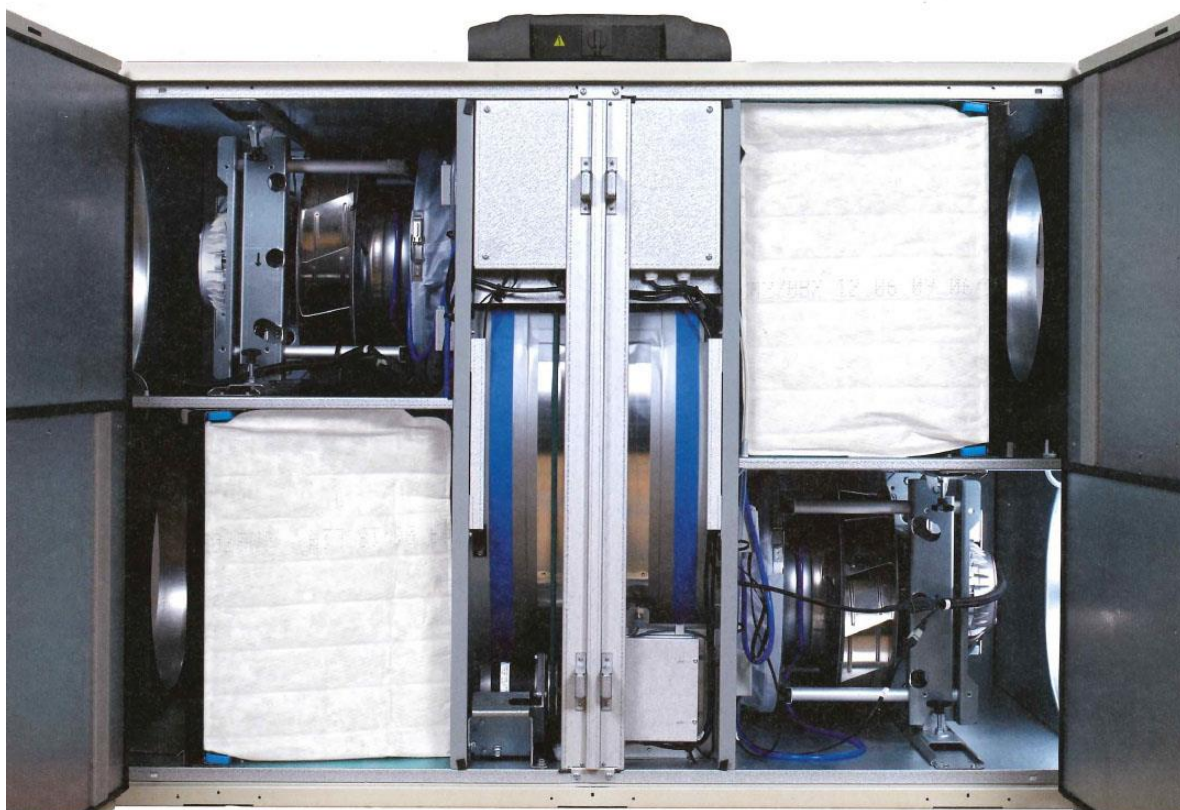




CHALMERS



Uppföljning av energieffektivitet i luftbehandlingsaggregat

Mätanalys av verkningsgraden hos roterande
värmeåtervinnare

Examensarbete inom höskoleingenjörsprogrammet Byggingenjör

ANDREAS HÅKANSSON
CHRISTOFFER LJUNGBERG

EXAMENSARBETE 2015:03

Uppföljning av energieffektivitet i luftbehandlingsaggregat

Mätanalys av verkningsgraden hos roterande värmeåtervinnare

Examensarbete i högskoleingenjörsprogrammet

Byggingenjör

ANDREAS HÅKANSSON

CHRISTOFFER LJUNGBERG

Institutionen för Bygg- och miljöteknik
Avdelningen för Installationsteknik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, 2015

Uppföljning av energieffektivitet i luftbehandlingsaggregat
Mätanalys av verkningsgraden hos roterande värmeåtervinnare

*Examensarbete i högskoleingenjörsprogrammet
Byggingenjör*

ANDREAS HÅKANSSON

CHRISTOFFER LJUNGBERG

© ANDREAS HÅKANSSON, CHRISTOFFER LJUNGBERG, 2015

Examensarbete 2015:03 / Institutionen för Bygg- och miljöteknik,
Chalmers tekniska högskola 2015

Institutionen för Bygg- och miljöteknik
Avdelningen för Installationsteknik
Chalmers tekniska högskola
412 96 Göteborg
Telefon: 031-772 10 00

Omslag:
Uppbyggnad av ett luftbehandlingsaggregat. Källa: Swegon.

Institutionen för Bygg- och miljöteknik
Göteborg 2015

Uppföljning av energieffektivitet i luftbehandlingsaggregat Mätanalys av verkningsgraden hos roterande värmeåtervinnare

Examensarbete i högskoleingenjörsprogrammet

Byggingenjör

ANDREAS HÅKANSSON

CHRISTOFFER LJUNGBERG

Institutionen för Bygg- och miljöteknik

Avdelningen för Installationsteknik

Chalmers tekniska högskola

SAMMANFATTNING

Uppföljning av luftbehandlingsaggregat görs väldigt sällan. I jakten på allt mer energieffektivare byggnader och ventilationssystem är det viktigt att resultatet blir som beräknat, särskilt för beställare och förvaltare. Denna rapport syftar till att göra en uppföljning av temperaturverkningsgraden i roterande värmeåtervinnare, för att om möjligt lokalisera förbättringsområden. Skulle exempelvis verkningsgraden redovisas ofördelaktigt kan det bli svårare att upptäcka fel eller bristfälligt underhåll i luftbehandlingssystemet. Målet var från början att undersöka flera aggregat från olika tillverkare, för att kunna dra en generell slutsats, men praktiska omständigheter medförde tyvärr att aggregat från endast en tillverkare kunde undersökas.

Ett studiebesök hos luftbehandlingsaggregattillverkaren Swegon genomfördes, för att undersöka hur de går till väga för att redovisa temperaturverkningsgraden i deras styr- och reglersystem. Det genomfördes också fältmätningar på tre luftbehandlingsaggregat där systemen var av typen VAV och DCV. Den torra lufttemperaturen mättes på olika ställen i aggregaten med hjälp av temperaturloggers, för att sedan jämföras med avlästa värden från det befintliga övervakningsprogrammet. Slutligen gjordes en jämförelse av projekteringsunderlaget med resultaten från mätningarna och datan från övervakningssystemen, samt en energi- och kostnadsberäkning för luftvärmaren och fläktens arbete.

Analysen av projekteringen visar att dagens värden ligger i närheten av denna. Enligt Swegon bygger den redovisade verkningsgraden inte på aktuella temperaturer utan enbart på aktuella luftflöden och utnyttjad kapacitet på rotorn. Vid balanserade luftflöden är den avlästa och uppmätta verkningsgraden högre än projekterat, däremot vid obalanserade luftflöden är det mer otydligt vilken verkningsgrad som är mest korrekt. Vid dessa obalanserade luftflöden kan det även skilja sig 10 – 35 procentenheter mellan avläst och uppmätt verkningsgrad. Konsekvensen av detta blir att vintertid måste luftvärmaren eventuellt vara igång mer än vad som tidigare var beräknat, om hänsyn inte tagits till obalanserade luftflöden vid projekteringen. För ett studerat driftfall med ett luftflöde på ca $3 \text{ m}^3/\text{s}$, visade energi- och kostnadsanalysen att kostnaden för användningen av luftvärmaren ökade med ca 9 000 kr/år, då den uppmätta verkningsgraden var tio procentenheter lägre än det avlästa värdet som var 85 %. I rapporten diskuteras även andra möjliga problem som kan uppstå med en teoretiskt redovisad verkningsgrad, exempelvis svårigheten att upptäcka fel eller smuts i värmeåtervinnaren med hjälp av verkningsgraden.

Nyckelord: Uppföljning, temperaturverkningsgrad, luftbehandlingsaggregat, roterande värmeåtervinnare.

Follow-up of the energy efficiency of air handling units
Measurement analysis of the efficiency of rotating heat exchangers

Diploma Thesis in the Engineering Programme

Building and Civil Engineering

ANDREAS HÅKANSSON

CHRISTOFFER LJUNGBERG

Department of Civil and Environmental Engineering

Division of Building Services Engineering

Chalmers University of Technology

ABSTRACT

A follow-up of air handling units is not done very often. With the continuous ambition of even more energy-efficient buildings and ventilation systems, it is important that the result is as expected, especially for clients and managers. The purpose of this report is to do a follow up of the temperature efficiency of rotating heat exchangers, to possibly identify areas of improvement. Would for instance the presented efficiency be disadvantageously reported, it may be more difficult to detect errors or any lack of maintenance of the air handling system. The goal was initially to study several units from different manufacturers, in order to make a general conclusion, but practical circumstances unfortunately made it possible to study units from only one manufacturer.

A field trip to Swegon, an air handling unit manufacturer, was made to study how they report the temperature efficiency in their control system. Field measurements of three air handling units were also made, where the type of system consisted of VAV and DCV. The dry air temperature was measured at various locations in the units using temperature loggers, and was then compared to the presented values read from the control system. Finally, a comparison of the design documentation with the results of the field measurements and data from the control system was done, as well as an energy and cost calculation of the usage of the air heater and the fan.

According to Swegon, the reported efficiency is not based on current temperatures, instead it is based on current air flow and the used capacity of the rotor. The analysis of the design documentation shows that the temperature efficiency lies within reach of this value. At balanced airflow the reported and the measured efficiency are higher compared to the design documents. On the contrary, at unbalanced airflow it is less clear which of the two efficiencies that is most accurate. At these unbalanced air flows the differences between the reported and the measured efficiency may also vary 10 – 35 percentage points. The consequences of this is that in winter, the air heater may be used more than what was previously estimated, if unbalanced airflow not have been taken into consideration during the planning of project. An operating case was studied, with a current air flow of approximately 3 m³/s, and the measured efficiency ten percentage points lower than the reported, which was 85%. The energy and cost analysis showed that the cost of the usage of the air heater was increased by approximately 9 000 SEK/year. The report also discusses other possible problems that can occur with a theoretically reported efficiency, such as the difficulty in detecting errors or dirt inside the heat exchanger, with the help of the efficiency.

Key words: Follow up, efficiency, air handling unit, rotating heat exchanger.

Innehåll

SAMMANFATTNING	I
<i>DIPLOMA THESIS IN THE ENGINEERING PROGRAMME</i>	II
ABSTRACT	II
INNEHÅLL	III
FÖRORD	VII
1 INLEDNING	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Syfte	1
1.3 Metod	1
1.4 Problemställning	2
1.5 Avgränsningar	2
2 LUFTBEHANDLING	3
2.1 Ventilation	3
2.2 Luftbehandlingsanläggningar	4
2.3 Systemuppbyggnad FTX-system	7
2.3.1 Fläkt	8
2.3.2 Luftvärmare	9
2.3.3 Värmeåtervinnare	10
2.3.4 Temperaturverkningsgrad	11
2.3.5 Tryckfall	13
2.3.6 SFP	14
2.4 Swegons redovisning av temperaturverkningsgraden	16
3 INHÄMTNING AV MÄTDATA	17
3.1 Mätförutsättningar	17
3.1.1 Mätning 1	17
3.1.2 Mätning 2	18
3.1.3 Mätning 3	18
3.1.4 Mätning 4	18
3.2 Befintligt övervakningssystem	19
3.2.1 Mätning 1	19
3.2.2 Mätning 2	20
3.2.3 Mätning 3	21
3.2.4 Mätning 4	21
3.3 Egna mätningar	22
4 RESULTAT	24
4.1 Verifiering av mätvärden	24
CHALMERS, Bygg- och miljöteknik, Examensarbete 2015:03	III

4.1.1	Mätning 1	25
4.1.2	Mätning 2	26
4.1.3	Mätning 3	27
4.1.4	Mätning 4	28
4.2	Beräkningar	29
4.3	Jämförelse av mätvärden och beräkningar	31
4.3.1	Mätning 1	31
4.3.2	Mätning 2	33
4.3.3	Mätning 3	35
4.3.4	Mätning 4	37
4.4	Kontroll av mätosäkerhet	38
4.4.1	Egna givare jämfört med kalibrerat mätinstrument	38
4.4.2	Verkningsgrad	38
5	ANALYS AV RESULTAT	39
5.1	Mätning 1	39
5.2	Mätning 2	41
5.3	Mätning 3	42
5.4	Mätning 4	43
5.5	Energianalys	44
5.5.1	Mätning 1	45
5.5.2	Mätning 2	46
5.5.3	Mätning 3	47
6	SLUTSATSER	49
6.1	Möjliga förbättringsområden	52
6.2	Felkällor	53
6.3	Förslag på vidare studier	53
7	REFERENSER	55

Bilagor

- | | |
|----------|--|
| Bilaga 1 | Bengt Dahlgren (2010) Mätning 1, 3 och 4. Aggregatkörning, Byggnad 18. |
| Bilaga 2 | Bengt Dahlgren (2011) Mätning 2. Aggregatkörning, Atlas Design. |
| Bilaga 3 | Bengt Dahlgren (2009) Mätning 1, 3 och 4. Energiberäkning Kängurun 18, Mölndal. Sammanställd av Maria Skarrie. |

Förord

Detta examensarbete omfattar 15 högskolepoäng och är en del av Byggingenjörsprogrammet (180 högskolepoäng) med inriktning mot installationsteknik, på Chalmers tekniska högskola.

Ett stort tack vill vi rikta till våra handledare Anders Trüschel på Chalmers och Martin Lundgren på Bengt Dahlgren. Vi vill även tacka Bengt Dahlgren och alla medarbetare som gjort det möjligt för oss att genomföra examensarbetet, genom mycket stöttande och tillhandahållande av utrustning.

Göteborg juni 2015
Andreas Håkansson
Christoffer Ljungberg

Beteckningar

Förteckning och förklaring till variabler, förkortningar och utvalda ord som förekommer i rapporten

Variabler

A	area [m^2]
$\dot{V}$	luftflöde [m^3/s]
Q	energi [W]
η	verkningsgrad [%]
$c_{p\text{luft}}$	specifik värmekapacitet luft [$\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$]
ρ_{luft}	densitet luft [kg/m^3]
τ	tid i drift [h]

Förkortningar

CAV	Constant Air Volume
VAV	Variable Air Volume
DCV	Demand Controlled Ventilation
SFP	Specific Fan Power (Specifik fläkteffekt) [$\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})$]
LB	Luftbehandlingsaggregat
VÅV	Värmeåtervinnare
VVX	Värmeväxlare
LV	Luftvärmare
LK	Luftkylare
GT	Temperaturgivare
GF	Flödesgivare

Ordförklaring

Börvärde	Det värde som brukaren valt som önskat värde
----------	--

1 Inledning

1.1 Bakgrund

Luftbehandlingssystem utgör en stor del av energianvändningen i en byggnad. Det finns olika sätt att åskådliggöra energieffektiviteten i luftbehandlingssystemen. Temperaturverkningsgrad och SFP är två vanliga nyckeltal. Som beställare och förvaltare är det viktigt med ett luftbehandlingsaggregat som går att förlita sig på och levererar det som utlovats. Att kunna lita på att kostnaderna för eftervärmning och fläktarbete inte blir större än kalkylerat.

1.2 Syfte

Rapporten kan ses som ett argument i diskussionen om ständig kvalitetsförbättring och mindre energianvändning. Syftet är att göra en uppföljning av temperaturverkningsgraden på roterande värmeåtervinnare för att kontrollera om denna stämmer överens med tillverkarens uppgifter från projekteringen, men även om den stämmer överens med aggregatets styr- och reglersystem. Skulle verkningsgraden redovisas ofördelaktigt kan det bli svårare att upptäcka fel eller bristfälligt underhåll i luftbehandlingssystemet. Målet är att studera luftbehandlingsaggregat från flera olika tillverkare för att få ett generellt resultat, oberoende av tillverkare.

Vidare är syftet även att belysa felkällor samt lokalisera förbättringsområden inom området för värmeåtervinning. Om utfallet skiljer sig från det projekterade finns det möjlighet att minska energianvändningen och driftkostnaderna i ventilationssystemen, exempelvis genom att ta hänsyn till detta i framtida projektering.

1.3 Metod

Metoden för genomförandet av denna rapport bygger på fem delar; litteraturstudier, studiebesök, inhämtning av mätdata från övervakningssystem, fältmätning samt energi- och kostnadsanalys.

Vid studiebesöket på Swegons fabrik i Kvänum kunde aggregattillverkarens tillvägagångssätt för temperaturverkningsgradsberäkning och redovisning av denna fastställas. Vidare genomfördes fältmätningar på tre olika luftbehandlingsaggregat i kontorsmiljö, där temperaturgivare placerades i och i anslutning till luftbehandlingsaggregatet för att logga temperaturer. Vid samma mättillfällen hämtades också data från det befintliga övervakningsprogrammet CitectSCADA (temperatur, luftflöde, verkningsgrad, rotorns hastighet samt användningen av luftvärmare och luftkylare), för att sedan behandla och jämföra datan i Excel. Målet som var att studera luftbehandlingsaggregat från flera olika tillverkare visade sig vara ogenomförbart. Vid skrivandet av denna rapport var det inte möjligt att få tillgång till övervakningssystem som övervakade och loggade data för mer än en tillverkarens luftbehandlingsaggregat. Därför behandlas tyvärr endast mätningar från en luftbehandlingsaggregattillverkare i rapporten.

Det gjordes även en mätosäkerhetsanalys där givarna kontrollerades mot varandra och mot ett kalibrerat instrument samt vilka konsekvenser denna mätosäkerhet skulle kunna ha på resultatet. I projekteringsunderlaget kunde temperaturverkningsgraden utläsas, vilken jämfördes med aktuella värden från mätningarna. Utifrån resultaten från mätningarna och övervakningsprogrammet genomfördes slutligen en energi- och kostnadsanalys för eftervärmningen och fläktens arbete.

1.4 Problemställning

För att bestämma en korrekt temperatur efter en roterande värmeåtervinnare är det viktigt att mätningen sker före temperaturhöjande komponenter, såsom fläkt och luftvärmare. Dock är platsen mellan värmeåtervinnaren och fläkten väldigt begränsad i ett luftbehandlingsaggregat. Samtidigt är det problematiskt att mäta upp en korrekt medeltemperatur eftersom luftens temperatur direkt efter värmeåtervinnaren varierar kraftigt. Istället använder sig vissa tillverkare av andra teoretiska metoder för att bestämma och redovisa värmeåtervinnarens temperaturverkningsgrad. Hur skiljer sig detta värde från den verkliga verkningsgraden på den roterande värmeåtervinnaren i drift? Tas det någon hänsyn till om värmeåtervinnaren skulle utsättas för damm och smuts, som normalt sett påverkar verkningsgraden avsevärt?

Vid projektering är det inte alltid som projektören får feedback på sitt jobb. Hur mycket vet VVS-konsulten om temperaturverkningsgrad hos olika tillverkare, och hur väl stämmer projekteringen med verkligheten? Vad får det för konsekvenser om uppgifterna inte visar sig stämma? Hur påverkas exempelvis luftvärmarens energianvändning om verkningsgraden på värmeåtervinnaren skiljer sig från det projekterade värdet?

1.5 Avgränsningar

Endast kontorsverksamheter med luftbehandlingsaggregat från tillverkaren Swegon har studerats i denna rapport. Egna mätstudier har genomförts under tidsperioden 2015-03-18 till 2015-04-22 och omfattar inte driftfall med utetemperaturer under 0 °C. Enbart torra temperaturer har uppmätts i systemen. Data för lufttemperaturer, till- och frånluftsflöden samt användningen av luftvärmaren och värmeåtervinnarens rotor har hämtats från befintliga övervakningssystem.

De energibehovsanalyser som genomförts i denna rapport tar endast med värmeåtervinnaren och luftvärmarens energianvändning. Även luftkylaren använder energi, vilket inte behandlats.

2 Luftbehandling

2.1 Ventilation

För att människan ska må bra, trivas och hålla prestationsförmågan uppe krävs det en god termisk komfort inomhus, vilket bland annat beror av aktivitetsgrad, lufttemperatur, ytemperatur, luftfuktighet och lufthastighet. Det krävs också god luftkvalité där fukt, värme och föroreningar som CO₂-halt och lukt är viktiga faktorer. Detta säkerställs genom att byta ut den befintliga luften inomhus med jämna mellanrum med hjälp av ett ventilationssystem. Hur mycket luft som ska bytas ut och hur ofta (omsättningar/timme) bestäms vid projekteringen då systemet dimensioneras. Vid projekteringen tas hänsyn till byggnadens förutsättningar, värme- och kylbehov samt vilken verksamhet systemet är avsett för (Warfvinge 2010, s. 1:1–1:4).

Boverket ställer krav på tilluftsflödets storlek i byggnader. Flödet ska minst uppgå till 0,35 l/s per m² golvarea, vilket utgör ett så kallat grundflöde (Boverket 1 2015, s. 3). I tillägg till detta krav ställer även Arbetsmiljöverket hygien tekniska kvalitetskrav som innebär ett extra flöde på minst 7 l/s per person (Arbetsmiljöverket 2015). Det finns även en rad rekommendationer och råd som bör följas vid utformningen av ett ventilationssystem. Exempelvis bör inte CO₂-halten överstiga 1000 ppm (Folkhälsomyndigheten 2015, s. 1).

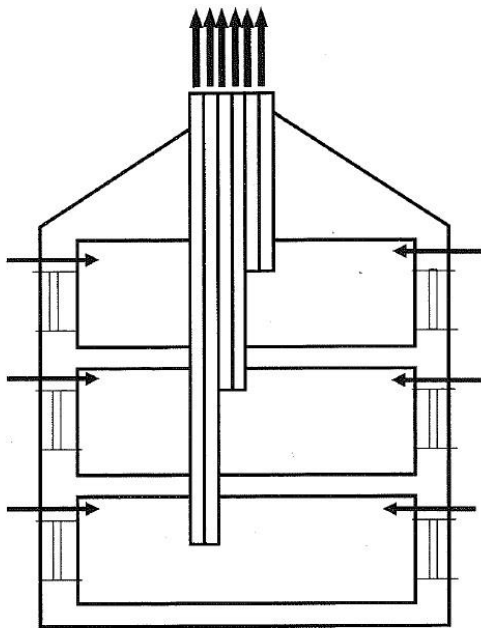
Det finns tre vanliga sätt att distribuera luft till en byggnad med avseende på möjligheten att styra och reglera flödet på luften. De är CAV (Constant Air Volume), VAV (Variable Air Volume) och DCV (Demand Controlled Ventilation). I ett CAV-system är luftflödet inställt på ett konstant flöde, oberoende av aktuell värmealstring i byggnaden etc. I ett VAV-system varierar luftflödet och en utveckling av det systemet är DCV-systemet som regleras efter behov. Parametrar som systemet reglerar efter är exempelvis temperatur, CO₂-halt eller personnärvaro, vilket kan innebära att endast grundflödet krävs i ett tomt rum. (Warfvinge 2010, s. 3:8–3:9).

2.2 Luftbehandlingsanläggningar

Det finns i huvudsak tre olika typer av ventilationssystem i Sverige. De är självdragsventilation (S-system), frånluftsventilation (F-system) och till- och frånluftsventilation med återvinning (FTX-system). Vilket system som väljs avgörs bland annat av faktorer som typ av verksamhet, myndighetskrav, luftkvalitetskrav samt investerings- och driftkostnader.

S-system

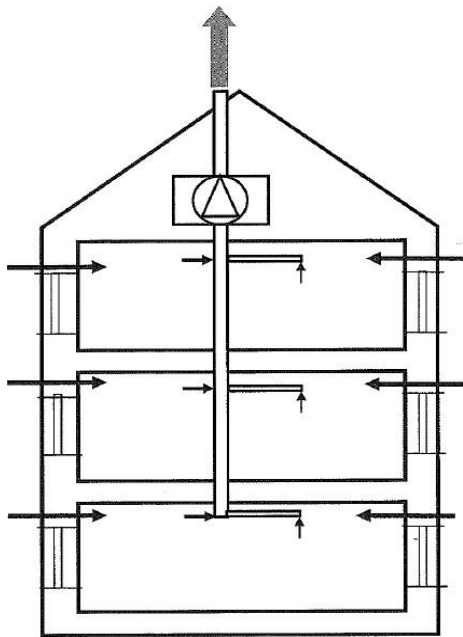
Det fläktlösa S-systemet förekommer ofta i äldre hus där ventilationen framför allt drivs av termiska krafter. De termiska drivkrafterna beror på skillnader mellan inne- och uteluftens densitet samt höjdskillnad mellan luftens in- och utlopp. Uteluften tar sig in genom otätheter i byggnaden och/eller via ventiler. Fördelarna med S-system är att de saknar störande fläktljud, de kräver inget fläktrum, de använder ingen elenergi och de har litet underhållsbehov. Däremot finns risk för överventilering vintertid och det kan vara svårt att kontrollera luftfördelningen i olika delar av byggnaden sommartid. Dessutom kan buller utifrån leta sig in via ventilerna och uppfattas som störande. Det finns heller ingen möjlighet att återvinna värmen i frånluften (Warfvinge 2010, s. 2:9).



Figur 2.1 Principiell utformning av ett S-system. Källa: Warfvinge 2010.

F-system

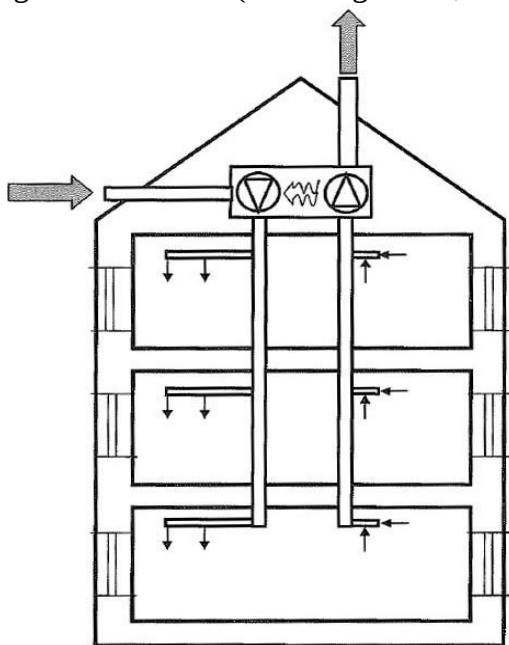
Via frånluftsdon, ofta placerade i kök och våtutrymmen, skapar en frånluftsfläkt ett undertryck i byggnaden. I de rum där man vistas för det mesta, oftast vardagsrum och sovrum, tillförs uteluft via uteluftsventiler. I ett F-system i sitt grundutförande finns ingen möjlighet att återvinna värmen i frånluften. Däremot kan en värmepump installeras för att ta tillvara på värmen i frånluften som då används för tappvarmvatten och/eller i värmesystemet. Fördelarna med ett F-system är att ventilationsflödet är kontrollerbart och de har relativt litet utrymmesbehov. Nackdelarna är att fläktarna använder elenergi och att dessa kräver regelbundet underhåll. Buller som letar sig in via ventilerna kan även här uppfattas som störande. Att erhålla korrekta flöden i varje frånluftsventil som är anslutna till samma kanalsystem kan också vara en problematik vid injusteringen av systemet (Warfvinge 2010, s. 2:9).



Figur 2.2 Principiell utformning av ett F-system. Källa: Warfvinge 2010.

FTX-system

I lokaler som skolor, kontor och varuhus etc. där kylbehov och kraven på ventilation är större än exempelvis i en bostad, används vanligen ett FTX-system, där "X" står för andelen värmeåtervinning. Systemet är uppbyggt av två kanalsystem, ett för tilluft med tillhörande tilluftsdon där luften blåser in i rummet, och ett för frånluft där frånluftsdonen suger ut luften ur rummet. De båda kanalsystemen drivs vanligen av varsin fläkt och möts i ett luftbehandlingsaggregat där värmen i frånluften återvinns med hjälp av en värmeåtervinnare. I luftbehandlingsaggregatet finns även möjlighet till filtrering, värmning, kylning och fuktning av luften som passerar. Till skillnad från S- och F-systemen som båda låter uteluft sugas in genom klimatskalet via otätheter eller ventiler, så krävs det att klimatskalet där ett FTX-system verkar är helt tätt. Fördelarna med ett FTX-system är att värme i frånluften återvinns, stor möjlighet finns att styra luftväxlingen och att luften filtreras. Däremot tar kanalerna och fläktrummet stor plats, elanvändningen hos fläktarna är stor, underhållsbehovet är stort och investeringskostnaden är hög. Det finns dessutom risk för hög ljudnivå och drag i vistelsezonen (Warfvinge 2010, s. 2:9).



Figur 2.3 Principiell utformning av ett FTX-system. Källa: Warfvinge 2010.

2.3 Systemuppbyggnad FTX-system

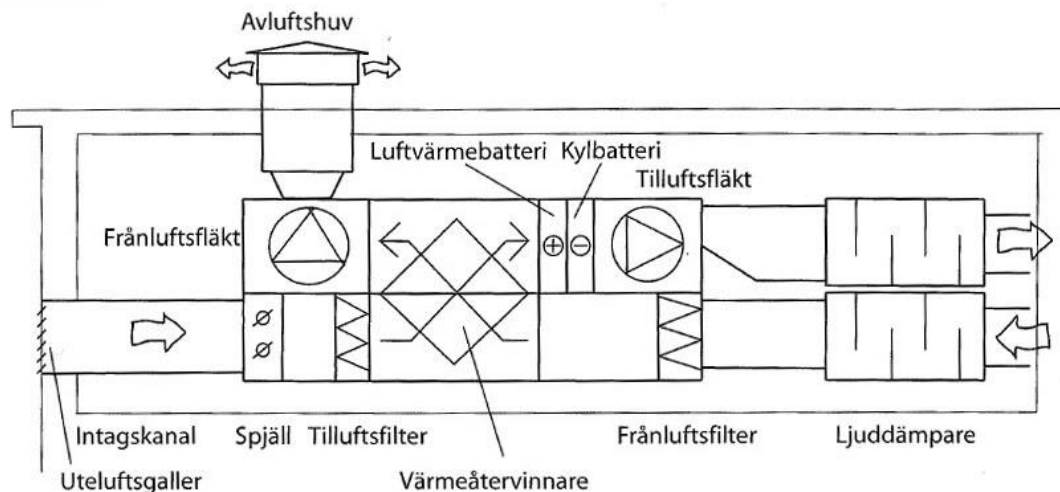
Principiell systemuppbyggnad i och kring ett luftbehandlingsaggregat i ett FTX-system illustreras i *Figur 2.4*.

Uteluft → Tilluft

Genom uteluftsgallret och intagskanalen sugas uteluften in med hjälp av tilluftsfläkten, via spjället och tilluftsfiltret vidare till värmeåtervinnaren. I värmeåtervinnaren överförs värmen i frånluften till uteluften. Därefter fortsätter uteluften på tilluftsiden genom luftvärmebatteriet, kylbatteriet, tilluftsfläkten, ljuddämparen och vidare i kanalsystemet och in i rummet via tilluftsdon.

Frånluft → Avluft

Genom frånluftsdonet och frånluftskanalen sugas frånluften ut från rummet med hjälp av frånluftsfläkten, via ljuddämparen, frånluftsfiltret och vidare till värmeåtervinnaren. I värmeåtervinnaren avges värmen i frånluften till tilluften, innan frånluften fortsätter på avluftssidan genom frånluftsfläkten och ut genom avluftshuven.



Figur 2.4 Principiell utformning av ingående komponenter i och kring ett luftbehandlingsaggregat. Källa: Warfvinge 2010.

2.3.1 Fläkt

För att driva luften genom ett luftbehandlingsaggregat används elektriska fläktar. Dessa kan delas in i två grupper; radialfläktar och axialfläktar.

Motorn till axialfläkten sitter direkt på fläkthjulet, vilket innebär att transmissionsförluster undviks. Fläkthjulet sitter vinkelrätt luftens riktning, både på sugsidan och på trycksidan av fläkten. Axialfläkten genererar stora luftflöden vid låga tryck, vilket gör att den passar bäst i stora luftbehandlingsaggregat (Fläkt Woods 2015).



Figur 2.5 Axialfläkt Källa: Fläkt Woods 2015.

Radialfläkten skiljer sig från axialfläkten på så sätt att luften kommer in i fläkten parallellt fläkthjulets axel men åker ut vinkelrätt mot axeln. Fläkten är oftast remdriven och motorn sitter förskjuten i sida istället för att sitta direkt på fläktaxeln. Därtill finns det tre olika alternativ gällande utformning av fläkten; framåtböjda eller bakåtböjda skovlar med kåpa och bakåtböjda skovlar utan kåpa.

Fläktalternativet med framåtböjda skovlar är relativt andra fläktar kompakt byggd, och kan sett till sin storlek leverera det högsta trycket. Därtill är den billig att tillverka. Nackdelen är att effektiviteten är låg och med begränsade maximala varvtal är den inte lämplig för stora luftflöden. Eftersom ljudnivå från fläkten är ganska hög så går denna fläkttyp oftast att finna i små, billiga luftbehandlingssystem (Fläkt Woods, 2015).



Figur 2.6 Radialfläkt Källa: Fläkt Woods 2015.

Används bakåtböjda skovlar fås en mer robust konstruktion, något som tillåter högre maxvarvtal och högre effektivitet än vid framåtböjda skovlar. Dock så behöver bakåtböjda rotera nästan dubbelt så fort som framåtböjda för att uppnå samma tryck och flöde. Till skillnad från fläkten med framåtböjda skovlar så orsakar bakåtböjda skovlar inte samma höga ljudnivå.

Den tredje varianten av radialfläkten, bakåtböjda skovlar utan kåpa, kallas kammarfläkt. Till skillnad från fläkt med kåpa så drivs inte kammarfläkten med rem, utan är direkt driven. Drift utan rem kräver mindre underhåll och det avges inget stoft från remmen. Avsaknaden av kåpa gör det lättare att komma åt för service och rengöring. Effektmässigt liknar kammarfläkten en radialfläkt med bakåtböjda skovlar (Fläkt Woods, 2015).



Figur 2.7 Kammarfläkt. Källa: Fläkt Woods 2015.

2.3.2 Luftvärmare

I ett luftbehandlingssystem används luftvärmare för att eftervärma tilluften till önskad temperatur. Det finns ett par olika typer av luftvärmare. Tre vanliga typer är vattenburet batteri (lamellrörsbatteri), förångarbatteri och elvärmebatteri.

I en vattenburen luftvärmare är flera rader av rör placerade i ett sick-sack mönster, i luftströmmens riktning. Framför dessa rör finns tunna lameller, se Figur 2.8, för att öka värmeövergångstalet och föra över värmen till luften.

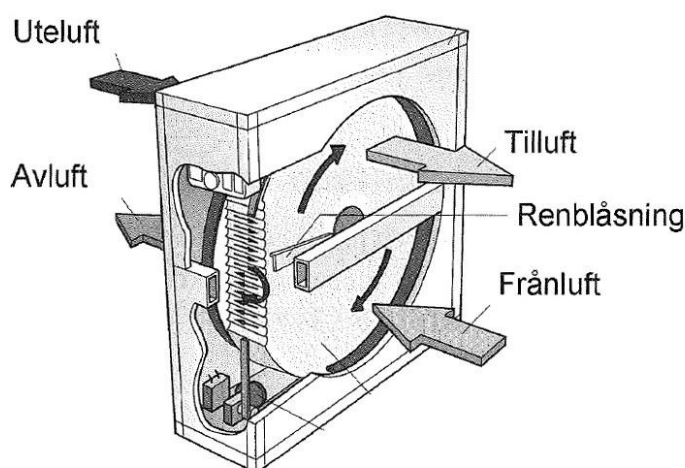
I elvärmebatterier är ett antal värmeelement placerade i luftströmmen som värms upp då ström passerar genom elementen. (Fläkt Woods, 2015, s. 108)



Figur 2.8 Vattenburen luftvärmare. Källa: tt coil.

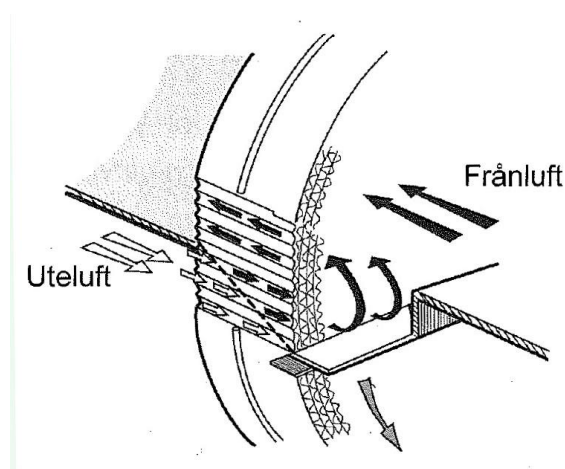
2.3.3 Värmeåtervinnare

För att göra det möjligt att ta tillvara på värmen i frånluften används en värmeåtervinnare. Det finns olika typer av värmeåtervinnare; plattvärmeväxlare, roterande värmeåtervinnare och vätskekopplad värmeåtervinnare är några vanliga exempel. Denna rapport fokuserar på luftbehandlingssystem med roterande värmeåtervinnare som har den högsta verkningsgraden av de olika typerna, ofta upp till 80 – 85 %. Den roterande värmeåtervinnaren består av ett aluminiumhjul som är uppbyggt av flera veckade aluminiumlager (lameller) där luften passerar igenom, samtidigt som den tar upp eller avger värme till aluminiumet. Vissa typer kan därför även användas till kylåtervinning sommartid.



Figur 2.9 Roterande värmeåtervinnare. Källa: Warfvinge 2010.

Gemensamt för roterande värmeåtervinnare och plattvärmeåtervinnare är att temperaturverkningsgraden påverkas dramatiskt då de utsätts för damm. Därför filtreras luften på båda sidor av värmeåtervinnaren. De måste också rengöras regelbundet. Det finns även risk att fukt, gaser och partiklar överförs från frånluften till tilluften eftersom samma yta på rotorn, allteftersom den roterar, skiftande kommer i kontakt med uteluften och frånluften. Därför finns en renblåsningssektor som minimerar detta problem, där en liten del av rotorn blåses ren med uteluft.



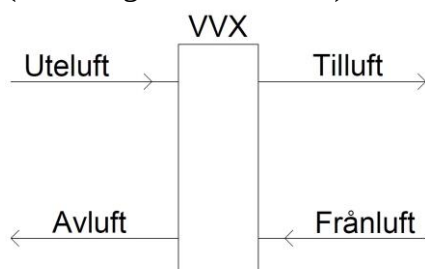
Figur 2.10 Renblåsningssektor i en roterande värmeåtervinnare. Källa: Warfvinge 2010.

En roterande värmeåtervinnare har dessutom relativt låga tryckfall (100 Pa) och därmed gynnas fläktarbetets energianvändning som kan hållas på en lägre nivå. Däremot skapar de rörliga delarna i den roterande värmeåtervinnaren risk att fel uppstår. En annan potentiell nackdel är att till- och frånluftskanaler måste dras till samma fläktrum (Warfvinge 2010, s. 2:55).

2.3.4 Temperaturverkningsgrad

Temperaturverkningsgraden beskriver en värmeåtervinnares förmåga att överföra värme. Förhållandet mellan den största tillgängliga temperaturskillnaden och den aktuella temperaturförändringen utgör temperaturverkningsgraden, η .

Temperaturverkningsgraden varierar bland annat beroende på vilken typ av värmeåtervinnare som används och storleken på den värmeöverförande ytan. (Warfvinge, 2010, s. 2:53).



Figur 2.11 Beteckningar för att definiera temperaturverkningsgrad.

Definitionen av temperaturverkningsgraden för tillluften, η_{till} och frånluften, $\eta_{från}$ visas i de två ekvationerna nedan.

$$\eta_{till} = \frac{(T_{VAV} - T_{ute})}{(T_{från} - T_{ute})} \quad (2.1)$$

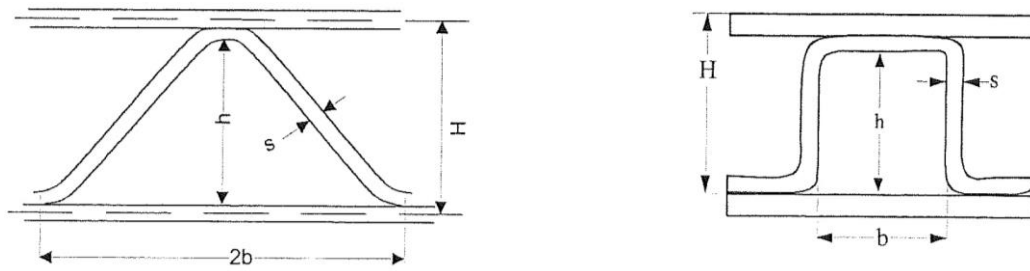
$$\eta_{från} = \frac{(T_{från} - T_{av})}{(T_{från} - T_{ute})} \quad (2.2)$$

där

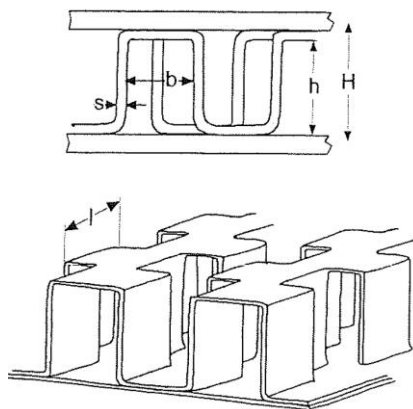
- η_{till} = temperaturverkningsgrad tilluftssidan
- $\eta_{från}$ = temperaturverkningsgrad frånluftssidan
- T_{VAV} = temperatur efter värmeåtervinning [°C]
- T_{ute} = temperatur ute [°C]
- $T_{från}$ = temperatur frånluft [°C]
- T_{av} = temperatur avluft [°C]

Temperaturverkningsgraden i en roterande värmeåtervinnare regleras genom att förändra rotationshastigheten på rotorn, så kallat varvtalsreglering. Hastigheten på varvtalsregleringen är vanligen från ca 0,75 till 14,5 varv/minut beroende på växlarens storlek (Swegon, 2015).

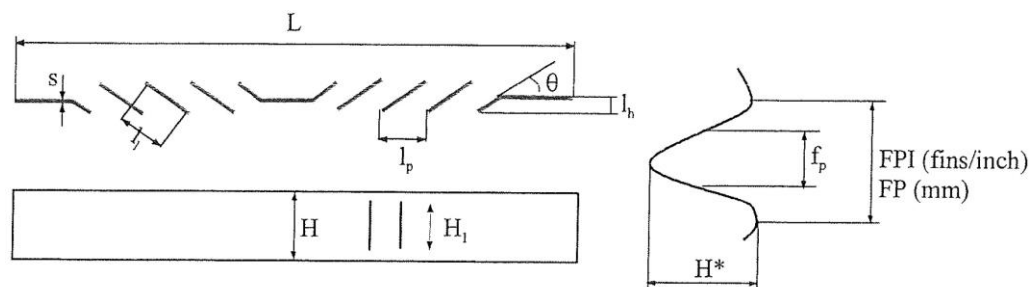
Det finns olika kanaltyper (den veckade aluminiumplåten) som används i roterande värmeåtervinnare, se *Figur 2.12* till *Figur 2.14*.



Figur 2.12 Triangulär kanal (till vänster) och rektangulär kanal (till höger). Källa: Eriksson 2001.

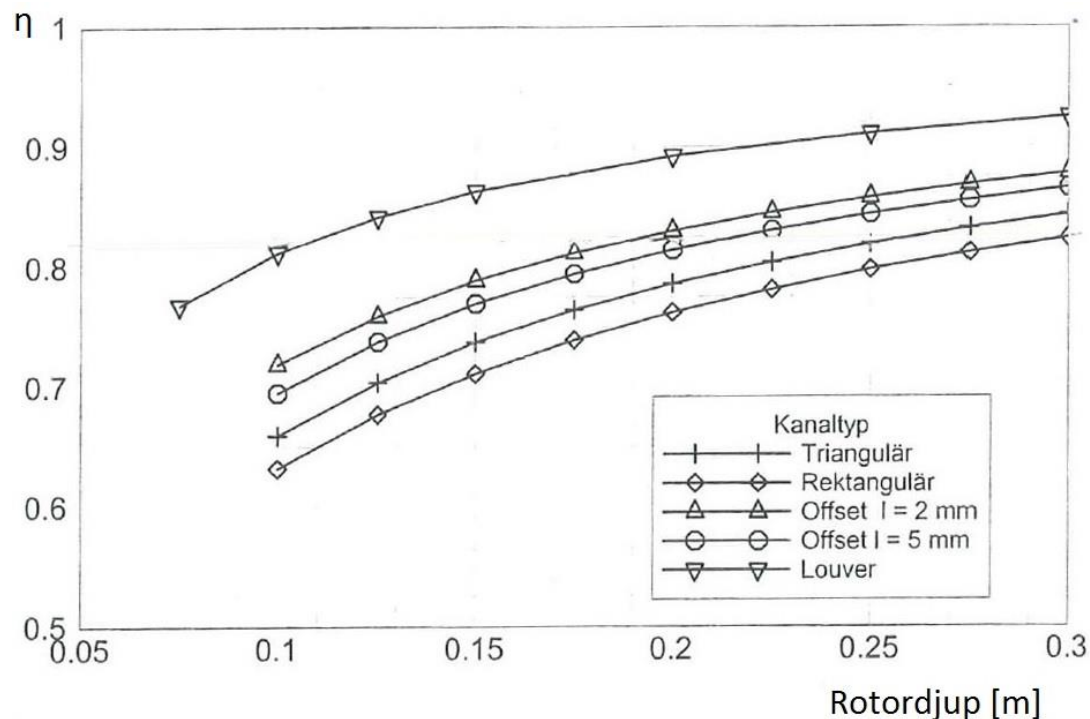


Figur 2.13 Offset - rektangulär kanal. Källa: Eriksson 2001.



Figur 2.14 Louver – triangulär kanal. Källa: Eriksson 2001.

Valet av kanaltyp och dess tjocklek bestämmer erhållen verkningsgrad och tryckfall i värmeåtervinnaren. I *Figur 2.15* visas hur temperaturverkningsgraden varierar dels beroende på rotordjupet men även på vilken kanaltyp som används, då fronthastigheten är 2 m/s.



Figur 2.15 Temperaturverkningsgrad för roterande värmeåtervinnare. Källa: Eriksson 2001.

I Tabell 2.1 redovisas det erhållna tryckfallet per decimeter för de olika kanaltyperna i Figur 2.15.

Tabell 2.1 Tryckfall/dm för olika kanaltyper. Källa: Eriksson 2001.

	Triangulär	Rektangulär	Offset (2 mm)	Offset (5 mm)	Louver
Δp [Pa/dm]	49,9	36,6	85,1	61,6	108,9

2.3.5 Tryckfall

Lufttrycket i luften omkring oss innefattar två olika sorters tryck, statiskt tryck och dynamiskt tryck, som tillsammans bildar totaltrycket. Det statiska trycket beror på luftens densitet och höjden på luftpelaren. Trycket är lika stort i alla riktningar, och berörs av luftens hastighet. I ett ventilationssystem jämförs trycket inuti kanalen med det utanför. Det statiska trycket i kanalen kan vara positivt, d.v.s. högre än det omgivande trycket utanför kanalen. Om trycket i kanalen är lägre än trycket utanför så benämns det statiska trycket i kanalen som negativt.

För att få luften att förflytta sig i ett kanalsystem krävs en tryckskillnad. Denna skillnad skapas oftast med hjälp av en fläkt. Fläkten skapar ett statiskt och ett dynamiskt tryck, vilka tillsammans utgör totaltrycket, enligt ekvation (2.3). Det dynamiska trycket motsvarar trycket som flödet orsakar, se ekvation (2.4) (Lindab, 2010).

$$P_t = P_s + P_d \quad (2.3)$$

$$P_d = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.4)$$

där P_t = totalt tryck
 P_s = statiskt tryck
 P_d = dynamiskt tryck
 ρ = strömmande mediets densitet [kg/m^3]
 U = strömningshastighet [m/s]

När luft strömmar i ett kanalsystem uppstår friktionsförluster och riktningsändringar. Dessa strömningsmotstånd medför ett tryckfall. Även olika komponenter såsom värmebatteri, spjäll och ljuddämpare medför ett tryckfall när luften passerar. För att luften ska kunna transporteras genom hela systemet krävs att fläkten kan bygga upp ett tryck som är lika stort som kanalsystemets sammanlagda tryckfall. Detta medför att ju större tryckfall, desto större fläkt krävs, vilket innebär en högre energianvändning (Lindab, 2010).

2.3.6 SFP

För att kunna ställa krav på effektiv elanvändning i byggnader introducerades olika begrepp av Svenska Inneklimatsinstitutet (SIKI). Bland annat lanserades "Specifik fläkteffekt" (SFP). Specifik fläkteffekt visar hur el-effektiva fläktarna i ett luftbehandlingssystem är, redovisat i $\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})$. Enligt Boverkets Byggregler skall installationer som kräver elenergi utformas på så sätt att energin används effektivt och att effektbehovet hålls nere. (Boverket 2, 2015, s. 15).

SFP definieras i SIKIs skrift R2 på följande sätt:

"Sammanlagd eleffekt för luftdistributionssystemets samtliga fläktar dividerad med totalluftflödet genom byggnaden vid dimensionerande belastningsförhållanden, $\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})$ " (Svenska Inneklimatinstitutet, 1991).

$$SFP = \frac{\dot{W}_{tf} + \dot{W}_{ff}}{\dot{V}_{\max}} \quad (2.5)$$

där SFP = Specifik fläkteffekt [$\text{kW}/(\text{m}^3/\text{s})$]
 $\dot{W}_{tf}$ = Total fläkteffekt för tilluftsfläktar vid dimensionerande luftflöde [kW]
 $\dot{W}_{ff}$ = Total fläkteffekt för frånluftsfläktar vid dimensionerande luftflöde [kW]
 $\dot{V}_{\max}$ = Dimensionerande luftflöde genom byggnaden, lämpligen frånluftsflödet [m^3/s]

SFP-talet blir således ett viktigt nyckeltal, dels vid jämförelse av olika luftbehandlingsaggregat och dels för att visa hur energieffektiv en byggnad är.

Tabell 2.2 Rekommenderade SFP-värden för olika ventilationssystem. Källa: Boverket 2 2015.

Ventilationssystem	SFP [kW/(m ³ /s)]
Från- och tilluft med värmeåtervinning	2,0
Från- och tilluft utan värmeåtervinning	1,5
Frånluft med värmeåtervinning	1,0
Frånluft	0,6

I BBR finns även rekommenderade värden på SFP, se *Tabell 2.2*.

Rekommendationerna på SFP beror på vilket luftbehandlingssystem som används.

Vid användning av CAV-system ska rekommendationen uppnås vid nominellt (maximalt) luftflöde och nominellt externt tryckfall (kanaltryckfall).

Vid användning av VAV-system ska rekommendationen uppnås vid det delluftflöde och tillhörande externa tryckfall som beställaren angivit. Anges inget av ovanstående finns det riktlinjer att följa (Föreningen V, 2000):

Dimensionerande luftflöde: 65 % av maximalt luftflöde.

Dimensionerande externt tryckfall: 65 % av maximalt externt tryckfall.

När Svenska Inneklimatinstitutet gav ut sina riktlinjer 1991 ansåg man att det var 80 % av maximalt luftflöde som skulle vara med i SFP-beräkningen. (Svenska Inneklimatinstitutet). I Eskilstuna Kommunfastigheter AB:s projekteringsanvisningar från 2013 kan man läsa att det är 70 % som bör användas (Eskilstuna Kommunfastigheter AB, 2013). Samma siffra går även att hitta i Fortifikationsverkets ”Riktlinjer för klimat och energi”, även det dokumentet från 2013 (Fortifikationsverket, 2013).

SFP kan delas upp i flera underkategorier. Står det bara SFP (även kallat SFP_{BLDG}) räknas alla aggregat och fläktar i byggnaden, man får således ett medelvärde på SFP för byggnaden. SFP_V däremot gäller för enskilda aggregat eller fläktar, samt att man mäter och beräknar med rena filter. SFP_E innebär också enskilda aggregat eller fläktar men att man använder sig av till hälften igensatta filter. Ytterligare en kategori är SFP_I som innebär att en individuell fläkt används i beräkningen. D.v.s. om från- och tilluftsflödet är lika i ett aggregat så är SFP_V dubbelt så stort som SFP_I (Svensk Standard, 2007).

2.4 Swegons redovisning av temperaturverkningsgraden

I ett luftbehandlingsaggregat är luften turbulent och det förekommer stora temperaturskiktningar. För att mäta temperaturer kring värmeåtervinnaren i fält krävs därför ett medelvärde från flera temperaturgivare eller medelvärdesgivare. Detta eftersom det sällan finns några långa raksträckor omedelbart efter eller före värmeåtervinnaren där temperaturskiktningarna skulle kunna minska och där temperaturhöjningar från fläkt och eventuellt luftvärmare påverkar givarna. Istället för att placera temperaturgivare i detta begränsade utrymme, görs laboratorietester hos Swegon, där verkningsgraden bestäms teoretiskt och en formel för denna verkningsgrad tas fram. Efter ett studiebesök på Swegons fabrik i Kvänum, samt mejlintervju med Gunnar Berg och Oscar Ljungqvist på Swegon, kunde tillvägagångssättet för redovisningen av temperaturverkningsgraden i luftbehandlingsaggregatets styr- och reglersystem bestämmas.

Värmeåtervinnarens verkningsgrad vid olika till- och frånluftsflöden och olika rotorvarvtal har mätts upp i laboratorie, därefter har en formel tagits fram för att kunna redovisa vad verkningsgraden för värmeåtervinnaren är i det aktuella driftfallet. Det som redovisas i övervakningssystemet (i fält) är värmeåtervinnarens teoretiska verkningsgrad, utan koppling till en verklig temperatur. Noggrannheten för denna beräknade verkningsgrad är svår att uppskatta då fläktars mätnoggrannhet är $\pm 5\%$, därutöver finns bland annat en liten tolerans i tillverkningen (Oscar Ljungqvist, Swegon, 2015).

Tanken med att verkningsgraden redovisas är att ge en relativt bra indikation på att värdet ligger inom förväntat område. Skulle värdet vara lågt kan man börja leta efter orsaker som till exempel obalanserade luftflöden och så vidare. Men återigen, det är ingen verklig temperaturverkningsgrad som redovisas. Skulle någon exempelvis borra stora hål i värmeåtervinnaren så framgår inte det i verkningsgradsberäkningen (Oscar Ljungqvist, Swegon, 2015).

Noggrannheten på luftbehandlingsaggregatets styr- och reglersystems temperaturgivare är $\pm 0,5^\circ\text{C}$ inom området -10 till 85°C . Temperaturgivare med digitalt kommunikationsgränssnitt används för att undvika problem med kabellängder och ingångar för A/D omvandling etc. som kan påverka mätnoggrannheten (Oscar Ljungqvist, Swegon, 2015). I labbmiljö beräknas mätosäkerheten vara 3 procentenheter och det är vad Swegon har att förhålla sig till i certifiering då Eurovent mäter aggregaten. Det krävs bland annat noggrant kalibrerade temperaturgivare och tillräckligt antal givare för att få korrekta medelvärden. Man måste också ha full kontroll på till- och frånluftflödena då balansen omedelbart påverkar mätresultatet. Dessutom krävs det att temperaturskillnaden mellan uteluftstemperaturen och frånluftstemperaturen för en korrekt mätning i lab är minst 20°C (Gunnar Berg, Swegon, 2015).

3 Inhämtning av mätdata

I denna rapport har temperaturmätningar och datainhämtningar gjorts på tre olika luftbehandlingsaggregat vid tre olika tillfällen under tidsperioden mars till april 2015. Data har även inhämtats från en arbetsdag i november 2014 för att kunna tillgå lägre utetemperaturer och högre drift på luftvärmaren.

Gemensamt för samtliga mätningar är att mätdata har behandlats i Excel och inhämtats på två olika sätt. Dels via det befintliga övervakningssystemets dataloggar, men också med hjälp av egna temperaturgivare som placerats i och i anslutning till luftbehandlingsaggregaten. Vidare i rapporten särskiljs dessa mätvärden på följande sätt:

(LB) = Luftbehandlingsaggregatets mätvärden.

(EG) = Egna givares mätvärden.

3.1 Mätförutsättningar

3.1.1 Mätning 1

Mätning 1 gjordes på Swegons luftbehandlingsaggregat typ GOLD 80DRX med dubbel fläktuppsättning och direktexpansionsbatteri för värme och kyla. Detta luftbehandlingsaggregat (LB02) är ett av två aggregat som är i drift på Bengt Dahlgrens Göteborgskontor (Krokslätts fabriker 52; Mölndal). Aggregatet driftsattes 2010 och projekterades enligt förutsättningarna i *Tabell 3.1*. Uppgifterna kommer från tillverkaren, och bygger på konsultens beställning, se bilaga 1. Studien är genomförd under 2 dygn mellan 2015-03-18 kl. 13:30 och 2015-03-20 kl. 13:25. Luftbehandlingsaggregatet är avstängt nattetid.

Tabell 3.1 Visar projekteringsförutsättningarna för luftbehandlingsaggregatet i mätning 1 (Bilaga 1)

Dimensionerande utetemperatur, sommar	26 °C
Lägst dimensionerande utetemperatur	– 16 °C
Tilluftstemperatur, sommar	26,8 °C
Tilluftstemperatur, vinter	15,4 °C
Temperaturverkningsgrad, η	80,5 %
Till- och frånluftsfloöden	4,7 m ³ /s
SFP _v	1,54 kW/(m ³ /s)
Tryckfall värmeväxlare	132 Pa
Totaltryckökning	544 Pa
Läckage inkl. renblåsning	0,313 m ³ /s
Andel läckage inkl. renblåsning	15 % (4,7/0,313)
Eleffekt till motorer	4,52 kW
Önskad värmebatterieffekt	Ej angivet
Önskad kylbatterieffekt	Ej angivet
Temperaturhöjning fläkt	0,8 °C
Projekterad A _{temp}	3810 m ² (verkl. A _{temp} : 4117 m ²)

3.1.2 Mätning 2

Mätning 2 genomfördes på Swegons luftbehandlingsaggregat typ GOLD 60DRX med dubbel fläktuppsättning och vattenburet värme- och kylbatteri. Detta luftbehandlingsaggregat är ett av flera aggregat som är i drift på Krokslätts fabriker 41; Mölndal och försörjer kontorsverksamhet. Aggregatet driftsattes 2011 och projekterades enligt förutsättningarna i *Tabell 3.2*. Uppgifterna kommer från tillverkaren, och bygger på konsultens beställning, se bilaga 2. Studien är genomförd under 2 dygn mellan 2015-04-14 kl. 06:00 och 2015-04-15 kl. 16:30. Luftflödena loggas inte i övervakningsprogrammet, utan redovisas bara momentant. En avstämning har gjorts som visar att luftflödena är balanserade enligt *Tabell 3.4*. Även data för luftvärmarens påslag saknas i övervakningssystemet. Luftbehandlingsaggregatet är avstängt nattetid.

Tabell 3.2 Visar projekteringsförutsättningarna för luftbehandlingsaggregatet i mätning 2 (Bilaga 2)

Dimensionerande utetemperatur, sommar	26
Lägst dimensionerande utetemperatur	-16
Tilluftstemperatur, sommar	15
Tilluftstemperatur, vinter	20
Temperaturverkningsgrad, η	78 %
Till- och frånluftslöden	5,5 m ³ /s
SFP _v	2,91 kW/(m ³ /s)
Tryckfall värmeväxlare	270 Pa
Totaltryckökning	1075 Pa
Läckage inkl. renblåsning	0,325 m ³ /s
Andel läckage inkl. renblåsning	5,9 % (5,5/0,325)
Eleffekt till motor	9,55 kW
Önskad värmebatterieffekt	21,6 kW
Önskad kylbatterieffekt	90,73 kW
Temperaturhöjning fläkt	1,4

3.1.3 Mätning 3

Mätning 3 gjordes på Swegons luftbehandlingsaggregat typ GOLD 80DRX med dubbel fläktuppsättning och direktexpansionsbatteri för värme och kyla. Detta luftbehandlingsaggregat (LB01) är det andra av de två aggregaten som är i drift på Bengt Dahlgrens Göteborgskontor, med samma projekteringsförutsättningar, enligt kapitel 3.1.1. Studien är genomförd under två dygn mellan 2015-04-21 kl. 07:15 och 2015-04-22 kl. 17:00. Luftbehandlingsaggregatet är avstängt nattetid.

3.1.4 Mätning 4

Mätning 4 bestod av en datainhämtning (ingen egen mätning) från Swegons luftbehandlingsaggregat typ GOLD 80DRX med dubbel fläktuppsättning och direktexpansionsbatteri för värme och kyla. Detta luftbehandlingsaggregat (LB01) är samma aggregat som under mätning 3. Datan är inhämtad under en arbetsdag, 2014-11-26 mellan kl. 06:30 och 17:30.

3.2 Befintligt övervakningssystem

Luftbehandlingsaggregaten är försedda med en rad olika typer av givare för att göra det möjligt att övervaka systemet. Via övervakningsprogrammet CitectSCADA har data, med ett intervall på fem minuter, inhämtats från de aktuella givarna. Gemensamt för samtliga givare är benämningar och förklaringar enligt *Tabell 3.3*.

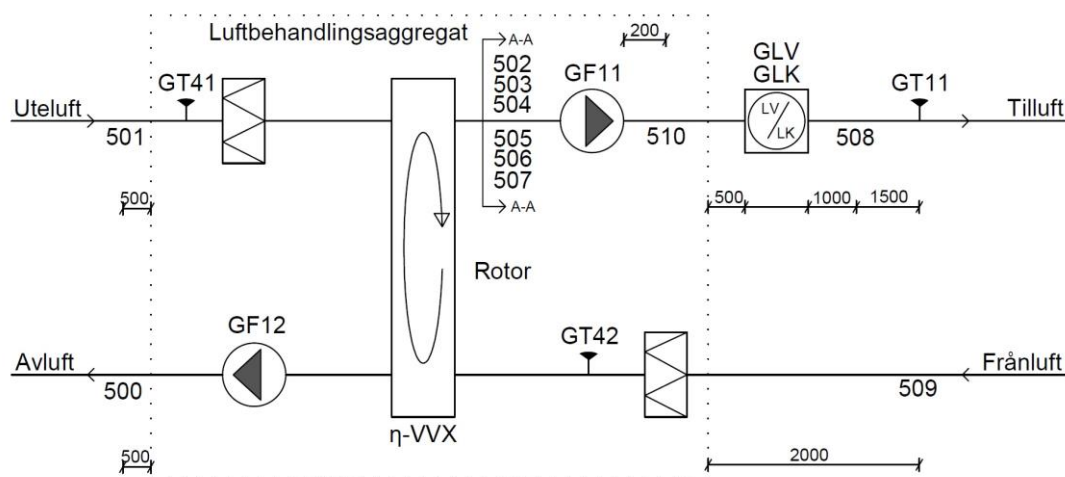
Tabell 3.3 Benämningar och förklaringar för de befintliga temperaturgivarna i systemen.

Givare	Benämning	Förklaring
GT41	T _{ute} (LB)	Temperatur före värmeväxlare [°C]
GT11	T _{till} (LB)	Temperatur tilluft [°C]
GT42	T _{från} (LB)	Temperatur frånluft [°C]
VVX-VG	η -VVX (LB)	Verkningsgrad värmeväxlare [%]
VVX	Rotor (LB)	Rotorns kapacitet [%]
GF11	F _t (LB)	Flöde tilluft [l/s]
GF12	F _f (LB)	Flöde frånluft [l/s]
GLV	LV (LB)	Luftvärmarens nyttjandegrad [%]
GLK	LK (LB)	Luftkylarens nyttjandegrad [%]

Temperaturgivare placerade utanför luftbehandlingsaggregatet, är införda ca 10 centimeter in i kanalen, det vill säga långt ifrån centrum av kanalen.

3.2.1 Mätning 1

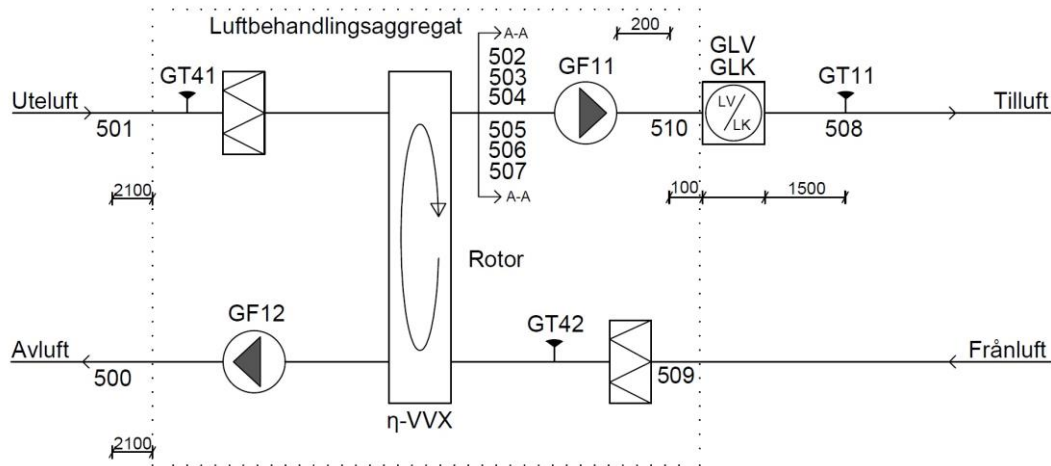
De befintliga samt de egna givarnas placering för mätning 1 visas i *Figur 3.1*.



Figur 3.1 Systemöversikt över luftbehandlingssystemet inklusive aktuella inbyggda givare samt egna temperaturgivare för mätning 1. Sektion A-A visas i Figur 3.6.

3.2.2 Mätning 2

De befintliga samt de egna givarnas placering för mätning 2 visas i *Figur 3.2*. Givare GT11 har inte kunnat lokaliseras men antas vara placerad efter luftvärmaren.



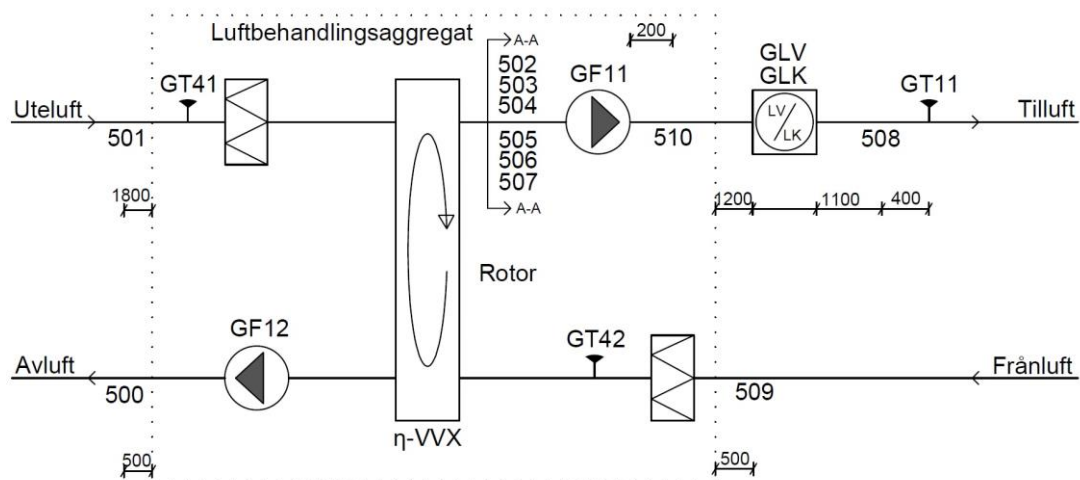
Figur 3.2 Systemöversikt över luftbehandlingssystemet inklusive aktuella inbyggda givare samt egna temperaturgivare för mätning 2. Sektion A-A visas i Figur 3.6.

Tabell 3.4 Visar momentana flöden för till- och frånluft då loggning av luftflöden saknades.

Tid	GF41 [l/s]	GF42 [l/s]	Differens
2015-04-21 08:20	2118	2172	54
2015-04-21 10:20	3279	3370	91
2015-04-21 11:20	3231	3332	101
2015-04-21 12:50	3239	3327	88
2015-04-21 13:50	3263	3324	61
2015-04-16 16:00	3174	3243	69
2015-04-16 16:20	3117	3218	101

3.2.3 Mätning 3

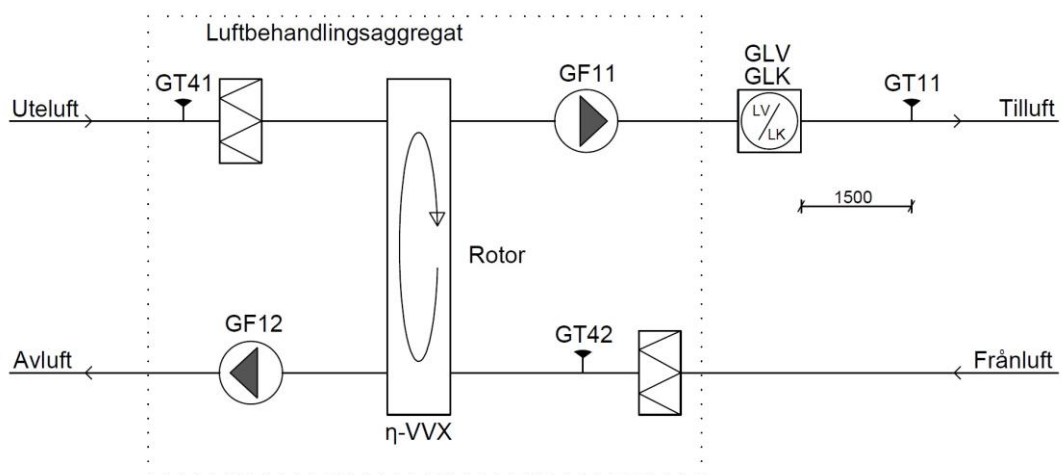
De befintliga samt de egna givarnas placering för mätning 3 visas i Figur 3.3.



Figur 3.3 Systemöversikt över luftbehandlingssystemet inklusive aktuella inbyggda givare samt egna temperaturgivare för mätning 3. Sektion A-A visas i Figur 3.6.

3.2.4 Mätning 4

De befintliga givarnas placering för mätning 4 visas i Figur 3.4.



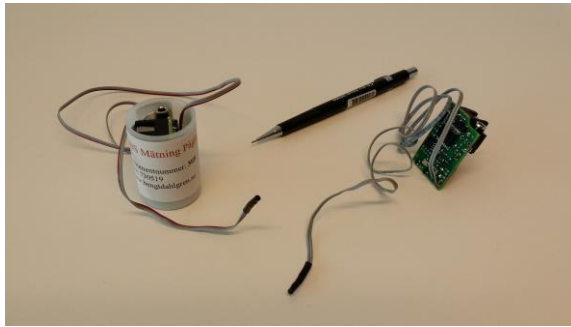
Figur 3.4 Systemöversikt över luftbehandlingssystemet inklusive aktuella inbyggda givare temperaturgivare för mätning 4.

3.3 Egna mätningar

För samtliga egna mätningar har dataloggers tillverkade av Gemini, typ Tinytag Talk 2 (även kallat ”filmburkar”) använts. De mäter temperaturer i spannet -40 till +85 °C och har en mätosäkerhet på $\pm 0,5$ °C i spannet 0 - 50 °C (Gemini, 2014, s. 2).

Samkalibrering samt kontroll mot kalibrerat mätinstrument har genomförts för att kontrollera mätnoggrannheten, vilket redovisas i kapitel 4.

Datan har inhämtats med ett intervall på fem minuter.



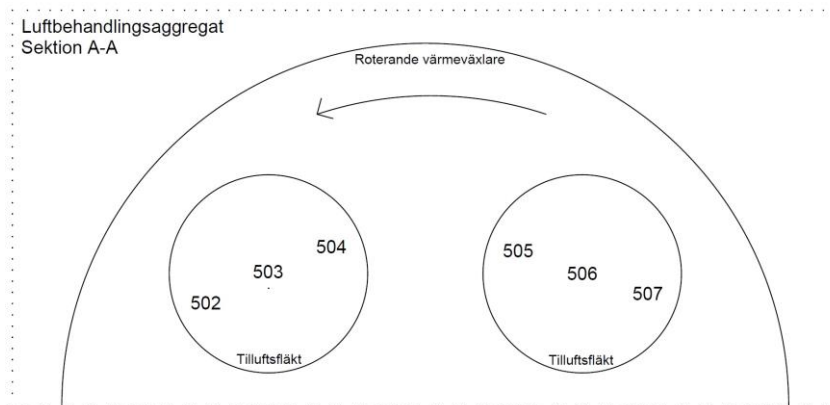
Figur 3.5 Bild på två dataloggers från Gemini.

Gemensamt för samtliga givare är benämningar och förklaringar enligt Tabell 3.5.

Tabell 3.5 Benämningar och förklaringar för de egna temperaturgivarna i systemen.

Givare	Benämning	Förklaring
501	T _{ute} (EG)	Temperatur före värmeväxlare [°C]
508	T _{till} (EG)	Temperatur tilluft [°C]
509	T _{från} (EG)	Temperatur frånluft [°C]
500	T _{av} (EG)	Temperatur avluft [°C]
510	T _{fläkt} (EG)	Temperatur efter tilluftsfläkt [°C]
502	VVXA1 (EG)	Temperatur efter värmeväxlare, Fläkt A [°C]
503	VVXA2 (EG)	Temperatur efter värmeväxlare, Fläkt A [°C]
504	VVXA3 (EG)	Temperatur efter värmeväxlare, Fläkt A [°C]
505	VVXB1 (EG)	Temperatur efter värmeväxlare, Fläkt B [°C]
506	VVXB2 (EG)	Temperatur efter värmeväxlare, Fläkt B [°C]
507	VVXB3 (EG)	Temperatur efter värmeväxlare, Fläkt B [°C]

De egna givarnas placering illustreras i figurerna under respektive tillhörande rubrik i kapitel 3.2.1 till kapitel 3.2.3.



Figur 3.6 Sektion A-A, från Figur 3.1, Figur 3.2 och Figur 3.3, illustrerar placeringen av egna temperaturgivare (502-507) mellan värmeväxlaren och de 2 tilluftsfläktarna.

I Figur 3.7 visas hur temperaturgivarna placerats mellan fläkt och värmeåtervinnare.



Figur 3.7 Bild på givare 505-507.

I Figur 3.8 visas exempel på hur temperaturgivare har placerats i kanalerna.



Figur 3.8 Bild på temperaturgivare i en kanal.

4 Resultat

4.1 Verifiering av mätvärden

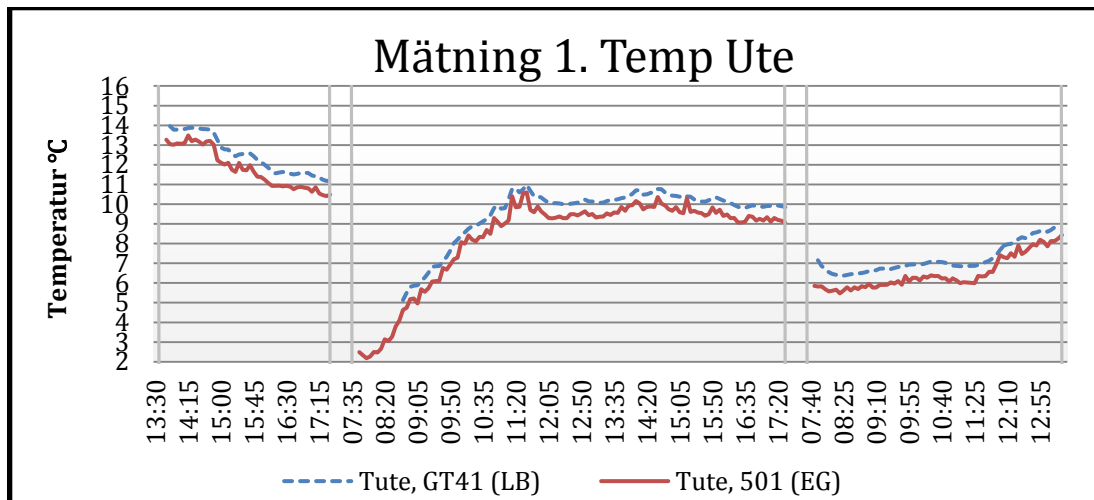
För att kontrollera våra egna temperaturgivares mätnoggrannhet mot varandra gjordes en jämförelse dessa emellan. Efter att givarna tagits ut ur aggregatet placerades de utomhus i 15 minuter. Därefter jämfördes temperaturdifferensen för den högsta uppmätta temperaturen med den lägsta, för de 11 givarna. Dessutom, för att få en uppfattning om våra egna mätningars noggrannhet i förhållande till de befintliga givarna gjordes verifieringar av mätvärden som redovisas i figurerna i detta kapitel, 4.1.

Samtliga luftbehandlingsaggregat är avstängda nattetid. Med hänsyn till detta redovisas endast data i diagrammen då aggregatet är påslaget. En utförlig beskrivning och analys av varje diagram går att läsa i kapitel 5.1 till 5.4.

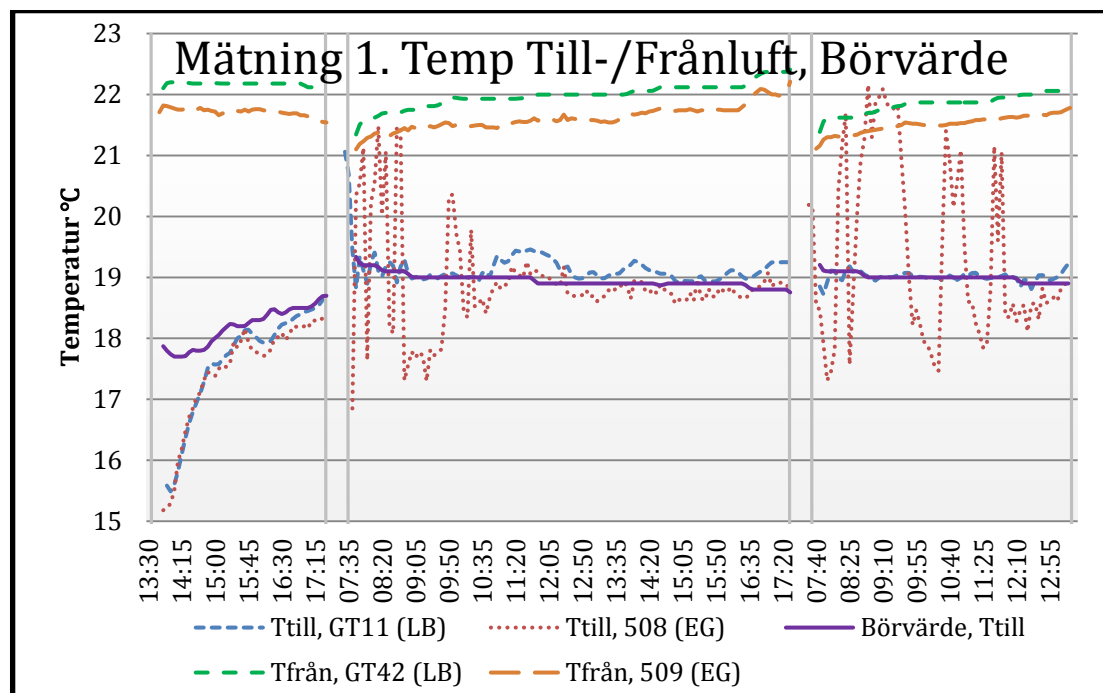
4.1.1 Mätning 1

Tabell 4.1 Temperaturdifferens i mätning 1 för egna temperaturgivare.

Tid	Temperaturdifferens [°C]	Medeltemperatur [°C]
14:10	0,85	8,08
14:15	0,56	7,83
14:20	0,85	8,25



Figur 4.1 Verifiering av mätvärden från uteluften, före värmeväxlaren. T_{ute} , GT41 (LB) och 501 (EG).



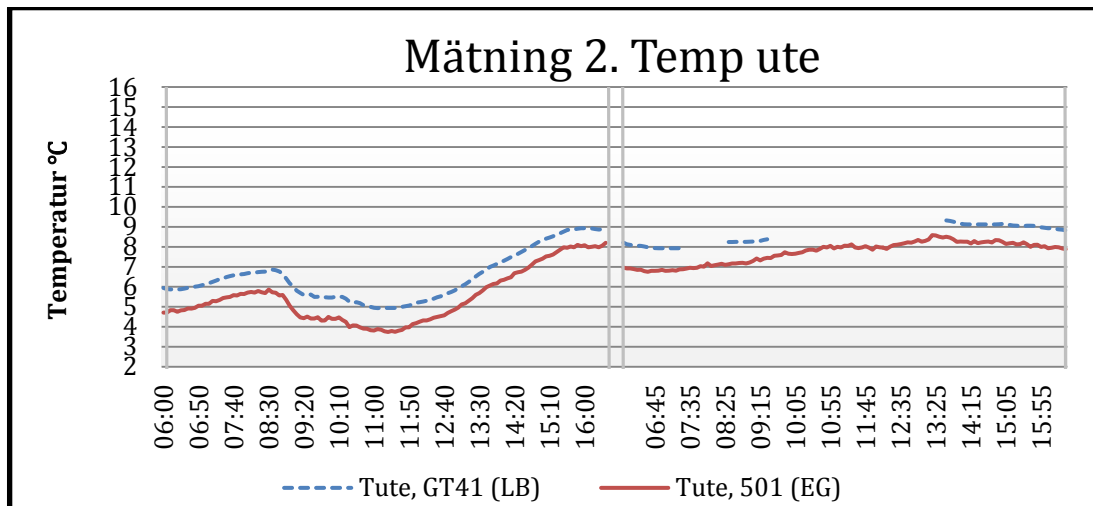
Figur 4.2 Verifiering av mätvärden från tilluften, efter luftvärmaren samt redovisning av Börvärdet. T_{till} , GT11 (LB) och 508 (EG).

Även verifiering av mätvärden från frånluften. $T_{från}$, GT42 (LB) och 509 (EG).

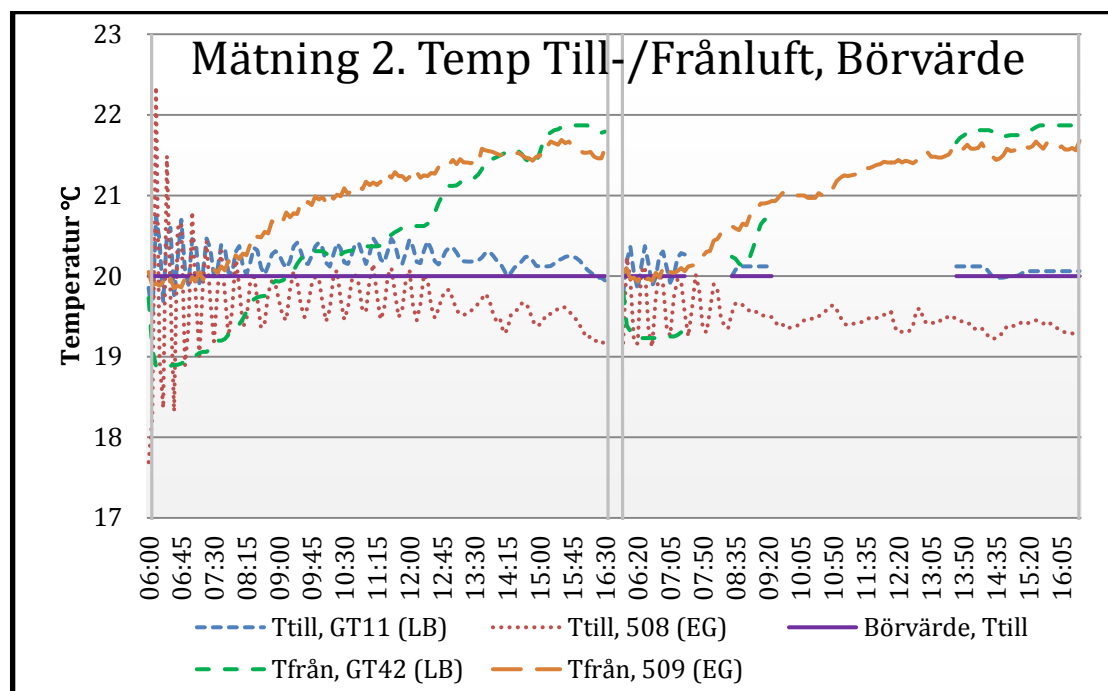
4.1.2 Mätning 2

Tabell 4.2 Temperaturdifferens i mätning 2 för egna temperaturgivare.

Tid	Temperaturdifferens [°C]	Medeltemperatur [°C]
10:40	0,3	8,52
10:45	0,23	8,52
10:50	0,35	8,65



Figur 4.3 Verifiering av mätvärden från uteluften, före värmeväxlaren. T_{ute} , GT41 (LB) och 501 (EG).



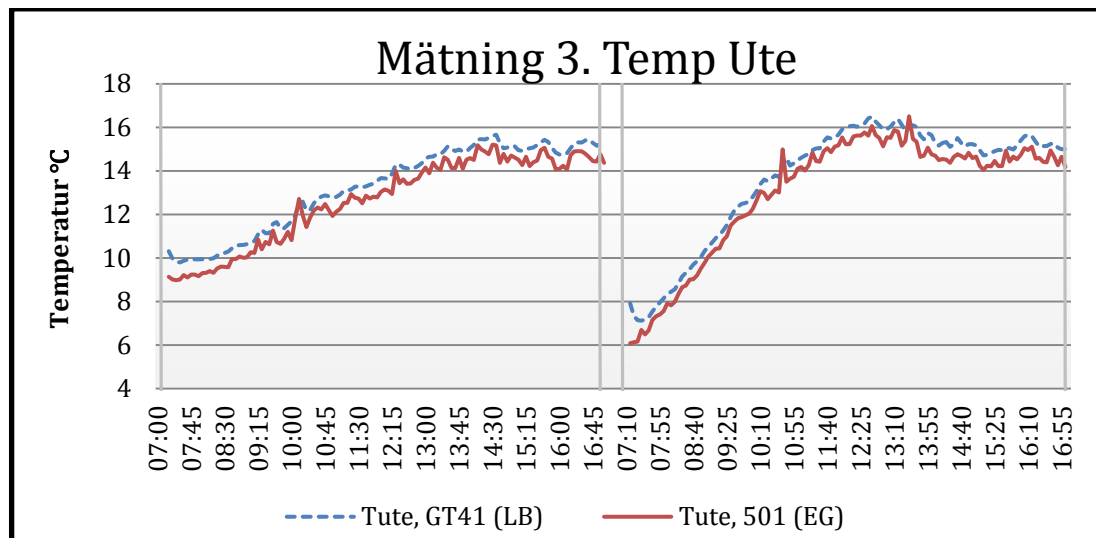
Figur 4.4 Verifiering av mätvärden från tilluften, efter luftvärmaren samt redovisning av börvärdet. T_{till} , GT11 (LB) och 508 (EG).

Även verifiering av mätvärden från frånluften. $T_{från}$, GT42 (LB) och 509 (EG).

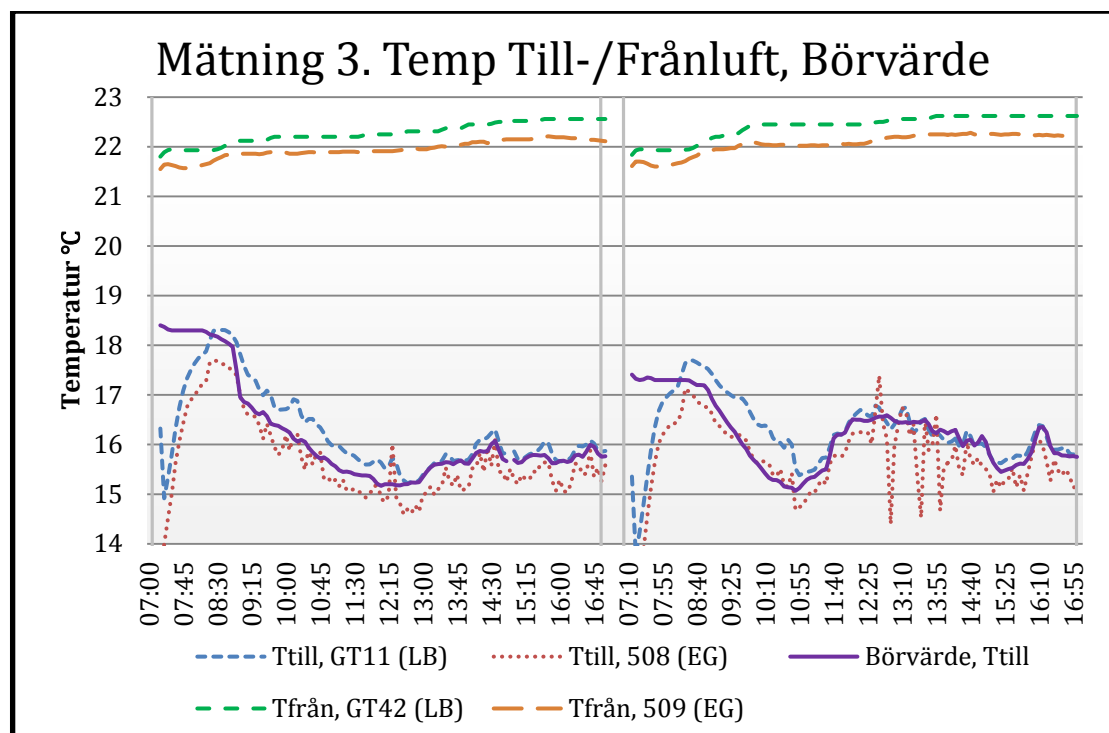
4.1.3 Mätning 3

Tabell 4.3 Temperaturdifferens i mätning 3 för egna temperaturgivare.

Tid	Temperaturdifferens [°C]	Medeltemperatur [°C]
08:45	0,32	10,15
08:50	0,27	9,96
08:55	0,44	10,10



Figur 4.5 Verifiering av mätvärden från uteluften, före värmeväxlaren. T_{ute} , GT41 (LB) och 501 (EG).

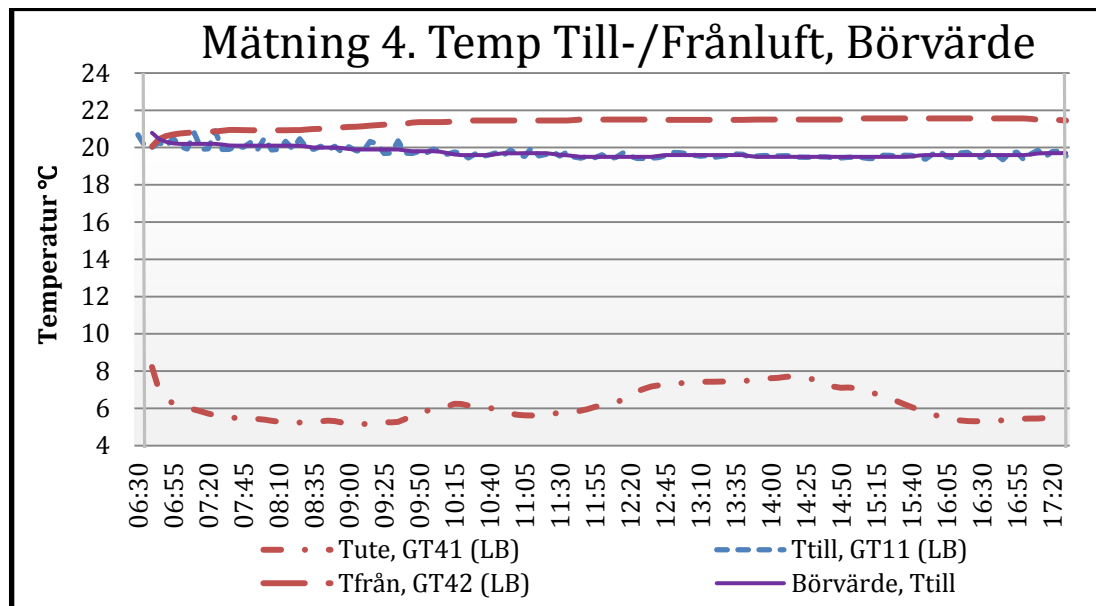


Figur 4.6 Verifiering av mätvärden från tilluften, efter luftvärmaren samt redovisning av börvärdet. T_{till} , GT11 (LB) och 508 (EG).

Även verifiering av mätvärden från frånluften. $T_{från}$, GT42 (LB) och 509 (EG).

4.1.4 Mätning 4

Denna mätning innehöll endast inhämtning av data, alltså ingen egen temperaturmätning.



Figur 4.7 Redovisning av mätvärden från tilluften efter luftvärmaren, frånluften samt börvärdet. T_{till} GT11 (LB), $T_{\text{från}}$, GT42 (LB) och Börvärde, T_{till} . Även mätvärden från uteluften, före värmeväxlaren. T_{ute} , GT41 (LB).

4.2 Beräkningar

Resultaten vidare i denna rapport är framräknande med hjälp av ekvationerna i detta kapitel.

För mätning 1 - 4 har beräkningar genomförts där svaren redovisas i figurerna i kapitel 4.3 samt i tabellerna och figurerna i kapitel 5.5.

Mätningar

I Figur 4.8, Figur 4.11, Figur 4.14 och Tabell 4.5 har följande beräkning genomförts:

$$\eta, \text{uträknad}(EG) = \frac{(T_{V\dot{A}Vm} - T_{ute})}{(T_{från} - T_{ute})} \quad (4.1)$$

där $T_{V\dot{A}Vm}$ = medeltemperatur efter värmeåtervinning, se ekvation 4.2 [°C]
 T_{ute} = temperatur ute, 501 [°C]
 $T_{från}$ = temperatur frånluft, 509 [°C]

I Figur 4.9, Figur 4.10, Figur 4.12, Figur 4.13, Figur 4.15 och Figur 4.16 har följande beräkning genomförts:

$$T_{V\dot{A}Vm} = \frac{\frac{VVXA1 + VVXA2 + VVXA3}{3} + \frac{VVXB1 + VVXB2 + VVXB3}{3}}{2} \quad (4.2)$$

där $VVXA1$ = temperatur efter värmeåtervinning, 502 [°C]
 $VVXA2$ = temperatur efter värmeåtervinning, 503 [°C]
 $VVXA3$ = temperatur efter värmeåtervinning, 504 [°C]
 $VVXB1$ = temperatur efter värmeåtervinning, 505 [°C]
 $VVXB2$ = temperatur efter värmeåtervinning, 506 [°C]
 $VVXB3$ = temperatur efter värmeåtervinning, 507 [°C]

I Figur 4.10, Figur 4.13, Figur 4.16 och Figur 4.18 har följande beräkningar genomförts:

$$\eta, \text{avläst}(LB) = \frac{(T_{V\dot{A}V} - T_{ute})}{(T_{från} - T_{ute})} \Leftrightarrow T_{V\dot{A}V} = \eta, \text{avläst}(LB) \cdot (T_{från} - T_{ute}) + T_{ute} \quad (4.3)$$

där $\eta, \text{avläst}(LB)$ = verkningsgrad, avläst från aggregatet, VVX-VG [%]
 T_{ute} = temperatur ute, GT41 [°C]
 $T_{från}$ = temperatur frånluft, GT42 [°C]

Energibehov, varaktighetsdiagram

I Tabell 5.1, Tabell 5.2 och Tabell 5.3 har följande beräkning genomförts:

$$\eta, \text{uppmätt} = \frac{(T_{VAV} - T_{ute})}{(T_{från} - T_{ute})} \Leftrightarrow T_{VAV} = \eta, \text{uppmätt} \cdot (T_{från} - T_{ute}) + T_{ute} \quad (4.4)$$

där $\eta, \text{uppmätt}$ = uppmätt verkningsgrad, uträknad från egna givare [%]
 T_{ute} = temperatur ute, värden från varaktighetsgrafen [°C]
 $T_{från}$ = temperatur frånluft, enligt förutsättningar [°C]

I Tabell 5.1, Tabell 5.2 och Tabell 5.3 har följande beräkning genomförts:

$$Q_{Vtill} = \dot{V}_{till} \cdot \rho_{luft} \cdot cp_{luft} \cdot A_{Vtill} \cdot f_{temp} \cdot f_{tid} \cdot \frac{\tau}{8760} \quad (4.5)$$

där Q_{Vtill} = värmeenergibehov tilluft [W]
 $\dot{V}_{till}$ = tilluftsflöde, GF11 [m³/s]
 ρ_{luft} = densitet luft [kg/m³]
 cp_{luft} = specifik värmekapacitet luft [J/kg°C]
 A_{Vtill} = arean i varaktighetsdiagrammet [m²]
 f_{temp} = skalfaktor (temperatur/längdenhet)
 f_{tid} = skalfaktor (tid/längdenhet)
 τ = tid i drift [h]

I Tabell 5.1, Tabell 5.2 och Tabell 5.3 har följande beräkning genomförts:

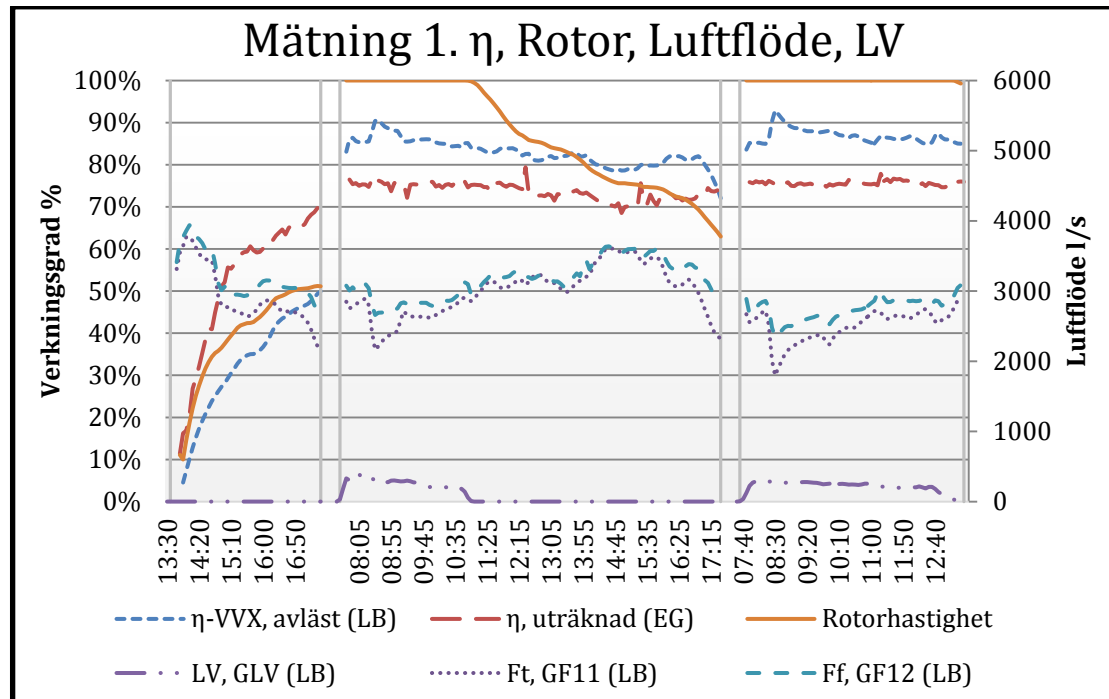
$$Q_{fläkt} = \dot{V} \cdot SFP \cdot \tau \quad (4.6)$$

där $Q_{fläkt}$ = värmeenergibehov tilluft [W]
 $\dot{V}$ = luftflöde [m³/s]
 SFP = SFP-värdet [(kW/m³)/s]
 τ = tid i drift [h]

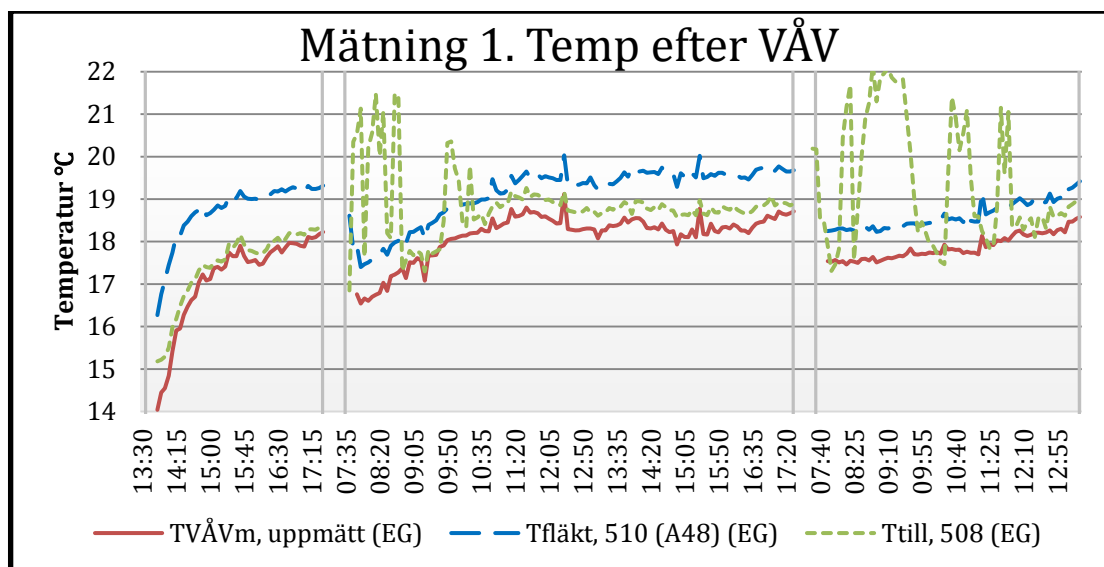
4.3 Jämförelse av mätvärden och beräkningar

Beräkningar som genomförts för att generera diagrammen finns att tillgå i kapitel 4.2. Samtliga luftbehandlingsaggregat är avstängda nattetid. Med hänsyn till detta redovisas endast data i diagrammen då aggregatet är påslaget. En utförlig beskrivning och analys av varje diagram går att läsa i kapitel 5.1 till 5.4.

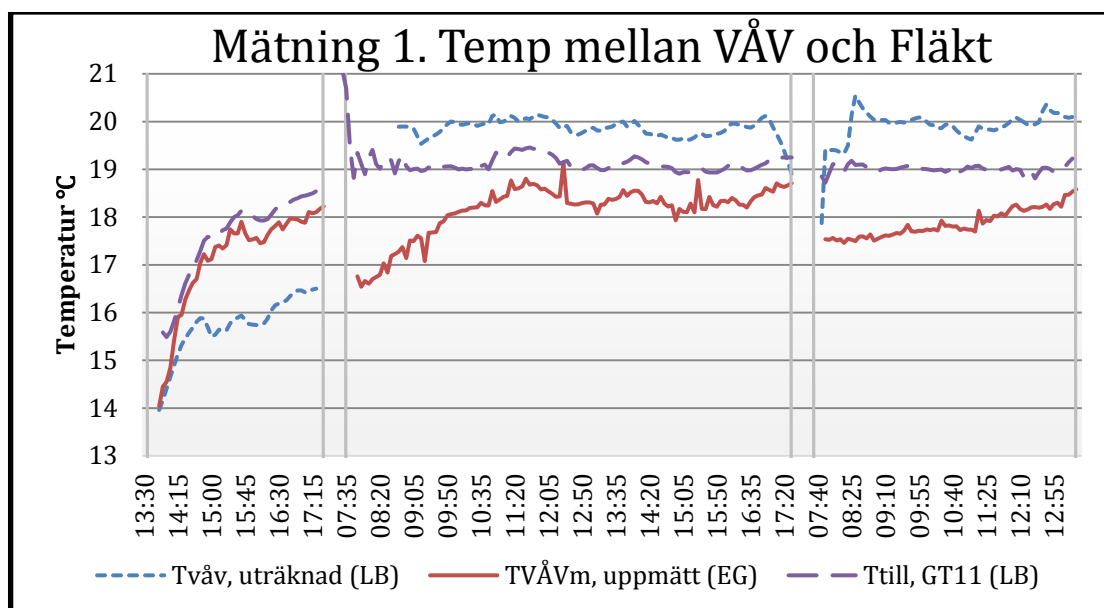
4.3.1 Mätning 1



Figur 4.8 Jämförelse av den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden med den framräknade temperaturverkningsgraden, baserat på den uppmätta temperaturen på uteluften, frånluften samt medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren. η -VVX-avläst (LB) och η -uträknad (EG). Även luftvärmarens drift, rotorns nyttjandegrad och till- och frånluftsflöden illustreras. LV, GLV (LB), Rotor (LB), F_t , GF11 (LB) och F_f , GF12 (LB). Se ekvation (4.1).

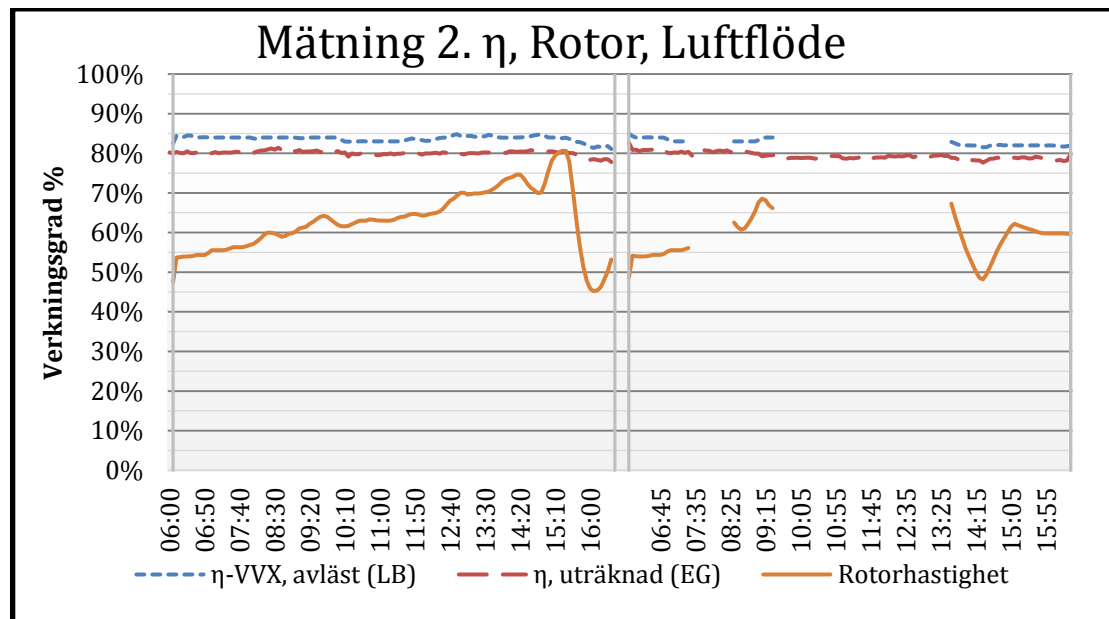


Figur 4.9 Jämförelse av den uppmätta medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren med temperaturen direkt efter fläkten (temperaturhöjning över fläkt) samt tilluftstemperaturen. T_{VAVm} uppmätt (EG), $T_{fläkt}$ 510 (EG) och T_{till} 508 (EG).
Se ekvation (4.2).



Figur 4.10 Jämförelse av teoretisk temperatur efter värmeåtervinnaren, baserad på data från befintliga givare för utetemperatur, frånluftstemperatur samt den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden, med den uppmätta medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren. Även temperaturen för tilluft är illustrerad. T_{VAV} uträknad (LB), T_{VAVm} uppmätt (EG) och T_{till} GT11 (LB).
Se ekvation (4.2) och (4.3).

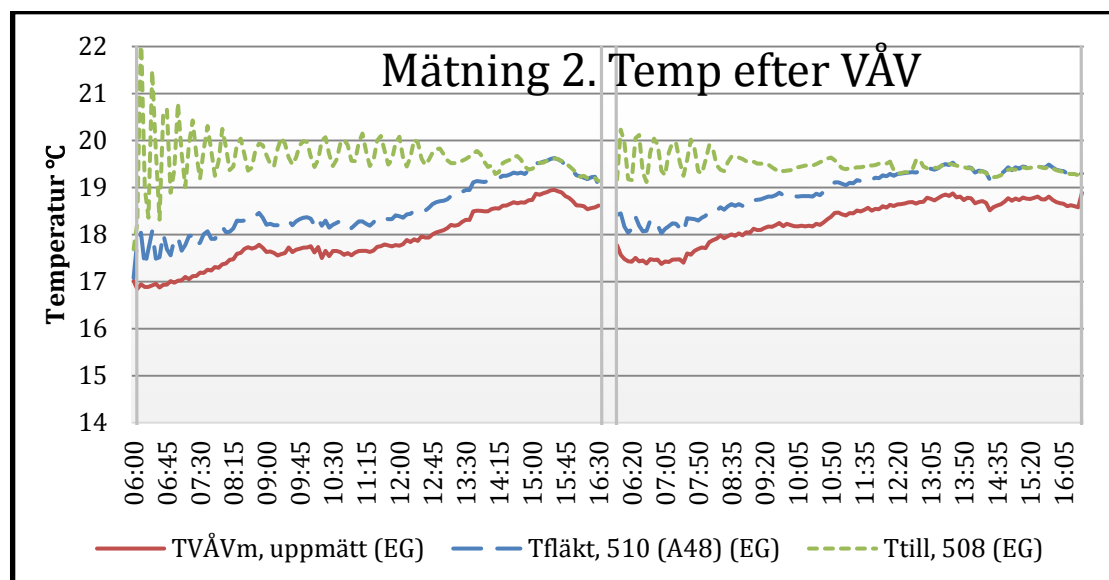
4.3.2 Mätning 2



Figur 4.11 Jämförelse av den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden med den framräknade temperaturverkningsgraden, baserat på den uppmätta temperaturen på uteluften, frånluften samt medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren. η -VVX-avläst (LB) och η -uppmätt (EG).

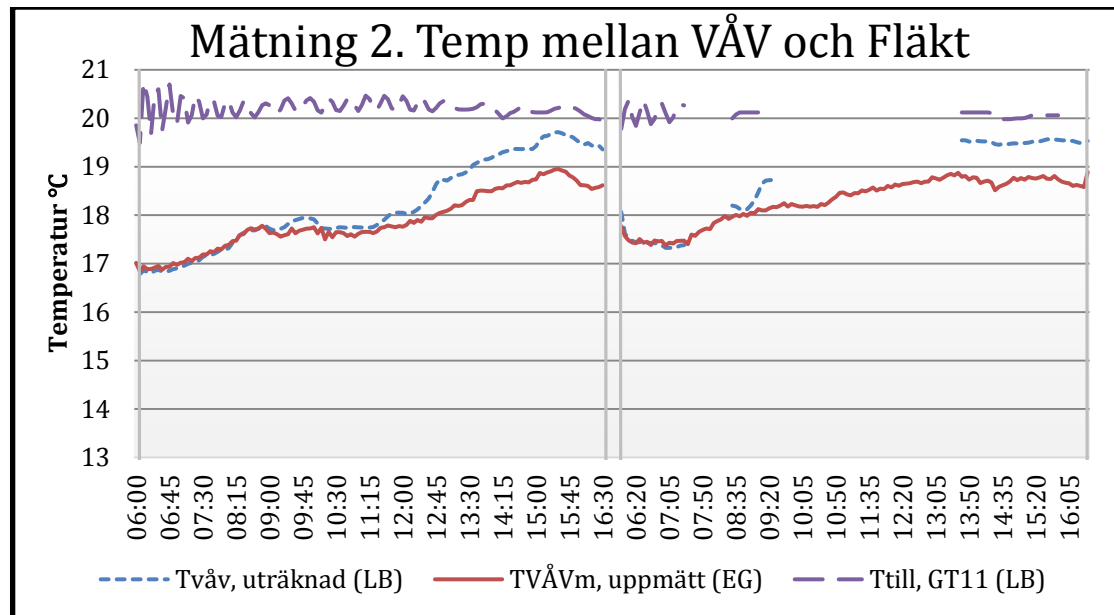
Även rotorns nyttjandegrad illustreras. Rotor (LB).

Se ekvation (4.1).



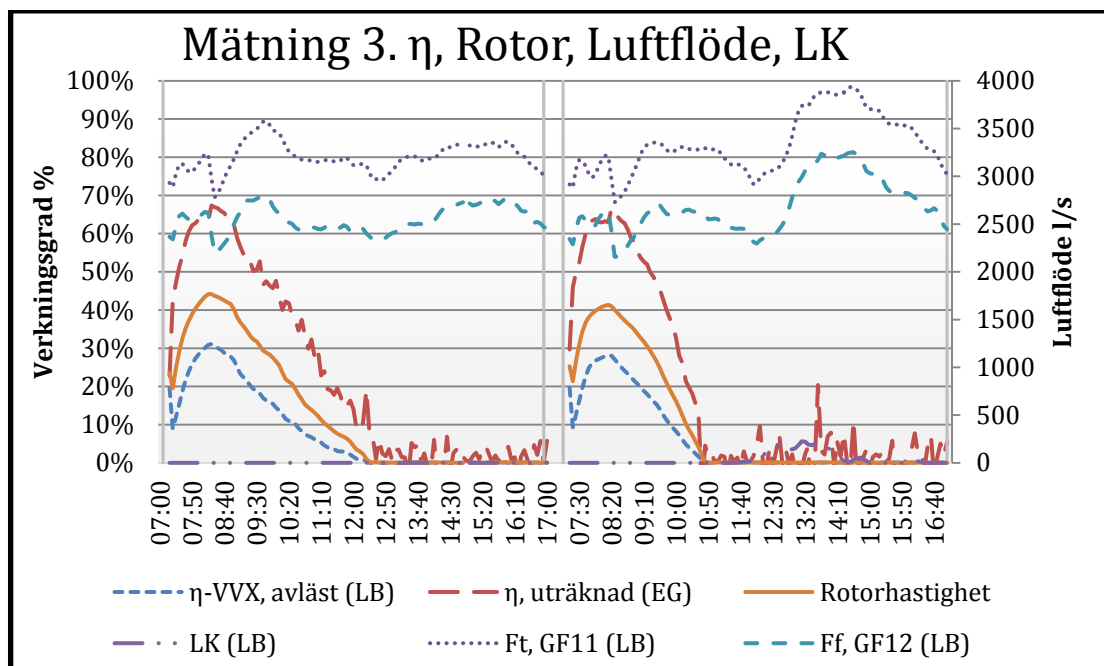
Figur 4.12 Jämförelse av den uppmätta medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren med temperaturen direkt efter fläkten (temperaturhöjning över fläkt) samt tilluftstemperaturen. $T_{VÅVm}$, uppmätt (EG), $T_{fläkt}$ 510 (EG) och T_{till} 508 (EG).

Se ekvation (4.2).

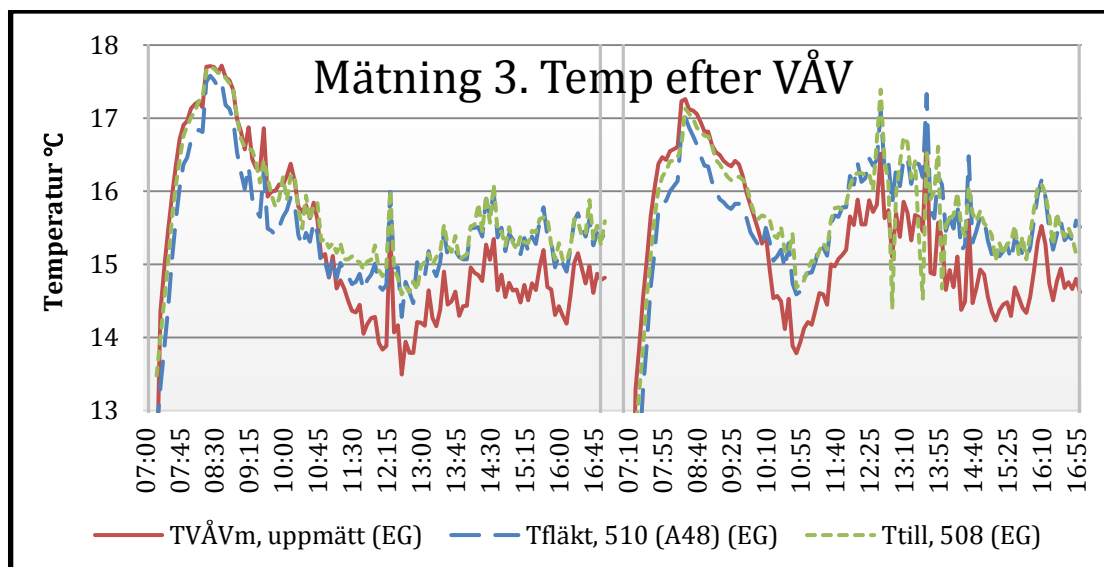


Figur 4.13 Jämförelse av teoretisk temperatur efter värmeåtervinnaren, baserad på data från befintliga givare för utetemperatur, frånluftstemperatur samt den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden, med den uppmätta medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren. Även temperaturen för tilluft är illustrerad. T_{vav} uträknad (LB), T_{vavm} uppmätt (EG) och T_{till} GT11 (LB). Se ekvation (4.2) och (4.3).

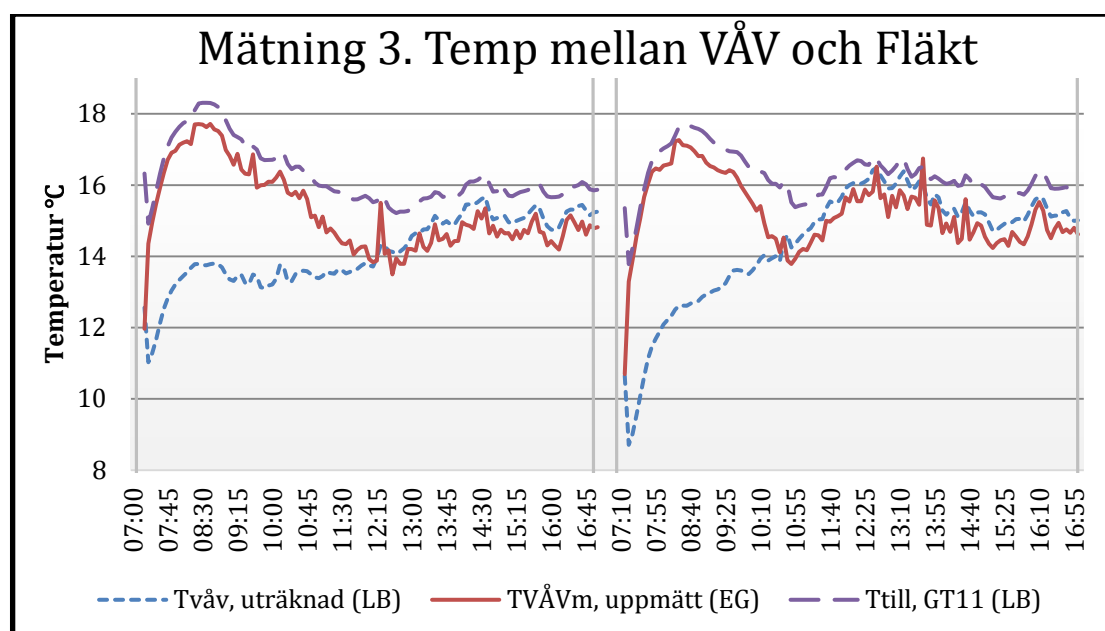
4.3.3 Mätning 3



Figur 4.14 Jämförelse av den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden med den framräknade temperaturverkningsgraden, baserat på den uppmätta temperaturen på uteluften, frånluften samt medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren. η -VVX-avläst (LB) och η -uträknad (EG). Även luftkylarens drift, rotorns nyttjandegrad och till- och frånluftsflöden illustreras. LK, GLK (LB), Rotor (LB), F_p , GF11 (LB) och F_p , GF12 (LB). Se ekvation (4.1).

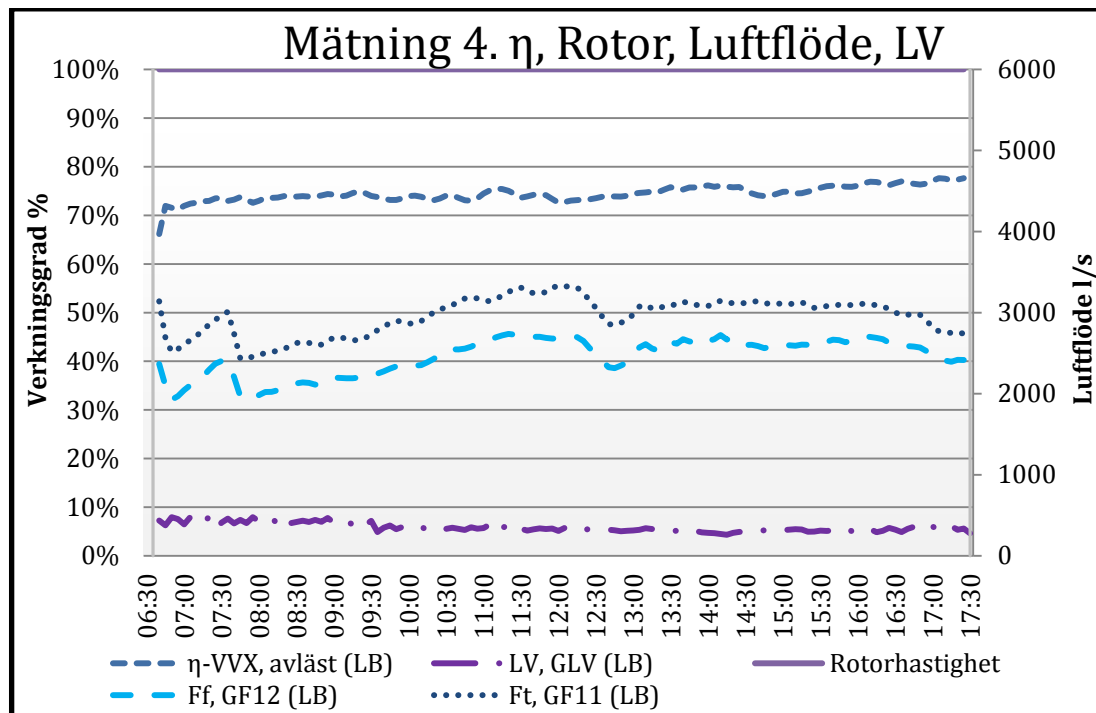


Figur 4.15 Jämförelse av den uppmätta medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren med temperaturen direkt efter fläkten (temperaturhöjning över fläkt) samt tilluftstemperaturen. T_{VAVm} uträknad (EG), $T_{fläkt}$ 510 (EG) och T_{till} 508 (EG). Se ekvation (4.2).

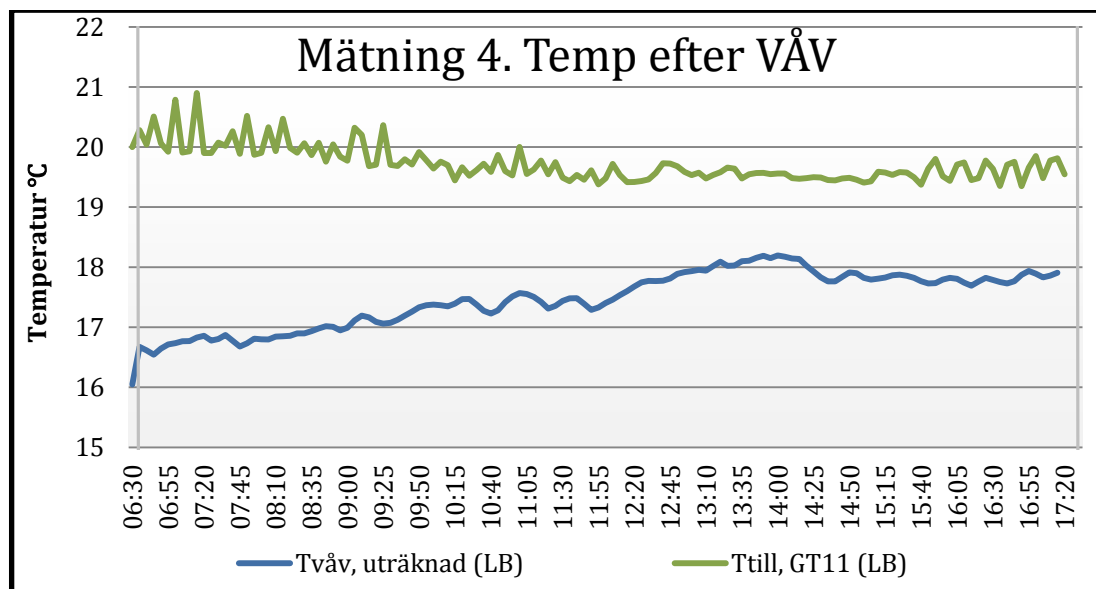


Figur 4.16 Jämförelse av teoretisk temperatur efter värmeåtervinnaren, baserad på data från befintliga givare för utetemperatur, frånluftstemperatur samt den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden, med den uppmätta medeltemperaturen efter värmeåtervinnaren. Även temperaturen för tilluft är illustrerad. T_{VAV} uträknad (LB), T_{VAVm} uppmätt (EG) och T_{till} GT11 (LB). Se ekvation (4.2) och (4.3).

4.3.4 Mätning 4



Figur 4.17 Redovisning av den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden. η -VVX-avläst (LB). Även luftvärmarens drift, rotorns nyttjandegrad och till- och frånluftsflöden illustreras. LV, GLV (LB), Rotor (LB), F_t , G_{F11} (LB) och F_f , GF12 (LB).



Figur 4.18 Redovisning av teoretisk temperatur efter värmeåtervinnaren, baserad på data från befintliga givare för utetemperatur, frånluftstemperatur samt den avlästa teoretiska temperaturverkningsgraden. Även temperaturen för tilluft är illustrerad. T_{VAV} uträknad (LB) och T_{till} GT11 (LB). Se ekvation (4.3).

4.4 Kontroll av mätosäkerhet

4.4.1 Egna givare jämfört med kalibrerat mätinstrument

För att kontrollera de egna givarnas mätnoggrannhet användes ett nyligen kalibrerat mätinstrument, Swema 3000, som kalibrerades 2014-10-14 (för knappt 6 månader sedan). Mätningar genomfördes utomhus och inomhus, under 10 minuter vid varje mätning, se *Tabell 4.4*. Vid mätningen inomhus (21,9 °C) blev resultaten väldigt bra med en högsta differens på 0,19 °C. Vid utomhusmätningen blev resultatet inte lika bra, vilket kan ha berott på att mätnoggrannheten försämras vid lägre temperaturer. Resultatet visade en högsta differens på -0,87 °C.

Tabell 4.4 Momentan temperaturdifferens mellan de egna givarna och ett kalibrerat instrument.

Givare	Utomhus [°C]	Δ Utomhus [°C]	Inomhus [°C]	Δ Inomhus [°C]
Swema	8,9	-	21,9	-
501	8,03	-0,87	22,09	+0,19
502	8,38	-0,52	21,9	0
503	8,71	-0,19	21,82	-0,08
504	9,03	0,13	21,84	-0,06
505	8,51	-0,39	21,88	-0,02
506	9,0	0,1	21,89	-0,01
507	8,63	-0,27	22,1	+0,2
508	8,41	-0,49	22,02	+0,12
509	8,14	-0,76	21,93	+0,03
A48	8,54	-0,36	22,06	+0,16
Givare _{medel}	8,54	-0,36	21,95	+0,05

4.4.2 Verkningsgrad

Med bakgrund av den givna mätosäkerheten på de befintliga givarna (+/-0,5 °C i spannet 0 - 50 °C) enligt tillverkarens produktdatablad (Gemini, 2014, s. 2), genomfördes en kontroll av hur detta skulle kunna påverka resultatet i denna rapport. Genom att antingen addera eller subtrahera 0,5 °C på de egna givarnas mätvärden enligt ekvation (4.1), erhöles ett max- och ett minvärde för verkningsgraden i de mätningar som genomförts, se *Tabell 4.5*. Mätosäkerheten kan alltså påverka verkningsgraden relativt mycket, antingen en höjning eller minskning.

Tabell 4.5 Visar maximala och minimala temperaturverkningsgraden i mätning 1-3, med hänsyn till mätosäkerheten på givarna. Den angivna verkningsgraden är representativ för varje mättillfälle. Max- och minvärden anger förändringen i procentenheter.

Mätning	Tid	η	$\Delta\eta_{\min}$	$\Delta\eta_{\max}$
1	2015-03-20 kl. 11:10	75 %	-6	+7
2	2015-04-14 kl. 11:30	80 %	-6	+6
3	2015-04-21 kl. 10:40	37 %	-10	+9

5 Analys av resultat

De egna temperaturgivarna, Geminis typ Tinytag Talk 2, har en mätosäkerhet på 0,5 °C i spannet 0-50 °C, vilket delvis styrktes i *Tabell 4.1*, *Tabell 4.2* och *Tabell 4.3*. En kontroll genomfördes också mot ett kalibrerat mätinstrument (Swema 3000).

Kontrollen visade att mätnoggrannheten låg inom 0,5 °C för de högre temperaturerna (ca 21,9 °C), men resultatet var desto sämre för de lägre temperaturerna (ca 8,9 °C) där mätnoggrannheten låg utanför 0,5 °C (*Tabell 4.4*). Detta kan ha påverkat resultatet i rapporten. Därför genomfördes också en kontroll över hur mycket denna mätosäkerhet skulle kunna påverka verkningsgradsberäkningarna, vilket visade sig vara relativt mycket (*Tabell 4.5*). Dessa osäkerheter bör beaktas i denna rapport. Det samma gäller fläktarnas mätnoggrannhet som är +/-5 % (Oscar Ljungqvist, Swegon, 2015).

5.1 Mätning 1

Aggregatet som användes i mätning 1 hade innan mätningen inte varit i drift på en längre tid. Detta kan ha bidragit till att många diagram visar tvivelaktiga värden den första eftermiddagen, kl. 13:30 - 17:30. Skillnaden som presenteras mellan olika grafer (i °C eller %) avser därför oftast mitt i diagrammet, mellan kl. 07:30 - 17:30 under samma dag.

De två första diagrammen, *Figur 4.1* och *Figur 4.2*, (Mätning 1. Temp Ute och Mätning 1. Temp Till-/Frånluft, Börvärde) visar de egna givarnas värden jämfört med de befintliga givarnas värden. I *Figur 4.1* redovisas temperaturen i uteluftskanalen. Den egna givaren är placerad strax utanför aggregatet och den befintliga givaren sitter precis i början av aggregatet. Skillnaden i temperatur mellan dessa givare är ca 0,8 °C, där den befintliga givaren hela tiden visar högst. Den första morgonen, kl. 07:30 – 08:40 saknas data för den befintliga givaren.

I det andra diagrammet, *Figur 4.2*, (Mätning 1. Temp Till-/Frånluft, Börvärde) visas temperaturerna i både frånluftskanalen och tilluftskanalen samt börvärdet. Gällande frånluftstemperaturen ligger även här den befintliga givaren högre än den egna, ca 0,4 °C skillnad.

Börvärdet sjunker sakta under dagen, från 19,3 °C kl. 07:30, till 18,8 °C kl. 17:30. Det går att se hur tilluftstemperaturen försöker ligga så nära börvärdet som möjligt, då den befintliga givaren redovisar någon tiondel över och vår egen givare redovisar någon tiondel under.

Den egna tilluftsgivaren svänger kraftigt på förmiddagarna och det har förmodligen att göra med luftvärmarens drift. I *Figur 4.8* (Mätning 1. η , Rotor, Luftflöde, LV) visas när luftvärmaren är igång, vilket stämmer väl överens med dessa svängningar för den egna givaren. Givaren var antagligen placerad för nära luftvärmaren samt att luften inte hade hunnit omblanda sig tillräckligt, före givaren.

Figur 4.8 (Mätning 1. η , Rotor, Luftflöde, LV) visar i sin tur mer information om själva värmeåtervinnaren. Här går det att utläsa att det nästan hela tiden är ett högre frånluftsflöde än tilluftsflöde. Även den procentuella användningen av rotorns maximala rotationshastighet visas.

Luftvärmaren är påslagen under delar av förmiddagen, knappt 10 % av dess kapacitet används. Värmaren slår av när utetemperaturen närmar sig 9 °C. När värmaren är igång nyttjas rotorns kapacitet till 100 %.

Mest anmärkningsvärt i *Figur 4.8* är temperaturverkningsgraden. Den ena verkningsgraden är avläst direkt ur aggregatet, och den andra är framräknad med hjälp av de egna givarna och deras värden enligt ekvation (4.1). Den avlästa verkningsgraden ligger generellt 10 procentenheter högre än den som är baserad på egna givares värden. Denna skillnad kan bero på mätosäkerheten på 7 procentenheter för verkningsgraden (*Tabell 4.5*) samt fläktarnas mätosäkerhet som var 5 % (kapitel 2.4). Det finns även två toppar i den avlästa verkningsgraden, 92 % respektive 93 %, vilket kan jämföras med det projekterade värdet som var 80,5 % (*Tabell 3.1*). Dessa toppar sker varsin morgon runt kl. 08:30 och kan bero på systemets tröghet.

Efter värmeåtervinnaren finns tre olika mätpunkter. Dels mellan rotorn och tilluftsfläkten (T_{VAVm}), dels precis efter fläkten (510) och sedan en givare 1,5 m efter fläkten (508). I *Figur 4.9* (Mätning 1. Temp efter VÅV) redovisas dessa givare. Svängningarna i givare 508 har analyserats tidigare i kapitlet.

När luftvärmaren är avstängd borde givare 510 och 508 visa samma temperatur, något de inte gör i diagrammet. Att temperaturen precis efter fläkten är 0,7 °C högre än vad den är 1,5 meter senare i kanalen, beror antagligen på att givaren var placerad för nära fläktens motor. Troligtvis är det fläktens värmestrålning som påverkar luftens temperatur.

Studerar bara temperaturen innan och 1,5 meter efter fläkten, så är skillnaden ca 0,4 °C högre i kanalen vilket verkar rimligt. Överslagsmässigt höjer en fläkt lufttemperaturen med ca 0,5 - 1 °C, vilket kan jämföras med projekteringsunderlaget som visar en höjning på 0,8 °C vid projekterat flöde (*Tabell 3.1*).

För att kunna göra en verifiering av den uppmätta temperaturen efter värmeåtervinnaren behövs en temperatur från motsvarande befintlig givare. Eftersom denna inte existerar kan man istället räkna ut denna temperatur med hjälp av den avlästa verkningsgraden samt övriga omkringliggande befintliga temperaturgivare, enligt ekvation (4.3). Detta redovisas i *Figur 4.10*, (Mätning 1. Temp mellan VÅV och Fläkt) tillsammans med temperaturen för tilluften. Den blå, uträknade grafen ligger nästan en hel grad över tilluftstemperaturen. För att nå denna måste man använda sig av en luftkylare. Eftersom ingen aktivitet finns registrerad på luftkylaren i aggregatet är alltså värdet inte rimligt.

Däremot är den uppmätta temperaturen efter värmeåtervinnaren mer rimlig, denna ligger ca 1 – 0,5 °C lägre än tilluftstemperaturen. För att nå denna behöver i så fall luftvärmaren användas, vilket bekräftas i *Figur 4.8*. Man räknar även med en liten temperaturhöjning från fläkten.

5.2 Mätning 2

I mätning 2 saknades data för till- och frånluftsflöden, men det visade sig vara ett aggregat med relativt balanserade luftflöden. Luftflödena loggades inte i övervakningssystemet, utan momentana avstämmningar gjordes manuellt.

Avstämningen som visas i *Tabell 3.4* bekräftar balanserade luftflöden. Eftersom luftflödena inte loggades så finns det ingen möjlighet att redovisa dessa i något diagram. Samtidigt påverkas inte värmeåtervinnarens verkningsgrad av balanserade luftflöden, enligt Swegons beräkningsmetod i kapitel 2.4.

I figurerna kan man även se att övervakningssystemet stundtals inte fungerade under dygn 2.

I *Figur 4.3* (Mätning 2. Temp ute) redovisas temperaturen i uteluftskanalen. Den egna givaren var placerad 2,1 meter utanför aggregatet och den befintliga givaren satt precis i början av aggregatet. Skillnaden i temperatur mellan dessa givare var ca 1 °C under hela mätningen, där den befintliga givaren hela tiden visade mest.

I den andra figuren, *Figur 4.4*, (Mätning 2. Temp Till-/Frånluft, Börvärde) visas temperaturerna i både frånluftskanalen och tilluftskanalen samt börvärdet. När det gäller frånluftstemperaturen ligger den befintliga givaren oftast lägre än den egna givaren. Dock har graferna korsats vid något tillfälle och den befintliga ligger då över. Som mest är temperaturdifferensen knappt 1 °C.

I samma figur visas även tilluftstemperaturen och börvärdet. Börvärdet är konstant 20 °C. Givarna för tilluften ligger på varsin sida om börvärdet. Den befintliga givaren ligger ca 0,2 °C över börvärdet och den egna givaren visar ca 0,3 °C under börvärdet. Att graferna svänger kraftigt på morgonen båda dygnen beror antagligen på att luftvärmaren är igång, eftersom ju längre dagen går desto jämnare blir graferna. Den egna givaren är placerad ca 1,5 meter efter luftvärmaren. Den befintliga givarens placering är inte fastställd, men genom att jämföra dess svängningar med dem för den egna givaren kan det antas att den är placerad nära luftvärmaren.

Temperaturverkningsgraden på värmeåtervinnaren visas i *Figur 4.11*, (Mätning 2. η , Rotor, Luftflöde) tillsammans med rotorns nyttjandegrad. Varken luftflöden eller luftvärmaren redovisas eftersom dessa inte loggades i övervakningssystemet. Både den avlästa och den uppmätta verkningsgraden är väldigt jämna och nästan lika, skillnaden mellan graferna är ca fem procentenheter. Vilket återigen kan jämföras med den givna mätosäkerheten på fläktarna som var 5 % (Oscar Ljungqvist, Swegon, 2015), samt den uppmätta mätnoggrannheten som låg utanför 0,5 °C (*Tabell 4.4*).

Rotorn ökar med jämn takt under första dagen för att sedan göra en väldig dipp på eftermiddagen. Det här kan eventuellt bero på att luftflödena stiger under dagen för att avta kraftigt på eftermiddagen. Detta är endast spekulationer då vi saknar data över tid för flödena. Utomhustemperaturen samt tilluftsflödet ökar lite under dagen.

Figur 4.12 (Mätning 2. Temp efter VÅV) visar hur luftens temperatur ökar från värmeåtervinnaren till tilluften. Den blå grafen, $T_{VÅVm}$, visar temperaturen direkt efter värmeåtervinnaren och den röda, 510, visar direkt efter fläkten. Här bidrar fläkten med ca 0,5 °C temperaturhöjning, vilket verkar rimligt. Projekteringsunderlaget visar en höjning på 1,4 °C vid projekterat flöde (*Tabell 3.2*). Tilluften, 508, ligger ca 1,5 °C över 510 och svänger lite hela dagen fram till eftermiddagen då den blir identisk med temperaturen efter fläkten. Förmodligen är luftvärmaren påslagen för att tilluften ska komma upp till ca 20 °C. Värmaren slår av när 510 kommit upp till lämplig nivå.

Man kan se likheter mellan grafen för rotorns nyttjandegrad och grafen för temperaturen efter värmeåtervinnaren. Om rotorn hade nyttjats mer hade en högre temperatur erhållits och luftvärmaren hade i så fall inte behövt vara igång.

För att kunna göra en verifiering av den uppmätta temperaturen efter värmeåtervinnaren behövs en temperatur från motsvarande befintlig givare. Som tidigare nämnt i detta kapitel existerar inte någon motsvarande befintlig givare. Istället räknas temperaturen ut med hjälp av den avlästa verkningsgraden samt övriga omkringliggande befintliga temperaturgivare, enligt ekvation (4.3). Detta redovisas i *Figur 4.13* (Mätning 2. Temp mellan VÅV och Fläkt) tillsammans med tilluftstemperaturen. Det uträknade värdet är exakt lika eller lite över det uppmätta. Båda graferna är direkt kopplade till verkningsgraderna, även dessa är väldigt lika varandra.

5.3 Mätning 3

Temperaturen i utluftskanalen redovisas i *Figur 4.5* (Mätning 3. Temp Ute). Den avlästa grafen ligger ca 0,5 °C över den uppmätta hela tiden. Den egna givaren var placerad 1,8 meter utanför aggregatet.

I *Figur 4.6* (Mätning 3. Temp Till-/Frånluft, Börvärde), visas temperaturerna i både frånluftskanalen och tilluftskanalen samt börvärdet. Börvärdet sjönk under dagen på grund av den höga utomhustemperaturen. Den befintliga tilluftsgivaren visar värden som nästan hela tiden ligger över börvärdet, och den egna givaren ligger nästan hela tiden under börvärdet. Skillnaden mellan dessa två givare pendlar kring 0,5 °C. På den andra eftermiddagen inträffar några spikar på grafen från den egna tilluftsgivaren. Dessa beror på att luftkylaren gick igång med ett par procent, vilket kan ses i *Figur 4.14* (Mätning 3. η , Rotor, Luftflöde, LK). Den egna tilluftsgivaren var placerad 1,1 meter efter luftkylaren, och den befintliga givaren ytterligare 0,4 meter längre ut i kanalen.

Graferna för frånluften följer varandra jämt hela tiden, med ca 0,5 °C skillnad, där den egna givarens graf hela tiden ligger underst.

Temperaturverkningsgraden på värmeåtervinnaren visas i *Figur 4.14* (Mätning 3. η , Rotor, Luftflöde, LK) tillsammans med rotorns nyttjandegrad. Här visas också luftflödena samt luftkylarens påslag. I den här mätningen är tilluftsflödet ca 600 l/s större än frånluftsflödet.

Rotorns nyttjandegrad avtar under förmiddagen båda dagarna, för att sedan vara nere på noll procent runt lunch och resten av dagen. Även verkningsgraden sjunker i samma takt som rotorn, dock är skillnaden mellan den uppmätta verkningsgraden och den avlästa stor. De egna givarna visar en verkningsgrad som är uppåt 35 procentenheter högre än den avlästa, båda dagarna. Att den egna, uppmätta verkningsgraden inte ligger exakt på noll procent under eftermiddagarna kan bero på givarnas mätosäkerhet. Den egna uppmätta mätnoggrannheten låg dessutom utanför 0,5 °C (*Tabell 4.4*). En temperaturskillnad på t.ex. 0,3 °C mellan utetemperaturen och temperaturen efter värmeåtervinnaren ger en verkningsgrad på ca 4 %. I *Figur 4.14* visas även luftkylarens påslag. Detta inträffar enbart den andra eftermiddagen runt kl. 13:00 och ca två timmar framåt. 5 % av kylarens kapacitet används.

Nästa figur, *Figur 4.15* (Mätning 3. Temp efter VÅV) visar hur luftens temperatur ökar från värmeåtervinnaren till tilluften. Den blå grafen, $T_{V\Delta Vm}$, visar temperaturen direkt efter värmeåtervinnaren, den röda, 510, visar direkt efter fläkten och den gröna, 508, visar temperaturen i tilluftskanalen 1,1 meter efter fläkten.

Fläkten verkar höja lufttemperaturen ca 0,5 °C. Temperaturen direkt efter fläkten och temperaturen senare i kanalen följer varandra väldigt väl, förutom då luftkylaren slår på.

Figur 4.16 (Mätning 3, Temp mellan VÅV och Fläkt) visar en teoretiskt uträknad temperatur efter värmeåtervinnaren som baseras på den avlästa verkningsgraden. Under den tiden som värmeåtervinnaren är igång skiljer sig denna temperatur markant med tilluftstemperaturen, som är upp emot 4 °C högre. Den egna uppmätta temperaturen efter värmeåtervinnaren stämmer bättre överens med tilluftstemperaturen. När graferna möts så är värmeåtervinnaren avslagen.

5.4 Mätning 4

Under mätning 4 användes inga egna givare, utan denna mätning var till för att se hur aggregatet i mätning 3 uppförde sig en kallare dag. I *Figur 4.17* (Mätning 4. η , Rotor, Luftflöde, LV) presenteras temperaturverkningsgraden. Denna ligger på en lägre nivå jämfört med den som finns i *Figur 4.8* (Mätning 1. η , Rotor, Luftflöde, LV) trots liknande förutsättningar och exakt likadana aggregat. I mätning 4 visas en verkningsgrad på 75 % jämfört med den i mätning 1 som går mellan 80 - 90 %. Detta är alltså enbart avlästa värden, inga egna uppmätta. Att det skiljer sig kan beror på att luftflödesbalansen mellan från- och tilluft är något olika i mätningarna.

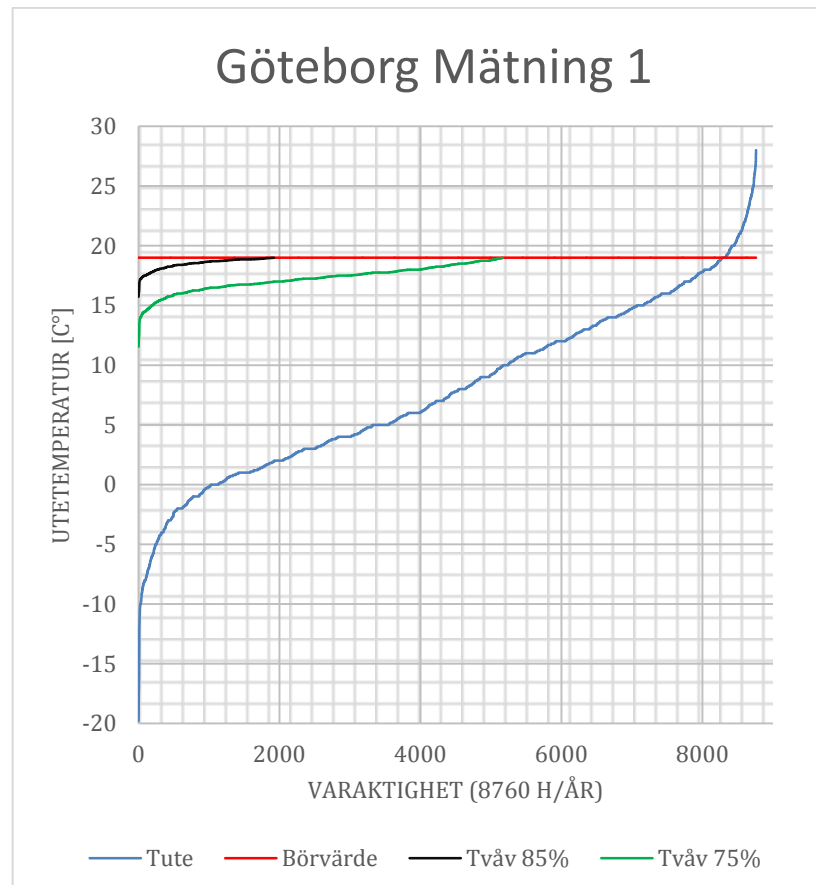
5.5 Energianalys

Utifrån resultaten för den egna uppmätta verkningsgraden och den avlästa verkningsgraden har en energianalys genomförts. Detta för att visa skillnader i energianvändning på luftvärmaren beroende på de olika verkningsgraderna. Analysen är genomförd med hjälp av varaktighetsdiagram (*Figur 5.1, Figur 5.2 och Figur 5.3*) som är sammanställt med hjälp av data från Göteborg år 2011 (IWEK 2, 2015). Graferna från mätningarna i varaktighetsdiagrammet är uträknade enligt ekvation (4.3) och ekvation (4.4) där den största verkningsgraden för respektive mätning använts. Det totala värmebehovet har sedan beräknats, enligt ekvation (4.5) och visas i *Tabell 5.1, Tabell 5.2 och Tabell 5.3*.

Gemensamt för de tre mätningarna är att rumstemperaturen är 22 °C och antalet arbetsdagar/år som är 226 dagar för 2015. Ett grafiskt medelvärde av till- och frånluftsflödet från den aktuella mätperioden ligger till grund för tilluftsflödet i beräkningarna. Aggregaten på Bengt Dahlgrens kontor, mätning 1 och mätning 3, är i drift växelvis. Även fläktarnas energianvändning med aktuella flöden, drifttider och det projekterade SFP-värdet (se *Tabell 3.1 och Tabell 3.2*) är beräknade, enligt ekvation (4.6).

5.5.1 Mätning 1

Aggregatet är i drift från kl. 07:15 till kl. 17:00 på vardagar (vid mättillfället), vilket innebär ca 2200 drifttimmar/år. Tilluftsflödet har fastställts till 3 m³/s (grafiskt medelvärde vid mättillfället, *Figur 4.8*) och rotorhastigheten är 100 % för de aktuella verkningsgraderna på värmeåtervinnaren. Börvärdet för tilluft är 19 °C och byggnadsarean är 4117 m².



Figur 5.1 Varaktighetsdiagram för Göteborg som visar värmeenergiebehovet vid användning av den avlästa och den uppmätta verkningsgraden, under mätning 1.

Tabell 5.1 Visar hur värmeenergiebehovet varierar beroende på skillnader i verkningsgrad. Även fläktens energibehov är redovisat.

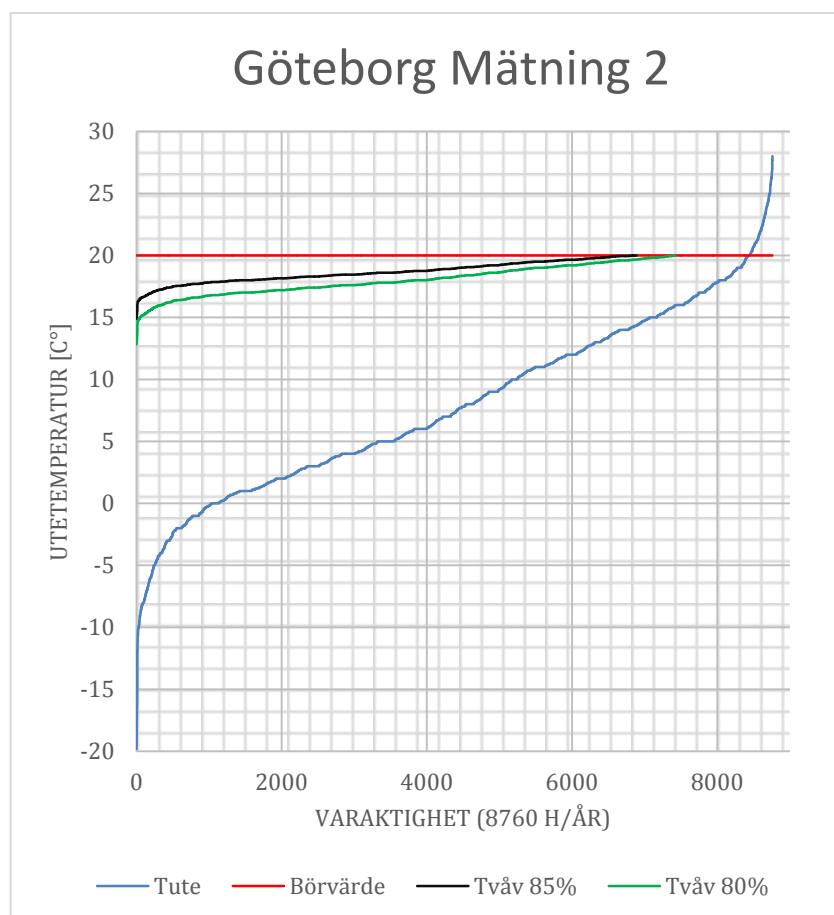
	Värmeenergiebehov [kWh]
$\eta_{\text{avläst}} (= 85 \%)$	4233 (LV)
$\eta_{\text{uppmätt}} (= 75 \%)$	13182 (LV)
$\eta_{\text{uppmätt}} - \eta_{\text{avläst}}$	8949 (LV)
Fläkt	10164

Om det i mätning 1, *Tabell 5.1*, antas att den uppmätta verkningsgraden på 75 % är korrekt, då behöver luftvärmaren bidra med ytterligare 8949 kWh för att tilluftstemperaturen ska nå upp till börvärdet. Detta jämfört med om 85 % är den korrekta verkningsgraden.

Med ett värmepris på 1 kr/kWh så innebär detta en kostnadsökning på knappt 9 000 kronor per år jämfört med om verkningsgraden varit den som visas i övervakningsprogrammet. I tabellen redovisas även energibehovet för att driva aggregatets fläkt under ett år, 10 164 kWh. Vid denna kalkyl låg rotorn på 100 % av sin maxkapacitet.

5.5.2 Mätning 2

Aggregatet är i drift från kl. 06:00 till kl. 16:30 på vardagar (vid mättillfället), vilket innebär ca 2380 drifttimmar/år. Tilluftsflödet har fastställts till 3,2 m³/s (avrundat medelvärde vid mättillfället, *Tabell 3.4*) och rotorhastigheten är ca 70 % för de aktuella verkningsgraderna på värmeåtervinnaren. Börvärdet för tilluft är 20 °C.



Figur 5.2 Varaktighetsdiagram för Göteborg som visar värmeenergiebehovet vid användning av den avlästa och den uppmätta verkningsgraden, under mätning 2.

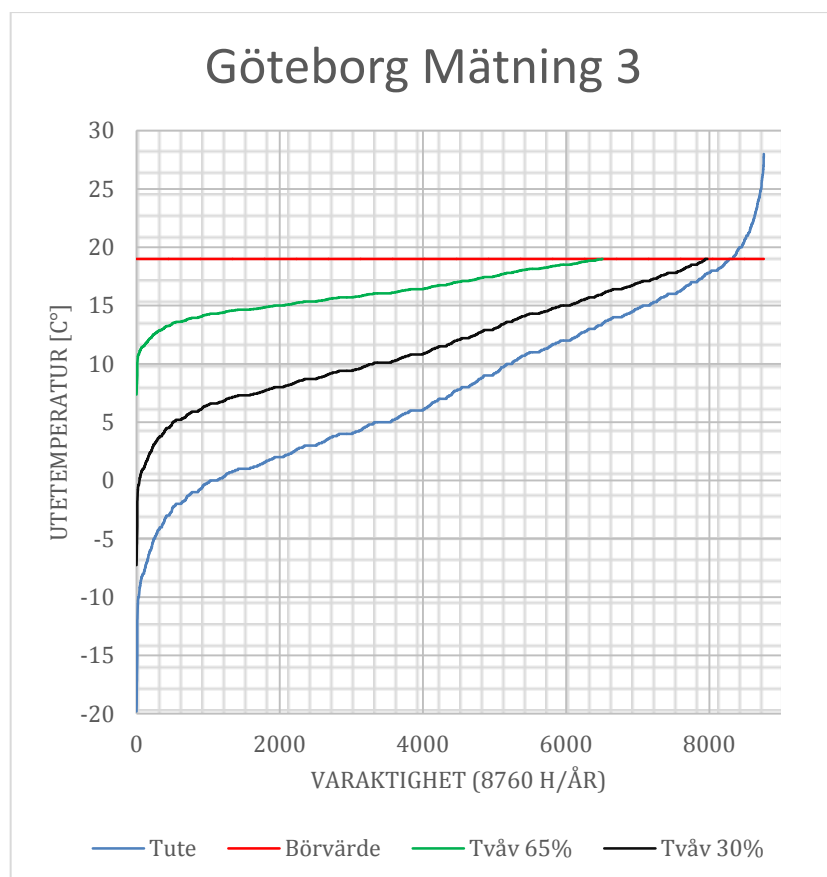
Tabell 5.2 Visar hur värmeenergibehovet varierar beroende på skillnader i verkningsgrad. Även fläktens energibehov är redovisat.

	Värmeenergibehov [kWh]
$\eta_{\text{avläst}} (= 85 \%)$	10467
$\eta_{\text{uppmätt}} (= 80 \%)$	16468
$\eta_{\text{uppmätt}} - \eta_{\text{avläst}}$	6001
Fläkt	22163

I Tabell 5.2 visas motsvarande värden för mätning 2. Här är den avlästa verkningsgraden 85 % och den uppmätta 80 %, vilket innebär en mellanskillnad på 6001 kWh för luftvärmaren. Luftflödena i mätning 2 är balanserade, och rotern låg på ca 70 % av sin maxkapacitet. Att fläktens energibehov är betydligt större än i mätning 1 beror på att det projekterade SFP-värdet för mätning 2 nästan är dubbelt så stort.

5.5.3 Mätning 3

Aggregatet är i drift från kl. 07:15 till kl. 17:00 på vardagar (vid mättillfället), vilket innebär ca 2200 drifttimmar/år. Tilluftsflödet har fastställts till 3 m³/s (grafiskt medelvärde vid mättillfället, Figur 4.14) och rotorhastigheten är ca 45 % för de aktuella verkningsgraderna på värmeåtervinnaren. Börvärdet för tilluft är 19 °C och byggnadsarean är 4117 m².



Figur 5.3 Varaktighetsdiagram för Göteborg som visar värmeenergibehovet vid användning av den avlästa och den uppmätta verkningsgraden, under mätning 3.

Tabell 5.3 Visar hur värmeenergiebehovet varierar beroende på skillnader i verkningsgrad. Även fläktens energibehov är redovisat.

	Värmeenergiebehov [kWh]
$\eta_{\text{avläst}} (= 30 \%)$	55465
$\eta_{\text{uppmätt}} (= 65 \%)$	18032
$\eta_{\text{uppmätt}} - \eta_{\text{avläst}}$	-37433
Fläkt	10164

Däremot i mätning 3, *Tabell 5.3*, så är den uppmätta verkningsgraden högre än den avlästa. Detta beror på att tilluftsflödet är ca 15 % större än frånluftsflödet. Om dessa förutsättningar vore konstanta så skulle det innebära att luftvärmaren är beräknad till att behöva 55 465 kWh. Om istället den uppmätta verkningsgraden är den korrekta, så behövs egentligen bara 18 032 kWh. Enligt tidigare antaganden om en krona per kWh så innebär detta att tilluftens uppvärmningskostnad skulle minska med ca 37 000 kronor per år. Denna kalkyl beräknades när rotorns kapacitet låg på 45 %.

6 Slutsatser

Som beställare och förvaltare är det viktigt med ett luftbehandlingssystem som går att lita på och levererar det som utlovats. Att kunna lita på att kostnaderna för eftervärmning och efterkylning inte blir större än kalkylerat. I dagens läge kan det vara svårt att ha koll på den verkliga effektiviteten på värmeåtervinnare eftersom en del tillverkare redan redovisar en teoretisk verkningsgrad i övervakningssystemen. Till skillnad från SFP-värdet finns det inget krav på att verkningsgraden måste hålla en viss nivå. Därmed är det upp till beställaren att ta eget ansvar och ställa krav på en hög verkningsgrad. Därefter är det förvaltarens roll att utföra kontroller och underhåll på värmeåtervinnaren, för egen vinning.

Roterande värmeåtervinnare

Rapporten innefattar studier av roterande värmeåtervinnare. Aggregattillverkaren Swegon redovisar en temperaturverkningsgrad som baseras på till- och frånluftsflöden samt hastigheten på den roterande värmeåtervinnaren. Jämförelse av egna mätningar och data från befintliga övervakningssystem har givit olika resultat. Vid balanserade flöden stämmer den teoretiska temperaturverkningsgraden väldigt bra överens med den uppmätta. Det skiljer endast ca fem procentenheter mellan dessa, som eventuellt kan ligga inom ramen för mätosäkerhet, från båda parter (se *Figur 4.11*).

Däremot, vid obalanserade flöden visar den teoretiskt uträknade verkningsgraden antingen för stor eller för liten verkningsgrad, beroende på om till- eller frånluftsflödet är störst. Skillnaden för dessa värden är ca 10 – 35 procentenheter (se *Figur 4.8* och *Figur 4.14*). Det verkar som att resultaten från laboratorietesterna, som ligger till grund för den teoretiska verkningsgraden, ”överkompenserar” för flödesobalansen och därför redovisar denna skillnad i drift. Det skulle också kunna bero på att fläktarnas flödesmätning i luftbehandlingsaggregatet inte stämmer eller att på våra egna mätningar påverkat resultatet.

Tanken var att kunna genomföra studier på luftbehandlingsaggregat från olika tillverkare, men som tidigare nämnt så visade sig detta vara ogenomförbart för denna rapport.

Det är viktigt att vara medveten om att den avlästa temperaturverkningsgraden kan visa fel jämfört med verkligheten, om värmeåtervinnaren inte fungerar som den ska. Ett sätt att lokalisera fel i värmeåtervinnaren kan vara att jämföra luftvärmarens och luftkylarens energianvändning från år till år. Detta kan vara ett fungerande tillvägagångssätt om värmeåtervinnaren plötsligt skulle bli sämre, om den exempelvis utsätts för damm och smuts. Om värmeåtervinnaren istället gradvis över flera år blir sämre kan det vara svårare att upptäcka fel genom att jämföra energianvändningen, särskilt vid verksamhetsförändringar. Ett annat sätt skulle kunna vara att studera SFP-värdet som kommer att öka vid ett ökat tryckfall över värmeåtervinnaren. Men detta kan också vara svårt eftersom ett ökat tryckfall över värmeåtervinnaren på exempelvis 10 % eventuellt endast innebär 1 % total tryckökning i systemet, beroende på dess utformning.

Något som också framkommit i rapporten är att de befintliga givarna överlag visar någon grad över de egna givarna, som är kontrollerade mot ett kalibrerat instrument. Konsekvensen av detta är att inneklimatet riskerar att inte blir exakt som önskat. Med samma resonemang kan även temperaturgivarna i rummen visa fel. Kontrollen mot instrumentet visar dock att exempelvis givare 501 mäter ca 1 °C för lite vid vissa förhållanden, se *Tabell 4.4*.

Det bästa sättet att redovisa värmeåtervinnarens verkningsgrad i övervakningssystemet hade möjligtvis varit att placera en medelvärdestemperaturgivare (lång givare) mellan värmeåtervinnaren och fläkten. Denna givare, tillsammans med de övriga temperaturgivarna i luftbehandlingsaggregatet, hade kunnat redovisa en mer korrekt verkningsgrad i drift, men detta hade också inneburit en extra kostnad.

Det är dock inte olämpligt att utföra mätningarna i laboratorium för att exempelvis bestämma en verkningsgrad. Detta ger möjlighet att jämföra produkter från olika tillverkare sinsemellan, och därmed mer tillförlitligt kunna välja en energieffektiv produkt.

Viktigt att poängtera är att mätresultaten i denna rapport är avgränsade till endast en luftbehandlingsaggregattillverkare samt ett fåtal specifika driftfall med liknande förutsättningar. Därför är generella slutsatser svåra att fastställa.

Energi och ekonomi

De slutsatser som går att dra för de tre mätningarna är att luftvärmarens beräknade energianvändning blir olika om den avlästa eller uppmätta verkningsgraden ligger till grund för beräkningen av värmeenergibehovet. Detta kan särskilt ses i *Tabell 5.3* där skillnaden mellan de två verkningsgraderna är stora. Vilken av de två verkningsgraderna som är mest korrekt att använda baserat på de tre mätningarna är desto svårare att avgöra. Värt att nämna är att rotorns kapacitet på värmeåtervinnaren var 100 % endast under mätning 1, vid mätning 2 och 3 var kapaciteten mindre än 100 %.

Som nämnts tidigare i detta kapitel avläses en högre verkningsgrad då frånluftsflödet är större än tilluftsflödet, vilket ger ett lägre värmeenergibehov. Tvärtom gäller när tilluftsflödet är större än frånluftsflödet. Under drift blir energibehovet vad det är, men är verkningsgraden fel redan under projekteringen kommer den beräknade kostnaden vara för hög eller för låg.

Fläktens energianvändning i mätning 1 är ungefär lika stor som för luftvärmaren, vilket verkar vara en rimlig balans mellan värmeåtervinnarens kapacitet som påverkar verkningsgraden och tryckfallen i systemet som påverkar SFP-värdet.

I mätning 1 skiljer det tio procentenheter på avläst och uppmätt verkningsgrad. Detta innebär i så fall att luftvärmaren behöver använda ca 9 000 kWh mer än om den avlästa verkningsgraden skulle legat till grund för värmeenergibehovet. Slås detta ut på den aktuella byggnadens area, 4 117 m², fås specifik energianvändning vilket blir drygt 2 kWh/m².

Från Boverket finns det krav på en högsta nivå gällande specifik energianvändning för byggnader. När luftbehandlingssystemet för mätning 1 projekterades var denna nivå

100 kWh/m². Dagens krav är betydligt lägre, mellan 45 och 65 kWh/m² (Boverket 2015, s. 12).

Anta att en ny byggnad projekteras, som ligger precis under Boverkets krav, och att temperaturverkningsgraden inte stämmer. Då finns risken att luftvärmarens extra arbete gör så att kravnivån överstigs, och projektören kan komma att ställas ansvarig.

Projektering

Den allmänna inställningen verkar vara att de flesta är nöjda med att kunna avläsa en temperaturverkningsgrad, vilket gör området svårförändrat. Detta trots den möjliga problematiken som kan uppstå om den avlästa temperaturverkningsgraden visar fel jämfört med verkligheten, om värmeåtervinnaren inte fungerar som den ska.

Vid en jämförelse mellan den projekterade temperaturverkningsgraden, den teoretiskt uträknade samt den uppmätta fås olika resultat.

I både mätning 1 och mätning 2 visar den teoretiskt uträknade verkningsgraden högre värden än vad som är projekterat. Däremot så skiljer det sig på vad den uppmätta verkningsgraden visar. För mätning 1 är denna lägre än projekterat och för mätning 2 högre. Detta kan få följden att inga åtgärder tas, eftersom aggregatet ser ut att prestera bättre än väntat, men egentligen så går det inte att vara riktigt säker på vilket värde som stämmer.

Vidare i mätning 3, när det åter är obalanserade flöden, är det varken den teoretiskt uträknade eller uppmätta verkningsgraden som kommer upp till den projekterade nivån. Det här beror troligtvis på att vädret den aktuella mätperioden var såpass mildt att värmeåtervinningen knappt behövde användas.

Vår uppfattning är också att det råder bristande kunskap i konsultbranschen om vad som verkligen visas gällande verkningsgraden. En möjlig orsak till detta kan vara att tillverkares certifierade tillvägagångssätt är så väl etablerat och sällan ger utrymme för någon skepsis. Detta bekräftas av Martin Lundgren, VVS-konsult på Bengt Dahlgren. Han menar att både beställaren och konsulten generellt sällan har någon koll på hur temperaturverkningsgraden räknas ut hos de olika tillverkarna, och med detta litar fullt ut på att tillverkaren har rätt. Konsulten försäkrar sig dock genom att låta aggregattillverkaren leverera det slutgiltiga projekteringsunderlaget (specifikt för aggregatet), och på så sätt slippa stå som ansvarig. Ofta överdimensioneras luftbehandlingssystemen (även andra system) för att klara säkerhetskraven och vara redo för eventuella verksamhetsförändringar. Lundgren säger även att det sällan ges respons på projekterade system, enda gångerna uppföljning sker är när det uppstått problem i projektet. Detta innebär, enkelt beskrivet, att projektören sitter vid en enkelriktad informationskanal.

Resonemanget i denna rapport kan jämföras med bilindustrin där tillverkare förmodligen har optimala förutsättningar gällande däckfriktion, hastighet och luftmotstånd etc. vid bestämmandet av bränsleförbrukningen/mil. När en oberoende testare gör liknande tester blir resultatet i regel lite annorlunda, ofta till det sämre för tillverkaren.

6.1 Möjliga förbättringsområden

I samband med skrivandet av denna rapport har ett antal förbättringsområden kunnat lokaliseras. Dessa områden är punktade nedan.

- Att få till bra fältmätningar beror mycket på var givarna placeras. Ventilationssystem är ofta byggda på så sätt att det blir svårt att placera givarna. Det är sällan tillräckligt med plats inuti aggregatet. Tyvärr hamnar givarna ofta för nära fläktar och/eller värme- och kylbatteri. Det händer också att man måste borra nya hål i kanalerna för att kunna mäta temperaturen. Någon direkt standard för temperaturmätning är svår att få tag på, om det ens existerar.
- Vid montering av temperaturgivare i luftbehandlingsaggregat är det viktigt att dessa placeras så neutralt som möjligt, för att undvika ostabila värden. Till exempel verkar den befintliga temperaturgivaren för tilluft, GT11 i mätning 2, vara placerad för nära luftvärmaren då givaren kommer i svängning när luftvärmaren är påslagen, se *Figur 4.4*.
- Det verkar inte finnas någon standard för hur data i övervakningssystemet loggas, var den loggas över tid, i vilket format eller i vilket mätintervall. Via CitectSCADA (som är det övervakningsprogram som denna rapport använt sig av) ges förvisso möjligheten att själv ställa in vilka givare som ska visas i en trendlogg och över vilken tidsperiod. Däremot är det endast möjligt att analysera data drygt ett år tillbaka på detta sätt. Dessutom upptäcktes bristande loggning av data under mätning 2. För vissa av dessa givare kunde endast momentana värden i realtid avläsas.
- Önskas rådata från övervakningsprogrammet, med en mätning var femte minut, för att exempelvis analyseras i Excel, är detta endast möjligt genom att ställa in mätintervallet på 25 timmar. Oavsett mätintervall fås alltid 300 mätpunkter från programmet. Ställs tidsintervallet på 50 timmar ges således en mätning var tionde minut, och så vidare.
- Redovisning av givarna i övervakningsprogrammet, placering och uppmärkning stämmer inte alltid överens med verkligheten. Är man inte tillräckligt observant vid avläsningen finns risk att felaktiga värden exporteras från övervakningssystemet.
- Förvaltare eller aggregattillverkare bör kontrollera och vid behov kalibrera givarna i aggregatet. I dagsläget görs sällan uppföljning på aggregat i drift. Om detta infördes skulle mätnoggrannhet och utveckling av aggregaten antagligen bli bättre.

6.2 Felkällor

Ett antal felkällor har framkommit, som kan ha påverkat resultatet i rapporten. Dessa är uppräknade nedan.

- Fläktens befintliga flödesgivare har en mätosäkerhet på 5 %.
- De befintliga temperaturgivarna i aggregatet har under senare tid inte kalibrerats.
- De befintliga temperaturgivarna är endast instuckna ca tio centimeter i kanalen vilket kan bidra till att korrekt temperatur inte registreras.
- De egna temperaturgivarna har vid vissa tillfällen placerats för nära luftvärmare och luftkylare och påverkats av dessa.
- De egna temperaturgivarna har en mätosäkerhet på $\pm 0,5$ °C.
- Vid redovisningen av fläktens energianvändning har ett SFP-värde från aggregatkörningarna använts. Detta SFP-värde är högre än det som borde ha använts i kalkylerna, då aggregaten är dimensionerade för högre flöden än vad som förekommit i drift. Detta innebär att energianvändningen för fläktarna är lägre än redovisat i rapporten.

6.3 Förslag på vidare studier

För att utveckla och säkerställa resultatet i denna rapport skulle fler luftbehandlingssystem behöva studeras, som gärna inkluderar luftbehandlingsaggregat från flera olika tillverkare och studier fördelat över en större tidsperiod. Intressant vore också att studera om fler tillverkare än Swegon använder sig av liknande teoretiska uträkningar för temperaturverkningsgraden eller hur dessa tillverkare redovisar sina resultat i fält. T.ex. så finns det yttre styrsystem som beräknar verkningsgraden med hjälp av givare som är placerade efter fläktarna, vilket medför en extra temperaturhöjning (Lars Nilsson, Bengt Dahlgren, 2015).

Andra delar som skulle kunna vara av intresse att studera är följande punkter nedan.

- Fuktverkningsgraden i roterande värmeåtervinnare.
- Finns det ett behov av att införa och ställa krav på temperaturverkningsgrad, så som BBR ställer krav på SFP och energianvändning?
- Nya EU-direktiv, Lot 6-ENTR, som börjar gälla 2016 ställer större krav på värmeåtervinning. Är detta fördelaktigt ur energianvändningssynpunkt? Intressant vore att utvärdera och jämföra en hög temperaturverkningsgrad med ett högt tryckfall som följd, med ett lågt SFP med ett lågt tryckfall som följd. Kommer fläktens extra energibehov att sparas in genom minskade behov för eftervärmning och efterkylning?

Vilka konsekvenser får detta i ett klimat som liknar Sveriges jämfört med ett betydligt varmare klimat då kylbehovet är stort året om?

7 Referenser

Litterära

Eriksson, D., Sundén, B. (2001) Grundläggande samband för beräkning av prestanda och design av roterande värmeväxlare, Lund

Svenska Inneklimatinstitutet (1991) Klassindelade luftdistributionssystem, Riktlinjeserien R2, Version 1.0. Svenska Inneklimatinstitutet, Stockholm

Svensk Standard (2007) SS-EN 13779:2007 (E) Annex D. Swedish Standard Institute, Stockholm

Warfvinge, C., Dahlbom, M. (2010) Projektering av VVS-installationer. Studentlitteratur AB, Lund

Elektroniska

Boverket 1 (2015) Boverkets byggregler. Hämtad: 2015-02-12
<http://www.boverket.se/globalassets/vagledningar/kunskapsbanken/bbr/bbr-21/avsnitt-6-bfs-2011-6-tom-2014-3.pdf>

Boverket 2 (2015) Boverkets byggregler, BFS Avsnitt 9 Energihushållning. Hämtad: 2015-03-13
<http://www.boverket.se/globalassets/vagledningar/kunskapsbanken/bbr/bbr-22/bbr-avsnitt-9>

Folkhälsomyndigheten (2015) Folkhälsomyndighetens allmänna råd om ventilation, FoHMFS 2014:18. Hämtad: 2015-04-28
<https://www.folkhalsomyndigheten.se/documents/publicerat-material/foreskrifter/fohmfs-2014-18.pdf>

Fläkt Woods. (2015) Teknisk Handbok. Hämtad: 2015-03-12
<http://www.flaktwoods.se/0/0/2/4293030b-bd15-4dad-9904-d9a0217086fa>

IWEC 2 (2015) Weather data. Hämtad: 2015-05-04
<http://ashrae.whiteboxtechnologies.com/home>

Lindab (2010) Ventilation 2010. Hämtad: 2015-02-25
<http://itsolution.lindab.com/lindabwebproductsdoc/pdf/documentation/ads/se/technical/ventilation-2010.pdf>

Föreningen V. (2000) Eleffektivitet hos fläktar och luftbehandlingsaggregat. Hämtad: 2015-02-12
http://www.svenskventilation.se/wp-content/uploads/2014/07/Skrift_Eleffektivitet.pdf

Fortifikationsverket (2013) Riktlinjer för klimat och energi. Hämtad 2015-03-19
<http://www.fortv.se/Documents/Om%20oss/Upphandling/Generella%20dokument/Meddelen%20och%20f%C3%B6reskrifter/Riktlinjer%20f%C3%B6r%20klimat%20och%20energi%202013-02-12.pdf>

Eskilstuna Kommunfastigheter AB (2013) Projekteringsanvisningar Luftbehandling. Hämtad 2015-03-19

https://www.kfast.se/wp-content/uploads/projanvisning_ventilation_130201.pdf

Gemini Data Loggers (2014) Produktblad för Tinytag Talk 2. Hämtad: 2015-03-20

<http://gemini2.assets.d3r.com/pdfs/original/1552-tk-4014.pdf>

Swegon (2015) Produktblad för roterande värmeväxlare, typ BCEA. Hämtad 2015-03-19

http://swegon.com/Global/PDFs%20Archive/Air%20handling%20units/BCEA/_sv/BCEAROT.pdf

Intervjuer

Gunnar Berg, Swegon. Mejlintervju från 2015-04-15

Oscar Ljungqvist, Swegon. Mejlintervju från 2015-02-27

Martin Lundgren, Bengt Dahlgren. Intervju från 2015-05-19

Lars Nilsson, Bengt Dahlgren. Intervju från 2015-05-20

Bilagor

- | | |
|----------|--|
| Bilaga 1 | Bengt Dahlgren (2010) Mätning 1, 3 och 4. Aggregatkörning, Byggnad 18. |
| Bilaga 2 | Bengt Dahlgren (2011) Mätning 2. Aggregatkörning, Atlas Design. |
| Bilaga 3 | Bengt Dahlgren (2009) Mätning 1, 3 och 4. Energiberäkning Kängurun 18, Mölndal. Sammanställd av Maria Skarrie. |

Bilaga 1

Teknisk specifikation

PRELIMINÄR DATA

Objekt	MVB VÄST AB BY 18 NYTT KONTOR BDAB		
Atmosfärstryck	101325	Pa	
Luftdensitet	1.200	kg/m ³	
Ljudeffekt till kanal uppmätt enligt ISO 5136 Insättningsdämpningar medräknade till kanal.			
Ljudeffekt till omgivning uppmätt enligt ISO 3741			
Komponenter ordnade efter luftriktningen			

LB01

GOLD RX

Aggregatstorlek	80		
Tilluftsflöde	4.700	m ³ /s	
Totaltryckfall Uteluftskanal			Pa
Tilluftskanal	320		Pa
Frånluftsflöde	4.700	m ³ /s	
Totaltryckfall Frånluftskanal			Pa
Avluftskanal	200		Pa
Dimensionerande utetemperatur, sommar	26.0	°C	
Lägsta dimensionerande uteluftstemperatur	-16.0	°C	
Tilluftstemperatur, sommar	26.8	°C	
Tilluftstemperatur, vinter	15.4	°C	
Specifika fläkteffekten, SFPv (rena filter)	1.54	kW/(m ³ /s)	
Med datoriserat styrsystem IQnomic			
Lackerade paneler med 50 mm brandhändig isolering			
Elanslutning	3-fas, 5-ledare, 400 V-10/+15%, 50Hz, 50A		

Tilluft

1	Gavel			
	Totaltryckfall	4	Pa	
1	Luftbehandlingssystem GOLD, GOLD-80-D-RX			
2	Filtersats, en luftriktning, TBFZ-2-01-80-7			
2	Tryckgivare, TBLZ-1-23-15			
1	Filter			
	Filterklass F7			
	8x(592x592x520-10))			
	Rek. dim.tryckfall	83	Pa	
	Begynnelsetryckfall	37	Pa	

Filter

Pa

Pa

Pa

Tillbehör och teknisk data, se tilluft

Fläktedel

 m^3/s

Pa

Pa

°C

varv/min

kW

kW

2

Gavel

Pa

Objekt: MVB VÄST AB BY 18 NYTT KONTOR BDAB Inspektionssida

Aggregat: LB01

Storlek: 80

Total vikt: 2231 kg

Bredd, nominellt: 2637 mm

Max: 2637 mm

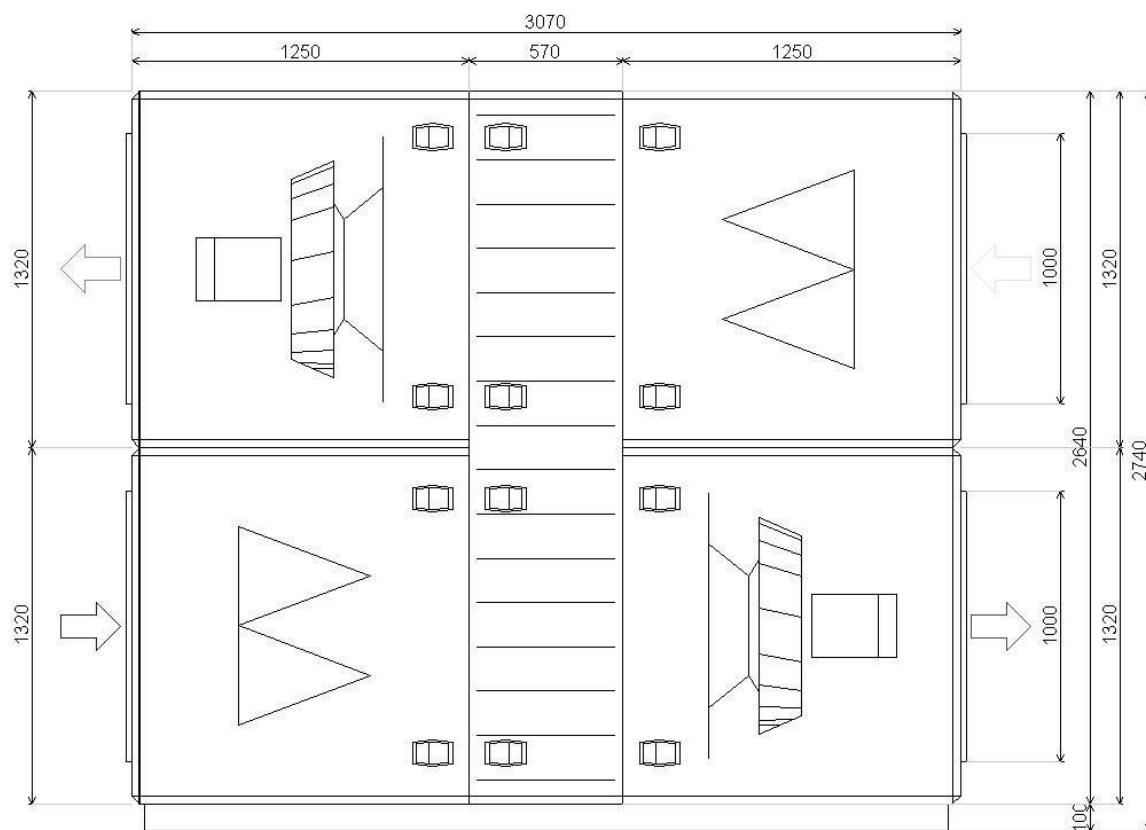
Anslutningsmått: Diameter

Gavel 1800 1000

Gavel 1800 1000

Gavel 1800 1000

Gavel 1800 1000



ProUnit
2011-02-01Version: 17 / 2011.01.04
217640a.pru**Teknisk specifikation**

Objekt

KP ATLAS DESIGN

Atmosfärstryck

101325

Pa

Luftdensitet

1.200

kg/m³

Ljudeffekt till kanal uppmätt enligt ISO 5136

Insättningsdämpningar medräknade till kanal.

Ljudeffekt till omgivning uppmätt enligt ISO 3741

Komponenter ordnade efter luftriktningen

TA/FA rev 1/2 (5500 l/s)

GOLD RX

Tillverkad av Swegon

Aggregatstorlek

Tilluftsflöde

Totaltryckfall

Uteluftskanal

Tilluftskanal

Frånluftsflöde

Totaltryckfall

Frånluftskanal

Avluftskanal

Dimensionerande utetemperatur, sommar

Lägsta dimensionerande uteluftstemperatur

Tilluftstemperatur, sommar

Tilluftstemperatur, vinter

Specifika fläkteffekten, SFPv (rena filter)

OBS!
Tilluft överst och
frånluft underst

60

5.500

m³/s

380

5.500

Pa

Pa

m³/s

360

26.0

-16.0

15.0

20.0

2.91

Pa

Pa

°C

°C

°C

°C

kW/(m³/s)

Med datoriserat styrsystem IQnomic

Lackerade paneler med 50 mm brandhärdig isolering

Elanslutning

3-fas, 5-ledare, 400 V-10/+15%, 50Hz, 32A

Tilluft

1

Spjäll med motor, TBSA-3-160-080-1-1

Motor med fjäderåtergång

Täthetsklass 3 enligt EN 1751

Totaltryckfall

24

Pa

1

Gavel

Totaltryckfall

11

Pa

Swegon AB
Box 336
401 25 GÖTEBORGTelefon
031-89 58 00
Telefax
031-89 94 69maria.nordengren@swegon.se
www.swegon.se

1 Luftbehandlingssystem GOLD, GOLD60DRX**1 Filter**

Filterklass F7			
6x(592x592x520-10)			
Rek. dim. tryckfall	134	Pa	
Begynnelse tryckfall	84	Pa	
Sluttryckfall	184	Pa	

1 Roterande värmeväxlare

Roterande värmeväxlare av typen RECOeconomic			
Standard aluminium			
Varvtalsreglerad			
Totaltryckfall, tilluft	270	Pa	
Totaltryckfall, frånluft	270	Pa	
Extra tryckfall på frånluftssidan (spjäll) för att säkerställa rätt läckageriktning	0	Pa	
Renblåsningsflöde inkl. läckage	0.325	m³/s	
Tilluftens temperaturverkningsgrad	78.5	%	
Tilluftens fuktverkningsgrad, vinter	33.0	%	
Tilluftssida, vinter	In	Ut	
Lufttemperatur	-16.0	15.3	°C
Relativ fuktighet	80.0	18.9	%
Effekt		230.0	kW
Frånluftssida, vinter	In	Ut	
Lufttemperatur	24.0	-7.3	°C
Relativ fuktighet	25.0	100.0	%

1 Fläkt del

Fläkt av typen GOLD Wing+										
Direktdrift med varvtalsstyrd EC motor										
Standardstos inv.										
Vibrationsisolatorer av stålfjäder										
Tilluftsföde									5.500	m³/s
Totaltryckfall, kanal									380.0	Pa
Totaltryckökning (torra förhållande)								(Rent filter: 1025 Pa)	1075	Pa
Temperaturhöjning p.g.a. fläkt									1.4	°C
Varvtal (Min 250, Max 1900)								Rent filter 1632 r/m)	1662	varv/min
Eleffekt till motor/-er								(Rent filter: 9.04 kW)	9.55	kW
Märkuteffekt									6.50	kW
Antal fläktar/motorer i luftström									2	
Ljudeffektnivå										

Frekvensband	Hz	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Alla	
Till tilluftskanal		86	81	81	82	79	77	75	75	dB	85 dB(A)
Till uteluftskanal		83	82	82	71	63	60	56	59	dB	76 dB(A)
Till omgivning		77	69	62	66	51	50	47	50	dB	65 dB(A)
Till omgivning inkl. frånluft		80	72	65	69	54	53	50	53	dB	68 dB(A)

1 Batteridel, värme och kyla i hölje, TCLK-1-60**1 Värmebatteri i hölje****1 Ventilatsats värme, TBVL-2-016**Swegon AB
Box 336
401 25 GÖTEBORGTelefon
031-89 58 00
Telefax
031-89 94 69maria.nordengren@swegon.se
www.swegon.se

	Inkl. ställdon, frysskyddsgivare, ansl. kabel och ventil (kvs = 1.60)			
	Effektvariant	1		
	Antal rörrader	1		
	Antal kretsar	6		
	Anslutningsnummer	25	utv.	
	Lamellavstånd	2.0	mm	
	Tryckfall	28	Pa	
	Lufthastighet	2.8	m/s	
	Lufttemperatur	16.7	20.0	°C
	Relativ fuktighet	17.0	14.0	%
	Önskad batterieffekt		21.60	kW
	Batteriets överkapacitet		65	%
	Vätsketemperatur	60.0	30.0	°C
	Vätskeflöde		0.174	l/s
	Vätsketryckfall		1.5	kPa
	Batteriets vätskevolym		8.9	l
	Anslutningsnummer, ventil		15	utv.
	Rek. dim. tryckdiff. på vätskesidan inkl. ventil		17	kPa
	Kylbatteri GOLD 60-6R-AC			
1	Kylbatteri i hölje, GOLDDIV			
1	Special utförande		GOLDDIV	
	Komponenten är inte inkluderad i Eurovents certifiering program			
	Kylbatteri GOLD 60-6R-AC			
	6 rörrader			
	A30546			
	Med droppavskiljare			
1	Vattenlås, TBXZ-1-40-3			
1	Droppavskiljare			
	Tryckfall, torr		216	Pa
	Dimensionerande luftflöde		5.500	m³/s
	Lufttemperatur	27.4	15.0	°C
	Relativ fuktighet	46.0	94.0	%
	Önskad total batterieffekt		90.73	kW
	Vätsketemperatur	10.0	16.0	°C
	Vätskeflöde		3.610	l/s
	Vätsketryckfall		27.9	kPa
	Anslutningsnummer, ventil med flänsade anslutningar		65	utv.
	Vätsketryckfall öppen ventil		7	kPa
1	Gavel			
	Totaltryckfall		12	Pa
	Frånluft			
1	Gavel			
	Totaltryckfall		11	Pa
	(Luftbehandlingssystem GOLD)			
1	Filter			
	Filterklass F7			
	6x(592x592x520-10)			

Rek. dim. tryckfall	134	Pa
Begynnelsestryckfall	84	Pa
Sluttryckfall	184	Pa

(Roterande värmeväxlare)

Tillbehör och teknisk data, se tilluft

1	Fläkt											
	Fläkt av typen GOLD Wing+											
	Direkt drift med varvtalsstyrd EC motor											
	Standardstos inv.											
	Vibrationsisolatorer av stålfjäder											
	Frånluftsflöde										5.500	m³/s
	Totaltryckfall, kanal										360.0	Pa
	Totaltryckökning (torra förhållande)										(Rent filter: 739 Pa) 789	Pa
	Temperaturhöjning p.g.a. fläkt										1.1	°C
	Varvtal (Min 250, Max 1635 Rent filter 1491 r/m)										1521	varv/min
	Eleffekt till motor/-er (Rent filter: 6.95 kW)										7.44	kW
	Märkuteffekt										4.00	kW
	Antal fläktar/motorer i luftström										2	
	Ljudeffektnivå											
Frekvensband		Hz	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	Alla	
Till frånluftskanal			82	81	81	70	62	59	55	58	dB	75 dB(A)
Till avluftskanal			87	82	84	86	83	82	80	80	dB	89 dB(A)
Till omgivning			76	68	61	65	50	49	46	49	dB	64 dB(A)

1	Gavel											
	Totaltryckfall										14	Pa

Objekt: KP ATLAS DESIGN
Aggregat: TA/FA rev 1/2 (5500 l/s)

Inspektionssida

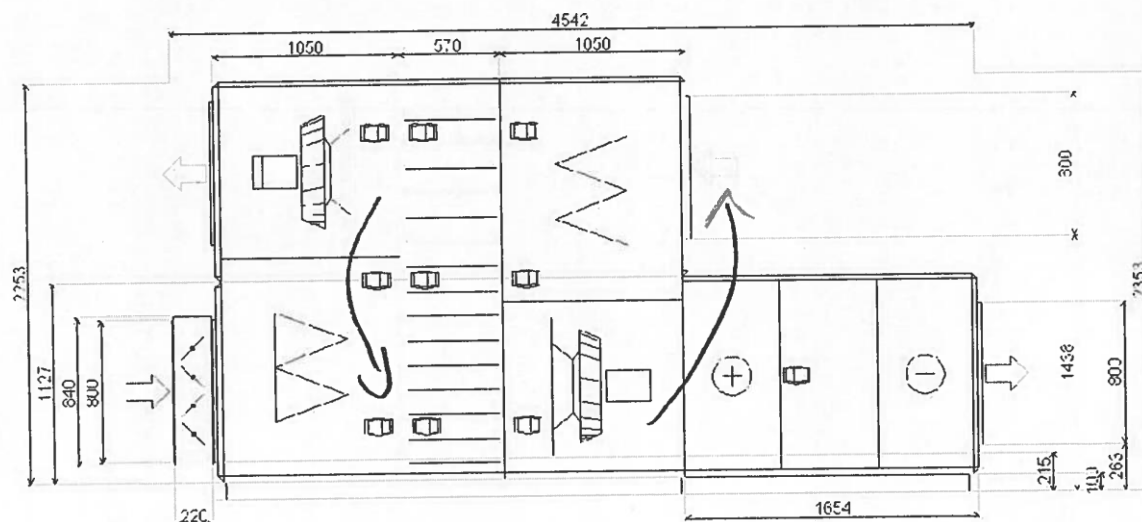
Storlek: 60
 Total vikt: 2077 kg
 Bredd, nominellt: 2318 mm
 Max: 2318 mm

Anslutningsmått: Diameter

Röranslutning:
Värmebatteri i hölje

Ansl.nr 25 Drän.anst

Gavel	1600	800
Gavel	1600	800
Gavel	1600	800
Gavel	1600	800
Spjäll med motor	1600	800



OBS!

Tilluft skall vara överst
 och frånluft underst.

Swegon AB
 Box 336
 401 25 GÖTEBORG

Telefon
 031-89 58 00
 Telefax
 031-89 94 69

maria.nordengren@swegon.se
 www.swegon.se

Bilaga 3



Beräkningsförutsättningar

En energiberäkning av Kängurun 18, Mölndal är utförd i IDA Energi sen uppfattning om framtida energianvändning.

		Källa	Mål
Atemp	3 810 m ² kontor varav ca 71 % kontor och konferens, övriga ytor sekundärytor	Uppmätt på ritningar	
Rumstemperatur	Vardagar under arbetstid: inom intervallet 22°C (min) - 25°C (max) Helg/semester + vardagar utanför arbetstid: inom intervallet 18°C (min) - 28°C (max)	V	
Klimatskal	Fasad*: 710 m ² , U-värde 0,17 W/m ² ,K Fönster inkl. karm*: 1193 m ² , U-värde 0,85 W/m ² ,K Tak: 601 m ² , U-värde 0,17 W/m ² ,K Golv (PPM): 781 m ² , U-värde 0,15 W/m ² ,K *Sett inifrån, dvs tapetserad yta	Uppmätt på ritningar	Fasad: U-värde 0,15 W/m ² ,K Tak: < 0,15 W/m ² ,K
Fönster	Glasandel: 90 % Solfaktor: 0,55 Solavskärmning: Fast solavskärmning vertikalt 0,65 m ut från fasad horisontellt 0,6 m ut från fasad	A	
Solskydd	Typ/Egenskaper: Utvändig solavskärmning Dagsljusstyrd	V	
Ventilation	FTX (från- och tilluft med värmeåtervinning) Teoretisk temperaturverkningsgrad 80 % (SFP _{medel} = 1,5 kW/(m ³ /s) Inblåsningstemperatur rum 15 °C Utekompenenserad efter energiinnehåll uteluft VAV Vardagar 0,83 - 2,6 l/s,m ² kl 06 – 19, styrd efter närvaro Helg 0,83 l/s,m ² kl 10 – 14	V	
Verksamhetsel	- Belysning: 6 W/m², kl 8-19, sammanlagring 50 % - Apparater: 10 W/m², kl 8-19, sammanlagring 50 %	V	
Interna värmelaster	Personer: 12 W/m², kl 8-19, 140 personer med en närvaro på 60%	V	
Varmvattenanvändning	6 kWh/m ² ,år inkl. vatten till kök	V	
Luftläckage	Klimatskalets täthet 0,5 l/s,m ² vid 50 Pa	V	< 0,3 l/s,m ²
Köldbryggor	Köldbryggor har viktats in i U-värden för olika delar i klimatskalet, ca 10 % av U-värdet	V	

Resultat

Med ovanstående indata beräknas energianvändningen för Kängurun 18 till totalt 82 kWh/m², år inkl. verksamhetsel. I beräkningarna har el och varmvatten för köket ej medtagits.

Specifik energianvändning [kWh/m ²]	
Ventilationsaggregat	0,2
Värmesystem	18
Tappvarmvatten (inkl. kök)	6
Värmeförsörjning	24
 Återvinning värme; serverkyla	 5
 Kylbehov; klimat	 12
 Distributionsförluster värme/kyla	 2
 Tilluftsfläktar	 6
Frånluftsfläktar	6
Pumpar	2
Hissar etc	2
Fastighetsel	16
 Fastighetsenergi totalt	 49
 Verksamhetsel (exkl. kök)	 24
Kylmaskin; server	2
El; server	7
 Verksamhetsel totalt	 33
 Totalt	 82
 U-medel	 0,41

Det energikrav som skall uppfyllas är GreenBuilding, vilket motsvarar 25 % av

BBR-kravet som i detta fall är 100 kWh/m², år. GreenBuilding-kravet är därmed

75 kWh/m², år (värme och fastighetsel). Enligt beräkningen ovan är Greenbuilding-kravet uppfyllt.

GÖTEBORG 2009-04-08

BENGT DAHLGREN AB

/Maria Skarrie

x:\pdoc\86182_bdab_byggnad_18\12_presentationer\indata_energiberäkningar_byggnad18.doc