



Miljøministeriet
Miljøstyrelsen

Brugsvandsvarmepumpe med propan som kølemiddel

Fase 2: Reduktion af kølemiddelfyldning til maks. 150 g.

MUDP Rapport

Marts 2023

Udgiver: Miljøstyrelsen

Redaktion:

Per Henrik Pedersen (Teknologisk Institut)

Frederik Wulff Winthereik (Teknologisk Institut)

Preben Eskerod (Teknologisk Institut)

Torben Lauridsen (Vesttherm A/S)

ISBN: 978-87-7038-501-5

Miljøstyrelsen offentliggør rapporter og indlæg vedrørende forsknings- og udviklingsprojekter inden for miljøsektoren, som er finansieret af Miljøstyrelsen. Det skal bemærkes, at en sådan offentliggørelse ikke nødvendigvis betyder, at det pågældende indlæg giver udtryk for Miljøstyrelsens synspunkter. Offentliggørelsen betyder imidlertid, at Miljøstyrelsen finder, at indholdet udgør et væsentligt indlæg i debatten omkring den danske miljøpolitik.

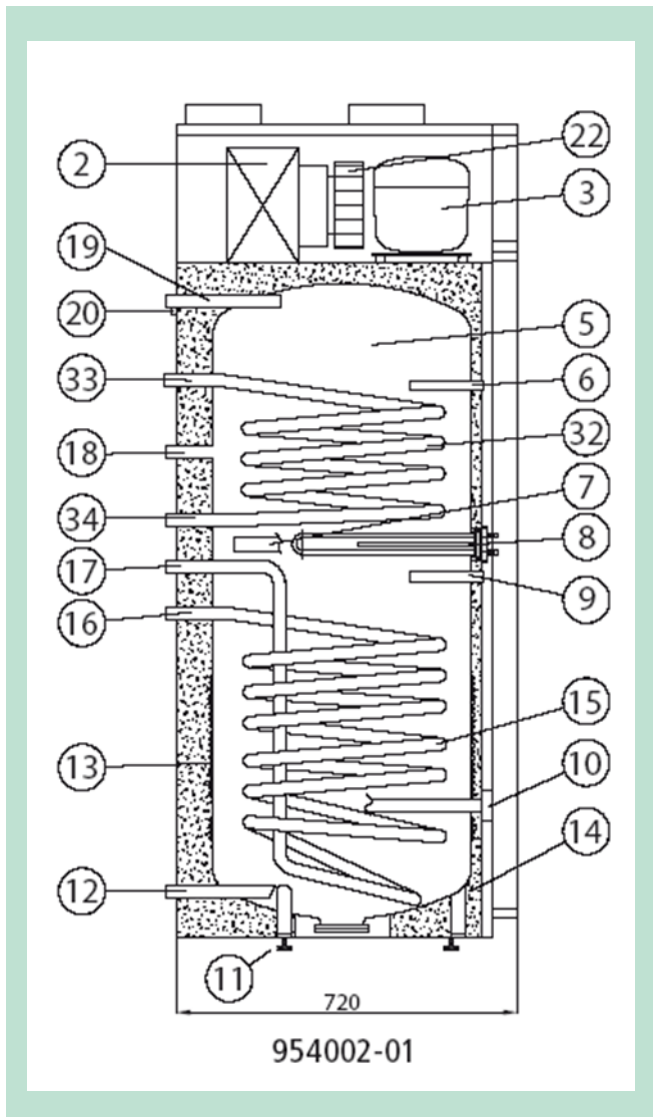
Må citeres med kildeangivelse.

Indhold

1.	Indledning	4
1.1	Miljøeffekt	6
1.2	Målsætning	7
1.3	Projektbeskrivelse	7
1.4	Projektudøvende	8
2.	Opstart af projektet	10
3.	Beregninger af kondensatorydelse ved nye rørprofiler	11
3.1	Fremgangsmåde og metode	11
4.	Fremstilling og test af første prototype	15
5.	Fremstilling og test af anden prototype	19
5.1	Fakta om den 'endelige prototype'	19
6.	Præsentation af projektet og foreløbige resultater	22
7.	Konklusion og sammenfatning	23
7.1	English Summary	24
	Bilag 1: Beregning af kondensatorydelse ved nye rørprofiler	25
	Bilag 2: Præsentation på Gustav Lorentzen-konferencen i juni 2022 i Trondheim	33
	Bilag 3: Akkrediteret testrapport for prototype 2	53

1. Indledning

Vesttherm A/S i Esbjerg fremstiller ca. 10.000 brugsvandsvarmepumper om året, og der er ca. 0,9 kg HFC-134a i hvert apparat. Disse produkter fremstiller varmt brugsvand til en familie, og energien tages fra afkastluft fra huset (f.eks. fra et badeværelse) – eller alternativt fra udeluft, som afkøles, før det sendes ud af huset igen. Når energien tages fra afkastluft, sørger varmepumpen også for ventilation af huset.



FIGUR 1. Principtegning af den eksisterende brugsvandsvarmepumpe. Energien optages normalt fra afkastluft, som trækkes ind gennem en kanal foroven i kabinettet og sendes ud igen igennem den anden kanal foroven efter at have passeret fordamperen (2), hvor luften afkøles. Kompressor, fordamper og ventilator er placeret i maskinrummet i den øvre del af kabinettet. Kondensatoren (13) er viklet omkring den nedre halvdel af varmtvandsbeholderen. Koldt vand tilføres ved punkt 12, og varmt brugsvand aftappes ved punkt 19. Produktet kan leveres med fra nul til to rørspiraler (15 og 32) til f.eks. supplerende solvarme og til at opvarme et mindre badeværelsesgulv.

Målsætningen for projektet er at videreudvikle en brugsvandsvarmepumpe til familiehuse, så den indeholder maksimalt 150 gram kølemiddel. Dette er ifølge Vesttherm en forudsætning for, at varmepumpen kan blive solgt i stort antal og dermed kan blive en kommerciel succes og fortrænge konkurrerende HFC-modeller. Målsætningen skal opnås, uden at det går ud over produktets energieffektivitet.

MUDP støttede i perioden 2015-2018 et projekt, hvor Vesttherm sammen med Teknologisk Institut og EBM Papst udviklede og testede to størrelser af brugsvandsvarmepumper med propan (R290) som kølemiddel. Dette projekt var succesfuldt, og den store model med 350 g R290 blev testet til at have en effektivitet (COP) på 3,52, hvilket er 12 % bedre end den tilsvarende HFC-model. Den lille model (med mindre kompressor og 150 g R290) blev målt til en COP på 3,20. Den lille model var et nyt produkt, som er beregnet til lejligheder, kolonihavehuse og lignende mindre boliger. Begge produkter er i energiklasse A+ for vandvarmere.

Projektets resultater er beskrevet i slutrapporten, som kan læses i dette link:

<https://mst.dk/service/publikationer/publikationsarkiv/2018/nov/energieffektive-brugsvands-varmepumper-med-naturlige-koelemidler/>

Det nye lille produkt har været en stor succes for Vesttherm, og det er fremstillet og solgt i et stort antal.

Dette er ikke tilfældet med den store model, som af sikkerhedsgrunde skal installeres i et rum, som har mindst 7 m² gulvplads – eller alternativt har en konstant mekanisk udluftning. Det har været svært for Vesttherm at overbevise grossister om, at de skal overbevise deres kunder (installatører) om, at de skal overbevise slutbrugerne om, at det er sikkert, når rummet er på mindst 7 m² og mindst to meter i højden. Hvad nu hvis rummet senere bliver fyldt med flyttekasser, eller hvis rummet deles i to?

Det har praktisk talt været umuligt at sælge R290-udgaven af den store model, og kunderne har ønsket HFC-modellen i stedet for. Det har derfor været nødvendigt at begrænse R290-kølemiddelfyldningen til maks. 150 g., hvis brugsvandsvarmepumpen med naturligt kølemiddel skal få kommerciel succes.

I det tidligere projekt forsøgte man at reducere volumen i kondensatoren (og dermed kølemiddelfyldningen) ved at benytte en forceret udgave af Vesttherms egen teknologi med "klemte" aluminiumsrør. Det viste sig at være ineffektivt og upræcist, og derfor blev denne teknologiske løsning fravalgt.

I dette nye projekt vil man løse opgaven ved at benytte nye minikanal-kondensatorrør, som bliver leveret fra aluminiumsindustrien (fra Hydro Aluminium). Ved at benytte disse rør reduceres volumen af kølesystemet, hvorved kølemiddelfyldningen reduceres. Der forventes en energieffektivitet, som er mindst lige så god som for produktet med 350 g R290, hvilket vil sige en energieffektivitet, som er mindst 10 % bedre end en tilsvarende HFC-model.

Projektpartnerne har en overbevisning om, at det kan lade sig gøre. Der blev i det tidligere projekt fremstillet flere prototyper af den store model med 150 g propan, men disse havde på daværende tidspunkt ikke en tilstrækkelig energieffektivitet. Derfor besluttede projektpartnerne i det tidligere projekt at benytte Vesttherms traditionelle varmevekslere, fordampere og kondensator og derved acceptere mere end 150 g kølemiddel og i stedet satse på sikkerhed igennem risikoanalyse og installationsforeskrifter.

Det er en udviklingsmæssig udfordring at designe et system, som opfylder hensyn til både minimering af kølemiddelmængde, begrænsning af tryktab i rør, sikring af ensartet kølemiddel-flow og varmetransmission samt sikring af en god energieffektivitet.



Fra produktionen hos Vesttherm i Esbjerg.

På billedet vises nogle af komponenterne i brugsvandsvarmepumpen (fordamper + ventilator samt kompressor).

1.1 Miljøeffekt

Som nævnt benyttes der i dag HFC-kølemidler til produktion af brugsvandsvarmepumper. HFC-kølemidler bidrager til den globale opvarmning. I brugsvandsvarmepumper til familiehuse benyttes HFC-134a, som har en GWP på 1430 CO₂-ækvivalenter. Der er ca. 0,9 kg HFC-134a i en brugsvandsvarmepumpe (til enfamiliehuse) fra Vesttherm.

Vesttherm har en produktion på ca. 10.000 enheder om året, og det giver et forbrug på ca. 9 tons HFC-134a per år. Dette forbrug har en potentiel drivhuseffekt på 12870 tons CO₂-ækvivalenter om året. Det forventes, at projektet vil resultere i, at dette forbrug substitueres med naturlige kølemidler med et markant lavere GWP (Global Warming Potential).

Det forventes ligeledes, at resultater fra projektet vil få en afsmitning på andre produkter – herunder fremtidige produkter (med lidt større varmekapacitet). Vesttherm har blandt andet modtaget forespørgsler på at levere produkter, som kan opvarme en mindre lejlighed (eller en del af et mindre hus) med gulvvarme vha. denne teknologi, og som er væsentligt billigere end traditionelle luft-vand-varmepumper til rumopvarmning.

Hertil forventes det, at markedsintroduktion af den nye brugsvandsvarmepumpe vil få en afsmittende effekt på andre (konkurrerende) produkter, idet konkurrenterne bliver inspireret til – eller endda tvunget til – at kunne levere egne produkter med naturlige kølemidler.

Endelig forventes det, at fremtidens brugsvandsvarmepumper med naturligt kølemiddel har en bedre energieffektivitet end HFC-baserede produkter, og dette vil også bidrage signifikant til at reducere CO₂-emissionen.

1.2 Målsætning

Målsætningen for projektet er at videreudvikle en brugsvandsvarmepumpe til familiehuse, så den indeholder maksimalt 150 gram kølemiddel. Dette er ifølge Vesttherm en forudsætning for, at varmepumpen kan blive solgt i stort antal og dermed kan blive en kommerciel succes og fortrænge konkurrerende HFC-modeller. Målsætningen skal opnås, uden at det går ud over produktets energieffektivitet.

TABEL 1. Målsætning for projektet.

Formål – Projek- tets mål og kon- krete bidrag	Succeskriterier	Resultater og le- verancer	Arbejdsplaner, aktiviteter, mile- pæle
Udvikle køle- kredsløb med mindre volumen vha. minikanal- varmeveksler	Der udvikles et koncept, som fun- gerer fint med < 150 g R290 (pro- pan)	Fungerende proto- type.	AP1, AP2, AP3
Energieffektivitet	10 % bedre end HFC-apparat	2. prototype	AP3 og AP4
Kommercialise- ring (efter projek- tet)	Apparatet kommer- cialiseres, mar- kedsføres og pro- duceres	Sat i produktion	Efter projektet

1.3 Projektbeskrivelse

Projektet gennemføres i et tæt samarbejde mellem Vesttherm og Teknologisk Institut og i tæt dialog med Hydro Aluminium.

Projektet er opdelt i 5 arbejdsplaner:

Arbejdsplan 1: Projektledelse og analyse af kølemiddelflow i minikanal-rør

Der udvikles et beregningsprogram, som kan beregne tryktab, kølemiddelmængde, varme-transmission og effektivitet af varmepumpen. Beregningsprogrammet benyttes til at analysere forskellige koncepter. Fordelene ved større overflader skal f.eks. ikke modvirkes af større tryk-fald. Der udarbejdes tilsvarende analyse af fordampere i kredsløbet. I denne fase påtænkes samarbejde med leverandører af mikrokanal-rør (Hydro Precision Tubing Tønder). Projektledelse indgår også i denne arbejdsplan.

Leverancer i denne arbejdsplan:

Beregningsprogram, resultat af beregninger, vurderinger af effekt ved diverse ændringer samt projektledelse.

Aktiviteter og milepæle i denne leverance:

Udvikling af beregningsprogram. Eksisterende beregningsprogram "tunes" til at passe til mikrokanal-rør, ved at der udvikles et nyt beregningsmodul for disse rør. Der udarbejdes forslag til ændringer (f.eks. brug af mikrokanal-varmevekslere, ny fordampere og evt. en ny R290-kompressor).

Arbejdsplan 2: Udvikling af nyt koncept for brugsvandsvarmepumpe

Konceptet bestemmes ud fra analyser i fase 1 og ud fra input fra leverandører af minikanal-rør. Der ligger en udfordring i at sammenføje de traditionelle kølemiddelfløde (som er cirkelrunde

kobberrør) med minikanal-alurør. Denne udfordring bliver større, hvis der skal benyttes to eller flere parallelle minikanal-rør. Her skal der udarbejdes en manifoldsamlingsløsning, som skal sikre et ensartet kølemiddelflow i rørene. Derfor sættes der på at udvikle et nyt koncept med ét rørløb, som passer til brugsvandsvarmepumper. Til det formål benyttes beregningsprogrammet fra Arbejdspakke 1. Også i denne fase påtænkes samarbejde med leverandører af minikanal-rør (Hydro Precision Tubing Tønder), og der hentes inspiration fra andre teknologier inden for bil- og kølebranchen. En konsulent med ekspertise i sikkerhed ved brug af brandbare kølemidler kan inddrages efter behov (Vonsild Consulting).

Leverancer i denne arbejdsopgave:

Koncept for første prototype samt tegninger til kondensatormontering.

Aktiviteter og milepæle i denne leverance:

Koncept for første prototype.

Arbejdspakke 3: Bygning, indkøring og afprøvning af testanlæg (UDV)

I denne arbejdsopgave fremstilles første prototype. Vesttherm fremstiller den første prototype ud fra resultaterne i fase 2, og der foretages en funktionsanalyse af den første prototype. Efter funktionsanalyse hos Vesttherm bliver prototypen analyseret i Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus. Der udarbejdes en testrapport med analyser. Herefter udarbejdes koncept for og fremstilling af anden prototype.

Leverancer i denne arbejdsopgave:

Prototype 1, analyser af prototype 1, koncept for prototype 2 og bygning af prototype 2.

Arbejdspakke 4: Funktionsanalyse af anden prototype

Efter funktionsanalyse hos Vesttherm bliver prototypen analyseret i Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut. Der udarbejdes en akkrediteret testrapport efter EN16147. Denne arbejdsopgave får ikke økonomisk støtte fra MUDP.

Leverancer i denne arbejdsopgave:

Akkrediteret testrapport.

Arbejdspakke 5: Udarbejdelse af slutrapport og artikler til dansk og udenlandsk fagpresse

Der udarbejdes slutrapport til MUDP. Der udarbejdes faglige artikler til dansk og engelsk.

Leverancer i denne arbejdsopgave:

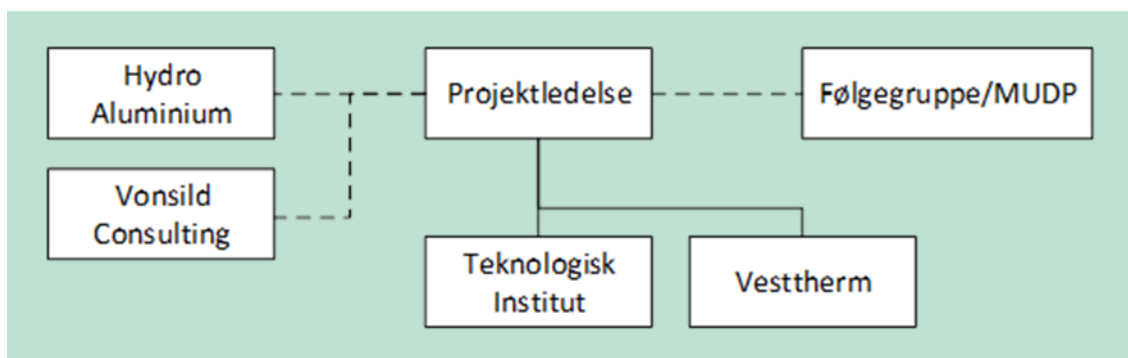
Slutrapport på dansk (med engelsk resumé). Faglige artikler på dansk og på engelsk.

1.4 Projektudøvende

Projektgruppen består af Teknologisk Institut, Køle- og Varmepumpeteknik, og Vesttherm A/S. Hydro Precision Tubing Tønder er med som samarbejdspartner. Teknologisk Institut fungerer som projektleder og sekretariat og har den direkte kontakt med MUDP.

Sekretariatet indkalder til opstartsmøde og andre projektmøder og udsender forud for projektmøder oplæg til aktiviteter, som oftest er baseret på beregninger og analyser. Teknologisk Institut udarbejder referater fra projektmøder. MUDP bliver indbudt til at være med på opstartsmødet samt på andre projektmøder, hvis dette ønskes. På projektmøderne besluttet de konkrete tiltag i projektet – ud fra den overordnede projektbeskrivelse. Hydro Precision Tubing Tønder deltager i projektmøder. Projektfølgegruppen holdes orienteret om projektets fremdrift, beslutninger og resultater og kan inddrages i specifikke beslutninger, hvis følgegruppen ønsker dette.

Ved projektets start indgås en aftale om samfinansieret forskning, som er baseret på Teknologisk Instituts master, som benyttes i talrige andre projekter.



FIGUR 2. Organisationsdiagram for projektet.

Ud over at varetage projektledelsen udfører Teknologisk Institut beregninger og analyser omkring tryktab, varmetransmission og overordnede testresultater. Det sker i tæt dialog og samarbejde med Vesttherm samt eksterne virksomheder (herunder Hydro Aluminium). Teknologisk Institut udfører afprøvninger og akkrediteret test. Den akkrediterede test er en god form for kvalitetssikring af den udviklede teknologi. Kvalitetssikring i det skriftlige materiale (rapporter og artikler) sikres ved, at fagpersonale fra Teknologisk Institut er medlæser. Per Henrik Pedersen er projektleder for hele projektet. Derudover indgår Frederik Wulff Winthereik (beregningsmodel m.m.) og Preben Elbek Eskerod (funktionsanalyser og akkrediteret test).

Vesttherm bygger forsøgsanlæg efter anvisninger fra projektdeltagerne. Vesttherm funktions-tester disse anlæg og hjælper i forbindelse med opstilling af anlæg i Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus. Vesttherm deltager i analysearbejdet og hjælper til med at indhente information om nye komponenter m.v. Efter projektets afslutning vil Vesttherm arbejde med kommercialisering og markedsføring af den nye teknologi. Projektleder hos Vesttherm er Torben Lauridsen. I projektet har en lang række andre medarbejdere fra Vesttherm medvirket til bl.a. fremstilling og test af prototyper.

Hydro Precision Tubing Tønder er underleverandør til projektet. Hydro Precision Tubing Tønder ønsker ikke at være en del af partnerskabet, men ønsker i stedet at hjælpe projektet som underleverandør og ønsker som uafhængig leverandør at kunne benytte erfaringer til at hjælpe andre aktører i branchen. Hydro vil ligeledes være sparringspartner under hele forløbet. Hydro Precision Tubing Tønder finansierer egen indsats i projektet. Hydro Precision Tubing Tønder har produktionskapacitet i Tønder og nærliggende byer, hvor der er i alt 480 ansatte, som hovedsageligt producerer aluminiumsrør til bil- og køleindustrien. Fra Hydro Precision Tubing Tønder har Bjørn Vestergaard og Ulrik Jessen deltaget i projektet.

I følgegruppen har følgende fagpersoner deltaget for Miljøstyrelsen:

Ditte Secher Paludan, indtil 31. maj 2022.

Helle Simon Elbro, fra 1. juni 2022.

2. Opstart af projektet

Projektet fik tilsagn om støtte fra MUDP, dateret den 30. november 2020. Projektet startede umiddelbart derefter, og der var opstartsmøde den 28. januar 2021. Det var et WEB-baseret møde (på grund af Corona) med deltagelse fra Miljøstyrelsen, Vesttherm, Hydro Aluminium og Teknologisk Institut. Forud for opstartsmødet var Hydro Precision Tubing Tønder fysisk på besøg hos Vesttherm og så, hvordan brugsvandsvarmepumperne fremstilles, og specifikt hvordan kondensatorrør vikles omkring varmtvandsbeholderen. Dette var medvirkende til, at Hydro Precision Tubing Tønder tidligt i projektet fremkom med en ide til et "flangerør" som kondensatorrør.

Der har været afholdt flere tekniske møder undervejs i projektet.

Projektet blev afsluttet ved udgangen af august 2022.

3. Beregninger af kondensatorydelse ved nye rørprofiler

Som led i Arbejdspakke 1 er der udfærdiget et teknisk notat. Notatet er vedlagt nærværende rapport i Bilag 1 og dækker det arbejde, der er udført i forbindelse med de termodynamiske beregninger af et nyt rørprofil til kondensatorviklinger på Vesttherms brugsvandsvarmepumpe.

Udvælgelse af rørprofil har været en iterativ proces, hvor flere forskellige geometrier har været i spil som kandidater til at være ny rørprofil. Det er lykkedes projektgruppen at finde frem til et rørprofil med en geometri, der imødekommer de krav, der stilles til varmeovergang, tryktab og fyldning af kølemiddel.

3.1 Fremgangsmåde og metode

Der er udført termodynamiske beregninger på flere forskellige rørprofiler som kandidater til et nyt rørprofil, der skal udgøre brugsvandsvarmepumpens kondensator. Rørprofilernes egenskaber beregnes med henblik på at kunne reducere kølemiddelfyldningen i systemet, uden at det går ud over energieffektiviteten af brugsvandsvarmepumpen.

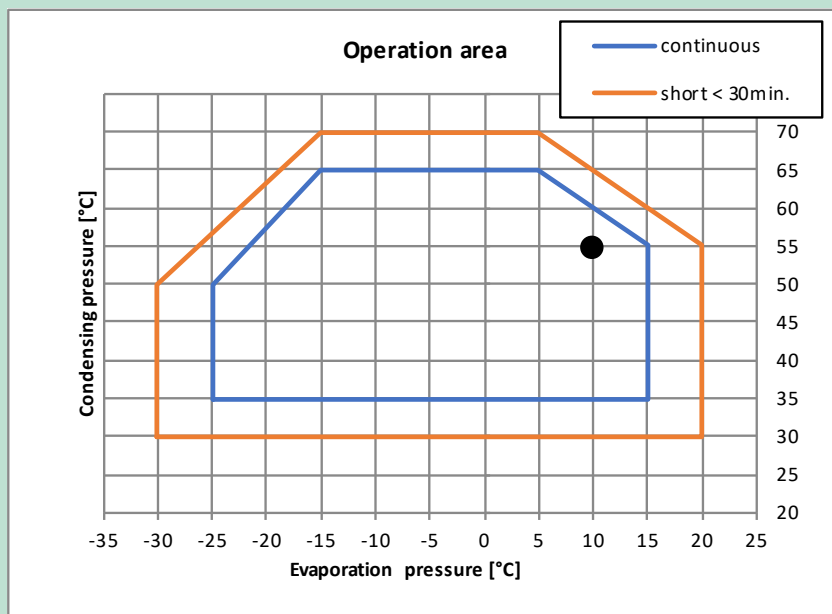
Der er tre primære designparametre, der afgør, hvor gunstigt et givent rørprofil er som kandidat til at være kondensator i den første prototype af brugsvandsvarmepumpen:

1. Fyldningsmængde: Kølemiddelfyldningen skal være så lille som muligt, for at den samlede kølemiddelfyldning i systemet kan holdes på maksimalt 150 g, som er projektets mål.
2. Tryktab: Tryktabet skal være så lavt som muligt, da det påvirker selve varmepumpens ydeevne. Varmepumpens kompressor skal i sidste ende kompensere for det samlede tryktab i systemet.
3. Varmeovergang: Varmeovergangen fra rørprofilet til vandet i vandtanken skal være så høj som muligt, da den er afgørende for, hvor effektiv brugsvandsvarmepumpen er. Varmeovergangen afgør, hvor mange kondensatorviklinger der skal vikles om vandtanken. Jo bedre varmeovergang, jo mindre areal er nødvendigt til at overføre varmen, hvilket giver færre viklinger og et minimalt indre volumen.

Beregningsforudsætninger

Til beregningsforudsætningerne for dimensionering af kondensatoren har vi brugt performancedata fra den nuværende kompressor, som sidder i den store brugsvandsvarmepumpemodul. Denne kompressor, SECOP NLU8.8DN, er beregnet til at bruge propan som kølemiddel.

Der er udvalgt et dimensionerende driftspunkt ved en kondenseringstemperatur på 55 °C og en fordampningstemperatur på 10 °C. Dette dimensionerende driftspunkt ligger inden for kompressorens angivne arbejdsområde.

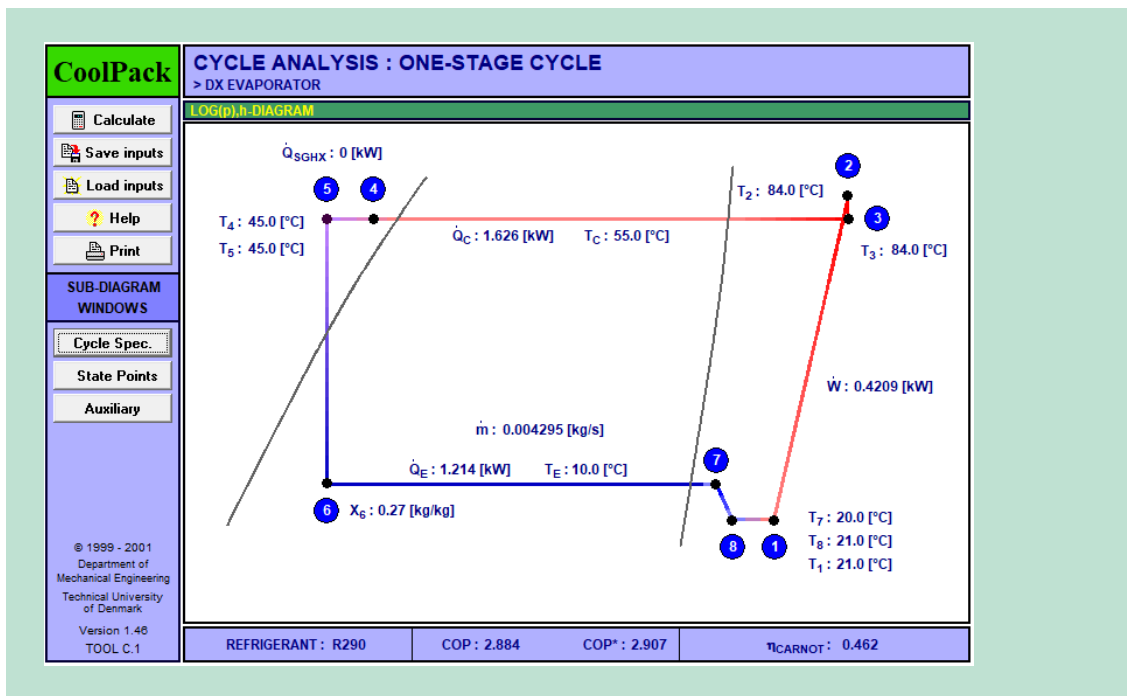


Kompressor – NLU8.8DN	
Fordampningstemperatur	10 °C
Kondenseringstemperatur	55 °C

Varmeydelse	1626 W
Kølemiddelflow	15,86 kg/h
COP (Coefficient of Performance)	3,9

FIGUR 3. Kompressorens varmeydelse og tilsvarende kølemiddelflow beregnes ud fra kompressorpolynomierne. Det dimensionerende driftspunkt er plottet ind i kompressorens operationsområde med en sort plet. Det ses, at det ligger inden for området.

Ud fra den beregnede varmeydelse, kølemiddelflow, COP og valgte kølemiddel laves der en simpel termodynamisk model, der benyttes til at bestemme temperaturen af trykgassen fra kompressoren og temperaturen af den underkølede væske ud af kondensatoren.



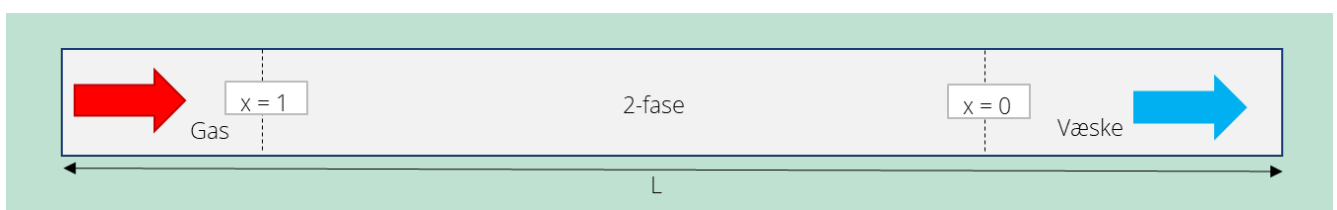
FIGUR 4. Den termodynamiske proces optegnet i Log-Ph-diagram ved hjælp af CoolPack.

Ud fra den simple termodynamiske model blev det besluttet at beregne kondensatoren med en trykgastemperatur på 82 °C og en temperatur på 45 °C af den underkølede væske.

Til kondensatorberegningerne på de forskellige rørprofiler har vi valgt at inddele rørprofilerne i tre sektioner:

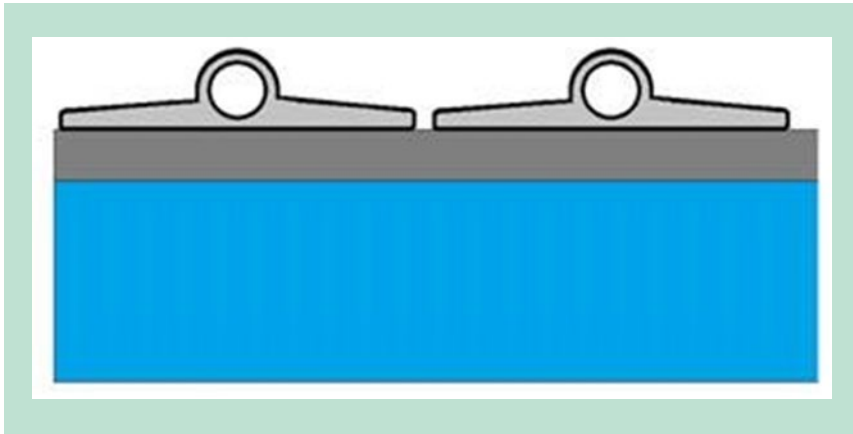
- Overhedningsfjerner (sektion med et-faset gasstrømning)
- Kondensator (sektion med to-fasestrømning, hvor gassen kondenserer til væske)
- Underkøler (sektion med et-faset væskestrømning).

Sektioneringen af rørprofilet er skitseret nedenfor, hvor rørprofilets længde er inddelt i de tre sektioner.



FIGUR 5. Skematisk optegning af de tre sektioner af kondensatorrøret.

Se Bilag 1 for detaljerne i beregningerne.



FIGUR 6. Principtegning af flangerør, som Hydro Precision Tubing Tønder har udviklet og fremstillet ifm. projektet. Foroven er vist to viklinger af flangerør, som er placeret på stål væggen af vandtanken og i nær kontakt med brugsvandet (blå farve).

TABEL 2. Kølemiddelmængde i kondensatorrøret. Resultaterne fra de termodynamiske beregninger er opsummeret i denne tabel.

	Eksisterende profil	Ny flangeprofil	Ø4	Ø5
Dimensioneret ydelse [W]	1626		1626	1626
Beregnet ydelse [W]	1559		1689	1666
Fyldning [g]	115,0		27,7	43,6
Volumen [l]	1,312		0,316	0,493
Længde [m]	60		25,1	25,1
Antal viklinger	38		16	16
Tryktab [K]	3,56		3,51	1,16
Tryktab [bar]	1,39		1,38	0,46

4. Fremstilling og test af første prototype

I starten af 2021 blev der foretaget beregninger for kondesatorrør – herunder flangerør efter ide fra Hydro Precision Tubing Tønder. Der blev foretaget beregninger på varmeoverføring og på tryktab. Hydro Precision Tubing Tønder foretog tilsvarende beregninger (med egne modeller), og efter to arbejdsmøder var der enighed om at satse på flangerøret med 5 mm indre diameter.

I starten af april bestilte Vesttherm så en prøveproduktion af dette kondensatorprofil, og Hydro Aluminium gik i gang med at fremstille ekstruderingsværktøjet til dette. Værktøjet var klar i starten af maj, og den 12. maj meddelte Hydro Precision Tubing Tønder, at der var produceret (ekstruderet) en prøve på 92 kg, som var rullet op på en tromle. Efter kvalitetskontrol blev prøven afsendt til Vesttherm lidt senere i maj. Den 15. juni meddelte Vesttherm, at man havde fremstillet den første prøve af en vandtank, hvorpå der blev rullet 23 meter af det nye rør. Montering gik fint, og Vesttherm meddelte, at man var fortrøstningsfuld med hensyn til at kunne styre det i produktionen, selvom der stadig er udfordringer.

Herefter gik Vesttherm i gang med at teste den første prototype, som er identisk med den store model fra fase 1 (med R290) – bortset fra kondensatoren.

Vesttherm benytter en forsimplet testmetode, når de udvikler nye produkter, som kan benyttes til at optimere med. Senere skulle der foretages en "rigtig" test på Teknologisk Institut med tappeprogram m.m. Vesttherm påfyldte 150 g R290 (propan), og resultatet var lovende allerede i første forsøg. COP blev målt til 3,56 og opvarmningstiden til 8 timer. Dette svarer til en effektivitet som hos de bedste produkter med R290 og R134a med standardkondensatoren.

Vesttherm foretog derefter en række forsøg på første prototype med forskellige kølemiddel-mængder:

Opbygget som standardproduktmodel VT3131 (1 spiral).

Med ny Hydro-kondensator, 23 meter (15 vindinger).

Med SECOP R290 NLU 8,8-Kompressor.

100 Gram – COP 2,84 12 timers opvarmning

150 Gram – COP 3,56 8 timer

200 Gram – COP 3,94 7 timer

250 Gram – COP 4,20 7 timer

300 Gram - COP 4,50 7 timer

350 Gram – Mislykkedes. Overtryk efter 3 timer.

Der ser ud til, at der er et yderligere effektiviseringspotentiale, og det er interessant.

Derefter blev der fremstillet en anden prototype med en lille fordamper. Den kørte dog ikke så godt. Vesttherm målte en række temperaturer på kølekredsen ved forskellige tanktemperaturer, og det så ud til, at kølemidlet løb igennem fordamperen uden helt at fordampe. Vesttherms konklusion var, at fordamperen var for lille. Derfor blev der bygget en tredje, en fjerde og en femte prototype, hvor der benyttes hhv. en fordamper i mellemstørrelse, en lidt større ekspansionsventil og for den femte prototype: lidt færre vindinger og en stor ekspansionsventil.

Den femte prototype blev udstyret med trykudtag, således at vi kan måle tryktabet i kondensatorrøret for at vurdere, om det er den rigtige diameter, vi har regnet os frem til, og som vi har valgt.

Femte prototype blev påfyldt 200 g R290 og blev afsendt til Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus til test.



Rulle med 5 mm flangerør.



Her er flangerøret viklet omkring vandtanken.



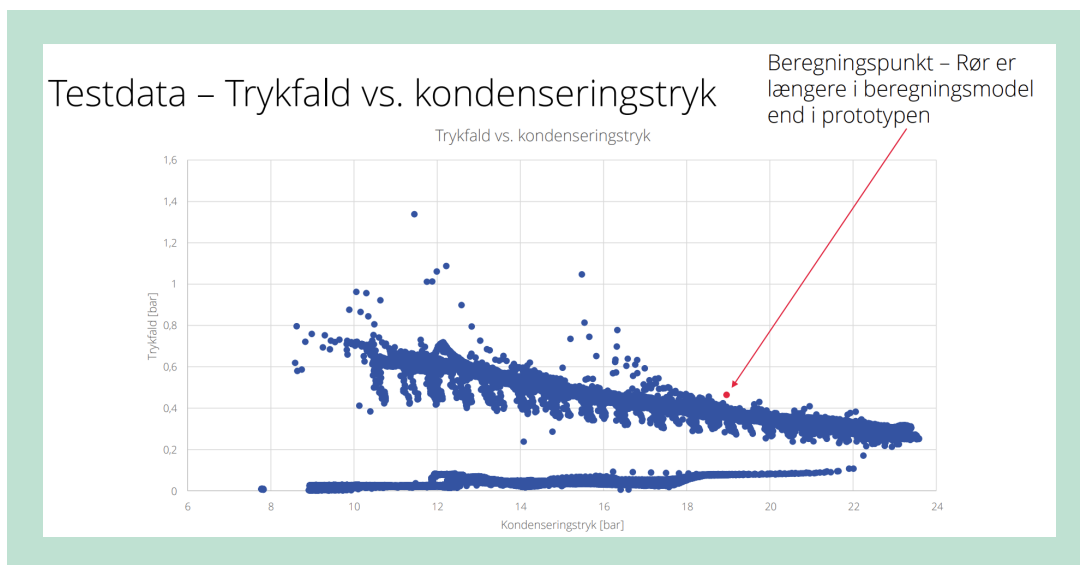
Prototype 1 under test hos Vesttherm.

Prototype 1 blev testet efter EN16147:2017 efter tappeprogram XL (som simulerer forbrug af varmt brugsvand for en stor familie).

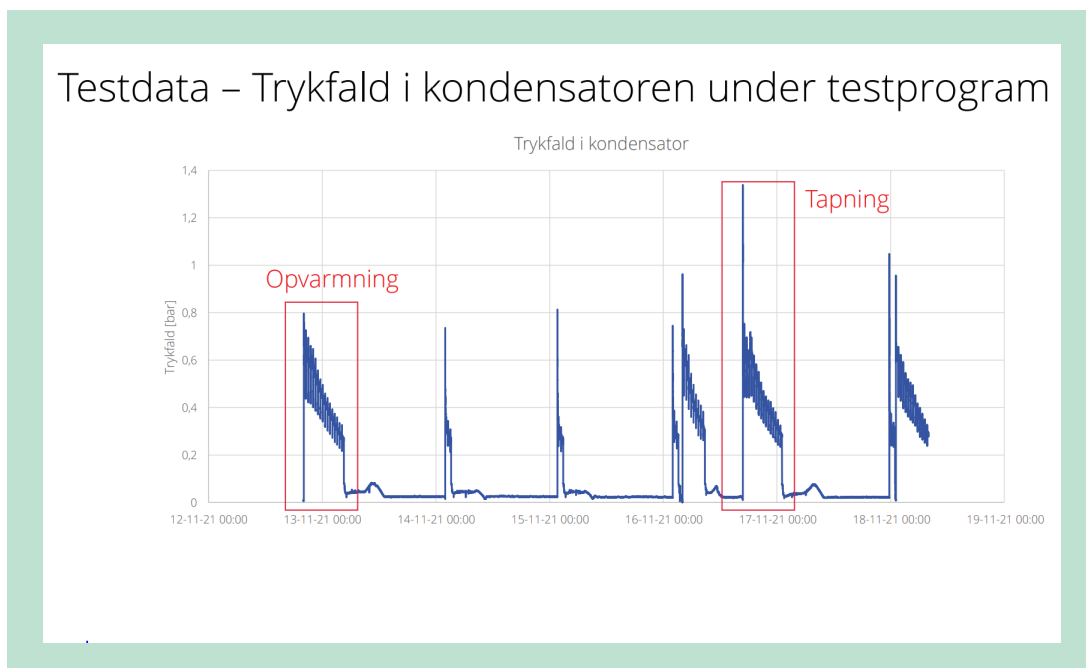
TABEL 3. Hovedresultater af test af prototype 1 i Varmepumpelaboratoriet i Aarhus.

No	Symbol	Result	Unit
1) Load profile	-	XL	-
2) Settings of the control	-	53	-
3) Heating up time	t_h	30507	[s]
4) Heating up electrical energy consumption	W_{eh-HP}	3,052	[kWh]
5) Stand-by power input	P_{es}	0,020	[kW]
6) Total useful energy content during the load profile	Q_{LP}	18,599	[kWh]
7) Total electrical energy consumption during load profile	W_{EL-LP}	4,839	[kWh]
8) Daily electrical energy consumption	Q_{elec}	4,962	[kWh]
9) Coefficient of Performance	COP_{DHW}	3,84	[-]
10) Water heating energy consumption	η_{wh}	157,3	[%]
11) Annual electrical energy consumption	AEC	1065	[kWh/a]
12) Reference hot water temperature	Θ'_{WH}	52,6	[°C]
13) Maximum volume of mixed water at 40 °C	V_{40}	306	[L]
19) Rated heat output	P_{rated}	1,259	[kW]
20) Seasonal coefficient of performance	$SCOP_{DHW}$	3,843	[-]

Det er et meget fint resultat. COP (energieffektivitet) er målt til 3,84. Det er 9,1 % bedre end slutproduktet fra det tidligere projekt, hvor COP blev målt til 3,52. Trykfaldet i kondensatorrøret er ikke så stort som frygtet (og lidt mindre end beregnet):



FIGUR 7. Målt trykfald over kondensatorrør (5 mm flangerør) i prototype 1.



FIGUR 8. Tryktab i kondensator gennem hele testen (prototype 1).

Målingerne viste endvidere, at der ikke er nogen tryk-peak ved opstart af kompressoren. Projektgruppen var meget tilfreds med resultaterne for prototype 1. Det nye rørkoncept virker, og det virker godt.

Men prototype 1 er påfyldt 200 g R290, så på det punkt er målsætningen ikke opfyldt.

5. Fremstilling og test af anden prototype

Inspireret af erfaringer fra den første prototype besluttede projektgruppen, at prototype 2 skulle baseres på et flangerør med lidt mindre rørdiameter. Hydro Precision Tubing Tønder fremstillede to værktøjer til hhv. 4 mm og 4,5 mm indre rørdiameter, og efter et stykke tid blev to tromler med rør sendt afsted til Vesttherm.

Disse blev modtaget hos Vesttherm i sidste halvdel af februar 2022, hvorefter Vesttherm startede med at bygge flere prototyper med de to rørstørrelser. Vesttherm fornemmede ud fra erfaringer med rørene, at man bør satse på 4,5 mm-røret, idet det er nemmere at arbejde med i selve produktionen.

Vesttherm foretog en række test i foråret og i forsommeren 2022, og ud fra erfaringer og testresultater blev "den endelige prototype" i starten af juli sendt til Varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus. Denne er påfyldt 150 g R290.

5.1 Fakta om den 'endelige prototype'

Kølekompressoren er Secop NLU8.8DN. Det er en kompressor, som er beregnet til varmepumpedrift, og det er også den kompressor, som Vesttherm har benyttet til prototype 1.

Producenten Secop har hovedkvarter i Flensburg og er baseret på det tidligere Danfoss Compressors.

Kompressoren har et slagvolumen på 8,76 cm³, en vægt på 11,8 kg og er egnet til "hotgas-afrimning" af fordamperen i varmepumpen. Flere detaljer om denne kompressor kan ses på databladet: https://www.secop.com/fileadmin/user_upload/SEPS/datasheets/nlu88dn_105h6085_r290_220v_50hz_09-2019_ds.pdf

Som tidligere nævnt er der benyttet Hydros-flangerør med en intern diameter på 4,5 mm. Der er 15 vindinger rundt om vandbeholderen, og der er i alt 23 meter kondensatorrør. Vesttherm har sammen med Hydro fundet en metode til at samle flangerøret med et rundt kobberrør ved hjælp af et værktøj, som i én proces klipper flangerne af røret på et stykke og med lockring samler rørene. Det er meningen, at denne metode skal benyttes i produktionen.



FIGUR 9. Foto af prototype 2 og mærkeplade.

Prototype 2 blev testet i august-september 2022 på akkrediteret testlaboratorium på Teknologisk Institut i Aarhus efter EN16147:2017. Testen er foretaget efter XL-tappeprofil. På baggrund af dette er der udarbejdet akkrediteret testrapport. Resultatet er gengivet i tabellen nedenfor:

TABEL 4. Hovedresultater af test af prototype 2 på Varmepumpelaboratoriet i Aarhus.

No	Symbol	Result	Unit
1) Load profile	-	XL	-
2) Settings of the control	-	53	-
3) Heating up time	t_h	33143	[s]
4) Heating up electrical energy consumption	W_{eh-HP}	3.32	[kWh]
5) Stand-by power input	P_{es}	0.02	[kW]
6) Total useful energy content during the load profile	Q_{LP}	19.03	[kWh]
7) Total electrical energy consumption during load profile	W_{EL-LP}	5.25	[kWh]
8) Daily electrical energy consumption	Q_{elec}	5.26	[kWh]
9) Coefficient of Performance	COP_{DHW}	3.63	[-]
10) Water heating energy consumption	η_{wh}	148.7	[%]
11) Annual electrical energy consumption	AEC	1126	[kWh/a]
12) Reference hot water temperature	Θ'_{WH}	53.1	[°C]
13) Maximum volume of mixed water at 40 °C	V_{40}	340	[L]
19) Rated heat output	P_{rated}	1.29	[kW]
20) Seasonal coefficient of performance	$SCOP_{DHW}$	3.63	[-]

Hele testrapporten kan ses i Bilag 3.

Resultatet af testen er en energieffektivitet på $COP = 3,63$. Det er lidt mindre end prototype 1, og det skyldes sandsynligvis, at der er lidt større trykfald i 4,5 mm-røret, end der er i det 5 mm rør, som blev benyttet i prototype 1. Til gengæld er målet nået med at reducere kølemiddelfyldningen til 150 g R290 (propan).

Selvom effektiviteten er lidt mindre end for prototype 1 (med 200 g R290), så er det stadig et flot resultat.

Basismodellen med HFC-134a blev udviklet i et ELFORSK-projekt i 2013-2015, og den har en effektivitet på $COP = 3,15$. I det tidligere MUDP-projekt blev udviklet en model med 350 g R290, og den har en effektivitet på $COP = 3,52$.

Resultatet at det nuværende projekt er dermed en model, som er 15 % mere effektiv sammenlignet med HFC-udgaven og 3 % mere effektiv sammenlignet med modellen med 350 g R290.

Dermed er målsætningen for projektet opfyldt.

6. Præsentation af projektet og foreløbige resultater

Projektet og de foreløbige resultater blev præsenteret på den 15. internationale Gustav Lorentzen-konference om naturlige kølemidler, som blev afholdt fra den 13.-15. juni 2022 i Trondheim, Norge. Forud for dette blev der skrevet et paper, som blev godkendt igennem en review-proces. Paperet og præsentationen er gengivet i Bilag 2.

Præsentationen blev godt modtaget, og der var en række spørgsmål – mest af faktisk karakter – som blev besvaret. Til stede var også Hydro Precision Tubing Tønder, som havde medbragt et stykke af det nye flangerør, og det var dermed første gang, at røret blev præsenteret for offentligheden.

7. Konklusion og sammenfatning

I dette projekt er der i et samarbejde mellem Vesttherm, Hydro Precision Tubing Tønder og Teknologisk Institut udviklet en ny teknologi, som kan sikre, at der i fremtiden kan produceres brugsvandsvarmepumper til en stor familie med det naturlige kølemiddel R290 (propan) med en kølemiddelmængde på 150 g og en effektivitet, som er bedre end for HFC-enheder.

Den nuværende produktion af HFC-baserede brugsvandsvarmepumper blev udviklet i forbindelse med et Elforsk-projekt og benytter 900 g HFC-134a og har en energieffektivitet på COP = 3,15.

I et tidligere MUDP-projekt blev der udviklet en model med 350 g propan som kølemiddel, og den havde en energieffektivitet på COP = 3,52. Det har vist sig vanskeligt for Vesttherm at sælge denne model, fordi der med denne mængde brændbart kølemiddel stilles krav til installationsrummets størrelse.

Derfor er målsætningen i nærværende projekt at reducere kølemiddelmængden til maks. 150 g propan, og herved er der ingen restriktioner ifm. opstilling af produktet.

I forbindelse med projektet har Hydro Precision Tubing Tønder udviklet et nyt rørprofil, som består af et flangerør, som kan benyttes som kondensator, og som kan vikles rundt om brugsvandtanken. Dette rør har et væsentligt mindre volumen sammenlignet med de kondensatorrør, som hidtil er benyttet i produktionen, og samtidig sikrer flangerne en god termisk kontakt mellem det kondenserende kølemiddel og vandtanken.

Hydro Precision Tubing Tønder og Teknologisk Institut udviklede beregningsmodeller for varmeovergang og tryktab, og på baggrund af beregninger (og test af prototype 1) fik projektgruppen tunet sig ind på en passende størrelse af røret.

Der er udarbejdet ekstruderingsværktøjer og produceret prøver af tre størrelser af dette flangerør med en indre diameter på hhv. 4,0, 4,5 og 5,0 mm, og Vesttherm har produceret og testet prototyper af brugsvandsvarmepumper med alle tre rørdimensioner. Røret med 4,5 mm blev i sidste ende valgt som det bedst egnede.

Den 'endelige prototype' med 150 g R290 (propan) blev testet i varmepumpelaboratoriet på Teknologisk Institut i Aarhus, og den akkrediterede test efter EN16147:2017 i XL-tappeprofil viste en COP = 3,63.

Det vurderer projektgruppen som et godt resultat, og målsætningen for projektet er opfyldt.

Produktet er sikkert at installere og benytte, og der er ikke yderligere sikkerhedsmæssige restriktioner ifm. installation og brug.

Vesttherm forbereder at implementere teknologien i produktionen, og dette forventes at ske i 2023.

7.1 English Summary

A new technology has been developed for producing tap water heat pumps for a family, using the natural refrigerant R290 (propane) with a charge of 150 grams. This has been done in a cooperation between Vesttherm, Hydro Precision Tubing Tønder, and Danish Technological Institute. The new heat pump is more energy efficient compared to units with HFC refrigerant.

The present HFC version of the heat pump was developed and tested in a former project and is using 900 grams of HFC-134a. The energy efficiency is COP = 3.15.

In a former MUDP project, a unit with 350 grams of R290 (propane) and an energy efficiency of COP = 3,52 was developed. This unit has been hard to sell because this amount of flammable refrigerant requires a certain dimension of the room where it is installed. This is not the case when the charge is reduced to 150 grams of flammable refrigerant.

Hydro Precision Tubing Tønder has developed a new flange tube profile which can be used as condenser, and it can be wrapped around the water tank. This new tube has a significant smaller inner volume compared to normal condenser tubes, and the flanges ensure a good heat transfer from the condensing refrigerant and the water tank.

Hydro Precision Tubing Tønder and Danish Technological Institute developed calculation models for heat transfer and pressure drop, and from these calculation models, the correct dimensions of the tube were found.

Tools for extruding the tubes were constructed, and samples of tubes with an inner diameter of 4.0 mm, 4.5 mm and 5.0 mm were extruded by Hydro Precision Tubing Tønder. Vesttherm produced prototypes of tap water heat pumps with the different condenser tube sizes. The size with an inner diameter of 4.5 mm showed to be the best fit to reach the aims of the project.

The final prototype with 150 grams of R290 was tested in the heat pump laboratory at Danish Technological Institute in accredited test after EN16147:2017, XL Tap profile, and the energy efficiency was measured to COP = 3,63.

The project group is satisfied with the result, and the aim of the project is fulfilled.

The product is safe to install and use, and no further requirements are necessary.

Vesttherm is preparing to implement the new technology in 2023.

Bilag 1: Beregning af kondensatorydelse ved nye rørprofiler

A.1: Introduktion

Som led i arbejdsplanen 1 (AP1) i MUDP-projektet "Brugsvandsvarmepumpe med propan som kølemiddel, Fase 2: reduktion af kølemiddelfyldning til maks. 150 g." er dette tekniske notat blevet udfærdiget som dokumentation. Notatet dækker det arbejde, der er udført i forbindelse med de termodynamiske beregninger af et nyt rørprofil til kondensatorviklinger på Vesttherms brugsvandsvarmepumpe.

Udvælgelse af rørprofil har været en iterativ proces, hvor flere forskellige geometrier har været i spil som kandidater til at være ny rørprofil.

Det er lykkedes projektgruppen at finde frem til et rørprofil med en geometri, der imødekommer de krav, der stilles til varmeovergang, tryktab og fyldning af kølemiddel. Opfyldelse af designkravene er blevet beregnet og kvalitetssikret af Teknologisk Institut.

Det nye rørprofil er blevet sendt i produktion af Hydro og leveres til Vesttherm til opbygning af den første prototype på en brugsvandsvarmepumpe.

A.2: Fremgangsmåde og metode

Der er udført termodynamiske beregninger på flere forskellige rørprofiler som kandidater til et nyt rørprofil, der skal udgøre brugsvandsvarmepumpens kondensator. Rørprofilernes egenskaber beregnes med henblik på at kunne reducere kølemiddelfyldningen i systemet, uden at det går ud over energieffektiviteten af brugsvandsvarmepumpen.

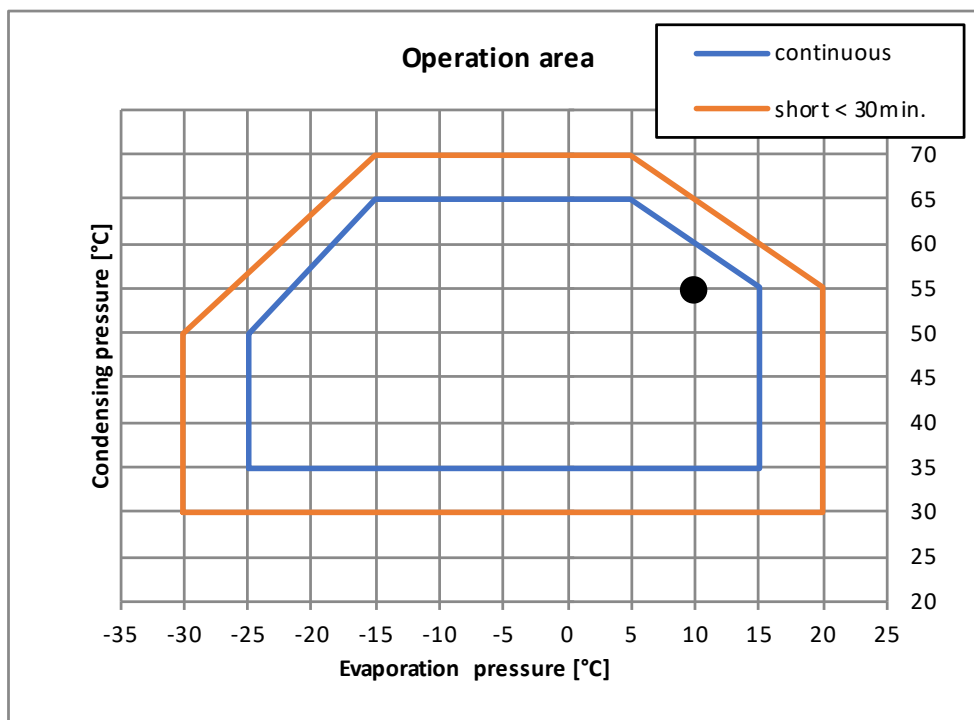
Der er tre primære designparametre, der afgør, hvor gunstigt et givent rørprofil er som kandidat til at være kondensator i den første prototype af brugsvandsvarmepumpen:

4. Fyldningsmængde: Kølemiddelfyldningen skal være så lille som mulig, for at den samlede kølemiddelfyldning i systemet kan holdes på maksimalt 150 g, som er projektets mål.
5. Tryktab: Tryktabet skal være så lavt som muligt, da det påvirker selve varmepumpens ydeevne. Varmepumpens kompressor skal i sidste ende kompensere for det samlede tryktab i systemet.
6. Varmeovergang: Varmeovergangen fra rørprofilet til vandet i vandtanken skal være så høj som muligt, da den er afgørende for, hvor effektiv brugsvandsvarmepumpen er. Varmeovergangen afgør, hvor mange kondensatorviklinger der skal vikles om vandtanken. Jo bedre varmeovergang, jo mindre areal er nødvendigt til at overføre varmen, hvilket giver færre viklinger og et minimalt indre volumen.

A.3: Beregningsforudsætninger

Til beregningsforudsætningerne for dimensionering af kondensatoren har vi brugt performancedata fra den nuværende kompressor, som sidder i den lille brugsvandsvarmepumpemodel. Denne kompressor, Secop NLU8.8DN, er beregnet til at bruge propan som kølemiddel.

Der er udvalgt et dimensionerende driftspunkt ved en kondenseringstemperatur på 55 °C og en fordampningstemperatur på 10 °C. Dette dimensionerende driftspunkt ligger indenfor kompressorens angivne arbejdsområde.

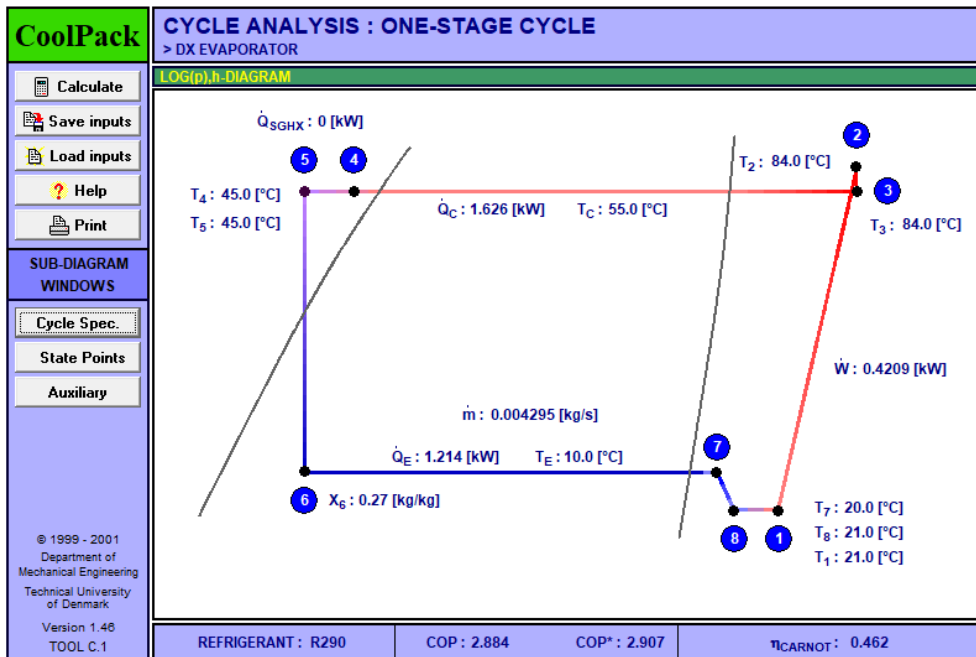


Kompressorens varmeydelse og tilsvarende kølemiddelflow beregnes ud fra kompressorpolynomierne.

Kompressor – NLU8.8DN	
Fordampningstemperatur	10 °C
Kondenseringstemperatur	55 °C

Varmeydelse	1626 W
Kølemiddelflow	15,86 kg/h
COP (Coefficient of Performance)	3,9

Ud fra den beregnede varmeydelse, kølemiddelflow, COP og valgte kølemiddel laves der en simpel termodynamisk model, der benyttes til at bestemme temperaturen af trykgassen fra kompressoren og temperaturen af den underkølede væske ud af kondensatoren.

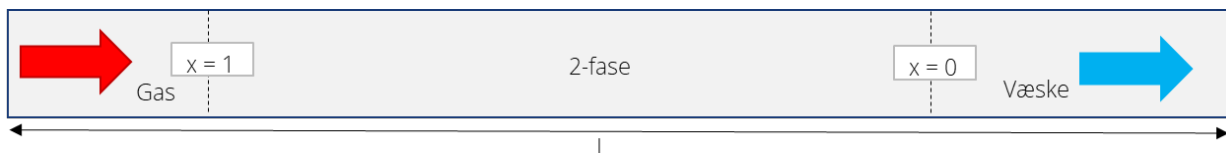


Ud fra den simple termodynamiske model blev det besluttet at beregne kondensatoren med en trykgastemperatur på 82 °C og en temperatur på 45 °C af den underkølede væske.

Til kondensatorberegningerne på de forskellige rørprofiler har vi valgt at inddele rørprofilerne i tre sektioner:

- Overhedningsfjerner (sektion med et-faset gasstrømning)
- Kondensator (sektion med to-fasestrømning, hvor gassen kondenserer til væske)
- Underkøler (sektion med et-faset væskestrømning).

Sektioneringen af rørprofilet er skitseret nedenfor, hvor rørprofilets længde er inddelt i de tre sektioner.



Forudsætninger i et-fasestrømninger

Tryktab og varmeovergang i et-fasestrømninger kan beskrives ved forholdsvis simple sæt af ligninger med stort gyldighedsområde.

Tryktab i et-fasestrømninger

I disse beregninger er tryktab beregnet med Darcy-Weisbach-ligningen, som beskriver tryktabet pr. rørlængde:

$$\frac{\Delta p}{L} = f_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{u^2}{D_h}$$

Hvor Δp er tryktabet, L er rørlængden, f er friktionsfaktoren, ρ (rho) er massefylden af væsken eller gassen, u er strømningshastigheden, og D er den hydrauliske diameter.

Friktionsfaktoren, f , bestemmes ud fra Colebrook-White-ligningen:

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f_D}} \right)$$

Hvor ϵ (epsilon) er den relative ruhed af rørvæggen (i indeværende antages det, at rørvæggen er ekstruderet aluminium), og Re er Reynoldstallet for strømning.

Reynoldstallet fortæller, hvorvidt en strømning opfører sig laminart eller turbulent, og afhænger bl.a. af hastigheden af strømningen.

Et-fasede strømninger opfører sig forskelligt afhængigt af, hvilken hastighed de bevæger sig med, og der skal benyttes forskellige ligninger og korrelationer til at beskrive tryktab og varmeovergang ved forskellige hastigheder.

Varmeovergang i et-fasestrømninger

For varmeovergang generelt i indeværende beregninger er varmeeffektbidraget fra hver sektion lagt sammen til brugsvandsvarmepumpens samlede varmeeffekt:

$$Q_{BVVP} = Q_{OHF} + Q_{KOND} + Q_{UK}$$

Varmeovergangen i hver sektion beregnes ud fra:

$$Q_i = U \cdot A \cdot \Delta T$$

Hvor U er det samlede varmeovergangstal, A er det varmeoverførende areal, og ΔT er den drivende temperaturforskel mellem den varme og kolde side. I disse beregninger er der anvendt en fast temperaturforskel ΔT på 15 K, da temperaturen i vandtanken er ukendt. Den faste temperaturforskel repræsenterer en lagdeling i vandtanken.

Det samlede varmeovergangstal beregnes ud fra hver enkelt varmeoverførende bidrag fra den varme kilde til den kolde kilde:

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{h_{rør} \cdot A_{rørvæg}} + \frac{x_{rør}}{k_{rør} \cdot A_{kontakt}} + \frac{x_{tp}}{k_{tp} \cdot A_{tp}} + \frac{x_{beh}}{k_{beh} \cdot A_{beh}} + \frac{1}{h_{vand} \cdot A_{beh}}$$

Hver varmeovergang bidrager til det samlede varmeovergangstal, og svarer til "modstanden" mod varmeoverførelse analogt til læren om modstande i elektriske kredsløb.

Generelt er varmeovergangen i disse beregninger modelleret som bestående af flere bidrag fra:

- Konvektion fra kølemiddel til rørprofil
- Varmeledning gennem rørprofil
- Varmeledning gennem termopasta
- Varmeledning gennem beholdervæg
- Konvektion fra beholdervæg til vandet.

I de et-fasede strømninger beregnes konvektionsbidraget fra kølemidlet til rørprofil ud fra Nusselt-tallet for strømningen. Nusselt-tallet beskriver forholdet mellem varmeoverførelse fra konvektion i strømningen væskens/gassens varmeledning således:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k}$$

Hvor h er varmeovergangstallet for konvektion, og k er varmeledningsevnen i væsken/gassen. For at kunne finde konvektionsbidraget skal Nusselt-tallet beregnes. For turbulente strømninger benyttes Gnielinski-korrelationen til at bestemme Nusselt-tallet:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Hvor Pr er Prandtl-tallet for strømmingen.

Der bruges en gennemsnitsværdi af det konvektive varmeovergangstal, h , udregnet mellem indløb og udløb i de sektioner med et-faset strømning for at tage højde for bl.a. trykfald og ændring i temperatur, som påvirker strømningernes opførsel.

De andre bidrag i det samlede varmeovergangstal antages konstante i alle tre sektioner, men er beregnet ud fra deres materialeegenskaber og geometri.

Fyldningsmængde i sektioner med et-fasestrømning

Kølemiddelfyldningen beregnes i overhedningsfjernerer ud fra sektionens volumen og massefylden af kølemiddelgassen. Der tages højde for, at massefylden af gassen ændrer sig i takt med, at den afkøles. Derfor beregnes massefylden som et gennemsnit mellem indløb og udløb af overhedningsfjernerer:

$$M_{ref} = V_{sek} \cdot \overline{\rho_{gas}}$$

I underkøleren drænes kølemidlet ud og vil ligge nede i bunden af røret. Derfor medregnes den lille mængde af kølemiddel, der måtte opholde sig i underkøleren, ikke.

Forudsætninger i to-fasestrømninger

Tryktab og varmeovergang i to-fasestrømninger er komplekse at beskrive med generelle ligningssystemer og kræver derfor, at man inddeler beregningerne efter, hvor store andelene af hhv. gas og væske er.

I disse beregninger er kondensatoren – altså sektionen med faseskifte fra gas til væske – opdelt i 20 sektioner ift. tørhedsgraden af kølemidlet, som er forholdet mellem vægten af gas og væske.

Tryktab i to-fasestrømninger

For tryktab i to-fasestrømninger, kan man tage højde for tre forskellige bidrag:

- Friktion
- Stagnation som følge af ændring i massefylden
- Højdeforskel (bidrag tyngdekraft).

Friktion bidrager til tryktab, hvor de to andre bidrager til trykforøgelse.

Da friktionstryktabet er markant større end de to andre bidrag tilsammen, medtages de ikke i disse beregninger.

Da der beregnes på kondensatorprofiler med små rørdiametre, og mikrokanal-profiler har været overvejet, er der brugt en tryktabskorrelation, der er egnet til mikrokanal-profiler. Tryktabskorrelationen er givet ved, efter [1]:

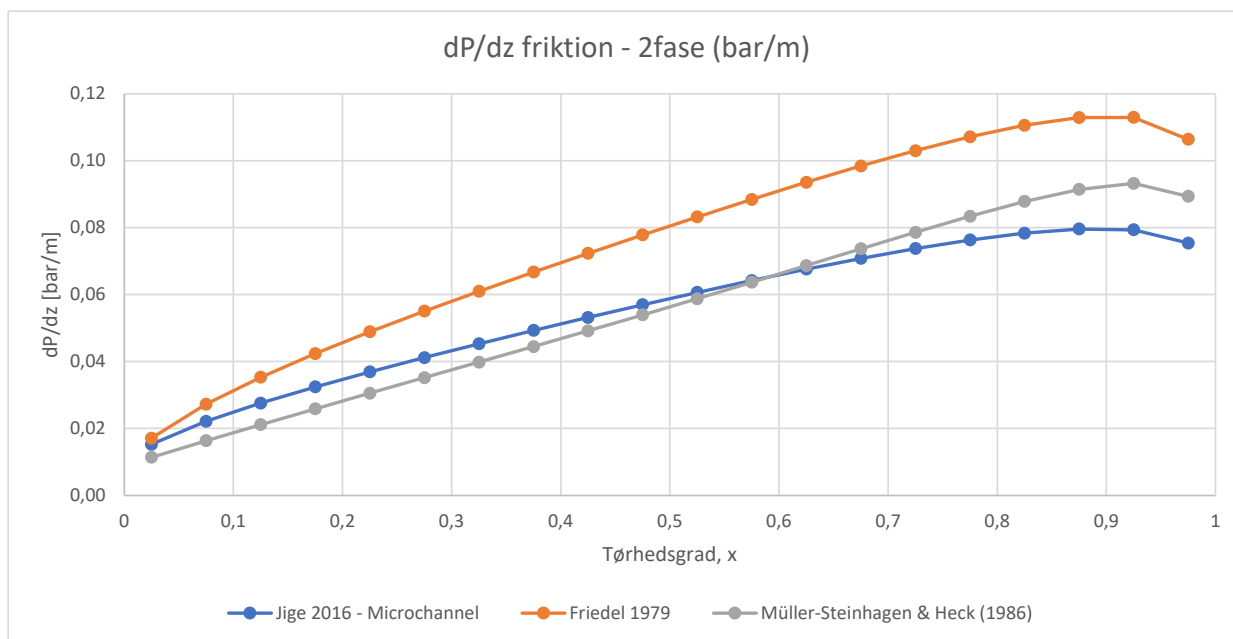
$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \left[\chi^{1.8} + (1 - \chi)^{1.8} + 0.65 \chi^{0.68} \cdot (1 - \chi)^{0.43} \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{1.25} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.75} \right] \cdot \left(\frac{2f_{Vo} \cdot G^2}{D_h \cdot \rho_V}\right)$$

Hvor χ er tørhedsgraden (andel af massestrømmen som er hhv. gas eller væske) af kølemidlet, μ er viskositeten i hhv. væske (Liquid) og gas (vapor), og G er massefluxen (massestrøm

pr. tværsnitsareal). Der beregnes altså tryktab pr. længdeenhed, og kondensatoren er inddelt i 20 lige lange sektioner.

Tryktabskorrelationen beregnes for hver sektion af kondensatoren, og bidragene fra hver sektion lægges sammen til det samlede tryktab i kondensatoren.

Tryktabskorrelationen fra [1] er sammenholdt med to andre anerkendte tryktabskorrelationer: Friedel 1979 [2] og Müller-Steinhagen & Heck 1986 [3].



Varmeovergang i to-fasestrømninger

For varmeovergang i to-fasestrømninger skal der tages højde for, at strømmingen består af propan på væskeform og på gasform samtidigt i rørets tværsnit.

Shahs korrelation for kondensering i rør med væskefilm på rørvæggen:

$$h_{cond} = 0.023 \frac{k_l}{D_h} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{0.4} \cdot \left[(1 - \chi)^{0.8} + \frac{3.8 \chi^{0.76} \cdot (1 - \chi)^{0.04}}{\left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}}\right)^{0.38}} \right]$$

Fyldningsmængde i to-fasestrømninger

For at beregne fyldningsmængde i to-fasestrømningen skal der tages højde for, hvor stor en del af rørprofilets tværsnit der er bestrøget af enten gas eller væske. Dette gøres sektionvist. I kondensatorens indløb vil størstedelen af tværsnitsarealet være fyldt med gas, hvor væskefilm dannes ude langs rørvæggen. I takt med at mere gas kondenserer, vil der dannes mere væske, som vil begynde at danne lommer (liquid slugs) i strømmingen.

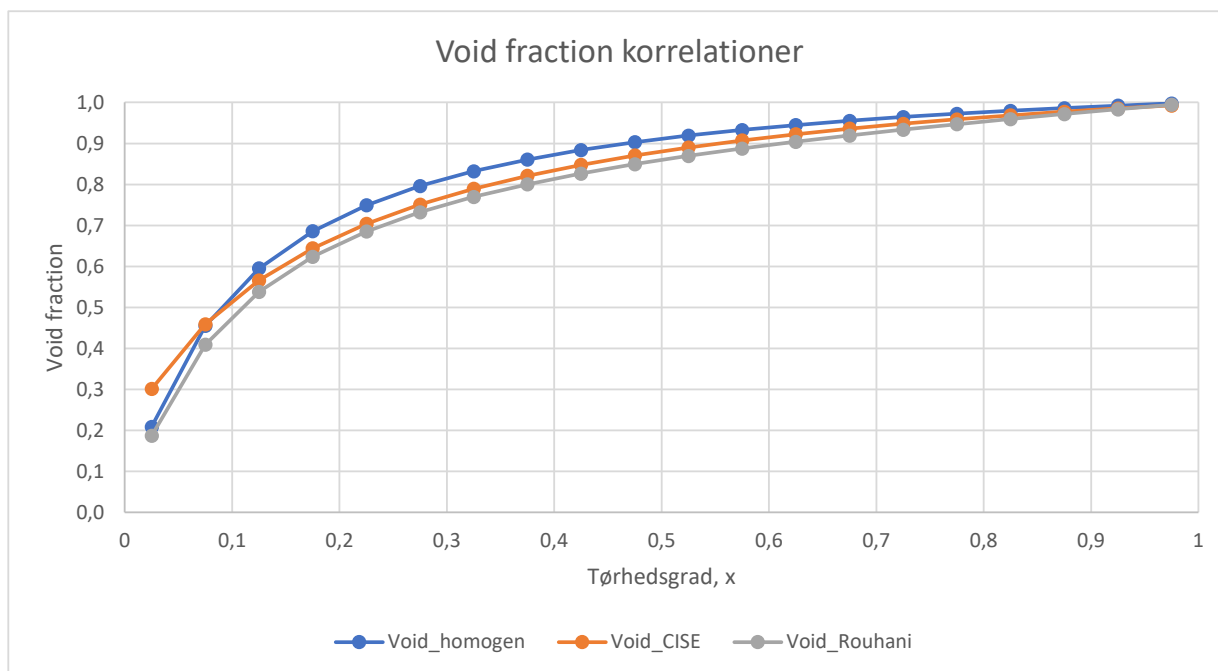
Man benytter et forholdstal, kaldet void fraction, som beskriver forholdet mellem arealoptaget af hhv. væske og gas i to-fasestrømninger.

Der er beregnet void fraction ud fra tre forskellige korrelationer. Disse sammenlignes for at danne et mere repræsentativt billede af den faktiske fyldningsmængde i kondensatoren.

Der beregnes void fraction ud fra disse tre korrelationer:

- Homogen (Slip ratio = 1)
- CISE-metoden
- Rouhani-metoden.

Den beregnede void fraction fra de tre korrelationer fordeler sig således afhængigt af tørhedsgraden lokalt i kondensatoren.



Fyldningsmængden for hver sektion af to-fasestrømningen er beregnet således:

$$M_{ref,i} = V_{sek} \cdot (\alpha_i \cdot \rho_{gas} + (1 - \alpha_i) \cdot \rho_{v\ddot{a}ske})$$

Hvor α er void fraction.

A.4: Resultater

Resultaterne fra de termodynamiske beregninger er beskrevet i dette afsnit og summeret op i tabellen nedenfor.

	Eksisterende profil	Ny flange-profil	Ø4	Ø5
Dimensioneret ydelse [W]	1626		1626	1626
Beregnet ydelse [W]	1559		1689	1666
Fyldning [g]	115,0		27,7	43,6
Volumen [L]	1,312		0,316	0,493
Længde [m]	60		25,1	25,1
Antal viklinger	38		16	16
Tryktab [K]	3,56		3,51	1,16
Tryktab [bar]	1,39		1,38	0,46

A.5: Konklusion

Det blev ud fra resultaterne konkluderet, at der arbejdes videre med Ø5-flangeprofilen til den første prototype.

Referencer

- [1] D. Jige, N. Inoue and S. Koyama, "Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels," *International Journal of Refrigeration*, pp. 202-213, 2016.
- [2] L. Friedel, »Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase,« *European Two-Phase Flow Group Meeting*, 1979.
- [3] H. Müller-Steinhagen og K. Heck, »A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes,« *Chemical Engineering Progress*, årg. 20, pp. 297-308, 1986.

Bilag 2: Præsentation på Gustav Lorentzen-konferencen i juni 2022 i Trondheim

Paper 113 fra Gustav Lorentzen-konferencen 2022 i Trondheim.

DOI: 10.18462/iir.gl2022.0113

Hot Water Heat Pump with Low-charge Propane Refrigerant

Frederik Ploug WINTHEREIK^(a), Per Henrik PEDERSEN^(a), Torben LAURIDSEN^(b)

^(a) Danish Technological Institute (DTI)
Taastrup, DK2630, Denmark, info@teknologisk.dk

^(b) Vesttherm A/S
Esbjerg, DK6715, Denmark, tl@vesttherm.dk

*Corresponding author: frw@teknologisk.dk

ABSTRACT

In 2018, a hot water heat pump for family houses using R290 (propane) was developed and marketed. The unit had a 270 liter storage tank, 350 g of R290, an 8.8 cm³ reciprocating compressor, and a heating capacity of 1.5 kW. The appliance is supposed to be placed indoors, and a risk assessment requires a room of 7 m² with a height of minimum 2 m. These requirements showed to be an obstacle for the sale of the unit.

A new project was started with the purpose of reducing the refrigerant charge of the unit to a maximum of 150 g of R290. This will eliminate the need for additional safety measures and the obstacles for selling the product.

In cooperation with a manufacturer of aluminium pipes, a new condenser profile has been developed and tested. The new profile reduces the inner volume of the condenser without compromising the heat transfer and the pressure drop in the condenser. In addition to that the energy efficiency of the new unit has increased. The condenser is wrapped around the storage tank, and the system is expected to be competitive on the market. Furthermore, it is expected that the new unit will be marketed in the near future.

Keywords: Hot water heat pump, Low-charge, Propane, Condensers, Energy Efficiency.

1. INTRODUCTION

Heat pumps for production of domestic hot water are becoming more popular due to their high energy efficiency and the electrification trends within heating applications (IEA HPT Annex 46, 2019).

This project is a second phase of the development of hot water heat pumps with natural refrigerants. The first phase of the project was concluded in 2018

(Teknologisk Institut, 2018), where two heat pump models were developed, one model with a large hot water tank and one with a small tank. The heat pumps were converted from the HFC refrigerant R134a to the natural refrigerant R290 (propane). For the large heat pump, the COP was measured to 3.52, which was a 12% increase compared to the latter model. The small heat pump has a propane charge of 150 g, where no extra safety equipment is needed. The large heat pump has a charge of 350 g, which presents some safety requirements for this model, if fitted in an enclosed area of less than 7 m².

With the Kigali Amendment (United Nations, 2016) the phasedown of HFC gases will force manufacturers to substitute HFC's to e.g., low-GWP (Global Warming Potential) refrigerants in their appliances. An alternative to HFC-134a is propane (R290) – a natural refrigerant, which has a GWP of <1 (RTOC, 2018). HFC-134a has a GWP-value of 1360 (RTOC, 2018). Propane is being widely used as a natural refrigerant substitution within air-to-water heat pumps and hot water heat pumps.

The scope of this project is to reduce the propane charge of the large hot water heat pump model, so that no additional safety equipment must be fitted to the heat pump when it is marketed. Additional safety equipment is an obstacle for selling the unit.

The design of the heat pump circuit is optimized to ensure that a lower charge does not impact the heating capacity, or the COP. A new condenser tube is designed and tested in this project as a proposal to reduce the propane charge.

2. CONDENSER TUBE MODELLING

The refrigerant charge is reduced by redesigning the condenser tube, which is wrapped around the hot water tank like a coil. A thermodynamic model is set up for the condenser tube with MS Excel. Three design parameters are evaluated to determine which condenser tube profile is the optimal one. The design parameters for evaluation of each condenser tube profile are:

- Refrigerant charge in condenser tube
- Pressure loss in condenser tube
- Heat transfer from condenser tube to water in hot water tank.

2.1. Modelling prerequisites

For the initial modelling of the condenser tube, performance data from the current compressor pack, Secop NLU8.8DN, is used. This compressor model is fitted in the small hot water heat pump. A dimensioning operation point, consisting of an evaporation temperature and condensing temperature, of the compressor is chosen to calculate the heating capacity, the refrigerant flow, and the COP (Coefficient of Performance) of the compressor in the operation point. This is calculated from the compressor polynomials with an arbitrary subcooling.

Table 1: Dimensioning operation point for condenser

Compressor – Secop NLU8.8DN	
Evaporation temperature (assumed)	10 °C
Condensation temperature (assumed)	55 °C
Heating capacity (calculated)	1626 W
Refrigerant flow (calculated)	15.86 kg/h
Heating COP	3.9

The subcooling in the condenser and the discharge temperature of the compressor are estimated by using the calculated values from Table 1 applied in a simple one-stage cycle model is made with CoolPack (IPU). The discharge temperature was estimated to 82 °C, and the subcooling was estimated to 10 K, corresponding to an outlet temperature of the condenser of 45 °C. The condenser tube model is modelled in MS Excel with the REFPROP (Lemmon, et al., 2018) add-in for calculating thermophysical properties. For modelling the condenser tube, the tube profile is sectioned into three separate sections:

- Desuperheater (one-phased gas flow)
- Condenser (two-phase flow)
- Subcooler (one-phased liquid flow).

The sectioning of the tube profile is sketched in Figure 1:

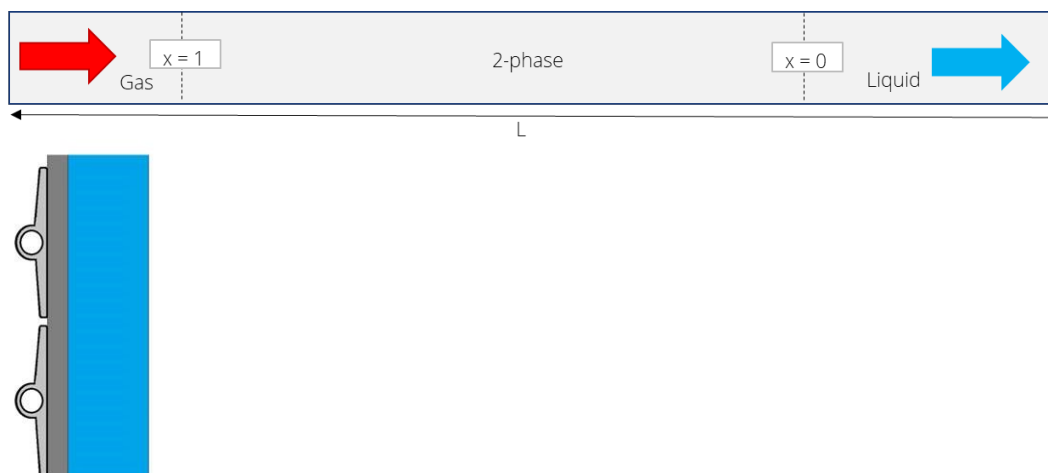


Figure 1: Left: Sketch of tube profile sectioning. Right: Cross-section of new condenser tube with flanges.

The condenser section is sliced into 20 subsections to iterate through the change in vapor quality as the refrigerant condenses.

2.2. Pressure loss models

Pressure loss is accounted for to model changes in the refrigerant's thermo-physical parameters and saturation temperature. Pressure losses are accounted for and compared to changes in heat transfer, when evaluating the performance of the condenser tube, as pressure loss will also affect the system COP.

2.2.1. One-phase pressure loss

For one-phase flows, the Darcy-Weisbach equation is used to model the pressure drop along the tube length.

$$\frac{\Delta p}{L} = \frac{f \rho u^2}{2D_h} \quad \text{Eq. (1)}$$

The condenser tube is an extruded aluminium profile; hence the tube roughness (ϵ) is approximated to 0.0015 mm from the Moody diagram (Pritchard, 2012).

2.2.2. Two-phase pressure loss

For two-phase flows, stagnation and gravity terms are neglected but have been estimated in the model. The condenser tube profiles considered in this project all have small hydraulic diameters. Therefore, a two-phase pressure drop correlation for micro-channel profiles has been used, given by (Jige, et al., 2016):

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta Z}\right)_F = \left[\chi^{1.8} + (1 - \chi)^{1.8} + 0.65 \chi^{0.68} (1 - \chi)^{0.43} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{1.25} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.75} \right] \left(\frac{2f_V G^2}{D_h \rho_V}\right) \quad \text{Eq. (2)}$$

The pressure drop correlation from (Jige, et al., 2016) is compared to the correlations presented in (Friedel, 1979) and (Müller-Steinhagen, et al., 1986), shown in Figure 2:

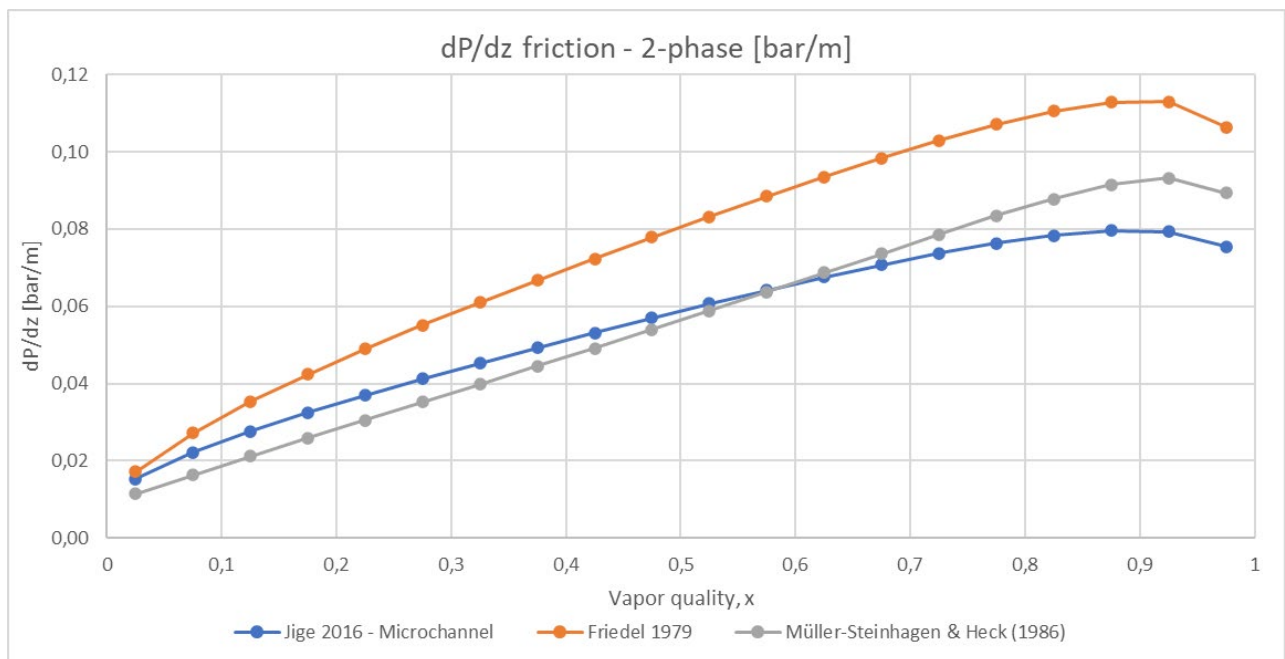


Figure 2: Two-phase pressure drop correlations for 4 mm tube profile

The correlation from (Jige, et al., 2016) estimates a pressure loss that is close to what (Müller-Steinhagen, et al., 1986) estimates, but the (Friedel, 1979) estimates a larger pressure loss.

2.3. Heat transfer models

The heat transfer rate of the condenser is calculated as the sum of the heat transfer rate of each pipe section: desuperheater, condenser, and subcooler. A fixed temperature difference of 15 K is used for the heat transfer rate modelling to account for stratification in the hot water tank. The heat transfer model consists of five elements: refrigerant convection on tube wall, conduction through condenser tube, thermal paste and tank wall, and lastly convection from tank wall to water.

2.3.1. One-phase convective heat transfer

For one-phase convective heat transfer the Gnielinski correlation (Gnielinski, 1976) is used to calculate the Nusselt number:

$$\text{Nu}_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (\text{Re}_D - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad \text{Eq. (3)}$$

An average value of the convective heat transfer coefficient, h , calculated from the section inlet and outlet, is used to account for pressure loss and change in temperature which will affect the flow pattern.

2.3.2. Two-phase convective heat transfer

For two-phase convective heat transfer, the Shah correlation for condensation in horizontal pipes with liquid film at the pipe wall is used (Shah, 1977):

$$h_{cond} = 0.023 \frac{k_l}{D_h} \text{Re}_l^{0.8} \cdot \text{Pr}_l^{0.4} \left[(1 - \chi)^{0.8} + \frac{3.8 \chi^{0.76} (1 - \chi)^{0.04}}{\left(\frac{p_{sat}}{p_{cr}}\right)^{0.38}} \right] \quad \text{Eq. (4)}$$

2.4. Refrigerant charge in condenser

The refrigerant charge in the condenser is modelled to estimate how much the propane charge can be reduced when comparing the condenser tube profiles.

2.4.1. Refrigerant charge in one-phase sections

The refrigerant charge in one-phase sections is estimated from the internal volume of the sections and the average density of the fluid in the sections:

$$m_{ref} = V_{section} \cdot \overline{\rho_{fluid}} \quad \text{Eq. (5)}$$

2.4.2. Refrigerant charge in two-phase sections

In the condenser, the refrigerant is present as liquid and vapor. To calculate the refrigerant charge, a void fraction model is used to establish how much of the tube cross-section is filled with either liquid or vapor when iterating through the condenser.

Three different void fraction models have been evaluated:

- Homogenous model (Hewitt)
- The CISE method (Premoli, et al., 1971)
- The Rouhani method (Rouhani, et al., 1970)

The void fractions from the three methods are evaluated against each other, and the CISE method is used for estimating the refrigerant charge of the two-phase flows. The refrigerant charge of the condenser is estimated as follows:

$$m_{ref} = \sum_i V_i (\alpha_i \rho_V + (1 - \alpha_i) \rho_L) \quad \text{Eq. (6)}$$

3. RESULTS

The results from the condenser tube model are presented, along with the results of the functional testing at Vesttherm's test laboratory and the accredited tests performed at DTI in Aarhus. The Vesttherm test facilities include a testbed to where hot water heat pumps can be functionally tested for a heating cycle. With the results from the accredited test, the condenser tube model was modified with the actual conditions from the test to evaluate the performance and validity of the model. The modified model was used to reiterate the condenser tube profiles, and a new prototype of the hot water heat pump is being made at the time of writing this conference paper.

3.1. Condenser tube profile performance estimated from the initial model

The condenser tube model is applied to three tube profiles: the existing tube profile and two new designs with flanges that are swept around the tank wall to increase the heat transfer area. The novel designs differ on the inner diameter of the tube, such that an optimum with regards to pressure loss, heat transfer and refrigerant charge can be estimated. The results from the initial model of the condenser tube profiles are shown in Table 2 below.

Table 2: Results from initial condenser tube model

	Dimensioned heat transfer [W]	Calculated heat transfer [W]	Refrigerant charge [g]	Internal volume [L]	Pressure loss [bar/K]
Existing tube profile	1626 W	1559 W	179.1 g	1.31 L	1.39 bar/3.6 K
New tube profile Ø4	1626 W	1689 W	42.8 g	0.32 L	1.38 bar/3.5 K
New tube profile Ø5	1626 W	1666 W	67.1 g	0.49 L	0.46 bar/1.2 K

From the initial modelling, it was decided to build the first prototype with the 5 mm tube profile, since it has the lowest pressure loss. If the pressure loss in the condenser would appear unproblematic when running functional tests,

then the next optimization step would be to reduce the diameter of the condenser tube to reduce the system charge further.

3.2. Functional test results of prototypes at Vesttherm's test laboratory

5 prototypes of the hot water heat pump were built at Vesttherm in Esbjerg, where the length of the condenser coil, the size of the expansion valve and the evaporator size were optimized. The results of the functional testing of the prototypes are shown below in Table 3 through Table 7.

Table 3: Results of functional test of Vesttherm's prototype 1

Prototype 1 – 15 coil windings, 2.3 kW expansion valve, standard 270 liter evaporator		
Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	2.84	12
150 g	3.56	8
200 g	3.94	7.5
250 g	4.2	7
300 g	4.51	7

Table 4: Results of functional test of Vesttherm's prototype 2

Prototype 2 – 15 coil windings, 1.2 kW expansion valve, VT180 evaporator		
Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	3.08	12
150 g	3.35	8.5

Table 5: Results of functional test of Vesttherm's prototype 3

Prototype 3 – 15 coil windings, 1.2 kW expansion valve, 2 x VT180 evaporator		
Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	3.24	8
150 g	3.43	8
200 g	4.2	7
250 g	4.32	6.5

Table 6: Results of functional test of Vesttherm's prototype 4

Prototype 4 – 15 coil windings, 2.3 kW expansion valve, 2 x VT180 evaporator		
Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	2.91	10
150 g	3.84	8.5
200 g	4.14	7

Table 7: Results of functional test of Vesttherm's prototype 5
Prototype 5 – 13 coil windings, 2.3 kW expansion valve, 2 x VT180 evaporator

Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	2.93	11
150 g	3.89	7.5
200 g	4.08	7

The prototype 5 from Vesttherm with 200 g propane charge was sent to DTI in Aarhus, Denmark for an accredited EN 16147 DHW (domestic hot water) test.

3.3. Results from EN 16147 test at DTI

The DHW test was conducted at the heat pump laboratory at DTI in Aarhus. The main results are shown in Table 8:

Table 8: EN 16147 test results
EN 16147 main test results

Load profile	XL
Control setting	53
Heating up time	30507 s (8,5 h)
SCOP DHW	3.84
Water heating energy consumption	157.3 %

The unit under test was fitted with pressure gauges and thermocouples, so that the condenser tube model could be evaluated against test data. The blue dots in Figure 3 are test data, where the orange dot represents the pressure loss calculated with the initial condenser tube model, and the green dot is the pressure loss calculated with the modified model.

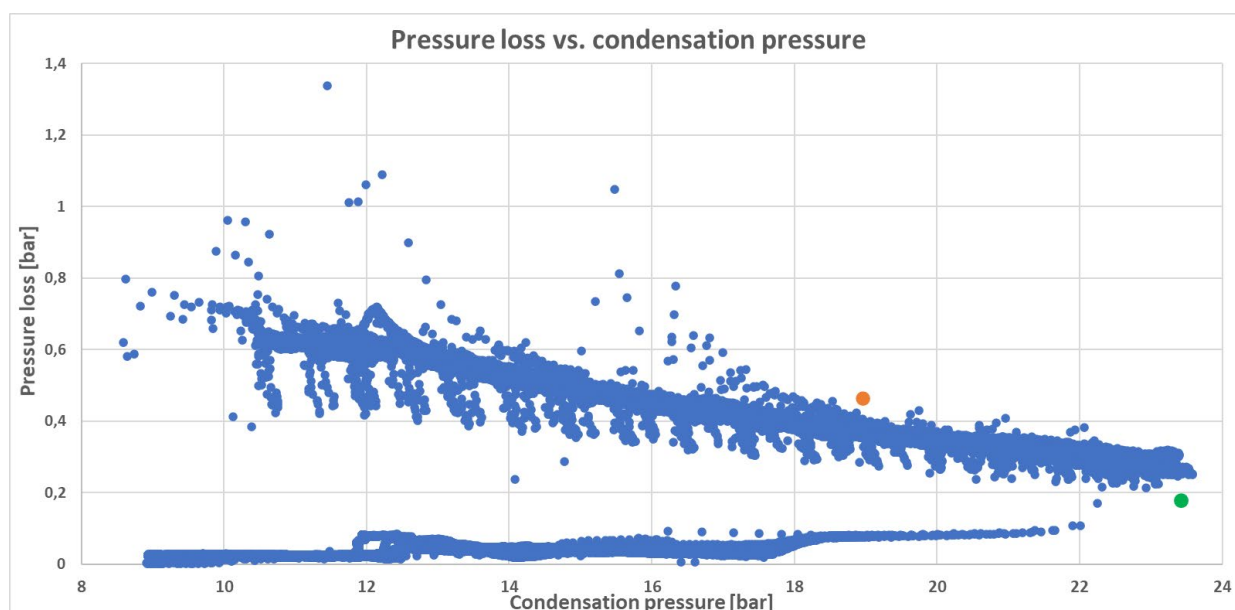


Figure 3: Test data of pressure loss in condenser plotted versus the saturation pressure in the condenser. The blue dots are test data, the orange dot is from

the initial condenser tube model and the green dot is from the modified condenser model. The blue dot cluster in the bottom represents data sampled in compressor off-mode.

3.4. Modified condenser tube model

The condenser tube model is modified with measured conditions from the accredited test to evaluate the modelling accuracy and to evaluate which tube profile to use for the second condenser prototype. The new dimensioning point is at a condensing temperature of 65 °C. The discharge temperature from the compressor to the condenser at this operating point was measured to 72.3 °C during the tests, and the subcooling was measured to 23.6 K, yielding that the initial gas phase (desuperheater) was too large, and the liquid phase (sub-cooler) was too small.

Table 9: Results from modified condenser tube model

	Dimensioned heat transfer [W]	Calculated heat transfer [W]	Refrigerant charge [g]	Internal volume [L]	Pressure loss [bar/K]
New tube profile Ø4	1331 W	1441 W	55.2 g	0.28 L	0.52 bar/1.1 K
New tube profile Ø4.5	1331 W	1423 W	71.0 g	0.35 L	0.29 bar/0.6 K
New tube profile Ø5	1331 W	1412 W	87.7 g	0.43 L	0.18 bar/0.4 K

The results from the modified condenser tube model indicate that the Ø4 profile would be suitable with regards to heat transfer and refrigerant charge. The second hot water heat pump prototype is being made with the Ø4 tube profile.

4. CONCLUSIONS

A new design for condenser tubes for hot water heat pumps to reduce the refrigerant charge has been analysed and tested. A prototype was functionally tested and optimised at Vesttherm's testbed before the DHW test at DTI in Aarhus. The first prototype of a hot water heat pump with a new condenser profile was tested according to EN 16147 and showed a 9 % increase in SCOP with a refrigerant charge of 200 g, which is a reduction of 42 % in charge. The second prototype is designed with a smaller tube to reduce the refrigerant charge further and will be tested after the writing of this paper.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge Bjørn Vestergaard and Ulrik Jessen from Hydro Precision Tubing Tønder Denmark, for their assistance in designing the condenser tubes. This project has been financially supported by the environmental R&D-funding program (MUDP) administered by the Danish Environmental Protection Agency.

NOMENCLATURE

p	pressure (bar)	L	Subscript for Liquid
F	Subscript for Friction	V	Subscript for Vapor
Δ	Difference	ρ	Fluid density ($\text{kg}\times\text{m}^{-3}$)

L	Length (m)	u	Velocity ($m \times s^{-1}$)
D_h	Hydraulic diameter (m)	f	Friction factor (-)
X	Vapor quality (-)	G	Mass flux ($kg \times s^{-1} \times m^{-2}$)
μ	Dynamic viscosity ($Pa \times s$)	Re	Reynold's number
h	Convective heat transfer coefficient ($W \times K^{-1} \times m^{-2}$)	Pr	Prandtl number
k	Heat conductivity ($W \times K^{-1} \times m^{-1}$)	Nu	Nusselt number
V	Volume (m^3)	Sat	Subscript for Saturation
m	Mass (kg)	cr	Subscript for Critical
α	Void fraction (-)		

REFERENCES

- Friedel L.** Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two-phase [Journal] // European Two-Phase Flow Group Meeting. - 1979.
- Gnielinski V.** New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow [Journal]. - 1976.
- Hewitt Geoffrey F.** Thermopedia [Online]. - 28 1 2022. - <https://thermopedia.com/cn/content/276/>.
- IEA HPT Annex 46** Market Overview of Sanitary Hot Water Systems [Report]. - [s.l.] : Heat Pump Centre, RISE - Research Centre of Sweden, 2019.
- IPU** [Online]. - <https://www.ipu.dk/products/coolpack/>.
- Jige Daisuke, Inoue Norihiro and Koyama Shigeru** Condensation of refrigerants in a multiport tube with rectangular minichannels [Journal] // International Journal of Refrigeration. - 2016. - pp. 202-213.
- Lemmon E. W. [et al.]** NIST Standard Reference Database 23 // Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. - 2018.
- Müller-Steinhagen H. and Heck K.** A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes [Journal] // Chemical Engineering Progress. - 1986. - Vol. 20. - pp. 297-308.
- Premoli A., Francesco D. and Prina A.** A dimensionless correlation for determining the density of two-phase mixtures [Journal]. - [s.l.] : Termotecnica, 1971. - Vol. 25.
- Pritchard Philip J.** Fluid Mechanics [Book]. - [s.l.] : Wiley, 2012. - Vol. Eighth edition.
- Rouhani S. Z. and Axelsson E.** Calculation of Void Volume Fraction in the Subcooled and Quality Boiling Regions [Journal]. - [s.l.] : International Journal of Heat and Mass Transfer, 1970. - Vol. 13.
- RTOC** 2018 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee [Report]. - Nairobi : United Nations Environment Programme, 2018.
- Shah M. M.** A general correlation for heat transfer during subcooled boiling in pipes and annuli [Journal]. - [s.l.] : ASHRAE Transactions, 1977.
- Teknologisk Institut** Energieffektive brugsvandsvarmepumper med naturlige kølemidler - Slutrapport [Report]. - [s.l.] : Miljøstyrelsen, 2018.
- United Nations** AMENDMENT TO THE MONTREAL PROTOCOL ON SUBSTANCES THAT DEplete THE OZONE LAYER. - Kigali : [s.n.], 2016.

Præsentation fra Gustav Lorentzen-konferencen 2022 i Trondheim. PDF åbnes ved at dobbeltklikke på objektet nedenfor.



IIF IIR
INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID
INTERNATIONAL INSTITUTE OF REFRIGERATION

GL 2022
TRONDHEIM - NORWAY
JUNE 13-15

TEKNOLOGISK INSTITUT

Vesttherm

Hot water heat pump with low -charge propane refrigerant

Frederik Wulff Winthereik | Danish Technological Institute
Per Henrik Pedersen | Danish Technological Institute
Torben Lauridsen | Vesttherm A/S

Paper 113

Paper 113

Presentation outline

- Background
- Modelling of condenser tube profile
- Functional testing of unit
- Accredited testing

Background

This project is a continuation of a refrigerant conversion project for DHW heat pumps. The DHW heat pumps were developed to use R290 (propane) instead of R134a.

Motivation:

- DHW heat pumps are energy efficient alternatives to electric water heaters and gas boilers. Electrification trends within residential heating entails market growth for DHW heat pumps.
- Regulations, HFC -quota prices and end -user awareness of refrigerants' environmental impact will force manufacturers to develop products with climate -friendly energy efficient natural refrigerants

Aim of this project:

Reduce the R290 charge to maximum 150 g – mitigating additional safety measures and thus marketing obstacles

GL 2022 | 15th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants | June 13 -15 | Trondheim, Norway

The former project

- Two DHW heat pumps with R290 were developed and tested aiming to be more energy efficient compared to the identical models using R134a.
- A large model was developed with 350 g R290 charge, COP 3.52 (12% more efficient than R134a).
 - Refrigerant charge introduces safety demands
- A small model was developed with 150 g R290 charge, COP 3.2 – no special safety demands
- A risk assessment was performed regarding room size for installation and refrigerant charge
 - Water trap on condensate drain
 - If large model is installed in a room smaller than 7 m², continuous ventilation is required

GL 2022 | 15th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants | June 13 -15 | Trondheim, Norway



IIFIR.ORG



3

IIFIR.ORG



4

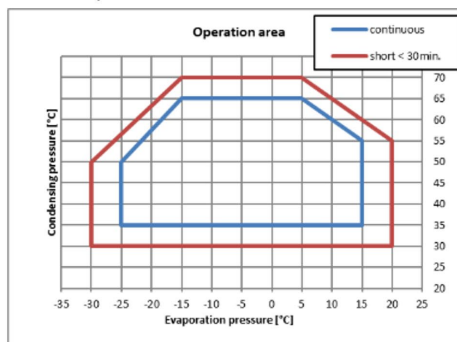
Modelling of condenser tube profile

Secop NLU8.8DN compressor is used currently in the large DHW heat pump developed in the previous project

Dimensioning operation point for the condenser was derived from compressor coefficients and a chosen set of evaporation and condensation temperatures

Evaluated design parameters:

- Charge
- Pressure loss
- Heat transfer



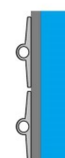
Dimensioning operation point

A dimensioning operation point (T_{evap} , T_{cond}) is chosen to calculate heating capacity, mass flow and COP from compressor polynomials.

Compressor – Secop NLU8.8DN	
Evaporation temperature (assumed)	10 °C
Condensation temperature (assumed)	55 °C
Discharge temperature (assumed)	82 °C
Subcooling (assumed)	10 K
Heating capacity (calculated)	1626 W
Refrigerant flow (calculated)	15.86 kg/h
Heating COP	3.9

The condenser tube is modelled as 3 individual tube sections:

- Desuperheater – gas phase
- Condenser – two-phase flow
- Subcooler – liquid phase



Modelling pressure loss

One-phase flows:

Darcy-Weisbach equation + Colebrook -White friction correlation when ($Re > 4000$)

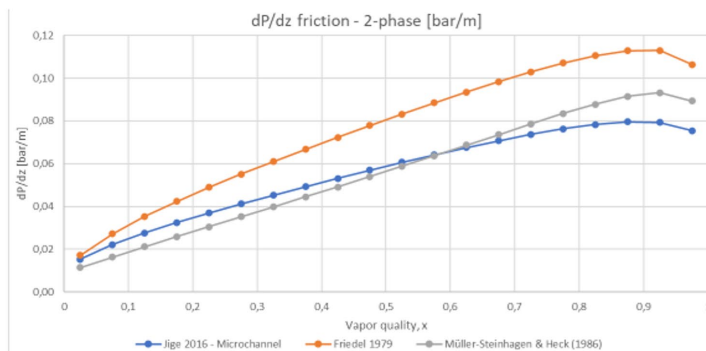
Two-phase flows:

Momentum pressure loss correlation from microchannel paper (Jige 2016)

compared to:

Friedel 1979

Müller-Steinhagen & Heck 1986



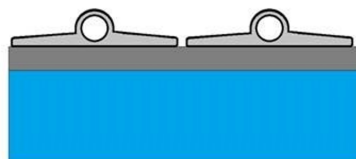
Modelling heat transfer

Heat transfer rate calculated as sum of heat transfer rate for each pipe section.

Fixed dT of 15 K between refrigerant and DHW is assumed to account for stratification in water tank

The heat transfer model consists of the following contributions:

- Convection on pipe wall
- Conduction through tube wall, thermal paste and tank wall
- Convection from tank wall to water



One-phase flows: Gnielinski's (Gnielinski 1976) correlation applied in turbulent regions

Two-phase flows: Shah's (Shah 1977) correlation for condensation in horizontal pipes with liquid film at pipe wall applied for each two -phase subsection.

Modelling refrigerant charge

One-phase sections:

Refrigerant charge is calculated from internal volume of pipe section and average density of refrigerant at inlet and outlet of the pipe section

$$m_{ref} = V_{section} \cdot \overline{\rho_{fluid}}$$

Two-phase sections:

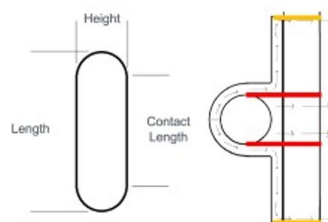
Void fraction models used to estimate the swept cross-section area of either liquid or vapor, iterating through the condenser. The CISE method (Premoli, et al., 1971) was used as void fraction correlation.

$$m_{ref} = \sum_i V_i (\alpha_i \rho_V + (1 - \alpha_i) \rho_L)$$

Modelling results

The condenser tube model is applied for 3 tube profiles:

- The existing/current condenser tube profile
- Novel design tube profile Ø4
- Novel design tube profile Ø5



	Dimensioned heat transfer [W]	Calculated heat transfer [W]	Refrigerant charge [g]	Internal volume [L]	Pressure loss [bar/K]
Existing tube profile	1626 W	1559 W	179.1 g	1.31 L	1.39 bar/3.6 K
New tube profile Ø4	1626 W	1689 W	42.8 g	0.32 L	1.38 bar/3.5 K
New tube profile Ø5	1626 W	1666 W	67.1 g	0.49 L	0.46 bar/1.2 K

Functional testing of unit

5 prototypes built at Vesttherm in Esbjerg – each is tested on “heating time”

Tests and prototyping were iterative with regards to:

- Condenser coil length
- Expansion valve
- Evaporator size
- Refrigerant charge

Prototype 1 – 15 coil windings, 2.3 kW expansion valve, standard 270 liter evaporator		
Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	2.84	12
150 g	3.56	8
200 g	3.94	7.5
250 g	4.2	7
300 g	4.51	7



Prototype 5 – 13 coil windings, 2.3 kW expansion valve, 2 x VT180 evaporator		
Refrigerant charge [g]	Average COP [-]	Heating time [h]
100 g	2.93	11
150 g	3.89	7.5
200 g	4.08	7

Accredited testing – EN 16147

Prototype setup number 5 was used for accredited testing

Accredited testing performed in DTI Aarhus according to EN 16147

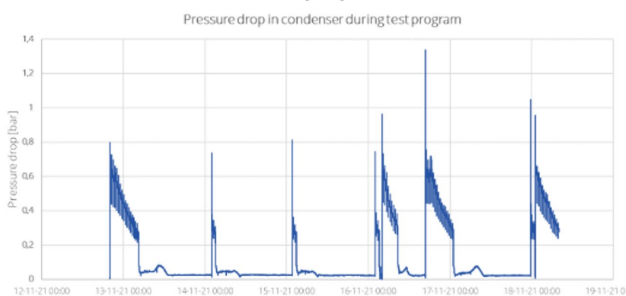
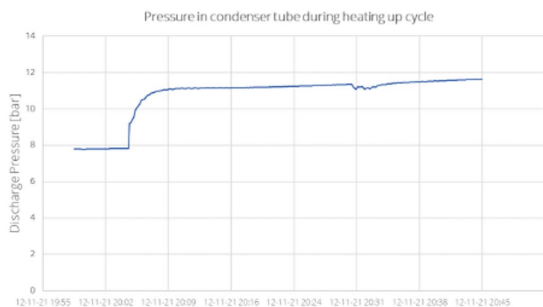
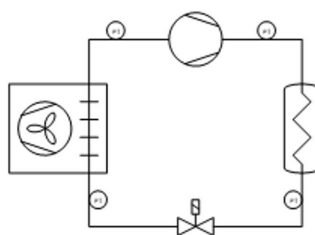
Load profile	XL
Heating up time	30507 s (8,5 h)
SCOP DHW	3.84

Measurements from test

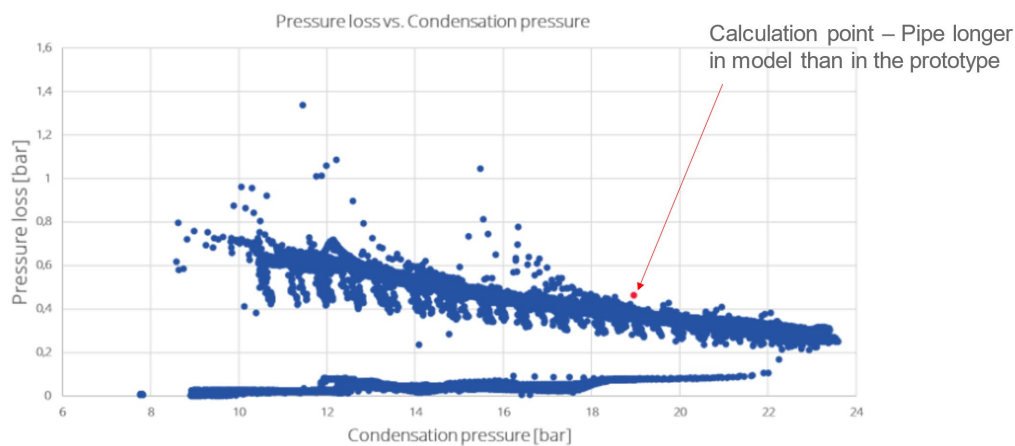
Differential pressure calculated between compressor discharge line and liquid line

Concerns about:

- Pressure drop during test
- Pressure “peak” during start -up



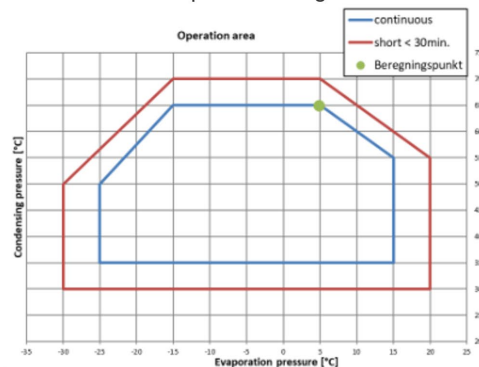
Validation of condenser model vs. test data



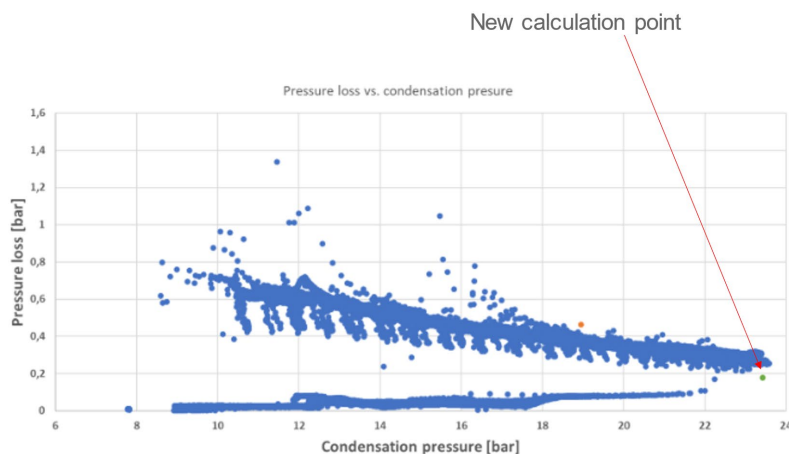
Recalibration of condenser model

The condenser model was recalibrated to account for:

- Pressure loss is less than formerly calculated, due to an overestimation of superheated region.
- Larger subcooling region than previously assumed



Recalibration of condenser model



Testdata:

- T_{cond} = 65 C / 23,4 bar
- Subcooling = 23,6 K
- Discharge = 72,3 °C
- Pipe length : 22 m / 14 windings

Recalibration of condenser model

For the three tube profiles, the results of the recalibrated condenser model is shown in the table below.

New condensatiortemperatur $T_{cond} = 65$ C, length = 22 m, Tube winding on tank = 14						
Tube profile	Dimensioned heat transfer [W]	Calculated heat transfer [W]	Refrigerant charge [g]	Internal Volume [L]	Pressure loss [K]	Pressure loss [bar]
Ø4	1331	1441,0	55,2	0,276	1,12	0,52
Ø4,5	1331	1423,3	71	0,350	0,63	0,29
Ø5	1331	1412,1	87,7	0,432	0,38	0,18

Further work and Acknowledgements

A prototype version 2 with Ø4.5 profile and 150 g R290 is being functionally tested currently at Vesttherm's facilities

Prototype v 2 will be tested according to EN 16147 in DTI in Aarhus in July.

The project group expects an SCOP of 3.8

DTI would like to thank Vesttherm (DK) for the collaboration of this project.

The project group would like to thank Bjørn Vestergaard and Ulrik Jessen of Hydro Precision Tubing (DK) for their contributions to the project work – assistance in designing the condenser tubes.

The project group would like to thank MUDP for funding of the project.



GL 2022
TRONDHEIM - NORWAY
JUNE 13-15



Thank you

Frederik Wulff Winthereik | Danish Technological Institute

Per Henrik Pedersen | Danish Technological Institute

Torben Lauridsen | Vesttherm A/S

GL 2022 | 15th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants | June 13 -15 | Trondheim, Norway

Bilag 3: Akkrediteret testrapport for prototype 2

TEST REPORT

Report no.:
300-KLAB-22-018



**DANISH
TECHNOLOGICAL
INSTITUTE**

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

Page 1 of 10
Init:KAMA/PRES
File no.:
Enclosures:

Customer: Contact person: Torben Lauridsen
Company: Vesttherm
Address: Øresundsvej 10
City: DK-6715 Esbjerg N
Tel.: (+45) 75 14 02 44

Component: Brand: Vesttherm
Type: Indoor air domestic hot water heat pump
Model: Modell CVBE WP 270P
Series no.: 22091234
Production year: 2022

Components tested: August and September 2022

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.

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: 2022.10.03

Signature:
Kamalathasan Arumugam
B.Sc. Engineer

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



 **DANAK**
Test Reg. nr. 300



Objective

The objective of this report is to document the following

The domestic hot water performance of the indoor air heat pump water heater.

Domestic hot water test at indoor air temperature and tapping profile XL according to EN 16147:2017 was carried out.

The sound power level radiated by the unit + inlet + outlet at three different target hot water temperatures, according to EN 12102-2:2019 and method ISO3743-1:2010.

The measurement of the sound power level is performed using the Class A method. ISO 3743-1 is the basic method of carrying out sound power measurements. The method is briefly described in appendix 1. For a more detailed description, please view the accreditation papers DANAK-300 (in Danish only).





Contents

Test conditions	4
Test conditions for domestic hot water test - EN16147:2017	4
Test and test conditions for sound power measurement - EN12102:2019.....	4
Test results.....	5
Test results of domestic hot water test according to EN16147:2017	5
Test results of sound power measurement - EN12102:2019	5
Photo	6
Unit	6
Rating label.....	6
Detailed test results of sound power measurement	7
Appendix 1: Test Procedure	10





Test conditions

Test conditions for domestic hot water test - EN16147:2017

Test N#	Domestic hot water Tapping profile	Heat source inlet air dry/wet bulb temperature (°C)	Air flow rate (m ³ /h)	External static Pressure (Pa)	Storage tank ambient temperature (°C)	Set point tank temp. (°C)
1	XL	20/15	214	32	20	53

Test and test conditions for sound power measurement - EN12102:2019

Test N#	Target hot water Temperature Thw (°C)	Air flow rate (m ³ /h)	Power input (kW)	Indoor unit ambient temperature (°C)	Set point tank temp. (°C)
1	25	214	0.31	20	53
2	39	214	0.37	20	53
3	48	214	0.41	20	53





Test results

Test results of domestic hot water test according to EN16147:2017

No		Symbol	Result	Unit
1)	Load profile	-	XL	-
2)	Settings of the control	-	53	-
3)	Heating up time	t_h	33143	[s]
4)	Heating up electrical energy consumption	W_{eh-HP}	3.32	[kWh]
5)	Stand-by power input	P_{es}	0.02	[kW]
6)	Total useful energy content during the load profile	Q_{LP}	19.03	[kWh]
7)	Total electrical energy consumption during load profile	W_{EL-LP}	5.25	[kWh]
8)	Daily electrical energy consumption	Q_{elec}	5.26	[kWh]
9)	Coefficient of Performance	COP_{DHW}	3.63	[-]
10)	Water heating energy consumption	η_{wh}	148.7%	[%]
11)	Annual electrical energy consumption	AEC	1126	[kWh/a]
12)	Reference hot water temperature	θ'_{WH}	53.1	[°C]
13)	Maximum volume of mixed water at 40°C	V_{40}	340	[L]
19)	Rated heat output	P_{rated}	1.29	[kW]
20)	Seasonal coefficient of performance	$SCOP_{DHW}$	3.63	[-]

Test results of sound power measurement - EN12102:2019

Test N#	Target hot water Temperature T_{hw} (°C)	Sound power level L_{wA} [dB re 1pW]	Uncertainty(dB) (weighted value)
1	25	58.7	0.5
2	39	59.4	0.5
3	48	60.4	0.5
Average L_{wA}		59.6	0.5

The uncertainty value is a weighted value using the level and frequency dependant influence for each 1/1-octave level on the final A-weighted sound power level.





Photo

Unit



Rating label

Vesttherm

Brauchwasserwärmepumpe Modell C V B E WP 270 P

S/N: 22091234
PN: 12345

Elektrischer versorgung:	230 V - 50 Hz
Heizleistung Kompressor:	1,867 kW
Max Arbeitsstrom Kompressor:	308 W
Elektrischer Heizstab:	2,0 kW
Anschlusswert:	2,308 kW
Sicherung:	13 A
Schutzart:	IP 21
Max. Betriebstemperatur:	55 °C
Kältemittel:	R290 Propan - 0,150 kg
Treibhauspotential: (GWP)	3
CO ₂ -Äqv:	1,060 T/CO ₂ -Äqv
Max Überdruck:	2,5 MPa / 25 bar



Dichtheitsgeprüft:	
Lufttemperatur:	-10°C ... +35°C
Luftvolumen:	200-300 m ³ /h
Behälter, Korrosionsfest emailliert:	
Prüfdruck:	1,3 MPa / 13 bar
Betriebsdruck:	1 MPa / 10 bar
Max. Speichertemperatur:	65°C
Inhalt netto (Nennvolumen):	270 l
Gewicht Lehr:	130 kg
Gewicht Voll:	396 kg



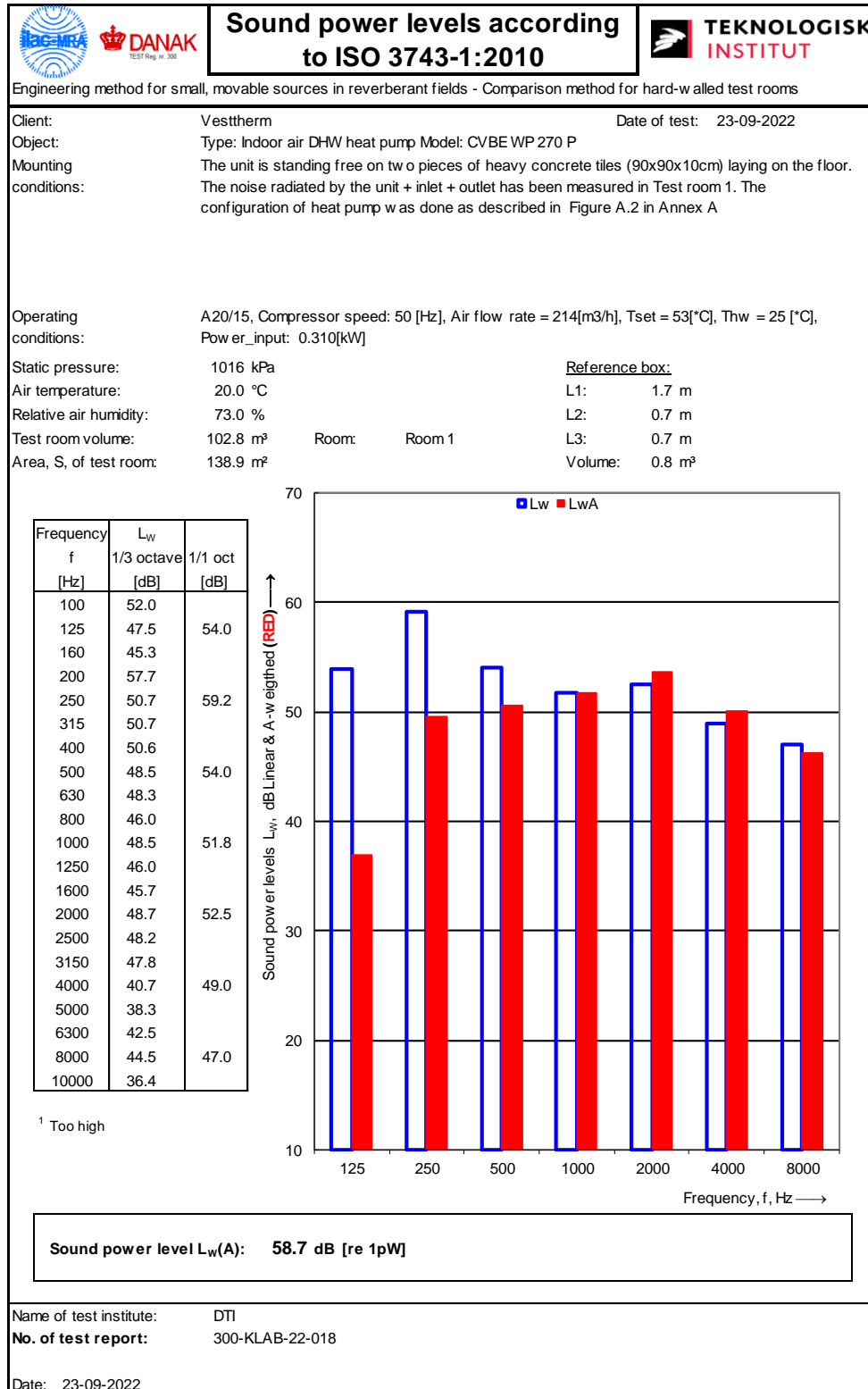
CE








Detailed test results of sound power measurement

Test N#1



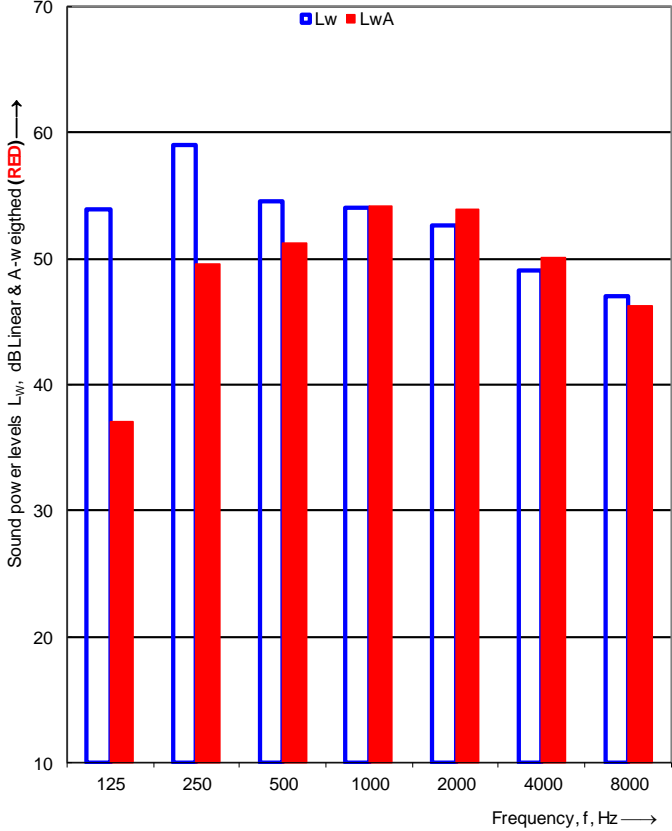


Test N#2

		<h3 style="margin: 0;">Sound power levels according to ISO 3743-1:2010</h3>	
Engineering method for small, movable sources in reverberant fields - Comparison method for hard-walled test rooms			
Client:	Vesttherm	Date of test:	23-09-2022
Object:	Type: Indoor air DHW heat pump Model: CVBE WP 270 P		
Mounting conditions:	The unit is standing free on two pieces of heavy concrete tiles (90x90x10cm) laying on the floor. The noise radiated by the unit + inlet + outlet has been measured in Test room 1. The configuration of heat pump was done as described in Figure A.2 in Annex A.		
Operating conditions:	A20/15, Compressor speed: 50 [Hz], Air flow rate = 214[m ³ /h], Tset = 53[°C], Thw = 39 [°C], Power_input: 0.370[kW].		
Static pressure:	1016 kPa	Reference box:	
Air temperature:	20.0 °C	L1:	1.7 m
Relative air humidity:	73.0 %	L2:	0.7 m
Test room volume:	102.8 m ³	Room:	Room 1
Area, S, of test room:	138.9 m ²	L3:	0.7 m
		Volume:	0.8 m ³

Frequency f [Hz]	L _w 1/3 octave [dB]	1/1 oct [dB]
100	51.7	
125	47.6	53.9
160	46.0	
200	57.2	
250	51.5	59.0
315	51.1	
400	50.7	
500	49.0	54.5
630	49.2	
800	46.1	
1000	51.3	54.1
1250	49.0	
1600	46.2	
2000	48.9	52.7
2500	48.2	
3150	47.6	
4000	41.3	49.0
5000	39.5	
6300	42.8	
8000	44.3	47.1
10000	36.8	

¹ Too high






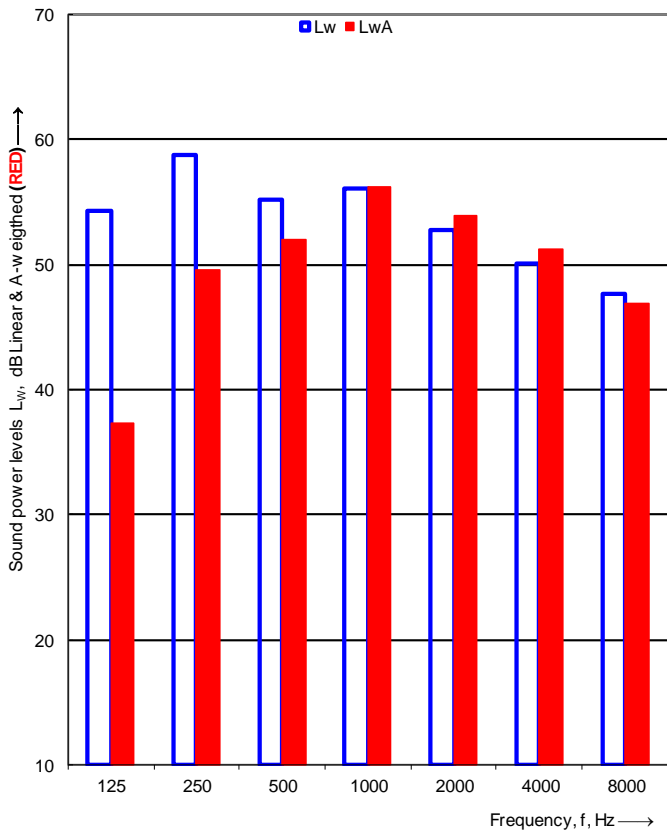
Sound power level L_w(A): 59.4 dB [re 1pW]

Name of test institute:	DTI
No. of test report:	300-KLAB-22-018
Date:	23-09-2022





Test N#3

 		Sound power levels according to ISO 3743-1:2010		 TEKNOLOGISK INSTITUT																																																																			
Engineering method for small, movable sources in reverberant fields - Comparison method for hard-walled test rooms																																																																							
Client:	Vesttherm			Date of test: 23-09-2022																																																																			
Object:	Type: Indoor air DHW heat pump Model: CVBE WP 270 P																																																																						
Mounting conditions:	The unit is standing free on two pieces of heavy concrete tiles (90x90x10cm) laying on the floor. The noise radiated by the unit + inlet + outlet has been measured in Test room 1. The configuration of heat pump was done as described in Figure A.2 in Annex A.																																																																						
Operating conditions:	A20/15, Compressor speed: 50 [Hz], Air flow rate = 214[m ³ /h], Tset = 53[*C], Thw = 48 [*C], Power_input: 0.412[kW].																																																																						
Static pressure:	1016 kPa			<u>Reference box:</u>																																																																			
Air temperature:	20.0 °C			L1:	1.7 m																																																																		
Relative air humidity:	73.0 %			L2:	0.7 m																																																																		
Test room volume:	102.8 m ³	Room:	Room 1	L3:	0.7 m																																																																		
Area, S, of test room:	138.9 m ²			Volume:	0.8 m ³																																																																		
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Frequency f [Hz]</th> <th>L_w 1/3 octave [dB]</th> <th>1/1 oct [dB]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>100</td><td>52.3</td><td></td></tr> <tr><td>125</td><td>47.5</td><td>54.3</td></tr> <tr><td>160</td><td>46.3</td><td></td></tr> <tr><td>200</td><td>56.5</td><td></td></tr> <tr><td>250</td><td>51.4</td><td>58.7</td></tr> <tr><td>315</td><td>52.1</td><td></td></tr> <tr><td>400</td><td>51.1</td><td></td></tr> <tr><td>500</td><td>49.3</td><td>55.1</td></tr> <tr><td>630</td><td>50.5</td><td></td></tr> <tr><td>800</td><td>46.4</td><td></td></tr> <tr><td>1000</td><td>53.8</td><td>56.1</td></tr> <tr><td>1250</td><td>50.9</td><td></td></tr> <tr><td>1600</td><td>46.3</td><td></td></tr> <tr><td>2000</td><td>48.9</td><td>52.7</td></tr> <tr><td>2500</td><td>48.3</td><td></td></tr> <tr><td>3150</td><td>48.8</td><td></td></tr> <tr><td>4000</td><td>41.8</td><td>50.1</td></tr> <tr><td>5000</td><td>40.4</td><td></td></tr> <tr><td>6300</td><td>43.8</td><td></td></tr> <tr><td>8000</td><td>44.5</td><td>47.6</td></tr> <tr><td>10000</td><td>37.2</td><td></td></tr> </tbody> </table>		Frequency f [Hz]	L _w 1/3 octave [dB]	1/1 oct [dB]	100	52.3		125	47.5	54.3	160	46.3		200	56.5		250	51.4	58.7	315	52.1		400	51.1		500	49.3	55.1	630	50.5		800	46.4		1000	53.8	56.1	1250	50.9		1600	46.3		2000	48.9	52.7	2500	48.3		3150	48.8		4000	41.8	50.1	5000	40.4		6300	43.8		8000	44.5	47.6	10000	37.2					
Frequency f [Hz]	L _w 1/3 octave [dB]	1/1 oct [dB]																																																																					
100	52.3																																																																						
125	47.5	54.3																																																																					
160	46.3																																																																						
200	56.5																																																																						
250	51.4	58.7																																																																					
315	52.1																																																																						
400	51.1																																																																						
500	49.3	55.1																																																																					
630	50.5																																																																						
800	46.4																																																																						
1000	53.8	56.1																																																																					
1250	50.9																																																																						
1600	46.3																																																																						
2000	48.9	52.7																																																																					
2500	48.3																																																																						
3150	48.8																																																																						
4000	41.8	50.1																																																																					
5000	40.4																																																																						
6300	43.8																																																																						
8000	44.5	47.6																																																																					
10000	37.2																																																																						
¹ Too high		<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; display: inline-block;"> Sound power level L_w(A): 60.4 dB [re 1pW] </div>																																																																					
Name of test institute:	DTI																																																																						
No. of test report:	300-KLAB-22-018																																																																						
Date:	23-09-2022																																																																						





Appendix 1: Test Procedure

The measurements of the emitted sound power level from the heat pump are carried out according to the following:

- DS/EN 14511
- EN 12102-2
- ISO/EN 3743/1

The basic acoustic measurement standard ISO/EN 3743-1 is a comparison method using a calibrated reference sound source. Two series of sound pressure measurements are made under exactly the same acoustic conditions, e.g. the same microphone positions, temperature and air humidity. The calibrated sound power levels are known for the reference sound source at each frequency band, and they are used in the estimation of the acoustical correction factor for the calculation of the sound power emitted from the tested heat pump. The background noise levels are measured and used for relevant corrections.

The final total A-weighted sound power level is based on measurements and calculations in 1/3-octave levels, which then are summed into 1/1-octave levels. The uncertainty is estimated on the weighted standard deviations in 1/1-octave levels.

The actual microphone positions and correction values are saved in data files linked to the complete project documentation according to the DANAK-accreditation.

The complete measurement system is documented and regularly calibrated according to DANAK.

The detailed description of the measurement method is given in Danish in the quality database system "QA Web" at Danish Technological Institute, which is accessible by DANAK.



Brugsvandsvarmepumpe med propan som kølemiddel - Fase 2: Reduktion af kølemiddelfyldning til maks. 150 g.

I et samarbejde mellem Vesttherm, Hydro Precision Tubing Tønder og Teknologisk Institut er der udviklet en ny brugsvandsvarmepumpe til en stor familie med det naturlige kølemiddel R290 (propan) med en kølemiddelmængde på 150 g og en effektivitet, som er bedre end for HFC-enheder.

Det er lykkedes, fordi der er udviklet et nyt rør, som har et væsentligt mindre volumen sammenlignet med de kondensatorrør, som hidtil er benyttet i produktionen. Samtidig sikres en god termisk kontakt mellem det kondenserende kølemiddel og vandtanken.

Produktet er sikkert at installere og benytte, og der er ikke sikkerhedsmæssige restriktioner ifm. installation og brug.

Vesttherm forbereder at implementere teknologien i produktionen, og dette forventes at ske i 2023.



Miljøstyrelsen
Tolderlundsvej 5
5000 Odense C

www.mst.dk