

Teknologisk Institut
31. maj 2021 / Per Henrik Pedersen

**Slutrapport for ELFORSK-projekt: Luft-vand-varmepumpe med naturlige kølemidler,
ELFORSK-projekt 351-012 (2019).**

Teknologisk Institut:

Per Henrik Pedersen
Rasmus Borup
Henning Schumann Grindorf
Christian Heerup

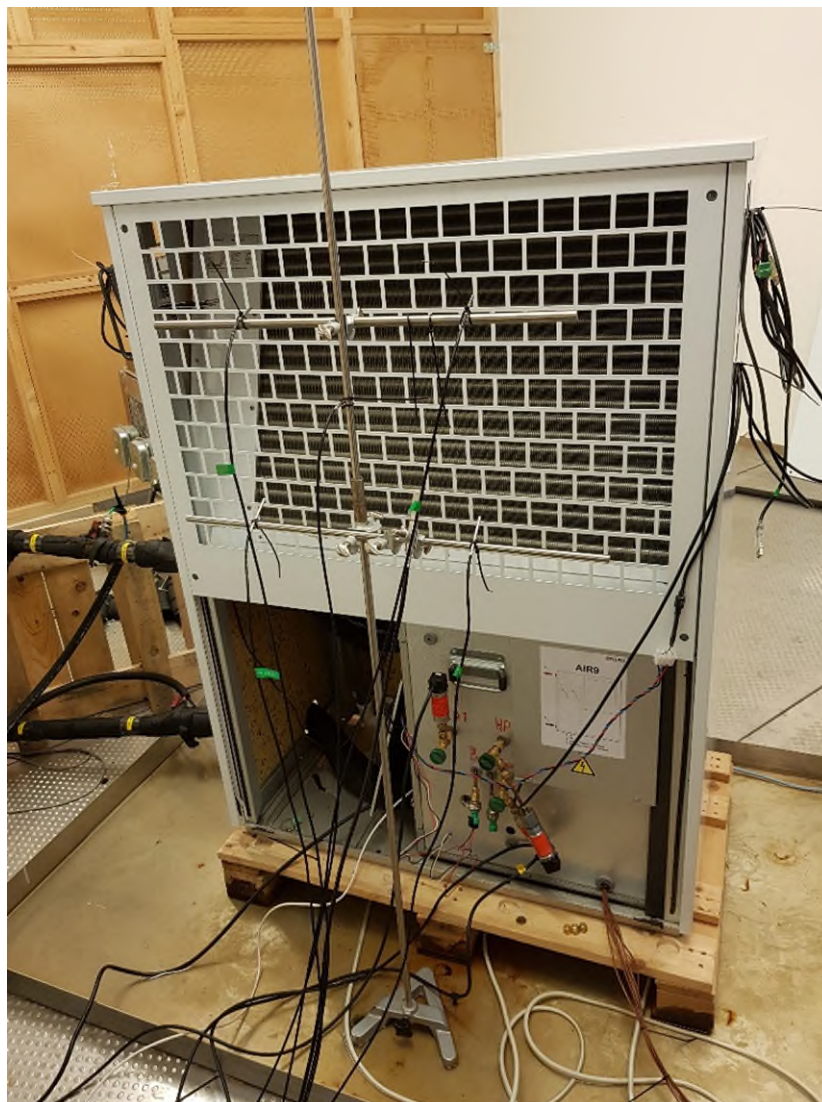
Nilan:

Jens Frandsen
Henry Yndgaard Sørensen
Lis Jacobsen

Vonsild Consulting:

Asbjørn Vonsild

Projektet afsluttes den 15. juni 2021.



Indholdsfortegnelse

Resumé	3
English summary	4
1. Indledning	5
Idé	5
Formål	6
Metode	6
Projektdeltagere	6
Indholdet i projektet	8
Projektets relevans	9
Markedet	10
2. State-of-the-art og sikkerhedsforhold	12
Sikkerhedsforhold	13
3. Simuleringsmodel og indledende valg af komponenter	14
4. Koncept for første prototype og test af denne	17
Test af første prototype	17
5. Koncept for anden prototype og test af denne	19
6. Formidlingsaktiviteter	25
Appendiks A: State-of-the-art	26
Appendiks B: Safety Note	34
Appendiks C: Simuleringsmodel og beregninger	36
Appendiks D: Akkrediteret testrapport for første prototype	48
Appendiks E: Akkrediteret testrapport for anden prototype	75

Resumé

Målsætningen for projektet er at udvikle og teste en luft-vand-varmepumpe til gulvvarme med det naturlige kølemiddel R290 (propan) og med en energieffektivitet, som er mindst på niveau med Nilans eksisterende luft-vand-varmepumper med HFC-kølemiddel – og helst endnu mere energieffektiv.

Dette er lykkedes i et stort samarbejde mellem projektets partnere, som er Nilan (producent af varmepumper), H. Jessen Jürgensen (leverandør af komponenter og kølemiddel), EBM Papst (leverandør af ventilatorer), Vonsild Consulting (specialist i sikkerhed) samt Teknologisk Institut (projektleder, test m.m.).

Opgaven er løst ved at tage udgangspunkt i Nilans Air9-varmepumpe, som i akkrediteret test på Teknologisk Institut er målt til at have en SCOP på 5,11.

Der er opstillet et beregningsprogram og indhentet data for en ny kompressor (fra Hitachi) og for en ny fordampner (fra SEST), og ved hjælp af beregningerne er det bestemt, at det kan lade sig gøre at opnå målsætningen.

Der blev bygget en første prototype med intern varmeveksling mellem væskeledning og sugegasledning samt elektronisk ekspansionsventil. Denne prototype blev udstyret med mange målepunkter på kølesystemet med det formål at analysere, hvordan kredsprocessen opfører sig. Den første prototype blev målt til at have en effektivitet (SCOP) på 5,21, hvilket er lidt bedre end udgangspunktet.

Ud fra analyser af testresultater blev det besluttet, at det ikke er nødvendigt med intern varmeveksler, og det blev besluttet, at der skal benyttes en optimeret fordampner med lidt større kapacitet.

Der blev fremstillet en anden prototype, som blev testet og ombygget nogle gange, og det endte op med, at det blev besluttet af benytte en mekanisk ekspansionsventil (termostatisk ekspansionsventil). Denne prototype er blevet testet på Teknologisk Institut i akkrediteret laboratorium, og effektiviteten er målt til at være $SCOP = 5,32$. Dette er tilfredsstillende og 4,1 % bedre end udgangspunktet. $P(\text{design}, -10\text{ C})$ er bestemt til 4,0 kW. $P(\text{norm}, +7\text{ C})$ er bestemt til 6,23 kW.

Denne varmepumpe er mere energieffektiv end alle andre luft-vand-varmepumper til gulvvarme på Energistyrelsens Varmepumpeliste. Varmepumpen vurderes også at blive konkurrencedygtig på markedet for lavenergihuse på grund af dens energieffektivitet, på grund af brugen af naturligt kølemiddel, og fordi den endelige prototype er billigere at producere sammenlignet med den første prototype, som indeholder intern varmeveksler og elektronisk ekspansionsventil.

Produktet er endvidere sikkert at installere og benytte, idet hele kølemiddelfyldningen er placeret udenfor huset.

English summary

The aim of the project is to develop and test a new air to water heat pump for floor heating using the natural refrigerant R290 (propane) – and having an energy efficiency of at least the same level as Nilan's existing HFC-based heat pump.

This has succeeded in a cooperation between the partners which are Nilan (producer of heat pumps), H. Jessen Jürgensen (supplier of components and refrigerants), EBM Papst (supplier of fans), Vonsild Consulting (expert in safety), and Danish Technological Institute (DTI) (project manager, tests etc.).

The task is done by using Nilan's existing Air9 heat pump as a basis. This heat pump was tested at DTI having an efficiency (SCOP) of 5,11. By using a simulation program and data for a new compressor (Hitachi) and a new evaporator (SEST), it was shown that the aim could be fulfilled.

A first prototype was built and installed with internal heat exchanger between liquid pipe and suction gas and electronic expansion valve. This prototype was also installed with a number of measuring points at the refrigeration cycle for analysis of the thermodynamic process. The first prototype was measured to have an efficiency of SCOP = 5.21, which is a small improvement compared to the original model.

From the analysis of the test results of prototype 1, it was decided to skip the internal heat exchanger and to use an optimized evaporator with a slightly higher capacity.

A second prototype was built and this was tested and redesigned a couple of times until the results were satisfying. In the end, a thermostatic expansion valve was used. The second prototype was tested in accredited laboratory at DTI, and the result is SCOP = 5,32, P(design, - 10 C) = 4,0 kW and P(norm, +7 C) = 6,23 kW. This is satisfying, and the efficiency is 4.1 % better than the HFC-model.

This new model is more efficient than all air to water heat pumps at the Heat pump list of the Danish Energy Agency. The heat pump is expected to be competitive on the market for energy efficient family houses because of the energy efficiency, the natural refrigerant and because of the simplicity of the thermodynamic cycle.

The product is safe to install and use since all refrigerant is placed outdoor.

1. Indledning

I Danmark har man i mange år tilstræbt at benytte naturlige kølemidler i stedet for HFC-kølemidler med høj drivhuseffekt (en høj GWP-værdi). Det er lykkedes i forbindelse med de fleste køleanlæg, men det er hidtil ikke rigtigt lykkedes på varmepumpeområdet – på nær for meget store anlæg (større end 200 kW).

I projektet er en luft-vand-varmepumpe med kølemidlet propan blevet udviklet i et samarbejde mellem Danmarks største producent af varmepumper (Nilan), den store kølegrossist H. Jessen Jürgensen, ventilatorproducenten EBM Papst, Vonsild Consulting (ekspert i sikkerhed) samt Teknologisk Institut, som er projektleder.

Et af Nilans vigtigste produkter er en luft-vand-varmepumpe, som benyttes i lavenergihuse til at lave gulvvarme. Hele den termodynamiske kredsproces er placeret udendørs, og det er en af grundene til, at denne type varmepumpe er en god udviklingsplatform for anvendelse af kulbrinter (f.eks. propan) som kølemiddel. En barriere er, at kulbrinter modsat HFC-kølemidler er brændbare, hvilket kræver en række sikkerhedsmæssige tiltag – tiltag, som er implementeret i projektet.

I projektet er en luft-vand-varmepumpe med kølemidlet propan blevet udviklet og afprøvet. Efter projektets afslutning vil Nilan produktmodne varmepumpen og sætte den i produktion.

Idé

Der benyttes p.t. HFC-kølemidler i Nilans varmepumper, og flere forhold gør det fordelagtigt at skifte til et naturligt kølemiddel. En af grundene er, at Nilan ønsker at være miljøbevidst og levere miljørigtige produkter. En anden grund er den store prisstigning, som finder sted på høj-GWP-kølemidler (kølemidler med høj drivhuseffekt) på grund af EU's nedfasning og kvotesystem (EU's "F-gas-forordning"). Dette betyder, at produkterne bliver dyrere, og det hæmmer udrulningen af varmepumper, idet forbrugerne måske vælger alternative opvarmningsformer (f.eks. træpillefyr).

Det har været centralt i projektet at opnå en høj energieffektivitet. Det er vigtigt, at produkterne kommer i bedste energiklasse og lever op til EU's Ecodesignkrav. Propan er et fremragende kølemiddel med gode termodynamiske og termofysiske egenskaber. Derfor er der et potentiale for forbedring af energieffektiviteten på 5-10 % (i forhold til nuværende HFC-løsning) – alene ved brug af dette kølemiddel.

Producenterne af HFC-kølemidler har udviklet nye typer af HFC'er med lav drivhuseffekt (lav GWP-værdi). Disse stoffer kaldes også HFO'er. HFO'er vurderes at få en vis udbredelse i luftkonditioneringsanlæg til biler og i visse store væskekølere ("Turbo chillers"). Det vurderes, at de ikke vinder indpas i små varmepumper, fordi de to mest almindelige HFO'er ikke er egnede hertil. Det mest almindelige HFO (HFC1234ze) har et lavt trykniveau, og det betyder, at kølekompressorerne skal være meget større og dermed bliver dyrere. Det andet HFO (HFC1234yf) er et meget dyrt kølemiddel. Der er endvidere stillet spørgsmålstejn ved sikkerheden for disse HFO-kølemidler, da restprodukter kan have indflydelse på arbejdsmiljø og vandmiljø. I øvrigt er de to nævnte HFO'er svagt brændbare, og dermed vil man have samme udfordring med sikkerhed, som man har med brug af propan som kølemiddel.

I forbindelse med anvendelsen af propan som kølemiddel er de højest prioriterede problemstillinger sikkerhedsstyring – både i fremstillingsprocessen og i brugssituationen. Disse problemstillinger er ikke eksisterende med HFC-kølemidler.

Projektet har afdækket de specielle køletekniske forholdsregler, der skal træffes ved konstruktion af kølekreds, og som skal iagttages ved anvendelsen af propan, for at anlægget kan forventes en levetid svarende til et tilsvarende høj-GWP-baseret anlæg.

Overgangen til naturlige kølemidler vil fremtidssikre varmepumpens indpas i det elektrificerede Danmark.

Formål

Første målsætning er at skifte kølemiddel i Nilans luft-vand-varmepumper, således at der benyttes propan (R290) som kølemiddel. Dette skal gøres, så produktet er sikkert – både i produktionsfasen og i driftsfasen.

En anden målsætning er, at energieffektiviteten er mindst på niveau med HFC-anlæg og gerne øges. Det nye produkt skal ikke blot leve op til EU's Ecodesignkrav, men være i den bedste energiklasse (A+++). Højeffektive produkter, som ligger øverst på produktlisterne (f.eks. Varmepumpelisten administreret af Energistyrelsen), vil have gode konkurrencebetingelser – både i Danmark og i resten af EU. Herved forstærkes den miljømæssige gevinst.

En tredje målsætning er at skabe et gennembrud for implementering af naturlige kølemidler i varmepumper – noget, som vil smitte af på andre varmepumper, inklusive konkurrenters produkter.

Det gælder også konkurrenter i andre EU-lande, som er under samme fælleseuropæiske rammevilkår med hensyn til F-gas-forordningen, mindstekrav til energieffektivitet samt energimærkning af produkter.

Metode

Projektet har i en indledende fase foretaget en screening af ”state-of-the-art” for varmepumper og komponenter, som kan benyttes i varmepumper.

Som beskrevet i næste afsnit er projektet forløbet igennem seks arbejds pakker, hvor der er udviklet en simuleringsmodel og foretaget beregninger for forskellige konstellationer af processen og potentielle komponenter.

På baggrund af analyser af beregningsresultater er der fastlagt et koncept for den første prototype, som er opbygget og funktionsafprøvet. Resultatet er analyseret og sammenlignet med beregningsresultater, og ud fra denne analyse er der fastlagt et design for en anden prototype, som er opbygget og funktionsafprøvet. Efter projektet vil Nilan kommercialisere produktet.

Projektdeltagere

Projektdeltagerne er Nilan, H. Jessen Jørgensen, EBM Papst, Vonsild Consulting og Teknologisk Institut.

Nilan

Nilan er Danmarks største producent af varmepumper og producerer flere typer – herunder luft-vand-varmepumper, væske-vand-varmepumper ("jordvarme") og boligventilationsvarmepumper. Nilans produkter er specielt rettet mod godt isolerede huse (og andre lavenergihuse) med gulvvarme.

Nilan producerede i 2017 nogle hundrede luft-vand-varmepumper, og denne produktion er i kraftig vækst. De fleste af disse luft-vand-varmepumper leverer gulvvarme og er ofte sat op i kombination med boligventilationsvarmepumper, som laver brugsvand.

Nilans hovedopgave i projektet har været at deltage i udviklingen af næste generation af produkter, at indsamle viden fra potentielle leverandører af komponenter, at være med til at definere de nye koncepter og at bygge prototyper til funktionsanalyse. Nilan har medvirket til at evaluere resultaterne.

Nilan vil herefter (og uden for projektet) markedsmodne, kommercialisere, markedsføre og sætte produkterne i produktion.

Fra Nilan har projektleder Henry Yndgaard Sørensen og varmepumpespecialisterne Jens Frandsen og Lis Jacobsen deltaget i arbejdet.

Teknologisk Institut

Teknologisk Instituts rolle har været at lede projektet og have den direkte kontakt med ELFORSK. Teknologisk institut har udført beregninger på kredsprocesser, medvirket til at skitsere løsninger og til at designe prototyper. Endvidere har Teknologisk Institut bidraget med at foretage funktionsanalyser af prototyper, udarbejde statusrapporter og slutrapport for projektet.

Fra Teknologisk Institut har Rasmus Borup, Henning Schumann Grindorf, Christian Heerup og Per Henrik Pedersen deltaget i projektet.

H. Jessen Jürgensen A/S

H. Jessen Jürgensen A/S er en af Danmarks største grossister på køle- og varmepumpeområdet. Firmaet forhandler stort set alle slags komponenter og værktøjer til branchen. Firmaet forhandler ligeledes kølemidler – både HFC-kølemidler og naturlige kølemidler. Derfor har firmaet med hovedkvarter i Ballerup kontakt med stort set hele branchen.

H. Jessen Jürgensens opgave har været at give input til de tekniske diskussioner i projektet samt at supplere med kølemidler.

Jan Lund Sørensen har deltaget i arbejdet.

EBM Papst

EBM Papst er leverandør af energieffektive ventilatorer i alle afskygninger. EBM Papsts opgave har været at skitsere de rigtige ventilatorløsninger og det rigtige aerodynamiske design i forbindelse med luftfordampere.

Henrik Dahl Thomsen har deltaget i arbejdet.

Vonsild Consulting

Asbjørn Vonsild er ekspert i sikkerhedsforhold i forbindelse med benyttelse af brændbare kølemidler og deltager meget aktivt i internationalt standardiseringsarbejde. Asbjørn har medvirket til at skabe sikre løsninger, som lever op til de internationale standarder.

Asbjørn Vonsild har deltaget i arbejdet.

[Indholdet i projektet](#)

Projektet er opdelt i seks arbejdsopgaver:

Arbejdsopgave 1 (Projektledelse, litteraturstudie samt kortlægning af sikkerhedsaspekter) – Ansvarlige: Teknologisk Institut, Nilan og Vonsild Consulting

Første arbejdsopgave indeholder projektledelse – herunder koordinering med projektets partnere. Dette indebærer jævnlige projektmøder med alle partnere, drøftelse af rollefordeling i de enkelte arbejdsopgaver, detailplanlægning mv. State-of-the-art undersøges, og der kortlægges sikkerhedsaspekter i at anvende propan i en luft-vand-varmepumpe.

Delleverance 1: State-of-the-art-rapport

Delleverance 2: Notat om sikkerhedsaspekter

Delleverance 3: Referater fra projektmøder.

Arbejdsopgave 2 (Indledende komponentvalg og udarbejdelse af simuleringsmodel) – Ansvarlige: Teknologisk Institut, Nilan, H. Jessen Jürgensen A/S og EBM Papst

Da propan ikke før har været anvendt i varmepumpeanlæg med ydelser svarende til Nilans sortiment, skal der vælges nogle nye komponenter (kompressor, ekspansionsventil, fordamper, kondensator m.v.), som er egnede til propan (kulbrinte), og som har den rette sikkerhedsgodkendelse. Sideløbende med denne proces udvikles en simuleringsmodel, som kan analysere de forskellige komponenters kapacitetsområde og virkemåde med det formål at opnå en høj effektivitet. Ydermere anvendes simuleringsmodellen til at undersøge nødvendigheden af en intern varmeveksling i varmepumpens kølekreds.

Delleverance: Notat om simuleringsmodel og resultat af simulering (anvendes i det videre forløb i projektet).

Arbejdsopgave 3 (Analyse af simuleringsresultater samt fastlæggelse af endeligt koncept, inkl. komponentliste og styring) – Ansvarlige: Teknologisk Institut, Nilan og Vonsild Consulting

På baggrund af simuleringsresultater med forskellige størrelser og typer af komponenter udfærdiges det endelige koncept og den endelige komponentliste. Her afstemmes også, hvilke styringsmæssige ændringer der skal foretages i Nilans eksisterende varmepumpestyring – særligt med henblik på interne sikkerhedsprocedurer i varmepumpen.

Delleverance: Notat om fastlæggelse af endeligt koncept, inklusive stykliste og diagram.

Arbejdsopgave 4 (Opbygning og funktionsanalyse af prototype 1) – Ansvarlige: Nilan og Teknologisk Institut

Første prototype af propanvarmepumpen opbygges hos Nilan. Efter funktionstest hos Nilan undergår denne en funktionsanalyse i Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus. Udgangspunktet for analysen er EN14825, som muliggør beregning af effektivitetsfaktoren SCOP. SCOP er et vigtigt konkurrenceparameter for

varmepumpebranchen. Relevante tillægsmålinger udføres under SCOP-testen for at give input til en køleteknisk analyse af prototypen.

Delleverance: Prototype 1. Måleresultater og analyser.

Arbejdsopgave 5 (Analyse af resultater fra Arbejdsopgave 4 samt opbygning og test af Prototype 2) – Ansvarlige: Nilan og Teknologisk Institut

På baggrund af resultaterne af funktionsanalysen i Arbejdsopgave 4 og den køletekniske analyse fra simuleringsmodellen i Arbejdsopgave 3 opbygges Prototype 2. Prototype 2 undergår samme funktionsanalyse som Prototype 1. Det tilstræbes, at Prototype 2 er mere effektiv end Prototype 1 og 5-10 % bedre end tilsvarende HFC-varmepumper.

Delleverance: Testrapport, prototype 2.

Arbejdsopgave 6 (Afrapportering, indlæg på temadag samt udarbejdelse af paper til konference) – Ansvarlig: Teknologisk Institut med bidrag fra de andre projektpartnere

Projektets resultater afrapporteres. Parallelt hermed udarbejdes en præsentation af projektets resultater til en temadag (f.eks. til "Varmepumpedagen"). Hermed sikres, at projektets resultater forankres på nationalt plan. Der udarbejdes ligeledes et "paper" til den internationale konference "GL 2020 - 14th IIR-Gustav Lorentzen Conf. on Natural Refrigerants" i Kyoto, Japan. På den måde forankres projektets resultater internationalt.

Delleverance: Slutrapport, præsentation og paper.

Projektets relevans

En øget udbredelse af varmepumper er essentiel i regeringens energiindsats for at begrænse forbruget af fossile brændstoffer og elektrificere Danmark, og det er helt i tråd med både Energistyrelsens planer og Dansk Energis strategi.

Varmepumper i kategorien luft-vand- og væske-vand-varmepumper vurderes at have en årlig lækagerate i størrelsesordenen 3 %. I 2017 blev der i Danmark installeret i alt 6.000 luft-vand-varmepumper (reference: Energistyrelsens varmepumpestatistik). Det forventes, at antallet af installerede luft-vand-varmepumper vil øges markant de kommende år. Et forsigtigt gæt er, at man vil se en stigning på op mod 30 % årligt i antallet af luft-vand-varmepumper, således at der over en femårig periode (2019-2023) i alt installeres mere end 50.000 luft-vand-varmepumper med udgangspunkt i et antal installerede propanvarmepumper i 2019 på 2017-niveau.

Nilans Air9-varmepumpe har en kølemiddelfyldning på 2,2 kg R410A, som har en GWP-værdi på ca. 2.100. Såfremt alle luft-vand-varmepumper installeret i perioden 2019-2023 indeholder propan i stedet for R410A, reducerer man udslippet af CO₂ med næsten 7.000 tons alene relateret til kølemiddeludslippet ($0,03 \times 2,2 \text{ kg} \times 2100 \text{ kgCO}_2/\text{kg} \times 50.000 = 7.000 \text{ tons CO}_2\text{-ækvivalenter}$). Endvidere kommer der en reduceret CO₂-udledning på grund af mindre forbrug af elektricitet.

Antages et gennemsnitligt forbrug på 18.000 kWh til rumvarme og varmt brugsvand om året samt en god varmepumpeinstallation med en årsvirkningsgrad på 3,0, vil en årlig effektivitetsforbedring på 10 % bidrage til et samlet fald i energiforbruget for de i alt 50.000 luft-vand-varmepumper (som er installeret i perioden 2019-2023) på i alt 30 GWh – svarende til et fald i CO₂-udledningen på ca. 7.300 tons (beregnet med 243 g CO₂/kWh el). I lande

med en mere fossilbaseret energiproduktion (f.eks. Tyskland) vil reduktionen af CO₂-emission være større.

Projektets primære formål samt de sekundære formål er i tråd med en række af ELFORSK's indsatsområder. Her tænkes der specielt på:

- ”Substitution af syntetiske kølemidler til nye lav-GWP-kølemidler i små varmepumper”, som er det ene af projektets primære formål.
- ”Effektiv brug af energien” er det andet af projektets primære formål, som er med til at hæve værdien af slutproduktet og vil gøre slutproduktet endnu mere attraktivt.
- ”Varmepumper baseret på naturlige kølemidler til større bygninger” er et sekundært formål, da viden fra nærværende projekt vil kunne bruges ifm. opskalering af varmepumpeteknologien.
- ”Bæredygtighed og certificering” er et sekundært formål. I den nye type varmepumpe vil der indgå komponenter, som skal godkendes til brug ifm. propan. En certificering af produkterne eller produktet som helhed er derfor nødvendig før markeds lancering.

Markedet

Der er sket en kraftig stigning i antallet af installerede varmepumper fra 2016 til 2017. Der blev i 2016 installeret 3925 luft-vand-varmepumper, og dette tal steg til 5958 enheder i 2017. I 2020 blev der ifølge Energistyrelsens Varmepumpestatistik installeret 13006 luft-vand-varmepumper. Luft-vand-varmepumper har for flere år siden overhalet væske-vand-varmepumper (”jordvarme”) som den mest populære type varmepumpe til at generere centralvarme til rumopvarmning. I 2020 blev der installeret 2308 væske-vand-varmepumper.

Dette gælder også på EU-plan, hvor salget af luft-vand-varmepumper i 2014 var ca. 212.000 mod ca. 81.500 væske-vand-varmepumper (tal fra igangværende ”Review”-studie i EU).

Nilan producerede i 2017 nogle hundrede luft-vand-varmepumper, og denne produktion er i kraftig vækst. De fleste af disse luft-vand-varmepumper leverer gulvvarme og er ofte sat op i kombination med boligventilationsvarmepumper, som laver brugsvand.

Nilans luft-vand-varmepumpe er med kapacitetsregulering (fra 0,5 til 8,4 kW) og er blandt de mest energieffektive produkter på Energistyrelsens Varmepumpeliste:

(<https://sparenergi.dk/forbruger/vaerktoejer/varmepumpelisten>). Nilans luft-vand-varmepumper benytter i dag R410A (med et GWP på 2100, hvor R290 (propan) har ca. 3).

En stor del af Nilans produkter eksporteres, og det vurderes, at markedet er stort og voksende i hele EU.

Der er et stort behov for, at der installeres flere varmepumper i Danmark. Dette behov stiger, samtidig med at de traditionelle GWP-tunge HFC-kølemidler bliver nedfaset og udfaset. Nedfasningen betyder, at kølemidlerne vil blive væsentligt dyrere at købe for installatøren. Denne merudgift bliver lagt på varmepumpens pris. Tilbage står slutbrugeren med en stor regning for indkøb af kølemidler, der er under nedfasning.

Der er allerede nu tvivl om, hvorvidt der er nok HFC-kølemiddel til rådighed til at servicere eksisterende varmepumper, når det næste nedfasningstrin træder i kraft i EU i 2021. Det kan ikke undgås, at der siver lidt kølemiddel ud af varmepumperne (i størrelsesordenen 3 % p.a.), og det er nødvendigt at servicere med ekstra kølemiddel med jævne mellemrum.

Det vil være en stor fordel at kunne markedsføre det kommende nye produkt med, at det er fremtidssikret, da det benytter naturligt kølemiddel, der ikke er kvoter på. At produktet endvidere er mere effektivt end HFC-alternativet vil gøre den fornuftige beslutning nemmere at tage.

2. State-of-the-art og sikkerhedsforhold

Der er udarbejdet et notat om state-of-the-art for luft-vand-varmepumper med propan som kølemiddel. Dette notat er gengivet i Appendiks A.

Så vidt projektgruppen erfarer, er der først for nylig kommet luft-vand-varmepumper med naturlige kølemidler på markedet i Danmark. Ved projektets start brugte ingen af produkterne på Energistyrelsens Varmepumpeliste naturlige kølemidler.

Alpha Innotec:

Teknologisk Institut erfarer, at den tyske producent Alpha Innotec i et stykke tid har haft et produkt med propan (R290) som kølemiddel. Ifølge nyhedsmediet "hydrocarbon21" (i forbindelse med en reportage fra ISH-messen i Frankfurt i 2019) skal Alpha Innotec have produceret 25.000 enheder med R290.

Så vidt vides, markedsføres Alpha Innotecs varmepumper ikke i Danmark, og de findes heller ikke på Energistyrelsens Varmepumpeliste.

Vaillant:

Vaillant har for nylig (sommeren 2020) sendt luft-vand-varmepumper med R290 på markedet – også i Danmark. Vaillant har fået optaget seks produkter på Energistyrelsens Varmepumpeliste: <https://sparenergi.dk/forbrugere/vaerktoejer/varmepumpeliste>

Der er tale om seks størrelser med varmeydelser (Pdesign) på 4 til 13 kW. Apparaterne indeholder fra 0,6 til 1,3 kg R290.

I notatet beskrives også andre tiltag – bl.a. andre prototyper, som blev fremvist på ISH-messen i Frankfurt i 2019.

Komponenter:

Nilan har anskaffet sig en kompressor til R290 i passende størrelse. Der er tale om en Hitachi-kompressor, som er produceret i Kina. Databladet ser interessant ud, og data indgår i notatet om beregningsmodel.

Teknologisk Institut erfarer, at der også er andre leverandører af kompressorer til varmepumpedrift med propan som kølemiddel – bl.a. SIAM Compressor Industry (som har forbindelse til Mitsubishi).

Herudover kan nævnes, at Emerson har Copeland Scroll-kompressorer til R290 i variable speed-udgaver i passende størrelse.

Ekspansionsventil:

Som udgangspunkt satsede projektgruppen på at benytte Danfoss' elektroniske ekspansionsventil til R290 – eller eventuelt tilsvarende konkurrerende produkter.

Afrunding på state-of-the-art:

Propanvarmepumper er stærkt på vej på markedet i Danmark og i EU. Der er efterhånden ved at være komponenter på markedet til dette.

Sikkerhedsforhold

I Appendiks B er gengivet et notat om sikkerhedsforhold, der er skrevet af Asbjørn Vonsild. I det notat beskrives, hvilke standarder der gælder for luft-vand-varmepumper af denne type, og hvad man kan gøre for at leve op til dem.

De standarder, som er relevante, er EN 378:2016 og EN 60335-2-40:2013. Grænsen for kølemiddelfyldning for R290 er 4,94 kg for enheder placeret udendørs, og det bør ikke være et problem at overholde for enheder til normale enfamiliehuse.

Hele kølesystemet og hele kølemiddelfyldningen er placeret udendørs. Der er en potentiel risiko for, at kølemiddel kan lække over i det vand, som bliver opvarmet med varmepumpen. For at forebygge, at det kommer ind i huset, er der to måder, hvorpå man kan undgå dette:

- Ved at benytte en dobbeltvægget varmeveksler (kondensator)
- Ved at placere luftudskillere i vandkredsen uden for huset. Herved vil eventuelt lækket kølemiddel blive udluftet udenfor huset.

Projektgruppen valgte at benytte sidstnævnte metode til at undgå, at kølemiddel slipper ind i huset.

Endvidere skal man undgå at have antændingskilder på steder, hvor kølemiddel kan lække ud. Dette kan gøres ved at sørge for, at relæer og andre potentielle antændingskilder er placeret inde i huset eller i lukkede bokse på udendørsenheden.

3. Simuleringsmodel og indledende valg af komponenter

I Appendiks C er simuleringsmodel og beregninger beskrevet i detaljer.

Her beskrives de beregninger, der er foretaget i ELFORSK-projektet, med henblik på at få input til, hvordan første prototype af Nilans luft-vand varmepumpen skal konstrueres. Der er lavet beregninger for både fordamper og kompressor.

Beregningernes formål er at kunne energieffektivisere og nedbringe kølemiddelfyldning i Nilans Compact P AIR9, som anvender R410A som kølemiddel i dag.

Kompressorberegningerne er udført for at undersøge, hvilken SCOP Nilan kan forvente, hvis de skifter kølemiddel til propan og samtidig begynder at anvende en kompressor med samme performance som Hitachi WHP09400PSV.

I undersøgelsen er EES anvendt til at beregne COP ud fra fordampnings- og kondenseringstemperatur ved hjælp af kompressorpolynomierne fra den pågældende propankompressor. Kondenseringstemperaturen er antaget til at være identisk med fremløbstemperaturen som en første approach. Fordamperens performance er beregnet med aircoil simuleringsværktøjet EVAP-COND udviklet af NIST.

Metode

Kompressor

I det følgende beskrives beregningsmetoden samt den algoritme, der er fulgt for at bestemme COP for hvert arbejds punkt (A-E) til udregning af SCOP efter EN14825:2013.

Beregningsalgoritme:

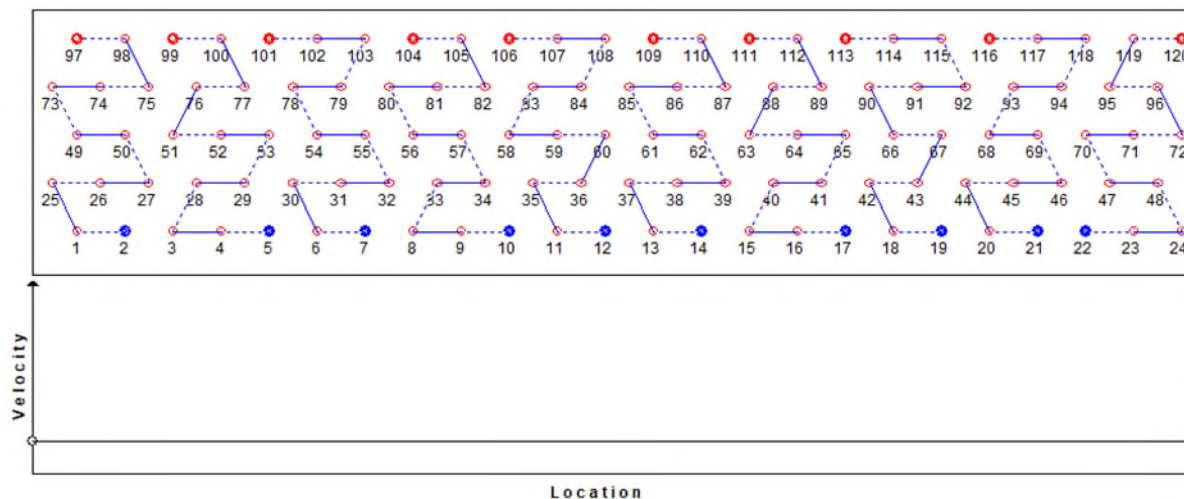
1. Pdesign beregnes/vælges.
2. Partload-kapaciteterne beregnes ud fra pdesign, jf. EN14825:2013.
3. COP'en fra R410A baseline setup (fra testrapport) anvendes til at bestemme den af kompressoren optagne effekt.
4. Den optagne effekt fratrækkes partload for at bestemme fordamperbelastningen.
5. Fordampningstemperaturen beregnes for denne fordamperbelastning med EVAP-COND.
6. EES anvendes til at beregne de nye COP'er med kompressorpolynomierne.

Fordamper

Fordamperens performance beregnes i EVAP-COND. Udgangspunktet er den coil, som Nilan pt. anvender til deres Compact P AIR 9-varmepumpe, som anvender kølemidlet R410A. Formålet er at undersøge, om den nuværende coil kan anvendes til propan (R290), og om propan har gode nok termofysiske egenskaber til, at Nilan kan anvende en coil med mindre volumen end den nuværende. Sidstnævnte er for potentielt at kunne nedbringe mængden af kølemiddel.

Volumen er mindsket ved at ændre fordamperrørens indre diameter fra 5,4 til 4,8 mm (20 % reduktion) og til 4,4 mm (33 % reduktion). Der er udført i alt 4 x 5 simuleringer (1. simuleringsiteration) med den oprindelige coil-konfiguration. De fem simuleringer er med udekonditioner svarende til driftpunkt A til E fra EN14825. Disse simuleringer er udført med et pdesign på 7,1 kW.

	100% Volume R410A / 100% Volume R290 / 80% Volume R290 / 66% Volume R290				
Udekond.	+12°C/88,8%RH	+7°C/86,6%RH	+2°C/83,6%RH	-7°C/74,3%RH	-10°C/69,3%RH



Figur: Oprindelig coil-konfiguration.

Ud over ovenstående simuleringer er der udført yderligere tre simuleringer for alle fem driftstilstande fra EN14825.

Resultater og diskussion

Kompressor

Beregningens resultat er SCOP for low temperature (gulvvarme) og average climate på 5,36. I testrapporten, som er projektets baseline med et R410A-setup, er SCOP 5,11. Dvs. at skiftet til propan med en Hitachi WHP09400PSV-kompressor vil øge SCOP'en med ca. 5 % baseret på beregningerne og antagelserne.

Beregningerne er lavet med 8K i overhedning. Tidligere forsøg (report no. 2003901 rev.1 /HSG) har vist, at varmepumpens effektivitet øges ved lavere overhedning. I disse forsøg er det lykkedes at holde stabil fordampdrift ved en overhedning på ned til 5K i en væskevand-varmepumpe, hvorved der muligvis eksisterer et optimeringspotentiale.

Beregningerne viser, at effektiviteten ikke kan øges yderligere ved at indsætte en intern varmeveksling. I øvrigt er olien på højtrykssiden i kompressorhuset, og derfor kan problemet med for dårlig smøring med propan måske undgås med undersøgte propankompressor. Man kan måske forestille sig, at den første prototype fremstilles uden intern varmeveksler – men forberedt for at blive modificeret til at være med intern varmeveksling.

Fordamper

Der er foretaget simuleringer med den oprindelige fordamper (til R410A-modellen) og to nye konstellationer for fordamperen. Resultaterne viser, at den nuværende fordamper godt kan benyttes til R290, og med alternative konstellationer kan man opnå tilsvarende resultater (eller lidt bedre) med lidt lavere fyldningsmængde af kølemiddel.

Nilan foretog tilsvarende fordamperberegninger med beregningsprogram fra deres fordamperleverandør (SEST (Lu-ve)), og det gav sammenlignelige resultater.

Derfor benyttedes dette program til senere at bestemme udformningen af fordamper til prototype 2.

Anbefaling 1. prototype

På baggrund af simuleringresultaterne blev følgende design af første prototype anbefalet:

- R290 Propan som kølemiddel
- Elektronisk ekspansionsventil
- WHP09400PSV-C9EU Hitachi-kompressor
- Fordamper opbygget med 20 kredse, 6 rør pr. kreds og 30 rør i højden, 4 i dybden. Indre diameter på 4,6 mm.
- Rørsystemet opbygges med intern varmeveksler.

For flere detaljer, se Appendiks C.

4. Koncept for første prototype og test af denne

Konceptet for den første prototype blev diskuteret på projektmøde den 14. november 2019 hos Nilan.

På foranledning af beregningerne (se afsnittet ovenfor) havde Nilan bestilt en ny type fordampner – bl.a. med det formål at reducere fyldningen af kølemiddel. Nilan oplyste, at deres leverandør formoder, at det tager ca. 8-9 uger, før de kan få prototyper af ny fordampner.

Herefter diskuterede projektgruppen (med henvisning til notat om sikkerhed i Appendiks B), om det er nødvendigt at sætte på reduceret kølemiddelfyldning i den første prototype. Det ser ikke ud til, at man bryder mod nogle grænser med den eksisterende fordampner. Derfor kan projektgruppen designe den første prototype med den eksisterende fordampner. Således behøver man ikke vente to måneder med at bygge den første prototype. Dette blev besluttet.

Ekspansionsventil: Nilan benytter i dag mekanisk ekspansionsventil. Det blev foreslået at benytte elektronisk ekspansionsventil i stedet for. Dette kan måske reducere overhedningen. Nilan bestiller en elektronisk ekspansionsventil til prototype 1. Den interne varmeveksler bliver udført ved at lodde rørene sammen. Nilan finder en løsning for dette, som evt. senere kan benyttes i produktionen.

Grundet luftmængden igennem fordampneren foreslog Henrik fra EBM Papst at anvende en mindre ventilatormotor. Denne vil give en besparelse på ventilatorens effektforbrug på 10 % og 3 db(A) mindre støj. I den første prototype benyttes den ventilatortype, som Nilan benytter i produktionen af Air9 varmepumpen.

Luftudskiller: Vi placerer luftudskiller i udedelen, således at en eventuel lækage af propan, som måtte komme ind i vandkredsløbet, vil blive udluftet i udedelen.

Det viste sig desværre, at den første R290-kompressor, som Nilan havde modtaget fra Kina, var en forkert model, som ikke var egnet til variabel hastighed. Derfor blev der bestilt en ny kompressor fra Kina, og den nåede heldigvis at blive produceret og afsendt før corona-krisen lukkede Kina i starten af 2020.

Efter kompressoren ankom til Danmark, blev den afsendt til producenten af Nilans inverterstyring til gennemmåling af de elektriske dele. Herudfra blev der bestemt nogle parametre til styringen, og kompressoren ankom til Nilan, som startede processen med at bygge den første prototype.

Teknologisk institut leverede et antal kalibrerede termoelementer til montering på udvalgte steder på kølesystemet.

Efter opbygningen af prototypen, påfyldning af kølemiddel og funktionsafprøvning afsendte Nilan prototypen til Teknologisk Instituts Varmepumpelaboratorium i Aarhus.

Test af første prototype

Der var reserveret et testvindue på en uge på prøvestanden. Det meste af denne tid blev brugt til at indkøre og justere på parametre på bl.a. den elektroniske ekspansionsventil.

Derfor nåede man ikke at foretage SCOP-test i dette prøvevindue, og prototypen måtte afmonteres og vente til næste ledige testvindue. Dette medvirkede til forsinkelser i forhold til tidsplanen.

Det lykkedes i det næste testvindue at foretage den planlagte måling.

På projektmødet den 17. september 2020 blev resultaterne præsenteret. SCOP er målt til 5,21 og P(design) til 4,0 kW. Effektiviteten (SCOP) er lidt bedre end standardproduktet, og P(design) er lidt mindre end forventet.

Nilans Air9-varmepumpe med R410A er tidligere målt i en akkrediteret test på Teknologisk Institut til at have en SCOP på 5,11 og P(design) til 5,21 kW.

Under test er setpunktet for den elektroniske ekspansionsventil sat til 6K. Hvis den sættes til mindre, bliver systemet ustabil. Det kan måske tyde på, at der ikke helt er balance mellem de 12 parallelle løb i fordamperen. Det kan være på grund af ubalance i indsprøjtningen eller ubalance i luftfordelingen. Det kan også være fordi, at den elektroniske ekspansionsventil er lidt for stor.

Der er fin opvarmning af sugegassen i den interne varmeveksler og ved varmeveksling med inverteren. Der er ikke noget, som tyder på problemer med, at der kommer væskedråber til kompressoren.

Teknologisk Institut har beregnet enthalpibalancen på den interne varmeveksler:

	1	2	3	4	5	6	7	8
	dh _{liquid}	dh _{vapor}	P _{liquid,in} [bar]	P _{vapor,in} [bar]	t _{3 liquid,in} [C]	t _{4 liquid,out}	t _{5 vapor,in} [C]	t _{6 vapor,out}
Run 1 A	10,48	9,897	11,82	3,12	29,23	25,43	-7	-1,08
Run 2 B	7,18	7,104	10,69	4,46	26,06	23,43	4,37	8,41
Run 3 C	6,898	6,829	9,93	5,27	23,58	21,03	8,66	12,44
Run 4 D	5,785	3,709	9,96	6,09	24,39	22,26	13,18	15,18
Run 5 E&F	11,06	9,74	12,15	2,7	29,56	25,55	-10,21	-4,28

Det ses, at enthalpiforskellen på begge sider af den interne varmeveksler i de første tre delast-situationer (A-C) er i samme størrelsesorden. Det betyder, at der ikke sker latent varmeudveksling i sugerøret – dvs. at sugegassen kan betragtes som tør. I punkt D (+12°C luft ind på fordamperen) er kun 65 % af varmeenergien fra væskeledningen gået til opvarmning af sugegassen. Dvs. 35 % er gået til fordampning af væskedråber, hvilket betyder, at der kommer lidt væskedråber med sugegassen ud af fordamperen. For punkt E&F (-10°C luft ind på fordamperen) er 12 % gået til fordampning af væske i sugegassen.

Den akkrediterede testrapport for første prototype er vist i Appendiks D.

5. Koncept for anden prototype og test af denne

På projektmødet den 17. september 2020 diskuterede projektgruppen design af den anden prototype.

Der blev vist beregninger af fordamper ved hjælp af program fra fordamperleverandøren. Der blev bl.a. vist beregninger for en fordamper med 20 parallelle løb (mod nuværende fordamper med 12 løb).

Der blev udtrykt bekymring for, om det vil være en fordel med flere parallelle løb, og at det måske øger risikoen for ubalance mellem løbene. Endvidere viste det sig, at én af parametrene i beregningerne for den eksisterende fordamper var indtastet forkert.

Derfor blev det besluttet, at Nilan og Teknologisk Institut skulle afholde et separat møde, hvor der skulle foretages nye beregninger. Dette møde blev afholdt som Teams-møde den 24. september, og her blev man enige om, at Nilan samme dag skulle bestille en ny fordamper med 12 parallelle løb, lidt kortere finneafstand, en ekstra rørrække og lidt længere kapillarrør (fordelingsrør).

Trykfaldet på luftsiden er lidt højere end for prototype 1 (38,9 Pa mod 29,7 Pa).

EBM Papst havde på forhånd fremsendt materiale om en nye ventilator, som man tilbød projektet.

Der er tale om en energieffektiv ventilator, som er specielt rettet mod anvendelse i varmpumper. Diameter er 500 mm, og der er udviklet ny vingeprofil, som fordeler luften bedre og gør den mere støjsvag (3-6 dB reduktion). Denne nye ventilator kunne alligevel ikke leveres, og derfor benyttedes den oprindelige ventilator også i 2. prototype.

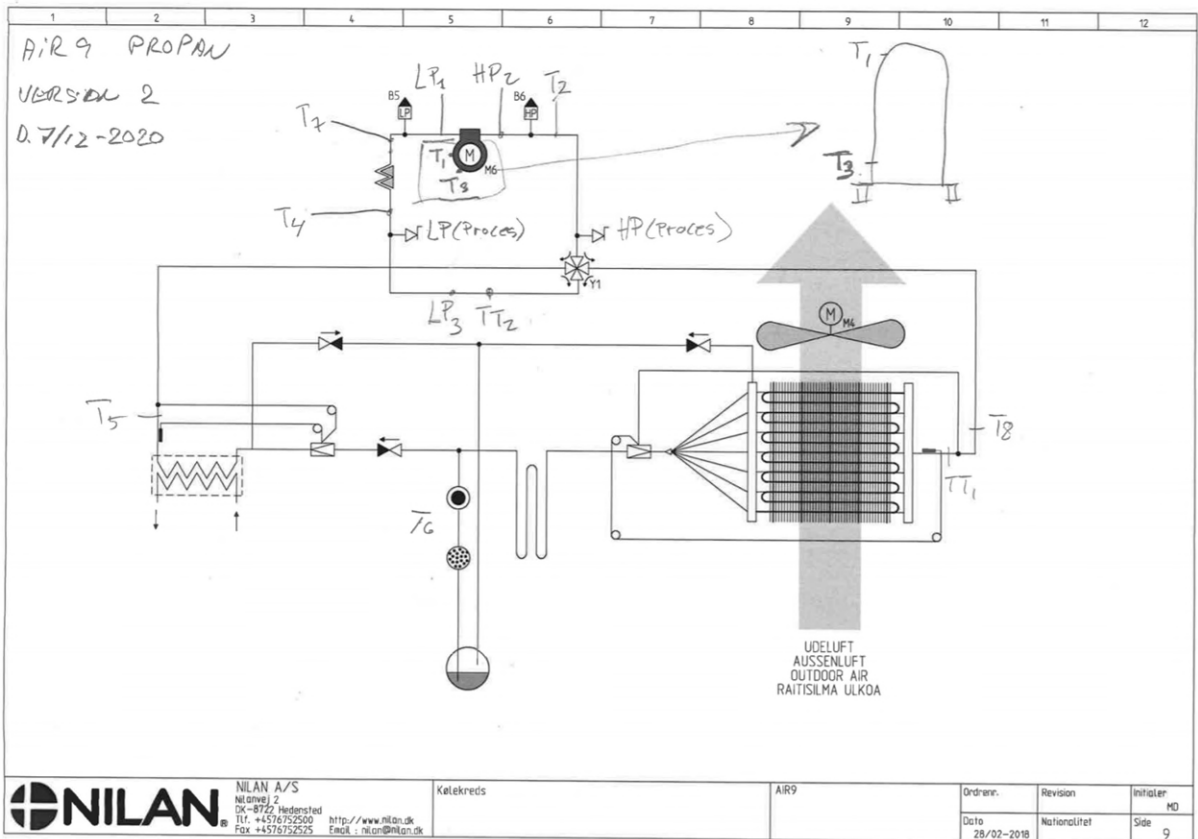
Nilan har ved projektets afslutning (ultimo maj 2021) modtaget den nye ventilator fra EBM Papst, og det var desværre for sent til at være med i projektet.

Følere til den elektroniske ekspansionsventil placeres lige efter fordamperen.

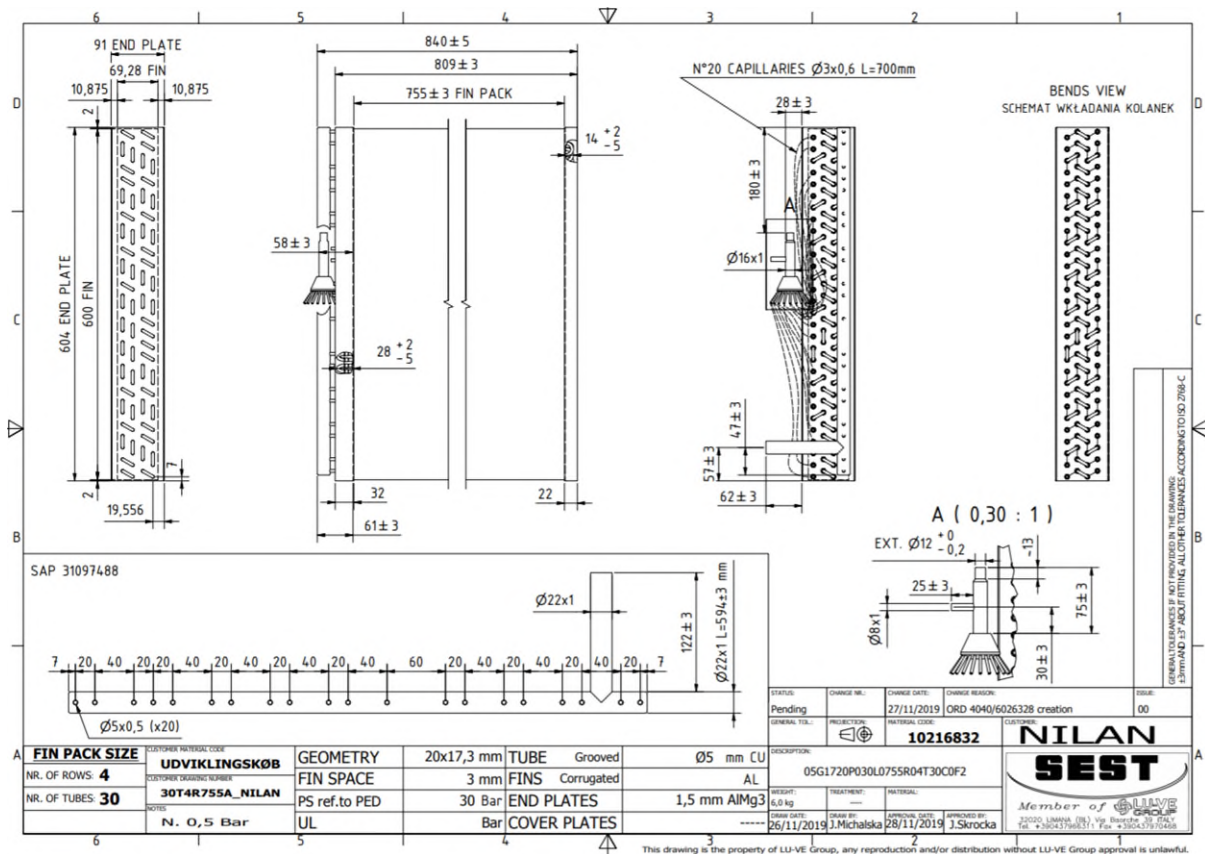
Der placeres en ekstra termometer (ud over termoelementerne fra prototype 1), så man kan registrere varmetransmissionen mellem gas og væske i 4-vejsventilen, og dette kan gøres ved at placere et termoelement på afgang af fordamperen. Temperaturen af kompressorpoten bør måles på bunden af potten i stedet for foroven.

Nilan besluttede lidt senere (bl.a. ud fra Teknologisk Instituts enthalpianalyse for første prototype), at den interne varmeveksler skal fjernes i 2. prototype.

Nilan byggede den anden prototype ud fra første prototype, fyldte kølemiddel på og funktionsprøvede den. Herefter blev den afsendt til Varmepumpelaboratoriet hos Teknologisk Institut i Aarhus.



Figur: Rørdiagram for prototype 2 og placering af termoelementer og trykkudtag til tryktransducere.



Figur: Tegning af fordampner og væskefordeler til prototype 2.

Date 24-09-2020
 Customer NILAN
 Reference AIR9_7mm_2,6mm RAB-10
 Project 12 kredse R290
 Calculated by RAB



EVAPORATING COIL (Generic)

eGenius ver. 2.1.1.62

Code	SRN25/ED/24T6R755A/CuAl/12V01		
Fin type	Wavy		
Type of tube	Rippled (HP) 0,25		
Fluid	R290		
Type of calculation	Counterflow	Total capacity [kW]	5,94
Corrective factor	1,0	Sensible capacity [kW]	5,10
Additional equivalent length	0	Latent capacity [kW]	0,85
		Heat exchange coefficient [W/(m2K)]	40,01
AIR SIDE		REFRIGERANT SIDE - R290	
Inlet air temp. [°C]	-10,0	Condensing temp. [°C]	35,0
Inlet air R.H. [%]	85,0	Subcooling degrees [K]	5,0
Standard air density [kg/m3]	1,225	Temp. before expansion valve [°C]	30,0
Outlet air temp. [°C]	-14,3	Evaporating temp. Dew [°C]	-17,0
Outlet air R.H. [%]	96,5	Superheating degrees [K]	5,0
Volumetric air quantity [m3/h]	3.500,0	Mass fluid quantity [kg/s]	0,0209
Mass air quantity [kg/s]	1,191	Total pressure drop [K]	1,38
Frontal velocity [m/s]	2,15	Header pressure drop [K]	0,17
Pressure drop [Pa]	38,9	Total pressure drop [kPa]	13,4
Barometric pres. [kPa]	101,3	Header pressure drop [kPa]	1,6
Altitude [m]	0	Capillary pressure drop [kPa]	94,9
		distributor pressure drop [kPa]	6,1
		Refrigerant quality at unit cooler inlet	0,303
Nr. of tubes per row	24	Geometry [mm]	25,00x21,65
Nr. of rows	6	Fin spacing [mm]	2,60
Nr. of unused tubes	0	Fin thickness [mm]	0,10
Nr. of circuits	12	Fin material	Aluminium
Tubes per circuit	12	HxLxP [mm]	600x755x130
Inner volume [l]	4,05	Exchange surface [m2]	44,0
Tubes diameter [mm]	7,00	Frontal area [m2]	0,45
Tube thickness [mm]	0,25	Header Øin/out [mm]	18 / 22
Tube material	Copper	Capillary: diameter and thickness [mm]	4,00 x 1,00
Approx. Weight [kg]	13,5	Capillary: length [mm]	600,00
		Distributor: Venturi orifice diameter [mm]	5,50
Drawing:			

Tabel: Resultater af beregninger på den nye fordamper, som blev bestilt den 24. september 2020.



Foto af opbygning af prototype 2 i prototypeværkstedet hos Nilan. Man ser kompressor og sugeakkumulator/olieudskiller bygget sammen fornedet til venstre. Helt til højre er kondensatoren (pladevarmeveksler). Imellem er reciever og nedenunder denne: kølemiddel-filter.

På Teknologisk Institut blev prototype 2 monteret i prøvestand, og nu startede der en række test og problemløsninger, som tog noget tid. I det følgende beskrives dette i koncentreret form.

Prototypen fungerede ikke helt som forventet med hensyn til kapacitet og effektivitet, og efter afmontering af beskyttelsesplade ved fordamper kunne man se, at der var en skævfordeling af kølemiddel i fordamperen.



Foto: Første udgave af prototype 2. Der er tydeligvis en skævfordeling af kølemiddel i fordamperen. Det kan man se på den asymmetriske tilrimning af fordamperrør og fordelingsrør.

Nilan og Teknologisk Institut vurderede, at der måtte være en fejl i væskefordeler og/eller fordelerrør, og prototype 2 blev afmonteret og bragt til Nilan. Nilan havde heldigvis bestilt to stk. af fordamperen, og nu blev den anden monteret i stedet for den første.

Prototype 2 blev igen sendt til Teknologisk Institut og sat i testbænk. Der var igen problemer med kapacitet og effektivitet, og det besluttedes at montere en termostatisk ekspansionsventil i stedet for den elektroniske ekspansionsventil. Dette blev gjort hos Nilan, og prototype 2 blev igen sendt til Teknologisk Institut.

Nu lykkedes det at løse problemet med skævfordeling af kølemidlet. Efterfølgende kan man måske konkludere, at den elektroniske ekspansionsventil ikke har fungeret som ønsket, idet den måske var for stor.

Men der var stadig problemer med kapacitet. Trykket på højtrykssiden var for højt. Projektteamet vurderede, at der var for meget kølemiddel på prototypen. Nilan tappede kølemiddel af anlægget, og nu var fyldningen 1400 gram R290. Det hjalp på effektiviteten, men ikke helt på kapaciteten.

Efter at Teknologisk Institut og Nilan analyserede testdata, konstaterede man, at der kom for lidt luft igennem fordamperen. Der var angivet et forkert styresignal til ventilatoren. Det blev rettet, og nu kom prototypen til at fungere efter hensigten.

I akkrediteret test på Teknologisk Institut i Aarhus blev der målt en SCOP på 5,32 ved gulvvarmetilstand efter EN 14825:2016. P(design, - 10 C) blev målt til 4,0 kW. P(norm, +7 C) blev målt til 6,23 kW.

Dette betragtes som et tilfredsstillende resultat. Ved projektets afslutning (maj 2021) har ingen luft-vand-varmepumper på Energistyrelsens liste (<https://spareenergi.dk/forbruger/vaerktoejer/varmepumpelisten>) så høj en energieffektivitet.

6. Formidlingsaktiviteter

Projektet blev omtalt af ELFORSK i 2019 i forbindelse med opstarten af projektet:

<https://elforsk.dk/nyheder/pressemeddelelse/dansk-energi-giver-varmepumperne-teknologisk-loft>

I 2020 blev projektet omtalt lidt mere specifikt – bl.a. i et interview med en kølespecialist fra Nilan:

<https://elforsk.dk/nyheder/projektresultat/test-forste-prototype-luft-vand-varmepumpe-med-naturlige-kolemiddele>

I denne artikel fortæller Nilan, at den første prototype er bygget og er opstillet til test. Der forelå dog ikke resultater af denne test, da artiklen blev skrevet.

Artiklen blev lagt på ELFORSK's LinkedIn-side, og den blev kommenteret af Teknologisk Institut. Denne aktivitet fik alene mere end 1000 visninger. Der har formentlig været mange andre, som har kommenteret artiklen, hvilket har medført mange andre visninger.

Denne artikel fra maj 2020 afstedkom en artikel i det internationale nyhedsmedie Shecco – bl.a. fordi der er en dansk journalist ansat. Artiklen blev offentliggjort på Sheccos nyhedsside hydrocarbon21:

https://hydrocarbons21.com/articles/9317/danish_technological_institute_developing_air_to_water_heat_pumps_with_r290

Denne artikel medførte en lang række henvendelser fra aktører, som også arbejder med udvikling af varmepumper med R290 – bl.a. fra universiteter fra forskellige lande.

Projektet er omtalt i "Energi20", som er en årspublikation om F&U fra Innovationsfonden, EUDP og ELFORSK. Den udkom i efteråret 2020.

https://www.danskenergi.dk/sites/danskenergi.dk/files/media/dokumenter/2020-10/Energi20_Forskning_giver_grobund_for_forandring.pdf

Det var meningen, at der skulle skrives et "paper" til en international konference om køling. På grund af Corona-pandemien og aflysninger eller ændringer af koncepter for konferencer er dette endnu ikke sket. Den store aktivitet med test og modifikationer af prototyper har ligeledes tappet projektet for ressourcer til denne aktivitet. Sheccos internationale dækning af aktiviteten (se ovenfor) har delvist dækket denne aktivitet.

Appendiks A: State-of-the-art

Indledning

I Danmark har man i mange år tilstræbt at benytte naturlige kølemidler i stedet for HFC-kølemidler med høj drivhuseffekt (en høj GWP-værdi). Det er lykkedes i forbindelse med de fleste køleanlæg, men det er hidtil ikke lykkedes på varmepumpeområdet – på nær for meget store anlæg (større end 200 kW).

Der benyttes p.t. HFC-kølemidler i Nilans varmepumper, og flere forhold gør det fordelagtigt at skifte til et naturligt kølemiddel. En af grundene er, at Nilan ønsker at være endnu mere miljøbevidst og levere miljørigtige produkter. En anden grund er den store prisstigning, som finder sted på høj-GWP-kølemidler på grund af EU's nedfasning og kvotesystem (EU's "F-gas-forordning"). Dette betyder, at produkterne bliver dyrere at indkøbe og servicere, og det hæmmer udrulningen af varmepumper, idet forbrugerne måske vælger alternative opvarmningsformer (f.eks. træpillefyr).

Et af Nilans vigtigste produkter er en luft-vand-varmepumpe, som produceres til lavenergihuse til gulvvarme. Hele den termodynamiske kredsløbsproces er placeret udendørs, og det er en af grundene til, at denne type varmepumpe er en god udviklingsplatform for anvendelse af kulbrinter (f.eks. propan) som naturligt kølemiddel. En barriere er, at kulbrinter modsat HFC-kølemidler er brændbare, hvilket kræver en række sikkerhedsmæssige tiltag – tiltag, som dog ikke er "show stopper".

I projektet vil en luft-vand-varmepumpe med kølemidlet propan blive udviklet.

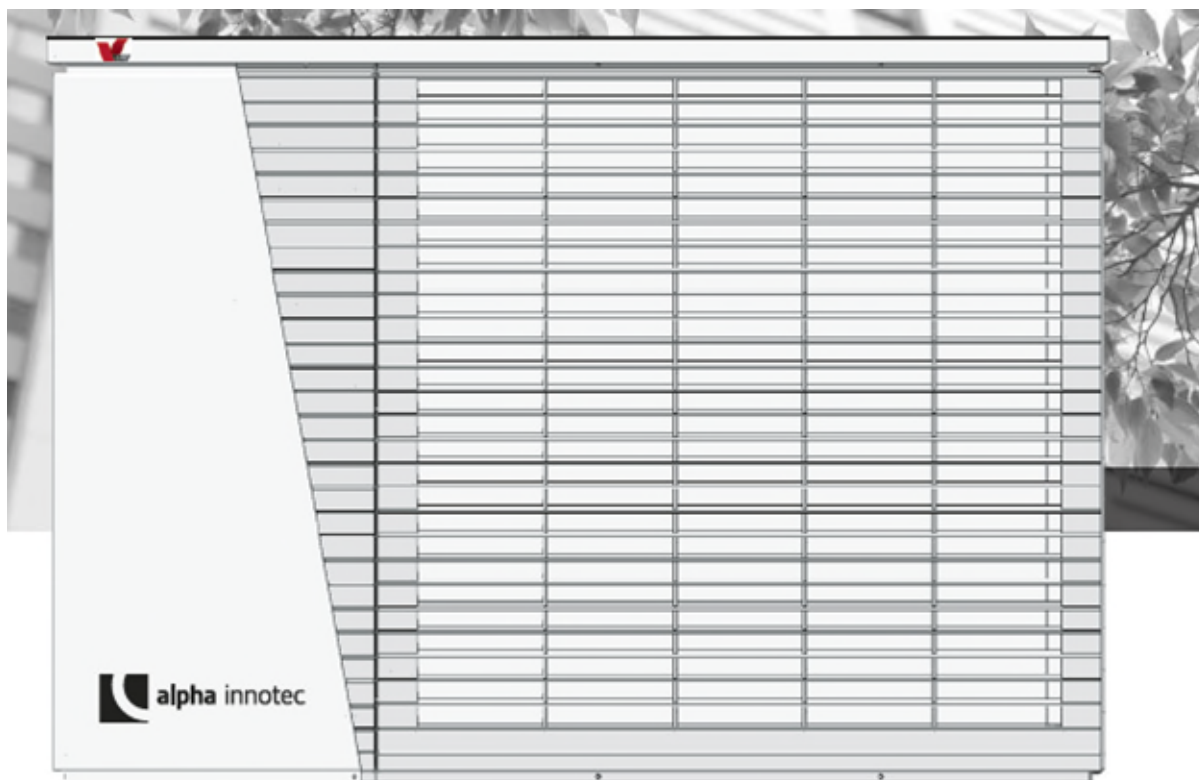
Det er centralt i projektet at opnå en høj energieffektivitet. Det er vigtigt, at produkterne kommer i bedste energiklasse og lever op til EU's Ecodesignkrav. Propan er et fremragende kølemiddel med gode termodynamiske og termofysiske egenskaber. Derfor er der et potentiale for forbedring af energieffektiviteten på 5-10 % (i forhold til nuværende HFC-løsning) – alene ved brug af dette kølemiddel.

Overgangen til naturlige kølemidler vil sikre varmepumpens videre indpas i det elektrificerede Danmark.

Eksisterende luft-vand-varmepumper med naturlige kølemidler

Så vidt projektgruppen erfarer, så er der først for nylig kommet luft-vand-varmepumper med naturlige kølemidler på markedet i Danmark. Ved projektets start var der ingen af produkterne på Energistyrelsens Varmepumpe-liste, som var med naturlige kølemidler.

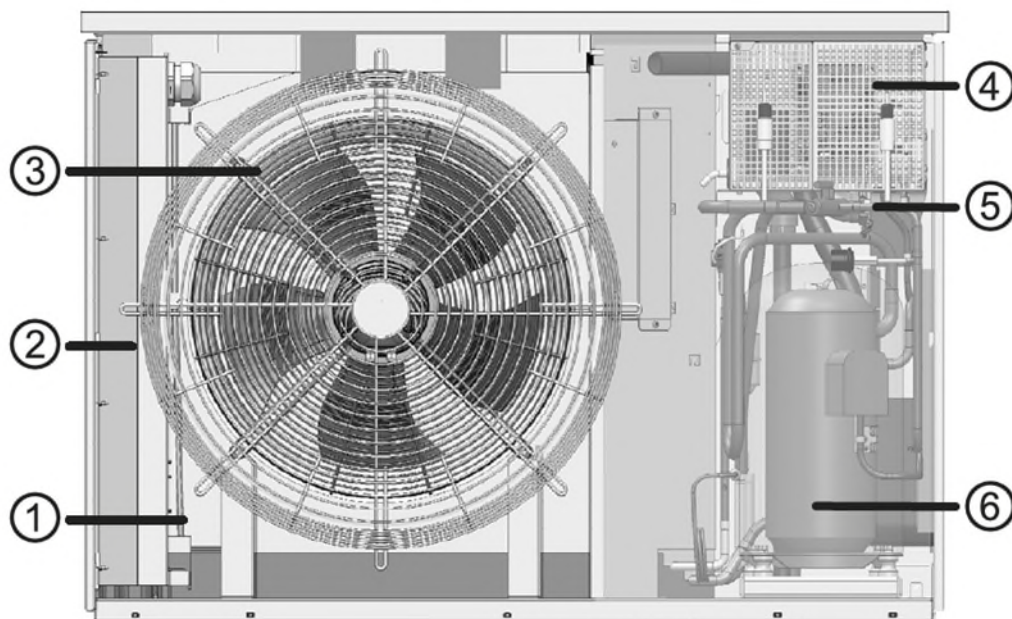
Teknologisk Institut erfarer, at den tyske producent Alpha Innotec i et stykke tid har haft et produkt med propan (R290) som kølemiddel. Ifølge nyhedsmediet "hydrocarbon21" (i forbindelse med reportage fra ISH-messen i Frankfurt i 2019) skal Alpha Innotec have produceret 25.000 enheder med R290.



Billede fra forsiden af "Operation manual" for Alpha Innotec LWDV-varmepumpe
<https://www.alpha-innotec.de/en/end-user/products/heat-pumps/product-catalog/details/lwdv91-13hsv9m-13.html>

På den store fagmesse for VVS-produkter, ISH i Frankfurt, blev der i marts 2019 fremvist modeller af luft-vand-varmepumper med R290. Ifølge nyhedsmediet "Accelerate24" var der følgende:

- Den tyske producent Wolf GmbH havde to størrelser: én model, som kan levere fra 1,6 - 6,82 kW, og én, som kan levere fra 2,0 - 9,8 kW. Ifølge mediet er "COP 4,65". Det er lidt uklart, om hele kølesystemet befinder sig udenfor i en monoblok. Kølemiddelfyldningen skulle være "maximum propane charge of 3,4 kg".
- Den tyske producent Roth GmbH udstillede en inverterstyret luft-vand-varmepumpe med R290. Produktet kan både opvarme og køle bygninger og benytter en vandbeholder, som kan integreres sammen med gulvvarmesystem.
- Alpha Innotec (del af Nibe-koncernen) udstillede også en inverterstyret R290-varmepumpe. Deres produkt "alira LWDW" er en kompakt varmepumpe med mindre end 1,2 kg fyldning og er beregnet til at blive opstillet undendørs.
- Den tjekkiske producent Hotjet fremviste en "monoblok", som angiveligt er i energiklasse A+++.



- | | | | |
|---|------------|---|------------|
| 3 | Fan | 4 | Inverter |
| 2 | Switch box | 5 | Condenser |
| 1 | Evaporator | 6 | Compressor |

Illustration fra Alpha Innotecs "Operation manual". Ifølge denne manual indeholder produktet 1,05 kg R290 og kan levere 8,11 kW ved +7/+35 og fuldlast.

Ifølge nyhedsmediet "hydrocarbon21" blev følgende desuden fremvist på ISH:

- Nibe fremviste en ny luft-vand-varmepumpe med R290. Den er angivelig med "modulating compressor technology".

Vaillant

Vaillant har for nylig (sommeren 2020) sendt luft-vand-varmepumper med R290 på markedet – også i Danmark. Vaillant har også fået optaget seks produkter på Energistyrelsens Varmepumpeliste:

<https://sparenergi.dk/forbruger/vaerktoejer/varmepumpelisten>

Der er tale om seks størrelser med varmeydelser (Pdesign) på 4 til 13 kW. Apparaterne indeholder fra 0,6 til 1,3 kg R290.

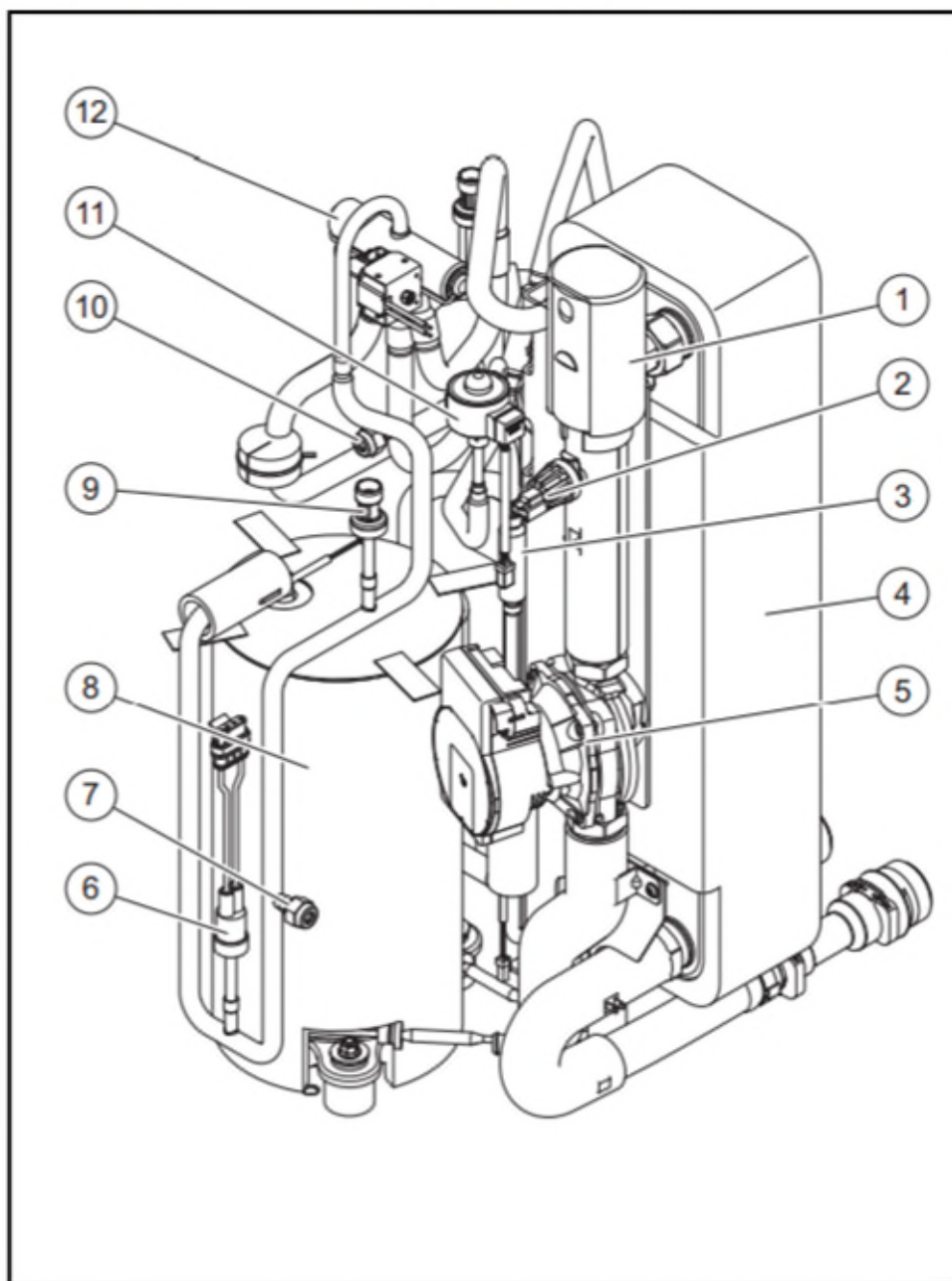
I et interview til Ingeniøren (8. august 2020) siger Peter Aller, at kondensatoren er dobbeltvægget, "således at intet kølemiddel kan lække over i det varme vand".

De følgende "klip" på de næste sider er fra installationsvejledningen:

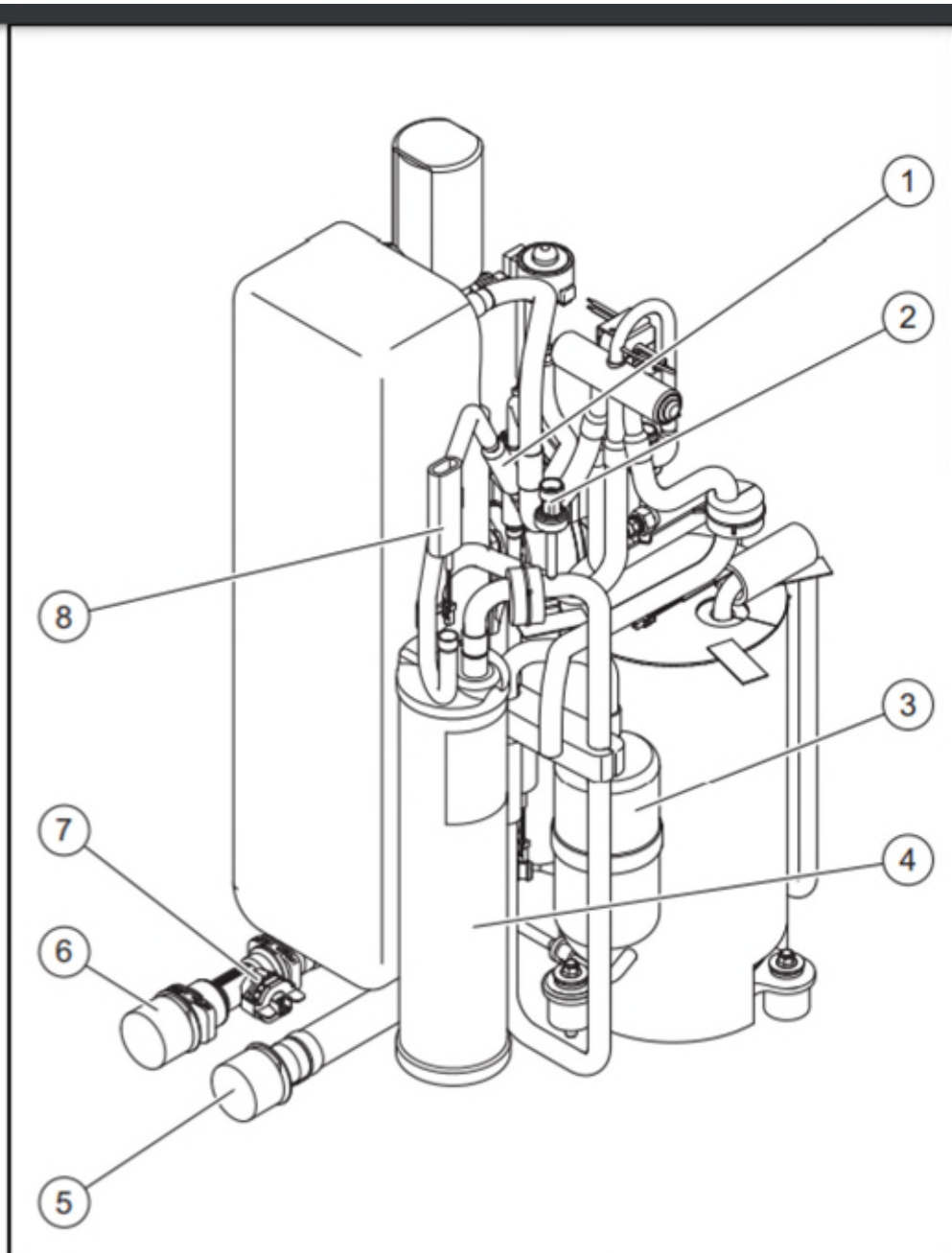
<https://www.vaillant.dk/local-media/dokumente/manuals-everyone-access/0020297933-03-1714629.pdf>

Her kan man bl.a. se, at der er automatisk udluftning, elektronisk ekspansionsventil, 4-vejs-omskifteventil og diverse følere (inkl. en gennemstrømningsføler).

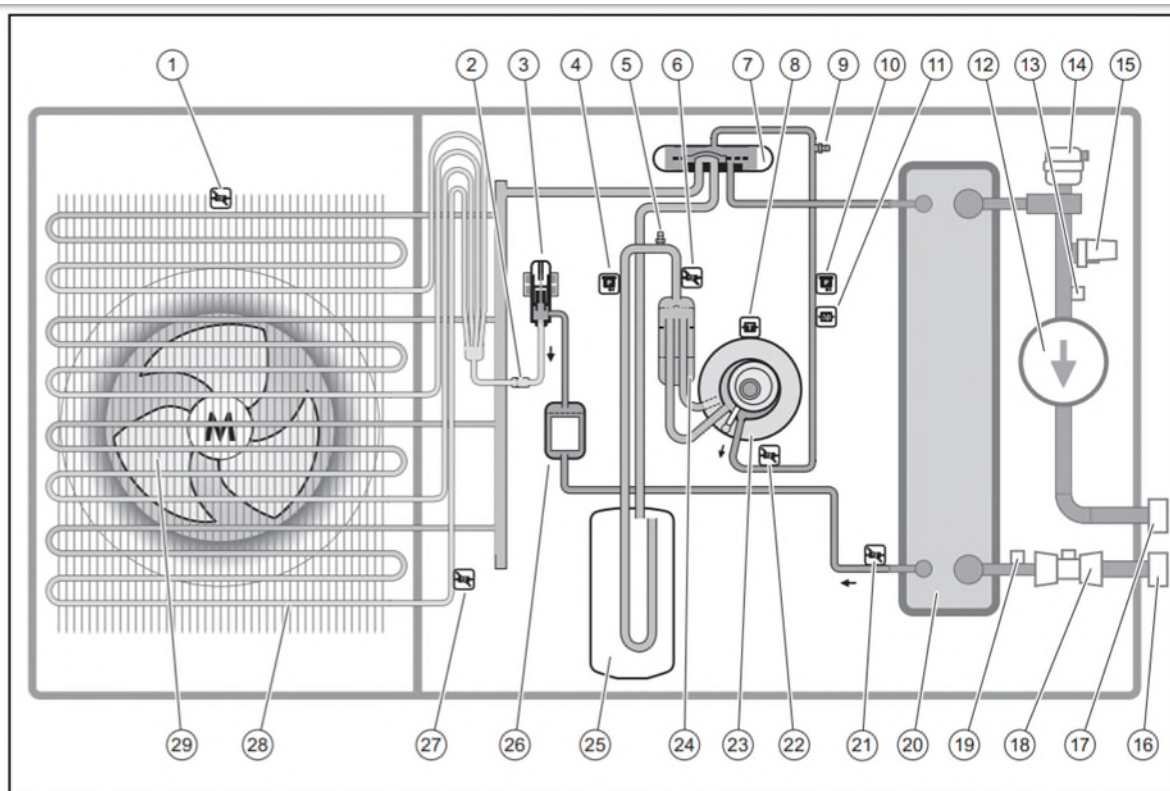
3.5.3 Komponenter, kompressor



- | | | | |
|---|-----------------------------|----|--|
| 1 | Automatudlufter | 7 | Vedligeholdelsestilslutning, i højtryksområdet |
| 2 | Trykføler, i varmekredsen | 8 | Kompressor, indkapslet |
| 3 | Filter | 9 | Trykføler, i højtryksområdet |
| 4 | Kondensator (varmeveksler) | 10 | Vedligeholdelsestilslutning, i lavtryksområdet |
| 5 | Varmepumpe | 11 | Elektronisk ekspansionsventil |
| 6 | Trykvagt, i højtryksområdet | 12 | 4-vejsomskifterventil |



- | | | | |
|---|------------------------------|---|--|
| 1 | Filter | 5 | Tilslutning til varmeanlæggets fremløb |
| 2 | Trykføler, i lavtryksområdet | 6 | Tilslutning til centralvarmereturløb |
| 3 | Kølemiddelseparator | 7 | Gennemstrømningsføler |
| 4 | Kølemiddelsamler | 8 | Temperatursensor, ved fordamperen |



1	Temperatursensor, ved luftindgang	16	Tilslutning, centralvarmereturløb
2	Filter	17	Tilslutning, varmeanlæggets fremløb
3	Elektronisk ekspansionsventil	18	Gennemstrømningsføler
4	Trykføler	19	Temperatursensor, på centralvarmereturløb
5	Vedligeholdelsestilslutning, i lavtryksområdet	20	Kondensator (varmeveksler)
6	Temperatursensor, foran kompressoren	21	Temperatursensor, bag kondensatoren
7	4-vejsomskiftventil	22	Temperatursensor, bag kompressoren
8	Temperatursensor, ved kompressoren	23	Kompressor
9	Vedligeholdelsestilslutning, i højtryksområdet	24	Kølemiddelseparator
10	Trykføler	25	Kølemiddelsamler
11	Pressostat	26	Tørfilter
12	Varmepumpe	27	Temperatursensor, ved fordamperen
13	Temperatursensor, på varmeanlæggets fremløb	28	Fordamper (varmeveksler)
14	Hurtigudlifter, i varmekredsen	29	Blæser
15	Trykføler, i varmekredsen		

Komponenter

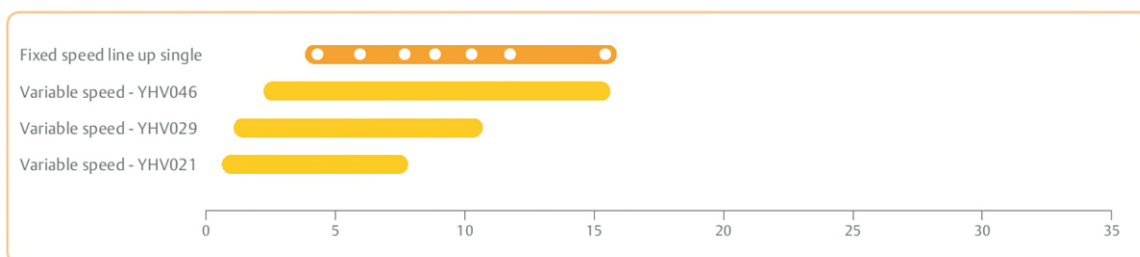
Nilan har anskaffet sig den første kompressor til R290 i den rigtige størrelse. Der er tale om en Hitachi-kompressor, som er produceret i Kina. Databladet ser interessant ud og er behandlet i notatet om beregningsmodel.

Teknologisk Institut erfarer, at der også er andre leverandører af kompressorer til varmepumpedrift med propan som kølemiddel – bl.a. SIAM Compressor Industry (som har forbindelse til Mitsubishi).

Herudover kan nævnes, at Emerson har Copeland Scroll-kompressorer til R290 i variable speed-udgaver i passende størrelse. Se illustration og link nedenunder.



R290 scroll compressor line-up



Heating conditions in kW: evaporating -7°C, condensing 50°C, superheat 10K, subcooling 4K

Fra datablad fra Copeland: <https://climate.emerson.com/documents/copeland-scroll-for-r290-comfort-applications-fixed-variable-speed-models-en-gb-4839784.pdf>

Ekspansionsventil

Foreløbigt satser vi på at benytte Danfoss' elektroniske ekspansionsventil – eller eventuelt tilsvarende konkurrerende produkter.



Danfoss' elektroniske ekspansionsventil. Fra:
https://www.danfoss.com/en/products/valves/dcs/electric-expansion-valves/?sort=default_sort&filter=applications%3Dheat-pumps

Som udgangspunkt satser vi på, at de andre komponenter kan leveres af Nilans sædvanlige leverandører.

Afrunding

Propanvarmepumper er stærkt på vej på markedet i Danmark og i EU. Der er efterhånden ved at være komponenter på markedet til dette.

Appendiks B: Safety Note

This document describes product safety aspects around the Air9 when using R290 as refrigerant.

Air9 is a HP designed to be placed outdoors. It heats up water which is circulated indoors, where the heat is used. The charge of the Air9 when converted to R290 will be less than 3 kg, but more than 150g. The target market of Air9 is Europe, which means that the safety standards of potential relevance for the refrigerant safety are EN 378:2016 and EN 60335-2-40:2013. Most heat pumps in the EU are built to comply with the EN 60335-2-40:2013. This is especially true for mass-produced systems.

Asbjørn Vonsild
Vonsild Consulting ApS

Charge limits in standards

The safety standards EN 378:2016, ISO 5149:2014, EN 60335-2-40:2013, and IEC 60335-2-40:2018 all agree that the upper R290 charge limit for systems placed outside with access from the public is 4.94 kg of R290 (130m³ x LFL). This means that Air9 will be within the charge limits deemed safe by all relevant safety standards.

Additional requirements in standards regarding refrigerant leak path

A potential hazard is that refrigerant will leak into the water that is being heated by the heat pump. If that water is a water circuit with an indoor airvent, or if the water is used as tap water, then there is a risk that a refrigerant leak will go into the indoor environment.

To avoid this the safety standards EN 378:2016, ISO 5149:2014, EN 60335-2-40:2013, and IEC 60335-2-40:2018 all agree that to avoid this leakage path:

- Heat Exchangers need to be double walled, or
- An air purger needs to be installed in the water circuit with the purged air (or leaked refrigerant) vented to a safe place (for instance to the outdoors).

EN 60335-2-40:2013 and IEC 60335-2-40:2018 in addition allow the option of protecting the water circuit against freezing (proved with a dedicated freeze test) and protecting it against corrosion.

From the point of view of Air9, the easiest solution is probably to move the air purger to the outdoor unit, so any leaked refrigerant will vent to the outdoors.

Additional requirements in standards regarding potential ignition sources

The primary hazard relating to flammable refrigerants is the hazard that leaked refrigerant will be ignited. The risk is especially high if there are ignition sources inside the appliance, which is why all the safety standards EN 378:2016, ISO 5149:2014, EN 60335-2-40:2013, and IEC 60335-2-40:2018 agree that ignition sources are not allowed where there is a risk of leaked refrigerant flowing.

The requirements are separated into two parts:

- A test to show where refrigerant can leak to.
- A requirement that potential ignition sources are not allowed in these places.

The relevant potential ignition sources are only those which are active under normal operation or which are activated by a leak. This means that many of the requirements to fail safety, which are normally required for use under ATEX, are not relevant for heat pumps. For the Air9 the easiest way of handling these requirements is to move any relays of the electronics away from the refrigerating system. For instance, placing them indoors or in a sealed box which is not placed in the air stream.

Placing in attics or similar

If the HP is placed indoors, for instance in attics or dedicated rooms, then the air for the evaporator will be supplied via air-ducts. If it can be shown (for instance through tests) that any leaks will flow through the air-ducts, then the system can be treated as placed in a ventilated enclosure.

The safety standards EN 378:2016, ISO 5149:2014, EN 60335-2-40:2013, and IEC 60335-2-40:2018 agree that the charge limits for a ventilated enclosure is the same as for outdoor units, 4.94 kg of R290.

According to all the mentioned standards, the ventilated enclosure requires monitoring of the airflow, and if the airflow fails then the unit shall shut down.

In the EU, it is however allowed to do a risk assessment instead of following a standard, and in this specific case, a failure of the airflow will lead to a failure in delivering heat. If the HP shuts down in a safe manner, then the level of safety is the same as if the unit had detected the lack of airflow in a different way and then shut down. If the leak cannot be shown to flow to the outdoor, then the unit has to be treated as placed indoors. This typically leads to a requirement that the room is very large, and the charge is limited to 1,5 kg (when applying EN 378:2016).

Alternatively, the room can be fitted with ventilation, gas detection, and alarms, but this is probably too complicated to be relevant.

Bibliography

EN 378:2016 Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements

EN 60335-2-40:2013 Household and similar electrical appliances – Safety - Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers

EU Blue Guide: Information from European Union Institutions, Bodies, Offices and Agencies European Commission Notice - The 'Blue Guide' on the implementation of EU products rules 2016 (Text with EEA relevance) (2016/C 272/01)

IEC 60335-2-40:2018 Household and similar electrical appliances – Safety - Part 2-40: Particular requirements for electrical heat pumps, air-conditioners and dehumidifiers
ISO 5149:2014 Refrigerating systems and heat pumps — Safety and environmental requirements.

Appendiks C: Simuleringsmodel og beregninger

Introduktion

Dette notat beskriver de beregninger, der er foretaget i ELFORSK-projektet *luft-vand varmepumpe med naturligt kølemiddel* med henblik på at få input til, hvordan første prototype af Nilans luft-vand-varmepumpen skal konstrueres. Der er lavet beregninger for både fordampere og kompressor.

Beregningernes formål er at kunne energieffektivisere og nedbringe kølemiddelfyldning i Nilans Compact P AIR9, som anvender R410A som kølemiddel i dag.

Kompressorberegningerne er udført for at undersøge, hvilken SCOP Nilan kan forvente, hvis de skifter kølemiddel til propan og samtidig begynder at anvende en kompressor med samme performance som Hitachi WHP09400PSV.

I undersøgelsen er EES anvendt til at beregne COP ud fra fordampnings- og kondenseringstemperatur ved hjælp af kompressorpolynomierne fra den pågældende propankompressor. Kondenseringstemperaturen er antaget til at være identisk med fremløbstemperaturen som en første approach. Fordamperens performance er beregnet med aircoil simuleringsværktøjet EVAP-COND udviklet af NIST.

Metode

Kompressor

I det følgende beskrives beregningsmetoden samt den algoritme, der er fulgt for at bestemme COP for hvert arbejds punkt (A-E) til udregning af SCOP efter EN14825:2013.

Beregningsalgoritme:

1. Pdesign beregnes/vælges.
2. Partload-kapaciteterne beregnes ud fra pdesign, jf. EN14825:2013.
3. COP'en fra R410A baseline setuppet (fra testrapport) anvendes til at bestemme den af kompressoren optagne effekt.
4. Den optagne effekt fratrækkes partload for at bestemme fordamperebelastningen.
5. Fordampningstemperaturen beregnes for denne fordamperebelastning med EVAP-COND
6. EES anvendes til at beregne de nye COP'er med kompressorpolynomierne.

I det følgende forklares hvert step i ovenstående beregningsalgoritme:

1.

Erfaring fra EVAP-COND-simulering med den aircoil, som Nilan anvender, viser, at forskellen mellem luft ind på fladen og fordampningstemperaturen er ca. 8K. Ved -10C omgivelsestemperatur er fordampningstemperaturen derved -18C, og kondenseringstemperaturen er antaget til at være +35C. Dette giver kompressoren en varmekapacitet på 4,55 kW ved 2950 RPM. Det bliver et hastighedsreguleret setup i projektet, og hvis det antages, at kompressoren kan reguleres fra 900 til 4600 RPM, samt at der er lineær sammenhæng mellem effekt og omdrejningstal, vil kompressoren kunne yde 7,1 kW ved -10C omgivelser.

2.

Ud fra de fastsatte omgivelsestemperaturer i standarden udregnes partload ud fra pdesign. Se *Figur 1*.

	Outdoor temperature [°C]	Part load ratio [%]	Part load [kW]
A	-7	88	6.28
B	2	54	3.82
C	7	35	2.46
D	12	15	1.09
E	-10	100	7.10
F - BIV	-10	100	7.10

Figur 1 Temperaturer i driftspunkter samt partload ratio og kapacitet.

3.

Det er tidskrævende at simulere effekter fra tilrimning af fordamper. Både hvad angår fordampers effektivitetsforringelse ifm. isopbygning, men også den elektriske effekt, som skal anvendes til at afrime fordampere. For alligevel at tage højde for dette anvendes COP'erne (se *Figur 2*) fra den testrapport, som er udført på Nilans Compact P AIR 9, som er R410a baseline-scenariet.

Dette vurderes ok da isentropvirkningsgraden for WHP09400PSV-propankompressoren er ca. 5 % bedre end R410A-kompressoren beregnet ud fra kompressorens ratede conditions i coolpack.

Item	Symbol	Value	Unit	Item	Symbol	Value	Unit
Heating load of the building at Tdesignh	<i>Pdesignh</i>	5.21	kW	Seasonal Coefficient of Performance (reversible unit)	SCOP	5.11	-
Measured capacity for heating for part load at outdoor temperature <i>Tj</i>				Measured coefficient of performance at outdoor temperature <i>Tj</i>			
<i>Tj</i> = - 10 °C	<i>Phm</i>	5.21	kW	<i>Tj</i> = - 10 °C	<i>COPm</i>	2.83	
<i>Tj</i> = - 7 °C	<i>Phm</i>	4.79	kW	<i>Tj</i> = - 7 °C	<i>COPm</i>	3.20	-
<i>Tj</i> = + 2 °C	<i>Phm</i>	2.88	kW	<i>Tj</i> = + 2 °C	<i>COPm</i>	4.95	-
<i>Tj</i> = + 7 °C	<i>Phm</i>	1.90	kW	<i>Tj</i> = + 7 °C	<i>COPm</i>	6.53	-
<i>Tj</i> = + 12 °C	<i>Phm</i>	2.12	kW	<i>Tj</i> = + 12 °C	<i>COPm</i>	9.69	-
Design temperature	<i>Tdesign</i>	-10	°C	Heating water operating limit temperature	<i>WTOL</i>	n.a.	°C
Bivalent temperature	<i>Tbiv</i>	-10	°C				
Degradation coefficient (measured)	<i>Cdhm</i>	0.94-0.99	-				
Power consumption in modes other than active mode				Supplementary heater			
Off mode	<i>POFFm</i>	0.010	kW	Rated heat output	<i>Psupm</i>	0	kW
Thermostat-off mode	<i>PTOm</i>	0.015	kW	Type of energy input	Electricity		
Standby mode	<i>PSBm</i>	0.010	kW				
Crankcase heater mode	<i>PCKm</i>	0.010	kW				

Figur 2 Testresultater fra testrapport af Nilans compact P AIR 9 (R410a).

4. + 5.

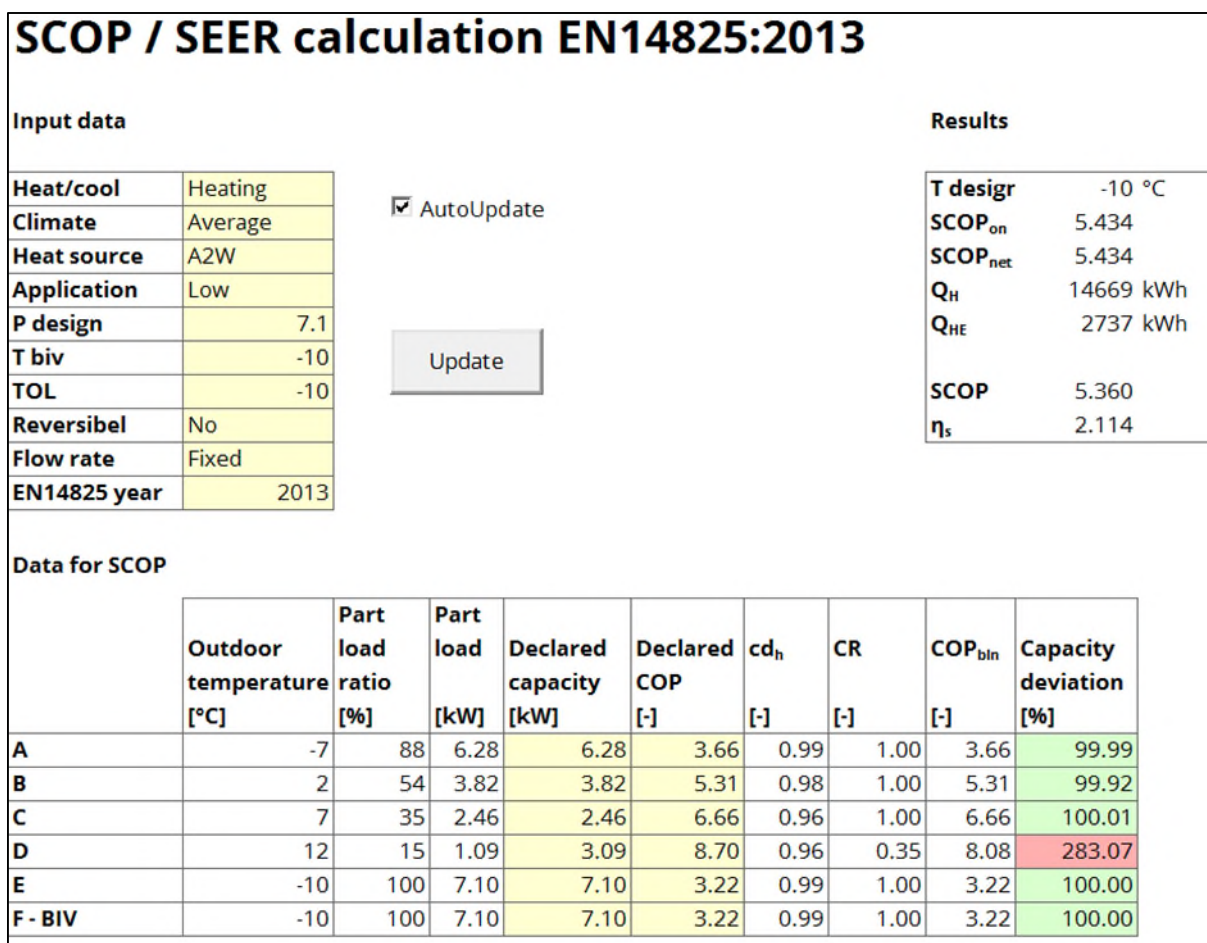
For at beregne den fordampningstemperatur, som skal bruges til at bestemme performance for kompressoren og dermed varmepumpen, skal fordamperbelastningen beregnes. Dette gøres ved at fratække den optagne effekt (beregnet med COP'er fra testrapporten) fra

partload-effekterne¹. Nu haves den belastning, som fordamperen skal levere, og hermed kan fordampningstemperaturen beregnes for en overhedning på ca. 8K i EVAP-COND, hvor den coil, som Nilan anvender, er modelleret. Se **Bilag A EVAP-COND-**.

Alle partload-kapaciteterne ligger inden for kompressorens reguleringsområde, hvis dette antages til at være 900 RPM - 4600 RPM – bortset fra punkt D (omgivelser = 12C). I dette område er varmepumpens varmeydelse beregnet til at være 3 kW ved 900 RPM. Denne beregning svarer til de ratede conditions i kompressorens dokumentation og et omdrejningstal svarende til 2950 RPM.

6.

Nu haves alle ubekendte til at beregne COP'erne til SCOP-beregningen i EES. Resultatet ses nedenfor.



Figur 3 Resultatskema – SCOP-beregning.

Antagelser

Den termostatiske ekspansionsventil styrer mængden af kølemiddel, således at en overhedning på ca. 8K opretholdes.

Temperaturen ud af kondensatoren (fremløbstemperaturen) er identisk med kondenseringstemperaturen.

¹ OBS: Den reelle fordampere belastning vil være højere end beregnet fordi COP'en indeholder perioder med kun elforbrug og ingen fordamperebelastning grundet afrimning.

Der er lineær sammenhæng mellem kompressorens kapacitet og omdrejningstal for fastholdt fordampnings- og kondenseringstemperatur.

Intern varmeveksling

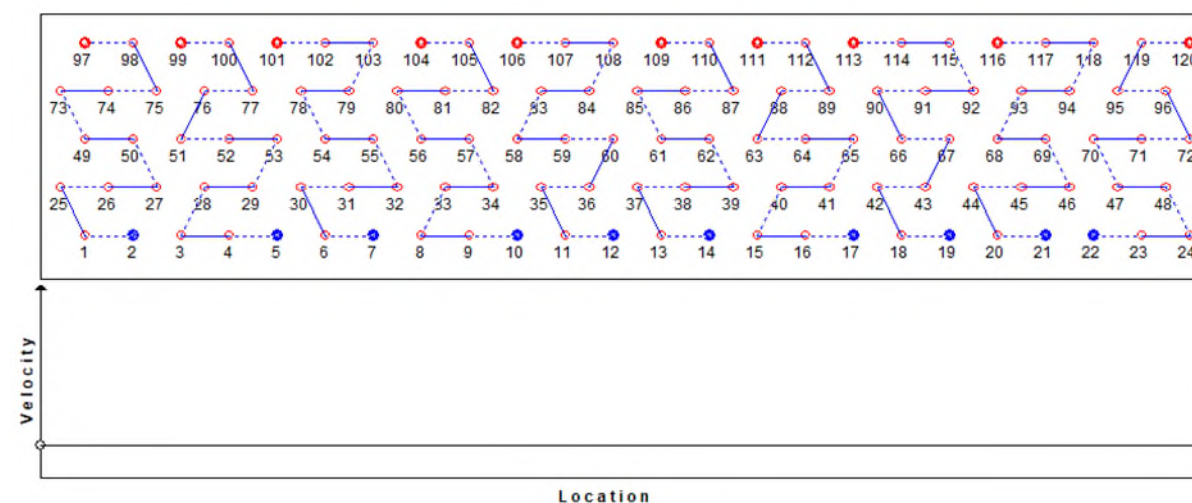
Det kan give mening at lave en intern varmeveksling – specielt med propan som kølemiddel. COP for kølekredsen er blevet undersøgt med coolpack med en varmevekslervirkningsgrad på 30 % i et arbejds punkt. Det gav ikke anledning til nogen signifikant effektivitetsforbedring.

Fordamper

Fordamperens performance beregnes i EVAP-COND. Udgangspunktet er den coil, som Nilan pt. anvender til deres Compact P AIR 9-varmepumpe, som anvender kølemidlet R410A. Formålet er at undersøge, om den nuværende coil kan anvendes til propan(R290), og om propan har gode nok termofysiske egenskaber til, at Nilan kan anvende en coil med mindre volumen end den nuværende. Sidstnævnte er for at kunne nedbringe mængden af kølemiddel. Volumen er mindsket ved at ændre fordamperrørens indre diameter fra 5,4 til 4,8 mm (20 % reduktion) og til 4,4 mm (33 % reduktion).

Der er udført i alt 4 x 5 simuleringer (**1. simuleringsiteration**) med den oprindelige coil-konfiguration, se *Figur 4*. De fem simuleringer er med udekonditioner svarende til driftpunkt A til E fra EN14825, se nedenstående tabel. Disse simuleringer er udført med et pdesign på 7.1 kW som beskrevet i metodeafsnittet for kompressorberegningerne.

	100% Volume R410A / 100% Volume R290 / 80% Volume R290 / 66% Volume R290
Udekond.	+12°C/88,8%R H
	+7°C/86,6%R H
	+2°C/83,6%R H
	-7°C/74,3%R H
	-10°C/69,3%R H

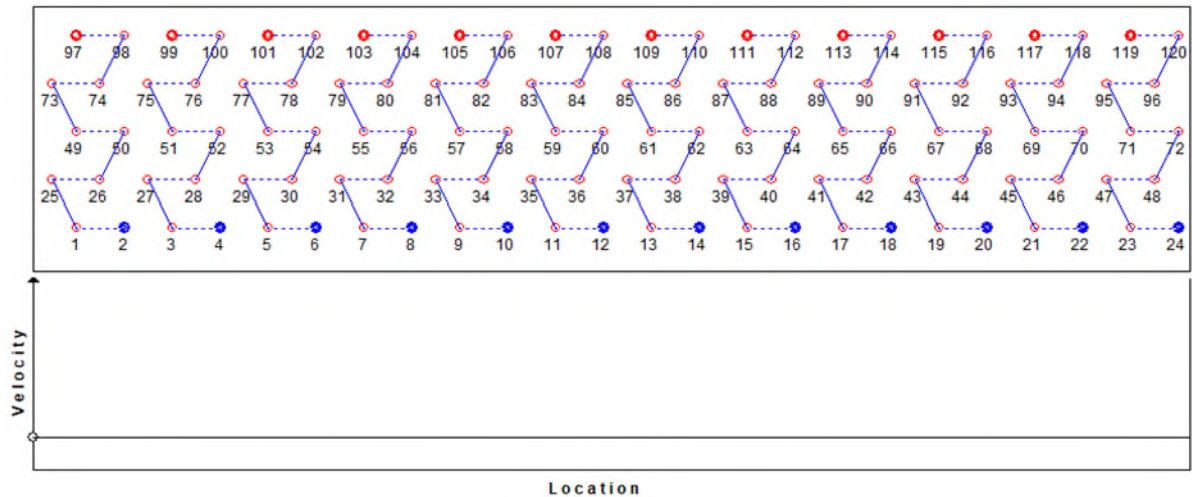


Figur 4 Oprindelig coil-konfiguration.

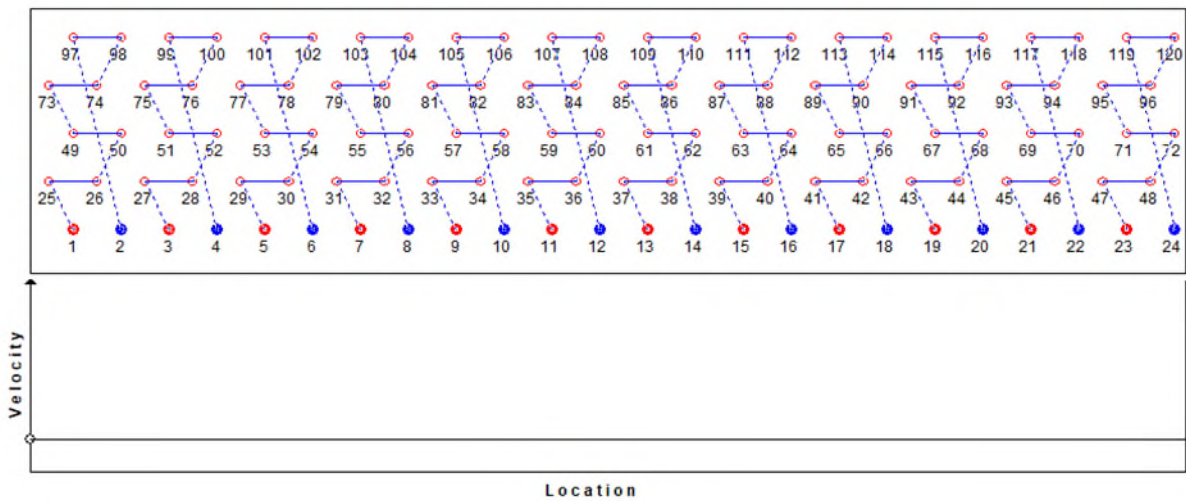
Ud over ovenstående simuleringer er der udført yderligere tre simuleringer (**2. simuleringsiteration**) for alle fem driftstilstande fra EN14825. Disse beskrives nedenfor:

1. 66 % volumenscenariet er simuleret med et lavere pdesign = 5,21 kW, og hvor antallet af kredse er ændret til 12 frem for 10 for at nedbringe tryktabet, se *Figur 5*. Overhedningen er simuleret for 8K.

2. Ovenstående simulering 1. er gentaget, men for en overhedning på ca. 6K.
3. 66% volumenscenariet er simuleret med pdesign på 5,21 kW, men hvor der er vendt om på ind- og udløb af fordamper, og hvor det sidste rør er flyttet hen forrest i den varme del af luftstrømmen, se *Figur 6*. Overhedning er ca. 8K.
4. Identisk med 3. simulering, som beskrevet ovenfor, bortset fra at overhedningen er justeret ind til ca. 6K.

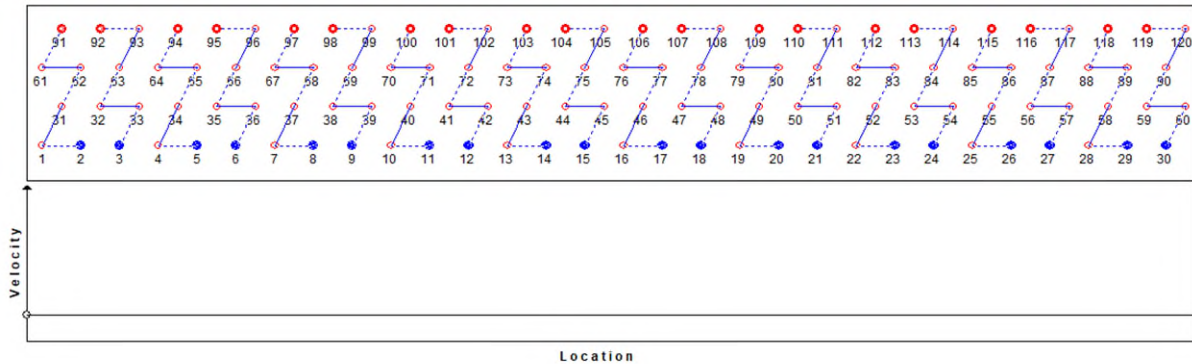


Figur 5- Coil med 12 kredse fremfor 10.

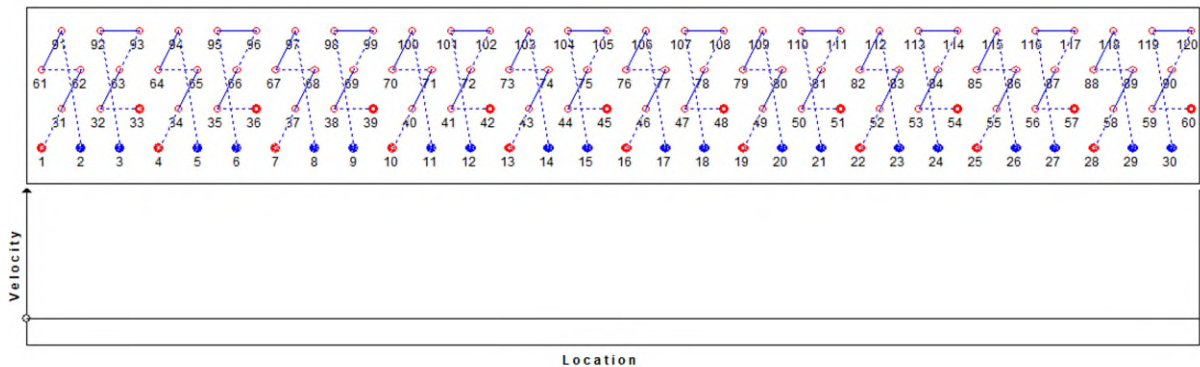


Figur 6 - Coil hvor ind- og udløb er byttet om, og hvor udløb er flyttet til varmeste område i fordamper.

I en **3. simuleringsiteration** undersøges muligheden for at anvende en coil med 20 kredse frem for 12. Coilen designes således, at der er 30 rør i højden og 4 rækker i dybden. Dette giver anledning til, at der anvendes 6 rør pr. kreds. Præcis som under 2. simuleringsiteration undersøges en coil i termodynamisk modstrøm og en coil i termodynamisk medstrøm. I sidstnævnte konfiguration er sidste rør i hver kreds flyttet om forrest i coilen, hvor luften er varmest. Se figur 7 og 8 nedenfor. De resterende inputparametre, som er anvendt under simuleringerne, er vist på *Figur 9*, hvor det tilmed ses, at den indre diameter er 4,6 mm, hvilket svarer til, at fordampersens volumen er reduceret til 73 % af det oprindelige volumen. Simuleringerne i 3. simuleringsiteration er kun udført for -7C udekonditioner.



Figur 7 Termodynamisk modstrøm.



Figur 8 Termodynamisk medstrøm.

Coil Design Data

Data for a section

No. of tubes in depth row #1:	30
No. of tubes in depth row #2:	30
No. of tubes in depth row #3:	30
No. of tubes in depth row #4:	30
No. of tubes in depth row #5:	0

Units
 SI Units British Units

Number of slabs: 1

Tube data

Tube length	mm	755
Inner diameter	mm	4.6
Outer diameter	mm	5
Tube pitch	mm	25
Depth row pitch	mm	21.65
Inner surface		Rifled
Material		Copper
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.386

Fin data

Thickness	mm	0.1
Pitch	mm	3
Type		Wavy
Material		Aluminum
Thermal conductivity	kW/(m.C)	0.237

Volumetric flow rate: m³/min 58
 Fan power: W 100

Cancel OK

Figur 9 Inputparametre til 3. simuleringsiteration.

Resultater og diskussion

Kompressor

Beregningens resultat er SCOP for low temperature (gulvvarme) og average climate på 5,36. I testrapporten, som er projektets baseline med et R410A-setup, er SCOP 5,11. Dvs. at skiftet til propan med en Hitachi WHP09400PSV-kompressor vil øge SCOP'en med ca. 5 % baseret på beregningerne og antagelserne.

Beregningerne er lavet med 8K i overhedning. Tidligere forsøg (report no. 2003901 rev.1 /HSG) har vist, at varmepumpens effektivitet øges ved lavere overhedning. I disse forsøg er det lykkedes at holde stabil fordampdrift ved en overhedning på ned til 5K i en væske/vand-varmepumpe, hvorved der muligvis eksisterer et optimeringspotentiale. Beregningerne viser, at effektiviteten ikke kan øges yderligere ved at indsætte en intern varmeveksling. I øvrigt er olien på højtrykssiden i kompressorhuset, og derfor kan problemet med for dårlig smøring med propan måske undgås med undersøgte propankompressor. Man kan måske forestille sig, at den første prototype fremstilles uden intern varmeveksler – men forberedt for at blive modificeret til at være med intern varmeveksling.

Det skal undersøges, om WHP09400PSV propankompressoren kan fås i en inverter- eller 3-polet udgave. Disse versioner vil som oftest være en kende mere effektive.

Fordamper

Resultaterne fra fordampersimuleringerne (**1. simuleringsiteration**) er noteret i *Tabel 1+2* og forklares under tabellen. For hvert scenarie og driftspunkt er fordampers kapacitet i kW justeret til at ligge omkring det område, som svarer til kondenseringsydelse (partload i kW) i *Figur 1*.

Tabel 1+2 Fordamperresultater – 10 kredse

Enheder: Tair_in [°C], Evap_cap [kW], SH[K], T_e [°C], dp [K]

Tab. 1	100% Volume R410A pdesign 7,1 kW				100% Volume R290 pdesign 7,1 kW			
Tair_in	Evap_cap	SH	T_e	dp	Evap_cap	SH	T_e	dp
12	2,8	8,0	4,0	0,3	2,7	8,0	4,0	0,5
7	2,1	8,0	-1,0	0,3	2,2	8,0	-1,0	0,3
2	3,1	8,0	-6,0	0,6	3,1	8,0	-6,0	0,7
-7	4,4	8,2	-15,3	1,3	4,4	7,9	-15,3	1,6
-10	4,7	8,0	-18,6	1,7	4,8	7,8	-18,7	2,1

Tab. 2	80% Volume R290 pdesign 7,1 kW				66% Volume R290 pdesig 7,1 kW			
Tair_in	Evap_cap	SH	T_e	Dp	Evap_cap	SH	T_e	Dp
12	2,8	8,0	4,0	0,8	2,8	8,0	4,0	1,2
7	2,2	8,0	-1,0	0,5	2,2	8,0	-1,0	0,6
2	3,1	8,0	-6,0	1,2	3,2	7,9	-6,0	1,9
-7	4,4	8,3	-15,8	2,9	3,7	7,5	-15,0	3,0
-10	4,6	8,2	-19,8	3,4	3,8	7,1	-18,7	3,4

Det ses i *Tabel 1*, at den nuværende coil, jf. beregningerne, godt vil kunne anvendes til et setup med propan som kølemiddel. Overhedningen ligger i omegnen af 8K, trykfaldet er ok, og kapaciteten er i orden.

I 80 % volumenscenariet, hvor den indre diameter på rørene i fordamperen er simuleret til at være 4,8 mm fremfor 5,4 mm, ses det, at fordamperen godt kan levere den nødvendige ydelse, men fordampningstemperaturen er lavere i de to kolde driftspunkter sammenlignet med 100 % scenariet for R290. Trykfaldet gennem coilen svarer til 1,6K fordampningstemperatur ved +2°C driftspunktet (det driftspunkt, som vejer mest i beregningen af SCOP). Alt dette giver anledning til en SCOP på 5,33, hvilket er 4,3 % bedre end nuværende R410A-model på 5,11.

I 66 % scenariet begynder fordamperen at have i underkanten med kapacitet ved -7°C og -10 °C. Her ses også en faldende overhedning. Det lykkedes ikke at hæve ydelsen ved at sænke fordampningstemperaturen yderligere for disse simuleringer grundet konvergensproblemer. I praksis vil setuppet i disse tilfælde køre med en endnu lavere fordampningstemperatur for at opnå samme ydelse som ved 100 % og 80 % volumenscenarierne, hvilket vil nedbringe effektiviteten yderligere.

Resultaterne fra **2. simuleringsiteration** ses herunder. Forudsætningerne for disse er beskrevet øverst på side 6.

Tabel 3+4 Resultater fra 2. simuleringsiteration

Enheder: Tair_in [°C], Evap_cap [kW], SH[K], T_e [°C], dp [K]

Tab. 3	1. 66% Vol. R290, pdesign:5,21 kW, SH:8K				2. 66% Vol. R290, pdesign:5,21 kW, SH:6K			
Tair_in	Evap_cap	SH	T_e	dp	Evap_cap	SH	T_e	dp
12	0,8	8,0	4,0	0,1	0,7	6,0	6,0	0,1
7	1,5	8,0	-1,0	0,3	1,6	6,0	1,0	0,3
2	2,3	8,0	-6,0	0,8	2,3	6,3	-4,3	0,7
-7	3,3	7,9	-15,0	2,4	3,3	6,9	-14,0	2,5
-10	3,5	7,9	-18,0	3,1	3,5	6,9	-17,4	3,1

Tab. 4	3. 66% Vol. R290, pdesign:5,21 kW, SH:8K				4. 66% Vol. R290, pdesign:5,21 kW, SH:6K			
Tair_in	Evap_cap	SH	T_e	Dp	Evap_cap	SH	T_e	Dp
12	0,8	8,0	4,0	0,1	0,7	6,0	6,0	0,1
7	1,6	8,0	-1,0	0,3	1,5	6,0	1,0	0,3
2	2,3	7,8	-6,0	0,8	2,3	6,0	-4,5	0,8
-7	3,2	7,5	-15,0	2,5	3,3	5,9	-14	2,6
-10	3,5	7,2	-18,0	3,3	3,5	5,9	-17,0	3,4

Det ses i *Tabel 3-1. og 4-3.*, at tryktabet er i samme størrelsesorden som for 80 % scenariet. Dette skyldes, at der er 12 kredse fremfor 10, samt at pdesign er sat ned fra 7,1 kW til 5,21 kW. Ydermere ses det, at fordampningstemperaturen kan holdes i samme område som for 100 % volumensscenariet for propan.

Tabel 3-2. viser resultater fra en simulering, hvor overhedningen er sat til 6K. Dette er forsøgt, da det forventes, at et setup med elektronisk ekspansionsventil vil kunne styres således, at 6K-overhedning holdes stabilt. Resultaterne i *Tabel 3-2.* giver anledning til en SCOP på 5,60 med Hitachi-kompressoren beregnet med kompressorpolynomierne og den metode, som er vist i *Figur 3.*

Tabel 4-4. viser resultater fra en simulering, hvor det er forsøgt at undersøge, hvilken effekt det har på fordampers performance at bytte om på ind- og udløb, således at temperaturglidet (relateret til tryktab) får samme hældning som luftens afkølingsforløb igennem fordampers. Dette kræver at en del af overhedningen flyttes ud til en intern varmeveksler og ”inverteren”. Det har ikke været muligt at eftervise effekten ved simulering direkte, men det ses, at denne coil performer næsten lige så godt som de almindelige konfigurationer, hvor luft og kølemiddel er i termodynamisk modstrøm.

Resultaterne fra **3. simuleringsiteration** ses i *Tabel 5* nedenfor, hvor 5-1. er for et design i termodynamisk modstrøm, og 5-2. er i termodynamisk medstrøm. Coil-opbygning samt inputparametre kan ses på figur 7,8,9.

Tabel 5: Resultater fra 3. simuleringsiteration

Enheder: T_{air_in} [°C], Evap_{cap} [kW], SH[K], T_e [°C], dp [K]

Tab. 5	1. 73% Vol. R290, pdesign:5,21 kW, SH:6K				2. 73% Vol. R290, pdesign:5,21 kW, SH:6K			
T _{air_in}	Evap _{cap}	SH	T _e	dp	Evap _{cap}	SH	T _e	dp
-7	4,8	5,9	-14,1	0,9	4,5	5,5	-13,9	0,9

Det ses, at fordamperens kapacitet er større end i 2. simuleringsiteration. Dette hænger sammen med, at der er valgt et større luftflow for denne simulering. Fordamperens kapacitet er, for det simulerede driftspunkt, stor nok til et pdesign på 5,21 kW. Til gengæld er tryktabet gennem coilen faldet fra omkring 2,5K til lige under 1K. Fordampningstemperaturen er i samme område som for 2. simuleringsiteration, hvilket giver anledning til en SCOP på 5,60.

Anbefaling 1. prototype

På baggrund af simuleringsresultaterne anbefales følgende design af første prototype:

- R290 propan som kølemiddel
- Elektronisk ekspansionsventil
- WHP09400PSV-C9EU Hitachi-kompressor
- Fordamper opbygget som i *Figur 7* med 20 kredse, 6 rør pr. kreds og 30 rør i højden og 4 i dybden. Indre diameter på 4,6 mm og samme specifikationer, som ses i *Figur 9*.
- Rørsystemet opbygges med afspærringsventiler, således at intern varmeveksler kan kobles ind/ud.

Samt at indkøbe den coil-konfiguration, som er vist i 8 (termodynamisk medstrøm). Dvs. med 20 kredse, 6 rør pr. kreds og 30 rør i højden og 4 i dybden. Indre diameter på 4,6 mm og samme specifikationer, som ses i figur 9.

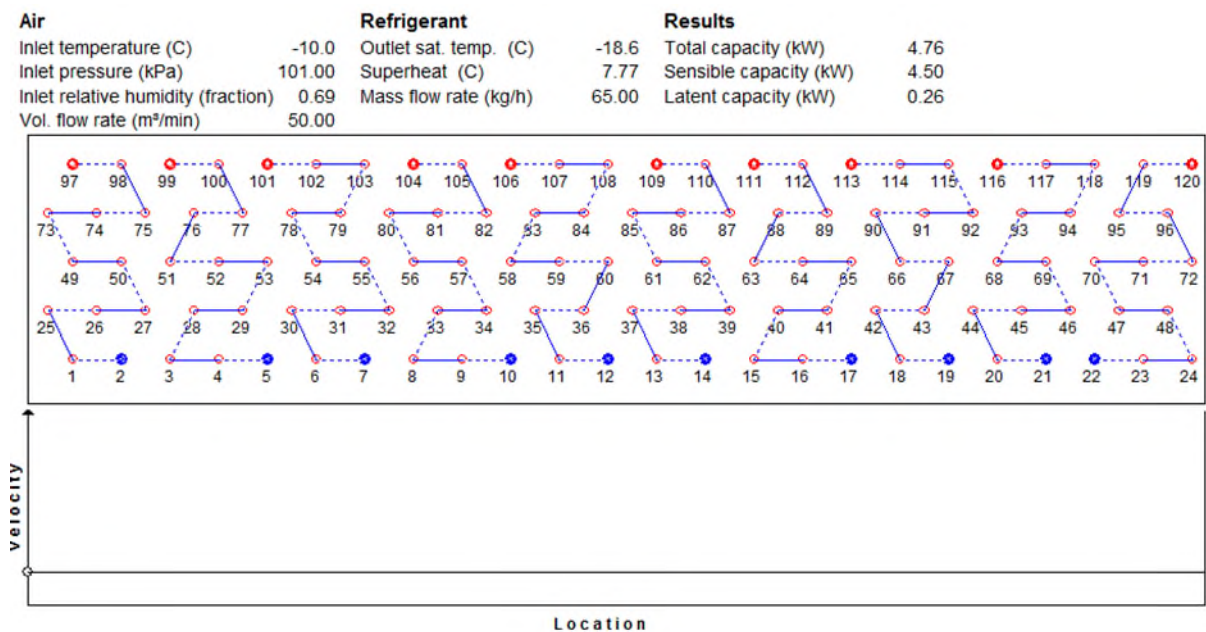
Bilag A EVAP-COND-modelling

Coil design:

Coil Design Data

Data for a section		Units	
No. of tubes in depth row #1:	<input type="text" value="24"/>	<input checked="" type="checkbox"/> SI Units	<input type="checkbox"/> British Units
No. of tubes in depth row #2:	<input type="text" value="24"/>	Number of slabs <input type="text" value="1"/>	
No. of tubes in depth row #3:	<input type="text" value="24"/>	Fin data	
No. of tubes in depth row #4:	<input type="text" value="24"/>	Thickness	<input type="text" value="0.2"/> mm
No. of tubes in depth row #5:	<input type="text" value="24"/>	Pitch	<input type="text" value="3.2"/> mm
Tube data		Type	<input type="text" value="Wavy"/>
Tube length	<input type="text" value="755"/> mm	Material	<input type="text" value="Aluminum"/>
Inner diameter	<input type="text" value="5.4"/> mm	Thermal conductivity	<input type="text" value="0.237"/> kW/(m.C)
Outer diameter	<input type="text" value="7"/> mm	Volumetric flow rate	<input type="text" value="50"/> m ³ /min
Tube pitch	<input type="text" value="25"/> mm	Fan power	<input type="text" value="100"/> W
Depth row pitch	<input type="text" value="21.65"/> mm	<input type="button" value="Cancel"/> <input type="button" value="OK"/>	
Inner surface	<input type="text" value="Rifled"/>		
Material	<input type="text" value="Copper"/>		
Thermal conductivity	<input type="text" value="0.386"/> kW/(m.C)		

Coil:



Beregningsresultat fra EVAP-COND

-----EVAPORATOR SIMULATION SUMMARY-----

Coil: Number of slabs: 1

REFRIGERANT: R290

REFRIGERANT SIDE

Refrigerant mass flow rate: 40.0 [kg/h]
 HX sensible capacity: 1.570 [kW]
 HX latent capacity: 1.286 [kW]
 HX total capacity: 2.855 [kW]
 Fan power: 0.100 [kW]
 Sensible capacity with fan heat: 1.470 [kW]
 Total capacity with fan heat: 2.755 [kW]
 Outlet saturated temp. and superheat: 4.0 8.0 [C]
 Inlet and outlet temperatures: 4.4 12.0 [C]
 Inlet and outlet pressures: 542.1 535.2 [kPa]
 Inlet and outlet qualities: 0.340 1.000

AIR SIDE

Air vol. flow rate (std. air): 49.8 [m³/min]
 Air temperature distribution [C]: 12.0 12.0 12.0 12.0 11.7 10.6
 Air temperature downstream fan [C]: 10.7
 Air rel. humidity distribution [%]: .888 .888 .888 .888
 .897 .913
 Flow rate correction multiplier (temp., pressure & blockage): 1.031

CONDITION OF REFRIGERANT LEAVING OUTLET TUBES

Tube #	Quality (-)	Temperature (C)	Superheat (C)	Ref. M. Fract. (-)
2	1.000	12.0	8.0	0.100
5	1.000	12.0	8.0	0.100
7	1.000	12.0	8.0	0.100
10	1.000	12.0	8.0	0.100
12	1.000	12.0	8.0	0.100
14	1.000	12.0	8.0	0.100
17	1.000	12.0	8.0	0.100
19	1.000	12.0	8.0	0.100
21	1.000	12.0	8.0	0.100
22	1.000	12.0	8.0	0.100

Multiplier for refig. heat transfer coeff: 1.00
 Multiplier for refrigerant pressure drop : 1.00
 Multiplier for air-side heat trans. coeff.: 1.00

 QUANTITY OF HEAT EXCHANGER MATERIAL (volume and mass)

Tubes & return bends, copper : 0.148E-02 [m³]; 13.2 [kg]
 Fins, aluminum: 0.284E-02 [m³]; 7.7 [kg]

Appendiks D: Akkrediteret testrapport for første prototype

TEST REPORT

Report no.: 300-KLAB-20-019

Teknologiparken
Kongsvang Allé 29
DK-8000 Aarhus C
+45 72 20 20 00
Info@teknologisk.dk
www.teknologisk.dk

Page 1 of 27
Init:HSG/PRES
File no.: 2006874
Enclosures: 0

Customer: Company: Nilan A/S
Address: Nilanvej 2
City: 8722 Hedensted
Tel.: +45 76 75 25 00

Component: Brand: Nilan
Type: Mono bloc heat pump air to water
Model: AIR9 Outdoor unit
Series no.: 401029012 (Prototype)
Production year: NA (Prototype)

Dates: Component tested: March-June 2020

Procedure: See objective (page 2) for list of standards

Remarks: The unit was delivered by the customer. The installation and test settings were done according to the manufacturer's instructions. All test are done with enabled defrost mode.

Terms: This test was conducted accredited in accordance with international requirements (ISO/IEC 17025:2017) and in accordance with the General Terms and Conditions of Danish Technological Institute. The test results solely apply to the tested item. This test report may be quoted in extract only if Danish Technological Institute has granted its written consent.

The customer may not mention or refer to Danish Technological Institute or Danish Technological Institute's employees for advertising or marketing purposes unless Danish Technological Institute has granted its written consent in each case.

Division/Centre: Danish Technological Institute
Energy and Climate
Heat Pump Laboratory, Aarhus

Date: 2020.07.15

Signature:
Henning Grindorf
B.TecMan & MarEng.

Co-reader:
Preben Eskerod
B.TecMan & MarEng.



Contents:

Objective	3
Test object	3
Test conditions	4
SCOP test conditions for low temperature - EN14825	4
Test conditions for standard rating tests at heating mode - EN14511	5
Test results	6
Main SCOP test results of low temperature - heating season average - EN14825	6
Test results of standard rating test at heating mode - EN14511	7
Photo	8
SCOP - detailed calculation	9
Detailed SCOP calculation of low temperature and average climate conditions - EN14825	9
Detailed test results	11
Detailed SCOP test results - Low temperature application - EN14825	11
Detailed test results of standard rating conditions - EN14511	16
Abbreviations	Fejl! Bogmærke er ikke defineret.
Additional operating data	19
TI-DOP	19
MiniLog	19
Test results - graphs	21
Conclusion	27





Objective

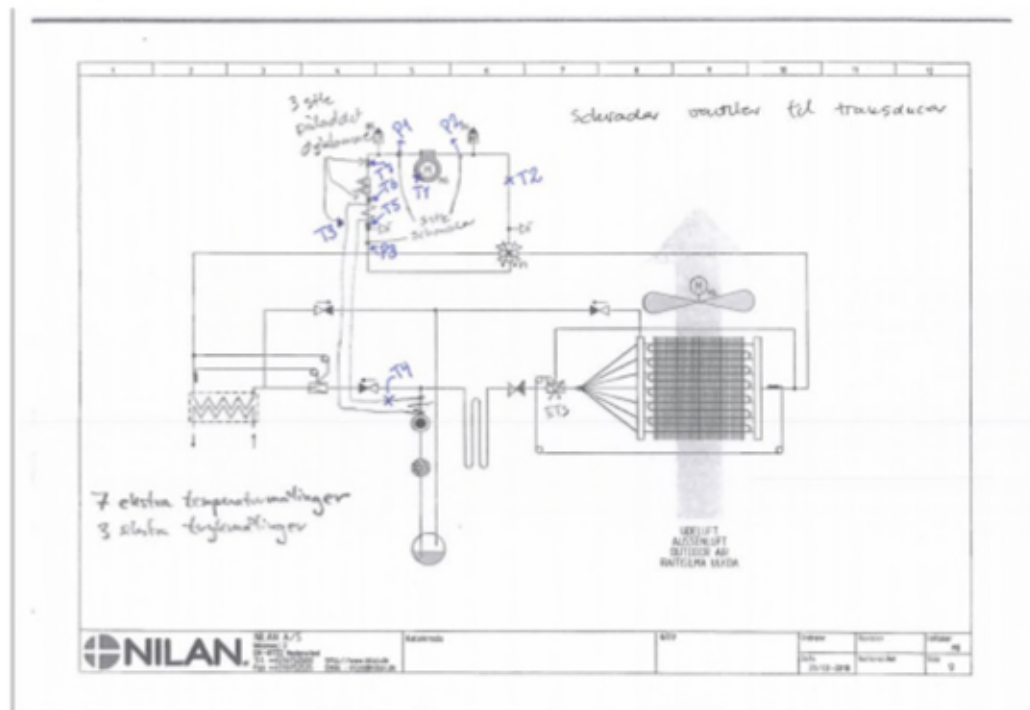
The objective of this report is to document the following:

The Seasonal Coefficient of Performance (SCOP) at low temperature application for average climate according to EN 14825:2016. In order to calculate the SCOP, tests were carried out at the part load conditions stated in the tables on page 4.

Standard rating conditions (heating) according to EN 14511:2018 at A7/W35.

Test object

The test object is the Nilan AIR9 mono bloc air to water heat pump, modified from R410A operation to R290 operation.



P+I diagram w. additional measuring points.





Test conditions

SCOP test conditions for low temperature - EN14825

Part load conditions for reference SCOP and reference SCOPon calculation of air to water units for low temperature application for the reference heating season "A" = average, "W" = warmer, and "C" = colder.

Condition	Part Load Ratio in %				Outdoor heat exchanger		Indoor heat exchanger			
					Inlet dry (wet) bulb temperature °C		Fixed outlet °C	Variable outlet ^d °C		
	Formula	A	W	C	Outdoor air	Exhaust air	All climates	A	W	C
A	$(-7 - 16) / (T_{designh} - 16)$	88	n/a	61	-7(-8)	20(12)	* / 35	* / 34	n/a	* / 30
B	$(+2 - 16) / (T_{designh} - 16)$	54	100	37	2(1)	20(12)	* / 35	* / 30	* / 35	* / 27
C	$(+7 - 16) / (T_{designh} - 16)$	35	64	24	7(6)	20(12)	* / 35	* / 27	* / 31	* / 25
D	$(+12 - 16) / (T_{designh} - 16)$	15	29	11	12(11)	20(12)	* / 35	* / 24	* / 26	* / 24
E	$(TOL - 16) / (T_{designh} - 16)$				TOL	20(12)	* / 35	* / b	* / b	* / b
F	$(T_{bivalent} - 16) / (T_{designh} - 16)$				T _{bivalent}	20(12)	* / 35	* / c	* / c	* / c
G	$(-15 - 16) / (T_{designh} - 16)$	n/a	n/a	82	-15	20(12)	* / 35	n/a	n/a	* / 32

^a With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 30/35 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 5 K for units with a variable flow rate. If the resulting flow rate is below the minimum flow rate then this minimum flow rate is used with the outlet temperature.

^b Variable outlet shall be calculated by interpolation from T_{designh} and the temperature which is closest to the TOL.

^c Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.

^d If the variable outlet temperature is below the minimum of the operation range of the unit, this minimum should be considered.

Additional information

Climate	T _{designh} [°C]	T _{bivalent} [°C]	TOL [°C]	Outlet temperature	Flow rate
Average	-10	-10	-10	Variable	Variable



Test conditions for standard rating tests at heating mode - EN14511

N°	Heat source		Heat sink		Comp. speed (RPM)
	Inlet dry bulb temperature (°C)	Inlet wet bulb temperature (°C)	Inlet temperature (°C)	Outlet temperature (°C)	
1	7	6	30	35	5200
2	7	6	30	35	6000





Test results

Main SCOP test results of low temperature - heating season average - EN14825

Model (Outdoor)	AIR9
Air-to-water heat pump mono bloc	Y
Low-temperature heat pump	N
Equipped with supplementary heater	N
Heat pump combination heater	Y

Rated heat output ¹⁾	P_{rated}	4 [kW]
Seasonal space heating energy efficiency	η_s	205,5 [%]
	SCOP	5,21 [-]

Measured capacity for heating for part load at outdoor temperature T_j	Average Climate	$T_j = -15\text{ °C}$	P_{dh}	- [kW]
	Low temperature application	$T_j = -7\text{ °C}$	P_{dh}	3,41 [kW]
		$T_j = 2\text{ °C}$	P_{dh}	2,06 [kW]
		$T_j = 7\text{ °C}$	P_{dh}	1,32 [kW]
		$T_j = 12\text{ °C}$	P_{dh}	1,53 [kW]
		$T_j = \text{bivalent temperature}$	P_{dh}	4,00 [kW]
		$T_j = \text{operation limit}$	P_{dh}	4,00 [kW]

Measured coefficient of performance at outdoor temperature T_j	Average Climate	$T_j = -15\text{ °C}$	COPd	- [-]
	Low temperature application	$T_j = -7\text{ °C}$	COPd	3,63 [-]
		$T_j = 2\text{ °C}$	COPd	5,33 [-]
		$T_j = 7\text{ °C}$	COPd	6,42 [-]
		$T_j = 12\text{ °C}$	COPd	8,07 [-]
		$T_j = \text{bivalent temperature}$	COPd	3,17 [-]
		$T_j = \text{operation limit}$	COPd	3,17 [-]

Bivalent temperature	$T_{bivalent}$	-10 [°C]
Operation limit temperatures	TOL	-10 [°C]
	WTOL	- [°C]
Degradation coefficient	C_{dh}	0,94 [-]

Power consumption in modes other than active mode	Off mode	P_{OFF}	0,011 [kW]
	Thermostat-off mode	P_{TO}	0,011 [kW]
	Standby mode	P_{SB}	0,011 [kW]
	Crankcase heater mode	P_{CK}	0,011 [kW]
Supplementary heater ¹⁾	Rated heat output	P_{SUP}	0,00 [kW]
	Type of energy input		Electrical

Other items	Capacity control		Variable
	Water flow control		Variable
	Water flow rate		-
	Annual energy consumption	Q_{HE}	1586 [kWh]

¹⁾For heat pump space heaters and heat pump combination heaters, the rated heat output, P_{rated} , is equal to the design load for heating, $P_{designh}$, and the rated heat output of a supplementary heater, P_{sup} , is equal to the supplementary capacity for heating, $sup(T_j)$.



Test results of standard rating test at heating mode - EN14511

N ^o	Test conditions	Heating capacity [kW]	COP
1	A7/W35	6,18	4,72
2	A7/W35	6.92	4.41





Photo





SCOP - detailed calculation

Detailed SCOP calculation of low temperature and average climate conditions – EN14825

Calculation of reference SCOP

$$SCOP = \frac{P_{design} \times H_{he}}{\frac{P_{design} \times H_{he}}{SCOP_{en}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{OFF} \times P_{OFF}}$$

Where

P_{design} =

Heating load of the building at design temperature, kW

H_{he} =

Number of equivalent heating hours, 2066 h

H_{TO} , H_{SB} , H_{CK} , H_{OFF} =

Number of hours for which the unit is considered to work in thermostat off mode, standby mode, crankcase heater mode and off mode, h, respectively

P_{TO} , P_{SB} , P_{CK} , P_{OFF} =

Electricity consumption during thermostat off mode, standby mode, crankcase heater mode and off mode, kW, respectively

Data for SCOP

	Outdoor temperature [°C]	Part load ratio [%]	Part load [kW]	Declared capacity [kW]	Declared COP [-]	cdh [-]	CR [-]	COPbin [-]
A	-7	88	3.54	3.41	3.61	0.99	1.00	3.61
B	2	54	2.15	2.06	5.33	0.97	1.00	5.33
C	7	35	1.38	1.32	6.42	0.95	1.00	6.42
D	12	15	0.62	1.53	8.07	0.94	0.40	7.43
E	-10	100	4.00	4.00	3.17	0.99	1.00	3.17
F - BIV	-10	100	4.00	4.00	3.17	0.99	1.00	3.17

Energy consumption for thermostat off, standby, off mode, crankcase heater mode

	Hours [h]	Power input [kW]	Applied to SCOP calculation [kW]	Energy consumption [kWh]
Off mode	3672	0.011	0.011	40.392
Thermostat off	178	0.011	0.011	1.958
Standby	0	0.011	0.011	0
Crankcase heater	3850	0.011	0	0





Calculation Bin for SCOPon

	Bin	Outdoor temperature [°C]	Hours [h]	Heat load [kW]	Heat load covered by heat pump [kW]	Electrical back up heater [kW]	Annual backup heater energy input [kWh]	COPbin	Annual heating demand [kWh]	Annual energy input [kWh]	Net annual heating capacity [kWh]	Net annual power input [kWh]
E / F - BIV	21	-10	1	4.00	4.00	0.00	0.00	3.17	4.00	1.26	4.00	1.26
	22	-9	25	3.85	3.80	0.00	0.00	3.32	96.15	28.99	96.15	28.99
	23	-8	23	3.69	3.61	0.00	0.00	3.46	84.92	24.52	84.92	24.52
A	24	-7	24	3.54	3.41	0.00	0.00	3.61	84.92	23.52	84.92	23.52
	25	-6	27	3.38	3.26	0.00	0.00	3.80	91.38	24.04	91.38	24.04
	26	-5	68	3.23	3.11	0.00	0.00	3.99	219.69	55.03	219.69	55.03
	27	-4	91	3.08	2.96	0.00	0.00	4.18	280.00	66.93	280.00	66.93
	28	-3	89	2.92	2.81	0.00	0.00	4.37	260.15	59.47	260.15	59.47
	29	-2	165	2.77	2.66	0.00	0.00	4.57	456.92	100.08	456.92	100.08
	30	-1	173	2.62	2.51	0.00	0.00	4.76	452.46	95.12	452.46	95.12
	31	0	240	2.46	2.36	0.00	0.00	4.95	590.77	119.40	590.77	119.40
	32	1	280	2.31	2.21	0.00	0.00	5.14	646.15	125.74	646.15	125.74
	33	2	320	2.15	2.06	0.00	0.00	5.33	689.23	129.31	689.23	129.31
B	34	3	357	2.00	1.91	0.00	0.00	5.55	714.00	128.70	714.00	128.70
	35	4	356	1.85	1.76	0.00	0.00	5.77	657.23	113.98	657.23	113.98
	36	5	303	1.69	1.62	0.00	0.00	5.98	512.77	85.69	512.77	85.69
	37	6	330	1.54	1.47	0.00	0.00	6.20	507.69	81.86	507.69	81.86
	38	7	326	1.38	1.32	0.00	0.00	6.42	451.38	70.31	451.38	70.31
C	39	8	348	1.23	1.18	0.00	0.00	6.62	428.31	64.68	428.31	64.68
	40	9	335	1.08	1.04	0.00	0.00	6.82	360.77	52.87	360.77	52.87
	41	10	315	0.92	0.90	0.00	0.00	7.03	290.77	41.39	290.77	41.39
	42	11	215	0.77	0.76	0.00	0.00	7.23	165.38	22.88	165.38	22.88
	43	12	169	0.62	0.62	0.00	0.00	7.43	104.00	14.00	104.00	14.00
D	44	13	151	0.46	0.47	0.00	0.00	7.63	69.69	9.13	69.69	9.13
	45	14	105	0.31	0.33	0.00	0.00	7.83	32.31	4.12	32.31	4.12
	46	15	74	0.15	0.19	0.00	0.00	8.03	11.38	1.42	11.38	1.42
SUM									8262.46	1544.46	8262.46	1544.46
SCOPon										5.35	SCOPnet	5.35



Detailed test results

Detailed SCOP test results - Low temperature application – EN14825

Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (A) A-7/W34		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	A	
Condition temperature:	°C	-7
Part load:	%	88%
Chosen Tbivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	3.54
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	3.41
COP	-	3.63
Power consumption	kW	0.94
Measured		
Heating capacity	kW	3.40
COP	-	3.68
Power consumption	kW	0.92
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	-7.0
Air temperature wet bulb	°C	-8.0
Inlet temperature	°C	29.0
Outlet temperature	°C	33.9
Outlet temperature (Time averaged)	°C	33.9
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	14580
Calculated Hydraulic power	W	2
Calculated global efficiency	η	0.14
Calculated Capacity correction	W	-15
Calculated Power correction	W	-17
Water Flow	m ³ /s	0.000167





Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (B) A2/W30		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	B	
Condition temperature:	°C	2
Part load:	%	54%
Chosen Tivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	2.15
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	2.06
COP	-	5.33
Power consumption	kW	0.39
Measured		
Heating capacity	kW	2.06
COP	-	5.34
Power consumption	kW	0.39
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	2.0
Air temperature wet bulb	°C	1.0
Inlet temperature	°C	25.0
Outlet temperature	°C	29.9
Outlet temperature (Time averaged)	°C	29.9
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	634
Calculated Hydraulic power	W	0
Calculated global efficiency	η	0.11
Calculated Capacity correction	W	0
Calculated Power correction	W	-1
Water Flow	m ³ /s	0.000100





Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (C) A7/W27		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	C	
Condition temperature:	°C	7
Part load:	%	35%
Chosen Tbivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	1.38
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	1.32
COP	-	6.42
Power consumption	kW	0.21
Measured		
Heating capacity	kW	1.32
COP	-	6.43
Power consumption	kW	0.21
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	7.0
Air temperature wet bulb	°C	6.0
Inlet temperature	°C	22.0
Outlet temperature	°C	26.9
Outlet temperature (Time averaged)	°C	26.9
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	329
Calculated Hydraulic power	W	0
Calculated global efficiency	η	0.11
Calculated Capacity correction	W	0
Calculated Power correction	W	0
Water Flow	m ³ /s	0.000064





Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (D) A12/W24		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	D	
Condition temperature:	°C	12
Part load:	%	15%
Chosen Tivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	0.62
CR:	-	0.4
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	1.53
COP	-	8.07
Power consumption	kW	0.19
Measured		
Heating capacity	kW	1.53
COP	-	8.08
Power consumption	kW	0.19
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	12.0
Air temperature wet bulb	°C	11.0
Inlet temperature	°C	22.0
Outlet temperature	°C	27.1
Outlet temperature (Time averaged)	°C	24.0
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	405
Calculated Hydraulic power	W	0
Calculated global efficiency	η	0.11
Calculated Capacity correction	W	0
Calculated Power correction	W	0
Water Flow	m ³ /s	0.000073





Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (E and F) A-10/W35		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	E and F	
Condition temperature:	°C	-10
Part load:	%	100%
Chosen Tivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	4.00
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	4.00
COP	-	3.17
Power consumption	kW	1.26
Measured		
Heating capacity	kW	3.97
COP	-	3.24
Power consumption	kW	1.22
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	-10.2
Air temperature wet bulb	°C	-11.0
Inlet temperature	°C	30.0
Outlet temperature	°C	35.0
Outlet temperature (Time averaged)	°C	35.0
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	45893
Calculated Hydraulic power	W	9
Calculated global efficiency	η	0.22
Calculated Capacity correction	W	-31
Calculated Power correction	W	-40
Water Flow	m ³ /s	0.000190





Detailed test results of standard rating conditions - EN14511

Detailed result for 'EN14511:2018' A7/W35		
Tested according to:		EN14511:2018
Minimum flow reached:		No
Measurement type:		Steady State
Integrated circulation pump:		No
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	6.18
COP	-	4.72
Power consumption	kW	1.31
Measured		
Heating capacity	kW	6.17
COP	-	4.75
Power consumption	kW	1.30
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	7.0
Air temperature wet bulb	°C	6.0
Inlet temperature	°C	30.0
Outlet temperature	°C	35.1
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	3860
Calculated Hydraulic power	W	1
Calculated global efficiency	η	0.13
Calculated Capacity correction	W	-8
Calculated Power correction	W	-9
Water Flow	m ³ /s	0.000292

5200 RPM





Detailed result for 'EN14511:2018' A7/W35		
Tested according to:		EN14511:2018
Minimum flow reached:		No
Measurement type:		Steady State
Integrated circulation pump:		No
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	6.92
COP	-	4.41
Power consumption	kW	1.57
Measured		
Heating capacity	kW	6.91
COP	-	4.44
Power consumption	kW	1.56
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	7.0
Air temperature wet bulb	°C	6.0
Inlet temperature	°C	30.0
Outlet temperature	°C	34.9
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	5234
Calculated Hydraulic power	W	2
Calculated global efficiency	η	0.13
Calculated Capacity correction	W	-11
Calculated Power correction	W	-13
Water Flow	m ³ /s	0.000336

6000 RPM





Abbreviations

TC1:	Compressor shell temperature
TC2:	Discharge gas temperature
TC3:	Liquid temperature before internal heat exchanger
TC4:	Liquid temperature after internal heat exchanger
TC5:	Suction gas temperature before internal heat exchanger
TC6:	Suction gas temperature after internal & before inverter heat exchanger
TC7:	Suction gas temperature after inverter heat exchanger
HP1:	Discharge pressure 1
HP2:	Discharge pressure 2
LP:	Suction pressure
T_HP:	Saturated discharge temperature
T_LP:	Saturated suction temperature
SH_T5:	Suction gas superheat before internal heat exchanger
SH_T6:	Suction gas superheat after internal & before inverter heat exchanger
SH_T7:	Suction gas superheat after inverter heat exchanger
SC_T3	Subcooling before internal heat exchanger
SC_T4	Subcooling after internal heat exchanger
"A"	Air temperature -7 °C – water outlet temperature 34 °C
"B"	Air temperature 2 °C – water outlet temperature 30 °C
"C"	Air temperature 7 °C – water outlet temperature 27 °C
"D"	Air temperature 12 °C – water outlet temperature 24 °C
"E&F"	Air temperature -10 °C – water outlet temperature 35 °C
u25 EvapPress Pe:	Suction pressure
u26 EvapTemp Te:	Saturated suction temperature
u20 S2 temp.:	Suction gas temperature
u22 SuperheatRef:	Superheat reference
u21 Superheat:	Superheat
Avg Opening:	Average opening ratio of the electronic expansion valve





Additional operating data

TI-DOP

	TC1 - [°C]	TC2 - [°C]	TC3 - [°C]	TC4 - [°C]	TC5 - [°C]	TC6 - [°C]	TC7 - [°C]	HP1 - [bar]	HP2 - [bar]	LP - [bar]	T HP - [°C]	T LP - [°C]
"A"	64.45	64.85	29.23	25.43	-7.00	-1.08	2.11	11.82	11.83	3.12	33.92	-13.90
"B"	49.96	50.29	26.06	23.43	4.37	8.41	10.83	10.69	10.70	4.46	29.99	-2.68
"C"	40.81	41.12	23.58	21.03	8.66	12.44	14.01	9.93	9.93	5.27	27.10	3.15
"D"	35.95	36.20	24.39	22.26	13.18	15.18	16.09	9.96	9.97	6.09	27.22	8.39
"E&F"	71.58	71.92	29.56	25.55	-10.21	-4.28	-0.82	12.15	12.16	2.70	35.01	-17.84

	SC_T3 - [K]	SC_T4 - [K]	SH_T5 - [K]	SH_T6 - [K]	SH_T7 - [K]
"A"	4,70	8,49	6,90	12,82	16,01
"B"	3,93	6,56	7,05	11,09	13,51
"C"	3,52	6,08	5,51	9,29	10,86
"D"	2,83	4,96	4,79	6,79	7,70
"E&F"	5,46	9,46	7,63	13,56	17,02

MiniLog

	u25 EvapPress Pe [bar]	u26 EvapTemp Te [°C]	u20 S2 temp. [°C]	u22 SuperheatRef [K]	u21 Superheat [K]	Avg Opening %
"A"	2.99	-13.77	-6.98	6.00	6.76	15.81
"B"	4.33	-2.58	4.34	6.00	6.96	11.47
"C"	5.11	2.77	9.31	6.00	6.49	8.74
"D"	5.93	7.77	13.96	6.00	6.14	11.35
"E&F"	2.64	-17.38	-10.30	6.00	7.08	16.41

The above values are obtained from additional measuring points, which were added to the heat pump in order to generate a high degree of detail. An average is calculated over the same time period and subsequently used for calculations of heating capacity and COP.

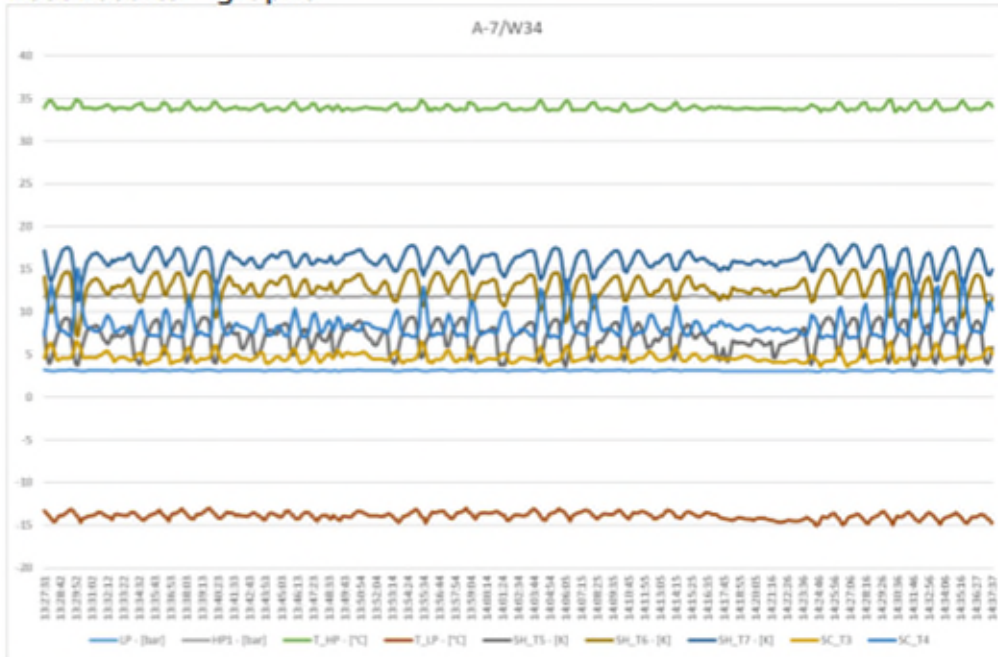
TC5 correspond with u20 S2 temp.
LP correspond with u25 EvapPress Pe
T_LP correspond with u26 EvapTemp Te
SH_T5 correspond with u21 SuperheatOperating settings

	Comp. speed (RPM)	Fan speed (%)	Superheat Ref. (K)
"A"	4050	65	6
"B"	1800	65	6
"C"	1000	65	6
"D"	1000	65	6
"E&F"	5200	65	6
1	5200	65	6
2	6000	65	8

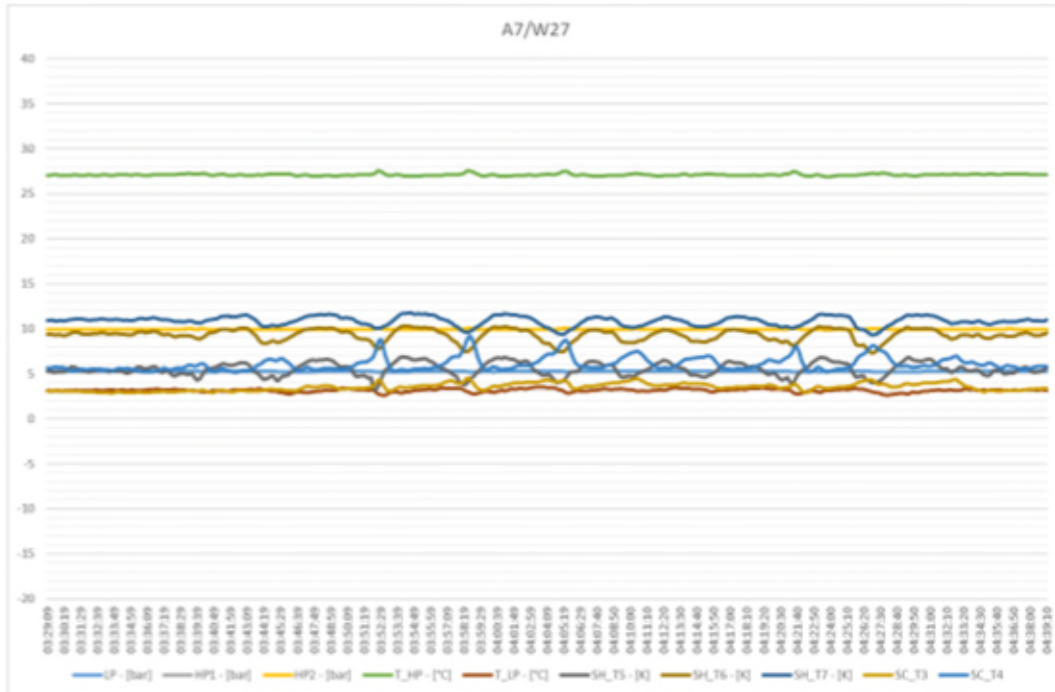


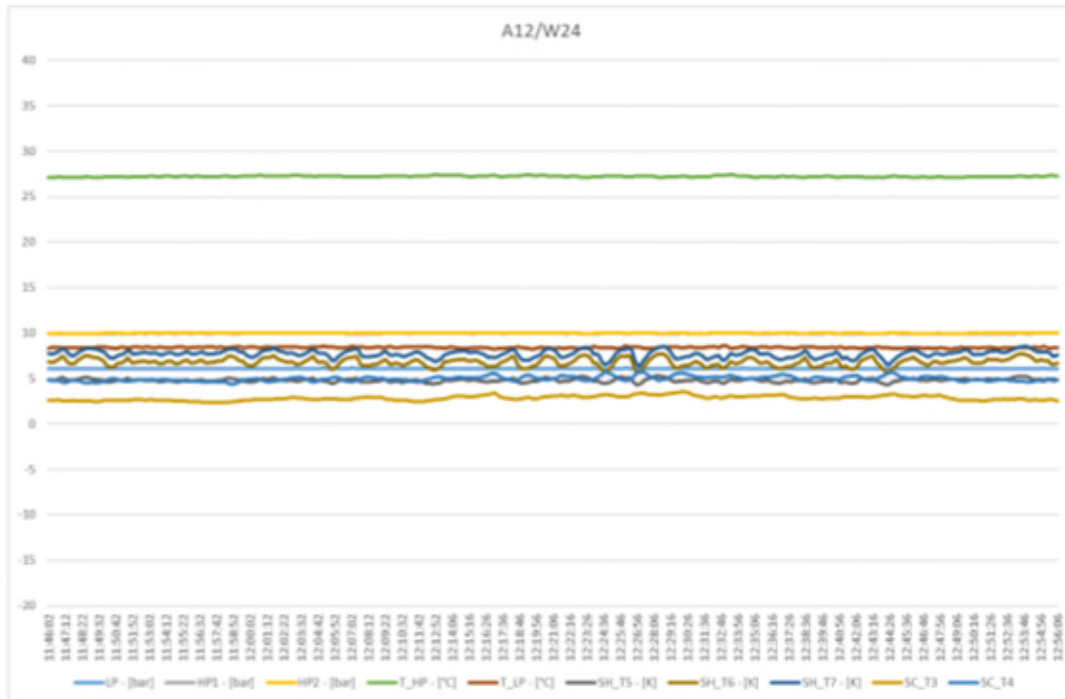


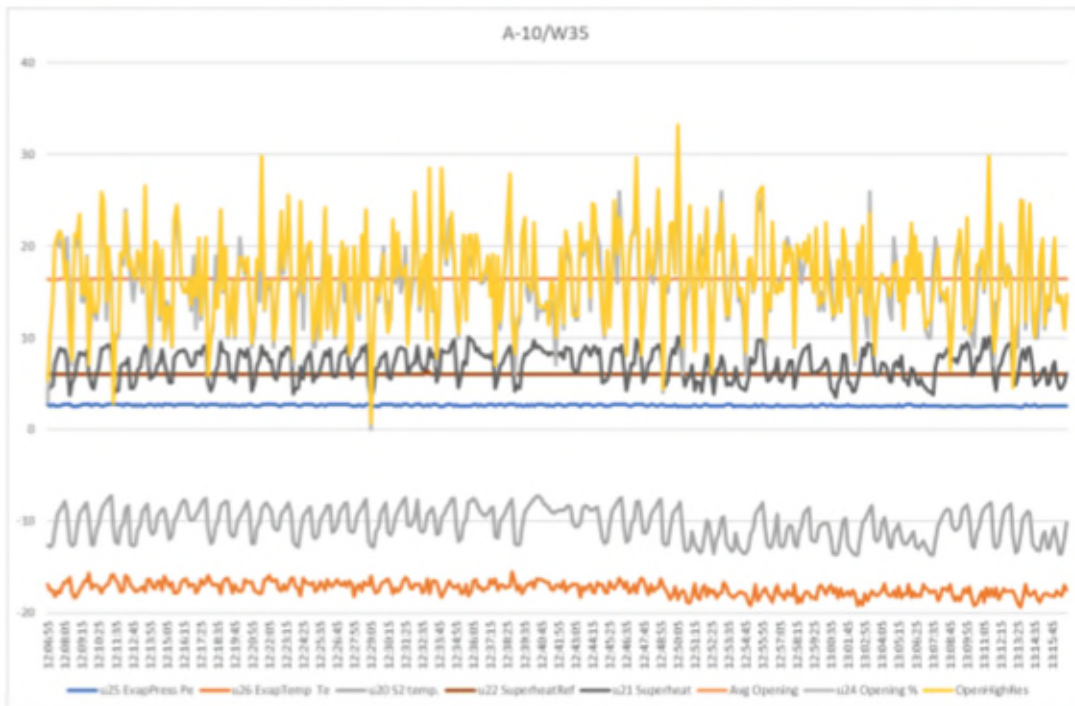
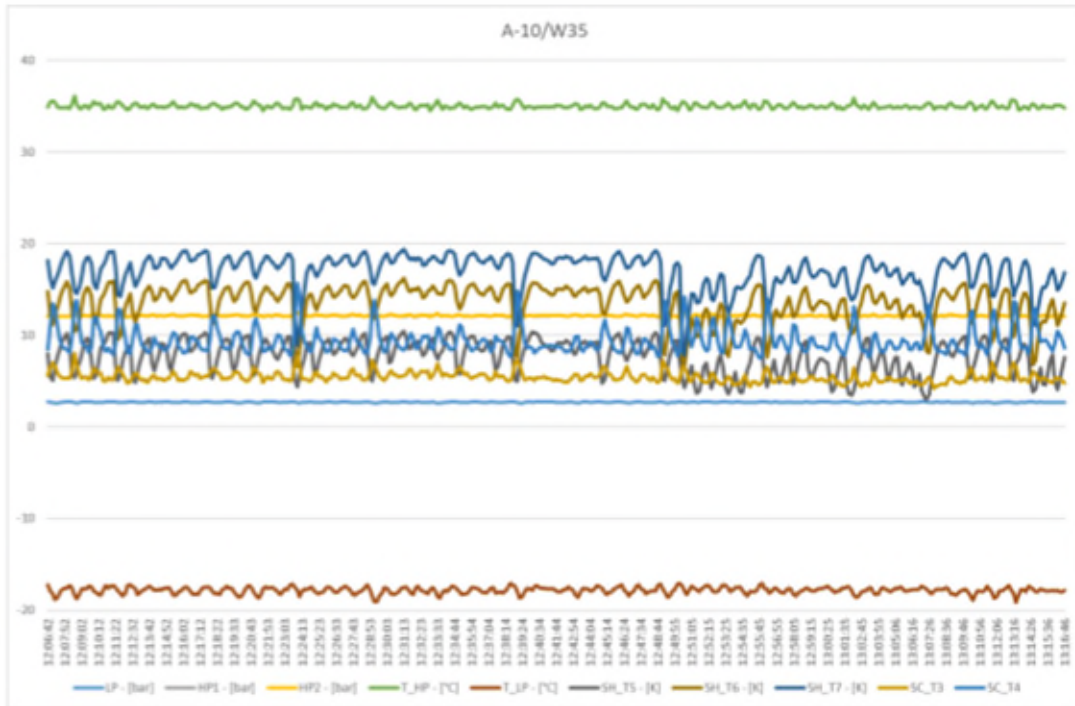
Test results - graphs

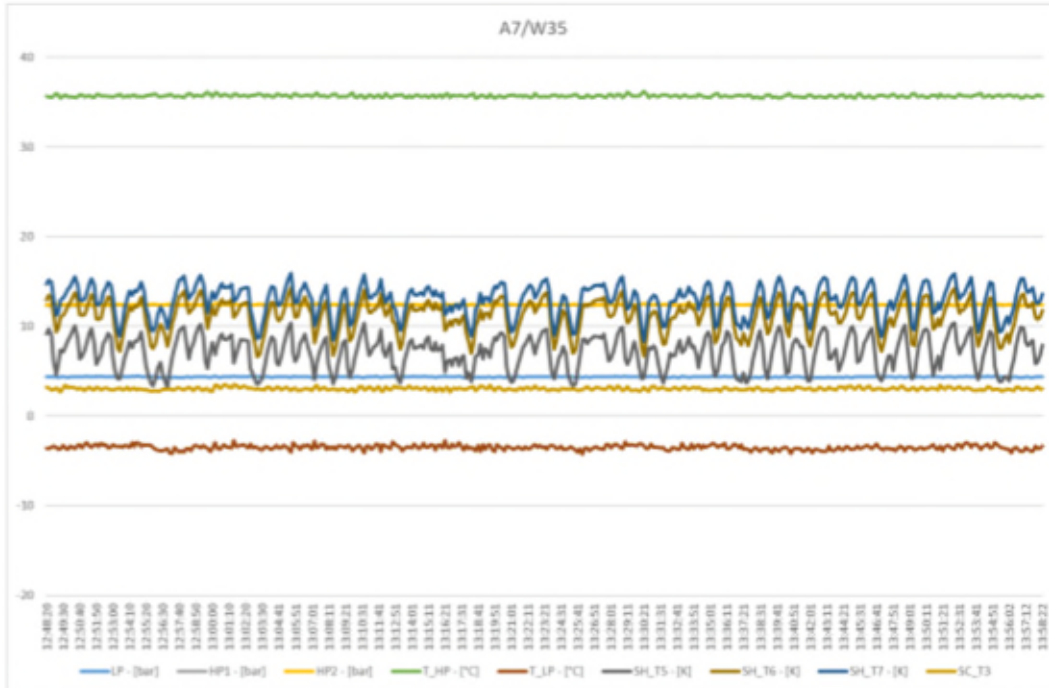














Conclusion

The above results, which are obtained by use of an electronic expansion valve (EXV), are acceptable. It has not been possible to match or exceed the results, which were obtained by use of mathematical models. A superheat setting of 6 K ensures a positive superheat in all the tested conditions. Earlier tests have shown that a lower superheat setting is inadequate when it comes to ensuring sufficient superheat in all conditions.

Both the suction gas and the liquid refrigerant for the EXV are influenced by the use of an internal heat exchanger, exchanging energy between these two fluids. For the suction gas, the superheat is increased, securing dry suction gas at the compressor suction port. The subcooling for the liquid refrigerant to the EXV is also increased, which makes the enthalpy difference through the evaporator higher. The influence of the heat exchanger is proportional to the capacity and temperature.

Additional superheat is applied to the suction gas through the inverter heat exchanger. This could be a parameter for decreasing the superheat reference as potential droplets of refrigerant will be evaporated through the two heat exchangers. To some degree, it might be beneficial for the capacity, but at some point, the evaporation of droplets will harm the evaporator performance.



Appendiks E: Akkrediteret testrapport for anden prototype

TEST REPORT

Report no.:
300-KLAB-20-049

Teknologiparken
Kongsvang Allé 29
DK-8000 Aarhus C
+45 72 20 20 00
Info@teknologisk.dk
www.teknologisk.dk

Page 1 of 17
Init:HSG/PRES
File no.: P2006874
Enclosures: 0

Customer: Company: Nilan
Address: Nilanvej 2
City: 8722 Hedensted
Tel.: +45 76752500

Component: Type: Mono bloc heat pump air to water
Model: AIR9 Outdoor unit
Series no.: 470531048 (Prototype)
Production year: 2021

Dates: Component tested: 2020-2021

Procedure: See objective (page 2) for list of standards

Remarks: The unit was delivered by the customer. The installation and test settings were done according to the manufacturer's instructions. The unit was delivered by the customer as a prototype. The setting of the thermostatic expansion valve was done by DTI personnel. To decrease the standby power consumption, the power supply to the CTS7000 PCB has been connected to an un-metered supply.

Terms: This test was conducted accredited in accordance with international requirements (ISO/IEC 17025:2017) and in accordance with the General Terms and Conditions of Danish Technological Institute. The test results solely apply to the tested item. This test report may be quoted in extract only if Danish Technological Institute has granted its written consent.

The customer may not mention or refer to Danish Technological Institute or Danish Technological Institute's employees for advertising or marketing purposes unless Danish Technological Institute has granted its written consent in each case.

Division/Centre: Danish Technological Institute
Energy and Climate
Heat Pump Laboratory, Aarhus

Date: 2021.06.10

Signature:
Henning S. Grindorf
B.TecMan & MarEng.

Co-reader:
Preben Eskerod
B.TecMan & MarEng





Objective

The following tests were carried out:

The Seasonal Coefficient of Performance (SCOP) at low temperature application for average climate according to EN 14825:2016. In order to calculate the SCOP, tests were carried out at the part load conditions stated in the tables on page 3.

Standard rating conditions (heating) according to EN 14511:2018 at A7/W35.





Test conditions for low temperature application at reference heating season average

Part load conditions for reference SCOP and reference SCOPon calculation of air to water units for low temperature application for the reference heating season "A" = average, "W" = warmer, and "C" = colder.

Condition ^a	Part Load Ratio in %				Outdoor heat exchanger		Indoor heat exchanger			
					Inlet dry (wet) bulb temperature °C		Fixed outlet °C	Variable outlet ^d °C		
	Formula	A	W	C	Outdoor air	Exhaust air	All climates	A	W	C
A	$(-7 - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$	88	n/a	61	-7(-8)	20(12)	a / 35	a / 34	n/a	a / 30
B	$(+2 - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$	54	100	37	2(1)	20(12)	a / 35	a / 30	a / 35	a / 27
C	$(+7 - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$	35	64	24	7(6)	20(12)	a / 35	a / 27	a / 31	a / 25
D	$(+12 - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$	15	29	11	12(11)	20(12)	a / 35	a / 24	a / 26	a / 24
E	$(TOL - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$				TOL	20(12)	a / 35	a / b	a / b	a / b
F	$(T_{\text{bivalent}} - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$				T _{bivalent}	20(12)	a / 35	a / c	a / c	a / c
G	$(-15 - 16) / (T_{\text{designh}} - 16)$	n/a	n/a	82	-15	20(12)	a / 35	n/a	n/a	a / 32

^a With the water flow rate as determined at the standard rating conditions given in EN 14511-2 at 30/35 conditions for units with a fixed water flow rate, and with a fixed delta T of 5 K for units with a variable flow rate. If the resulting flow rate is below the minimum flow rate then this minimum flow rate is used with the outlet temperature.

^b Variable outlet shall be calculated by interpolation from T_{designh} and the temperature which is closest to the TOL.

^c Variable outlet shall be calculated by interpolation between the upper and lower temperatures which are closest to the bivalent temperature.

^d If the variable outlet temperature is below the minimum of the operation range of the unit, this minimum should be considered.

Additional information

Climate	T _{designh} [°C]	T _{bivalent} [°C]	TOL [°C]	Outlet temperature	Flow rate
Average	-10	-10	-10	Variable	Variable





Test conditions for standard rating tests at heating mode - EN14511

N#	Heat source		Heat sink		Comp. speed (RPM)
	Inlet dry bulb temperature (°C)	Inlet wet bulb temperature (°C)	Inlet temperature (°C)	Outlet temperature (°C)	
1	7	6	30	35	5200





Main test results for low temperature application at reference heating season average

Model (Indoor + Outdoor)	Air 9
Air-to-water heat pump monobloc	Y
Low-temperature heat pump	Y
Equipped with supplementary heater	N
Heat pump combination heater	N

Rated heat output¹⁾	P_{rated}	4 [kW]
Seasonal space heating energy efficiency	η_s	209.6 [%]
	SCOP	5.32 [-]

Measured capacity for heating for part load at outdoor temperature T_j	Average Climate	$T_j = -15\text{ °C}$	P_{dh}	- [kW]
	-	$T_j = -7\text{ °C}$	P_{dh}	3.41 [kW]
	Low temperature application	$T_j = 2\text{ °C}$	P_{dh}	1.99 [kW]
		$T_j = 7\text{ °C}$	P_{dh}	1.30 [kW]
		$T_j = 12\text{ °C}$	P_{dh}	1.51 [kW]
		$T_j = \text{bivalent temperature}$	P_{dh}	4.00 [kW]
		$T_j = \text{operation limit}$	P_{dh}	4.00 [kW]

Measured coefficient of performance at outdoor temperature T_j	Average Climate	$T_j = -15\text{ °C}$	COPd	- [-]
	-	$T_j = -7\text{ °C}$	COPd	3.66 [-]
	Low temperature application	$T_j = 2\text{ °C}$	COPd	5.38 [-]
		$T_j = 7\text{ °C}$	COPd	6.72 [-]
		$T_j = 12\text{ °C}$	COPd	8.49 [-]
		$T_j = \text{bivalent temperature}$	COPd	3.16 [-]
		$T_j = \text{operation limit}$	COPd	3.16 [-]

Bivalent temperature	$T_{bivalent}$	-10 [°C]
Operation limit temperatures	TOL	-10 [°C]
	WTOL	- [°C]
Degradation coefficient	C_{dh}	0.94 [-]

Power consumption in modes other than active mode	Off mode	P_{OFF}	0.011 [kW]
	Thermostat-off mode	P_{TO}	0.011 [kW]
	Standby mode	P_{SB}	0.011 [kW]
	Crankcase heater mode	P_{CK}	0.011 [kW]
Supplementary heater¹⁾	Rated heat output	P_{SUP}	0.00 [kW]
	Type of energy input		Electrical

Other items	Capacity control		Variable
	Water flow control		Variable
	Water flow rate		-
	Annual energy consumption	Q_{HE}	1555 [kWh]

¹⁾For heat pump space heaters and heat pump combination heaters, the rated heat output, P_{rated} , is equal to the design load for heating, $P_{designh}$, and the rated heat output of a supplementary heater, P_{sup} , is equal to the supplementary capacity for heating, $sup(T_j)$.



Test results of standard rating test at heating mode - EN14511

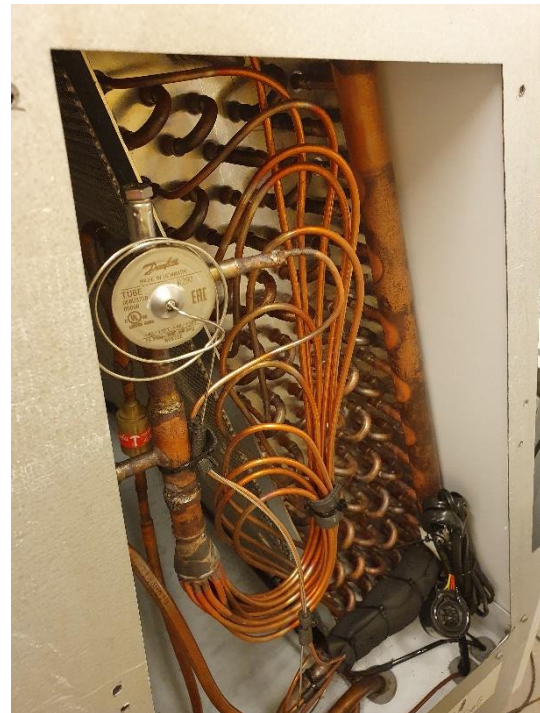
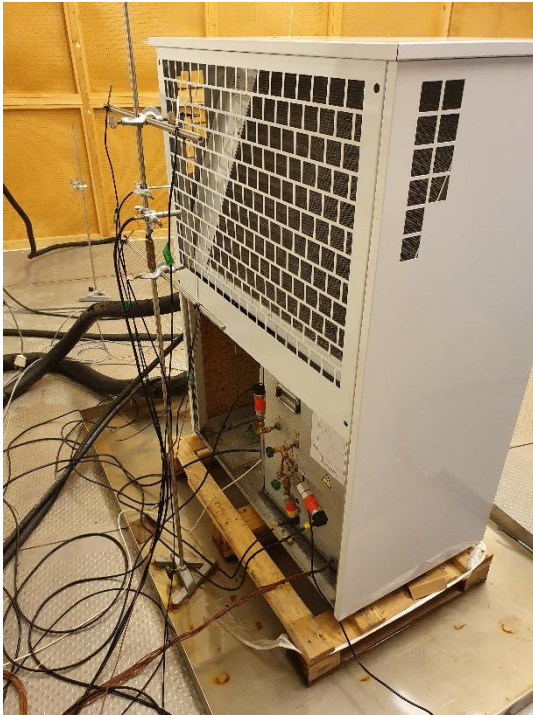
N#	Test conditions	Heating capacity [kW]	COP
1	A7/W35	6.23	4.87

	Comp. speed (RPM)	Fan speed (%)
"A"	4050	83
"B"	1800	57
"C"	1000	50
"D"	1000	50
"E&F"	5200	100
1	5200	100





Photos







Detailed SCOP calculation for low temperature and average climate conditions

Calculation of reference SCOP

$$SCOP = \frac{P_{designh} \times H_{he}}{\frac{P_{designh} \times H_{he}}{SCOP_{on}} + H_{TO} \times P_{TO} + H_{SB} \times P_{SB} + H_{CK} \times P_{CK} + H_{OFF} \times P_{OFF}}$$

Where

P_{design} =

Heating load of the building at design temperature, kW

H_{he} =

Number of equivalent heating hours, 2066 h

H_{TO} , H_{SB} , H_{CK} , H_{OFF} =

Number of hours for which the unit is considered to work in thermostat off mode, standby mode, crankcase heater mode and off mode, h, respectively

P_{TO} , P_{SB} , P_{CK} , P_{OFF} =

Electricity consumption during thermostat off mode, standby mode, crankcase heater mode and off mode, kW, respectively

Data for SCOP

	Outdoor temperature [°C]	Part load ratio [%]	Part load [kW]	Declared capacity [kW]	Declared COP [-]	cdh [-]	CR [-]	COPbin [-]
A	-7	88	3.54	3.41	3.66	0.99	1.00	3.66
B	2	54	2.15	1.99	5.38	0.97	1.00	5.38
C	7	35	1.38	1.30	6.72	0.94	1.00	6.72
D	12	15	0.62	1.51	8.49	0.94	0.41	7.79
E	-10	100	4.00	4.00	3.16	0.99	1.00	3.16
F - BIV	-10	100	4.00	4.00	3.16	0.99	1.00	3.16

Energy consumption for thermostat off, standby, off mode, crankcase heater mode

	Hours [h]	Power input [kW]	Applied to SCOP calculation [kW]	Energy consumption [kWh]
Off mode	3672	0.011	0.011	40.392
Thermostat off	178	0.011	0.011	1.958
Standby	0	0.011	0.011	0
Crankcase heater	3850	0.011	0	0





Calculation Bin for SCOPon

	Bin [-]	Outdoor temperature [°C]	Hours [h]	Heat load [kW]	Heat load covered by heat pump [kW]	Electrical back up heater [kW]	Annual backup heater energy input [kWh]	COPbin [-]	Annual heating demand [kWh]	Annual energy input [kWh]	Net annual heating capacity [kWh]	Net annual power input [kWh]
E / F - BIV	21	-10	1	4.00	4.00	0.00	0.00	3.16	4.00	1.27	4.00	1.27
	22	-9	25	3.85	3.80	0.00	0.00	3.33	96.15	28.90	96.15	28.90
	23	-8	23	3.69	3.61	0.00	0.00	3.49	84.92	24.31	84.92	24.31
A	24	-7	24	3.54	3.41	0.00	0.00	3.66	84.92	23.20	84.92	23.20
	25	-6	27	3.38	3.25	0.00	0.00	3.85	91.38	23.73	91.38	23.73
	26	-5	68	3.23	3.09	0.00	0.00	4.04	219.69	54.35	219.69	54.35
	27	-4	91	3.08	2.94	0.00	0.00	4.23	280.00	66.14	280.00	66.14
	28	-3	89	2.92	2.78	0.00	0.00	4.42	260.15	58.80	260.15	58.80
	29	-2	165	2.77	2.62	0.00	0.00	4.62	456.92	99.00	456.92	99.00
	30	-1	173	2.62	2.46	0.00	0.00	4.81	452.46	94.13	452.46	94.13
	31	0	240	2.46	2.31	0.00	0.00	5.00	590.77	118.21	590.77	118.21
	32	1	280	2.31	2.15	0.00	0.00	5.19	646.15	124.53	646.15	124.53
	B	33	2	320	2.15	1.99	0.00	0.00	5.38	689.23	128.11	689.23
34		3	357	2.00	1.85	0.00	0.00	5.65	714.00	126.42	714.00	126.42
35		4	356	1.85	1.71	0.00	0.00	5.92	657.23	111.09	657.23	111.09
36		5	303	1.69	1.58	0.00	0.00	6.18	512.77	82.92	512.77	82.92
37		6	330	1.54	1.44	0.00	0.00	6.45	507.69	78.69	507.69	78.69
C	38	7	326	1.38	1.30	0.00	0.00	6.72	451.38	67.17	451.38	67.17
	39	8	348	1.23	1.16	0.00	0.00	6.93	428.31	61.77	428.31	61.77
	40	9	335	1.08	1.03	0.00	0.00	7.15	360.77	50.47	360.77	50.47
	41	10	315	0.92	0.89	0.00	0.00	7.36	290.77	39.50	290.77	39.50
	42	11	215	0.77	0.75	0.00	0.00	7.58	165.38	21.83	165.38	21.83
D	43	12	169	0.62	0.62	0.00	0.00	7.79	104.00	13.35	104.00	13.35
	44	13	151	0.46	0.48	0.00	0.00	8.00	69.69	8.71	69.69	8.71
	45	14	105	0.31	0.34	0.00	0.00	8.22	32.31	3.93	32.31	3.93
	46	15	74	0.15	0.20	0.00	0.00	8.43	11.38	1.35	11.38	1.35

SUM	8262.46	1511.87	8262.46	1511.87
SCOPon		5.47	SCOPnet	5.47



Detailed SCOP calculation for low temperature and average climate conditions

Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (A) A-7/W34		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:		Average
Temperature application:		Low
Condition name:		A
Condition temperature:	°C	-7
Part load:	%	88%
Chosen Tbivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	3.54
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:		Steady State
Integrated circulation pump:		No
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	3.41
COP	-	3.66
Power consumption	kW	0.93
Measured		
Heating capacity	kW	3.41
COP	-	3.68
Power consumption	kW	0.93
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	-7.0
Air temperature wet bulb	°C	-8.1
Inlet temperature	°C	29.0
Outlet temperature	°C	34.0
Outlet temperature (Time averaged)	°C	34.0
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	5791
Calculated Hydraulic power	W	1
Calculated global efficiency	η	0.12
Calculated Capacity correction	W	-7
Calculated Power correction	W	-8
Water Flow	m ³ /s	0.000164



Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (B) A2/W30		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	B	
Condition temperature:	°C	2
Part load:	%	54%
Chosen Tbivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	2.15
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	1.99
COP	-	5.38
Power consumption	kW	0.37
Measured		
Heating capacity	kW	1.99
COP	-	5.38
Power consumption	kW	0.37
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	2.0
Air temperature wet bulb	°C	1.1
Inlet temperature	°C	25.0
Outlet temperature	°C	29.9
Outlet temperature (Time averaged)	°C	29.9
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	498
Calculated Hydraulic power	W	0
Calculated global efficiency	η	0.11
Calculated Capacity correction	W	0
Calculated Power correction	W	0
Water Flow	m ³ /s	0.000097





Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (C) A7/W27		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	C	
Condition temperature:	°C	7
Part load:	%	35%
Chosen Tivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	1.38
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	1.30
COP	-	6.72
Power consumption	kW	0.19
Measured		
Heating capacity	kW	1.30
COP	-	6.72
Power consumption	kW	0.19
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	7.0
Air temperature wet bulb	°C	6.0
Inlet temperature	°C	22.0
Outlet temperature	°C	26.9
Outlet temperature (Time averaged)	°C	26.9
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	270
Calculated Hydraulic power	W	0
Calculated global efficiency	η	0.11
Calculated Capacity correction	W	0
Calculated Power correction	W	0
Water Flow	m ³ /s	0.000064



Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (D) A12/W24		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:	Average	
Temperature application:	Low	
Condition name:	D	
Condition temperature:	°C	12
Part load:	%	15%
Chosen Tbivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	0.62
CR:	-	0.4
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:	Steady State	
Integrated circulation pump:	No	
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	1.51
COP	-	8.49
Power consumption	kW	0.18
Measured		
Heating capacity	kW	1.51
COP	-	8.50
Power consumption	kW	0.18
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	11.9
Air temperature wet bulb	°C	11.0
Inlet temperature	°C	22.0
Outlet temperature	°C	27.0
Outlet temperature (Time averaged)	°C	24.0
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	328
Calculated Hydraulic power	W	0
Calculated global efficiency	η	0.11
Calculated Capacity correction	W	0
Calculated Power correction	W	0
Water Flow	m ³ /s	0.000072





Detailed result for 'EN14825:2016' Average Low (E and F) A-10/W35		
Tested according to:	EN14511:2018 and EN14825:2016	
Climate zone:		Average
Temperature application:		Low
Condition name:		E and F
Condition temperature:	°C	-10
Part load:	%	100%
Chosen Tbivalent	°C	-10
Tdesign	°C	-10
Pdesign	kW	4.00
Heating demand:	kW	4.00
CR:	-	1.0
Minimum flow reached:	-	No
Measurement type:		Transient
Integrated circulation pump:		No
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	4.00
COP	-	3.16
Power consumption	kW	1.27
Measured		
Heating capacity	kW	3.99
COP	-	3.18
Power consumption	kW	1.25
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	-10.0
Air temperature wet bulb	°C	-10.9
Inlet temperature	°C	30.0
Outlet temperature	°C	34.8
Outlet temperature (Time averaged)	°C	34.8
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	7565
Calculated Hydraulic power	W	2
Calculated global efficiency	η	0.13
Calculated Capacity correction	W	-10
Calculated Power correction	W	-11
Water Flow	m ³ /s	0.000199



Detailed test results of standard rating conditions - EN14511

Detailed result for 'EN14511:2018' A7/W35		
Tested according to:		EN14511:2018
Minimum flow reached:		No
Measurement type:		Steady State
Integrated circulation pump:		No
Included corrections (Final result)		
Heating capacity	kW	6.23
COP	-	4.87
Power consumption	kW	1.280
Measured		
Heating capacity	kW	6.23
COP	-	4.89
Power consumption	kW	1.27
During heating		
Air temperature dry bulb	°C	7.0
Air temperature wet bulb	°C	6.0
Inlet temperature	°C	30.0
Outlet temperature	°C	35.0
Circulation pump		
Measured: Static differential pressure, liquid pump	Pa	3368
Calculated Hydraulic power	W	1
Calculated global efficiency	η	0.13
Calculated Capacity correction	W	-7
Calculated Power correction	W	-8
Water Flow	m ³ /s	0.000300





Conclusion

The above results, which are obtained by use of a thermostatic expansion valve (TXV), are acceptable.

Additional superheat is applied to the suction gas through the inverter heat exchanger. This could be a parameter for decreasing the superheat reference as potential droplets of refrigerant will be evaporated through the heat exchanger. To some degree, it might be beneficial for the capacity, but at some point, the evaporation of droplets in the suction line will harm the evaporator performance.

