

Examensarbete, Högskolan på Åland, Utbildningsprogrammet för Maskinteknik

VÄRMEUTVINNING

Värmepump för Ålands Vatten Ab

Rasmus Himmelroos, Klas Enqvist



31:2019

Datum för godkännande: 03.12.2019
Handledare: Göran Henriksson

EXAMENSARBETE

Högskolan på Åland

Utbildningsprogram:	Maskinteknik
Författare:	Rasmus Himmelroos, Klas Enqvist
Arbetets namn:	Värmeutvinning – Värmepump för Ålands Vatten Ab
Handledare:	Göran Henriksson
Uppdragsgivare:	Ålands Vatten Ab

Abstrakt

Utfredning på utvinnande av värmeenergi från vatten i uppvärmningssyfte för Ålands Vattens fastighet. Målet är att bli av med den olje-eldade pannan.

Uppdragsgivarens önskan är att utreda möjligheten att installera en värmepump som skulle kunna ta tillvara värmeenergi, från antingen det reade eller orenade vattnet, med hjälp av värmeväxlare.

Nyckelord (sökord)

värmepump, värmeväxlare, köldbärare, COP- värde

Högskolans serienummer:	ISSN:	Språk:	Sidantal:
31:2019	1458-1531	Svenska	47 sidor

Inlämningsdatum:	Presentationsdatum:	Datum för godkännande:
25.10.2019	03.12.2019	03.12.2019

DEGREE THESIS

Åland University of Applied Sciences

Study program:	Marine Engineering
Author:	Rasmus Himmelroos, Klas Enqvist
Title:	Heat Production – Heat Pump for Ålands Vatten Ab
Academic Supervisor:	Göran Henriksson
Technical Supervisor:	Ålands Vatten Ab

Abstract
<p>Investigation of how to recover heat energy from water, for heating purposes for the buildings of Ålands Vatten. The vision is to get rid of the oil fired boiler.</p> <p>The technical supervisor's wish is to investigate the possibility of installation of a heat pump that could recover heat energy from the purified or unpurified water, with heat exchangers.</p>

Keywords
heatpump, heat exchanger, brine, COP- value

Serial number:	ISSN:	Language:	Number of pages:
31:2019	1458-1531	Swedish	47 pages

Handed in:	Date of presentation:	Approved on:
25.10.2019	03.12.2019	03.12.2019

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1. INLEDNING	6
1.1 Syfte	6
1.2 Befintligt system	6
1.3 Definitioner	7
2. STUDIEBESÖK	8
3. EFFEKTBEHOV	9
3.1 Mätningar i pannrummet	9
3.2 Mätningar på dokumenterade uppgifter	12
3.3 Analys av mätresultat	13
4. MÖJLIGA VÄRMEPUMPAR	16
5. NUVARANDE RADIATORERS DUGLIGHET	17
6. RISK FÖR KONTAMINERING	18
6.1 Ålands Miljö- och Hälsoskyddsmyndighet	18
6.2 Mellankrets	18
6.3 Värmeväxlare med dubbla plattor	19
6.4 Köldbärare	19
7. DIMENSIONERING AV VÄRMEVÄXLARE	20
7.1 Utgångsvärden för dimensionering	20
7.2 Tillverkarens rekommendation	20
7.3 Kontrollberäkning	21
8. VAL AV VATTENPUMP	23
8.1 Komponenter på vattenkretsen	23
8.2 Beräkning av tryckfall	25
8.3 Förslag på pump	31

9. FLÖDESREGLERING PÅ VATTNET	32
9.1 Nyttan med flödesreglering	32
9.2 Flödesregleringens påverkan	32
9.3 Resonemang kring erforderligt flöde	32
9.4 Värmeväxlarens k-värde	33
9.5 Simulering av flöde i Excel	33
9.6 Optimerad flödesreglering	36
10. SÄKERHETSFUNCTIONER	37
10.1 Vid läckage	37
10.2 Vid störning på vattenkretsen	37
11. LÖNSAMHET	39
11.1 Driftskostnad	39
11.2 Elförbrukning nya systemet	41
11.3 Ekonomisk lönsamhet	42
11.4 Miljöpåverkan	43
12. SLUTSATS	45
KÄLLOR	46
BILAGOR	47

1. INLEDNING

År 2018 på sommaren blev det aktuellt för oss att leta efter ett lämpligt examensarbete. Vi började med att höra oss för på olika företag. Då sommaren 2018 var exceptionellt torr och det fanns hot om vattenbrist, kom vi att tänka på Ålands Vatten Ab. Vi frågade där, och fick ett svar på att de hade ett förslag. Förslaget hade inte med själva vattenreningen att göra, men däremot med uppvärmningen av fastigheterna.

Idén var först att utreda vilket uppvärmningssystem som skulle vara mest optimalt ur ett miljöperspektiv, samt också billigare. På grund av direktiv från myndigheter, så finns inte möjlighet till berg- och jordvärme eller slinga i sjön. Därför blev möjligheterna betydligt färre.

Ålands Vatten visste att det åtminstone i Sverige finns uppvärmningssystem för vattenreningsverk, som utnyttjar värmeenergin i vattnet som flödar genom reningsverket. Idén lät för oss mycket intressant, och vi beslöt oss för att utreda denna möjlighet. Systemet grundar sig på att man med värmepump och värmeväxlare tar tillvara den värmeenergi som finns i vattnet som strömmar genom vattenverket.

1.1 Syfte

Samtidigt under sommaren och hösten 2018, kom det väldigt mycket nyheter om klimatförändringen och förbränning av fossila bränslen, samt att CO₂-utsläppen måste minskas i världen.

Detta gjorde att det kändes ännu mera motiverat att utreda denna möjlighet till uppvärmning av fastigheten, och att målet skulle vara att bli av med den olje-eldade pannan som nu var i drift.

1.2 Befintligt system

Det befintliga systemet består av en olje-eldad panna på 140 kW, samt en elpanna på 60 kW som reservpanna eller tilläggspanna vid mycket kalla perioder. Pannan värmer upp vattnet som cirkulerar via radiatorer och fläktar som är placerade runt om i fastigheterna. Det varma vattnet förvärmer också ventilationsluften. Dessutom värmer pannan upp tappvattnet som används i byggnaden.

1.3 Definitioner

- Radiator: Vattenburna värmeelement som sitter på väggarna i inomhusutrymmen eller ett inbyggt värmeelement i ett ventilationsaggregat.
- Värmepump: En kompressorförsedd maskin som överför värme från en kallare källa till en varmare.
- Värmeväxlare: En anordning som kyler eller värmer en fluid med hjälp av en annan fluid.
- Köldmedium: Gasen eller vätskan som cirkulerar mellan förångaren och kondensorn i värmepumpen, och fungerar som en energibärare. Kallas i vardagligt tal för freoner.
- Förångare: Den delen i kompressorkretsen där köldmediet förångas då värmen överförs från köldbäraren.
- Köldbärare: Vätskan som cirkulerar genom värmepumpens förångare och den värmeuppsamlade kretsen.
- Shuntventil: Ventil som bestämmer framledningstemperaturen på ett uppvärmningssystem. Kan också kallas för blandventil.
- Multipel linjär regression: En förutsägande trendkurva som beaktar flera variabler.
- COP-värde: Kallas för värmefaktor. Anger hur mycket värmeenergi en värmepump ger ut i förhållande till tillförd energi.
- Frekvensstyrning: Omvandling av elnätets fasta frekvens till andra frekvenser för att variera varvtalet på en elmotor.
- Konvektionsplåtar: Plåtflänsar som är monterade på ett värmeelement för att ge en större värmande yta.
- Logaritmska medeltemperaturdifferensen (LMTD): Ett logaritmiskt medelvärde av varma och kalla sidans anslutningar på en värmeväxlare.
- Uppfordringshöjd: Den tryckökning som systemet kräver av en pump vid ett visst flöde.
- Kavitation: Ett icke önskvärt drifttillstånd hos en pump som kan orsaka stora skador. Detta uppstår då trycket på pumpens sug sida sjunker under vätskans förångningstryck. I praktiken börjar vätskan koka och pumpen uppfyller inte sin uppgift.
- Nuvärdesmetoden: Beräkning av investeringens samt återkommande kostnaders totala värde i nuläget med prishöjningar och kalkylränta medräknat.

2. STUDIEBESÖK

Från Ålands Vatten fick vi uppgifter om att det i Umeå fanns ett vattenverk med ett uppvärmningssystem av samma princip som vi tänkt oss. För att komma igång med vårt projekt, bestämde vi oss för att åka och se på deras system för att få en uppfattning om fysisk storlek samt uppbyggnad. Också användningen av eventuella kemikalier var en stor fråga då de handlade om livsmedelsklassning.

Vi fick se två olika versioner av system av denna typ. Ett var anpassat för ett reningsverk för avloppsvatten, och det andra var för ett reningsverk för dricksvatten.

Under vårt studiebesök fick vi svar på våra frågor som vi för tillfället hade, och fick lite nya idéer. Bland annat att det kanske vore lönsamt att inte värma upp tappvattnet med värmepumpen, då tappvattenbehovet är litet samt att det krävs höga temperaturer av värmepumpen vilket försämrar värmepumpens verkningsgrad.

3. EFFEKTBEHOV

3.1 Mätningar i pannrummet

För att veta hur effektiv värmepump vi kommer att behöva har vi mätt upp temperaturen i både ledningen till systemet samt ledningen från systemet. Se figur 1. Dessutom krävs det att vi vet flödet i systemet efter trevägsventilen, eller shuntventilen, för att kunna räkna ut en effekt med formeln:

$$P = \dot{m} * c_v * (T_{till} - T_{retur})$$

\dot{m} = massflöde (kg/s)

c_v = vattnets specifika värmekapacitet = 4,184 kJ/kg°C (Alvarez, 1990)

P = uppvärmningseffekt (kW)

Exempel:

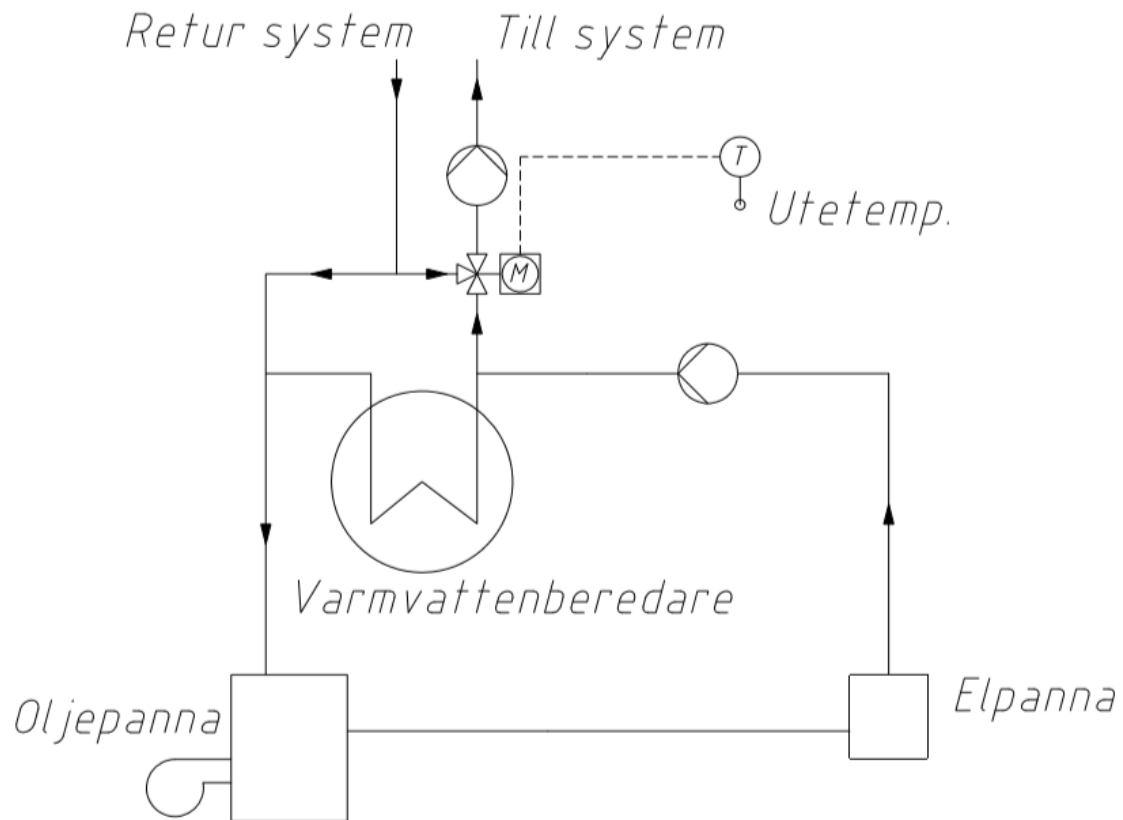
Mätning lördag 19.1.2019. Samplingarna på temperaturerna och flödet är gjorda med en halvtimmes intervall över hela dygnet. Men vi använder nu i formeln medelvärden av alla samplingar under dygnet.

$$T_{till} = 58,42 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{retur} = 42,68 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{m} = 0,79 \text{ kg/s}$$

$$P = 0,79 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} * (58,42 - 42,68)^\circ\text{C} = 52,03 \text{ kW}$$



Figur 1. Skiss över befintligt system.

För att mäta upp temperaturen på till- och returröret använde vi en temperaturmätare med fyra kanaler varav vi använde två. Dessutom hade mätaren en loggningsfunktion vilket gjorde att vi kunde samla in mätdata under flera dygn.

För flödesmätningen använde vi en ultraljuds-flödesmätare. Dess givare placerade vi efter cirkulationspumpen på röret till systemet. Se figur 2. Detta var inte ett optimalt ställe att placera den på p.g.a. det korta avståndet till pumpen, men då vi annars skulle ha varit tvungna att riva en del rörisolering, fick vi nöja oss med denna placering.

Medeluttemperaturen den 19.1 var $-2,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ i Jomala. Alltid då vi använder utemedeltemperaturen för ett dygn eller månad, har vi tagit uppgifterna från Meteorologiska Institutets hemsida där mätningar publiceras.

Tanken var att se hur uppvärmningseffekten påverkas av utemperaturen. Vi hade tänkt oss att vid en viss medelutetemperatur för dygnet, skulle vi ha fått en medeleffekt.

Då vi hade gjort vår första mätning, märkte vi att automatiken för shuntventilen hade stängt av anläggningens uppvärmning mellan kl.22:00 och kl.05:00. Detta resulterar i att vi inte kan ta med effektmätningen under natten, men utetemperaturen under natten räknas med i dygnsmedeltemperaturen. Detta minskar på resultatets tillförlitlighet. Inställningarna på automatiken ändrades efter att vi upptäckte detta.

Då vi gjorde vår sista mätning, hade vi en medeltemperatur ute på $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Då hade vi enligt vår temperaturmätare endast $40\text{-}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ på vattnet i systemets tillopp. I och med det hade effekten sjunkit och låg och pendlade mellan 25 och 45 kW. Detta ledde till att vår viktigaste mätning med kallaste utetemperaturen måste ogiltigförklaras.

Vi hade ju självklart också några andra lyckade mätdygn, men inte tillräckligt många för att kunna få ut en modell för uppvärmningseffekten.



Figur 2. Givarna fastkedjade på stålröret efter pumpen.

3.2 Mätningar på dokumenterade uppgifter

En annan metod som vi använde oss av, var att med hjälp av den månatliga oljeförbrukningen, medelutetemperaturerna och medelvattentemperaturen, räkna ut en medeleffekt per månad med avseende på medelute- och medelvattentemperatur. Här kunde vi se att det inte bara var utetemperaturerna som påverkade uppvärmningseffekten, utan också temperaturen på vattnet som strömmar genom anläggningen. All utrustning som vattnet flödar genom kyler ner utrymmena inomhus. Då öppnar termostatventilerna på värmeelementen samt att skillnaden mellan temperaturen på framledning och retur för uppvärmningssystemet ökar. I och med det ökar effekten.

Uppgifterna för bränsleförbrukningen samt vattentemperaturer, fick vi från vattenverket. Då vi vet bränsleförbrukningen per månad, antal timmar per månad samt bränslets specifika värmevärde per liter H_i , kan vi räkna ut en medeleffekt per månad.

Alltså:

$$P = \frac{H_i * \frac{V_{br}}{\text{mån}}}{\frac{\text{timmar}}{\text{mån}}} * \eta_{panna}$$

$H_i = 10,02$ kWh/liter för lätt brännolja (Motiva Oy, 2010)

$V_{br} =$ Bränslevolym (liter)

$\eta_{panna} =$ Pannans verkningsgrad

Exempel:

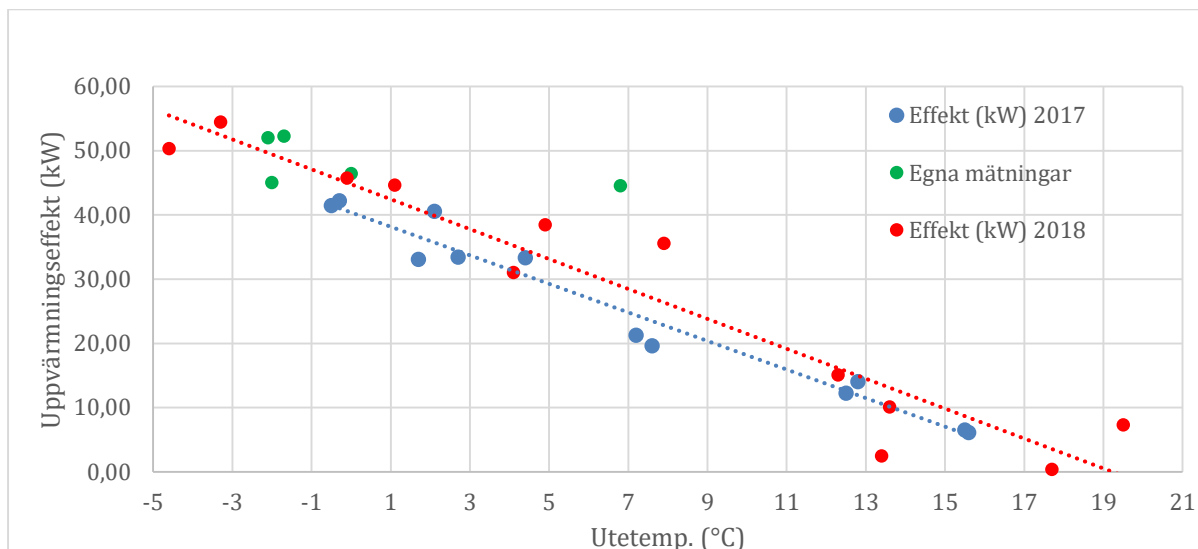
Januari 2018 hade vi en bränsleförbrukning på 3998 liter och en utemedeltemperatur på $-0,1$ °C. Vi antar att pannans verkningsgrad är 0,85, vilket är ganska högt men det är bättre att anta ett lite för högt värde än ett för lågt. Detta för att vara lite mera på den säkra sidan.

$$P = \frac{10,02 \frac{kWh}{liter} * 3998 \frac{liter}{mån}}{744 \frac{h}{mån}} * 0,85 = 45,77 kW$$

Medeltemperaturen på sjövattnet under januari 2018 var $4,35$ °C.

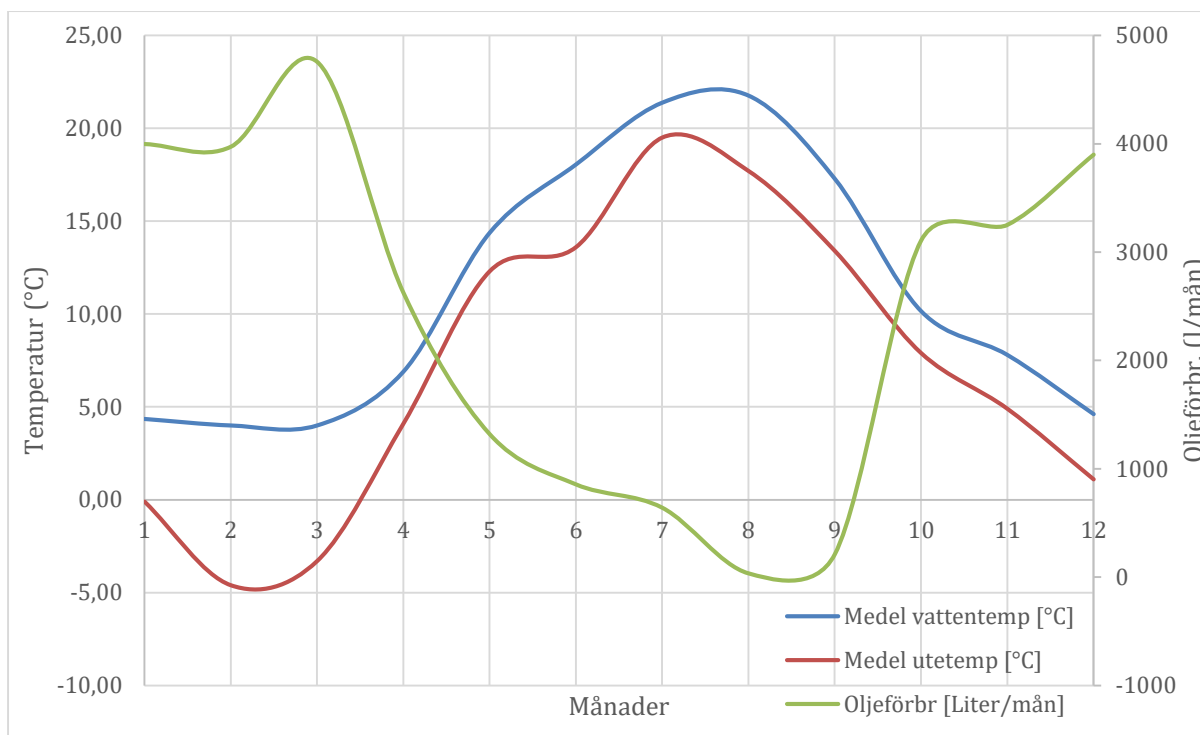
3.3 Analys av mätresultat

Vi har jämfört våra egna mätningar med de dokumenterade uppgifterna. I och med att medeltalen från dokumenterade uppgifterna sträcker sig över längre perioder samt att vi har uppgifter för hela år 2017 och 2018, får vi mindre spridning mellan resultaten och vi kan tydligare se ett mönster. Se figur 3.



Figur 3. Jämförelse mellan effekter 2017, 2018 och egna mätningar.

För att dessutom få reda på hur sjövattemperaturen påverkar uppvärmningseffekten, är år 2018 ett bra år att utgå från i och med att vi har större växlingar mellan ute- och vattentemperatur. Se figur 4. Dock har vi inte tagit med augusti och september i och med att pannan var avstängd på grund av service.



Figur 4. Temperaturer samt oljeförbrukning under 2018.

Som vi kan se i figur 4 går vatten- och utetemperatur ganska hand i hand, förutom då vattentemperaturen har sjunkit till 4 °C. De kan vi se under årets första 3 månader.

Enligt personalen på vattenverket sjunker inte vattentemperaturen lägre än till 4 °C. Detta måste tas i beaktande då vi ska förutspå en uppvärmningseffekt som krävs vid -21 °C. Det betyder att vi har två variabler att ta i beaktande.

På Åland brukar man använda -21°C som dimensioneringstemperatur. (Björklund, 2019)

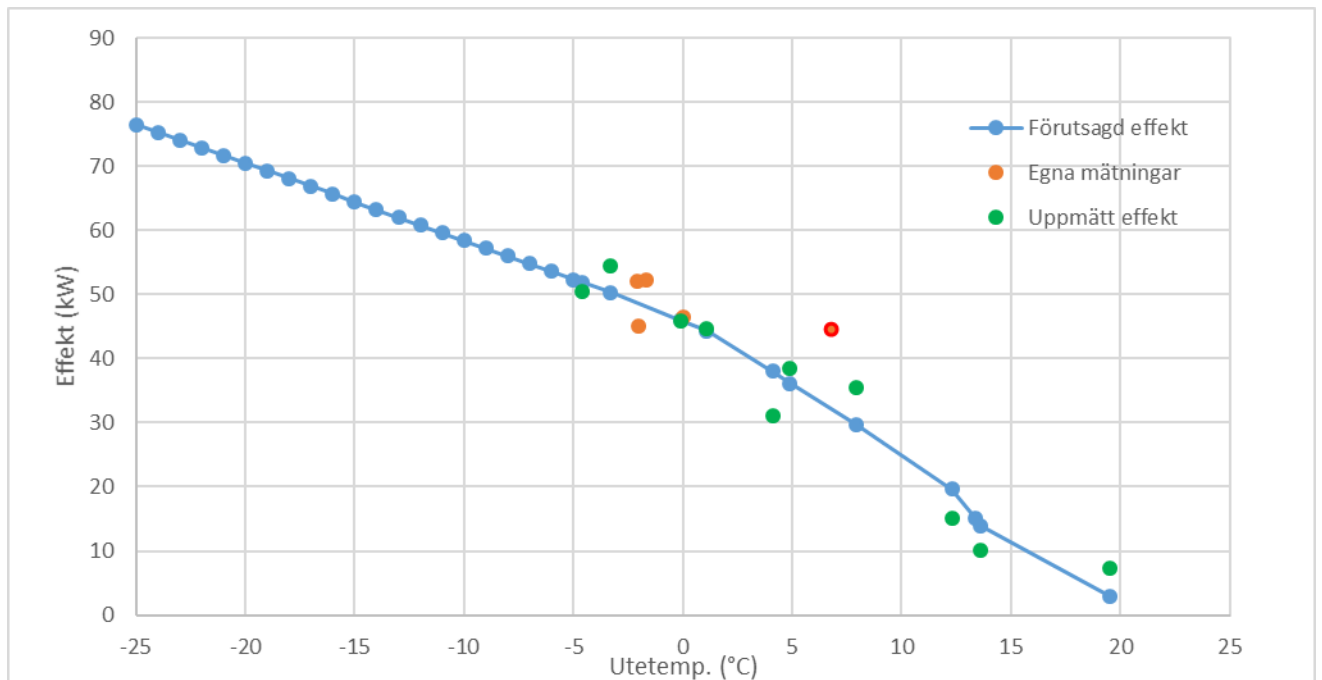
För att få en matematisk modell på uppvärmningseffekten som beaktar dessa två variabler har vi använt oss av funktionen för multipel linjär regression i programmet Excel. Modellen som denna funktion ger oss ser ut såhär:

$$P = -1,208x_1 - 1,317x_2 + 50,843$$

x_1 = utetemperatur (°C)

x_2 = vattentemperatur (°C)

Under vintermånaderna då vi har kallt utomhus kommer vi fortfarande att ha en sjövattemperatur på 4 °C, vilket betyder att x_2 blir konstant under perioder kallare än ca -3 °C utomhus. Det ser man på månaden mars i figur 4.



Figur 5. Teoretiskt effektbehov vid kallare temperaturer.

Man kan se i figur 5 att vid $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$ utetemperatur så skulle effektbehovet vara ca 72 kW. Kurvan flackar ut eftersom vattentemperaturen inte sjunker under $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ fastän utetemperaturen sjunker. D.v.s. värmeövergången från inomhusluften till reningsverksutrustningen slutar att öka. Detta är en extrapolering och sannolikheten för att de stämmer är onödigt låg, då vi jämför detta med Björklunds beräkning så är detta rimliga värden. Den röda punkten är från en mätning då pannan var inställd på att vara avstängd under natten och därför inte beaktats under hela dygnet. De gröna punkterna är uträknade med oljeförbrukningen per månad.

4. MÖJLIGA VÄRMEPUMPAR

Av Ålands Vatten Ab fick vi fria händer att välja återförsäljare av värmepumpar. I och med att VVS Kylcenter Ab har haft hand om anläggningens uppvärmningssystem tidigare började vi där.

På VVS Kylcenter Ab diskuterade vi om ett alternativ där man kopplar in flera mindre värmepumpar för att hålla ett högre COP-värde. De skulle grunda sig på att fler pumpar skulle starta i och med att uppvärmningseffekten ökar. På detta sätt skulle varje värmepump få en optimalare belastning.

Nackdelen blir då större krav på utrymme samt mera komplicerad automation. I och med att värmepumparna saknar effektreglering, kräver de en ganska stor ackumulatortank på ca 1500 liter (Björklund, 2019). Därför började ett alternativ med frekvensstyrd värmepump locka mera. Istället för att koppla in flera värmepumpskompressorer i och med ökning av uppvärmningseffekt, skulle man istället ha endast en värmepump där varvtalet på kompressorn justeras enligt uppvärmningseffektbehovet. Detta skulle medföra ett betydligt kompaktare system. En ackumulatortank på 500 liter borde räcka, men det kan installeras större om utrymmet tillåter (Nordström, 2019).

En värmepump på den åländska marknaden var en Thermia Mega XL med en uppvärmningseffekt mellan 21 kW och 88 kW. Vi fick chansen att göra en intervju med Thermias produktmanager Anders Nordström då det ordnades vårdag på Bomanson & Co Ab som är återförsäljare av Thermias produkter.

5. NUVARANDE RADIATORERS DUGLIGHET

I samband med vårt besök på VVS Kylcenter Ab, blev det tal om de nuvarande radiatorernas duglighet. Också med ventilationsaggregatet kan det bli bekymmer. Problemet är att de nuvarande uppvärmningssystemet är dimensionerat för framledningstemperatur på 70 °C. Då det handlar om värmepumpar räknar man med framledningstemperatur på 55 °C, även om värmepumpen skulle klara av att leverera varmare vatten. Men att belasta värmepumpen till 100 % är inte att föredra med tanke på livslängd. Istället är det klokare att spetsa uppvärmningseffekten med en elpanna som vi redan har till förfogande.

Radiatorerna i byggnaden är av en nyare standard med så kallade konvektionsplåtar, vilket gör att värmeövergången från radiator till inneluft blir effektivare. Det betyder att radiatorerna skall klara av temperatursänkningen på framledningstvattnet relativt bra. (Björklund, 2019)

Däremot blir ventilationen på gränsen då det gamla ventilationsaggregatet för reningsverket är av en gammal typ med en köldvakt som stänger av aggregatet om returledningstvattnet från aggregatets radiator sjunker för lågt. Det finns risk för det, då framledningstemperaturen endast är 55 °C istället för 70 °C. Om detta blir ett bekymmer krävs det en uppdatering av detta aggregat. (Björklund, 2019)

Vattenverkets kemlager, som är en skild byggnad med eget ventilationsaggregat och 3 st vattenburna värmeväxlare, bör ha en innetemperatur på 16 °C. Ventilationsaggregatet kräver en framledningstemperatur på 60 °C då det är -20 °C ute, vilket enbart en värmepump inte kan leverera. Men vi räknar med att man kan höja på framledningstemperaturen med hjälp av elpannan under de få dagar som det kan behövas under en vinter.

6. RISK FÖR KONTAMINERING

6.1 Ålands Miljö- och Hälsoskyddsmyndighet

Tanken är att istället för en jord- eller bergvärmeslinga, koppla en värmeväxlare till värmepumpens köldbärarkrets. Det skulle gälla en plattvärmeväxlare med köldbärare på ena sidan av plattorna och vatten på andra. Detta skulle självklart innebära en kontamineringsrisk för dricksvattnet.

För att fortsätta med projektet tog vi kontakt med ÅMHHM för att höra om det fanns några direkta hinder. ÅMHHM kontaktade både svenska och finska hälsomyndigheter för att ta reda på om det gjorts liknande lösningar på finska eller svenska vattenreningsverk.

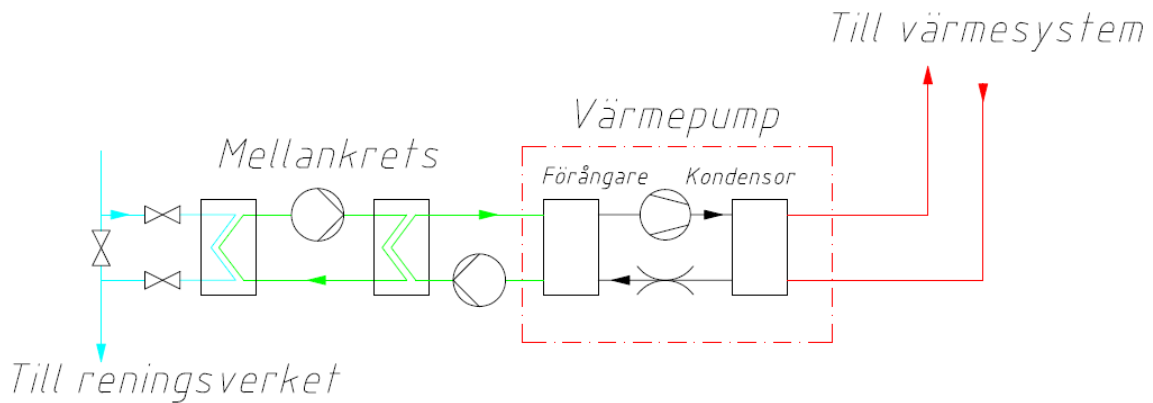
I Sverige kände vi till Umeå och ÅMHHM kontaktade dem för att ta reda på lite mera fakta. I Finland kände man inte till någon liknande lösning men de finns ingen lag som skulle förbjuda detta system. Dock krävs ett antal åtgärder och uppdatering av olycksplanen på vattenverket.

6.2 Mellankrets

För att höja på säkerheten hade man i Umeå gjort en mellankrets på köldbärarsidan. Detta för att kunna använda en mindre farlig köldbärare i värmeväxlaren som kommer mot dricksvattnet. Det resulterar också i att värmepumpens köldmedium hamnar ett steg längre bort från dricksvattnet.

I Umeå var detta möjligt i och med att vattnet var ett par grader varmare än vårt vatten. Men man hade senare bytt köldbärare i kretsen mot värmepumpen till en mindre farlig i och med att man var rädd för att få läckage i båda värmeväxlarna.

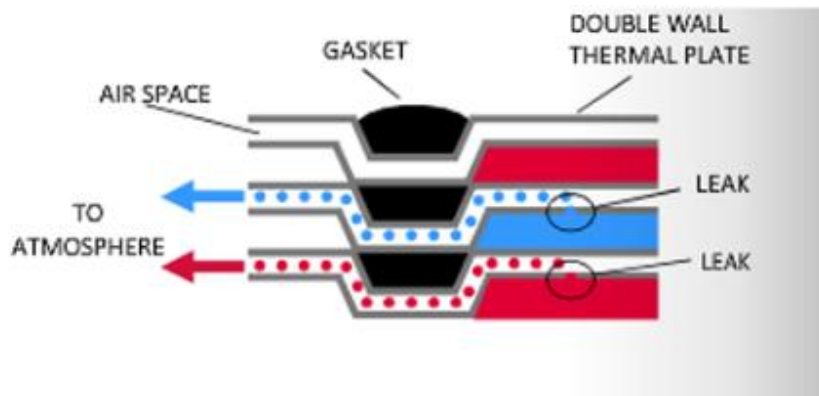
Detta medför enligt oss att mellankretsen förlorar stor del av sin betydelse. Dessutom medför en mellankrets att temperaturen på köldbäraren in till värmepumpen sjunker och därmed värmepumpens prestanda. Se figur 6.



Figur 6. Skiss på ett system med mellankrets.

6.3 Värmeväxlare med dubbla plattor

Vi har varit i kontakt med Alfa Laval och diskuterat om vilka värmeväxlare som skulle vara optimalast i vårt system. De gav oss olika alternativ på värmeväxlare men rekommenderade en värmeväxlare med dubblaplattor med "skvallerfunktion" dvs. man kan se om en platta i värmeväxlaren läcker och kan åtgärda detta innan större läckage uppkommer. Se figur 7. På detta vis skulle vi klara oss med en värmeväxlare istället för två, och ändå ha den extra säkerheten som behövs. Detta skulle även bli ett billigare alternativ. (Carlberg, 2019)



Figur 7. Princip för värmeväxlare med dubbla plattor. (Fluid Dynamics Pty Ltd, 2018)

6.4 Köldbärare

Vi har tänkt använda en etanolbaserad köldbärare p.g.a. den låga toxiciteten. Det finns dock en risk för bakterietillväxt ifall köldbäraren blandar sig med vattnet. (Eriksson M. , 2019). Eftersom vi har en värmeväxlare med dubbla plattor blir risken för läckage väldigt låg. Som tidigare nämnt besökte vi ett av Umeås vattenverk, där använde de en etanolbaserad köldbärarsprit som var lämpad för livsmedelsanläggningar.

7. DIMENSIONERING AV VÄRMEVÄXLARE

7.1 Utgångsvärden för dimensionering

För att kunna dimensionera värmeväxlaren behövde vi veta vilka flöden samt temperaturer vi behöver för att få den effekt systemet kräver. Vi har räknat med att vi behöver en effekt på 60 kW från värmeväxlaren för att få ut maxeffekt ur värmepumpen. Detta beror på att COP värdet på värmepumpen ligger på ca 3 vid årets kallaste period. Köldbärarsidan kommer att bestå av 30 % etanolblandning som åtminstone skall klara -17°C , vilket är kravet i en värmepump (Nordström, 2019). Utgångspunkten för temperaturerna vi har använt, är sjövattemperaturen som är $3,5^{\circ}\text{C}$ som kallast.

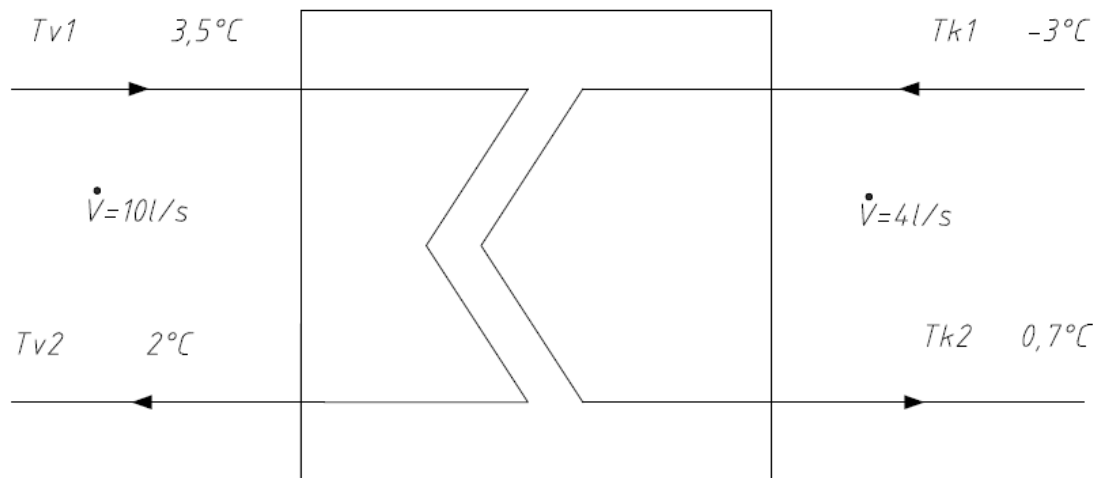
Vi har beaktat frysriskerna på vattensidan och vi vill inte kyla vattnet mer än $1,5^{\circ}\text{C}$. Se figur 8. Dessutom får vi en högre temperatur på köldbärarsidan, vilket även förbättrar värmepumpens verkningsgrad. Då blir vi istället tvungna att öka på flödet på vattensidan för att uppnå önskad effekt. Vi har valt att använda ett flöde på 10 l/s eftersom det är tillräckligt högt för att få ut önskad effekt med endast en temperatursänkning på $1,5^{\circ}\text{C}$. Det är även såpass lågt att det inte krävs allt för stor pumpeffekt.

Flödet på köldbärarsidan är redan givet för denna värmepumpsmodell, och ligger på 4 l/s vid maximal effekt. Värmeväxlaren borde dimensioneras så att köldbärarsidan skall vara så varm som möjligt så att vattensidan inte skall frysa samt för en högre verkningsgrad på värmepumpen.

7.2 Tillverkarens rekommendation

En tumregel i dimensionering av värmeväxlare är att man vill ha den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (LMTD) över 2°C . Detta beror på att dimensionerna och priserna på värmeväxlarna ökar mer än vad nyttan gör om LMTD underskrider 2°C (Carlberg, 2019).

Vi har tagit hjälp av Alfa Laval med att dimensionera värmeväxlaren. Med våra givna värden har de med hjälp av deras kalkyleringsprogram kunnat dimensionera den mest optimala värmeväxlaren för detta system. Resultatet kan ses i figur 8. I bilaga 1 (Carlberg, 2019) kan vi dessutom se tryckfallet över värmeväxlaren vid våra givna flöden.



Figur 8. Resultat av Alfa Laval's beräkningar.

Som man kan se i figur 8 så kommer det att handla om en medströmsväxlare eftersom det är mindre risk för frysning om temperaturerna skulle sjunka ytterligare (Carlberg, 2019).

Vi har även räknat med en nedsmutsningsgrad på 5 %. Tillverkaren rekommenderar även att flödet på 10 l/s på vattensidan hålls konstant för att förebygga eventuell nedsmutsning av värmeväxlarens ytor.

7.3 Kontrollberäkning

Vi har gjort kontrollberäkningar på LMTD (Alvarez, 1990):

$$LMTD = \frac{\vartheta' - \vartheta''}{\ln \frac{\vartheta'}{\vartheta''}}$$

Vid medströmsvärmewäxling gäller följande formler (Alvarez, 1990):

$$\vartheta' = tv1 - tk1$$

$$\vartheta'' = tv2 - tk2$$

Med värden från figur 7:

$$\vartheta' = 3,5^{\circ}\text{C} - (-3^{\circ}\text{C}) = 6,5^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta'' = 2^{\circ}\text{C} - 0,7^{\circ}\text{C} = 1,3^{\circ}\text{C}$$

Det ger oss:

$$LMTD = \frac{6,5^{\circ}\text{C} - 1,3^{\circ}\text{C}}{\ln \frac{6,5^{\circ}\text{C}}{1,3^{\circ}\text{C}}} = 3,23^{\circ}\text{C}$$

Som vi kan se i slutresultatet så ligger LMTD över 2°C och enligt tillverkaren finns det ingen risk för frysning, vilket betyder att det är fullt utförbart.

8. VAL AV VATTENPUMP

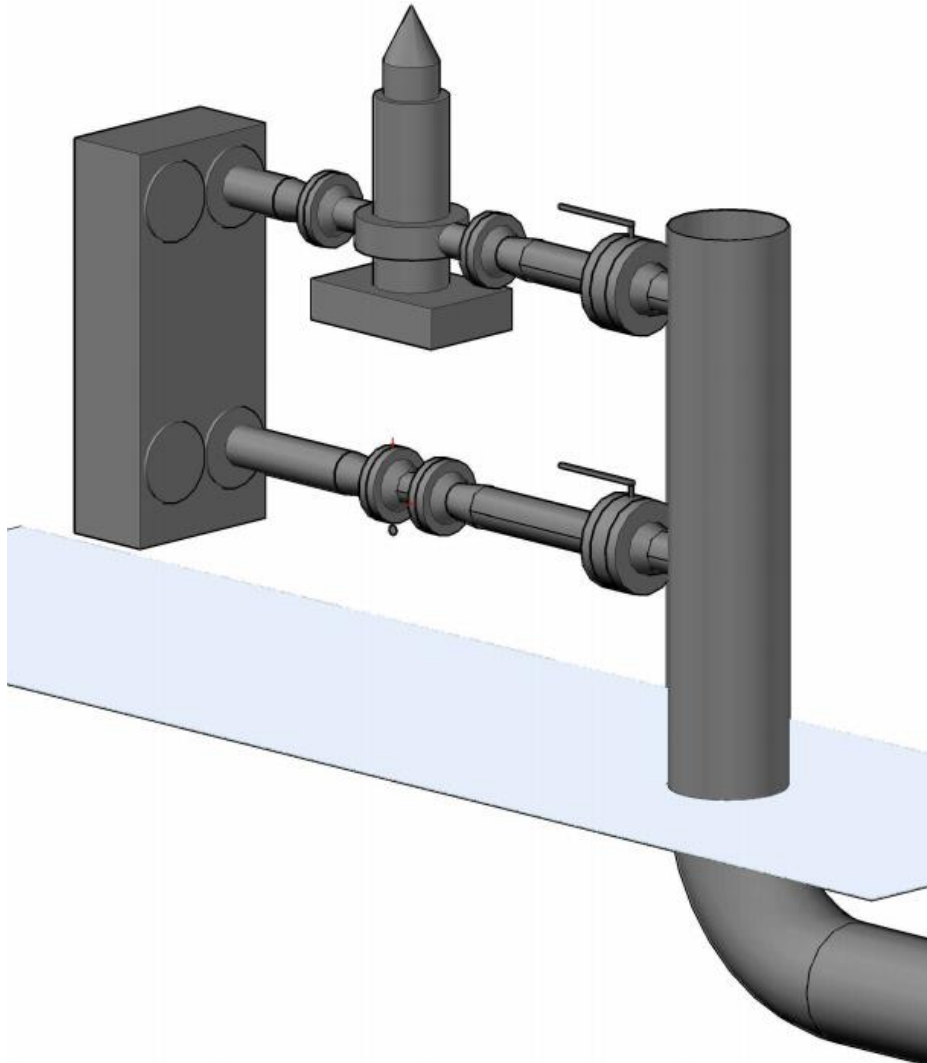
8.1 Komponenter på vattenkretsen

I och med att uppdragsgivaren har en ny pumpstation under planering, där utrustningen ska placeras, får de helt och hållet bestämma placeringen av utrustningen. Detta kommer att påverka längden på vattenkretsens rör.

Pumpstationens funktion grundar sig på att vattnet från Dalkarby träsk, rinner via ett rör in till en bassäng under den nya pumpstationen. Därifrån pumpas vattnet via ett grovt rör in till reningsverket. På vägen flödar vattnet genom ett filter med en grovlek på 0,1 mm.

Tanken är att ta en del av flödet efter filtreringen, och via en tryckhöjningspump leda vattnet via värmeväxlaren och sedan tillbaka till stammen där vattnet flödar vidare till reningsverket.

Enligt uppdragsgivaren kommer värmeväxlaren att placeras nära stammen, så att rörlängden till värmeväxlaren kan uppskattas till ca 1 m. Dessutom behövs inga rörkrökar. Se figur 9.



Figur 9. Skiss på värmväxlarens installation.

Anslutningarna på värmväxlaren är av typ DN 100. Följande komponenter som vi kan räkna med på vattenkretsen blir då:

- Vattenpump
- 2 st vridspjällsventiler
- 2 st förgreningar, DN 300 med ett DN 100 grenrör
- DN 100 vattenrör med längd på 1 m
- DN 80 flödesmätare
- 2 st reduceringar till flödesmätaren 110,3/80 mm
- 2 st reduceringar till pumpen 110,3/65 mm
- Värmväxlare

8.2 Beräkning av tryckfall

Som vi kan se i listan på komponenter, kommer vi att ha 4 olika diametrar i vår krets. I fortsatta beräkningar kommer vi att behöva de olika diametrarnas tvärsnittsareor **A**, samt vätskans hastighet **c**.

Som bekant räknas arean ut med formeln:

$$A = \frac{d^2 * \pi}{4}$$

Hastigheten räknas med formeln:

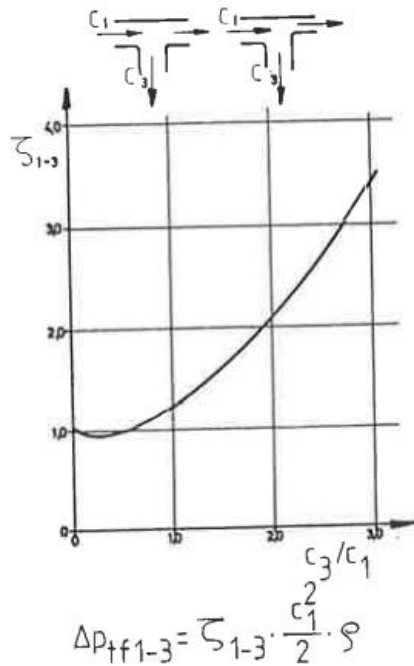
$$c = \frac{\dot{V}}{A}$$

Volymflödet \dot{V} räknar vi med 300 m³/h, vilket blir 0,0834 m³/s för DN 300 röret, och 0,01 m³/s för DN 100, 80 och 65. De olika storheterna för dessa rördiametrar kan vi se i tabell 1.

Tabell 1. De olika diametrarnas storheter.

DN	Rördimensioner [mm]	Hastighet [m/s]	Area [m²]
300	Ø317,9	1,050	0,079
100	Ø110,3	1,047	0,010
80	Ø80	1,989	0,005
65	Ø65	3,014	0,003

Teorin för att räkna ut tryckfallet i förgreningen som leder bort värmeväxlarens flöde från stammen ser ut som i figur 10.



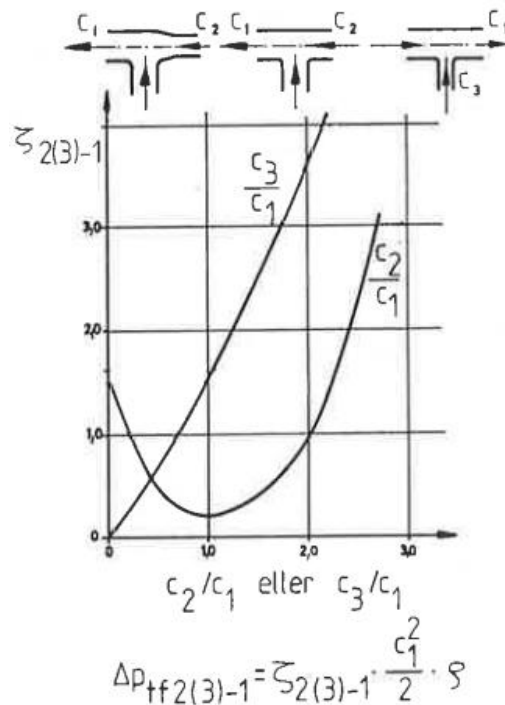
Figur 10. Teorin på förgrening som leder bort. (Alvarez, 1990)

c_1 står för DN 300 röret, och c_3 för DN 100 röret. c_3/c_1 blir då: $\frac{1,047 \frac{m}{s}}{1,05 \frac{m}{s}} = 0,997$.

Motståndskoefficienten ζ_{1-3} enligt figur 9, blir då 1,25. Densiteten ρ för vatten räknar vi med 1000 kg/m^3 . Tryckfallet Δp_{tf1-3} i denna förgrening blir då:

$$\Delta p_{tf1-3} = 1,25 * \frac{\left(1,05 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 689,06 \text{ Pa}$$

Teorin för den andra förgreningen som leder till stammen ser likadan ut, förutom att motståndskoefficienten är en annan. Se figur 11.



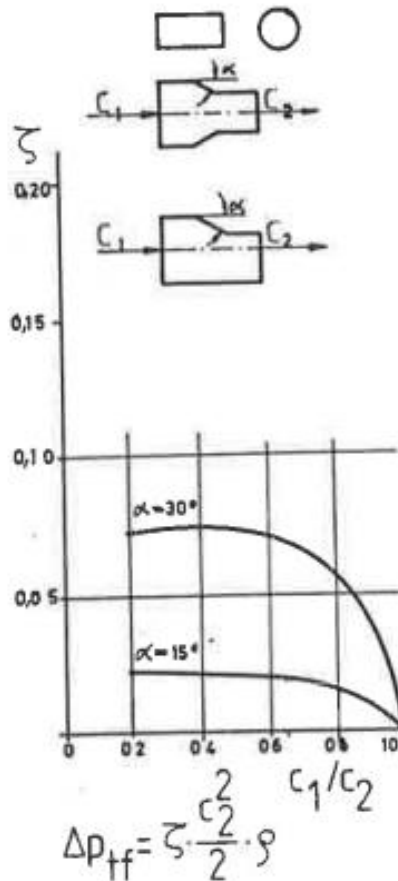
Figur 11. Teorin för förgrening som leder till. (Alvarez, 1990)

Motståndskoefficienten blir nu istället 1,55. Tryckfallet blir:

$$\Delta p_{tf3-1} = 1,55 * \frac{\left(1,05 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 854,44 Pa$$

Till nästa ska vi räkna ut tryckfallet som uppstår i reduceringarna till vattenpumpen samt flödesmätaren. Då diametern på vattenpumpens anslutningar är 65 mm, krävs en reducering på vardera sidan av pumpen. En som minskar diametern från 110,3 mm till 65 mm, och en som igen förstorar diametern tillbaka till 110,3 mm efter pumpen. Samma sak gäller för flödesmätaren, men då är det från 110,3 mm till 80 mm och vice versa.

Teorin är lite olika på om diametern på röret minskar eller förstoras i flödesriktningen. Vi kan börja med att räkna ut tryckfallet på de reduceringar som minskar diametern i flödesriktningen. Vi tar först reduceringen till vattenpumpen, alltså från diametern 110,3 mm till 65 mm. Teorin kan vi se i figur 12.



Figur 12. Teorin på reducering från större till mindre diameter. (Alvarez, 1990)

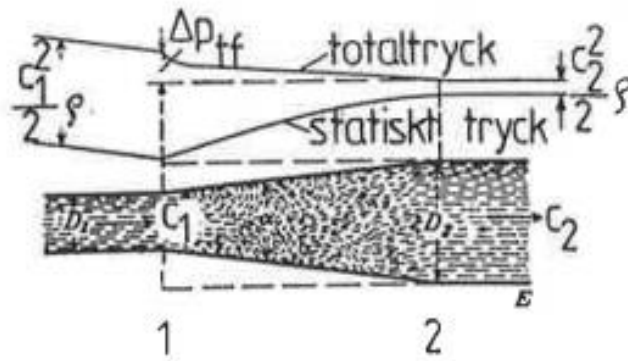
Storleken på vinkeln α , se figur 11, har vi tagit reda på från produktkataloger. Vinkeln α är $9,5^\circ$. Enligt Alvarez är lämpligaste vinkeln $15-30^\circ$. Om vinkeln är spetsigare ökar igen friktionsförlusterna i reduceringen. Därför väljer vi en vinkel mellan 15 och 30° . Förhållandet mellan c_1 och c_2 blir $0,347$ och då kan vi uppskatta motståndskoefficienten till $0,05$.

$$\Delta p_{tf\ 100-65} = 0,05 * \frac{\left(3,014 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 227,105 Pa$$

Samma teori gäller för reduceringen för diametrarna $110,3$ mm till 80 mm. Vinkeln α är samma. c_1/c_2 blir $0,526$ vilket ger en motståndskoefficient på $0,04$.

$$\Delta p_{tf\ 100-80} = 0,04 * \frac{\left(1,989 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 32,41 Pa$$

Då diametern ökar i flödesriktningen, gäller teorin som vi kan se i figur 13 och 14.

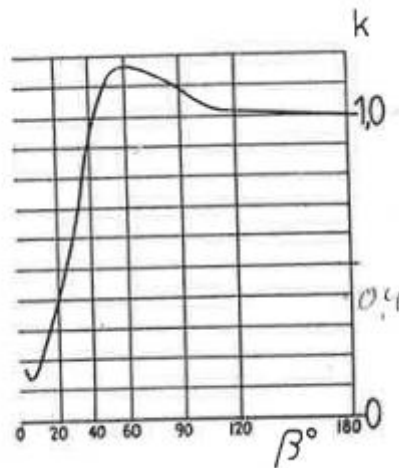


Figur 13. Successiv areaökning. (Alvarez, 1990)

Tryckförlusten då rörets diameter ökar, räknas ut med formeln:

$$\Delta p_{tf} = k * \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 * \frac{c_1^2}{2} * \rho$$

Om vinkeln α är $9,5^\circ$, då kommer vinkel β att bli 19° .



Figur 14. Bestämning av konstant vid konisk diffusor. (Alvarez, 1990)

Då vinkeln β är 19° , kommer k enligt figur 13 att bli 0,4. Vi börjar igen med reduceringen som kommer efter pumpen, alltså från diametern 65 mm till 110,3 mm.

$$\Delta p_{tf\ 65-100} = 0,4 * \left(1 - \frac{0,0033}{0,0096}\right)^2 * \frac{\left(3,014 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 782,45 Pa$$

Sedan diametern 80 mm till 110,3 mm med samma formel:

$$\Delta p_{tf\ 80-100} = 0,4 * \left(1 - \frac{0,005}{0,0096}\right)^2 * \frac{\left(1,989 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 181,67 Pa$$

I teorin för att räkna ut tryckförlusten i röret, kan vi samtidigt räkna med en motståndskoefficient för de båda vridspjällsventilerna. För att räkna ut tryckförlusten i rörledningen, använder vi formeln:

$$\Delta p_{tf\ rör} = \left(\lambda * \frac{l}{d} + \Sigma \zeta\right) * \frac{c^2}{2} * \rho$$

(Alvarez, 1990)

Friktionstalet λ beror på viskositet, vätskans hastighet, rörets diameter samt rörets ytråhet. Det kommer att bli rostfria rör vilka har en ytråhet på <0,03 mm. Diametern är 110,3 mm, hastigheten är 1,047 m/s och viskositeten för vatten på 4 °C är $1,57 * 10^{-6}$ m²/s. Se bilaga 3. Enligt bilaga 2 (Alvarez, 1990), får vi då ett friktionstal på 0,02. Motståndskoefficienten ζ för en fullt öppen vridspjällsventil är 0,2. (Alvarez, 1990)

Tryckförlusten i röret med två vridspjällsventiler blir då:

$$\Delta p_{tf\ rör} = \left(0,02 * \frac{1m}{0,1103m} + 0,4\right) * \frac{\left(1,047 \frac{m}{s}\right)^2}{2} * 1000 \frac{kg}{m^3} = 318,63 Pa$$

Vi har även ett tryckfall i värmeväxlaren som vi har uppgifter på från Alfa Laval (se bilaga 1). Detta tryckfall är 48,7 kPa vid ett flöde på 10 l/s. Vi har summerat alla tryckförluster så att vi vet det totala tryckfallet i systemet.

$$\begin{aligned} \Delta p_{tf\ tot} &= \Delta p_{tf\ 1-3} + \Delta p_{tf\ 3-1} + \Delta p_{tf\ 100-65} + \Delta p_{tf\ 100-80} + \Delta p_{tf\ 65-100} + \Delta p_{tf\ 80-100} \\ &+ \Delta p_{tf\ rör} + \Delta p_{tf\ värmeväxlare} = 52,085 kPa \end{aligned}$$

Vi kommer även att ha en liten statisk höjd i och med att anslutningarna på värmeväxlaren är på olika höjd. I bilaga 1 kan man se att vi har höjdskillnad på 0,719 m.

I och med att trycket och hastigheten vid inloppet och utloppet till vattenkretsen är samma, blir tryckbalansen att se ut på detta vis:

$$\Delta p_{pump} = \rho * g * (h_2 - h_1) + \Delta p_{tf\ tot}$$

$$\Delta p_{pump} = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * (-0,719m - 0m) + 52\ 085\ Pa = 45\ 031,61\ Pa$$

Vi har även räknat om detta till uppforderingshöjd i mVp.

$$H_{pump} = \frac{45\ 031,61\ Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2}} = 4,59\ mVp$$

8.3 Förslag på pump

Uppdragsgivaren hade ett förslag färdigt för oss, se bilaga 3, (Eriksson T. , 2019). Denna pump är överdimensionerad för detta system, då pumpen klarar av en uppforderingshöjd på 11,6 m vid ett flöde på 37,7 m³/h. Detta kan också vara en fördel då man kan spola ur värmeväxlaren med ett högt flöde för att förebygga nedsmutsning. Nackdelen är att pumpen får en sämre verkningsgrad.

Vi har även räknat ut den pumpeffekt vi skulle behöva för att behålla ett flöde på 10 l/s. För att räkna ut detta har vi uppskattat en pumpverkningsgrad på 0,55 för att vara på säkra sidan. Vi måste räkna ut pumpeffekten p.g.a. att vi inte kan avläsa den direkt. Vi har använt följande formel: (Alvarez, 1990)

$$P = \frac{P_{nyttig}}{\eta_{tot}} = \frac{\Delta p_{pump} * \dot{V}}{\eta_{tot}}$$

$$P = \frac{45\ 031,61\ Pa * 0,01 \frac{m^3}{s}}{0,55} = 0,82\ kW$$

9. FLÖDESREGLERING PÅ VATTNET

9.1 Nyttan med flödesreglering

Vi nämnde redan tidigare att Alfa Laval rekommenderade att man har ett konstant flöde för att förebygga nedsmutsning av värmeväxlaren. Trots detta är man intresserad av att sänka flödet för att spara på pumpeffekten under varmare perioderna av året. Om man bortser från nedsmutsningsrisken kan man sänka flödet ganska rejält under de varmare månaderna av året. Om man ser på den pumpeffekt det krävs, så inser man att det inte är några stora besparingar man gör, det är därför inte vettigt att sänka flödet så mycket som det är möjligt och riskera nedsmutsning och prestandaförlust.

9.2 Flödesregleringens påverkan

Utöver nedsmutsningsrisken har vi även frysrisk och negativ verkan på COP-värdet som kan påverkas av flödesregleringen. Vi har räknat ut hur lågt flöde man kan ha utan att man behöver vara rädd för frysrisk. Detta betyder ändå inte att vi vet när nedsmutsningen blir betydlig eller när COP- värdet blir sämre.

Faktorer som är betydande för flödet i vattenkretsen är effektbehovet och temperaturen på inkommande vattnet till värmeväxlaren. Dessa faktorer behöver inte gå hand i hand. D.v.s. om utetemperaturen plötsligt sjunker och flödet har reglerats på basen av vattentemperaturen, finns det en frysrisk i värmeväxlaren. En möjlighet kunde vara att hålla en konstant temperatur på utgående vattnet på vattensidan.

9.3 Resonemang kring erforderligt flöde

I och med att det är många faktorer som inverkar på flödesinställningen, så blir vi tvungna att förenkla problematiken. Vi väljer att hålla en konstant effekt på värmeväxlaren året om och räkna ut ett flöde som krävs för att hålla en utgående vattentemperatur på 2 °C. Samtidigt vill vi inte att temperaturerna på köldbäraren ska bli lägre.

Vi har använt programmet Excel och några formler för att experimentera fram utkommande vattnets samt köldbärarens temperaturer. Vid given inkommande vattentemperatur och vid givna flöden i värmeväxlaren, uppstår det en balans och de andra temperaturerna kan bestämmas då man vet värmeöverföringskoefficienten **k** för värmeväxlaren.

Värmeöverföringskoefficienten **k**, har vi räknat ut på basen av bilaga 1. Vi har räknat med en fast värmeövergångskoefficient. Detta gör att beräkningen blir inexakt p.g.a. att värmeövergångskoefficienten är olika beroende på temperaturer och flöden. Men beräkningen blir ändå riktgivande. Vi har ju dessutom marginal då vi räknar med en full effekt på 60 kW året om.

9.4 Värmeväxlarens k-värde

Vi hade under kapitel 8.3 räknat ut LMTD. Då vi känner till LMTD, effekten och storleken på den värmeöverförande ytan **A**, kan vi räkna ut värmeväxlarens **k**-värde med hjälp av formeln: (Alvarez, 1990)

$$P = k * A * LMTD$$

A=12,72 m² (se bilaga 1)

LMTD=3,23 °C

P=60 kW

$$k = \frac{60kW}{12,72m^2 * 3,23°C} = 1,46 \frac{kW}{m^2°C}$$

9.5 Simulering av flöde i Excel

Vi kan med följande formel räkna ut förhållandet mellan differenserna på värmeväxlarens inkommande respektive utkommande temperaturer. (Alvarez, 1990)

$$\frac{T_{v1} - T_{k1}}{T_{v2} - T_{k2}} = e^{\frac{k*A}{\dot{m}_v*c_{vv} \left(1 + \frac{\dot{m}_v*c_{vv}}{\dot{m}_k*c_{vk}}\right)}}$$

\dot{m}_v = massflöde vatten

\dot{m}_k = massflöde köldbärare

c_{vv} = specifik värmekapacitet vatten

c_{vk} = specifik värmekapacitet köldbärare

T_{v1} = temperatur på vatten till värmeväxlare

T_{v2} = temperatur på vatten från värmeväxlare

T_{k1} = temperatur på köldbärare till värmeväxlare

T_{k2} = temperatur på vatten från värmeväxlare

Exempel:

Vi prövar ett massflöde på 2,9 kg/s på vattensidan då inkommande vattentemperatur är 7 °C:

$$\frac{T_{v1} - T_{k1}}{T_{v2} - T_{k2}} = e^{\frac{1,46 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C} * 12,72 m^2}{2,9 \frac{kg}{s} * 4,21 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}} \left(1 + \frac{2,9 \frac{kg}{s} * 4,21 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}{3,86 \frac{kg}{s} * 4,15 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}} \right)} = 14,59$$

Vi vet också att:

$$T_{v2} = T_{v1} - \frac{P}{\dot{m}_v * c_v}$$

$$T_{v2} = 7^\circ C - \frac{60 kW}{2,9 \frac{kg}{s} * 4,21 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}} = 2,08^\circ C$$

T_{v2} är nu tillräckligt nära 2 °C som vi strävade efter. Ytterligare vet vi att:

$$T_{k1} = T_{k2} - 3,7^\circ C$$

(se bilaga 1)

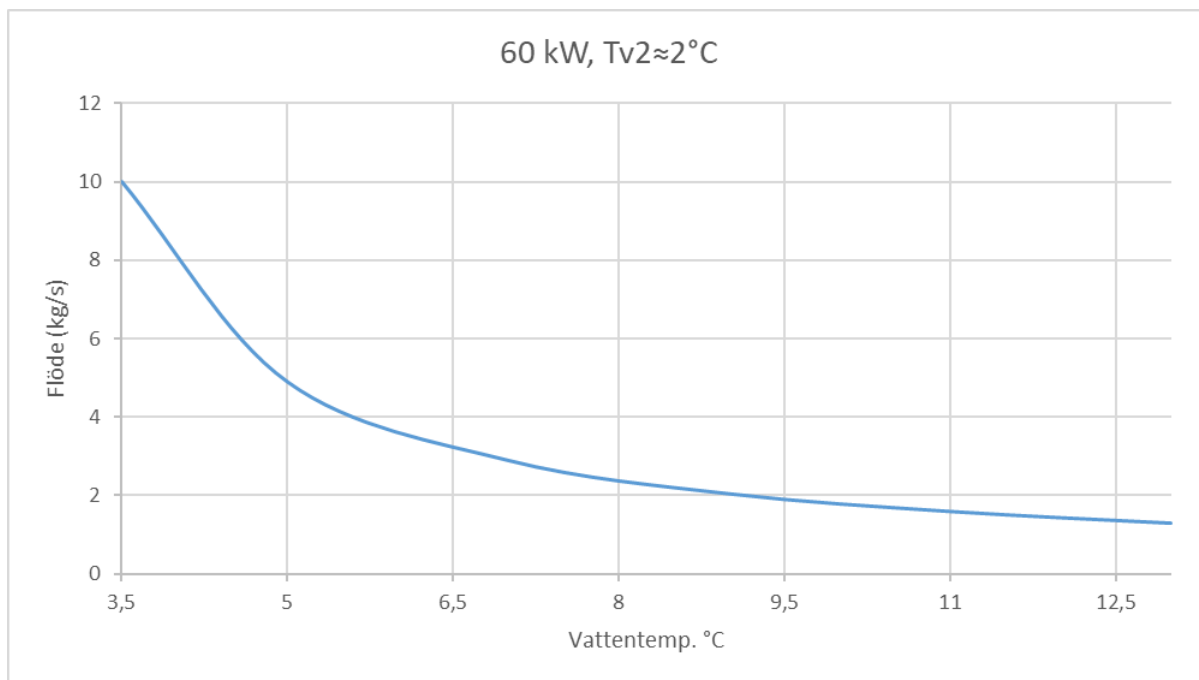
Med dessa temperaturer får vi då:

$$\frac{T_{v1} - T_{k1}}{T_{v2} - T_{k2}} = \frac{7^\circ C - T_{k2} - 3,7^\circ C}{2,08^\circ C - T_{k2}} = 14,59$$

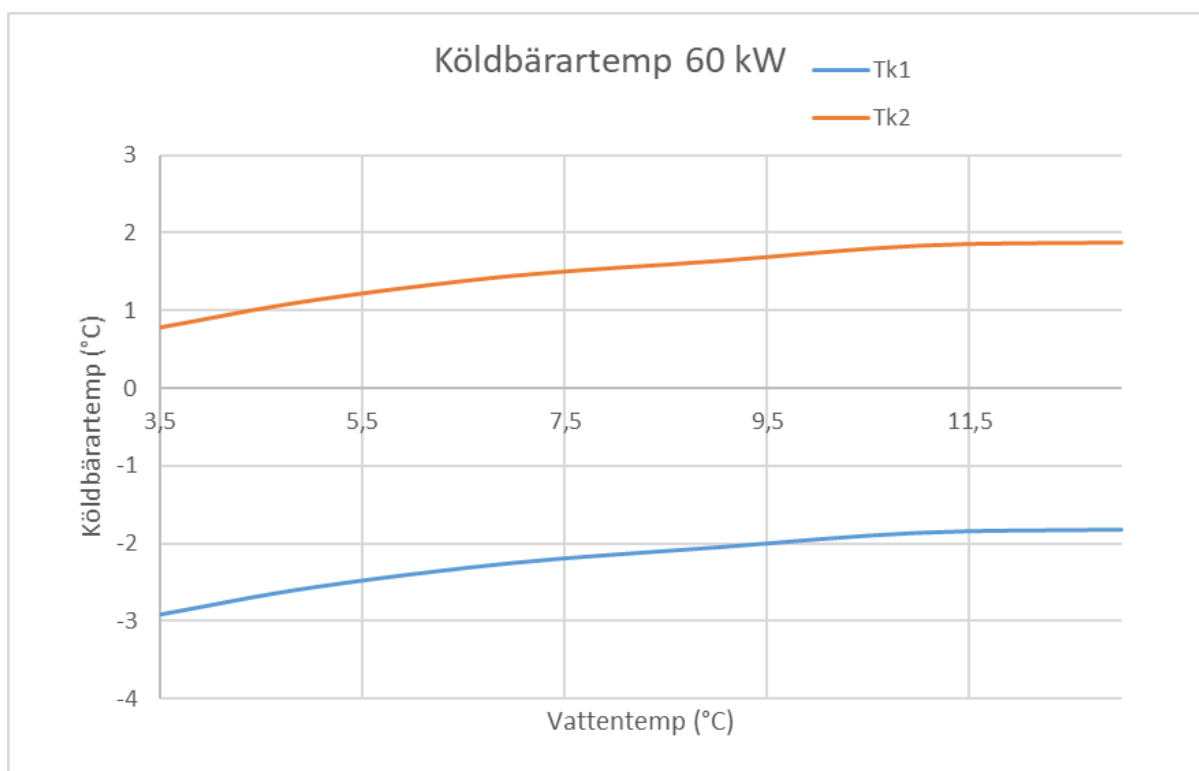
$$T_{k2} = \frac{14,59 * 2,08^\circ C - 7^\circ C - 3,7}{14,59 - 1} = 1,45^\circ C$$

T_{k2} är som vi tidigare nämnt 3,7 °C varmare än T_{k1} , d.v.s. T_{k1} blir i detta exempel -2,25 °C.

Vi har sammanställt i figur 15 och 16 vattenflödet samt köldbärarens temperaturer med avseende på inkommande vattentemperatur.



Figur 15. Erforderligt vattenflöde för att behålla en effekt på 60 kW vid olika vattentemperaturer.



Figur 16. Köldbärarens temperaturer då flödet regleras enligt figur 14.

Som vi kan se, minskar risken en aning för frysning i och med att köldbärartemperaturerna stiger även om vi tar full effekt på 60 kW genom värmeväxlaren.

9.6 Optimerad flödesreglering

På Ålands Vatten vill man ha ett automatiskt reglerat flöde. Man skulle kunna tänka sig att använda kurvan i figur 15 som en förinställning. Dock måste man ha ett minimiflöde som ligger högre än vad kurvan beskriver vid de varmare temperaturerna. T.ex. ett flöde på 4 eller 5 l/s för att förebygga nedsmutsning. Minimiflödet måste experimenteras fram. Man skulle också kunna ställa in pumpautomatiken till att pumpa ett fullt flöde genom värmeväxlaren med jämna tidsintervall för att spola ut eventuella orenheter.

Då kurvan i figur 15 endast är ett riktvärde, ska de gå att justera kurvan själv för att få en optimal energibesparing. Den effekt man sparar in på vattenpumpen genom att sänka vattenflödet, får inte bli mindre än den effekt som kommer till på värmepumpen då vattenflödet sänks. För att kunna läsa av effekten på värmepumpen måste man installera en effektmätare eftersom värmepumpen inte har en sådan ursprungligen. I och med att det måste installeras en frekvensomriktare till vattenpumpen kommer man att kunna avläsa effekten från den.

Genom ett minskat vattenflöde kommer värmepumpens effektbehov att öka i och med att köldbärarens temperaturer sjunker och därmed minskar värmepumpens COP-värde.

10. SÄKERHETSFUNCTIONER

Vi kommer endast att nämna några praktiska säkerhetsfunktioner och kommer inte att gå in på automatik och inkoppling eftersom vi inte har kunskap i detta område.

10.1 Vid läckage

Vi har funderat på säkerhetsfunktioner ifall ett eventuellt läckage skulle uppstå. Vi har resonerat så, att eftersom det kommer vara ett övertryck på ungefär 1,5 bar på vattenkretsen, skulle man ha ett lite lägre tryck på köldbärarsidan, på det viset skulle vattnet läcka in i köldbärarkretsen snarare än tvärtom. Nackdelen är då att köldbärarkretsen kräver ett övertryck för att inte köldbärarpumpen skall kavitera. Risken är då att vi inte har tillräckligt stor tryckskillnad mellan vattenkretsen och köldbärarkretsen. Tanken är då att ha ett tryckalarm på köldbärarsidan som skulle stänga anläggningen om trycket på köldbärarsidan börjar närma sig trycket på vattensidan. Problem kan uppstå vid eventuella driftsvariationer och anläggningen kan stängas av vid oönskade tillfällen.

Ett annat alternativ skulle vara att köra med ett högre tryck i köldbärarkretsen och ha ett lågtrycksalarm istället. På så vis får man en större marginal eftersom man kan ha ett max tryck på 6 bar i köldbärarkretsen. Nackdelen är att vid eventuellt läckage försvinner köldbäraren ut i vattenkretsen. Man måste då också tänka på att använda ett högre gränsvärde än 1,5 bar då vattenpumpen höjer trycket före värmeväxlaren med 45,2 kPa. Lågtrycksalarmet skulle då kunna lösa ut vid ca 2 bar.

Detta är någonting man får testa i praktiken men det tidigare alternativet är att föredra. Om det visar sig att det tidigare alternativet inte fungerar kan man invertera tryckswitcharna på värmepumpen så att de stänger av vid lågt tryck istället för högt. (Nordström, 2019).

Vid eventuellt läckage, skall tryckgivaren ge signal till värmepumpen som stannar, vattenpumpen får sin signal från värmepumpen och stannar även den. Dessutom kan man ha motordrivna avstängningsventiler till vattenkretsen som isolerar systemet vid driftstopp.

10.2 Vid störning på vattenkretsen

Det är även viktigt att ha en säkerhetsfunktion ifall flödet skulle gå under bör-värdet på vattenkretsen. Detta skulle kunna bero på isbildning i värmeväxlaren eller nedsmutsning av

plattorna i värmeväxlaren. Om flödet är för lågt och värmepumpen fortfarande kör med högeffekt är risken för frysning stor. Därför bör man ha en flödesmätare på vattenkretsen som ger signal till värmepumpen så att den stannar innan frysning uppstår i värmeväxlaren.

11. LÖNSAMHET

11.1 Driftskostnad

Ett uppvärmningssystem medför ingen direkt vinst, så vi kommer att jämföra kostnaden för att driva det nya uppvärmningssystemet med kostnaden för att fortsätta använda det befintliga. Då vi inte har uppgifter på en ekonomisk livslängd på den nya anläggningen, kommer vi att jämföra den totala kostnaden på de båda anläggningarna under 5, 10 och 15 år.

Vi kommer att använda oss av nuvärdemetoden för att räkna ut vad den totala kostnaden blir under ovannämnda tidsperioder. För att räkna ut den totala kostnaden enligt nuvärdemetoden, finns det en färdig formel:

$$K_{(t_0)} = \frac{k_{(t_1)} \text{år}}{\ln\left(\frac{P}{Q}\right)} * \left(1 - \left(\frac{P}{Q}\right)^{-(t_2-t_1)}\right) * P^{t_0-t_1}$$

$$P = 1 + 0,01 * \frac{p}{\%/\text{år}}$$

$$Q = 1 + 0,01 * \frac{q}{\%/\text{år}}$$

p = företagets kalkylräntefot

P = företagets kalkylräntefaktor

q = årlig prisökning på el eller brännolja

Q = pridfaktor för el eller brännolja

K(t₀) = nuvärdet för återkommande kostnader, alltså betalningsströmmar

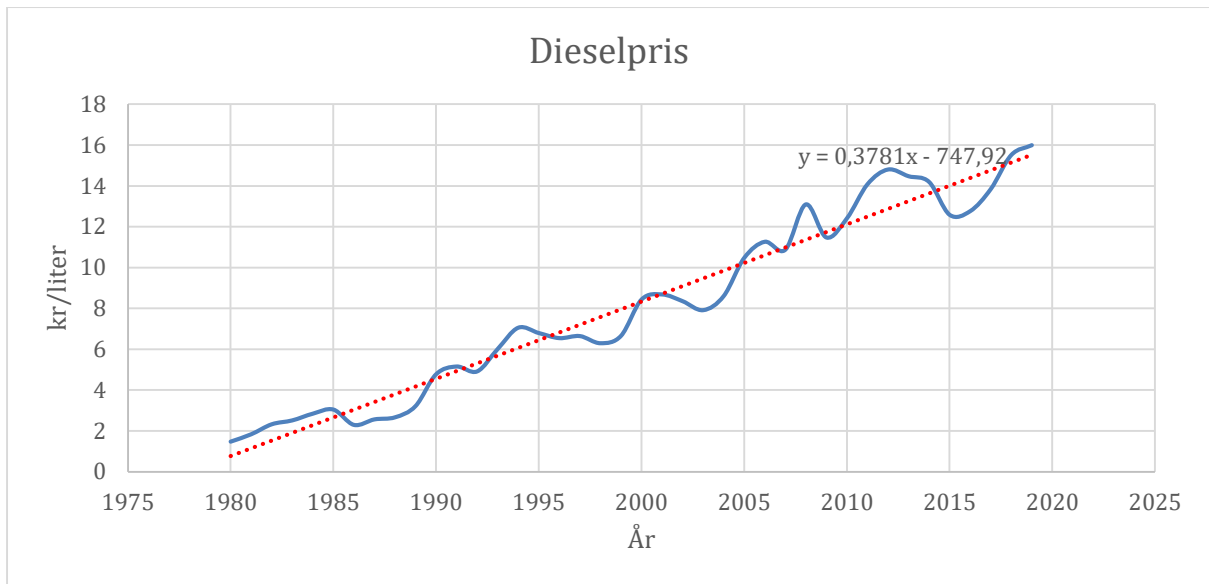
k = årlig kostnad

t₀ = tidpunkt för nuvärdesberäkningen

t₁ = starttidpunkt för beräkningen

t₂ = sluttidpunkt för beräkningen

För att kunna göra en uppskattning på hur oljepriset kommer att öka under de kommande åren, har vi hittat statistik på prisförändringen på diesel under de senaste 40 åren. Se figur 17. Dessa priser gäller i Sverige, men vi antar att samma förändring kommer att ske här.



Figur 17. Prisförändring under de senaste 40 åren. (Svenska Petroleum & Biodrivmedelinstitutet, 2019)

Som vi kan se i figur 17 har priset i medeltal stigit med 0,3781 kr/år. I förhållande till dagens pris på 16 kr/liter, blir det då en procentökning på 2,4 %. Detta är en felaktig metod då man vill bestämma en prishöjning i procent per år. En höjning i procent per år innebär en exponentiell höjning av oljepriset, men statistiken under de senaste 40 åren beter sig linjärt. Men prishöjningen blir i varje fall riktgivande.

För att få reda på elens långsiktiga prisökning, har vi frågat Ålands Elandelslag, om en rimlig uppskattning. De svarade att vi kan räkna med en prisökning på 5 %. (Bolin, 2019)

Vi har gjort ett räkneexempel på vad uppvärmning med den nuvarande oljepannan kostar på en 5 års period. Vi började med att räkna ut Q med formeln som vi nämnt ovan.

$$Q_{olja} = 1 + 0,01 * \frac{2,4 \frac{\%}{\text{år}}}{\frac{\%}{\text{år}}} = 1,024$$

Vårt Q_{olja} alltså prisfaktorn för brännolja är då 1,024.

Vi har även gjort motsvarande för elen.

$$Q_{el} = 1 + 0,01 * \frac{5 \frac{\%}{\text{år}}}{\frac{\%}{\text{år}}} = 1,05$$

Vi har räknat räntefaktorn **P** som 1 eftersom företaget inte använder någon kalkylräntefot. Om vi då tar hela oljeförbrukningen under 2018, se bilaga 4 (Eriksson T. , 2019), blir **K(t0)** för brännolja under en 5 års period:

$$K_{(t_0 \text{ olja})} = \frac{24\,782,96\text{€}}{\ln\left(\frac{1}{1,024}\right)} * \left(1 - \left(\frac{1}{1,024}\right)^{-5}\right) = 131\,561\text{€}$$

Oljeförbrukningen för augusti och september 2018 är uppskattade från 2017 eftersom det var besiktning på oljepannan under dessa månader och därför en orimligt låg förbrukning.

11.2 Elförbrukning nya systemet

Vi har räknat ut elförbrukningen på nya systemet baserat på bränsleförbrukningen och kWh på oljepannan år 2018. Vi har beaktat COP och lagt till vattenpumpen och en ny varmvattenberedares kWh till den totala förbrukningen på det nya systemet. I och med att varmvattenförbrukningen är liten, har vi uppskattat att energiförbrukningen för varmvattnet blir ungefär lika stor som i en villa, alltså 5000 kWh (E-klok.se, 2019). Dessutom kan det tillkomma en extra elförbrukning i och med att elpannan kan behövas då det är som kallast och framledningsvattnet kan behöva värmas till över 55°C. Om det skulle visa sig att vattentemperaturen inte inverkar på uppvärmningseffekten så mycket som vi trott, kommer vi få ett större effektbehov och elpannan kommer behöva hjälpa till. Vi har uppskattat att elpannan kan behöva hjälpa till med 15 kW kontinuerligt under 10 dygn under februari månad. Avtalet på elen Ålands Vatten AB har med Ålands Elandelslag, är av typen effekttariff, se bilaga 5 (Ålands Elandelslag, 2018). I Ålands vattens fall har de en huvudsäkning på 3 x 480 A med lågspänningsmätning, vilket betyder att de är storförbrukare och går enligt specialtariff för storförbrukare.

På basen av bränsleförbrukningen år 2018 har vi uppskattat uppvärmningsenergin per månad. För att förenkla uträkningen har vi räknat med en konstant effekt för värmepumpen hela månaden. Elenergimängden har vi sedan delat upp eftersom det är olika pris för elen beroende på månad och tid på dygnet, se bilaga 6. Toppeffekten är uppskattad under de månader som man betalar för toppeffekten. Likaså är COP uppskattat för de varmare månaderna eftersom vi inte har några siffror på detta. Den reaktiva effektavgiften kan vi

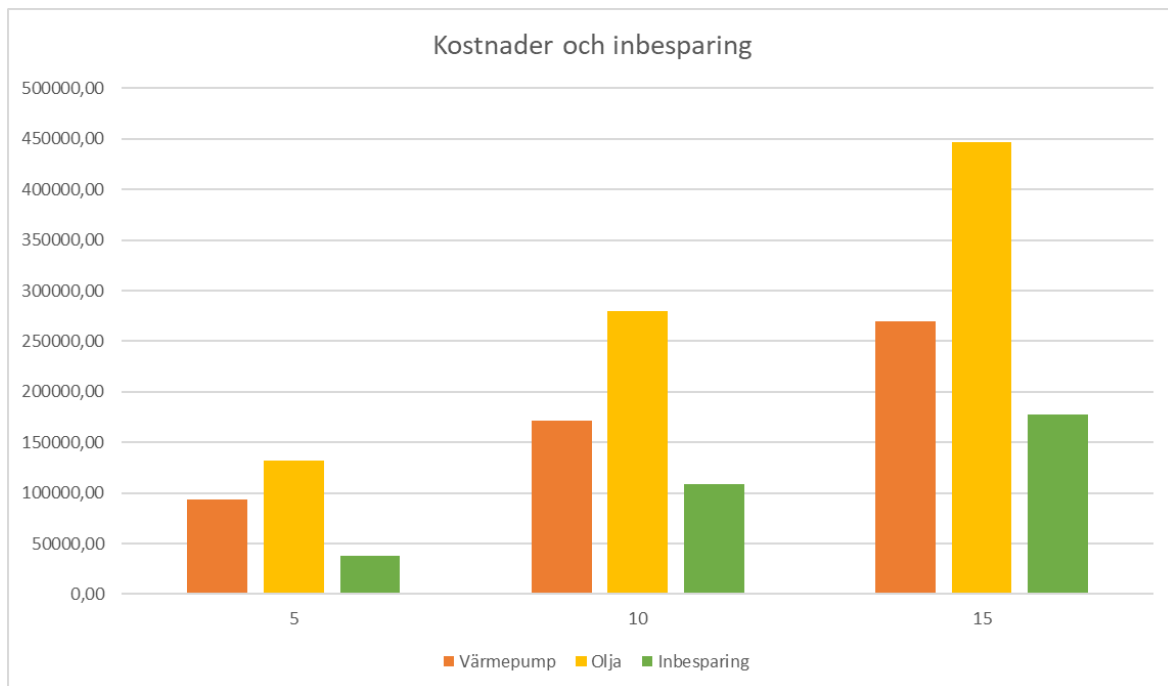
bortse från eftersom Ålands vatten kompenserar bort denna. Dessutom tillkommer elskatt enligt klass 2 i bilagan.

Vi har gjort en likadan uträkning för elförbrukningen som vi gjorde med bränsleförbrukningen.

$$K_{(to\ el)} = \frac{10\ 654,61\text{€}}{\ln\left(\frac{1}{1,05}\right)} * \left(1 - \left(\frac{1}{1,05}\right)^{-5}\right) = 60\ 333,3\text{€}$$

11.3 Ekonomisk lönsamhet

När vi sedan jämför driftskostnaden på oljepannan och jämför det med det nya systemet kan vi se en lönsamhet med det nya systemet. Vi har gjort ett diagram på kostnaden för de båda systemen och inbesparingen på 5, 10 och 15 år. Hur den kostnaden är fördelad kan tydligare ses i tabell 2.



Figur 18. Driftskostnader och inbesparing under olika tidsspann.

I totala kostnaden för värmepump är även investeringen medräknad. Leverantörerna vill att vi håller priserna hemliga. Ålands vatten har uppskattat ett värde på rör, el och automation i och med att de själva har tänkt installera detta. I totala investeringskostnaden ingår:

- Värmeväxlare
- Värmepump
- Ackumulatortank
- Varmvattenberedare
- Installation

Den totala summan av dessa investeringar blir då 33660€.

Tabell 2. Kostnader vid olika tidsspann.

Olja	5 år	10 år	15 år
Investering(€)	0	0	0
Drift $K_{(t0\text{olja})}$ (€)	131 561,09	279 685,72	446 459,22
Totalt (€)	131 561,09	279 685,72	446 459,22

Värmepump	5 år	10 år	15 år
Investering(€)	33660	33660	33660
Drift $K_{(t0\text{el})}$ (€)	60 333,33	137 335,64	235 612,28
Totalt (€)	93 993,33	170 995,64	269 272,28

Vi har beräknat återbetalningstiden på investeringen enligt formeln:

$$\text{återbetalningstid} = \frac{\text{Investeringens konstnad}}{\text{Oljekostnad/år} - \text{Elkostnad/år}}$$

$$\text{återbetalningstid} = \frac{33\,660\text{€}}{24\,782,96\frac{\text{€}}{\text{år}} - 10\,654,61\frac{\text{€}}{\text{år}}} = 2,38\text{ år}$$

Återbetalningstiden blir alltså 2,4 år.

11.4 Miljöpåverkan

Vi har bestämt koldioxidutsläppet för år 2018 baserat på oljeförbrukningen. Vi ska jämföra detta tal med koldioxidutsläppet som värmepumpens samt kringutrustningens uppskattade elförbrukning skulle ge för ett år med motsvarande temperaturer.

Mängden koldioxid för brännolja eller diesel, räknar vi med 2,64 kg CO₂/liter. (Ecoscore, 2019)

År 2018 förbrukades 30 039,95 liter brännolja. Det skulle då ge ett CO₂-utsläpp på:

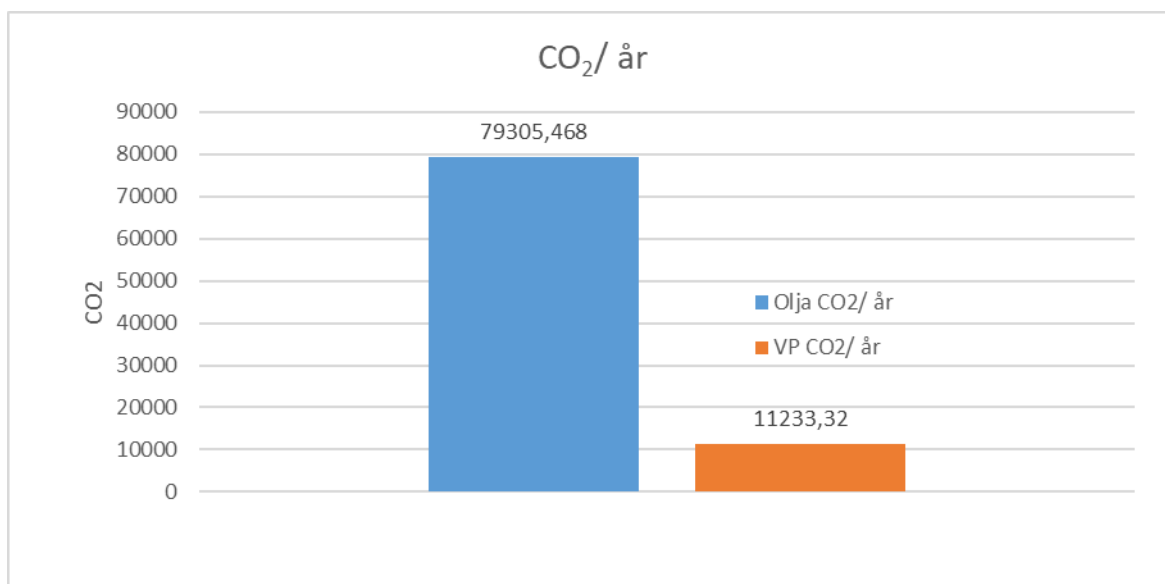
$$30\,039,95 \text{ liter} * 2,64 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{liter}} = 79\,305,5 \text{ kg CO}_2$$

Elförbrukningen vid ett liknande år skulle ligga på 83 949 kWh. Av denna energimängd består 41,9 % av fossil kraft med ett CO₂-utsläpp på 289,67 g CO₂/kWh. (Ålands Elandelslag, 2018)

Alltså:

$$92\,553,03 \text{ kWh} * 0,419 * 0,28967 \frac{\text{kg CO}_2}{\text{kWh}} = 11\,233,32 \text{ kg CO}_2$$

Resultatet kan vi se i figur 19.



Figur 19. Skillnad på CO₂-utsläpp mellan olja och värmepump.

Det handlar om en minskning på 68 072 kg CO₂ per år med det nya systemet.

12. SLUTSATS

Vi har kunnat konstatera att detta system som vi har skrivit om kommer att fungera och skona miljön avsevärt. De problem som vi var rädda för i början, d.v.s. att vattnet skulle frysa i värmeväxlaren behöver vi enligt Alfa Laval inte vara bekymrade för. Risken för kontaminering av råvattnet har vi minimerat så gott det går med olika säkerhetsåtgärder. Säkerhetsåtgärderna innefattar köldbärare som är klassad för livsmedelsindustri, värmeväxlare med dubbla plattor, automation för avstängning av systemet vid läckage och avstängningsventiler.

Medan vi har jobbat på detta projekt, har vi tänkt på vissa problem som kan uppstå. Ett problem kan vara det gamla ventilationsaggregatet som skall förvärma luften. Detta aggregat är konstruerat för en framledningstemperatur på 70°C. Värmepumpen ger en max temperatur på 55°C. Detta kan resultera i att aggregatets frysskydd utlöser och aggregatet stängs ned. Problemet kan åtgärdas med att förnya aggregatet eller toppa framledningstemperaturen med elpannan som redan finns till förfogande. Att spetsa med elpannan kan leda till att returtemperaturen blir så varm att värmepumpen drar ner på effekt och elpannan tar över mer än vad som önskas. Detta är en onödig elkostnad. Man kan ta systemets returvatten direkt till värmepumpen istället för att ta returen via ackumulatortanken till värmepumpen. På detta vis är man säker på att man alltid får det kallaste vattnet i retur till värmepumpen. Returvattnet får maximalt bli 50°C. (Nordström, 2019)

Om dessa problem kommer att ske får framtiden visa eftersom det är omöjligt att på förhand veta detta. Samma gäller vattenflödet till värmeväxlaren, man får pröva sig fram under drift för att se hur lågt flöde man kan ha utan att värmeväxlaren drabbas av nedsmutsning. Dock bör man inte gå under våra riktgivande värden då det finns risk för frysning.

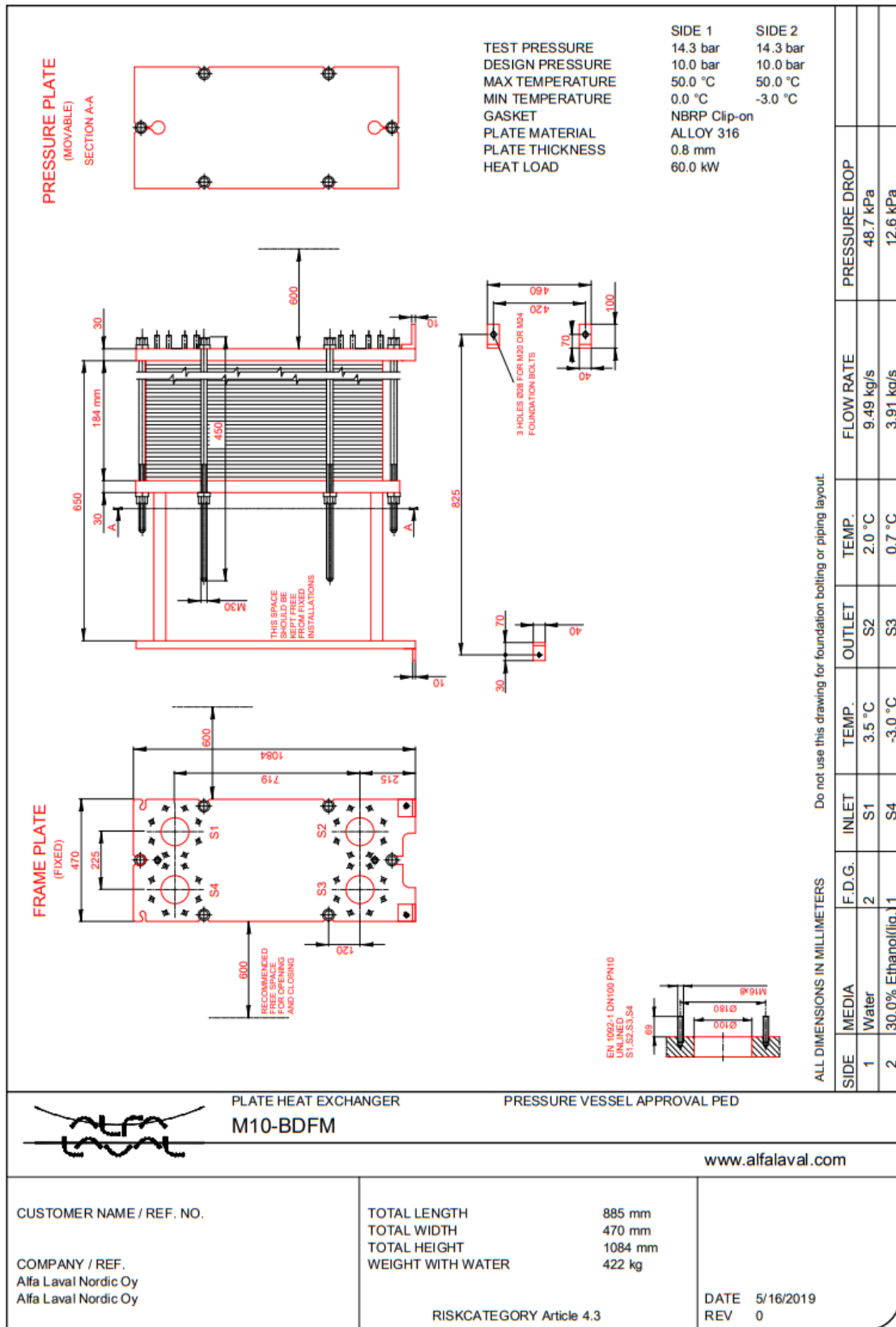
Överlag om systemet fungerar finns det goda möjligheter att spara både på miljö och ekonomi.

KÄLLOR

- Alvarez, H. (1990). *Energiteknik*. Studentlitteratur.
- Björklund, S. (2019). Projektör, VVS Kylcenter Ab. (K. Enqvist, & R. Himmelroos, Intervjuare)
- Bolin, J. (2019). Ekonomichef, Ålands Elandelslag. (R. Himmelroos, & K. Enqvist, Intervjuare)
- Carlberg, P. (2019). Senior sales engineer Alfa Laval. (K. Enqvist, & R. Himmelroos, Intervjuare)
- Ecoscore. (2019). *How to calculate the CO2 emission from the fuel consumption?* From Ecoscore: <http://ecoscore.be/en/info/ecoscore/co2>
- E-klok.se. (2019). *Elförbrukning i en genomsnittlig villa respektive lägenhet*. From Energirådgivaren för E-klok.se: <http://www.energiradgivaren.se/2011/09/elforbrukning-i-en-genomsnittlig-villa-respektive-lagenhet/>
- Eriksson, M. (2019). Miljöskyddsinspektör. (R. Himmelroos, & E. Klas, Interviewers)
- Eriksson, T. (2019). Driftchef på Ålands Vatten Ab. (R. Himmelroos, & K. Enqvist, Intervjuare)
- Fluid Dynamics Pty Ltd. (2018). *gasketted-fail-safe*. From Fluid dynamics integrity: <http://fluidynamics.com.au/double-tube-heat-exchangers/gasketted-fail-safe/>
- Motiva Oy. (2010). *Energieffektivitetsavtalen*. From Motiva: http://www.motiva.fi/files/3206/Branslens_varmevarden_verkningsgrader_och_koefficienter_for_specifika_utslapp_av_koldioxid_samt_energipriser.pdf
- Nordström, A. (2019). Product manager Thermia. (K. Enqvist, & R. Himmelroos, Intervjuare)
- Svenska Petroleum & Biodrivmedelinstitutet. (2019). *Statistik*. From SPBI: <https://spbi.se/statistik/priser/>
- Ålands Elandelslag. (2018). *Elens ursprung*. From ÅEA: <https://www.el.ax/elenergi/elens-ursprung/>
- Ålands Elandelslag. (2018). *Tariffhäfte*. From ÅEA: <https://www.el.ax/wp-content/uploads/2018/04/Tariffhafte-2018-01-01.pdf>

BILAGOR

- Bilaga 1 Alfa Laval värmeväxlare
- Bilaga 2 Tabell över friktionstal λ
- Bilaga 3 Pumpkurva för vattenpump
- Bilaga 4 Oljeförbrukning 2018
- Bilaga 5 Effekttariffer
- Bilaga 6 Elförbrukningskalkyl



Technical specification

Gasketed Plate Heat Exchanger



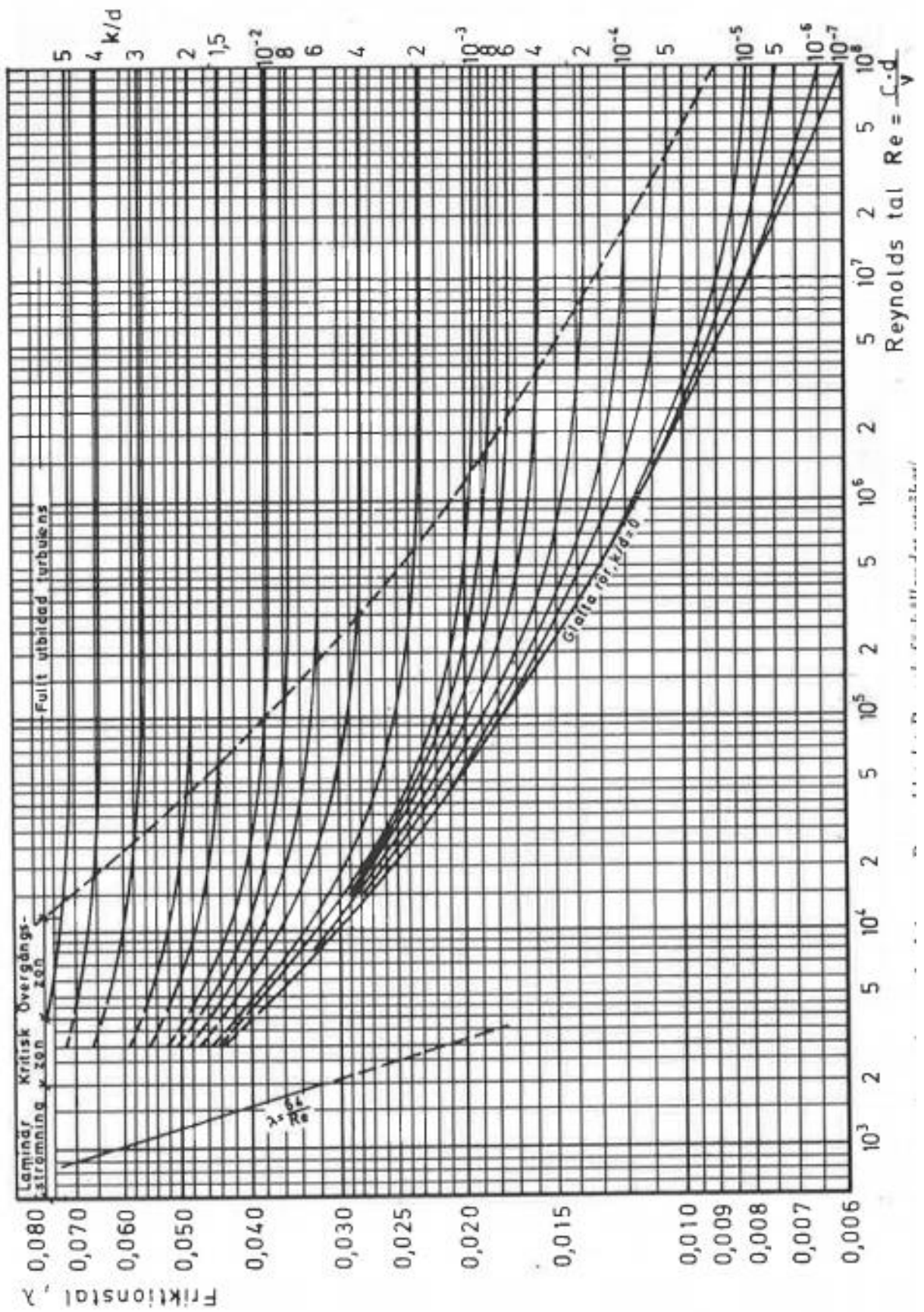
Project ref: Alfa Laval Nordic Oy
 Line ref:
 Model: M10-BDFM
 No of units: 1

Page: 1(2)
 Date: 16.05.2019

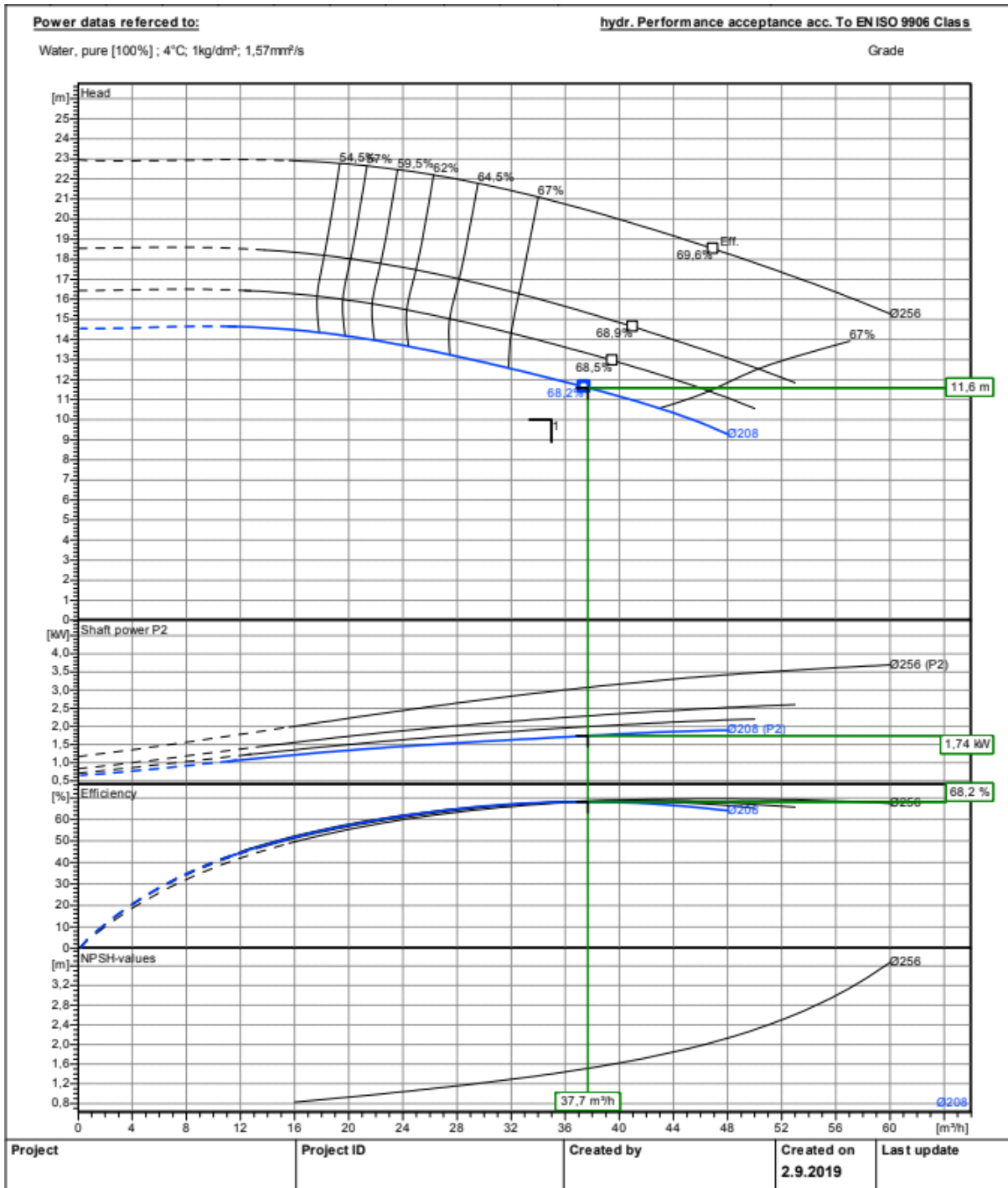
		Hot side	Cold Side
Fluid:		Water	30.0% Ethanol(liq.)
Density:	kg/m ³	1 001,5	964,0
Specific heat capacity:	kJ/(kg*K)	4,21	4,15
Thermal conductivity:	W/(m*K)	0,575	0,394
Viscosity inlet:	cP	1,5896	8,2347
Viscosity outlet:	cP	1,6663	6,5830
Mass flow rate:	kg/s	9,49	3,91
Inlet temperature:	°C	3,5	-3,0
Outlet temperature:	°C	2,0	0,7
Pressure drop:	kPa	48,7	12,6
Heat exchanged:	kW		60,0
LMTD:	K		3,2
Heat transfer area:	m ²		12,72
Relative directions of fluids:			Cocurrent
Effective margin:	%		5,0
Connection positions and flow directions:		S1 -> S2	S3 <- S4
Connections: S1,S2,S3,S4		FLANGE EN 1092-1 DN100 PN10 Unlined	
Number of passes:		1	1
Design pressure (MAWP):	bar	10,0	10,0
Test pressure:	bar	14,3	14,3
Design temperature max:	°C	50,0	50,0
Design temperature min (MDMT):	°C	0,0	-3,0
Channel Arrangements:		1*27H	1*27H
Pressure vessel code:			PED
PED Category:			Article 4.3
Fluid danger group:		No Danger	Dangerous
Has risky vapour pressure:		No	No
Number of plates:			55
Nominal A-dimension:	mm		184
Extension capacity:			0 plates
Plate material/thickness:			ALLOY 316/0,8 mm
Gasket material and attachment:		NBRP Clip-on	NBRP Clip-on
Approx. unit dimension (L x W x H)	mm	885 x 470 x 1 084	
Net weight, empty / operating:	kg	385 / 421	
Weight full of water:	kg	422	
Type of package:		PLYWOOD BOX OCEAN LYING	
Packed length x width x height:	mm	1 145 x 600 x 1 180	
Packed volume:	m ³	0,811	
Packed weight:	kg	428	

The performance of the equipment is conditioned by the process media and process parameters being consistent with the provided customer data. Data, specifications, and other kind of information of technological nature set out in this document and submitted by Alfa Laval to you (Proprietary Information) are intellectual proprietary rights of Alfa Laval. The Proprietary Information shall remain the exclusive property of Alfa Laval and shall only be used for the purpose of evaluating Alfa Laval's quotation. The Proprietary Information may not, without the written consent of Alfa Laval, be used or copied, reproduced, transmitted or communicated or disclosed in any other way to a third party.

Bilaga 2. Tabell över friktionstal λ .



Bilaga 3. Pumpkurva för vattenpump.



Bilaga 4. Oljeförbrukning 2018.

			Lätt brännolja	10,02	kWh/liter	
		2018				
h/månad	Månad	Oljeförbr [Liter/mån]	kWh			
744	jan	3998	34050,97			
672	feb	3973	33838,04			
744	mar	4757	40515,37			
720	apr	2626	22365,64			
744	maj	1321	11250,96			
720	jun	857	7299,069			
744	jul	642	5467,914			
744	aug	571,36	4866,273			(uppskattad)
720	sep	1035,59	8820,12			(uppskattad)
744	okt	3107	26462,32			
720	nov	3252	27697,28			
744	dec	3900	33216,3			
	Σ liter olja	30039,95	Σ kWh			
	€/år	24782,96				

Effekttariffer

Elenergi

Effekttariffernas elenergipris fastställs enligt avtal.

	Lågspännings- mätning	Högspännings- mätning
Elöverföring	cent/kWh	cent/kWh
vardag kl. 07-23 nov-mars	5,81 (7,20)	5,30 (6,57)
övrig tid	2,08 (2,57)	1,95 (2,41)

Elskatt

Klass 1 = 2,253 cent/kWh (2,79) eller

Klass 2 = 0,703 cent/kWh (0,872) för industrier och växthus

Tariffavgift	978,20	(1213) euro/år
Grundavgift effekt	3,05	(3,78) euro/kW/månad
Aktiv toppeffektavgift	8,00	(9,92) euro/kW/månad
Reaktiv effektavgift	2,96	(3,67) euro/kVAr/månad

Specialtariff för storförbrukare med effektmätning. Tarifferna är avsedda för abonnemang med större huvudsäkring än 3 x 200A.

Grundavgift effekt baseras på 30 % av ansluten effekt och är en minimieffektavgift.

Aktiv toppeffektavgift beräknas månadsvis från det faktiskt utnyttjade effektvärdet som uppmätts under en timme en vardag under månaderna januari, februari, mars, november och december kl. 07-23. Den aktiva toppeffektavgiften baseras på skillnaden mellan månadens högsta effekttopp och grundeffekten.

Reaktiv effektavgift faktureras endast då den överstiger 40 % av den totalt utnyttjade aktiva effekten i de fall den aktiva effekten överstiger minimieffekten.

Reduktion. De rörliga avgifterna för elöverföring (kWh baserade) reduceras med 30 % till den del som energin/mätarplats överstiger 1 500 000 kWh/år. Reduktionen baseras på medelpriset för de rörliga överföringskostnaderna och beräknas vid årets slut.

