



INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

*En handbok för konstruktion, injustering och felsökning
i system för vattenburen radiatorvärme.*



Operahuset i Göteborg

”Injustering av radiatorsystem” är den tredje i TAs serie av publikationer om hydronisk konstruktion och injustering. Den första manualen behandlar injustering av reglerkretsar, den andra injustering av distributionssystem och den fjärde injustering med differenstrycksregulatorer.

Denna handbok är framtagen för en internationell publik. Eftersom språkbruket skiljer sig något mellan olika länder kan du komma att märka att vissa termer och symboler som används inte överensstämmer med dem du är van vid. Vi hoppas att detta inte ska orsaka för mycket besvär.

Skriven av Robert Petitjean. Ett varmt tack till TAs experter inom området: Bjarne Andreassen, Eric Bernadou, Jean-Christophe Carette, Bo G Eriksson och Peter Rees för deras värdefulla bidrag.

Produktion: Sandberg Trygg AB, Sverige.

— version 3 —

Copyright 2002, Tour & Andersson AB, Ljung, Sverige.

Enligt lagen om upphovsrätt av 30 december 1960 är det förbjudet att utan tillstånd av copyrightinnehavaren helt eller delvis mångfaldiga detta arbete. Tryckt i Sverige, mars 2007.

Innehåll

Varför injustera?	5
1- Injustering av radiatorsystem	7
1.1- Överflöden orsakar underflöden	7
1.2- Överflöden i distributionen	9
2- Radiatorventiler	11
2.1- Allmänt	11
2.1.1- Tilloppsventil endast för avstängning	
2.1.2- Tilloppsventil för avstängning och injustering	
2.2- Vad är en termostatventil?	12
2.3- Termostatventiler och tilloppstemperatur	13
2.4- Är termostatventilen en proportionell regulator?	14
2.5- Bör en anläggning injusteras med termostatventilerna helt öppna?	17
2.6- Flödets noggrannhet	18
3- Radiatorer	20
3.1- Nominella och föreskrivna förhållanden	20
3.2- Val av radiator som inte arbetar under nominella förhållanden	20
3.3- En radiators värmeavgivning som funktion av flödet	21
3.4- Val av temperaturfall	22
3.5- Existerande anläggningar	23
4- Tvårorssystem	24
4.1- Injustering av radiatorer baserat på samma differenstryck	24
4.1.1- Val av differenstryck	
4.1.2- Förinställbar termostatventil	
4.1.3- Ej förinställbar termostatventil	
4.1.4- Begränsningar i val av samma differenstryck för samtliga radiatorer	
4.2- Förinställning baserad på beräknade differenstryck	29

INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

4.3- Konstant eller variabelt primärflöde	30
4.3.1- Oljud	
4.3.2- Konstant primärflöde	
4.3.2.1- <i>Med en shuntledning och en sekundärpump minimeras grenledningens differensstryck</i>	
4.3.2.2- <i>En BPV stabiliserar differensstrycket över grenledningen</i>	
4.3.3- Variabelt primärflöde	
4.3.3.1- <i>En anläggning med injusteringsventiler</i>	
4.3.3.2- <i>En differensstryckregulator håller differensstrycket konstant över grenledningen</i>	
5- Ettrörssystem	39
5.1- Allmänt	39
5.1.1- Fördelar	
5.1.2- Nackdelar och begränsningar	
5.1.3- Värmeavgivning från rör	
5.2- Ettrörsventiler	44
5.2.1- Konstant shuntflöde – variabelt Kv	
5.2.2- Variabel shunt - konstant Kv	
5.2.3- Skydd mot dubbelcirkulation	
5.3- Flödesfördelning till radiatoren (λ-koefficient)	45
5.3.1- 50 % radiatorflöde ($\lambda = 50 \%$)	
5.3.2- Att välja annat än 50 % radiatorflöde	
5.4- Slingflödet	47
5.4.1- Baserat på ett givet ΔT	
5.4.2- Baserat på största radiatoren i slingan	
5.4.3- Slutligt val av slingflödet	
5.5- Tryckförluster i slingan	48
Appendix	
A- Beräkning av radiatorer vid olika driftvillkor	49
B- Tryckfall i rör	52

Mer information kan fås i vår handbok ”TOTAL INJUSTERING”

Varför injustera?

Många fastighetsägare lägger ner stora pengar på att hantera klagomål på inneklimatet. Det gäller inte bara i äldre byggnader, utan även i nya som är utrustade med modern reglerteknik. Följande problem är vanliga:

- Vissa rum når aldrig önskad temperatur, särskilt inte efter lastväxlingar.
- Temperaturen pendlar, särskilt vid liten och medelstor last, trots att apparaterna är försedda med sofistikerade regulatorer.
- Även om den installerade effekten hos produktionsenheterna är tillräcklig, så kan den inte levereras, särskilt inte vid uppstart efter helg eller nattsänkning.

De här problemen beror ofta på att vattenflödena är fel och att regulatorerna därför inte kan göra sitt jobb. En regulator kan reglera effektivt bara om det vid nominella driftsvillkor är föreskrivet flöde i reglerventilen.

Enda sättet att få föreskrivna flöden är att injustera anläggningen. Injustering innebär att ställa in rätt flöden vid föreskrivna villkor. Genom att undvika underflöden vid föreskrivna villkor garanterar man att de aldrig uppstår vid andra driftsvillkor heller. Injustering måste göras av tre skäl:

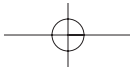
1. Produktionsenheterna måste injusteras till föreskrivet flöde i varje panna och kylmaskin. Dessutom måste flödet i de flesta fall hållas konstant i varje enhet. Variationer minskar verkningsgraden, förkortar livslängden och gör effektiv reglering svår.
2. Distributionssystemet måste injusteras så att alla apparater kan få åtminstone föreskrivet flöde, oavsett den totala lasten på anläggningen.
3. Reglerkretsarna måste injusteras för att skapa bra arbetsvillkor för reglerventilerna och för att göra primär- och sekundärflöden kompatibla.

Den här boken behandlar injustering av distributionssystem till radiatorer.

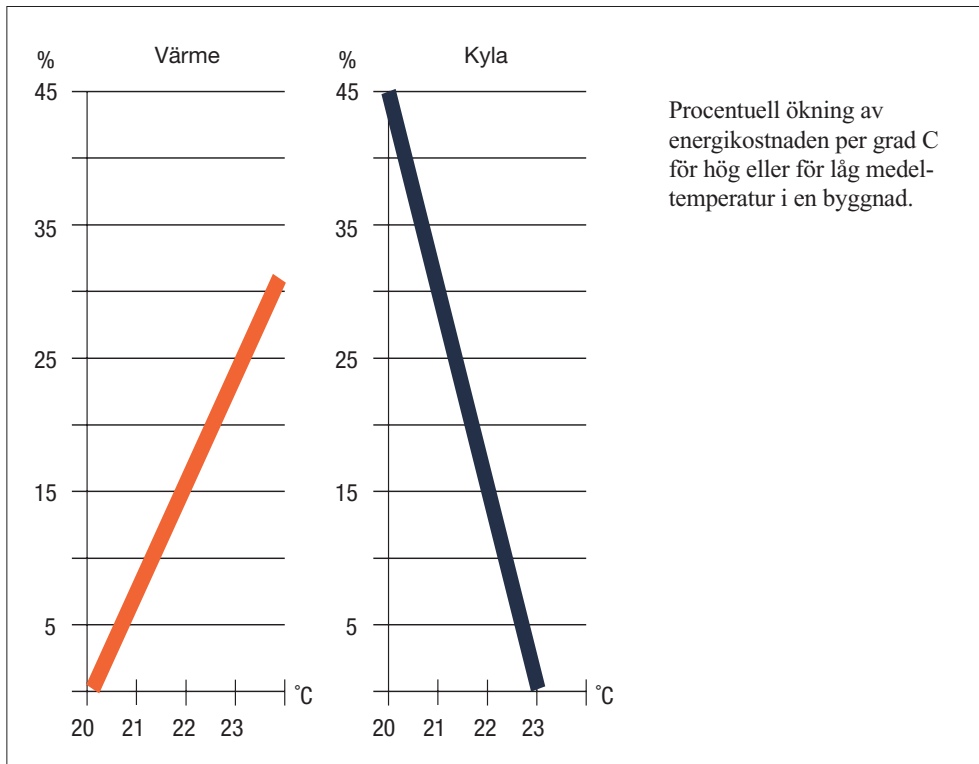
För injustering av reglerkretsar, se TA-handbok nr 1.

För injustering av distributionssystem, se TA-handbok nr 2.

För injustering med differenstrycksregulatorer, se TA-handbok nr 4.



INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

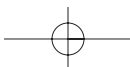


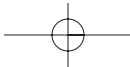
Varför är den genomsnittliga temperaturen högre i en byggnad som inte är injusterad? Under den kalla säsongen blir det för varmt på de nedre våningarna, nära pannan, och för kallt på de övre. Fastighetsskötaren höjer då tilloppstemperaturen. Folk på de övre våningarna slutar klaga och folk på de nedre, nära pannan, öppnar fönstren och vädrar ut överskottsvärmen.

Under den varma säsongen gäller det omvända: Det blir för kallt på de nedre våningarna, nära kylmaskinen, och för varmt på de övre.

En grad mer eller mindre i ett enskilt rum spelar sällan någon roll varken för komfort eller energikostnader. Men när medeltemperaturen i hela huset är fel, så kostar det pengar.

En grad över 20 °C ökar värmekostnaden med 5–8 %. En grad under 23 °C ökar kylkostnaden med 15–20 %.





1. Injustering av radiatorsystem

1.1 Överflöden orsakar underflöden

Föreskrivet flöde måste passera genom var och en av radiatorerna under föreskrivna förhållanden vilket kräver en individuell injustering av varje radiator.

Vid en första anblick kan det verka meningslöst att justera en värmeanläggning som redan är utrustad med termostatventiler. Deras funktion är ju att justera flödet till rätt värde och på så sätt skulle vi automatiskt få en injusterad anläggning.

Vid normal drift skulle detta vara mer eller mindre sant, förutsatt att reglerkretsarna är stabila. Icke-injusterade radiatorer orsakar dock stora störningar. Låt oss ta ett exempel med två radiatorer på samma grenledning, en på 500 W och den andra på 2500 W. I regel installerar man termostatventiler med samma storlek vid samtliga radiatorer. Tryckfallet i radiatorn är oftast försumbart och flödet begränsas endast genom termostatventilen och flödena blir därför lika i de båda radiatorerna. Om den större radiatorn har rätt flöde, har den mindre ett flöde som är 5 gånger större än föreskrivet värde.

Som om det inte vore nog med problem, dyker andra störningar upp i anläggningen. Ett exempel är termostatventiler som är ställda på maximalt börvärde, vilket håller dessa konstant öppna. Om vi inte begränsar det maximala flödet skapar detta överflöde underflöden på andra håll. På dessa ställen kan vi inte uppnå önskad rumstemperatur.

Att varje morgon starta upp anläggningen på nytt, efter nattsänkning, medför problem eftersom de flesta termostatventilerna är helt öppna. Det här skapar överflöden som i sin tur medför oförutsedda tryckfall i vissa ledningar. Dåligt gynnade kretsar får därför för små flöden till dess de gynnade termostatventilerna nått sina nominella lyfthöjder. Av denna anledning får vi en ojämn uppstart av anläggningens olika kretsar, vilket gör reglering med en central regulator problematisk. Det blir i praktiken också omöjligt att tillämpa optimerad uppstart.

Fig 1.1 visar en grenledning med fyra radiatorer. Tryckfallet i ledningarna mellan varje radiator uppgår till 1 kPa vid föreskrivet flöde. Tillgängligt till differenstryck är 9 kPa för den första radiatorn och 6 kPa för den sista.

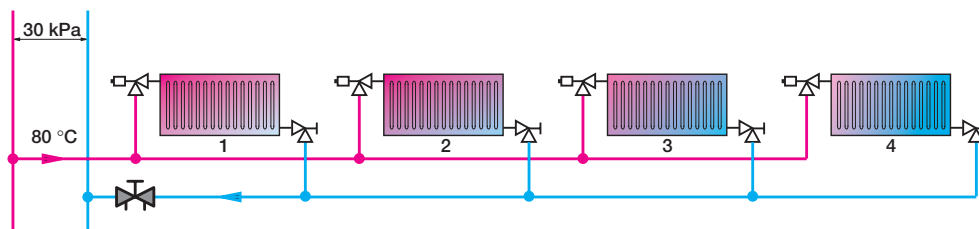
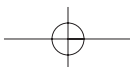


Fig 1.1. Grenledning med fyra radiatorer.

Termostatventilernas förinställning har valts så att varje radiator har föreskrivet flöde. Gren- och stamledningarna är också injusterade.



INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

Resultaten framgår av tabell 1.1.

Stam- och grenledningar injusterade, termostatventiler injusterade					Totalt flöde
Radiator	1	2	3	4	l/h
Kv termostatventil	0.04	0.15	0.25	0.14	
Flöde (l/h)	11	43	65	33	152
Värmeavgivning (W)	255	1000	1512	765	
Rumstemperatur (°C)	20	20	20	20	

Tabell 1.1. Resultat för en helt injusterad anläggning.

Låt oss nu ta som exempel en anläggning vars stammar och grenar är injusterade, men där radiatorventilerna inte är förinställda. Det totala flödet i grenledningen är korrekt men radiatorerna arbetar inte med föreskrivet flöde. Resultatet framgår av tabell 1.2.

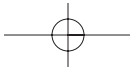
Stam- och grenledningar injusterade, termostatventiler inte injusterade					Totalt flöde
Radiator	1	2	3	4	l/h
Kv termostatventil	0.8	0.8	0.8	0.8	
Flöde (l/h)	66	45	30	11	152
Flöde (%)	600	105	46	33	
Värmeavgivning (W)	290	1006	1270	573	
Värmeavgivning (%)	114	101	84	75	
Rumstemperatur (°C)	24.1	20.2	15.2	12.4	

Tabell 1.2. Stam- och grenledningar, men inte termostatventilerna, är injusterade.

Flödet till den första radiatoren är 6 gånger sitt föreskrivna flöde, vilket ökar värmeavgivningen med endast 14 %. Alltså minskar den tid det tar att nå önskad rumstemperatur efter en nattsänkning endast marginellt. Om termostaten är rätt inställd kommer flödet i den första radiatoren att minska efter en tid och först då tillåta de två sista radiatorerna att få sina föreskrivna flöden. Uppstarten kommer därmed att bli mycket längre än väntat.

Så länge som termostatventilen hos den första radiatoren hålls helt öppen, kommer radiator 3 och 4 aldrig att få föreskrivet flöde. De då erhållna rumstemperaturerna, vid föreskrivna förhållanden, framgår av tabell 1.2 (12,4 °C för rum 4).

En annan möjlighet är att förinställa alla termostatventiler utan några injusteringsventiler i stam- och grenledningarna. I det här fallet blir injusteringen mycket svår eftersom alla kretsarna är interaktiva. Allt överskjutande differenstryck måste tas bort av termostatventilerna som därmed kan bli högljuda. Dessutom är ventilens maximala Kv så litet att det finns stor risk för igensättning.



1.2 Överflöden i distributionen

Ett överflöde i distributionen ger upphov till en eller flera oönskade blandningspunkter vilket leder till en sänkning av tilloppstemperaturen.

Ett överflöde i distributionen orsakar, särskilt vid uppstarten, problem med kompatibiliteten mellan produktion och distribution. Låt oss ta två typiska exempel.

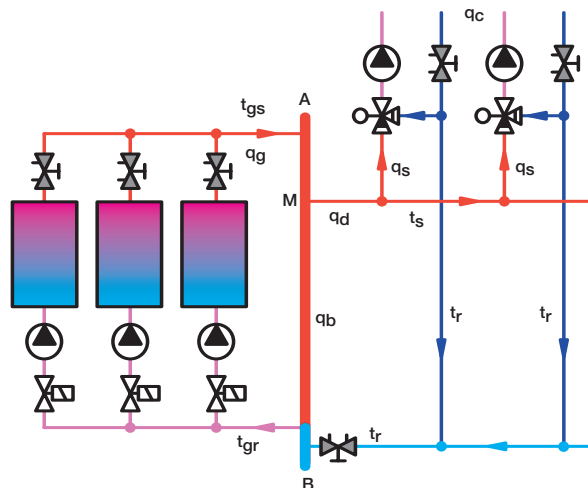
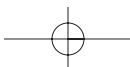
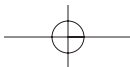


Fig 1.2. Flera kretsar är anslutna till värmeanläggningen via en shuntledning.

Om distributionsflödet q_d i Fig 1.2 är större än produktionsflödet q_g , leds flödesskillnaden genom shuntledningen i riktning från B till M. Flödena blandas i punkten M, vilket leder till en sänkning av tilloppstemperaturen. Maximal tilloppstemperatur i distributionen är därmed lägre än maximal temperatur i pannorna. Det blir svårt att starta upp anläggningen eftersom det inte går att överföra installerad effekt. I vissa anläggningar löser man det hela genom att installera extra pannor. Produktionsflödet q_g ökar då och blir kompatibelt med distributionsflödet q_d . Lösningen är dock mycket dyrbar, både investerings- och driftsmässigt, eftersom verkningsgraden försämras.





INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

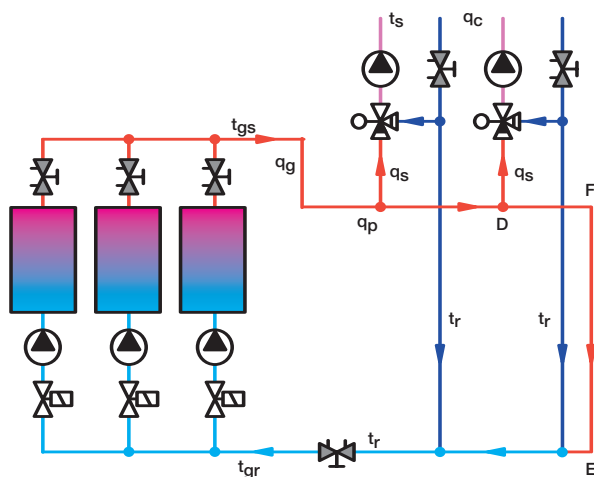
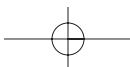


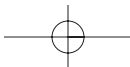
Fig 1.3. Distribution genom en sluten krets.

Överflöden i kretsen i Fig 1.3 medför att flödet i ledningen FE strömmar från E till F och orsakar en blandningspunkt i D. Den sista kretsen matas då med sitt eget returvatten, den kommer därmed att arbeta under mycket dåliga driftsförhållanden och blir anläggningens ”mardrömskrets”.

Placerar vi en backventil i ledningen EF tycks problemet vara löst. Men istället uppstår ett nytt problem eftersom kretsen bryts och pannpumparna i så fall arbetar i serie med krets-pumparna, vilket gör systemet instabilt.

Alltså; den enklaste och effektivaste lösningen är att justera produktions- och distributionsflödena så att de blir kompatibla.





2. Radiatorventiler

2.1 Allmänt

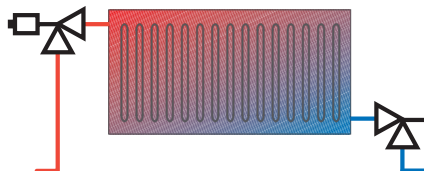


Fig 2.1. Radiatorventiler vid tillopp och retur.

Radiatorventiler har flera funktioner. En är att kunna stänga av radiatoren vid tillopps- och retursidan. En annan viktig funktion är att justera flödet till rätt värde, vilket kan utföras av antingen radiatorventilen vid tilloppet eller den vid returen.

2.1.1 TILLOPPSVENTIL ENDAST FÖR AVSTÄNGNING

För en manuell ventil i tilloppet som endast används för avstängning, spelar det inte så stor roll om den är överdimensionerad. Begränsningen av flödet till nominellt värde ombesörjs av returventilen som därmed tar upp den största delen av det tillgängliga differenstrycket. Denna returventil måste ha en profilerad kägla för att auktoriteten ska bli den rätta i hela reglerintervallet. Förinställningen görs på grundval av förväntat tillgängligt differenstryck samt föreskrivet flöde.

Flödet beror på aktuellt differenstryck över ventilen och dess Kv-värde enligt ekvationen:

$$q = 100 K_v \sqrt{\Delta p} \quad (q \text{ i l/h och } \Delta p \text{ i kPa})$$

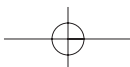
Kv-värdet beror på ventilens öppningsgrad. Kv-värdet för helt öppen ventil anges med Kvs.

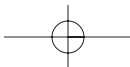
Rätt värde kan bestämmas med hjälp av nomogram (se t ex Fig 4.2).

2.1.2 TILLOPPSVENTIL FÖR AVSTÄNGNING OCH INJUSTERING

Den här typen av manuell ventil måste ha en profilerad kägla för att ge en progressiv strypning av flödet vid stängning. Progressiviteten fungerar under förutsättning att ventilen inte är överdimensionerad så att auktoriteten är god.

Ventilens Kvs-värde ska normalt väljas så att det föreskrivna flödet uppnås vid ca 75 % öppningsgrad. Eftersom ventilens Kvs-värde då blir för stort kan man begränsa öppningsgraden till rätt Kv. En annan lösning är att installera en ventil där avstängnings- och reglerfunktionen sköts oberoende av varandra.





2.2 Vad är en termostatventil?

Termostatventilen är en självverkande ventil som styrs av ett expanderande medium. Ventilen öppnar och stänger gradvis beroende på skillnaden mellan börvärde och rumstemperatur.

Alla termostatventiler på marknaden har en total lyfthöjd på flera millimeter. Men en ventil som från början är stängd, öppnar bara ungefär 0,5 mm när rumstemperaturen sjunker med 2K. Denna del av lyfthöjden, där ventilen normalt arbetar, kallas nominell lyfthöjd.

Fig 2.2 visar två kurvor med flödet som funktion av rumstemperaturen. Kurva a gäller för en termostatventil utan flödesbegränsning och kurva b gäller för en termostatventil med flödesbegränsning. Denna begränsning åstadkoms med ett motstånd i serie med ventilens reglerkägla.

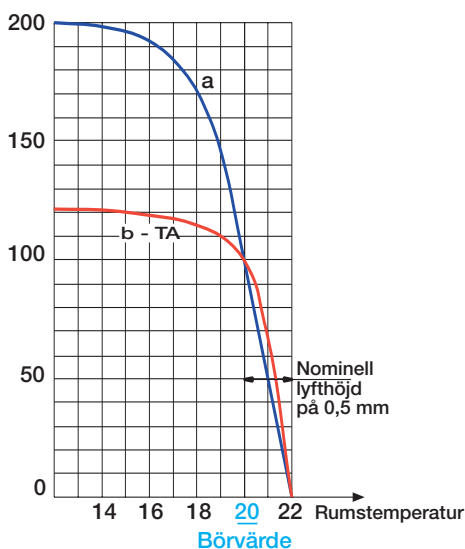
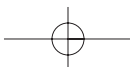
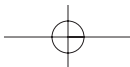


Fig 2.2. Förhållandet mellan flöde och rumstemperatur för en termostatventil med konstant differensstryck. a – ventil utan flödesbegränsning. b – ventil med flödesbegränsning.

I praktiken påverkas termostatventilen gradvis när rumstemperaturen varierar, såvida inte temperaturen börjar röra sig i motsatt riktning. Ventilen kommer då inte att reagera förrän temperaturändringen i rummet överstiger den minsta hysteresen (vanligtvis omkring 0,5 K). Detta fenomen kan ge intrycket av en stabil värmeöverföring från radiatorn. I själva verket kan reglerkretsen bli instabil på längre sikt.

Med termostatventiler kan vi uppnå rätt temperatur i varje enskilt rum. De kompenserar för en eventuell överdimensionering av radiatorn samt sänker värmeavgivningen när andra värmekällor (lampor, människor, solvärme etc) bidrar till att höja rumstemperaturen. För användaren innebär termostatventiler förbättrad komfort och energibesparing.





2.3 Termostatventiler och tilloppstemperatur

Värmeavgivningen från en radiator blir ganska svår att reglera när tilloppstemperaturen hålls konstant. Oftast varierar därför tilloppstemperaturen och man låter den bero på t ex förhållandena utomhus.

Som exempel tar vi en radiator som har en konstant tilloppstemperatur på 80 °C. Vi antar att termostatventilen är rätt dimensionerad och ger föreskrivet flöde vid nominell lyfthöjd (80/60-system). Lägsta dimensionerande utetemperatur är -10 °C.

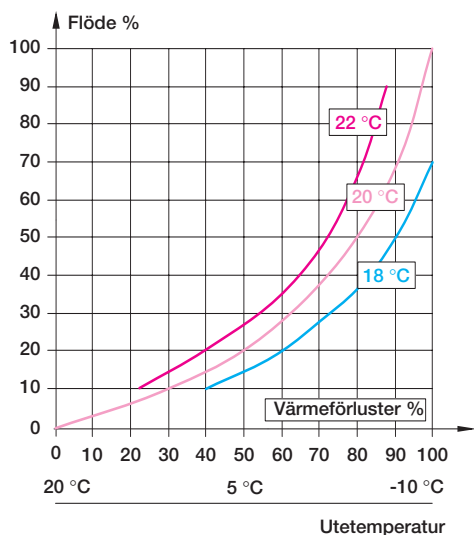
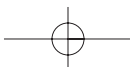
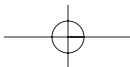


Fig 2.3. Det flöde som krävs för att hålla rumstemperaturen konstant som funktion av utetemperaturen. Tilloppstemperaturen antas vara konstant 80 °C.

Av Fig 2.3 framgår vilket flöde som krävs i radiatorn som funktion av utetemperaturen, för att hålla en rumstemperatur på 18, 20 respektive 22 °C.

Kring vinterns medeltemperatur (t ex 5 °C), kommer en variation av flödet på 4 % att medföra en variation av rumstemperaturen med 2K. Om vi vill ha rumstemperaturen reglerad inom $\pm 0,5K$, måste flödet regleras med en noggrannhet av ± 1 %. Eftersom en värmeavgivning på 50 % motsvarar ett flöde på 20 %, måste lyfthöjden vara 0,1 mm (20 % av en nominell lyfthöjd på 0,5 mm) med en noggrannhet av $\pm 0,005$ mm (1 % av nominell lyfthöjd)! Detta blir förstås en omöjlighet och termostatventilen kommer att arbeta on/off och orsaka pendlingar i rumstemperaturen. När termostatventilen är öppen blir värmeavgivningen onödigt stor vilket orsakar en märkbar ökning av rumstemperaturen innan termostatventilen reagerar.





Av denna anledning används termostatventiler oftast tillsammans med en central regulator, vilken reglerar tilloppstemperaturen efter behoven. Behoven avgörs med hjälp av en givare utomhus eller en temperaturgivare placerad i ett referensrum utan termostatventil, eller en kombination av de båda. Termostatventilen korrigerar den resterande temperaturskillnaden som en funktion av förhållandet i varje enskilt rum. Sammanfattningsvis; vi kan inte reglera radiatorns värmeavgivning enbart genom att variera flödet. Den grundläggande regleringen gör vi genom att reglera tilloppstemperaturen efter de allmänna behoven.

2.4 Är termostatventilen en proportionell regulator?

I teorin fungerar termostatventilen som en P-regulator. I verkligheten har vi inte alltid så gynnsamma driftförhållanden och därför får termostatventilen ofta arbeta som en temperaturbegränsare. I så fall ger ett smalt p-band ett bättre resultat. Även i detta fall kan man få intrycket av en proportionell reglering eftersom termostatventilen intar mellanpositioner som för tillfället är stabila, beroende på sin hysteres.

En proportionell regulator öppnar och stänger reglerventilen proportionellt mot skillnaden mellan börvärdet och ärvärdet.

Fig 2.4 visar en nivåregulator. Funktionen liknar den för termostatventilen, om vi antar att vattennivån motsvarar rumstemperaturen. Flödet Z motsvarar värmeförlusterna och tilloppsflödet Y motsvarar radiatorns värmeavgivning.

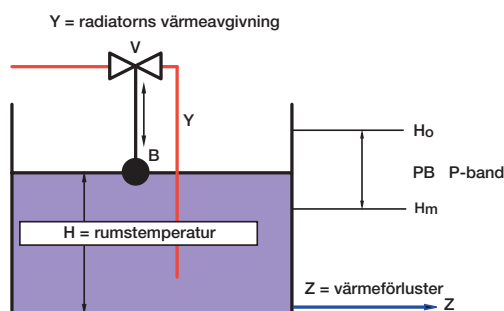
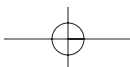


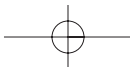
Fig 2.4. Principen för en termostatventil.

När nivån H sjunker följer flottören B med nedåt och öppnar reglerventilen V i proportion till minskningen av H.

Systemet är stabilt när tillflödet Y är lika med frånflödet Z.

När frånflödet stängs av ($Z = 0$) höjs vattennivån till H_0 . Flottören B följer med upp och stänger ventilen V. När Z nått sitt maxvärde är systemet stabilt med ventilen V helt öppen och nivån H konstant vid H_m .





2. RADIATORVENTILER

Vattennivån kommer att anta stabila värden mellan H_0 och H_m . Var i intervallet nivån kommer att ligga beror på störningen Z .

Det intervall som vattennivån kan befinna sig i ($H_0 - H_m$), efter vilket reglerventilen rör sig från öppen till stängd position, kallas regulatorns proportionalområde (p-område eller p-band).

Vi kan öka noggrannheten genom att minska P-regulatorns proportionalområde. Men om vi minskar proportionalområdet under ett visst värde, blir systemet instabilt. Det beror på att en liten förändring av vattennivån H orsakar en stor förändring av tillflödet Y för att kompensera störningen Z . Förändringen av tillflödet Y kan då bli större än störningen Z . Följden blir att vi höjer vattennivån med ett värde större än det vi ville kompensera. Systemet blir alltså instabilt. Det börjar arbeta som ett on-off-system och regleringen blir dålig med pendlingar som följd.

Låt oss återvända till Fig 2.2. Ventilen är helt stängd när rumstemperaturen $t_i = 22$ °C och helt öppen vid $t_i = 14$ °C. Det ger ett p-band = 8K. För en justerbar termostatventil uppnås dock i praktiken föreskrivet flöde då rumstemperaturen förändras med 2K, vilket (ofta godtyckligt) motsvarar termostatventilens p-band. Vi vill understryka att termostatventilens p-band egentligen **inte** är 2K. P-bandet måste omfatta samtliga förändringar av rumstemperaturen som ger ett linjärt förhållande mellan rumstemperatur och flöde. Denna reglering uttrycks som förhållandet mellan flödet (%) och rumstemperaturens avvikelse (K). För termostatventiler har vi därför infört en särskild definition för p-bandet: Det är den dubbla avvikelsen hos rumstemperaturen, som ändrar flödet från 0 till 50 % av nominellt flöde (flödesändringen uppgår ju till 100 % vid en temperaturavvikelse på 2K). Definitionen gäller för hela kombinationen av termostatventil, radiator samt eventuell returventil.

Om vi tänker oss att en returventil eller en inre strypning i termostatventilen används för att uppnå rätt flöde vid nominell lyfthöjd, så får kurvorna ett utseende enligt Fig 2.5. Börvärdet är valt så att flödet är mindre än 100 % när rumstemperaturen överstiger 20 °C.

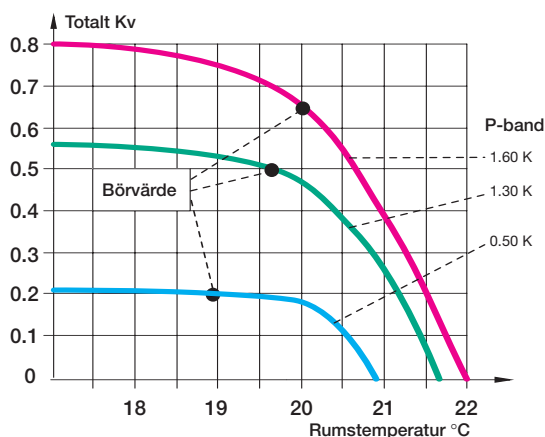
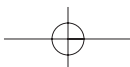


Fig 2.5. En returventil eller en inre strypning i termostatventilen ändrar resulterande kurva $K_v = f(t_i)$ och därmed det p-band som gäller i praktiken.



INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

Tabell 2.1 återger p-bandets förändring, vid tre olika börvärdesinställningar, när en strypning minskar maxflödet allt mer.

Kv2	0.65	0.50	0.20
Kv _{max}	0.80	0.56	0.20
BP	1.60	1.30	0.50
SP	20.00	19.7	18.90
ST	22.00	21.7	20.90

- Kv2 = (Kv vid ΔT 2K) Kv vid nominell lyfthöjd som motsvarar en avvikelse på 2K (= föreskrivet Kv).
- Kv_{max} = Kv för helt öppen ventil.
- PB = P-bandet.
- SP = Det börvärde som ska ge en rumstemperatur på 20 °C.
- ST = Den rumstemperatur som ger helt stängd ventil.

Tabell 2.1. P-bandets förändring hos en termostatventil när vi har ett motstånd i serie.

Det verkliga förhållandet mellan Kv och rumstemperatur beror även på ventilens hysteres samt mikroklimatet runt termostaten.

Om p-bandet är mindre än 1K kommer ventilen sannolikt att arbeta on-off. Så länge vi inte märker temperatursvängningarna i rummet är detta inget större problem. Detta är ofta fallet med injusterade anläggningar, där tilloppstemperaturen regleras som en funktion av utetemperaturen. I välisolerade byggnader innebär ett smalt p-band en noggrannare reglering av rumstemperaturen trots att anläggningen då arbetar on-off, vilket också bidrar till sänkt energiförbrukning. Ett brett p-band kan ge en stabil reglering. Men eftersom temperaturen rör sig långsamt inom ett brett område, förbrukas onödigt mycket energi. Vi utnyttjar därmed strålningen från omgivningen och solenergin dåligt.

Om en termostatventil arbetar för att kompensera för interna tillskott, ska p-bandet då vara litet eller stort?

Vi tar som exempel två olika termostatventiler med samma Kv-värde, båda inställda på 20 °C men den ena med ett p-band på 2 och den andra på 1K. Med ett p-band på 2K kan temperaturen i rummet öka till 22 °C innan radiatorns värmeavgivning upphör. Om p-bandet bara är 1K kommer radiatorn att stängas av redan vid 21 °C. Alltså är det möjligt att minska energiförbrukningen med små p-band.

2.5 Bör en anläggning injusteras med termostatventilerna helt öppna?

Svaret är ja. Termostatventilerna ska dessutom ha en mättad karaktäristik.

När en radiatorkrets injusteras uppnår varje radiator sitt korrekta flöde vid föreskrivna villkor. Medelstora laster innebär mindre flöden, mindre tryckfall i ledningarna, större differenstryck samt att varje radiator kan uppnå minst föreskrivet flöde.

En del anser att samtliga termostatventiler ska ställas in på nominell lyfthöjd innan anläggningen injusteras. Eftersom man i allmänhet bestämmer flödena för nominell lyfthöjd kan detta verka logiskt. Termostathuvudena ska då ersättas med graderade rattar för inställning av nominell lyfthöjd.

Men när vi startar upp anläggningen efter nattsänkning är termostatventilerna dock mer än nominellt öppna vilket orsakar överflöden som i sin tur skapar underflöden i andra delar av anläggningen. Följaktligen har vi inte uppnått vårt mål med injusteringen.

Nu uppstår svårigheter om vi använder en termostatventil utan flödesbegränsning, t ex den ventil som visas i Fig 2.2a. Överflödena blir permanenta hos de ventiler där termostathuvudet tagits bort.

Termostatventiler med utbyttbar kägla vilka tillåter ändring av Kv-värdet, har normalt inte en tillräckligt flack kurva för att lösa problemet.

Problemet beror på den stora skillnaden i flöden mellan en helt öppen och en nominellt öppen ventil (Fig 2.2a). Men det är ganska enkelt att lösa problemet genom att låta ventilkaraktäristiken vara mättad. Med detta menas att flödet inte kommer att öka särskilt mycket när ventilens lyfthöjd är större än den nominella (Fig 2.2b). Detta uppnås med ett motstånd i serie med termostatventilen (Fig 2.5). I dessa fall är karaktäristiken för flöde/öppningsgrad så flack att anläggningen kan injusteras med samtliga termostater borttagna.

Detta exempel belyser nödvändigheten av att injustera anläggningen med samtliga termostathuvuden borttagna samt att använda termostatventiler med en liten skillnad mellan föreskrivet och maximalt flöde, vilket innebär en mättad karaktäristik (se Fig 2.5).

I en hyresfastighet blir det besvärligt att först ta bort alla termostater och sedan efter injusteringen sätta tillbaks dem. Att låta de enskilda hyresgästerna utföra arbetet är inte en särskilt tillförlitlig metod. En del injusterare föredrar att injustera under den kalla årstiden. På så sätt kan de dagen innan sänka tilloppstemperaturen betydligt vilket medför att hyresgästerna öppnar sina termostatventiler.

2.6 Flödets noggrannhet

Flödet måste i de flesta fall justeras med en noggrannhet på $\pm 10\%$.

I kapitel 1 behandlade vi olägenheterna med ej injusterade flöden. Innan vi går igenom hur vi injusterar måste vi först bestämma med vilken noggrannhet flödena ska injusteras.

Den flödesnoggrannhet som krävs i praktiken beror på den noggrannhet med vilken man vill reglera rumstemperaturen. Noggrannheten beror också på andra faktorer såsom regleringen av tilloppsvattnet samt relationen mellan den effekt som krävs och installerad effekt. Det är ingen mening att ställa höga krav på flödet om tilloppsvattnets temperatur inte kan regleras med motsvarande noggrannhet.

Ett underflöde, vilket har direkt inverkan på rumstemperaturen vid höga laster, kan inte kompenseras av reglersystemet; underflödet måste därför begränsas. Ett överflöde däremot har inga direkta konsekvenser på rumstemperaturen eftersom reglersystemet, åtminstone i teorin, kan kompensera för detta. Men när reglerventilen är helt öppen, t ex vid uppstart, kommer detta överflöde att ge upphov till underflöden i andra delar av anläggningen och distributionen blir därmed inkompatibel med produktionen. Överflöden måste alltså också begränsas.

I tabell 2.2 jämförs hur rumstemperaturen påverkas av flödet under väl definierade föreskrivna betingelser.

Föreskrivna villkor			Tillåten avvikelse i % av föreskrivet flöde, vid en ändring av rumstemperaturen på 0,5K	
t_{ec}	t_{sc}	t_{rc}	- 0.5K	+ 0.5K
0	90	70	- 15	+21
	82	71	- 24	+44
- 10	93	82	- 21	+34
	90	70	- 12	+15
	90	40	- 4	+ 4
	80	60	- 10	+13
	80	50	- 7	+ 7
	80	40	- 4	+ 5
- 20	60	40	- 8	+ 9
	55	45	- 15	+ 20
	90	70	- 10	+13
	80	60	- 9	+10
	80	40	- 4	+ 4
	75	45	- 5	+ 6
	70	45	- 6	+ 7
	60	40	- 7	+ 8
	55	45	- 13	+17

Tabell 2.2. Ändring av flödet q i radiatoren som medför en ändring av rumstemperaturen med 0,5K vid full last.

2. RADIATORVENTILER

Låt oss ta som exempel en värmeanläggning med följande föreskrivna förhållanden: Tillloppstemperaturen $t_{sc} = 80$ °C, returtemperaturen $t_{rc} = 60$ °C och rumstemperaturen $t_{ic} = 20$ °C. Föreskriven utetemperatur är $t_{ec} = -10$ °C. En ändring av rumstemperaturen med 0,5K erhålls om flödet minskas med $\Delta q = 10$ %.

Flödets noggrannhet måste vara bättre när anläggningen arbetar med en relativt hög termisk effektivitet Φ .

En grov slutsats är att flödet måste regleras med en noggrannhet av ± 10 till ± 15 % och vattentemperaturen med en noggrannhet av ± 1 till $\pm 1,5$ K.

Det är lätt att frestas till att acceptera överflöden, särskilt när de har liten effekt på rumstemperaturen. Men då glömmer vi konsekvenserna av överflöden – de ger upphov till underflöden vilket gör det omöjligt att uppnå önskad rumstemperatur vid höga laster beroende på inkompatibilitet mellan produktion och distribution (se avsnitt 1.2).

3. Radiatorer

3.1 Nominella och föreskrivna förhållanden

En radiators effekt definieras vid en given rumstemperatur (20 °C) samt tillopps- och returtemperatur, t ex 75 respektive 65 °C. Temperaturerna 20, 75 och 65 °C benämns de nominella temperaturerna och de anges med index "n" (t ex t_{in} = nominell rumstemperatur). De nominella värdena används i tillverkares kataloger; de anger de betingelser under vilka en radiators effekt är definierad.

Enligt den europeiska standarden EN 442 anges den nominella effekten hos en radiator för en tilloppstemperatur på 75 °C, en returtemperatur på 65 °C och en rumstemperatur på 20 °C. Men vanligtvis arbetar inte en radiator under dessa förhållanden. Då måste det föreskrivna flödet fastställas i varje enskilt fall. Det är uppenbart meningslöst att försöka justera flödet i en radiator om detta flöde inte är korrekt fastställt.

Anläggningen är beräknad för vissa förutsättningar efter vilka temperaturerna för de reglerade variablerna är angivna; uteförhållanden, tillopps- och returtemperatur. Dessa värden som använts vid beräkning av anläggningen benämns de föreskrivna värdena; de anges med index "c" (eng. calculated).

3.2 Val av radiator som inte arbetar under nominella förhållanden

I faktablad är radiatorns effekt definierad vid nominella förhållanden, t ex med tillopps-temperaturen $t_{sn} = 75$ °C, returtemperaturen $t_{rn} = 65$ °C och rumstemperaturen $t_{in} = 20$ °C. Men hur väljer man en radiator som inte ska arbeta under dessa nominella förhållanden?

Den verkliga effekten P är relaterad till den nominella effekten P_n , genom följande samband:

$$P = P_n \times \left(\frac{(t_s - t_i) (t_r - t_i)}{(t_{sn} - t_{in}) (t_{rn} - t_{in})} \right)^{n/2}$$

Utan index: verkliga förhållanden. Index n: nominella förhållanden.

t_s = Tilloppstemperatur.

t_r = Returtemperatur.

t_i = Rumstemperatur.

n = Är en exponent för radiatorns karaktäristik och väljs oftast till 1,3.

Formeln anger vilken inverkan den geometriska medeltemperaturen har mellan radiatoren och rummet. Formeln är grafiskt återgiven i Fig A1 i appendix A, där också ett antal räkneexempel återfinns.



3. RADIATORER

Exempel: Vilken nominell effekt ska en 75/65-radiator ha som ska avge 1000 W i ett rum vid 22 °C när den verkliga tilllopps- och returtemperaturen uppgår till 72 respektive 60 °C?

I Fig A1 (Appendix A); Företrä $t_s - t_i = 72 - 22 = 50$ med $t_r - t_i = 60 - 22 = 38$ vilket ger $S_p = P_n/P = 1,18$. Välj alltså nominell effekt $1000 \times 1,18 = 1180$ W.

Formeln är teoretisk och förutsätter ett likformigt flöde genom radiatoren.

Effekten påverkas i praktiken också av andra faktorer som t ex en fönsterbräda (kan minska effekten med 35 %). En radiator under ett fönster ger upphov till varmluftcirkulation och därmed ökad värmeavgivning genom fönstret vilket minskar värmeavgivningen i rummet. En radiators nominella effekt är bestämd under idealiska förhållanden vilka inte alltid kan uppnås i praktiken varför en säkerhetsfaktor är nödvändig vid val av radiator.

3.3 En radiators värmeavgivning som funktion av flödet

Erforderligt flöde i radiatoren kan beräknas med nedanstående formel:

$$q = \frac{0,86 \times P}{\Delta T}$$

q: flöde l/h P: Värmeavgivning (W) ΔT : Temperaturfall (K)

För en 1000 W radiator och ett föreskrivet temperaturfall på 20K krävs ett flöde på $0,86 \times 1000 / 20 = 43$ l/h.

Men när flödet varierar, varierar också vattnets temperaturfall vilket gör att förhållandet mellan flödet och värmeavgivningen är icke linjärt.

Fig 3.1 visar detta förhållande med en tillloppstemperatur $t_{sc} = 80$ °C samt med tre olika temperaturfall ΔT_c .

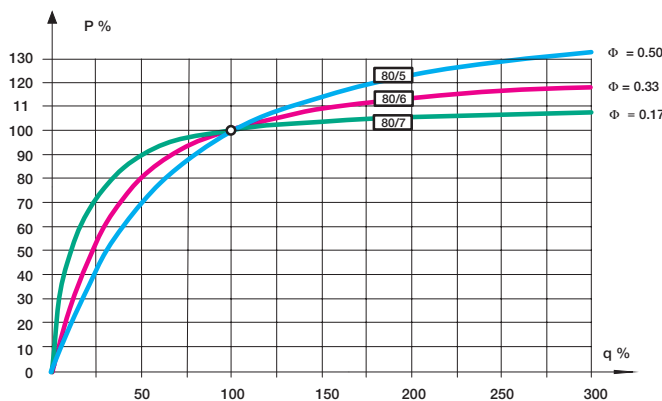
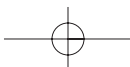


Fig 3.1. Värmeavgivning som funktion av flödet vid olika ΔT_c -värden.
 $t_{sc} = 80$ °C, $t_{ic} = 20$ °C och $n = 1,3$.



I början är lutningen på kurvan det inverterade värdet av den termiska effektiviteten Φ hos radiatorn. Den termiska effektiviteten definieras som:

$$\phi = \frac{\Delta T_c}{\Delta T_o}$$

ΔT_c = Föreskrivet temperaturfall.

ΔT_o = Temperaturfall vid 0-last = $t_{sc} - t_{ic}$.

För ett 80/60-förhållande är den termiska effektiviteten Φ : $(80 - 60)/(80 - 20) = 0,33$ och effektökningen i början är $1/0,33 = 3\%$ för varje procent flödet ökar.

Observera att ett eventuellt överflöde i radiatorn endast ger en begränsad ökning av effekten, särskilt när den termiska effektiviteten är låg.

3.4 Val av temperaturfall

För en tilloppstemperatur mellan 70 och 90 °C väljer man ofta ett $\Delta T = 20$. Detta "magiska" värde har använts i många år och översatts i lokala enheter (20 °C i kontinentaleuropa och 20 °F (11 °C) i Storbritannien och USA t ex). Men för att få ner returvattentemperaturen vid fjärrvärme eller när man använder kondensationspannor, måste man använda ett högre ΔT . Vilket ΔT man väljer beror oftast på tradition i respektive land men kan också optimeras för varje enskild anläggning.

Radiatorer som arbetar med små temperaturfall ΔT_c har en kraftigt mättad kurva $P\% = f(q\%)$, dvs. effekten i procent som funktion av flödet i procent. Flödesvariationer kommer därför att ha liten inverkan på den maximala värmeöverföringen. Däremot blir dessa radiatorer svåra att reglera vid små laster eftersom värmeavgivningen varierar kraftigt med flödet i detta område.

Med stora värden på ΔT_c är det möjligt att reducera flöde, pumpkostnad, ledningsdiametrar samt förluster. Regleringen av radiatorn kan också förbättras. Den maximala värmeöverföringen däremot, blir känsligare med avseende på flödet vilket kräver en mer noggrann injustering av anläggningen. Ett stort ΔT_c minskar värmeutbytet vilket kräver radiatorer med större yta. Om man t ex har ett ΔT_c på 30K istället för 20K minskar värmeutbytet med ca 16 %.

Optimalt ΔT är individuellt för varje anläggning. En ökning av ΔT minskar flödet, storleken på ledningar och tillbehör, pumpkostnader samt värmeförluster i ledningar men radiatorytan måste däremot ökas.



3. RADIATORER

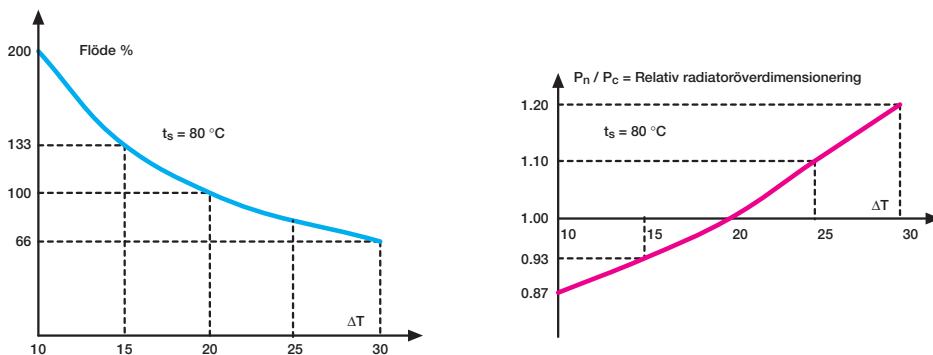


Fig 3.2. När föreskrivet ΔT ökas, minskar flödet men den erforderliga radiatorytan ökar ($t_s = 80$ °C).

3.5 Existerande anläggningar

Hur kompenseras man den överdimensionering av radiatorerna som följer av att byggnaden har tilläggsisolerats?

Existerande anläggningar kan behandlas på samma sätt som nya. Förbättringar, genom i första hand minskning av värmeförluster, kan dock ha utförts vilket medför att radiatorerna blir överdimensionerade.

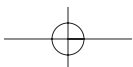
Om tilläggsisoleringen gjorts likformigt, kan värmeavgivningen justeras till de nya förhållandena genom att tilloppstemperaturen minskas.

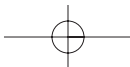
Vi tar ett räkneexempel: Vi tänker oss en radiator med en nominell effekt på 1200W vid 75/65-förhållande. Erforderlig effekt är förslagsvis 1000 W vid en tilloppstemperatur på $t_s = 80$ °C i ett rum med temperaturen $t_i = 20$ °C. Vilket flöde ska radiatoren ha?

Den överdimensionerande faktorn $Sp = P_N/P = 1200/1000 = 1,2$. Se nomogrammet A1 i appendix A, förena $t_s - t_i = 80 - 20 = 60$ °C till $P_N/P = 1,2$ för att finna $t_r - t_i = 31,2$ °C. Då är $t_r = 51,2$ °C och $\Delta T = 80 - 51,2 = 28,8$ K. Slutligen, $q = 0,86 \times 1000/28,8 = 30$ l/h.

Diagrammet i Fig A2 kan också användas. Förena $t_s - t_i = 80 - 20 = 60$ °C till $P_N/P = 1,2$ för att få $q = 30$ l/h per 1000 W.

Oftast har tilläggsisoleringen inte skett likformigt, varje radiator måste då behandlas enskilt enligt avsnitt 3.2.





4. Tvårörssystem

4.1 Injustering av radiatorer baserat på samma differenstryck

För att justera Kv-värdet hos termostatventilerna bestämmer vi först differenstrycket $\Delta H_0 = 10 \text{ kPa}$ t ex. Detta differenstryck får vi automatiskt efter att ha injusterat distributionen.

4.1.1 VAL AV DIFFERENSTRYCK

Finns en flödesmätare tillgänglig vid varje radiator, kan man injusterar enligt TA-metoden och en injusteringsventil i kretsen fungerar i så fall som partnerventil. Denna håller flödet hos tidigare justerade radiatorer konstant. Termostatventilerna är dock som regel förinställda enligt beräknade värden.

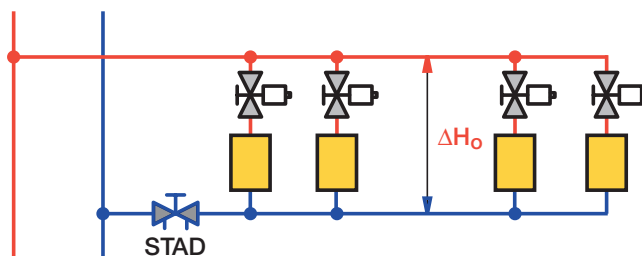
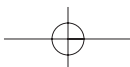


Fig 4.1. Varje radiator justeras som om de hade samma differenstryck ΔH_0 .

Den större delen av tryckfallet skapas i termostatventilen med justerbart Kv eftersom tryckfallet i radiatorn oftast är lågt. Vi kan acceptera en viss felmarginal i flödet och vi kan därför anta att samma differenstryck ΔH_0 ligger över samtliga radiatorer i en grenledning. Differenstrycket får inte vara för högt. Ventilens genomlopp blir då litet, vilket ökar risken för igensättning och oljud. Differenstrycket får heller inte vara för lågt. I så fall kan tryckfallet i kretsens ledningar inte försummas. Normalt väljs därför ett differenstryck ΔH_0 mellan 8 och 10 kPa.



4. TVÄRÖRSSYSTEM

Varje justerbar termostatventil förinställs efter valt differenstryck ΔH_0 . När injusteringsventilen STAD sedan justeras så att totalflödet är lika med summan av flödena i radiatorerna, är hela grenledningen injusterad. Det valda differenstrycket ΔH_0 ligger då över den hydrauliska mitten av kretsen. I praktiken har den första radiatoren ett litet överflöde och den sista ett litet underflöde. Hur stor skillnaden är beror på kretsens längd och ledningarnas tryckfall.

Exempel: En krets med radiatorer, där varje radiator har ett föreskrivet flöde på 50 l/h. Tryckfallet i ledningarna är 2 kPa. Anta att $\Delta H_0 = 8$ kPa.

$$\begin{aligned}\text{Flödet i första radiatoren} &= 50 \times \sqrt{\frac{8+1}{8}} = 53 \text{ l/h, och flödet i sista} = \\ 50 \times \sqrt{\frac{8-1}{8}} &= 47 \text{ l/h}\end{aligned}$$

Det ger en onoggrannhet på ± 6 %.

Välj nu $\Delta H_0 = 2$ kPa och oförändrat tryckfall i ledningarna.

$$\begin{aligned}\text{Flödet i första radiatoren} &= 50 \times \sqrt{\frac{2+1}{2}} = 61 \text{ l/h, och flödet i sista} = \\ 50 \times \sqrt{\frac{2-1}{2}} &= 35 \text{ l/h}\end{aligned}$$

Det ger en onoggrannhet på -30 till $+20$ %.

Detta exempel bekräftar att ΔH_0 minst bör uppgå till 8 kPa.

INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

4.1.2 FÖRINSTÄLLBAR TERMOSTATVENTILTabell 4.1 återger val av Kv-värden med hänsyn till antaget ΔH_0 .

Föreskrivna värden				Kv för $\Delta H_0 = 10$ kPa
Värmeavgivning (W)		Flöde		
$\Delta T = 10$	$\Delta T = 20$	l/h	l/s	Kv
250	500	21.5	0.006	0.068
300	600	25.8	0.007	0.082
350	700	30.1	0.008	0.095
400	800	34.4	0.010	0.109
450	900	38.7	0.011	0.122
500	1000	43.0	0.012	0.136
600	1200	51.6	0.014	0.163
700	1400	60.2	0.017	0.190
750	1500	64.5	0.018	0.204
800	1600	68.8	0.019	0.218
900	1800	77.4	0.022	0.245
1000	2000	86.0	0.024	0.272
1100	2200	94.6	0.026	0.299
1200	2400	103.2	0.029	0.326
1250	2500	107.5	0.030	0.340
1300	2600	111.8	0.031	0.354
1400	2800	120.4	0.033	0.381
1500	3000	129.0	0.036	0.408
1750	3500	150.5	0.042	0.476
2000	4000	172.0	0.048	0.544
2250	4500	193.5	0.054	0.612

Tabell 4.1. Bestämning av termostatventilens Kv-värde.

Exempel: För en radiator på 1500 W, som arbetar med ett $\Delta T = 20$ K och ett $\Delta p = 10$ kPa, blir termostatventilens Kv-värde 0,2. Använd nomogrammet i Fig 4.2 för att grafiskt bestämma Kv-värdet.



4. TVÄRÖRSSYSTEM

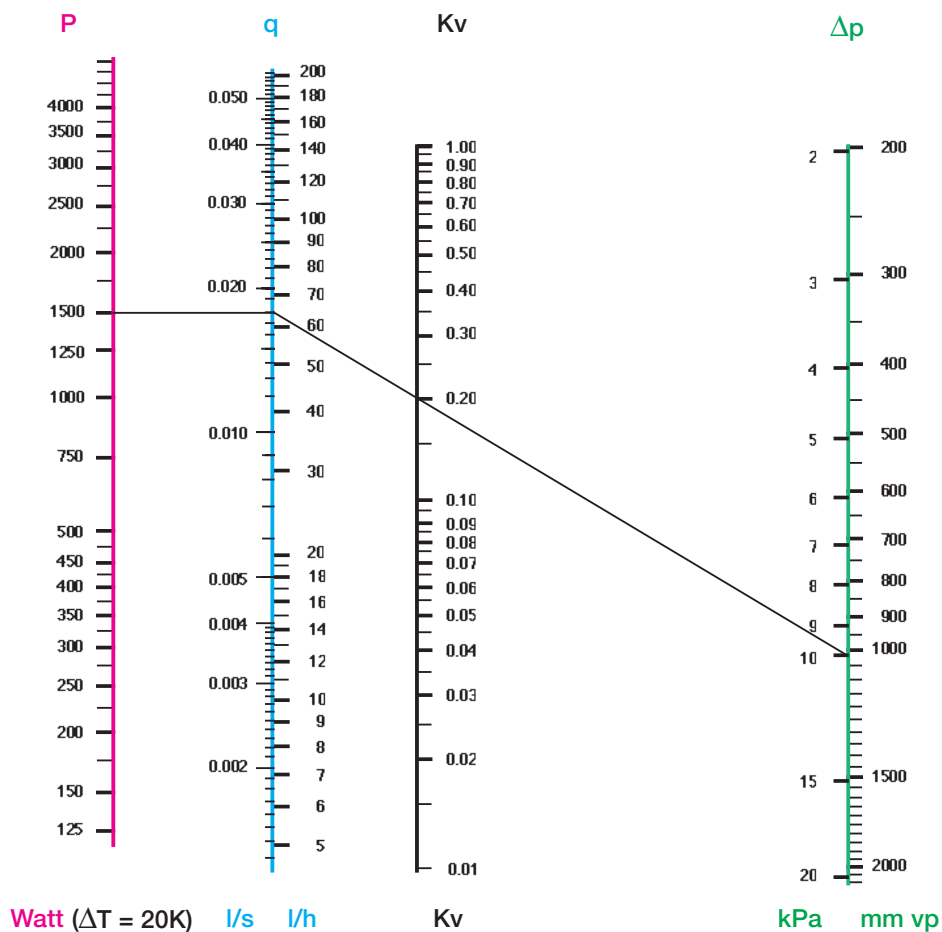
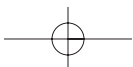


Fig 4.2. Bestämning av termostatventilens Kv-värde.

För en radiator på 1500 W är flödet 64,5 l/h. För ett Δp på 10 kPa: $K_v = 0.2$



4.1.3 EJ FÖRINSTÄLLBAR TERMOSTATVENTIL

När termostatventilen inte går att förinställa, justeras flödet med returventilen. Eftersom termostatventilen redan har ett visst tryckfall vid nominell lyfthöjd, ligger endast en del av det tillgängliga differenstrycket över returventilen.

Exempel: En radiator på 2000 W, som arbetar med ett $\Delta T = 20\text{K}$, matas med ett differenstryck $\Delta p = 10\text{ kPa}$. Termostatventilens $K_v = 0,5$. För vilket K_v ska returventilen förinställas?

I nomogrammet i Fig 4.2 ser vi att flödet i radiatoren är 86 l/h. Vid detta flöde är tryckfallet 3 kPa i en ventil med $K_v = 0,5$. Återstoden ligger över returventilen: $10 - 3 = 7\text{ kPa}$. Samma diagram visar att K_v måste bli 0,33 för ett flöde på 86 l/h och ett tryckfall på 7 kPa. Om vi hade bortsett från tryckfallet i termostatventilen skulle vi fått $K_v = 0,27$ för returventilen. Flödet skulle då blivit 75 l/h istället för det tidigare 86 l/h vilket motsvarar en avvikelse på 13 %.

Samma arbetsgång kan tillämpas om man vill dra ifrån tryckfall i andra motstånd, t ex rörkrökar och radiatorer med stora motstånd.

4.1.4 BEGRÄNSNINGAR I VAL AV SAMMA DIFFERENSTRYCK FÖR SAMTLIGA RADIATORER

Antagandet att samma differenstryck ligger över samtliga radiatorer har vissa begränsningar och de beror främst på den noggrannhet som krävs hos flödet. I Fig 4.3 har ventilerna ställts in efter ett genomsnittligt differenstryck ΔH_0 . I början av kretsen kommer flödet att vara större än föreskrivet och i slutet mindre. Vid en avvikelse Δq i procent av föreskrivet flöde, beräknas största tillåtna ledningslängd enligt Fig 4.3.



4. TVÄRÖRSSYSTEM

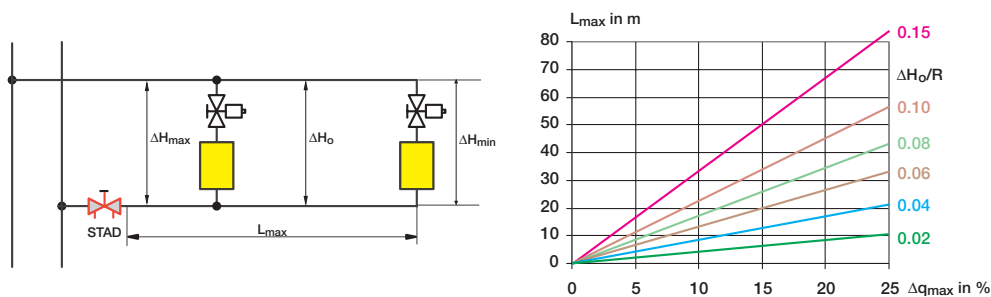


Fig 4.3. Om alla radiatorventiler beräknas för samma $\Delta p = \Delta H_0$, bör ledningens längd inte överstiga ett visst värde (ΔH_0 i kPa och R (tryckfallet i ledningarna) i Pa/m).

Vi tar som exempel en anläggning med följande förhållanden; $t_{sc} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ och $t_{rc} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$. Vi accepterar en avvikelse av rumstemperaturen på 1K på grund av flödesavvikelser. Detta innebär en onoggrannhet i flödet på $\Delta q = \pm 20 \%$. $\Delta H_0 = 10 \text{ kPa}$ och tryckfallet i kretsen antas uppgå till 100 Pa/m ($\Delta H_0/R = 0,1$). Metoden kan i detta fall användas under förutsättning att ledningslängden mellan kretsens inlopp och sista radiatoren inte överstiger 44 meter, se Fig 4.3.

4.2 Förinställning baserad på beräknade differenstryck

Med stora tryckfall i ledningarna, begränsas kretsens maximala längd snabbt. I detta fall måste differenstrycket över varje enskild radiator beräknas enligt följande:

$$\Delta H = \Delta H_{\max} - \frac{2RL}{1000} = \Delta H_0 + \frac{RL_{\max} - 2RL}{1000}$$

ΔH : Tillgängligt differenstryck (kPa).

R : Tryckfall i ledning (Pa/m).

L : Ledningslängd (m) mellan injusteringsventilen i grenledningen och en radiator

Beräkna ΔH för varje radiator och bestäm sedan K_v -värde.



4.3 Konstant eller variabelt primärflöde

Flödet i primärdistributionen kan konstrueras antingen för konstant eller variabelt flöde. Detta beslut påverkar val av metod för att uppnå korrekt differenstryck i den sekundära distributionen.

Den lokala (sekundära) distributionens flöde genom termostatventilerna är med nödvändighet variabelt. Den primära distributionens flöde kan dock vara antingen konstant eller variabelt.

Fördelen med ett konstant flöde i huvuddistributionen är att tryckfallet i ledningarna blir konstant. Differensstrycket över varje krets injusteras till rätt värde vid föreskrivna förhållanden och det förändras inte med lasten. Men temperaturen på returvattnet minimeras inte, vilket kan vara till nackdel i vissa fjärrvärmeanläggningar eller när det finns kondensationspannor installerade.

Med variabelt flöde i huvuddistributionen minimeras pumpens driftskostnader och temperaturen på returvattnet blir lägre. Differensstrycket över kretsarna ökar dock väsentligt vid små laster, vilket sker i motsvarande grad som tryckfallet minskar i ledningar plus tillbehör när flödet minskas.

I samtliga fall måste vi injustera anläggningen för att undvika överflöden, vilket skapar underflöden i sämst gynnade kretsar och dessutom inkompatibilitetsproblem. För en distribution med variabelt flöde utförs injusteringen vid föreskrivna förhållanden, vilket garanterar minst det föreskrivna flödet i alla kretsar under alla driftsförhållanden.

4.3.1 OLJUD

Ett hydrauliskt motstånd i en krets ger upphov till ett tryckfall. En del energi går förlorad i värme, en annan i oljud. Risken för oljud ökar med ökande differenstryck.

Enligt vissa normer får oljudet i ett sovrum inte överstiga 30 dBA nattetid och 35 dBA dagtid. I en förinställbar termostatventil tas differensstrycket upp dels av förinställningsdelen, vilken begränsar flödet till föreskrivet värde och dels av reglerkäglan, vilken justerar flödet så att rumstemperaturen blir den önskade.

Under nattsänkningen sänks tilloppstemperaturen och reglerkäglan öppnar därmed helt. I detta läge är det alltså endast förinställningsdelen som ger upphov till oljud.

Ventilens, i synnerhet förinställningsdelens, konstruktion är viktig för att ventilen ska bli tyst.

Oljudet ökar med ökande flöde, vilket alltså är ytterligare ett skäl till varför man bör injustera radiatorerna med syftet att undvika överflöden.

Risken för oljud kan minskas markant nattetid genom att då sänka pumptrycket vilket samtidigt minskar både differenstryck och flöde. Detta kan t ex lösas med en varvtals-reglerad pump som är olika inställd dag- respektive nattetid.

4. TVÄRÖRSSYSTEM

Dagtid, när termostatventilen ska kompensera för interna tillskott stänger reglerkägla delvis. Differenstrycket över reglerkägla ökar medan flödet minskar. Risken för oljud är som störst när ventilkägla är nära stängt läge. Vibrationer kan uppstå om ventilen är omvänt monterad och flödet går i fel riktning.

Oljud kan uppstå i en anläggning av många orsaker, en radiator eller en konvektor kan förstärka ljudet från pumpen.

Oljud kan också öka dramatiskt om anläggningen inte är ordentligt avluftad. Låg vattentemperatur i anläggningen gör det svårare att avlufta varför man bör öka vattentemperaturen vid avluftningen.

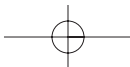
Ett alltför lågt statiskt tryck i någon del av anläggningen bör också undvikas eftersom luften avskiljs från vattnet efter att ha passerat en strypning på grund av den tryckminskning som följer av den höga flödes hastigheten.

När en termostatventil stänger minskar tryckfallet i ledningar och strypningar. Differenstrycket över termostatventilen ökar vilket ökar risken för oljud. Av denna anledning är det inte någon bra lösning att, åtminstone inte i stora anläggningar, justera flödet med en enda strypning i serie med termostatventilen. Om termostatventilen stänger överförs allt tryckfall som tidigare togs upp av strypningen till reglerkägla. En betydligt bättre lösning är att låta injusteringsventiler i stam- och grenledningarna ta delar av det överskjutande differenstrycket och resten, t ex 10 kPa, i termostatventilens förinställningsdel. När en termostatventil stänger ändras inte flödet i stam- och grenledningarna så mycket. Följaktligen ökar heller inte differenstrycket över termostatventilen så mycket.

Men om samtliga termostatventiler stänger samtidigt försvinner tryckfallet i ledningar och strypningar och termostatventilerna utsätts därmed för hela pumptrycket. Om detta sker måste regleringen av tilloppstemperaturen ändras. Man kan t ex sänka tilloppstemperaturen när det totala flödet i anläggningen minskar.

Situationen kan försvåras om pumpen är överdimensionerad och arbetar med en brant kurva vilket ökar trycket vid små laster. Av denna anledning är det i allmänhet bättre med en varvtalsstyrd pump. Pumptrycket kan med fördel vara lägre under varmare årstider för att under den kalla årstiden gå upp till sitt maximum. När pumptrycket sänks under varmare årstider kompenseras detta av en liten ökning av tilloppstemperaturen.

Om differenstrycket, under extrema förhållanden, överskrider tillverkarens gränsvärde måste differenstrycket begränsas lokalt. Detta förhållande diskuteras i de följande avsnitten.



4.3.2 KONSTANT PRIMÄRFLÖDE

Fig 4.4 visar två olika exempel på kretsar som kan användas i en lägenhet.

Man låter tillloppstemperaturen i distributionen i huvudsak regleras med avseende på utetemperaturen. En korrekt distribution av primärflödena åstadkommer vi med hjälp av injusteringsventilerna STAD.

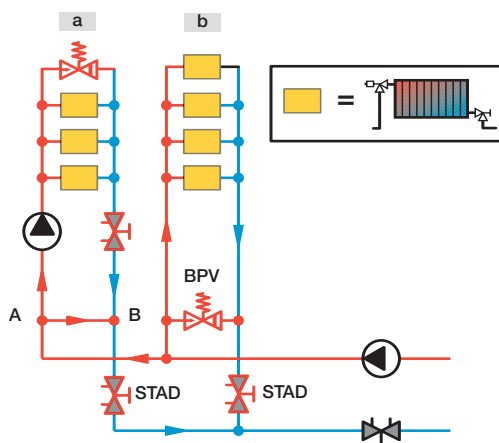
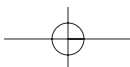


Fig 4.4. Två radiatorkretsar som är konstruerade för att ge ett konstant primärflöde.

4.3.2.1 Med en shuntledning och en sekundärpump minimeras grenledningens differenstryck (Fig 4.4 – krets a).

Kretsen är vanlig i vissa europeiska länder. En shuntledning AB gör sekundärkretsen hydrauliskt oberoende av den primära distributionen. Det höga differensstrycket i huvuddistributionen överförs därmed inte till kretsen. Kretsen är utrustad med en cirkulationspump, som kan regleras med en termostat placerad i ett referensrum. Termostatventilerna har ett relativt lågt differenstryck vilket motsvaras av pumptrycket från sekundärpumpen. Detta innebär en avsevärt mindre risk för oljud.



Det är viktigt att maximalt sekundärflöde är mindre än det konstanta primärflödet. I annat fall kommer flödesskillnaden vid full last att ta vägen från B till A och bilda en blandningspunkt i A. I så fall blir tillloppstemperaturen lägre än föreskrivet värde med risk för sämre komfort.

En proportionell avlastningsventil BPV bör installeras i slutet av kretsen och förinställas på t ex 20 kPa. I princip ska denna BPV vara stängd, utom då flödet i termostatventilerna minskar under ett visst värde och därmed uppnås följande:

- Det maximala differenstrycket över termostatventilerna begränsas.
- Ett minsta flöde, som skyddar kretsens pump, garanteras.
- Stora temperaturfall förhindras i ledningarna vilket i det här fallet är den största anledningen till att installera BPV i slutet av kretsen istället för i början.

4.3.2.2 En BPV stabiliserar differenstrycket över grenledningen (Fig 4.4 krets b).

En proportionell avlastningsventil BPV installeras vid kretsens inlopp. Den öppnar gradvis när differenstrycket över den når börvärdet. Radiatorventilerna har ställts in efter ett givet differenstryck, t ex 10 kPa.

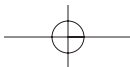
BPV hålls stängd under hela injusteringen.

När injusteringen är klar, med alla termostatventiler öppna, minskas börvärdet hos BPV tills den börjar öppna. Flödet ökar nu och det kan mätas med STAD. Öka därefter börvärdet hos BPV tills den stänger igen. I vissa anläggningar förinställs BPV så att den ger ett litet flöde under normal drift. På så sätt minskas oljudet betydligt. Förklaringen till detta sammanhänger med de av pumpen genererade tryckvågorna, som tar vägen via shuntledningen.

Under normal drift, när vissa termostatventiler stänger, minskar tryckfallet i STAD och differenstrycket ökar över BPV. BPV svarar med att öppna för att hålla differensstrycket enligt sitt börvärde. Det totala primärflödet fortsätter att vara så gott som konstant för ett konstant ΔH .

Observera att det är kombinationen BPV och STAD som åstadkommer detta. Båda ventilerna krävs för att hålla totalflödet och differenstrycket konstant. BPV tillåter ett visst överskottsflöde genom STAD, där det skapas ett större tryckfall som ska kompensera en eventuell ökning av det primära differenstrycket ΔH . BPV fungerar inte utan STAD.

Denna distributionsmetod har flera fördelar jämfört med den i krets a. Vi behöver ingen sekundärpump, inget skydd mot för små flöden och ingen injusteringsventil på sekundärsidan. Dessutom är pumstrycket valt efter behoven och hålls konstant.



4.3.3 VARIABELT PRIMÄRFLÖDE

När returvattnets temperatur ska minimeras, måste vi ha en distribution med variabelt flöde. Detta är oftast nödvändigt då anläggningen är ansluten till ett fjärrvärmesystem. Fig 4.5 illustrerar två exempel på distribution med variabelt flöde.

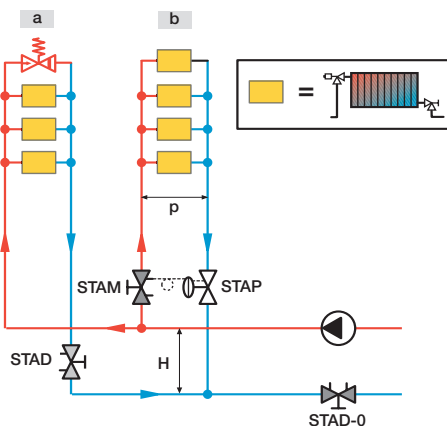


Fig 4.5. Två kretsar som matas med variabelt primärflöde.

4.3.3.1 En anläggning med inverteringsventiler (Fig 4.5 – krets a).

Detta är ett klassiskt exempel på en grenledning, eller en mindre stamledning ansluten till huvudnätet. Termostatventilerna förinställs för ett visst differenstryck, t ex 10 kPa. Inverteringsventilen STAD bestämmer totalflödet i krets a. Under föreskrivna förhållanden håller STAD det valda differenstrycket på 10 kPa i kretsens hydrauliska mittpunkt, vid övriga laster hålls trycket över 10 kPa.

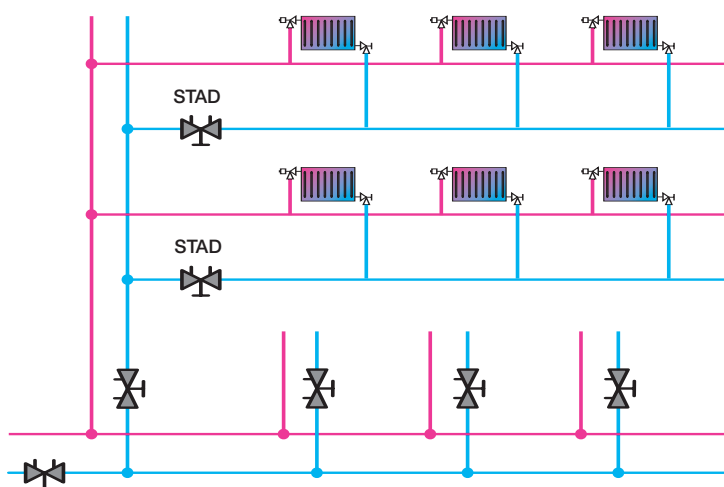
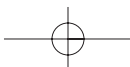


Fig 4.6. Kretsen är inverterad med TA-metoden.



Kretsen är injusterad med TA-metoden med samtliga termostatventiler öppna.

Överskjutande differenstryck tas huvudsakligen bort i ventilerna på stamledningarna. När en termostatventil stänger ökar differenstrycket över stamledningen endast marginellt eftersom den proportionella effekten på flödet i stam och grenledningar är liten. Differenstrycket uppnår pumstrycket endast om samtliga termostatventiler är stängda samtidigt. Situationen ska dock inte uppstå så länge tilloppstemperaturen regleras korrekt.

Om differenstrycket över termostatventilerna överstiger 30 kPa kan detta orsaka oljud. Detta problem löser vi genom att installera en BPV i slutet av kretsen. Denna BPV börjar öppna när differenstrycket överstiger 30 kPa och ger samtidigt det minflöde som skyddar huvudpumpen. Minflödet förhindrar dessutom för stora temperaturfall i ledningarna.

4.3.3.2 En differenstryckregulator håller differenstrycket konstant över grenledningen (Fig 4.5 krets b samt Fig 4.7).

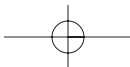
a- med förinställbara radiatorventiler

I stora nät finns oftast stora differenstryck, framför allt i närheten av pumpen i distributionens huvudkrets. Differenstrycket måste därför minskas och stabiliseras till ett rimligt värde, t ex 10 kPa, över radiatorkretsarna. Detta görs med hjälp av en självverkande differenstryckregulator STAP.

Det är nödvändigt att vi har en STAM-ventil för mätning av flödet, så att vi vid behov kan justera differenstryckregulatorns börvärde för att få önskat flöde vid föreskrivna förhållanden. Dessutom utnyttjas denna ventil dels som avstängningsventil och dels för felsökning.

Maxflödet i varje radiator måste alltid justeras till sitt föreskrivna värde. Har vi inte injusterat anläggningen kommer överflöden i vissa kretsar, i synnerhet vid uppstart av anläggningen, att försämra distributionen; tillräcklig effekt kan inte överföras och tilloppstemperaturerna blir felaktiga.

Använder vi enbart differenstryckregulatorer får vi inget minflöde som skyddar pumpen. Ett minflöde måste också finnas i de kretsar som ligger långt från pumpen. På så sätt förhindras för stora temperaturfall i ledningarna. Fig 4.4 visar exempel på sådana kretsar.



Differenstryckregulatorns börvärde.

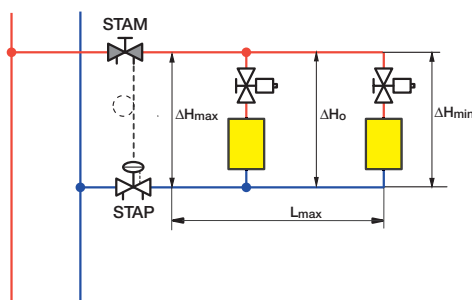


Fig 4.7. En regulator stabiliserar differenstrycket vid kretsens inlopp.

Som exempel tänker vi oss en anläggning med fyra identiska radiatorer på 10 m avstånd från varandra. Tryckfallet i ledningarna är 100 Pa/m. Förinställningarna är baserade på samma differenstryck, 10 kPa. Vi kan jämföra resultaten; om vi upprätthåller differenstrycket 10 kPa vid grenledningens inlopp (Fig 4.8) eller om vi justerar differenstryckregulatorns börvärde så att grenledningen får ett korrekt föreskrivet flöde (Fig 4.9).

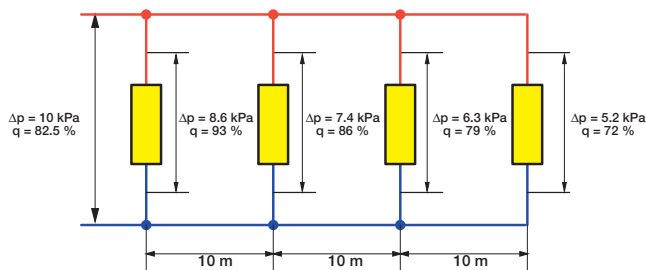
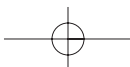


Fig 4.8. Vid grenledningens inlopp uppgår differenstrycket till 10 kPa.

I Fig 4.8 har samtliga radiatorer ett underflöde. Avvikelsen ligger mellan -7 och -28 %, vilket i de flesta fall är oacceptabelt.

Differenstryckregulatorn STAP har ett justerbart börvärde. STAM används för att mäta och verifiera flödet och den ställs in för att ge ett tryckfall på ca 3 kPa vid föreskrivet flöde. Differenstryckregulatorns börvärde väljs sedan för att ge önskat flöde mätt med STAM.

Genom detta stämmer differenstryckregulatorns börvärde med de preliminära inställningarna.





4. TVÄRÖRSSYSTEM

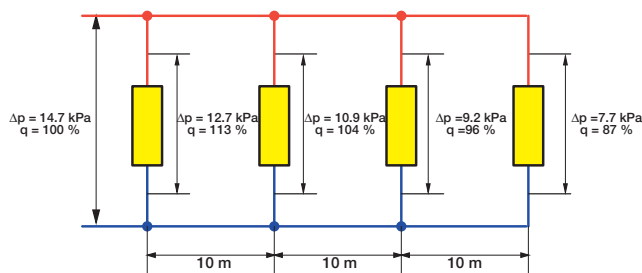


Fig 4.9. Differenstryckregulatorns börvärde justeras så att flödet blir det föreskrivna i grenledningen.

I Fig 4.9 varierar flödena i radiatorerna med en avvikelse på $\pm 13\%$, vilket normalt accepteras.

b- med ej förinställbara radiatorventiler

I vissa gamla byggnader är radiatorventilerna inte förinställbara. I det här fallet kan det räcka med att begränsa flödet i varje gren. Detta under förutsättning att radiatorerna inte är allt för olika och tryckfallen i ledningarna är små.

Vi väljer en krets enligt Fig 4.10.

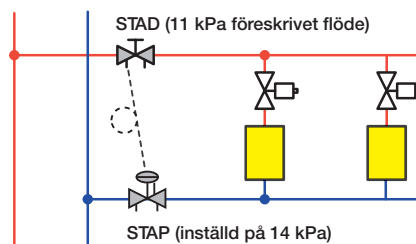
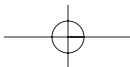


Fig 4.10. Tryckfallet i injusteringsventilen ingår i det totala differenstrycket som regleras av STAP.

Börvärdet för STAP-ventilen väljs till 14 kPa. Injusteringsventilen STAD förinställs för ett tryckfall på 11 kPa vid föreskrivet flöde.





INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

Under uppstart, när samtliga termostatventiler är helt öppna, kan det totala flödet i grenledningen inte överstiga föreskrivet flöde med mer än 13 %. Om vi tänker oss extremfallet med en gren utan hydrauliskt motstånd måste hela det tillgängliga differensstrycket tas av STAD. Då kommer flödet i STAD att bli:

$$q = 100 \times \sqrt{\frac{14}{11}} = 113 \%$$

Om samtliga termostatventiler är stängda är tryckfallet i STAD = 0 men det tillgängliga differensstrycket hos termostatventilerna är begränsat av STAP till 14 kPa.

Denna kombination försäkrar oss om att flödet och differensstrycket begränsas till korrekta nivåer.

När termostatventilerna arbetar vid föreskrivet flöde uppgår det tillgängliga differensstrycket till $14 - 11 = 3$ kPa.

Även andra värden kan väljas för börvärdet hos STAP och förinställningen av STAD. Om det verkar bättre med ett tillgängligt differensstryck på 4 kPa vid föreskrivet flöde, kan börvärdet ställas på t ex 15 kPa i stället för 14 kPa. De ovan valda värdena passar dock de flesta anläggningar, vilket bekräftas av figur 4.4.

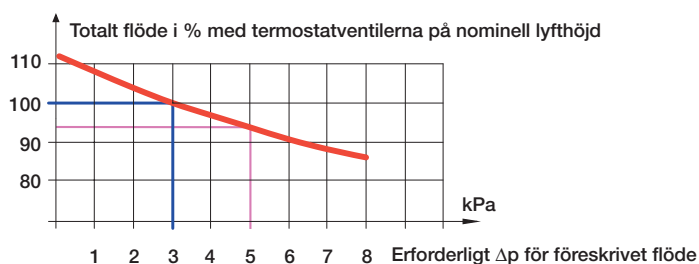
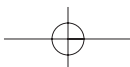
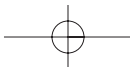


Fig 4.11. Om det faktiska differensstrycket uppgår till 5 kPa i stället för de förväntade 3 kPa, blir flödesavvikelsen bara 7 %.





5. Etrörssystem

5.1 Allmänt

I ettrörssystem ligger radiatorerna i serie, flödet som lämnar en radiator går genom nästa o.s.v. – se Fig 5.1. Varje radiatorventil delar flödet, en del leds förbi i en shuntledning och den andra delen går genom radiatorn.

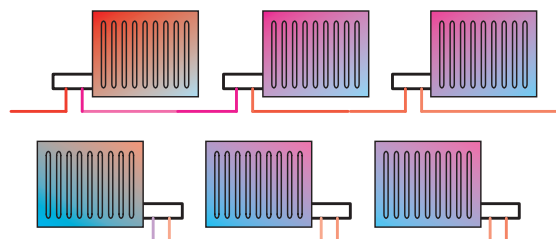


Fig 5.1. Radiatorer i ettrörssystem.

Om hela slingans flöde skulle passera genom varje radiator medför detta att om en enda radiator stängs av stängs hela slingan av. Av denna anledning finns alltid, vid ettrörssystem, en shuntledning installerad vid varje radiator enligt Fig 5.2.

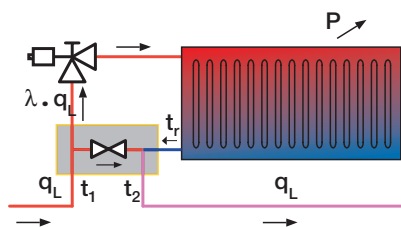
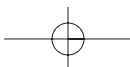


Fig 5.2. En shuntledning leder en del av flödet förbi radiatorn.

- P = Effekt (W).
- q_L = Slingflöde (l/h).
- λq_L = Radiatorflöde (l/h).
- t_1 = Inloppstemperatur ($^{\circ}\text{C}$).
- t_r = Utloppstemperatur från radiatorn ($^{\circ}\text{C}$).
- t_2 = Inloppstemperatur till nästa radiator ($^{\circ}\text{C}$).

Differenstrycket som skapas av motståndet i shuntventilen genererar flödet genom radiatorn. Flödet begränsas sedan av termostatventilen.



Om P betecknar radiatorns effekt kan tilloppstemperaturen t_2 för nästa radiator beräknas enligt följande:

$$t_2 = t_1 - \frac{0,86 \times P}{q_L}$$

Vattentemperaturen i slingan sjunker efter varje radiator vilket måste tas i beräkning när man väljer nominella radiatoreffekter.

5.1.1 FÖRDELAR

– *Kortare rörlängder.*

När radiatorerna finns längs hela slingans längd, och man inte får en lång ”outnyttjad” ledning t ex efter sista radiatorn, kan rörens längd minskas med upp till 50 %. Det minskar också värmeavgivningen från rören vilka inte kan regleras med termostatventiler.

– *Lägre arbetskostnad.*

Installationen är mycket snabb när ledningarna läggs ut i slingor. Många komponenter, som t ex T-rör och rörkrökar, kan elimineras. Arbetsbesparingen kan överstiga 40 %.

– *Mer tillförlitlig installation.*

Anslutningsrören är vanligen av koppar som skyddas av plast. Förnätade polyetenrör är också vanliga. Dessa rörtyper finns på rulle och kan nästan alltid förläggas skarvfritt mellan radiatorer och inkopplingspunkter. De står dessutom emot korrosion väl. Det gör installationen mer tillförlitlig på lång sikt.

– *Distribution med praktiskt taget konstant flöde.*

Eftersom flödet genom slingan är praktiskt taget konstant uppstår ingen interaktivitet med andra kretsar.

– *Värmeläckaget från ledningarna tillgodogörs och kan avräknas från värmeförlusterna vid beräkning av radiatorerna.*

Fördelarna med detta beskrivs i avsnitt 5.1.3.

5.1.2 NACKDELAR OCH BEGRÄNSNINGAR

– *Större total radiatoryta.*

I ett ettrörssystem måste radiatorerna vara större i slutet av slingan för att kompensera för den lägre vattentemperaturen där. Den totala ytan för radiatorer i ettrörssystem är därför större än i tvårörssystem.

– *Returtemperaturen kan vara högre än i tvårörssystem.*

Ettrörsslingor har ett praktiskt taget konstant flöde. När alla termostatventiler är stängda är returtemperaturen nästan lika med tilloppstemperaturen.

Fjärrvärmedistributörer vill ha lägsta möjliga returtemperatur och är därför inte förjusta i ettrörssystem. Denna kommentar ska ses i sitt rätta perspektiv eftersom tilloppstemperaturen normalt beror på utetemperaturen. Det är alltså ovanligt att de flesta termostatventiler är stängda. Det händer dock ofta att ettrörssystem projekteras med lägre ΔT än tvårörssystem för att minska behovet av installerad uppvärmningsyta genom att tilloppstemperaturen blir högre i slutet av slingan. Därmed blir också returvattnet varmare än i tvårörssystem, oavsett om ventilerna är stängda eller ej.

– *Samverkan mellan slingans radiatorer.*

Låt oss betrakta en slinga med fyra radiatorer. Om de första två stängs av får vi ingen värmeavgivning där och tilloppstemperaturen ökar för de sista två radiatorerna. Termostatventilerna på dessa radiatorer måste då kompensera för en ökad värmeavgivning i storleksordningen 10–15 %.

Om däremot de sista två radiatorerna stängs dominerar ett annat fenomen. Slingflödet minskar så att effekten för de första två radiatorerna sjunker med ca 3–5 %. Flödet minskar nämligen i slingan genom att tryckfallet ökar då hela slingflödet måste gå genom shunt delen vid de två avstängda radiatorerna.

Växelverkan mellan radiatorerna skapar inte något större problem. Hur mycket växelverkan spelar in beror på ΔT i slingan liksom på hur stor andel av slingflödet som går genom radiatorerna.

Om flödet i radiatorerna inte är injusterat kan avgiven effekt för de första radiatorerna vara högre än föreskrivet när systemet körs igång. Då blir tilloppstemperaturen alltför låg till de sista radiatorerna i slingan för att ge föreskriven effekt. Därför är det viktigt att injustera slingan.

5.1.3 VÄRMEAVGIVNING FRÅN RÖR

Värmeavgivningen från rören ger ett tillskott till den värme som avges från radiatorerna. Detta bortses normalt från när man dimensionerar radiatorerna men det måste tas i beräkning när man beräknar slingans temperaturfall.

Värmeavgivningen från rören beror på vattentemperatur, rördimension, isolering samt hur ledningarna är dragna (i fria luften, i väggarna etc).

Med en vattentemperatur på 80 °C och en rumstemperatur på 20 °C är avgivningen från en plastledning dragen i fria luften 30 W/m med $d_i = 10$ mm och 60 W/m med $d_i = 20$ mm. Värmeavgivningen för en ledning i fria luften kan beräknas med nedanstående formel:

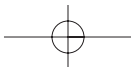
$$P = (t_s - t_i) \times \frac{d_i}{15}$$

- P = Värmeavgivning (W/m).
t_s = Tilloppstemperatur.
t_i = Rumstemperatur.
d_i = Rördiameter (mm).

Om varje radiator är ansluten med 6 m rör med innerdiametern 15 mm, och vattentemperaturen är 80 °C, minskar effekten hos varje radiator med 270 W på grund av värmeavgivning. För små radiatorer kan detta ha ganska stor betydelse men ändå bortser man ofta från detta faktum vid beräkning. För välisolerade byggnader kan det till och med vara så att uppvärmningen sker helt och hållet genom värmeavgivning från rören med samtliga radiatorer avstängda. I vissa länder måste alla rör, även de inomhus, vara ordentligt isolerade vilket ger en bättre kontroll på värmeavgivningen.

När en termostat stänger fortsätter värmeavgivningen från rören vilket kan göra rummet för varmt. Men denna effekt kan begränsas om tilloppstemperaturen beror på uttemperaturen. I mycket välisolerade byggnader finns ibland en reglerventil installerad som stänger flödet i slingan då temperaturen i ett referensrum överstiger en viss nivå, t ex 22 °C.

Problemen med okontrollerad värmeavgivning från rören gäller inte enbart ettrörssystem. I ett tvårörssystem enligt Fig 5.3 är värmeavgivningen till och med större jämfört med ett motsvarande ettrörssystem.



5. ETRÖRSSYSTEM

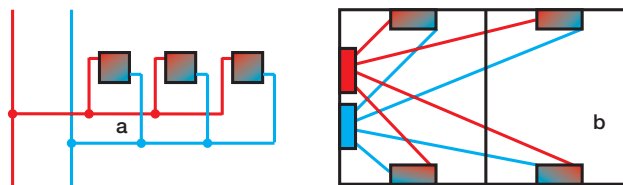


Fig 5.3. Värmeavgivningen från rör i ett tvårörssystem.

När varje radiator är individuellt ansluten till distributionen medför en stängning av en termostat att värmeläckaget i detta rum och angränsande rum upphör, vilket faktiskt blir en störning.

I ett tvårörssystem enligt Fig 5.4 är värmeavgivningen från rören i ett rum variabelt och beror huvudsakligen på temperaturregleringen i angränsande rum. Av denna anledning kan inte rören värmeavgivning avräknas från värmeförlusterna vid dimensionering av radiatorerna. Rören värmeavgivning måste dock beräknas för att bestämma tillopps-temperaturen för varje radiator.

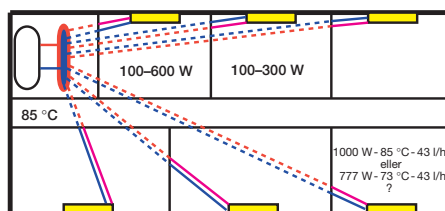


Fig 5.4. I ett tvårörssystem beror rörens värmeavgivning i ett rum huvudsakligen på andra rum.

Med ettrörssystem gäller motsatsen; rören värmeavgivning påverkar i praktiken inte funktionen hos radiatorerna. Alltså kan denna värmeavgivning räknas bort från värmeförlusterna vid beräkning av radiatorerna.

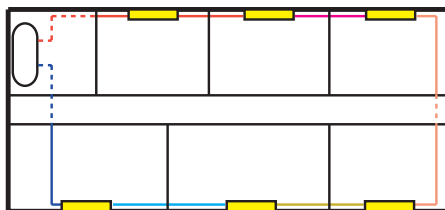
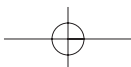
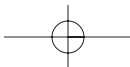


Fig 5.5. I ett ettrörssystem kan rörens värmeavgivning frånräknas värmeförlusterna vid beräkning av radiatorerna.





5.2 Etrörsventiler

5.2.1 KONSTANT SHUNTFLÖDE – VARIABELT KV

Flera lösningar är möjliga.

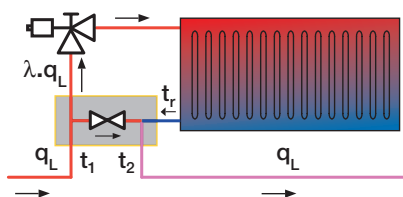


Fig 5.6. Fördelare med fast shunt.

I fallet i Fig 5.6 är motståndet i shuntledningen konstant och andelen av slingans flöde som passerar radiatören erhålls genom ändring av Kv-värdet hos termostatventilen. I en liten radiator passerar större delen av flödet genom shuntventilen och tryckfallet i denna kan då bli onödigt högt. I så fall bör shuntventilens Kv-värdet ökas – alltså bör en variabel shuntventil användas.

5.2.2 VARIABEL SHUNT – KONSTANT KV

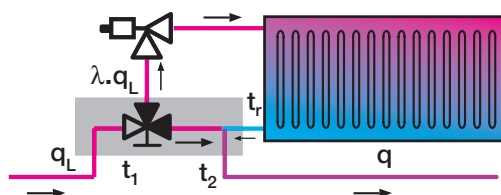
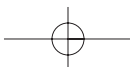


Fig 5.7. Fördelare med variabel shunt.

En trevägs fördelande ventil, se Fig 5.7, fördelar flödet mellan radiatören och shuntventilen med ett konstant totalt Kv-värde. Tryckfallet över hela modulen beror då endast på flödet i slingan. Om vi ändrar flödet genom radiatören med trevägsventilen, påverkas inte slingans flöde.





5.2.3 SKYDD MOT DUBBELCIRKULATION

När termostatventilen stänger är nederdelen på radiatorn fortfarande i direktkontakt med den varma ledningen. Det kan då uppstå dubbelcirkulation i returanslutningen (Fig 5.8a) med okontrollerad värmeavgivning från radiatorn som följd. Av denna anledning bör ett rör installeras enligt Fig 5.8b, vilket förhindrar uppkomsten av dubbelcirkulation. Denna typ av rör kan dock inte installeras på alla typer av radiatorer.

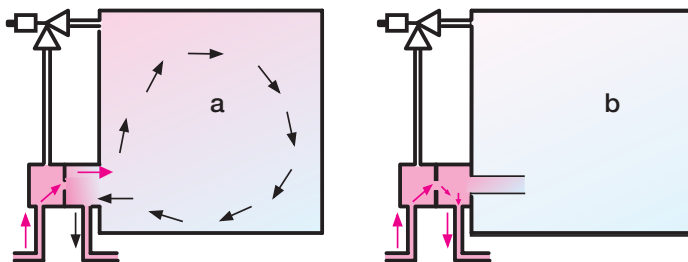


Fig 5.8. Med termostatventilen stängd kan dubbelcirkulation uppstå i returledningens anslutning. Ett insticksrör kan praktiskt taget eliminera detta.

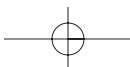
5.3 Flödesfördelning till radiatorn (λ -koefficient)

5.3.1 50 % RADIATORFLÖDE ($\lambda = 0,5$)

Äldre ettrörssystem konstruerades så att 50 % av slingflödet skulle gå genom radiatorn. Detta magiska tal har sin förklaring i att temperaturen t_2 i tilloppet till nästa radiator då blir lika med den aritmetiska medeltemperaturen hos den föregående radiatorn. Som vi kunde se under Fig 5.2 kan t_2 mycket lätt beräknas. Med utgångspunkt från den genomsnittliga temperaturen hos radiatorn kan man sedan beräkna den nominella effekt som ska installeras för att uppnå erforderlig värmeavgivning.

Det stora överflödet i radiatorn var tänkt att öka dess värmeavgivning för att på så sätt minska den värmeavgivande arean som behöver installeras. Detta är inte alltid sant eftersom en allt för hög hastighet i inloppet skapar en sugeffekt. Kallt vatten i nedre delen på radiatorn blandas med varmt vatten från tilloppet. Då minskar, till en viss grad, effekten. Men att låta 50 % av ett slingflöde på 500 l/h passera genom en 250 W radiator innebär ett flöde på 23 gånger dess nominella flöde! Att strypa flödet med en termostatventil har nästan ingen effekt alls på värmeavgivningen inom 96 % (22/23) av ventilens nominella lyfthöjd. Därför arbetar ventilen nära stängd position och blir på så sätt ineffektiv.

Dessutom, när termostatventilen stänger måste hela flödet gå genom shuntventilen. Då fördubblas flödet i shuntventilen och tryckfallet fyrdubblas därmed. Ett sådant stort tryckfall påverkar totalflödet och därmed värmeavgivningen från radiatorerna i slingan. För att försäkra oss om att så inte sker kan flödets andel genom radiatorn sänkas. Flödesvariationerna i shuntventilen blir därmed lägre och slingflödet stabilare.



5.3.2 ATT VÄLJA ANNAT ÄN 50 % RADIATORFLÖDE

För slingflöden upp till 200 l/h har ettrörsventilen RSD 801 ett Kv-värde på 1,2 och flödet i radiatoren kan justeras till mellan 0 och 50 % av slingflödet.

För slingflöden större än 200 l/h är Kv-värdet för RSD 831 2,8 och flödet kan justeras till mellan 0 och 20 % av slingflödet.

I båda fallen är Kv-värdet hos ventilen RSD oberoende av den λ -koefficient man valt för radiatoren.

För att uppskatta radiatorns nominella effekt är det möjliga maxflödet genom radiatoren antaget med ett minimivärde för ΔT på 10K.

Radiatoren väljs sedan på grundval av detta, men eftersom urvalet är begränsat är dess verkliga nominella effekt normalt större än den föreskrivna effekten. Sedan bestämmer man det flöde som krävs för att erhålla föreskriven effekt.

Exempel: I en slinga med flödet 400 l/h matas en radiator med en tilloppstemperatur $t_s = 82$ °C. Radiatorn ska avge 850 W i ett rum med temperaturen 20 °C.

Preliminär beräkning: 20 % av 400 l/h = 80 l/h. Med $\Delta T = 10$ K blir flödet $0,86 \times 850/10 = 73$ l/h. Välj det lägsta av de båda flödena, alltså 73 l/h och ΔT uppgår därför till 10K.

Använd nomogrammet i Fig A1 (se appendix A). Nominell överdimensionerande faktor för ett 75/65-förhållande är 0,84. (Företrä $t_s - t_i = 82 - 20 = 62$ med $t_r - t_i = 72 - 20 = 52$). Nominell radiatoreffekt (75/65) som ska installeras är alltså; $850 \times 0,84 = 716$ W.

Slutlig beräkning: Den verkliga nominella effekten hos den valda radiatoren är 935 W. Vilket värde ska flödet justeras till?

Den överdimensionerande faktorn Sp är $935/850 = 1,1$.

Använd återigen Fig A1, företrä $t_s - t_i = 82 - 20 = 62$ med $Sp = 1,1$. Vi får; $t_r - t_i = 34,5$, alltså är $t_r = 54,5$.

ΔT måste då uppgå till $82 - 54,5 = 27,5$ K och flödet $q = 0,86 \times 850/27,5 = 26,6$ l/h vilket motsvarar 7 % av slingans flöde.

Vid renovering av en värmeanläggning är radiatorernas effekter givna. Flödet i en radiator fås då direkt med hjälp av nomogrammet i Fig A1 med ledning av den överdimensionerande faktorn och tilloppstemperaturen. I vissa nya byggnader är samtliga radiatorer, av estetiska skäl, identiska. Rätt effekt erhålls då genom att justera flödet i varje radiator till rätt värde.

5.4 Slingflödet

Teoretiskt sett är det bäst att slingflödet är det högsta möjliga. Detta minskar temperaturfallet i slingan och den värmeöverförande arean hos de sista radiatorerna. Dessutom, när termostatventilen hos de första radiatorerna i slingan stänger blir temperaturökningen hos de sista radiatorerna inte så stor.

I praktiken begränsas slingflödet av tillgängligt differenstryck i relation till rördimension, rörlängd, antal radiatorer etc.

Slingans totala effekt och tilloppstemperaturen är de faktorer som i första hand avgör vilket flöde som krävs (se avsnitt 5.4.1). I vissa fall, när λ_{\max} är låg (t ex $\lambda_{\max} = 0,2$), kan en stor radiator i slingan vara den avgörande faktorn (se avsnitt 5.4.2).

5.4.1 BASERAT PÅ ETT GIVET ΔT

Slingflödet är ett resultat av valt ΔT och summan ΣP av de i slingan ingående radiatorernas effekter, enligt nedanstående formel:

$$q_L > \frac{0,86 \times \Sigma P}{\Delta T_L}$$

q_L = Slingflöde (l/h).

ΣP = Summan av slingans radiatoreffekter (W).

ΔT_L = Slingans temperaturfall (K).

Temperaturfallet i slingan ges normalt av sambandet $\Delta T_L < 0,25 \times (t_s - 20)$. Genom att ersätta ΔT_L i ovanstående formel får vi en uppskattning av lägsta realistiska slingflöde:

$$q_L > \frac{3,44 \times \Sigma P}{(t_s - 20)}$$

Exempel: Om $\Sigma P = 4000$ W och $t_s = 80$ °C, $q_L > 230$ l/h.

5.4.2 BASERAT PÅ STÖRSTA RADIATORN I SLINGAN (NÄR $\lambda_{\max} = 0,2$)

Den största radiatoren i slingan, P_M , måste ha ett minsta flöde för att undvika orimlig överdimensionering. Med en termisk effektivitet på $\phi = 0,43 = \Delta T_R / (t_s - t_i)$ som exempel: $q_R = 0,2 \times q_L = P_M \times 0,86 / \Delta T_R$ och

$$q_L = \frac{10 \times P_M}{t_s - 20}$$

5.4.3 SLUTLIGT VAL AV SLINGFLÖDET.

Det största flödet enligt de två beräkningssätten väljs.

5.5 Tryckförluster i slingan

Nomogrammet B1 i Appendix B kan användas för att bestämma tryckförlusten som en funktion av rörens flöde och diameter.

För ett flöde av 300 l/h i en ledning med $d_i = 14$ mm är tryckfallet för vatten vid 20 °C 317 Pa/m och 278 Pa/m vid 70 °C (nomogram B1, Appendix B).

Ettrörssventiler kan omvandlas till ekvivalent meter rörlängd enligt tabell 5.1 nedan.

d_i mm	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$K_v = 1,2$	3.79	6.23	9.80	14.87	21.88				
$K_v = 2,8$	0.69	1.14	1.80	2.73	4.02	5.76	8.06	11.05	14.88
1 vinkel	0.24	0.26	0.29	0.32	0.35	0.39	0.42	0.45	0.48

Tabell 5.1. Ekvivalent meter rör för ventiler med $K_v = 1,2$ och $2,8$.
Ekvivalens för en enskild rörböj. Vattentemperatur 70 °C.

Det innebär att, som exempel, en ventil med $K_v = 2,8$ med två rörböjar har ett tryckfall som är ekvivalent med 4,72 meter rörlängd ($d_i = 14$ mm).



Appendix

A. Beräkning av radiatorer vid olika driftvillkor

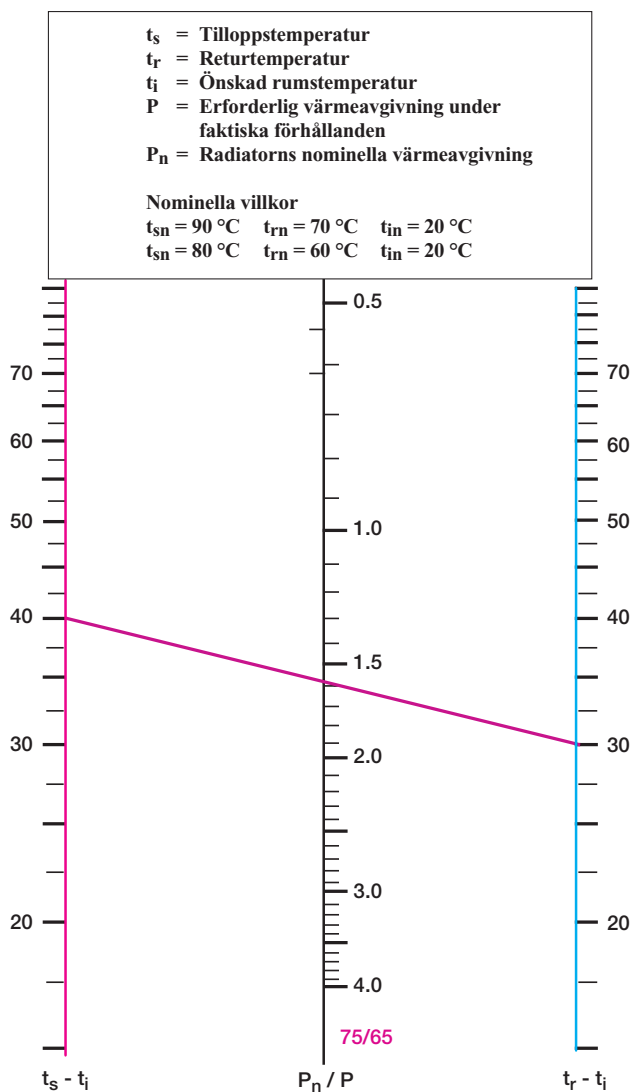
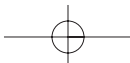
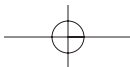


Fig A1. Effekt hos en radiator som inte arbetar under nominella förhållanden ($n = 1,3$).





INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

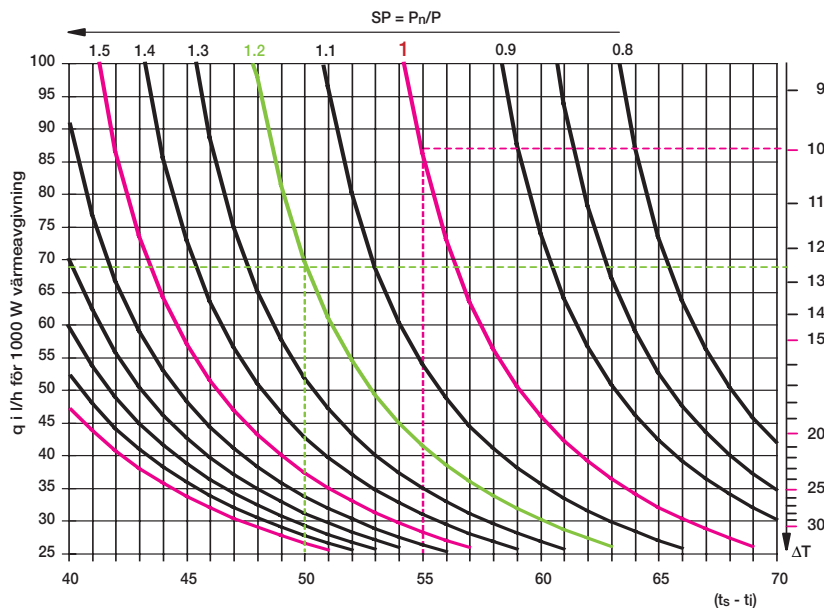


Fig A2. Flödet (l/h) per 1000 W som funktion av överdimensioneringsfaktorn $Sp = P_n/P$ och tillloppstemperaturen t_s (nominella förhållanden, $t_{sn} = 75\text{ °C}$, $t_{rn} = 65\text{ °C}$).

Exempel: (Använd nomogrammet i Fig A1. Nominella förhållanden 75/65)

1. Rummets värmeförluster uppgår till 1000 W. $t_s = 60\text{ °C}$ och $t_r = 50\text{ °C}$. Vilken nominell radiatoreffekt krävs om rumstemperaturen ska uppgå till 20 °C ?

Föreنا punkterna $t_s - t_i = 60 - 20 = 40$ och $t_r - t_i = 50 - 20 = 30$, vilket ger $P_n/P = 1,6$. Följaktligen måste vi installera en radiator på $1000 \times 1,6 = 1600\text{ W}$ (75/65-system) för att uppnå 1000 W (60/50-system).

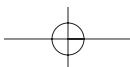
Erforderligt flöde blir: $P \times 0,86/\Delta T_c = 1000 \times 0,86/10 = 86\text{ l/h}$.

Nedanstående formel kan också användas:

$$SP = \left(\frac{2475}{(t_s - t_i)(t_r - t_i)} \right)^{n/2} = \left(\frac{2475}{(60 - 20)(50 - 20)} \right)^{1.33/2} = 1,6$$

2. 750 W ska överföras av en radiator som matas med 70 °C . Flödet uppgår till 43 l/h. Vilken nominell effekt ska installeras om önskad rumstemperatur uppgår till 22 °C ?

$\Delta T = 0,86 \times 750/43 = 15\text{ K}$ vilket ger $t_r = t_s - \Delta T = 70 - 15 = 55\text{ °C}$. Föreنا punkterna $t_s - t_i = 70 - 22 = 48$ och $t_r - t_i = 55 - 22 = 33$, vilket ger $P_n/P = 1,33$. Följaktligen måste vi installera en radiator på $750 \times 1,33 = 998\text{ W}$.



3. Vi har en radiator med nominell kapacitet på 1250 W, medan förlusterna uppgår till 1000 W. Tilloppstemperaturen är 80 °C och rumstemperaturen är 20 °C. Hur stort ska flödet vara för att kompensera denna överdimensionering?

Företrä punkterna $t_s - t_i = 80 - 20 = 60$ och $P_n/P = 1250/1000 = 1,25$, vilket ger $t_r - t_i = 29$. Då blir $t_r = 29 + 20 = 49$ °C.

Temperaturfallet blir då $t_r - t_s = 80 - 49 = 31$ K vilket ger ett flöde på $0,86 \times 1000/31 = 28$ l/h. Nominellt flöde genom en 1250 W radiator uppgår till $0,86 \times 1250/10 = 108$ l/h.

Vid datorberäkning kan också nedanstående formel användas:

$$q = \frac{0,86 \times P}{(t_s - t_i) - \frac{2475}{(t_s - t_i)} \times S_{Pn}^{-2/n}} = \frac{0,86 \times 1000}{(80 - 20) - \frac{2475}{(80 - 20)} \times 1,25^{-2/1,33}} = 48 \text{ l/h}$$

Denna formel är återgiven grafiskt i Fig A2.

4. I en radiator med nominell värmeavgivning på 1000 W (75/65) mäter vi vattnets tilloppstemperatur t_s till 55 °C och returvattnets temperatur t_r till 50 °C. Rumstemperaturen t_i är 22,5 °C vid en utetemperatur på $t_e = 3$ °C.

- 4.1 Hur stor är radiatorns verkliga värmeöverföring?

Företrä $(t_s - t_i) = 55 - 22,5 = 32,5$ °C och $(t_r - t_i) = 50 - 22,5 = 27,5$ °C.

Det ger $P_n/P = 1,94$. Följaktligen är $P = 1000/1,94 = 515$ W.

- 4.2 Hur stort är det verkliga flödet jämfört med nominellt flöde?

Nominellt flöde = $0,86 P_n/\Delta T_n = 0,86 \times 1000/10 = 86$ l/h.

Verkligt flöde = $0,86 \times 515/(55 - 50) = 88,6$ l/h.

- 4.3 Hur stora blir värmeförlusterna vid $t_e = 3$ °C om rumstemperaturen är 20 °C?

Verkliga förluster = $515 = k (t_i - t_e) = k (22,5 - 3)$ vilket ger $k = 26,4$.

Förluster för $t_i = 20$ °C ger $k (20 - 3) = 26,4 (20 - 3) = 449$ W.

- 4.4 Hur stort ska returtemperaturen t_r och flödet q vara för att rumstemperaturen ska uppgå till 20 °C?

För $t_i = 20$ °C och $P_n/P = 1000/449 = 2,23$. Företrä $(t_s - t_i) = (55 - 20) = 35$ och $P_n/P = 2,23$ vilket ger $(t_r - t_i) = (t_r - 20) = 20,6$ °C.

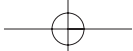
Detta ger $t_r = 20 + 20,6 = 40,6$ °C och $\Delta T = 55 - 40,6 = 14,4$ K.

För att åstadkomma dessa förhållanden måste flödet uppgå till: $0,86 P/\Delta T = 0,86 \times 449/14,4 = 31,2$ l/h.

- 4.5 Vilken nominell värmeavgivning hos radiatoren krävs under föreskrivna förhållanden, om den dimensionerade utetemperatur $t_{ec} = -10$ °C?

Förluster vid $t_{ec} = -10$ °C ger $k (20 - (-10)) = 26,4 \times 30 = 792$ W.

Det krävs en värmeavgivning hos radiatoren på 792W med ett flöde på $0,86 \times 792/10 = 68$ l/h.



B. Tryckfall i rör

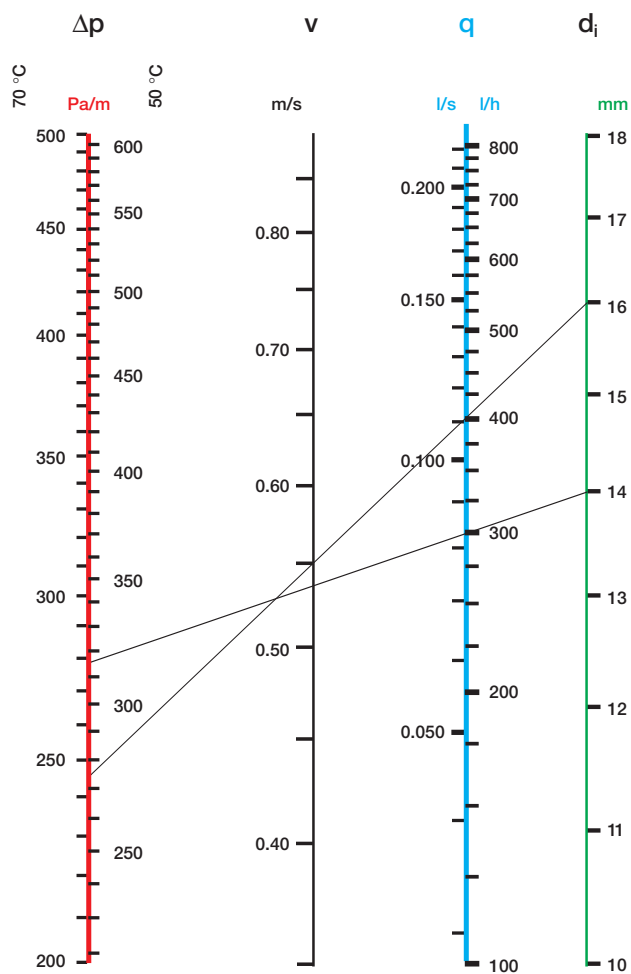


Fig B1a. Tryckfall i rör med råhet $< 0,0045$ mm (tunnväggigt stål, koppar, polyeten etc).
 d_i är rörets innerdiameter i mm.





APPENDIX

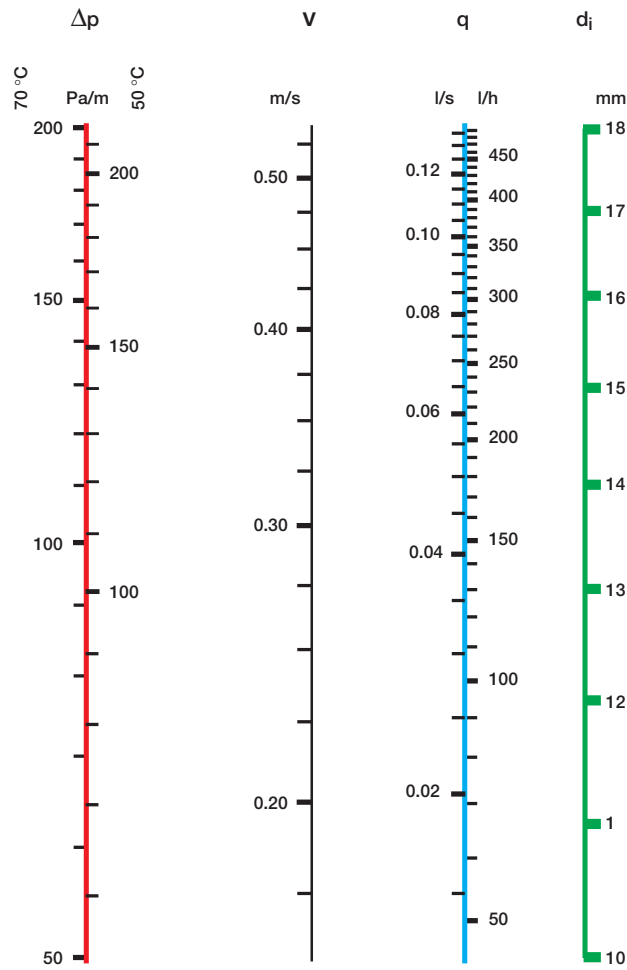


Fig B1b. Tryckfall i rör med råhet < 0,0045 mm (tunnväggigt stål, koppar, polyeten etc).
 d_i är rörets innerdiameter i mm.

INJUSTERING AV RADIATORSYSTEM

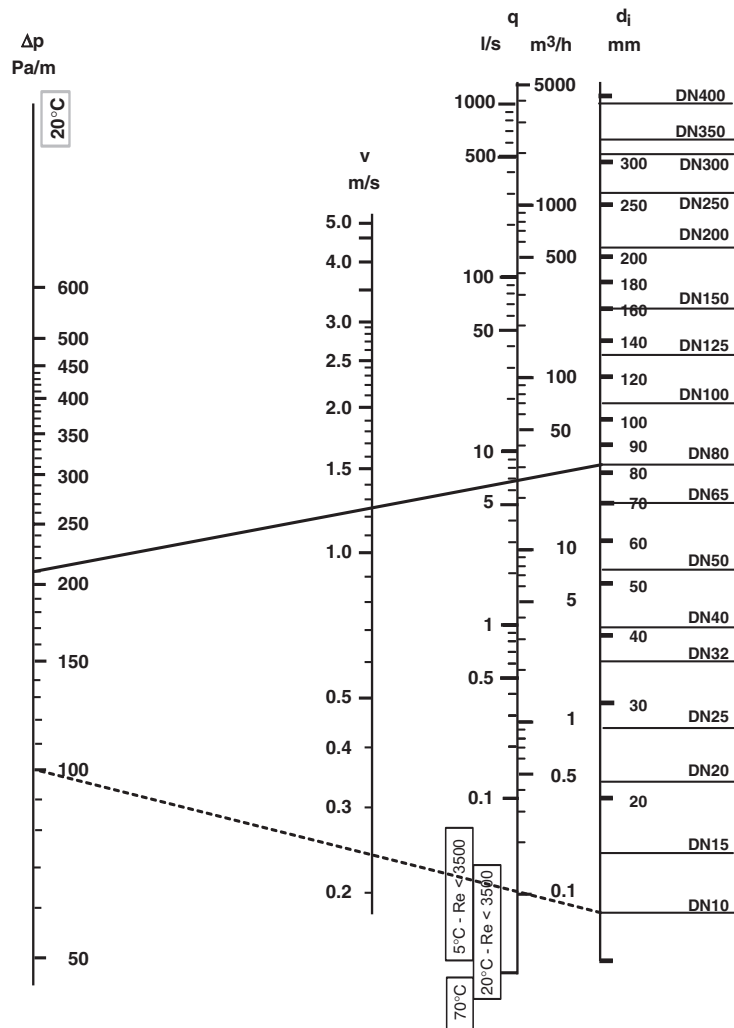
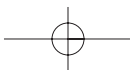
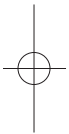
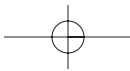


Fig B2. Tryckfall och flödes hastigheter (rör med råhet = 0.05 mm) för vatten vid 20 °C.

Exempel 1: Rör DN80 ($d_i = 82,5$ mm) och ett flöde på 25 m³/h:
Flödes hastighet = 1,3 m/s och $\Delta p = 209$ Pa/m.

Exempel 2: Rör DN10 ($d_i = 12,5$ mm) och ett flöde på 0,1 m³/h: Reynolds tal är här lägre än 3500 och detta nomogram är därmed inte giltigt eftersom det endast gäller för turbulent strömning.



we knowhow

TA

Tour & Andersson AB
TA Support Center
Försäljningskontor

Telefon 020 81 00 22, telefax 031 338 73 69, E-post: supportcenter@tourandersson.com.
BODEN 0921 539 30, GÄVLE 026 10 00 60, GÖTEBORG 031 338 73 60, HELSINGBORG 042 36 61 20,
KARLSTAD 0565 303 72, MALMÖ 040 724 03, STOCKHOLM 08 775 42 80, UMEÅ 090 13 44 42,
VÄXJÖ 0470 391 10, ÖREBRO 019 16 13 80
www.tourandersson.com