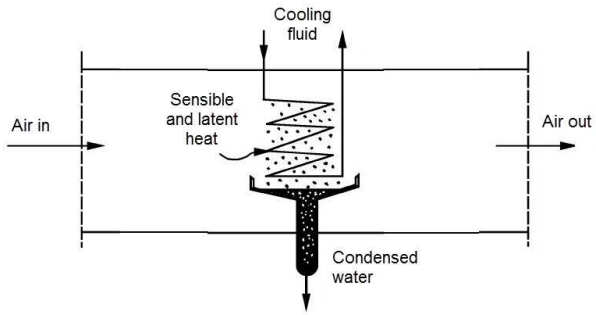
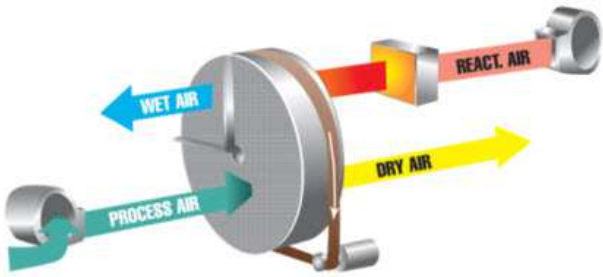



# NERIS – del 5

# Jämförelse av kyl- och sorptionsavfuktning i ishallar

## 21 mars 2019

**Skriven av:**

**Jörgen Rogstam, Juris Pomerancevs, Simon Bolteau och Cajus Grönqvist**

**EKA - Energi & Kylanalys AB**

# Sammanfattning

Projektnamnet NERIS är en initialförkortning på Nordicbuilt: Evaluation and Renovation of Ice halls and Swimming halls. NERIS leds av Institutionen för Byggvetenskap på Kungliga Tekniska Högskolan (KTH) i Stockholm, Sverige. NERIS-projektet består av en serie rapporter och målet är att de olika delarna i denna rapportserie ska kunna komplettera varandra, samt ge praktiska råd och instruktioner gällande hållbar och energieffektiv fukthantering is- och simhallar.

Del 5 i NERIS-rapportserien, ”Jämförelse av kyl- och sorptionsavfuktning i ishallar”, studerar skillnaderna i funktion och energianvändning mellan de två avfuktningstekniker som typiskt förekommer i ishallsapplikationer.

Den teknik som behandlas djupare i denna rapport är kylavfuktningen, eftersom den är mer sällsynt i svenska ishallar. Kylavfuktning innebär att fukt kondenseras på en kyld yta och på detta sätt avlägsnas från luften. Två driftfall kan särskiljas i en kylavfuktare: med eller utan frostbildning. Fördelen med frostfri drift är att avfrostningscykler då undviks. Simuleringsresultaten visar emellertid att avfuktningskapaciteten vid frostfri drift är begränsad till endast omkring 4 kg/h vid dimensionerande förhållanden i en typisk ishall, vilket är långt ifrån tillräckligt vad som normalt behövs. I tidigare NERIS-rapporter har det konkluderats att en typisk ishall i nordiska förhållanden skulle kräva cirka 20 kg/h avfuktningskapacitet. Därför leder det till slutsatsen att frostfri drift i ishallsapplikationer inte är möjligt ifall man ska kunna uppnå den avfuktningskapacitet som krävs för önskat inneklimat.

Datasimuleringsresultat visar att högre avfuktningskapacitet i en kylavfuktares värmeväxlare kan erhållas vid temperaturer lägre än vattnets fryspunkt. Frostbildning som då uppstår på värmeväxlaren kommer dock att försämra värmeöverföringen, vilket betyder att kylkapaciteten för en kylavfuktare därför måste dimensioneras högre för att även beakta detta. Utförda beräkningar visar att för att uppnå en avfuktningskapacitet på 20 kg/h i en typisk ishall måste kylavfuktaren ha en kylkapacitet på ca 85 kW. Luftflödeskravet beräknas då vara 3,5 $m^3/s$, vilket är högre än vid tillämpning av sorptionsteknik.

Exempelfall på befintliga kylavfuktare visar att ett typiskt misstag som kan begås är att underdimensionera avfuktarens kylkapacitet. För det första måste den latenta värmen beaktas utöver den sensibla, eftersom den latenta värmen kan vara en betydande del av det verkliga kylbehovet. Vidare måste belastningar som uppstår p.g.a. frostbildning samt avfrostning ingå i beräkningarna för dimensionering. För en större arena, där avfuktningsbehovet kan ligga vid 60 kg/h, krävs så mycket som 360 kW kylkapacitet trots att en högre daggpunkt för torrluften i denna typ av arenarum kan godkännas.

Det råder allmän uppfattning om att sorptionstekniken lämpar sig bättre för ishallsapplikationer p.g.a. av det speciella inneklimatet. Detta är anledningen till att det finns mycket mer teoretisk litteratur och fältexempel avseende denna teknik i svenska ishallar i jämförelse med kylavfuktning. Sorptionsavfuktarens storlek bestäms huvudsakligen på basis av dimensionerad uppvärmningskapacitet för regenereringsluften (typiskt omkring 30–50 kW i en vanlig ishall) och fläkteffekten. Traditionella sorptionsavfuktare har varit fullständigt eldrivna, medan det numera finns två modifieringar tillgängliga - kända som generation 1 och 2. Dessa två skiljer sig från varandra enligt temperaturen som krävs för regenereringsprocessen och fläkteffekten. Generation 1 kräver i regenereringsprocessen en lufttemperatur upp mot 100 °C med ett processluftflöde om 1,5 $m^3/s$ samt regenereringsflödet om 0,3 $m^3/s$. Generation 2 kräver en lufttemperatur om 50 °C med processflödet 2 $m^3/s$ samt regenereringsflödet 1 $m^3/s$. Huvudskälet till att generation 2 kan vara ett mer

fördelaktigt alternativ är att det lägre temperaturkravet ger möjligheten till att utnyttja återvinningsvärme från kylsystemet som värmekälla.

När kyl- och sorptionsteknikerna jämförs är en viktig observation hur belastningarna och behoven för respektive process matchar ishallens övriga belastningar och behov. Kylavfuktning har ett kylbehov som är störst när det är som varmast ute, vilket samtidigt är fallet för det kylbehov som krävs för att upprätthålla ispisten. Detta innebär att kylkapaciteten i en ishall måste dimensioneras enligt summan av båda dessa krav, medan om sorptionstekniken tillämpas uppstår inget ytterligare kylbehov utöver ispistens. Vidare kan det nämnas som fördel till sorptionsteknikens generation 2 att uppvärmningsbehovet för regenereringsprocessen är som störst när kylsystemet avger som mest värme tillgängligt för återvinning.

När det gäller det årliga energibehovet hos båda teknikerna jämförs i denna rapport kylavfuktning med olika varianter av sorptionsavfuktning som tillämpar olika värmekällor. Det som slutligen avgör vad gäller prestanda är hur mycket köpt energi som respektive systemlösning behöver använda. Enligt beräkningarna visar sig generation 2 av sorptionstekniken med full värmeåtervinning vara det energieffektivaste alternativet i en typisk ishall, med cirka 14 MWh köpt el på årsbasis. Kylavfuktningens energianvändning i samma applikation och tidsperiod beräknas vara ca 35 MWh köpt el.

# Summary

The project name NERIS is an acronym for Nordicbuilt: Evaluation and Renovation of Ice halls and Swimming halls. NERIS is led by the department of Civil Engineering at the Royal Institute of Technology (KTH) in Stockholm, Sweden.

This report is part five in a series of five addressing humidity issue in ice rinks. This knowledge is important when designing and operating an ice rink, where proper air moisture management is crucial. In this part refrigeration and sorption technologies are compared as to different aspects of performance and ultimately the annual energy use.

The analysis suggests that refrigeration-based technology with frost-free conditions can provide with only 4 kg/h dehumidification capacity at design conditions, while higher dehumidification capacity can be obtained in sub-zero conditions, but defrosting must be considered. The modelling results show that for a nominal design dehumidification capacity (20 kg/h) the required installed cooling capacity is around 85 kW. There are field examples of design with underestimated cooling capacity requirements for the desired dehumidification capacity, which is due to neglection of latent heat as well as defrosting implication. For a large arena, although potentially frost-free operating mode may be allowed due to acceptance of higher moisture content in air, in case of 60 kg/h dehumidification capacity, as much as 360 kW of cooling capacity is needed.

When it comes to the sorption technology, many field examples are analyzed. The specified equipment size suggests that around 30-50 kW of heating capacity is needed. As to the airflows, these differ depending on reactivation air temperature. Generation 2 configuration needs around 50°C air temperature, 2 and 1 m3/s airflow rates for process and reactivation air respectively. This can be put into comparison to refrigeration-based technology which for the same capacity needs around 3.5 m3/s (coil temperature -8°C), which is however strongly dependent at what temperature level the cooling is provided.

When integrating the dehumidification system into an ice rink, it is important to understand how well it fits with other systems. Refrigeration based dehumidification drives the required installation capacity of the main refrigeration plant of the ice rink, thus the additional costs. Sorption on the other hand does not have a cooling demand as such, and it can even contribute to heat recovery utilization, as the demand for heat is highest when there is plenty available from the refrigeration system.

As regards to annual energy requirements, both technologies are compared, with different heat source options considered for sorption technology. What matters most is how much energy is eventually purchased. The best scenario is found to be sorption “generation 2 technology” with full heat recovery, requiring around 14 MWh of electricity on annual basis. Refrigeration based dehumidification energy use over a same period of time, is calculated to be around 35 MWh.

# Innehållsförteckning

Sammanfattning ... 2
Summary ... 4
Innehållsförteckning ... 5
Figurförteckning ... 7
1 Introduktion ... 8
1.1 Bakgrund och omfattning av NERIS-projektet ... 8
1.2 Omfattning av NERIS – del 5: Jämförelse av kyl- och sorptionsavfuktning i ishallar ... 8
2 Kylavfuktning ... 9
2.1 Teori ... 9
2.1.1 Funktionsprincip ... 9
2.1.2 Kylavfuktarens konfiguration ... 9
2.1.3 Luftens energibalans ... 11
2.1.4 Frostackumulering ... 13
2.1.5 Avfrostning ... 15
2.2 Modellanalys ... 16
2.2.1 Allmänna antaganden vid ishallsapplikation ... 16
2.2.2 Antagna nominella förhållanden ... 17
2.2.3 Begränsningar vid frostfri drift ... 18
2.2.4 Krav på kylkapacitet ... 18
2.2.5 Krav på luftflöde ... 20
2.2.6 Energianvändning ... 21
2.2.7 Begränsningar i modellanalysens omfattning ... 22
2.3 Exempel från fältet ... 22
3 Sorptionsavfuktning ... 24
3.1 Teori ... 24
3.1.1 Funktionsprincip ... 24
3.1.2 Regenereringsluftens värmekälla ... 25
3.2 Exempel på installationer från fältet ... 27
3.2.1 Krav på värmekapacitet ... 27
3.2.2 Krav på luftflöde ... 27
4 Jämförelse av teknisk prestanda hos kyl- och sorptionsavfuktning ... 28
4.1 Övriga källor ... 28
4.2 Dimensionerande effekter ... 28

4.3 Energianvändning ..... 28
4.4 Effektiv matchning av belastningar och behov ..... 30
5 Slutsatser ..... 33
6 Källor ..... 35

# Figurförteckning

Figur 1. Kondensation av luftens fukt på en yta med lägre temperatur än luftens daggpunkt. ..... 9
Figur 2. Principschema på kylavfuktare med direkt expansion. ..... 10
Figur 3. Principschema på indirekt kylavfuktare. ..... 10
Figur 4. Ventilationsaggregat utrustat med indirekt kylavfuktningsfunktion. ..... 11
Figur 5. Principskiss på energiflöden i en kylavfuktare. (ASHRAE, 2017) ..... 12
Figur 6. Förväntade värden på bypass faktorn i olika applikationer. (Carrier United Technologies, 2017).... 12
Figur 7. Frostbildning på en yta efter driftsättning. ..... 13
Figur 8. Visualisering av kylkapacitetens försämring och avfrostningens kapacitetsbehov vid drift. ..... 14
Figur 9. Exempel på konfiguration där kylavfuktning har integrerats i ventilationsaggregatet. ..... 17
Figur 10. Avfuktningskapacitet vid konstant luftflöde och olika yttemperaturer hos värmeväxlare. ..... 18
Figur 11. Försämring av kylkapacitet över tiden då två olika avfrostningsintervall jämförs. ..... 19
Figur 12. Kylkapacitetskravet som funktion av avfuktningskapaciteten med hänvisning till Tabell 2. ..... 20
Figur 13. Krav på luftflöde i förhållande till avfuktningskapaciteten. ..... 20
Figur 14. Exempel på ventilationsaggregat med underdimensionerad kylkapacitet för avfuktningsbehovet. ..... 22
Figur 15.Exempel på ventilationsaggregat med undermålig avfuktningskapacitet. ..... 23
Figur 16. Funktionsprincipen hos en sorptionsavfuktare. ..... 24
Figur 17. Illustration av adsorption och desorption i mikroskala. ..... 25
Figur 18. Kylkapacitetskravet som funktion av utomhustemperaturen i en ishall med och utan kylavfuktare. ..... 30
Figur 19. Distribution av avgiven värme från ett kylsystem i en ishall. ..... 31
Figur 20. Jämförelse av mängden avgiven värme från kylsystem vid följande avfuktningskonfigurationer: Kyl-, traditionell sorptions-, och generation 2 sorptionsavfuktning. ..... 32

# 1 Introduktion

## 1.1 Bakgrund och omfattning av NERIS-projektet

Projektnamnet NERIS är en initialförkortning på Nordicbuilt: Evaluation and Renovation of Ice halls and Swimming halls. NERIS leds av Institutionen för Byggvetenskap på Kungliga Tekniska Högskolan (KTH) i Stockholm, Sverige.

Finansiellt stöd har fåtts från Formas (Forskningsrådet för miljö, areella näringar och samhällsbyggande) och Energimyndigheten.

Projektets syfte är att ”föreslå metoder för att kunna inspektera och utvärdera funktionsdugligheten i dessa typer av byggnader samt redovisa olika renoveringsåtgärder som kan förbättra prestandan”. Detta betyder att man önskar uppnå en informationsbank gällande fukthantering i ishallar och simhallar. NERIS-projektet gick av stapeln 2014 och kommer att slutföras 2018.

Denna rapport är den femte extradelen i en serie av ursprungligen fyra vars uppgift är att behandla fukt i ishallar. Tillsammans kommer de fem rapporterna att analysera och förklara fuktens mekanismer i ishallsanläggningar. Inledningsvis kommer ishallstekniken att redogöras samt hur fuktproblematiken i en byggnad kan uppstå vid denna typ av applikation. Tanken är att därefter leverera rapporter i en logisk ordning, i vilka fuktrelaterade utmaningar som fuktkällor, byggnadsfysikaliska egenskaper, avfuktningsmetoder samt deras energianvändningspåverkan behandlas. Målet är att de olika delarna i denna rapportserie ska kunna komplettera varandra samt kunna ge praktiska råd och instruktioner gällande dimensionering och planering av ishallars konstruktion och avfuktningssystem.

## 1.2 Omfattning av NERIS – del 5: Jämförelse av kyl- och sorptionsavfuktning i ishallar

Denna rapport har tillkommit som en femte extradel i NERIS-seriens ursprungligen fyra rapporter. Detta eftersom frågan ”kylavfuktning vs. sorptionsavfuktning” ofta uppstod under det ursprungliga arbetets gång samt när resultaten presenterades för projektets intressenter. Allmänt kan det konstateras att det finns många åsikter gällande vilken teknik som är bäst. Svaret på denna fråga, eller åtminstone vilken teknik som bäst lämpar sig för en ishall, beror på avgörande faktorer, t.ex. vilken fukthalt man vill upprätthålla i arenarummet eller vilka energikällor som finns tillgängliga för avfuktningsprocessen. Listan på dessa avgörande faktorer är lång, men kort kan det sägas att de tidigare rapporterna i NERIS-projektet står som grund för de antaganden som görs i del fem för hitta den mest energi- och kostnadseffektiva lösningen som kan upprätthålla fukthalten i en ishall på önskad nivå.

Denna rapport utreder teorierna bakom kondensation och frostbildning som är starkt knutna till kylavfuktning. Vidare undersöks de praktiska delarna som måste beaktas då man dimensionerar ett kylavfuktningssystem, speciellt fokus läggs på kylkapacitets- och avfrostningsbehoven som i denna rapport även modelleras. Kylavfuktning är sällsynt i svenska ishallar, vilket har lett till bristfällig tillgänglighet på fältdata. Praktisk designdata har därför använts vid modellering av kylavfuktningssystem, där resultaten sedan har jämförts med både teoretiska och verkliga data från sorptionsavfuktningssystem. Målet med denna rapport är att förse läsaren med nödvändig information gällande design, investering och drift av de två olika avfuktningsmetoderna så att hen kan bedöma vilkendera som lämpar sig bäst för ishallen i fråga.

# 2 Kylavfuktning

## 2.1 Teori

En litteraturstudie har utförts i denna rapport med syfte att samla relevant information från tidigare studier. Endast ett fåtal studier behandlar applikationen av kylavfuktning i klimat med relativt låga temperaturer och fukthalter som i svenska ishallar. Däremot finns det ett flertal studier gällande frostbildning i värmepumps- eller luftkonditioneringsapplikationer. En stor del av tidigare utförda studier anses kunna tillämpas som relevanta referensfall i denna utredning avseende kylavfuktning i ishallsapplikationer.

### 2.1.1 Funktionsprincip

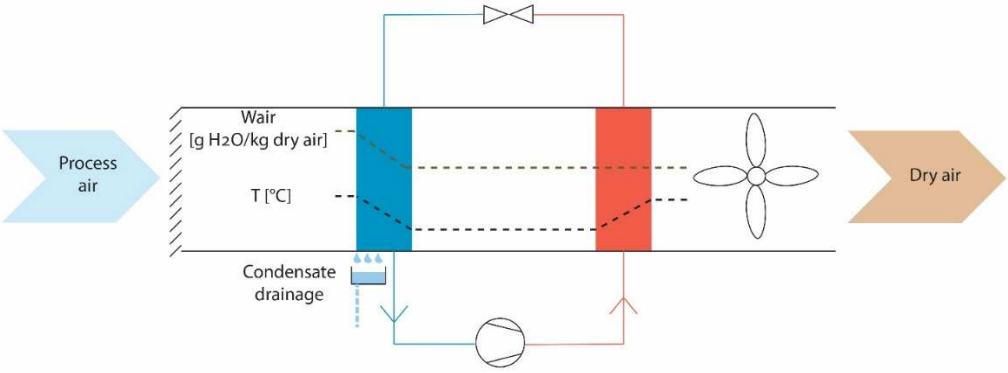
När en yta har en temperatur lägre än luftens daggpunkt kommer vattenånga i luften att kondensera på ytan vid kontakt, vilket resulterar i att luften blir torrare. Detta fenomen visualiseras i Figur 1. Kondensation av luftens fukt på en yta med lägre temperatur än luftens daggpunkt. Kylavfuktare (eller kondensavfuktare) fungerar enligt denna princip, där en värmeväxlare med en kall yta ”attraherar” luftens vattenånga. För att upprätthålla denna kalla yta behövs ett kylsystem. Beroende på hur kylsystemen konfigureras kan dessa klassificeras som ett direkt eller indirekt system. Kylavfuktare är dock inte så vanliga i ishallar, då man har stött på tekniska utmaningar vad gäller deras tillämpning i de förhållanden som normalt förekommer i ishallar. Dessa utmaningar kommer att diskuteras senare i rapporten.

*Figur 1. Kondensation av luftens fukt på en yta med lägre temperatur än luftens daggpunkt.*

### 2.1.2 Kylavfuktarens konfiguration

#### *2.1.2.1 Direkt system*

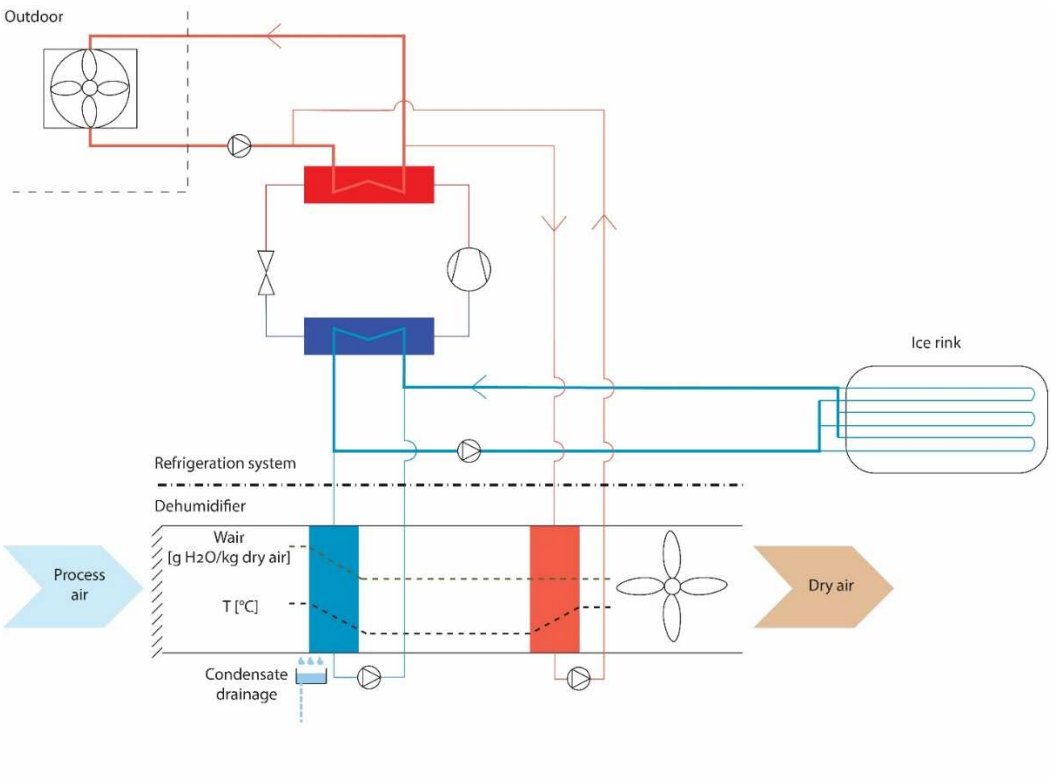
Figur 2 är en principskiss av en kylavfuktare med direkt expansion och beskriver dess funktion. Fuktig luft (processluft in) passerar den kalla förångaren, där vattenånga tas bort från luften via kondensationsprocessen. Sedan värms processluften upp av systemets kondensor, detta för att minimera belastningen på t ex ishallens uppvärmningssystem.




*Figur 2. Principschema på kylavfuktare med direkt expansion.*

### 2.1.2.2 Indirekt system

Indirekt kylavfuktning fungerar enligt samma princip som det direkta vad gäller den fysikaliska process som involverar luftens avfuktning. Däremot fungerar avfuktarens kyl- och värmeöverföring på ett annorlunda sätt. Figur 3 visar en ishalls kylsystems köldbärarsida som levererar den kyla som behövs för avfuktningsprocessen, medan dess kylmedelsida levererar den värme som behövs för att återvärma den avfuktade luften. Frågan kan dock ställas huruvida detta är en kostnadseffektiv lösning, i jämförelse med t.ex. sorptionstekniken, då det ökar kapacitetsbehovet på ishallens kylsystem med högre investeringskostnad som resultat. Orsaken till det ökade kapacitetsbehovet är att belastningarna på avfuktning och iskyla når sina respektive toppar samtidigt, dvs. då uteklimatet är som varmast och fuktigast, vilket betyder att kraven som ställs på kylmaskinen för att uppfylla båda behoven snarare staplar på varandra än kompletterar varandra.




*Figur 3. Principschema på indirekt kylavfuktare.*

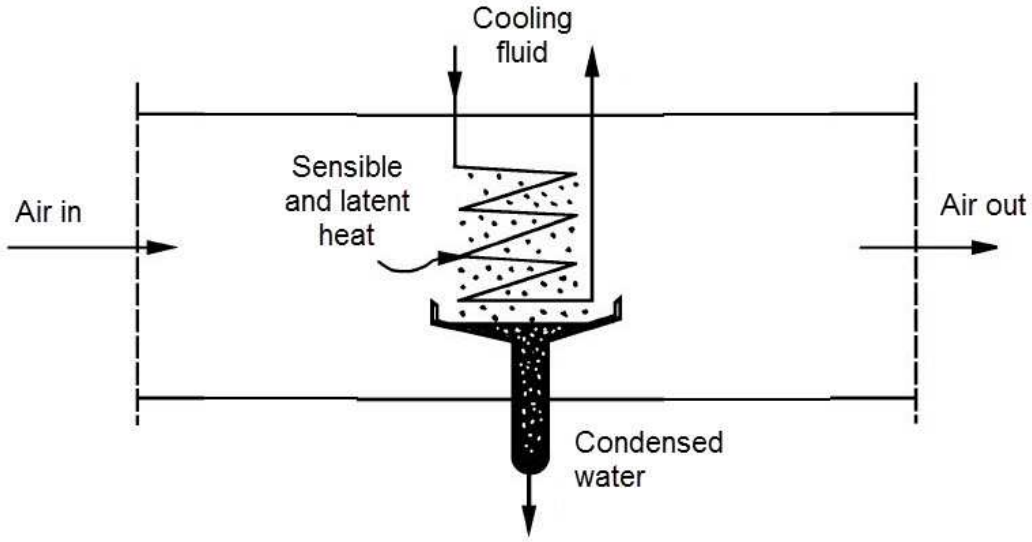
*Figur 4. Ventilationsaggregat utrustat med indirekt kylavfuktningsfunktion.*

Ventilationsaggregatet i Figur 4 är från höger till vänster utrustat med kall värmeväxlare för kylavfuktning, intern värmeväxlare, och sedan varm värmeväxlare för att återvärma luften till önskad temperaturnivå. Denna systemlösning behandlas djupare i modellanalysen i kapitel 2.2.

### 2.1.3 Luftens energibalans

Luft är en gasblandning som kan ses som en energibärare. Enligt termodynamikens första huvudsats kan energi inte skapas eller förstöras, utan endast omvandlas från en form till en annan. I kylavfuktning avger processluften energi vars totala mängd motsvarar summan av den energi som absorberas av köldmediet och energimängden som innehas av det på värmeväxlaren kondenserade vattnet. Den återstående energimängden fortsätter med processluften ut från kylavfuktaren. Figur 5 illustrerar dessa energiflöden men i praktiken kan det kondenserade vattnets energi bortses då dess storlek är relativt sett mycket liten.

Från Figur 5 kan det observeras att kylkapaciteten skall täcka både den latenta och sensibla värmemängden för att uppnå önskat avfuktningsresultat. Ett typiskt misstag vid dimensionering av kylavfuktare har varit att endast beakta den sensibla värmen, vilket då leder till att kylkapaciteten enbart räcker till att kyla ner luften men inte för att kondensera dess fuktinnehåll.




*Figur 5. Principskiss på energiflöden i en kylavfuktare.* (ASHRAE, 2017)

I denna avfuktningsmetod måste man även beakta luftens massflöde, då kontakten mellan värmeväxlare och processluft i verkligheten inte är perfekt. Detta kan bl.a. observeras i att temperaturnivån i processluften ut från kylavfuktaren är högre en värmeväxlarens yttemperatur. För att kunna estimera värmeväxlingsprocessens effektivitetsnivå i en kylavfuktare, kan den s.k. ”bypass faktorn” tillämpas. Bypass faktorns metodik går ut på att via testdata ange den ungefärliga andel processluft som förväntas inte komma i kontakt med värmeväxlaren i kylavfuktaren istället för att utföra komplexa beräkningar. T.ex. en bypass faktor som är noll innebär att all processluft kommer i kontakt med värmeväxlaren, med perfekt teoretisk värmeöverföring som resultat, vilket i praktiken inte är möjligt.

Då man känner till inloppsförhållandena kan man med bypass faktorn som hjälpmedel estimera utloppsförhållandena. Bypass faktorns storlek beror mycket på de specifika förhållandena, eftersom luftmängden som passerar värmeväxlaren utan kontakt är beroende av bl.a. luftens hastighet, värmeväxlarens konstruktion, dess yttemperatur mm. Figur 6 visar typiska värden på bypass faktorn som enligt tillverkaren kan förväntas i olika applikationer. På basis av denna information kan man bedöma att bypass faktorn i kylavfuktningsapplikationer rör sig inom området 0,002 – 0,12. I denna rapport kommer en bypass faktor på 0,1 att användas för att de beräknade resultaten inte ska överestimera prestandan. (Carrier United Technologies, 2017)

| Equipment Type | Available Cooling Coil Rows | Bypass Factor (BF) Range |
|---|---|---|
| Residential Cased Coil | 1-2 | 0.20-0.30 |
| Small Packaged Unit (<10 tons) | 2-4 | 0.05-0.30 |
| Packaged RTU (> 10 tons) | 3-4 | 0.03-0.20 |
| Central Station AHU | 3-10 | 0.002-0.12 |

***Typical Bypass Factors (BF) for Various Equipment Types and Coil Rows***

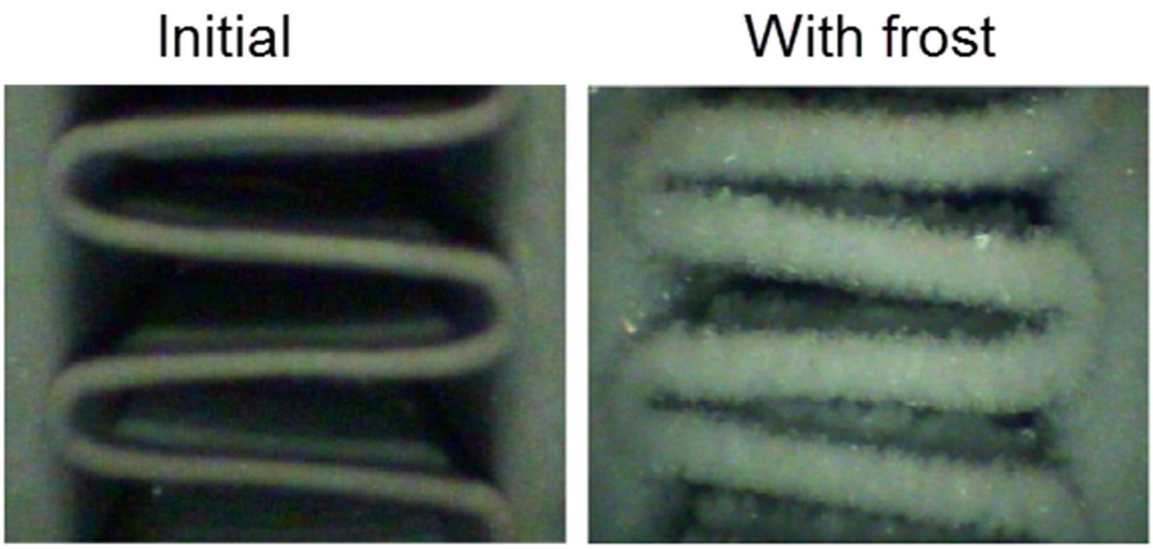
*Figur 6. Förväntade värden på bypass faktorn i olika applikationer.* (Carrier United Technologies, 2017)

### 2.1.4 Frostackumulering

För att kunna åstadkomma en daggpunkt på omkring 0°C, vilket allmänt rekommenderas för en ishalls inneklimat, behöver värmeväxlaren i kylavfuktaren ha en yttemperatur som ligger under vattnets fryspunkt. Detta i sig innebär ideala förhållanden för frostbildning, där ackumulering av frost på den kalla värmeväxlarens yta försämrar värmeöverföringseffekten mellan processluften och värmeväxlaren. Som resultat minskas kylkapaciteten på kylavfuktaren vilket även reducerar dess avfuktningskapacitet.

#### *2.1.4.1 Fysiken bakom frostbildning*

Nedfrysning är ur ett fysikaliskt perspektiv en mycket komplex process. Frostens struktur kan variera mycket, liksom fallet med snö. De strukturella egenskaperna beror mycket på förhållandena som råder under frostbildningen. Till exempel har frost som bildats i lägre temperaturer lägre densitet än frost som bildats vid högre temperaturer. Vidare påverkas frostegenskaperna av luftens fukthalt. Detta resulterar ofta i att den delen av bildad frost som ligger i kontakt med en kall yta är mer kompakt än det yttre lagret som är i kontakt med luften. Fysiken bakom frostbildning och dess egenskaper har undersökts väl i tidigare studier, och kommer därför inte att behandlas vidare i denna rapport då det ligger utanför dess omfattning.




*Figur 7. Frostbildning på en yta efter driftsättning.*

#### *2.1.4.2 Inverkan på avfuktningsprocessen*

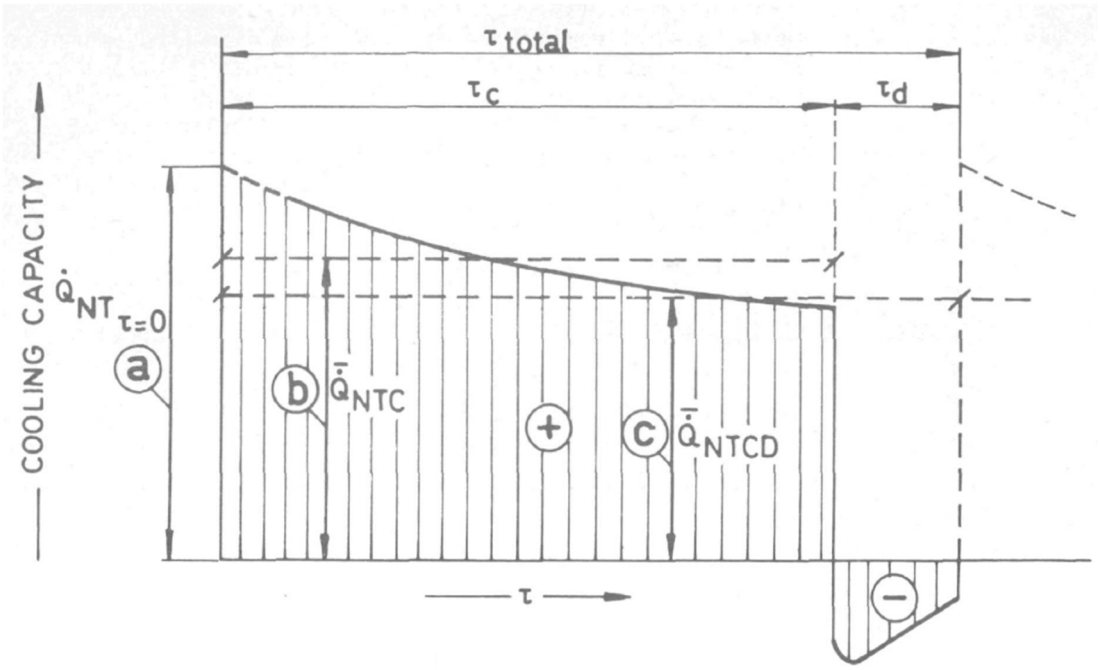
Som tidigare nämnts behöver värmeväxlaren i en kylavfuktare i ishallsapplikationer ha en yttemperatur under vattnets fryspunkt för att med rimlig kylkapacitet och normala flöden ska kunna åstadkomma en tillräckligt låg daggpunkt i inneklimatet. Eftersom detta leder till frostbildning på värmeväxlaren kommer dess värmeöverföringsförmåga att försämras på grund av följande:

- Minskat flöde av processluft då frostlagrets ackumulering ökar luftmotståndet
- Frostlagrets värmeisolerande effekt mellan processluft och värmeväxlare

Av dessa två är det minskade luftflödet mera kritiskt och blir därför ofta den huvudsakliga orsaken till avfrostningsbehovet, speciellt hos värmeväxlare med korta flänsavstånd. Värmeväxlarens flänsavstånd har en stor inverkan på dess känslighet till frostbildning, tätare avstånd innebär att mindre mängd frost behöver bildas för att försämra värmeväxlarens prestanda. Detta kan beskrivas med ett exempel, där en värmeväxlare

med flänsavstånd på 4 mm utsätts för frostbildning. Då ett frostlager på 1 mm bildas på värmeväxlarens yta, halveras avståndet som luftflödet kan ta sig igenom. För att samma luftvolym då ska kunna behandlas mellan flänsarna, behöver man fördubbla flödets hastighet (vilket ökar tryckfallet med en faktor på cirka fyra).

Det är därför viktigt att förstå både hur kylkapaciteten och luftflödet påverkas av frostackumulering över tid. Vid längre tid som kylavfuktaren drivs i dessa förhållanden, närmar man sig den punkt då avfrostningsbehovet blir verkligt. Figur 8 visar principen på hur kylkapaciteten hos värmeväxlaren försämras med tiden och illustrerar sedan även avfrostningsprocessen och dess energianvändning.




*Figur 8. Visualisering av kylkapacitetens försämring och avfrostningens kapacitetsbehov vid drift.*

Det finns ingen allmän regel gällande när avfrostningsprocessen bör sättas igång, utan det beror främst på den valda styrprincipen i kylavfuktaren. Denna rapport kommer att utföra beräkningar avseende avfrostningsbehovet enligt en modell som är baserad på empiriskt beräknad försämring av kylkapaciteten över tid. (Lenic, Trp, & Frankovic, 2009)

Då denna rapport fokuserar på hur frostackumulering påverkar avfuktningsprocessen och värmeöverföringen mellan processluft och värmeväxlare, finns det även en annan viktig aspekt som bör beaktas: frostackumulering ökar fläkteffekten som behövs för att upprätthålla processluftens massflöde p.g.a. det ökade hastighetsbehovet och tryckfallet som tidigare nämnts. Storleken på det ökade effektbehovet är unikt för varje fläkt, då inte bara luftflödets volym och hastighet spelar roll utan även fläktens statiska tryck. Det är därför viktigt att beakta värmeväxlarens inverkan på tryckfallet, med och utan frostlager, för att man korrekt ska kunna beräkna fläktens effektbehov i respektive fall. Enligt en föreslagen tumregel ska en ”torr” värmeväxlare, som endast tar bort sensibel värme från luften, bidra med ett luftmotstånd som är ungefär en tredjedel mindre än en kylavfuktares värmeväxlare, som tar bort både sensibel och latent värme från luften. (ASHRAE, 2016)

### 2.1.5 Avfrostning

Vid avfrostning stoppas avfuktningsfunktionen och kylavfuktarens värmeväxlare genomgår en process för att bli av med det ackumulerade frostlagret. För att framgångsrikt kunna genomföra denna process, krävs det ofta att den är tillräcklig kort för att minimera dess negativa inverkan på avfuktningsfunktionen. Vidare rekommenderas det att den är så energieffektiv som möjligt samt tillämpar återvunnen värme.

#### *2.1.5.1 Avfrostningsmetoder*

Avfrostningsprocessen kan genomföras enligt flera metoder, som alla har sina för- och nackdelar. De mest kända metoderna är:

- Självavfrostning
- Elektrisk avfrostning
- Avfrostning med varmvattensprutning
- Avfrostning med hetgas
- Avfrostning med värme från underkylning

Den minst energikrävande metoden utav dessa är självavfrostningen, där man låter systemet stå still. Dock är den mer tidskrävande än de andra och man saknar kontroll över processen, vilket gör den är relativt sällsynt i kylavfuktningsapplikationer. Elektrisk avfrostning är däremot en dyr lösning, då placering av värmeelement i värmeväxlaren inte sker okomplicerat och metoden kan då inte garantera komplett avfrostning trots att den kräver relativt mycket energi. Varmvattensprutning är tidsmässigt en effektiv metod, dock är det inte resurseffektivt att slösa varmvatten. Vid avfrostning med hetgas vänder man på kylprocessen, dvs. förångaren blir kondensor under avfrostningsprocessen, vilket gör avfrostningen snabb och energieffektiv. Hetgasmetoden är därför populär i kylavfuktningsapplikationer, dock mest i direkta systemlösningar då det är lättare att tillämpa i sådana.

Den mest energismarta metoden som är tidseffektiv och ger god kontroll över avfrostningsprocessen är att på det effektivaste sättet använda återvunnen värme från kylsystemet. Temperaturnivån som krävs för avfrostning är relativt låg, och därför behöver man inte använda t.ex. hetgas till detta syfte utan kan istället tillämpa värme från underkylning, dvs. efter kondensorn. På så sätt optimerar man även kylsystemets verkningsgrad. För att kunna ha denna värme tillgänglig oavsett tidpunkt krävs det ofta någon form av energilager. Då denna metod bedöms vara den bäst lämpade avfrostningsprocessen i en kylavfuktare, kommer den att studeras vidare i denna rapport.

#### *2.1.5.2 Kontrollstrategier vid avfrostning*

Förutom den valda metoden spelar även kontrollstrategin vid avfrostning en stor roll då man vill optimera prestandan i en kylavfuktare. Två viktiga faktorer som bör beaktas i kontrollstrategin är:

- Initiering av avfrostningsfunktionen i rimliga intervall
- Avsluta avfrostningsfunktionen vid rätt tidpunkt, dvs. precis då frostlagret helt har tagits bort

Den senare faktorn tenderar vara relativt lätt att hantera. Däremot visar det sig vara en svår utmaning att bestämma när avfrostningsprocessen bör starta för att uppnå optimal drift då processen är transient. Allmänt kan det sägas att ett ökat tidsintervall mellan avrostningarna ökar energieffektiviteten, medan kortare intervall sänker kylkapacitetskravet.

#### 2.1.5.2.1 Initieringsstrategier

Det finns flera initieringsstrategier som används i praktiken. De mest kända är:

- Tidkanal
- Behovsstyrning
    - Baserat på försämring av UA-värdet
    - Baserat på uppmätta förändringar i processluftflödets tryckfall p.g.a. frostackumulering
    - Baserat på förändringar i eleffektbehovet i processluftens fläkt p.g.a. ökat luftmotstånd
    - Baserat på optiska sensorer som mäter frostlagrets tjocklek i valda positioner

Ingen av dessa strategier är ideal och i de flesta fall används helt enkelt tidkanal.

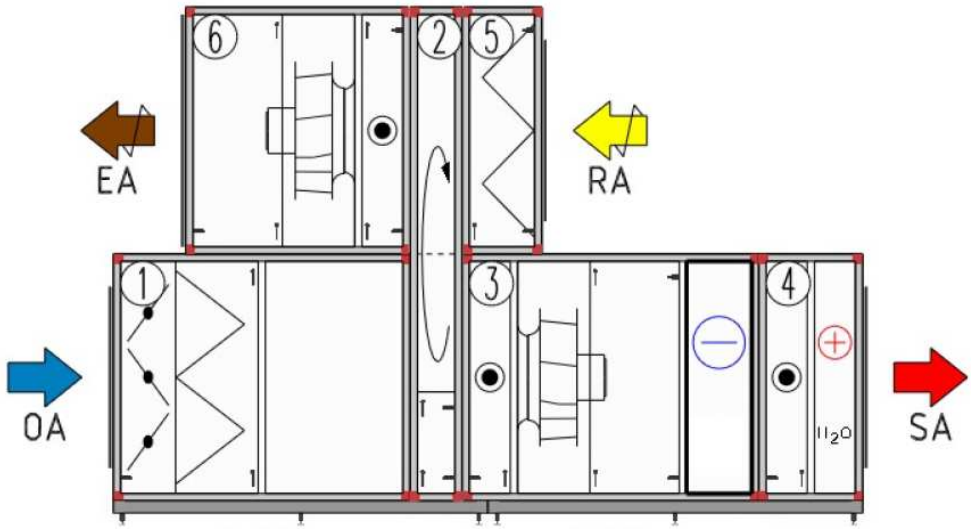
I applikationer där lufttemperaturen och fukthalten varierar under driften kan det vara fördelaktigt att tillämpa en s.k. ”frostkarta” för att anpassa tidsintervallen mellan avfrostningscyklerna. Detta gör det möjligt att initiera avfrostning när kapaciteten har sjunkit med t.ex. 30%. (Zhu et al., 2015). De optimala intervallerna för avfrostning har behandlats av Granryd (Granryd, 2011), med slutsatsen att den energieffektivaste driften kan uppnås via ett intervall som är dubbelt så långt i jämförelse med det intervall som leder optimerad kylkapacitet. Intervallens absoluta längd kan sedan variera mycket beroende på driftsförhållandena och fuktbelastningen.

## 2.2 Modellanalys

Denna del av rapporten kommer att analysera kylavfuktning vidare med hjälp av en teoretisk modell baserat på litteraturstudien ovan. Modellen kommer att användas i fallstudier, som ska representera verkliga omständigheter så mycket som möjligt, för att analysera prestandan hos kylavfuktare i dessa applikationer. Detta för att kunna ge en heltäckande bild av kylavfuktningsteknikens potential och begränsningar.

### 2.2.1 Allmänna antaganden vid ishallsapplikation

Då kylavfuktning tillämpas i ishallar integreras funktionen oftast i ventilationsaggregatet, där den processade luften sedan värms till den temperatur som tilluften kräver. Figur 9 visar ett exempel på denna konfiguration. Samma ventilationsaggregat brukar även stå för uppvärmningen i ishallens arenarum, ifall det är frågan om en uppvärmd ishall, samt för friskluftsintaget. Dock har tidigare NERIS-rapporter dragit slutsatsen att friskluftsintaget till ishallens arenarum allmänt sett inte behöver göras via aggregatet, utan naturligt luftläckage genom klimatskalet räcker ofta för att upprätthålla nödvändiga $CO_2$-nivåer i arenarummet. Friskluftsspjällen antas därför i denna studie vara stängd. Vidare antas kylavfuktningsfunktionen i ventilationsaggregatet via köldbärare vara kopplat till samma kylsystem som kyler ispisten, då indirekt kylavfuktning är en vanligare lösning i ishallar p.g.a. mindre komplexitet och besparingar i investering eftersom kylbehoven sköts av samma aggregat. Dessa antaganden lägger grunden för de utförda analyserna i denna rapport.




*Figur 9. Exempel på konfiguration där kylavfuktning har integrerats i ventilationsaggregatet.*

Tabell 1 listar de huvudsakliga antagandena som gjorts för vad som anses vara det bästa typexemplet på kylavfuktare i ishallsapplikation i svenska förhållanden.

*Tabell 1. De mest relevanta antagandena för den teoretiska modellen vid analys av kylavfuktare i ishallsapplikation.*

| **Aspekt** | **Antagande** |
|---|---|
| Typ | Indirekt |
| Värmeväxlare för avfuktning | Integrerad i ventilationsaggregatet |
| Kylsystem | Ishallens kylsystem |
| Uteluftsintag | Ingen |
| Publikkapacitet | 500 till 1000 |
| Ishallens volym | 20000 till 25000 $m^3$ |

### 2.2.2 Antagna nominella förhållanden

Tabell 2 visar de dimensionerande förhållandena för en ishall av typisk storlek i Sverige, se Tabell 1. Då avfuktningssystemet uppfyller dessa kriterier upprätthålls ett fuktsäkert inneklimat i arenarummet över hela säsongen.

*Tabell 2. Valda konstanter för antagna förhållanden.*

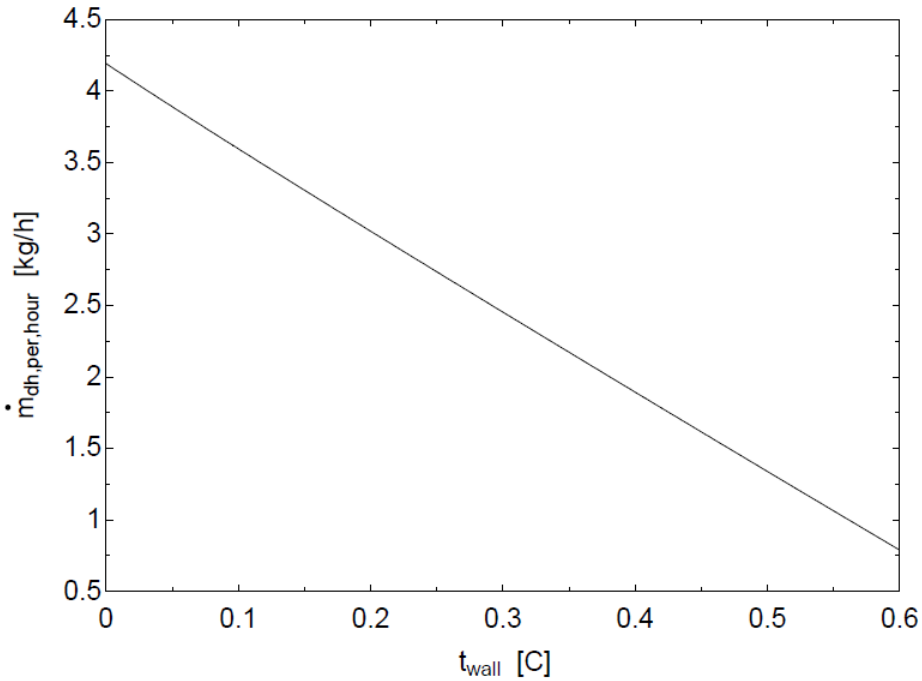
| Constant | Value | Unit |
|---|---|---|
| Water removal capacity $\dot{m}_{dh}$ | 20 | kg $H_2O$ per hour |
| Inlet temperature $t_{in}$ | +8 | °C |
| Inlet relative humidity $rh_{in}$ | 60 | % |
| Inlet air dewpoint $t_{d,in}$ | +0.7 | °C |
| Air flowrate $\dot{V}_{supply}$ | 5 | $m^3/s$ |
| Supply temperature $t_{supply}$ | +8 | °C |
| Defrosting initiation time | 80 | min |
| Defrosting time | 12 | min |
| Defrosting heating capacity | 20 | kW |

### 2.2.3 Begränsningar vid frostfri drift

Vid analys av kylavfuktare bör man först ta i beaktan dess största nackdel, frostackumuleringen. Ifall värmeväxlarens yttemperatur kan hållas ovan 0°C slipper man detta problem, men Figur 10 illustrerar tillsammans med Tabell 2 att lägre yttemperatur blir ett krav i ishallsapplikationer för att man ska kunna uppfylla kraven.

Det dimensionerade inneklimatet är 8°C and 60% RH, vilket ger en daggpunkt om 0,7 °C. Värmeväxlarens yttemperatur måste således vara lägre än detta. Figur 10 visar att vid gränsfallet för frostfri drift, dvs. 0°C, blir avfuktningskapaciteten ca 4 kg/h vilket är betydligt lägre än kravet på 20 kg/h som ställs i Tabell 2.

Detta tyder på att för att kunna uppnå önskad avfuktningskapacitet måste värmeväxlarens yttemperatur sänkas under vattnets fryspunkt, och man blir därmed tvungen att också ta i itu med det resulterade avfrostningsbehovet.



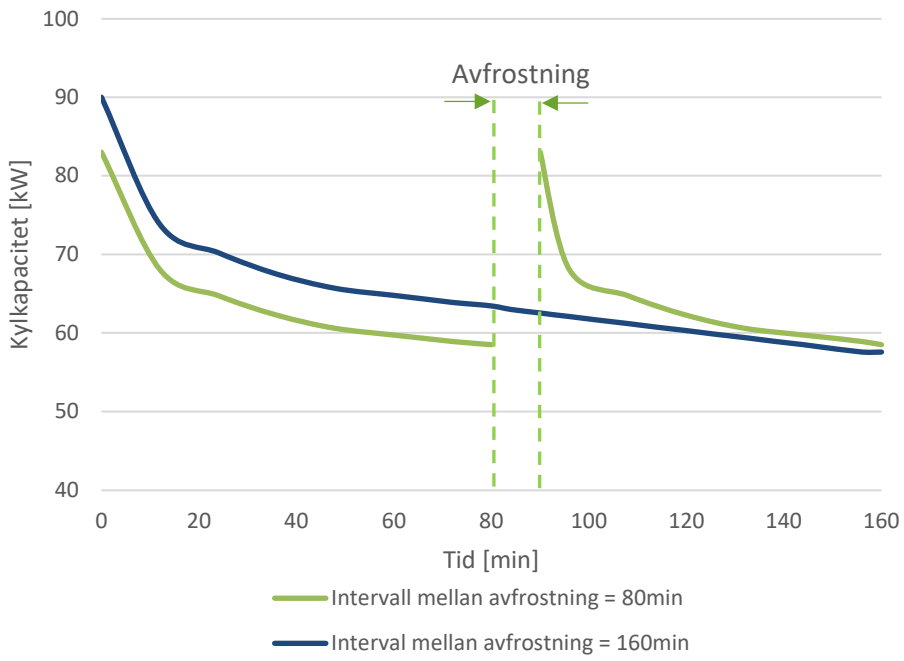

*Figur 10. Avfuktningskapacitet vid konstant luftflöde och olika yttemperaturer hos värmeväxlare.*

### 2.2.4 Krav på kylkapacitet

Ur investeringssynpunkt är det särskilt intressant att veta hur stor kylkapaciteten för avfuktning i ishallsapplikationer behöver vara, eftersom den ”komponenten” speciellt särskiljer kylavfuktning från t.ex. sorptionsavfuktning.

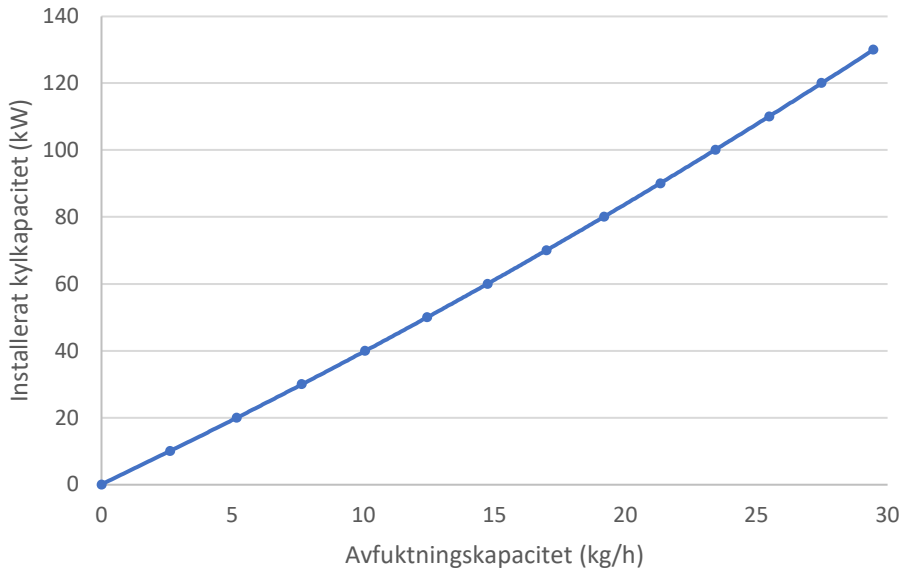
Tabell 2 fungerar som utgångspunkt igen. Värmeväxlarens yttemperatur i kylavfuktaren antas vara -8°C, vilket är i linje med köldbärartemperaturen för ett typiskt kylsystem avsett för ishallsapplikationer. Kylkapacitetens försämring p.g.a. frostackumulering, enligt den beräknade modellen som hänvisades i sektion 2.1.4.2, illustreras i Figur 11 där man kan observera att kylkapacitetskravet även beror på avfrostningsintervallet för att upprätthålla avfuktningskapaciteten på 20 kg/h.

De valda avfrostningsintervallen som i Figur 11 uppfyller det ovan nämnda avfuktningskapacitetskravet är 80 och 160 minuter. Den förstnämnde representerar optimering av kylkapaciteten, då dess medelvärde blir högre över den kortare frostackumuleringstiden. Den senare representerar optimering i energianvändning eftersom själva frekvensbehovet av avfrostningscykler då minskar.




*Figur 11. Försämring av kylkapacitet över tiden då två olika avfrostningsintervall jämförs.*

Ur ett ekonomiskt perspektiv prioriteras kylkapacitetskravet före energioptimeringen p.g.a. lägre investeringskostnader, vilket leder till att avfrostningsintervallet på 80 minuter antas vara det nominella fallet i Tabell 2. Baserat på detta antagande visar Figur 12 kylkapacitetskravet som en funktion av avfuktningskapaciteten, där det kan observeras att för det nominella fallet på 20 kg vatten per timme krävs en kylkapacitet på 84 kW.

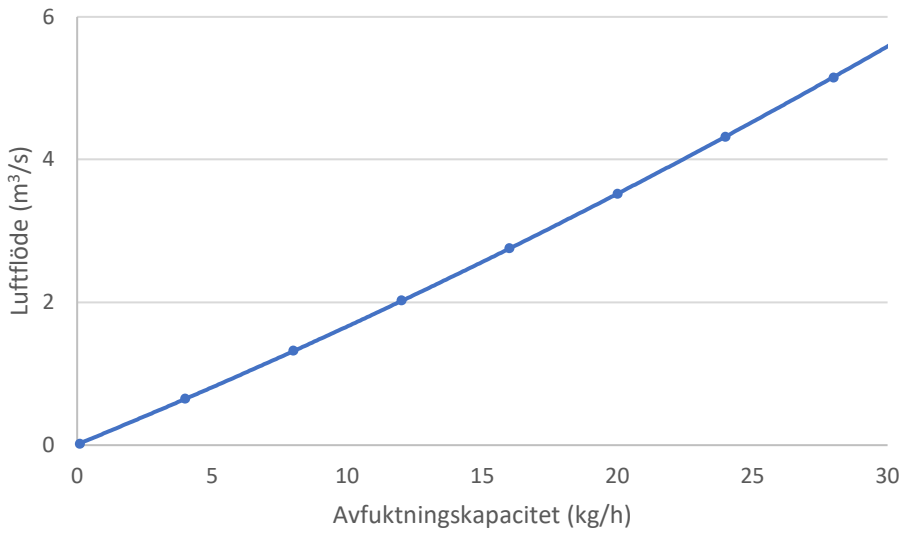



*Figur 12. Kylkapacitetskravet som funktion av avfuktningskapaciteten med hänvisning till Tabell 2.*

### 2.2.5 Krav på luftflöde

Luftflödet genom kylavfuktaren antas vara konstant 5 $m^3/s$, då funktionen oftast brukar integreras i arenarummets ventilationsaggregat p.g.a. besparingar i utrymme och investeringskostnader. Det är dock intressant att undersöka hur stort flöde som verkligen behövs för att uppnå den avfuktningskapacitet som krävs, ifall man t.ex. skulle installera en kylavfuktare i ett separat aggregat.

Figur 13 visar att ett luftflöde på omkring 3,5 $m^3/s$ behövs för att uppnå en avfuktningskapacitet om 20 kg vatten per timme. Detta kan jämföras med sorptionstekniken där den andra generationen kräver ett mindre luftflöde om 2 $m^3/s$, för att uppnå samma avfuktningskapacitet.




*Figur 13. Krav på luftflöde i förhållande till avfuktningskapaciteten.*

### 2.2.6 Energianvändning

Kylavfuktarens prestanda har den största inverkan på dess livscykelkostnader och det är därför viktigt att man inte gör märkbara nedskärningar på detta område. Som tidigare observerats, står valet mellan optimerad kylkapacitet eller energieffektivitet då man väljer avfrostningsintervallet. Trots att man i Tabell 2 valt 80 minuter som det nominella fallet, kommer denna sektion att analysera energianvändningen hos en energioptimerad kylavfuktare, med avfrostningsintervallet 160 min, för senare jämförelse med andra tekniker. Tabell 3 visar de antaganden som gjorts inför energiberäkningen.

*Tabell 3. Antaganden och medelvärden vid analys av kylavfuktares prestanda.*

| Month | Days | Defrost time [min] | Interval between defrost [min] | Volume flowrate [m3/s] | Average water removal rate [kg/h] | Average cooling capacity [kW] | COP2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Jul | 6 | 10 | 160 | 5 | 15.5 | 48.4 | 3 |
| Aug | 31 | | | | 15 | 46.9 | 3 |
| Sept | 30 | | | | 12 | 37.5 | 3 |
| Oct | 31 | | | | 4 | 12.5 | 3 |
| Nov | 30 | | | | 4 | 12.5 | 3 |
| Dec | 31 | | | | 2 | 6.2 | 3 |
| Jan | 31 | | | | 0.2 | 0.6 | 3 |
| Feb | 28 | | | | 0.4 | 1.2 | 3 |
| Mar | 15 | | | | 0.5 | 1.6 | 3 |

Tabell 4 visar de beräknade resultaten. Här kan man se att största delen av den inköpta elektriciteten går till nedkylningen av värmeväxlaren i kylavfuktaren, samtidigt som fläktenergin står för en märkbar andel om 20% av den totala elanvändningen. Värmebehovet är också relativt högt, men eftersom det kan täckas av återvunnen värme från kylprocessen kan man bortse från dess ekonomiska inverkan.

*Tabell 4. Beräknade resultat av månatlig och total energianvändning.*

| Month | Cooling demand [kWh] | Electricity use for refrigeration [kWh] | Electricity for the process fan [kWh] | Total electricity use [kWh] | Heating energy for defrosting [kWh] | Post heating energy [kWh] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Jul | 6561 | 2248 | 137 | 2386 | 219 | 5011 |
| Aug | 32797 | 11239 | 710 | 11949 | 1087 | 25054 |
| Sept | 25397 | 8703 | 687 | 9390 | 841 | 19397 |
| Oct | 8747 | 2997 | 710 | 3707 | 290 | 6680 |
| Nov | 8465 | 2901 | 687 | 3587 | 281 | 6465 |
| Dec | 4375 | 1499 | 710 | 2209 | 145 | 3340 |
| Jan | 437 | 150 | 710 | 860 | 14 | 334 |
| Feb | 790 | 271 | 641 | 912 | 26 | 603 |
| Mar | 529 | 181 | 343 | 525 | 18 | 404 |
| **Total** | **88098** | **30190** | **5333** | **35524** | **2920** | **67288** |

### 2.2.7 Begränsningar i modellanalysens omfattning

En konstant flödestemperatur har antagits vara fallet i värmeväxlaren. I verkligheten kan mer exakta resultat uppnås om temperaturgradienten betraktades i värmeöverföringsprocessen, där diverse parametrar som t.ex. avfuktningskapaciteten skulle bli påverkade. Detta antagande borde dock endast ha liten inverkan på de beräknade resultatens avvikelse från verkligheten. Slutligen, ifall detta antagande inte tillämpades skulle kraven på indata öka vad gäller värmeväxlarens värmeöverföringsegenskaper och de mer exakta resultaten skulle begränsas till värmeväxlarens geometri.

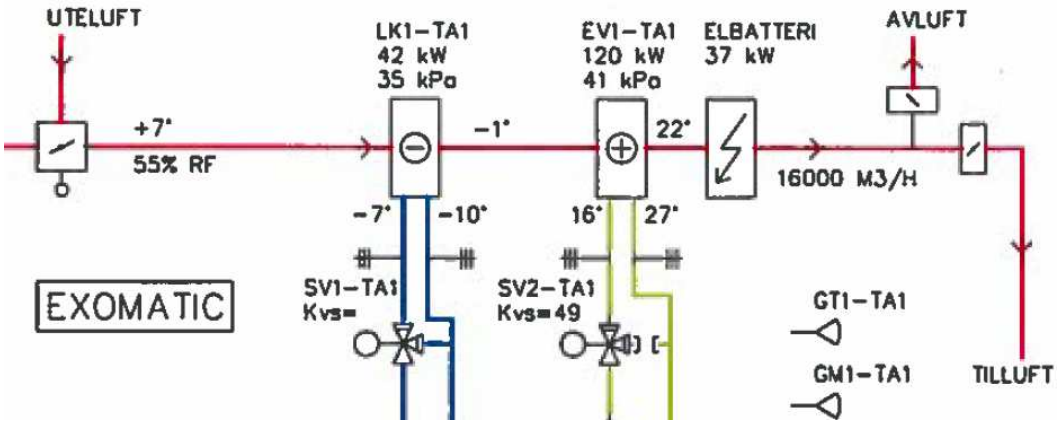
Försämringen av kylkapaciteten på grund av frostackumulering (dvs. lägre UA-värde) antas via tillämpning av empiriska korrelationer. Detta anses vara en fullgod metod, ytterligare experimentella studier skulle kunna verifiera dessa antagna värden. Vidare är det inte bekräftat om dessa korrelationer tar i beaktan det ackumulerade frostlagrets yttemperatur, och hur stor inverkan det kan ha på värmeöverföringen, då det är frostlagret och inte längre värmeväxlaren som är i direkt kontakt med processluften.

Slutligen har denna rapport inte behandlat förändringar i den s.k. bypass-faktorn vid ökad hastighet av luftflödet för att kunna bibehålla massflödet under frostackumuleringen. För att kunna beakta dessa förändringar, krävs detaljerade studier av värmeväxlare vilket ligger utanför omfattningen av denna studie.

## 2.3 Exempel från referensanläggningar

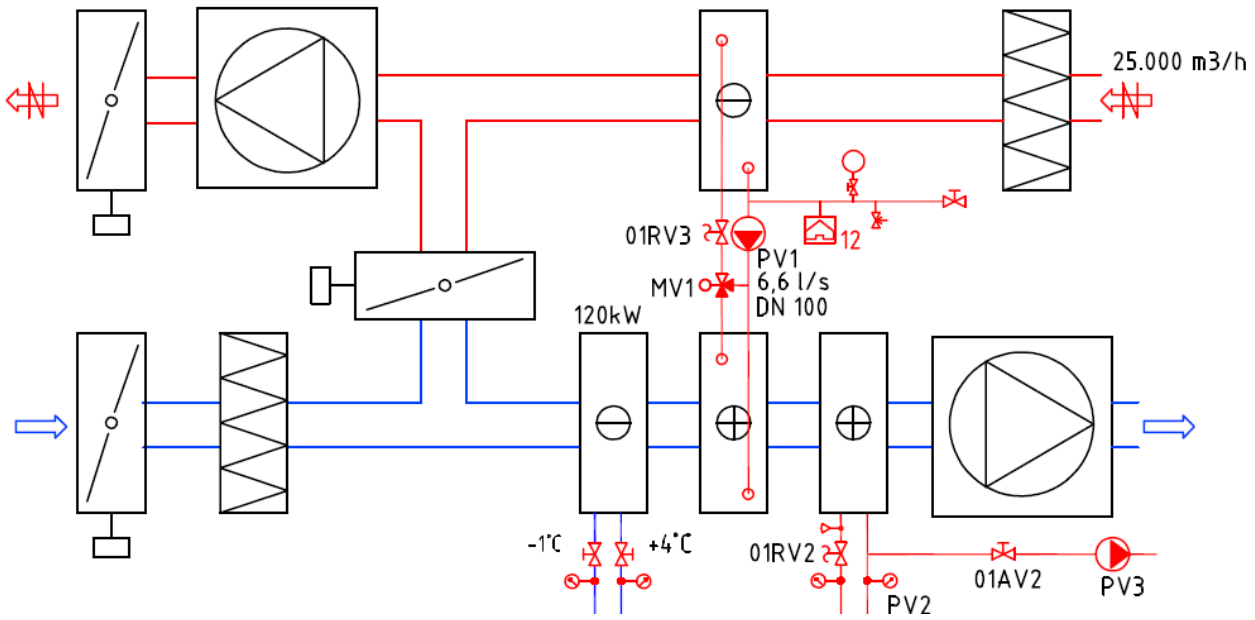
Det finns inte många ishallar i Sverige som tillämpar kylavfuktning för att skapa torr luft i arenarummet, men denna rapport kommer att redovisa några referenser på hur de som finns tillgängliga har dimensionerats.

Det första exemplet illustreras i Figur 14 där avfuktning sker med ett kylbatteri indirekt anslutet till kylsystemet via en köldbärare, vars temperatur i värmeväxlaren är omkring -8 °C med kylkapacitet på 42 kW då luftflödet är 16 000 m3/h. Processluftens, dvs recirkulationsluftens, fuktnivå med en daggpunkt på -1.3 °C har underestimerats då man inte räknat med sommarförhållanden, där typiska inneklimatet i en ishall brukar kunna vara omkring 8 °C och 65% RH vilket motsvarar en daggpunkt på 1.8 °C. I dessa förhållanden blir avfrostning ett måste, eftersom värmeväxlarens yttemperatur är med god marginal lägre än fryspunkten. Enligt beräkningar via modellanalysen blir avfuktningskapaciteten omkring 3,5 kg/h, vilket är alldeles för lågt. Orsaken till den låga avfuktningskapaciteten är att kyleffekten har underdimensionerats i kylavfuktaren.




*Figur 14. Exempel på ventilationsaggregat med underdimensionerad kylkapacitet för avfuktningsbehovet.*

Ett annat exempel visas i Figur 15, där en större arena tillämpar kylavfuktning. Köldbäraren har en temperatur närmare 0°C för att undvika frostackumulering. Processluftens egenskaper har inte specificerats förutom temperaturen på 12°C. I en större arena med högre lufttemperatur kan man anta en högre fuktnivå, daggpunkten tros i detta fall därför vara 3.5°C. Vid större evenemang, då publikkapaciteten på 7000 personer fullt nyttjas, kan processluftens värden antas vara ännu högre, t.ex. 15°C i arenarummet med daggpunkt på 4°C.




*Figur 15.Exempel på ventilationsaggregat med undermålig avfuktningskapacitet.*

De beräknade resultaten för dessa två driftförhållanden redovisas i Tabell 5, där man kan se att kyl- respektive avfuktningskapaciteten vid evenemang blir 120 kW och 23 kg/h och vid vanlig drift 95 kW och 18 kg/h. Dessa avfuktningskapaciteter ligger på nivån för det som anses vara nödvändigt i en ishall av normal storlek, i detta fall är det dock frågan om en större arena där kapacitetskravet kan antas vara omkring tre gånger större. Detta tyder på att kylkapaciteten i avfuktaren borde vara omkring 360 kW, förutsatt att man vill ha frostfri drift, vilket skulle ha märkbar inverkan på investeringskostnaderna.

*Tabell 5. Kylavfuktarens prestanda i arenaförhållanden då man undviker frostackumulering.*

| Case | Indoor air temperature [°C] | Dewpoint temperature [°C] | Cooling capacity [kW] | Dehumidification capacity [kg/h] |
|---|---|---|---|---|
| Event | 15 | 4.0 | 120 | 23 |
| Regular | 12 | 3.5 | 95 | 18 |

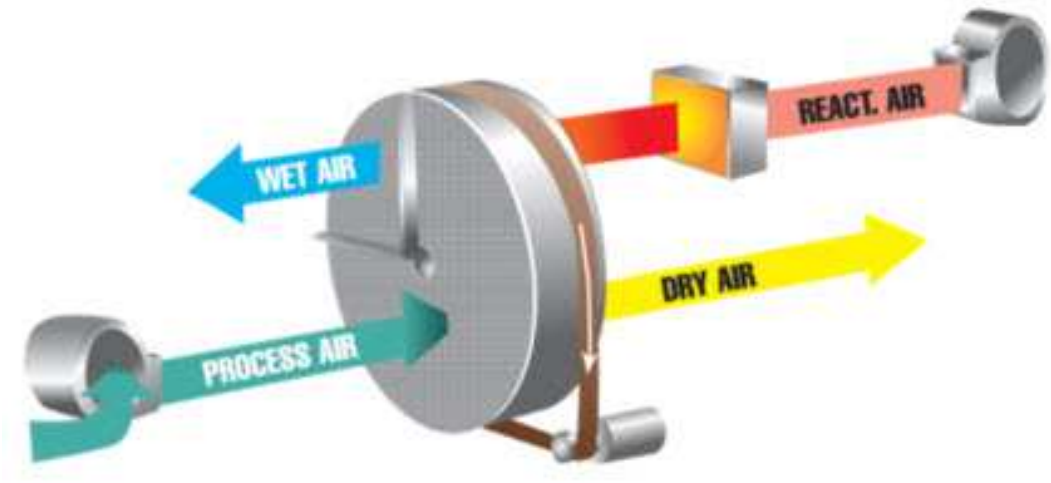
# 3 Sorptionsavfuktning

Sorptionsavfuktare tillämpar en teknik som grundar sig på fuktabsorberande material, dvs. material med kemiska egenskaper som gör att de kan absorbera fukt utan att involvera kondensering eller nedfrysning. Sorptionsavfuktare är idag de vanligaste avfuktarna man finner i ishallar, vilket mycket beror på deras goda kapacitet och prestanda även vid daggpunktsnivåer under vattnets fryspunkt.

## 3.1 Teori

### 3.1.1 Funktionsprincip

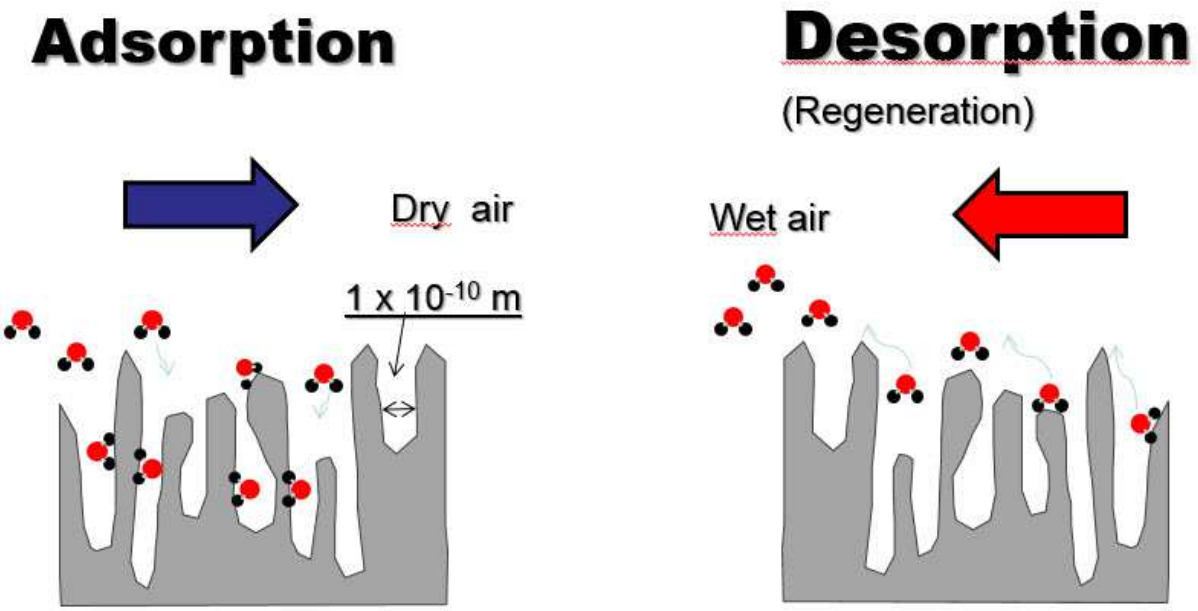
Den viktigaste delen i en sorptionsavfuktare är ett roterande sorptionshjul, den sk rotorn. Stommen som rotorn byggs av är gjort på glasfiber, vilken utgörs av plana och veckade skikt. De veckade skikten är utformade så att många kanaler och en stor yta skapas där luft kan passera igenom. Idag används i större utsträckning silica gel som adsorberande skikt i rotorerna vilket gör att fukten på så vis ”fastnar”. Rotorn är ofta indelad i två åtskilda sektorer som separerar de två olika luftflödena ifrån varandra, se Figur 16. Ca 75% av hjulets area brukar i en traditionell sorptionsavfuktare bilda en sektor där fuktig luft (processluften) leds igenom och dess vatteninnehåll ”fångas upp” av fuktabsorbenten, vilket resulterar i torr och något värmd luft som kan föras vidare till t ex ishallen. Hjulet roteras med hjälp av en drivmotor i en låg hastighet, vilket medför en i sammanhanget försumbar energianvändning. Med tiden blir fuktabsorbenten i denna sektor mättad och kan inte absorbera mer vattenånga. För att ta bort fukten från rotorn låter man varm regenereringsluft blåsa igenom den återstående delen av hjulet, ca 25%, som bildar en egen sektor. I denna sektor höjer den varma regenereringsluften temperaturen på fuktabsorbenten, vilket förångar dess fuktinnehåll som sedan avleds som avluft. Det är rotorn som bestämmer kapaciteten och livslängden för avfuktaraggregatet och är således en nyckelkomponent i systemet.




*Figur 16. Funktionsprincipen hos en sorptionsavfuktare.*

Tack vare den fysikaliska process som denna teknik tillämpar kan sorptionsavfuktare arbeta effektivt, dvs med god kapacitet, även vid mycket låga daggpunktsnivåer, under 0°C, utan risk för frostbildning, vilket inte är möjligt med kylavfuktare. Vidare sjunker även kraven på luftflödet som behövs för processen. Största delen av sorptionsavfuktarens energianvändning går till uppvärmningen av dess regenereringsluft, vilket betyder att den mest signifikanta besparingspotentialen finns här. En potentiell lösning är att använda sig av avgiven värme från ishallens kylsystem, som annars släpps ut i omgivningen ifall den inte återanvänds som värmekälla

till något annat. Dock måste värmen vara av tillräckligt hög temperaturnivå för att kunna användas i avfuktningsprocessen, vilket gör det till en utmaning att värma regenereringsluften endast med återvunnen värme från kylsystemet.




*Figur 17. Illustration av adsorption och desorption i mikroskala.*

Som ett fördjupande tillägg till sorptionsprocessens funktion så illustreras i figuren ovan hur fukten (vattenmolekylerna) ”fångas” (adsorberas) av rotorns ytskikt. Som tidigare beskrivet så leder detta till att den inkommande processluften torkas. För att i nästa läge, under regenereringen, på motsvarande sätt driva ut fukten (desorption) ur materialet så värms ytskiktet genom att varm luft får passera över rotorns yta. När temperaturen ökar i materialet (silica gel) så ”släpper” vattenmolekylerna och följer med regenereringsluften ut till omgivningen.

### 3.1.2 Regenereringsluftens värmekälla

Största delen av en sorptionsavfuktares energianvändning går till uppvärmningen av dess regenereringsluft som används för att skapa torr luft. Värmekällan kan variera, det viktiga är att kapaciteten räcker till och finns på tillräckligt hög temperaturnivå för att kunna täcka avfuktningsbehovet. För att uppnå energieffektiv och lönsam drift rekommenderas det att välja värmekälla enligt prioritetslistan nedan:

1. Återvunnen värme från kylsystemet
    a. Generation 2 – Endast återvunnen värme från kylsystemet
    b. Generation 1 – Hybrid med återvunnen värme + direktel
2. Fjärrvärme
    a. Generation 2
    b. Generation 1
3. Direktel

Då återvunnen värme i allmänhet är det billigaste alternativet och fjärrvärme i de flesta fall är billigare än elektricitet. Det finns även kombinationer av dessa där t.ex. elektricitet eller fjärrvärme kan användas som komplement eller back-up till återvunnen värme.

#### 3.1.2.1 Återvunnen värme från kylsystemet – Generation 2

En lösning är att använda sig av avgiven värme från ishallens kylsystem, som annars släpps ut i omgivningen ifall den inte återanvänds som värmekälla till något annat. Dock måste värmen vara av tillräckligt hög temperaturnivå för att kunna användas i avfuktningsprocessen, vilket gör det till en utmaning att värma regenereringsluften endast med återvunnen värme från kylsystemet. De flesta traditionella avfuktare kräver ofta över 100°C varm regenereringsluft, men under senare år har man med anpassningar kunnat sänka kraven. Idag finns det sorptionsavfuktare av den s.k. ”Generation 2” som kan klarar sig med cirka 55°C, vilket öppnar möjligheten för att kunna täcka hela värmebehovet i avfuktningsprocessen med återvunnen värme från kylsystemet. Nackdelen med dessa modeller är att fläkteffekten ofta ökar något då regenereringsluftflödet ökar, vilket i sammanhanget ofta är acceptabelt eftersom det är frågan om att använda ”gratis” värme som ändå gör lösningen till ett lönsamt alternativ.

Kylsystemet behöver kunna leverera 30–50 kW värme vid cirka 60°C för att kunna täcka sorptionsavfuktarens behov. Under senare tid har kylsystem baserade på $CO_2$ som köldmedium blivit mer populära, och dessa kan avge värme som uppfyller just dessa krav. En annan lösning är att ansluta en värmepump till värmebärarsidan i kylsystemet som kan höja temperaturen på avgiven värme från kylsystemet till den nivå som krävs.

#### 3.1.2.1 Hybrid – Generation 1

Generation 1 har fortfarande ett högre krav på temperaturnivå än generation 2, vilket betyder att återvunnen värme från kylsystemet inte till sin temperaturnivå och kapacitet räcker till för att täcka avfuktningssystemets värmebehov. Dock kan man fortfarande applicera det i en hybridlösning med direktel som spets. Detta innebär att regenereringsluften förvärms i återvinningsvärmeväxlaren och sedan värms ytterligare i en värmeväxlare ansluten till den kompletterade värmekällan. På detta sätt har man utnyttjat gratisvärme som avges från kylsystemet och kan spara energikostnader. Varianter av Generation 1 där uppvärmningen sker i två steg förekommer också, då nyttas fjärrvärme inledningsvis och direktverkande el används i ett andra steg för att höja temperaturen till önskad nivå.

Många ishallar i Sverige använder sig av kylsystem vars avgivna värme inte uppnår de temperaturnivåer som krävs i avfuktningen. T.ex. ammoniaksystem avger största delen av värmen på temperaturnivåer upp till 35°C, vilket inte räcker till för generation 2.

Fjärrvärme är en vanlig värmekälla för många applikationer i Sverige. Fördelen brukar i många fall vara dess tillgänglighet och pris. I ishallar är avfuktningsbehovet som högst under den varma perioden av året, vilket är optimalt då priset på fjärrvärme under denna period på året är som lägst.

#### 3.1.2.2 Direktel

Direktel anses ofta vara energislöseri för att producera värme då det finns effektivare lösningar. Dock är det i Sverige ofta ansett som en acceptabel lösning, eftersom elpriserna är relativt låga i landet, men borde endast användas ifall de lönsammare alternativen som tidigare nämndes inte finns tillgängliga.

Om direktel används som värmekälla i en sorptionsavfuktare, ökar betydelsen för att optimera själva avfuktarens drift. Aggregat med låga fläkteffekter, gärna EC-fläktar, rekommenderas och helst ska fläktarna även kapacitetsregleras t ex. med frekvenskontroll. Det finns ytterligare funktioner såsom intern återvinning (så kallad ”purge”) som också hjälper till att effektivisera driften.

## 3.2 Exempel på installationer från fältet

Sorptionsavfuktning tillämpas mycket i svenska ishallar, och i flera av dem har man kunnat analysera prestandan med hjälp av övervakningssystem som är kopplade till internet och loggar relevant driftdata som luftparametrar och energianvändning. Med hjälp av dessa data kan ”verklig” prestanda bedömas och jämföras med den teoretiska kunskapen.

### 3.2.1 Krav på värmekapacitet

Som tidigare nämnts går största delen av en sorptionsavfuktares energianvändning till uppvärmningen av dess regenereringsluft som används för att skapa torr luft. Kravet på regenereringsluftens temperaturnivå varierar beroende på ifall sorptionsavfuktaren är en s.k. ”generation 2” (minst 50 °C) eller inte (kravet stiger då upp till 120 °C). Oberoende temperaturkravet förblir kravet på värmekapaciteten mer eller mindre samma i en genomsnittsishall, dvs. 40 kW, vilket resulterar i att luftflödekravet för en ”generation 2” sorptionsavfuktare stiger.

### 3.2.2 Krav på luftflöde

För att kunna uppnå nödvändig avfuktningskapacitet med det givna kravet på regenereringsluftens värmekapacitet, har leverantörer dimensionerat luftflödena i installerade sorptionsavfuktare på fältet. Tabell 6 listar de typiska exempelfallen som finns med dimensionerande data. Man kan observera att ishall 5, som är det enda exemplet med generation 2 avfuktare, har ett märkbart större flödeskrav på regenereringsluften vilket beror på det sänkta temperaturkravet i jämförelse med de övriga generation 1 avfuktarna. Men eftersom värmebehovet i generation 2 kan fullt täckas med t.ex. återvunnen värme från kylsystemet blir energibesparingarna här mycket större än förlusterna som orsakas p.g.a. ökad fläktanvändning. I generation 2 sorptionsavfuktare står fläktarna för ca 16% av energianvändningen.

*Tabell 6. Luftflöden och fläktkapaciteter hos sorptionsavfuktare i ett antal ishallar.*

| Ice rink | Type of unit | Dehumidification capacity [kg/h] (@ 8°C 60% RH) | Process fan airflow rate [m3/s] | Process fan rated power [kW] | Reactivation fan airflow rate [m3/s] | Reactivation fan rated power [kW] |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Ice rink 1 | Gen 1 | 20 | 1.53 | 3 | 0.3 | 1.1 |
| Ice rink 2 | Gen 1 | 12 | 0.77 | 3 | 0.19 | 1.5 |
| Ice rink 3 | Gen 1 | 23.5 | 1.67 | n/a | 0.47 | n/a |
| Ice rink 4 | Gen 1 | 19 | 1.11 | 3 | 0.35 | 1.5 |
| Ice rink 5 | Gen 2 | 20.6 kg/h (@ 10°C and 61% RH) | 2.08 | n/a | 1.06 | n/a |

# 4 Jämförelse av teknisk prestanda hos kyl- och sorptionsavfuktning

## 4.1 Övriga källor

I en tidigare studie har en märkbar skillnad påträffats mellan teknikerna i ishallsapplikationer. En av de största nackdelarna hos kylavfuktningen bedöms vara luftflödeskravet. För att uppnå samma avfuktningskapacitet, 24,3 kg vatten per timme hos processluft med 2°C daggpunkt, krävs enligt studien en luftflödeshastighet på 17000 $m^3/h$ för kylavfuktningstekniken, medan sorptionstekniken kan ge samma resultat med cirka 5600 $m^3/h$ luftflöde. (Controlled Dehumidification, 2012)

## 4.2 Dimensionerande effekter

De dimensionerande effekterna som krävs för respektive teknik i en typisk ishall spelar en avgörande roll för investeringskostnadens storlek. Tabell 7 ger indikation på de kapaciteter som krävs för kylning, uppvärmning och fläktar. Det bör dock noteras här att verkliga värden kan variera beroende på prestandan i den utrustning som erbjuds av olika leverantörer. Det som här direkt kan observeras är att kylavfuktningen ökar kravet på anläggningens kylkapacitet, vilket i praktiken betyder större/fler kompressorer, medan det ökade värmebehovet kan lösas enklare med t.ex. värmeväxlare anslutet till kylsystemets värmeåtervinning.

*Tabell 7. Jämförelse av de dimensionerande effekterna hos respektive tekniklösning i en typisk ishall.*

| Technology | Cooling capacity [kW] | Heating capacity [kW] | Process air fan power [kW] | Reactivation air fan power [kW] |
|---|---|---|---|---|
| Sorption gen 1 | - | 30 - 50 | ~ 3 | 1 to 1.5 |
| Sorption gen 2 | - | 30 - 50 | ~ 4.5 | ~ 2 |
| Refrigeration | 80 - 90 | 50 | ~ 7 | - |

## 4.3 Energianvändning

När det gäller det månatliga avfuktningsbehovet i en typisk ishall finns det data som täcker hela säsongen, vilket gör det möjligt att utvärdera hur mycket energi respektive tekniklösning kräver för att täcka avfuktningsbehovet. I fallet sorptionsteknik använder denna studie sig av fältmätningar på energianvändningen, medan kylavfuktningsteknikens prestanda utvärderas med hjälp av den teoretiska modellen som beskrevs tidigare i rapporten. Beräknade och samlade resultat på energianvändningen hos olika avfuktningskonfigurationer då de tillämpas i en typisk ishall redovisas i Tabell 8.

Flera signifikanta antaganden har gjorts vid beräkningen av kylavfuktningens energianvändning, och konfigurationen i Figur 9 kan här användas som referens. Eftersom avfuktningssystemet är inbyggt i arenarummets ventilationsaggregat är antagandet att fläktenergin för själva avfuktningsfunktionen kan bestämmas via tryckfallet som uppstår p.g.a. kylavfuktarens värmeväxlare. Detta innebär samtidigt att även i det fall det inte finns ett avfuktningsbehov i arenarummet, kommer den ökning i fläktenergianvändning som ventilationsaggregatet behöver för att kunna övervinna värmeväxlarens tryckfall att tillskrivas till kylavfuktaren. Dessa antaganden leder till det beräknade resultatet för kylavfuktningens fläktanvändning.

Sorptionstekniken kan som tidigare nämnts tillämpa flera olika värmekällor, vilket har en märkbar inverkan på installations- och driftskostnaderna. Detta kan tydligt observeras i Tabell 8, där t.ex. den traditionella fullständigt eldrivna sorptionsavfuktaren kräver märkbart mer energi totalt sett trots att dess

fläktenergianvändning är lägre än den hos generation 2 som kan täcka värmebehovet med ”gratis” återvunnen värme.

Sorptionsteknikens generation 1 har den nyttan att man kan minska elanvändningen genom att tillämpa en ur driftssynvinkel billigare energikälla för att åtminstone delvis täcka värmebehoven, som fjärrvärme med lägre prisnivå eller ”gratis” återvunnen värme från kylsystemet. Generation 2 ger den ytterligare möjligheten att endast använda fjärrvärme eller återvunnen värme som källa till regenereringsluften med en liten tilläggskostnad för den ökade fläktenergianvändningen.

Då man jämför de olika avfuktningskonfigurationerna kan man i Tabell 8 se att kylavfuktningstekniken enligt beräkningarna klarar sig prestandamässigt väl i jämförelse med traditionell sorptionsteknik. Den stora vinnaren här är dock generation 2 av sorptionstekniken med värmeåtervinning som värmekälla, som med tydlig marginal har den lägsta användningen av köpt energi.

*Tabell 8. Beräknade och samlade resultat på energianvändningen vid olika avfuktningskonfigurationer.*

| Typ | Värmekälla | Elenergi kylsystem [kWh] | Elenergi fläktar [kWh] | Värmeenergi behov [kWh] | VåV [kWh] | Tillägsvärme [kWh] | **Köpt elenergi [kWh]** | **Köpt värmeenergi [kWh]** |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Sorption vanliga | Elvärme | 0 | 9043 | 55700 | 0 | 55700 | 64743 | 0 |
| Sorption "gen 1" | 1:a steg - VåV<br>2:a steg - Elvärme | 0 | 9043 | 55700 | 23900 | 31800 | 40843 | 0 |
| Sorption "gen 1" | 1:a steg - Fjärrvärme<br>2:a steg - Elvärme | 0 | 9043 | 55700 | 0 | 55700 | 40843 | 23900 |
| Sorption "gen 2" | VåV | 0 | 14116 | 55700 | 55700 | 0 | 14116 | 0 |
| Sorption "gen 2" | Fjärrvärme | 0 | 14116 | 55700 | 0 | 55700 | 14116 | 55700 |
| Kyl | - | 30190 | 5333 | 70208 | 70208 | 0 | 35523 | 0 |

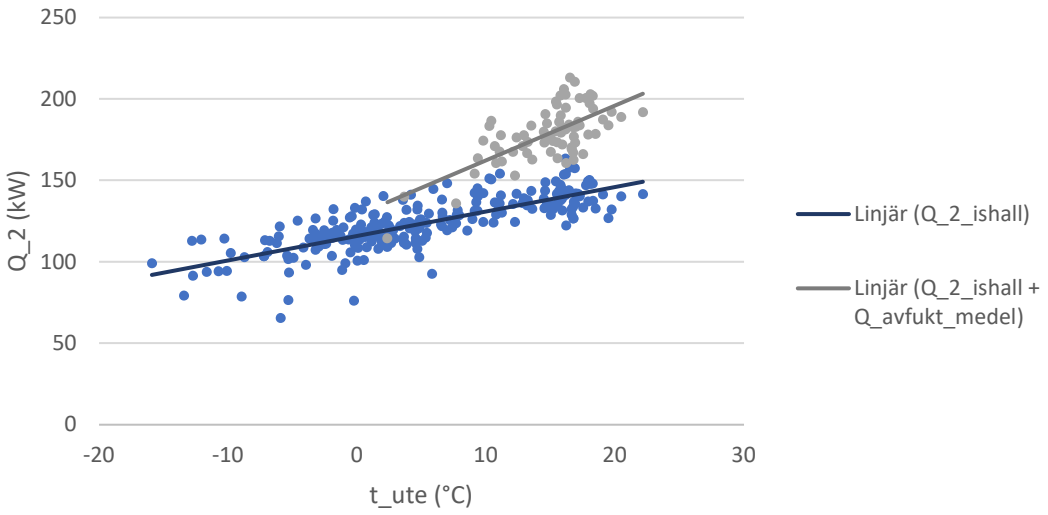
Det bör påminnas om att kylavfuktningsteknikens prestanda har i detta fall beräknats med en teoretisk modell, medan sorptionsteknikens resultat baserar sig på fältdata. Detta betyder att för kylavfuktningens verkliga prestanda kan man förvänta sig något större avvikelser, då man i beräkningarna även gjort antaganden gällande t.ex. tryckfall i ventilationsaggregatet. Mer exakta resultat kunde fås via fältmätningar av kylavfuktningsapplikationer i ishallar.

Vidare skall det påpekas att även om resultaten avseende prestanda tillsvidare får kylavfuktningstekniken att se ut som en god lösning, kan slutlig lönsamhetsbedömning endast göras då man ur ett helhetsperspektiv analyserar respektive tekniks livscykelkostnad där investering och service även beaktas.

## 4.4 Effektiv matchning av belastningar och behov

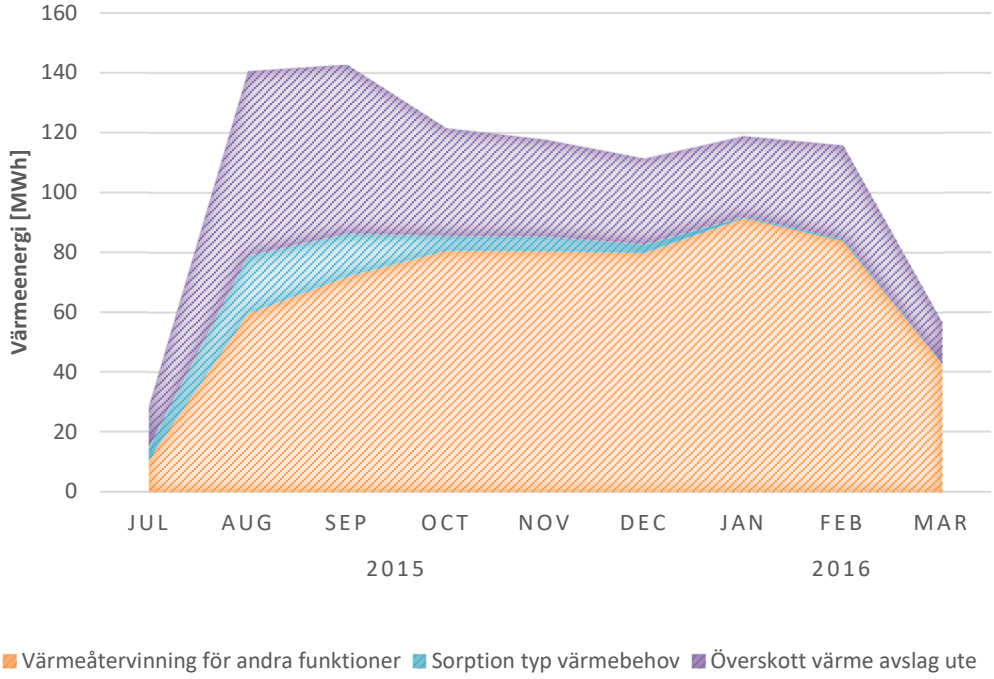
I en ishall varierar kylnings- och uppvärmningsbehoven märkbart under säsongen. Dessa variationer kan antingen utnyttjas för ökad energieffektivitet eller misskötas och då leda till ökad onödig energianvändning. Avfuktningssystemet är en av de bästa representationerna av hur ishallens belastningar och behov på ett klokt sätt kan kombineras och skapa synergi.

Då en kylavfuktare tillämpas i en ishall måste den totala dimensionerande kylkapaciteten höjas eftersom kyl- och avfuktningsbehoven ökar båda i samband med högre utetemperatur. Via samlade fältmätningar från befintliga ishallar kan man i Figur 18 illustrera kylbehovet i förhållande till utetemperaturen för att upprätthålla isen i en typisk ishall. Utöver detta grundbehov har man via beräkningar avseende kylavfuktning kunnat estimera den ökning i kylkapacitet som krävs för att även täcka avfuktningsbehovet. Slutsatsen som kan dras här är att p.g.a. av de sammanfallande toppbelastningarna blir man tvungen att öka investeringen i kylkapacitet för att täcka båda behoven.



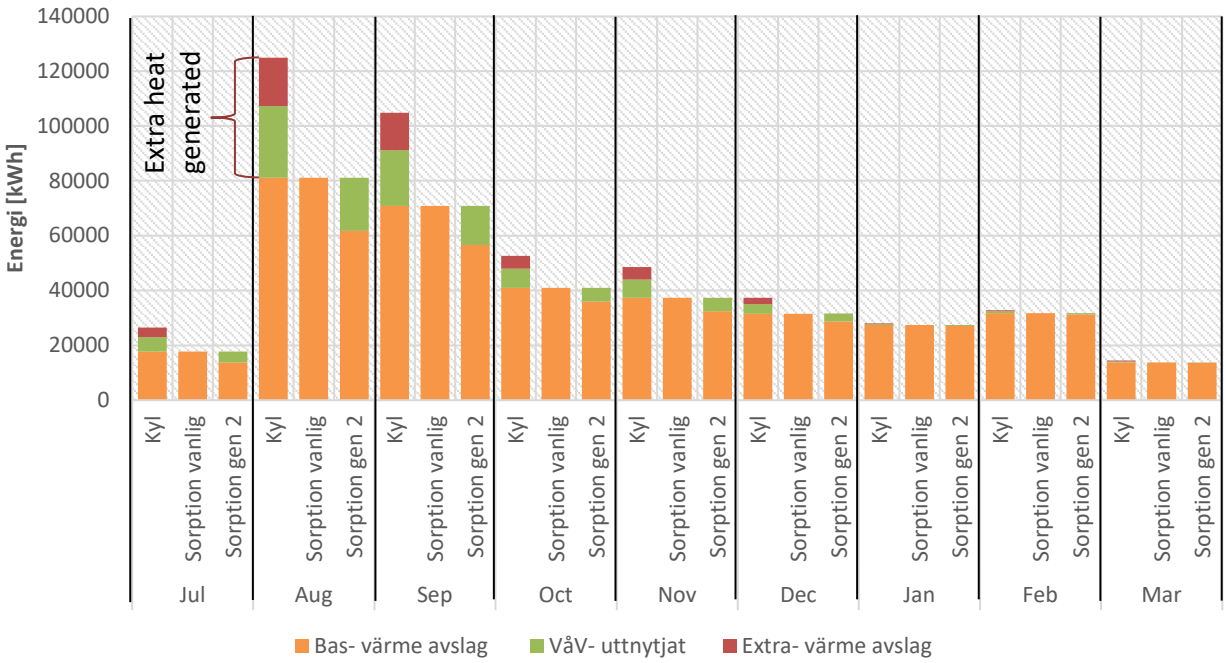

*Figur 18. Kylkapacitetskravet som funktion av utomhustemperaturen i en ishall med och utan kylavfuktare.*

Detta kan jämföras med sorptionstekniken, där kylkapaciteten som krävs för att upprätthålla isen kommer att leda till avgiven värme från kylsystemet enligt Figur 19. Här kan det observeras att ishallens samtliga värmebehov, inklusive det för en sorptionsavfuktare generation 2, kan täckas med återvunnen värme från ishallens kylsystem som annars skulle avges till omgivningen via gaskylare/kondensorn. Denna effektiva matchning av en ishalls belastningar och behov leder till energieffektivare drift utan att man behöver öka investeringen i kylkapacitet.




*Figur 19. Distribution av avgiven värme från ett kylsystem i en ishall.*

Frågan kan dock ställas ifall kylavfuktning även kunde utnyttjas som värmekälla, då det skulle ses som en metod att öka dess lönsamhet. Visserligen skulle den avgivna värmemängden öka i jämförelse med det som illustrerats i Figur 19, men samtidigt måste man beakta att samtliga värmebehov i en typisk ishall redan kan täckas av ett kylsystem som endast används för att kyla isen. Figur 20 illustrerar vidare den månatliga avgivna värmen från kylsystemet beroende på vilken avfuktningskonfiguration som tillämpas. I fallet kylavfuktning ser man att mängden avgiven värme ökar märkbart under avfuktningssäsongen, och att denna värme i en typisk ishall då endast skulle delvis återvinnas för att täcka kylavfuktarens tillkommande värmebehov medan resten skulle avges till omgivningen via gaskylare/kondensorns fläktar, vars energianvändning då också ökar.




*Figur 20. Jämförelse av mängden avgiven värme från kylsystem vid följande avfuktningskonfigurationer: Kyl-, generation 1 sorptions-, och generation 2 sorptionsavfuktning.*

Den totala avgivna värmemängden från en typisk ishalls kylsystem och dess fördelning till värmeåtervinning och omgivning beroende på tillämpad avfuktningsteknik redovisas i Tabell 9. Här syns det tydligt att i en typisk ishall kommer den ytterligare avgivna värmen från en kylavfuktare att ha föga nytta, då den överlägsna majoriteten av denna värme kommer att avges till omgivningen via gaskylare/kondensorn. Ifall det finns potential för värmeexport kunde nyttan med kylavfuktning bli mer aktuell, men i fallet typisk ishall kan det konkluderas att den ökade tillgängliga värmemängden, speciellt under den varma perioden, inte behövs.

*Tabell 9. Avgiven värmemängd från kylsystemet och dess fördelning till värmeåtervinning och gaskylare/kondensor i en typisk ishall beroende på tillämpad avfuktningsteknik.*

| | Heat generated [MWh] | Heat recovered [MWh] | Heat rejected [MWh] |
|---|---|---|---|
| With sorption technology | 994 | 669 | 325 |
| With refrigeration technology | 1112 | 683 | 428 |
| Refrigeration vs sorption | +12% | +2% | +32% |

# 5 Slutsatser

Del 5 i NERIS-rapportserien, ”Jämförelse av kyl- och sorptionsavfuktning i ishallar”, studerar skillnaderna i funktion och energianvändning mellan de två avfuktningstekniker som typiskt förekommer i ishallsapplikationer.

Den teknik som behandlas djupare i denna rapport är kylavfuktningen, eftersom den är i svenska ishallar mera sällsynt. Kylavfuktning innebär att fukt kondenseras på en kyld yta och på detta sätt avlägsnas från luften. Två driftfall kan särskiljas i en kylavfuktare: med eller utan frostbildning. Fördelen med frostfri drift är att avfrostningscykler då undviks. Simuleringsresultaten visar emellertid att avfuktningskapaciteten vid frostfri drift är begränsad till endast omkring 4 kg/h vid dimensionerande förhållanden i en typisk ishall, vilket är långt ifrån tillräckligt vad som normalt behövs. I tidigare NERIS-rapporter har det konkluderats att en typisk ishall i nordiska förhållanden skulle kräva cirka 20 kg/h avfuktningskapacitet. Därför leder det till slutsatsen att frostfri drift i ishallsapplikationer inte är möjligt ifall man ska kunna uppnå den avfuktningskapacitet som krävs för ett gott inneklimat.

Datasimuleringsresultat visar att högre avfuktningskapacitet i en kylavfuktares värmeväxlare kan erhållas vid temperaturer lägre än vattnets fryspunkt. Frostbildning som då uppstår på värmeväxlaren kommer dock att försämra värmeöverföringen, vilket betyder att kylkapaciteten för en kylavfuktare därför måste dimensioneras högre för att även beakta detta. Utförda beräkningar visar att för att uppnå en avfuktningskapacitet på 20 kg/h i en typisk ishall måste kylavfuktaren ha en kylkapacitet på ca. 85 kW.

Exempelfall på befintliga kylavfuktare visar att ett typiskt misstag man kunnat begå är att underdimensionera avfuktarens kylkapacitet. För det första måste den latenta värmen beaktas utöver den sensibla, eftersom den tidigare kan vara en betydande del av det verkliga kylbehovet, och för det andra måste belastningarna som uppstår p.g.a. frostbildning inklusive avfrostning ingå i designen. För en större arena, där avfuktningsbehovet kan ligga vid 60 kg/h, krävs så mycket som 360 kW kylkapacitet trots att en högre daggpunkt för torrluften i denna typ av arenarum kan godkännas.

Det råder allmän åsikt om att sorptionstekniken lämpar sig bättre för ishallsapplikationer p.g.a. av det speciella inneklimatet. Detta är anledningen till att det finns mycket mer teoretisk litteratur och fältexempel avseende denna teknik i svenska ishallar i jämförelse med kylavfuktning. Sorptionsavfuktarens storlek bestäms huvudsakligen på basis av dimensionerad uppvärmningskapacitet för regenereringsluften och fläkteffekten. Traditionella sorptionsavfuktare har varit fullständigt eldrivna, medan det numera finns två modifieringar tillgängliga - kända som generation 1 och 2. Dessa två skiljer sig från varandra enligt temperaturen som krävs för regenereringsprocessen och fläkteffekten. Generation 1 kräver i regenereringsprocessen en lufttemperatur över 100°C med processluftflöde runt 1,5 m3/s och regenereringsflöde 0,3 m3/s, medan generation 2 kräver cirka 50 °C lufttemperatur med processflöde på 2 m3/s och regenereringsflöde 1 m3/s. Huvudskälet till att generation 2 kan skapa fördelar är att det lägre temperaturkravet öppnar möjligheten till att utnyttja återvunnen värme från kylsystemet.

När kyl- och sorptionsteknikerna jämförs är en viktig observation hur belastningarna och behoven för respektive process matchar med en ishalls övriga belastningar och behov. Kylavfuktning har ett kylbehov som är störst när det är som varmast ute, vilket är samtidigt fallet för det kylbehov som krävs för att upprätthålla isen. Detta innebär att kylkapaciteten i en ishall måste dimensioneras enligt summan av båda dessa krav, medan om sorptionstekniken tillämpas uppstår inget ytterligare kylbehov utöver ispistens. Vidare kan det

nämnas som fördel till sorptionsteknikens generation 2 att uppvärmningsbehovet för regenereringsprocessen är som störst när kylsystemet avger som mest värme för återvinning.

När det gäller det årliga energibehovet hos båda teknikerna, jämförs i denna rapport kylavfuktning med olika varianter av sorptionsavfuktning som tillämpar olika värmekällor. Det som slutligen avgör vad gäller prestanda är hur mycket köpt energi som respektive systemlösning behöver använda. Enligt beräkningarna visar generation 2 av sorptionstekniken med full värmeåtervinning sig vara det energieffektivaste alternativet i en typisk ishall, med cirka 14,1 MWh el på årsbasis. Kylavfuktningens energianvändning i samma applikation och tidsperiod beräknas vara ca 35,5 MWh.

# 6 Källor

ASHRAE. (2016). Chapter 23: Air-Cooling and Dehumidifying Coils. In *ASHRAE HVAC Systems and Equipment*.

ASHRAE. (2017). Chapter 1: Psychrometrics. In *ASHRAE Fundamentals*.

Carrier United Technologies. (2017). Exchange, 10. Retrieved from https://dms.hvacpartners.com/docs/1001/public/0A/EXCHANGE_NEWS_5_1.pdf

Controlled Dehumidification. (2012). Comparison of Glycol Refrigeration Dehumidification to Desiccant Dehumidification. Retrieved from http://www.cdims.com/article_glycol_1.asp

Lenic, K., Trp, A., & Frankovic, B. (2009). Prediction of an effective cooling output of the fin-and-tube heat exchanger under frosting conditions. *Applied Thermal Engineering*, *29*(11–12), 2534–2543. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.030

Rogstam, J., Pomerancevs, J., Bolteau, S., & Grönqvist, C. (2017a). *NERIS del 1: Fuktproblematiken i ishallar - en introduktion*. Stockholm. Retrieved from http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1257489&dswid=-86

Rogstam, J., Pomerancevs, J., Bolteau, S., & Grönqvist, C. (2017b). *NERIS del 2: Metoder och energianvändning för avfuktning i ishallar*. Stockholm. Retrieved from http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1257491&dswid=-86

Rogstam, J., Pomerancevs, J., Bolteau, S., & Grönqvist, C. (2018a). *NERIS del 3: Fukttransport i ishallar – mekanismer och fysik*. Stockholm. Retrieved from http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1257492&dswid=-86

Rogstam, J., Pomerancevs, J., Bolteau, S., & Grönqvist, C. (2018b). *NERIS del 4: Fuktsäkra ishallar – konstruktion och dimensionering*. Stockholm. Retrieved from http://kth.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A1257493&dswid=-86

Zhu, J., Sun, Y., Wang, W., Ge, Y., Li, L., & Liu, J. (2015). A novel Temperature-Humidity-Time defrosting control method based on a frosting map for air-source heat pumps. *International Journal of Refrigeration*, *54*, 45–54. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.02.005

Bermejo, D. (2013). *Evaluation of dehumidification system energy usage in ice rinks.* Lisbon, Portugal: Universidade de Lisboa.

Granryd, E. E. (2011). *Refrigerating Engineering: Part II (Sixth). .* Stockholm: Royal Institute of Technology.

Rogstam, J., & Mazzotti, W. (2014). Ice rink air infiltration and dehumidification performance indication. *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants.* Hangzhou, China.