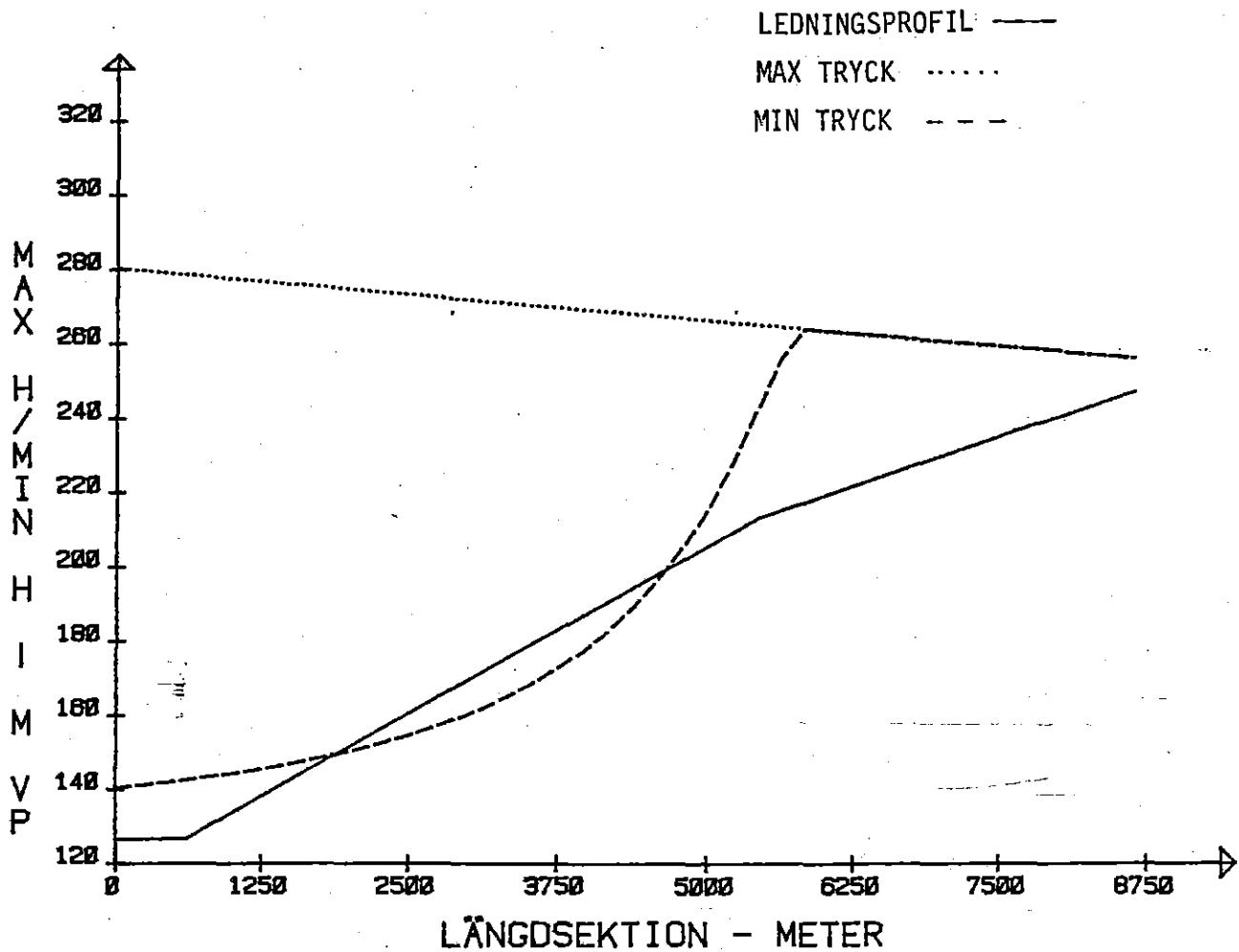
I fig. 5.3 visas resultaten från en körning med fyra "pumptyper" men med två arbetande och två avstängda pumpar. Ventilerna till de avstängda pumparna stänger efter 0.9 sek, då flödet för dessa pumpar vänder. Man får fortfarande separation av vattenpelaren men denna gång i rör 3, 7047 m nedströms pumparna och först efter 7.6 sek. 7.6 sek.

I fig. 5.4 visas resultaten från en körning med fyra "pumptyper" men med tre arbetande och en avstängd pump. Ventilen till den avstängda pumpen stänger efter 10 sek, dvs den tid (TSHUT) som har givits som indata. Separation av vattenpelaren uppkommer inte.

I fig. 5.5 visas resultaten från en körning med fyra "pumptyper" där samtliga pumpar stängs av och där ventilen till pumptyp 1 stängs efter 1 sek, pumptyp 2 efter 2 sek, pumptyp 3 efter 3 sek och pumptyp 4 efter 4 sek. Efter 4.8 sek uppstår separation av vattenpelaren i rör 2, 2917 m nedströms pumparna och körningen avbryts.

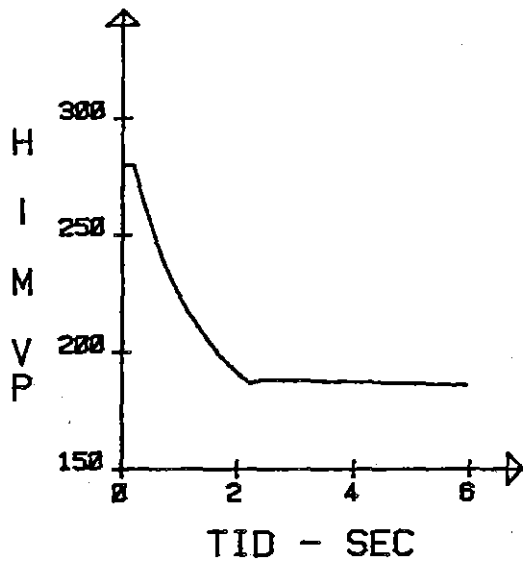


SEPARATION UPPSTOD I RÖR 2,  
3337 m NEDSTRÖMS PUMPARNA  
5,2 sek EFTER UTRULLNINGEN

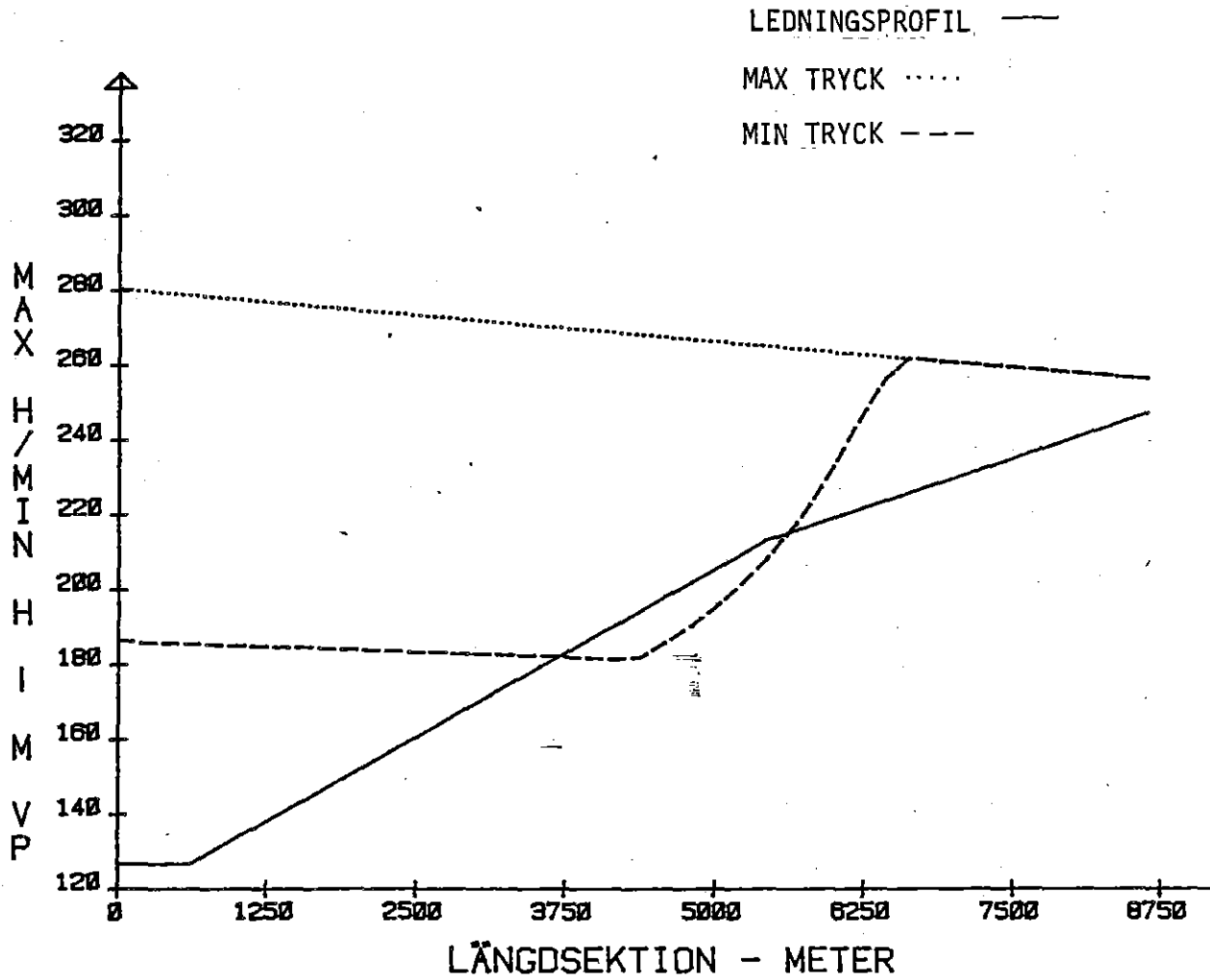


Figur 5.1. Fyra arbetande "pumptyper"

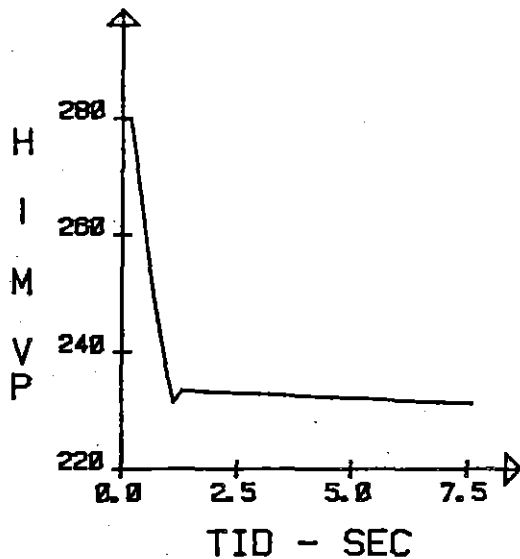




SEPARATION UPPSTOD I RÖR 2,  
4390 m NEDSTRÖMS PUMPARNA  
5,9 sek EFTER UTRULLNINGEN

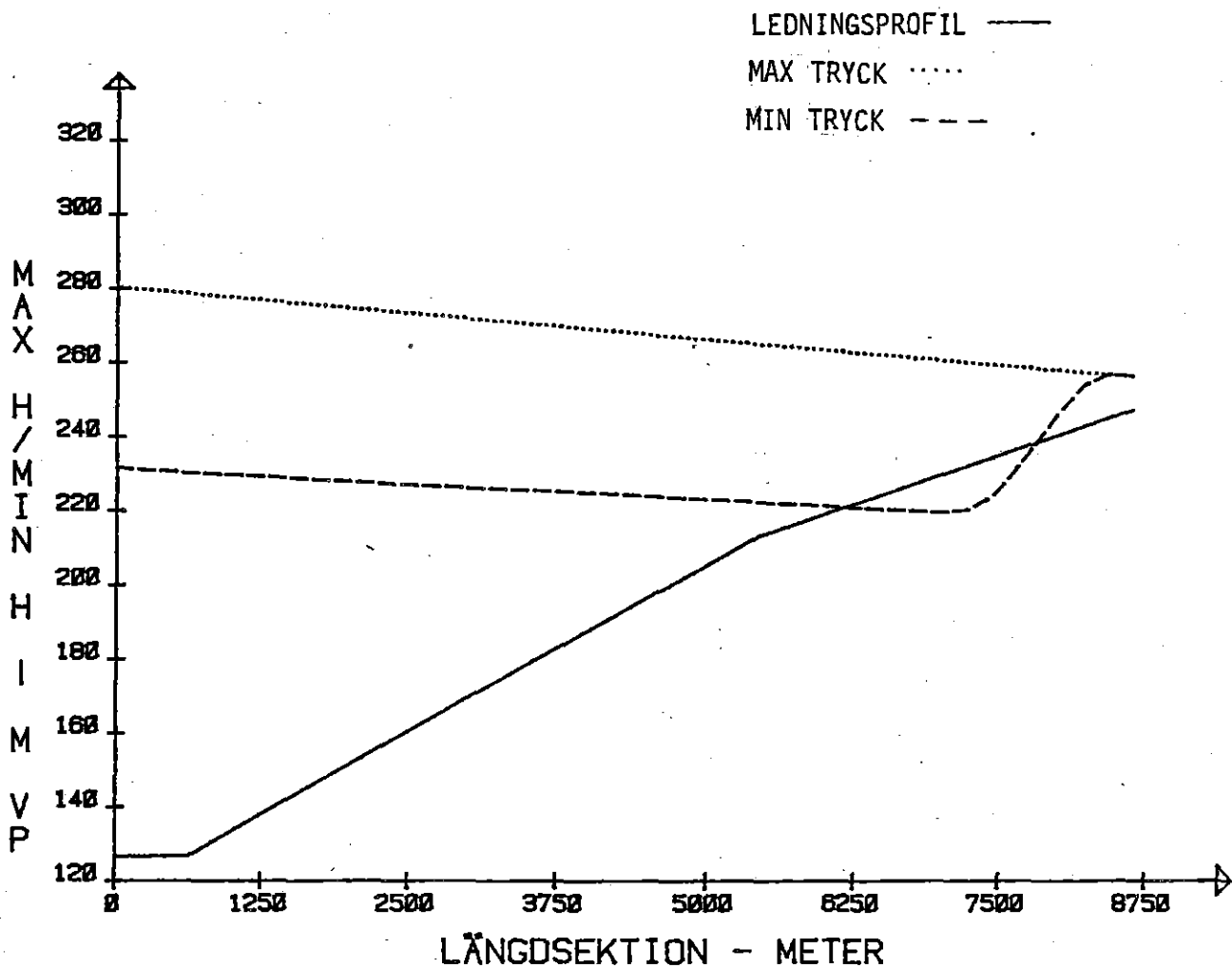


Figur 5.2. En arbetande och tre avstängda pumptyper

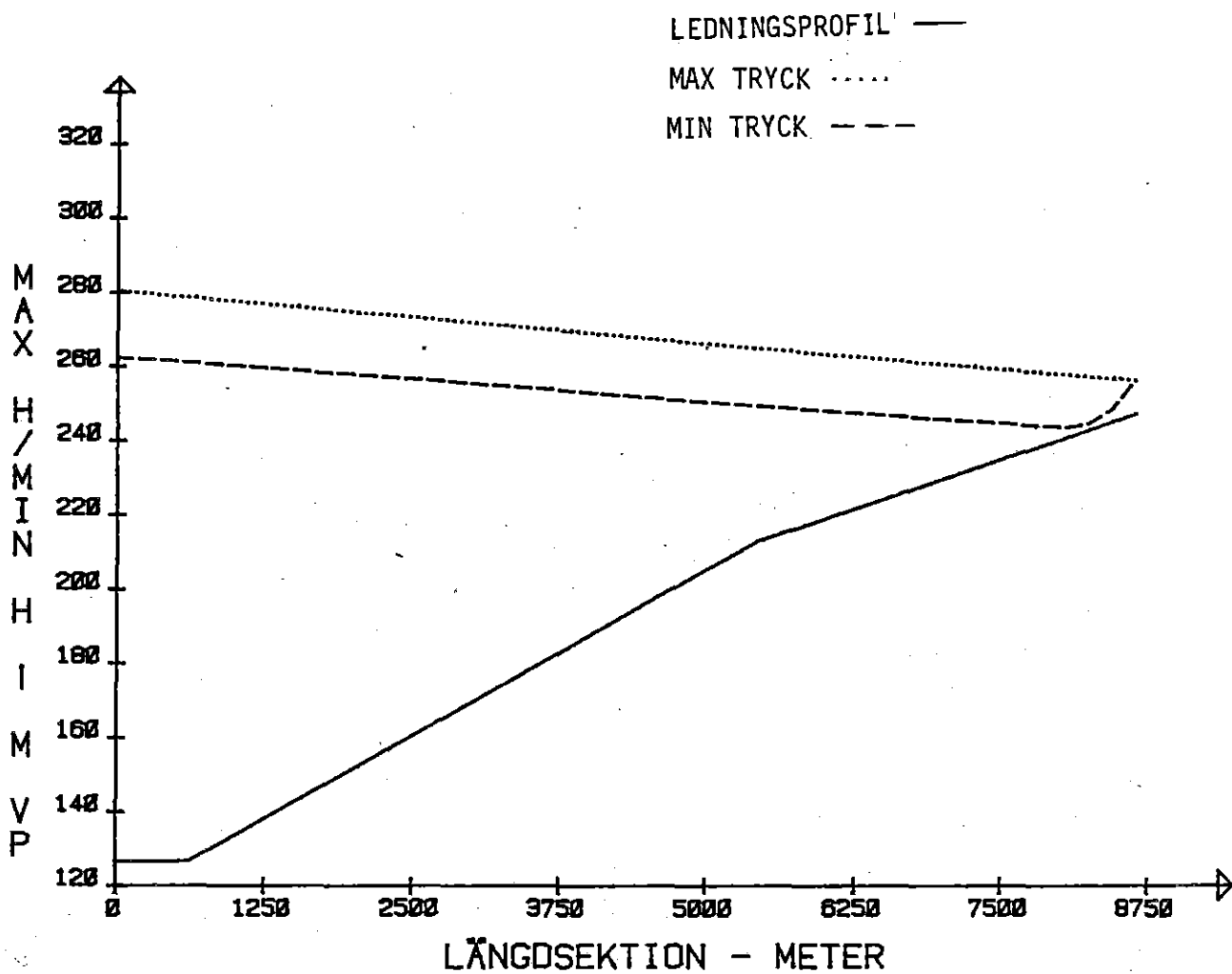
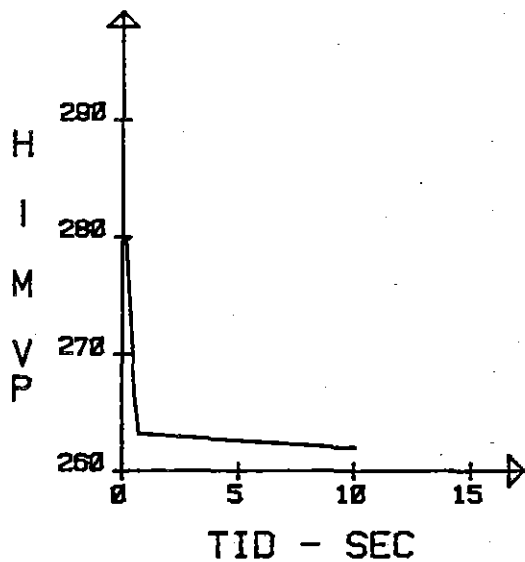


VENTILERNA TILL DE AVSTÄNGDA PUMPARNA  
STÄNGER EFTER 0,9 sek, DA FLÖDET VID  
DESSA PUMPAR VÄNDER

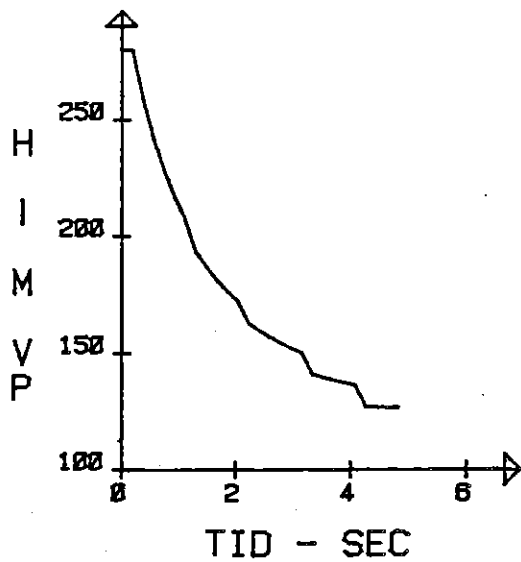
SEPARATION UPPSTOD I RÖR 3, 7047 m  
NEDSTRÖMS PUMPARNA 7,6 sek EFTER  
UTRULLNINGEN



Figur 5.3. Två arbetande och två avstängda pumptyper

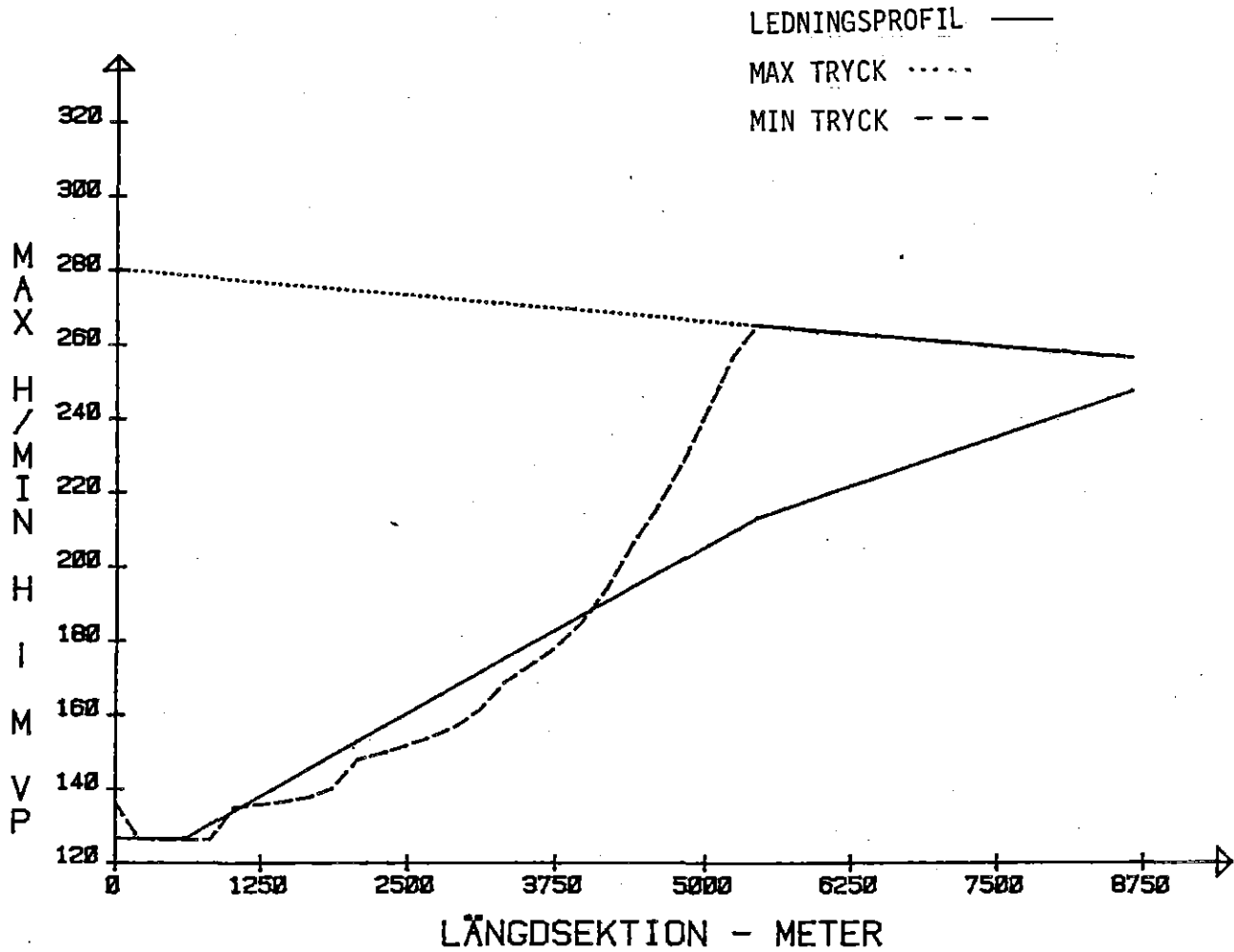


Figur 5.4. En avstängd och tre arbetande pumptyper



VENTILEN TILL PUMPTYP 1 STÄNGS EFTER 1 sek,  
PUMPTYP 2 EFTER 2 sek osv.

SEPARATION UPPSTOD EFTER 4,8 sek  
I RÖR 2 2917 m NEDSTRÖMS PUMPARNA



Figur 5.5. Körning med separat stängning av ventilerna

## 6 ANALYS AV BEFINTLIGT SYSTEM I MÖLNLYCKE

Huvudsyftet med detta arbete var att med hjälp av WATHAM analysera ett befintligt system. I samarbete med Bernt Persson, vid VA-verket i Göteborg, valdes pumpstationen i Mölnlycke.

### 6.1 Nuvarande uppställning och problem

Pumpstationen ligger alltså i Mölnlycke, ungefär mitt i mellan Landvettersjön och Rådasjön. Pumpstationen är konventionellt byggd i två plan, med pumparna och sumpen i det undre planet, under markytan. Pumparna ligger på nivån +58 m och den statiska uppfodringshöjden är 3.5 m. I figurerna 6.1, 6.2 och 6.3 visas pumpstationen i plan, längdsektion och tvärsektion.

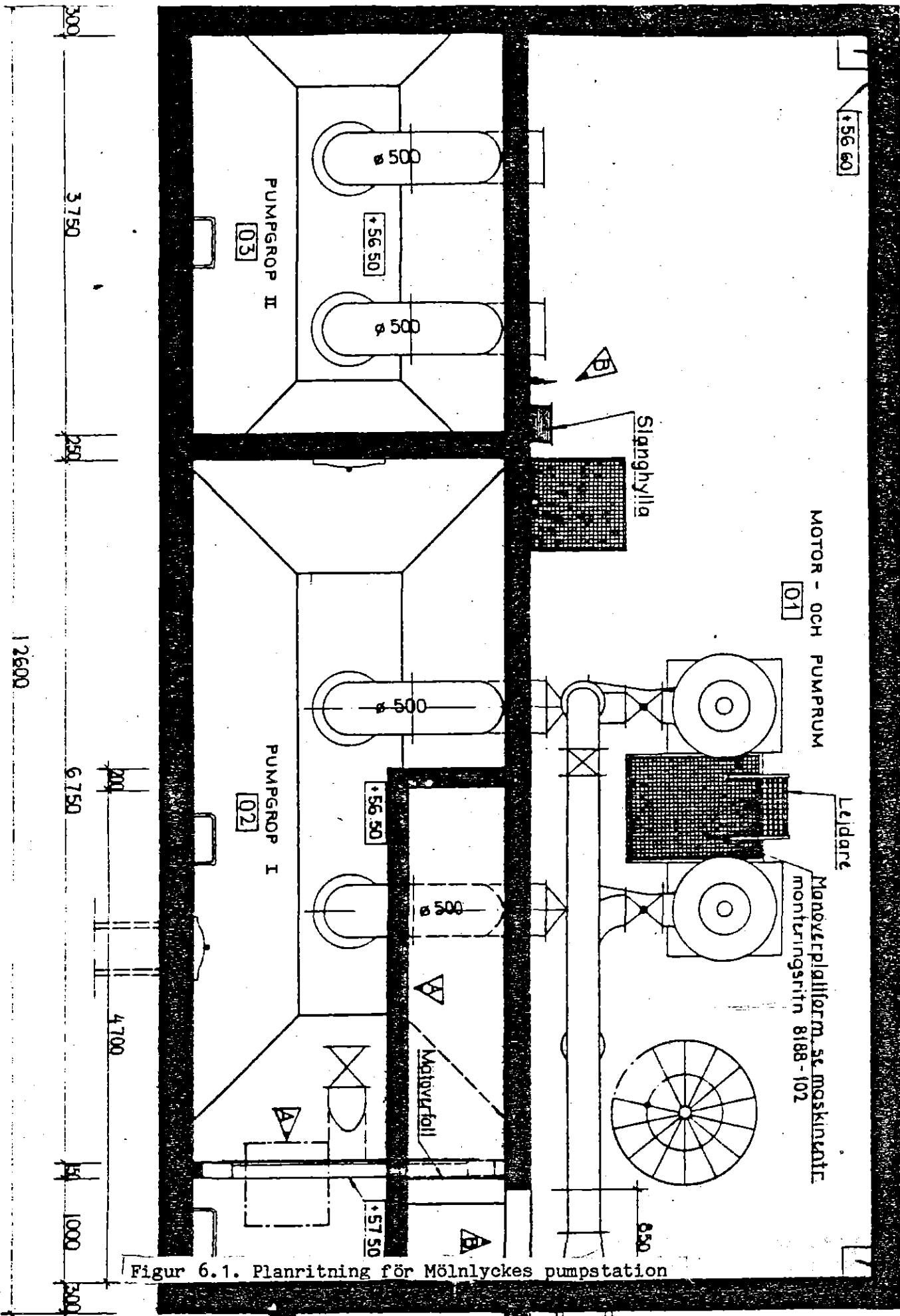
Pumparna är parallellkopplade och pumpar mot en gemensam ledning. Ledningen går större delen som dykarledning, tvärs genom Rådasjön till Sjövalla, där ledningen mynnar ut ovan vattenytan i en sump (fri utströmning), se figur 6.4. Ungefär mitt på ledningen är en tryckklocka placerad. Tryckklockan har dock aldrig fungerat som en sådan utan är helt vattenfylld, eftersom man inte har någon kompressor på platsen för tryckklockan. Istället fungerar den som luftningsanordning.

Vid T-kopplingen till luftklockan har ledningen spruckit i längsled. Enligt pumpstationsföreståndaren har pumparna aldrig sugit luft från sumpen och någon luft har heller aldrig blivit stående i ledningen.

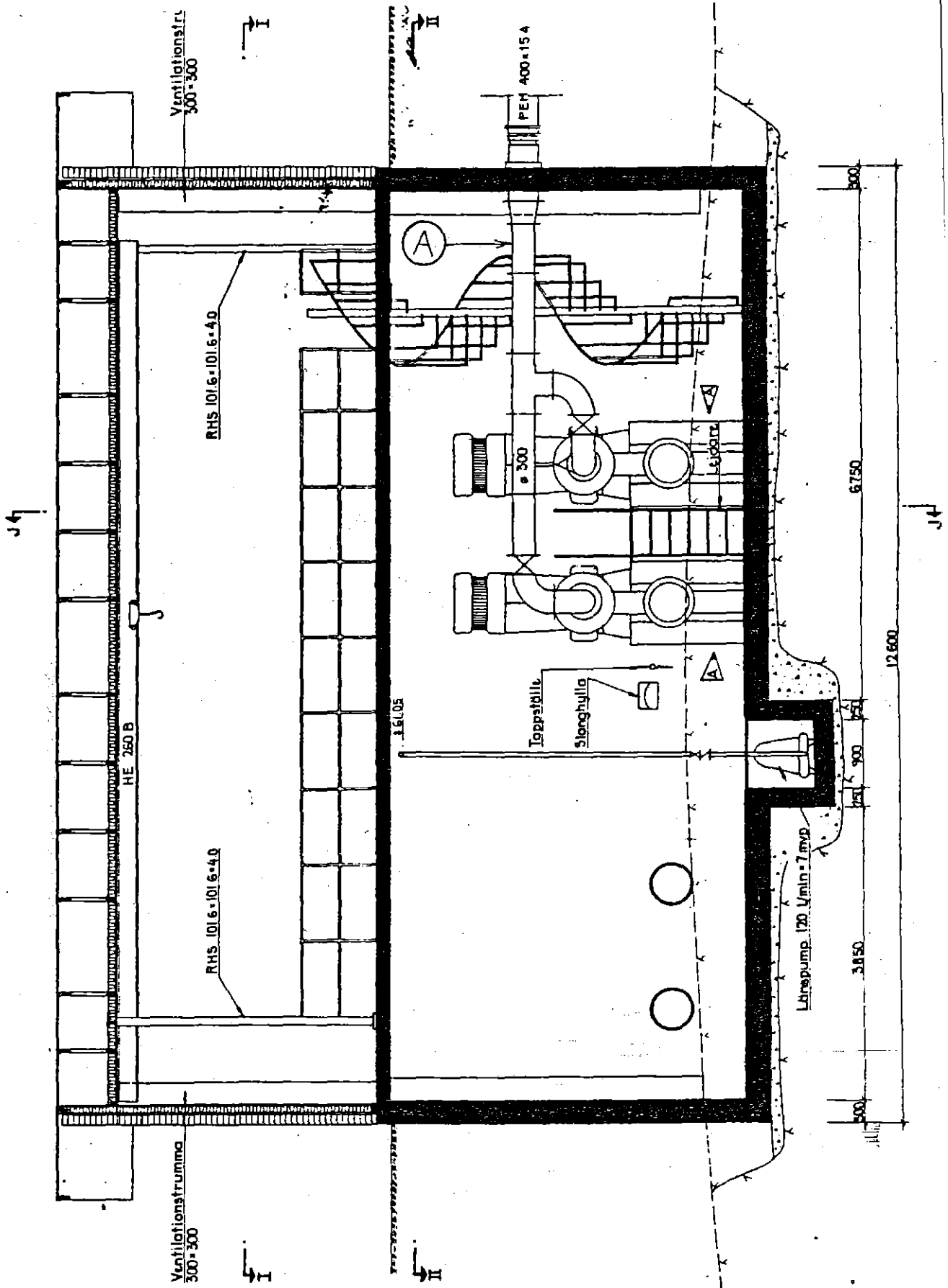
Pumparna är två till antalet. De är av fabrikat Ritz 2720-S och av centrifugalpumpstyp. Vid stationära förhållanden arbetar de med varvtalshastigheten 1460 rpm. Vattenföringen från varje pump är 120 l/s och lyfthöjden är 30 m vp. Pumpkaraktistikan visas i figur 6.5.

Motorn är av fabrikatet KG(S) 280 M4 och har en effekt på 125 hk. Motorns varvtalshastighet är 1460 rpm. Motorns och pumpens totala masströghetsmoment (inklusive vatten) är 10,3 kgm<sup>2</sup>.

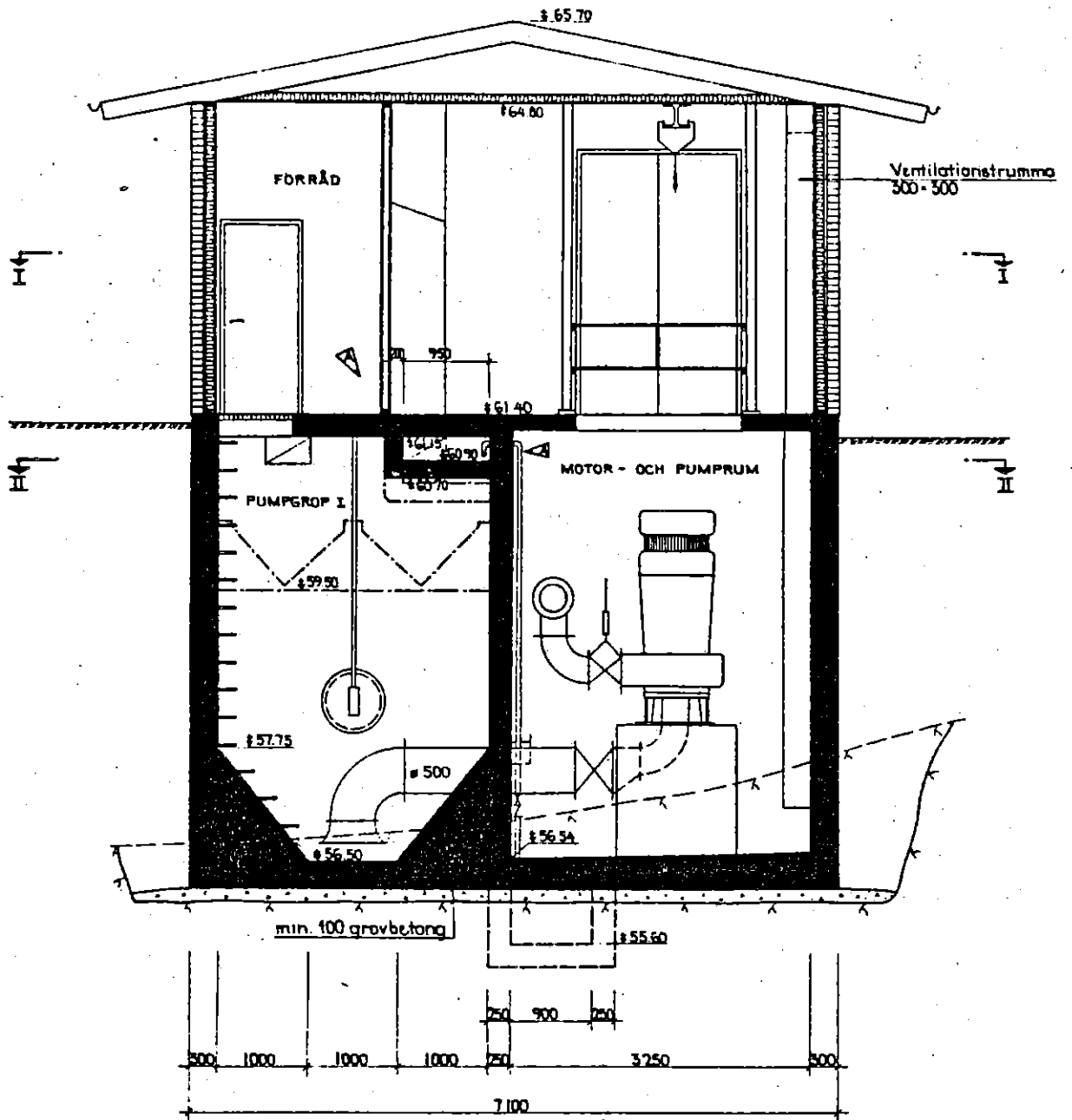
Ledningen är en PEH-ledning med en ytterdiameter på 0.4 m och väggtjockleken är 0.0154 m. Ledningen är ca 3800 m lång och dess längdsektion framgår av figur 6.4.



Figur 6.1. Planritning för Mölnlyckes pumpstation

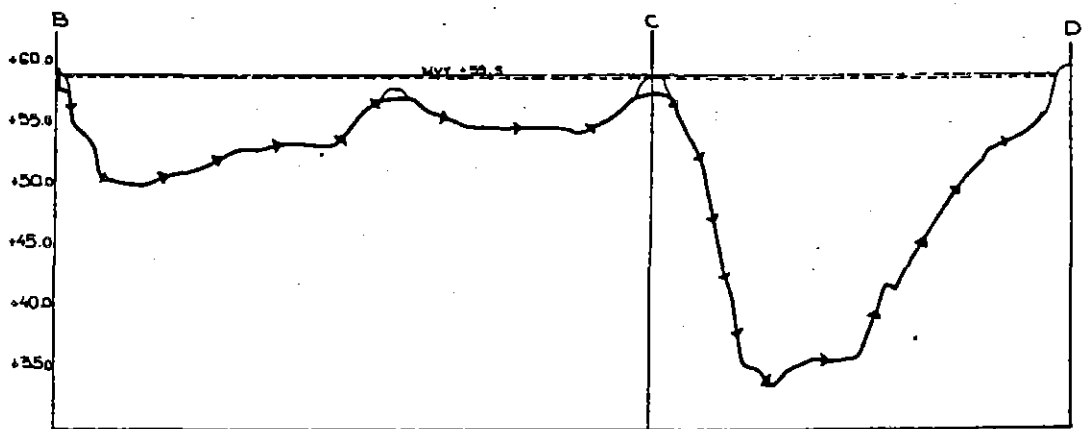
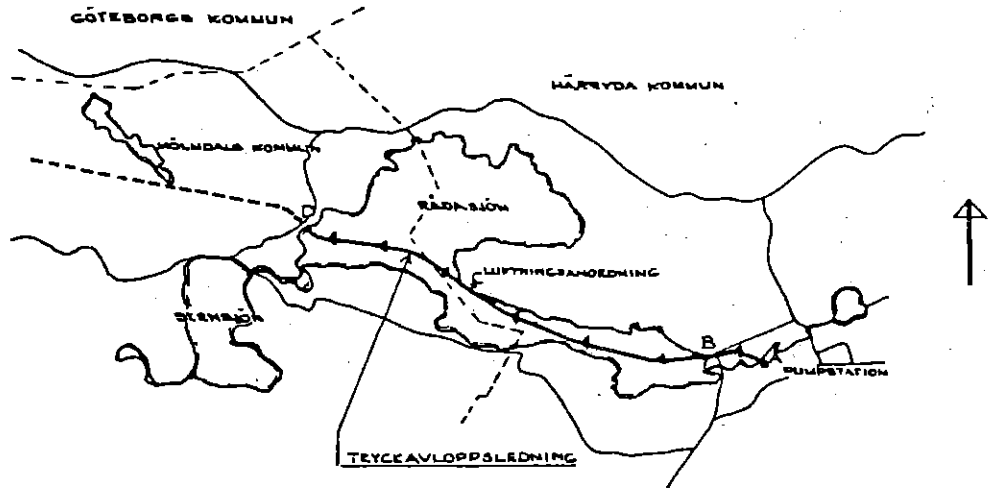


Figur 6.2. Längdsektion för Mölnlyckes pumpstationen

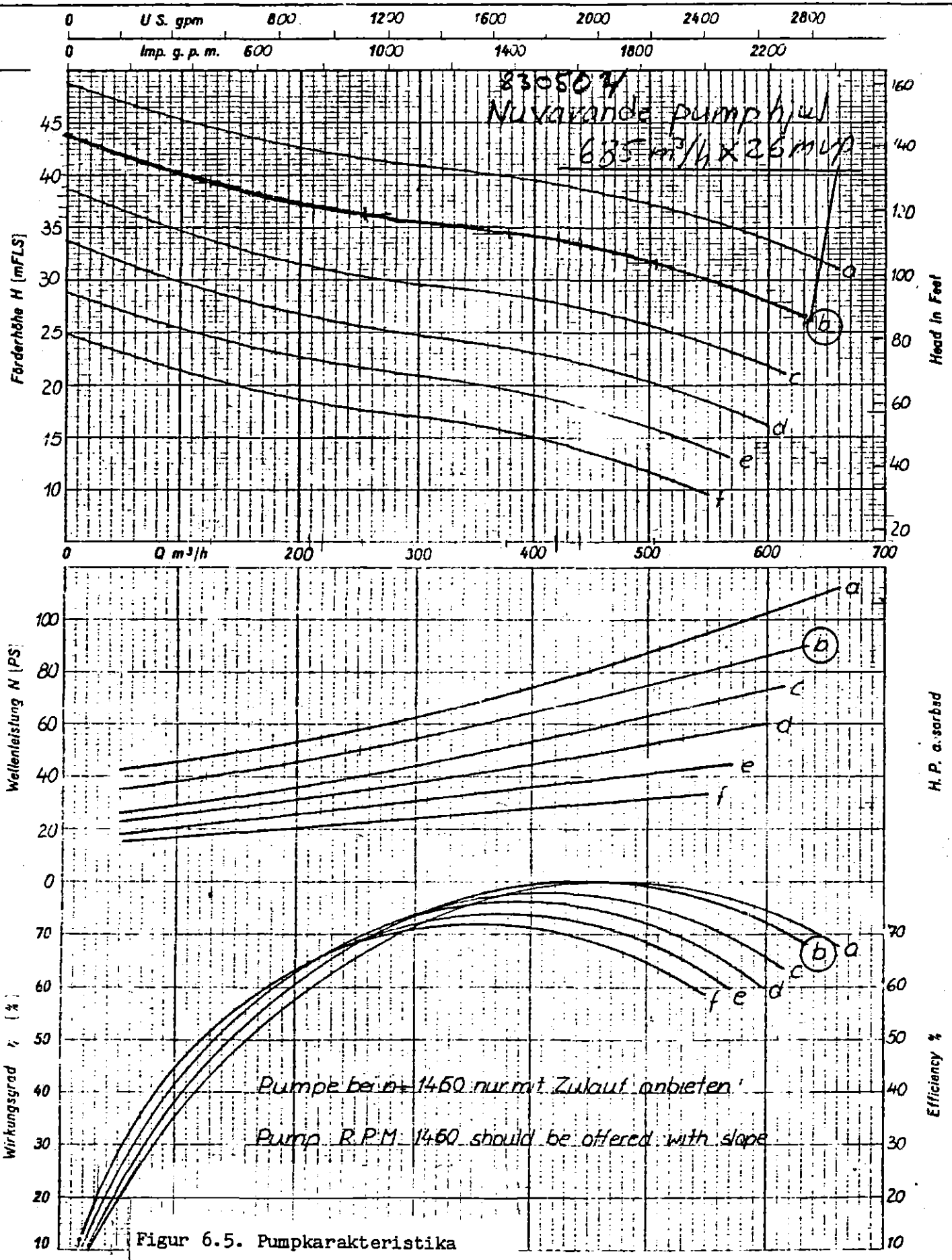


Figur 6.3. Tvärsektion för Mölnlyckes pumpstation





Figur 6.4. Dykarledningens längdprofil



Die Kennlinien sind nach den VDI-Kreiselpumpenregeln DIN 1944 ermittelt und gelten für Wasser  $\gamma = 1$ . Data refer to water spec. gr. 1

Leitrad-Zeichnung Impeller Type	Leitring-Zeichnung Diffuser Type	Breite Width	Kennziffer, Code-Number							
2720-26/2		110x88	a: 2370	b: 2364 a	c: 2350 a	d: 2336 a	e: 2322 a	f: 2310 a		
			g:	h:		k:	l:	m:		
			n:	o:		r:	s:	t:		
			u:	v:	w:	x:	y:	z:		

gez.: 16.3.65	Motor-Type:	Auftrags-Nr. Order No.	Stufenzahl Number of Stages	Type: 2720
	Motorstärke kW	Fabrik-Nr.	53	(N)
			1	10423

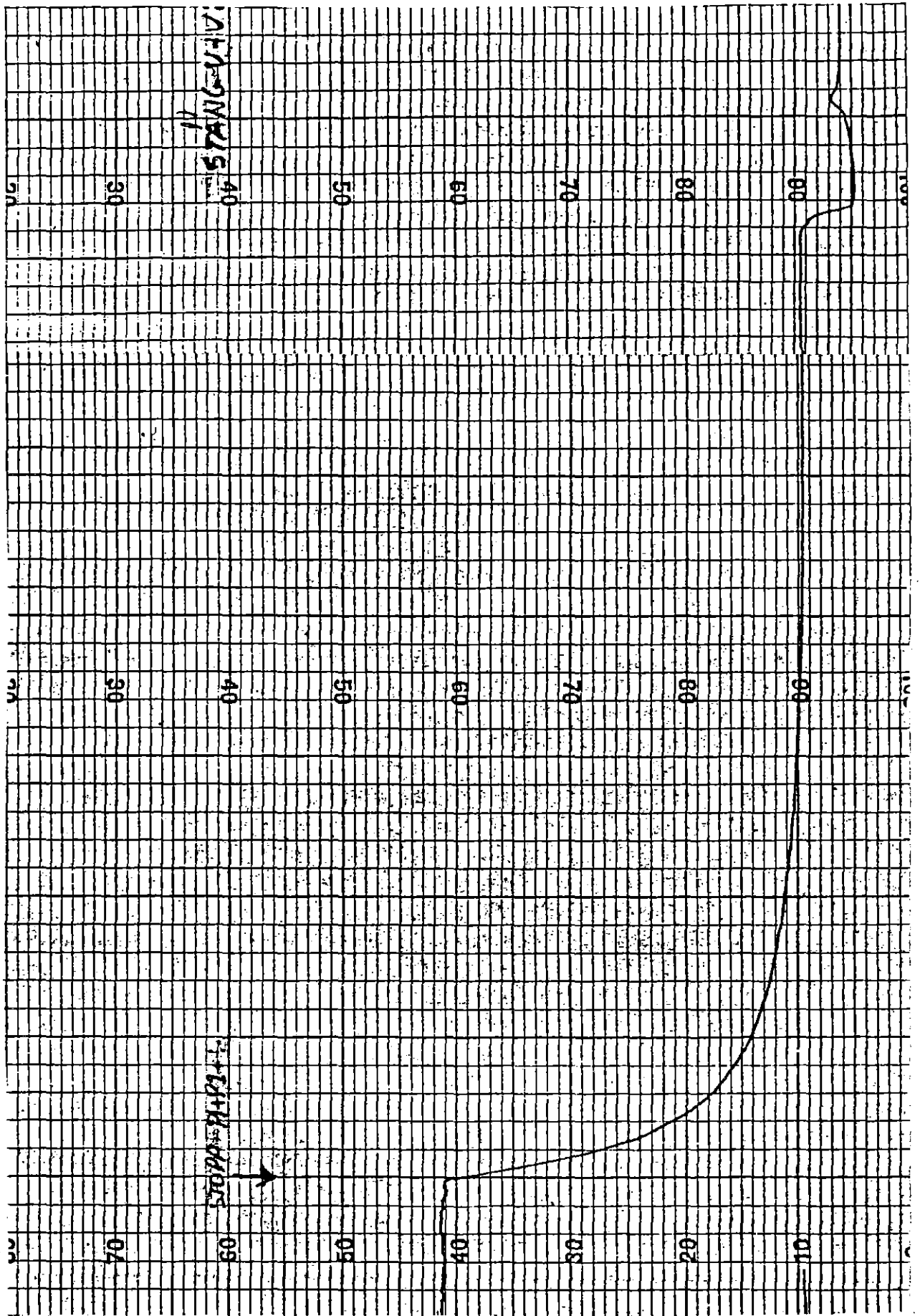
## 6.2 Mätutrustning och mätresultat

Mätutrustningen består av en elektronisk Bourdonmanometer, dvs ett Bourdonrör kopplad till en differentialtransformator och en transmitter, som överför mätdata till en kompensationslinjeskrivare. Bourdonröret, differentialtransformatorn och transmittern är sammanbyggda till en enhet. Denna enhet ansluts till ledningen, som i förväg har preparerats med en snabbkopplingsventil, via en 0,5 m lång tryckslang. Utrustningen är kalibrerad för ett mätområde på 0-1.0 MPa, och skall kontrolleras mot en precisionsmanometer före varje mätning.

Bourdonröret, differentialtransformatorn och transmittern är av märket Hartmann & Braun och kompensationslinjeskrivaren är en Vitatron 2001.

Mätningen startade med att mätutrustningen kallibrerades mot atmosfärstrycket. Därefter kopplades mätenheten via snabbkopplingen till röret i punkt A, se figur 6.2. Sedan startades båda pumparna upp och när trycket i ledningen var konstant startades skrivaren. Efter ett tag (så länge att skrivaren registrerat utgångstrycket ordentligt) stängdes båda pumparna av. Skrivaren var påkopplad tills trycksvängningen avtagit helt och hållet. På samma sätt utfördes mätningar för separat pumpfrånfall, separat pumpstart och samtidig pumpstart. På följande sida redovisas mätresultatet från samtliga pumpars utrullning. I appendix D återfinns de andra fallens mätresultat.

På endast ett ställe i mätutskriften hittades en svängning som kunde tolkas som en trycksvängning. Utifrån denna svängning kan man göra en uppskattning av fortplantningshastigheten. Skrivarens matarhastighet var 2 dm/min, om man då uppskattar "våglängden" till 100 dm blir fortplantningshastigheten  $a=195$  m/s.

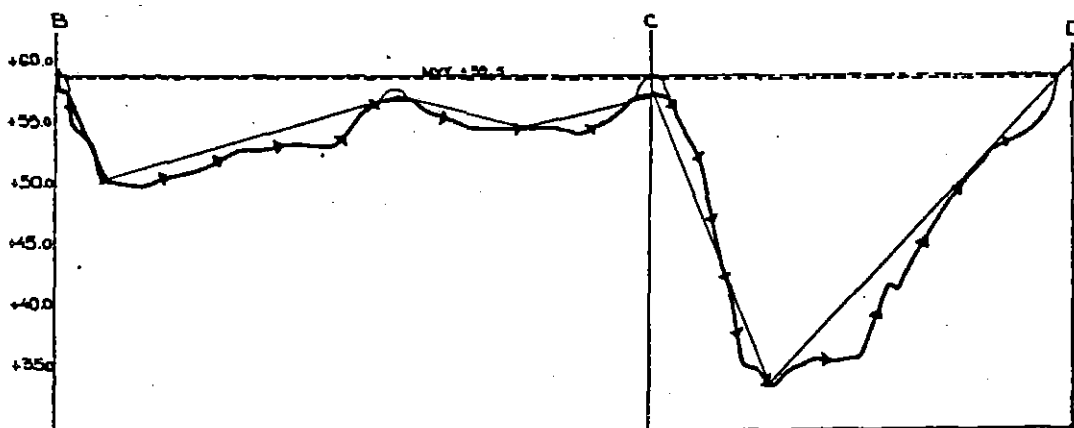


Figur 6.6. Mätresultat från samtliga pumpars utrullning

### 6.3 Indata för analys med WATHAM

Avloppsvattnets temperatur har satts till 10 grader Celsius, vilket bör vara en god approximation av de verkliga förhållandena.

Ledningen har delats in i 7 delrör enligt figur 6.8. Minsta antalet delar för ett rör har satts till 3, med tanke på den stora skillnaden mellan det längsta och det kortaste röret. Diametern och väggtjockleken är konstanta längs hela ledningen; 0.3692 m och 0.0154 m. Den ekvivalenta sandrâheten har satts till 0.05 mm och korttidsmedelvärdet för elasticitetsmodulen till 882,6 10 Pa.

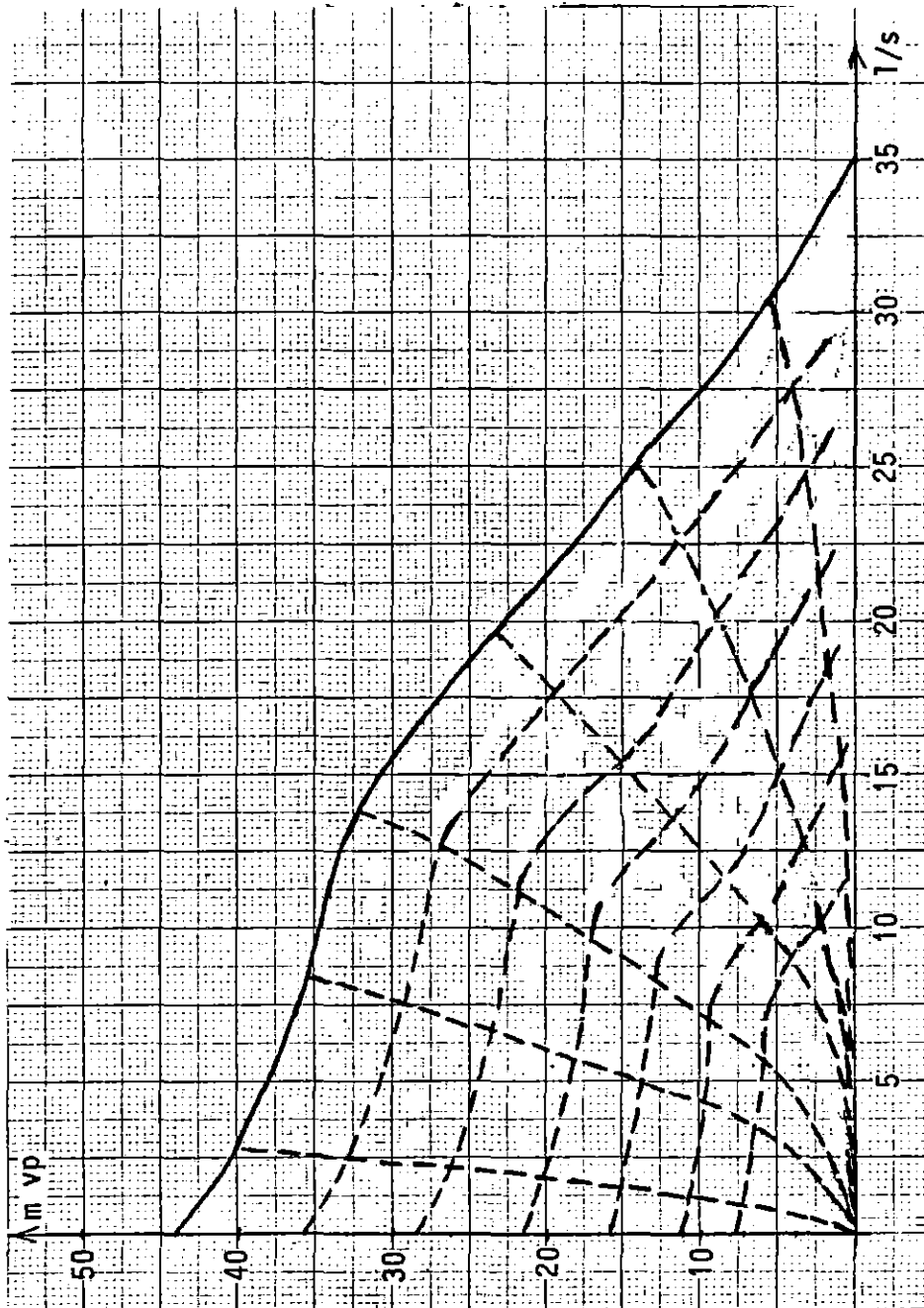


Figur 6.8. Generaliserad längdprofil

För pumparna har följande värden getts: 2 st parallella pumpar, 1 st pump i serie, stationär varvtalshastighet=1460 rpm och totala masströghetsmomentet=10,3 kgm<sup>2</sup>. Den pumpkaraktistika som visas i figur 6.5 har inte värden tillräckligt långt åt höger för att täcka hela beräkningsområdet, utan har måst förlängas enligt figur 6.9. De 6 punkterna på karakteristikan visas i samma figur.

Iterationsnoggrannheten för flödesberäkningen har valts till 0.01 l/s, maximal simuleringstid till 120 sek och intervallet mellan utskrifterna till 7.

I det här aktuella problemet är nedströms randvillkor fri utströmning men i SOURCEP har man en konstant reservoar. För att få ett resultat som någorlunda sammanfaller med verkligheten borde man kunna sätta reservoarens vattenyta i nivå med sista delrörets nedströmsända (rörets hjässa, man kan inte sätta reservoarens vattenyta lägre än hjässan eftersom WATHAM förutsätter att ledningen går fylld). Lösningen borde då rimligtvis stämma ganska bra fram till dess att tryckvägen reflekterats mot reservoaren.



Figur 6.9. Förlängd pumpkaraktäristika

För att kunna göra ett program som kan räkna med randvillkoret fri utströmning måste man ha en matematisk modell som kan gå från kanalströmning till rörströmning (i båda fallen är det fråga om icke-stationär strömning) och vice versa. För närvarande håller man på att utveckla en sådan modell, som kan användas för beräkning av tryckslag (tidigare modeller, t ex Priessman-Cunge-Wegner modellen, lämpade sig inte för tryckslagsberäkningar). Denna modell kallas för Song-Cardle-Leung modellen efter sina upphovsmän, och utvecklas vid St Anthony Falls Hydraulic Laboratory i Minneapolis. I denna modell löser man

differentialekvationerna för både kanalströmning och rörströmning med karakteristikmetoden. Svårigheten med en sådan här modell är att ta fram ekvationer som gäller i språngskiktet som bildas i övergången mellan de olika strömningsområdena. Song et al (8) fann att man kan lösa problemet med hjälp av tre karakteristiska ekvationer. Genom att betrakta språngskiktet som en stående våg som fortplantade sig stationärt kunde man visa att man skulle välja ekvationerna så att man hade två på kanalströmningssidan och en på rörströmningssidan.

Tryckklockan tas inte med i analysen eftersom den är vattenfylld och därmed inte påverkar tryckstötförloppet.

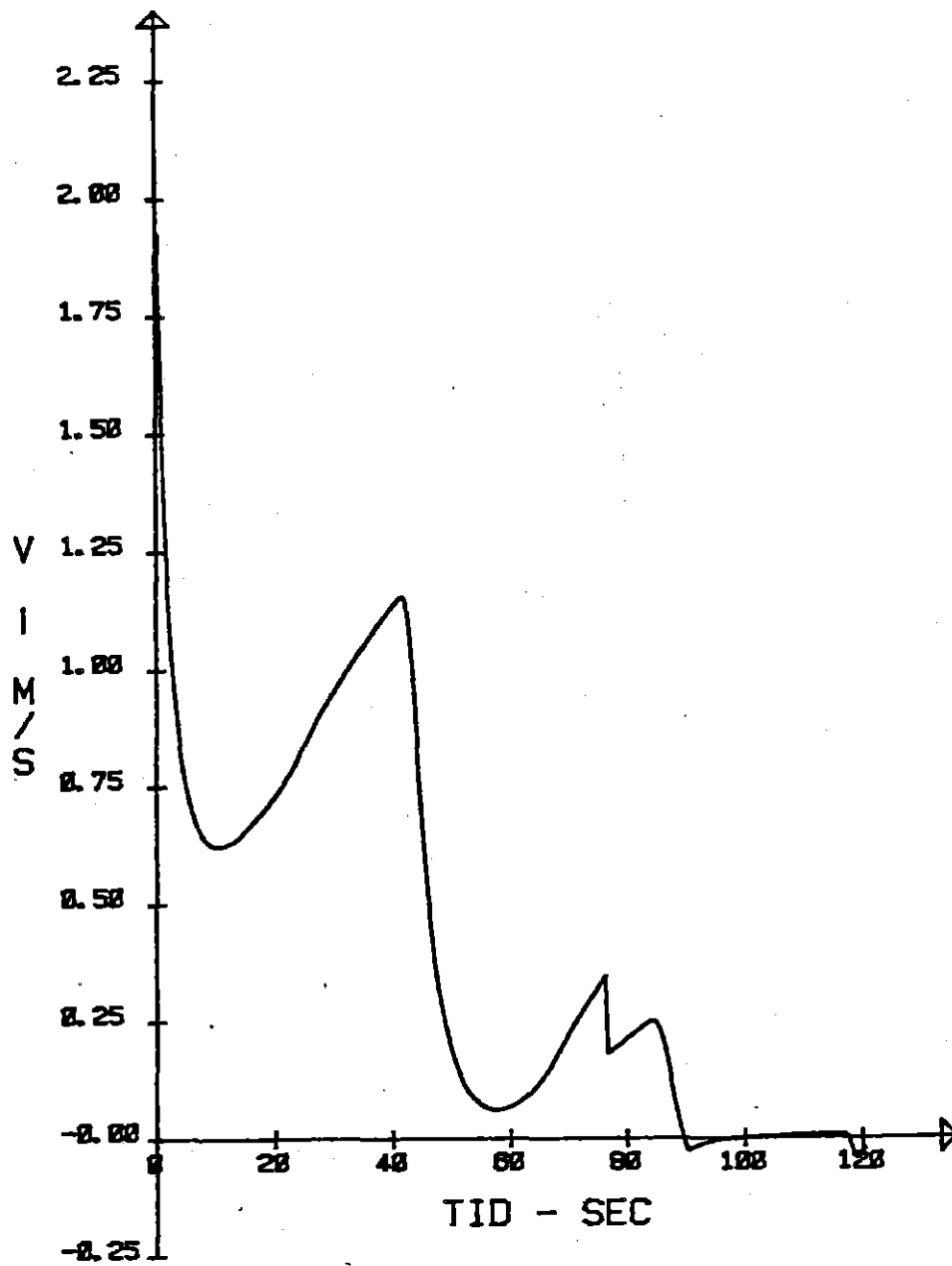
#### 6.4 Resultat

I figurerna 6.10, 6.12, 6.11 och 6.13 visas resultatet från analysen av Mölnlycke pumpstation i form av plotterdiagram över hastigheten  $V$  och tryckhöjden  $H$  som funktioner av tiden i en punkt strax efter pumpstationen, flödet  $Q$  i förhållande till det stationära flödet  $Q_0$  och varvtalshastigheten  $N$  i förhållande till den stationära hastigheten  $N_0$  som funktioner av tiden samt högsta och lägsta tryckhöjden  $H$  längs ledningen (i appendix A sidan 64 finns hela resultatutskriften).

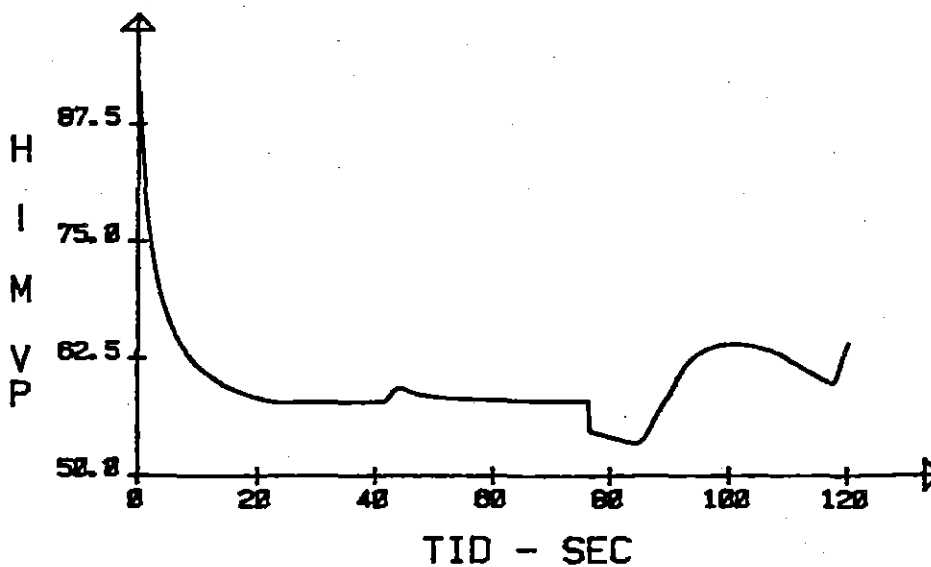
Av figur 6.10 framgår att något har gått gale i lösningen. Vid  $t=13$  sek börjar plötsligt flödeshastigheten att öka efter att ha avtagit från simuleringens start. Någon fysikalisk orsak till den ökande hastigheten finns inte. Sedan följer en svängning av hastigheten fram till strax efter ventilens stängning vid  $t=78$  sek. Även i figur 6.12 kan man se att något är gale. Efter 13 sek börjar kvoten  $Q/Q_0$  att öka igen vilket den inte borde göra. I figur 6.11 visas hur trycket i en punkt strax efter pumparna varierar med tiden. Efter 18.5 sek har pumparna rullat ut och trycknivån vid pumparna är samma som i sumpen. Efter 41 sek kommer en tryckvåg som reflekterats mot reservoaren tillbaka. När ventilen stängs släpps trycket fritt igen och sjunker 3 enheter. Att trycket ökar så snabbt efter stängningen beror på att tryckvågen har reflekterats en andra gång mot reservoaren och kommer tillbaka.

Uppenbarligen har något hänt efter 13 sek som spolierar hela lösningen. För att kontrollera att felet inte berodde på de förbättringar som införts kördes problemet med det ursprungliga programmet. Detta kunde göras eftersom felet i beräkningarna uppträder långt innan ventilen stänger och det är först vid ventilstängningen som de olika programmen börjar arbeta olika. Exakt samma resultat erhöles fram till  $t=78$  sek (ventilstängningen).

De stationära värdena som erhöles överensstämde inte så bra med de uppmätta värdena. Uppmätt flöde var 120 l/s. I analysen kom man endast upp i 112 l/s trots att råheten hade satts till 0,05 mm. Pumpens uppfodringshöjd var 30 m vp och analysen gav  $H=34$  m vp. Fortplantningshastigheten stämde däremot bättre mot uppmätta värden: 190,2 mot 195 m/s.

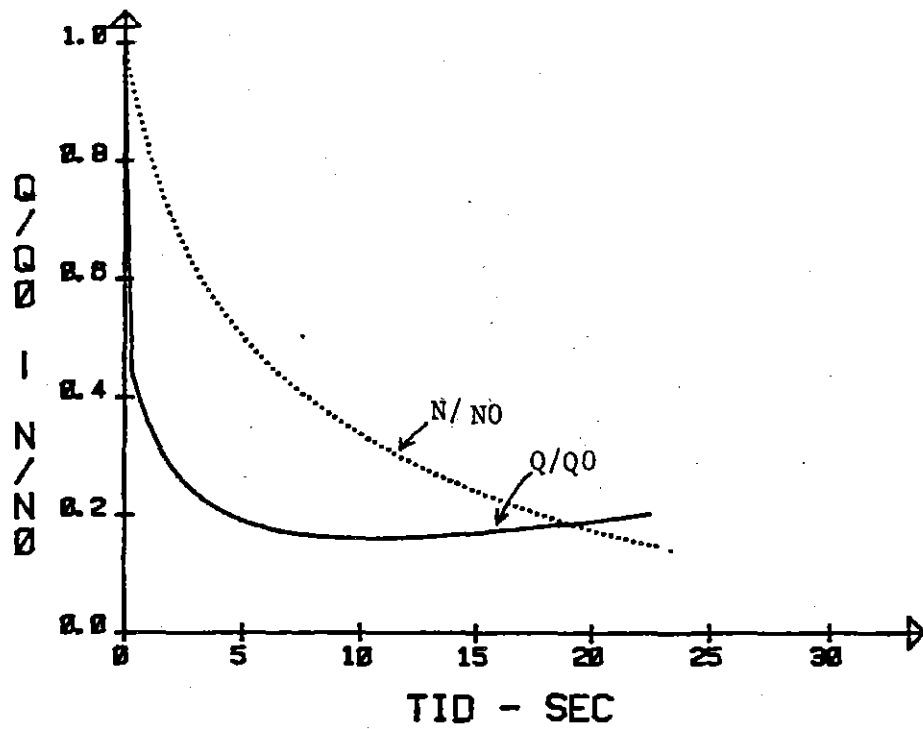


Figur 6.10. Flödes hastighetens variation i tiden nedströms pumpen

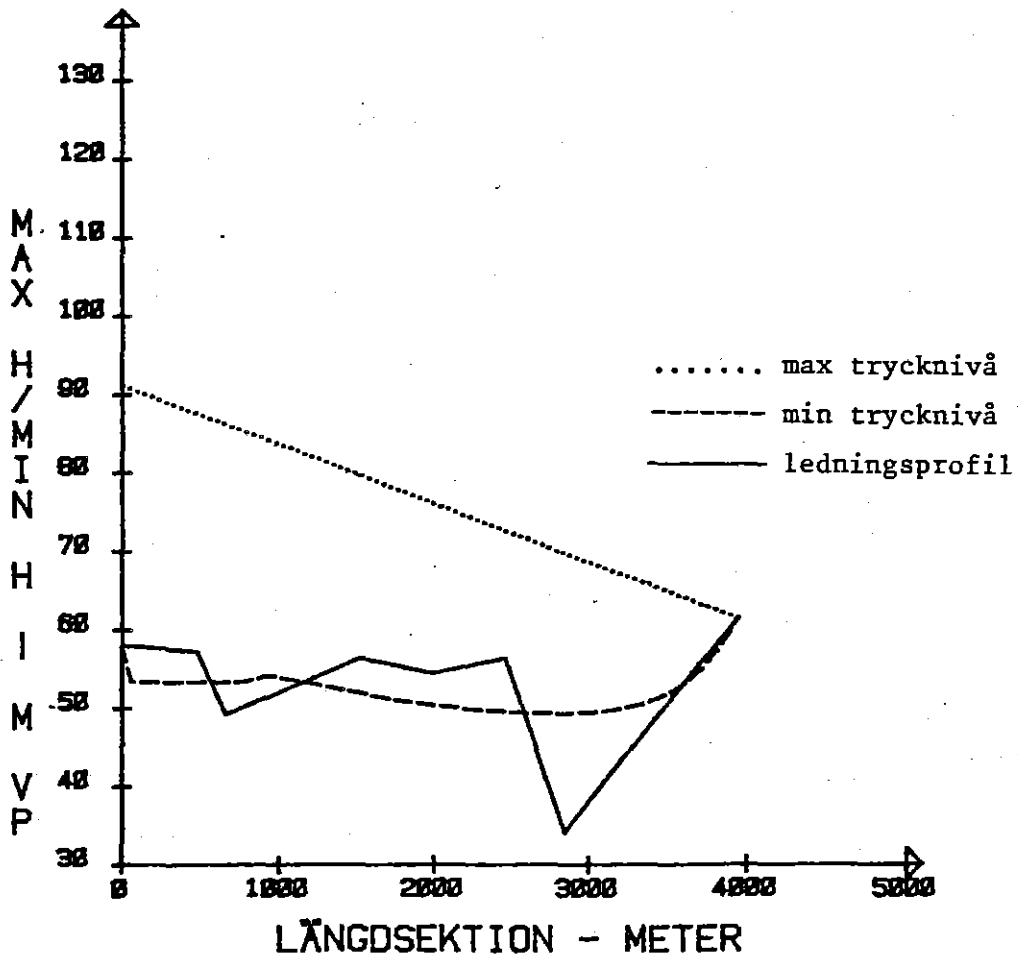


Figur 6.11. Tryckhöjdens variation i tiden nedströms pumpen.





Figur 6.12. Kvoterna  $Q/Q_0$  och  $N/N_0$  som funktion av tiden



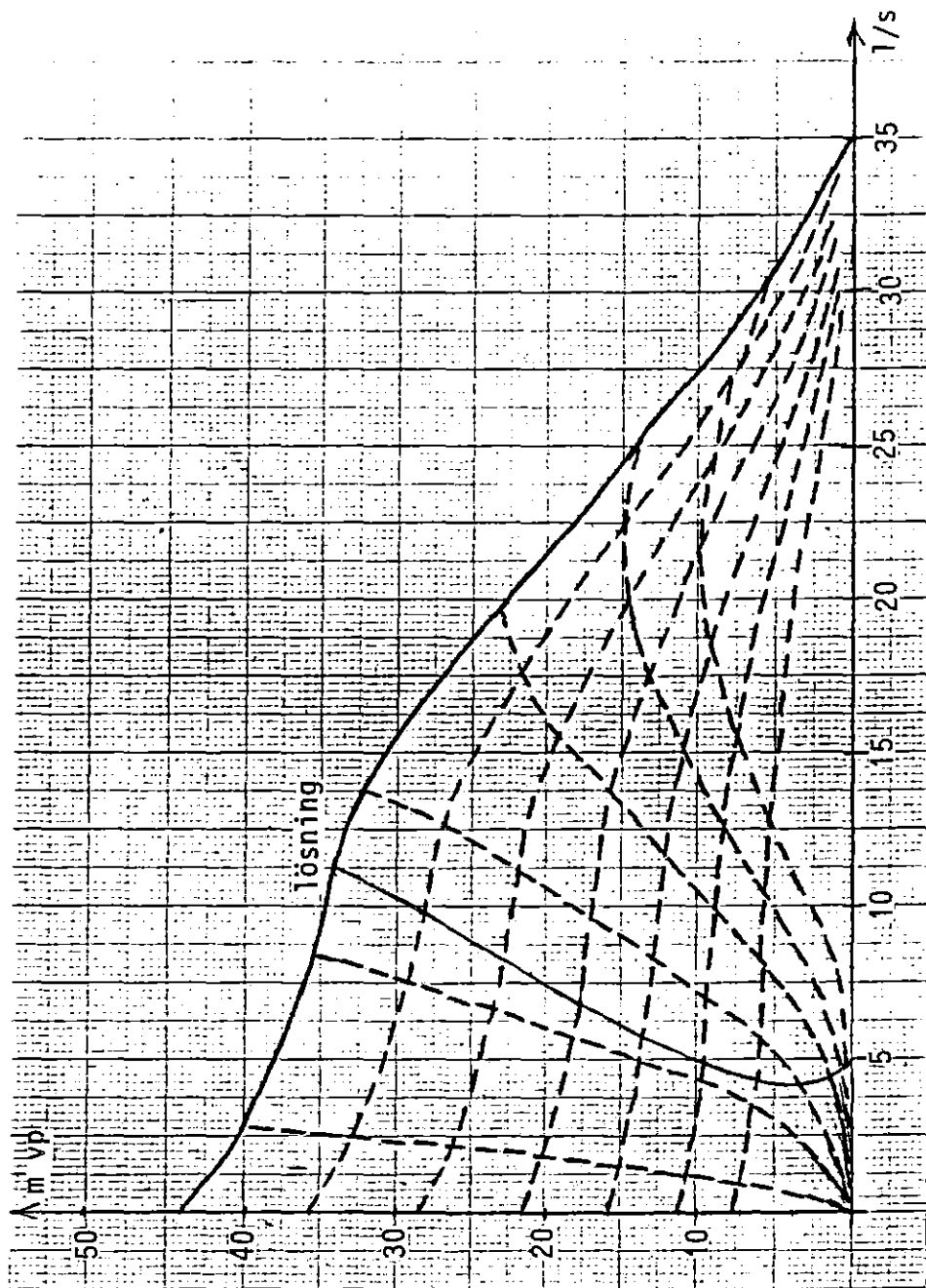
Figur 6.13. Högsta och lägsta tryck längs ledningsprofilen

## 6.5 Slutsatser

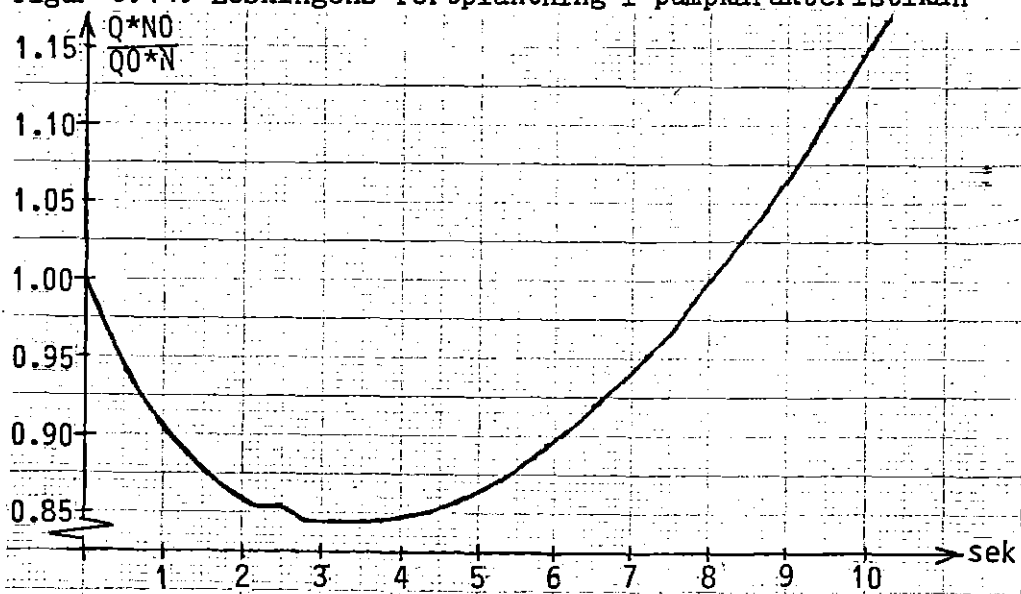
Eftersom det ursprungliga programmet gav samma resultat som den förbättrade versionen, ligger orsaken till felet någonstans i den numeriska lösningsmetoden.

Ritar man in lösningen i pumpkarakteristikan (se figur 6.14) ser man hur lösningen blir instabil och viker av mot höger när den närmar sig Q-axeln. Karakteristikan är väldigt flack i det området. Detta i kombination med att varvtalshastigheten är låg orsakar troligen instabiliteten. Enligt Streeter och Wylie (2) är H/N' - Q/N kurvan inte användbar för små värden på N/NO. De föreslår att man byter ut H/N' - Q/N kurvan mot en H/Q' - N/Q kurva när kvoten  $Q \cdot NO / (QO \cdot N)$  blir större än 1,0. Beräknar man kvoten  $Q \cdot NO / (QO \cdot N)$  för den aktuella lösningen finner man att den är något över 1,0 (1,004) när instabiliteten uppkommer (se figur 6.15). Detta tyder på att lösningen skulle bli stabil med Streeter och Wylies metod.

Eftersom lösningen blir instabil redan efter 13 sek och den efterföljande trycksvängningen orsakas av detta fel, är det svårt att uttala sig om hur stor trycksänkningen vid T-kopplingen blir utgående från lösningen.



Figur 6.14. Lösningens fortplantning i pumpkarakteristikan



Figur 6.15. Kvoten  $Q \cdot N_0 / (Q_0 \cdot N)$  som funktion av tiden

## 7 REFERENSER

- 1) Gary Z. Watters, Modern analysis and control of unsteady flow in pipelines, Ann Arbor Science, Ann Arbor, 1979
- 2) Victor L. Streeter och E. Benjamin Wylie, Hydraulic transients, McGraw-Hill Book Company, New York, 1967
- 3) Klas Cederwall och Peter Larsen, Hydraulik för väg och vattenbyggare, Liber Läromedel, Malmö, 1976
- 4) Anders Sjöberg, Tryckslag i rörledningar, Undervisningskrift nr 1980:06, Inst. för vattenbyggnad CTH, Göteborg, 1980
- 5) Else Lervik et al, EDB-programmet WATHAM for beregning av trykkstot i VA-anlegg. Brukerbeskrivelse, Rapport nr STF60 A80033, Vassdrags- og havnelaboratoriet NTH, Trondheim, 1980
- 6) Else Lervik et al, Teknisk veiledning i kjoring av trykkstotprogrammet WATHAM på Univac-1100, rapport nr STF60 A80034, Vassdrags- og havnelaboratoriet NTH, Trondheim, 1980
- 7) Else Lervik et al, Veidlikehold av trykkstotprogrammet WATHAM, Vassdrags- og havnelaboratoriet NTH, Trondheim, 1980
- 8) Charles C S Song et al, Transient mixed flow models for storm sewers, Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol. 109, No. 11, nov. 1983, pp. 1487-1504

APPENDIX A RESULTATUTSKRIFT TILL ANALYS

```
*****
*
* SOURCE PUMP FAILURE *
*
*****
```

```
*****
* GENERAL INPUT *
*****
```

```
NUMBER OF PIPES 7
MIN. NO. OF PARTS INTO WHICH PIPE IS DIV. 3
RESERVOIR ELEVATION AT DOWNSTREAM END 61.5 M
WATER TEMPERATURE 10.0 C
ELEV. OF DOWNSTREAM END OF LAST PIPE 61.5 M
MAXIMUM REAL TIME OF SIMULATION 120.0 S
ACC. OF ITER. FOR STEADY STATE DISCH. 0.01000 L/S
```

OUTPUT IS PRINTED EVERY 1 TH TIME INTERVAL

```
*****
* PUMP DATA *
*****
```

PUMP-TYPE NUMBER ONE

```
NUMBER OF PUMPS IN PARALLEL 2
NUMBER OF STAGES OF EACH PUMP 1
NUMBER OF WORKING PUMPS 0
NUMBER OF TRIPPED-OUT PUMPS 2
STEADY STATE PUMP SPEED 1460.0 RPM
EACH PUMP AND MOTOR UNIT HAS A
MOMENT OF INERTIA 10.3 KG M2
TIME BEFORE CHECK VALVE CLOSES 76 S
ELEVATION OF WATER SURFACE IN SUMP 58.0 M
```

FROM PUMP CHARACTERISTIC CURVE:

DISCHARGE (L/S)	HEAD/STAGE (M)	POWER (KW)
0.0	44.00	26.50
66.70	36.00	36.80
133.30	32.50	55.20
200.00	22.50	73.60
266.70	11.50	92.00
333.30	1.00	92.00

\*\*\*\*\*  
 \* PIPE DATA \*  
 \*\*\*\*\*

PIPE 1 DIAMETER 0.369 M  
 LENGTH 480.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 58.0 M

COMPUTED VALUES:  
 WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 0.832 S  
 SINE(THETA) -0.00167  
 L/A 2.524 S  
 DIVIDED INTO 8 PARTS

PIPE 2 DIAMETER 0.369 M  
 LENGTH 180.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 57.2 M

COMPUTED VALUES:  
 WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 0.312 S  
 SINE(THETA) -0.04444  
 L/A 0.947 S  
 DIVIDED INTO 3 PARTS

PIPE 3 DIAMETER 0.369 M  
 LENGTH 860.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 49.2 M

COMPUTED VALUES:  
 WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 1.491 S  
 SINE(THETA) 0.00837  
 L/A 4.523 S  
 DIVIDED INTO 14 PARTS

PIPE 4 DIAMETER 0.369 M  
 LENGTH 470.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 56.4 M

COMPUTED VALUES:  
 WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 0.815 S  
 SINE(THETA) -0.00426  
 L/A 2.472 S  
 DIVIDED INTO 7 PARTS

PIPE 5 DIAMETER 0.369 M  
 LENGTH 470.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 54.4 M

COMPUTED VALUES:  
 WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 0.815 S  
 SINE(THETA) 0.00426  
 L/A 2.472 S  
 DIVIDED INTO 7 PARTS

PIPE 6 DIAMETER 0.369 M  
 LENGTH 380.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 56.4 M

COMPUTED VALUES:  
 WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 0.659 S  
 SINE(THETA) -0.05895  
 L/A 1.998 S  
 DIVIDED INTO 6 PARTS

PIPE 7 DIAMETER 0.369 M

LENGTH 1100.000 M  
 ROUGHNESS 0.000 MM  
 PIPE WALL THICKNESS 0.0154 M  
 MODULI OF ELASTICITY  
 FOR THE PIPE .883E+09 N/M2  
 UPSTR. PIPE ELEV. 34.0 M

COMPUTED VALUES:

WAVE SPEED 190.2 M/S  
 F (DARCY-WEISBACH) 0.01269  
 STEADY STATE VELOC. 2.089 M/S  
 DELTAT 1.907 S  
 SINE(THETA) 0.02500  
 L/A 5.785 S  
 DIVIDED INTO 18 PARTS

KINEMATIC VISCOSITY IS 0.0000013 M2/S

PRESSURE HEADS, H-VALUES AND VELOC. AS FUNCTIONS OF TIME

----- TIME = 0.0 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	34.	92.	2.09	0.125	33.	91.	2.09
	0.250	33.	91.	2.09	0.375	33.	90.	2.09
	0.500	32.	90.	2.09	0.625	32.	89.	2.09
	0.750	31.	89.	2.09	0.875	31.	88.	2.09
	1.000	31.	88.	2.09				
PIPE 2	0.0	31.	88.	2.09	0.333	33.	87.	2.09
	0.667	35.	87.	2.09	1.000	37.	87.	2.09
PIPE 3	0.0	37.	87.	2.09	0.071	36.	86.	2.09
	0.143	35.	86.	2.09	0.214	34.	85.	2.09
	0.286	33.	85.	2.09	0.357	32.	84.	2.09
	0.429	31.	84.	2.09	0.500	30.	83.	2.09
	0.571	30.	83.	2.09	0.643	29.	82.	2.09
	0.714	28.	82.	2.09	0.786	27.	81.	2.09
	0.857	26.	81.	2.09	0.929	25.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	79.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6								



	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.09	0.833	33.	70.	2.09
	1.000	36.	70.	2.09				
PIPE 7								
	0.0	36.	70.	2.09	0.056	34.	69.	2.09
	0.111	32.	69.	2.09	0.167	30.	69.	2.09
	0.222	28.	68.	2.09	0.278	26.	68.	2.09
	0.333	24.	67.	2.09	0.389	22.	67.	2.09
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	-0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

PUMP SPEED = 1460.0 RPM  
PUMP DISCHARGE = 112.0 L/S EACH

----- TIME = 1.248 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	21.	79.	1.47	0.125	24.	81.	1.59
	0.250	26.	84.	1.73	0.375	29.	87.	1.90
	0.500	32.	90.	2.09	0.625	32.	89.	2.09
	0.750	31.	89.	2.09	0.875	31.	88.	2.09
	1.000	31.	88.	2.09				
PIPE 2								
	0.0	31.	88.	2.09	0.333	33.	87.	2.09
	0.667	35.	87.	2.09	1.000	37.	87.	2.09
PIPE 3								
	0.0	37.	87.	2.09	0.071	36.	86.	2.09
	0.143	35.	86.	2.09	0.214	34.	85.	2.09
	0.286	33.	85.	2.09	0.357	32.	84.	2.09
	0.429	31.	84.	2.09	0.500	31.	83.	2.09
	0.571	30.	83.	2.09	0.643	29.	82.	2.09
	0.714	28.	82.	2.09	0.786	27.	81.	2.09
	0.857	26.	81.	2.09	0.929	25.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4								
	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	79.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5								
	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6								
	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.09	0.833	33.	70.	2.09
	1.000	36.	70.	2.08				

PIPE 7

0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.09
0.111	32.	69.	2.09	0.167	30.	69.	2.09
0.222	28.	68.	2.09	0.278	26.	68.	2.09
0.333	24.	67.	2.09	0.389	22.	67.	2.09
0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 1156.2 RPM

TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 78.9 L/S EACH

----- TIME = 2.497 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	15.	73.	1.17	0.125	16.	74.	1.24
	0.250	17.	75.	1.32	0.375	19.	77.	1.40
	0.500	21.	78.	1.50	0.625	23.	80.	1.62
	0.750	25.	82.	1.75	0.875	28.	85.	1.91
	1.000	31.	88.	2.09				
PIPE 2								
	0.0	31.	88.	2.09	0.333	33.	87.	2.09
	0.667	35.	87.	2.09	1.000	37.	87.	2.09
PIPE 3								
	0.0	37.	87.	2.09	0.071	36.	86.	2.09
	0.143	35.	86.	2.09	0.214	34.	85.	2.09
	0.286	33.	85.	2.09	0.357	32.	84.	2.09
	0.429	31.	84.	2.09	0.500	31.	83.	2.09
	0.571	30.	83.	2.09	0.643	29.	82.	2.09
	0.714	28.	82.	2.09	0.786	27.	81.	2.09
	0.857	26.	81.	2.09	0.929	25.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4								
	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	79.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5								
	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.10	1.000	16.	73.	2.10
PIPE 6								
	0.0	16.	73.	2.10	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.09	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7								
	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	69.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.09

0.333	24.	67.	2.09	0.389	22.	67.	2.09
0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
1.000	0.	61.	2.10				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 968.2 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 62.8 L/S EACH

----- TIME = 3.745 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	11.	69.	1.01	0.125	12.	70.	1.05
	0.250	13.	70.	1.10	0.375	13.	71.	1.15
	0.500	14.	72.	1.21	0.625	15.	73.	1.27
	0.750	17.	74.	1.35	0.875	18.	75.	1.43
	1.000	20.	77.	1.53				
PIPE 2								
	0.0	20.	77.	1.53	0.333	24.	79.	1.64
	0.667	29.	81.	1.77	1.000	34.	83.	1.92
PIPE 3								
	0.0	34.	83.	1.92	0.071	36.	86.	2.09
	0.143	35.	86.	2.09	0.214	34.	85.	2.09
	0.286	33.	85.	2.09	0.357	32.	84.	2.09
	0.429	31.	84.	2.09	0.500	30.	83.	2.09
	0.571	29.	83.	2.09	0.643	29.	82.	2.09
	0.714	28.	82.	2.09	0.786	27.	81.	2.09
	0.857	26.	81.	2.09	0.929	25.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4								
	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	80.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5								
	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6								
	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.08	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7								
	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	69.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09

0.778	8.	63.	2.10	0.833	6.	63.	2.10
0.889	4.	62.	2.10	0.944	2.	62.	2.10
1.000	0.	61.	2.10				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 835.7 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 54.1 L/S EACH

----- TIME = 4.994 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	9.	67.	0.91	0.125	9.	67.	0.94
	0.250	10.	67.	0.97	0.375	10.	68.	1.01
	0.500	11.	68.	1.04	0.625	11.	69.	1.09
	0.750	12.	69.	1.13	0.875	13.	70.	1.18
	1.000	14.	71.	1.24				
PIPE 2	0.0	14.	71.	1.24	0.333	17.	72.	1.30
	0.667	21.	73.	1.37	1.000	25.	74.	1.46
PIPE 3	0.0	25.	74.	1.46	0.071	26.	76.	1.55
	0.143	27.	77.	1.67	0.214	29.	80.	1.80
	0.286	31.	82.	1.95	0.357	32.	84.	2.09
	0.429	31.	84.	2.09	0.500	30.	83.	2.09
	0.571	29.	83.	2.09	0.643	29.	82.	2.09
	0.714	28.	82.	2.09	0.786	27.	81.	2.09
	0.857	26.	81.	2.09	0.929	25.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	79.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.08
	0.667	29.	71.	2.08	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	69.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.08	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.10	0.833	6.	63.	2.10
	0.889	4.	62.	2.10	0.944	2.	62.	2.10
	1.000	0.	61.	2.10				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 735.1 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 48.7 L/S EACH

----- TIME = 6.242 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	7.	65.	0.85	0.125	7.	65.	0.87
	0.250	7.	65.	0.89	0.375	8.	65.	0.92
	0.500	8.	66.	0.95	0.625	9.	66.	0.98
	0.750	9.	66.	1.01	0.875	9.	67.	1.04
	1.000	10.	67.	1.08				
PIPE 2	0.0	10.	67.	1.08	0.333	13.	68.	1.12
	0.667	16.	68.	1.16	1.000	20.	69.	1.21
PIPE 3	0.0	20.	69.	1.21	0.071	20.	70.	1.27
	0.143	20.	71.	1.34	0.214	21.	72.	1.41
	0.286	22.	73.	1.49	0.357	23.	74.	1.59
	0.429	24.	76.	1.70	0.500	26.	78.	1.83
	0.571	27.	81.	1.98	0.643	29.	82.	2.09
	0.714	28.	82.	2.09	0.786	27.	81.	2.09
	0.857	26.	81.	2.09	0.929	25.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	79.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.08
	0.667	29.	71.	2.08	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	69.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.09
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.10
	0.889	4.	62.	2.10	0.944	2.	62.	2.10
	1.000	0.	61.	2.10				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 655.0 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 45.5 L/S EACH

----- TIME = 7.490 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	5.	63.	0.81	0.125	6.	64.	0.83
	0.250	6.	64.	0.85	0.375	6.	64.	0.87
	0.500	6.	64.	0.89	0.625	7.	64.	0.91
	0.750	7.	64.	0.93	0.875	7.	64.	0.96
	1.000	7.	65.	0.98				
PIPE 2	0.0	7.	65.	0.98	0.333	10.	65.	1.01
	0.667	13.	65.	1.04	1.000	16.	66.	1.07
PIPE 3	0.0	16.	66.	1.07	0.071	16.	66.	1.11
	0.143	16.	67.	1.15	0.214	16.	67.	1.20
	0.286	17.	68.	1.25	0.357	17.	69.	1.31
	0.429	17.	69.	1.37	0.500	18.	71.	1.45
	0.571	18.	72.	1.53	0.643	19.	73.	1.63
	0.714	21.	75.	1.74	0.786	22.	77.	1.87
	0.857	24.	79.	2.00	0.929	24.	80.	2.09
	1.000	24.	80.	2.09				
PIPE 4	0.0	24.	80.	2.09	0.143	23.	79.	2.09
	0.286	23.	79.	2.09	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.08
	0.667	29.	71.	2.08	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	68.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.09	0.389	22.	67.	2.09
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 588.8 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 43.6 L/S EACH

----- TIME = 8.739 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	4.	62.	0.80	0.125	5.	62.	0.81
	0.250	5.	62.	0.82	0.375	5.	62.	0.84
	0.500	5.	62.	0.85	0.625	5.	63.	0.87
	0.750	5.	63.	0.89	0.875	5.	63.	0.90
	1.000	6.	63.	0.92				
PIPE 2	0.0	6.	63.	0.92	0.333	8.	63.	0.94
	0.667	11.	63.	0.97	1.000	14.	63.	0.99
PIPE 3	0.0	14.	63.	0.99	0.071	14.	64.	1.02
	0.143	14.	64.	1.05	0.214	13.	64.	1.08
	0.286	13.	65.	1.11	0.357	13.	65.	1.15
	0.429	13.	65.	1.20	0.500	13.	66.	1.24
	0.571	13.	67.	1.29	0.643	14.	67.	1.35
	0.714	14.	68.	1.41	0.786	14.	69.	1.49
	0.857	15.	71.	1.57	0.929	16.	72.	1.66
	1.000	17.	74.	1.77				
PIPE 4	0.0	17.	74.	1.77	0.143	20.	76.	1.90
	0.286	22.	78.	2.03	0.429	23.	78.	2.09
	0.571	23.	78.	2.09	0.714	22.	77.	2.09
	0.857	22.	77.	2.09	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.08	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	68.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.09
	0.333	24.	67.	2.09	0.389	22.	67.	2.09
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 532.7 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 42.7 L/S EACH

----- TIME = 9.987 S -----

X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
---	--------	-----	-------	---	--------	-----	-------

PIPE 1	0.0	4.	62.	0.79	0.125	4.	62.	0.80
	0.250	4.	62.	0.81	0.375	4.	61.	0.82
	0.500	4.	61.	0.83	0.625	4.	61.	0.85
	0.750	4.	61.	0.86	0.875	4.	61.	0.87
	1.000	4.	61.	0.89				
PIPE 2	0.0	4.	61.	0.89	0.333	7.	62.	0.91
	0.667	10.	62.	0.92	1.000	12.	62.	0.94
PIPE 3	0.0	12.	62.	0.94	0.071	12.	62.	0.96
	0.143	12.	62.	0.98	0.214	11.	62.	1.01
	0.286	11.	62.	1.03	0.357	11.	62.	1.06
	0.429	10.	63.	1.09	0.500	10.	63.	1.12
	0.571	10.	63.	1.16	0.643	10.	64.	1.19
	0.714	10.	64.	1.23	0.786	10.	65.	1.28
	0.857	10.	65.	1.33	0.929	10.	66.	1.38
	1.000	11.	67.	1.45				
PIPE 4	0.0	11.	67.	1.45	0.143	12.	68.	1.53
	0.286	14.	70.	1.62	0.429	16.	71.	1.72
	0.571	18.	73.	1.84	0.714	20.	75.	1.96
	0.857	21.	76.	2.05	1.000	22.	76.	2.09
PIPE 5	0.0	22.	76.	2.09	0.143	21.	76.	2.09
	0.286	20.	75.	2.09	0.429	20.	75.	2.09
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.08	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	68.	2.08
	0.222	28.	68.	2.09	0.278	26.	68.	2.09
	0.333	24.	67.	2.09	0.389	22.	67.	2.09
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 484.1 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 42.4 L/S EACH

----- TIME = 11.235 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	3.	61.	0.79	0.125	3.	61.	0.80
	0.250	3.	61.	0.81	0.375	3.	61.	0.82
	0.500	3.	61.	0.83	0.625	3.	61.	0.84



	0.750	3.	60.	0.85	0.875	3.	60.	0.86
	1.000	3.	60.	0.87				
PIPE 2								
	0.0	3.	60.	0.87	0.333	6.	60.	0.89
	0.667	8.	60.	0.90	1.000	11.	60.	0.91
PIPE 3								
	0.0	11.	60.	0.91	0.071	11.	60.	0.93
	0.143	10.	60.	0.95	0.214	10.	60.	0.96
	0.286	9.	61.	0.98	0.357	9.	61.	1.00
	0.429	9.	61.	1.02	0.500	8.	61.	1.05
	0.571	8.	61.	1.07	0.643	8.	61.	1.10
	0.714	7.	62.	1.13	0.786	7.	62.	1.16
	0.857	7.	62.	1.19	0.929	7.	63.	1.23
	1.000	7.	63.	1.27				
PIPE 4								
	0.0	7.	63.	1.27	0.143	8.	64.	1.32
	0.286	9.	64.	1.37	0.429	10.	65.	1.43
	0.571	11.	66.	1.50	0.714	13.	67.	1.59
	0.857	14.	69.	1.68	1.000	16.	70.	1.79
PIPE 5								
	0.0	16.	70.	1.79	0.143	17.	72.	1.90
	0.286	19.	74.	2.00	0.429	19.	74.	2.07
	0.571	19.	74.	2.09	0.714	18.	74.	2.09
	0.857	17.	73.	2.09	1.000	16.	73.	2.09
PIPE 6								
	0.0	16.	73.	2.09	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.09	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7								
	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	68.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 441.4 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 42.4 L/S EACH

----- TIME = 12.484 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	2.	60.	0.79	0.125	2.	60.	0.80
	0.250	2.	60.	0.81	0.375	2.	60.	0.82
	0.500	2.	60.	0.83	0.625	2.	60.	0.84
	0.750	2.	60.	0.85	0.875	2.	60.	0.86
	1.000	2.	60.	0.87				
PIPE 2								
	0.0	2.	60.	0.87	0.333	5.	59.	0.88

PIPE 3	0.667	8.	59.	0.89	1.000	10.	59.	0.90
	0.0	10.	59.	0.90	0.071	10.	59.	0.91
	0.143	9.	59.	0.92	0.214	9.	59.	0.94
	0.286	8.	59.	0.95	0.357	8.	59.	0.97
	0.429	7.	59.	0.98	0.500	7.	59.	1.00
	0.571	6.	60.	1.02	0.643	6.	60.	1.04
	0.714	5.	60.	1.06	0.786	5.	60.	1.08
	0.857	5.	60.	1.11	0.929	4.	60.	1.13
	1.000	4.	61.	1.16				
PIPE 4	0.0	4.	61.	1.16	0.143	5.	61.	1.19
	0.286	5.	61.	1.23	0.429	6.	62.	1.27
	0.571	7.	62.	1.32	0.714	8.	63.	1.37
	0.857	9.	64.	1.43	1.000	10.	64.	1.49
PIPE 5	0.0	10.	64.	1.49	0.143	11.	65.	1.57
	0.286	12.	67.	1.65	0.429	13.	68.	1.75
	0.571	14.	70.	1.85	0.714	15.	71.	1.95
	0.857	16.	72.	2.03	1.000	16.	72.	2.08
PIPE 6	0.0	16.	72.	2.08	0.167	20.	72.	2.09
	0.333	23.	72.	2.09	0.500	26.	71.	2.09
	0.667	29.	71.	2.09	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	69.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 403.6 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 42.6 L/S EACH

----- TIME = 13.732 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	2.	60.	0.81	0.125	2.	60.	0.81
	0.250	2.	59.	0.82	0.375	2.	59.	0.83
	0.500	2.	59.	0.84	0.625	2.	59.	0.84
	0.750	2.	59.	0.85	0.875	2.	59.	0.86
	1.000	2.	59.	0.87				
PIPE 2	0.0	2.	59.	0.87	0.333	4.	59.	0.88
	0.667	7.	59.	0.89	1.000	9.	59.	0.89
PIPE 3	0.0	9.	59.	0.89	0.071	9.	59.	0.90
	0.143	8.	58.	0.91	0.214	8.	58.	0.92

	0.286	7.	58.	0.93	0.357	7.	58.	0.95
	0.429	6.	58.	0.96	0.500	5.	58.	0.97
	0.571	5.	58.	0.99	0.643	4.	58.	1.00
	0.714	4.	58.	1.02	0.786	4.	58.	1.03
	0.857	3.	58.	1.05	0.929	3.	59.	1.07
	1.000	2.	59.	1.09				
PIPE 4								
	0.0	2.	59.	1.09	0.143	3.	59.	1.12
	0.286	3.	59.	1.15	0.429	4.	59.	1.18
	0.571	4.	59.	1.21	0.714	5.	60.	1.24
	0.857	6.	60.	1.28	1.000	6.	61.	1.32
PIPE 5								
	0.0	6.	61.	1.32	0.143	7.	61.	1.37
	0.286	7.	62.	1.42	0.429	7.	63.	1.48
	0.571	8.	63.	1.55	0.714	9.	65.	1.63
	0.857	10.	66.	1.71	1.000	11.	67.	1.81
PIPE 6								
	0.0	11.	67.	1.81	0.167	16.	68.	1.90
	0.333	21.	70.	1.98	0.500	25.	70.	2.04
	0.667	29.	71.	2.07	0.833	33.	70.	2.08
	1.000	36.	70.	2.08				
PIPE 7								
	0.0	36.	70.	2.08	0.056	34.	69.	2.08
	0.111	32.	69.	2.08	0.167	30.	68.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.09	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 369.7 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 43.3 L/S EACH

----- TIME = 14.981 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	1.	59.	0.83	0.125	1.	59.	0.83
	0.250	1.	59.	0.84	0.375	1.	59.	0.84
	0.500	1.	59.	0.85	0.625	1.	59.	0.85
	0.750	1.	58.	0.86	0.875	1.	58.	0.86
	1.000	1.	58.	0.87				
PIPE 2								
	0.0	1.	58.	0.87	0.333	4.	58.	0.88
	0.667	6.	58.	0.88	1.000	9.	58.	0.89
PIPE 3								
	0.0	9.	58.	0.89	0.071	8.	58.	0.90
	0.143	8.	58.	0.91	0.214	7.	58.	0.92
	0.286	6.	58.	0.93	0.357	6.	58.	0.94
	0.429	5.	57.	0.95	0.500	5.	57.	0.96
	0.571	4.	57.	0.97	0.643	3.	57.	0.98
	0.714	3.	57.	0.99	0.786	2.	57.	1.01

	0.857	2.	57.	1.02	0.929	1.	57.	1.04
	1.000	1.	57.	1.06				
PIPE 4	0.0	1.	57.	1.06	0.143	1.	57.	1.07
	0.286	2.	57.	1.09	0.429	2.	57.	1.12
	0.571	2.	58.	1.14	0.714	3.	58.	1.17
	0.857	3.	58.	1.19	1.000	4.	58.	1.22
PIPE 5	0.0	4.	58.	1.22	0.143	4.	58.	1.26
	0.286	4.	59.	1.29	0.429	4.	59.	1.33
	0.571	4.	60.	1.37	0.714	4.	60.	1.42
	0.857	5.	61.	1.48	1.000	5.	62.	1.54
PIPE 6	0.0	5.	62.	1.54	0.167	10.	63.	1.60
	0.333	15.	64.	1.67	0.500	20.	65.	1.75
	0.667	24.	66.	1.83	0.833	29.	67.	1.92
	1.000	34.	68.	1.99				
PIPE 7	0.0	34.	68.	1.99	0.056	33.	69.	2.04
	0.111	32.	69.	2.07	0.167	30.	68.	2.08
	0.222	28.	68.	2.08	0.278	26.	68.	2.08
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.08	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 339.0 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 44.3 L/S EACH

----- TIME = 16.229 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	1.	59.	0.84	0.125	1.	59.	0.85
	0.250	1.	59.	0.85	0.375	1.	58.	0.86
	0.500	1.	58.	0.86	0.625	1.	58.	0.86
	0.750	1.	58.	0.87	0.875	1.	58.	0.87
	1.000	1.	58.	0.88				
PIPE 2	0.0	1.	58.	0.88	0.333	3.	58.	0.88
	0.667	6.	57.	0.89	1.000	8.	57.	0.90
PIPE 3	0.0	8.	57.	0.90	0.071	8.	57.	0.90
	0.143	7.	57.	0.91	0.214	6.	57.	0.92
	0.286	6.	57.	0.93	0.357	5.	57.	0.94
	0.429	4.	57.	0.95	0.500	4.	57.	0.96
	0.571	3.	57.	0.97	0.643	3.	56.	0.98
	0.714	2.	56.	0.99	0.786	1.	56.	1.00
	0.857	1.	56.	1.01	0.929	0.	56.	1.02
	1.000	-0.	56.	1.03				
PIPE 4	0.0	-0.	56.	1.03	0.143	-0.	56.	1.05

	0.286	0.	56.	1.06	0.429	1.	56.	1.08
	0.571	1.	56.	1.10	0.714	1.	56.	1.12
	0.857	2.	56.	1.14	1.000	2.	56.	1.16
PIPE 5								
	0.0	2.	56.	1.16	0.143	2.	56.	1.18
	0.286	2.	57.	1.21	0.429	2.	57.	1.24
	0.571	2.	57.	1.27	0.714	2.	57.	1.30
	0.857	2.	58.	1.33	1.000	2.	58.	1.37
PIPE 6								
	0.0	2.	58.	1.37	0.167	6.	59.	1.41
	0.333	10.	59.	1.46	0.500	15.	60.	1.51
	0.667	19.	61.	1.56	0.833	24.	61.	1.63
	1.000	28.	62.	1.70				
PIPE 7								
	0.0	28.	62.	1.70	0.056	28.	63.	1.77
	0.111	28.	65.	1.85	0.167	27.	66.	1.93
	0.222	26.	67.	2.00	0.278	25.	67.	2.05
	0.333	24.	67.	2.08	0.389	22.	67.	2.08
	0.444	20.	66.	2.08	0.500	18.	66.	2.09
	0.556	16.	65.	2.09	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.10				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 311.0 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 45.1 L/S EACH

----- TIME = 17.477 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	1.	59.	0.86	0.125	1.	58.	0.86
	0.250	1.	58.	0.87	0.375	0.	58.	0.87
	0.500	0.	58.	0.88	0.625	0.	58.	0.88
	0.750	0.	58.	0.88	0.875	0.	58.	0.89
	1.000	0.	57.	0.89				
PIPE 2								
	0.0	0.	57.	0.89	0.333	3.	57.	0.90
	0.667	5.	57.	0.90	1.000	8.	57.	0.91
PIPE 3								
	0.0	8.	57.	0.91	0.071	7.	57.	0.91
	0.143	6.	57.	0.92	0.214	6.	56.	0.92
	0.286	5.	56.	0.93	0.357	4.	56.	0.94
	0.429	4.	56.	0.95	0.500	3.	56.	0.96
	0.571	3.	56.	0.96	0.643	2.	56.	0.97
	0.714	1.	56.	0.98	0.786	1.	56.	0.99
	0.857	0.	55.	1.00	0.929	-1.	55.	1.01
	1.000	-1.	55.	1.02				
PIPE 4								
	0.0	-1.	55.	1.02	0.143	-1.	55.	1.04
	0.286	-1.	55.	1.05	0.429	-1.	55.	1.06
	0.571	-0.	55.	1.07	0.714	0.	55.	1.09
	0.857	0.	55.	1.10	1.000	1.	55.	1.12
PIPE 5								

	0.0	1.	55.	1.12	0.143	0.	55.	1.14
	0.286	0.	55.	1.16	0.429	-0.	55.	1.18
	0.571	-0.	55.	1.20	0.714	-0.	55.	1.22
	0.857	-1.	56.	1.25	1.000	-1.	56.	1.28
PIPE 6								
	0.0	-1.	56.	1.28	0.167	3.	56.	1.30
	0.333	7.	56.	1.33	0.500	11.	57.	1.37
	0.667	16.	57.	1.40	0.833	20.	57.	1.44
	1.000	24.	58.	1.49				
PIPE 7								
	0.0	24.	58.	1.49	0.056	23.	59.	1.54
	0.111	22.	59.	1.59	0.167	21.	60.	1.66
	0.222	21.	61.	1.72	0.278	20.	62.	1.80
	0.333	20.	63.	1.88	0.389	19.	64.	1.95
	0.444	19.	65.	2.01	0.500	17.	65.	2.06
	0.556	16.	65.	2.08	0.611	14.	65.	2.09
	0.667	12.	64.	2.09	0.722	10.	64.	2.09
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 285.5 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 46.1 L/S EACH

----- TIME = 18.726 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1								
	0.0	0.	58.	0.88	0.125	0.	58.	0.88
	0.250	0.	58.	0.89	0.375	0.	58.	0.89
	0.500	0.	58.	0.89	0.625	0.	58.	0.90
	0.750	-0.	57.	0.90	0.875	-0.	57.	0.90
	1.000	-0.	57.	0.91				
PIPE 2								
	0.0	-0.	57.	0.91	0.333	2.	57.	0.91
	0.667	5.	57.	0.92	1.000	7.	57.	0.92
PIPE 3								
	0.0	7.	57.	0.92	0.071	7.	56.	0.93
	0.143	6.	56.	0.93	0.214	5.	56.	0.94
	0.286	5.	56.	0.94	0.357	4.	56.	0.95
	0.429	3.	56.	0.96	0.500	3.	55.	0.96
	0.571	2.	55.	0.97	0.643	1.	55.	0.98
	0.714	1.	55.	0.98	0.786	-0.	55.	0.99
	0.857	-1.	55.	1.00	0.929	-1.	55.	1.01
	1.000	-2.	55.	1.02				
PIPE 4								
	0.0	-2.	55.	1.02	0.143	-2.	54.	1.03
	0.286	-1.	54.	1.04	0.429	-1.	54.	1.05
	0.571	-1.	54.	1.06	0.714	-1.	54.	1.07
	0.857	-1.	54.	1.08	1.000	-0.	54.	1.09
PIPE 5								
	0.0	-0.	54.	1.09	0.143	-1.	54.	1.11
	0.286	-1.	54.	1.12	0.429	-1.	54.	1.14
	0.571	-2.	54.	1.16	0.714	-2.	54.	1.18
	0.857	-2.	54.	1.19	1.000	-2.	54.	1.22

PIPE								
PIPE 6	0.0	-2.	54.	1.22	0.167	1.	54.	1.24
	0.333	5.	54.	1.26	0.500	9.	54.	1.28
	0.667	13.	55.	1.31	0.833	17.	55.	1.33
	1.000	21.	55.	1.36				
PIPE 7	0.0	21.	55.	1.36	0.056	20.	55.	1.40
	0.111	19.	56.	1.43	0.167	18.	56.	1.47
	0.222	17.	57.	1.52	0.278	16.	57.	1.57
	0.333	15.	58.	1.62	0.389	14.	59.	1.68
	0.444	13.	60.	1.75	0.500	13.	61.	1.82
	0.556	12.	62.	1.90	0.611	12.	62.	1.97
	0.667	11.	63.	2.03	0.722	10.	63.	2.07
	0.778	8.	63.	2.09	0.833	6.	63.	2.09
	0.889	4.	62.	2.09	0.944	2.	62.	2.09
	1.000	0.	61.	2.09				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 262.1 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 47.1 L/S EACH

----- TIME = 19.974 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	0.	58.	0.90	0.125	0.	58.	0.90
	0.250	0.	58.	0.91	0.375	-0.	58.	0.91
	0.500	-0.	57.	0.91	0.625	-0.	57.	0.92
	0.750	-0.	57.	0.92	0.875	-0.	57.	0.92
	1.000	-1.	57.	0.93				
PIPE 2	0.0	-1.	57.	0.93	0.333	2.	56.	0.93
	0.667	4.	56.	0.93	1.000	7.	56.	0.94
PIPE 3	0.0	7.	56.	0.94	0.071	6.	56.	0.94
	0.143	6.	56.	0.95	0.214	5.	56.	0.95
	0.286	4.	55.	0.96	0.357	3.	55.	0.96
	0.429	3.	55.	0.97	0.500	2.	55.	0.97
	0.571	1.	55.	0.98	0.643	1.	55.	0.98
	0.714	0.	54.	0.99	0.786	-1.	54.	1.00
	0.857	-1.	54.	1.00	0.929	-2.	54.	1.01
	1.000	-2.	54.	1.02				
PIPE 4	0.0	-2.	54.	1.02	0.143	-2.	54.	1.03
	0.286	-2.	54.	1.03	0.429	-2.	54.	1.04
	0.571	-2.	53.	1.05	0.714	-2.	53.	1.06
	0.857	-1.	53.	1.07	1.000	-1.	53.	1.08
PIPE 5	0.0	-1.	53.	1.08	0.143	-2.	53.	1.09
	0.286	-2.	53.	1.11	0.429	-2.	53.	1.12
	0.571	-3.	53.	1.13	0.714	-3.	53.	1.15
	0.857	-3.	53.	1.16	1.000	-4.	53.	1.18
PIPE 6	0.0	-4.	53.	1.18	0.167	0.	53.	1.19
	0.333	4.	53.	1.21	0.500	8.	53.	1.23
	0.667	11.	53.	1.25	0.833	15.	53.	1.27

PIPE 7	1.000	19.	53.	1.29				
	0.0	19.	53.	1.29	0.056	18.	53.	1.31
	0.111	16.	53.	1.34	0.167	15.	54.	1.37
	0.222	14.	54.	1.40	0.278	12.	54.	1.43
	0.333	11.	54.	1.47	0.389	10.	55.	1.51
	0.444	9.	55.	1.55	0.500	8.	56.	1.60
	0.556	7.	57.	1.65	0.611	6.	57.	1.71
	0.667	6.	58.	1.77	0.722	5.	59.	1.84
	0.778	5.	60.	1.92	0.833	4.	61.	1.98
	0.889	3.	61.	2.04	0.944	2.	62.	2.07
	1.000	0.	61.	2.08				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 241.1 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 48.3 L/S EACH

----- TIME = 21.222 S -----

	X	HEAD-M	H-M	V-M/S	X	HEAD-M	H-M	V-M/S
PIPE 1	0.0	0.	58.	0.93	0.125	-0.	58.	0.93
	0.250	-0.	58.	0.93	0.375	-0.	57.	0.93
	0.500	-0.	57.	0.93	0.625	-1.	57.	0.94
	0.750	-1.	57.	0.94	0.875	-1.	57.	0.94
	1.000	-1.	56.	0.95				
PIPE 2	0.0	-1.	56.	0.95	0.333	2.	56.	0.95
	0.667	4.	56.	0.95	1.000	7.	56.	0.96
PIPE 3	0.0	7.	56.	0.96	0.071	6.	56.	0.96
	0.143	5.	55.	0.96	0.214	5.	55.	0.97
	0.286	4.	55.	0.97	0.357	3.	55.	0.98
	0.429	2.	55.	0.98	0.500	2.	55.	0.99
	0.571	1.	54.	0.99	0.643	0.	54.	1.00
	0.714	-0.	54.	1.00	0.786	-1.	54.	1.01
	0.857	-2.	54.	1.01	0.929	-2.	54.	1.02
	1.000	-3.	53.	1.02				
PIPE 4	0.0	-3.	53.	1.02	0.143	-3.	53.	1.03
	0.286	-3.	53.	1.04	0.429	-3.	53.	1.04
	0.571	-2.	53.	1.05	0.714	-2.	53.	1.06
	0.857	-2.	53.	1.07	1.000	-2.	52.	1.08
PIPE 5	0.0	-2.	52.	1.08	0.143	-2.	52.	1.09
	0.286	-3.	52.	1.10	0.429	-3.	52.	1.11
	0.571	-4.	52.	1.12	0.714	-4.	52.	1.13
	0.857	-4.	52.	1.14	1.000	-5.	52.	1.16
PIPE 6	0.0	-5.	52.	1.16	0.167	-1.	52.	1.17
	0.333	3.	52.	1.18	0.500	6.	52.	1.19
	0.667	10.	52.	1.21	0.833	14.	52.	1.22
	1.000	18.	52.	1.24				
PIPE 7	0.0	18.	52.	1.24	0.056	16.	52.	1.26
	0.111	15.	52.	1.28	0.167	13.	52.	1.30



0.222	12.	52.	1.32	0.278	10.	52.	1.34
0.333	9.	52.	1.37	0.389	8.	52.	1.40
0.444	6.	53.	1.43	0.500	5.	53.	1.46
0.556	4.	53.	1.49	0.611	3.	54.	1.53
0.667	2.	54.	1.58	0.722	1.	55.	1.62
0.778	-0.	55.	1.67	0.833	-1.	56.	1.72
0.889	-1.	58.	1.75	0.944	-1.	59.	1.77
1.000	0.	61.	1.77				

PUMP-TYPE NUMBER ONE

TRIPPED-OUT PUMP SPEED= 223.2 RPM  
 TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE= 49.6 L/S EACH

THE SEARCH FOR Q/N HAS GONE BEYOND  
 THE LIMITS OF Q-DATA

APPENDIX B SUBROUTIN SOURCEP

```

SUBROUTINE SOURCP
C CALL INITOF
C*****
C * PROGRAM NO. 8 *
C * PROGRAM FOR PUMP RUNDOWN FROM POWER FAILURE *
C*****
C
C WATER HAMMER PROGRAM FOR PUMP RUNDOWN RESULTING FROM POWER FAILURE
C SYSTEM CONFIGURATION HAS PUMPS AT UPSTREAM END AND RESERVOIR AT DOWN-
C STREAM END. PROGRAM WILL HANDLE UP TO FIVE DIFFERENT PUMP-TYPES, WITH
C ANY NUMBER OF PARALLEL PUMPS OF EACH TYPE - ANY NUMBER OF PUMPS CAN
C FAIL SIMULTANEOUSLY. PROGRAM WILL HANDLE UP TO 8 SERIES PIPES - MUST BE
C AT LEAST TWO PIPES.
C
C NPIPES = NUMBER OF PIPES IN SERIES - PIPE NO. 1 IS JUST DOWNSTREAM
C FROM PUMPCONFIGURATION
C IOUT = PARAMETER WICH WRITES OUT EVERY IOUT-TH COMPUTATION
C NPARTS = MINIMUM NUMBER OF PARTS INTO WICH PIPES ARE DIVIDED
C TMAX=MAX. REAL TIME OF RUN-S HATM=ATMOSPHERIC PRESSURE HEAD (POS.)-M
C NSHUT()=MAXIMUM TIME BEFORE CHECK VALVE CLOSES FOR EACH PUMP-TYPE-SEC
C HRES=ELEVATION OF WATER SURFACE IN RESERVOIR
C ZEND=ELEVATION OF DOWNSTREAM END OF LAST PIPE AT RESERVOIR - M
C QACC=ACCURACY OF DISCHARGE ITERATION FOR STEADY STATE COMPUTATION -L/S
C PIPE=PIPE NUMBER
C A()=WAVE SPEED-M/S L()=LENGTH-M D()=DIAM-M F()=FRICTION FACTOR
C PIPEZ()=UPSTREAM ELEVATION OF PIPE-M HEADH()=PRESSURE HEAD IN PIPE-M
C
C NNUMB()=NUMBER OF PUMPS IN PARALLEL OF EACH PUMP-TYPE
C HSUMP=ELEVATION OF WATER SURFACE IN SUMP
C NWORK()= NUMBER OF WORKING PUMPS IN PARALLEL OF EACH PUMP-TYPE
C NFAIL()= NUMBER OF TRIPPED-OUT PUMPS IN PARALLEL OF EACH PUMP-TYPE
C RPM()=STEADY STATE PUMP SPEED FOR WORKING PUMP AND PUMP-TYPE -RPM
C RPMF()=PUMP SPEED FOR TRIPPED-OUT PUMP AND PUMP-TYPE -RPM
C NSTAGE()=NUMBER OF STAGES FOR EACH PUMP-TYPE
C PINERT()=MOMENT OF INERTIA OF PUMP AND MOTOR IN KG-M**2
C QN()=DISCHARGE FROM PUMP CHARACTERISTIC CURVE - L/S
C HNSQ()=HEAD PER STAGE FROM PUMP CHARACTERISTIC CURVE - M
C TNSQ()= POWER PER STAGE FROM PUMP CHARACTERISTIC CURVE - KW
C
C DIMENSION X(8,30),V(8,30),H(8,30),HLOW(8,30),HHIGH(8,30),
XHEAD(8,30),VNEW(8,30),HNEW(8,30)
C DIMENSION C(8),AK(8),AREA(8),RATIO(8)
C DIMENSION D(8),L(8),A(8),E(8),PIPEZ(8)
C DIMENSION QTRY(5),NNUMB(5),NSTAGE(5),RPM(5),JTEST(5),NF(5),
XNWORK(5),NFAIL(5),HN(5),FUNCT(5),FPRIME(5),ITEST(5),NW(5),
XQNEXT(5),Q(5),HPUMP(5),RPMF(5),QQF(5),QQW(5),QPPF(5),NH(5),
XNORD(5),TN2(5),MORD(5),HAF(5),HBF(5),QAF(5),QBF(5),JOUT(5),
XC7F(5),C8F(5),HAW(5),HBW(5),QAW(5),QBW(5),C5W(5),C7W(5),
XINF(5),INW(5),LL(5),MM(5),LLL(5),MMM(5),KL(5),KM(5),K(5),
XKKK(5),M(5),NN(5),NNN(5),PINERT(5),QPPW(5),C5F(5),C8W(5),
XKK(5),N(5),KORD(5),X1(5),QQQF(5),QQQW(5),QQQ(5),KOUT(5)
C LOGICAL FAIL,NEW,PRG10,CHAR
C INTEGER PIPE,TERM,OUT
C REAL LA,L,LBM,INM,NU,LO

```

C

```

COMMON /NDATA/ NDIF,NSHUT(5)
COMMON /DIV/ TERM,OUT,NEW,PRG10,CHAR
COMMON /FELLES/ TEMPC,HATMO
COMMON /CPIPE/ NPIPES,NPARTS,ZENDO,DO(8),LO(8),AO(8),EO(8),
X PIPEZO(8),THICK(8),EMODUL(8)
COMMON /CPUMP/ NPDATA(4,5),PDATA(2,5),QN(6,5),HNSQ(6,5),
X TNSQ(6,5)
COMMON /FACTOR/ FTM,INM,GPM,LBM,BHPW,PSI
COMMON /CSOURC/ QACCO,HRESO,HSUMPO,TMAX,IOUT
COMMON /CCPIPE/ F(8),VZERO(8),DELTT(8),SINE(8),NPAR(8),NU
COMMON /CVALVE/ KI(11),KLISUR(11)
COMMON /CGEN/ NPIPEG,NPARTG,HRESDG,ZENDG,TMAXG,QACCG,IOUTG,
X HRESUG,IPUMPG,ELEVUG,ELEVDG
COMMON /PLDATA/ HMAX(500),HMIN(500),XL(500),PL(500),NP
COMMON /HTP/TIME(500),HT(500),NPOINT,VT(500),QREL(500),
X RPMREL(500),MPOINT,LPOINT

C
CALL START1

C
C
C
CALL INITON

READ (10,*) IPLOT
READ (10,*) NDIF
READ (10,*) (NPDATA(I,1),I=3,4)
READ (10,*) NSHUT(1)
IF(NDIF.EQ.1) GO TO 20
DO 10 J=2,NDIF
    READ (10,*) (NPDATA(I,J),I=1,4)
    READ (10,*) (PDATA(I,J),I=1,2)
    READ (10,*) (QN(I,J),I=1,6),(HNSQ(I,J),I=1,6),(TNSQ(I,J),I=1,6)
    READ (10,*) NSHUT(J)
10 CONTINUE

C
C
C
CALL INITOF

20 NPIPEG=NPIPES
NPARTG=NPARTS
HRESDG=HRESO
ZENDG =ZENDO
TMAXG =TMAX
QACCG=QACCO
IOUTG =IOUT
HRESUG =HRES

C
I = 8
CALL GENUT(I)
HELP=HSUMPO
CALL PUMPU1(I,HELP)

C
C
C
CALL INITOF

HATM=HATMO/FTM
HRES=HRESO/FTM
ZEND=ZENDO/FTM
QACC=QACCO/GPM
HSUMP=HSUMPO/FTM

C
DO 30 I=1,NPIPES
    D(I)=DO(I)/INM
    L(I)=LO(I)/FTM
    A(I)=AO(I)/FTM

```

```

        PIPEZ(I)=PIPEZO(I)/FTM
        E(I)=EO(I)/(INM*1000.)
30 CONTINUE
C
    DO 50 J=1,NDIF
      DO 40 I=1,6
        QN(I,J)=QN(I,J)/GPM
        HNSQ(I,J)=HNSQ(I,J)/FTM
        TNSQ(I,J)=TNSQ(I,J)/BHPW
40 CONTINUE
50 CONTINUE
C
    CALL INITOF
    CALL INITON
C
    DO 60 J=1,NDIF
      IF(NPDATA(4,J).EQ.0) NSHUT(J)=1000000.
      N(J)=0
      NF(J)=0
      NW(J)=0
      NH(J)=0
      KOUT(J)=0
      JOUT(J)=0
60 CONTINUE
C
    TEMP=32.0+9.0*TEMPC/5.0
    TCLOS=0.
    NTOT=0
    IDIF=0
    JDIF=0
C
    DO 70 J=1,NDIF
      NNUMB(J)=NPDATA(1,J)
      NSTAGE(J)=NPDATA(2,J)
      RPM(J)=PDATA(1,J)
      PINERT(J)=PDATA(2,J)/(32.2*LBM)
      NWORK(J)=NPDATA(3,J)
      NFAIL(J)=NPDATA(4,J)
      IF(TCLOS.LT.NSHUT(J)) TCLOS=NSHUT(J)
      IF(NFAIL(J).NE.0) NTOT=NTOT+1
      IF(NWORK(J).NE.0) NTOT=NTOT+1
      IF(NFAIL(J).NE.0) IDIF=IDIF+1
      IF(NWORK(J).NE.0) JDIF=JDIF+1
70 CONTINUE
    PI=3.141592
    RPMREL(1)=RPM(1)
C
    NU=VISCOS(TEMP)
    DO 80 I=1,NPIPES
      AREA(I)=0.25*PI*D(I)*D(I)/144.
80 CONTINUE
C
-----
C      SOLVE FOR STEADY STATE DISCHARGE IN SERIES PIPE
-----
C
    CALL INITOF
    CALL INITON
C
** COMPUTE STEADY STATE DISCHARGE **

```

C

```

DO 140 J=1,NDIF
  QTRY(J)=QN(4,J)
140 CONTINUE
  COEF=12.*144.*144.*16./(64.4*449.*449.*PI*PI)
  DO 240 NZ=1,20
    DO 170 J=1,NDIF
      KORD(J)=0
      DO 150 I=1,5
        IF(QTRY(J).GT.QN(I,J).AND.QTRY(J).LE.QN(I+1,J)) KORD(J)=
X          I
          IF(KORD(J).NE.0) GO TO 160
150      CONTINUE
        WRITE (OUT,60150)
        GO TO 1460
160      II=KORD(J)
        HN(J)=HNSQ(II,J)+(QTRY(J)-QN(II,J))*(HNSQ(II+1,J)-HNSQ(II,J)
X          )/(QN(II+1,J)-QN(II,J))
170      CONTINUE
        QTOT=0
        DO 180 J=1,NDIF
          QTOT=QTOT+QTRY(J)*NNUMB(J)
180      CONTINUE
        JSUM=0
        ISUM=0
        DO 230 J=1,NDIF
          JTEST(J)=0
          ITEST(J)=0
          IF(J.GT.1) GO TO 200
          RUM=0.
          DO 190 KJ=1,NPIPES
            R=QTOT*.002228*D(KJ)/(12.*NU*AREA(KJ))
            ED=E(KJ)/D(KJ)
            IF(R.GT.2100) GO TO 194
            F(KJ)=64./R
            GO TO 196
194          CONTINUE
            F(KJ)=1./(-1.8*ALOG10(6.9/R+(ED/3.7)**1.11))**2
196          CONTINUE
            RUM=RUM+F(KJ)*L(KJ)*QTOT*QTOT/D(KJ)**5
190          CONTINUE
200          II=KORD(J)
          FUNCT(J)=HSUMP-HRES+NSTAGE(J)*HN(J)-COEF*RUM
          FPRIME(J)=NSTAGE(J)*(HNSQ(II+1,J)-HNSQ(II,J))/(QN(II+1,J)-
X          QN(II,J))-2.*COEF*RUM/QTRY(J)
          QNEXT(J)=QTRY(J)-FUNCT(J)/FPRIME(J)
          IF(ABS(QNEXT(J)-QTRY(J)).LT.QACC) GO TO 210
          ITEST(J)=1
          QTRY(J)=QNEXT(J)
          GO TO 220
210          JTEST(J)=1
220          JSUM=JSUM+JTEST(J)
          ISUM=ISUM+ITEST(J)
          IF(JSUM.EQ.NDIF) GO TO 250
          IF(ISUM.EQ.NDIF) GO TO 240
230          CONTINUE
240          CONTINUE
          WRITE (OUT,60180)
          GO TO 1460
250          QLINE=0
          DO 260 J=1,NDIF

```

```

        QLINE=QLINE+QNEXT(J)*NNUMB(J)
        Q(J)=QNEXT(J)
        HPUMP(J)=NSTAGE(J)*HN(J)+HSUMP
260 CONTINUE
C   HT(1)=HPUMP(1)*FTM
    QREL(1)=QLINE*GPM
    TIME(1)=0
    COEF=4.*144./(449.*PI)
    DO 270 KJ=1,NPIPES
        VZERO(KJ)=QLINE*COEF/D(KJ)**2
        C(KJ)=32.2/A(KJ)
        DELTT(KJ)=L(KJ)/(NPARTS*(VZERO(KJ)+A(KJ)))
        IF(KJ.EQ.NPIPES) SINE(KJ)=(ZEND-PIPEZ(KJ))/L(KJ)
        IF(KJ.EQ.NPIPES) GO TO 270
        SINE(KJ)=(PIPEZ(KJ+1)-PIPEZ(KJ))/L(KJ)
270 CONTINUE
C   CALL INITOF
C   ** COMPUTE MINIMUM DELTA T **
C   DELT=DELTT(1)
    KMIN=1
    DO 280 I=2,NPIPES
        IF(DELTT(I).GT.DELT) GO TO 280
        DELT=DELTT(I)
        KMIN=I
280 CONTINUE
    DO 300 I=1,NPIPES
        IF(I.EQ.KMIN) GO TO 290
        ANPAR=L(I)/(DELT*(VZERO(I)+A(I)))
        NPAR(I)=ANPAR
        TEST=NPAR(I)
        IF(ABS(TEST+1-ANPAR).LT..0001) NPAR(I)=NPAR(I)+1
        GO TO 300
290   NPAR(I)=NPARTS
300 CONTINUE
C   CALL INITOF
C   CALL PIPEUT
C   CALL INITON
C   ** CONVERT TO Q/N, H/NSQ, T/NSQ **
C   COEF=60.*550./(2.*PI)
    DO 320 J=1,NDIF
        DO 310 I=1,6
            QN(I,J)=QN(I,J)/(449.*RPM(J))
            TNSQ(I,J)=NSTAGE(J)*COEF*TNSQ(I,J)/RPM(J)**3
            HNSQ(I,J)=HNSQ(I,J)/RPM(J)**2
310   CONTINUE
320 CONTINUE
C   ** SET UP CONDITIONS FOR STEADY STATE (T=0) **
C   CALL INITON
C   H(1,1)=HPUMP(1)
    V(1,1)=VZERO(1)

```

```

DO 340 I=1,NPIPES
  DELL=L(I)/NPAR(I)
  DELHF=12.*F(I)*DELL*VZERO(I)**2/(64.4*D(I))
  AK(I)=12.*F(I)*DELT/(2.*D(I))
  KN=NPAR(I)+1
  X(I,1)=0.
  HEAD(I,1)=H(I,1)-PIPEZ(I)
  RATIO(I)=DELT/DELL
  DO 330 J=2,KN
    X(I,J)=(J-1)*DELL/L(I)
    H(I,J)=H(I,1)-DELHF*(J-1)
    HEAD(I,J)=H(I,J)-(PIPEZ(I)+X(I,J)*L(I)*SINE(I))
    V(I,J)=VZERO(I)
330  CONTINUE
    IF(I.EQ.NPIPES) GO TO 340
    H(I+1,1)=H(I,KN)
    V(I+1,1)=VZERO(I+1)
340  CONTINUE
    HT(1)=H(1,2)*FTM
    VT(1)=V(1,2)*FTM
    DO 350 I=1,NPIPES
      KN=NPAR(I)+1
      DO 350 J=1,KN
        HLOW(I,J)=H(I,J)
        HHIGH(I,J)=H(I,J)
350  CONTINUE
    PHMAX=-100.
    PHMIN=100000.
    DO 380 I=1,NPIPES
      KN=NPAR(I)+1
      DO 380 J=1,KN
        IF(HEAD(I,J).LT.PHMAX) GO TO 360
        IPMAX=I
        XMAX=X(I,J)
        PHMAX=HEAD(I,J)
        TTMAX=T
        GO TO 370
360  IF(HEAD(I,J).GT.PHMIN) GO TO 370
        IPMIN=I
        XMIN=X(I,J)
        PHMIN=HEAD(I,J)
        TTMIN=T
370  CONTINUE
380  CONTINUE
C
C  ** WRITE OUT STEADY STATE CONDITIONS **
C
  T=0.0
  INDEX=TMAX/DELT+1
  WRITE (OUT,60000)
  CALL UTSKR1(T,NPIPES,X,HEAD,H,V,NPAR)
  DO 450 J=1,NDIF
    GO TO (390,400,410,420,430),J
390  WRITE (OUT,60060)
    GO TO 440
400  WRITE (OUT,60070)
    GO TO 440
410  WRITE (OUT,60080)
    GO TO 440
420  WRITE (OUT,60090)
    GO TO 440

```

```

430 . WRITE (OUT,60100)
440 X1(J)=Q(J)*GPM
      WRITE (OUT,60110) RPM(J),X1(J)
      Q(J)=Q(J)/449.
450 CONTINUE
      DO 460 J=1,NDIF
        RPMF(J)=RPM(J)
460 CONTINUE
      NOUT=0
      MOUT=0
C
C-----
C   BEGIN TRANSIENT ANALYSIS
C-----
C
      DO 1380 IJ=1,INDEX
        T=T+DELT
        TIME(IJ+1)=T
        NPOINT=IJ+1
C
C   ** COMPUTE H AND V AT INTERIOR NODES **
C
      DO 470 I=1,NPIPES
        KN=NPAR(I)
        DO 470 J=2,KN
          RA=RATIO(I)*A(I)
          VMINUS=V(I,J)-RA*(V(I,J)-V(I,J-1))
          VPLUS=V(I,J)-RA*(V(I,J)-V(I,J+1))
          HMINUS=H(I,J)-RA*(H(I,J)-H(I,J-1))
          HPLUS=H(I,J)-RA*(H(I,J)-H(I,J+1))
          VNEW(I,J)=0.5*(VMINUS+VPLUS+C(I))*(HMINUS-HPLUS)+C(I)*
X           DELT*SINE(I)*(VMINUS-VPLUS)-AK(I)*(VMINUS*ABS(VMINUS)+
X           VPLUS*ABS(VPLUS))
          HNEW(I,J)=0.5*(HMINUS+HPLUS+(VMINUS-VPLUS)/C(I)+DELT*
X           SINE(I)*(VMINUS+VPLUS)-(AK(I)/C(I))*(VMINUS*ABS
X           (VMINUS)-VPLUS*ABS(VPLUS)))
470 CONTINUE
C
C   ** COMPUTE H AND V AT INTERIOR JUNCTIONS **
C
      KJ=NPIPES-1
      DO 480 I=1,KJ
        KN=NPAR(I)+1
        VMINUS=V(I,KN)-RATIO(I)*A(I)*(V(I,KN)-V(I,KN-1))
        HMINUS=H(I,KN)-RATIO(I)*A(I)*(H(I,KN)-H(I,KN-1))
        CCC=VMINUS+C(I)*HMINUS+C(I)*VMINUS*DELT*SINE(I)-AK(I)*
X           VMINUS*ABS(VMINUS)
        VPLUS=V(I+1,1)-RATIO(I+1)*A(I+1)*(V(I+1,1)-V(I+1,2))
        HPLUS=H(I+1,1)-RATIO(I+1)*A(I+1)*(H(I+1,1)-H(I+1,2))
        CC=VPLUS-C(I+1)*HPLUS-C(I+1)*DELT*VPLUS*SINE(I+1)-AK(I+1)*
X           VPLUS*ABS(VPLUS)
        HNEW(I,KN)=(-CC*AREA(I+1)+CCC*AREA(I))/(C(I+1)*AREA(I+1)+C
X           (I)*AREA(I))
        HNEW(I+1,1)=HNEW(I,KN)
        VNEW(I,KN)=CCC-C(I)*HNEW(I,KN)
        VNEW(I+1,1)=CC+C(I+1)*HNEW(I+1,1)
480 CONTINUE
C
C   ** COMPUTE H AND V AT DOWNSTREAM END **
C   -- THIS BOUNDARY CONDITION IS FOR A CONSTANT HEAD RESERVOIR --
C

```



```

NV=NPAR(NPIPES)+1
VMINUS=V(NPIPES,NV)-RATIO(NPIPES)*A(NPIPES)*(V(NPIPES,NV)-V
X   (NPIPES,NV-1))
HMINUS=H(NPIPES,NV)-RATIO(NPIPES)*A(NPIPES)*(H(NPIPES,NV)-H
X   (NPIPES,NV-1))
CC=VMINUS+C(NPIPES)*HMINUS+C(NPIPES)*VMINUS*DELT*SINE(NPIPES)-
X   AK(NPIPES)*VMINUS*ABS(VMINUS)
HNEW(NPIPES,NV)=HRES
VNEW(NPIPES,NV)=CC-C(NPIPES)*HNEW(NPIPES,NV)

C
C   CALL INITON
C
C   ** BOUNDARY CONDITIONS AT THE PUMP **
C   -- SELECTIV PUMP TRIPOUT --
      JJ=0
      II=0
      IF(NOUT.EQ.IDIF) GO TO 620
      IF(IJ.EQ.1) GO TO 490
      GO TO 530
490    DO 510 J=1,NDIF
          IF(T.GE.NSHUT(J)) GO TO 500
          IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 500
          QQF(J)=Q(J)/RPMF(J)
500    IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 510
          QQW(J)=Q(J)/RPM(J)
510    CONTINUE
520    GO TO 560
530    DO 550 J=1,NDIF
          IF(NH(J).EQ.1) GO TO 550
          IF(T.GE.NSHUT(J)) GO TO 540
          IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 540
          IF(NF(J).EQ.1) GO TO 540
          QQF(J)=QPPF(J)
540    IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 550
          IF(NW(J).EQ.1) GO TO 550
          QQW(J)=QPPW(J)
550    CONTINUE
560    DO 580 J=1,NDIF
          NORD(J)=0
          IF(NH(J).EQ.1) GO TO 580
          IF(T.GE.NSHUT(J)) GO TO 580
          IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 580
          IF(NF(J).EQ.1) GO TO 580
          DO 570 I=1,5
              IF(QQF(J).GT.QN(I,J).AND.QQF(J).LE.QN(I+1,J)) NORD(J)=I
              IF(NORD(J).NE.0) GO TO 580
570    CONTINUE
          IF(NORD(J).EQ.0) GO TO 590
580    CONTINUE
          GO TO 600
590    WRITE (OUT,60190)
          GO TO 1460
600    DO 610 J=1,NDIF
          II=NORD(J)
          IF(NH(J).EQ.1) GO TO 610
          IF(T.GE.NSHUT(J)) GO TO 610
          IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 610
          IF(NF(J).EQ.1) GO TO 610
          TN2(J)=TNSQ(II,J)+(QQF(J)-QN(II,J))*(TNSQ(II+1,J)-TNSQ(II,J)
X          )/(QN(II+1,J)-QN(II,J))
          RPMF(J)=RPMF(J)-30*TN2(J)*DELT*RPMF(J)*RPMF(J)/(PI*PINERT(J)

```

```

X      )
      RPMREL(IJ+1)=RPMF(1)/RPMREL(1)
      MPOINT=IJ+1
610  CONTINUE
      GO TO 640
620  DO 630 J=1,NDIF
      IF(NH(J).EQ.1) GO TO 630
      IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 630
      IF(NW(J).EQ.1) GO TO 630
      QQW(J)=QPPW(J)
630  CONTINUE
640  VPLUS=V(1,1)-RATIO(1)*A(1)*(V(1,1)-V(1,2))
      HPLUS=H(1,1)-RATIO(1)*A(1)*(H(1,1)-H(1,2))
      C1=VPLUS-C(1)*HPLUS-C(1)*DELT*VPLUS*SINE(1)-AK(1)*VPLUS*ABS
X      (VPLUS)
      IF(NOUT.EQ.IDIF) GO TO 680
      DO 660 J=1,NDIF
      MORD(J)=0
      IF(NH(J).EQ.1) GO TO 660
      IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 660
      IF(NW(J).EQ.1) GO TO 660
      DO 650 I=1,5
      IF(QQW(J).GT.QN(I,J).AND.QQW(J).LE.QN(I+1,J)) MORD(J)=I
      IF(MORD(J).NE.0) GO TO 660
650  CONTINUE
      IF(MORD(J).EQ.0) GO TO 670
660  CONTINUE
      GO TO 680
670  WRITE (OUT,60190)
      GO TO 1460
680  DO 690 J=1,NDIF
      LL(J)=0
      MM(J)=0
      LLL(J)=0
      MMM(J)=0
      KL(J)=0
      KM(J)=0
690  CONTINUE
      DO 700 J=1,NDIF
      IF(T.GE.NSHUT(J)) N(J)=N(J)+1
      IF(N(J).GT.1) GO TO 700
      IF(N(J).EQ.0) GO TO 702
      IF(N(J).EQ.1) NOUT=NOUT+1
      WRITE(OUT,60220) NSHUT(J),J
702  IF(NF(J).EQ.1) KOUT(J)=KOUT(J)+1
      IF(KOUT(J).GT.1.OR.KOUT(J).EQ.0) GO TO 704
      IF(NF(J).EQ.1) NOUT=NOUT+1
      TIM=T-DELT
      WRITE(OUT,60230) J,TIM
704  IF(NW(J).EQ.1) JOUT(J)=JOUT(J)+1
      IF(JOUT(J).GT.1.OR.JOUT(J).EQ.0) GO TO 700
      IF(NW(J).EQ.1) MOUT=MOUT+1
      TIM=T-DELT
      WRITE(OUT,60230) J,TIM
700  CONTINUE
      MUM=0
      DO 712 J=1,NDIF
      IF(T.GT.NSHUT(J)) NH(J)=0
      IF(NH(J).EQ.1) LL(J)=1
      IF(NH(J).EQ.1) MM(J)=1
      IF(NH(J).EQ.1) MUM=MUM+1

```

```

712     CONTINUE
C
C     CALL INITON
C
710     DO 1030 NZ=1,20
        IF(MOUT.EQ.0.AND.JDIF.EQ.0) GO TO 740
        IF(NOUT.EQ.IDIF.AND.MOUT.EQ.JDIF) GO TO 720
        GO TO 740
720     DO 730 J=1,NDIF
        QPPW(J)=0
        QPPF(J)=0
730     CONTINUE
        GO TO 1080
740     IF(NDIF.EQ.1) GO TO 745
        IF(NOUT.EQ.IDIF) GO TO 850
745     DO 750 J=1,NDIF
        II=NORD(J)
        IF(NH(J).EQ.1) GO TO 750
        IF(T.GE.NSHUT(J)) GO TO 750
        IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 750
        IF(NF(J).EQ.1) GO TO 750
        HAF(J)=HNSQ(II,J)
        HBF(J)=HNSQ(II+1,J)
        QAF(J)=QN(II,J)
        QBF(J)=QN(II+1,J)
        C5F(J)=NSTAGE(J)*RPMF(J)*RPMF(J)
        C7F(J)=(HAF(J)-HBF(J))/(QAF(J)-QBF(J))
        C8F(J)=HBF(J)-QBF(J)*C7F(J)
750     CONTINUE
        IF(NDIF.EQ.1) GO TO 755
        IF(MOUT.EQ.JDIF) GO TO 780
755     DO 770 I=1,NDIF
        JJ=MORD(I)
        IF(NH(I).EQ.1) GO TO 770
        IF(NFAIL(I).EQ.NNUMB(I)) GO TO 770
        IF(NW(I).EQ.1) GO TO 770
        IF(N(I).GE.1) GO TO 770
        HAW(I)=HNSQ(JJ,I)
        HBW(I)=HNSQ(JJ+1,I)
        QAW(I)=QN(JJ,I)
        QBW(I)=QN(JJ+1,I)
        C5W(I)=NSTAGE(I)*RPM(I)*RPM(I)
        C7W(I)=(HAW(I)-HBW(I))/(QAW(I)-QBW(I))
        C8W(I)=HBW(I)-QBW(I)*C7W(I)
770     CONTINUE
780     SUM=0
        DUM=0
        DO 800 J=1,NDIF
        IF(NH(J).EQ.1) GO TO 800
        IF(NF(J).EQ.1.OR.N(J).GE.1) GO TO 790
        IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 790
        SUM=SUM+(NFAIL(J)*RPMF(J)*(HSUMP+C5F(J)*C8F(J)))/(C5F(J)*
X          C7F(J))
        DUM=DUM+(NFAIL(J)*RPMF(J))/(C5F(J)*C7F(J))
790     IF(NW(J).EQ.1) GO TO 800
        IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 800
        SUM=SUM+(NWORK(J)*RPM(J)*(HSUMP+C5W(J)*C8W(J)))/(C5W(J)*
X          C7W(J))
        DUM=DUM+(NWORK(J)*RPM(J))/(C5W(J)*C7W(J))
800     CONTINUE
        C6=SUM+AREA(1)*C1

```

```

C9=DUM-AREA(1)*C(1)
HPP=C6/C9
HUM=0
DO 840 J=1,NDIF
  IF(NH(J).EQ.1) GO TO 840
  IF(NW(J).EQ.1) GO TO 810
  IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 810
  QPPW(J)=(HPP-HSUMP-C5W(J)*C8W(J))/(C5W(J)*C7W(J))
  HUM=HUM+NWORK(J)*RPM(J)*QPPW(J)
  GO TO 820
810   QPPW(J)=0
820   IF(NF(J).EQ.1.OR.N(J).GE.1) GO TO 830
      IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 830
      QPPF(J)=(HPP-HSUMP-C5F(J)*C8F(J))/(C5F(J)*C7F(J))
      HUM=HUM+NFAIL(J)*RPMF(J)*QPPF(J)
      GO TO 840
830   QPPF(J)=0
840   CONTINUE
      VPP=HUM/AREA(1)
850   DO 860 J=1,NDIF
      INF(J)=0
      INW(J)=0
      K(J)=0
      KK(J)=0
      KKK(J)=0
      M(J)=0
      NN(J)=0
      NNN(J)=0
860   CONTINUE
      DO 890 J=1,NDIF
      IF(NH(J).EQ.1) GO TO 890
      DO 880 IN=1,5
      IF(NF(J).EQ.1.OR.N(J).GE.1) GO TO 870
      IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 870
      IF(QPPF(J).GT.QN(IN,J).AND.QPPF(J).LE.QN(IN+1,J))
X      INF(J)=IN
870   IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 880
      IF(NW(J).EQ.1) GO TO 880
      IF(QPPW(J).GT.QN(IN,J).AND.QPPW(J).LE.QN(IN+1,J))
X      INW(J)=IN
880   CONTINUE
890   CONTINUE
      SUM=0
      DO 1020 J=1,NDIF
      IF(NH(J).EQ.1) GO TO 1100
      IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 910
      IF(INF(J).EQ.0) KK(J)=1
      IF(INF(J).EQ.0) IN=0
      IF(INF(J).EQ.0) GO TO 930
      IF(INF(J).NE.NORD(J)) GO TO 900
      HNEW(1,1)=HPP
      VNEW(1,1)=VPP
      K(J)=1
      SUM=SUM+K(J)
      IF(SUM.EQ.NTOT) GO TO 1130
      IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1020
      IF(M(J).EQ.1) GO TO 1020
900   NORD(J)=INF(J)
      KKK(J)=1
910   IF(M(J).EQ.1) GO TO 930
      IF(INW(J).EQ.0) NN(J)=1

```

```

IF(INW(J).EQ.0) IN=0
IF(INW(J).EQ.0) GO TO 950
IF(INW(J).NE.MORD(J)) GO TO 920
HNEW(1,1)=HPP
VNEW(1,1)=VPP
M(J)=1
SUM=SUM+M(J)
IF(SUM.EQ.NTOT) GO TO 1130
IF(K(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(NWORK(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1020
IF(KK(J).EQ.1) GO TO 970
920 MORD(J)=INW(J)
NNN(J)=1
930 IF(INF(J).NE.0) GO TO 950
IF(LL(J).EQ.1) GO TO 950
IF(QPPF(J).GT.0) WRITE (OUT,60210)
IF(QPPF(J).GT.0) LL(J)=1
SUM=SUM+LL(J)
IF(QPPF(J).GT.0) GO TO 1100
940 IF(KK(J).EQ.1) GO TO 910
950 IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 970
IF(INW(J).NE.0) GO TO 970
IF(MM(J).EQ.1) GO TO 970
IF(QPPW(J).GT.0) WRITE (OUT,60210)
IF(QPPW(J).GT.0) MM(J)=1
SUM=SUM+MM(J)
IF(QPPW(J).GT.0) GO TO 1100
960 IF(NN(J).EQ.1) GO TO 930
970 IF(N(J).GE.1.OR.NF(J).EQ.1) IN=0
IF(N(J).GE.1.OR.NF(J).EQ.1) GO TO 980
IF(INF(J).NE.0) GO TO 990
IF(IN.EQ.0.AND.KK(J).EQ.1) GO TO 980
IF(LL(J).EQ.1) GO TO 1000
IF(NNN(J).EQ.1) GO TO 990
IN=NORD(J)-1
980 IF(IN.EQ.0) LLL(J)=1
SUM=SUM+LLL(J)
IF(IN.EQ.0) GO TO 1040
NORD(J)=IN
990 IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1020
IF(NW(J).EQ.1) IN=0
IF(NW(J).EQ.1) GO TO 1010
IF(INW(J).NE.0) GO TO 1020
IF(IN.EQ.0.AND.NN(J).EQ.1) GO TO 1010
1000 IF(MMM(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(KKK(J).EQ.1) GO TO 1020
IN=MORD(J)-1
1010 IF(IN.EQ.0) MMM(J)=1
SUM=SUM+MMM(J)
IF(IN.EQ.0) GO TO 1070
1020 CONTINUE
1030 CONTINUE
WRITE (OUT,60200)
GO TO 1460
1040 NF(J)=1
NW(J)=0
NH(J)=0
QPPF(J)=0
GO TO 1050
1050 IF(SUM.EQ.NTOT) GO TO 1130
IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1020

```

```

IF(MMM(J).NE.1) GO TO 1060
NF(J)=1
NW(J)=1
NH(J)=1
HNEW(1,1)=0
VNEW(1,1)=0
QPPW(J)=0
QPPF(J)=0
GO TO 1020
1060 IF(LL(J).EQ.1.AND.M(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(LL(J).EQ.1.AND.MM(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(LL(J).EQ.1.AND.NNN(J).EQ.1) GO TO 1030
GO TO 1000
1070 NF(J)=0
NW(J)=1
NH(J)=0
IF(HNEW(1,1).LT.HSUMP) KL(J)=1
IF(HNEW(1,1).LT.HSUMP) GO TO 1100
QPPW(J)=0
IF(LL(J).NE.1) GO TO 1090
1080 NF(J)=1
NW(J)=1
NH(J)=1
VNEW(1,1)=0
HNEW(1,1)=0
GO TO 1020
1090 IF(MMM(J).EQ.1.AND.LL(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(MMM(J).EQ.1.AND.K(J).EQ.1) GO TO 1020
GO TO 1030
1100 NH(J)=1
NF(J)=0
NW(J)=0
HNEW(1,1)=HSUMP
VNEW(1,1)=C1+HSUMP*C(1)
IF(VNEW(1,1).LE.0) GO TO 1120
IF(T.GE.NSHUT(J)) GO TO 1105
IF(NFAIL(J).NE.NNUMB(J)) GO TO 1105
IF(LL(J).EQ.1.OR.LL(J).EQ.1) QPPF(J)=VNEW(1,1)*AREA(1)/
X   NFAIL(J)*RPMF(J)
1105 IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1110
IF(MM(J).EQ.1.OR.MMM(J).EQ.1) QPPW(J)=VNEW(1,1)*AREA(1)/
X   NWORK(J)*RPM(J)
1110 CONTINUE
IF(SUM.EQ.NTOT) GO TO 1130
IF(MUM.EQ.NTOT) GO TO 1130
IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1020
IF(LL(J).EQ.1.AND.MM(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(LL(J).EQ.1.AND.M(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(LL(J).EQ.1.AND.MMM(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(K(J).EQ.1.AND.MM(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(LL(J).EQ.1.AND.MM(J).EQ.1) GO TO 1020
IF(KL(J).EQ.1) GO TO 960
IF(KM(J).EQ.1) GO TO 940
IF(LL(J).EQ.1) GO TO 940
GO TO 960
1120 IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1040
IF(KM(J).EQ.1) GO TO 1040
IF(KL(J).EQ.1) GO TO 1070
IF(LL(J).EQ.1) GO TO 1040
GO TO 1070

```

C

C -- END OF SLECTIVE PUMP TRIPOUT --

C

```
1130 IF(MUM.EQ.NTOT) GO TO 1185
      IF(NOUT.EQ.0.AND.IDIF.EQ.0) GO TO 1135
      IF(NOUT.EQ.IDIF) GO TO 1140
1135 IF(MOUT.EQ.0.AND.JDIF.EQ.0) GO TO 1180
      IF(MOUT.EQ.JDIF) GO TO 1160
      GO TO 1180
1140 DUM=0
      DO 1150 J=1,NDIF
          IF(NWORK(J).EQ.0) GO TO 1150
          HPP=HSUMP+C5W(J)*(C7W(J)*QPPW(J)+C8W(J))
          DUM=DUM+NWORK(J)*RPM(J)*QPPW(J)
1150 CONTINUE
      HNEW(1,1)=HPP
      VNEW(1,1)=DUM/AREA(1)
      GO TO 1180
1160 DUM=0
      DO 1170 J=1,NDIF
          IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 1170
          HPP=HSUMP+C5F(J)*(C7F(J)*QPPF(J)+C8F(J))
          DUM=DUM+NFAIL(J)*RPMF(J)*QPPF(J)
1170 CONTINUE
      HNEW(1,1)=HPP
      VNEW(1,1)=DUM/AREA(1)
1180 IF(HNEW(1,1).LT.HSUMP) HNEW(1,1)=HSUMP
      IF(HNEW(1,1).LT.HSUMP) VNEW(1,1)=C1+HSUMP*C(1)
      IF(VNEW(1,1).LT.0) VNEW(1,1)=0
      IF(VNEW(1,1).LT.0) HNEW(1,1)=(VNEW(1,1)-C1)/C(1)
      IF(HNEW(1,1).LT.HSUMP) GO TO 1180
```

C

C CALL INITOF

C

C \*\* LOCATE MAXIMUM AND MINIMUM HEADS AND H-VALUES \*\*

C

```
1185 DO 1230 I=1,NPIPES
      KN=NPAR(I)+1
      DO 1220 J=1,KN
          IF(HNEW(I,J).LT.HLOW(I,J)) HLOW(I,J)=HNEW(I,J)
          IF(HNEW(I,J).GT.HHIGH(I,J)) HHIGH(I,J)=HNEW(I,J)
          HEAD(I,J)=HNEW(I,J)-(PIPEZ(I)+X(I,J)*L(I)*SINE(I))
          IF(HEAD(I,J).LT.PHMAX) GO TO 1190
          IPMAX=I
          XMAX=X(I,J)
          PHMAX=HEAD(I,J)
          TTMAX=T
          GO TO 1200
1190 IF(HEAD(I,J).GT.PHMIN) GO TO 1200
          IPMIN=I
          XMIN=X(I,J)
          PHMIN=HEAD(I,J)
          TTMIN=T
1200 CONTINUE
          IF(HEAD(I,J).GT.-HATM) GO TO 1210
          WRITE (OUT,60140) T,I,X(I,J)
          FAIL=.TRUE.
1210 CONTINUE
1220 CONTINUE
1230 CONTINUE
```

C

C CALL INITON

```

C
C  ** WRITE OUT H, V, AND HEAD VALUES AND TEST FOR TMAX **
C
1240  IF(FAIL) GO TO 1250
      IF(MOD(IJ,IOUT).NE.0) GO TO 1350
1250  CONTINUE
      CALL UTSKR1(T,NPIPES,X,HEAD,HNEW,VNEW,NPAR)
      DO 1330 J=1,NDIF
          GO TO (1260,1270,1280,1290,1300),J
1260  WRITE (OUT,60060)
          GO TO 1310
1270  WRITE (OUT,60070)
          GO TO 1310
1280  WRITE (OUT,60080)
          GO TO 1310
1290  WRITE (OUT,60090)
          GO TO 1310
1300  WRITE (OUT,60100)
1310  IF(NFAIL(J).EQ.NNUMB(J)) GO TO 1320
      QQW(J)=449.*QPW(J)*RPM(J)*GPM
      WRITE (OUT,60120) RPM(J),QQW(J)
1320  IF(NFAIL(J).EQ.0) GO TO 1330
      QQF(J)=449.*QPF(J)*RPMF(J)*GPM
      WRITE (OUT,60130) RPMF(J),QQF(J)
1330  CONTINUE
1340  IF(FAIL) GO TO 1375
1350  CONTINUE
C
C  CALL INITOF
C
C  ** PREPARE FOR NEXT TIME STEP COMPUTATION **
C
      DO 1370 I=1,NPIPES
          KN=NPAR(I)+1
          DO 1360 J=1,KN
              V(I,J)=VNEW(I,J)
              H(I,J)=HNEW(I,J)
1360  CONTINUE
1370  CONTINUE
1375  HT(IJ+1)=HNEW(1,2)*FTM
      VT(IJ+1)=VNEW(1,2)*FTM
      QREL(IJ+1)=449.*QPF(1)*RPMF(1)*GPM/QREL(1)
      IF(FAIL) GO TO 1390
      IF(T.GT.TMAX) GO TO 1390
1380  CONTINUE
C
C-----
C  END OF TRANSIENT ANALYSIS
C-----
C
C
C  ** WRITE OUT MAXIMUM AND MINIMUM HEADS AND H-VALUES **
C
1390  CONTINUE
      WRITE (OUT,60010)
      DO 1410 I=1,NPIPES
          WRITE (OUT,60020) I
          KN=NPAR(I)+1
          DO 1400 J=1,KN
              HEADMX=HHIGH(I,J)-(PIPEZ(I)+X(I,J)*L(I)*SINE(I))
              HEADMN=HLOW(I,J)-(PIPEZ(I)+X(I,J)*L(I)*SINE(I))

```



```

X5=HEADMX*FTM
X2=HEADMN*FTM
X3=HHIGH(I,J)*FTM
X4=HLOW(I,J)*FTM
WRITE (OUT,60030) X(I,J),X5,X2,X3,X4
1400 CONTINUE
1410 CONTINUE
X5=PHMAX*FTM
X2=PHMIN*FTM
WRITE (OUT,60040) X5,IPMAX,XMAX,TTMAX
WRITE (OUT,60050) X2,IPMIN,XMIN,TTMIN
C
C CALL INITON
C
SUM=0
DUM=0
DO 1430 J=1,NPIPES
KN=NPAR(J)+1
DO 1420 I=1,KN
IF(J.NE.1.AND.I.EQ.1) GO TO 1420
SUM=SUM+1
II=SUM
IF(J.EQ.NPIPES.AND.I.EQ.KN) NP=II
HMAX(II)=HHIGH(J,I)*FTM
HMIN(II)=HLOW(J,I)*FTM
PL(II)=(PIPEZ(J)+X(J,I)*L(J)*SINE(J))*FTM
IF(J.EQ.1) XL(II)=X(J,I)*L(J)*FTM
IF(J.GT.1) XL(II)=DUM+X(J,I)*L(J)*FTM
IF(I.EQ.KN) DUM=XL(II)
1420 CONTINUE
1430 CONTINUE
QREL(1)=1
RPMREL(1)=1
LPOINT=MPOINT-1
IF(IPLOT.EQ.1) GO TO 1440
GO TO 1450
1440 CALL HL PLOT
1450 CONTINUE
C
C CALL INITOF
C
C ***** FORMAT STATEMENTS *****
C
60000 FORMAT(1H1/' PRESSURE HEADS, H-VALUES AND VELOC. AS FUNCTIONS OF
X TIME'/2X,56('-'))
60010 FORMAT(1H1/18X,27('*')/18X,'* TABLE OF EXTREME VALUES */18X,27('*
X')//16X,'X',4X,'MAX HEAD',2X,'MIN HEAD',3X,'MAX H',3X,
X'MIN H'/14X,5('-'),2X,8('-'),2X,8('-'),3X,5('-'),3X,5('-')/)
60020 FORMAT(3X,'PIPE',I2)
60030 FORMAT(14X,F5.3,F9.0,F10.0,F9.0,F8.0)
60040 FORMAT(//' MAXIMUM HEAD =',F6.1,' M IN PIPE',I2,', X =',F6.3,
X', TIME =',F7.2,' S')
60050 FORMAT(//' MINIMUM HEAD =',F6.1,' M IN PIPE',I2,', X =',F6.3,
X', TIME =',F7.2,' S')
60060 FORMAT(//10X,'PUMP-TYPE NUMBER ONE')
60070 FORMAT(//10X,'PUMP-TYPE NUMBER TWO')
60080 FORMAT(//10X,'PUMP-TYPE NUMBER THREE')
60090 FORMAT(//10X,'PUMP-TYPE NUMBER FOUR')
60100 FORMAT(//10X,'PUMP-TYPE NUMBER FIVE')
60110 FORMAT(//3X,'PUMP SPEED =',F8.1,' RPM',/3X,'PUMP DISCHARGE =
X',F8.1,' L/S EACH')

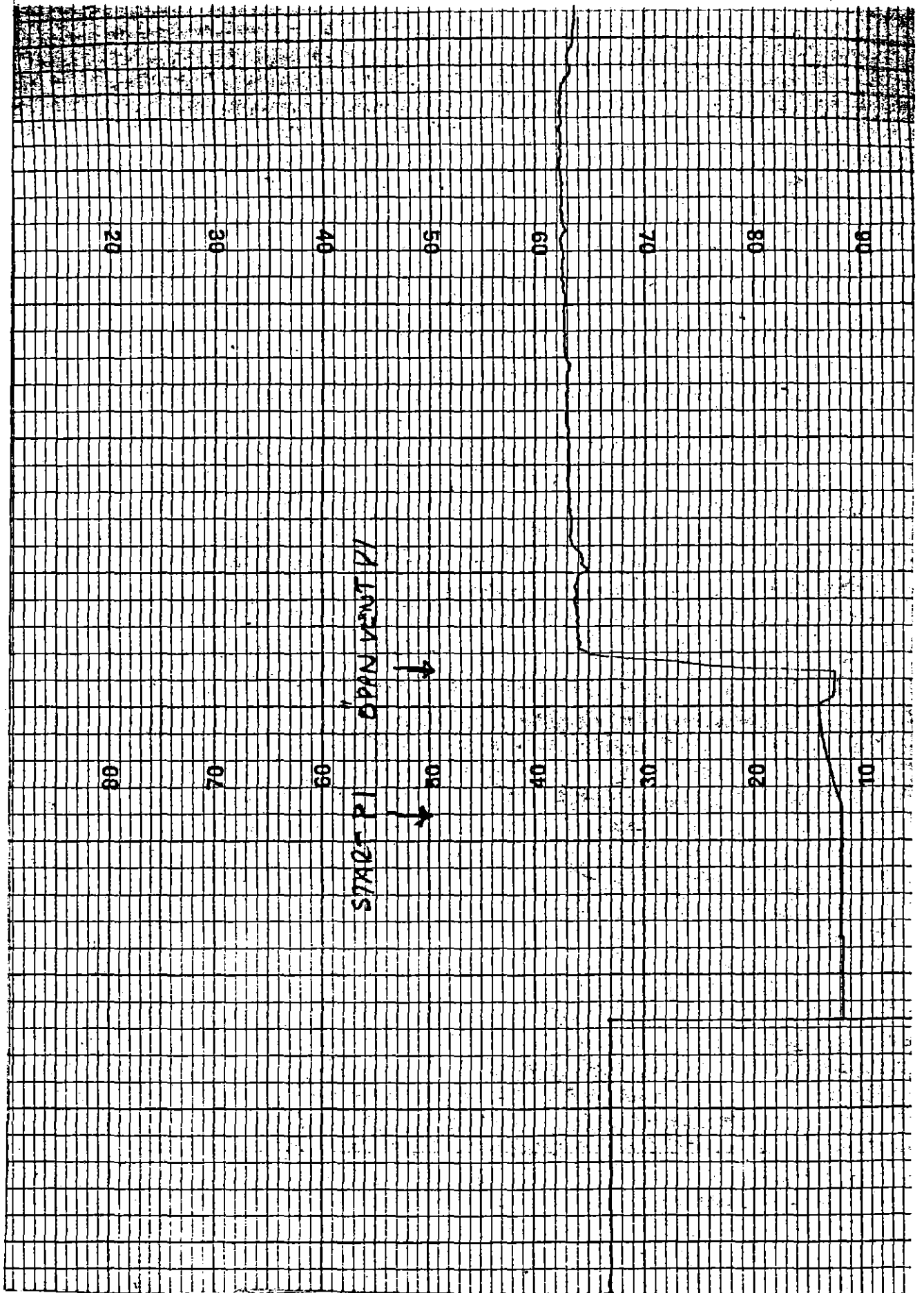
```

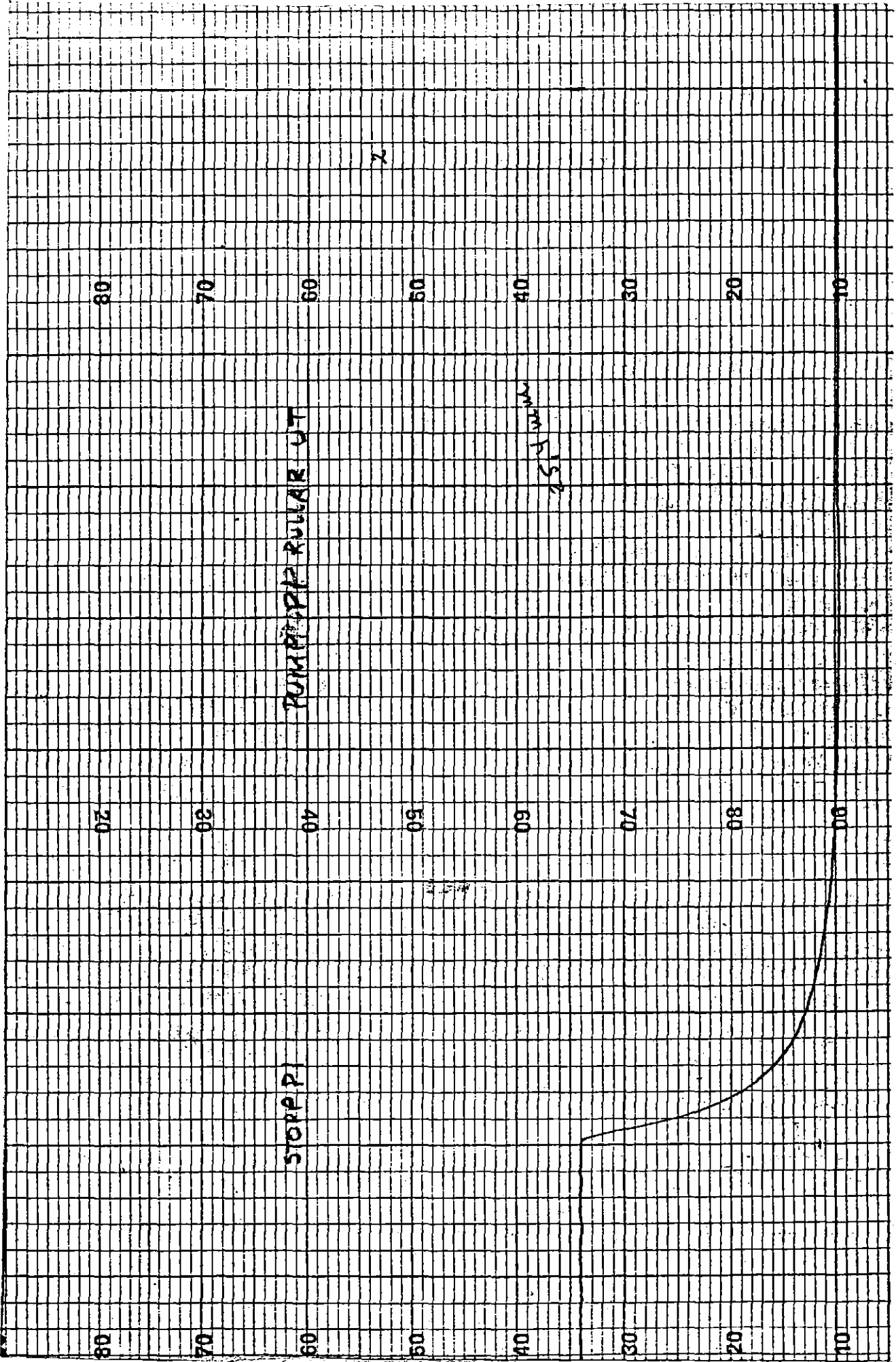
```

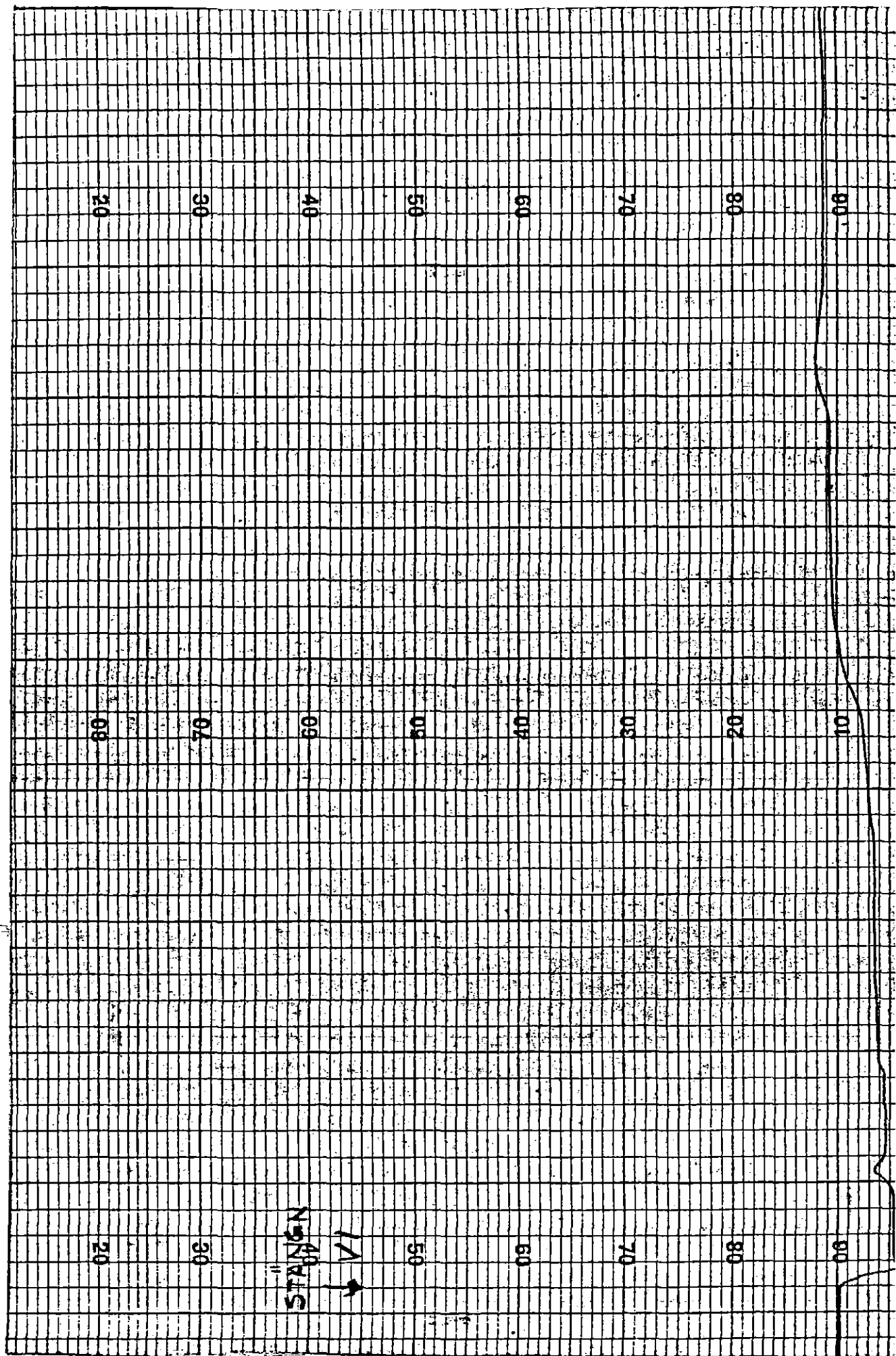
60120 FORMAT(/3X,'WORKING PUMP SPEED=',F8.1,' RPM',/
      X3X,'WORKING PUMP DISCHARGE=',F8.1,' L/S EACH')
60130 FORMAT(/3X,'TRIPPED-OUT PUMP SPEED=',F8.1,' RPM',/
      X3X,'TRIPPED-OUT PUMP DISCHARGE=',F8.1,' L/S EACH')
60140 FORMAT(/4X,'COLUMN SEPARATION HAS OCCURRED'/
      X3X,'TIME=',F6.2,' S, PIPE=',I3,' , LOCATION=',F6.3/)
60150 FORMAT(/5X,'YOU HAVE EXCEEDED MAXIMUM DISCHARGE VALUE INPUT.'/
      X5X,'EXECUTION IS TERMINATED.')
60160 FORMAT(/2X,'THE SOLUTION FOR DARCY-WEISBACH F-VALUE'/
      X2X,'FAILED AFTER 20 TRIALS'/2X,'EXECUTION IS TERMINATED')
60170 FORMAT(/2X,'THE SUCCESSIVE APPROXIMATION SCHEME TO COMPUTE'/
      X2X,'QZERO HAS FAILED AFTER 20 TRIES'/2X,'EXECUTION IS TERMINATED')
60180 FORMAT(/5X,'ITERATION TO COMPUTE STEADY STATE DISCHARGE'/
      X5X,'WAS UNSUCCESSFUL AFTER 20 TRIES'/
      X5X,'EXECUTION IS TERMINATED')
60190 FORMAT(/5X,'YOU HAVE EXCEEDED MAXIMUM POWER VALUE INPUT.'/
      X5X,'EXECUTION IS TERMINATED.')
60200 FORMAT(/5X,'THE SEARCH FOR A VALUE OF Q HAS CYCLED'/
      X5X,'20 TIMES WITHOUT SUCCESS.'/5X,'EXECUTION IS TERMINATED.')
60210 FORMAT(/5X,'THE SEARCH FOR Q/N HAS GONE BEYOND'/
      X5X,'THE LIMITS OF Q-DATA')
60220 FORMAT(/5X,'THE TIME-ITERATION HAS REACHED THE VALUE OF NSHUT=',
      XI3,' S'/5X,'THEREFOR THE CHECK VALVE NUMBER',I2,' IS CLOSED')
60230 FORMAT(/5X,'THE DISCHARGE FROM PUMP-TYPE NUMBER',I2,
      X' HAS TURNED DIRECTION',/5X,'THEREFOR THE CHECK VALVE IS CLOSED,
      XAT T=',F9.6,' S')
C
C
C 1460 CALL FINISH
C
C   DEBUG INIT, SUBCHK
C
C   RETURN
C   END

```

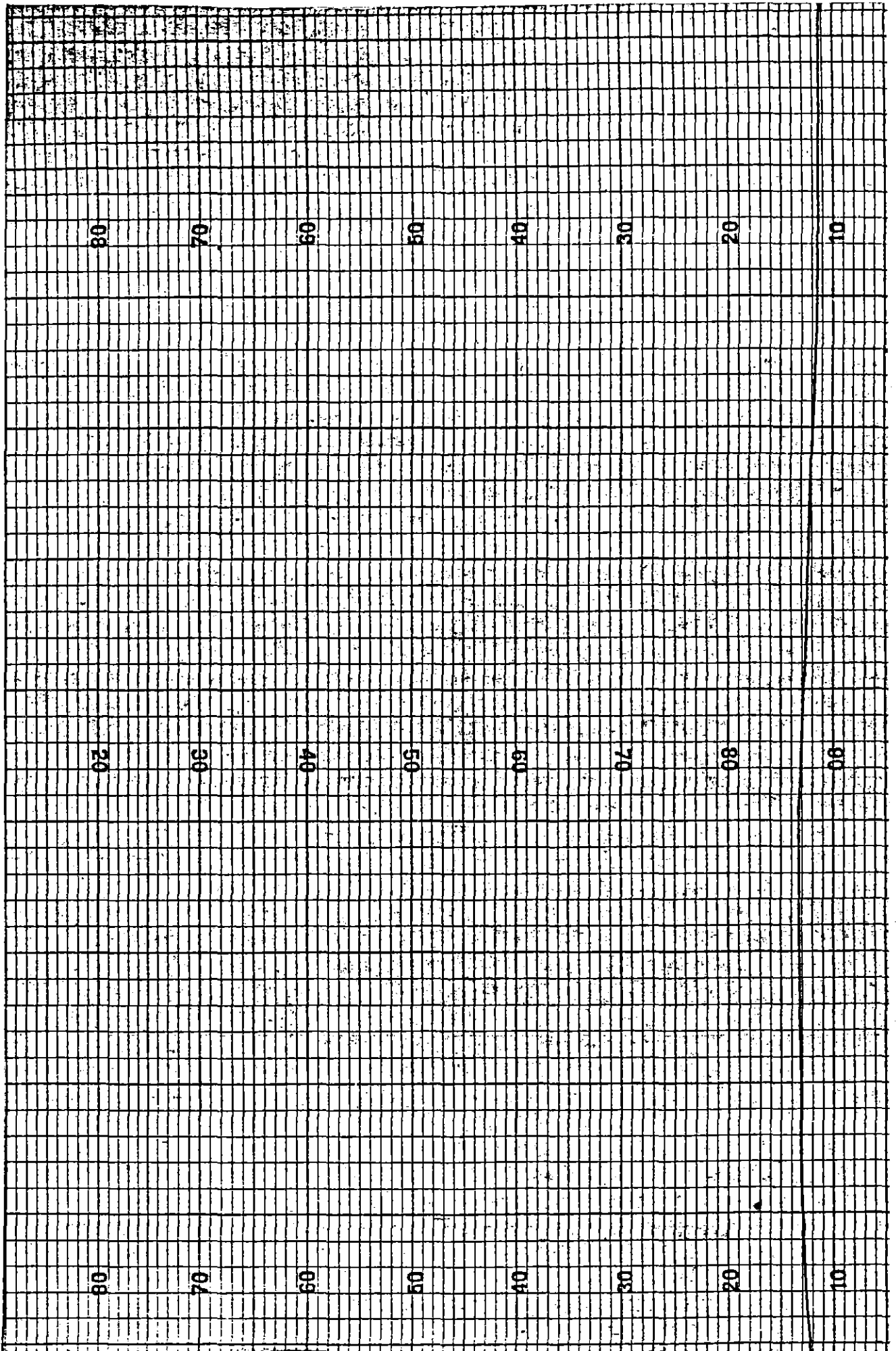
APPENDIX C MÄTRESULTAT

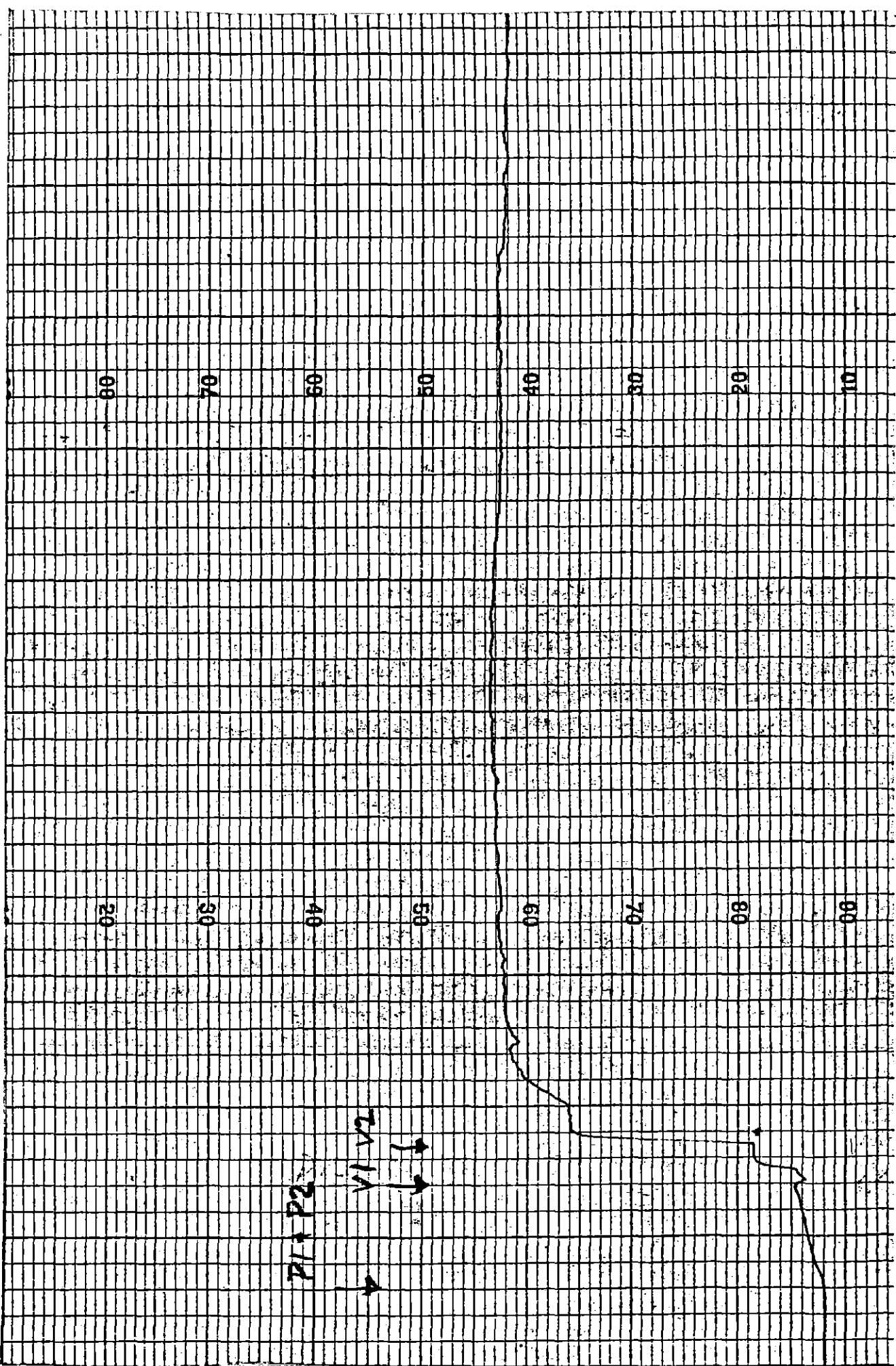






Normal  
1/1

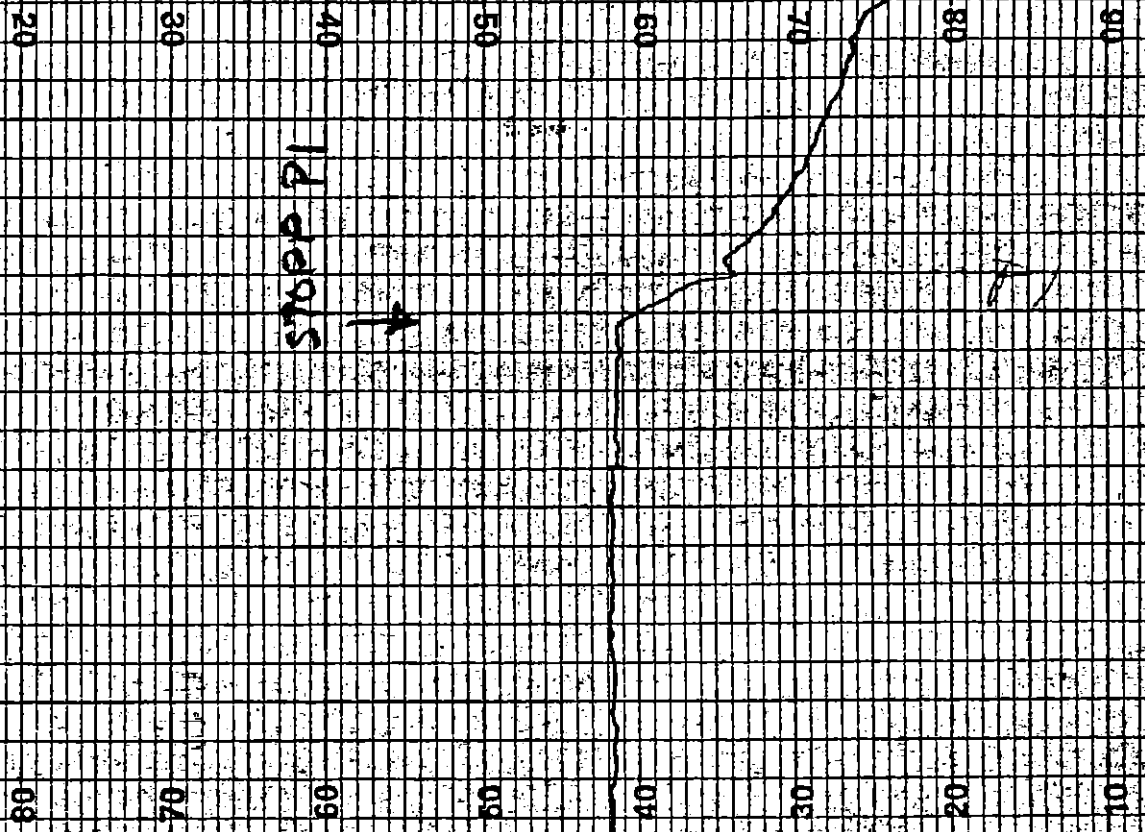




22 + 12  
21 1/2

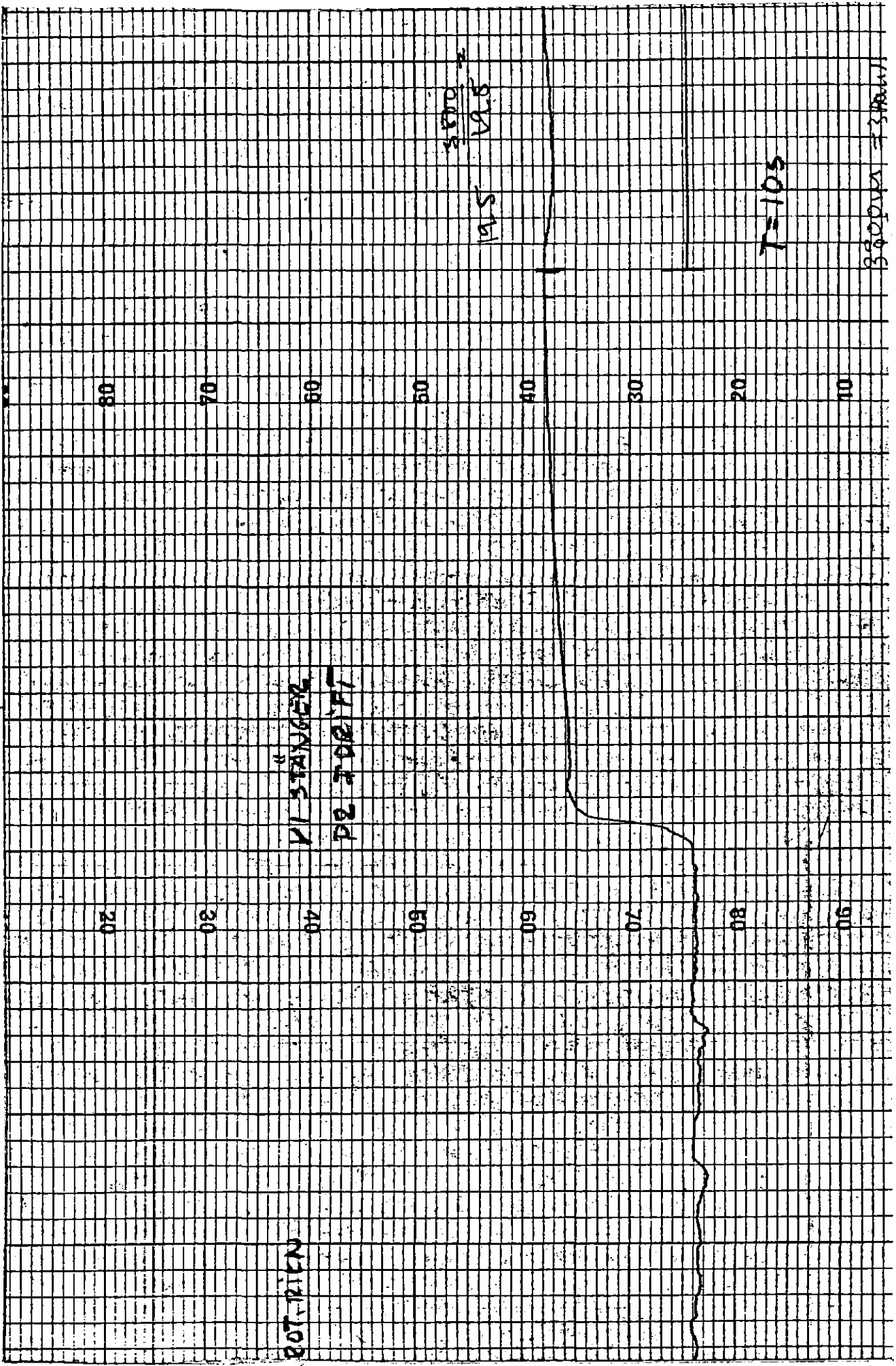
PL AUGUST  
P2 DEBIT

14 depts  
↓



Handwritten notes on the right margin.





3000 VADVA = 3000

T=105

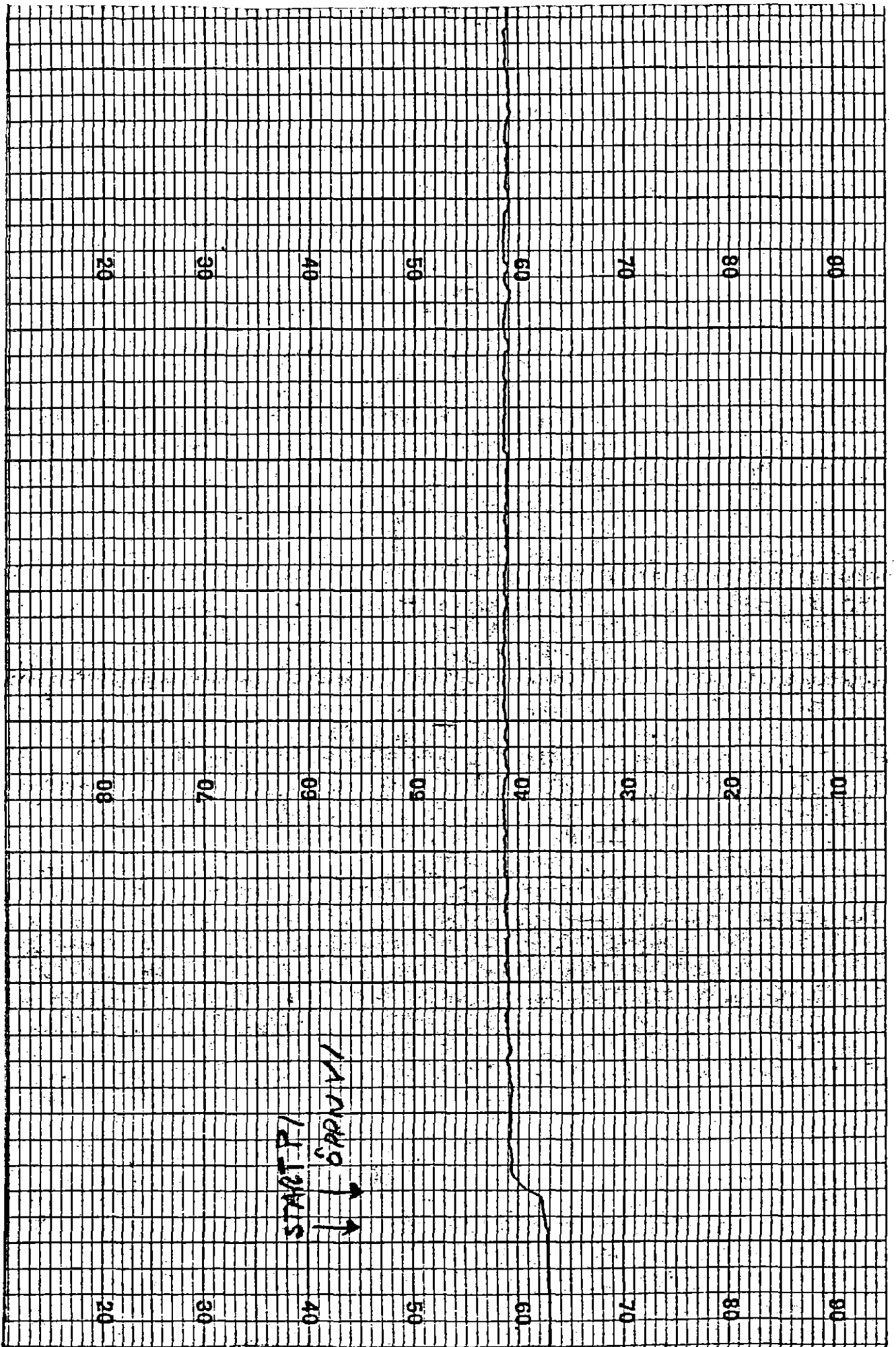
STATION 1915  
STATION 1925

STATION 1915  
STATION 1925

STATION 1915

10 20 30 40 50 60 70 80 90 100

20 30 40 50 60 70 80 90 100

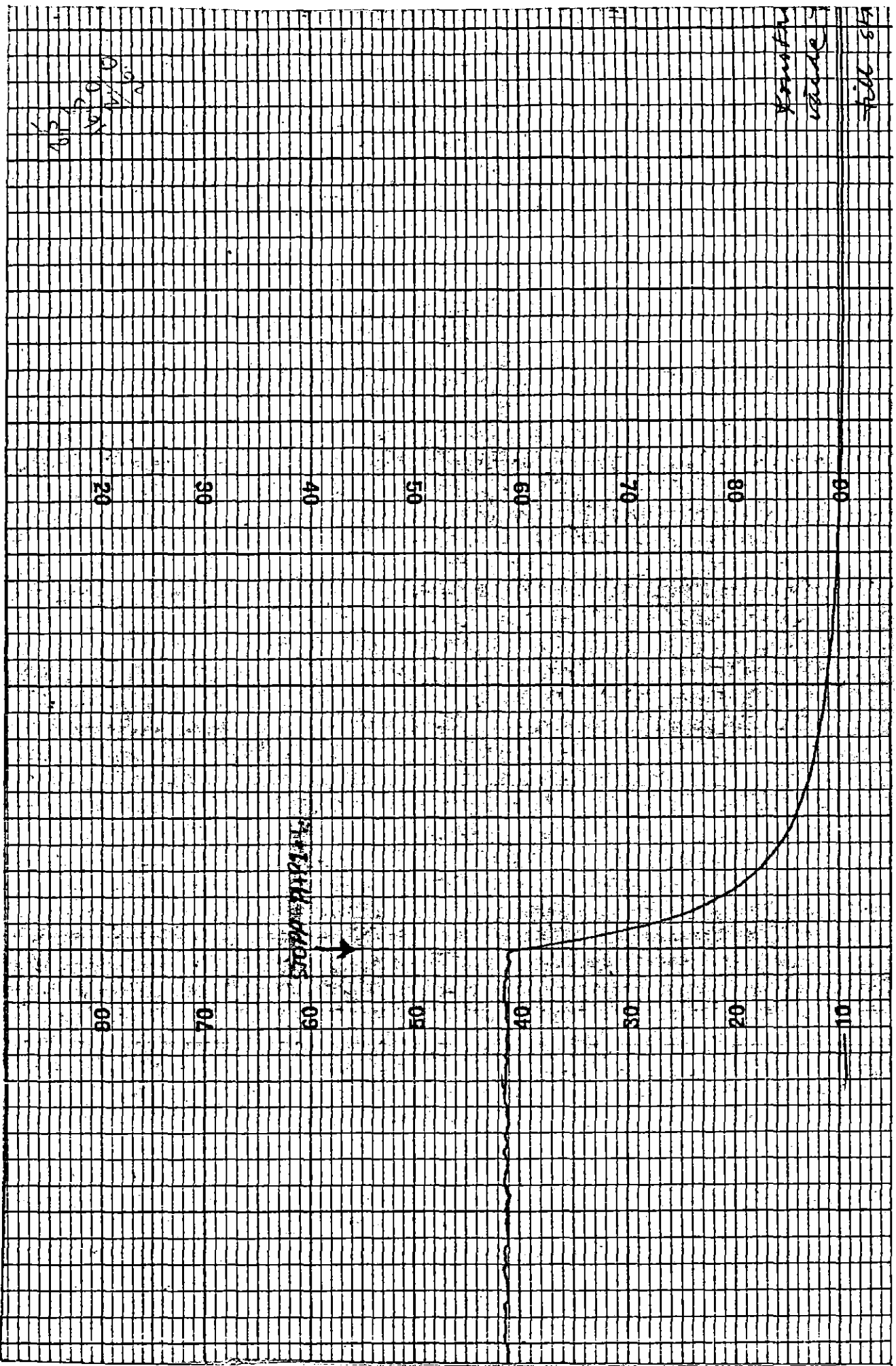


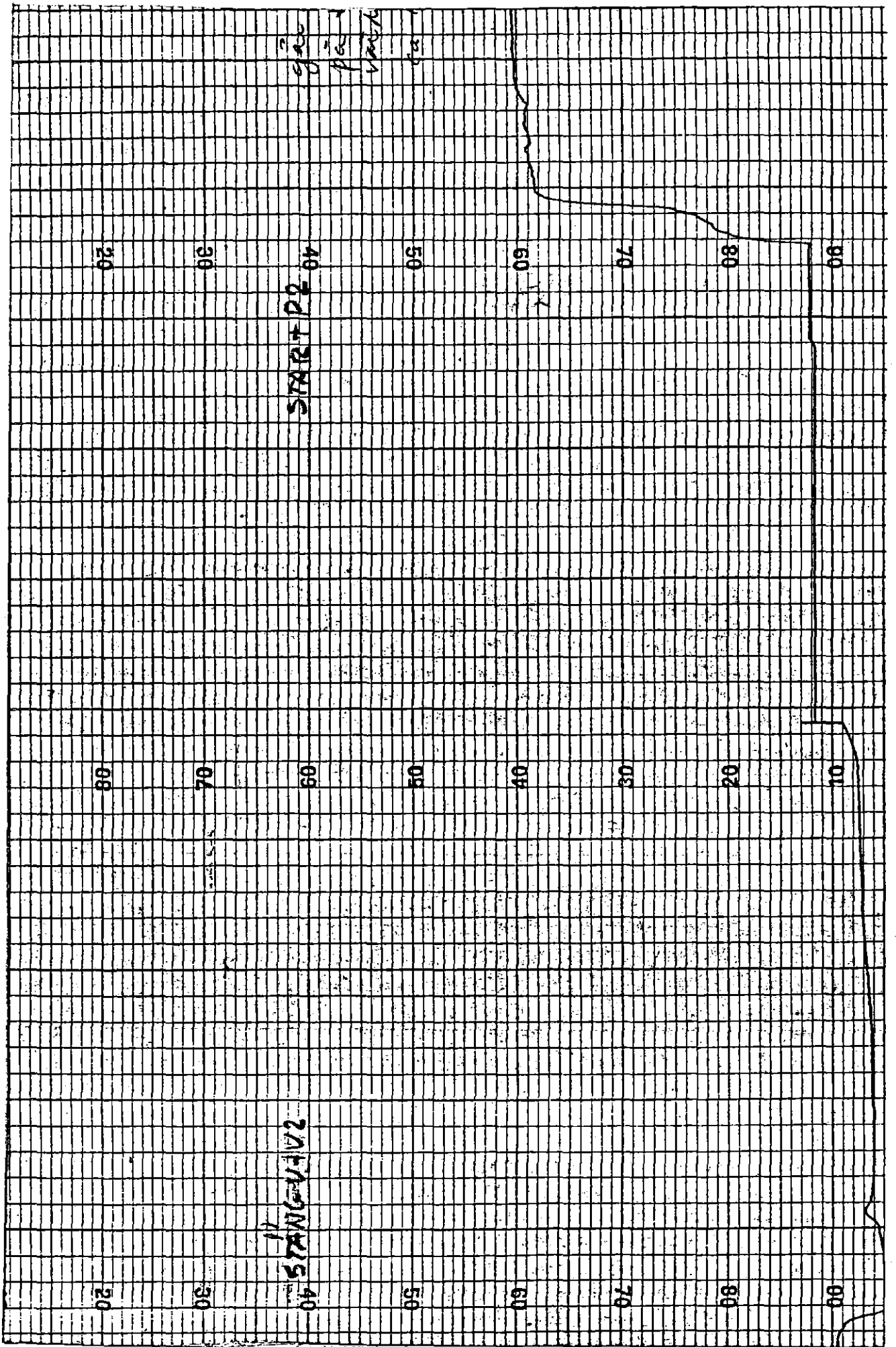
4/8 1977

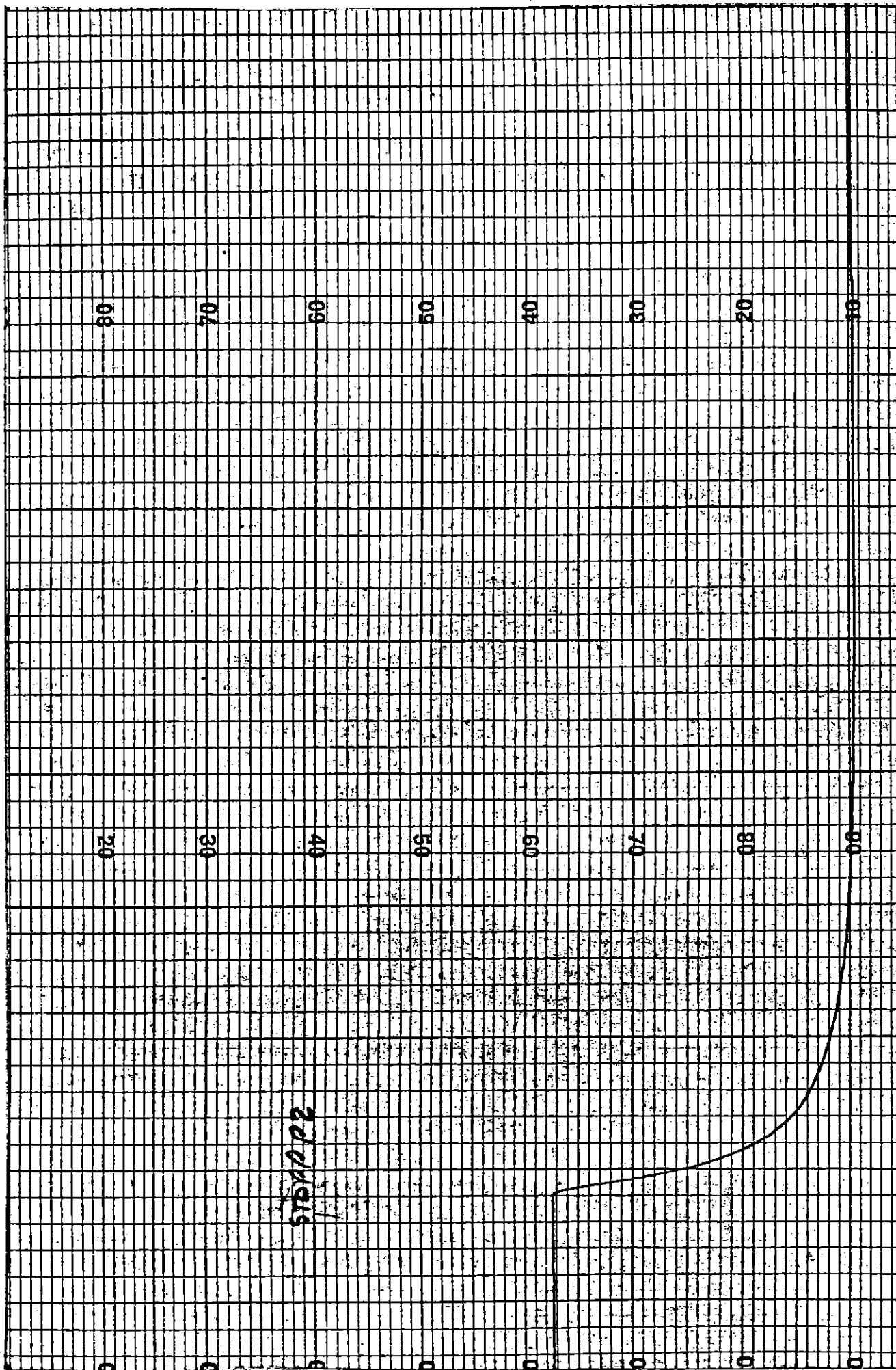
Control

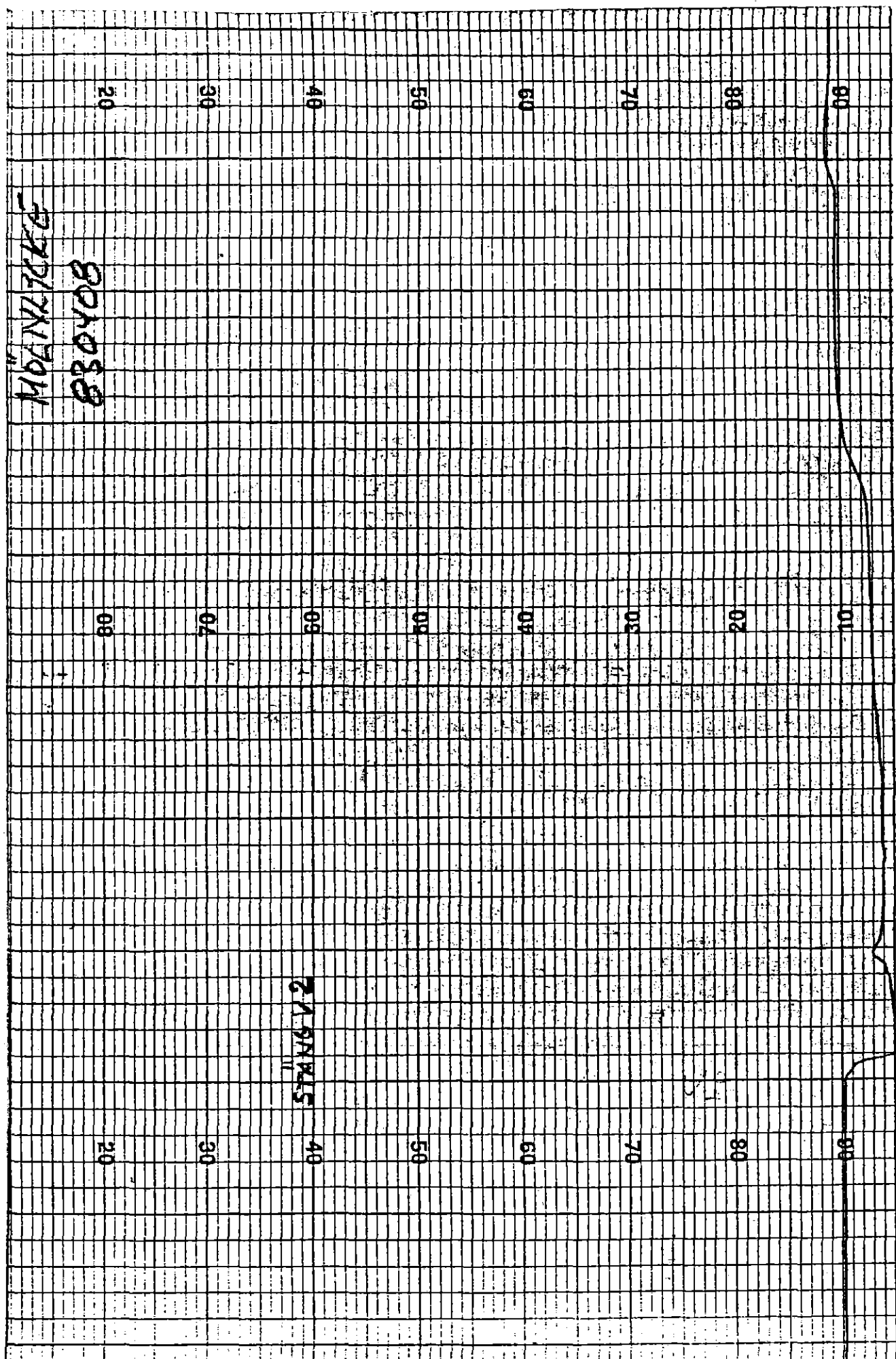
Value

0.6  
2.0  
1.0  
0.5  
0.25  
0.125









80X038

EXD17X179M

215X15