

REGLERDYNAMIK, TRYCKHÅLLNING OCH TRYCKSLAG I STORA RÖRSYSTEM

Gunnar Larsson, Institutionen för Energiteknik, Chalmers Tekniska Högskola

REGLERDYNAMIK, TRYCKHÅLLNING OCH TRYCKSLAG I STORA RÖRSYSTEM

Gunnar Larsson, Institutionen för Energiteknik,
Chalmers Tekniska Högskola

ISSN 1402-5191

I rapportserien publicerar projektledaren resultaten från sitt projekt. Publiceringen innebär inte att Svensk Fjärrvärme AB tagit ställning till slutsatserna och resultaten.

Sammanfattning

2003:103 - Reglerdynamik, tryckhållning och tryckslag i stora rörsystem

Flödes- och tryckförändringar i ett rörsystem utbreder sig med hjälp av tryckvågor. Att det förhåller sig så märks tydligt vid t ex ett pumpstopp, men även under normal drift märker man av tryckvågornas existens. Ett exempel på detta är styrning av distributionspumpar. I stora rörsystem måste regleringen ske långsamt för att undvika reglersvängningar. Detta beror på att tryckvågen skapar en speciell form av dödtid (fördröjning) i systemet. I stora rörsystem är det alltså den totala rörlängden som är den dominerande faktorn som bestämmer hur snabb regleringen kan vara. Ju större systemet är ju långsammare måste alltså regleringen vara.

Rea proportionella regulatorer (P-regulatorer) som styr på tryck eller flöde bör undvikas i stora rörsystem, eftersom de har en förmåga att leta upp systemets grundton och därmed skapa reglersvängningar. Om man kompletterar en P-regulator med en integrerande faktor (PI-regulator) är det dock möjligt att uppnå en stabil men långsam reglering. En regulator med variabel ramp har också studerats. Denna regulator verkar fungera väl så bra som en PI-regulator för de behandlade fallen.

Tryckvågorna spelar naturligtvis även en avgörande roll vid t ex oplanerade pumpstopp (strömavbrott). Trycken i ett fjärrvärmesystem bör alltid befinna sig inom tillåtna tryckgränser (konstruktionstryck och ångbildningstryck). Detta är lättast att åstadkomma om tryckhöjdsbilden är symmetrisk samt att tryckhållningen är inkopplad vid medeltryckhöjd eller är flödesmässigt svag. Symmetrisk tryckhöjdbild innebär att medeltryckhöjden mellan fram- och returledning är lika i hela systemet. Detta medför t ex att en tryckstegringsstation bör ha både en pump i fram och returledning. Ett exempel på flödesmässigt svag tryckhållning är en pumpad tryckhållning och ett exempel på motsatsen är en tryckhållande hetvattenackumlator. Nackdelarna med osymmetri i ett nät kan till viss del motverkas genom att placera ut tryckklockor på strategiska ställen i nätet. Därigenom kan många nät skyddas mot att skadliga tryckslag uppstår vid ett oplanerat strömavbrott.

Det synes vara tekniskt möjligt att bygga mycket stora fjärrvärmesystem. Tryckhållningen bör då som sagt vara flödesmässigt svag och inkopplad vid medeltryckhöjd. Dessutom bör man eftersträva symmetrisk tryckhöjdsbild. Däremot verkar det svårt att åstadkomma automatisk reglering av distributionspumpar i stora fjärrvärmesystem. Troligtvis är det andra faktorer än reglerdynamik och risken för tryckslag som sätter en gräns på hur stora rörsystem som kan byggas. Sådana faktorer kan vara värme- och temperaturförluster.

Summary

2003:103 Control Dynamics, Pressure Holding and Water Hammer in Large Pipe System

Changes of flows and pressures are transferred through the network by pressure waves. This is very obviously during a pump trip, but also noticeable during normal operating condition is the existence of the pressure waves. An example for that is regulation of distribution pumps. To avoid oscillations in a large pipe system the control has to be slow. This depends on that the pressure waves cause a special sort of dead time (delay) in the system. In large pipe system is the main factor the total length of the pipes which set the limit to how fast the regulation can be. The larger the system is the slower the regulation must be.

Pure proportional controllers (P-controllers) should be avoided in large pipe networks, because they have the ability to find the natural frequency of the system and therefore cause oscillations. If an integrated factor is added to a proportional controller (PI-controller), it is possible to get a stable but slow regulation. A controller with a variable ramp has also been studied. This controller seems to work as well as a PI-controller for the considered cases.

Of course, the pressure waves also have a major impact at for example a pump trip. The pressures in a district heating system have to be between the construction and vapour pressure. This is easiest to achieve if the pressure head diagram is symmetric and if pressure holding equipment has low flow capacity and is connected at mean pressure head. Symmetric pressure head diagram means that the mean pressure head between supply and return line are the same in the entire system. For example this results in that a booster pump station may have a pump in both the supply and return line. An example for a pressure holding equipment with low flow capacity is a pumping pressure holding and an example for the opposite is a pressure holding heat storage tank. Strategically located pressure vessels may partly counteract the disadvantages with asymmetry in a network. In that way many pipe networks can be protected for serious water hammers, that occurs with power failure.

It seems to be possible to construct very large district heating systems. The pressure holding system should be connected at mean pressure head or have low flow capacity. Furthermore should the pressure head diagram be symmetric. However, it seems to be hard to achieve automatic control of the distribution pumps in large district heating systems. Probably it is other factors than control dynamics and the risk for water hammers which set the limit for how large systems which are possible to construct. Such factors may be heat and temperature losses.

Beteckningar

A	Tvärsnittarea	[m ²]
a	Tryckvågens vågutbredningshastighet	[m/s]
A _V	Ventilkapacitet	[m ²]
c _p	Specifik värmekapacitet	[J/kg ⁰ C]
D	Innerdiameter	[m]
e	Reglerfel	
E	Elasticitetsmodul	[N/m ²]
g	Tyngdacceleration	[m/s ²]
G	Överföringsfunktion (Laplacetransformering)	
H	Tryckhöjd	[mvp]
H _p	Uppfordringshöjd	[mvp]
H _V	Tryckfall över ventil	[mvp]
K	Förstärkningsfaktor för en "relativ P-regulator"	
K _{mod}	Volymelasticitetsmodul	[N/m ²]
K _p	Förstärkningsfaktor för en P-regulator	
L	Längd	[m]
N	Dimensionslöst varvtal på pump	
P	Effekt	[W]
p	Tryck	[Pa]
Q	Volymflöde	[m ³ /s]
r _{max}	Maximal ändringshastighet av pumpvarvtal eller ventilläge	
S	Ventilslag	
s	Komplex variabel (Laplacetransformering)	
t	Tid	[s]
T	Temperatur	
T _i	Integrationstid för en PI-regulator	[s]
v	Flödeshastighet	[m/s]
V	Volym	[m ³]
W	Energi	[J]
z	Plushöjd	[m]

Innehåll

1 Inledning	7
2 Reglerdynamik	9
2.1 Inledning	9
2.2 Jämförelse mellan stel och elastisk teori	10
2.2.1 Elastisk teori	10
2.2.2 Stel teori	12
2.2.3 Stegändring av inloppstryckhöjden H_A	13
2.3 Styrning	14
2.3.1 Exempel 1: Enkel rörledning	14
2.3.2 Exempel 3: Lång rörledning	27
2.3.3 Exempel 4: Lång rörledning med svalltorn	29
2.3.4 Exempel 5: Lång rörledning med tryckstegringspump	32
2.3.5 Exempel 6: Lång transiteringsledning med tryckstegring/tryckväxlarstation	35
2.4 Diskussion och slutsatser	38
3 Tryckhållning och tryckslag i fjärrvärmesystem	40
3.1 Inledning	40
3.2 Volymändringar i slutna rörsystem	40
3.3 Tryckhållningsutrustning	42
3.3.1 Inledning	42
3.3.2 Dimensioneringsvillkor	42
3.3.3 Pumpad tryckhållning	45
3.3.4 Kvävgaskärl	46
3.3.5 Kärl med ångkudde	47

3.3.6	Tryckhållande hetvattenackumulatorer	48
3.4	Trycktransienter vid pumpstopp för olika systemutformningar	49
3.4.1	Inledning	49
3.4.2	Exempel på olika systemutformningar	50
3.5	Tryckklockor	54
3.5.1	Tryckklockor i system med stark tryckhållning vid returtryck	55
3.5.2	Tryckklockor i system med svag tryckhållning	60
3.6	Diskussion	65
4	Tryckstegring	66
4.1	Inledning	66
4.2	Tryckstegring i fjärrvärmesystem	66
4.2.1	När krävs det tryckstegring?	66
4.2.2	Tryckstegring i ringmatningar	67
4.2.3	Symmetrisk och osymmetrisk pumpning	67
4.3	Driftstrategi och Layout av ett transiteringssystem	68
5	Systemutformning av Värö/Varberg fjärrvärmesystem	70
5.1	Inledning	70
5.2	Underlag till systemutformning	70
5.2.1	Förutsättningar i Varberg	70
5.2.2	Förutsättningar i Värö	71
5.3	Systemutformning	72
5.4	Diskussion	76
6	Diskussion och slutsatser	78
6.1	Tryckstegring	78
6.2	Tryckhållning	78
6.3	Ångbildning	78
6.4	Styrning	79
6.5	Systemutformning och tekniska begränsningar	80
	Captions	81
	Litteraturförteckning	84

1 Inledning

Ur miljö och ekonomisk synvinkel finns det ofta stora fördelar med nätintegration. Genom att bygga ihop flera fjärrvärmesystem med varandra kan man ofta öka drifttiden på de anläggningar med lägst driftkostnad och därmed också få minskad produktion med fossila bränslen. Nätintegration kan leda till väldigt stora distributionssystem. Stora energislukande processindustrier med mycket spillvärme ligger ofta ganska långt utanför staden. Trots de långa avstånden kan det vara ekonomiskt intressant att ansluta dessa industrier till fjärrvärmesystemen. Detta leder också till väldigt stora distributionssystem. Därför är det av intresse att veta hur stora distributionssystem man egentligen kan bygga innan de ur teknisk synvinkel blir allt för svårhanterliga. Det är också viktigt att veta hur stora system bör utformas för att uppnå god funktion.

Exempel på tekniska områden som kommer att behandlas i denna rapport är reglerdynamik, utformning av tryckhållning samt tryckstegring i stora rörsystem.

Reglerdynamiken i stora rörsystem påverkas starkt av distributionssystemets storlek. Tryckvågorna skapar en speciell form av dödtid som kan vara mycket besvärande.

Utformningen av tryckhållningsutrustningen är mycket avgörande för hur systemet uppför sig under ett pumpstopp. En ur hydraulisk synvinkel olämplig utformad tryckhållning kan leda till kraftiga tryckslag i nätet vid pumpstopp. Ett exempel på en sådan tryckhållningsutrustning är tryckhållande hetvattenackumulatorer som är inkopplad vid returtryck.

Stora rörsystem kräver ofta tryckstegring. Utformningen av tryckstegringsstationer påverkar naturligtvis också händelseförloppet efter ett pumpstopp. Ur hydraulisk synvinkel är det en fördel om tryckstegringen sker symmetriskt med pumpning i både fram- och returledning. Ibland kan detta dock vara svårt att åstadkomma på grund av stora geografiska nivåskillnader. Ett sätt att motverka nackdelarna med osymmetrisk pumpning och tryckhållning kan vara att installera tryckklockor i nätet.

Problemen med ovanstående teknikområden (reglerdynamik, tryckhållning och tryckstegring) ökar med distributionssystemets storlek. Det speciella med stora rörsystem är helt enkelt att de är geografiskt vidsträckta och innehåller många långa rör. När dynamiken i stora rörsystem skall studeras är det därför viktigt att betrakta röret på ett fysikaliskt riktigt sätt. Alla tryck och flödesändringar i ett rörsystem fortplantas genom tryckvågor. Att det förhåller sig så märks tydligast vid snabba händelser såsom pumpstopp och snabba ventilstängningar. Oftast är dock tryckvågorna så svaga att de knappt märks. Därför ignoreras ofta tryckvågornas existens och man betraktar istället vattnet i en rörledning som en stel kropp, vilket är det samma som att säga att vågutbredningshastigheten är oändligt stor. Sådana modeller är i grunden ofysikaliska och är bara användbara för vissa specialfall. I ett system med korta rörledningar och där flöde och

tryck ändrar sig långsamt kan den stela teorin ge en hyfsad bild av verkligheten, men för snabba händelser, t ex pumpstopp, är omöjliga att behandla med stel teori. Den elastiska teorin med tryckvågor är däremot generell och är tillämpbar för såväl långsamma som snabba förlopp.

Ofta brukar strömningen i ett rör innehållande vätska betecknas som "inkompressibel strömning". Detta är dock något missvisande. Det är på grund av att både vätskan och det omslutande röret är elastiska som vågutbredningshastigheten blir ändligt stor. Ljudhastigheten i vatten är ca 1500 m/s. Vågutbredningshastigheten i ett rör blir lägre än ljudhastigheten på grund av rörväggens elasticitet. I ett stålrör fyllt med vatten brukar vågutbredningshastigheten ligga runt 1000 m/s och för ett plaströr (PVC) ca 350 m/s.

En tryckförändring i ett rörs ena ända påverkar alltså trycket i rörets andra ända först då tryckvågen har hunnit fram. Om t ex ett stålrör är 5 km långt blir tidfördröjningen $\text{ca } (5000 \text{ m}) / (1000 \text{ m/s}) = 5 \text{ sekunder}$. Denna tidfördröjning brukar benämnas tryckvågens gångtid. När tryckvågen kommer fram till rörändan sker det en reflektion. Hur denna reflektion blir beror på vad som finns vid rörets ända.

2 Reglerdynamik

2.1 Inledning

Reglerteknik är ett stort område inom ingenjörsvetenskapen och det finns mycket litteratur inom detta ämnesområde. Det är dock väldigt svårt att hitta någon reglerteknisk litteratur där en rörledning behandlas på ett fysikaliskt riktigt sätt. I reglertekniska sammanhang betraktas nästan alltid vattnet i en rörledning som en stel plugg. Följande citat är hämtat ur en lärobok i reglerteknik.

"De här behandlade grundkomponenterna "strykning", "volym" och "rörledning" (motsvarar resistans, kapacitans och induktans) i fluida system har behandlats som "koncentrerade parametrar". Vid noggrannare analys finner man att dessa parametrar är fördelade i systemet (t.ex. i en fluidledning), vilket leder till partiella differentialekvationer (t.ex. vågekvationen). Approximationen med koncentrerade parametrar är dock ofta lämpligt att arbeta med, inte minst i reglertekniska sammanhang där den i allmänhet ger en hyfsat noggrann representation av det fördelade ("kontinuerliga") systemet samtidigt som den matematiska behandlingen förenklas avsevärt."

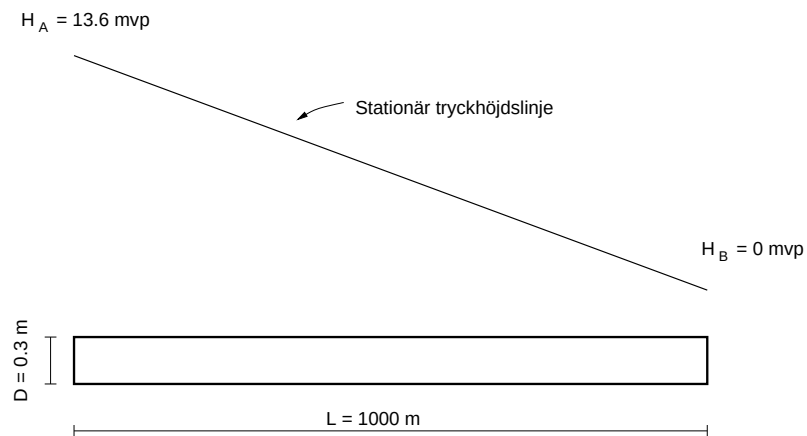
Att betrakta vattnet i en rörledning som en stel plugg är ett exempel på vad författaren kallar "koncentrerade parametrar". Sådana modeller är bara tillämpbara för vissa specialfall. Vattnet tillsammans med rörväggen är i verkligheten ett kontinuerligt elastiskt system med "fördelade parametrar". Denna elastiska teori leder mycket riktigt, som författaren påpekade, till ett system av partiella differentialekvationer, som i fallet rörledning dessutom är ickelinjärt. Sådana system är svåra att behandla med klassisk reglerteori, varför det är frestande att övergå till koncentrerade parametrar och att linjärisera icke linjära termer. Den klassiska reglerteorin kom till innan datorernas tid. Idag när hela vår vardag är fylld med datorer är man inte lika beroende av att hitta analytiska lösningar på våra fysikaliska problem. Trots detta verkar det som de gammalmodiga betraktelsesätten i mångt och mycket lever kvar.

Tryckvågorna fortplantar sig alltså både i positiv och negativ flödesriktning. Man kan därför säga att tryckvågorna skapar en slags dubbelriktad dödtid, till skillnad från tex. temperaturvågen som endast fortplantar sig i positiv strömningsriktning. I följande avsnitt skall vi illustrera tryckvågornas inverkan på reglerdynamiken. Illustrationen görs genom att jämföra den stela teorin med den elastiska i mycket enkla rörsystem.

2.2 Jämförelse mellan stel och elastisk teori

Vi skall nu studera ett rörs dynamiska egenskaper. Detta skall göras genom att betrakta fluiden dels som en stel plugg och dels som ett kontinuerligt elastiskt medium. Rörledningen som skall behandlas är 1000 m långt (L) och har innerdiametern (D) 0.3 m. Vi utgår från ett stationärtillstånd där strömningshastigheten är 2 m/s genom röret, vilket motsvarar volymflödet $Q = 0.141 \text{ m}^3/\text{s}$. Tryckhöjden vid utloppet (H_B) antages vara 0 mvp. Friktionskoefficienten $\lambda = 0.02$. Tryckhöjden vid inloppet blir då

$$H_A = H_B + \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} = 13.6 \text{ mvp} \quad (2.1)$$



Figur 1. Rörledning

2.2.1 Elastisk teori

Den elastiska teorin kommer här att beskrivas mycket kortfattat. För mer detaljerad information hänvisas till [1].

Om man betraktar strömningen i rörledning som endimensionell och att deformationerna av både fluiden och rörväggen är små, samt att strömningshastigheten är mycket mindre än vågutbredningshastigheten, kan man skriva rörelseekvationen som

$$\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{\lambda}{2gDA^2} \cdot \frac{Q}{\partial t} + \frac{1}{gA} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} = 0 \quad (2.2)$$

där g = tyngdaccelerationen [m/s^2]

A = rörets tvärsnittsarea [m^2]

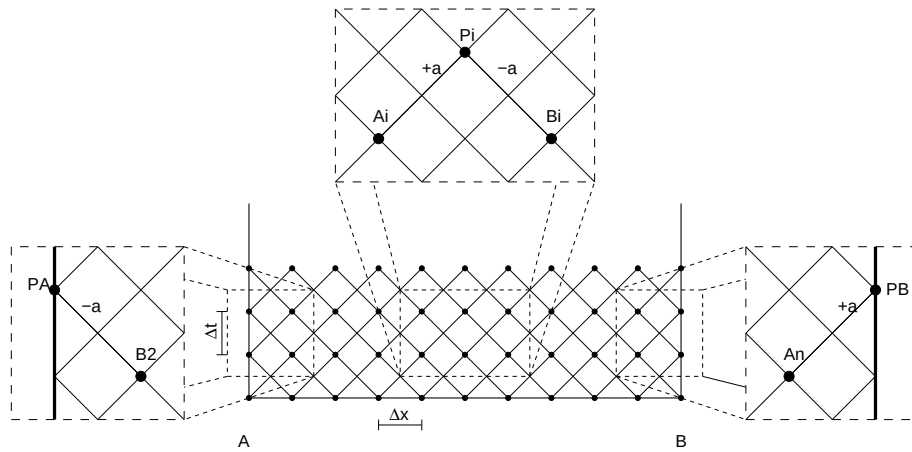
Kontinuitetsekvationen får följande utseende.

$$\frac{a^2}{gA} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (2.3)$$

där a = tryckvågens vågutbredningshastighet [m/s]

Ekvation 2.2 och 2.3 bildar ett system av partiella differentialekvationer. Genom att använda sig av ett matematiskt verktyg som kallas karakteristikmetoden är det möjligt att istället få ett system av ordinära differentialekvationer, som dock endast gäller längs de karakteristiska linjerna $\pm a$ (vågutbredningshastigheten). Med hjälp av denna metod får man en i det närmaste exakt lösning av det ursprungliga ekvationssystemet. Det som gör att lösningen inte blir helt exakt är att friktionstermen måste linjäriseras mellan två tidsteg (Δt). Karakteristikmetoden föreskriver också lika tidsteg i alla rör i systemet, vilket innebär att ett visst interpolationsförfarande måste tillgripas i ett komplext rörsystem.

I figur 2 illustreras de karakteristiska linjerna $\pm a$.



Figur 2. Illustration av beräkningsgången med karakteristikmetoden.

Tillståndet i de inre punkterna beräknas enligt ekvationerna 2.4 och 2.5.

$$Q_{Pi} = \frac{1}{2} \left(Q_{Ai} + Q_{Bi} + \frac{1}{C_1} (H_{Ai} - H_{Bi}) - C_3 (Q_{Ai} | Q_{Ai} | - Q_{Bi} | Q_{Bi} |) \right) \quad (2.4)$$

$$H_{Pi} = \frac{1}{2} (H_{Ai} + H_{Bi} + C_1 (Q_{Ai} - Q_{Bi}) - C_2 (Q_{Ai} | Q_{Ai} | - Q_{Bi} | Q_{Bi} |)) \quad (2.5)$$

$$C_1 = \frac{a}{gA} \quad C_2 = \lambda \cdot \frac{a\Delta t}{D} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \frac{1}{A^2} \quad C_3 = \frac{\lambda\Delta t}{2DA}$$

Vid rörets inlopp råder en bestämd tryckhöjdsnivå. Tillståndet vid inloppet beräknas därmed enligt ekvationerna 2.6 och 2.7.

$$H_{PA} = H_A \quad (2.6)$$

$$Q_{PA} = H_{PA} \cdot C_1 + C_4 \quad (2.7)$$

$$C_4 = Q_{B2} - \frac{1}{C_1} H_{B2} - C_3 \cdot Q_{B2} \mid Q_{B2} \mid$$

Även vid utloppet råder en bestämd tryckhöjdsnivå. Ekvationerna 2.8 och 2.9 beskriver tillståndet vid utloppet.

$$H_{PB} = H_B \quad (2.8)$$

$$Q_{PB} = -H_{PB} \cdot C_1 + C_5 \quad (2.9)$$

$$C_5 = Q_{An} + \frac{1}{C_1} H_{An} - C_3 \cdot Q_{An} \mid Q_{An} \mid$$

2.2.2 Stel teori

Med $H_B = 0$ (tryckhöjden vid utloppet, se figur 1) fås följande rörelseekvation.

$$H_A = K_1 \frac{dQ}{dt} + K_2 \cdot Q^2 \quad (2.10)$$

$$K_1 = \frac{L}{gA} \quad K_2 = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{A^2} \cdot \frac{1}{2g}$$

I reglertekniska sammanhang är det vanligt att man utnyttjar så kallad Laplacetransformering som är ett matematiskt hjälpmedel för att lösa system av linjära differentialekvationer. Linjärisering av ekvation 2.10 kring stationärflödet Q_0 ger ekvation 2.11.

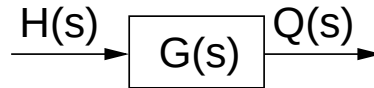
$$H_A = K_1 \frac{dQ}{dt} + 2K_2 Q_0 Q - K_2 Q_0^2 \quad (2.11)$$

Ekvation 2.12 visar Laplacetransformen av ekvation 2.11 (utan begynnelsevärden).

$$H(s) = K_1 \cdot sQ(s) + 2K_2 \cdot Q(s) \quad (2.12)$$

Systemets överföringsfunktion blir således.

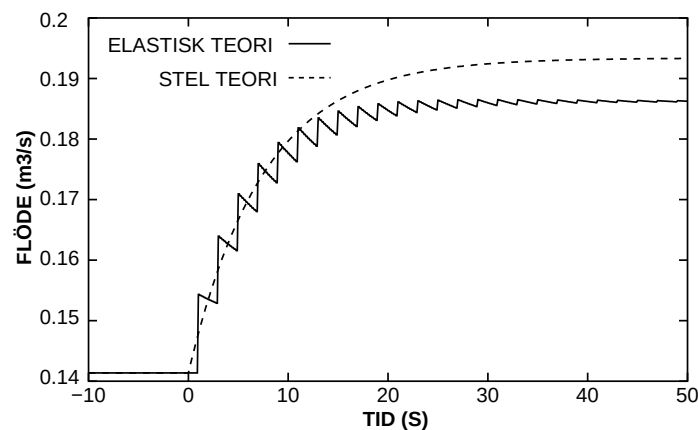
$$G(s) = \frac{Q(s)}{H(s)} = \frac{1}{K_1 \cdot s + 2K_2} \quad (2.13)$$



2.2.3 Stegändring av inloppstryckhöjden H_A

I reglertekniken är det vanligt att utsätta ett system för stegartade ändringar i avsikt att bestämma systemets dynamiska egenskaper. Anledningen till att stegändringar har blivit så populära är nog för att det är ett väldefinierat fall samt att det är lätt att behandla med klassisk reglerteori. I verkligheten förekommer dock sällan stegartade ändringar.

I figur 3 illustreras hur rörledningen i figur 1 svarar mot en stegändring av inloppstryckhöjden (H_A) med 10 mvp. Den heldragna linjen visar hur flödet vid utloppet ökar enligt den elastiska teorin och den streckade linjen visar resultatet från den stela teorin.



Figur 3. Flödet ut ur röret efter det att inloppstrycket har ökat stegartat med 10 mvp

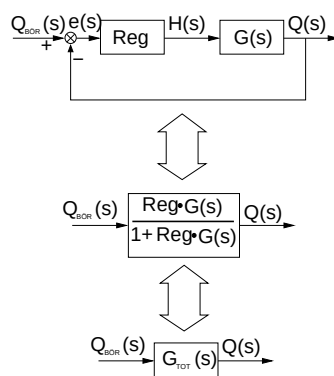
I den elastiska teorin dröjer det någon sekund innan flödet ur röret ökar. Detta beror på att det tar ca en sekund för tryckvågen att gå genom röret. Tryckvågornas existens medför att flödet kommer att öka stegvis. Denna typ av stegsvar återfinns man aldrig i reglerhandböcker. Med den stela teorin accelereras däremot flödet jämnt och fint upp till det högre flödet. Slutflödet blir något större för den stela teorin än för den elastiska. Detta beror på linjäriseringen av friktionstermen i den stela modellen. Observera att en stegändring av flödet skulle medföra att trycket vid inloppet skulle stiga till oändligheten enligt den stela teorin.

2.3 Styrning

2.3.1 Exempel 1: Enkel rörledning

För de två betraktelsesätten (stel och elastisk teori) responderar röret alltså helt olika på en stegartad ändring av inloppstrycket. Vi skall försöka belysa hur de två betraktelsesätten påverkar reglerdynamiken genom att försöka styra flödet ut ur röret genom att ändra inloppstryckhöjden H_A .

För den stela teorin gäller att sambandet mellan styrsignalen $H(s)$ och utsignalen $Q(s)$ fås med hjälp av överföringsfunktionen $G(s)$ (se ekvation 2.13). Differensen mellan börvärdet $Q_{BÖR}(s)$ och utsignalen bildar ett reglerfel $e(s)$. Med ledning av reglerfelet skall regulatorn ge en ny styrsignal.



Figur 4. Återkopplat system.

En enkel form av regulator är en proportionell regulator. P-regulatorn räknar ut en ny styrsignal genom att multiplicera felet med en faktor (K_P).

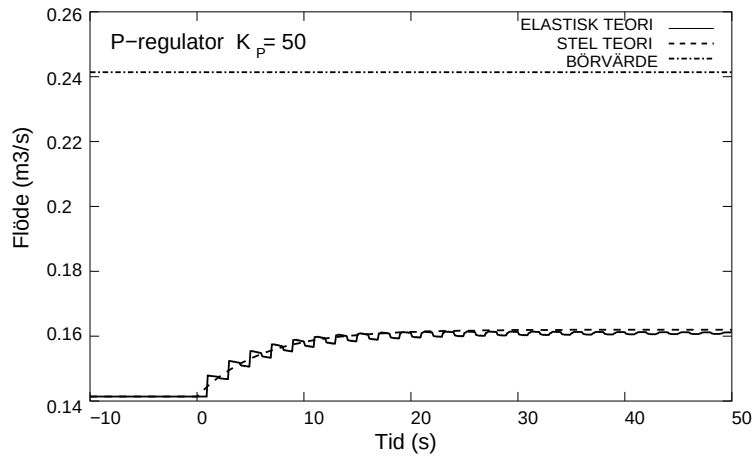
$$H(t) = H_{Ao} + K_P \cdot e(t) \quad (2.14)$$

Med en P-regulator får det återkopplade systemet en överföringsfunktion enligt ekvation 2.15.

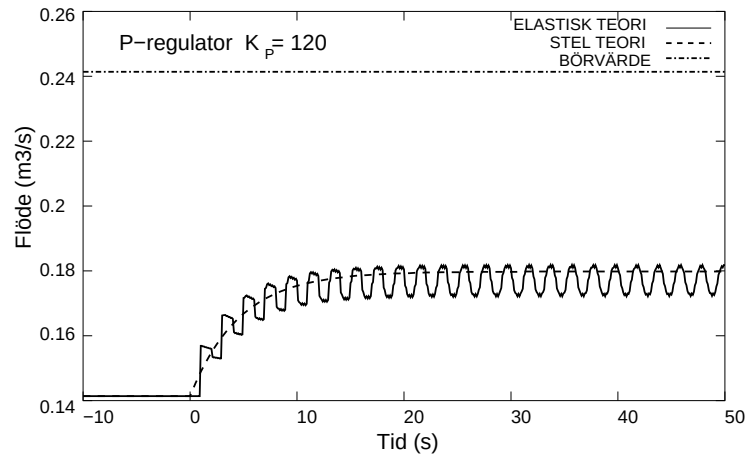
$$G(s)_{tot} = \frac{K_P}{K_1 \cdot s + 2K_2 \cdot Q_o + K_P} \quad (2.15)$$

För den elastiska teorin utgörs randvillkoret för rörets inlopp av ekvation 2.14.

Vi utsätter P-regulatorn för en stegändring av börvärdet. I figur 5 visas flödet ut ur röret efter det att börvärdet har ökat stegartat med $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ och då $K_P = 50$. Med den stela teorin ökar flödet lugnt och fint, men med den elastiska teorin ändrar sig inloppstrycket så snabbt att trycktransienter uppstår. Av figuren framgår det också att P-regulatorn skapar ett stort kvarstående fel. En viss avvikelse från börvärdet motsvarar ett visst inloppstryck. Om inloppstrycket överensstämmer med reglerfelet så vidtar inte regulatorn någon åtgärd trots att vi fortfarande har ett reglerfel. Det kvarstående felet kan minskas genom att öka värdet på K_P .



Figur 5. Flödet ut ur röret då börvärdet ökas stegartat med $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ och med en P-regulator med $K_P = 50$.



Figur 6. Flödet ut ur röret då börvärdet ökas stegartat med $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ och med en P-regulator med $K_P = 120$.

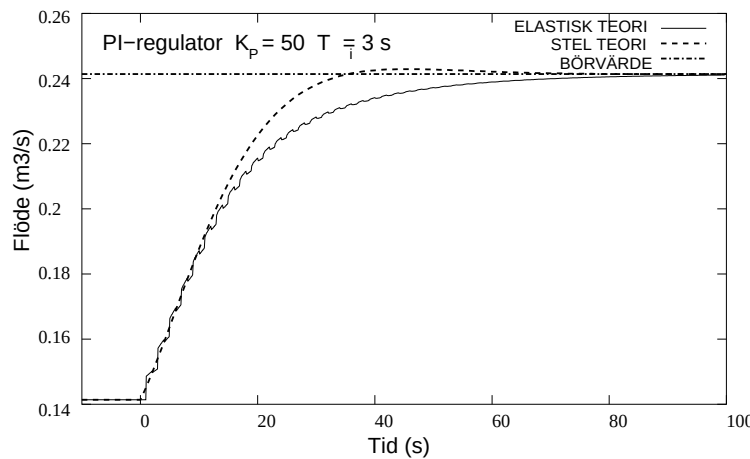
I figur 6 visas flödet ut ur röret efter det att börvärdet har ökats stegartat med $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$, men med $K_P = 120$. I detta fall är det elastiska systemet på gränsen till instabilt. Om K_P ökas ytterligare kommer trycktransienterna att växa okontrollerat. Det kvarstående reglerfelet har minskat, men är fortfarande stort. I den stela teorin finns det inget som kan skapa svängningar, så enligt denna modell går det bra att öka K_P till ett godtyckligt högt värde och på så sätt eliminera reglerfelet. Ett annat sätt att bli av med det kvarstående felet är att införa en integrerande faktor i regulatorn (PI-regulator).

$$H_A(t) = H_{Ao} + K_P \left(1 + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt \right) \quad (2.16)$$

Med en PI-regulator blir det återkopplade systemets överföringsfunktion enligt ekvation 2.17.

$$G_{tot}(s) = \frac{K_P \cdot s + \frac{K_P}{T_i}}{K_1 \cdot s^2 + (K_2 + 2Q_o) s + \frac{K_P}{T_i}} \quad (2.17)$$

I figur 7 visas flödet ut ur röret efter det att börvärdet har ökat stegartat med 0.1 m³/s, och med $K_P = 50$ och $T_i = 3$ s. I detta fall blir det inget kvarstående reglerfel. I den elastiska teorin syns fortfarande tydliga trycktransienter. Notera också att i den stela teorin fås en liten översläng på flödet. Detta beror på att den integrerande delen måste skapa ett reglerfel med omvänt tecken för att summafelet skall bli noll.



Figur 7. Flödet ut ur röret då börvärdet ökas stegartat med 0.1 m³/s och med en PI-regulator med $K_P = 50$ och med $T_i = 3$ s.

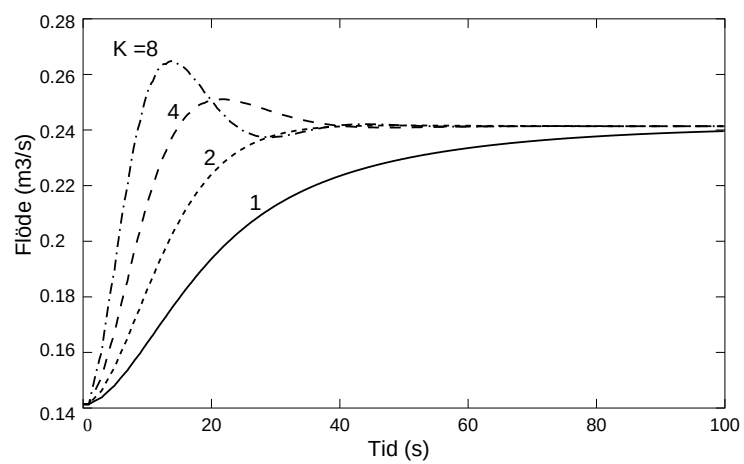
En P-regulator skapar alltså ett kvarstående fel. I system som inte tillåter en hög förstärkning kan det kvarstående felet bli stort. Med en PI-regulator blir man dock av med det kvarstående felet. För att ställa in en PI-regulator måste man alltså bestämma storleken på två parametrar (K_P , T_i), vilket inte är så lätt. Ett mer naturligt sätt att reglera är att göra en ändring av styrsignalen som är direkt proportionell mot storleken på reglerfelet.

$$\frac{dH}{dt} = K e(t) \quad (2.18)$$

Randvillkoret för rörinloppet i den elastiska modellen blir då

$$H_A(t) = H_A(t - \Delta t) + K \cdot e(t) \quad (2.19)$$

I figur 8 visas flödet ut ur röret efter det att börvärdet har ökat stegartat med 0.1 m³/s, med olika värden på K . Tidsteget (Δt) är 0.1 s i simuleringarna. Denna "relativa P-regulator" skapar inga onödiga trycktransienter och inga kvarstående reglerfel. Dessutom finns det bara en regulatorparameter (K).

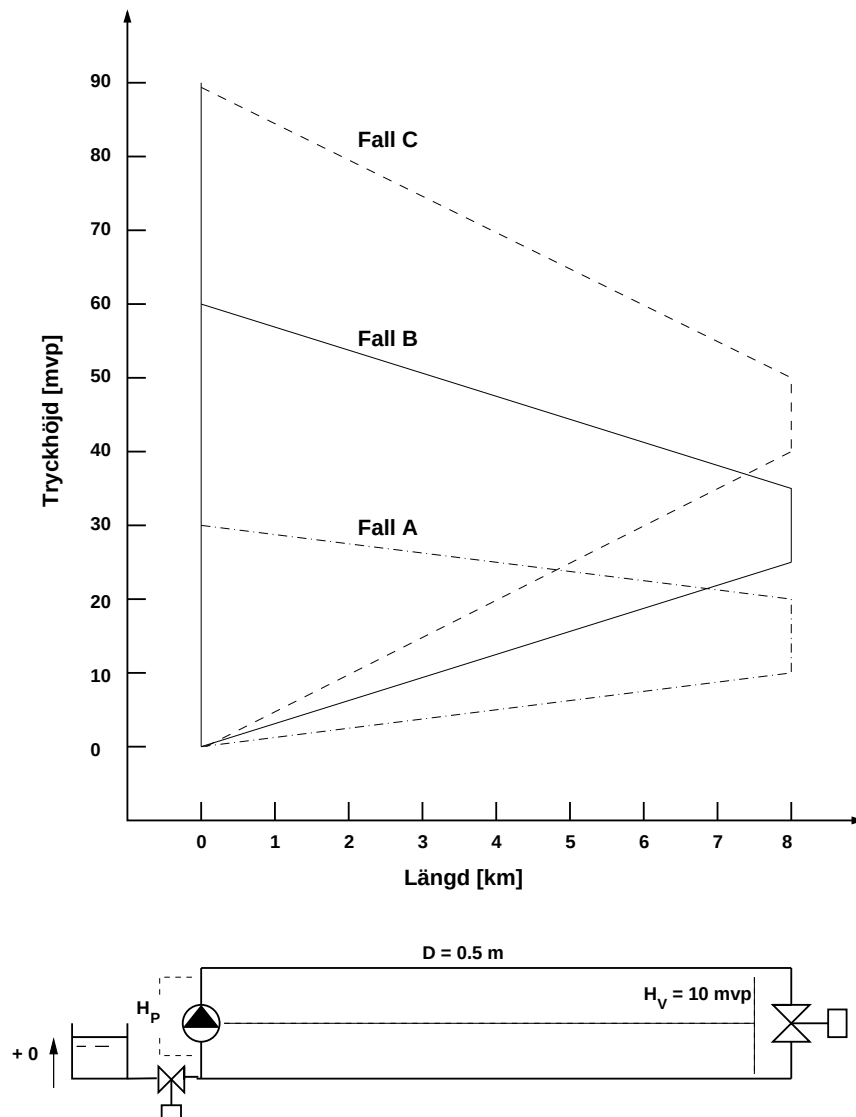


Figur 8. Flödet ut ur röret då börvärdet ökas med $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ och med en relativ P -regulator med $K = 1, 2, 4$ och 8 .

Nu skall vi lämna exemplet med den enkla ledningen och i stället titta på ett system som är mer likt ett fjärrvärmesystem.

Exempel 2: Cirkulationssystem

Systemet illustreras i figur 9. Pumpen skall hålla differensstrycket 10 mvp över ventilen (H_V). Styrsignalen är pumpens uppforderingshöjd (H_P). Pumpens uppforderingshöjd tillåts att variera mellan 0 - 100 mvp. Tre tryckhöjdsdiagram för olika stationära drifttillstånd visas i figuren. I avsikt att studera reglerdynamiken i systemet minskas ventilens A_V -värde stegartat med 0.01 m^2 .

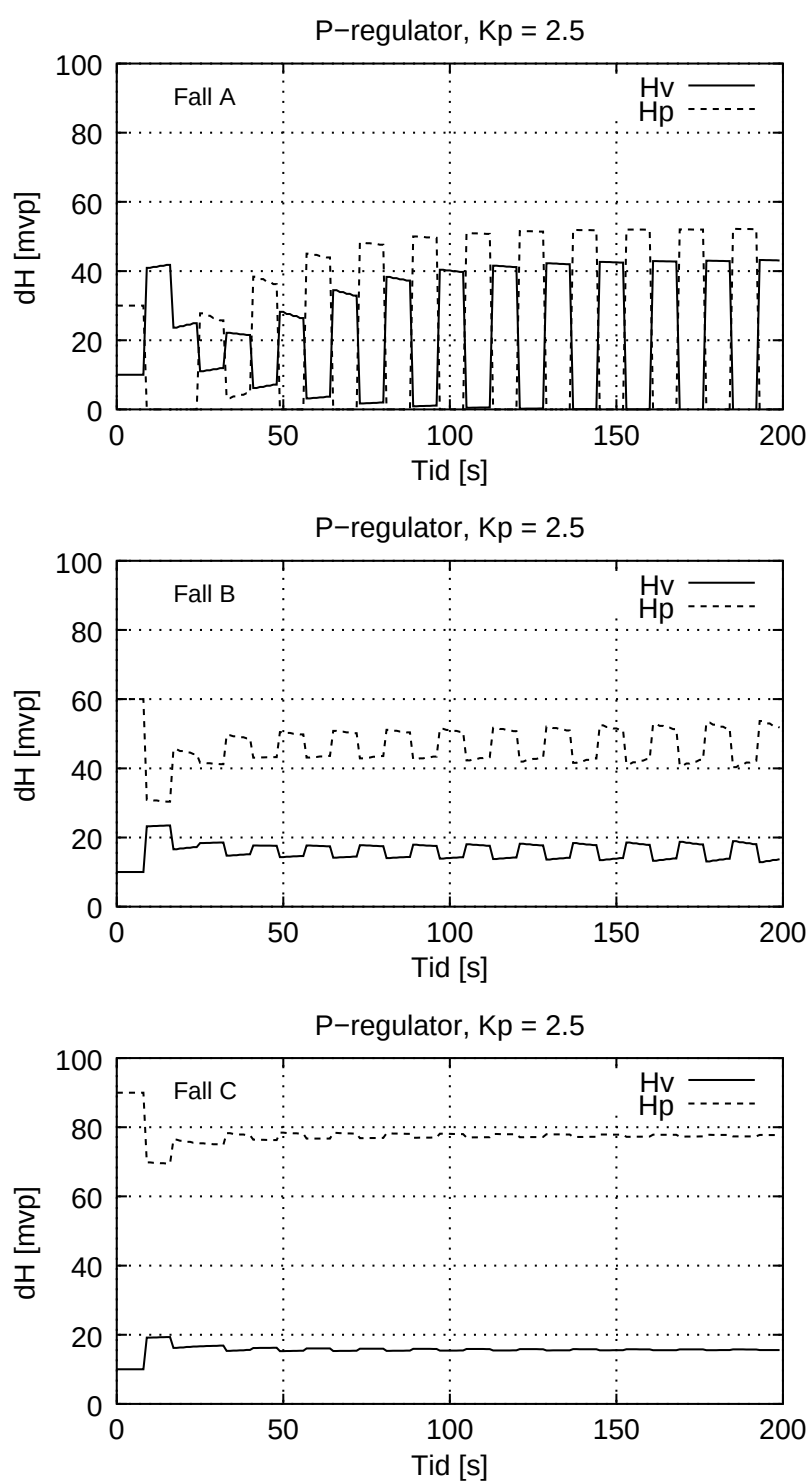


Figur 9. Ett enkelt rörsystem.

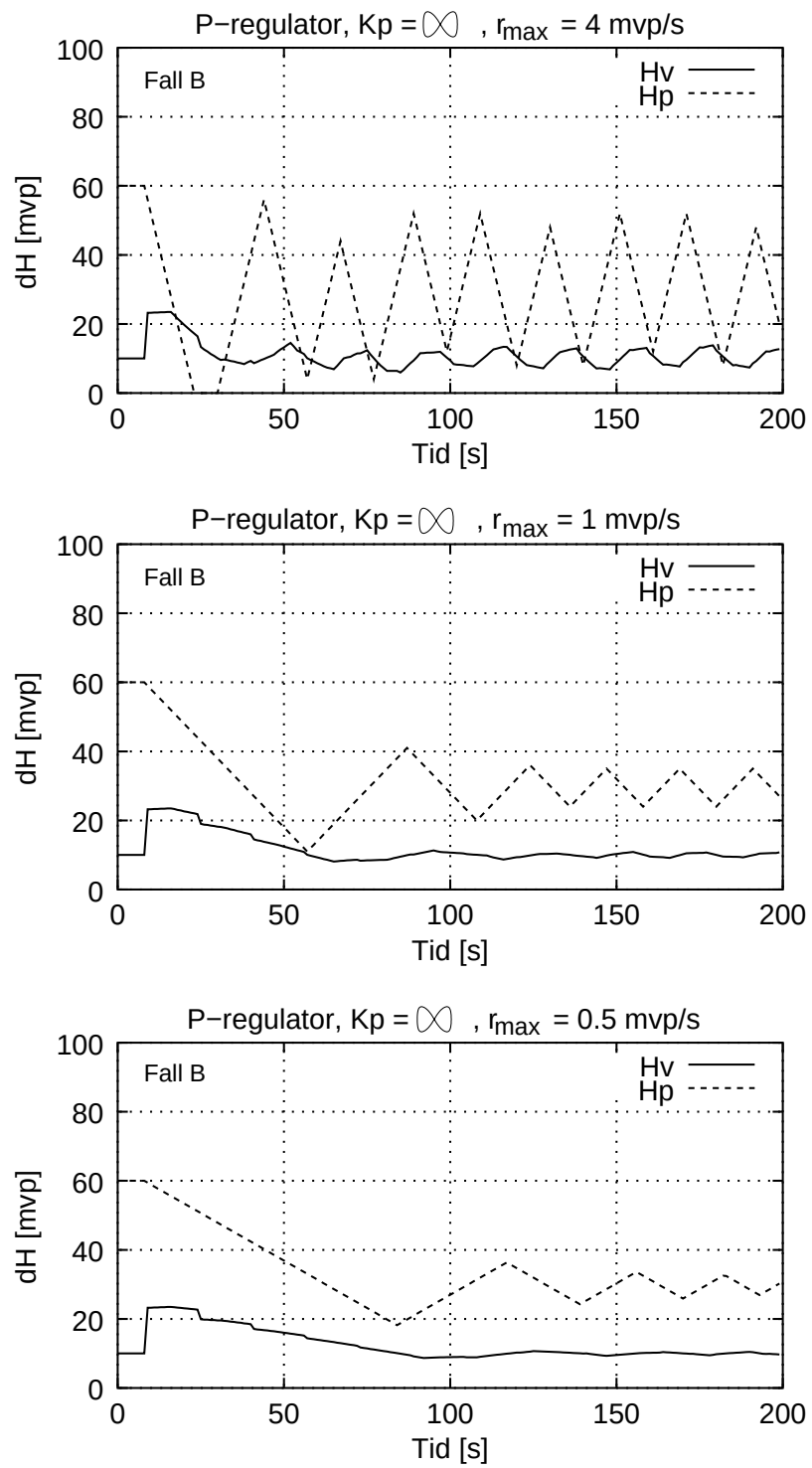
I figur 10 illustreras reglerdynamiken med en P-regulator med $K_P = 2.5$. I låglastfallet uppstår kraftiga svängningar. Systemet är i grunden instabilt, men reglersvängningarna begränsas av att pumpens uppforderingshöjd inte tillåts vara negativ. Vid medellastfallet är systemet på gränsen till instabilt. För höglastfallet blir inte reglersvängningarna så stora, men som alltid när det gäller P-regulatorer får man ett kvarstående reglerfel. Reglersvängningarna ökar alltså med minskande flöden. Detta beror i huvudsak på att systemets förstärkning ökar med minskande flöden. En given ändring på uppforderingshöjden ger en större ändring av differenstrycket över ventilen vid låga flöden än vid höga flöden. Att dämpningen på grund av friktion är lägre vid låga flöden bidrar också till att reglersvängningarna blir större vid låglast. Periodtiden på reglersvängningarna är 16 sekunder vilket är lika med 2 gångtider (L/a) för systemet. Fasskillnaden mellan styrsignal och utsignal är 180° för samtliga fall. En P-regulator har alltså en förmåga att leta upp systemets grundton. Det är därför inte lämpligt att använda sig av P-regulatorer i stora rörsystem.

Hittills har vi förutsatt att styrsignalen kan ändras godtyckligt snabbt. I verkligheten finns det alltid någon begränsning. Det är tex inte möjligt att ändra pumpvarvtalet hur snabbt som helst. I figur 11 illustreras reglerdynamiken för medellastfallet (Fall B i figur 9) med en P-regulator med $K_P = \infty$, men med en rampbegränsning ($r_{\max}$) på pumpen. Detta innebär att pumpens uppforderingshöjd hela tiden ändrar sig med en hastighet som motsvaras av värdet på $r_{\max}$. Detta är alltså i praktiken en ren öka/minska-reglering. Ju lägre värde på $r_{\max}$ ju mindre blir reglersvängningarna. Reglersvängningarna dämpas dock inte ut. Periodtiden blir ungefär den samma (ca $2.7L/a$) oberoende av storleken på rampbegränsningen. I detta fall överensstämmer alltså inte periodtiden på reglersvängningarna med rörsystemets grundfrekvens ($2L/a$). Fasskillnaden mellan styr- och utsignal är ca 90° . Öka/minska-reglering är alltså stabilare än den "rena" P-regulatorn.

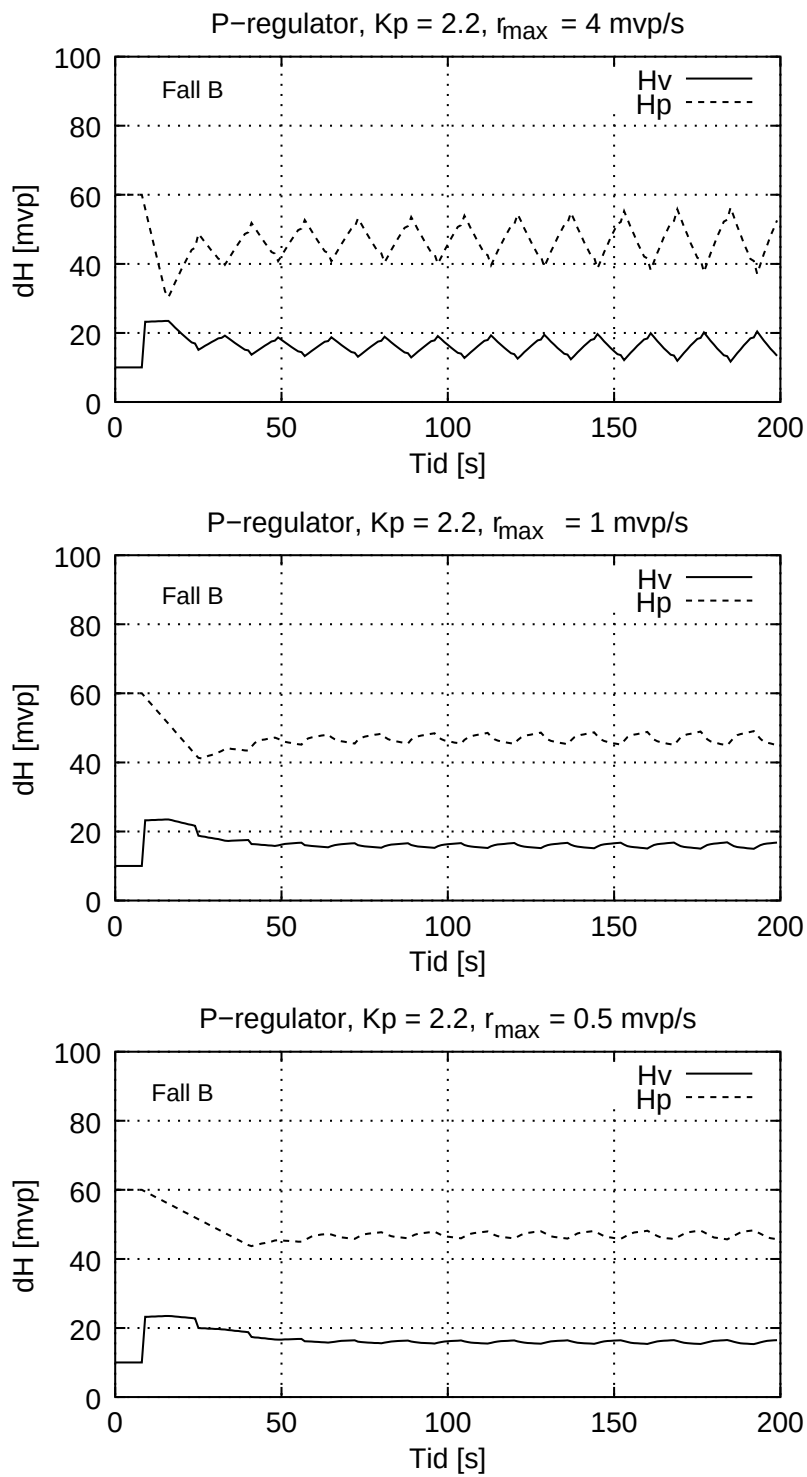
I nästa exempel har vi en P-regulator med begränsad förstärkning ($K_P = 2.2$) samt en begränsning på $r_{\max}$. Beräkningsresultaten illustreras i figur 12. Reglersvängningarna blir mindre jämfört med den "rena" P-regulatorn (figur 10). Fasskillnaden mellan styr- och utsignal är dock 180° . Liksom i fallet utan rampbegränsning är system på gränsen till instabilt vid medellastfallet. Det är alltså olämpligt att ha P-regulatorer i stora rörsystem även om det finns en rampbegränsning på styrdonet.



Figur 10. Reglerdynamik med en P-regulator.

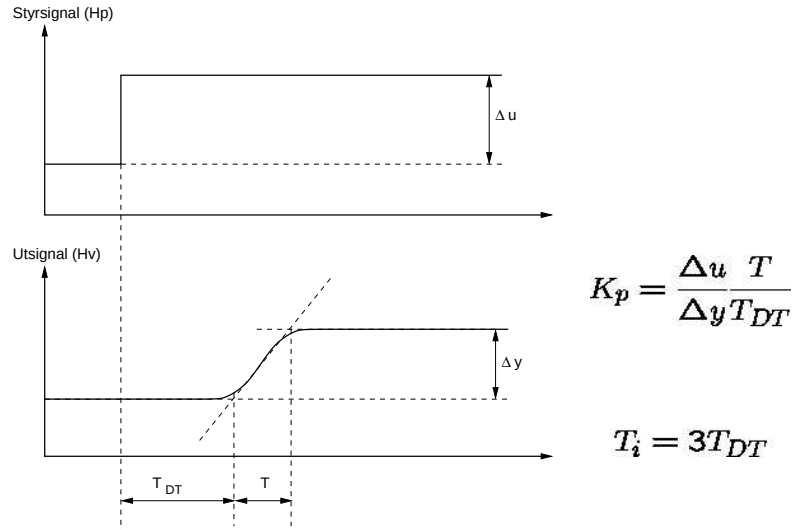


Figur 11. Reglerdynamik med en öka/minska-regulator.



Figur 12. Reglerdynamik med en P-regulator med rampbegränsning.

Det finns olika metoder för att ställa in en PI-regulator. Den kanske vanligaste är att man testat sig fram och då är naturligtvis praktisk erfarenhet till stor nytta. Det finns dock lite mer vetenskapliga metoder att tillgripa. En av dem är Ziegler-Nichols stegsvarsmetod. Metoden illustreras i Figur 13. Denna metod är dock inte tillämpbar i detta fall. Om man ökar uppfordringshöjden stegartat kommer även tryckfallet över ventilen att öka stegartat, dvs termen $T \approx 0$ och därmed blir $K_P \approx 0$.



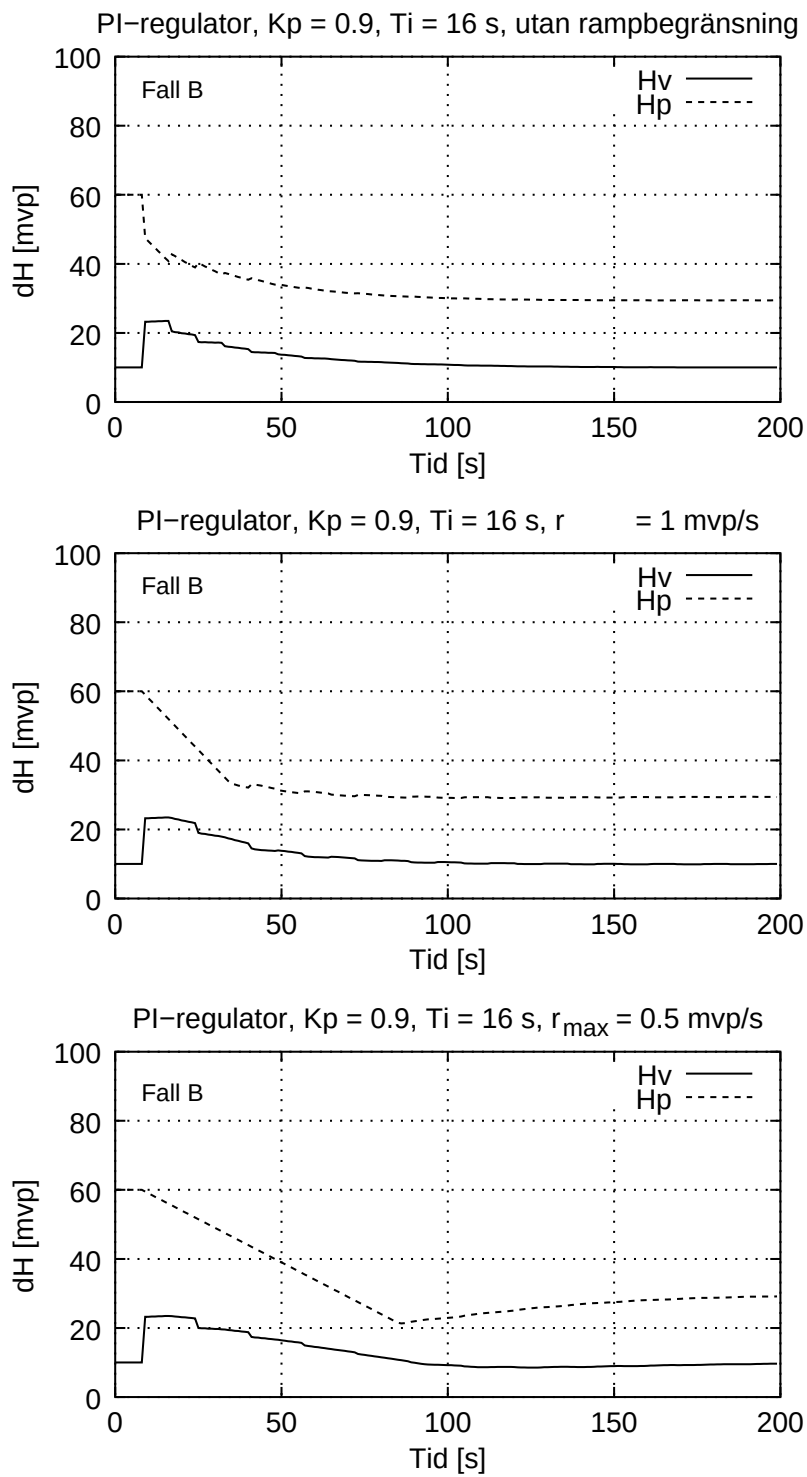
Figur 13. Illustration av Ziegler-Nichols stegsvarsmetod.

En annan injusteringsmetod är Ziegler-Nichols frekvensmetod. Med denna metod utgår man från en P-regulator. Man ökar förstärkningen tills systemet är på gränsen till instabilt. För både fallet med och utan rampbegränsning inträffar detta vid $K_P = 2.2$ (se figur 10 och 12). Den förstärkning som leder till instabilitet betecknas K_C och periodtiden på reglersvängningarna betecknas T_C . PI-regulatorn ställs sedan in enligt följande:

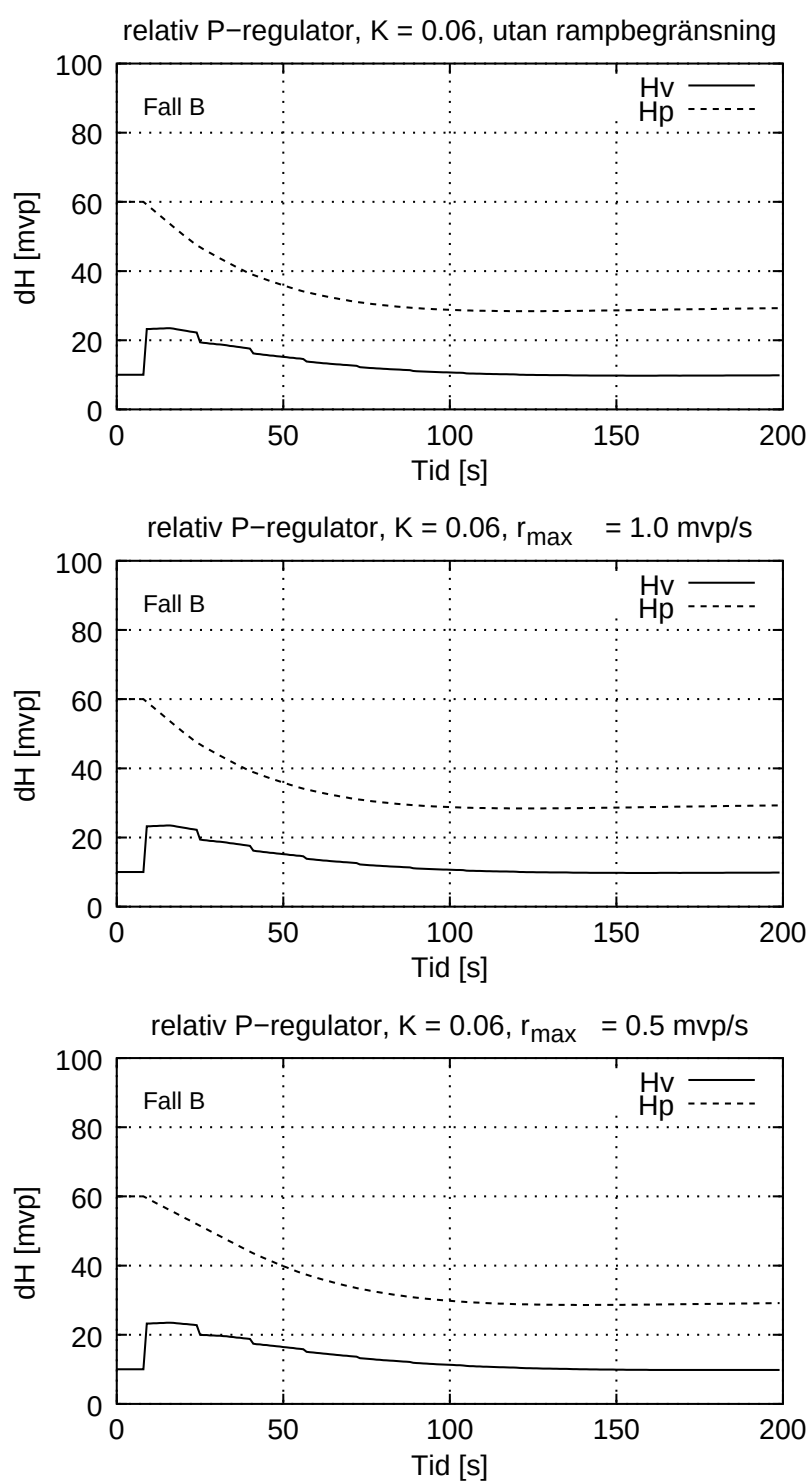
$$K_P = 0.4K_C \quad T_i = 0.8T_C \quad (2.20)$$

Figur 14 visar resultatet från simuleringar där PI-regulatorn är inställd enligt ekvation 2.20. Utan rampbegränsning minskar pumpens uppfordringshöjd mycket snabbt och skapar därmed onödiga trycktransienter. Vid $r_{\max} = 1$ mvp/s erhålles god reglering. När $r_{\max}$ minskas till 0.5 mvp/s blir summafelet så stort så att regulatorn måste göra en översläng för att bli av med summafelet.

Figur 15 visar resultatet från simuleringar med en "relativ P-regulator" (se ekvation 2.19) där förstärkningsfaktorn $K = 0.06$. I detta fall blir reglerdynamiken ganska oberoende av värdet på $r_{\max}$. För samtliga tre fall erhålles god reglering. Även i detta exempel verkar den relativa P-regulatorn fungera väldigt tillfredsställande.

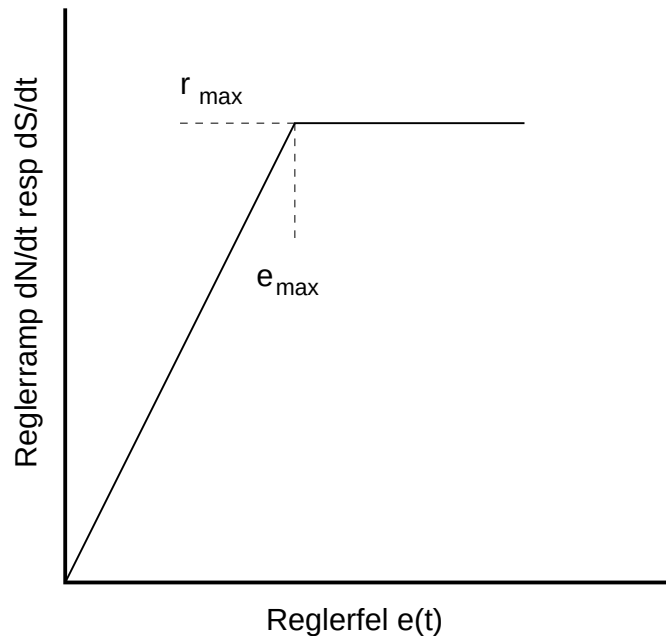


Figur 14. Reglerdynamik med en PI-regulator.



Figur 15. Reglerdynamik med en relativ P-regulator.

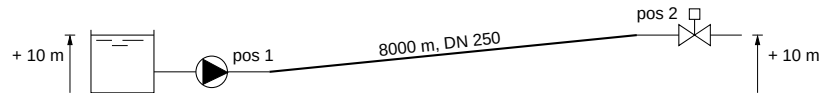
I vår fortsatta kartläggning av reglerdynamiken i stora rörsystem kommer vi helt och hållet använda oss av den elastiska teorin. Vi kommer också använda oss av en förfinad variant av den relativa P-regulatorn (se figur 16). I verkligheten har man aldrig, som i de inledande exemplen, tryckhöjd som styrsignal. Styrsignalen kan t ex vara varvtalet på en pump (N) eller öppningsgraden på en ventil (S). Varvtal- resp öppningsgradsändringen (dN/dt resp dS/dt) är proportionell mot reglerfelet, så länge som reglerfelet inte överstiger ett visst värde ($e_{\max}$). Vid större reglerfel begränsas styrsignaländringen av en maxramp ($r_{\max}$). Vi kallar denna regulator för "regulator med variabel ramp". De beräkningsprogram som kommer att användas i de kommande exemplen är PFC-SF (Pipe Flow Calculation - Steady Flow) [2] och PFC-TF (Pipe Flow Calculation - Transient Flow) [3]. I det transienta programmet är den ovan beskrivna regulatorn införd. När man som användare ställer in regulatorn i PFC-TF anger man ett värde på $r_{\max}$ medan värdet på $e_{\max}$ bestäms av programmet. Värdet på $e_{\max}$ kan man alltså som användare inte ändra värdet på.



Figur 16. Regulator med variabel ramp.

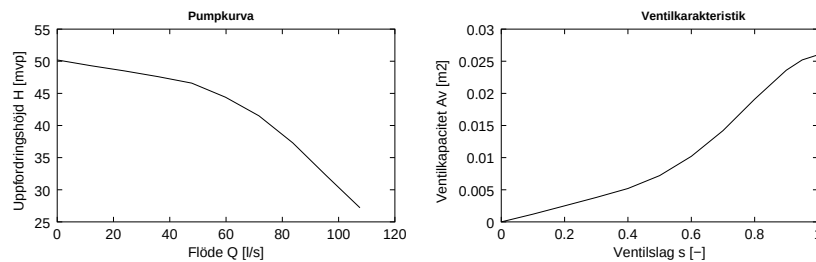
2.3.2 Exempel 3: Lång rörledning

I detta exempel skall vi studera reglerdynamiken i ett enkelt system. Genom rörledningen, som är ganska lång (8 km), skall det transporteras vatten från en vattentäkt till en enda förbrukare (se figur 17).



Figur 17. Ett enkelt rörsystem med lång ledning.

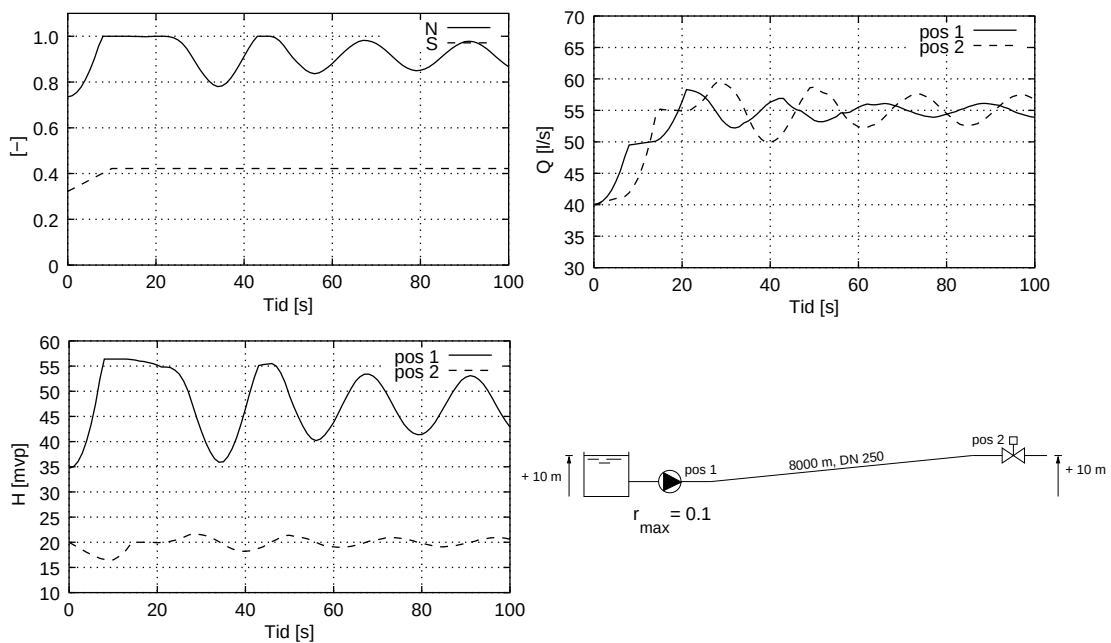
Vid inloppet sitter det en pump, vars prestanda vid max varvtal framgår av figur 18. Pumpens regleruppgift är att hålla tryckhöjden 20 mvp uppströms ventilen. Förbrukaren kan variera sin förbrukning genom att öppna och stänga ventilen. Reglerventilens karakteristik visas också figur 18. Flödesuttaget är i genomsnitt 40 l/s. Kring detta medelvärde varierar flödet på ett icke förutsägbart sätt inom intervallet 27 - 56 l/s. I utgångsläget är systemet i stationär drift med medelflödet 40 l/s. Pumpens varvtal är i detta läge 72 % av maxvarvtalet och ventils öppningsgrad är 32%. Från detta utgångsläge ökar förbrukaren ventils öppningsgrad från 32% till 42% på 10 sekunder. Trycket före ventilen (pos 2) sjunker och pumpen ökar då sitt varvtal eftersom dess uppgift är att hålla tryckhöjden 20 mvp uppströms ventilen.



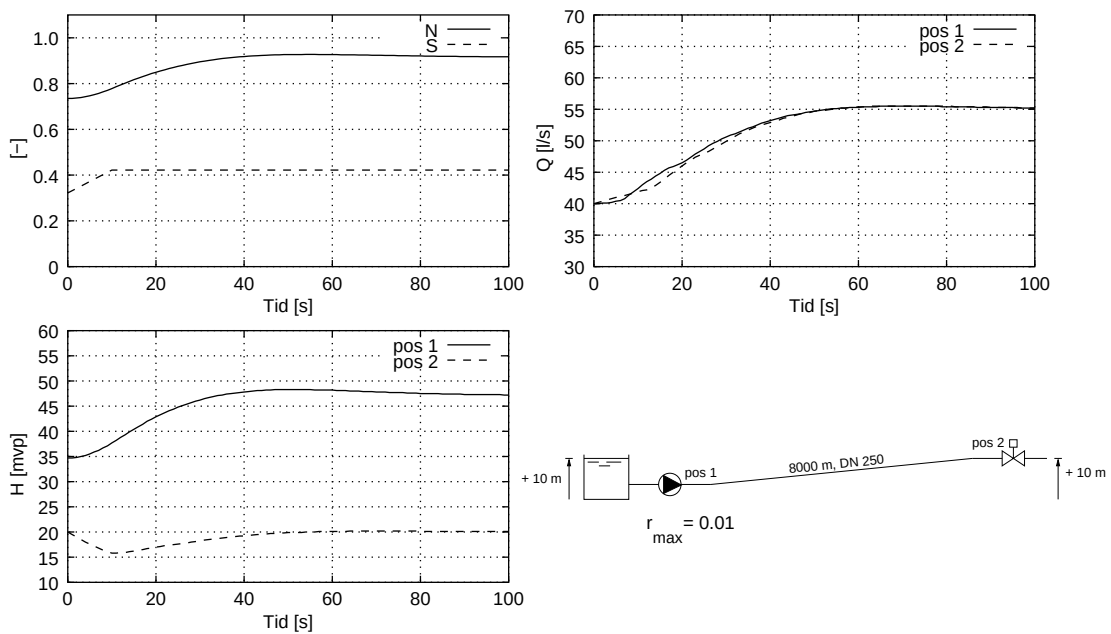
Figur 18. Pumpkurva och ventilkaraktistik.

I figur 19 illustreras resultatet från en simulering när pumpens maxramp ($r_{\max}$) är 0.1. Pumpen ökar snabbt sitt varvtal efter det att ventilen har börjat att öppna. Efter några sekunder har pumpen nått sitt maximala varvtal. När pumpens varvtal ökar stiger naturligtvis trycket efter pumpen (pos 1). Pumpen kan dock inte påverka trycket före ventilen omedelbart pga av att det tar tid för tryckvågen att vandra genom röret (ca 8 sekunder). Den branta reglerrampen skapar kraftiga trycksvängningar i systemet. För att undvika svängningarna måste regleringen ske långsamt. I figur 20 visas resultatet från en simulering med $r_{\max} = 0.01$. I detta fall blir det inga reglersvängningar.

I stora rörsystem måste man alltså reglera långsamt och därmed också acceptera avvikelser från börvärdet.

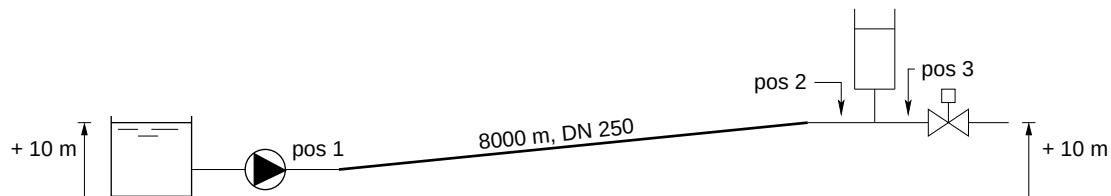


Figur 19. Simuleringsresultat med $r_{max} = 0.1$. **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1 och pos 2, **c)** Flöde vid pos 1 och pos 2.



Figur 20. Simuleringsresultat med $r_{max} = 0.01$. **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1 och pos 2, **c)** Flöde vid pos 1 och pos 2.

2.3.3 Exempel 4: Lång rörledning med svalltorn



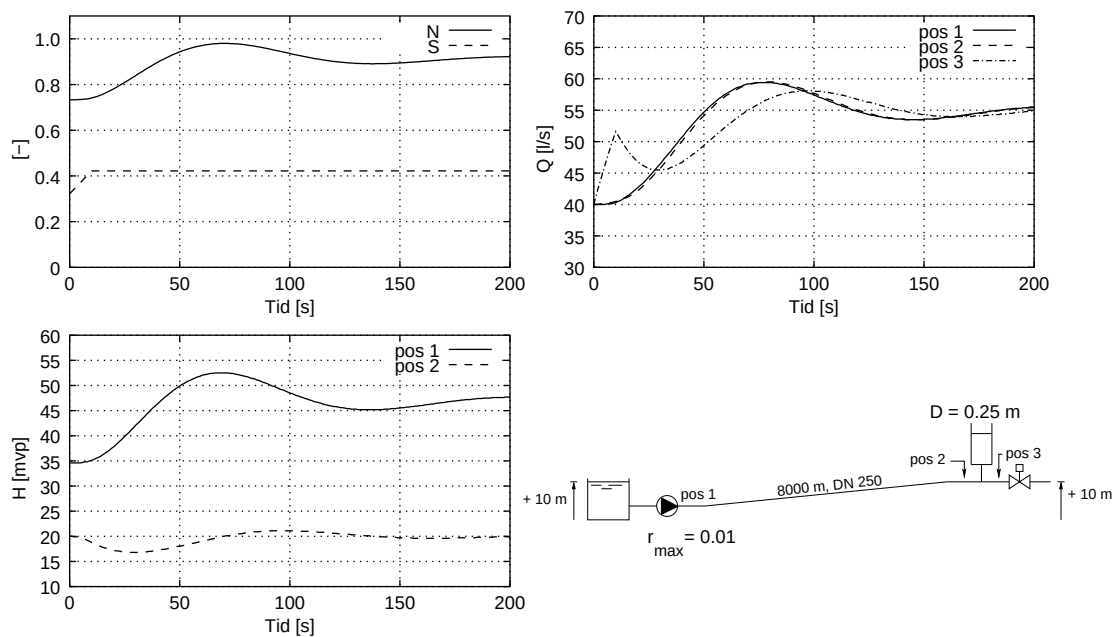
Figur 21. Ett enkelt rörsystem med lång ledning och med ett svalltorn.

I detta exempel har vi kompletterat systemet med ett svalltorn precis före ventilen. Även i detta fall styr pumpen på att hålla trycket 20 mvp uppströms reglerventilen. Utgångsläget är samma stationärtillstånd som i exempel 3. I figur 22 visas resultatet från en simulering då ventilen ökar sin öppningsgrad från 32% till 42% på 10 sekunder och med $r_{\max} = 0.01$. Svalltornets diameter är i detta fall 0.25 m, dvs samma dimension som rörledningen. Jämfört med fallet utan svalltorn (figur 20) ökar flödet nu mycket snabbare ut ur ventilen. Under de första tio sekunderna är det svalltornet som helt och hållet står för flödesökningen genom ventilen. Därefter börjar även flödet genom ledningen att öka. Regleringen skapar i detta fall också ganska stora svängningar.

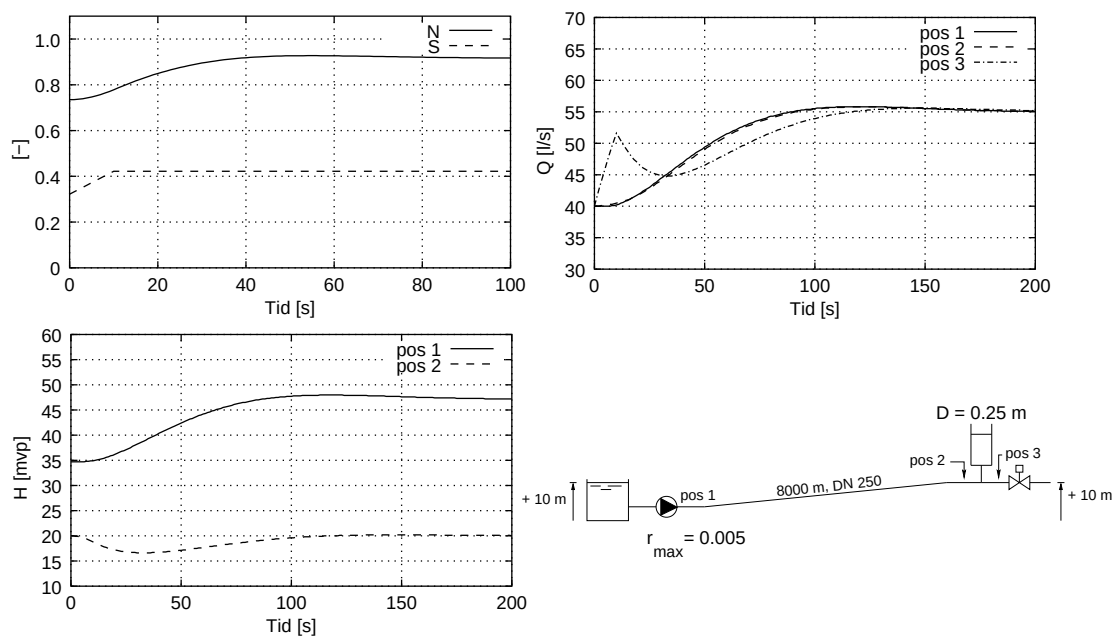
I figur 23 visas resultatet från en simulering med $r_{\max} = 0.005$. Med denna långsamma regler-ramp blir regleringen betydligt stabilare än i föregående fall. Med svalltornet måste man alltså reglera långsammare än i fallet utan svalltorn för att undvika reglersvängningar. Å andra sidan minskar ju behovet av snabb reglering då man har ett svalltorn som man kan ta vatten ur.

Om svalltornet är väldigt stort (stor tvärsnittsarea) blir det i det närmaste omöjligt att ha kontinuerlig reglering. I detta fall får man tillgripa intermittent reglering. I figur 24 visas ett exempel på sådan reglering där svalltornets diameter är 1 m. Om tryckhöjden före ventilen sjunker till under 19 mvp så varvar pumpen upp till sitt maximala varvtal. När tryckhöjden före ventilen åter har blivit 20 mvp varvas pumpen ned till det lägre varvtalet (72%) igen. Trots den intermittenta regleringen blir tryckfallet över ventilen i detta fall ganska konstant tack vare det stora svalltornet.

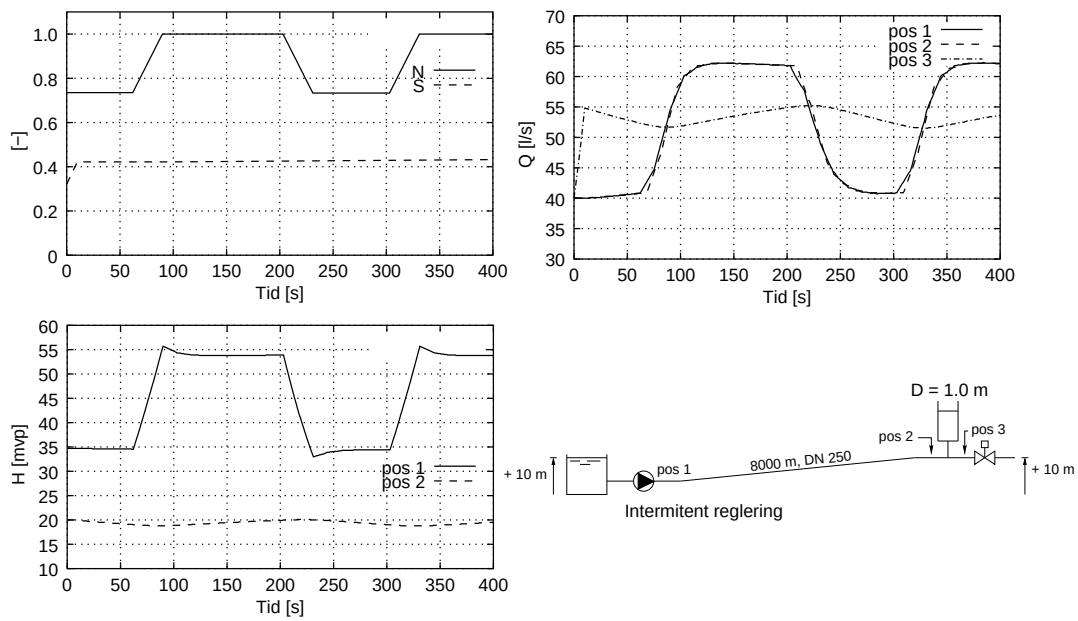
Det är dock möjligt att snabba upp regleringen om man utöver trycket över ventilen också har flödet in och ut ur svalltornet som en reglerparameter. I detta fall har vi seriekopplat två pumpar. Den ena pumpen har till uppgift att styra trycket före ventilen medan den andra skall se till att flödet in till tanken är noll. Resultatet av denna reglermetod visas i figur 25. Flödet in och ut ur svalltornet är ju ett mått på hur snabbt trycket vid styrpunkten ändras (tidsderivatan av trycket). Denna tryck/flödes-reglering (HQ-reglering) är alltså ganska lik en traditionell PD-regulator. Regulatorn håller alltså reda på hur snabbt trycket uppströms ventilen ändras och på sätt kan regleringen snabbas upp.



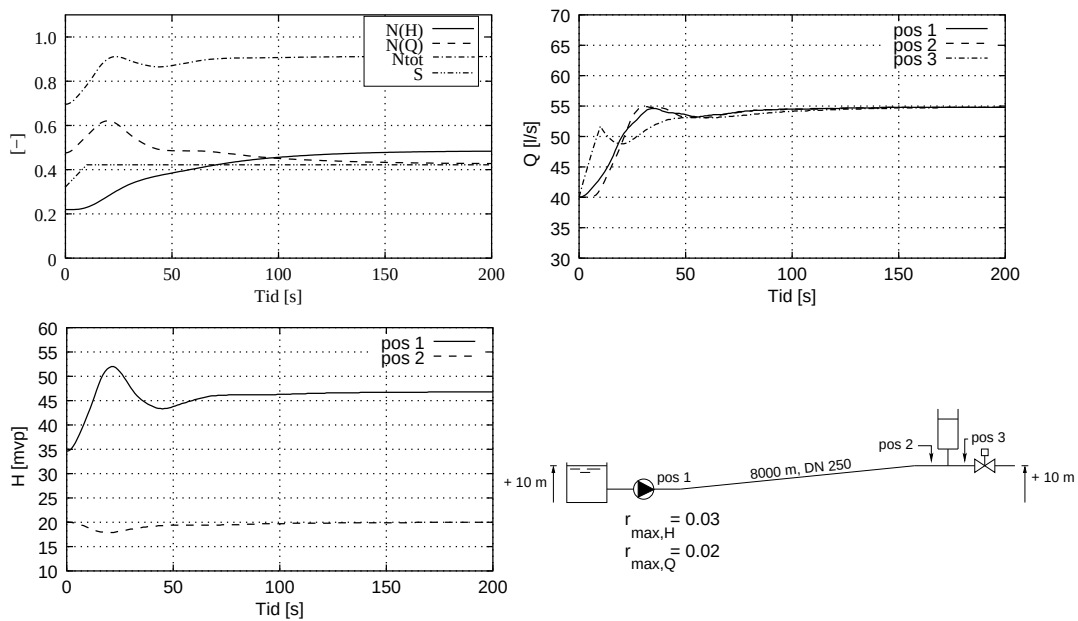
Figur 22. Simuleringsresultat med $r_{max} = 0.01$ och med svalltornsdiametern 0.25 m. **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1 och pos 2, **c)** Flöde vid pos 1, 2 och 3.



Figur 23. Simuleringsresultat med $r_{max} = 0.005$ och med svalltornsdiametern 0.25 m. **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1 och pos 2, **c)** Flöde vid pos 1, 2 och 3.

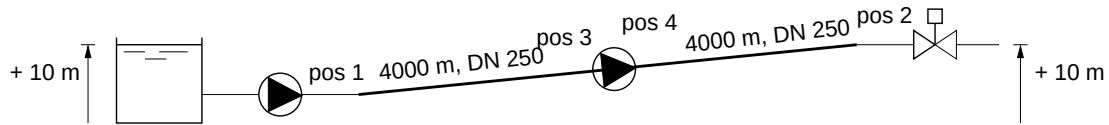


Figur 24. Simuleringsresultat med svalltornsdiametern 1.0 m och med intermittent reglering. **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1 och pos 2, **c)** Flöde vid pos 1, 2 och 3.



Figur 25. Simuleringsresultat med svalltornsdiametern 0.25 m och med "QH-reglering" ($r_{max,H} = 0.03$ och $r_{max,Q} = 0.02$). **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1 och pos 2, **c)** Flöde vid pos 1, 2 och 3.

2.3.4 Exempel 5: Lång rörledning med tryckstegringspump



Figur 26. Ett enkelt rörsystem med lång ledning och med en tryckstegringspump.

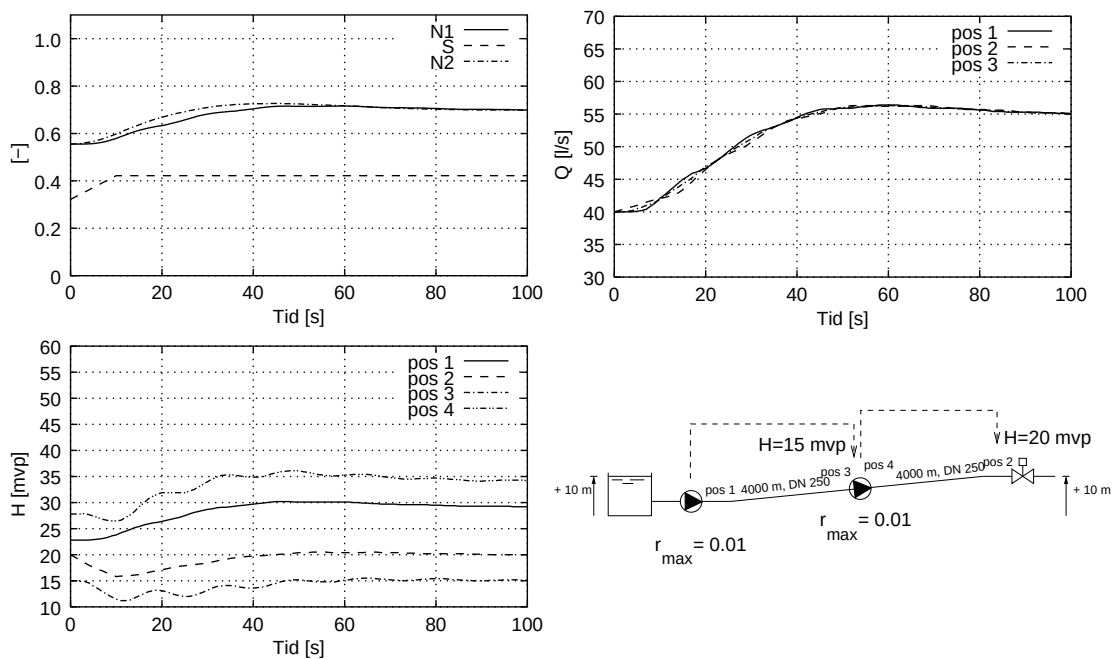
I detta exempel skall vi undersöka huruvida det är möjligt att åstadkomma bättre reglering då det finns en tryckstegringspump mitt på ledningen enligt figur 26.

I figur 27 visas resultatet från en simulering där pump 1 styrs på att hålla tryckhöjden 15 mvp före pump 2 (pos 3) medan tryckstegringspumpen har som uppgift att hålla tryckhöjden 20 mvp uppströms reglerventilen (pos 2). Pumparnas maxramper ($r_{\max}$) är i detta fall 0.01. Liksom i de tidigare exemplen ökar ventilen sin öppningsgrad från 32% till 42% på 10 sekunder. Resultatet från denna simulering är ganska likartad fallet utan tryckstegringspump med lika värde på $r_{\max}$ (se figur 20).

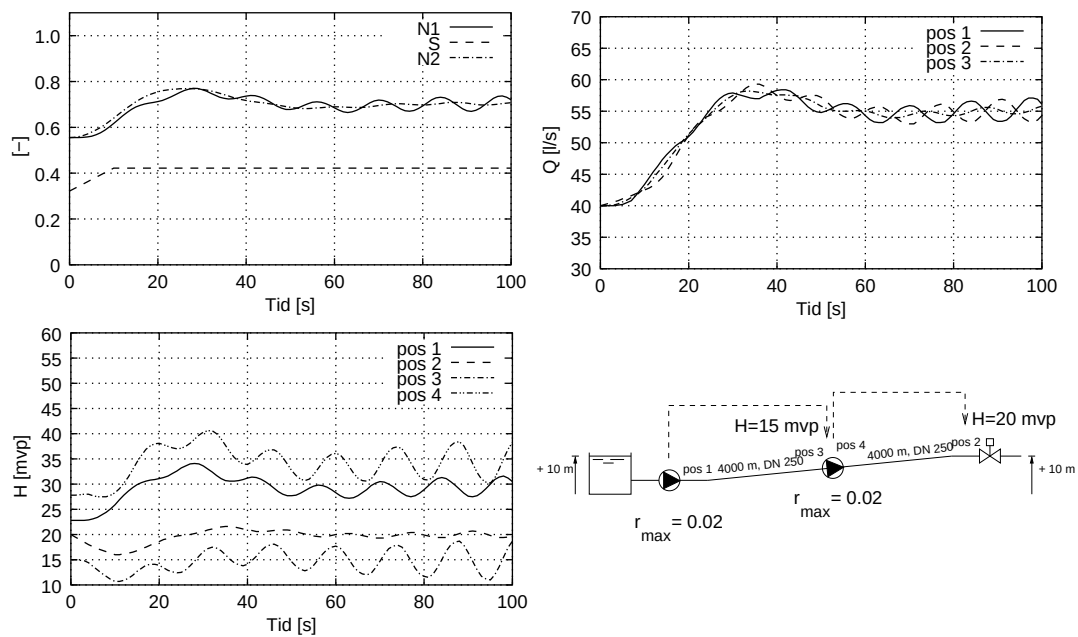
Om $r_{\max}$ för båda pumparna ökas till 0.02 blir systemet instabilt. Detta illustreras i figur 28. Det är framförallt trycket före tryckstegringspumpen (pos 3) som börjar svänga okontrollerat. Detta tyder på att det framförallt är pump 1 som har för snabb reglering.

Om man minskar $r_{\max}$ för pump 1 till 0.015 samtidigt som man ökar $r_{\max}$ för tryckstegringspumpen till 0.025 blir regleringen något lugnare. Detta illustreras i figur 29. Mitt på ledningen tillåts trycket svänga ganska obehindrat, men vid ventilen hålls trycket ganska fast av den öppna tanken nedströms ventilen. För att styra trycket mitt på ledningen (pos 3) krävs det alltså långsammare reglering än för att styra trycket vid ventilen (pos 2).

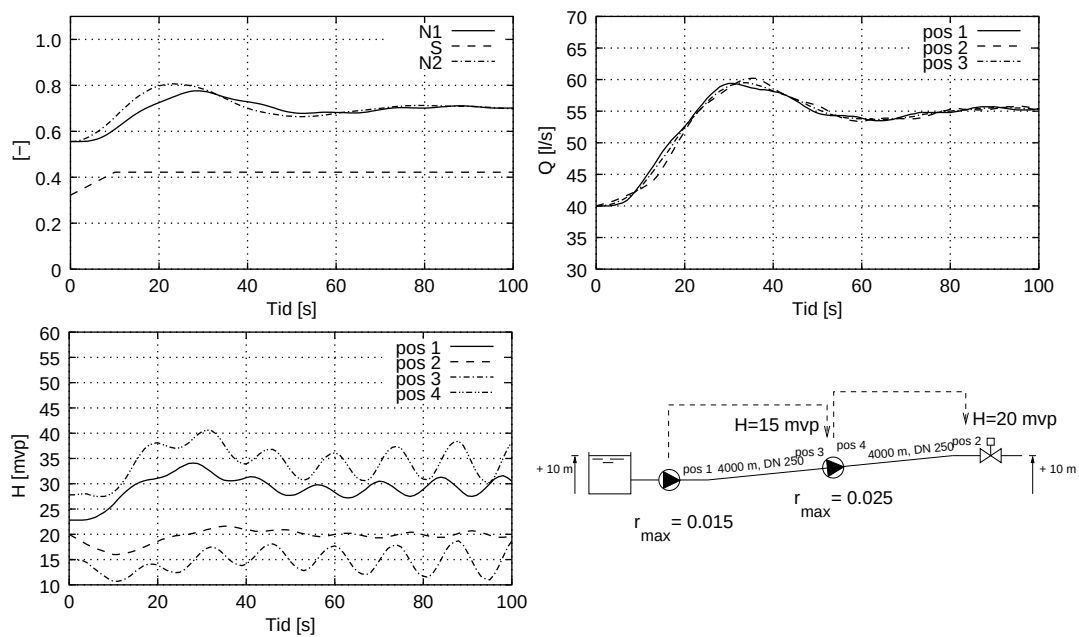
Ett sätt att göra regleringen stabilare är att låta den ena pumpen, t ex pump 1, styra på tryckhöjden uppströms ventilen medan tryckstegringspumpen tilldelas samma varvtal som pump 1. En sådan simulering med $r_{\max} = 0.02$ visas i figur 30. Genom att avstå från att reglera trycket vid pos 3 kan alltså regleringen snabbas upp. I detta enkla exempel blir dock trycket vid pos 3 korrekt på grund av att tryckfallen i ledningarna ändras lika mycket vid ändrat flöde.



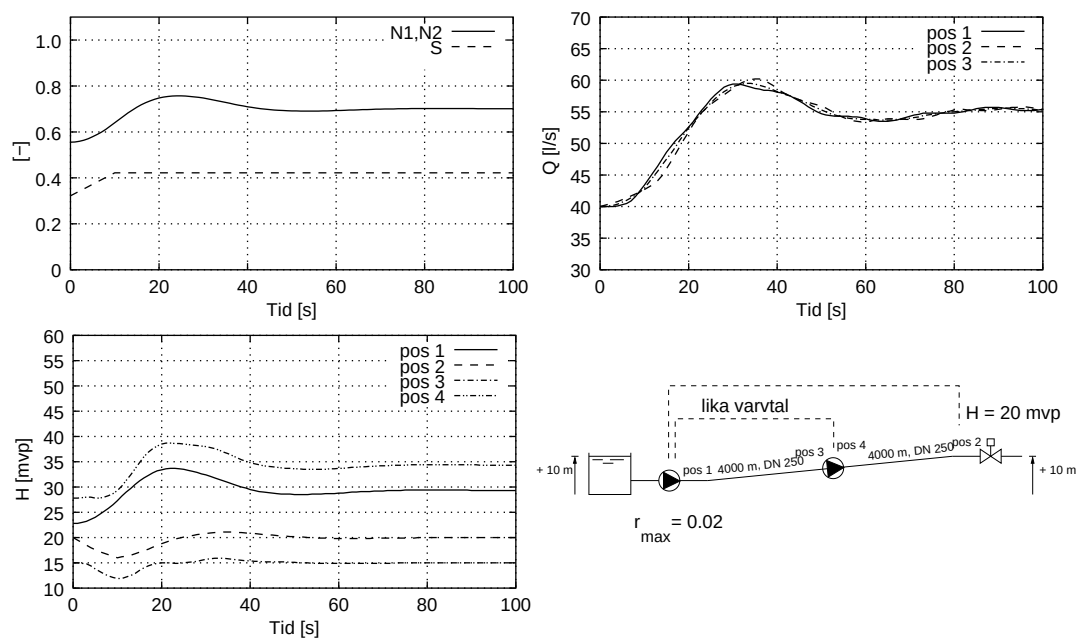
Figur 27. Simuleringsresultat med $r_{max,1} = 0.01$ och $r_{max,2} = 0.01$ a) Dimensionslöst varvval (N) och ventilslag (s), b) Tryckhöjd vid pos 1, 2, 3 och 4, c) Flöde vid pos 1, 2 och 3.



Figur 28. Simuleringsresultat med $r_{max,1} = 0.02$ och $r_{max,2} = 0.02$ a) Dimensionslöst varvval (N) och ventilslag (s), b) Tryckhöjd vid pos 1, 2, 3 och 4, c) Flöde vid pos 1, 2 och 3.

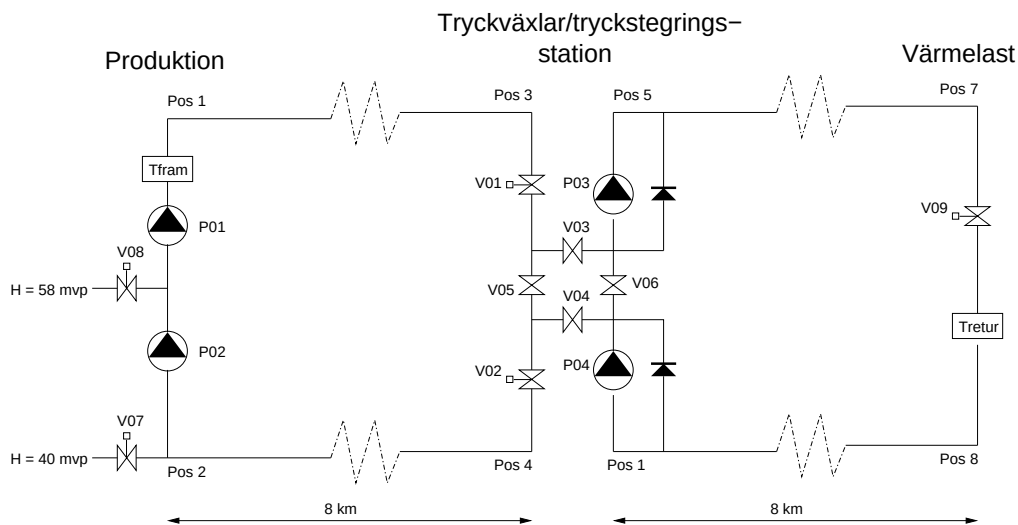


Figur 29. Simuleringsresultat med $r_{\max,1} = 0.015$ och $r_{\max,2} = 0.025$ **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1, 2, 3 och 4, **c)** Flöde vid pos 1, 2 och 3.



Figur 30. Simuleringsresultat med $r_{\max,1} = 0.02$ och $N_2 = N_1$ **a)** Dimensionslöst varvtal (N) och ventilslag (s), **b)** Tryckhöjd vid pos 1, 2, 3 och 4, **c)** Flöde vid pos 1, 2 och 3.

2.3.5 Exempel 6: Lång transiteringsledning med tryckstegring/tryckväxlarstation



Figur 31. En lång transiteringsledning med tryckväxlar/tryckstegrings-station.

Det blir allt vanligare med produktionsenheter som ligger relativt långt utanför städerna. Typiska exempel på sådana värmekällor är spillvärme från större processindustrier och avfallsförbränningsanläggningar. Värmen transporteras in till stadens fjärrvärmesystem med hjälp av långa transiteringsledningar. Dessa system kan vara svåra att reglera på grund av den form av dödtid som tryckvågen skapar.

I figur 31 illustreras en beräkningsmodell över ett enkelt transiteringssystem. Längst till vänster finner man en produktionsenhet med två distributionspumpar i serie (P01,P02). Systemet tryckhålls antingen vid returtryck genom att ha ventil V07 öppen, eller vid medeltryck genom att ha ventil V08 öppen. Tryckhållningen har stor flödeskapacitet och kan därmed hålla trycket konstant vid inkopplingspunkten oavsett vad som händer i övriga systemet.

På mitten finns det en tryckväxlarstation [4]. Tryckväxlartanken illustreras i figuren genom ventil V05. Den viktbelastade backventilen som brukar återfinnas i en tryckväxlare motsvaras av ventil V06. Denna ventil har varit stängd under samtliga simuleringar. Ventilerna V03 och V04 är tryckväxlarstationens snabbsektioneringsventiler. Flödet genom tryckväxlartanken (ventil V05) kan antingen regleras med enbart ventil V01 (tryckväxlare med en reglerventil) eller med hjälp av båda ventilerna V01 och V02 (tryckväxlare med två reglerventiler). Differanstrycksregleringen över värmelasten sker antingen med hjälp av enbart pump P03 (osymmetrisk pumpning) eller med hjälp av pumparna P03 och P04 (symmetrisk pumpning).

Genom att stänga ventil V05 och öppna ventilerna V01 och V02 är det även möjligt att förvandla tryckväxlarstationen till en tryckstegringsstation.

Beräkningsmodellen i figur 31 erbjuder alltså möjligheten att studera reglerdynamiken för en rad olika systemutformningar, vilket också har gjorts. I simuleringarna styr pumparna P01 och

P02 på differenstrycket före tryckväxlar/tryckstegrings-stationen medan P03 och P04 styr på differenstrycket över ventil V01. I samtliga fall gäller att $r_{\max} = 0.001$ för alla pumpar i systemet. Maxrampen för tryckväxlarens reglerventiler har varit 0.01. För att kunna studera reglerdynamiken måste någon form av störning införas. I samtliga simuleringar har störningen bestått av att ventil V09 minskat sin öppningsgrad med 10% under 10 sekunder.

Resultaten från simuleringarna sammanfattas i figur 32 och 33. Simuleringarna är genomförda med 12 olika systemutformningar. Systemutformningar med tryckstegring illustreras i vänstra kolumnen i figurerna 32 och 33. Tryckväxlarlösningar visas i de övriga två kolumnerna. System med symmetrisk pumpning visas i de två översta raderna medan de två nedersta raderna visar systemutformningar med osymmetrisk pumpning. Vidare visar rad 1 och 3 fall där tryckhållningen är inkopplad vid medeltryck medan rad 2 och 4 visar fall då tryckhållningen är inkopplad vid returtryck.

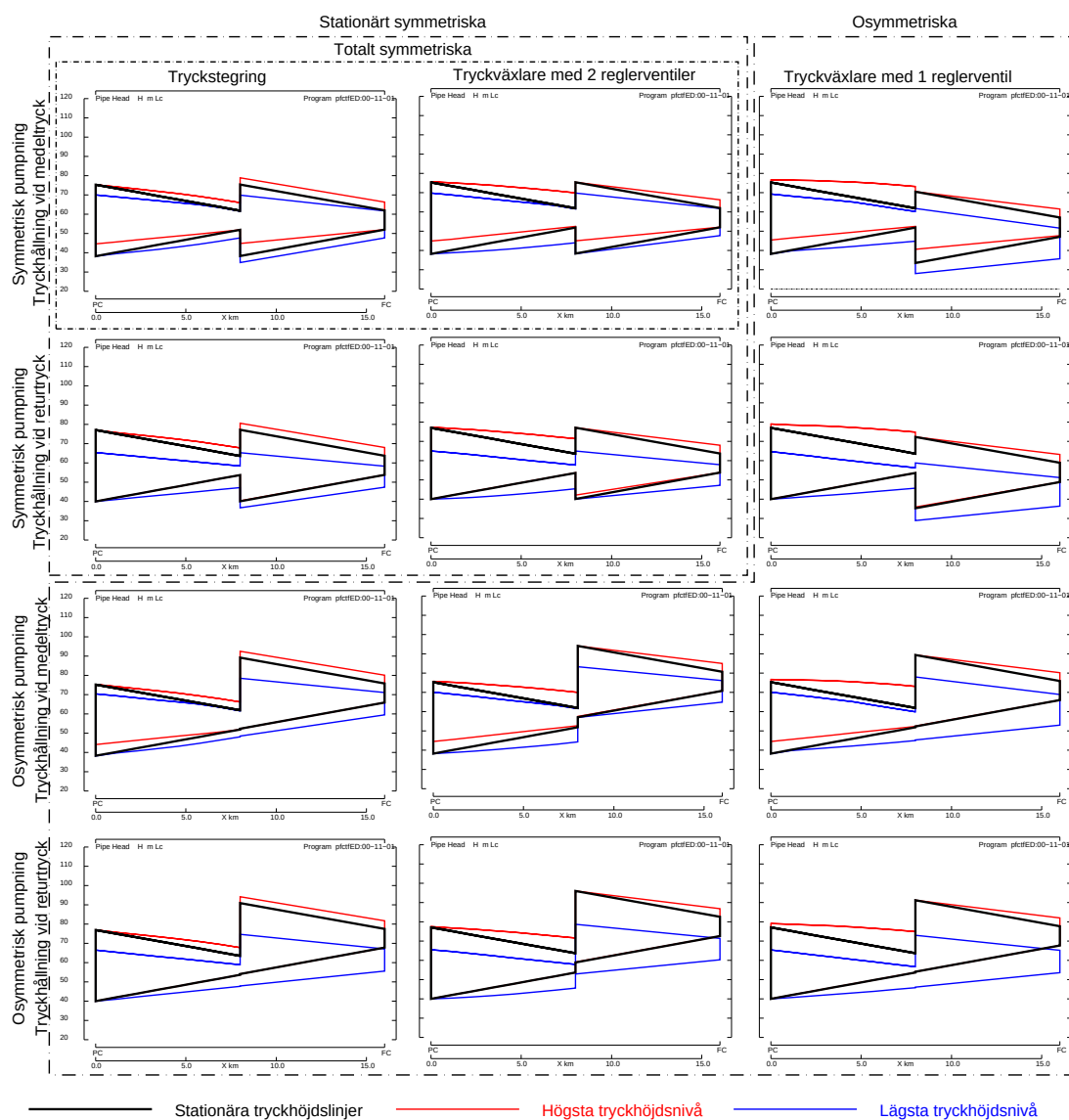
De svarta linjerna i figur 32 visar stationära tryckhöjdslinjer för begynnelsestilltånden, dvs före det att ventil V09 har minskat sin öppningsgrad med 10%. Högsta tryckhöjdsnivåer som har förekommit under simuleringstiden illustreras av de röda linjerna i figur 32 och de blå linjerna visar lägsta förekomna tryckhöjdsnivåer.

Figur 33 visar hur tryckhöjden varierar i tiden på olika platser i nätet. De olika platserna finns markerade i figur 31 (pos1, pos2, ..., pos 8). Heldragna linjer visar framledningstryck och streckade linjer visar returtryck.

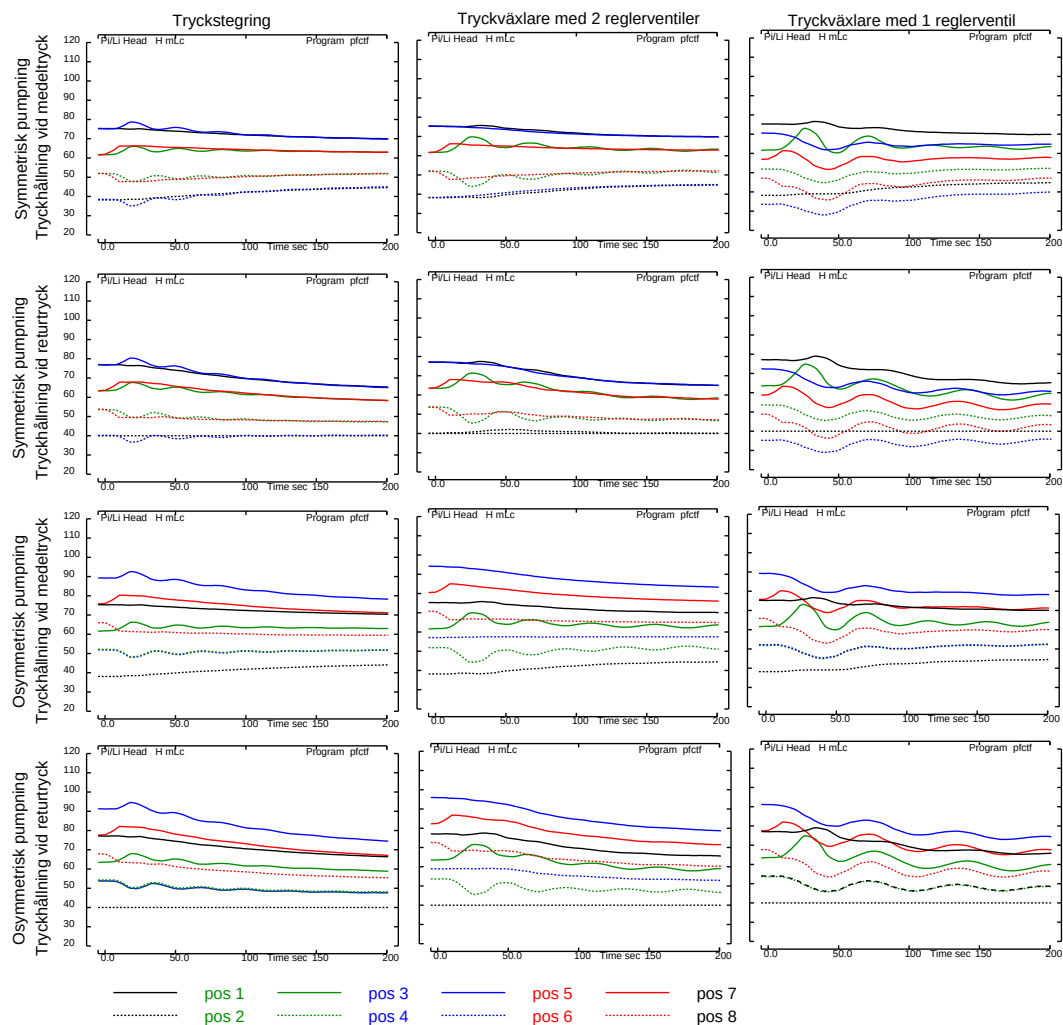
Av de tolv systemutformningarna är det fyra som har tryckmässig symmetri under stationär drift. Tryckmässig symmetri innebär att medeltryckhöjden mellan fram- och returledning är lika i hela systemet. Dessa fall finns markerade i figur 32. Detta är alltså fall med symmetrisk tryckstegringsstation samt fall med symmetrisk tryckväxlarstation.

Av de fyra fallen som är tryckmässigt symmetriska vid stationär drift är det endast två som behåller sin symmetri under reglerförloppet. Detta är fall där tryckhållningen är inkopplad vid medeltryck (se figur 32). Att dessa fall behåller sin symmetri även under reglerförloppet framgår även tydligt av figur 33. När t ex framledningstrycket ökar på en plats i nätet så sker samtidigt en lika stor trycksänkning i returledningen, vilket alltså innebär att medeltryckhöjden mellan fram- och returledning hela tiden är den samma. De här systemen med total symmetri är också de som ger de lägsta avvikelserna från stationärtillståndet under reglerförloppet. Ju mer osymmetri (osymmetrisk pumpning, tryckhållning vid returtryck, endast en reglerventil till tryckväxlaren) som systemutformningen har ju större blir reglersvängningarna. Ur reglersynpunkt är det alltså en fördel om nätet är symmetriskt utformat.

Vid en jämförelse mellan de två vinnande systemutformningarna (alltså mellan symmetrisk tryckstegringsstation och symmetrisk tryckväxlare med tryckhållning vid medeltryck) finner man att minsta avvikelser från den stationära tryckhöjdsbilden fås med ren tryckstegring, medan tryckväxling ger lägst avvikelser mellan tryckväxlar/tryckstegrings-stationen och värmelasten. Man kan alltså säga att tryckväxlaren prioriterar det som ligger på tryckväxlarstationens sekundärsida.



Figur 32. Diagrammen visar dels stationära tryckhöjdsnivåer för begynnelsestillståndet för tolv olika systemutformningar. I diagrammen illustreras också högsta respektive lägsta tryckhöjdsnivåer som har förekommit under simuleringarna.



Figur 33. Tryckhöjdsnivåer under lastminskningsförloppet vid 8 olika positioner i nätet (se figur 31) för de tolv olika systemutformningarna.

2.4 Diskussion och slutsatser

För att undvika reglersvängningar i stora rörsystem (t ex fjärrvärmesystem) måste alltså regleringen ske långsamt. Det är därför oundvikligt att det uppstår reglerfel i stora rörsystem. En distributionspump i ett fjärrvärmesystem har ingen möjlighet att hålla ett exakt konstant differansstryck vid nätets ytterpunkt och det är ju inte heller nödvändigt att den skall kunna klara av detta. Så länge som fjärrvärmecentralerna har ett erforderligt differenstryck för sin reglering så är egentligen ingen större skada skedd. Reglering av fjärrvärmepumpar måste ske så långsamt att inga reglersvängningar kan uppstå. Reglerfelen som uppstår får fjärrvärmecentralerna ta hand om.

Man bör undvika att styra fjärrvärmepumpar på att hålla differanstrycket i nätets absoluta yterpunkt (den fjärrvärmecentral med lägst differanstryck). Styrpunkten bör istället vara placerad på en större stamledning där driftförhållandena är stabilare. I en grov stamledning märks inte enstaka varmvattentappningar, vilket gör regleringen stabilare.

En ren P-regulator är ofta olämplig att använda i stora rörsystem, eftersom den har en förmåga att leta upp systemets grundton och därmed börja självsvänga. Använder man sig av en PI-regulator bör man alltså se till att integrationstiden (I) inte är för kort.

Regulatorn med variabel ramp som har presenterats i detta kapitel verkar mycket tilltalande. Den verkar stå sig väldigt bra i jämförelse med den traditionella PI-regulatorn i de behandlade fallen, både när det gäller stabilitet och snabbhet.

Reglering av ett fjärrvärmesystem underlättas om det råder symmetri i tryckhöjdsbilden (både fram- och returpumpar) samt om tryckhållningen är symmetrisk (tryckhållning vid medeltryckshöjd). Symmetrisk pumpning och tryckhållning är också mycket fördelaktigt med tanke på pumpstopp, vilket kommer behandlas i nästa kapitel.

3 Tryckhållning och tryckslag i fjärrvärmesystem

3.1 Inledning

Slutna rörsystem (cirkulationssystem) innehållande vätska måste ha någon form av tryckhållningsutrustning. Dess uppgift är att upprätthålla en lämplig trycknivå i systemet. Trycknivån justeras genom att tillföra och bortföra vatten från systemet. Tryckhållningsutrustningens primära uppgift i ett fjärrvärmesystem är att kompensera för ändrad temperaturnivå samt kompensera för läckage. Utformningen av tryckhållningsutrustningen påverkar också starkt systemets dynamiska egenskaper vid t ex ett pumpstopp. Hur snabbt vatten kan bortföras och tillföras systemet är av avgörande betydelse för systemets dynamiska beteende. I detta kapitel ligger tyngdpunkten på tryckhållningsutrustningens påverkan av händelseförloppet efter oplanerade pumpstopp (tryckslag).

3.2 Volymändringar i slutna rörsystem

För att öka trycket i ett vattenfyllt rör med konstant temperatur måste vatten tillföras röret (ΔV_p). När man gör detta kommer vattnet att komprimeras (ΔV_{komp}) och rörväggen kommer att deformeras (ΔV_{def}).

$$\Delta V_p = \Delta V_{komp} + \Delta V_{def} \quad (3.1)$$

Den odeformerade rörets volym (V_o) är

$$V_o = A \cdot L \quad (3.2)$$

där A = rörets tvärsnittsarea

L = rörets längd.

Om rörväggen är så tunn så att ett plant spänningstillstånd anses råda i rörväggen, samt att rörets längd förblir oförändrat kommer rörets volym att öka enligt ekvation 3.3 för en given tryckökning (Δp).

$$\Delta V_{def} = V_o \frac{D \cdot \Delta p}{E \cdot \delta} \quad (3.3)$$

där E = rörväggens elasticitetsmodul [N/m^2]

D = rörets innerdiameter

δ =rörväggens tjocklek [m]

För att även trycket skall ökas måste även vätska tillföras på grund av att vätskan komprimeras.

$$\Delta V_{komp} = (V_o + \Delta V_{def}) \frac{\Delta p}{K_{mod}} \approx V_o \frac{\Delta p}{K_{mod}} \quad (3.4)$$

där K_{mod} = vattnets volymelasticitetsmodul [N/m^2]

Den totala mängd vatten som måste tillföras för att öka trycket blir alltså

$$\Delta V_p = V_o \left(\frac{D}{E \cdot \delta} + \frac{1}{K_{mod}} \right) \Delta p \quad (3.5)$$

Exempel: $L = 1000 \text{ m}$, $D = 0.495 \text{ m}$, $E = 210 \text{ GN/m}^2$, $\delta = 6.3 \text{ mm}$, $K = 2.2 \text{ GN/m}^2$ (vatten av 80°C) $\Rightarrow \Delta V_p = 16 \text{ l}$ vid tryckökningen 1 bar.

Det krävs således mycket små mängder vatten för att öka trycket i en rörledning. Ungefär hälften av de 16 litrarna måste tillföras på grund av att vattnet komprimeras och den andra hälften måste alltså tillföras på grund av rörväggens deformation.

Vattnets densitet beror på temperaturen. Vattnets volymändring på grund av temperaturändring (ΔV_ρ) kan beräknas med hjälp av ekvation 3.6.

$$\Delta V_\rho = V_o \left(\frac{\rho_o}{\rho_1} - 1 \right) \quad (3.6)$$

där ρ_o =densitet vid begynnelsestemperaturen

ρ_1 =densitet vid sluttemperaturen

På grund av temperaturutvidgning av rörväggen ökar också rörets volym. Under förutsättning att rörets längd förblir oförändrad kommer rörets volym (ΔV_γ) öka enligt ekvation 3.7.

$$\Delta V_\gamma = 2\gamma \cdot V_o \cdot \Delta T \quad (3.7)$$

där γ = rörmaterialets längdutvidgningskoefficient

ΔT = temperaturförändring

Den volym vatten som måste bortföras för att hålla trycket konstant vid en temperaturökning eller tillföras vid en temperaturminskning blir alltså

$$\Delta V_T = V_o \left(\left(\frac{\rho_o}{\rho_1} - 1 \right) - 2\gamma \cdot \Delta T \right) \quad (3.8)$$

Exempel: DN500, PN16, L = 1000 m $\Rightarrow$ D = 0.495 m, $\gamma = 1.2 \cdot 10^{-5} \text{ } 1/^\circ\text{C}$, temperaturökning från 80 till 90 $^\circ\text{C} \Rightarrow \rho_o = 972 \text{ kg/m}^3, \rho_1 = 965 \text{ kg/m}^3 \Rightarrow \Delta V_T = 1.3 \text{ m}^3$.

Om röret vore helt stelt skulle den bortförda volymen blivit 1.4 m^3 . Inverkan av rörväggens utvidgning är alltså inte så stor. Temperaturändringar skapar således normalt mycket större volymändringar än vad tryckförändringar gör.

3.3 Tryckhållningsutrustning

3.3.1 Inledning

Tryckhållningsutrustningen i ett fjärrvärmesystem kan utformas på olika sätt. Ett vanligt sätt är att använda sig av tryckhållningspumpar. Man kan också ha kärl som är direkt anslutna till fjärrvärmesystemet. Dessa kärl kan antingen ha en kvävgaskudde eller ångkudde på toppen. En speciell sort av kärl är tryckhållande hetvattenackumulatorer. I detta kapitel kommer vi att kort beskriva funktionen av olika typer av tryckhållningsutrustning, men först skall vi diskutera dimensioneringsvillkoren för en tryckhållningsutrustning.

3.3.2 Dimensioneringsvillkor

Effektbortfall

Om en panna faller ur och distributionspumparna fortsätter att gå kommer returtemperatur att köras ut i framledningen och nätet kyls av. För att trycket inte skall sjunka måste tryckhållningssystemet tillföra vatten till nätet.

Exempel: Ut från ett verk kör vi ut framtemperaturen (T_F) $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Inkommande returtemperatur (T_R) är $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, Flödet ut från verket (Q) är $0.1\text{ m}^3/\text{s}$. För att hålla trycket i nätet efter panntrippen måste tryckhållningsflödet (Q_{TH}) vara (jämför 3.8).

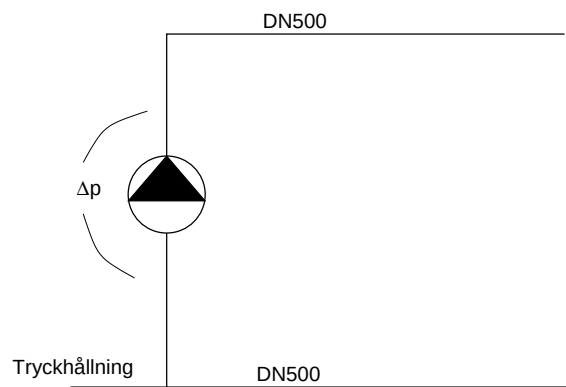
$$Q_{TH} = -Q \left(\left(\frac{\rho_{120^{\circ}\text{C}}}{\rho_{60^{\circ}\text{C}}} - 1 \right) - 2\gamma \cdot \Delta T \right) = 4.2\text{ l/s} \quad (3.9)$$

Läckage

Läckage av vatten i ett fjärrvärmesystem är normalt inte så stort. Normal förbrukning av spädvatten motsvarar ungefär halva nätets volym per år. Om t ex nätets volym är 10000 m^3 så blir läckflödet enligt ovanstående tumregel ca 0.15 l/s .

Pumpstopp

Om tryckhållningen sitter placerad på retursidan av distributionspumparna måste vatten rinna ut ur nätet för att tryckhållningstrycket inte skall ändras.



Figur 34. Illustration av nedanstående exempel.

Exempel: Antag att distributionspumpens tryckuppsättning (Δp) i figur 34 är 6 bar och är ansluten till en DN500-ledning ($A=0.19\text{ m}^2$). Tryckförändringen i framledningen sprider sig med tryckvågens vågutbredningshastighet ($a \approx 1000\text{ m/s}$). För att tryckhållningstrycket inte skall ändras måste följande flöde lämna nätet (jämför ekvation 3.5).

$$Q_{TH} = A \cdot a \left(\frac{D}{E \cdot \delta} + \frac{1}{K_{mod}} \right) \Delta p = 0.1\text{ m}^3/\text{s} \quad (3.10)$$

För att inte tryckhållningstrycket skall ändras krävs det alltså att ett stort flöde rinner ut till tryckhållningsutrustningen. I de flesta fall är det dock inte önsvärt att så sker eftersom det ofta leder till väldigt låga tryck på andra ställen i nätet, med risk för ångbildning som följd. Detta diskuteras mer ingående i avsnitt 3.4.2.

Avkylning

Efter ett totalt pumpstopp i ett fjärrvärmesystem upphör tillförsel av effekt till nätet och nätet kommer att kylas ned. Värmeförlusterna i ett fjärrvärmesystem ligger normalt mellan 5-10% av producerad årsenergi [5]. Antag att värmeförlusterna är av samma storleksordning efter det att pumparna har stannat.

Exempel: Antag att producerad årsenergi är 270 GWh och att värmeförlusterna (W_f) är 10% av årsenergin, dvs 27 GWh. Värmeförlusteffekten (P_f) under året (8760 timmar) blir då i medeltal

$$P_f = \frac{W_f}{8760} = 3.1 \text{ MW} \quad (3.11)$$

Om nätvolymen (V_o) antages vara 4000 m³ kommer nättemperaturen (T_{net}) i början att sjunka med hastigheten

$$\frac{dT_{net}}{dt} = \frac{P_f}{V_o \cdot \rho \cdot c_p} = 0.7 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{timme} \quad (3.12)$$

Avkylningen sker alltså mycket långsamt och ställer inga större flödeskrav på tryckhållningsutrustningen. Om pumparna står stilla under mycket lång tid (flera dagar) kommer dock vattentemperaturen sjunka till omgivningstemperatur. Antag att nättemperaturen i medeltal är 80 °C och att nätet svalnar ned till omgivningstemperaturen 4 °C. För att upprätthålla trycknivån i systemet måste ca 100 m³ vatten tillföras systemet (enligt 3.8). Dessutom måste ju vatten tillföras på grund av läckage. Om t ex läckaget är 0.1 l/s blir läckvolymen 360 l/timme.

Om nätet står stilla länge och tryckhållningsutrustningen inte klarar av att hålla trycket kommer det till slut att bildas ånga i nätets högpunkter. Detta är naturligtvis inte önskvärt, men det behöver dock inte innebära någon större säkerhetsrisk. Ånga i ett rör som det inte strömmar i är inte så farligt. Systemets distributionspumpar skall dock inte startas förrän hela systemet är ångfritt.

Rörbrott

Då ett rör går sönder rinner det naturligtvis ut vatten vid läckan. För att trycket i systemet inte skall sjunka måste vatten tillföras av tryckhållningsutrustningen. Hur mycket vatten som måste tillföras beror på var i systemet läckan uppstår och hur stort hålet är. Det är orimligt att dimensionera tryckhållningsutrustningen för alla tänkbara rörbrott. Det är därför viktigt att man övervakar spädvattentillförseln. Ökar denna drastiskt är det ett säkert tecken på att det finns en läcka i systemet. Lämplig åtgärd är då att stänga av alla pumpar och stänga sektioneringsventiler enligt en förutbestämd sektioneringsplan.

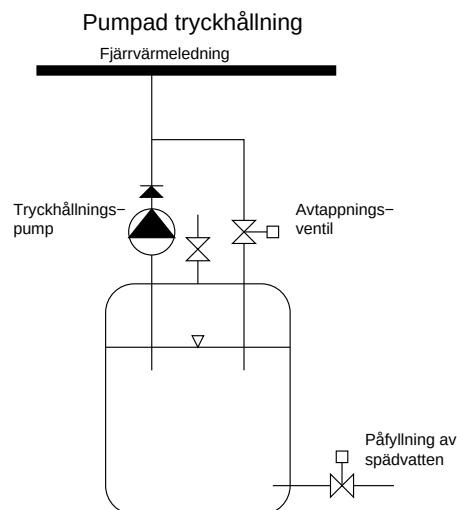
Fylla upp ledningar

När ett nytt område skall tas i drift eller om en nätdel har tömts på vatten pga rörarbeten måste nätdelen fyllas på med vatten. Hur stor flödeskapacitet som krävs av tryckhållningsutrustningen för detta ändamål är mycket av en trivselsfråga. Man vill ju inte att det skall ta hur lång tid som helst för att fylla upp en nätdel som varit avstängd.

Sammanfattning

Under normal drift skall alltså tryckhållningsutrustningen i första hand klara av att tillföra vatten för att kompensera för läckage (≈ 0.015 l/s per 1000 m^3). För att även klara av ett oplanerat stopp av en panna krävs det ytterligare flödeskapacitet (≈ 15 l/s per 100 MW). Av praktiska skäl kan det vara bra att ha ytterligare flödeskapacitet för att snabbt kunna fylla upp ledningar.

3.3.3 Pumpad tryckhållning

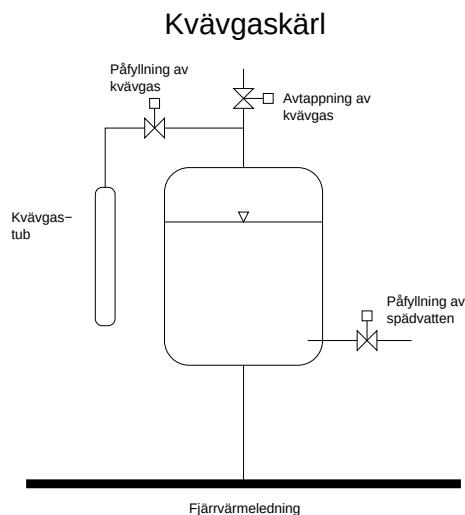


Figur 35. Pumpad tryckhållning.

Ett sätt att ordna tryckhållningen på är att ha så kallad pumpad tryckhållning (se figur 35). Trycket i systemet höjs genom att en eller flera tryckhållningspumpar pumpar in vatten till systemet och sänkning av trycket sker genom att tappa av vatten med hjälp av en avtappningsventil. Tryckregleringen kan antingen vara kontinuerlig eller intermitterant (start/stopp öppna/stänga). Kontinuerlig reglering kan åstadkommas genom att varvtalstyra pumpen. Kontinuerlig reglering kan även ske genom att köra pumpen med kontant varvtal och reglera trycket med avtappningsventilen.

En nackdel med pumpad tryckhållning är att den inte fungerar vid strömbavbrott. En fördel är att det är relativt enkelt att ändra tryckhållningsnivån i systemet och på så sätt anpassa systemet till nya driftförutsättningar. Pumpad tryckhållning är också ofta fördelaktigt ur transientsynpunkt (tryckslag) vid t ex pumpstopp.

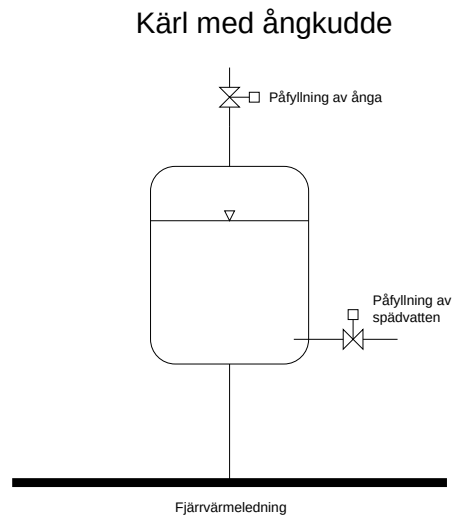
3.3.4 Kvävgaskärl



Figur 36. Tryckhållning med hjälp av ett kvävgaskärl.

Det är också möjligt att ordna tryckhållning med hjälp av ett kvävgaskärl. I figur 36 visas ett exempel på hur ett sådant arrangemang kan se ut. Eftersom kvävgas expanderar mycket lättare än vatten kan vatten rinna in och ut ur kärlet utan att trycket ändrar sig speciellt mycket. Vid större volymändringar släpps kvävgas in eller ut i kärlet för att upprätthålla önskat tryck i kärlet. En fördel med kvävgaskärl är att de kan fungera som tryckhållning även under ett längre strömbavbrott.

3.3.5 Käril med ångkudde

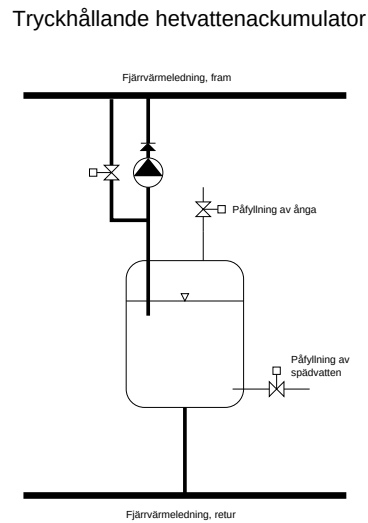


Figur 37. Tryckhållning med hjälp av ett käril med ångkudde.

Istället för kvävgas kan ånga användas (se figur 37). Ångan ger en mycket stabil tryckhållning. I ett käril som både innehåller vatten och ånga är trycket i kärlet lika med mättnadstrycket. Om vatten strömmar ut ur kärlet kommer vatten att förångas och trycket förblir i stort sett oförändrat och när vatten strömmar in i kärlet kommer ånga att kondenseras. Normalt håller inte allt vatten i kärlet mättnadstemperatur utan det är bara ett skikt närmast ytan som gör det. Om hela skiktet förångas bort kommer därmed trycket i kärlet att sjunka.

Käril med ångkudde ger alltså en mycket stabil tryckhållning. Detta arrangemang är dock mer beroende av el än i fallet med kvävgas.

3.3.6 Tryckhållande hetvattenackumulatorer



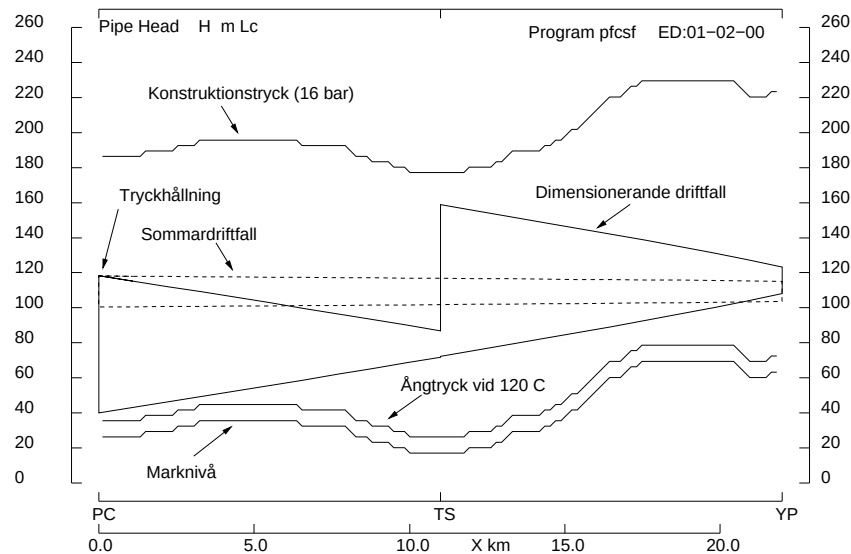
Figur 38. Tryckhållande hetvattenackumulator.

I ett nät utan ackumulator måste hela tiden produktionen anpassa sig till rådande värmelast i nätet. I avsikt att mjuka upp denna koppling mellan last och produktion finns det hetvattenackumulatorer i många nät. Dessa fungerar oftast också som tryckhållning och har då en ångkudde på toppen av ackumulatören. Till skillnad från ett renodlat tryckhållningskärl är flödeskapaciteten in och ut ur ackumulatören mycket stor för att möjliggöra i- och urladdning av ackumulatören.

Tryckhållande hetvattenackumulator är en extremt stabil tryckhållningsutrustning. Den underlättar också uppfyllning av tömda ledningar. En stor nackdel är dock att det är stor risk att det uppstår kraftiga tryckslag ute i nätet vid pumpstopp. Detta problem behandlas senare i avsnitt 3.4. En annan nackdel är svårt att ändra tryckhållningstrycket, vilket är en stor nackdel vid t ex integrering av olika nät.

3.4 Trycktransienter vid pumpstopp för olika systemutformningar

3.4.1 Inledning



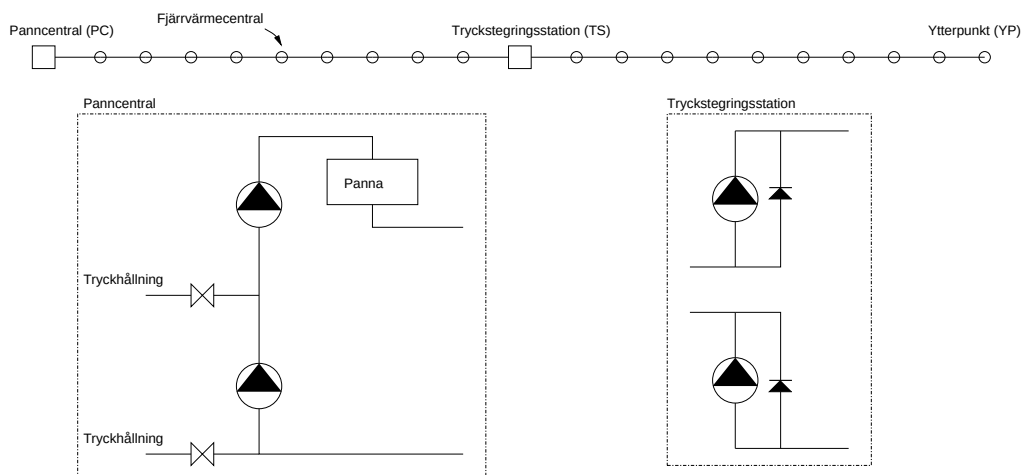
Figur 39. Exempel på tillåtna tryckgränser i ett fjärrvärmesystem.

I ett rörsystem måste hela tiden trycken befinna sig inom tillåtna tryckgränser. Uppåt begränsas tillåtet tryck av konstruktionstrycket som normalt är 16 bar ö i ett fjärrvärmesystem. Vissa delar av ett system kan dock vara av lägre tryckklass. Neråt begränsas trycket av ångtrycket för högsta tillåtna temperatur i systemet. I fjärrvärmesystem är högsta tillåtna temperatur 120 °C. I figur 39 visas stationära tryckhöjdslinjer dels för dimensionerande driftfall och dels för ett somnardriftfall. Tryckhållningen är i detta fall ansluten vid framledningstrycket längst till vänster i figuren. I figuren är också tryckbegränsningarna inlagda. De stationära tryckhöjdslinjerna ligger inom tillåtna tryckbegränsningar. Nätet bör alltid befinna sig inom tillåtna tryckbegränsningar, även under ett oplanerat pumpstopp (strömvabrott). Ofta är det inte överskridning av konstruktionstrycket som är den stora säkerhetsrisken utan att trycket faller så lågt så att det uppstår ångbildning. Själva ångbildningen i sig är normalt inte heller så farlig, men när trycket åter stiger så imploderar ångblåsan och vi får då ett ångslag som allvarligt kan skada systemet. Det är också mycket riskfyllt om det uppstår ångbildning före ett strypställe. Ångan passerar lätt strypningen, men när den efterföljande vattenpelaren når strypstället blir det tvärstopp. Det är därför allvarligare om ångbildning uppstår i framledningen än i returledningen. Det är också mycket oönskat om en pump som är i drift ömsom matas med ånga och ömsom med vatten. Vad som egentligen händer då det uppstår ångbildning i ett rörsystem är dock mycket svårt att förutsäga (för att inte säga omöjligt). Ångbildning bör därför i största möjliga mån undvikas.

När en pump stannar sprider sig tryck- och flödesändringen i systemet med hjälp av tryckvågor. Vi kommer inte här närmare beskriva den bakomliggande teorin om hur tryckvågor utbreder sig i ett rörsystem utan den intresserade hänvisas till [1].

Olika systemutformningar är olika känsliga för pumpstopp. Alla nät är unika och det är naturligtvis omöjligt att här redovisa alla tänkbara systemutformningar. Vi kan dock peka på några olika principlösningar när det gäller utformning av tryckhållningsutrustning samt utläggning av den stationära tryckhöjdsbilden.

3.4.2 Exempel på olika systemutformningar



Figur 40. Ett fjärrvärmesystem med jämn utbredd last.

I figur 40 visas ett fjärrvärmesystem med en jämn utbredd fjärrvärmelast. Systemet består av tjugo fjärrvärmecentraler med värmeförbrukningen 10 MW vid dimensionerande utetemperatur. Dimensionerande last i nätet är alltså 200 MW. Nätets totala volym är ca 14000 m³.

I nätet finns endast en panncentral som återfinns längs till vänster i figur 40. I panncentralen finns det två seriekopplade distributionspumpar. Systemet tryckhålls antingen vid returtryck eller mellan distributionspumparna (symmetrisk tryckhållning).

Mitt i nätet återfinns en tryckstegringsstation där det finns möjlighet att tryckstegra både i fram- och returledningen (symmetrisk tryckstegring). Det är också möjligt att endast tryckstegra i fram- eller returledningen (osymmetrisk pumpning).

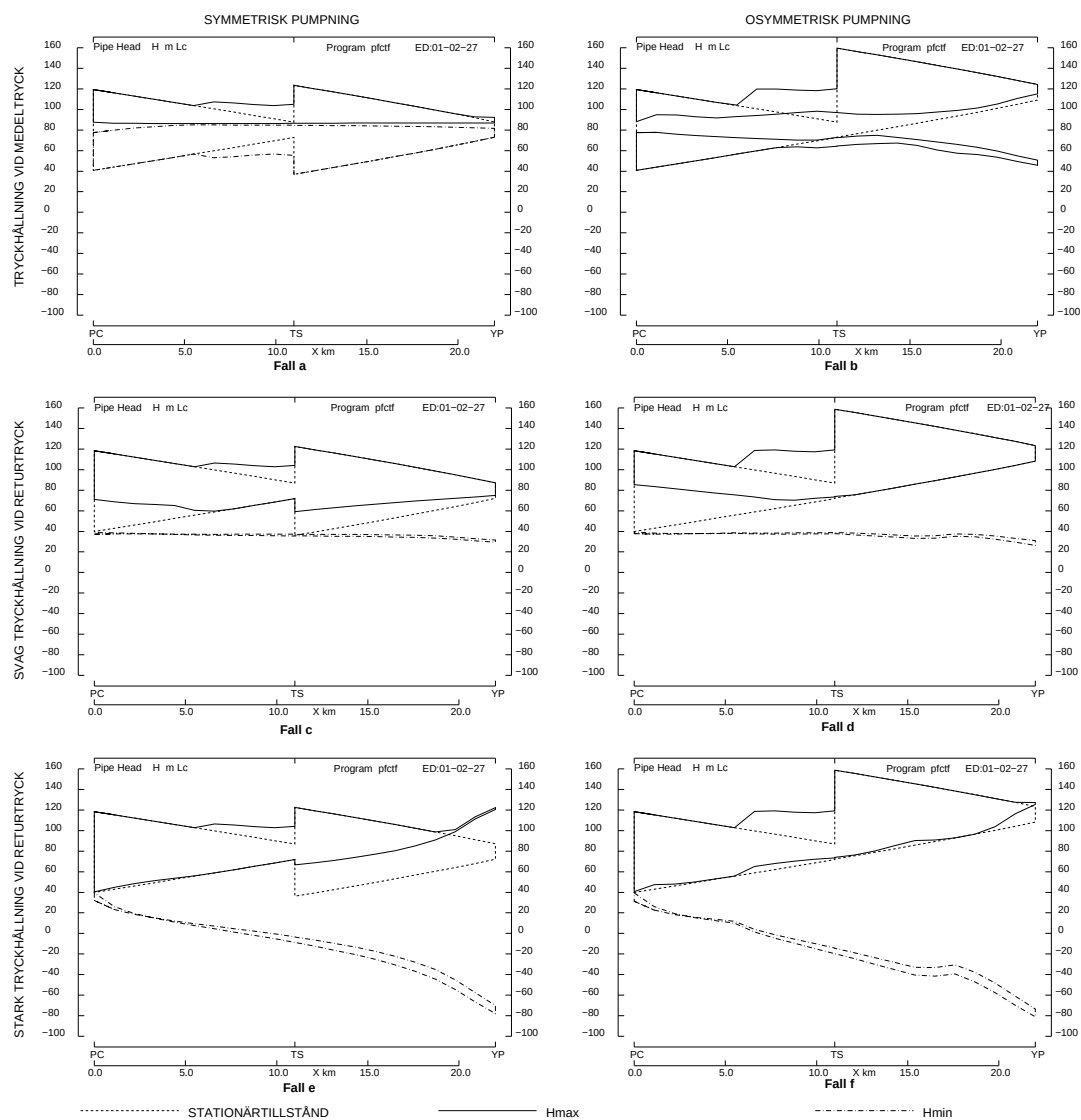
Tryckhållningsutrustningens egenskaper och dess placering samt på vilket sätt som nätet tryckstegras påverkar det dynamiska förloppet efter ett totalt pumpstopp. Detta illustreras i figur 41 och figur 42. Figur 41 visar högsta (H_{max}) respektive lägsta (H_{min}) tryckhöjdsnivåer som förekommer under pumpstoppet. Dessutom finns det stationära drifttillståndet före pumpstoppet inritat i figuren. Figur 42 visar hur tryckhöjden före och efter respektive pump varierar under pumpstoppet.

Beroende på systemutformningen får vi olika stora avvikelser mellan stationärtillståndet och H_{max} respektive H_{min} . Minsta avvikelser fås då både tryckhållning och tryckstegring sker symmetriskt (fall a). I detta fall är det bara uppströms tryckstegringspumpen i framledningen respektive nedströms tryckstegringspumpen i returledningen som H_{max} och H_{min} faller något utanför den stationära tryckhöjdsbilden. I figur 42 framgår det hur samtliga tryck faller/stiger till systemets medeltryckhöjd. Säkerheten vid pumpstopp är normalt mycket hög för en sådan här systemutformning. Den enda säkerhetsutrustning som normalt behövs är att tryckstegringspumparna förreglas så att om den ena pumpen stannar så skall även den andra göra det. På så sätt upprätthålls symmetrin i systemet.

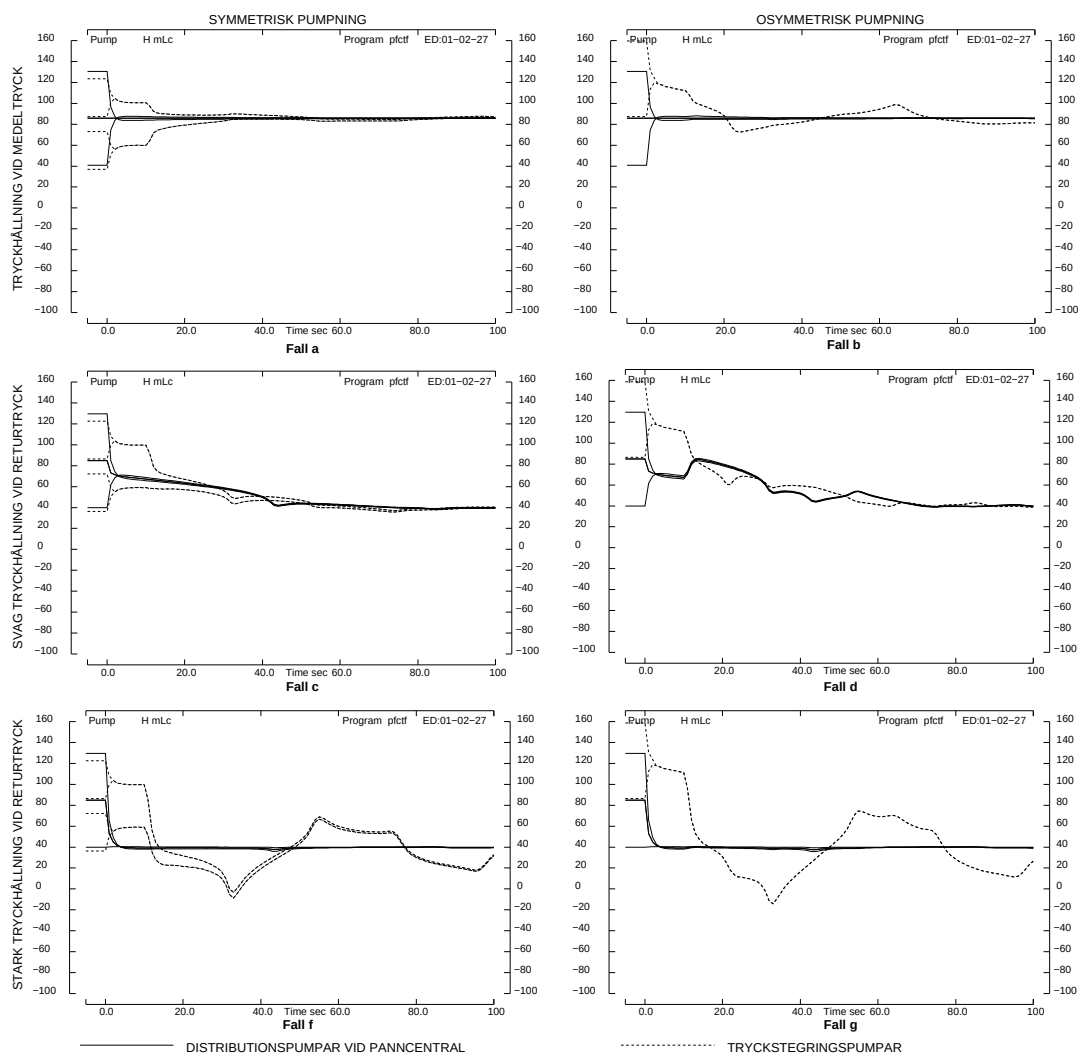
På grund av stora geografiska nivåskillnader i systemet är det inte alltid möjligt att tryckstegra symmetriskt. I fall b sker tryckstegringen endast i framledningen. Tryckhållningen är även i detta fall placerad mellan fram- och returpumpen vid panncentralen. Tryckhållningstrycket är dock inte det samma som systemets medeltryck, vilket beror på den osymmetriska tryckstegringen. Lägsta tryckhöjdsnivån vid nätets ytterpunkt hamnar i detta fall betydligt under den stationära tryckhöjdbilden och ligger till och med långt under tryckhållningsnivån. I detta system är det risk för att det uppstår ångbildning i högt belägna ställen i närheten av nätets ytterpunkt. Detta kan avhjälpas genom att tryckstegringsstationen byts ut mot tryckväxlarstation. Det kan också ibland avhjälpas med hjälp av tryckklockor (se avsnitt 3.5).

I fall c och d är tryckhållningsutrustningen ansluten vid returtryck vid panncentralen. Flödeskapaciteten ut från systemet är dock i dessa fall begränsad (svag tryckhållning), vilket medför att tryckhållningsutrustningen inte förmår att hålla trycket vid ett pumpstopp. Detta syns tydligt i figur 42. Efter några få sekunder efter pumpstoppet lägger sig både fram och returtryck på en nivå mellan medeltryck och returtryck. Efter en stund sjunker dock trycket sakta ned mot tryckhållningsnivån. Om det finns tryckbegränsningar i systemet som inte tillåter att trycket faller ned till tryckhållningstrycket efter ett pumpstopp så finns det en möjlighet att snabbt isolera tryckhållningsutrustningen från nätet vid ett ev pumpstopp. Om man gör detta så blir förloppen väldigt lika fall a och b (symmetrisk tryckhållning).

Känsligast för pumpstopp är normalt system med stark osymmetrisk tryckhållning. Ett exempel på en sådan tryckhållningsutrustning är tryckhållande hetvattenackumulatorer. Det transienta förloppet efter ett totalt pumpstopp i ett sådant system illustreras av fall e och f i figur 41 och 42. Den starka tryckhållningen vid returtryck gör att trycket ute i nätet faller till mycket låga tryck och det kommer med mycket stor sannolikhet att uppstå ångbildning i nätet. Detta kan ofta dock undvikas med hjälp av tryckklockor (se avsnitt 3.5). Tryckklockor kan dock i praktiken bara skydda nätet om nätets tryckbegränsningar tillåter att trycket kan svänga ned ca 1 bar under tryckhållningstrycket. Om det finns delar i nätet som inte tillåter detta får dessa avsäkras med tryckväxlare eller ev värmväxlare. Värmväxlare bör i största möjliga utsträckning undvikas eftersom dessa skapar större flöden och högre returtemperaturer.



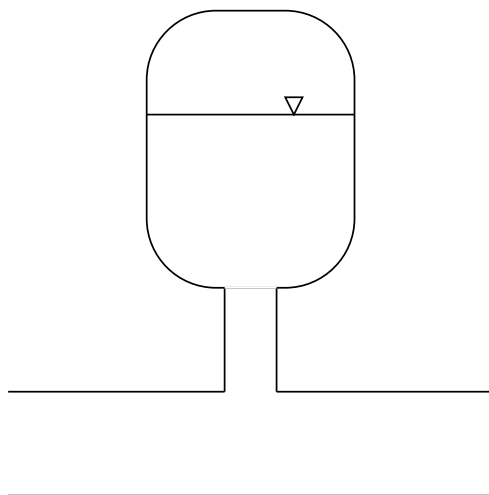
Figur 41. Högsta respektive lägsta trycknivå som uppstår efter ett totalpumpstopp vid sex olika systemutformningar. Även stationära tryckhöjdslinjer för pumpstoppen illustreras i figuren.



Figur 42. Tryckhöjd före och efter respektive pump efter pumpstoppen i de sex olika systemutformningarna.

3.5 Tryckklockor

Tryckklockor är relativt vanligt förekommande i vattendistributionssystem som skydd mot vattenslag. I fjärrvärme och fjärrkylasystem har dock denna komponent inte utnyttjats fullt ut som skydd för oplanerade dynamiska händelser. Idag har emellertid Trollhättans fjärrvärmesystem, Stockholms centrala nät samt Stockholms centrala kylnät tryckklockor i sina nät.



Figur 43. Tryckklocka.

I figur 43 visas en tryckklocka som är ansluten till ett rör. Kärlet är delvis fyllt med vatten. Resterande delen av kärlets volym utgörs av en gas, t ex luft eller kväve. När trycket i ledningen sjunker strömmar vatten ut ur tryckklockan och gasen expanderar. Ju större gasvolymen är, ju långsammare sjunker trycket i ledningen. När trycket åter ökar, strömmar vatten in i tryckklockan och gasen komprimeras. Tryckklockan dämpar på så sätt trycktransienterna i rörsystemet. Utförliga beskrivningar om tryckklockans funktion finns att läsa i [1] [6].

Tryckklockorna är normalt delvis fyllda med kvävgas. Kvävgas används för att undvika införsel av syre till fjärrvärmevattnet. Det måste vara möjligt att avläsa tryck och gasvolym i tryckklockan. Detta kan åstadkommas genom att tryckklockorna utrustas med nivåglas och manometer. Det är tänkt att gasmassan i tryckklockorna hela tiden skall vara den samma. På grund av att kvävgasen kan läcka ut ur tryckklockan samt att den kan diffundera in i vattnet, bör gasvolymen med jämna mellanrum kontrolleras. Rätt gasvolym varierar med gastrycket. Genom att avläsa gastryck och gasvolym är det möjligt att bedöma om rätt kvävgasmängd finns i tryckklockan.

Anslutningsröret till tryckklockan bör förses med ett värmelås. Annars är det risk för att det uppstår självcirkulation i anslutningsröret, vilket leder till att mer kvävgas kan diffundera in i nätet.

I fjärrkylasystem är det även möjligt att använda sig av kärl med gummibälg. Gummibälgar lämpar sig dock inte för fjärrvärme på grund av att bälgarna inte tål höga temperaturer. Med ett kärl med gummibälg är det inte möjligt att avläsa gasvolymen med hjälp av ett nivåglas. Istället får man väga kärlet och på så sätt avgöra hur mycket gas det är i kärlet.

3.5.1 Tryckklockor i system med stark tryckhållning vid returtryck

Tryckklockor som sitter i nät med tryckhållning vid returtryck kommer att expandera ned till returtrycket. Om tryckhållningen är flödesmässigt stark så kommer trycket under under en tid sjunka under tryckhållningstrycket. Expansionen av gasen i tryckklockan efter ett pumpstopp sker relativt snabbt. Detta innebär att expansionen under det transienta förloppet sker i det närmaste isentropiskt (utan värmeutbyte med omgivningen). Sambandet mellan tryck och gasvolym i tryckklockan blir då

$$p \cdot V^{1.4} = \textit{konstant} \quad (3.13)$$

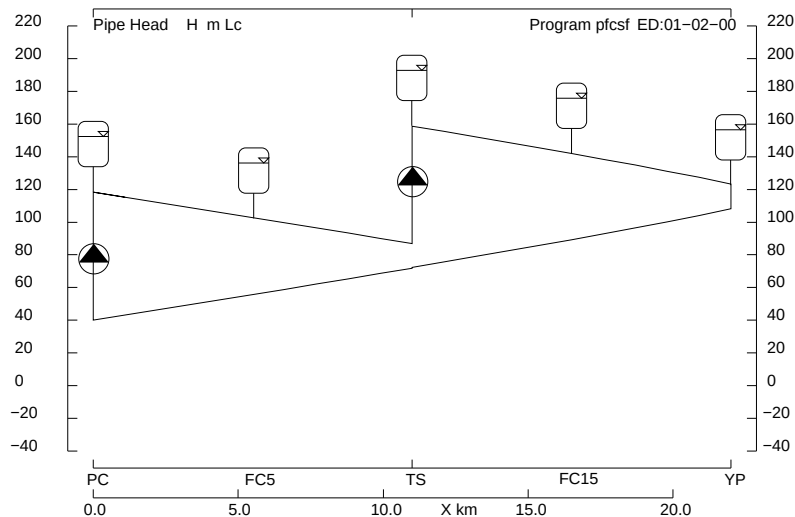
Efter hand kommer det dock ske värmeutbyte mellan gasen, vätskan och omgivningen. Om man antar att gasens temperatur återgår till samma temperatur som den hade före pumpstoppet så kan man se expansionen som isoterm (konstant temperatur) och sambandet mellan tryck och gasvolym blir då

$$p \cdot V = \textit{konstant} \quad (3.14)$$

Det är dock fullt möjligt att temperaturen i tryckklockan efter ett pumpstopp under ett tag är högre än vad den var före pumpstoppet på grund av att det strömmar in vatten från framledningen.

Exempel: Gasvolymen i tryckklockan före pumpstoppet är 1 m^3 och att trycket är 8 bar (absolut). Under pumpstoppet sjunker trycket ned till 3.5 bar. Gasen i tryckklockan expanderar då isentropiskt enligt ekvation 3.13 upp till ca 1.8 m^3 . Tryckhållningstrycket är 4 bar absolut. Isoterm expansion ned till tryckhållningstryck beräknas med hjälp av ekvation 3.14 som då ger volymen 2.0 m^3 . Om gastemperaturen ökar 20°C på grund av inströmning av vatten från framledningen så ökar volymen till ca 2.1 m^3 .

Temperaturökning på grund av inströmning av varmt vatten påverkar alltså inte gasvolymen så mycket. Tryckklockans volym kan därför dimensioneras genom att beräkna den isentropa expansionen under pumpstoppet samt den isoterma expansionen ned till tryckhållningstryck. Man vill ju undvika att tömma tryckklockan helt och hållet varför man naturligtvis bör lägga till viss säkerhetsmarginal på kärlnvolymen.

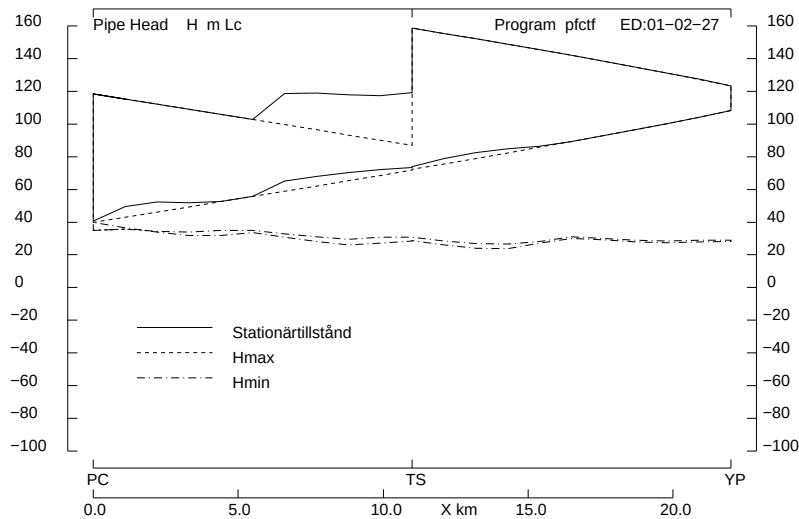


Figur 44. Beräknade stationära tryckhöjdslinjer före ett pumpstopp.

I figur 44 visas beräknade stationära tryckhöjdslinjer före ett totalt pumpstopp. Det finns fem stycken tryckklockor jämnt fördelade längs framledningen. Kärldolymen för samtliga tryckklockor är 25 m³. I tabell I redovisas lägsta tryckhöjden som förekommer under ett pumpstopp då två av tryckklockorna är aktiva. Bästa skyddet mot lågt tryck fås om båda tryckklockorna placeras bortanför tryckstegringspumpen. När tryckstegringspumpen stannar kommer det att gå en övertrycksvåg uppströms tryckstegringspumpen. På så sätt kan man säga att tryckstegringspumpen utgör ett visst skydd av denna del av nätet. Därför är det i detta fall fördelaktigast att placera tryckklockorna nedströms tryckstegringspumpen. I figur 45 redovisas $H_{\max}$ och $H_{\min}$ i nätet med aktiva tryckklockor vid fjärrvärmecentral 15 (FC15) och vid ytterpunkten (YP). Jämförs denna figur med fall D i figur 41 ser man hur effektivt tryckklockorna skyddar systemet mot lågt tryck.

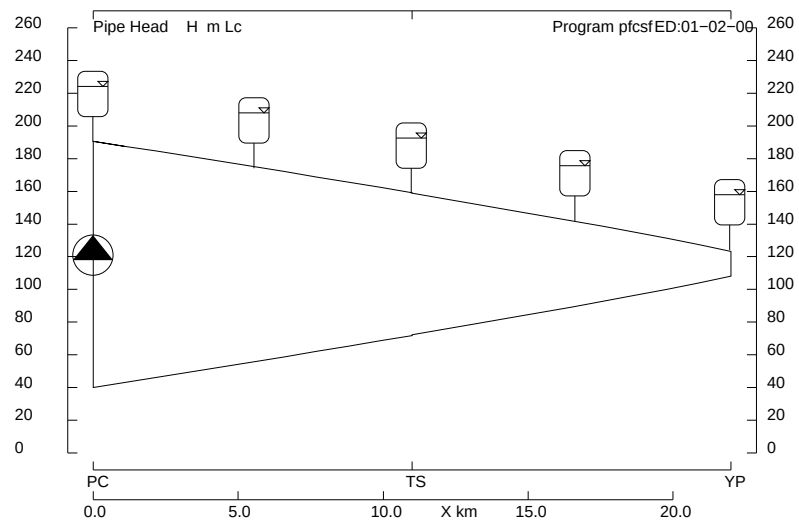
Tabell I. Lägsta tryckhöjdsnivå ($H_{\min}$) som förekommer i nätet efter ett totalt pumpstopp. Aktiva tryckklockor markeras med x i tabellen. Kolumnen "Plats" anger var i systemet som det lägsta trycket uppstår.

PC	FC5	TS	FC15	YP	$H_{\min}$ [mvp]	Plats
x	x				4.6	YP
x		x			1.5	YP
x			x		20.9	YP
x				x	2.7	YP
	x	x			8.9	YP
	x		x		20.6	YP
	x			x	21.2	YP
		x	x		21.2	YP
		x		x	21.1	YP
			x	x	23.0	FC14



Figur 45. Högsta (H_{max}) respektive lägsta tryckhöjdsnivå (H_{min}) efter ett totalt pumpstopp med aktiva tryckklockor vid fjärrvärmecentral (FC15) samt vid ytterpunkten (YP).

I figur 46 visas beräknade stationära tryckhöjdslinjer för ett driftfall utan tryckstegringspump. Även i detta fall finns det fem stycken tryckklockor som är jämnt utspridda längs framledningen. I tabell II redovisas lägsta tryckhöjden som förekommer under ett pumpstopp då två av tryckklockorna är aktiva. För detta driftfall utan tryckstegringspump är det effektivast att placera en tryckklocka ganska centralt i nätet (FC5 eller TS) samt en tryckklocka ganska långt ut (FC15). Dessa placeringar ger även ett bra skydd för driftfall då tryckstegringspumpen är i drift (se tabell I).



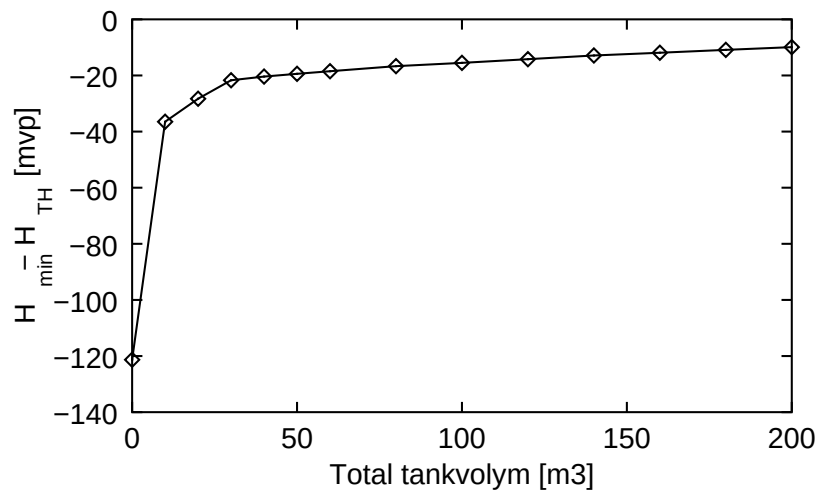
Figur 46. Beräknade stationära tryckhöjdslinjer före ett pumpstopp för ett driftfall utan tryckstegringspump.

Tabell II. Lägsta tryckhöjdsnivå (H_{min}) som förekommer i nätet efter ett pumpstopp vid ett driftfall utan tryckstegringspump. Aktiva tryckklockor markeras med x i tabellen. Kolumnen "Plats" anger vart i systemet som det lägsta trycket uppstår.

PC	FC5	TS	FC15	YP	H_{min} [mvp]	Plats
x	x				-19.7	YP
x		x			13.3	YP
x			x		14.6	YP
x				x	-4.1	YP
	x	x			4.9	YP
	x		x		19.5	YP
	x			x	6.8	YP
		x	x		17.5	YP
		x		x	8.4	YP
			x	x	-7.4	FC14

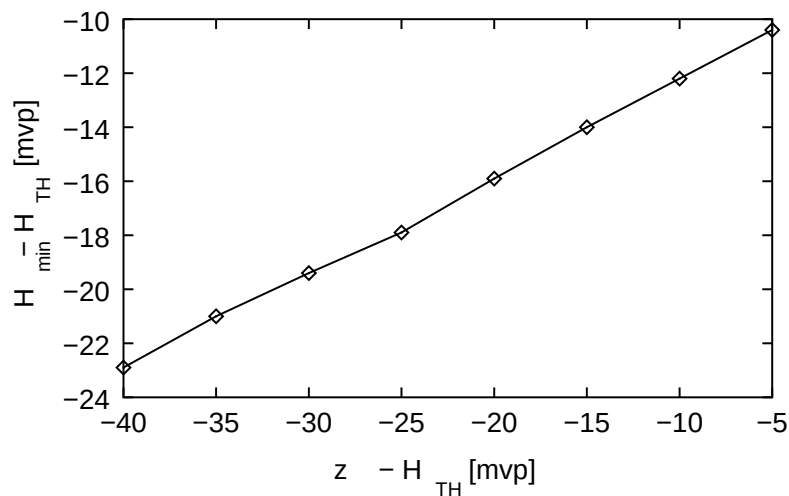
Fallet med en tryckklocka vid panncentralen (PC) samt med en tryckklocka vid FC15 skyddar nätet förvånansvärt bra både för både driftfall med och utan tryckstegringspump. Normalt är det inte speciellt effektivt att placera tryckklockor nära den starka tryckhållningen. Dessutom är det stor risk att distributionspumparnas backventiler kommer orsaka kraftiga trycktransienter eftersom flödet genom distributionspumparna kommer att bromsas upp mycket snabbt efter pumpstoppet. Det är då troligt att backventilerna inte hinner stänga tillräckligt snabbt med mer eller mindre kraftiga tryckslag som följd.

För de mest fördelaktiga placeringarna av tryckklockorna sjunker tryckhöjden i nätet ca 20 mvp under tryckhållningstrycket. Om man ökar på kärlvolymer sjunker inte trycket lika mycket. I figur 47 visas H_{min} som funktion av total kärlvolymer vid två lika stora tryckklockor är inkopplade vid FC5 samt vid FC15. Av diagrammet kan man utläsa att totala kärlvolymer måste öka från 50 till 200 m³ om tryckhöjden i nätet bara ska sjunka 10 mvp under tryckhållningstrycket. Vinsten i prestanda blir alltså i detta fall mycket lite då totala kärlvolymer ökas över ca 50 m³.



Figur 47. $H_{\min}$ (i förhållande till tryckhållningstrycket (H_{TH})) som funktion av totala kärlvolymen.

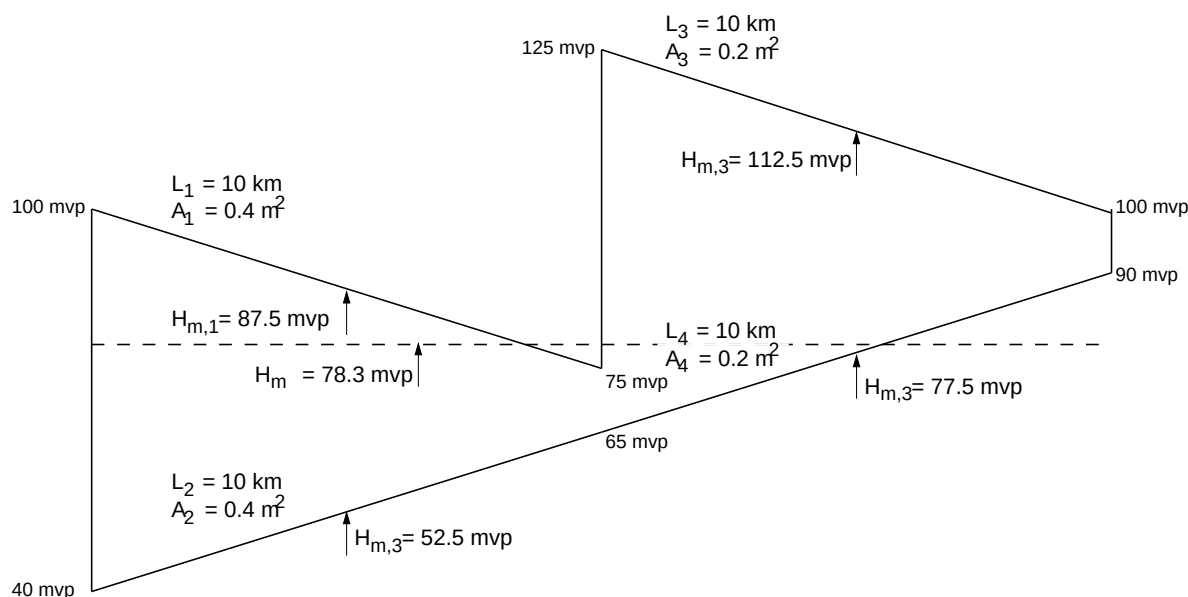
Det har också betydelse på vilken nivå (z) som tryckklockorna placeras. Detta illustreras i figur 48. I detta fall har vi två tryckklockor med vardera volymen 25 m^3 vid FC5 och vid FC15. Av figuren kan utläsas att om tryckklockan flyttas upp 10 m så minskar $H_{\min}$ med ca 3.5 mvp. Det är alltså fördelaktigt om tryckklockan kan placeras högt.



Figur 48. $H_{\min}$ som funktion av tryckklockornas placering i höjdlä (i förhållande till tryckhållningstrycket (H_{TH})).

3.5.2 Tryckklockor i system med svag tryckhållning

Om tryckhållningen är svag är det normalt möjligt att helt isolera tryckhållningssystemet från nätet vid ett strömavbrott. Vid ett pumpstopp kommer tryckhöjden i systemet i detta fall att falla mot systemets medeltryckhöjd. Genom att ansluta tryckklockor till nätet är det möjligt att få nätet att falla mot en annan tryckhöjdsnivå än medeltryckhöjden. På så vis är det ibland möjligt att undvika kokning vid högpunkter.



Figur 49. Illustration till beräkning av medeltryckhöjd.

I figur 49 visas ett tryckhöjdsdiagram. Systemet består av fyra ledningar som alla har längden (L_i) 10 km. Rörparet längst till vänster i figuren har tvärsnittsarean (A_i) 0.4 m^2 och det andra rörparet har tvärsnittsarean 0.2 m^2 . Medeltryckhöjden för varje enskilt rör illustreras i figuren. Med hjälp av ekvation 3.15 kan medeltryckhöjden för hela systemet (H_m) beräknas.

$$H_m = \frac{\sum (H_{m,i} \cdot A_i \cdot L_i)}{\sum (A_i \cdot L_i)} \quad (3.15)$$

För detta driftfallsexempel blir medeltryckhöjden 78.3 mvp. Tryckhöjdsnivån kan emellertid ökas genom att tillföra vatten till systemet. Det går naturligtvis även att sänka tryckhöjdsnivån genom att bortföra vatten från systemet.

Ändring av tryckhöjdsnivån kan som sagt var ske med hjälp av tryckklockor. Som tidigare har nämnts (se avsnitt 3.2) så är det inte enbart vattnet som komprimeras när trycket ökar utan även rörväggen deformeras. Vågutbredningshastigheten i en vätska definieras som

$$a = \sqrt{\frac{K_{mod}}{\rho}} \quad (3.16)$$

För att slippa ta reda på rörväggs godstjocklek, diameter och elasticitetsmodul för samtliga rör i systemet så inför vi en "ekvivalent elasticitetsmodul (K'_{mod})" för både vätskan och röret.

$$K'_{mod} = \bar{a}^2 \cdot \rho \quad (3.17)$$

där $\bar{a}$ = Uppskattad medelvågutbredningshastighet för samtliga rör (ca 1000 m/s)

Tillförd volym från tryckklockan till nätet kan nu skrivas som

$$V_{TK} - V_{TKo} = V_{nt} \frac{H - H_m}{K'_{mod}} \quad (3.18)$$

där V_{TK} = Gasvolymen i tryckklockan efter pumpstoppet [m^3] (se figur 50)

V_{TKo} = Gasvolymen i tryckklockan före pumpstoppet [m^3] (se figur 50)

V_{nt} = Nätvolymen [m^3]

H = Önskad tryckhöjdsnivå efter pumpstoppet [mvp]

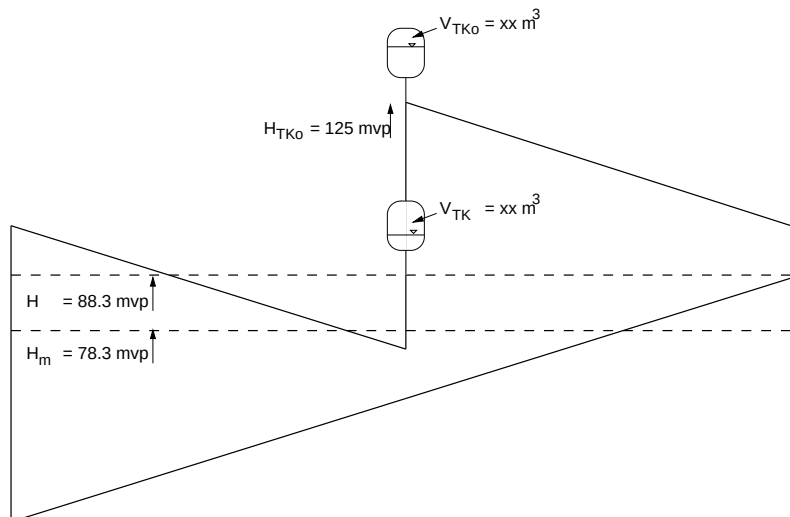
Antag att expansionen av gasen i tryckklockan är isoterm.

$$(H_{TKo} - z_{TK}) \cdot V_{TKo} = (H - z_{TK}) \cdot V_{TK} \quad (3.19)$$

där z_{TK} = Vätskenivån i tryckklockan (antages vara lika före och efter pumpstoppet)

Med hjälp av ekvation 3.18 och 3.19 kan nu erforderlig storlek på tryckklockan uppskattas (exkl säkerhetsmarginaler).

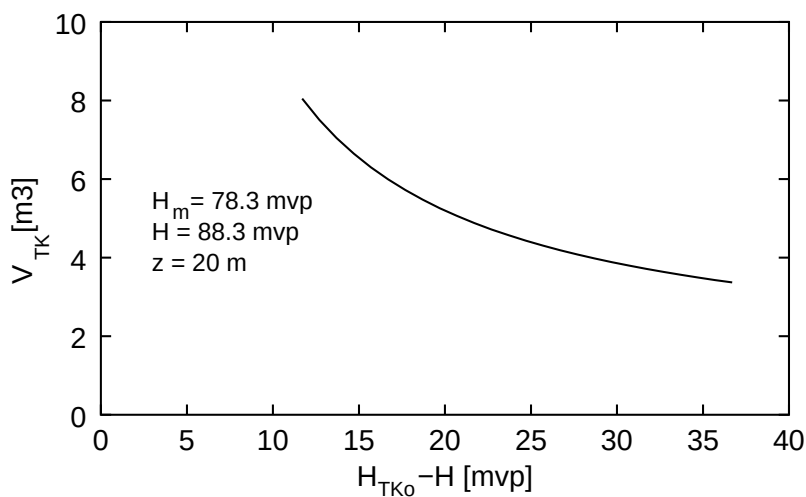
$$V_{TK} = \frac{\frac{V_{nt} \cdot \rho \cdot g \cdot (H - H_m)}{K'_{mod}}}{1 - \frac{H - z_{TK}}{H_{TKo} - z_{TK}}} \quad (3.20)$$



Figur 50. Illustration av hur tryckhöjdsnivån i ett fjärrvärmesystem efter ett pumpstopp kan ändras med hjälp av tryckklockor.

Med $z_{TK} = 20$ m, $\bar{a} = 1000$ m/s och $V_{nt} = 1200$ m³ krävs det en tankvolym på ca 3.4 m³ för att öka tryckhöjdsnivån med 10 mvp.

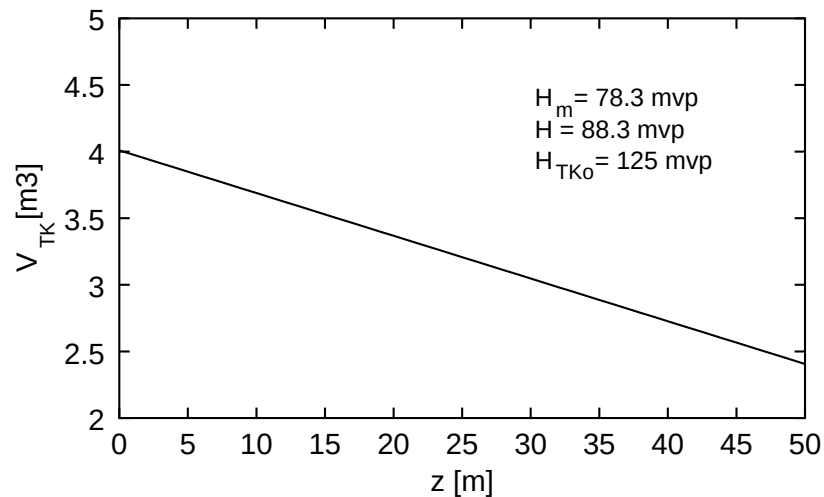
Av ekvation 3.20 kan man utläsa att det är fördelaktigt att placera tryckklockan där tryckhöjden under stationär drift (H_{TK0}) är hög. I figur 51 illustreras hur V_{TK} beror på H_{TK0} för detta exempel. När H_{TK0} närmar sig den önskade tryckhöjdsnivån krävs väldigt stor tankvolym.



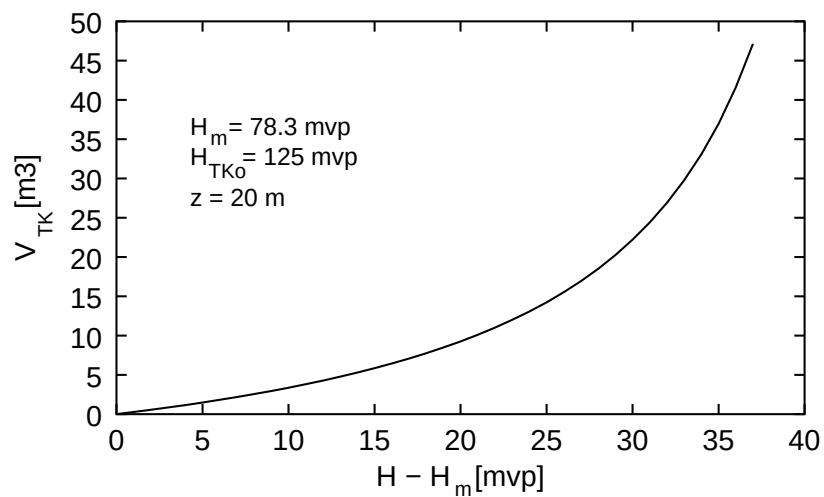
Figur 51. Hur erforderlig volym på tryckklockan beror på tryckhöjdsnivån i tryckklockan före pumpstoppet.

Det är också fördelaktigt att placera tryckklockan högt (z_{TK}). Erforderlig tankvolym minskar linjärt med z_{TK} (se figur 52).

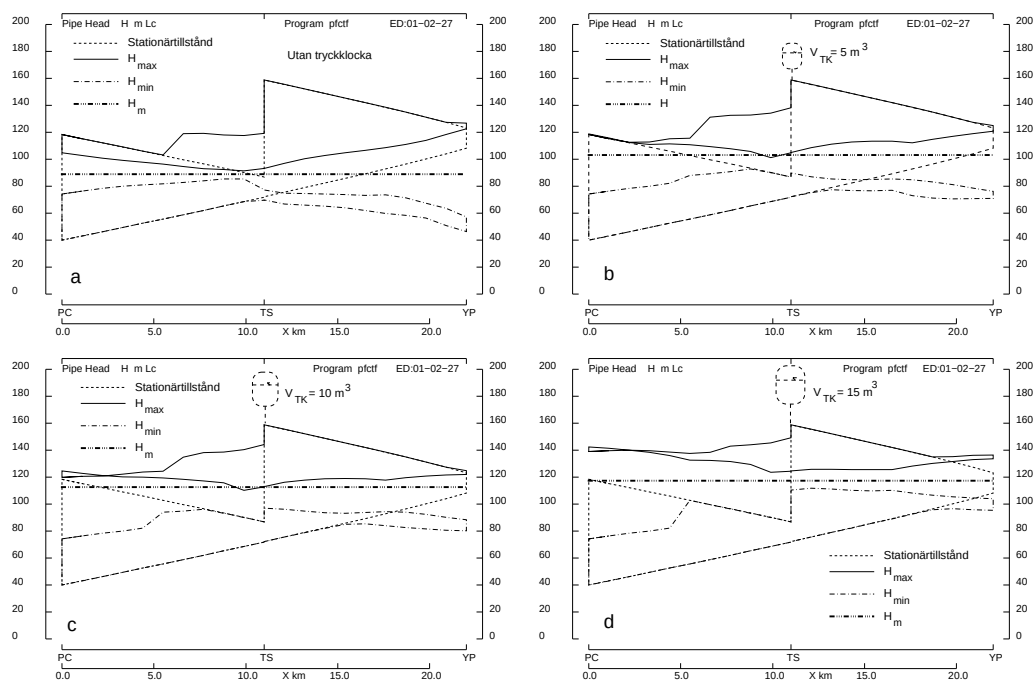
Erforderlig tankvolym ökar naturligtvis om man vill öka tryckhöjdsnivån efter ett pumpstopp. Detta framgår av figur 53. Om den önskade tryckhöjdsnivån närmar sig tryckhöjden i tryckklockan under stationär drift blir den erforderliga tankvolymen väldigt stor.



Figur 52. Hur erforderlig volym på tryckklockan beror på tryckklockans anslutningsnivå



Figur 53. Hur erforderlig volym på tryckklockan varierar med önskad tryckhöjdsnivå efter pumpstoppet.



Figur 54. Beräknade högsta respektive lägsta tryckhöjdsnivåer vid ett totalt pumpstopp i ett system där den ordinarie tryckhållningen är avstängd.

I figur 54a illustreras resultatet av en simulering av ett totalt pumpstopp i det system som illustreras av figur 40, men där tryckhållningen isoleras från nätet vid pumpstopp. I detta fall faller trycket mot systemets medtryck (89 mvp). Tryckhöjden vid ytterpunkten (YP) kommer dock att falla ned till 46 mvp under pumpstoppet.

I figur 54b visas motsvarande pumpstopp, men i detta fall finns det en 5 m³ stor tryckklocka placerad vid tryckstegringspumpens trycksida. I detta fall kommer tryckhöjden i systemet falla mot 103 mvp. Lägsta tryckhöjden vid ytterpunkten blir i detta fall 71 mvp.

Med en tryckklocka med volymen 10 m³ faller systemet mot tryckhöjdsnivån 112 mvp och lägsta trycket vid ytterpunkten blir 80 mvp.

Då tryckklockans volym ökas till 15 m³ faller systemet mot tryckhöjdsnivån 118 mvp. Lägsta tryckhöjdsnivån vid ytterpunkten blir 95 mvp. Observera att i detta fall är tryckklockan så stark att trycket vid panncentralen (PC) hoppar upp över den stationära tryckhöjdsnivån.

3.6 Diskussion

Ur tryckslagssynpunkt är det fördelaktigt att ha symmetri i tryckhöjsbild. Det är också ofta fördelaktigt att ha centrerad tryckhållning med låg flödeskapacitet. Symmetrisk tryckhöjsbild och svag symmetrisk tryckhållning är alltså något man bör sträva efter, men varje system är unikt med unika förutsättningar. Ofta är det inte möjligt att uppfylla dessa krav på symmetri och då kan tryckklockor i många fall kompensera osymmetrin i nätet.

Tryckklockor kan dock inte skydda alla nät mot tryckslag. I sådana fall kan olika nät istället "avskiljas" via tryckväxlare. Med en tryckväxlare är systemen hydrauliskt sammankopplade under normal drift, men det är möjligt att snabbsektionera vid t ex ett pumpstopp. På så sätt behöver inte hela tryckhöjsbildens vara symmetrisk utan det räcker att de olika delsystem är symmetriska.

I kapitel 5 kommer den hydrauliska systemutformning av Varbergs fjärrvärmesystem att redovisas. Detta system är nytt och är fortfarande under uppbyggnad. Det speciella med detta system är att huvudproduktionsenheten består av spillvärme från Värö bruk som ligger drygt 15 km utanför Varberg. Den långa transiteringsledningen innebär att den hydrauliska systemutformningen bör utföras med stor omsorg.

4 Tryckstegring

4.1 Inledning

Tryckstegring har behandlats på flera platser tidigare i denna rapport (se 2.3.4, 2.3.5, 3.4 och 3.5). Eftersom tryckstegring är så starkt förknippat med stora rörsystem kan det ändå vara på sin plats att behandla detta ämnesområde i ett separat kapitel. Delar av innehållet i detta kapitel kommer dock att vara upprepningar av vad som tidigare har behandlats i denna rapport.

4.2 Tryckstegring i fjärrvärmesystem

4.2.1 När krävs det tryckstegring?

Det uppstår ett behov av tryckstegring när vatten skall transporteras långt. Huvudskälen till tryckstegring i ett fjärrvärmesystem är följande:

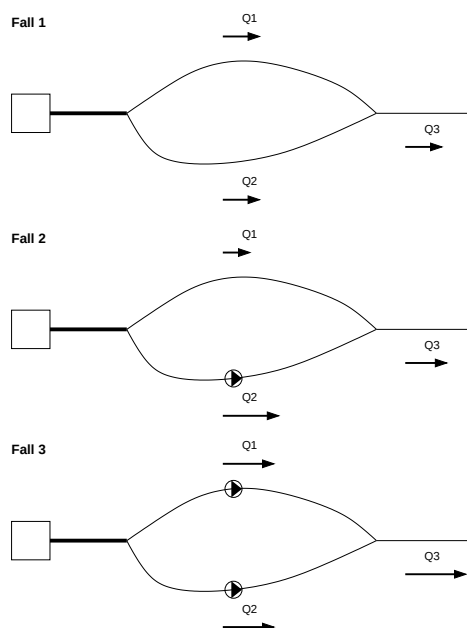
- Tryckstegring behövs för att hålla sig inom tillåtna tryckgränser. Tryckgränserna utgörs av konstruktionstrycket, som normalt är 16 bar i ett fjärrvärmesystem, samt av gränsen för ångbildningstryck (se tidigare illustration i figur 39).
- Tryckstegring behövs för att hålla nere differansttrycken. Fjärrvärmecentraler är normalt dimensionerande för att klara maximalt 6 bars differansttryck.

I fjärrvärmesystem med små geografiska nivåskillnader är det normalt högsta tillåtna differansttryck som begränsar hur mycket man kan pumpa i ett steg. I nät med stora nivåskillnader kan det däremot vara tryckgränserna som är begränsande.

Tillsammans med tryckfallen i rören skapar ovanstående begränsningar av tryck- och differansttryck en gräns på hur långt man kan pumpa innan det kommer att krävas tryckstegring. Tryckfallen är som bekant flödesberoende. För att begränsa risken för att det skall uppstå kraftiga tryckslag i nätet bör inte flödeshastigheten överstiga 2.5 m/s. I praktiken är det dock endast vid större rördimensioner (DN500 och större) som detta utgör någon egentlig begränsning.

Vid mindre rördimensioner är det istället normalt tryckfallen som är begränsande. Det är svårt att generellt säga hur mycket tryckfall man bör ha i stamnätet vid dimensionerande flöden eftersom det är väldigt systemberoende. Normalt brukar det dock hamna på ca 3 mvp/km, vilket innebär att man i ett system med små nivåskillnader kan pumpa ca 8 km i ett steg. Är fjärrvärmesystemet längre än så krävs det alltså normalt tryckstegring.

4.2.2 Tryckstegring i ringmatningar



Figur 55. Tryckstegring i ringmatningar.

Det är svårt att tryckstegra i fjärrvärmesystem med stora ringmatningar. Fall 1 i figur 55 illustreras ett fjärrvärmesystem som innehåller en ringmatning där de två parallella stamledningarna är ungefär jämstarka. Om den ena stamledningen förses med en tryckstegringspump (Fall 2) kommer flödet i denna ledning (Q_1) naturligtvis att öka, men samtidigt kommer flödet i den andra ledningen (Q_2) att pressas tillbaka. I extrema fall kan flödet helt ändra riktning så att rundpumpning uppstår. En sådan här tryckstegring är alltså oftast väldigt ineffektiv och ger oftast bara en marginell ökning av flödeskapaciteten.

I fall 3 i figur 55 sitter det en tryckstegringspump i varje ledning. Genom att tryckstegra i båda ledningarna skulle det alltså vara möjligt att öka flödeskapaciteten i nätet, men detta system är väldigt svårt att reglera. De två tryckstegringspumparna har ju egentligen samma styrkriterium, dvs att upprätthålla ett differanstryck längst ut i nätet. En sådan här lösning brukar inte fungera bra och avrådes ifrån att tillämpa.

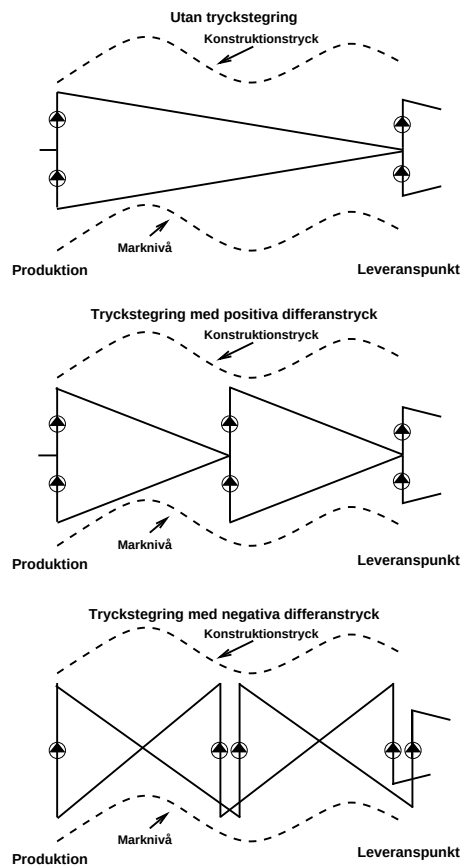
4.2.3 Symmetrisk och osymmetrisk pumpning

Det har tidigare flera gånger poängterats i denna rapport att allt blir mycket enklare om nätets tryckhöjdsbild är symmetrisk. Detta gäller framförallt skyddet mot tryckslag vid pumpstopp (se kapitel 3), men också styrning och reglering av pumpar och ventiler (se kapitel 2). Grundregeln är alltså att man bör sträva efter att pumpa symmetriskt, dvs med en pump i både fram- och returledning. Man bör även sträva efter att behålla symmetrin i nätet även vid ett eventuellt

pumpstopp. Detta innebär att om t ex pumpen i framledningen stannar skall även returpumpen göra det. Detta åstadkoms antingen genom att fram- och returpumpen sitter på gemensam axel eller genom elektrisk förregling.

Ibland är det inte möjligt att åstadkomma symmetrisk pumpning. Det kan t ex bero på stora geografiska nivåskillnader. När osymmetri införs i tryckhöjdsbilden kan det ibland krävas extra utrustning för att skydda systemet mot tryckslag vid ett eventuellt pumpstopp. Exempel på skyddsutrustningar kan vara tryckklockor eller tryckväxlare (se avsnitt 3.4 och 3.5).

4.3 Driftstrategi och Layout av ett transiteringssystem



Figur 56. Olika systemutformningar av en transiteringsledning.

I rena transiteringssystem, där det inte finns några anslutna fjärrvärmecentraler, finns det egentligen inga begränsningar när det gäller differanstryck utan i detta fall är det enbart tryckbegränsningar (konstruktions- och ångbildningstryck) som bestämmer pumputrymmet. Överst i figur 56 illustreras en transiteringsledning utan tryckstegringsstation. I figuren finns även tryckbegränsningarna inlagda. I mitten av figur 56 visas ett fall med en tryckstegringsstation på mitten av

ledning. Tryckstegringen innebär att tryckfallen i ledningarna kan fördubblas jämfört med fallet utan tryckstegringspump. Vid lika rördimension innebär detta ungefär 50% ökning av flödet.

I ett transiteringssystem finns det inget absolut krav på positiva differanstryck. Längst ner i figur 56 visas ett fall där det råder negativa differanstryck på stora delar av ledningsstrecken. Denna systemlösning leder till att tryckfallen kan fördubblas jämfört med fallet utan tryckstegring, vilket ungefär motsvarar en ökning av flödet med 100% jämfört med fallet utan tryckstegring vid lika rördimension. Dessa former av systemlösningar, där man pumpar i kors, är normalt dock svåra att skydda mot tryckslag vid pumpstopp. Dessutom försvårar det anslutning av fjärrvärmecentraler, om ett sådant behov skulle uppstå någon gång i framtiden. Systemlösningar med stora negativa differanstryck i en transiteringsledning bör alltså undvikas.

När man skall utforma en systemlösning till ett transiteringssystem ställs man ibland inför frågan om man skall bygga en tryckstegringsstation eller om man skall gå upp i rördimension. Detta kan illustreras av de två översta bilderna i figur 56. Vi tänker oss då att det är samma flöde i båda fallen, men att det är större rördimension i fallet utan tryckstegringsstation. Det är inte självklart vilken lösning man skall välja. Oftast är det nog dyrare att öka rördimensionen än att bygga en tryckstegringsstation. Alternativet med större ledningsdimension har dock den fördelen att den är utbyggningsbar i framtiden, genom att man i framtiden kan bygga en tryckstegringsstation. En nackdel med stora ledningsdimensioner i långa transiteringsledningar är att strömningshastigheten blir för låg så att vattnet kyls av för mycket på vägen innan det når fjärrvärmecentralerna.

Ovanstående resonemang och problemställningar kommer att konkretiseras med ett praktikfall direkt ur verkligheten i kommande kapitel. I kapitlet behandlas systemutformningen av en transiteringsledning mellan Värö bruk och Varberg.

5 Systemutformning av Värö/Varberg fjärrvärmesystem

5.1 Inledning

Varberg har i dagsläget inte något som kan kallas ett fjärrvärmesystem. Det finns dock ett litet nät som utgår från lasarettet. Däremot finns det ett ganska utbyggt naturgasnät, vilket är en starkt bidragande orsak till att det idag inte finns något fjärrvärmesystem i Varberg.

Cirka 2 mil utanför Varberg ligger Värö bruk som har överskott av värme. Denna spillvärme kylv idag med hjälp av havsvatten. Spillvärmen skulle kunna utnyttjas för uppvärmning av byggnader i Varberg. Det är naturligtvis kostsamt att bygga en så pass lång transiteringsledning. Sedan 1998 har dock kommuner möjlighet att söka bidrag ur de sk "gröna miljarderna". En förutsättning för att få bidrag är att projektet är ett led i att skapa ett uthålligt energisystem i Sverige. Varberg Energi har sökt och fått ett bidrag till att bygga en transiteringsledning från Värö bruk in till Varberg samt att bygga ett fjärrvärmenät inne i Varberg.

I detta kapitel kommer den hydrauliska systemutformningen av detta nät att presenteras. Systemutformningen är gjord av Ola Rossing AB, som har fungerat som underkonsult till FVB i detta projekt. Den egentliga uppdragsgivaren har varit Varberg Energi. Övergripande systemförutsättningar samt övrigt nödvändigt underlag till den hydrauliska systemutformningen har tagits fram av FVB och av Varberg Energi.

Ett problem i samband med den hydrauliska systemutformningen är den långa transiteringsledningen (ca 15 km) från Värö till Varberg. Denna kräver särskild omsorg med avseende på reglering, tryckhållning och driftstörningar. Projektet innehåller många problemställningar som ligger i linje med innehållet i denna rapport. Det mesta av innehållet i detta kapitel är hämtat ur rapporten "Fjärrvärmesystemet Värö-Varberg - Förslag till systemutformning - Version 2".

5.2 Underlag till systemutformning

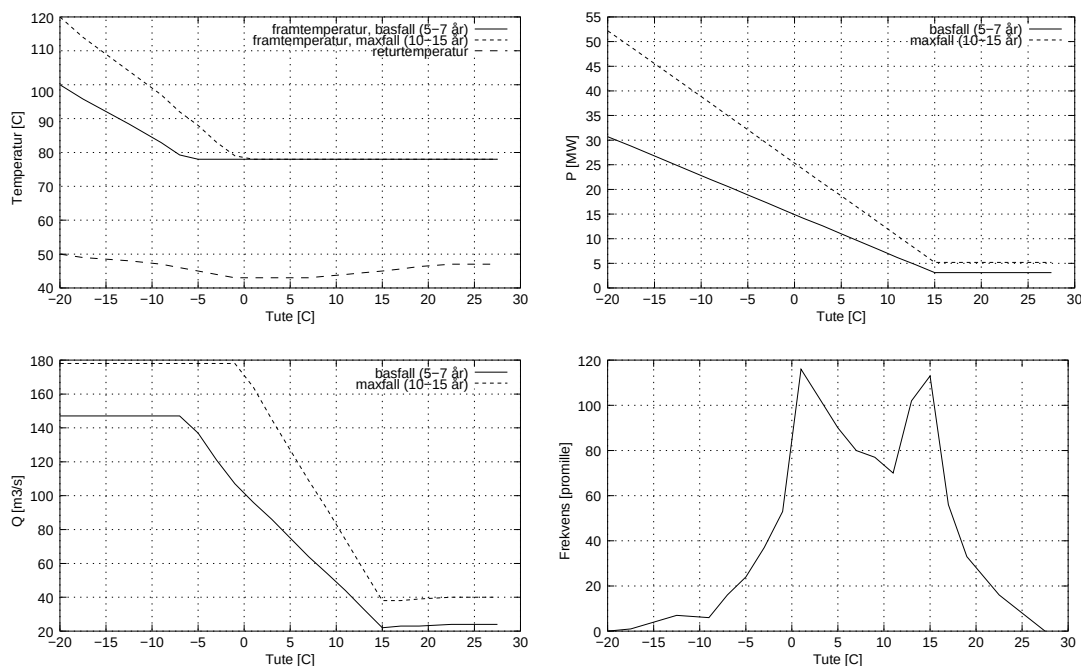
5.2.1 Förutsättningar i Varberg

Beräkningsunderlaget för Varberg illustreras i figur 57. Fem till sju år efter det att systemet har tagits i drift är prognosen att försäljningen av värme skall uppgå till ca 75 MWh, vilket motsvarar en maxeffekt på ca 30 MW. För att kunna utnyttja spillvärmen så mycket som möjligt är det tänkt

att köra ut maximalt 100 °C ut från Värö med brytpunkten vid -5 °C. Returtemperaturen vid dimensionerande utetemperatur (DUT = -20 °C) uppskattas till 50 °C. Dimensionerande flöde för detta fall blir alltså 146 l/s.

På längre sikt förväntas försäljningen kunna ökas till 130 MWh, vilket motsvarar en DUT-effekt på 51 MW. För att hålla nere dimensionen på transiteringsledningen är dimensionerande framtemperatur i detta fall 120 °C. Med samma returtemperatur som tidigare ger det ett dimensionerande flöde på 148 l/s.

Nivåskillnaderna är måttliga. Högpunkter återfinns vid lasarettet på ca +30 m, vilket skapar goda förutsättningar för en symmetrisk tryckhöjdsbild.



Figur 57. Beräkningsunderlag för Varberg.

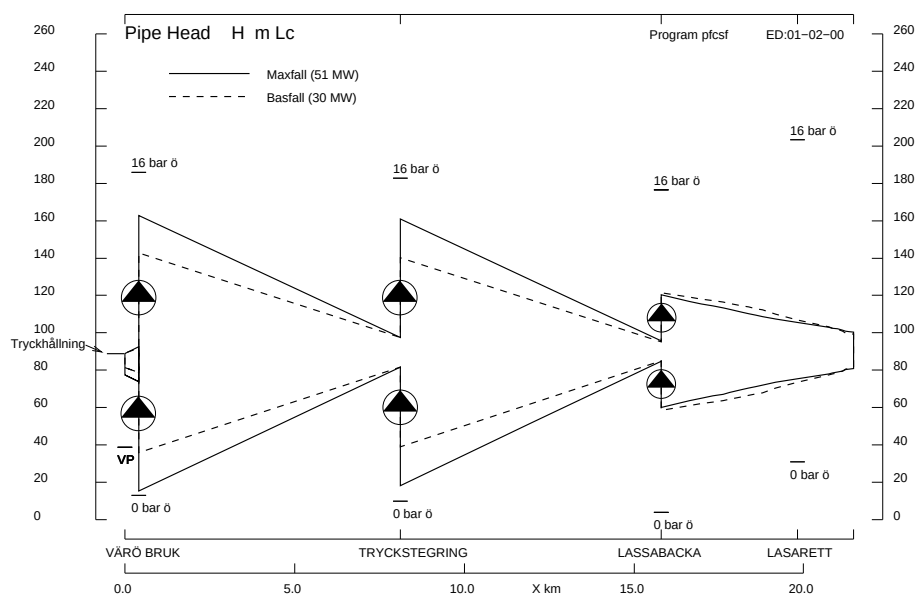
5.2.2 Förutsättningar i Värö

I Värö bruk byggs en värmeväxlare för överföring av spillvärme till fjärrvärmesystemet. Spillvärmekällan håller en temperatur på 80 °C. Värmeväxlarens dimensioneringsdata är 20 MW vid temperaturerna 80-56 °C på spillvärmesidan och 45-78 °C på fjärrvärmesidan.

Värö bruk bygger i det korta perspektivet (5-7 år) även en ångväxlare på 20 MW där fjärrvärmevattnets framtemperatur kan justeras och höjas till framkurvans styrdirektiv. Om värme-lasten på längre sikt skulle öka till den tänkta DUT-effekten på 51 MW, kommer Värö bruk att anskaffa ytterligare en ångväxlare på 20 MW.

Tryckhållning av fjärrvärmesystemet, dvs läckvattenkompensation och hantering av volymändringar, förutsättes kunna ske vid Värö bruk med hjälp av befintlig vattenberedning.

5.3 Systemutformning



Figur 58. Beräknade stationära tryckhöjdslinjer vid maxlastfallet samt vid baslastfallet.

Ett problem i samband med den hydrauliska systemutformningen är, som tidigare nämnades, den långa transiteringsledningen. Denna kräver särskild omsorg med avseende på reglering, tryckhållning och driftstörningar. En allmän strävan är att Varbergs fjärrvärmekunder skall uppleva samma säkerhet och höga funktionalitet som om produktionen vore placerad inne i Varberg, dvs som om den långa transiteringsledningen inte fanns.

Denna strävan genomsyrar hela den hydrauliska systemlösningen och bildar bakgrund bland annat till att en tryckväxlare placerats vid anslutningspunkten mellan transiteringsledningen och Varbergs nät. Fjärrvärmedistributionen inom Varberg kan därmed ske med lokala pumpar med minimalt beroende av det svårhanterliga långa avståndet till Värö bruk.

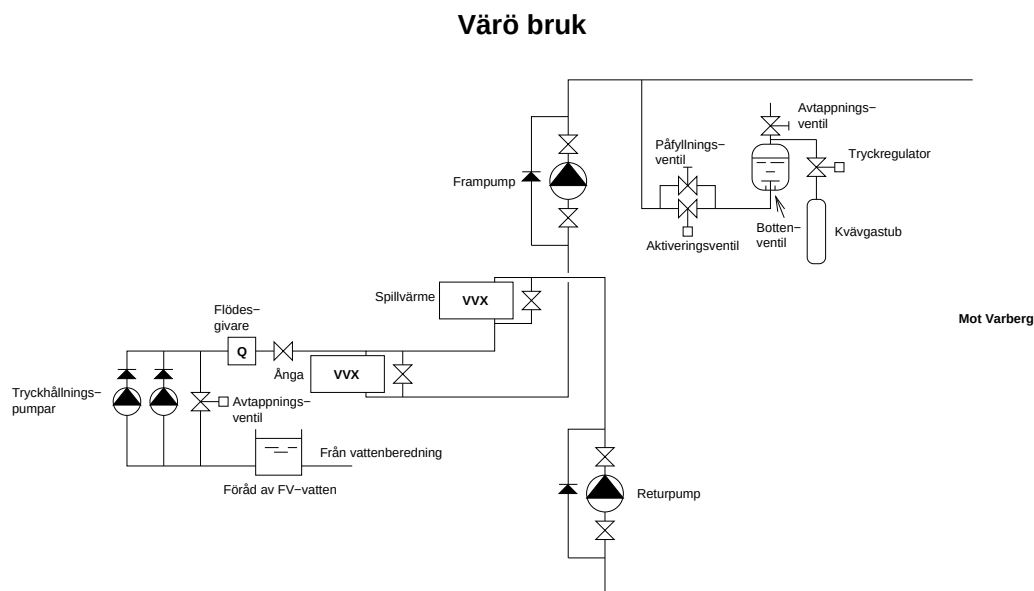
En annan allmän strävan är att göra systemet enkelt för nya kunder att ansluta sig till. Därav följer att negativa differenstryck bör undvikas och att tryck över 16 bar, som är det vanligaste konstruktionstrycket i fjärrvärmesystem, ej skall förekomma.

I figur 58 visas beräknade stationära tryckhöjdslinjer för maxfallet (51 MW) och för basfallet 30 MW. Pumpning sker vid Värö bruk, vid en tryckstegringsstation mitt på transiteringsledningen samt vid Lassabacka inne i Varberg. Konstruktionstrycket (16 bar ö) samt atmosfärstrycket (0 bar ö) finns inritat i diagrammet. Som synes så är det inte några större nivåskillnader i nätet. Det finns dock en högpunkt vid Lasarettet på ca +30 m.

All pumpning sker symmetriskt. Fram- och returpumpen i Värö styrs på att hålla differensstrycket 10 mvp vid Lassabacka. Då tryckstegringspumparna är i drift styrs dessa på att hålla ett varvtal som är knutet till varvtalet på pumparna i Värö. Denna reglerstrategi ger lugnare reglering än om Väröpumparna styr på differensstryck före tryckstegringsstationen och om tryckstegringspumparna i sin tur styr på differensstrycket vid Lassabacka (jämför avsnitt 2.3.4).

Varbergs pumpar i Lassabacka har till uppgift att skapa tillräckligt differensstryck för distributionen i Varberg, och styr därför på att hålla differensstrycket på en utvald plats bortanför lasarettet.

Ång- och Spillvärmväxlaren är placerade mellan fram- och returpumpen i Värö (se figur 59). Den ordinarie tryckhållningsutrustningen är i sin tur placerad mellan ång- och spillvärmväxlaren. Denna anslutningspunkt ligger mycket nära systemets medeltryckshöjd (se ekvation 3.15).



Figur 59. Hydraulisk systemutformning i Värö.

Den ordinarie tryckhållningsutrustningen består av två pumpar för inmatning, en ventil för utsläpp, en avstängningsventil och en förrådstank på 75 m³. Förrådstanken utjämnar vattenberedningens kapacitet i förhållande till tryckhållningsflödet. Avtappningsventilen stänger vid strömbavbrott. Detta gör att systemet kommer falla mot medeltryckshöjden vid ett strömbavbrott, vilket gör pumpstoppet ofarligt (jämför avsnitt 3.4).

Tryckhållningspumparna arbetar start/stopp mot trycket i anslutningspunkten (p_{bv}). Styrsekvensen kan vara som följer:

	Start	Stopp
Pump 1	$p \leq p_{bv} - 0.2 \text{ bar}$	$p \geq p_{bv} + 0.1 \text{ bar}$
Pump 2	$p \leq p_{bv} - 0.4$	$p \geq p_{bv} - 0.1 \text{ bar}$
	Öppna	Stänga
Ventil	$p \geq p_{bv} + 0.3 \text{ bar}$	$p \leq p_{bv} - 0.0 \text{ bar}$

Anledningen till start/stopp-förfarandet är fjärrvärmesystemets avsevärda storlek, vilket försvårar kontinuerlig reglering. Under normal drift sker inga snabba volymändringar. Avsikten är att P1 skall klara dessa. För att reducera antalet start/stopp förses P1 med frekvensomriktare med manuell varvtalsinställning. Denna kan då anpassas efter rådande läckage och därmed minimera antalet starter. Pumpen P2, som är något större än P1, griper in om inte P1 klarar av att hålla trycket. P1 och P2 skall tillsammans upprätthålla trycket vid full cirkulation och bortfall av 20 MW effekttillförsel i Värö. Lämpliga utlägningsflöden för P1 och P2 blir därmed 1 l/s respektive 2 l/s. Utsläppsventilen bör klara 20 MW värmeförsel vid kall ledning (ingen kylning), vilket motsvarar ca 3 l/s.

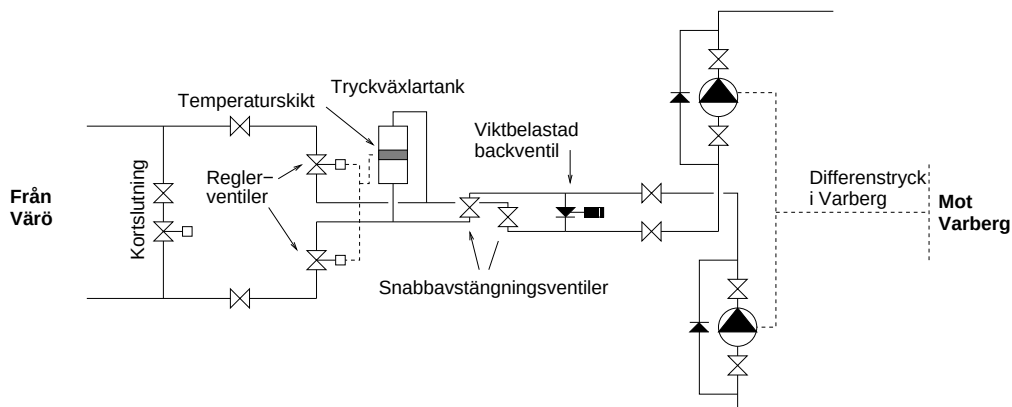
Vid ett strömbrott isoleras den ordinarie tryckhållningsutrustningen från nätet och systemet blir utan tryckhållning. Trycket i systemet kommer då minska på grund av avsvälning och läckage. Det är då meningen att kvävgaskärlet på framledningen (se figur 59) skall gripa in och förhindra ytterligare trycksänkning.

Kvävgaskärlet förutsättes ha en totalvolym av 5 m^3 . Vid normaldrift är aktiveringsventilen stängd och kärlet innehåller 4 m^3 vatten och 1 m^3 kvävgas. Tryckregulatorn liksom den utlösande tryckvakten är båda inställda på tryckhållningens börvärde (p_{bv}). Då trycket sjunker under p_{bv} löser tryckvakten ut, aktiveringsventilen öppnar (fjäder öppnar) och vatten strömmar ut i systemet. Tryckregulatorn matar på mer kvävgas och upprätthåller tryckbörvärdet i kärlet. Lämnas systemet åt sitt öde under mycket lång tid, kommer allt vatten förr eller senare att ha lämnat kärlet och kvävgasen försvinner ut i ledningen. Av denna anledning finns en flötörventil som stänger vid låg vattennivå i kvävgaskärlet. Vattnet i kärlet beräknas klara av att hålla trycket under flera timmar, naturligtvis beroende på det faktiska läckaget och den faktiska avkylningen. Utan kvävgaskärlet skulle det efter en tid uppstå ångbildning i systemet, vilket då avsevärt försvårar återstart av systemet.

Vid Lassabacka finns det en tryckväxlarstation (se figur 60). Tryckväxlaren har huvudsakligen två uppgifter:

- att snabbt separera Värö+transiteringsledningen från Varberg i händelse av oplanerad driftstörning
- att möjliggöra lika god differenstrycksreglering för Varbergs abonnenter som om värmeproduktionen låg i Lassabacka (och ej i Värö 15 km bort).

Tryckväxlarstation vid Lassabacka



Figur 60. Tryckväxlarstation i Lassabacka.

Här följer en mycket kort beskrivning om tryckväxlarens funktion. För en mer utförlig beskrivning hänvisas till [4].

Tryckväxlartanken skapar en öppenförbindelse mellan fram- och returledning. Reglerventiler stryker bort differanstrycket före tryckväxlartanken. Ventilerna styrs på att hålla temperaturskiktet i tryckväxlartanken på plats och förhindrar därmed att framvatten rinner in i returledningen. En viktbelastad backventil förhindrar i sin tur att returvatten pumpas in i framledningen. Pumparna styrs på ett differenstryck ute i Varbergs nät. Tryckväxlaren är tryckmässigt helt symmetrisk med dubbla reglerventiler och pumpar.

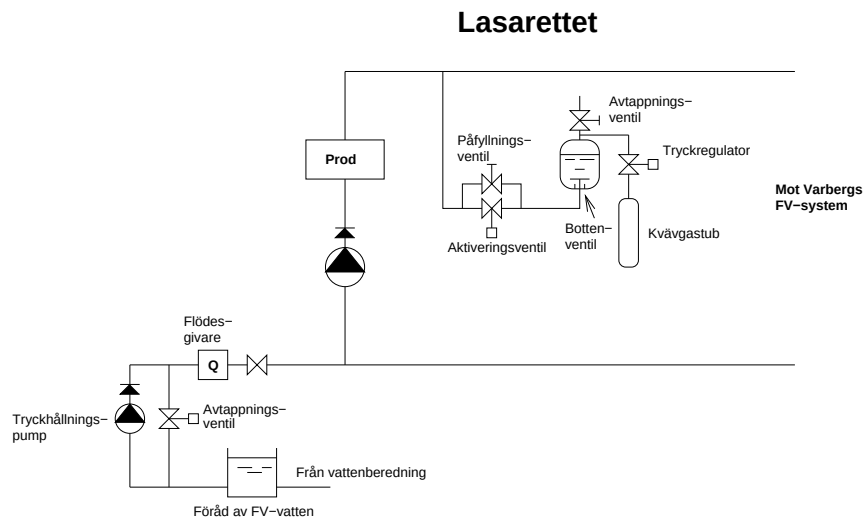
Eftersom det alltid finns en öppen förbindelse mellan fram- och returledning är det möjligt att mycket snabbt sektionera de båda nätdelarna från varandra utan att det uppstår några egentliga trycktransienter. Snabbsektioneringen åstadkoms med hjälp av snabbavstängningsventilerna. När dessa stänger kommer flödena att länkas om så att framvattnet från transiteringsledningen rinner via tryckväxlartanken ner i returledningen. Samtidigt rinner returvatten från Varberg in i framledningen via den viktbelastade backventilen.

När tryckväxlaren har löst ut finns det ingen anledning att vare sig upprätthålla cirkulationen i transiteringsledningen eller i Varbergs nät. Därför stannas samtliga pumpar i systemet då tryckväxlaren löser ut.

Symmetrin i tryckhöjdsbilden måste bevaras även under ett pumpstopp. Därför måste fram- och returpumparna stanna samtidigt, dvs vara förreglade med varandra. Om distributionspumparna i Lassabacka stannar pga lokalt strömavbrott, kan ingen leverans ske, oavsett om Värös pumpar går eller ej. Omvänt gäller även att ingen leverans kan ske, om Värös pumpar stannar, oavsett om pumparna i Lassabacka är igång eller ej. Därför bör samtliga FV-pumpar vara förreglade med varandra, dvs om någon pump stannar så skall även de övriga göra det.

Möjligen kan tryckstegringsstationen diskuteras i detta sammanhang. Om tryckstegringspumparna stannar (naturligtvis parvis och symmetriskt) så kan pumparna i Värö och i Lassabacka fortsätta att gå och i alla händelser svara för en delleverans.

Efter det att tryckväxlaren har löst ut finns det ingen tryckhållning i Varbergs nät. För att råda bot på det detta finns det en reservtryckhållningsutrustning vid Lasarettet (se figur 61). Reservtryckhållningsutrustningen är utformad på liknande sätt som den i Värö. Det är dock inte möjligt att ansluta reservtryckhållningen vid medeltryck utan är istället inkopplad vid returtryck. Tryckhöjden vid anslutningspunkten kommer således variera med driftläget. Därmed kommer även tryckhållningsflödet att variera med driftläget. Reservtryckhållningen kan även användas som förstärkning till den ordinarie tryckhållningsutrustningen, t ex vid uppfyllning av tömda ledningar.



Figur 61. Reservtryckhållning vid lasarettet.

5.4 Diskussion

Att bygga ett helt nytt fjärrvärmesystem är en väldigt stor investering. Det är därför av stor vikt att systemet utformas så kostnadseffektivt som möjligt. Samtidigt är det svårt att sia in i framtiden. Det är därför viktigt att även utforma systemet så flexibelt som möjligt och inte bygga in några starka låsningar i systemet. Ofta blir man tvungen att kompromissa mellan dessa två målsättningar (kostnadseffektivitet/flexibilitet). På lång sikt blir ett flexibelt system trots allt oftast även det mest kostnadseffektiva.

Ibland dimensionerar man rörledningar för att ge ett visst tryckfall per meter (t ex 10 mvp/km). I litteraturen kan man även finna uttryck för optimal rördiameter, där pumpelen ställs mot rörkostnaden. Dessa metoder är inte lämpliga att använda när man skall dimensionera ett fjärrvärmesystem. Det är istället tryckhöjdsbilden över hela systemet, med inlagda tryckbegränsningar, som är det bästa beslutsunderlaget vid val av rördimension. Dimensioneringen av Värö/Varbergs fjärrvärmesystem är gjord enligt denna metod.

Dimensionen på transiteringsledningen mellan Värö/Varberg är vald att vara av till DN350. Under arbetets gång testades även andra rördimensioner. Vid DN300 fordrades ytterligare en tryckstegringsstation, medan DN400 klarade distributionen utan tryckstegring på vägen. DN350 ansågs dock vara den mest lämpliga dimensionen. Med DN350 kan man vänta med att bygga tryckstegringsstationen och inledningsvis bara pumpa vid Värö (och Lassabacka).

Av denna rapport har det framgått att det är av stor vikt att kunna upprätthålla symmetrin i tryckhöjdsbilden. Behovet av symmetri ökar med ökande storlek på systemen. Att upprätthålla symmetrin under normal drift åstadkoms genom symmetrisk pumpning (fram- och returpumpar). För att även bevara symmetrin under t ex ett oplanerat pumpstopp krävs även att tryckhållningen är ansluten vid medeltryckhöjd och/eller stängs av vid pumpstopp. Dessutom krävs att fram- och returpumpar stannar samtidigt, dvs att de är förreglade med varandra. I systemutformningen av Värö/Varbergs fjärrvärmesystem har det varit möjligt att tillmötesgå alla dessa önskemål. På så sätt har man fått ett mycket driftsäkert och flexibelt system.

I stora rörsystem är det omöjligt att åstadkomma exakt reglering av distributionspumparna. För att undvika reglersvängningar måste transiteringspumparnas varvtal ändras mycket långsamt. Om det t ex sker en snabb flödesminskning inne i Varberg är det därför omöjligt för pumparna i Värö att svara tillräckligt snabbt. Med hjälp av tryckväxlaren kan man emellertid minimera trycksvängningarna i Varbergs nät. Detta sker dock på bekostnad av större trycksvängningar i transiteringsledningen.

6 Diskussion och slutsatser

6.1 Tryckstegring

Av denna rapport har det framkommit att det är en stor fördel ur distributionssynpunkt om nätets tryckhöjdsbild är symmetrisk. Osymmetri i nätet ökar risken för att det kan uppstå kraftiga tryckslag vid pumpstopp. Symmetrisk tryckhöjdsbild innebär att medeltryckhöjden mellan fram- och returledning är lika i hela systemet. Detta medför att en tryckstegringsstation bör ha både en pump i framledningen och en i returledningen. Vid ett eventuellt pumpstopp bör symmetrin i nätet bevaras. Om symmetrin skall behållas måste både fram- och returpumpar stanna samtidigt. Detta åstadkoms antingen genom att pumparna placeras på gemensam axel eller förreglas elektriskt. Symmetrisk tryckhöjdsbild är dock ofta svårt att åstadkomma vid stora nivåskillnader.

6.2 Tryckhållning

Det krävs också att tryckhållningen är inkopplad vid medeltryck eller är flödesmässigt svag för att symmetrin skall bevaras vid ett pumpstopp. Ett exempel på svag tryckhållning är pumpad tryckhållning. En pumpad tryckhållning behöver alltså inte nödvändigtvis vara inkopplad vid medeltryckhöjd. Det är dock en fördel om en pumpad tryckhållning kan kopplas in vid medeltryck, eftersom tryckhållningspumparna då får likartade driftförutsättningar under hela driftsösongen. Tryckhållande hetvattenackumulatorer är ett exempel på en flödesmässig stark tryckhållning. En sådan tryckhållning måste alltså kopplas in vid medeltryckhöjd om symmetrin i tryckhöjdsbilden skall bevaras vid ett pumpstopp. Ibland innebär dock detta att ackumulatoren skulle bli orimligt hög. Det är därför vanligt förekommande att det finns tryckhållande ackumulatorer inkopplade vid returtryck. Dessa nät löper stor risk för att få ångbildning ute i nätet vid oplanerade pumpstopp, vilket i sin tur kan orsaka kraftiga tryckslag. I många fall kan dock dessa nät skyddas med hjälp av tryckklockor som kopplas in på strategiska platser i nätet.

6.3 Ångbildning

Det är väldigt svårt att beräkna vad som exakt händer när det uppstår ångbildning i ett fjärrvärmesystem. Idag finns det inget känt beräkningsprogram som klarar av detta. Det är även svårt att föra till bevis att skador i nätet har uppstått till följd av ångbildning. Som exempel kan dock nämnas att i Trollhättans har ett par värmeväxlare gått sönder på grund av ångslag. Idag

finns det tryckklockor i Trollhättans nät som skyddar nätet mot ångbildning. I samband med att dessa togs i drift genomfördes mätningar under pumpstopp, både med och utan tryckklockorna inkopplade. Vid pumpstoppet utan inkopplade tryckklockor uppstod ett kraftigt ångslag i närheten av den plats där värmeväxlarna hade gått sönder. Ångslaget noterades både av mätningarna och av den person som utförde mätningarna. I Stockholms centrala nät har det inte kunnat fastställas att det har uppstått skador som följd av ångslag i nätet. Man har dock noterat att en manometer ute på Kungsholmen har fastnat i maxläge flera gånger.

Tryckhållande hetvattenackumulatorer som är inkopplade vid returtryck försvårar normalt också ihopkoppling med andra nät. T ex kan nämnas att ackumulatoren i Värtan i Stockholms centrala nät är en stark bidragande orsak till att Stockholms olika nät inte idag är ihopkopplade. En lösning på detta problem skulle eventuellt vara att koppla in tryckhållande hetvattenackumulatorer via en tryckväxlare, men detta är idag en oprövad teknik.

Tryckslag i samband med ångbildning kan uppstå då en ångblåsa imploderar. Det kan också uppstå tryckslag då en ångblåsa passerar en strypning (t ex en ventil eller värmeväxlare). Ångan passerar lätt strypningen med hög hastighet. När sedan den efterföljande vattenpelaren når strypningen blir det i stor sett tvärstopp och kraftiga tryckslag uppstår. Fenomenet är väldigt likartat det man brukar uppleva då vattnet har varit avstängt och det har kommit in luft i vattenledningarna. När man öppnar vattenkranen, efter det att det åter finns tryck i ledningarna, pyser först luften ut. När vattnet når vattenkranen börjar det klonka och fräsa. Det är också väldigt riskabelt att utsätta en pump som är i drift för ångbildning. Det är mycket svårt att beräkna vad som exakt händer när en pump som är i drift matas med ett tvåfasflöde bestående av vatten och ånga. Att kraftiga ångslag kan inträffa är dock inte svårt att inse.

6.4 Styrning

Det är svårt att reglera stora system, vilket har framkommit i denna rapport. Regleringen måste ske mycket långsamt eller ske manuellt. I stora rörsystem är det den totala rörlängden som är den dominerande faktorn som bestämmer hur snabb regleringen kan vara. Alla flödesändringar i ett rörsystem fortplantar sig med hjälp av tryckvågor. Tryckvågorna skapar en speciell form av dödtid som försvårar automatisk reglering. Dödtiden är den tid det tar innan en ändringring av styrsignalen påverkar styrpunkten. Nät t ex en pump styr på ett differanstryck ute i nätet, så tar det en viss tid innan mellan det att pumpen har ändrat sitt varvtal innan detta märks vid styrpunkten ute i nätet. Det speciella med denna form av dödtid är tryckvågornas förmåga att reflektera. Ju större systemen blir ju långsammare måste alltså regleringen vara, vilket också innebär att reglerfelen ökar med storleken på systemet. Distributionspumparna i de största fjärrvärmesystemen i Sverige (Göteborgs nät, Stockholms södra, centrala och västra nät) körs därför idag mer eller mindre manuellt.

Det finns väldigt lite skrivet om reglerdynamiken i stora rörsystem där röret betraktas på ett fysikaliskt riktigt sätt. Det är alltså fortfarande ett ganska outforskat område. Slutsatserna om reglerdynamiken i stora rörsystem som har presenterats i denna rapport grundar sig helt på datorsimuleringar. Genom att komplettera datorsimuleringar med fältmätningar skulle kunskapen inom ämnesområdet kunna ökas.

6.5 Systemutformning och tekniska begränsningar

Det är svårt att exakt säga hur stora system man kan bygga innan de blir allt för svårhanterliga. Med väl genomtänkta systemlösningar kan nog väldigt stora system byggas. Med väl genomtänkt systemlösning ingår ovanstående resonemang med symmetrisk tryckhöjdsbild. Ett sätt att minska problemen med regleringen av stora system kan vara att placera en tryckhållande ackumulator vid medeltryckhöjd någonstans på mitten av systemet. Det kan inte passera några tryckvågor genom en tryckhållande ackumulator. Detta innebär alltså att man reglermässigt halverar rörlängden och därmed också dödtiden i systemet.

För att kunna transportera värme långa sträckor genom ett fjärrvärmesystem krävs det tryckstegring på vägen. Med normala tryckfall i stamledningarna och med normala differanstryck (max 6 bar) går det i regel inte att transportera längre än ca 10 km utan tryckstegring. Tryckstegring försvåras eller omöjliggörs av stora ringmatningar i nätet. Därför kan det vara lämpligt att i största möjliga grad undvika stora ringmatningar.

Det känns som att det är andra faktorer än reglerdynamik och risken för tryckslag som sätter en gräns på hur stora system som kan byggas. Sådana faktorer kan vara värme- och temperaturförluster. Hur stora värmeförluster som kan accepteras beror mycket på vilken värmekälla som avses. Är det t ex fråga om spillvärme kan nog relativt stora värmeförluster accepteras. Temperaturförlusterna när vattnet skall transporteras långt kan dock sätta en gräns på hur stora system som kan byggas. Högsta tillåtna temperatur i ett svenska fjärrvärmesystem är idag $120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Om vattnet kyls av så mycket på vägen innan det når fjärrvärmecentralerna så att dessa inte klara sin regleruppgift har man nått en gräns på hur stora system som kan byggas.

Risken att det uppstår en läcka ökar i proportion med storleken på fjärrvärmesystemet. Det är därför viktigt att ha en bra sektioneringsplan i stora fjärrvärmesystem, så att man snabbt kan isolera ett mindre område runt läckan och därigenom minska störningarna i övriga systemet.

Slutsatsen är alltså att med symmetrisk tryckhöjdsbild och med symmetrisk tryckhållning (alternativt flödesmässig svag tryckhållning) synes det vara det möjligt att bygga mycket stora fjärrvärmesystem, men att det är svårt att ha automatisk reglering av distributionspumparna.

Även om det här har framförts vissa riktlinjer för hur stora rörsystem bör utformas skall man vara medveten om att varje system är unikt med unika förutsättningar. Detta innebär att man vid varje systemutformning bör göra en grundlig systemanalys där alla lokala förutsättningar beaktas.

Captions

Figure 1. A pipe.

Figure 2. Illustration of the calculation procedure of the method of characteristics.

Figure 3. The flow out from the pipe after the pressure at the entrance has rapidly increased with 10 mlq.

Figure 4. Closed system.

Figure 5. The flow out from the pipe after the set value is increased rapidly with 0.1 m³/s by a P-controller with $K_p = 50$.

Figure 6. The flow out from the pipe after the set value is increased rapidly with 0.1 m³/s by a P-controller with $K_p = 120$.

Figure 7. The flow out from the pipe after the set value is increased rapidly with 0.1 m³/s by a PI-controller with $K_p = 50$ and with $T_i = 3$ sec.

Figure 8. The flow out from the pipe after the set value is increased rapidly with 0.1 m³/s by a relative P-controller with $K = 1, 2, 4$ and 8.

Figure 9. A simple pipe system.

Figure 10. Control dynamics with a P-controller.

Figure 11. Control dynamics with an increase/decrease-controller.

Figure 12. Control dynamics with a P-controller with limitation in how fast the pump speed is allowed to be changed.

Figure 13. Illustration of Ziegler-Nichols step response method.

Figure 14. Control dynamics with a PI-controller.

Figure 15. Control dynamics with a relative P-controller.

Figure 16. Controller with adjustable ramp.

Figure 17. A simple pipe system with a long pipe.

Figure 18. The characteristics of the pump and the valve.

Figure 19. Results of a simulation with $r_{max} = 0.1$. a) Pump speed (N) and valve position (s).
b) Pressure head at pos 1 and 2. c) Flow at pos 1 and 2.

Figure 20. Results of a simulation with $r_{max} = 0.01$. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1 and 2. c) Flow at pos 1 and 2.

Figure 21. A simple pipe system with a long pipe and a surge tank.

Figure 22. Results of a simulation with $r_{max} = 0.01$ when the surge tank diameter is 0.25 m. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1 and 2. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 23. Results of a simulation with $r_{max} = 0.005$ when the surge tank diameter is 0.25 m. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1 and 2. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 24. Results of a simulation with intermittent control when the surge tank diameter is 1.0 m. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1 and 2. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 25. Results of a simulation when the surge tank diameter is 0.25 m with “QH-control” ($r_{max,H} = 0.03$, $r_{max,Q} = 0.02$). a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1 and 2. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 26. A simple pipe system with long a pipe and with a booster pump.

Figure 27. Results of a simulation with $r_{max,1} = 0.01$ and $r_{max,2} = 0.01$. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1, 2, 3 and 4. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 28. Results of a simulation with $r_{max,1} = 0.02$ and $r_{max,2} = 0.02$. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1, 2, 3 and 4. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 29. Results of a simulation with $r_{max,1} = 0.015$ and $r_{max,2} = 0.025$. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1, 2, 3 and 4. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 30. Results of a simulation with $r_{max,1} = 0.02$ and $N_2 = N_1$. a) Pump speed (N) and valve position (s). b) Pressure head at pos 1, 2, 3 and 4. c) Flow at pos 1, 2 and 3.

Figure 31. A long transit pipeline with a booster station or pressure separator station.

Figure 32. The diagrams shows the steady state condition before the reduction of the heat load for 12 different system configurations. The maximum and minimum levels of the pressure head which has occurred during the transients course of events are illustrated as well.

Figure 33. Pressure head during the transients course of events at 8 positions (see figure 31) in the pipe network for the 12 different system configurations.

Figure 34. Illustration of the example here below.

Figure 35. Pressure holding by using pumps.

Figure 36. Pressure holding by using a tank with nitrogen gas on the top.

Figure 37. Pressure holding by using a tank with vapor on the top.

Figure 38. Heat storage tank.

Figure 39. Example of allowed pressure limits in a district heating system.

Figure 40. District heating system with heat loads at regular intervals along a main line.

Figure 41. Lowest and highest pressure head level which occur in the system after a total pump trip for 6 different system configurations. The steady state pressure head levels are illustrated as well.

Figure 42. Pressure head upstream and downstream the pumps after a total pump trip for 6 different system configurations.

Figure 43. Pressure vessel.

Figure 44. Simulated steady state pressure head lines before the pump trip.

Figure 45. Highest (H_{max}) and lowest (H_{min}) pressure head levels after a total pump trip with active pressure vessels at substation FC15 and at the end of the line (YP).

Figure 46. Calculated steady state pressure head lines before a pump trip in a case without booster pumps.

Figure 47. H_{min} (relative to the pressure holding pressure (H_{TH})) as a function of the total volume of the pressure vessel.

Figure 48. H_{min} as a function of the elevation of the pressure vessel (relative to the pressure holding pressure).

Figure 49. Illustration of the estimation of the mean pressure head in the system.

Figure 50. Illustration how the level of the pressure head after a pump trip can be changed by using pressure vessels.

Figure 51. How required volume of the pressure vessel depends on the pressure head in the pressure vessel before the pump trip.

Figure 52. How required volume of the pressure vessel depends on elevation of the pressure vessel.

Figure 53. How required volume of the pressure vessel depends on wanted pressure head after the pump trip.

Figure 54. Maximum and minimum pressure head after a total pump trip in a system where the ordinary pressure holding equipment are closed.

Figure 55. Booster pumps in a loop pipe system.

Figure 56. Different system configuration of a transit pipe line.

Figure 57. Basic data for the simulations in Varberg district heating system.

Figure 58. Simulated steady state pressure head lines for the peak load case and base load case.

Figure 59. Hydraulic configuration in Värö.

Figure 60. The pressure separator in Lassabacka.

Figure 61. Spare pressure holding equipment at the hospital.

Litteraturförteckning

- [1] Wylie, E. B., Streeter, V. L. *Fluid Transients in Systems*. Prentice-Hall Inc, New Jersey, USA 1993
- [2] Gustafson, B-A, *Pipe Flow Calculation - Steady Flow (pfc-sf)* Manual. Institutionen för termo- och fluiddynamik, Chalmers tekniska högskola, Göteborg 1995.
- [3] Gustafson, B-A, *Pipe Flow Calculation - Transient Flow (pfc-tf)* Manual. Institutionen för termo- och fluiddynamik, Chalmers tekniska högskola, Göteborg 1995.
- [4] Gustafson, B-A, Olsson, L. *Tryckväxlare - status hösten 1995*. Svensk Fjärrvärme AB FOU 1996:2.
- [5] Werner, S., *Annual heat losses in district heating networks*. Fernvärme International, vol 11, no 6, sid 413-416, 1982.
- [6] Gustafson, B-A, *Trycktransienter i rörssystem*. Institutionen för termo- och fluiddynamik, Chalmers tekniska högskola, Göteborg 1999.

Rapportförteckning

Samtliga rapporter kan beställas hos Svensk Fjärrvärmes Förlagsservice.

Telefon: 026 – 24 90 24, Telefax: 026 – 24 90 10, www.fjarrvarme.org

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
FORSKNING OCH UTVECKLING – RAPPORTER			
1	Inventering av skador på befintliga skarvar med CFC-blåsta respektive CFC-fria fogskum	Hans Torstensson	maj-96
2	Tryckväxlare – Status hösten 1995	Bror-Arne Gustafson Lena Olsson	maj-96
3	Bevakning av internationell fjärrvärmeforskning	Sture Andersson Gunnar Nilsson	maj-96
4	Epoxirelining av fjärrvärmerör	Jarl Nilsson	sep-96
5	Effektivisering av konventionella fjärrvärmecentraler (abonnentcentraler)	Lena Råberger Håkan Walletun	okt-96
6	Auktorisation av montörer för montage av skarvhylsor och isolering Former och utvärdering	Lars-Åke Cronholm	okt-96
7	Direkt markförlagda böjar i fjärrvärmeledningar	Jan Molin Gunnar Bergström	dec-96
8	Medierör av plast i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun Heimo Zinko	dec-96
9	Metodutveckling för mätning av värmekonduktiviteten i kulvertisolering av polyuretanskum	Lars-Åke Cronholm Hans Torstensson	dec-96
10	Dynamiska värmelaster från fiktiva värmebehov	Sven Werner	mars-97
11	Torkning av tvätt i fastighetstvättstugor med fjärrvärme	H. Andersson J. Ahlgren	maj-99
12	Omgivningsförhållandenas betydelse vid val av strategi för ombyggnad och underhåll av fjärrvärmenät. Insamlingsfasen	Sture Andersson Jan Molin Carmen Pletikos	dec-97
13	Svensk statlig fjärrvärmeforskning 1981-1996	Mikael Henriksson Sven Werner	dec-97
14	Korrosionsrisker vid användning av stål- och plaströr i fjärrvärmesystem – en litteraturstudie	Peeter Tarkpea	dec-97
15	Värme- och masstransport i mantelrör till ledningar för fjärrkyla och fjärrvärme	Daniel Eriksson Bengt Sundén	dec-97
16	Utvärdering av fuktinträngning och gasdiffusion hos gamla kulvertrör ”Hisings-Backa”	Ulf Jarfelt	dec-97
17	Kulvertförläggning med befintliga massor	Jan Molin Gunnar Bergström Stefan Nilsson	dec-97
18	Värmeåtervinning och produktion av frikyla – två sätt att öka marknaden för fjärrvärmedrivna absorptionskylmaskiner	Peter Margen	dec-97
19	Projekt och Resultat 1994-1997	Anders Tvärne	mars-98

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
20	Analys av befintliga fjärrkylakunders kylbehov	Stefan Aronsson Per-Erik Nilsson	mars-98
21	Statusrapport Trycklösa Hetvattenackumulatorer	Mats Lindberg Leif Breitholtz	maj-98
22	Round Robin test av isolerförmågan hos fjärrvärmerör	Ulf Jarfelt	maj-98
23	Mätvärdesinsamling från inspektionsbrunnar i fjärrvärmesystem	Håkan Walletun	juni-98
24	Fjärrvärmerörens isolertekniska långtidsegenskaper	Ulf Jarfelt Olle Ramnäs	juni-98
25	Termisk undersökning av koppling av köldbärarkretsar till fjärrkylanät	Erik Jonson	juni-98
26	Reparation utan uppgrävning av skarvar på fjärrvärmerör	Jarl Nilsson Tommy Gudmundson	juni-98
27	Effektivisering av fjärrvärmecentraler – metodik, nyckeltal och användning av driftövervakningssystem	Håkan Walletun	apr-99
28	Fjärrkyla. Teknik och kunskapsläge 1998	Paul Westin	juli-98
29	Fjärrkyla – systemstudie	Martin Forsén Per-Åke Franck Mari Gustafsson Per-Erik Nilsson	juli-98
30	Nya material för fjärrvärmerör. Förstudie/litteraturstudie	Jan Ahlgren Linda Berlin Morgan Fröling Magdalena Svanström	dec-98
31	Optimalt val av värmemätarens flödesgivare	Janusz Wollerstrand	maj-99
32	Miljöanpassning/återanvändning av polyuretanisolerade fjärrvärmerör	Morgan Fröling	dec-98
33	Övervakning av fjärrvärmenät med fiberoptik	Marja Englund	maj-99
34	Undersökning av golvvärmesystem med PEX-rör	Lars Ehrlén	apr-99
35	Undersökning av funktionen hos tillsatser för fjärrvärmevatten	Tuija Kaunisto Leena Carpén	maj-99
36	Kartläggning av utvecklingsläget för ultraljudsflödesmätare	Jerker Delsing	nov-99
37	Förbättring av fjärrvärmecentraler med sekundärnät	Lennart Eriksson Håkan Walletun	maj-99
38	Ändgavlar på fjärrvärmerör	Gunnar Bergström Stefan Nilsson	sept-99
39	Användning av lågtemperaturfjärrvärme	Lennart Eriksson Jochen Dahm Heimo Zinko	sept-99
40	Tätning av skarvar i fjärrvärmerör med hjälp av material som sväller i kontakt med vatten	Rolf Sjöblom Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm	nov-99

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
41	Underlag för riskbedömning och val av strategi för underhåll och förnyelse av fjärrvärmeledningar	Sture Andersson Jan Molin Carmen Pletikos	dec-99
42	Metoder att nå lägre returtemperatur med värmeväxlardimensionering och injusteringsmetoder. Tillämpning på två fastigheter i Borås.	Stefan Petersson	mars-00
43	Vidhäftning mellan PUR-isolering och medierör. Har blåstring av medieröret någon effekt?	Ulf Jarfelt	juni-00
44	Mindre lokala produktionscentraler för kyla med optimal värmeåtervinningsgrad i fjärrvärmesystemen	Peter Margen	juni-00
45	Fullskaleförsök med friktionsminskande additiv i Herning, Danmark	Flemming Hammer Martin Hellsten	feb-01
46	Nedbrytningen av syrereducerande medel i fjärrvärmenät	Henrik Bjurström	okt-00
47	Energimarknad i förändring Utveckling, aktörer och strategier	Fredrik Lagergren	nov-00
48	Strömförsörjning till värmemätare	Henrik Bjurström	nov-00
49	Tensider i fjärrkylanät – Förstudie	Marcus Lager	nov-00
50	Svensk sammanfattning av AGFWs slutrapport ”Neuartige Wärmeverteilung”	Heimo Zinko	jan-01
51	Vattenläckage genom otät mantelrörsskarv	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	jan-01
52	Direktförlagda böjar i fjärrvärmeledningar Påkänningar och skadegränser	Gunnar Bergström Stefan Nilsson	jan-01
53	Korrosionsmätningar i PEX-system i Landskrona och Enköping	Anders Thorén	feb-01
54	Sammanlagring och värmeförluster i närvärmenät	Jochen Dahm Jan-Olof Dalenbäck	feb-01
55	Tryckväxlare för fjärrkyla	Lars Eliasson	mars-01
56	Beslutsunderlag i svenska energiföretag	Peter Svahn	sept-01
57	Skarvtätning baserad på svällande material	Henrik Bjurström Pal Kalbantner Lars-Åke Cronholm	okt-01
58	Täthet hos skarvar vid återfyllning med befintliga massor	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	okt-01
59	Analys av trerörssystem för kombinerad distribution av fjärrvärme och fjärrkyla	Guaxiao Yao	dec-01
60	Miljöbelastning från läggning av fjärrvärmerör	Morgan Fröling Magdalena Svanström	jan-02
61	Korrosionsskydd av en trycklös varmvattenackumulator med kvävgasteknik – fjärrvärmeverket i Falkenberg	Leif Nilsson	jan-02
62	Tappvarmvattenreglering i P-märkta fjärrvärmecentraler för villor – Utvärdering och förslag till förbättring	Tommy Persson	jan-02

Nr	Titel	Författare	Publicerad
63	Experimentell undersökning av böjar vid kallförläggning av fjärrvärmerör	Sture Andersson Nils Olsson	jan-02
64	Förändring av fjärrvärmenäts flödesbehov	Håkan Walletun Daniel Lundh	jan-02
65	Framtemperatur vid värmegles fjärrvärme	Tord Sivertsson Sven Werner	mars-02
66	Fjärravläsning med signaler genom rörnät – förstudie	Lars Ljung Rolf Sjöblom	mars-02
67	Fukttransport i skarvskum	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	april-02
68	Round Robin test II av isolerförmågan hos fjärrvärmerör	Ture Nordenswan	april-02
69	EkoDim – beräkningsprogram	Ulf Jarfelt	juni-02
70	Felidentifiering i FC med ”flygfoton” – Förstudie	Patrik Selinder Håkan Walletun	juni-02
71	Digitala läckdetekteringssystem	Jan Andersson	aug-02
72	Utvändigt skydd hos fjärrvärmerörsskarvar	Gunnar Bergström Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg	sept-02
73	Fuktdiffusion i plaströrsystem	Heimo Zinko Gunnar Bergström Stefan Nilsson Ulf Jarfelt	sept-02
74	Nuläge värmegles fjärrvärme	Lennart Larsson Sofie Andersson Sven Werner	sept-02
75	Tappvarmvattensystem – egenskaper, dimensionering och komfort	Janusz Wollerstrand	sept-02
76	Teknisk och ekonomisk jämförelse mellan 1- och 2-stegskopplade fjärrvärmecentraler	Håkan Walletun	okt-02
77	Isocyanatexponering vid svetsning av fjärrvärmerör	Gunnar Bergström Lisa Lindqvist Stefan Nilsson	okt-02
78	Förbättringspotential i sekundärnät	Lennart Eriksson Stefan Petersson Håkan Walletun	okt-02
79	Jämförelse mellan dubbel- och enkelrör	Ulf Jarfelt	dec-02
80	Utvändig korrosion på fjärrvärmerör	Göran Sund	dec-02
81	Varmvattenkomfort sommartid i småhus	Tommy Persson	dec-02
82	Miljöbelastning från produktion av fjärrvärmerör	Morgan Fröling Camilla Holmgren	dec-02
83	Samverkande produktions- och distributionsmodeller	John Johnsson Ola Rossing	feb-03
84	Användning av aska vid förläggning av fjärrvärmeledningar - förstudie	Rolf Sjöblom	feb-03
85	Marginaler i fjärrvärmesystem	Patrik Selinder Heimo Zinko	mars-03
86	Flödesutjämnande körstrategi	Gunnar Larsson	april-03
87	”Black-Box”-undersökning av fjärrvärmecentraler	Håkan Walletun Bernt Svensson	juni-03

<i>Nr</i>	<i>Titel</i>	<i>Författare</i>	<i>Publicerad</i>
88	Långtidsegenskaper hos lågflödesinjusterade radiatorsystem	Stefan Petersson Sven Werner	aug-03
89	Rationellt byggande av fjärrvärmeledning	Tommy Gudmundson	sep-03
90	Total – Kontra utförandeentreprenad	Tommy Gudmundson	sep-03
91	Tryckväxlare för fjärrkyla – Teknik och funktion	Bror-Arne Gustafson	sep-03
92	Kylning av kylmaskiners kondensorer med fjärrkyla i livsmedelsbutiker	Caroline Haglund Stignor	sep-03
93	Minskade distributionsförluster med diffusionstäta fjärrvärmerör	Maria Olsson	okt-03
94	Kopplingsprinciper för fjärrvärmecentral och frånluftsvärmepump	Patrik Selinder Håkan Walletun Heimo Zinko	okt-03
95	Funktion hos 1-rörs radiatorsystem – Avkylning, komfort och stabilitet	Stefan Petersson Bernt-Erik Nyberg	okt-03
96	EPSPEX-kulvert – Utveckling, utförande och uppföljning	Tommy Gudmundson	okt-03
97	EPSPEX-kulvert – Funktion under och efter vattendränkning	Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg Gunnar Bergström	okt-03
98	Fukt i fjärrvärmerör, larmsystem och detektering Inventering av mätmetoder och gränsvärden	Henrik Bjurström Lars-Åke Cronholm Mats-Olov Edström	okt-03
99	Undersökning av skarvar med isolerhalvor efter nio år i drift	Stefan Nilsson Sven-Erik Sällberg Gunnar Bergström	nov-03
100	Strategier för framtidens fjärrvärme	Markus Felleesson	dec-03
101	Fjärrvärmevärmda torkrumsanläggningar	Peter Neikell Tobias Nilsson	nov-03
102	Kyllager i befintligt kylnät	Fredrik Setterwall Benny Andersen	nov-03
103	Reglerdynamik, tryckhållning och tryckslag i stora rörsystem	Gunnar Larsson	dec-03
104	Energimätning i småhus. Förstudie.	Jan Eliason Morgan Romvall Håkan Walletun	dec-03

FORSKNING OCH UTVECKLING – ORIENTERING

1	Fjärrkyla: Behov av forskning och utveckling	Sven Werner	jan-98
2	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås. Uppföljning av Värmeforsk rapport nr 534. Mätvärdesinsamling för perioden 23/5 – 30/9 1996.	Lars Lindgren Conny Nikolaisen	jan-98
3	Symposium om Fjärrvärmeforskning på Ullinge Wårdshus i Eksjö kommun, 10-11 december 1996	Lennart Thörnqvist	jan-98
4	Utvärdering av fjärrkyla i Västerås. Uppföljning av Värmeforsk rapport nr 534. Mätvärdesinsamling för period 2. 1/1 – 31/12 1997.	Conny Nikolaisen	juli-98
5	Metodutveckling för mätning av värmekonduktiviteten i kulvertisolering av polyuretanskum	Lars-Åke Cronholm Hans Torstensson	sept-99
6	Optimering av fjärrvärmevattens framledningstemperatur i mindre fjärrvärmesystem	Ilkka Keppo Pekka Ahtila	jan-03

Svensk Fjärrvärme AB och Statens Energimyndighet bedriver forskningsprogram inom området fjärrvärme hetvattenteknik och fjärrkyla.

SVENSK FJÄRRVÄRME AB

101 53 STOCKHOLM

Besöksadress: Olof Palmes Gata 31, 6 tr

Telefon 08 - 677 25 50, Telefax 08 - 677 25 55

Förlagsservice, beställning av trycksaker:

Telefon 026 - 24 90 24, Telefax 026 - 24 90 10