

AALBORG UNIVERSITET ESBJERG

ENERGI, TERMISK RETNING

DIPLOMINGENIØRPROJEKT

Energioptimering af en ældre bygning

Forfatter:

Vejleder:

MATTHIAS MANDØ

SIMONE MIKKELSEN
smikk13@student.aau.dk

Slutdato: [10/01 – 18]

ECTS: [15]

No. printet: [0]

Sider: [41]

Appendiks: [3]

Vedhæftet: [10]

ABSTRACT

This project is about the replacement of an old heating system, a new ventilation system and energy optimization of the building.

The first part is an introduction to the projekt, where the problems are described.

The second part is the analysis of the existing system and the theoretical heat loss in the building are calculated.

The third part is an analysis and calculation for the ventilation system.

The fourth part is solution proposals. The fift part is the discussion and conclusion.

FORORD

Diplomingeniørprojektet er udarbejdet af Simone Mikkelsen, i forbindelse med praktikophold hos Bravida A/S Esbjerg. Projektet handler om udskiftning af nuværende varmeanlæg og installering af et nyt ventilationssystem, samt eventuelle muligheder for at energioptimere bygningen, som er fra 1960'erne.

Til beregningerne er der brugt Excel, disse er vedhæftet for varmetabs beregninger er det filen Varmetabsberegninger.xlsx og for ventilation er det filen Ventilation.xlsx. Databladene for komponenter, enkelt modstande og aggregatet er også vedhæftet.

Der skal lyde en stor tak til min familie og nære venner, for den enorme tålmodighed de har haft med mig.

Dernæst vil jeg takke Bravida A/S i Esbjerg, for en sjov og lærerig praktikperiode. Dette havde ikke været muligt uden jer.

Og tak til min vejleder på AAU-Esbjerg, Matthias Mandø.

INDHOLDSFORTEGNELSE

ABSTRACT	II
FORORD	III
INDHOLDSFORTEGNELSE	V
FIGURER	VIII
TABELLER	X

I Introduktion til projektet

1 INTRODUKTION	3
1.1 BESKRIVELSE AF SYSTEMET	4
2 PROBLEMFORMULERING	7

II Analyse af eksisterende varmeanlæg

3 INTRODUKTION TIL VARMEANLÆG	11
4 TEORI TIL VARMETABSBEREGNINGER	13
5 BEREGNING AF VARMETAB	15

III Analyse af ventilationssystem

6 INTRODUKTION TIL VENTILATION	23
7 TEORI	25
7.1 TEORI RØRBEREGNINGER	25
7.2 PRINCIPPERNE	28
7.3 LOVGIVNING	31
7.4 RØRISOLERING	33
8 BEREGNINGSANALYSE	35

IV Løsningsforslag til varmeanlæg og ventilationssystemet

9 INTRODUKTION TIL LØSNINGSFORSLAG	43
9.1 LØSNING TIL VARMEANLÆGGET	44

9.2 LØSNING TIL VENTILATIONSSYSTEM	46
10 YDERLIG ENERGIOPTIMERING	51
10.1 UDSKIFTNING AF VINDUER OG RADIATOR	51
10.2 UDSKIFTNING AF RADIATORER, VINDUER OG EFTERISOLERING AF GULV OG YDERVÆGGE.	52
 V Diskussion og konklusion	
11 DISKUSSION OG KONKLUSION	57
 Appendiks	
NOMENKLATUR	G

FIGURER

Fig.	1.1	Radiator med tilhørende indblæsningsrør, markeret med rødt.	4
Fig.	1.2	Fronten af radiatorkassen.	4
Fig.	1.3	Plantegning over arealet til opvarmning og ventilation.	5
Fig.	3.1	Fronten af radiatorkassen, hvor der på toppen er lagt diverse papirer. .	11
Fig.	3.2	Termostaten til radiatorerne, denne lagde på gulvet.	12
Fig.	4.1	Det generelle område der skal arbejdes med og der vil fremadrettet bruges nummer til hvert lokale. Som dem givet her.	14
Fig.	5.1	Graf for behovet ved ($\dot{Q}_k$) minimum, ($\dot{Q}_v$) maksimum og ($\dot{Q}_{gns}$) gennemsnits temperatur.	16
Fig.	5.2	Grafen viser forskellen i de teoretiske beregninger og det reelle forbrug for hele området.	17
Fig.	6.1	En skitse over ventilationssystemet. Dette er ikke en målfast tegning, men et overblik over, hvor der er indblæsning og udsugning.	24
Fig.	7.1	Et udsnit af de forskellige punkter, til beregning af rørdimensioneringen.	27
Fig.	7.2	Her ses opblandingsprincippet [3]. Hvor indblæsningstemperaturen, t_i , er lavere end rumtemperaturen, t_r , og udsugningstemperaturen, som også er placeret i eller tæt på loftet, t_u er højere end de to andre temperaturer.	28
Fig.	7.3	Her ses fortrængningsprincippet [16].	29
Fig.	7.4	Her ses hastighederne i de forskellige kanaler.	30
Fig.	8.1	Et eksempel på Lindqst valg af et LCC armatur med MBB boks, 85 $\frac{m^3}{h}$ og tilslutningskanal på 100 mm. Og de data der er til dette valg.	37
Fig.	8.2	Punkterne hvor tryktabet er beregnet ved indblæsningen.	38
Fig.	8.3	Punkterne hvor tryktabet er beregnet ved udsugning.	38
Fig.	9.1	Et udsnit af radiator PKP/21 fra RIOpanel	44
Fig.	9.2	På figuren ses det, hvordan luftstrømmene krydser hinanden og at der er en bypass på.	46
Fig.	9.3	Dette er ved et tryktab på 122 Pa og en volumenflow på 952 $\frac{m^3}{h}$	47
Fig.	9.4	Figuren viser hvor der skal isoleres og hvor brand- og røgspjæld (BRS) skal placeres. På figur (6.1) kan det ses hvor lyddæmper og armaturerne er placeret. Indreguleringsspjæld er placeret i MBB boksene og ikke som de er i figur (6.1).	48
Fig.	9.5	Prisen for at få installeret ventilationssystemet. Dette er inklusiv brugte timer og lønnen til montørerne.	49
Fig.	11.1	Her ses værdierne til beregning af solindfald gennem et vindue [18] . . .	A
Fig.	11.2	Grafen viser forskellen i de teoretiske beregninger og det reelle forbrug. T står for teoretisk og R står for reelt.	A

Fig.	11.3 Grafen viser forskellen i de teoretiske beregninger og det reelle forbrug. T står for teoretisk og R står for reelt.	B
Fig.	11.4 Dette er symbolet for et spjæld.	B
Fig.	11.5 Symbolet for en lyddæmper.	B
Fig.	11.6 Dette er symbolet for udsugningsarmaturet.	C
Fig.	11.7 Dette er symbolet for indblæsningsarmaturet.	C

TABELLER

Table	5.1	Værdierne brugt til at beregne varmetabet i lokalerne	15
Table	5.2	Forskellen på det som der kræves af BR15 og på det teoretisk og reelle forbrug i henhold til energirammen.	18
Table	5.3	Her ses det teoretisk behov og reelle årlige forbrug og prisen for dette.	19
Table	7.1	Driftstid, hastighed og kanalmotstand [17] side 51.	29
Table	7.2	Her ses de forskellige klasser taget fra DS 490 [22].	32
Table	7.3	Her ses de forskellige klasse der er for isolering til ventilation.	33
Table	7.4	Formlerne til at udregne U_l	34
Table	8.1	Nødvendig udelufttilførelse q_p af hensyn til emmision fra voksne personer i rummet. [26] tabel C.1.	35
Table	8.2	Nødvendig udelufttilførelse q_B af hensyn til emmision fra bygning, inventar og installationer. [26] tabel C.2.	35
Table	8.3	Volumenflowet i denne tabel er rundet op i forhold til hvad der bruges til at beregne systemet. Det totale volumenflow bliver $952 \frac{m^3}{h}$ for udsugning og $862 \frac{m^3}{h}$ for indblæsning.	36
Table	8.4	Her er det vist, hvilke lokaler punkterne hører til, i forhold til indblæsning og udsugning.	37
Table	8.5	Dette er tryktabet og diameter resultat for indblæsningen. Punkterne er sat i lokalerne. Punkt 16 er det lokale der er længst væk fra aggregatet. Det er derfor der, det største tryktab forekommer.	38
Table	8.6	Dette er tryktabet og diameter resultat for udsugning, hvor det ses at punkt 36 er der det største tryktab forekommer.	38
Table	8.7	Resultat for varmebehovet ved indblæsning.	39
Table	9.1	Her ses det samlede varmetab der er. Og det er ud fra dette at radiatorerne skal findes.	44
Table	9.2	Denne viser hvor store radiatorerne er og hvor mange stk. der er behov for til hvert lokale	45
Table	10.1	Resultatet ved skift af radiatorer og vinduer ved $-12^\circ C$, sammenlignet med aflæst forbrug.	51
Table	10.2	Resultatet ved skift af radiatorer og vinduer, med gennemsnitstemperaturer pr. måned fra DMI, resultatet er årligt pr. lokale.	51
Table	10.3	Her ses det teoretisk og reelle årlige forbrug og prisen for dette.	51
Table	10.4	Forskellen på det som der kræves af BR15 og på det teoretisk og reelle forbrug i henhold til energirammen.	52
Table	10.5	Resultatet ved skift af radiatorer, vinduer og efter isolering af ydervæg og etageadskillelse ved $-12^\circ C$, sammenlignet med aflæst forbrug.	52
Table	10.6	Resultatet ved at udskifte radiatorer, vinduer og isolerer med gennemsnitstemperaturer pr. måned fra DMI, resultatet er årligt pr. lokale.	52
Table	10.7	Her ses det teoretisk og reelle årlige forbrug og prisen for dette.	53

Table 10.8	Forskellen på det som der kræves af BR15 og på det teoretisk og reelle forbrug i henhold til energirammen.	53
Table 11.1	Resultatet for hovedrør og fordelingskanal, samt aflæste værdier og udregnede værdier for Reynold, $\frac{\varepsilon}{d}$ og f.	C
Table 11.2	De aflæste værdier og de udregnede værdier for Reynold, $\frac{\varepsilon}{d}$ og f. . . .	C

I

INTRODUKTION TIL PROJEKTET

KAPITEL 1 INTRODUKTION

Bravida er en virksomhed, der hovedsageligt arbejder med VVS, ventilation og el. Under virksomhedens arbejdsområder hører installationer af ventilationsanlæg, vand og varme i nye bygninger samt renovering eller udskiftning af anlæg i ældre bygninger.

Denne rapport er udarbejdet på baggrund af en kundehenvendelse. Kunden har kontaktet Bravida, med henblik på at få udskiftet deres nuværende varmeanlæg, samt installeret ventilationssystem, med både indblæsning og udsugning.

Kundens bygning er et erhvervslejemål bestående af flere mindre kontorlokaler. Brugerne er ikke tilfreds med indeklimaet, da det opleves som for varmt i sommertiden og for koldt om vinteren.

I følge DS 474 E [24], for sommerperioden er det generelt, at temperaturen skal være mellem 23°C og 26°C , for et behageligt termisk indeklima. For vinterperioden er det en temperatur mellem 20°C og 24°C . Kunden skal derfor have klarlagt hvilket varmebehov der er, og om det nuværende varmeanlæg lever op til dette behov, samt hvilke tiltag der ellers skal til, for at opfylde kravene til et godt indeklima. Han har derfor kontaktet Bravida.

Dette projekt, vil indeholde:

- Teoretiske beregninger på varmetabet i lokalerne.
- Bravida har fået kundens varmeafledningsskema, det aflæste forbrug vil blive sammenlignet med det teoretiske varmebehov.
- Forslag til energioptimering, således at BR15's [27] krav til energirammen for "renoveringsklasse 2-bygninger opfyldes, men uden de økonomiske omkostninger ved at implementere dem.
- Beregninger på ventilationssystem i henhold til gældende lovgivning for dette område.
- Løsningsforslag til ventilationssystem.
- En pris på udskiftning af radiatorer og installation af ventilationssystem. Samt estimering af tilbagebetalingstid for dette.

1.1 BESKRIVELSE AF SYSTEMET

Bygningen og dens varmeanlæg er fra 1960'erne, og systemet er opbygget på følgende måde: Radiatorerne er indbygget i kasser, hvori der sidder indblæsningsrør. Dette indblæsningsrør, blæser luft ind på radiatoren og derved afkøler den. Kasserne er perforeret på forsiden og der er en rist i toppen, hvorfra varmeoverførelsen til lokalet sker.

På figur (1.1) ses indvendig side af en radiatorkasse, hvor indblæsningsrøret kan skimtes langs væggen, markeret med rød cirkel.

Udvendigt på radiatorkasserne er der monteret termostater ved gulvhøjde, som er af ældre dato.

På figur (1.2) ses front og top af en radiatorkasse. Det er typisk at risten i toppen dækkes til af personalet.



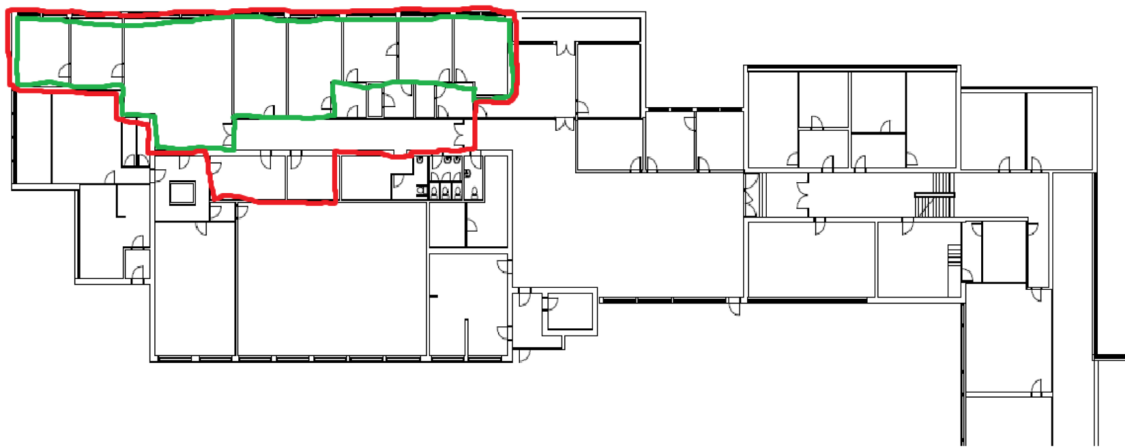
Figur 1.1: Radiator med tilhørende indblæsningsrør, markeret med rødt.



Figur 1.2: Fronten af radiatorkassen.

I væggene ud til gangarealet er der monteret riste, til udsugning af luften fra kontorlokalerne. Ventilation af lokalerne fungerer ved, at der opstår et højere tryk i lokalerne end i gangarealerne, dette er resultatet af den luft som indblæses i radiatorkasserne. Luften vil derfor passere gennem ristene pga. trykforskellen mellem kontorerne og gangarealet.

På de små kontorer sidder to ansatte og i det store sidder der fire. Området der skal laves varmetabsberegninger på, er optegnet med grøn og ventilationsområdet er optegnet med rødt, dette ses på figur (1.3).



Figur 1.3: Plantegning over arealet til opvarmning og ventilation.

Bravida har modtaget kundens aflæsningsskema for bygningens varmekonsum, det antages at skemaet er udfyldt af udlejer. Det oplyses at varmekilden er fjernvarme fra Din Forsyning A/S. Der er ingen oplysninger om ventilationssystemet fra kundens side. Søgning på aggregatet giver ingen resultater, dog leder søgningen til en formodning om, at producenten ikke længere eksisterer. Bravida har vurderet aggregatet til, at være en ældre model med en ekstern varme-flade.

I bygningen er der i alt fem ventilationssystemer, men der er kun et enkelt der ønskes udskiftet. Kunden har vurderet at behovet for udskiftning af ventilationssystemet er størst, indenfor den røde markering på figur (1.3). Skulle det være en rentabel omkostning, kan det dog genover-vejes, hvorvidt alle fem skal udskiftes. .

I lokalerne fylder vinduespartierne to tredjedele af ydermuren. Kunden har oplyst at vinduerne er 10 år gamle to-lags termoruder. Kunden har ikke kunne oplyse om der er blevet efterisoleret siden bygningens opførelse, det antages derfor, at det er der ikke. Værdierne brugt til beregning af varmetransmission gennem væg og tag, er bestemt ud fra følgende antagelser:

1. Fladt tag med en 100 mm isolering.
2. Uisoleret ydermur, bestående af 36 cm murstensvæg med hulrum.
3. Delvist opvarmet kælder, temperatur er derfor anslået til 15 °C.
4. Etageskilletelementet er uisoleret beton med slidlagsgulve.
5. Varmefordelingsrør i opvarmede lokaler er uisoleret.
6. Vinduesparti bestående af to-lags termoruder.

KAPITEL 2 PROBLEMFORMULERING

Bygningen anvendes udelukkende som erhvervslejemål, derfor er de økonomiske aspekter en væsentligste faktor for, om tilbuddet fra Bravida er konkurrencedygtigt eller ej.

- Er det økonomisk rentabelt for kunden at udskifte deres system og optimerer på bygningen?
- Hvad vil den årlige besparelse være på varmemeforbruget?
- Hvordan kan indklimaet forbedres, så det er energieffektivt og med færrest mulig omkostninger?

II

ANALYSE AF EKSISTERENDE VARMEANLÆG

KAPITEL 3 INTRODUKTION TIL VARMEANLÆG

Dette kapitel beskriver kort hvilke problematikker brugerne af bygningen har og teorien omkring varmetab i bygningen.

De teoretiske beregninger på varmetabet i lokalerne gennemgås i denne del af projektet. Der bliver lavet beregninger for hvert lokale, først med en udetemperatur på -12°C , som er den temperatur radiatorerne skal dimensioneres efter i følge DS 418 [21]. Dernæst vil der blive lavet beregninger for hver måned i 2016, med gennemsnitstemperaturerne givet fra DMI [12]. Disse beregninger vil blive sammenlignet med det målte månedsforbrug for 2016.

Bravida har modtaget information om det samlede varmeforbrug for hele bygningen, men eftersom der kun skal fokuseres på en mindre del af bygningen, vil der blive lavet et gennemsnitlig målt forbrug for hvert lokale, så der er et sammenligningsgrundlag.

Området der skal laves beregninger på, fremgår af figur (1.3).

Via observationer kan der ses en række problematikker ved brugen af det eksisterende system.

1. Brugere har en tendens til at lægge papir og diverse ting ovenpå ristene, hvor den varme luft skal kunne passere igennem.



Figur 3.1: Fronten af radiatorkassen, hvor der på toppen er lagt diverse papirer.

2. Termostaterne som skal sidde udvendigt på kassen, er ved nogle af radiatorerne inde i kassen og ved andre er de placeret tæt på gulvet.



Figur 3.2: Termostaten til radiatorerne, denne lagde på gulvet.

3. Et af stederne er risten foroven der ikke. Der er monteret en plade i stedet, så radiatoren kun har en perforeret forside.

Disse faktorer er alle med til at påvirke, hvor effektiv opvarmningen af lokalerne er. Ved punkt 1 og 3 har varmen ikke en optimal mulighed for at komme ud i rummet. Ved punkt 2, standses opvarmningen for tidligt eller varmer for meget, da det er koldest ved gulvet, eftersom termostaten ikke laver en retvisende måling.

Ved nogle af radiatorerne, er der isolering bagved, ved andre er der ikke. Dette indikerer at der ikke er isoleret efter forholdene.

For at opsummere, der er konstateret flere installationsfejl samt problematikker, med det nuværende varmeanlæg og kunden ser det gerne udskiftet. Der vil derfor blive set på, hvad udskiftning af radiatorer vil kunne gøre og hvilke andre tiltag der kan anbefales, for at minimere energiforbruget og forbedre indeklimaet.

KAPITEL 4 TEORI TIL VARMETABSBEREGNINGER

Til de teoretiske beregninger af varmetab, bruges formlerne angivet i DS 418 [21].

Varmetabet beregnes for hvert lokale, så der kan findes en passende størrelse radiator til hvert enkelt lokale.

Til beregning af varmetab gennem flader der vender ud mod det fri, dette gælder både vinduer og murer, bruges formel (4.1):

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot (T_{inde} - T_{ude}) \quad (4.1)$$

- $\dot{Q}$ = Varmetab $[W]$
- U = Transmissionskoefficient $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
- A = Transmissionsarealet af fladen $[m^2]$
- T_{inde} = Den dimensioneret indetemperatur $[^{\circ}C]$
- T_{ude} = Den dimensioneret udetemperatur $[^{\circ}C]$

Varmetabet gennem skillevægge og etageadskillelser beregnes på samme måde som varmetabet gennem ydervægge osv. med formel (4.1), med den ene forskel, at i stedet for en udetemperatur, bruges lokalernes temperaturer. Hvor det varme lokale har et varmetab og det kolde lokale får et varmetilskud.

Varmetabet gennem samlinger omkring vinduer og fundament beregnes med formel (4.2).

$$\dot{Q} = \Psi_{sa} \cdot l_{sa} \cdot (T_{inde} - T_{ude}) \quad (4.2)$$

- Ψ_{sa} = Linjetab for samlinger $\left[\frac{W}{m \cdot ^{\circ}C} \right]$
- l_{sa} = Samlingernes længde $[m]$

Til beregning af den naturlige ventilation¹, der finder sted i specielt ældre bygninger, bruges formel (4.3).

$$\dot{Q} = \rho \cdot c_p \cdot A_a \cdot \frac{q_a}{1000} \cdot (T_{inde} - T_{ude}) \approx 1,21 \cdot q \cdot A \cdot (T_{inde} - T_{ude}) \quad (4.3)$$

- ρ = Densitet $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
- c_p = Varmekapacitet $\left[\frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}C} \right]$
- A_a = Opvarmet areal $[m^2]$
- q_a = Luftsifte $\left[\frac{l}{s} \right]$ pr m^2 opvarmet areal
- q = Luftsifte $\left[\frac{m^3}{s} \right]$ pr m^2 opvarmet areal

¹Naturlig ventilation, er en naturlig udskiftning af luft. Jo tættere en bygning er, des mindre naturlig ventilation er der.

I henhold til DS 418 sættes q_a til $0,3 \frac{l}{s \cdot m^2}$.

Derudover er det relevant at se på det varmetilskud der kommer fra solen, som trænger ind gennem vinduerne i både sommer- og vinterperioden. Dette beregnes på følgende måde:

$$\dot{Q}_{sol} = g \cdot f_{\beta} \cdot f_{glas} \cdot A \cdot I_{sol} \quad (4.4)$$

- $\dot{Q}_{sol}$ = Solindfald gennem et vindue $\left[\frac{W}{dogn} \right]$
- g = Solvarmetransmittansen $[-]$
- f_{β} = Vinkelfaktor vægtet døgnværdi $[-]$
- f_{glas} = Vinduesarealets glasandel $[-]$
- A = Det totale vinduesareal $[m^2]$
- I_{sol} = Udvendigt solindfald $\left[\frac{W}{m^2 \cdot dogn} \right]$

På figur(4.1) kan det ses hvilke lokaler der er tale om, her er de nummereret fra kundens side og det er de numre der vil gå igen, når lokalerne bliver omtalt.



Figur 4.1: Det generelle område der skal arbejdes med og der vil fremadrettet bruges nummer til hvert lokale. Som dem givet her.

Da kunden ønsker et separat ventilationssystem, mangles denne faktor i de nuværende varmetabsberegninger, den skal medtages da, indblæsningstemperaturen ligger under den ønskede indetemperatur og derfor også skal opvarmes.

Dette bliver beregnet i afsnittet om ventilation og der vil efterfølgende komme en sammenfatning på det samlede varmebehov.

KAPITEL 5 BEREGNING AF VARMETAB

Beregninger i denne rapport er lavet i Excel [19], der er lavet varmetabsberegninger for hvert lokale, så det er muligt, at finde en passende radiator.

Formlerne er sat op i en energibalance, hvor det beregnede tab er hvad radiatorerne skal kompensere for.

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{naturligventilation} + \dot{Q}_{varmetabgulv} + \dot{Q}_{varmetabvinduer} + \dot{Q}_{varmetabvaeg} + \dot{Q}_{linjetabvinduer} + \dot{Q}_{linjetabgulv} \quad (5.1)$$

- $\dot{Q}_{rad}$ = Er den samlede effekt radiatoren skal kunne afgive i varme [kW]

De teoretiske beregninger, dette gælder for de månedlige varmetabsberegninger og varmetabsberegningerne med $-12^{\circ}C$, vil blive sammenlignet med det målte forbrug.

Det målte forbrug og de månedlige varmetabsberegninger bliver sammenlignet med bygningsreglementet 2015 energiramme for renoveringsklasse 2. Efter dette vil der blive lavet beregninger på, hvad behovet vil falde til, hvis vinduerne bliver udskiftet til en bedre kvalitet og ydermuren samt etageadskillelsen bliver isoleret.

Værdierne i tabel (5.1) er taget fra henholdsvis, [13] for U_{glass} , g_g , U_{tag} , U_{mur} , ψ_{vaeg} og U_{etage} , [21] for U_{karm} og ψ_g , hvor ψ_g er interpoleret som beskrevet i DS 418. Temperaturerne for sommer og gennemsnittet er hentet fra [12], hvor sommer er absolut maksimum temperatur for 2016. I_{sol} er taget fra [18] hvor det er middelværdi for vinter og maksimum værdi for sommer, disse kan også ses i figur (11.1).

[°C]		$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$		$\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$		[-]		$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$	
$T_{inde,v}$	20	U_{glas}	2,7	ψ_g	0,098	g_g	0,75	$I_{sol,s}$	4752
$T_{ude,v}$	-12	U_{karm}	2,1	ψ_{vaeg}	0,7	f_β	0,9	$I_{sol,v}$	1104
$T_{inde,s}$	23	U_{vaeg}	1,6					$I_{sol,gns}$	2328
$T_{ude,s}$	28,9	U_{tag}	0,36						
T_{gns}	9,2	U_{etage}	2,47						
$T_{kaelder}$	15								

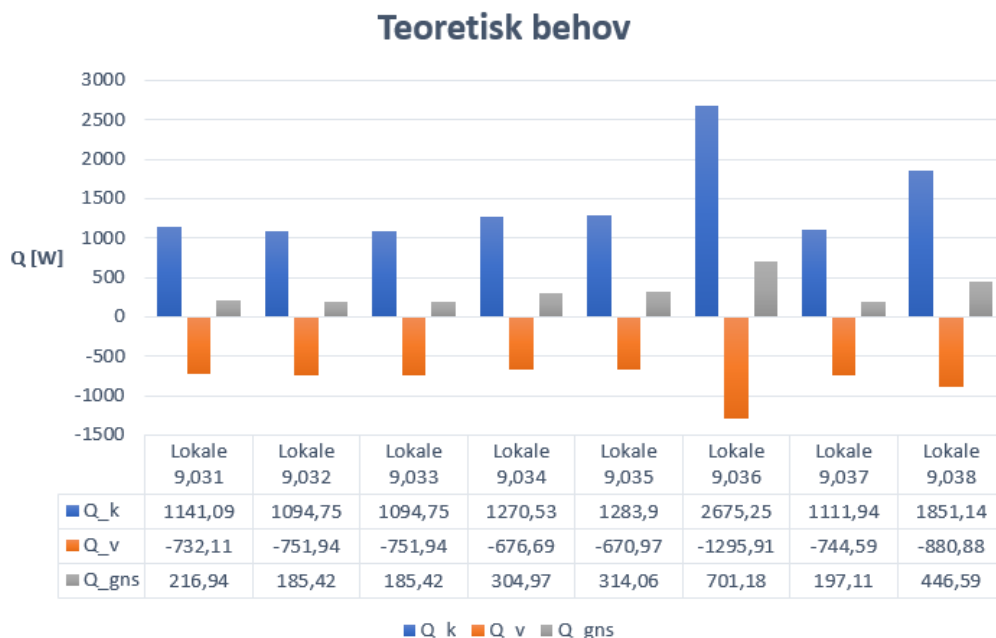
Tabel 5.1: Værdierne brugt til at beregne varmetabet i lokalerne

Ydervæggen er som nævnt tidligere uisolert hulmur med 36 cm mursten, taget er fladt og har 100 mm isolering og vinduerne er termoruder med to-lags glas, de har har energiklasse F. Det teoretiske varme- og kølebehov tager udgangspunkt i den temperatur der er givet i DS 418 [21] for de kolde måneder og maksimumtemperatur for 2016 taget fra DMI [12]. Det gennemsnitlige behov, er beregnet med udgangspunkt i et årligt temperaturgennemsnit som også er taget fra DMI. Gældende for alt der er taget fra DMI, er at det er taget fra Esbjerg vejrstation.

Som eksempel på udregning af varmetransmissionen gennem en væg anvendes formlerne (4.1) og (4.2) herunder, for lokale nummer 9,031 med en udetemperatur på $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{vaeg} &= U_{vaeg} \cdot A \cdot (T_{inde} - T_{ude}) \\
 \dot{Q}_{vaeg} &= 1,6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 3,8 \text{m}^2 \cdot (20 - (-12))^{\circ}\text{C} \\
 \dot{Q}_{vaeg} &= 194,56 \text{W} \\
 \\
 \dot{Q}_{linjetab} &= \Psi_{sa} \cdot l_{sa} \cdot (T_{inde} - T_{ude}) \\
 \dot{Q}_{linjetab} &= 0,7 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 3,8 \text{m} \cdot (20 - (-12))^{\circ}\text{C} \\
 \dot{Q}_{linjetab} &= 85,12 \text{W} \\
 \\
 \dot{Q}_{samlet} &= \dot{Q}_{vaeg} + \dot{Q}_{linjetab} \\
 \dot{Q}_{samlet} &= 279,68 \text{W}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

Det samlede resultatet for hvert lokale vises i figur (5.1).



Figur 5.1: Graf for behovet ved ($\dot{Q}_k$) minimum, ($\dot{Q}_v$) maksimum og ($\dot{Q}_{gns}$) gennemsnits temperatur.

At der er forskellige varmebehov for lokalerne skyldes til dels, at de ikke er lige store. Deres arealer varierer mellem $13,68\text{ m}^2$ og $47,7\text{ m}^2$. Desuden har lokale 9,038 en ydermur ud til det fri, hvor de andre grænser op til andre opvarmede lokaler.

Radiatorerne skal dimensioneres efter en udetemperatur på -12°C i følge DS 418 [21]. Resultatet for de forskellige lokaler ses i (5.1), hvor det er Q_k , der er den gældende.

Det er dog stadig interessant at se på forskellen mellem det månedlige teoretiske varmebehov og det reelle målte månedlige forbrug. Det er også dem der vil blive brugt til sammenligning med BR15 energiramme for renoveringsklasse 2.

Da det målte forbrug og vejrdata er givet for 2016, sammenlignes det månedlig målte forbrug

med den månedlige teoretiske beregning for 2016. Hvor det er middeltemperaturen [12] og middel døgnværdi solindfald for hver måned [18], der bliver brugt.

Da de data der er givet i aflæsningsskemaet er for hele området, tages der et gennemsnit af forbruget pr m^2 , pr lokale, for at få et sammenligningsgrundlag.

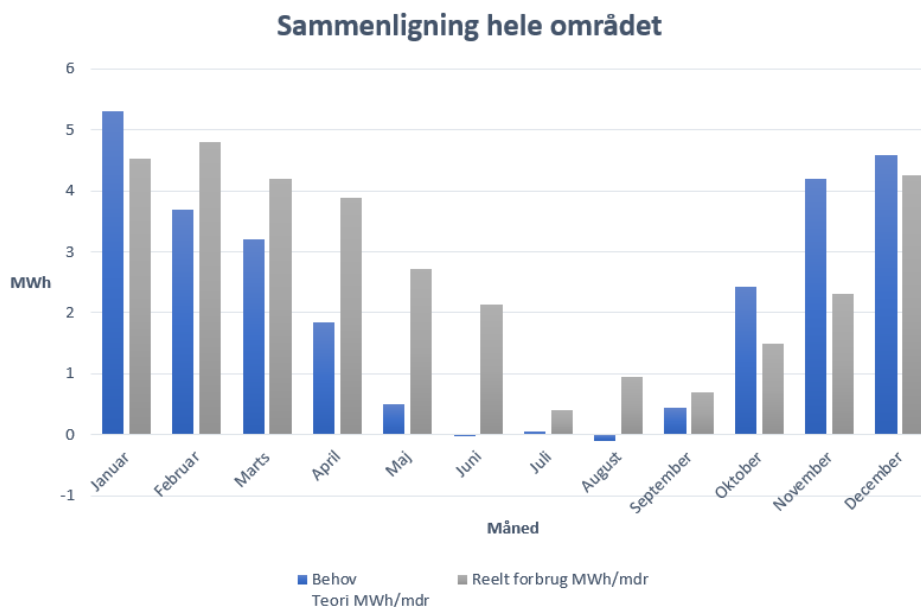
Se formel (5.3):

$$\dot{Q}_{lokale} = \frac{\dot{Q}_{total}}{A_{total}} \cdot A_{lokale} \quad (5.3)$$

- $\dot{Q}_{lokale}$ = Forbruget for lokalet $[kW]$
- $\dot{Q}_{total}$ = Det totale forbrug for denne del af bygningen $[kW]$
- A_{total} = Det fulde areal $[m^2]$
- A_{lokale} = Arealet for lokalet $[m^2]$

Dette giver et indblik i, om det nuværende anlæg er passende, eller om det er, som kunden ønsker, nødvendigt at udskifte hele varmeanlægget til almindelige radiatorer. Det kan også give en ide, om systemet fungerer efter hensigten.

Resultaterne for disse beregninger ses i figur (5.2).



Figur 5.2: Grafen viser forskellen i de teoretiske beregninger og det reelle forbrug for hele området.

Når der ses på resultaterne for de teoretiske beregninger og på det reelle forbrug ¹, er det, for nogle af månederne tydeligt at se, at der er forskel på beregnet behov og målt forbrug.

For januar, oktober, november og december er det teoretiske behov større end det reelle forbrug. Fra februar til september er det reelle forbrug større end det teoretiske behov. Specielt fra april til juni er det reelle forbrug langt højere end det teoretiske behov. Dette stemmer meget godt overens med at de fryser i vintertiden, men har det for varmt i sommertiden.

¹I Appendiks A er der to figurer hvor hvert enkelt lokale er med, figurene er figur (11.3) og (11.2).

Dette kan skyldes flere ting:

1. Når risten på toppen er dækket til, har varmen ikke mulighed for at komme ud i rummet.
2. Termostaternes placering
 - (a) Når termostaterne er uden på radiatorkassen, helt nede ved gulvet, vil radiatoren blive ved med at varme. Da den opvarmede luft ikke når den. Og der vil komme et overforbrug af varme.
 - (b) Hvis termostaten er inde ved siden af radiatoren, stopper den hurtigere med at varme, da termostaten hurtigere giver signal om, at det er varmt nok. Og der kommer ingen varme ud i rummet, men der et lavere forbrug.
3. Hvis indblæsningen til radiatorerne ikke fungerer, dette kan skyldes tilstoppede rør eller filtre, får den ikke tilført den luft, den skal bruge til at sprede varmen ud i rummet.
 - (a) Dette gør igen, at termostaten udenfor radiatorkassen ingen varme får og radiatoren vil blive ved med at køre konstant med max varme.
 - (b) Er termostaten inde i kassen, vil den stoppe med at varme, da termostaten hurtigt sender signal om, at radiatorerne skal stoppe med at varme.
4. Systemet er underdimensioneret og kan ikke følge med til at opvarme lokalerne.

Det ses at forbruget på intet tidspunkt, når op på det maksimale teoretiske behov for 2016, hvilket indikere at systemet er underdimensioneret. Sidder termostaterne ikke rigtigt giver det problemer i forhold til opvarmningen, da kommunikationen i systemet derfor ikke fungerer efter hensigten og er misvisende.

Skal reelt forbrug og teoretisk behov, sammenlignes med BR15s energiramme, for eksisterende bygninger renoveringsklasse 2, beregnes energirammen på følgende måde:

$$135 + \frac{3200}{A} \left[\frac{kWh}{m^2 pr. år} \right] \quad (5.4)$$

Her er det vigtigt at have med, at dette ikke kun er for opvarmning, men det samlede behov for tilført energi til opvarmning, ventilation, køling, varmt brugsvand og belysning pr. m^2 opvarmet areal pr. år.[27].

Derefter tages det reelle forbrug og det beregnede behov pr år og deles med m^2 opvarmet areal. Resultatet for dette ses i tabel (5.2).

	$\dot{Q}_{BR15}$	$\dot{Q}_{Teoretisk}$	$\dot{Q}_{Reelt}$
$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$	154,74	165,44	199,8

Tabel 5.2: Forskellen på det som der kræves af BR15 og på det teoretisk og reelle forbrug i henhold til energirammen.

Det reelle forbrug og det teoretiske behov er et godt stykke fra, at kunne opfylde kravene til BR15 energiramme for renoveringsklasse 2. Hvor det reelle forbrug er den der er længst

fra. Resultaterne for $\dot{Q}_{Teoretisk}$ og $\dot{Q}_{Reelt}$ i tabel (5.2) er kun med forbruget til opvarmningen af lokalerne. Og skal energirammen kunne opfyldes, kræves det mere end blot at udskifte radiatorerne.

	Teoretisk forbrug	Reelt forbrug
$\dot{Q}[MW h_{\text{årligt}}]$	26,82	32,39
$GJ_{\text{årligt}}$	96,56	116,61
Pris pr. GJ [kr][14]	125,88	125,88
Pris pr. år [kr]	12.154,98	14.678,87
Besparelse pr. år [kr]	2.523,89	

Tabel 5.3: Her ses det teoretisk behov og reelle årlige forbrug og prisen for dette.

I disse beregninger, er der kun taget højde for målt eller beregnet GJ . Effektbidrag, som er et fast årligt bidrag, som dækker udgifter til drift samt vedligeholdelse af ledningsnet og produktionsanlæg og abonnementsbidrag er ikke medtaget da disse ikke forandres ved udskiftning af radiatorerne. Besparelsen på at udskifte det nuværende varmeanlæg til nye radiatorer vil være 2.523,89 kroner om året.

OPSUMMERING AF VARMEANLÆG

Eftersom brugerne klager over at det er for varmt i sommerperioden og for koldt i vinterperioden, vurderes det, at systemet ikke fungerer efter hensigten og er underdimensioneret i forhold til det lokalerne bruges til nu.

I sommerperioden er problemet, at der stort set ikke er et behov for opvarmning, men der er stadig et forbrug på varmeanlægget.

Kunden ønsker, som nævnt tidligere i rapporten, at udskifte varmeanlægget. Der vil blive set på, hvilke yderligere tiltag, der kan laves, for at lave bedre energibesparelser på bygningen og økonomiske besparelser, samt et bedre indeklima. Dette gøres i afsnit 9 hvor det nuværende forbrug også vil blive sammenlignet med de nye tiltag, både hvad energi angår, men også de økonomiske aspekter i det.

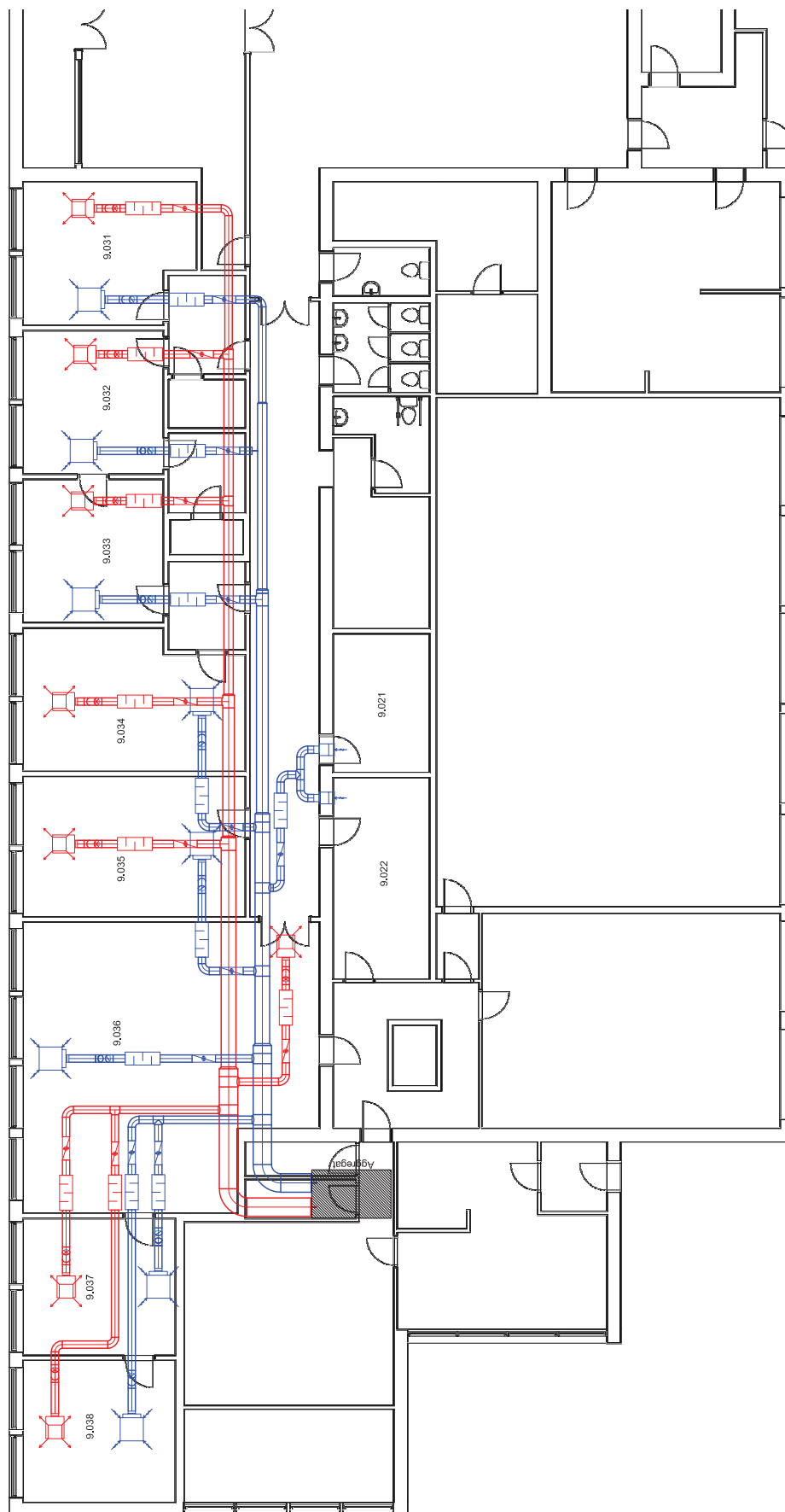
III

ANALYSE AF VENTILATIONSSYSTEM

KAPITEL 6 INTRODUKTION TIL VENTILATION

Dette kapitel vil omhandle et mekanisk ventilationssystem tilpasset bygningsdelen beskrevet i dette projekt. Kunden har indtegnet hvor han vil have ventilation, se figur (6.1) og om der skal være både indblæsning og udsugning.

Figur (6.1) viser, at i lokale 9.0.22 og 9.0.21 er det kun udsugning han vil have. De blå streger er udsugning og de røde er indblæsning. Der er ydermere vist hvor ventilationsaggregatet er. Det er dog placeret i kælderen, hvor kontorlokalerne er på stueetagen. Det er med dette som udgangspunkt, at ventilationssystemet bliver lavet.



Figur 6.1: En skitse over ventilationssystemet. Dette er ikke en målfast tegning, men et overblik over, hvor der er indblæsning og udsugning.

KAPITEL 7 TEORI

Dette kapitel vil gennemgå, principperne og teorien til at udforme rørsystemet til et ventilationssystem, samt lovgivning omkring ventilation. Det første der bliver set på er teorien omkring rørberegning, dernæst principperne og lovgivning.

7.1 TEORI RØRBEREGNINGER

Til de teoretiske beregninger omkring dimensionering af rør, skal tryktabet findes. Her bruges Ventilation ståbi [15] og i afsnit 7.3, bliver det beskrevet hvordan den totale luftmængde, der skal skiftes, bliver fundet. I tabel (7.1) er hastighederne givet i forhold til kanalstørrelse og driftstid. Disse oplysninger vil blive brugt, til at hjælpe med at beregne den samlede modstand og kanalstørrelse.

Til det samlede tryktab bruges formel (7.1), hvor de forskellige tryktab, skal findes.

$$\Delta p_t = \Delta p_1 + \Delta p_e + \Delta p_{komp} + \Delta p_{sy} \quad (7.1)$$

- Δp_t = Det totale tryktab $[Pa]$
- Δp_1 = Tryktab i lige kanaler $[Pa]$
- Δp_e = Tryktab i enkeltmodstande $[Pa]$
- Δp_{komp} = Tryktab i komponenter $[Pa]$
- Δp_{sy} = Systemtabet ved ventilator $[Pa]$

Tryktabet i lige kanaler beregnes med:

$$\Delta p_1 = R \cdot l = \frac{f \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot d_h} \cdot l \quad (7.2)$$

- R = Friktionstab pr. meter $\left[\frac{Pa}{m} \right]$
- l = Den lige kanals længde $[m]$
- f = Friktionskoefficient $[-]$
- ρ = Densitet $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
- v = Luftens middelhastighed over kanaltværsnit $\left[\frac{m}{s} \right]$
- d_h = Kanalens diameter $[m]$

Tryktabet i enkeltmodstande beregnes på følgende måde:

$$\Delta p_e = \zeta \cdot p_d = \zeta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \quad (7.3)$$

- ζ = Tryktabskoefficient $[-]$
- p_d = Dynamisk tryk $[Pa]$

Tryktabet i komponenterne er afhængig af dens opbygning og luftens hastighed, derfor bør denne ikke beregnes, men hentes hos producenten. Komponenter er eksempelvis en lyddæmper eller et spjæld.

For at beregne systemtabet bruges formel (7.4).

$$\Delta P_{sy} = \zeta_{sy} \cdot p_{dn} \quad (7.4)$$

- ζ_{sy} = Systemtabskoefficient $[-]$
- p_{dn} = Det dynamiske tryk i ventilatorens nominelle ind- og udløbsareal $[Pa]$

Friktionskoefficienten findes ved af formelen (7.5) ved laminar flow. Og ved turbulent flow er den en funktion af Reynold nummeret og kanalens relative ruhed $\frac{\varepsilon}{d_h}$. Er disse fundet kan friktionskoefficienten aflæses i et Moody chart.

$$f = \frac{64 \cdot \mu}{\rho \cdot d \cdot v} = \frac{64}{Re} \quad (7.5)$$

- μ = Dynamisk viskositet $\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$
- Re = Reynolds nummer $[-]$

For at få Reynolds nummeret bruges formel (7.6).

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} \quad (7.6)$$

- ν = Kinematisk viskositet $\left[\frac{m^2}{s} \right]$

I forhold til de oplysninger og formler der er givet, er der tre ubekendte. Det er diameteren m , hastigheden $\frac{m}{s}$ og selve tryktabet Pa . Da volumenflowet $\frac{m^3}{s}$ er kendt, kan denne erstatte hastigheden, med formel (7.7).

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\pi \cdot \frac{d_h^2}{4}} \quad (7.7)$$

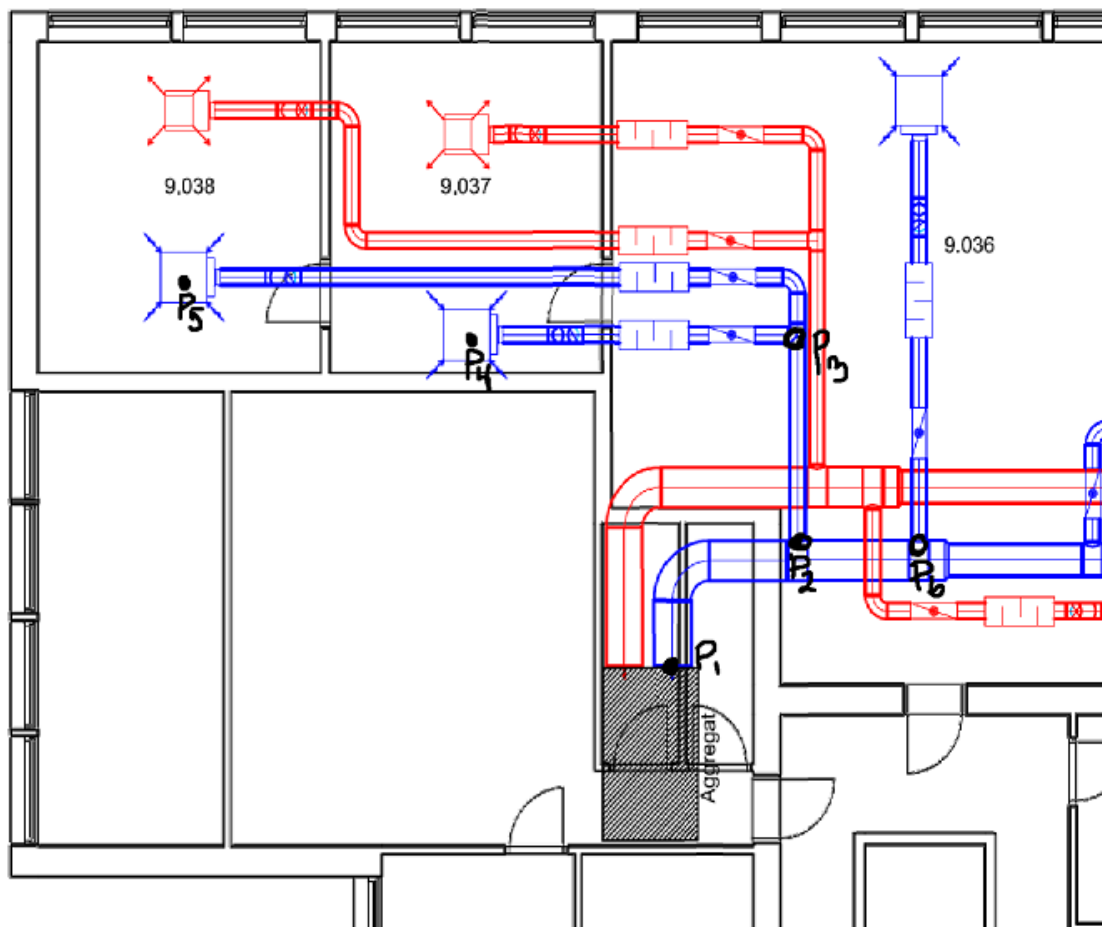
- $\dot{V}$ = volumenflowet $\left[\frac{m^3}{s} \right]$

Dette gøres ved alle hastighederne. Derved bliver formel (7.1) til:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot \frac{d_h^2}{4}} \right)^2}{2 \cdot d_h} \cdot l + \zeta \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot \frac{d_h^2}{4}} \right)^2 + \Delta P_{komp} + \zeta_{sy} \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{\dot{V}}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} \right)^2$$

$$\Rightarrow \Delta P_{komp} + \frac{8 \cdot \dot{V}^2 \cdot \rho \cdot \zeta}{\pi \cdot d_h^4} + \frac{8 \cdot \dot{V}^2 \cdot \rho \cdot \zeta_{sys}}{\pi \cdot d_h^4} + \frac{8 \cdot \dot{V}^2 \cdot f \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d_h^5} \quad (7.8)$$

Når systemet beregnes, tages det punktvis af hensyn til rørberegningerne. På figur (7.1) ses der et udsnit af punkterne.



Figur 7.1: Et udsnit af de forskellige punkter, til beregning af rørdimensioneringen.

For at få det fulde tryktab til ved eksempelvis P_5 , tages tryktabene på strækningen fra aggregatet til punktet.

$$\Delta P_{uds.} = P_1 + P_2 + P_3 + P_5 \quad (7.9)$$

Aggregatet skal dimensioneres efter at kunne udligne det samlede tryktab igennem systemet.

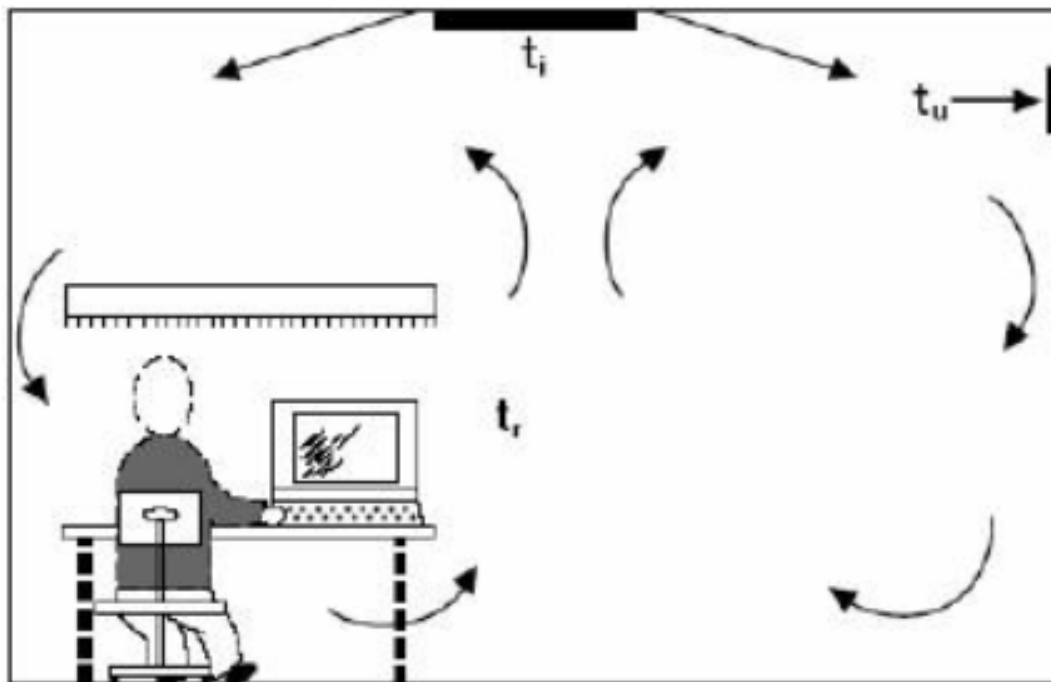
7.2 PRINCIPPERNE

Første spørgsmål til et ventilationsanlæg er, hvad skal det bruges til og hvilke krav har brugerne til det? Da der er forskel på, om det skal bruges som:

1. Komfortventilation, der skal opretholde et indeklima som er tilfredsstillende for brugerne.
2. Procesventilation, der skal gøre at forurening og varme ikke trænger ud i selve arbejdslokalet.
3. Renrumsventilation, der skal holde antallet af partikler og bakterier så lavt som muligt.

I dette tilfælde er det komfortventilation, da det er kontorlokaler der skal ventileres. Ved komfortventilation er der to indblæsningsprincipper, som kan anvendes:

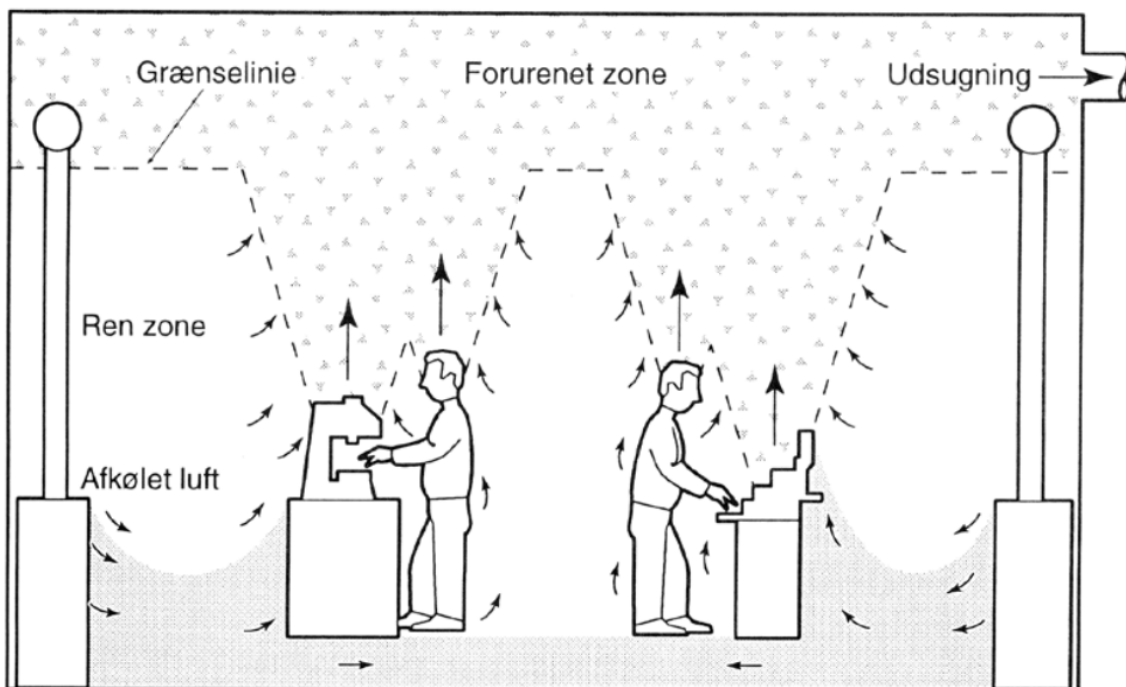
1. Opblandingsprincippet, laver en ens fordeling af forurening og varme i lokalet. Dette princip anvendes ved moderat forurening.



Figur 7.2: Her ses opblandingsprincippet [3]. Hvor indblæsningstemperaturen, t_i , er lavere end rumtemperaturen, t_r , og udsugningstemperaturen, som også er placeret i eller tæt på loftet, t_u er højere end de to andre temperaturer.

Figur (7.2) viser hvordan opblandingen sker, ved hjælp af indblæsningsarmaturet, som er placeret i eller tæt på loftet og udsugningen sidder i væggen.

2. Fortrængningsprincippet, laver en skæv fordeling af varme og forurening i lokalet. Det betyder at i opholdszonen er luften renere og køligere end højere oppe i lokalet. Dette princip anvendes hvor der er et stort varmeoverskud. Den kan ikke bruges til at opvarme luften, da den varme indblæsningsluft vil stige op.



Figur 7.3: Her ses fortrængningsprincippet [16].

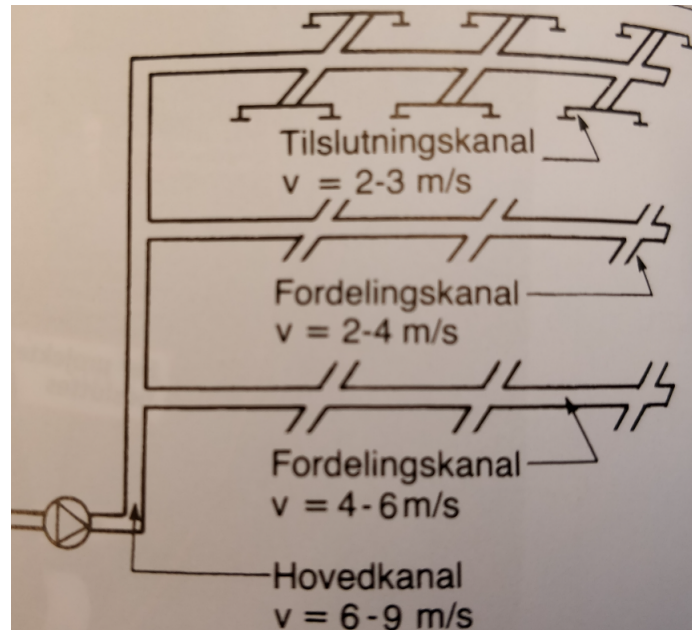
På figur (7.3) ses fortrængningsprincippet. Her er indblæsningsarmaturet placeret ved gulvet, så den afkølede luft presser den varme luft op til loftet, hvor udsugningsarmaturet er placeret.

Til de kontorlokaler der arbejdes med her i rapporten, vil der blive brugt opblandingsprincippet. Da det antages at der er moderat forurening. Det næste skridt at vælge anlægstype. Skal det være lavtryks-, mellemtryks- eller højtryks-anlæg. Da det er til komfortventilation, er det lavtryksanlæg der skal vælges. De to andre bliver typisk brugt i produktionshaller til f.eks. transport af støv og spåner. Ved lavtryksanlæg er følgende tommelfingerregler givet i tabel (7.1) [17], for luftens hastighed i rørene og kanalmodstand pr. meter i forhold til driftstid.

Driftstid $\left[\frac{h}{dogn} \right]$	Maksimal lufthastigheder $\left[\frac{m}{s} \right]$	Acceptable kanalmodstande $\left[\frac{Pa}{m_{kanal}} \right]$
8-16	4 (Ø125 mm) 9 (Ø500 mm)	1,5-2,0
16-24	3 (Ø125 mm) 7 (Ø500 mm)	1,0

Tabel 7.1: Driftstid, hastighed og kanalmodstand [17] side 51.

Eller ventilations Ståbi [15] figur 17.31, kan bruges som retningslinje til beregningerne.



Figur 7.4: Her ses hastighederne i de forskellige kanaler.

Ventilationssystemet kan enten være CAV (konstant volumenstrøm) eller VAV (variabel volumenstrøm). CAV-anlæg vælges hvis behovet for ventilation er ensartet gennem hele driftstiden. Den må ikke variere mere end 10 %. VAV-anlæg vælges når der er variationer i belastningen fra apparater og solindfald.

Det er normalt at vælge et VAV-anlæg til kontorlandskaber, men da disse lokaler er små, vælges der et CAV-anlæg.

Dette er de overordnede principper for ventilation. Det næste der ses på er lovgivningen for området. Lovgivning er vigtigt at have med, da der er nogle krav der skal medtages i forhold til de teoretiske beregninger. Lovgivning ses der på i næste afsnit 7.3.

7.3 LOVGIVNING

Lovgivningen på området omhandler de sikkerhedsmæssige, energimæssige og indeklimamæssige hensyn. Disse findes under kapitel 8.3 ventilationssystemer i bygningsreglementet [27]. Hvor indeklima relaterede ventilationsbestemmelser findes i kapitel 6.3.1 i bygningsreglementet. Bygningsreglementet henviser til DS 428 Norm for brandtekniske foranstaltninger ved ventilationsanlæg [23] og DS 447 Ventilation i bygninger - Mekaniske, naturlige og hybride ventilationssystemer [26]. DS 452 Termisk isolering af tekniske installationer [25], vil blive brugt til isolering af systemet. BR 15 er minimumskraverne til bygningerne, der skal overholdes.

Her vil der blive nævnt nogle af de overordnede regler fra bygningsreglementet, som denne rapport kommer til at beskæftige sig med:

1. For ventilationsanlæg med variabel luftydelse må det specifikke elforbrug ikke overstige $2.100 \frac{J}{m^3}$ ved maksimalt tryktab. For ventilationsanlæg med konstant luftydelse må det specifikke elforbrug til lufttransport ikke overstige $1.800 \frac{J}{m^3}$ udeluft, kapitel 8.3 stk. 9¹.
2. For at undgå træk i opholdszonerne med stilsiddende arbejde, må lufthastigheden ikke overstige $0,15 \frac{m}{s}$.
3. Luften må ikke overføres fra et mere luftforurennet rum til et mindre luftforurennet rum. Fra et toilet til et kontor eksempelvis.
4. BR15 henviser til DS 490 Lydklassifikation af boliger [22], når der skal ses på lydforholdene.
5. CO_2 -indholdet må ikke overstige 1.000 ppm.

I følge BR15 kapitel 5.1.1 Anvendelseskategorier, er dette en anvendelseskategori 1. Med det menes der, at brugerne har kendskab til bygningens flugtveje og selv kan bringe sig i sikkerhed. Dette har betydning for, hvilke installationer der er påkrævet i henhold til brandsikkerhed. Disse findes i DS 428 [23], som ses på senere, når ventilationssystemet skal samles.

De danske standarder nævnt før, bruges til vejledning om, hvad et ventilationssystem skal indeholde, hvad der skal tages højde for, hvor der skal brandisoleres eller kondensisoleres. Og beregninger på, hvor meget luft der skal udskiftes.

Fra DS 447 fås formelen til bestemmelsen af tilførslen af udeluft. Se formel (7.10).

$$q_{tot} = n \cdot q_p + A \cdot q_B \quad (7.10)$$

- q_{tot} = Samlet udelufttilførsel til lokalet $\left[\frac{l}{s}\right]$
- n = Antal personer i lokalet $[-]$
- q_p = Udelufttilførsel pr. person $\left[\frac{l}{s} \cdot pr. person\right]$
- A = Gulvarealet $[m^2]$
- q_B = Udelufttilførsel for emission fra bygning og inventar $\left[\frac{l}{s}\right]$

¹Dette betyder at anlægget ikke må bruge mere end de nævnte Joule, til at transportere en m^3 , fra eksempelvis indtag til indblæsning

Værdierne til q_p og q_B tages fra tabel C.1 og C.2 i DS 447 [26]. Dette gælder for fuld opblanding af indblæsningsluften med luften i lokalet.

Støjniveauet fra tekniske installationer ses i DS 490, som BR 15 henviser til. I kapitel 5.4 i DS 490, støj indendørs fra tekniske installationer, ses grænseværdierne i forhold til hvilken klasse man vil have.

Rumtype	Målestr.	Kl. A [dB]	Kl. B [dB]	Kl. C [dB]	Kl. D [dB]
Beboelse og fælles opholdsrum	$L_{Aeq,T}$	20	25	30	35

Tabel 7.2: Her ses de forskellige klasser taget fra DS 490 [22].

I tabel (7.2) er de forskellige klasser for støj nævnt, hvor klasse A er den bedste og klasse D er den dårligste. At reducere støjen fra de tekniske installationer er vigtig, da støjen kan have en negativ påvirkning på brugernes koncentration.

7.4 RØRISOLERING

I DS 452 Termisk isolering af tekniske installationer [25], kapitel 6.1 ses der på formål og dimensionering af isolering. Grunden til at isolere kan eksempelvis være at undgå energitab, at undgå at opvarme eller afkøle et rum, som ikke skulle opvarmes eller afkøles og undgå kondensskader.

Der er forskellige isoleringsklasser, som er forklaret i DS 452 tabel 6.4, krav til isolering af hensyn til energitab. I tabel (7.3) er udsnittet for ventilationsanlæg, da det kun er ventilation der ses på i dette afsnit.

Installationsdel	Omgivelses temp.	
	$\leq 5^{\circ}C$	$> 5^{\circ}C$
	Isoleringsklasse	
Tilslutningskanaler der er placeret i de rum de betjener	-	Kl. 0
Fraluftskanaler og tilluftskanaler på anlæg med varmegenvinding.	Kl. 3	Kl. 0
Tilluftskanaler på anlæg uden mekanisk køling med dimensionerende lufttemperatur mellem $15^{\circ}C$ og $23^{\circ}C$	Kl. 3	Kl. 0
Tilluftskanaler på anlæg med mekanisk køling med dimensionerende lufttemperatur mellem $15^{\circ}C$ og $23^{\circ}C$	Kl. 3	Kl. 1
Tilluftskanaler på anlæg med dimensionerende lufttemperatur under $15^{\circ}C$	Kl. 3	Kl. 3
Tilluftskanaler i luftvarmeanlæg med lufttemperatur over $23^{\circ}C$	Kl. 4	Kl. 2
Ventilationskanaler i udsugningsanlæg uden varmegenvinding og til naturligt aftræk	Kl. 0 ²	Kl. 0
Ventilationskanaler til udeluftindtag (før evt. varmegenvinding) og afkast til det fri efter varmegenvinding.	Kl. 0 ^{2 3}	Kl. 3 ²

Tabel 7.3: Her ses de forskellige klasse der er for isolering til ventilation.

Efterfølgende kan isoleringstykkelsen beregnes. Normalt er isoleringstykkelsen, der kræves af hensyn til kondensering, væsentlig mindre end der er påkrævet til energihensyn. Derfor er det oftere energihensynet der bestemmer tykkelsen. Tykkelsen bestemmes ud fra formel (7.11)

$$U_l = \frac{\lambda}{d} \Rightarrow d = \frac{\lambda}{U_l} \quad (7.11)$$

²Kondensisoleres efter forholdene.

³Ventilationskanaler til udeluftindtag placeret i tagrum isoleres efter Kl. 2 for at undgå utilsigtet opvarmning af ventilationsluft.

- U_l = Lineær varmetransmissionskoefficient $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
- λ = Varmeledningsevne $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
- d = Tykkelsen af isoleringen $[m]$

I følge DS 452 udregnes U_l værdien ud fra isoleringsklasserne. Dette gøres som vist i tabel (7.4), D_{ep} er rørets udvendige diameter. Disse gælder for rør med en diameter op til 0,4 m.

Isoleringsklasse	U_l -værdikrav til rør $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
0	Ingen isolering
1	$3,3 \cdot D_{ep} + 0,22$
2	$2,6 \cdot D_{ep} + 0,20$
3	$2,0 \cdot D_{ep} + 0,18$
4	$1,5 \cdot D_{ep} + 0,16$
5	$1,1 \cdot D_{ep} + 0,14$
6	$0,8 \cdot D_{ep} + 0,12$

Tabel 7.4: Formlerne til at udregne U_l .

Til at beregne λ bruges de formler som Rockwool A/S [11] bruger. Den første formel (7.12) er med en udvendig diameter på under 268 mm.

$$\lambda_{t_m} = (3,202 \cdot 10^{-2}) + (0,841 \cdot 10^{-4} \cdot t_m) + (3,1 \cdot 10^{-7} \cdot t_m^2) \quad (7.12)$$

For rør med en udvendig diameter større end 268 mm bruges formel (7.13).

$$\lambda_{t_m} = (3,318 \cdot 10^{-2}) + (0,806 \cdot 10^{-4} \cdot t_m) + (4,1 \cdot 10^{-7} \cdot t_m^2) \quad (7.13)$$

Hvor t_m fås ved:

$$t_m = \frac{t_{indvendigt} + t_{overflade}}{2} \quad (7.14)$$

- $t_{indvendigt}$ = Rørets indvendige temperatur $[^\circ C]$
- $t_{overflade}$ = Overfladetemperatur af isoleringen $[^\circ C]$
- t_m = Middeltemperaturen $[^\circ C]$

Når disse beregninger er lavet fås tykkelsen af isoleringen, der skal bruges til ventilationen.

KAPITEL 8 BEREGNINGSANALYSE

Beregninger er lavet i Excel [20]. Til beregningerne af ventilationssystemet, skal der først findes ud af hvilke type ventilationssystem der er tale om. I afsnit (7.2) ses det at det er komfortventilation efter opblandingsprincippet og at det er et CAV-anlæg der vælges i dette tilfælde.

Det første der blive beregnet er luftskiftet pr. lokale. Dette luftskifte skal bruges, både til valg af aggregatet og til beregningerne af tryktab og rørstørrelsen. Ved brug af formel (7.10), og tabellerne (8.1) og (8.2) fås resultaterne som vist i tabel (8.3).

Kategori	Forventet antal utilfredse [%]	Udelufttilførelse pr. person $\left[\frac{l}{s}pr.person\right]$
I	15	10
II	20	7
III	30	4

Tabel 8.1: Nødvendig udelufttilførelse q_p af hensyn til emmision fra voksne personer i rummet. [26] tabel C.1.

Der er valgt kategori II i udelufttilførelse pr. person, hvor det vurderes at 20 % af brugerne forventes at være utilfredse med indeklimaet.

Kategori	Meget lavt forurennet bygning $\left[\frac{l}{s}pr.m^2\right]$	Lavt forurennet bygning $\left[\frac{l}{s}pr.m^2\right]$	Ikke lavt forurennet bygning $\left[\frac{l}{s}pr.m^2\right]$
I	0,5	1,0	2,0
II	0,35	0,7	1,4
III	0,3	0,4	0,8

Tabel 8.2: Nødvendig udelufttilførelse q_B af hensyn til emmision fra bygning, inventar og installationer. [26] tabel C.2.

Til bygningen vælges kategori II for udelufttilførelsen for bygningen, hvor kontorlokalerne er sat til lavt forurennet bygning, mens depot og kopirum er sat til ikke lavt forurennet bygning. Resultatet af luftskifte pr. lokale og total luftskifte for bygningen, bliver som det ses i tabel (8.3).

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038	9,021	9,022
$\left[\frac{l}{s}\right]$	25	24	24	29	30	62	24	24	7	19
$\left[\frac{m^3}{h}\right]$	90	85	85	104	105	221	87	87	23	67

Tabel 8.3: Volumenflowet i denne tabel er rundet op i forhold til hvad der bruges til at beregne systemet. Det totale volumenflow bliver $952 \frac{m^3}{h}$ for udsugning og $862 \frac{m^3}{h}$ for indblæsning.

Ved hjælp af enten tabel (7.1) eller figur (7.4) og resultaterne i tabel (8.3), kan diameteren til de forskellige rør i systemet findes. Volumenflowet i hovedrørene kan findes ved at lave en massebalance.

$$\dot{m}_{ind} = \dot{m}_{ud} = \dot{V}_{ind} \cdot \rho = \dot{V}_{ud} \cdot \rho \quad (8.1)$$

Når diameteren er fundet, skal den rettes op til de standarder som producenterne arbejder med, dette betyder at diameteren bliver større end teoretisk beregnet. Til at finde diameteren isoleres der for d i formel (7.7).

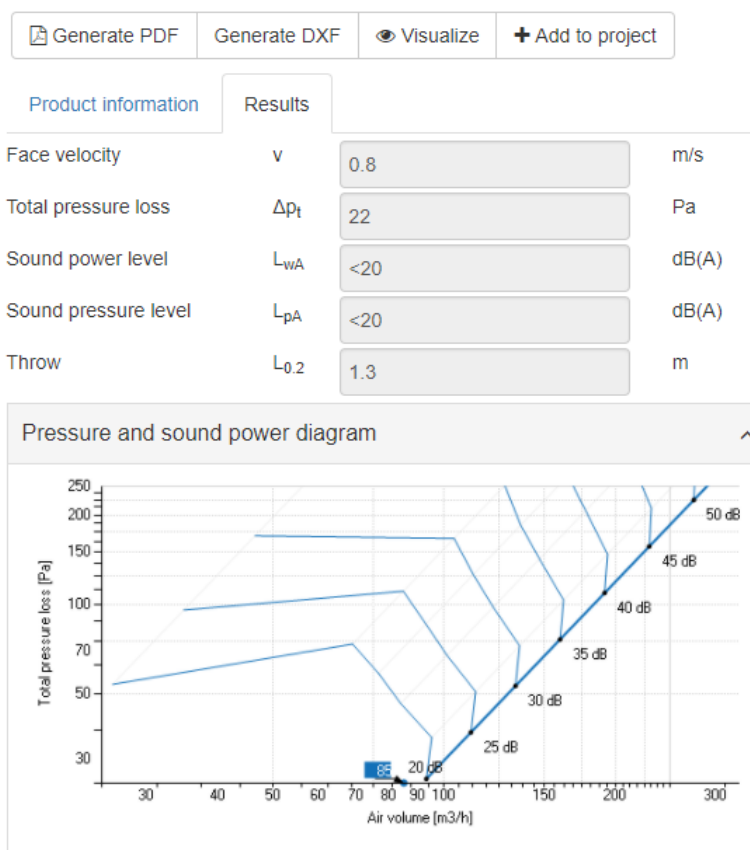
$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot v}} \quad (8.2)$$

For at beregne tryktabet i systemet, skal alle de komponenter der skal bruges findes. Dette gøres ved hjælp af Lindabs Lindqst airborne selector [4]. Linsqst oplyser hvor stort tryktabet er i forhold til volumenflowet og diameteren, den fortæller også hvor højt lydniveauet er i armaturet.

Når tryktabet skal findes, kan det nævnes at man kan gå ind på producenterne hjemmesider og finde tryktabet over de enkelte modstande, men at koefficienten ikke er opgivet. Dette er også, som nævnt tidligere, det man gør ved komponenterne.

Det betyder at når tryktabet skal beregnes er det i princippet kun i de lige stykker rør, det skal regnes på. Tryktabet over de enkelte modstande og komponenter er værdier der skal aflæses i datablade tilknyttet dem.

Skal tryktabet bregnes med tryktabskoefficient, bruges Ventilation Ståbi [15] figur 17.18. I denne rapport, aflæses tryktabet over komponenter og enkelte modstande, i de tilhørende datablade.



Figur 8.1: Et eksempel på Lindqst valg af et LCC armatur med MBB boks, $85 \frac{m^3}{h}$ og tilslutningskanal på 100 mm . Og de data der er til dette valg.

Komponenterne og enkelte modstande, valgt til dette system er:

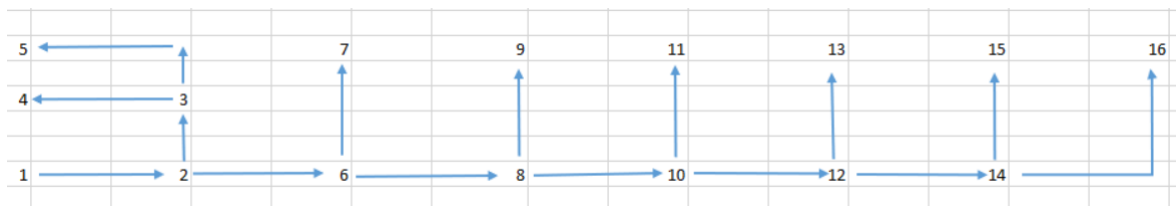
1. Armaturerne til indblæsning og udsugning er LCC med MBB boks. LCC er et planforsænket cirkulært armatur, med en ikke perforeret bundplade. Denne monteres i systemlofter og faste lofter (gips loft). MBB boks er en boks med et indreguleringsspjæld i, og den er med til at sænke lydniveauet [5].
2. Bøjningerne brugt heri, for rør med en diameter over 250 mm bu 90 [6] og for rør med en diameter under 250 mm er det bu 90 [7].
3. Lyddæmperne er SLU600 [8].
4. Påstikkene er PSU [9].

For at beregne tryktabet, er der lavet en skitse over systemet, en for indblæsning og en for udsugning hvor punkterne der bliver beregnet er sat på. Slutpunkterne hører til lokalerne som vist i tabel (8.4).

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,039	9,021	9,022
Indblæs	16	15	13	11	9	7	5	4	-	-
Udsug	36	35	33	31	25	23	21	20	29	28

Tabel 8.4: Her er det vist, hvilke lokaler punkterne hører til, i forhold til indblæsning og udsugning.

I lokalerne 9,021 og 9,022 er der kun udsugning, disse to lokaler er, som nævnt tidligere henholdsvis kopirum og depotrum.



Figur 8.2: Punkterne hvor tryktabet er beregnet ved indblæsningen.

Hvor beregning på tryktabet i eksempelvis punktet 5, bliver som følgende:

$$\Delta P = P_1 + P_2 + P_3 + P_5 \quad (8.3)$$

Resultatet for tryktabet og diameter for indblæsningen bliver som vist i tabel (8.6)

Punkt	4	5	7	9	11	13	15	16
[Pa]	33	36,1	62,3	66,1	81,4	83,8	103,4	108,3
[mm]	125	125	160	125	125	125	125	125

Tabel 8.5: Dette er tryktabet og diameter resultat for indblæsningen. Punkterne er sat i lokalerne. Punkt 16 er det lokale der er længst væk fra aggregatet. Det er derfor der, det største tryktab forekommer.

De brugte værdier til at beregne tryktabet og diameteren er i tabel (11.2) i appendiks, samt resultaterne for hovedrørene i tabel (11.1).

Det er samme fremgangsmåde ved udsugning. Figur (8.3) viser punkterne hvor tryktabet til udsugningen beregnes.



Figur 8.3: Punkterne hvor tryktabet er beregnet ved udsugning.

Resultatet bliver således for udsugningen:

Punkt	20	21	23	25	28	29	31	33	35	36
[Pa]	38,1	34,4	70,4	57,1	66,6	53,1	72,9	74,8	109,4	122,6
[mm]	125	125	160	125	100	80	125	125	100	100

Tabel 8.6: Dette er tryktabet og diameter resultat for udsugning, hvor det ses at punkt 36 er der det største tryktab forekommer.

Det næste der ses på er indtag og afkast. Indtag er udeluften der bliver taget ind. Afkast er den gamle luft, der bliver taget ud. Tryktabet ved indtag er på 32 Pa og afkast er på 44,4 Pa. Ud fra disse oplysninger der nu er, kan aggregatet findes. Dette gøres ved hjælp af Exhausto

quick select [1]. Aggregatet valgt til dette projekt er VEX330H2 [2] og i dens datablad er der oplyst hvor stort tryktabet er over den.

Nu skal der ses på hvor der skal isoleres og isoleringstykkelsen. Til dette ses der først på tabel (7.3).

Omgivelses temperaturen er over $5\text{ }^{\circ}\text{C}$, tilslutningskanalerne er placeret i de rum de betjener, hvilket er en klasse 0 og det betyder at de ikke skal isoleres. Indtag og afkast skal isoleres efter klasse 3. Til at finde isoleringstykkelsen bruges formlerne (7.11), (7.12), (7.13) og til U_l bruges formlen for isoleringsklasse 3:

$$U_l = 2,0 \cdot D_{ep} + 0,18 \quad (8.4)$$

Ved beregning af isoleringen fås der en tykkelse på 45 mm for indtag og 47 mm for afkast, dvs. at de skal isoleres med 50 mm isolering.

I kapitel 4 blev der skrevet at til varmeanlægget manglede der udregninger på varmebehovet fra indblæsningsluften i ventilationssystemet. Dette vil blive gjort nu, ved hjælp af formel (8.5).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ud} - T_{ind}) \quad (8.5)$$

Resultat bliver som følgende:

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,039
[W]	108	101	101	126	126	266	104	104

Tabel 8.7: Resultat for varmebehovet ved indblæsning.

Varmebehovet for indblæsningen er lille, i forhold til varmebehovet ved $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, som varmeanlægget skal dimensioneres efter. Men i forhold til de månedlige beregninger, er behovet ikke lille.

OPSUMMERING AF VENTILATIONSSYSTEM

Ventilationssystemet er baseret på komfortventilation efter opblandingsprincippet, der valgt at volumenstrømmen skal være konstant (CAV). Der er lavet beregninger på rør størrelser, isolering og selve aggregatet er fundet og armaturerne er valgt til systemet. I afsnit 9, bliver der set på det samlede system og hvad omkostninger er til at installere dette.

IV

LØSNINGSFORSLAG TIL VARMEANLÆG OG VENTILATIONSSYSTEMET

KAPITEL 9 INTRODUKTION TIL LØSNINGSFORSLAG

I denne del, vil løsningen til varmeanlægget blive beskrevet, samt forslag til yderligere energioptimering af bygningen. Der vil blive set på hvor meget de kan spare på deres forbrug, med udgangspunkt i de gennemsnitlige temperaturer opgivet fra DMI år 2016 [12]. Radiatorerne vil blive dimensioneret med udgangspunkt i en udetemperatur på $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$, som det er foreskrevet i DS 418.

Løsningen til ventilationssystemet vil blive gennemgået. Hvor der vil blive set lidt nærmere på aggregatet.

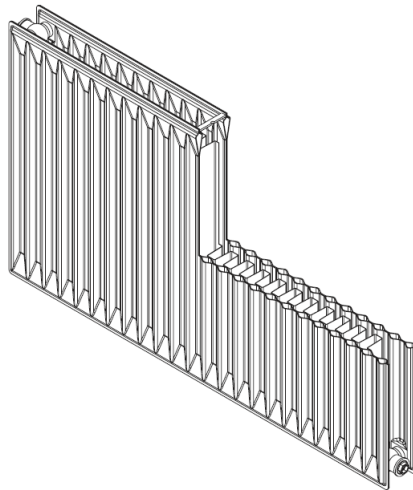
9.1 LØSNING TIL VARMEANLÆGGET

Til udskiftning af varmeanlægget tages der udgangspunkt i de data der er fundet til hvert lokale. Da luftmængden pr. lokale til udskiftning i ventilationssystemet er fundet, kan denne nu medregnes i varmetabet. Dette er fordi at indblæsningstemperaturen er på $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ og lokalets indetemperatur er sat til $20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038
$\dot{Q}_{teori}[\text{W}]$	1141	1094	1094	1270	1284	2675	1112	1851
$\dot{Q}_{mekaniskvent}[\text{W}]$	108	100	100	126	126	266	104	104
$\dot{Q}_{total}[\text{W}]$	1249	1195	1195	1396	1410	2942	1216	1955

Tabel 9.1: Her ses det samlede varmetab der er. Og det er ud fra dette at radiatorerne skal findes.

Til at finde de rigtige radiatorer bruges RIOpanel standard ydelsestabel [10]. Hvor den valgte model er PKP/21, som ses i fig (9.1).



PKP/21 udsnit,
set forfra

Figur 9.1: Et udsnit af radiator PKP/21 fra RIOpanel

Størrelserne på radiatorerne er som givet i tabel (9.2).

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038
Højde [mm]	555							955
Længde [mm]	2000							1000
Antal	1					2	1	2

Tabel 9.2: Denne viser hvor store radiatorerne er og hvor mange stk. der er behov for til hvert lokale

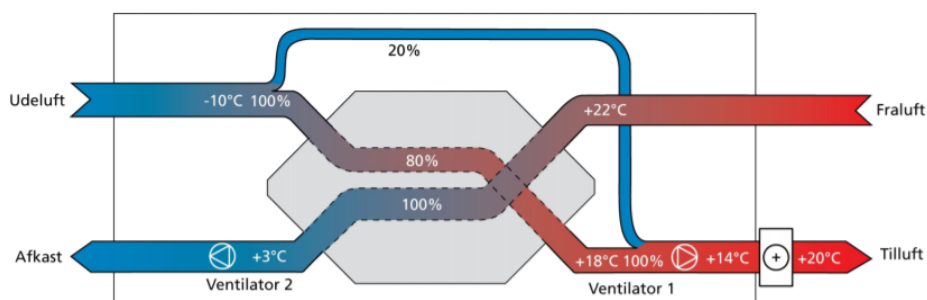
Det betyder at der alt i alt skal installeres 10 radiatorer og prisen for dette er 50.000 kroner¹. Af hensyn til tilbagebetalingstiden på radiatorerne, så stiger udgifterne til det samlede varmebehov. Det betyder at der kommer en merudgift på varmen på 1.588,43 kroner. I forhold til BR15's energiramme, stiger forbruget til $242 \frac{kWh}{m^2}$ årligt. Hvor BR15 siger at den maksimalt må være på $154,7 \frac{kWh}{m^2}$ årligt, for at kunne opfylde renoveringsklasse 2.

¹Prisen er opgivet af Bravida A/S Esbjerg.

9.2 LØSNING TIL VENTILATIONSSYSTEM

I kapitel 8 blev ventilationssystemet beregnet. Ud fra det fundne system, vil der i dette afsnit blive lavet en pris på, hvad det koster at installere systemet. Dette kapitel vil desuden indeholde et principdiagram over systemet. Principdiagrammet giver et bedre overblik over systemet. I dette diagram kan rørdimensioneringen ses, samt hvor der er isoleret og hvor der er placeret brand- og røgspjæld. Der kan ikke laves en beregning på, hvor lang en tilbagebetalingstid der vil være på dette system, da der ikke er et sammenligningsgrundlag.

Aggregatet er med modstrømsveksler, hvilket betyder at indtag og udsugning krydser hinanden. Den er konstrueret med Bypass til afisning, for at undgå tilisning i varmeveksleren. Dette ses på figur (9.2).

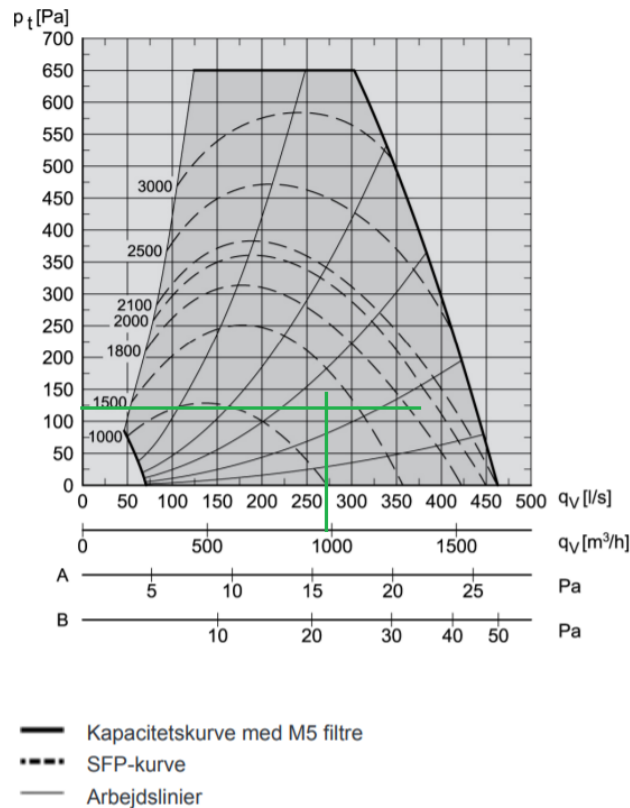


Figur 9.2: På figuren ses det, hvordan luftstrømmene krydser hinanden og at der er en bypass på.

Varmeveksleren kan frostsikres enten ved hjælp af temperaturstyret frostsikring eller ved hjælp af trykstyret frostsikring. Ved temperaturstyret, sidder der en føler inde i varmeveksleren, som starter afisningen ved en given temperatur, dette gør at den starter processen om der er is i veksleren eller ej.

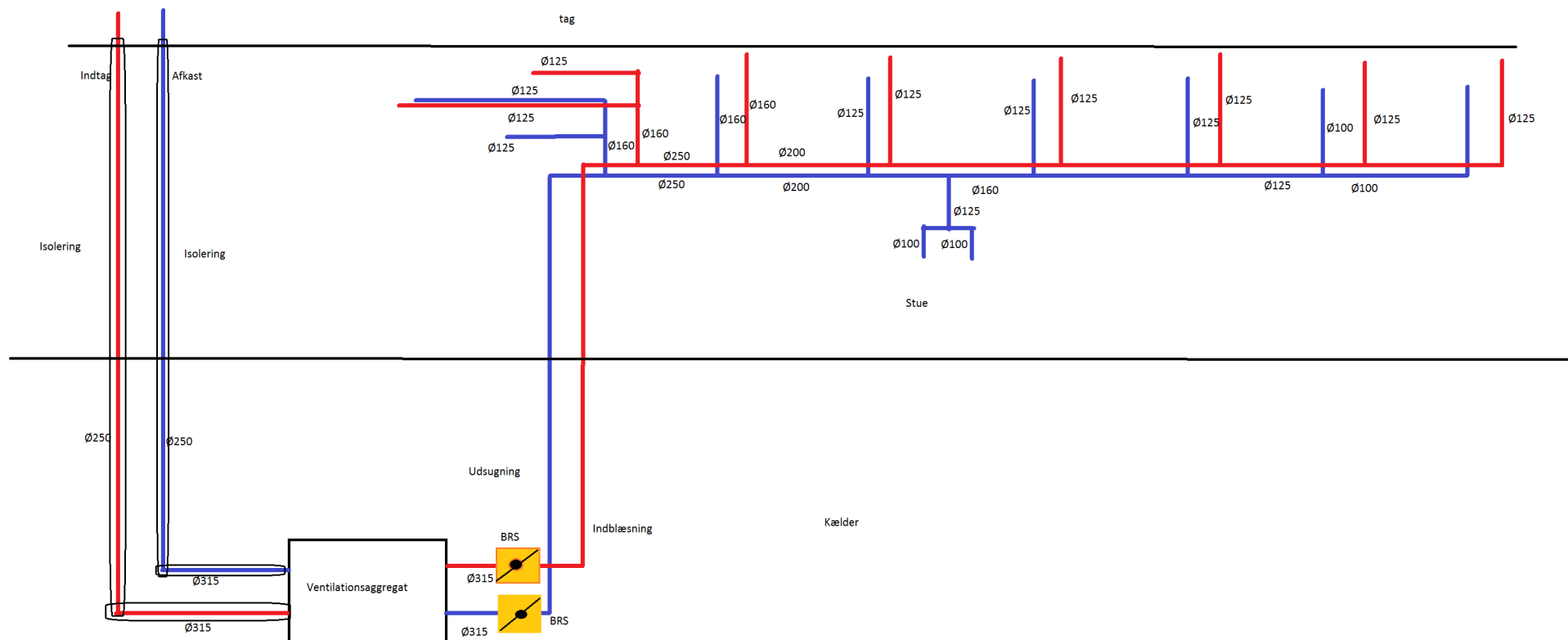
Ved trykstyret frostsikring afises der kun, når der er is, fordi at automatikken kender den aktuelle luftmængde og derfor også tryktabet igennem veksleren. Når der er is i veksleren stiger trykket og afisningen går i gang.

Ydermere overholder den BR15 krav, om specifik elforbrug, til at lufttransporten ikke må overstige $1.800 \frac{J}{m^3}$, dette aggregat bruger ved de udregnede luftmængder og tryktab ca. $1.300 \frac{J}{m^3}$. Dette er aflæst i figur(9.3), eller det fås fra Exhausto's quick select.



Figur 9.3: Dette er ved et tryktab på 122 Pa og en volumenflow på $952 \frac{m^3}{h}$.

Aggregatet er som nævnt tidligere placeret i et kælderrum, hvilket betyder at rørføringen skal igennem en brandsektion. Når rørene skal dette, skal de have et brand- og røgspjæld installeret på indblæsning og udsugning, for at sikre at brand og røg ikke spredes via ventilationssystemet. Ved indtag og afkast er reglerne, at røgspjæld og røgdetektor på indtag kan undlades, hvis det er et sammenhængende indblæsnings- og udsugningsanlæg, som betjener de samme brandceller. Hvilket den gør i dette her tilfælde, eftersom hvert lokale er en brandcelle og området er en brandsektion.



Figur 9.4: Figuren viser hvor der skal isoleres og hvor brand- og røgspjæld (BRS) skal placeres. På figur (6.1) kan det ses hvor lyddæmper og armaturerne er placeret. Indreguleringsspjæld er placeret i MBB boksene og ikke som de er i figur (6.1).

Med hjælp fra Bravida er der udregnet en pris på, hvad det vil koste at få dette system installeret, figur (9.5) viser dette.

Pos	Bemærkninger	Tekst fra tilbudsliste	kr 218.900
			kr 0
1.1		aggregat	kr 85.900
1.2		Armaturer og MBB	kr 43.700
1.3		Taghætter	kr 2.600
1.4		Rørsystem og lyddæmper	kr 79.500
1.5		Isolering	kr 7.200
			kr 0
			kr 0
			kr 0
			kr 0

Figur 9.5: Prisen for at få installeret ventilationssystemet. Dette er inklusiv brugte timer og lønnen til montørerne.

Prisen for ventilationssystemet er 218.900 kroner.

KAPITEL 10 YDERLIG ENERGIOPTIMERING

I dette kapitel ses der på, hvilke yderligere tiltag, der kan laves, for at reducerer varmetabet og derved få en energioptimering af bygningen. Der ses på to forskellige løsninger. Den ene er med udskiftning af radiatorer og vinduerne, den anden er med udskiftning af radiatorer, vinduer og isolering af ydervægge og etageadskillelse. I disse beregninger er mekanisk ventilation taget med.

10.1 UDSKIFTNING AF VINDUER OG RADIATOR

Ved udskiftning af vinduerne til 3-lags energirude, BR15 vindue, med en værdi for U_{glas} på $1,2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ og en værdi for g_{glas} på 0,62, bliver resultatet som vist i tabel (10.1).

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038
$\dot{Q}_{teori}[kW]$	0,97	0,91	0,91	1,12	1,13	2,38	0,93	1,67
$\dot{Q}_{forbrug}[kW]$	0,36	0,31	0,31	0,48	0,49	1,1	0,33	0,33

Tabel 10.1: Resultatet ved skift af radiatorer og vinduer ved $-12^\circ C$, sammenlignet med aflæst forbrug.

Tabel (10.1) viser, at der ikke vil være en besparelse, ved at udskifte vinduer og radiatorer. Dette er baseret på de teoretisk beregninger ved $-12^\circ C$.

Et mere realistisk billede på, om der vil være en besparelse ses i tabel (10.2).

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038
$\dot{Q}_{teori}[kW]$	2835	2556	2556	3684	3766	8316	2656	4960
$\dot{Q}_{forbrug}[kW]$	3119	2732	2732	4202	4314	9527	2876	2876
$\dot{Q}_{besparelse}[kW]$	285	177	177	518	548	1211	221	-2084

Tabel 10.2: Resultatet ved skift af radiatorer og vinduer, med gennemsnitstemperaturer pr. måned fra DMI, resultatet er årligt pr. lokale.

I følge tabel (10.2), med de nye resultater på teoretiske beregninger, vil det samlede energiforbrug og de økonomiske omkostninger til opvarmningen af området, falde med 3,3 %.

	Teoretisk forbrug	Reelt forbrug
$\dot{Q}[MWh_{\text{årligt}}]$	31,33	32,39
$GJ_{\text{årligt}}$	112,79	116,61
Pris pr. GJ [kr][14]	125,88	125,88
Pris pr. år [kr]	14.198,01	14.678,87
Besparelse pr. år[kr]	480,87	

Tabel 10.3: Her ses det teoretisk og reelle årlige forbrug og prisen for dette.

Det betyder at de vil få en årlig besparelse på 480,87 kroner og en energibesparelse på 1,06 MWh . I tabel (10.4) ses forskellen på det reelle forbrug, teoretisk beregninger med udskiftning af vinduerne og radiatorer og BR15's krav til at kunne opfylde energirammen for renoveringsklasse 2.

	$\dot{Q}_{BR15}$	$\dot{Q}_{Teoretisk}$	$\dot{Q}_{Reelt}$
$\left[\frac{kWh}{m^2 \cdot \text{år}} \right]$	154,74	214,35	199,8

Tabel 10.4: Forskellen på det som der kræves af BR15 og på det teoretisk og reelle forbrug i henhold til energirammen.

Selvom forbruget falder lidt, er de teoretiske beregninger stadig kun med opvarmning og ventilation af lokalerne. Dette giver et indblik i, om det nærmere sig de kravene fra BR15 og hvor mange tiltag der skal til, for at kunne opfylde dem. Denne løsning lever ikke op til disse krav. Derfor ses der nu på efterisolering af bygningen.

10.2 UDSKIFTNING AF RADIATORER, VINDUER OG EFTERISOLERING AF GULV OG YDERVÆGGE.

Her ses der på, hvor stor en indflydelse isoleringen har for varmetabet. Der hulmursisoleres med mineraluldsgranulat og etageadskillelsen isoleres med 50 mm isolering. $U_{væg}$ værdien falder fra 1,6 til 0,6 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ og U_{etage} værdien for etageadskillelsen falder fra 2,47 til 0,36 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$. Resultatet af dette bliver som vist i tabel (10.5).

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038
$\dot{Q}_{teori}[kW]$	0,70	0,66	0,66	0,79	0,80	1,68	0,67	1,01
$\dot{Q}_{forbrug}[kW]$	0,36	0,31	0,31	0,48	0,49	1,1	0,33	0,33

Tabel 10.5: Resultatet ved skift af radiatorer, vinduer og efter isolering af ydervæg og etageadskillelse ved $-12^\circ C$, sammenlignet med aflæst forbrug.

Det teoretiske forbrug nærmer sig det aflæste forbrug, men er stadig for højt. Udregnes det med de månedlige gennemsnitstemperaturer fra DMI, bliver resultatet som følgende:

Lokale	9,031	9,032	9,033	9,034	9,035	9,036	9,037	9,038
$\dot{Q}_{teori}[kW]$	1788	1635	1635	2128	2150	4617	1693	2479
$\dot{Q}_{forbrug}[kW]$	3119	2732	2732	4202	4314	9527	2876	2876
$\dot{Q}_{besparelse}[kW]$	1332	1097	1097	2074	2164	4909	1183	397

Tabel 10.6: Resultatet ved at udskifte radiatorer, vinduer og isolerer med gennemsnitstemperaturer pr. måned fra DMI, resultatet er årligt pr. lokale.

Tabel (10.6) viser at det teoretiske forbrug er væsentlig lavere end det aflæste forbrug. Forbruget er faldet med 44 %.

	Teoretisk forbrug	Reelt forbrug
$\dot{Q}[MWh_{\text{årligt}}]$	18,13	32,39
$GJ_{\text{årligt}}$	65,27	116,61
Pris pr. GJ [kr][14]	125,88	125,88
Pris pr. år [kr]	8.216,19	14.678,87
Besparelse pr. år [kr]	6.462,68	

Tabel 10.7: Her ses det teoretisk og reelle årlige forbrug og prisen for dette.

Dette giver en årlig besparelse på 6.462,68 kroner. I tabel (10.8) ses det ydermere, at i forhold til BR15, er forbruget på varme og ventilation nu under hvad det fulde forbrug for opvarmning, ventilation, køling, varmt brugsvand og belysning må være.

	$\dot{Q}_{BR15}$	$\dot{Q}_{Teoretisk}$	$\dot{Q}_{Reelt}$
$\left[\frac{kWh}{m^2 \text{året}} \right]$	154,74	132,93	199,8

Tabel 10.8: Forskellen på det som der kræves af BR15 og på det teoretisk og reelle forbrug i henhold til energirammen.

Dette indikerer at det er denne løsning der skal til, for at bygningen skal kunne opfylde BR15's krav til energirammen for renoveringsklasse 2.

V

DISKUSSION OG KONKLUSION

KAPITEL 11 DISKUSSION OG KONKLUSION

Gennem projektet er der blevet regnet på varmetab, tryktab og isolering af ventilationsrør. Der er blevet set på lovgivning omkring de forskellige områder. Dette har gjort at der er fundet en løsning til varmeanlægget og ventilationssystemet som opfylder kundens krav.

Løsningen på dette blev 10 nye radiatorer fra RIOpanel og et ventilationsaggregat fra Exhausto. Den totale pris for dette bliver 268.900 kroner.

Der er i projektet gennemgået forskellige muligheder til energioptimering af bygningen. Hvilken løsning der er den bedste, kommer an på, med hvilke øjne man ser. Fra et rent energimæssigt synspunkt, er løsningen med udskiftning af radiator, vinduer og efterisolering, den mest optimale. Men det er også den løsning der er dyrest at implementere. Det har ikke været muligt at lave beregninger på tilbagebetalingstiden, til denne løsning, grundet manglende oplysninger om prisen på efterisolering og udskiftning af vinduerne. Men da det er den, der har den største besparelse, kan det antages at på sigt, er det den billigste løsning.

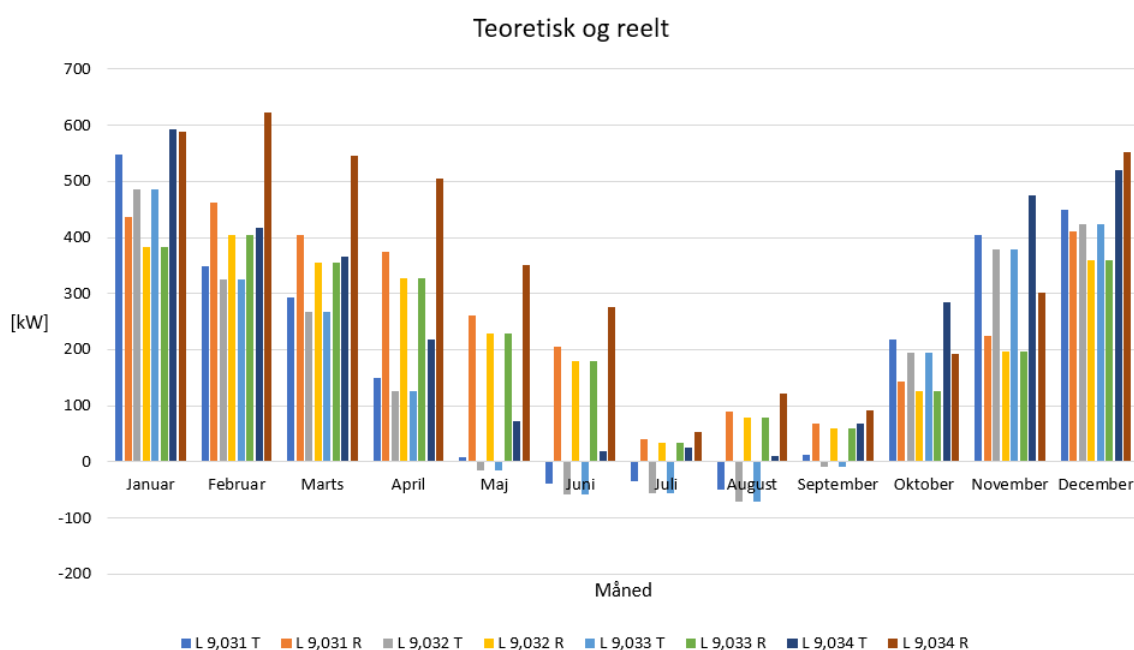
Fra et rent økonomisk aspekt, kan det diskuteres om det udelukkende at udskifte radiatorerne er den billigste løsning. I anskaffelse er det, men der kommer en stigning i varmekonsumet pga. ventilationssystemet og derved ingen besparelser. Derfor bliver dette den dyreste løsning. Det løser heller ikke problemet i sommertiden, hvor brugerne fortæller at det er for varmt. Så for at få et indeklima som brugerne er tilfredse med, skal der gøres mere ved bygningen, end blot at udskifte radiator og installere et ventilationssystem.

APPENDIKS

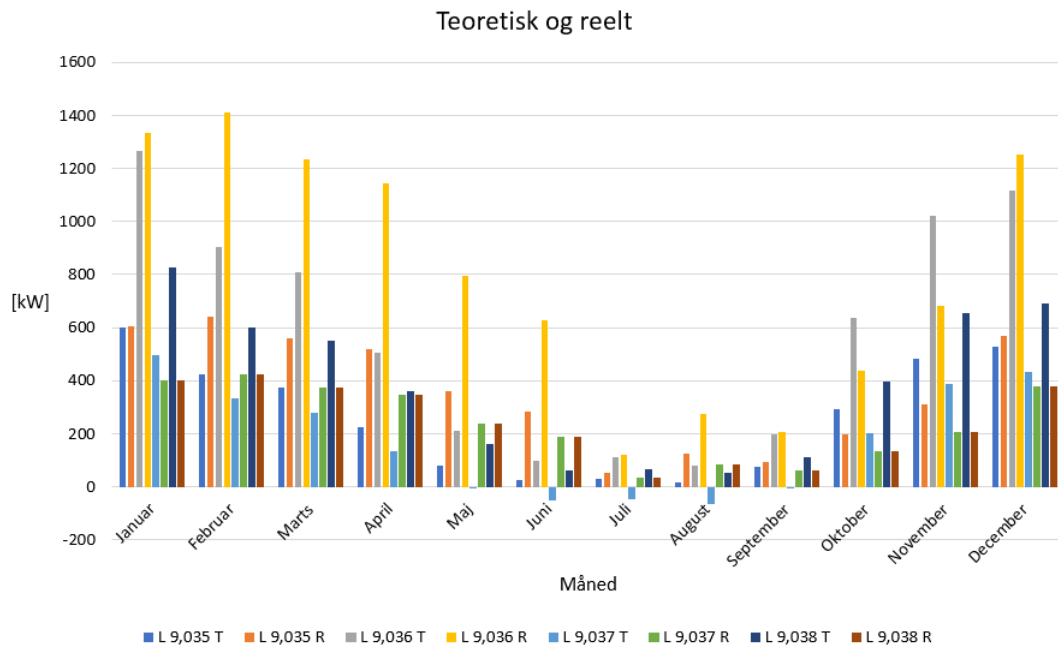
APPENDIKS A

Måned	Maksimal timeværdi, W/m ²				Maksimal døgnværdi, Wh/m ² døgn				Middel døgnværdi, Wh/m ² døgn			
	Lodret			Vandret	Lodret			Vandret	Lodret			Vandret
	N	Ø/V	S		N	Ø/V	S		N	Ø/V	S	
Januar	78	388	848	260	288	1152	4464	1224	168	372	1104	480
Februar	183	597	992	478	744	2112	4848	2760	384	768	1824	1128
Marts	173	612	1004	655	912	2868	5976	4128	672	1380	2328	2064
April	204	814	895	825	1680	4500	5184	6576	1224	2436	3024	3792
Maj	316	834	763	880	2040	4644	5400	7896	1824	3240	3432	5232
Juni	277	904	697	913	2616	5100	4752	8016	2112	3300	3192	5472
Juli	270	874	686	892	2328	4716	4848	8016	1920	3132	3096	5136
August	211	733	862	792	1560	4092	4800	6335	1368	2568	3312	4296
September	187	743	854	687	1296	3036	4512	4728	864	1812	2712	2688
Oktober	114	572	900	500	648	2040	5064	2832	432	912	1944	1368
November	84	372	861	310	360	1140	3984	1488	216	420	1224	624
December	57	247	760	203	216	696	3192	768	120	228	744	336

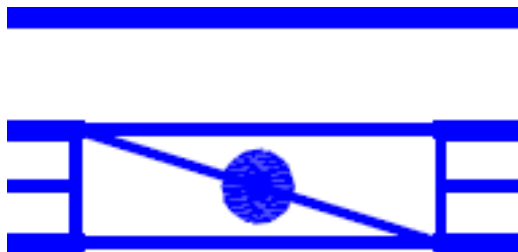
Figur 11.1: Her ses værdierne til beregning af solindfald gennem et vindue [18]



Figur 11.2: Grafen viser forskellen i de teoretiske beregninger og det reelle forbrug. T står for teoretisk og R står for reelt.



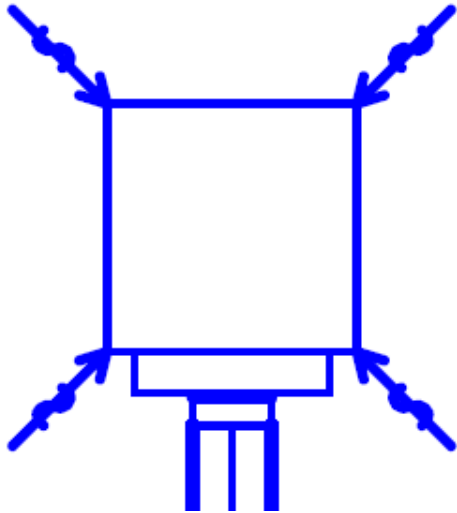
Figur 11.3: Grafen viser forskellen i de teoretiske beregninger og det reelle forbrug. T står for teoretisk og R står for reelt.



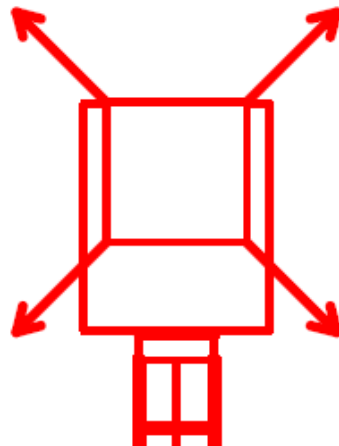
Figur 11.4: Dette er symbolet for et spjæld.



Figur 11.5: Symbolet for en lyddæmper.



Figur 11.6: Dette er symbolet for udsugningsarmaturet.



Figur 11.7: Dette er symbolet for indblæsningsarmaturet.

Punkt	2	3	6	8	10	12	14
[Pa]	11,4	15,4	23,2	43,9	59,7	69,8	88,4
[mm]	315	160	250	200	160	160	125
Rør længde [m]	9	3	1	6,5	4	5,5	4
Re [-]	64.680	25.600	65.000	55.200	53.547	38.294	33.000
$\frac{\varepsilon}{d}$	0,0003	0,0006	0,0004	0,0005	0,0006	0,0006	0,0008
f	0,0208	0,024	0,0215	0,022	0,0229	0,0239	0,0251
Bøjning [Pa]	3,8	-	-	-	-	-	-
Påstik [Pa]	4	2,5	6	5,9	7,1	3,8	5
Reduktion [Pa]	-	-	5	7,5	-	-	6

Tabel 11.1: Resultatet for hovedrør og fordelingskanal, samt aflæste værdier og udregnede værdier for Reynold, $\frac{\varepsilon}{d}$ og f.

Punkt	4	5	7	9	11	13	15	16
Rør længde [m]	6,75	10,25	5	5,5	5	4,5	4,5	8
Re [-]	16.416	16.416	32.640	19.833	19.583	16.083	16.083	17.000
$\frac{\varepsilon}{d}$	0,0008	0,0008	0,0006	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008	0,0008
f	0,0281	0,0281	0,025	0,0272	0,0272	0,0285	0,0285	0,028
Bøjning [Pa]	1,3	1,3	2,5	1,5	1,5	1,3	1,3	1,5
Påstik [Pa]	2,2	-	7,5	5	6	3,5	4	-

Tabel 11.2: De aflæste værdier og de udregnede værdier for Reynold, $\frac{\varepsilon}{d}$ og f.

NOMENCLATURE

Δp_1	Tryktab i lige kanaler	$[Pa]$
Δp_e	Tryktab i enkeltmodstande	$[Pa]$
Δp_t	Det totale tryktab	$[Pa]$
Δp_{komp}	Tryktab i komponenter	$[Pa]$
Δp_{sy}	Systemtabet ved ventilator	$[Pa]$
$\dot{Q}$	Varmetab	$[W]$
$\dot{Q}_k$	Max. varmetab	$[W]$
$\dot{Q}_v$	Max. varmetilskud	$[W]$
$\dot{Q}_{gns}$	Gennemsnitlige varmetab/behov	$[W]$
$\dot{Q}_{lokale}$	Forbruget for lokalet	$[kW]$
$\dot{Q}_{sol}$	Solindfald gennem et vindue	$\left[\frac{W}{dogn} \right]$
$\dot{Q}_{total}$	Det totale forbrug for denne del af bygningen	$[kW]$
$\dot{V}$	volumenflowet	$\left[\frac{m^3}{s} \right]$
λ	Varmeledningsevne	$\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
μ	Dynamisk viskositet	$\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$
ν	Kinematisk viskositet	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
Ψ_{sa}	Linjetab for samlinger	$\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$
ρ	Densitet	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$
ζ	Tryktabskoefficient	$[-]$
ζ_{sy}	Systemtabskoefficient	$[-]$
A	Gulvarealet	$[m^2]$
A	Transmissionsarealet af fladen	$[m^2]$
A_a	Opvarmet areal	$[m^2]$
A_{lokale}	Arealet for lokalet	$[m^2]$

A_{total}	Det fulde areal	$[m^2]$
c_p	Varmekapacitet	$\left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]$
d	Tykkelsen af isoleringen	$[m]$
d_h	Kanalens diameter	$[m]$
D_{ep}	Rørets udvendige diameter	$[m]$
f	Friktionskoefficient	$[-]$
f_β	Vinkelfaktor vægtet døgnværdi	$[-]$
f_{glas}	Vinduesarealets glasandel	$[-]$
g	Solvarmetransmittansen	$[-]$
I_{sol}	Udvendigt solindfald	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot dog} \right]$
l	Den lige kanals længde	$[m]$
l_{sa}	Samlingernes længde	$[m]$
n	Antal personer i lokalet	$[-]$
p_d	Dynamisk tryk	$[Pa]$
p_{dn}	Det dynamiske tryk i ventilatorens nominelle ind- og udløbsareal	$[Pa]$
q	Luftskifte	$\left[\frac{m^3}{s} \right] \text{ pr } m^2 \text{ opvarmet areal}$
q_a	Luftskifte	$\left[\frac{l}{s} \right] \text{ pr } m^2 \text{ opvarmet areal}$
q_B	Udelufttilførsel for emission fra bygning og inventar	$\left[\frac{l}{s} \right]$
q_p	Udelufttilførsel pr. person	$\left[\frac{l}{s \cdot pr.person} \right]$
q_{tot}	Samlet udelufttilførsel til lokalet	$\left[\frac{l}{s} \right]$
R	Friktionstab pr. meter	$\left[\frac{Pa}{m} \right]$
Re	Reynolds nummer	$[-]$
t_m	Middeltemperaturen	$[^\circ C]$
T_{inde}	Den dimensioneret indetemperatur	$[^\circ C]$
$t_{indvendigt}$	Rørets indvendige temperatur	$[^\circ C]$
$t_{overfalde}$	Overfladetemperatur af isoleringen	$[^\circ C]$
T_{ude}	Den dimensioneret udetemperatur	$[^\circ C]$

U	Transmissionskoefficient	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
U_l	Lineær varmetransmissionskoefficient	$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
v	Luftens middelhastighed over kanaltværsnit	$\left[\frac{m}{s} \right]$

BIBLIOGRAFI

- [1] Exhausto A/S. *Beregningsprogrammer*. URL: <https://www.exhausto.dk/projektering/Beregningsprogrammer>.
- [2] Exhausto A/S. *Produkter*. URL: <https://www.exhausto.dk/produkter/Counterflow/VEX330H%20serie/VEX330H2>.
- [3] Intervent A/S. *Billeder af ventilationsarmaturer*. URL: <http://asp.intervent.dk/default.asp?id=35>.
- [4] Lindab A/S. *Airborne selector*. URL: <https://www.lindqst.com/Airborne/Selector/default.aspx>.
- [5] Lindab A/S. *Produkter*. URL: <http://www.lindab.com/dk/pro/products/Pages/LCC.aspx>.
- [6] Lindab A/S. *Produkter*. URL: <http://www.lindab.com/dk/pro/products/Pages/BFU-90deg.aspx>.
- [7] Lindab A/S. *Produkter*. URL: <http://www.lindab.com/dk/pro/products/Pages/BU-90deg.aspx>.
- [8] Lindab A/S. *Produkter*. URL: <http://www.lindab.com/dk/pro/products/Pages/SLU-50.aspx>.
- [9] Lindab A/S. *Produkter*. URL: <http://www.lindab.com/dk/pro/products/Pages/PSU.aspx>.
- [10] RIOpanel A/S. *Produkter*. URL: <http://www.riopanel.dk/produkter/riopanel-standard>.
- [11] Rockwool A/S. *Lambda-værdiberegning*. URL: <http://www.rockwool.dk/produkter/rorskal-800/>.
- [12] DMI klima og energiministeriet. *Vejr- og klimadata Danmark*. 2016. URL: <https://www.dmi.dk/vejr/arkiver/maanedsaesonaar/>.
- [13] Energistyrelsen. *Håndbog for Energikonsulenter*. 2016. URL: <http://www.hbemo.dk/haandbog-for-energikonsulenter-hb2016/vejledende-tekniske-anvisninger-i-tabelform/vinduer-og-yderdoere>.
- [14] Din forsyning Esbjerg. *Prisblad for Esbjerg Kommune 2016*. 2016. URL: <http://dinforsyning.dk/da-dk/varme/priser-for-varme-2017>.
- [15] Finn H. Ludvigsen Henning Hørup Sørensen Ole B. Stampe. *Ventilation Ståbi*. 2012. ISBN: 978-87-571-1982-4.
- [16] Teknologisk Institut. *Den lille blå om industriel procesventilation*. 2014. ISBN: 978-87-91326-09-7.
- [17] Teknologisk Institut. *Den lille blå om ventilation*. 2016. ISBN: 87-988903-0-1.
- [18] Aggerholm Søren Andersen Karl Terpager Heiselberg Per. *Naturlig ventilation i erhvervsbygninger*. 2002. ISBN: 87-563-1128-1.

- [19] Simone Mikkelsen. *Varmetabsberegninger.xlsx*.
- [20] Simone Mikkelsen. *Ventilation.xlsx*.
- [21] Dansk Standard. *Beregninger af bygningers varmetab*. 7. udgave, 2011.
- [22] Dansk Standard. *Lydklassifikation af boliger*. 2. udgave, 2007.
- [23] Dansk Standard. *Norm for brandtekniske foranstaltninger ved ventilationsanlæg*. 4. udgave, 2011.
- [24] Dansk Standard. *Norm for specifikation af termisk indeklime*. 1. udgave, 1995.
- [25] Dansk Standard. *Termisk isolering af tekniske installationer*. 3. udgave, 2013.
- [26] Dansk Standard. *Ventilation i bygninger - Mekaniske, naturlige og hybride ventilationssystemer*. 4. udgave, 2011.
- [27] Bygge-og Boligstyrelsen Trafik. *Bygningsreglement 2015*. 2015. URL: http://bygningsreglementet.dk/br15_03_idd122/0/42.