

# effsysEXPAND

Resurseffektiva kyl- och värmepumpssystem  
samt kyl- och värmelager

## Utveckling av effektivare indirekta luftvärmepumpar

Ola Gustafsson

RISE Research Institutes of Sweden

September 2018

## Förord

Detta projekt har genomförts av RISE Research Institutes of Sweden och är finansierat av Energimyndigheten genom forskningsprogrammet Effsys EXPAND. Deltagande företag, Airec AB och Thermia Värmepumpar (tidigare Danfoss AB) har medfinansierat projektet. De deltagande företagen har bidragit både med kunskap, arbete och material till projektet. Vi vill tacka samtliga som deltagit och bidragit till resultaten i projektet.

Enligt den initiala projektplanen skulle vi efter modellstudien experimentellt utvärdera den mest lovande värmeväxlaren i en befintlig värmepump. Flera prototyper tillverkades, men ingen av dessa höll tillräckligt tätt för att kunna utföra experiment med. Vi hoppades in i det längsta att vi skulle få fram en fungerande prototyp som skulle möjliggöra fullskaletester men tyvärr lyckades detta inte under tillgänglig projekttid. Projektet kom istället att bestå av en modellstudie av värmeväxlare samt en mer omfattande analys än initial plan av hur värmeväxlarna påverkar energieffektiviteten hos värmepumpen.

## Sammanfattning

Tidigare forskning samt mätningar på RISE visar att värmeväxlare med andra geometrier än sådana med flänsade runda tuber ger indirekta värmepumpssystem lovande energi- och ljudprestanda som ser ut att kunna kompensera nackdelarna med ett extra värmeöverföringssteg. Då indirekta värmepumpar får en energiprestanda som matchar de bäst presterande direktexpanderande kommer de kunna konkurrera fullt ut på marknaden. Detta kommer leda till att vi får värmepumpar som är lättare att installera, säkrare ur driftsynpunkt och som dessutom kommer att orsaka betydligt mindre bullerstörning. Syftet med projektet är att hitta och utvärdera en design på en värmeväxlare som möjliggör en energieffektiv och tyst indirekt värmepump vilken värmepumpstillverkare kan vidareutveckla för hemma-och exportmarknaden.

Med hjälp av en modell baserad på CFD och mätningar från en befintlig värmepump har två modeller av en ny värmeväxlartyp utvärderas med syfte att undersöka deras påverkan på värmepumpens effektivitet. Modellen har utgått ifrån en befintlig värmepump med tillhörande värmeväxlare som tillverkas av det ena deltagande företaget Thermia. Geometriska parametrar och flöden har således varit fastställda för att kunna jämföra med den befintliga produkten. Värmeväxlarna som undersökts designas och tillverkas av det andra deltagande företaget Airec. Denna design är en plattvärmeväxlare som har luft på ena sidan och vätska på andra.

Modellstudien visar på att plattvärmeväxlare såsom de som görs av Airec är bättre än den konventionella designen som består av runda tuber med flänsar. Anledningen är att de runda tuberna inte är optimala för en indirekt värmepump där det inte sker någon förångning i utevärmeväxlaren utan endast en uppvärmning av vätskan. Med plattvärmeväxlarna kan ljudnivån minskas drastiskt eller brinetemperaturen höjas med 3,5K. Det sistnämnda resulterar i att nackdelarna med ett extra värmeöverföringssteg i princip är försumbara. Då är det endast energin till den extra pumpen som gör en indirekt värmepump något mindre effektiv än en direktexpanderande värmepump.

## Summary

Research and measurements at RISE show that heat exchangers with other geometries than finned round tube setting gives indirect heat pump systems promising energy and noise performance. This could compensate the disadvantages that come with an extra heat exchange stage. When indirect heat pumps have similar energy performance as the best direct expansion heat pumps the indirect technology can compete fully on the market. This will result in heat pumps that are easier to install, that provide more reliable operation and that will cause much less noise related disturbance. The aim of the project is to develop and examine a heat exchanger design that enables an energy efficient and quiet heat pump that the heat pump manufacturers can continue to develop for both the Swedish and the European heat pump market.

Using a model based on CFD and measurements on an existing heat pump two novel heat exchanger types have been evaluated with the aim of investigating their impact on the energy efficiency of the heat pump. The model has been based on an existing heat pump manufactured by one participating company Thermia. Geometric parameters and flows have thus been determined to be able to compare with the existing product. The evaluated heat exchangers are designed and manufactured by the participating company Airec. This design is a plate heat exchanger that has air on one side and liquid on the other.

The model shows that plate heat exchangers as those manufactured by Airec are better than the conventional design of heat exchangers consisting of round tubes with flanges. The reason is that the round tubes are not optimal for an indirect heat pump where there is no evaporation in the exchanger but only heating of the fluid. The plate heat exchangers result in a large possible reduction of noise from the heat pump, alternatively the temperature of the brine can be increased approximately 3,5K. This makes the disadvantages that come with an extra heat exchange stage effectively negligible. With an increased brine temperature, it is only the energy to the extra pump that makes an indirect heat pump a little less efficient than a direct expanding heat pump.

# Innehåll

1	Bakgrund.....	5
2	Projektdeltagare .....	7
3	Mål och avgränsningar .....	8
3.1	Avgränsningar .....	8
4	Skillnader mellan direktexpanderande och indirekt värmepumpsteknik .....	9
5	Genomförande .....	11
5.1	Objekt i modellstudie .....	11
5.2	Beskrivning av modellstudie.....	12
6	Resultat och diskussion .....	15
6.1	Modellstudie .....	15
6.2	Ökad brinetemperatur och dess inverkan på energieffektivitet .....	19
6.3	Frostpåväxt och dess inverkan på energieffektivitet.....	20
6.4	Brinepumpens påverkan på värmepumpens energieffektivitet.....	25
7	Slutsatser .....	27
8	Förslag till fortsatt arbete.....	28
	Referenser .....	29
	Projektets populärvetenskapliga publikationer och presentationer.....	29
	Appendix 1 – Resultat från modellstudie i tabellform.....	30

# 1 Bakgrund

Ett indirekt luftvärmepumpssystem skiljer sig från ett direktexpanderande system främst genom att köldmediet inte växlas direkt mot uteluften. I utedelen av värmepumpen cirkuleras istället en köldbärare eller brine som tar upp energi från uteluften, transporteras till inleden för att sedan värmeväxlas mot köldmediet. Det indirekta systemet består således av en extra brineloop, en så kallad sekundär kylloop, med den främsta nackdelen att det krävs ett extra värmeväxlingssteg som generellt kan bidra till en något sämre energiprestanda hos värmepumpen. Energimyndighetens tester från 2006-2013 av luftvattenvärmepumpar visade att en indirekt luftvattenvärmepump hade bättre energiprestanda än flera av de testade värmepumparna som inte hade detta extra värmeöverföringssteg medan det också fanns flera som hade bättre prestanda än den indirekta luftvattenvärmepumpen. Med en värmeväxlare som är bättre optimerad för ändamålet i kombination med effektiva pumpar skulle energiprestandan dock kunna förbättras och den negativa effekten av det extra värmeöverföringssteget minimeras.

Dessutom har indirekta system flera fördelar:

- Enklare installation då inget ingrepp behöver göras i köldmediekretsen (jämfört med split-system).
- Säkrare ur driftsynpunkt då det inte finns risk för sönderfrysning vid långvarigt strömavbrott, då inget vatten leds ut till värmepumpens utomhusdel (jämfört med monoblock-system).
- Betydligt lägre bullernivå utomhus då kompressorn flyttas till inleden, där den kapslas in.
- Jämnare frostpåväxt och därmed lägre avfrostningsförluster tack vare ett jämnare effektuttag över värmeväxlaren.
- Möjlighet finns att avfrosta med ackumulerad värme producerad med värmepumpen med en värmefaktor långt över ett.
- Flexibel positionering av utedel och lägre förluster i rördragningar då en kall brine (istället för varmt vatten) transporteras från ute- till inleden. Förlusterna från rördragningen mot omgivningen blir mycket lägre vilket tillåter längre rördragningar.

Systemtypen är vanlig inom butikskyla där den indirekta tekniken möjliggör små mängder av köldmedium och det är också inom denna applikation man finner den mesta forskningen. Projektdeltagaren Caroline Haglund Stignor undersökte indirekta system i butikskylaapplikationer i sitt doktorandarbete (Effsys F5, Klimat 21 B5) där hon fokuserade på utformningen av kyldiskarnas värmeväxlare i den sekundära kylloopen. I en annan studie gjord av Aittomäki diskuteras hur ett indirekt system ska designas (Aittomäki and J. 2002). Även Melinder m.fl. har skrivit en rapport om designaspekter av indirekta system inom framför allt butikskylaapplikationer (Melinder and al 2008).

I en värmepumpsapplikation (dock ej splitsystem) har den indirekta tekniken inte samma påverkan på köldmediemängden som inom butikskyla då systemen är mycket mindre. Men även här innebär ett indirekt värmepumpssystem att köldmedium enbart cirkulerar genom kompakta plattvärmeväxlare och inte genom något flänsat rörbatteri, vilket leder till mindre fyllningar. Dessutom är inte mängden köldmedium i en värmepump försumbar, något som var motiveringen till det tidigare Effsysprojektet EP09, som undersökte värmeöverföringen, tryckfallet och visualiserade flödet i små rektangulära kanaler.

Det extra värmeöverföringssteget med den försämrade energiprestandan som följd blir därför den avgörande faktorn till att tekniken inte är lika vanlig i värmepumpar. I en studie av Hamdar visar han dock att ett indirekt system kan ha samma energiprestanda som ett direktexpanderande om man använder värmeväxlare med låg temperatur-differens i en AC-applikation (Hamndar, Zoughaib et al. 2008). Med hjälp av modellerade resultat föreslås i studien användandet av så kallade minichannels i stället för en konventionell värmeväxlare med runda tuber med flänsar. Samma rekommendation om alternativa värmeväxlargeometrier gör Caroline Haglund Stignor i en artikel samt hennes avhandling (Haglund Stignor 2009, Stignor, Sunden et al. 2010). Baserat på dessa rekommendationer finns ett tydligt intresse att undersöka om andra värmeväxlargeometrier än flänsade rörbatterier med runda tuber kan vara lämpliga i värmepumpar.

Projektledaren Ola Gustafsson har i sitt doktorandprojekt undersökt hur värmeväxlare med platta tuber påverkar ljud- och energiprestandan hos indirekta luft/vatten värmepumpar (Gustafsson, Hellgren et al. 2014). Några olika geometrier har undersökts och en parameterstudie har genomförts med resultaten att värmeväxlarna med de platta tuberna kan göras betydligt mindre än värmeväxlare med runda tuber och ändå uppfylla samma energi och ljudkrav. Bullerproblematiken var den största anledningen till att denna forskningsinsats på indirekta system genomfördes. Tidigare resultat i doktorandprojektet visade att både de statiska och de dynamiska bullernivåerna är betydligt lägre hos utedelen i ett indirekt system då kompressorn med fördel kan flyttas in i inledningen. En annan slutsats var att ett indirekt system möjliggör alternativa avfrostningsmetoder som är fördelaktiga ur ett bullerperspektiv.

## 2 Projektdeltagare

Projektdeltagare på RISE:

- M.Sc. Ola Gustafsson (projektledare). Expert på ljud och energi inom området värmepumpar.
- Ph.D. Huijuan Chen. Expert på modellering av byggnader och ventilation

Deltagande företag samt kontaktperson:

- Airec AB (Marcello Masgrau)
- Thermia Värmepumpar (Danfoss AB) (Claus Zeberg-Mikkelsen)



## 3 Mål och avgränsningar

Det övergripande syftet med projektet var att med hjälp av en modellstudie hitta och utvärdera en design på en värmeväxlare som möjliggör en energieffektiv och tyst indirekt värmepump vilken värmepumpstillverkare kan vidareutveckla för hemma-och exportmarknaden. Ett ytterligare syfte var att undersöka energieffektiviteten hos en indirekt värmepump kontra en direktexpanderande värmepump. Huvudsakliga frågeställningar i modellstudien och efterföljande analys var:

1. Hur mycket ökar värmeöverföringen med nya värmeväxlare vid samma förhållanden?
2. Kan luftflöde och därmed tryckfall och ljudnivå sänkas med nya värmeväxlare?
3. Hur mycket kan brinetemperaturen höjas med nya värmeväxlare och hur påverkar det energieffektiviteten hos värmepumpen?
4. Vad är lägsta brinetemperatur som gör att frostpåväxt undviks och hur påverkar en förändrad initieringstemperatur av frost energieffektiviteten hos värmepumpen?
5. Hur påverkas energieffektiviteten av energin till brinepumpen?

### 3.1 Avgränsningar

Som nämndes i förordet var det tänkt att projektet skulle genomföras i form av tre arbetspaket: modellstudie, experiment och modellvalidering. Anledningar som beskrivs i förordet resulterade i att projektet kom att bestå av en modellstudie samt en fördjupad analys av hur de alternativa värmeväxlarna påverkade energieffektiviteten hos värmepumpen.

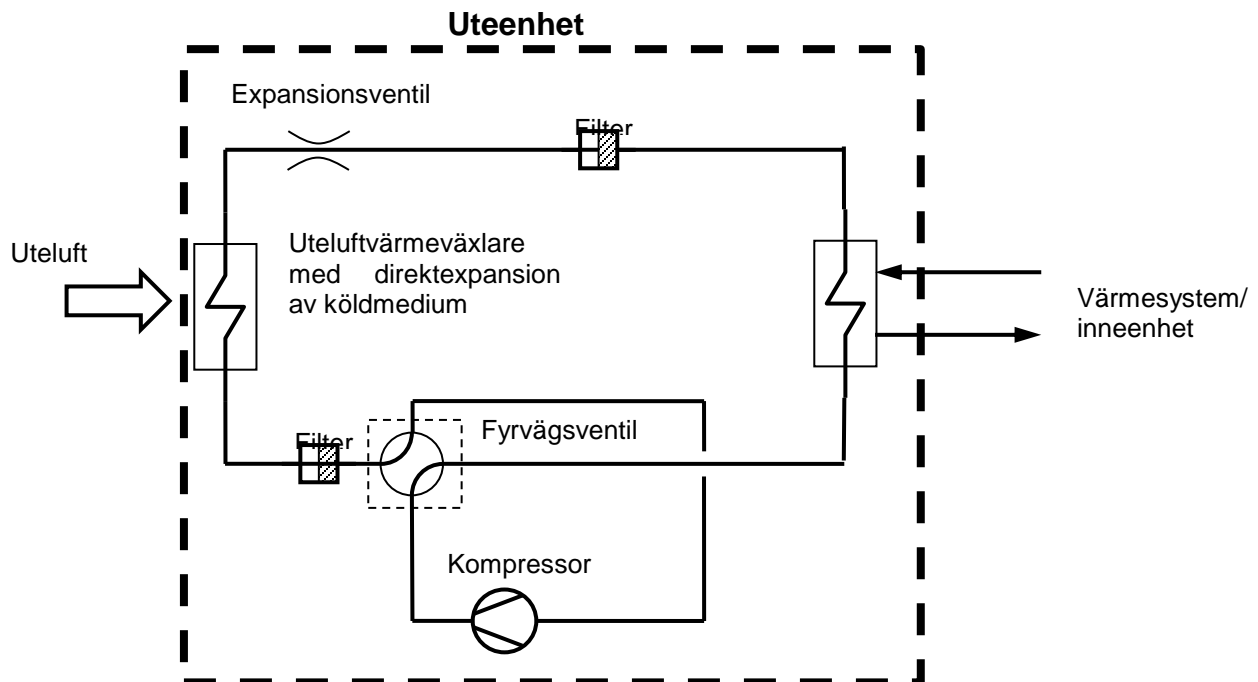
Som med alla modeller finns en risk att överensstämmelsen med verkligheten inte är perfekt. Modellen som använts i denna studie har tidigare jämförts med mätdata med gott resultat. Dock har den inte validerats för exakt den design på växlare som undersökts här. Rekommendationen är därmed, och det var som nämnts den initiala planen, att göra mätningar i labb på värmeväxlarna för att säkerställa resultaten.

För resultaten som presenteras i kapitel 6.1 (luftflöden, tryckfall, ljudnivå och brinetemperaturer) tar modellen ingen hänsyn till frostpåväxt vilket sker för  $-7^{\circ}\text{C}$  fallet. De värden som redovisas är således för "torrt och rent" tillstånd vilket är fallet direkt efter en avfrostning men inte då värmepumpen gått ett tag. Om frostpåväxten påverkar de olika värmeväxlarna på olika sätt, är därmed inte den relativa jämförelsen mellan växlarna för  $-7^{\circ}\text{C}$  fallet helt relevant.

Som nämndes i bakgrundskapitlet (1) möjliggör en indirekt värmepump en energieffektiv avfrostning då möjlighet finns att avfrosta med ackumulerad värme producerad med värmepumpen med en värmefaktor långt över ett. Effekterna av denna möjlighet utvärderas inte i denna studie.

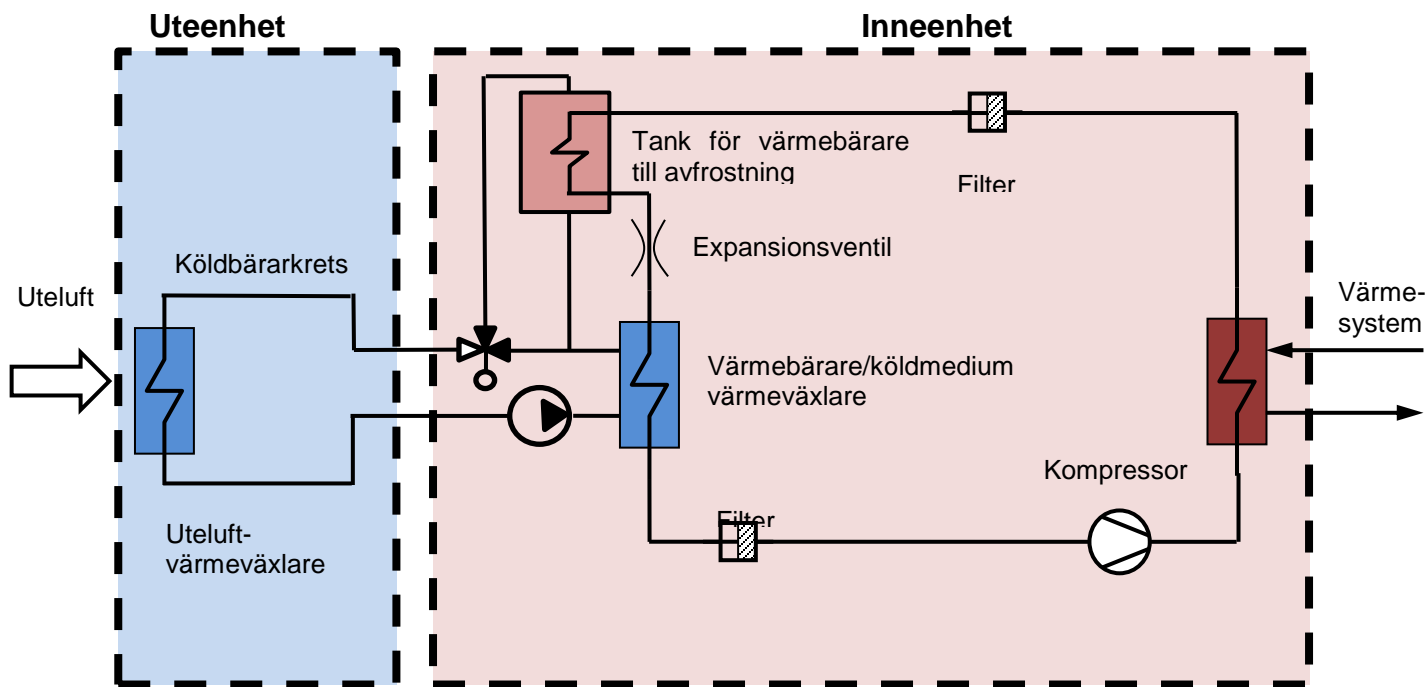
## 4 Skillnader mellan direktexpanderande och indirekt värmepumpsteknik

Den vanligaste tekniken som används i värmepumpar i bostadshus är ett så kallat direktexpanderande system, där köldmediet transporterar värme direkt mellan källan (uteluft i en luft/vattenvärmepump) till värmesystemet. Köldmediet genomgår direkt expansion, trycksätts i kompressorn och värmer sedan via en värmeväxlare värme- eller tappvarmvatten. Huvudkomponenterna i en direktexpanderande värmepump ses i Figur 1.



**Figur 1. Schematisk skiss över huvudsakliga komponenter i en direktexpanderande luft/vattenvärmepump.**

Ett indirekt värmepumpsystem har istället för en direkt expanderande köldmedium en extra sekundär krets som absorberar värme från källan. Arbetsvätskan i sekundärslungan som visas i Figur 2 består vanligtvis av vatten blandat med ett frostskyddsmedel, t.ex. etylenglykol. I denna studie kallas denna blandning för brine. Brinen som cirkulerar med hjälp av en pump i utomhusenheten är inte fasskiftande utan transporterar energi till inneheten genom temperaturändring. Energin överförs via en värmeväxlare till köldmediekretsen som i sin tur överför värme till värmesystemet eller tappvarmvatten.



Figur 2. Schematisk skiss över huvudsakliga komponenter i en indirekt luft/vattenvärmepump.

## 5 Genomförande

Inom ramen för projektet genomfördes en modellstudie samt en analys av hur de alternativa värmeväxlarna påverkade energieffektiviteten hos värmepumpen. Modellstudien syftade till att utvärdera flera värmeväxlare med hjälp av en modell baserad CFD. Kravspecifikation samt optimeringsvillkor togs fram tillsammans med de deltagande företagen. En konventionell värmeväxlare med runda tuber som används i referensvärmepumpen jämfördes med två olika värmeväxlare från det deltagande företaget AIREC. Energieffektivitet samt bullernivåer utvärderades.

Som nämndes i bakgrundskapitlet har en indirekt värmepump ett extra värmeöverföringssteg vilket i normalfallet innebär en lägre förångningstemperatur samt extra pumparbete. Effekterna på systemets energieffektivitet av dessa två parametrar undersöktes för referens- och de nya värmeväxlarna. Summan av dessa två effekter ger en indikation på energieffektiviteten hos en indirekt värmepump är kontra en direktexpanderande värmepump. Utöver detta analyserades hur de nya växlarna påverkade initieringstemperaturen för frostpåväxt och dess effekt på systemets energieffektivitet.

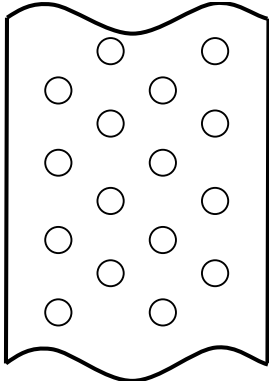
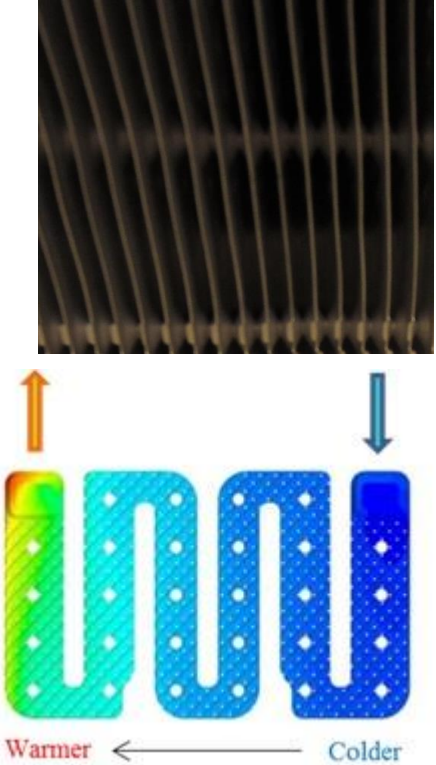
I följande kapitel beskrivs objekten som undersöktes samt hur modellstudien genomfördes.

### 5.1 Objekt i modellstudie

Modellstudien genomfördes med tre olika värmeväxlare. En referensvärmeväxlare som används i en befintlig värmepump och två nya värmeväxlare som tillverkas av det projektdeltagaren Airec vilka går under benämningen Airlight II och Airlight III. Alla tre är av korsströmstyp. Referensvärmeväxlaren är av konventionell typ med runda tuber och flänsar med en flänsdelning på 3,2mm. De nya värmeväxlarna är plattvärmeväxlare som har luft på ena sidan och vätska på andra och har en tätare delning mellan plattorna (flänsarna) än referensvärmeväxlaren. Längd och höjd är i princip desamma för de olika växlarna och djupet är snarlikt för referens och Airlight II medan Airlight III är ungefär 55mm djupare än referensen. Se alla data för värmeväxlarna i Tabell 1.

**Tabell 1. Geometriska data samt skisser/bilder på objekten i modellstudien.**

	Referens	Airlight II	Airlight III
Längd (mm)	1100	1104	1035
Höjd (mm)	850	840	851,2
Djup (mm)	76,2	70	129

Fläns- /plattdelning (mm)	3,2	2,3	2,24
			

## 5.2 Beskrivning av modellstudie

Modellstudien genomfördes för att jämföra två olika innovativa designers på värmeväxlare med en klassisk värmeväxlare med runda rör och flänsar. Modelleringen av de nya värmeväxlarna genomfördes med CFD (Computational Fluid Dynamics) vilka jämfördes med mätdata från referensvärmeväxlaren.

Syftet med de modellstudien samt efterföljande analys var att undersöka energieffektiviteten hos en indirekt värmepump kontra en direktexpanderande värmepump. Följande frågor besvarades:

1. Hur mycket ökar värmeöverföringen med nya värmeväxlare vid samma förhållanden?
2. Kan luftflöde och därmed tryckfall och ljudnivå sänkas med nya värmeväxlare?
3. Hur mycket kan brinntemperaturen höjas med nya värmeväxlare och hur påverkar det energieffektiviteten hos värmepumpen?

4. Vad är lägsta brinetemperatur som gör att frostpåväxt undviks och hur påverkar en förändrad initieringstemperatur av frost energieffektiviteten hos värmepumpen?
5. Hur påverkas energieffektiviteten av energin till brinepumpen?

Prestanda för de olika värmeväxlarna utvärderades för två olika temperaturfall: utelufttemperatur +7°C och -7°C. Airlight III undersöktes inte för alla frågeställningar för den kallare temperaturen då +7°C fallet ansågs mest intressant. I modellen användes samma input som användes vid mätningarna av referensvärmeväxlaren enligt Tabell 2. För -7° fallet så sker en påväxt av frost på värmeväxlaren. Modellen tar dock inte hänsyn till detta utan jämför endast värden i "torrt och rent" tillstånd. Brinen bestod av en blandning av etylenglykol och vatten (48wt% etylenglykol)

**Tabell 2. Beskrivning av de två temperaturfall som undersökts i modellstudien.**

	Fall 1	Fall 2
Utelufttemperatur	7°C	-7
Relativ fuktighet	89%RH	75%RH
Värmeöverföringskapacitet	6.1 kW	3.7 kW
Brinetemperatur in	-1.8°C	-14.2°C
Brineflöde	1.94 m3/h	1.02 m3/h
Luftflöde	4400 m3/h	4400 m3/h

För att svara på frågeställningarna justerades indata för värmeväxlarna i tre olika ansatser:

- Original: Samma input som för referensväxlaren för att undersöka hur överförd värmeeffekt förändras.
- Justerat luftflöde: Samma överförd värmeeffekt som för referensvärmeväxlaren för att analysera hur luftflödet och resulterande tryckfall och ljudnivå kan sänkas.
- Justerad brinetemp: Samma överförd värmeeffekt som för referensvärmeväxlaren för att analysera hur brinetemperaturen kan förändras.

Brinepumpens effektbehov beror på tryckfall, flöde och verkningsgrad vilken sattes till 25%. För att förenkla analysen antogs effekten (vid drift) vara konstant över året och baseras på data från 7°C fallet och på data från modelleringsansatsen där brinetemperaturen ökas för de nya växlarna. Vid kallare temperaturer ökar brinens densitet som i sin tur ökar tryckfallet, men detta antogs kompenseras av ett sänkt brineflöde.

Brinepumpen antogs endast gå när det fanns ett värmebehov i huset och när värmepumpen är aktiv. När värmepumpen cyklar pga ett för hög effekt jämfört med effektbehov antogs därför gångtiden för brinepumpen vid en viss utetemperatur vara proportionellt mot kvoten mellan värmepumpens effekt och husets värmebehov. Total gångtid för året erhöles sedan genom att summera gångtiden för alla utetemperaturer. Gångtiden var därmed samma för alla växlare och analysen gjordes endast för ett medelklimat (enligt SS-EN 14825). SCOP för värmepumpen beräknades sedan genom att justera den årliga värmeenergin och elenergin med energin till brinepumpen.

Den teoretiska ljudeffektnivån beräknades för varje värmeväxlare. Värmeväxlaren i sig genererar ljud pga luftflödet men det är försumbart i sammanhanget. Istället är det ljudet från fläkten som skapar luftflödet som dominerar bullergenereringen. En fläkts ljudalstring är beroende av fläktyp, dess konstruktion och driftsförhållandena. Enligt ASHRAE (2009) Handbok kan ett förenklat uttryck av ljudeffektnivån för en fläkt beskrivas med användning av ekvation (5.1). Den visar att ljudnivån beror på fläktens egen specifika ljudnivå  $K_W$ , luftflödes hastigheten  $Q_{air}$ , lufttrycksdifferensen  $\Delta p$ , fläktbladsfrekvensen  $BFI$  och en effektivitetskorrigeringsfaktor  $C_N$ . Då en identisk fläkt antogs i användas i alla fall och för alla värmeväxlare i denna studie förenklas ekvationen ytterligare och endast luftflöde och tryckfall påverkar ljudet. ASHRAE (2009)

$$L_W = K_W + 10 \log Q_{air} + 20 \log \Delta p + BFI + C_N \quad (5.1)$$

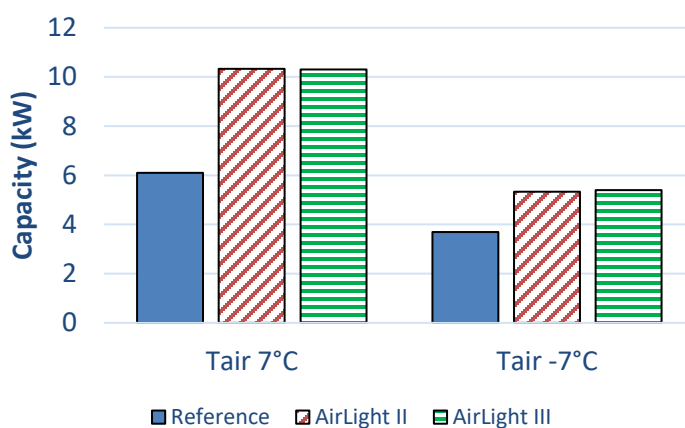
## 6 Resultat och diskussion

Detta kapitel beskriver och diskuterar resultatet från modellstudien. Första delen visar värmeöverföringskapaciteten, ljudnivån och brinetemperaturen för de olika värmeväxlarna vid de tre modelleringsansatserna. Resultat i tabellform återfinns för denna del in appendix 1. De följande styckena (6.2-6.4) sätter resultaten i en kontext där de olika värmeväxlarnas effekt på värmepumpens effektivitet analyseras och diskuteras.

### 6.1 Modellstudie

#### 6.1.1 Original

I denna ansats var luft- och brineflöde samt luft- och brinetemperatur samma för alla tre värmeväxlare. Resultaten visar att Airlight II och III ger en betydligt högre överförd effekt för samma tillstånd, se Figur 3. Överförd kapacitet för båda växlarna är 10kW istället för dryga 6kW för referensen i fallet med 7°C. Ökningen för -7°C fallet är inte lika stort. Ökningen där är ca 1,5kW. Anledningen är det lägre brineflödet som bevisligen påverkar värmeöverföringen mer hos de nya växlarna jämfört med referensen.

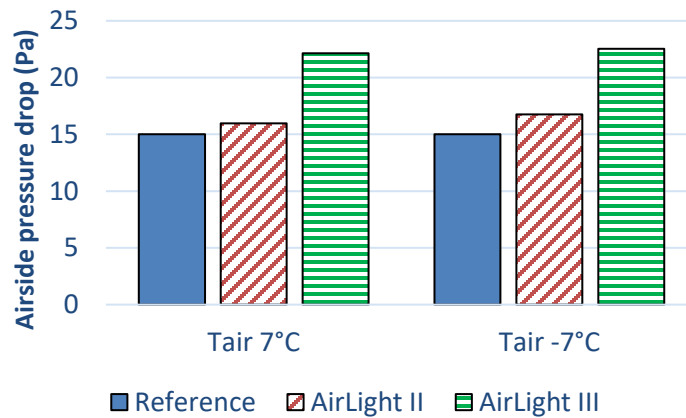


**Figur 3. Värmöverföringskapacitet hos referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Identiska förutsättningar avseende luftflöde och temperaturer som för referens.**

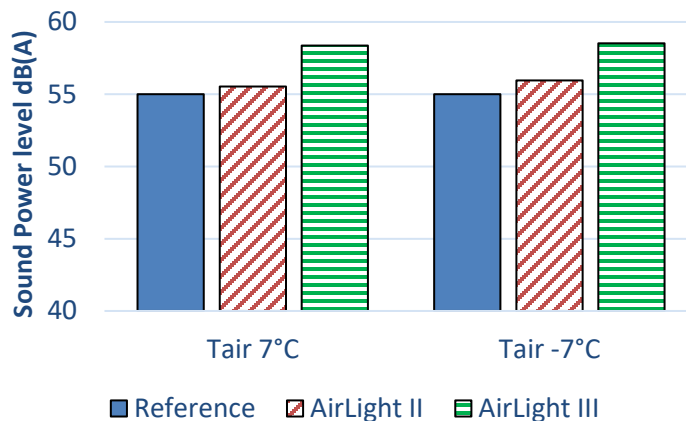
Tryckfallet på luftsidan är marginellt högre för Airlight II jämfört med referensväxlaren vid samma luftflöde. Skillnaden är lite större för -7° än för 7°C vilket beror på en högre densitet hos luften vid den lägre temperaturen. Djupet på dessa två värmeväxlarna är nästan identisk vilket visar att tryckfall per "djupenhet" är samma för Airlight II som för referens trots att geometrin skiljer markant. Det större djupet hos Airlight III gör dock att tryckfallet för denna värmeväxlare är högre än för de andra två. Som beskrevs i avsnitt 5.2 är ljudeffektnivån beroende av luftflödet och tryckdifferensen över värmeväxlaren. Detta speglas i Figur 5 där referens och Airlight II resulterar i liknande ljudeffektnivå



medan Airlight III som orsakar ett högre tryckfall resulterar i en högre ljudeffektnivå. Skillnaden är ca 3dB.



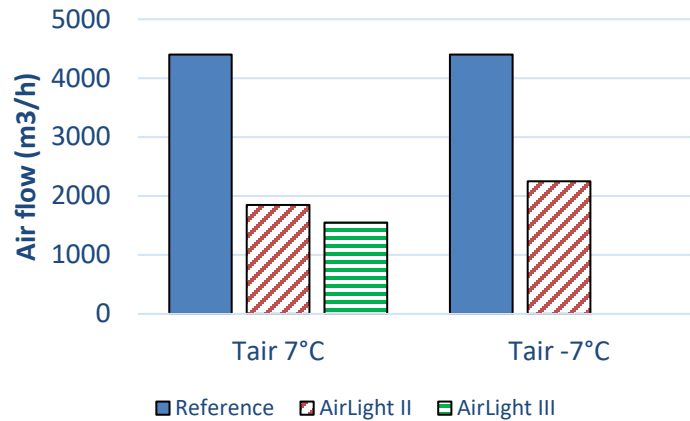
Figur 4. Tryckfall på luftsidan hos referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Identiska förutsättningar avseende luftflöde och temperaturer som för referens.



Figur 5. Beräknad ljudeffektnivå hos referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Identiska förutsättningar avseende luftflöde och temperaturer som för referens.

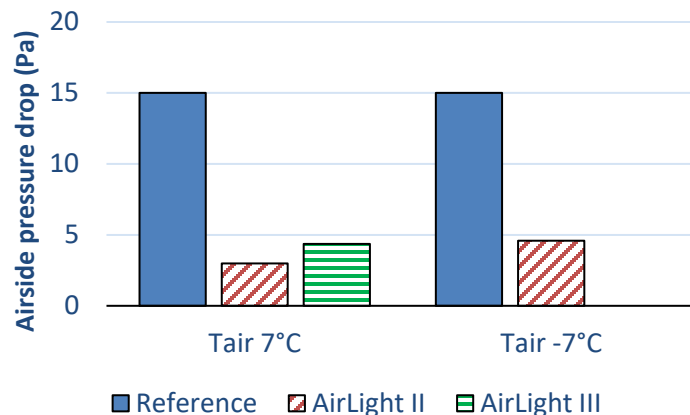
### 6.1.2 Justerat luftflöde

Syftet med denna modelleringsansats var att undersöka hur mycket luftflödet kan reduceras med de nya värmeväxlarna givet samma överförd värmeeffekt som referensväxlaren. Brineflöde samt luft-/brinetemperatur var också desamma. Figur 6 visar att Airlight II och III levererar samma överförd effekt med betydligt lägre luftflöde än referensväxlaren. Det större djupet vilket innebär en större värmeväxlaryta hos Airlight III gör att luftflödet kan vara något mindre än för Airlight II.



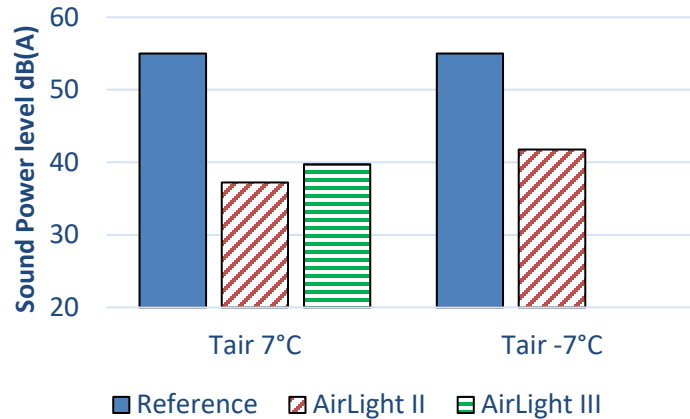
**Figur 6. Nödvändigt luftflöde för att åstadkomma likvärdig värmeöverföring. Data för referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Identiska förutsättningar avseende brineflöde och luft-/brinetemperaturer.**

Tryckfallet på luftsidan av värmeväxlaren är starkt beroende av luftflödet vilket visas i Figur 7. Tryckfallet för Airlight II i 7°C fallet är endast 3Pa med detta lägre luftflöde att jämföra med över 15Pa som den hade vid 4400m<sup>3</sup>/h enligt originalfallet (Figur 4). Tryckfallet hos Airlight III är något större trots ett ännu lägre luftflöde. Detta beror återigen på dess större djup.



**Figur 7. Tryckfall på luftsidan hos referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Luftflöde för att åstadkomma likvärdig värmeöverföring för de olika värmeväxlarna. I övrigt identiska förutsättningar avseende brineflöde och temperaturer.**

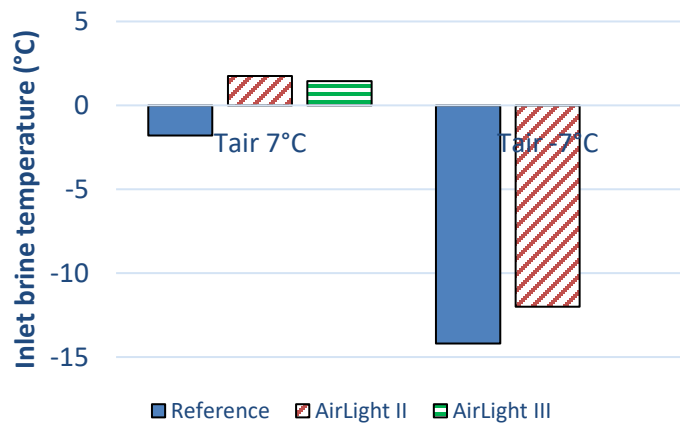
Då ljudnivån är beroende av luftflöde och tryckfall erhålls en ordentlig sänkning i ljudnivå för de nya växlarna som kan leverera samma överförda effekt med lägre luftflöde och resulterande tryckfall. Beräkningen visar att ljudnivån kan sänkas med 15-18dB jämfört med referensväxlaren.



**Figur 8. Beräknad ljudeffektnivå hos referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Luftflöde för att åstadkomma likvärdig värmeöverföring för de olika värmepumparna. I övrigt identiska förutsättningar avseende brineflöde och temperaturer.**

### 6.1.3 Justerad brinetemperatur

Den tredje modelleringsansatsen stod i att undersöka hur mycket brinetemperaturen kan ökas givet samma överförda värmeeffekt och luft/brineflöde. Brinetemperaturen är en viktig faktor för effektiviteten hos systemet vilket behandlas vidare i avsnitt 6.2. Som Figur 9 visar kan brinetemperaturen ökas från -1,8°C till 1,8°C för Airlight II och något mindre för Airlight III i 7°C fallet. Ökningen i -7°C fallet är från -14,2°C till -12°C för Airlight II.

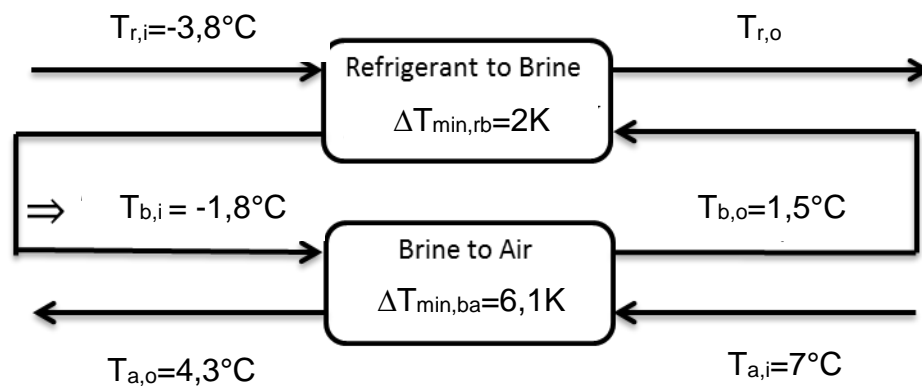


**Figur 9. Brinetemperatur till utevärmepump hos referens och Airlight II och III vid 7°C och -7°C. Identiska förutsättningar avseende luft/brineflöde och lufttemperaturer.**

## 6.2 Ökad brinetemperatur och dess inverkan på energieffektivitet

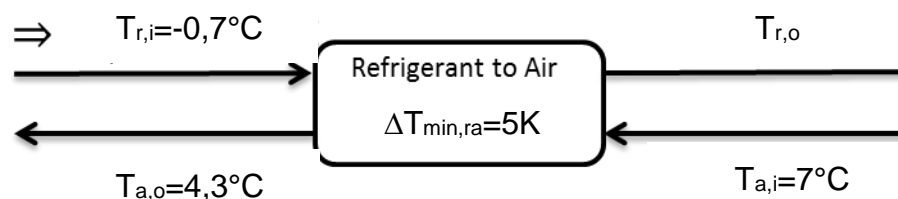
Den största nackdelen med en indirekt värmepump är som nämns i bakgrunden dess extra värmeöverföringssteg. Detta innebär i normalfallet att förångningstemperaturen måste sänkas för en given utelufttemperatur jämfört med en direktexpanderande värmepump. En grov uppskattning är att COP sjunker med 3% för varje grad som förångningstemperaturen sänks.

I den värmepump som används som referens i denna studie är brinetemperaturen in till utevärmeväxlaren  $-1,8^{\circ}\text{C}$  vid det högre temperaturfallet som undersöks (Uteluft  $7^{\circ}\text{C}$ ). Vid detta driftfall ger givet luftflöde och överförd värmeeffekt en utgående lufttemperatur på  $4,3^{\circ}\text{C}$ . Den minsta temperaturskillnad mellan luft och brine är därmed  $6,1\text{K}$  ( $T_{a,o} - T_{b,i}$ ). Se Figur 10 för alla temperaturer i referensvärmepumpen. Givet en antagen minsta temperaturdifferens i växlaren mellan köldmedium och brine på  $2\text{K}$  ges en förångningstemperatur på  $-3,8^{\circ}\text{C}$  ( $T_{b,i} - \Delta T_{\min,rb}$ ).



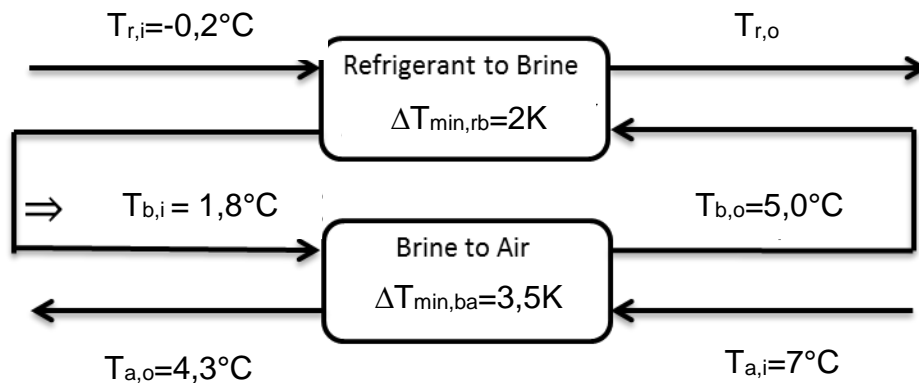
Figur 10. Luft-, brine- och köldmedietemperaturer in och ut ur de olika värmeväxlarna i referensvärmepumpen.

Antaget samma förutsättningar för en direktexpanderande värmepump som för referensvärmepumpen i denna studie och en minsta temperaturskillnad på  $5\text{K}$  i en växlare mellan köldmedium och luft ges en förångningstemperatur på  $-0,7^{\circ}\text{C}$  ( $T_{a,o} - \Delta T_{\min,ra}$ ), se Figur 11. Det är ca  $3\text{K}$  högre än för den indirekta värmepumpen vilket motsvarar en skillnad i COP på nästan 10% till den direktexpanderande värmepumpens fördel.



Figur 11. Luft- och köldmedietemperatur hos en direktexpanderande värmepump.

Modellstudien visar att Airlight II är så effektiv att den minsta temperaturen mellan brine och luft kan sänkas från 6,1K till 3,5K jämfört med referensvärmepumpen givet att alla parametrar inklusive överförd värmeeffekt hålls konstanta. Detta leder till brinetemperaturen kan ökas markant (3,6K) till 1,8°C med Airlight II jämfört med referensvärmepumpen vilket gör att förångningstemperaturen faktiskt kan ökas till -0,2°C enligt Figur 12. Detta är högre, om än marginellt, jämfört med den direktexpanderande värmepumpen (-0,7°C). Det extra värmväxlarsteget leder alltså inte till någon effektivitetsförlust (som i referensfallet) utan till en marginell ökning av effektiviteten hos systemet.



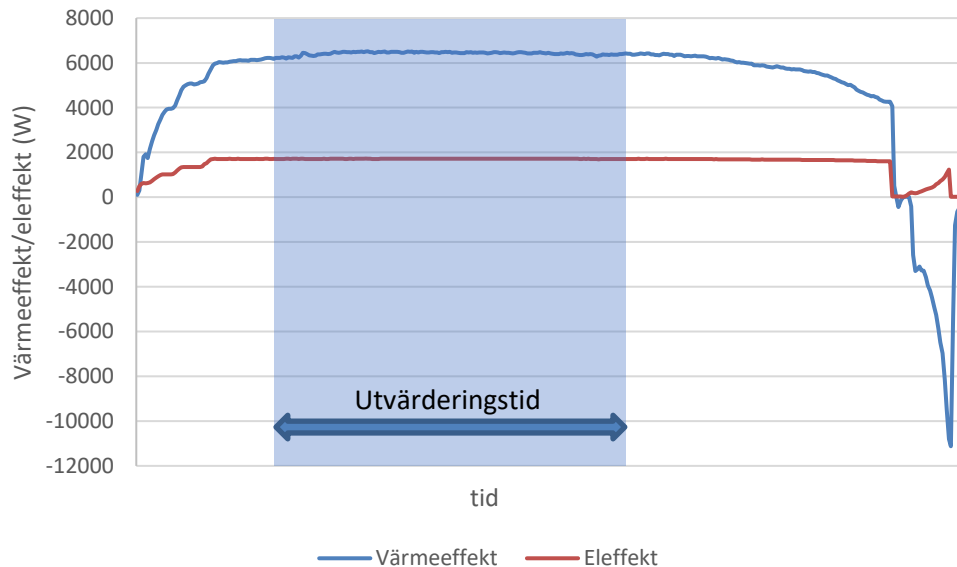
Figur 12. Luft-, brine- och köldmedietemperaturer in och ut ur de olika värmväxlarna om Airlight II används.

### 6.3 Frostpåväxt och dess inverkan på energieffektivitet

När yttemperaturen hos uteluftvärmväxlaren i en värmepump är under 0°C finns en risk att frost bildas på dess yta. Frostpåväxtens hastighet och densiteten hos den bildade frosten påverkas bland annat av luftens fuktighet och temperatur samt av värmväxlarens överförda effekt, yttemperatur och geometri. Frosttillväxten påverkar i sin tur värmepumpens effektivitet. Dels beror det på att värmväxlaren blir ineffektiv pga frostens isolerande effekt, dels för att värmepumpen måste smälta bort frosten (avfrosta) då och då vilket kräver energi. En utetemperatur på 2°C är ofta värst ur påfrysningssynpunkt då luftens fuktinnehåll är relativt hög (jämfört med lägre temperaturer).

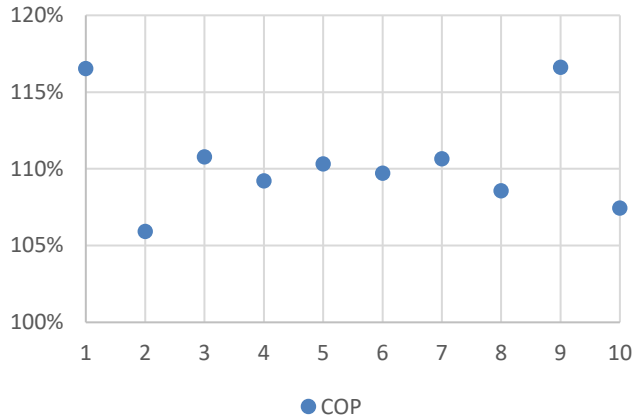
För att spara energi är det önskvärt att frostpåväxten initieras vid en så låg lufttemperatur som möjlig (givet att man får ut tillräcklig värmeeffekt ur värmepumpen).

I Figur 13 visas hur värme- och eleffekten varierar för en värmepump i cyklade drift samt den period av cykeltiden som använts för att beräkna hur COP påverkas av frostpåväxt/avfrostning. Påverkan har beräknats genom att medelvärde för värmeeffekt och eleffekt för den period då värmeeffekten är opåverkad av ev frostpåväxt (den blåmarkerade perioden) har jämförts med medelvärdet av samma parametrar över hela cykeln (vilket inkluderar avfrostning).



**Figur 13. Värmeeffekt och eleffekt under en hel cykel. Schematisk bild över hur frostpåväxt och avrostning påverkar COP.**

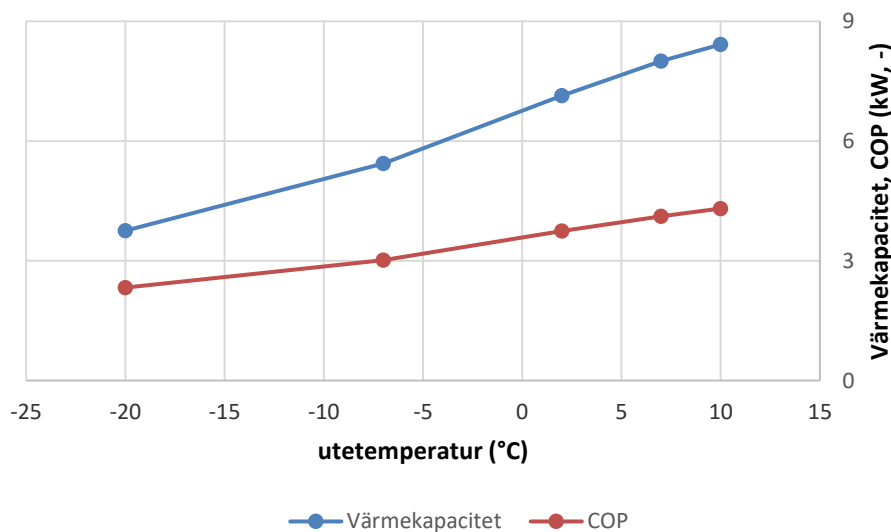
Denna analys har gjorts för 10 olika värmepumpar och tre cykler för varje värmepump. Analysen visar att COP ökar i snitt närmare 10% då det inte sker någon frostpåväxt och det därmed inte behövs någon avfrostning. Figur 14 visar de individuella resultaten för de 10 olika värmepumparna som undersökts.



**Figur 14. Påverkan av frostpåväxt och avfrostning på COP för 10 värmepumpar. Värdet visar den relativa skillnaden i COP för en värmepump som inte behöver avfrostas vid en viss driftspunkt kontra en värmepump som måste göra det.**

Säsongseffektivitet, så kallat SCOP, hos en värmepump kan beräknas enligt SS-EN 14825. Metoden beskriver hur prestanda i 5-6 mätpunkter (driftsfall) interpoleras för att erhålla ett värden på värme- och eleffekt för varje enskild utomhustemperatur för att sedan viktas med antalet timmar som denna temperatur inträffar vid ett visst klimat. Kallt, medel och varmt klimat beskrivs vilka motsvarar klimatet i Norden, Mellanuropa och Sydeuropa. De viktade värdena summeras och ett SCOP erhålls.

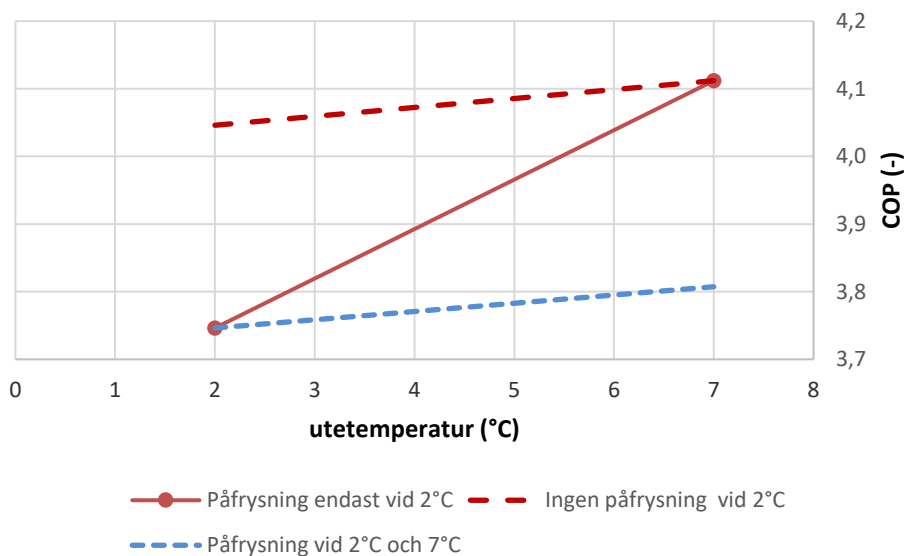
Figur 15 visar uppmätta prestanda (värmeeffekt och COP) vid olika driftspunkter för referensvärmepumpen. Dessa används för att beräkna SCOP enligt SS-EN 14825 i denna studie.



**Figur 15. Värmeeffekt och COP för referensvärmepumpen beroende på utetemperatur.**

Frostpåväxt initieras normalt mellan driftsfallen 2°C och 7°C och därför fokuserar vi på intervallet mellan dessa temperaturer och antar initialt att frostpåväxt sker vid 2°C men

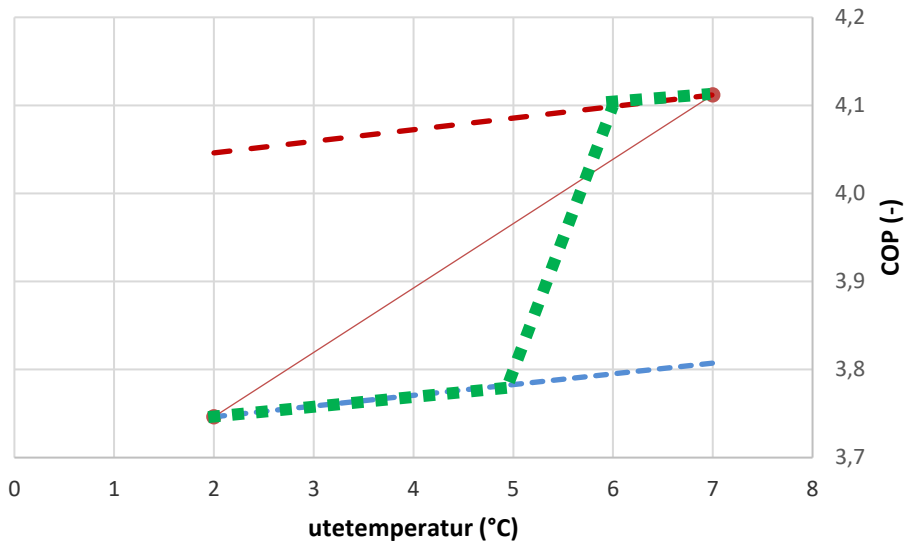
inte vid 7°C. Enligt SS-EN 14825 görs rak interpolering mellan de uppmätta prestandavärdena vid de olika driftsfallen. I verkligheten sker ett hopp i prestanda för den temperatur som frostpåväxten initieras. Som visades av mätresultat från 10 värmepumpar motsvarar detta hopp ca nästan 10% skillnad i COP och i denna studie antas att detta hopp sker "digitalt". Frostpåväxt antas därmed ha en 8% inverkan på COP även om frostpåväxt just initierats. Därför skulle COP öka med 8% för 2°C punkten om ingen frostpåväxt skedde här och sjunka med 8% för 7°C punkten om frostpåväxt skedde vid denna temperatur. Figur 16 visar hur interpoleringen av COP sker mellan 2°C och 7°C samt hur värdena skulle påverkas om ingen frostpåväxt skedde vid varken 2°C och 7°C samt om frostpåväxt skedde vid båda temperaturerna.



**Figur 16. COP som funktion av utetemperatur för referensvärmepumpen. De olika linjerna visar COP för tre fall där frostpåväxt sker vid olika temperaturer.**

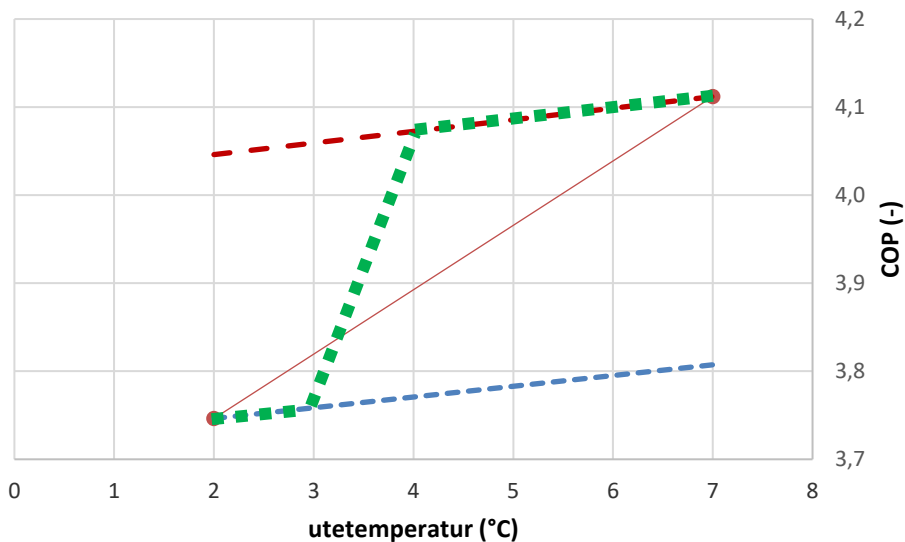
Referenspumpen i denna studie börjar avfrosta vid en utelufttemperatur på 5°C. Ett "verkligt" COP för olika utetemperaturer följer därmed den gröna streckade linjen i Figur 17. Hoppet i COP på 8% görs därmed mellan 5°C och 6°C då frostpåväxt och avfrostning sker vid den lägre av de två temperaturerna men inte vid den högre. Som visas ligger COP lägre än den raka interpoleringen (heldragen linje) för en huvuddel av temperaturerna vilket visar att SCOP för referensen i verkligheten är något lägre än vad som erhålls med beräkning enligt SS-EN 14825.





**Figur 17. COP som funktion av utetemperatur (grön streckad linje) för referensvärmepumpen som behöver avfrosta när temperaturen når 5°C eller lägre.**

Modellstudien av de nya värmeväxlarna indikerar att initiering av frostpåväxt med en Airlight II sker vid en utelufttemperatur på 3°C till skillnad från 5°C för referensvärmepumpen. Detta givet samma överförd värmeeffekt, lufttemperatur och flöde men med en högre brinttemperatur. COP förändras därmed enligt Figur 18 där 8% hoppet görs mellan 3°C och 4°C. COP ligger därmed över den raka interpolering mellan 2°C och 7°C vilket betyder att SCOP underskattas med SS-EN 14825.



**Figur 18. COP som funktion av utetemperatur (grön streckad linje) för en värmepump med Airlight II som behöver avfrosta när temperaturen når 3°C eller lägre.**

Tabell 3 visar hur temperaturen för initierad frostpåväxt påverkar SCOP för värmepumpen. Det verkliga SCOP för referensvärmepumpen som fryser på vid 5°C är 0,3% och 0,7% lägre för kallt- respektive medelklimat. Anledningen till att inverkan blir större för medelklimat är att det är fler drifttimmar och större andel av värme- och elenergin som ligger i intervallet 2°C till 7°C och som påverkas av ändringen i temperatur för frostpåväxt jämfört med kallt klimat.

Airlight II kan möjliggöra en sänkt temperatur för initierad frostpåväxt till 3°C. Jämför med SS-EN 14825 är det verkliga SCOP 0,2% och 0,5% högre för kallt respektive medelklimat. Om man jämför Airlight II med referensväxlaren ökas det verkliga SCOP med 1,3% för medelklimat på grund av att den initierade temperaturen för frostpåväxt sänkts 2K.

**Tabell 3. Temperatur för initierad frostpåväxt och dess effekt på SCOP vid kallt- och medelklimat samt relativ jämförelse av SCOP för olika temperaturer för frostpåväxt.**

	Kallt klimat			Medelklimat		
	SCOP (-)	Relativt SS-EN 14825 - rak interpolering	Relativt frostpåväxt vid 5°C	SCOP (-)	Relativt SS-EN 14825 - rak interpolering	Relativt frostpåväxt vid 5°C
Enligt SS-EN 14825 - rak interpolering	3,11	-	-	3,65	-	-
Frostpåväxt vid 5°C	3,10	99,7%	-	3,62	99,3%	-
Frostpåväxt vid 3°C	3,12	100,2%	100,5%	3,67	100,5%	101,3%

## 6.4 Brinepumpens påverkan på värmepumpens energieffektivitet

En indirekt värmepump kräver som nämnts tidigare i denna rapport en sekundär kylkrets som resulterar i ett extra värmeöverföringssteg. Brinen i denna loop cirkuleras med en vätskepump vilken drar energi. I detta avsnitt beskrivs hur mycket denna pump påverkar energieffektiviteten hos värmepumpen.

De nya värmeväxlarna har båda ett högre tryckfall på vätskesidan vid ett givet brineflöde vilket visas i Tabell 4. Den resulterande pumpeffekten blir därför nästan dubbelt så hög för Airlight II jämfört med referensväxlaren. Airlight III får ungefär 50% högre pumpeffekt än referens. Om värme- och eleffekten reduceras med pumpenergin för referensvärmepumpen fås ett SCOP på 3,72 att jämföra med SCOP för referensvärmepumpen på 3,65. SCOP minskar därmed ca 2% på grund av pumpen. Då pumpenergin är större i Airlight II och III är större blir påverkan på SCOP något mer, 3,4 respektive 2,8%.

**Tabell 4. Data på tryckfall och resulterande SCOP för de olika värmeväxlarna i medelklimat.**

7°C	Referens	Airlight II	Airlight III
Brineflöde (m <sup>3</sup> /h)	1.94		
Tryckfall (Pa)	23	42	34
Pumpeffekt (W)	51	94	76
Gångtid per år (h)	2304		
SCOP (utan pump)	3,72		
SCOP (medelklimat)	3,65	3,59	3,61
Relativt SCOP (%) (jmfr med utan brinepump)	98,1	96,6	97,2

## 7 Slutsatser

Modellstudien och efterföljande analys visar att:

- Värmeväxlare som är bättre anpassade till indirekta värmepumpar än konventionella värmeväxlare med runda tuber och flänsar kan öka kapacitet och/eller energieffektivitet hos värmepumpen.
- Airlight II och III kan överföra samma värmeeffekt som referensväxlaren i denna studien med ett halverat luftflöde. Vilket betyder att ljudnivån kan minska drastiskt.
- Airlight II och III kan överföra samma värmeeffekt som referensvärmeväxlaren med en ökad brinetemperatur på ca 3,5K (då är dock luftflöde och ljudnivå samma som referensväxlaren)
- Med referensväxlaren påverkar den extra kylkretsen i en indirekt värmepump energieffektiviteten (SCOP) 12% negativt:
  - o Ca 10% negativt pga en lägre förångningstemperatur
  - o Ca 2% negativt pga brinepumpen
- Med en plattvärmeväxlare såsom Airlight II och III kan den extra kylkretsen påverka SCOP 2% negativt (jämfört med en direktexpanderande värmepump):
  - o Ca 1,5% positivt pga en högre förångningstemperatur
  - o Ca 3,5% negativt pga brinepumpen
- Jämfört med en referensväxlaren i denna studie kan en plattvärmeväxlare öka SCOP drygt 1% då temperaturen för initierad frostpåväxt på värmeväxlaren kan sänkas 2K.

## 8 Förslag till fortsatt arbete

Följande aktiviteter föreslås för att komplettera denna studie och för att vidare undersöka möjligheterna att förbättra energieffektiviteten hos indirekta värmepumpar:

- Mätningar av i labb på prototyp för att säkerställa de nya värmeväxlarnas prestanda och för att validera modellresultat.
- Genom labbmätningar undersöka frostpåväxt på de nya värmeväxlarna för att analysera frostens inverkan på värmeöverföringen och därmed energieffektiviteten hos systemet.
- Designa en avfrostningsstrategi för de nya värmeväxlarna som minimerar frostens negativa påverkan energieffektiviteten.

# Referenser

Aittomäki, A. and K. J. (2002). Designing of indirect cooling systems. Urbana-Champaign int. Conf., IIR, Urbana-Champaign, IL, USA.

ASHRAE (2009): 2009 ASHRAE HANDBOOK – FUNDAMENTALS Inch-Pound Edition, Editor – Mark S. Owen, Atlanta.

Gustafsson, O., H. Hellgren, C. Haglund Stignor, M. Axell, K. Larsson and C. Teuillieres (2014). "Flat tube heat exchangers - Direct and indirect noise levels in heat pump applications." Applied Thermal Engineering **66**(1-2): 104-112.

Haglund Stignor, C. (2009). Laminar-flow Liquid-to-air Heat Exchangers - Energy-efficient Display Cabinet Applications. PhD, Lund University.

Hamndar, M., A. Zoughaib and F. Clodic (2008). Modeling and design of an indirect air conditioning system operating with low GWP zeotropic mixtures. International refrigeration and air conditioning conference at purdue. Purdue.

Melinder, Å. and E. al (2008). Handbook on indirect refrigeration and heat pump systems.

Stignor, C. H., B. Sunden, P. Fahlen and S. Stensson (2010). "Heat transfer and pressure drop under dry and humid conditions in flat-tube heat exchangers with plain fins." Heat Transfer Engineering **31**(3): 179-192.

## Projektets populärvetenskapliga publikationer och presentationer

O. Gustafsson (2015), *Utveckling av effektivare indirekta värmepumpar*, Kyla+

# Appendix 1 – Resultat från modellstudie i tabellform

Tair 7°C		Original case		Increased Tbrine inlet (keep air flow and heat capacity)		Decreased air flow (keep Tbrine inlet and heat capacity)	
	Reference	AirLight II	AirLight III	AirLight II	AirLight III	AirLight II	AirLight III
Air flow needed (m <sup>3</sup> /h)	4400	4400	4400	4400	4400	1850	1550
Air outlet temperature (°C)	-	2,42	3,03	4,27	4,41	0,67	-0,26
Inlet Brine Temperature (°C)	-1,8	-1,8	-1,8	1,75	1,45	-1,8	-1,8
Air Pressure drop (Pa)	15	15,96	22,14	16,01	22,21	2,99	4,36
Brine Pressure drop (kPa)	23	44,25	37,21	42,24	34,33	45,26	38,77
Heat exchanged ( kW)	6,1	10,33	10,31	6,11	6,13	6,14	6,12
Sound power level	55	55,5	58,4	55,6	58,4	37,2	39,7

Tair -7°C		Original case		Increased Tbrine inlet (keep air flow and heat capacity)		Decreased air flow (keep Tbrine inlet and heat capacity)	

	Reference	AirLight II	AirLight III	AirLight II	AirLight II
Air flow needed (m <sup>3</sup> /h)	4400	4400	4400	4400	2250
Air outlet temperature (°C)	-	-10,32	-8,9	-8,9	-11,55
Inlet Brine Temperature (°C)	-14,2	-14,2	-14,2	-12	-14,2
Air Pressure drop (Pa)	15	16,77	22,53	25,08	4,58
Brine Pressure drop (kPa)		21,41	31,81	20,72	21,81
Heat exchanged ( kW)	3,7	5,34	5,4	3,74	3,74
Sound power level	55	56,0	58,5	59,5	41,8