



Fakulteten för hälsa, natur- och teknikvetenskap
Miljö- och energisystem

Marcus Wiegandt

Småskalig tappvattenuppvärmning med värmepump

Metodval och kondensorutformning för laddning
av en befintlig varmvattenberedare

Small scale water heating with heat pump

Strategy for filling a storage water heater and condenser
dimensioning

Examensarbete 22,5 hp
Högskoleingenjörsprogrammet i energi- och miljöteknik

Juni 2014

Handledare: Jens Beiron

Examinator: Lena Stawreberg

Sammanfattning

För att minska energianvändningen i hushåll med direktverkande el, har en luftvärmepump för att värma tappvarmvatten utvecklats. På så vis väntas elförbrukningen och därmed kostnaden för att värma tappvarmvatten mer än halveras.

Värmepumpen ska värma vattnet i den befintliga varmvattenberedaren och på så vis avlasta elpatronen från att värma vattnet för hushållets dagliga rutiner. Alternativ för hur varmvattenberedaren ska laddas har tagits fram och utifrån de fyra faktorerna: effektivitet, ekonomi, enkelhet och utrymme, har alternativen betygsatts. Den bästa metod för att ladda varmvattenberedaren utses och har därefter dimensionerats.

Resultatet visar att av de föreslagna metoderna är det bäst att suga kallt vatten från botten på varmvattenberedaren för att värmeväxla i kondensorn som är en spiralformad rör-i-rörvärmeväxlare med köldmediet i det inre av rören. Vattnet som värmts till 60°C pumpas tillbaka till varmvattenberedaren och in i dess topp för att få bra skiktning. Dimensionerande längd för kondensorn är 7,57 meter. Tryckförlusterna som uppstår till följd av kondenseringen har beräknats men antas inte påverka värmeöverföringen. Den cirkulationspump som krävs för att pumpa tappvarmvattnet från varmvattenberedaren och tillbaka, bör vara flödesreglerad då flödet varierar vid olika driftförhållanden mellan 10,3 och 68,9 liter per timme.

Abstract

To reduce the use of electricity in households heated with direct-acting electricity, a heat pump dedicated to heat water has been developed. As a consequence, the power consumption and the cost for heating water are expected to reduce to less than half.

The water, heated by the heat pump will be filled in a storage water heater and thereby unburden the electric element for the household's everyday routine. Several alternatives for how the storage water heater will be filled have been developed from the criteria efficiency, economy, simplicity and space occupying and each concept have been graded. The best concept to fill the storage water heater has been elected and is thereafter dimensioned.

The results show that the best of the proposed ways to fill a storage water heater with warm water from the heat pump is to suck the cold water from the bottom of the storage water heater and heat exchange it in a helically coiled tube-in-tube condenser. When the water is heated to 60°C, to prevent the growth of Legionella bacteria, it gets pumped back to the storage water heater where it's filled in the top for best stratification. The condensers length is decided to be 7,57 meters. The pressure loss due to the condensation has been calculated but is assumed to not affect the heat transfer. A pump is needed to circulate the water and the flow rate for varying condition is decided from 10,3 to 68,9 liters per hour.

Förord

Följande rapport är ett examensarbete, omfattande 22,5 högskolepoäng, inom energi- och miljöingenjörsprogrammet vid Karlstads universitet. Detta examensarbete har redovisats muntligt för en i ämnet insatt publik. Arbetet har därefter diskuterats vid ett särskilt seminarium. Författaren av detta arbete har vid seminariet deltagit aktivt som opponent till ett annat examensarbete.

Jag vill rikta ett tack till alla de som hjälpt mig att genomföra detta arbete. Främst Adam Fjæstad och Magnus Nilsson från Värmestugan AB. Adam har i sin roll som inspiratör bidragit med goda idéer och Magnus som i rollen som projektledare, satt tidspress för att projektet ska gå i mål under avsatt tid. Vill också rikta ett särskilt tack till min handledare, Jens Beiron, som förutom att ge vägledning också uppvisat stort tålamod.

Karlstad, 20 maj 2014

Marcus Wiegandt

Nomenklatur

\dot{m}	Massflöde [kg/s]
\dot{Q}	Energiflöde [W]
C_p	Specifik värmekapacitet [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
T	Temperatur [K]
h	Värmeövergångskoefficient [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
R	Värmemotstånd [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$]
d	Rördiameter [m]
D	Spiraldiameter [m]
ρ	Densitet [$kg \cdot m^{-3}$]
v	Hastighet [$m \cdot s^{-1}$]
μ	Dynamisk viskositet [$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]
λ	Termisk konduktivitet [$W \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$]
l	Längd [m]
P	Tryck [Pa]
α	Tomrumsandel [-]
g	Tyngdaccelerationen [$m \cdot s^{-2}$]
θ	Helixvinkel [$^\circ$]
S	Ång/vätskeförhållande
x	Ångkvalité
G	Massflöde per area [$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$]
χ_{tt}	Martinelliparameter
ϕ^2	Friktionsparameter för tvåfasflöde
f	Friktionsfaktor
W	Arbete [W]
\dot{V}	Volymflöde [$m^3 \cdot s^{-1}$]
η	Verkningsgrad

Dimensionslösa tal

Re	Reynoldstal
De	Deantal
Nu	Nusselttal
Pr	Prandltal

Index

in, out	Insida, utsida
1, 2	Yttre rör, inre rör
w, f	Vatten, köldmedium
tot	Total
s	Yttillstånd
Cu	Koppar
sat	Mättat tillstånd
fg	Övergångsfas
tp	Tvåfas
1, v	Vätskeform, Ångform
c	Spiral
r	Rakt rör

Innehållsförteckning

1. Inledning.....	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte.....	1
1.3 Mål.....	2
1.4 Avgränsningar	2
2. Teori	3
2.1 Skiktning.....	3
2.2 Legionella.....	3
3. Metod.....	5
3.1 Laddningsmetod av varmvattenberedare.....	5
3.1.1 Förtank utomhus	5
3.1.2 Förtank inomhus	6
3.1.3 Värmeväxlarlinga direkt till varmvattenberedare	7
3.2 Urvalsbedömning	9
3.3 Dimensionering	10
3.3.1 Kondensorlängd.....	11
3.3.2 Kondenseringstryckfall.....	14
3.3.3 Cirkulationspump	16
4. Resultat	19
4.1 Laddningsmetod av varmvattenberedare.....	19
4.2 Dimensionering	19
4.2.1 Kondensorlängd.....	19
4.2.2 Kondenseringstryckfall.....	19
4.2.3 Cirkulationspump	20
5. Diskussion	21
5.1 Urvalsprocess	21
5.2 Betygssättning	21
5.2.1 Förtank utomhus	21
5.2.2 Förtank inomhus	21
5.2.3 Värmeväxlarlinga direkt till varmvattenberedare	22
5.3 Dimensionering	22
6. Slutsats.....	24
Referenser.....	25

1. Inledning

1.1 Bakgrund

Enligt Energimyndigheten (2011) är 223 000 av landets småhus uppvärmda med direktverkande el. Till de 223 000 hushållen hör även de som installerat en luft-luftvärmepump, men inte har något vattenburet värmesystem. Att investera i en luft-luftvärmepump har varit ett alternativ för många av dem som vill minska elförbrukning och därmed kostnaden för uppvärmning. 2010 och 2011 såldes mer än 100 000 luft-luftvärmepumpar bara i Sverige (Svenska Värmepumpsföreningen, 2012). En anledning till det torde vara att de som bor i direktelshus ser värmepumpen som en bra investering just på grund av att ett vattenburet värmesystem inte behöver installeras. På så vis har elförbrukningen för uppvärmningen av huset minskat, men för uppvärmning av tappvarmvatten är den oförändrad.

I en familj på fyra personer används 4800 kWh energi för att värma tappvarmvatten varje år (Energimyndigheten, 2011). I ett direktelshus kommer den energin från en varmvattenberedare där en elpatron värmer vattnet. Det är inte energismart att värma vatten med direktverkande el och med en värmepump kan elförbrukningen för tappvarmvatten mer än halveras (Svenska värmepumpsföreningen, 2011).

Att värma vatten med en värmepump är inget nytt. Men de värmepumpar som finns idag är avsedda för att utöver att värma tappvarmvatten, också värma hela huset. De är således för stora då endast 20 % av hushållets energianvändning går till att värma tappvarmvatten. Marknaden för värmepumpar som enbart gör tappvarmvatten är nära obefintlig. Möjligen för att besparingspotentialen ännu inte har upptäckts. Men i takt med att det görs energieffektiviseringar för uppvärmningen samtidigt som varmvattenanvändningen tenderar att öka, blir den relativa betydelsen för varmvatten viktigare (Fahlén & Erlandsson, 2010).

Examensarbetet är en del i ett större projektarbete för att utveckla en värmepump för uppvärmning av tappvatten. Värmepumpen hämtar förångningsenergin från uteluften och värmer tappvatten för att ladda en befintlig varmvattenberedare i ett direktelshus. På så vis förväntas varmvattenberedaren inte behöva använda elpatronen för att värma tappvarmvatten. Hushållets elförbrukning kommer följaktligen att minska.

Värmepumpen klarar av att värma vatten motsvarande två duschar á 40 liter och 40°C under 6 timmars tid. Det är tillräckligt för att täcka det dagliga behovet för de flesta hushåll och vid större tappningar hjälper värmepumpen elpatronen att värma vattnet. Genom att låta värmepumpen ha en lägre effekt hoppas drifttiderna bli jämnare, men framför allt att investeringskostnaden ska bli väsentligt mindre än för en traditionell luft-vattenvärmepump.

1.2 Syfte

Syftet med arbetet är att ge förslag på koncept för hur vattnet som värmepumpen värmer, ska kunna laddas i en 200 liters varmvattenberedare i ett direktelshus. En projektgrupp med kunskap inom termodynamiska processer och värme- och masstransport, har tagit fram tre laddningskoncept. I en urvalsprocess ställs respektive koncepts för- och nackdelar mot varandra för att utse ett vinnande koncept som skall

dimensioneras. Värmepumpen ska attrahera en målgrupp som ställer krav på ekonomi, utrymme, energieffektivitet och enkelhet.

1.3 Mål

Målet med examensarbetet är att i en urvalsprocess med bedömningsfaktorer som effektivitet, ekonomi, enkelhet och utrymme, avgöra vilket laddningskoncept som är bäst för att ladda en varmvattenberedare med varmvatten.

Målet är också att dimensionera det valda konceptet. Värmeväxlarens yta skall beräknas för att avge den effekt som värmepumpen levererar. Även tryckfallet som uppstår vid kondenseringen bestäms samt data för en eventuell cirkulationspump beräknas.

1.4 Avgränsningar

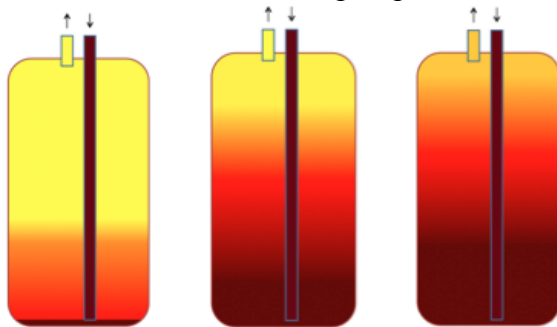
Arbetet kommer inte ge någon prisjämförelse mellan olika alternativ. Däremot görs godtyckliga avvägningar som ”en vattentank är dyrare än ingen tank” eller ”att pumpa vatten är dyrare än att låta det självcirkulera”.

2. Teori

För att en varmvattenberedare skall leverera rätt mängd vatten till rätt temperatur är det viktigt att tänka på vattnets skiktning. Lika viktigt är också att miljön i en varmvattenberedare eller ackumulatortank inte är gynnsam för bakterietillväxt som kan orsaka allvarliga sjukdomar.

2.1 Skiktning

Med skiktning menas att densitetsskillnaden mellan kallt och varmt vatten medför att det varma vattnet lägger sig i toppen av en tank och det kallare vattnet i botten. När en tappning görs vid ett tappställe, till exempel duschen, töms varmt vatten från beredarens topp och nytt kallt vatten fylls på i beredarens botten som visas i tre steg i Figur 1. Beroende på tappningens storlek och temperatur, kan varmvattenberedaren behöva värma det kvarvarande vattnet. I just en varmvattenberedare sker uppvärmningen oftast med en elpatron. Elpatronen är ett elektriskt motstånd som blir varmt då elektricitet skickas igenom den och på så sätt värms vattnet tills en termostat bryter vid önskad temperatur. På grund av konvektion och strömmande vatten blir det tillfällig omblandning i varmvattenberedaren och därmed dålig skiktning. Skiktning i en varmvattenberedare som värms upp med en elpatron är inte en lika viktig fråga som om den värms upp med hjälp av en värmepump. Det beror på att en elpatron överför lika mycket effekt till vattnet oberoende av temperatur. Det går åt lika mycket energi för att värma vatten från 10 °C till 20 °C som att värma från 50 °C till 60 °C. En värmepump däremot får ett sämre coefficient of performance (COP) vid högre kondenseringstemperatur om förångningstemperaturen förblir oförändrad (Çengel & Boles, 2007). Det är alltså viktigare med bra skiktning i ackumulatortankar och varmvattenberedare som använder värmepump som värmekälla. (Shratkov, et al., 2002)

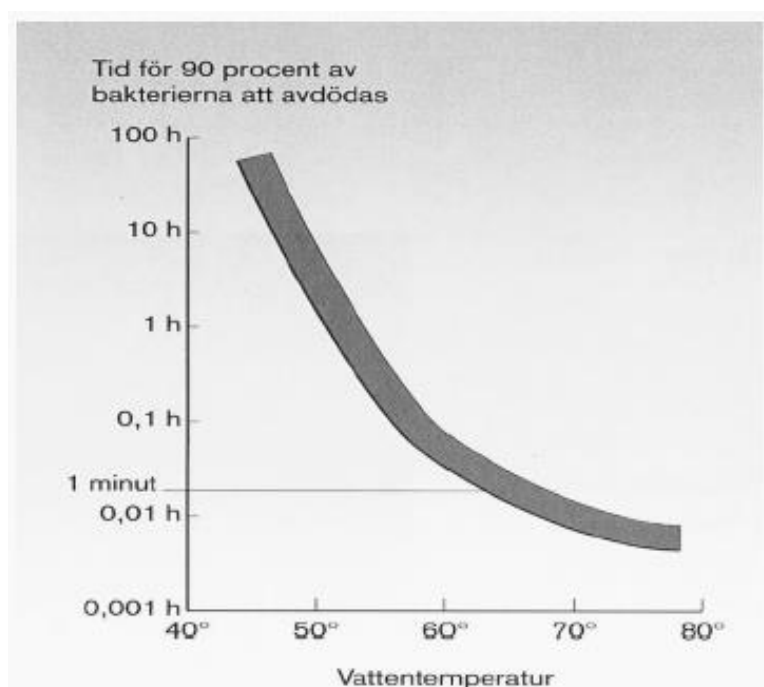


Figur 1. Skiktning i en varmvattenberedare före, under och efter en stor tappning. Gul färg symboliserar varmt vatten och mörkrött, kallt.

2.2 Legionella

I varmvattenberedare och ackumulatortankar finns risk för tillväxt av legionellabakterier. Legionella finns naturligt i sjöar och grundvatten men i så små mängder att den knappt upptäcks vid analys eller orsakar skada. Den är ofarlig att få i sig vid förtäring, men då bakterierna är väldigt små följer de med den vattendimma som uppstår i duschen. Väl där kan bakterierna följa med inandningsluften och hamna i lungorna där de utgör en fara för vissa riskgrupper som kan bli allvarligt sjuka eller i värsta fall dö (Stålbom & Kling, 2002).

Bakterierna förökar sig i tappvattensystem och i vattenburna ventilations- och kylsystem. Där tränger bakterierna in i den biofilm som skapas på grund av vattnets näringsinnehåll och förökar sig. Optimal temperatur för förökning är mellan 30 och 40 °C, men de överlever i vattentemperaturer under 20 °C och dör inte förrän temperaturen överstiger 45 °C. Legionellabakterien trivs allra bäst i stillastående eller långsamt strömmande vatten, precis den miljön det stundtals råder i en varmvattenberedare. Två faktorer påverkar legionellabakteriernas avdödning, tid och temperatur som illustreras i Figur 2. Då vattentemperaturen är 60 °C dör 90 % av legionellabakterierna på ungefär tio minuter och vid 70 °C dör de på några sekunder (Boverket, 2013). (Boverket, 2011) råder därför att temperaturen i varmvattenberedare och ackumulatortankar inte understiger 60 °C och temperaturen ska kunna höjas tillfälligt till 70 °C. I övrigt ska varmvattenberedare och ackumulatortankar kunna tömmas för underhåll och rengöring för att på så vis försvåra för framtida uppkomst av legionellabakterier.



Figur 2. Samband mellan tid och temperatur för att 90 % av legionellabakterierna ska avdödas (Stålbom & Kling, 2002).

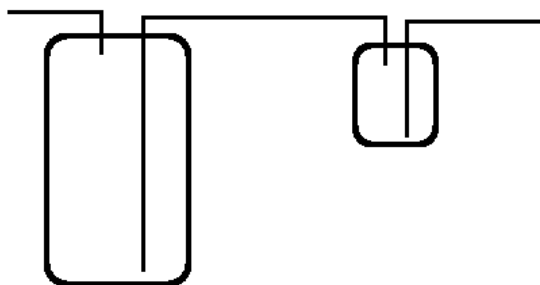
3. Metod

3.1 Laddningsmetod av varmvattenberedare

Nedan beskrivs tre olika koncept för att ladda en befintlig varmvattenberedare med varmvatten. Konzepten kommer därefter att bedömas utifrån effektivitet, ekonomi, enkelhet och utrymme. Konzepten har skapats av en projektgrupp bestående av högskoleingenjörstudenter med goda kunskaper inom värme- och masstransport och termodynamiska processer så som värmepumpar.

3.1.1 Förtank utomhus

För att värma tappvarmvatten med en värmepump till en befintlig varmvattenberedare, kan värmepumpen värma vattnet i en isolerad vattentank utomhus. Tanken måste vara stor nog för att rymma varmvatten till två duschar, 40 liter och 40°C vardera, vilket motsvarar det vardagliga behovet av tappvarmvatten. För att inte tanken ska behöva innehålla så stor volym värms vattnet till 60 °C, det medför att tankens volym behöver rymma totalt 50 liter. Utöver att storleken minskar, är miljön ogästvänlig för legionellabakterier (Boverket, 2013). Värmepumpen och tanken kopplas på vattenledningen före varmvattenberedaren. Kallvattnet leds då genom förtanken, där det värms upp av värmepumpen innan det fylls på i varmvattenberedaren enligt Figur 3. Om tappningen inte är större än vad värmepumpen är avsedd att klara, behöver varmvattenberedaren inte använda elpatronen för att värma vattnet. Skulle däremot tappningen vara större än vad värmepumpen är dimensionerad för, till exempel tre duschar i tät följd, kommer kallvatten motsvarande en dusch att pumpas in i varmvattenberedaren. Varmvattenberedarens elpatronen kommer då att behöva värma vatten motsvarande den tredje duschen.



Figur 3. Principskiss för varmvattenberedare med förtank. Vattenflödet går från höger till vänster i figuren.

Förtanken koppas på den inkommande vattenledningen för varmvatten. Metoden kräver därför ingen vattenpump för att pumpa vattnet från förtanken till varmvattenberedaren. Därmed undviks förutom investeringskostnaden- även driftkostnaden för en extra vattenpump.

Vattnet som leds in i förtanken är kallt. Då det värms upp till 60 °C minskar vattnets densitet och expanderar. För att försäkra sig om att tank eller vattenledningar inte tar skada av expansionen behövs ett expansionskärl.

Under vissa omständigheter kan värmepumpen ha svårigheter med att höja vattentemperaturen över 60 °C. För att legionellatillväxten inte skall gynnas används en elpatron som kan höja temperaturen för att på så vis döda bakterierna.

Då varmvattnet förvaras utomhus, kommer en del av energin i vattnet att försvinna från förtanken i form av förluster. Trots tjock isolering medför den stora temperaturskillnaden mellan varmvattnet och utomhusluften att vattentemperaturen börjar sjunka kort efter att värmepumpen stängts av.

Utöver läckageproblematiken så finns också en frysrisk vintertid om värmepumpen skulle haverera, alternativt bli strömlös. När vattnet fryser och expanderar riskerar det att skada vattentank samt ledningar och orsaka vattenskador på huset. Dessutom blir vattenflödet till varmvattenberedaren helt blockerat och hushållet blir utan varmvatten, även då strömmen kommer tillbaka.

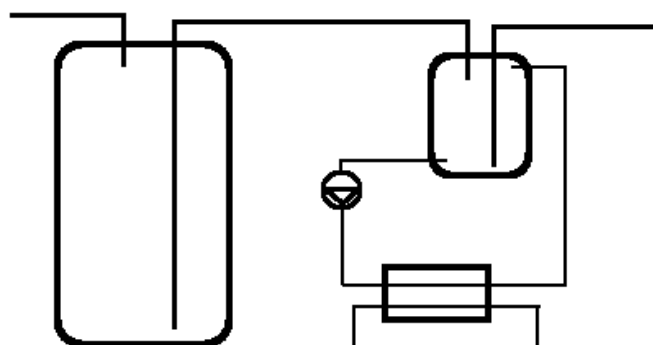
Värmepumpen kräver styrning. En on-/off reglering styr på vattentemperaturen i tanken tillsler att inkommande vatten värms upp och när önskad temperatur uppnåtts stängs värmepumpen av. Elpatronen i tanken måste periodvis höja temperaturen för att motverka fortplantningen av legionellabakterier.

3.1.2 Förtank inomhus

För att minska värmeförlusterna kan förtanken istället placeras inomhus. Värmeförlusterna minskar med anledning av temperaturdifferensen mellan varmvattnet och inomhustemperaturen är lägre än i jämförelse med utomhustemperaturen. Utöver det minskar också värmeövergångskoefficienten till följd av att vind har en ökande effekt av värmeövergångskoefficienten. Det gör att inomhusförtanken har mindre värmeförluster, men måste också isoleras.

För värmepumpens enkelhets skull är det fördelaktigt om värmepumpens komponenter är samlade på samma sida om husfasaden. För att dra köldmediekretsen genom väggen krävs att en ackrediterad kyltekniker utför installationen (SFS 2009:1605). Utöver att installationen kompliceras, medför arbete av en kyltekniker också en extra kostnad. Som ett alternativ till att dra köldmediekretsen till inomhustanken, kan vattnet istället pumpas ut till värmepumpen på husets utsida och värmeväxla med dess kondensor. För att undvika omblandning av varmt och kallt vatten, suggs kallt vatten från förtankens botten till värmepumpens kondensor. Där värmeväxlas vattnet mot det varma köldmediet i kondensorn och pumpas tillbaka till tanken och fylls på i förtankens topp. På så vis uppnås en bra skiktning då skiktet mellan varmt och kallt vatten stadigt rör sig nedåt, se Figur 1 omvänt.

En plattvärmeväxlare kan användas i det här konceptet. Plattvärmeväxlaren kan överföra förhållandevis mycket energi på liten yta. På så vis kan den dimensioneras för att inte bara kondensera köldmediet, utan även underkyla det. Genom underkylningen kan mer värmeenergi överföras utan att den satsade elenergin ökar, vilket ökar värmepumpens COP (Çengel & Boles, 2007). Detta förutsätter då att kondensorn är placerad på insidan av husfasaden då plattvärmeväxlaren förstörs i händelse av att den skulle frysa (Diversified Heat Transfer, 2010). En principskiss över konceptet ses i Figur 4.



Figur 4. Principskiss över en förtank inomhus. Kallt vatten från förtankens botten pumpas till kondensorn där det blir varmt. Vattnet pumpas därefter tillbaka till förtankens topp.

Konceptets styrning är något mer komplicerad än utomhustankens på grund av den extra cirkulationspumpen. Värmepumpen och cirkulationspumpen som leder vatten från tankens botten via kondensorn till toppen är kopplad till en givare i botten på förtanken. Då vattentemperaturen i hela förtanken är 60 °C stängs värme- och cirkulationspumpen av.

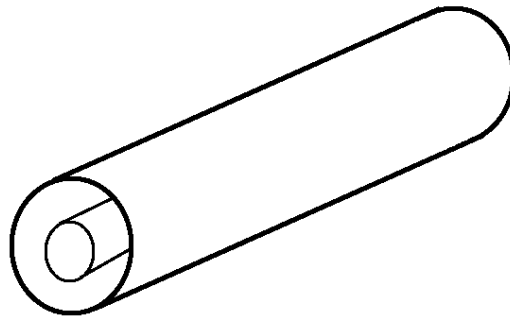
3.1.3 Värmeväxlingslinga direkt till varmvattenberedare

På ett liknande sätt som för inomhusförtanken, kan kallt vatten från befintliga varmvattenberedarens botten pumpas till värmepumpens kondensator. Där värmeväxlas det och pumpas tillbaka till toppen på varmvattenberedaren. En extra tank undviks som förutom har värmeförluster, även tar plats.

I och med en befintlig varmvattenberedare används istället för en förtank, behövs inga extra metoder för att motverka tillväxten av legionellabakterier. I förtankarna måste elpatron installeras för att vid behov höja vattentemperaturen och döda bakterierna. Varmvattenberedaren har redan en elpatron inbyggd och därför undviks en extra elpatron samt en källa för legionellatillväxt.

Varmvattenberedaren rymmer större volym än förtanken, därför är värmepumpen inte längre begränsad till att bara värma tillräckligt med tappvarmvatten för två duschar. Värmepumpen kan producera så många liter 60 °C vatten som varmvattenberedaren rymmer. Efter två duschar kan en tredje tas utan att varmvattenberedarens elpatron hjälper till, under förutsättning att värmepumpen ges den tid som krävs för att värma vattnet. För att ge bättre förutsättningar för att endast värmepumpen ska arbeta och inte elpatronen, kan den sistnämnda justeras för att bli mindre känslig när stora mängder kallt vatten fylls på i varmvattenberedaren. Värmepumpen kommer att värma vattnet, bara den ges tid.

Värmeväxlingen mellan köldmediet och vattnet sker motströms i en rör-i-rörslinga. Det yttre röret består av ett PEX-rör i plast som tål att frysa och samtidigt uppfyller kraven för tappvarmvatten (Uponor, 2014). I PEX-röret placeras ett kopparrör i vilket köldmediet kondenserar och avger värme till vattnet. Värmeväxlingslingan ser ut enligt Figur 5.



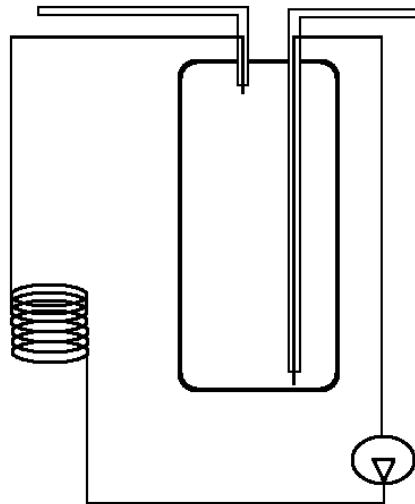
Figur 5. PEX-rör innehållande köldmedieslinga.

Slingan är placerad utomhus och kommer behöva isoleras för att minska effektförluster. I och med att slingan är kopplad som en motströms värmeväxlare, där vattnet pumpas uppåt och köldmedieslinga i motsatt riktning, kommer slingan vara kall i botten och varm i toppen. Det betyder att mest effekt går förlorad främst från slingans topp. I jämförelse med utomhusförtanken, där 50 liter 60 °C vatten förvaras utomhus under långa perioder är isoleringsförmågan för slingan inte lika vital. I slingan ryms bara små volymer vatten. Sjunker temperatur då värmepumpen inte behöver arbeta, är det mindre avgörande då det inte krävs så mycket energi för att värma vattnet igen.

Om värmepumpen blir strömlös eller går sönder en kall vinterdag kommer vattnet i slingan att frysa. Men då varmvattenberedaren inte är beroende av värmepumpen för att leverera varmvatten, är det ingen katastrof. PEX-röret blir något deformerad av frysskador, men behåller ändå sin funktion så ingen läckagerisk eller risk för vattenskador finns (Uponor, 2014).

Metoden att ladda varmvattnet direkt i varmvattenberedaren hade även fungerat om slingan byttes mot plattvärmeväxlare. Fördelen med en slinga i hållbar plast är att kondensering, underkyllning och i viss mån också hetgaskylning sker i samma slinga. På så vis skulle det vara teoretiskt möjligt att med ett lågt flöde på vattnet och överdimensionerad värmeväxlaryta, få en temperatur efter slingan som överstiger kondenseringstemperaturen. Även underkyllning av köldmediet går med både plattvärmeväxlare och slinga. Fördel med plattvärmeväxlaren är att den tar upp liten plats, men är känslig för frysangrepp. Principskissen för konceptet ses i Figur 6.

I det här konceptet med fyllning av varmvatten direkt i varmvattenberedarens topp är cirkulationspumpens reglerfunktioner viktiga för att tillse att skiktningen blir bra. En varvtalsreglerad pump är kopplad till en temperaturgivare som mäter vattentemperaturen i slingans topp. Flödeshastigheten på vattnet bestäms så att vattentemperaturen vid givaren konstant är 60 °C. Då vattenvolymen inte är lika begränsande när en stor varmvattenberedare laddas, kan olika reglerinställningar på värmepumpen användas. Ett ekonomiläge där värmepumpen bara värmer vatten för att motsvara två duschar och ett komfortläge där värmepumpen får gå så länge varmvattenberedaren kan laddas med varmvatten och COP är över 1.



Figur 6. Principskiss över värmeväxlingsringa direkt till varmvattenberedare. Kallt vatten i beredarens botten pumpas till en värmeväxlingsringa och tillbaka till beredarens topp.

3.2 Urvalsbedömning

De olika koncepten bedöms utifrån sin förmåga att vara så effektiva som möjligt i en senare dimensioneringsfas. Koncepten bedöms av samma projektgrupp som tagit fram de olika metoderna. Kriterierna effektivitet, enkelhet, ekonomi och utrymme, betygssätts för varje koncept på en betygsskala mellan 1-5, där 1 är lägst och 5 är högst.

Det som påverkar ett koncepts effektivitet är värmeförluster, även om värmeförlusten sker till inomhusluften och det går att hävda att värmen kommer till nytta, ses det som en förlust. Energin ska gå till att värma tappvarmvatten. Effektivitetsfaktorn beror också av hur konceptet kan påverka värmepumpen till att få ett bättre COP, till exempel blir värmepumpens COP dåligt om vattnet värms från 50 till 60 °C, jämfört med att värma från 10 till 60 °C. Effektivitet handlar också om att få rätt mängd varmvatten till rätt temperatur. Går ett koncept att reglera för att ge mer varmvatten eller avlasta varmvattenberedarens elpatron helt och hållet, anses det bra för effektiviteten. För att ett koncept ska få betyget tre som motsvarar godkänt krävs att det uppfyller kravet på två duschar och inte ger stora värmeförluster. Om konceptet dessutom bidrar till att värmepumpen ges möjlighet till att få ett bra COP fås en fyra. För högsta betyg, fem, krävs dessutom att konceptet kan värma mer vatten än för de två duscharna som var kravet.

Det som påverkar ekonomin är i första hand investeringskostnaden snarare än besparingen. Det är framför allt rörliga delar men till viss del även reglersystemet som påverkar prisbilden. Inga rörliga delar alls ger högsta betyg. För varje rörlig del som läggs till i konceptet minskar betyget med ett poäng. Ett koncept med två rörliga delar får således en trea.

Enkelhet som är nästa bedömningspunkt menar att i konceptet eftersträvas någon form av underhållsfrihet. Rörliga delar kan krångla, gå sönder eller slitas ut. Konceptet anses då vara mindre enkelt. En strategi för att hushållet inte blir utan varmvatten om värmepumpen går sönder är också ett måste för konceptet skall få en trea i betyg. Förutom vad som kan kallas bekymmersfritt ägande, syftar enkelhet till att konceptet

inte ska vara en svårighet för en kunnig yrkesman eller allmänt händig människa att installera värmepumpen och få den att fungera. Om även detta uppnås ökar betyget till en fyra. Enkelhet för ett koncept är också att regleringen går att anpassa för att matcha brukarens tappmönster för varmvatten. Om konceptet även ger möjlighet till detta får den toppbetyget, fem.

Då kundkretsen antas bo trångt får koncept som tar upp utrymme inomhus en trea. Om konceptet involverar någon form av vattentank, men som är på utsidan får konceptet en fyra. För högsta betyg krävs att metoden upptar liten plats och kan integreras med värmepumpen som är lokaliserad utomhus.

Betygen för respektive koncept läggs ihop och det konceptet som har högst betyg anses vara den bästa metoden för att värma vattnet till varmvattenberedaren. De fyra kriterierna viktas inte på något sätt utan anses vara lika betydande för slutresultatet.

3.3 Dimensionering

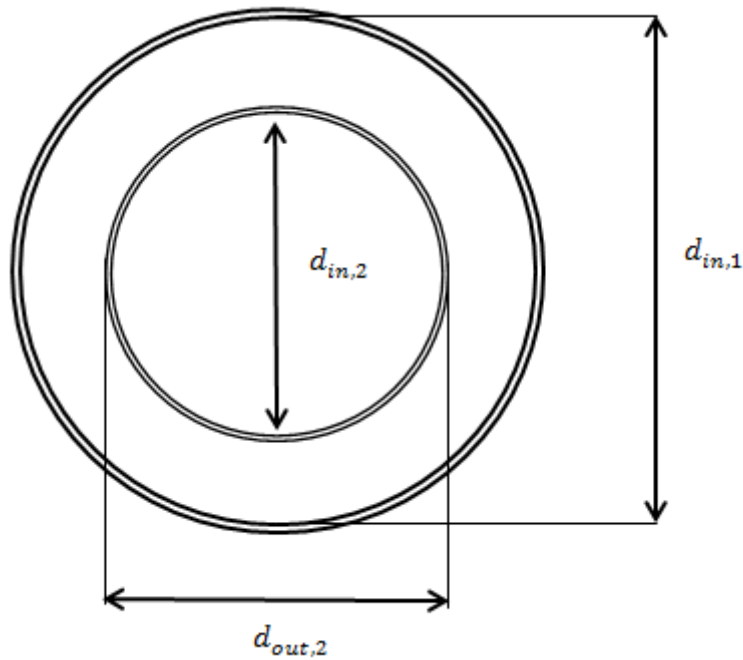
Dimensioneringen är utförd på det koncept som kallas ”värmväxlar slinga direkt till varmvattenberedare”. Slingans längd skall beräknas för att kondensera köldmediet. Övriga mått ges av Tabell 1 och förtydligas i Figur 7.

Längden beror av värmeöverföringen som vid kondensering antas vara latent. Alltså värmeöverföring som inte leder till någon förändring i temperatur till exempel vid kokning och kondensering (Çengel, 2006). Det är inte hela sanningen. Därför kommer även tryckfallet för kondenseringen att beräknas för att undersöka om tryckfallet resulterar i en betydande temperatursänkning.

Då den valda metoden involverar en cirkulationspump beräknas också de flöden pumpen ska leverera.

Tabell 1. PEX- och kopparrörets diametrar som används vid beräkningarna.

	Yttre rör (PEX) [mm]	Inre rör (koppar) [mm]
Diameter utsida	18	15
Diameter insida	7,2	8
Spiraldiameter (cc)	300	300
Spiralens stigning	75	75



Figur 7. Genomsnitt av värmeväxlingsring för att förtydliga vilka diametrar som använts. Figuren är inte skalenlig.

3.3.1 Kondensorlängd

Kondensorslingans längd beror av vilken effekt som ska överföras till vattnet. Dimensionerande förångningseffekt är 1200 W och kompressorns effekt är 400 W. Alltså behöver kondensorn dimensioneras för att avge 1600 W. Vattnet i varmvattenberedarens botten antas i det dimensionerande fallet vara 10°C. I värmeväxlaren värms vattnet till 60°C och pumpas in i toppen på varmvattenberedaren. Tappvattnets massflöde beräknas enligt (1). Med (1) och (2) kan den totala värmeöverföringskoefficienten lösas ut genom Newtons avsvävningslag (Kang, et al., 1999).

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{Q}}{c_{p_w} * (T_{w,out} - T_{w,in})} \quad (1)$$

$$\dot{Q} = h_{tot} A_s \Delta T_m \quad (2)$$

Den totala värmeöverföringskoefficienten som ses i (2) utgörs av två värmeövergångstal och ett värmemotståndstal. Ett värmeövergångstal mellan köldmediet och kopparrörets insida. Värmemotståndet gäller för kopparrörets insida till dess utsida och det tredje värmeövergångstalet mellan kopparrörets utsida och vattnet. Dessa summeras till en total värmeöverföringskoefficient som visas i (3).

$$\frac{1}{h_{tot}} = \frac{1}{h_f} + R_{cu} + \frac{1}{h_w} \quad (3)$$

I (2) är ΔT_m den logaritmiska medeltemperaturen och defineras enligt (4). Då det sker en kondensering i värmväxlingsringen är det både enfasflöde i det överhettade området och tvåfasflöde där kondensering sker. Den logaritmiska medeltemperaturen för tvåfasflöde och enfasflöde bersäknas enligt (5) respektive (6) där $T_{w,turn}$ är temperaturen för vattnet där köldmediet övergår från enfasflödet till tvåfasflöde.

$$\Delta T_m = \frac{(T_{f,out} - T_{w,in}) - (T_{f,in} - T_{w,out})}{\ln \left[\frac{(T_{f,out} - T_{w,in})}{(T_{f,in} - T_{w,out})} \right]} \quad (4)$$

$$\Delta T_{m,two} = \frac{(T_{f,s} - T_{w,in}) - (T_{f,s} - T_{w,turn})}{\ln \left[\frac{(T_{f,s} - T_{w,in})}{(T_{f,s} - T_{w,turn})} \right]} \quad (5)$$

$$\Delta T_{m,single} = \frac{(T_{f,s} - T_{w,turn}) - (T_{f,out} - T_{w,out})}{\ln \left[\frac{(T_{f,s} - T_{w,turn})}{(T_{f,out} - T_{w,out})} \right]} \quad (6)$$

Då området för tvåfasflödet står för den betydande delen av energitransporten i kondensorn, försummas området för enfasflödet. Alltså antas ΔT_m vara $\Delta T_{m,two}$ i det här fallet.

För att beräkna värmeöverföringskoefficienten mellan kopparrörets utsida och vattnet används sambanden mellan Nusselt och värmeöverföring i böjda rör som föreslås av Gambriella, et al. (1988) refererad i Kang, et al. (1999) enligt Tabell 2.

Tabell 2. Samband mellan Nusselt- och Deantal (Garimella et al. 1988 refererad i Kang, et al., 1999).

$De_w < 350$	$Nu_w = 0,027 De_w^{0,94} Pr_w^{0,69} \left(\frac{d_{in,1} - d_{out,2}}{D} \right)^{0,01}$
$350 < De_w < 800$	$Nu_w = 0,0018 De_w^{1,13} Pr_w^{0,65} \left(\frac{d_{in,1} - d_{out,2}}{D} \right)^{0,22}$
$De_w > 800$	$Nu_w = \frac{(f/8) Re_w Pr_w}{1 + 12,7 \sqrt{f/8} (Pr_w^{2/3} - 1)}$
	$f = 0,02985 + 75,89 \left(0,5 - a \tan \left(\frac{De_w - 39,88}{77,56} \right) / \pi \right) \times \left(\frac{d_{in,1} - d_{out,2}}{D} \right)^{1,45}$

Deantalet är ett dimensionslöst tal som används som parameter för böjda rör. Det beskrivs som $\sqrt{(\text{centripetalkrafter} \times \text{tröghetskrafter})/(\text{viskösa krafter})}$ och beräknas enligt (7) (Doorly & Sherwin, 2007).

Då vattnet som flödar i röret har den hydralisk diametern, $d_{in,1} - d_{out,2}$, också använts som den karraktäristiska längden vid definitionen av de dimensionslösa talen. D är värmeväxlarlingans diameter.

$$De_w = Re_w \left(\frac{d_{in,1} - d_{out,2}}{D} \right)^{1/2} \quad (7)$$

Reynoldstalet (8) behövs för att beräkna Deantalet samt Nusselttalet. Densiteten och den dynamiska viskositeten hämtas från tabell i (Çengel, 2006). Vattnets flödes hastigheten beräknas genom sambandet mellan massflöde, densitet och area.

$$Re_w = \frac{\rho_w v_w (d_{in,1} - d_{out,2})}{\mu_w} \quad (8)$$

När Deantalet beräknats och samband för Nusselttalet valts från Tabell 2, kan vattnets värmeöverföringskoefficient beräknas enligt (9) där λ_w är vattnets värmekonduktivitet.

$$h_w = \frac{Nu_w \lambda_w}{d_{in,1} - d_{out,2}} \quad (9)$$

Värmetransporten från kopparrörets insida till dess utsida sker medelst ledning. Värmemotståndskoefficienten beräknas enligt (10) (Çengel, 2006).

$$R_{Cu} = \frac{\ln \left(\frac{d_{in,2}}{d_{out,2}} \right)}{2\pi \lambda_{Cu} l} \quad (10)$$

När köldmediets temperatur understiger mättnadstemperaturen, börjar det kondensera. Det finns två former av kondensering, filmkondensering och droppkondensering. Droppkondensering är mer effektiv än filmkondensering då det vid filmkondensering, bildas en vätskefilm vid kopparrörets insida som fungerar som ett värmemotstånd. Vid droppkondensering kondenserar köldmediet och bildar vätskedroppar av varierande storlek. När vätskedroppen uppnår en viss storlek rinner den undan och lämnar plats för att en ny vätskedroppe skall bildas på kopparrörets insida. Värmeövergångskoefficienten vid droppkondensering kan bli mer än tio gånger större än värmeövergångskoefficienten för filmkondensering. Däremot är droppkondensering när den väl uppnåtts, svår att bibehålla. Det är därför vanligt att i praktiska sammanhang anta filmkondensering vid dimensionering av värmeväxlarutrustning (Çengel, 2006).

Värmeöverföringskoefficienten för filmkondensering inuti ett rör beräknas med (11). Röret antas vara horisontellt och rakt vilket inte är sant men nödvändigt för att kunna beräkna värmeöverföringen.

$$h_f = 0,555 \left[\frac{g \rho_{f,l} (\rho_{f,l} - \rho_{f,v}) \lambda_f^3}{\mu_f (T_{sat} - T_{in,2})} \left(h_{f,fg} + \frac{3}{8} C p_{f,l} (T_{sat} - T_{in,2}) \right) \right] \quad (11)$$

Den dynamiska viskositeten för köldmediet, μ_f fås från tabell (Çengel & Cimbala, 2010). T_{sat} och $T_{in,2}$ är mättnadstemperaturen respektive temperaturen på kopparrörets inre rand som antas vara 60°C. Förångningsentalpin, $h_{f,fg}$ tas också ur tabell vid mättnadstemperaturen 65°C och från samma tabell hämtas köldmediets specifika värmekapacitet vid medeltemperaturen $(T_{sat} - T_{in,2})/2$.

3.3.2 Kondenseringstryckfall

En verklig värmepumpsprocess skiljer sig från den ideala, främst på grund av irreversibiliteter. De mest betydande irreversibiliteterna är värmeförluster till omgivningen samt friktion inom fluiden. Friktion inom fluiden orsakar tryckförluster i kondensorn som medför att mättnadstemperaturen sjunker vilket kan påverka värmeöverföringen (Çengel & Boles, 2007).

De totala tryckförlusterna i en spiralformad rör-i-rörvärmväxlare där köldmediet är i det inre av rören är enligt Wongwises och Polsongkram (2006) summan av tre tryckförluster. Tryckförluster till följd av gravitation, tryckförluster till följd av acceleration samt tryckförluster på grund av friktion som beräknas i (12).

$$\left(\frac{dP}{dz} \right) = \left(\frac{dP_G}{dz} \right)_{tp} + \left(\frac{dP_A}{dz} \right)_{tp} + \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_{tp} \quad (12)$$

Tryckförlusterna till följd av gravitation beräknas enligt (13).

$$\left(\frac{dP_G}{dz} \right)_{tp} = [\alpha \rho_{f,v} + (1 - \alpha) \rho_{f,1}] g \sin \theta \quad (13)$$

Där α i ett tvåfasflöde är förhållandet mellan gasflödesarean och rörets totala tvärsnittsarea. Denna beräknas enligt (14).

$$\alpha = \frac{1}{1 + S \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_{f,v}}{\rho_{f,1}}} \quad (14)$$

Där x är ångkvaliteten. I och med att ånghalten varierar över kondensorn från 1 i köldmediets inflöde, till 0 vid dess utflöde, används medelvärdet. S är förhållandet mellan gashastigheten och vätskans hastighet som enligt (Chrisholm, 1973) beräknas med (15).

$$S = \left[1 - x \left(1 - \frac{\rho_{f,1}}{\rho_{f,v}} \right) \right]^{0,5} \quad (15)$$

Densiteterna, $\rho_{f,1}$ och $\rho_{f,2}$ är för köldmediets väsketilstånd respektive torr mättad ånga.

För att slutligen kunna beräkna gravitationstryckförlusten för tvåfasflödet måste helixvinkeln beräknas. Helixvinkeln kan beskrivas som den vinkeln mellan en spiral och en horisontell axel. Den beräknas enligt (16).

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi D} \right) \quad (16)$$

Där l står för spiralsens stigning. Alltså hur långt köldmediet transporterats i vertikal riktning då det har färdats ett varv i spiralen.

Accelerationstryckförlusterna bestäms genom (17).

$$\left(\frac{dP_A}{dz} \right)_{tp} = G_f^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\alpha \rho_{f,v}} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) \rho_{f,1}} \right] \quad (17)$$

Köldmediets massflöde per area, G_f , beräknas genom sambandet mellan överförd effekt, förångningsentalpi samt kopparrörets area.

Wongwieses och Polsongkram (2006) undersökte om det gick att hitta ett samband för att beräkna friktionstryckfallet analytiskt för en spiralformad rör-i-rörvärmeväxlare liknande den som dimensioneras i det här arbetet. Det gjordes genom att beräkna tryckförlusterna till följd av acceleration och gravitation. Summan av dessa subtraheras från den totala tryckförlusten som mättes experimentellt.

En friktionsparameter för tvåfasflöde som beskriver kvoten mellan tvåfasflöde och enfasflöde beräknas enligt (18).

$$\phi_1^2 = \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_{tp} / \left(\frac{dP_F}{dz} \right)_1 \quad (18)$$

Tryckgradienten för ett enfasflöde kan beräknas enligt (19).

$$\left(\frac{dP_F}{dz} \right)_1 = \frac{2f_1 \rho_{f,1} v_{f,1}^2}{d_{in,2}} \quad (19)$$

Där f_1 är en friktionsfaktor som gäller för böjda rör och kan lösas ut från (20).

$$f_1 \left(\frac{D}{d_{in,2}} \right)^{0,5} = 0,00725 + 0,076 \left[Re_1 \left(\frac{D}{d_{in,2}} \right)^{-2} \right]^{-0,25} \quad (20)$$

Re_1 är Reynoldstalet för köldmediet i flytande form som kan beräknas med (8). Hastigheten beräknas med köldmediets massflöde, densitet och kopparrörets innerarea. Den dynamiska viskositeten tas ur tabell (Çengel & Cimbala, 2010).

En parameter som beskriver vätskekvoten i en strömmande fluid är Martinelliparametern, χ_{tt} , som beräknas enligt (21).

$$\chi_{tt} \approx \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_{f,v}}{\rho_{f,1}} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_{f,1}}{\mu_{vf,1}} \right)^{0,1} \quad (21)$$

Friktionsparametern för tvåfasflöde kan uttryckas med Martinelliparametern enligt (22).

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{C}{\chi_{tt}} + \frac{1}{\chi_{tt}^2} \quad (22)$$

Där C är en konstant som beskriver tvåfasflödet. Värdet på C varierar mellan 5 till 20 beroende på hur flödet beter sig. Wongwises och Polsongkram (2006) fann genom kurvanpassning att friktionsparametern för tvåfasflödet är enligt (23).

$$\phi_1^2 = 1 + \frac{5,569}{\chi_{tt}^{1,496}} + \frac{1}{\chi_{tt}^2} \quad (23)$$

De analytiska beräkningarna och experimentella undersökningar visar att resultaten stämmer överrens inom $\pm 20\%$ (Wongwises & Polsongkram, 2006). Då värmeväxlingslingen som undersöktes i artikeln inte är identisk med den som dimensioneras i den här rapporten antas tryckförlusternas osäkerhet öka till $\pm 50\%$

3.3.3 Cirkulationspump

Cirkulationspumpens flöde och därmed effektförbrukning är beroende av värmeöverföringen från värmepumpen samt temperaturen i botten på varmvattenberedaren. Två driftfall gällande flöde och effekt beräknas för att visa på cirkulationspumpens lägsta och högsta flödeshastighet. Det första driftfallet gäller när värmepumpen arbetar med ett lågt COP på 1,5 som kan vara fallet en kall vinterdag. Värmepumpen värmer då vatten från 10 till 60 °C. I det andra driftfallet är värmepumpens COP 4 och vatten värms från 40 till 60 °C.

Då värmeväxlingslingen och varmvattenberedaren betraktas som ett slutet system behöver cirkulationspumpen endast arbeta mot förlusterna i rörledningarna. Det är känt från tidigare beräkningar att strömningen i värmeväxlingslingen är laminär. Alltså används samband för tryckfall vid laminär rörströmning. Värmeväxlingslingen kan ej ses

som ett horisontellt rör, utan samband för Deantalet som beräknats i (7) används enligt Tabell 2 för att beräkna en friktionsfaktor, f_c .

Tabell 3. Korrelationer mellan Deantal och friktionsfaktorn, f_c (Neutrium, 2012).

$De < 11,6$	$f_c = \frac{64}{Re_w}$
$11,6 < De < 2000$	$f_c = \frac{64/Re_w}{1 - \left[1 - \left(\frac{11,6}{De_w}\right)^{0,45}\right]^{2,2}}$
$De > 2000$	$f_c = \frac{7,0144}{Re} \sqrt{De_w}$

Med känd friktionsfaktor kan tryckförlusterna i värmeväxlarlingans vattensida beräknas enligt (24).

$$\Delta P_{w,he} = f_c \frac{L}{d_{in,1} - d_{out,2}} \frac{\rho_w * v_w^2}{2} \quad (24)$$

Återigen är det slingans hydrauliska diameter, $d_{in,1} - d_{out,2}$, som används för att beskriva PEX-rörets innerdiameter. L , är värmeväxlarlingans längd som beräknats tidigare.

Det är inte enbart i värmeväxlarlingan som tryckförluster uppkommer. I ledningarna till och från varmvattenberedaren uppstår tryckförluster. Då dessa rörledningar antas vara raka, kan inte friktionsfaktorn för värmeväxlarlingan användas. En ny friktionsfaktor för raka, horisontella rör med laminär rörströmning beräknas enligt (25).

$$f_r = \frac{64}{Re_w} \quad (25)$$

Tryckfallet i rörledningarna till och från varmvattenberedaren beräknas enligt (26).

$$\Delta P_w = f_r \frac{L}{d_{in,1}} \frac{\rho_w * v_{w,r}^2}{2} \quad (26)$$

Det inre kopparröret är inte längre kvar i det yttre röret och påverkar inte längre vattnets flödesarea och hastighet. Det är omöjligt att säga hur långt från värmeväxlarlingan som varmvattenberedaren kommer att befinna sig men avståndet antas vara 10 meter enkel väg.

Slutligen kan det arbete som cirkulationspumpen måste tillföra för att övervinna förlusterna beräknas med (27).

$$W = \frac{\dot{V}_w * \Delta P_{w,tot}}{\eta} \quad (27)$$

Där volymflödet beräknas med vattnets massflöde och densitet. Det totala tryckfallet är tryckförlusterna i värmeväxlingsringen samt i rörledningen till och från varmvattenberedaren. Då det är en fiktiv pump finns ingen tillgång till pumpkurva för att avläsa verkningsgraden. Det låga flödet antas bidra till att det är svårt att hitta en cirkulationspump som är lämplig för denna applikation. En överdimensionerad pump ger sämre verkningsgrad som här antas vara 50 %.

Utöver det behöver cirkulationspumpen vara ämnad klara av det tryck som råder i vattenledningarna.

4. Resultat

4.1 Laddningsmetod av varmvattenberedare

Hur projektgruppen betygsatte de olika koncepten redovisas i Tabell 4.

Tabell 4. Betygsammanställning för de olika koncepten.

	Utomhusförtank	Inomhusförtank	Värmeväxlarlinga
Effektivitet	2	4	5
Ekonomi	4	3	4
Enkelhet	2	2	3
Utrymme	4	3	5
Totalt	12	12	17

Det koncept som gavs högst poäng är *värmeväxlarlinga direkt till varmvattenberedare* och är det som dimensioneras.

4.2 Dimensionering

4.2.1 Kondensorlängd

Värmeövergångstalen som beräknats för kondensorn visas i Tabell 5.

Tabell 5. Värmeövergångstal från beräkningar gällande vatten, kopparrör och köldmediet.

Värmeövergång- /värmelagringskoefficienter		
h_w	410	W/m ² *K
R_{Cu}	$4,2 \cdot 10^{-5}$	(W/m ² *K) ⁻¹
h_f	$7 \cdot 10^9$	W/m ² *K
h_{tot}	403	W/m ² *K

Som Tabell 5 visar så är det vattnets värmeövergångskoefficient som är begränsande för värmetransporten. Med den totala värmeövergångskoefficienten beräknades kondensorns ytarea till 0,19m², vilket motsvarar kondensorlängden 7,57 meter.

4.2.2 Kondenseringstryckfall

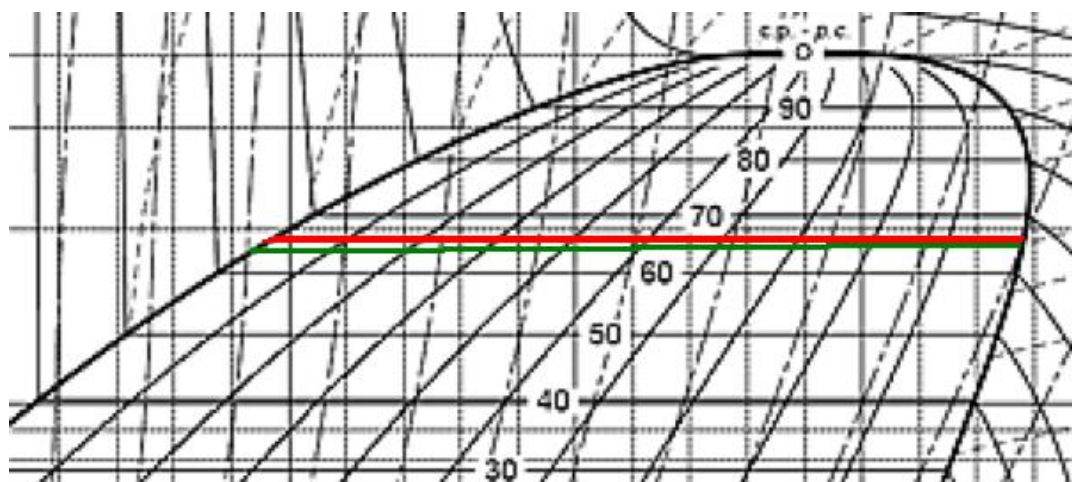
Tryckfallet i kondensorslingan kan ses i Tabell 6. Där kan även tryckfallet efter känslighetsanalysen skådas.

Tabell 6. Tabell med känslighetsanalys över det totala tryckfallet för ett tvåfasflöde.

	Tryckfall [kPa/m]	Totalt tryckfall [kPa]	Köldmediets utloppstemperatur (R134a) [°C]
-50 %	2,7362	20,7088	64,5
Normalfall	5,4724	41,4176	64,0
+50 %	8,2086	62,1264	63,5

I det som kallas för normalfallet leder tryckskillnaden till en temperatursänkning i köldmediet med 1 °C. I det fallet där osäkerhet i tryckfallet ökats med 50 % sjunker temperaturen med 1,5 °C. Tryckfallet antas därför inte påverka värmeöverföringen nämnvärt.

I Figur 8 visas hur tryckfallet påverkar kondenseringsstemperaturen. Temperatursänkningen ses i ett ph-diagram för köldmediet R134a. Den rödmålade linjen visar på en optimal kondenseringsprocess och den gröna visar på den beräknade kondenseringsprocessen.



Figur 8. ph-diagram för köldmediet R134a där den optimala processen visualiseras med röd färg. Den gröna linjen visar kondenseringsprocessen med beräknat tryckfall.

4.2.3 Cirkulationspump

Dimensionerande flöde och tillförda effekt för cirkulationspumpen presenteras i Tabell 7.

Tabell 7. Pumpens flöde samt krav på pumpeffekt.

	Flöde (l/h)	Eleffekt (W)
Driftfall 1	10,3	0,001
Driftfall 2	68,9	0,04

5. Diskussion

5.1 Urvalsprocess

Inget har beräknats i urvalsprocessen, därför kan slutsatser dragits på felaktiga grunder. Värmeförluster från förtankarna kan isoleras så att de läcker mindre värme. Det har inte gjorts några prisundersökningar för de olika komponenterna, vilket kan medföra att hela ekonomikategorin kan vara felaktigt betygsatt. Farhågor som frysrisk är väldigt beroende av tidigare erfarenheter. Till exempel kan någon från ett tätbebyggt område i södra Sverige hävda att varken strömlöshet eller frysrisk inte är något bekymmer, medan någon från Norrlands inland hävdar motsatsen. För att ta ställning utan att vara partisk, har den farhågan utretts med hjälp av Murpheys lag, ”Anything that can go wrong will go wrong”. Utöver det så kan många viktiga faktorer som spelar in för konceptens bedömningsfaktorer ha förbisetts. För vidare studier bör varje koncept granskas närmare, dimensionera komponenterna och ta in offerter för att sammanställa vad som är effektivt och ekonomiskt fördelaktigt.

5.2 Betygsättning

5.2.1 Förtank utomhus

Utomhusförtankens effektivitetsbetyg blir lågt på grund av att den extra vattentanken ger upphov till värmeförluster. Då denna dessutom är placerad utomhus och temperaturdifferensen mellan varmvattnet och utomhusluften är högre jämfört med inomhusluften, drar det ned betyget ytterligare. Dessutom är värmepumpen begränsad till att värma vatten motsvarande förtankens volym.

Då konceptet med utomhusförtanken kräver flera komponenter men endast en rörlig del, en elpatron, ges ett högt betyg för ekonomin. On-/offregleringen är en av de enklaste formerna av styrning vilket också bidrar till ett högt ekonomibetyg.

De få rörliga delarna bidrar även till att konceptet blir enkelt i form av underhållsfrihet. Det bedöms även vara enkelt för en händig person att installera värmepumpen och förtanken på vattenledningen innan varmvattenberedaren och få det att fungera. Dock finns ingen möjlighet för någon extra reglering och om värmepumpen skulle gå sönder under vintern finns det en risk att vattnet i förtanken fryser. Hushållet blir utan varmvatten då flödet till varmvattenberedaren går via förtanken. Dessutom kan förtanken skadas då vattnet fryser och leda till fuktskador i fasaden. Därför ges metoden ett lågt enkelhetsbetyg.

Då förtankens volym är 50 liter plus isolering lägger den beslag på utrymme. Dock är det utrymmet utomhus vilket är en fördel för konceptet.

5.2.2 Förtank inomhus

På grund av att förtanken är placerad inomhus är värmeförlusterna mindre än jämfört med utomhusförtanken men värmepumpen är fortfarande begränsad att bara värma 50 liter vatten. Då vatten sugas från botten av förtanken och värms till 60 °C och pumpas in i förtankens topp bedöms skiktningen och värmepumpens COP bli bra vilket ger ett bra effektivitetsbetyg.

Utöver att förtanken behöver en elpatron krävs också en cirkulationspump. Inomhusförtanken har även en mer komplicerad styrning än utomhusförtanken får konceptet ett lågt ekonomibetyg.

Om värmepumpens delar måste placeras på olika sidor om fasaden blir installationen av värmepumpen komplicerad. Då en kyltekniker måste genomföra installationen och inte en vanlig händig person minskar enkelheten. Likt utomhusförtanken är inomhusförtanken begränsad till att värma vatten till sin egen volym. Men till skillnad från inomhusförtanken kan hushållet få varmvatten i händelse av att värmepumpen skulle gå sönder.

Då den tänkta kundkretsen bor trångt är det en nackdel att konceptet lägger beslag på utrymme inomhus.

5.2.3 Värmeväxlingsringa direkt till varmvattenberedare

Av de presenterade metoderna, visar resultatet att utifrån bedömningsfaktorerna effektivitet, ekonomi, enkelhet och utrymme, är metoden som kallas *värmeväxlingsringa direkt till varmvattenberedare*, bäst. Metoden ges ett gott effektbetyg med anledning av att ingen extra tank behövs, som ger upphov till värmeförluster. Utöver det så kan brukaren ges möjlighet att anpassa värmepumpens drift för att värma mer varmvatten och på så vis matcha sitt tappvarmvattenmönster. Dock måste värmepumpen ges tillräckligt med tid och varmvattenberedarens elpatron justeras. En extern tank är begränsad att bara värma vatten av egen volym, därmed är effektiviteten för den valda metoden också högre.

Metoden kräver en cirkulationspump, men i övrigt krävs få komponenter som påverkar ekonomin. Men det är inte bara ekonomikriteriet som påverkas av cirkulationspumpen. Då det är en rörlig del som kan gå sönder, påverkar det också enkelheten negativt. Om cirkulationspumpen eller värmepumpen går sönder finns fortfarande varmvattenberedarens elpatron som tillser att hushållet förses med varmt vatten. I den mening ses därför ägandet som enkelt och bekymmersfritt. Bekymmersfritt är det också i den mån att tillvägagångssätt för att döda legionellabakterier redan finns den befintliga varmvattenberedaren. Med en extra förtank behövs en sådan funktion läggas till.

För att nå bästa effektivitet kan elpatronen behöva justeras. Det gör att installationen inte blir helt okomplicerad, även för en yrkesman eftersom varmvattenberedare ser olika ut beroende på modell och leverantör.

Värmeväxlingsringen antas kunna integreras med värmepumpen på utsidan av husfasaden. Betyget på den punkten blir därför högt.

5.3 Dimensionering

Vid beräkning av värmeövergångskoefficienten mellan vattnet och kopparröret antogs tvåfasflöde i hela kondensorn. Det är som det står i metoden felaktigt. När köldmediet lämnar kompressorn i ett överhettat tillstånd och måste svalna innan det börjar kondensera och är inget tvåfasflöde. Antagandet att enfasområdet är försumbart anses ändå vara rimligt då det är marginellt betydande för värmetransporten.

På grund av värmeväxlarlingans spiralform påverkas vattenflödet och blir mer oregelbundet. Därmed ökar värmeöverföringen i jämförelse om kondensorn skulle vara en horisontell rör-i-rörvärmeväxlare. Det kompenseras med korrelationen mellan Dean- och Nusselttalet och beräkningarna gäller därför för den spiralformade slingan.

Kopporns höga värmekonduktivitet gör materialet lämpligt för applikationer som värmeväxlare. Den tunna godstjockleken medför att ledningen genom kopparröret än mindre kommer att begränsa värmetransporten.

Filmkondenseringen på kopparrörets insida beräknas som om röret inte vore spiralformat, utan horisontellt. Försök att hitta samband för filmkondensering och spiralformade rör har inte gjorts. Detta med anledning av att i (Berghel & Renström, 2001) uppges att filmkondensering för köldmedier ger flerfaldigt högre värmeövergångskoefficient än påtvingad laminär rörströmning för vatten. Alltså är det inte heller kondenseringen som är begränsande för värmetransporten.

Värmeövergångstalen från längdberäkningen av kondensorn visar att det är värmeöverföringen mellan kopparröret och vattnet som är begränsar värmetransporten. För fortsatta beräkningar vore det därför rimligt att försumma värmeöverföringen från kondenseringen och ledningen genom rörväggen och betrakta röret som ett konstant effektflyde.

Utifrån artikelsökningar som gjorts är det ovanligt att tryckfallsberäkningar görs analytiskt på en fiktiv kondensorn. I de artiklar som hittas är det vanligare att mätningar görs på en prototyp som byggts. Wongwises och Polsongkram, 2006 finner ett samband för friktionstryckförlusterna och det är den metoden som används i rapporten. Då den artikeln behandlar en värmeväxlarlinga som liknar den som den här rapporten handlar om, har det antagits att samma samband gäller.

Den totala tryckförlusten som beräknats medför att köldmediets mättnadstemperatur sjunker en grad. Det motsvarar en skillnad i ΔT_m med 1,2 %. Temperaturminskningen till följd av tryckförlusterna har därför antagits att inte ha någon betydelse för värmeöverföringen och en ny kondensornlängd behöver inte beräknas. Den känslighetsanalysen som görs med ± 50 % tryckförlust är väl tilltagen, men det är ändå ingen garanti för att den stämmer. För att ta reda på tryckförlusterna över kondensorn bör en prototyp byggas för att göra mer exakta mätningar vid rätt flöden och temperaturer.

Vid beräkningarna av cirkulationspumpen har återigen Deantalet använts då värmeväxlarlingan kan ses som böjda rör. Dock har det inre kopparrörets area ragits hänsyn till, inte hur det kan påverka strömningsbilden och därmed tryckfallet. Vid en experimentell mätning av vattnets tryckförluster i en prototyp borde det således vara högre än det beräknade. Pumpen som krävs för att åstadkomma önskade flöden bör varvtalsregleras då flödesintervallet är stort.

6. Slutsats

Av de föreslagna metoderna för att ladda en befintlig varmvattenberedare med varmvatten från en värmepump, väljs den bästa metoden som kallas *kondensorslinga direkt till varmvattenberedare*. En känslighetsanalys stärker valet av detta och metoden är den som dimensioneras.

För att köldmediet skall kondenseras behöver värmeväxlingslingans längd vara 7,57 meter. Tryckfallet vid kondenseringen ger ingen betydande skillnad för värmeöverföringen.

Referenser

Berghele, J. & Renström, R., 2001. *Energitekniska formler och tabeller*. 8 red. Karlstad: Karlstads universitet.

Boverket, 2011. *Boverkets byggregler; Hygien, hälsa och miljö*. [Online]
Available at: http://www.boverket.se/Global/Bygga_o_forvalta/Dokument/Bygg-och-konstruktionsregler/BBR_19/Avsnitt/6-Hygien-halsa-och-miljo.pdf
[Använd 10 05 2012].

Boverket, 2013. *Legionella*. [Online]
Available at: <http://www.boverket.se/bygga--forvalta/bygga-andra-och-underhalla/inomhusmiljo/tappvatten/legionella/>
[Använd 19 05 2014].

Çengel, Y., 2006. *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach*. New York: McGraw-Hill.

Çengel, Y. & Boles, M., 2007. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. New York: McGraw-Hill.

Çengel, Y. & Cimbala, J., 2010. *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. New York: McGraw-Hill.

Chrisholm, D., 1973. Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 347-358.

Diversified Heat Transfer, 2010. *Installation and maintenance manual*. [Online]
Available at: <http://www.dhtnet.com/BP-Manual-revised4.pdf>
[Använd 9 8 2014].

Doorly, D. & Sherwin, S., 2007. *Geometry and Flow*. [Online]
Available at:
<http://www2.imperial.ac.uk/ssherw/spectralhp/papers/HaemodelChapter.pdf>
[Använd 28 04 2014].

Energimyndigheten, 2011. *Energistatistik för småhus 2010*, Eskilstuna: Energimyndigheten.

Fahlén, P. & Erlandsson, J., 2010. *Tappvattenuppvärmning med värmepump - Alternativa systemlösningar för varmvatten och värme*, Göteborg: Chalmers tekniska högskola.

Gambriella, S., Richards, D. E. & Christensen, R. N., 1988. Experimental investigation of heat transfer in coiled annular ducts. *AMSE Journal of Heat Transfer*, Volym 110, pp. 329-336.

Kang, H. J., Lin, C. X. & Ebadian, M. A., 1999. Condensation of R134a flowing inside helicoidal pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 2553-2564.

Kjellsson, E., 2004. *Solvärme i bostäder med analys av kombinationen solfångare och bergvärmepump*, Lund: Lunds universitet.

Nations, U., 1992. *United Nations Framework Convention on Climate Change*, New York: United Nations.

Neutrium, 2012. *Friction Factor for Flow in Coil and Curved Pipe*. [Online]
Available at: http://neutrium.net/fluid_flow/friction-factor-for-flow-in-coils-and-curved-pipe/
[Använd 08 05 2014].

Shratkov, S., Stoilov, A. & Manolev, D., 2002. *Solar hot water installation with stratified accumulation*, Blagoevgrad: South-West University.

Stålbom, G. & Kling, R., 2002. *Legionella - risker i VVS-installationer*. u.o.:Alfa Print AB.

Svenska värmepumpsföreningen, 2011. *Fakta om värmepumpar och anläggningar*.
[Online]
Available at:
http://www.svepinfo.se/usr/svep/resources/filearchive/9/fakta_om_varmepumpar_anlaggningar.pdf
[Använd 20 05 2012].

Svenska Värmepumpsföreningen, 2012. *Försäljningen av värmepumpar i Sverige 2002-2011*. [Online]
Available at:
http://www.svepinfo.se/usr/svep/resources/filearchive/10/diagram_forsaljning_2002_2011.pdf
[Använd 28 05 2012].

Uponor, 2014. *Tappvarmvatten- och Radiatorrörssystem*. [Online]
Available at: <http://www.uponor.se/vvs/system/tappvatten/q-och-e-kopplingar/water-tight.aspx>
[Använd 8 8 2014].

Wongwieses, S. & Polsongkram, M., 2006. Condensation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, pp. 4386-4398.