



TEKNOLOGISK
INSTITUT

Lette gulvarmesystemer og deres indflydelse på varmepumpers effektivitet

Februar 2014

Søren Østergaard Jensen

Otto Paulsen

Martin Frølich Olesen



Det
Strategiske
Forskningsråd

strategisk forskningscenter for
ENERGINEUTRALT BYGGERI

Titel:

Lette gulvarmesystemer og deres indflydelse på varmepumpers effektivitet

Udarbejdet af:

Teknologisk Institut
Gregersensvej 1
2630 Taastrup
Energi og Klima

Januar 2014

Redaktør: Søren Østergaard Jensen, Teknologisk Institut

Forfattere: Otto Paulsen, Teknologisk Institut

Martin Frølich Olesen, Teknologisk Institut

Februar 2014

1. udgave, 1. oplag

© Teknologisk Institut

Energi og klima

ISBN: 978-87-93250-01-7

ISSN: 1600-3780

Forord

Nærværende rapport afsluttet Teknologisk Instituts arbejde vedr. lette gulvarmesystemer og varmepumper finansieret af det Strategiske forskningscenter for energineutralt byggeri finansieret af Forsknings- og Innovationsstyrelsen sagsnr. 2104-08-0018.



Formålet med rapporten er:

- at undersøge hvor meget ydelsen fra lette gulvarmesystemer skal eller bør reduceres beregningsmæssigt, hvis et gulv udføres uden særlige specifikationer for de kritiske varmemodstande i gulvet.
- at undersøge hvordan fremløbstemperaturen og fluktuationer i volumenstrømmen gennem gulvarmeanlæg indvirker på effektiviteten på varmepumper.

Indholdsfortegnelse

Første del: Lette gulvvarmeanlæg i Lavenergihuse med varmepumper

1.1.	Indledning	5
1.2.	Ydelsen fra lette gulvvarmeanlæg	5
1.2.1.	Beregning af lette gulvvarmeanlæg	6
1.3.	Flowforhold i gulve med flere zoner	9
1.4.	Konklusion	11
1.5.	Referencer	13
Appendiks 1 – Varmeovergang fra gulvoverflader		14
Appendiks 2 – Beregning af to gulvtyper		15
Appendiks 3 – Eksempelhus		17
Appendiks 4 – Beregning af relativ drifttid		19
Appendiks 5 – Simulerede flow		20

Anden del: Investigation of how the heat pump efficiency is influenced by volume flow fluctuations caused by underfloor heating systems

2.1.	Objectives	22
2.2.	Methods	22
2.2.1.	Method 1	22
2.2.2.	Method 2	23
2.3.	Heat pump model	24
2.4.	Results	26
2.4.1.	Absolute difference	26
2.4.2.	Relative difference	27
2.4.3.	Sub-conclusion	30
2.4.4.	Sensitivity analysis	31
2.5.	Conclusion	32
2.6.	References	33

Lette gulvvarmeanlæg i lavenergihuse med varmepumper

Otto Poulsen

1.1. Indledning

I dette kapitel behandles to problemer:

1. Lette gulvvarmeanlægs ydelse. Ydelsen for denne type gulve er ofte væsentlig lavere end antaget ved dimensioneringen af gulvene.
2. Flowforhold i gulve med flere gulvvarmekredse. Det gælder her, at vand flowet i gulvvarmekredsene kan blive så lille at varmepumpens kondensator ikke for vand nok. Dette giver ringere virkningsgrad og kan undertiden ligefrem give driftsstop.

1.2. Ydelsen fra lette gulvvarmeanlæg

Der findes nogle (dog ikke helt systematiske) erfaringer fra bl.a. EnergyFlexHouse www.teknologisk.dk/projekter/energyflexhouse omkring kombinationen af varmepumpe og gulvvarme i lavenergihuse. Den væsentlige pointe er, at det samlede system opfører sig mere ugunstigt end beregnet.

Varme og elforbruget er større end beregnet. Dette skyldes ikke nødvendigvis gulvvarmeanlægget eller varmepumpen, men at der ofte er højere rumtemperaturer end de 20°C, der er forudsat i Be10 beregningen ref. (10). Dette påvirker på flere måder systemet negativt:

- For hver grad rumtemperaturen stiger falder gulvets ydelse med 5 – 20 %
- Samtidig stiger effektforbruget til rumopvarmning med 5 – 100 %, afhængig af udetemperatur, basisvarmetilskud og brugervaner
- Brugervaner med hensyn til ventilation og udluftning spiller en væsentlig rolle for varmemeforbruget

Når varmepumpen skal levere mere varme end beregnet, bliver systemtemperaturerne højere og derved falder varmepumpens virkningsgrad. Der findes en altså en dobbelt effekt, således at merforbruget stiger mere end proportionalt med varmemeforbruget.

Særlig galt går det, hvis varmepumpen ikke er dimensioneret korrekt. Det har været god latin blandt varmepumpefolk at dimensionere til en højere udetemperatur end – 12°C (-7°C ifølge Varmenormen (reference)). Dette må siges at være meget risikabelt. Spredningen i varmemeforbrug er meget stor. Den forbruger, der bruger mest, bruger måske dobbelt så som meget som middelforbrugeren, altså henført til samme bygningsstørrelse og standard. Ved en underdimensioneret varmepumpe skal merforbruget typisk leveres ved direkte el (elpatron), og den gennemsnitlige virkningsgrad vil så falde betydeligt.

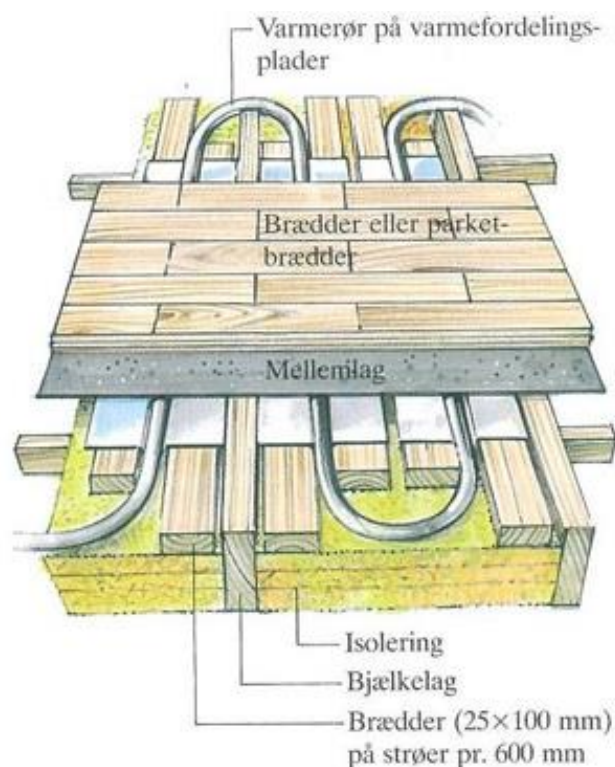
(-Hvis gulvet så samtidig ikke giver den forventede ydelse, falder effektfaktoren og der vil opstå et yderligere væsentligt merforbrug i forhold til forventet.

Der er flere grunde til, at gulvvarmeanlæg ofte eller måske altid giver mindre end beregnet:

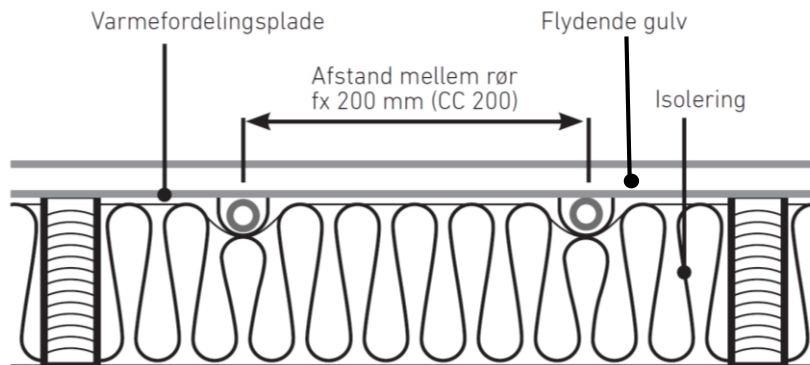
- Den grundlæggende (standard-) formel for varmeydelse fra gulvets middeloverfladetemperatur til rum, ref. (1), giver måske for høje ydelser:
 $P = 8,92 \times \Delta T^{1,1} \text{ W/m}^2\text{K}$, hvor ΔT er temperaturforskellen mellem gulvoverfladen og rummet. Rumtemperaturen er ikke nøjere defineret, men repræsenterer en middelværdi mellem den middel-strålingstemperatur gulvet ser og lufttemperaturen.
 Hvis man sammenligner ydelsen beregnet ved kendte korrelationer for konvektion se f.eks. ref. (5) og appendiks 1 fås noget lavere ydelser end svarende til denne formel. Dette burde undersøges mere generelt (ref. (6)).
- Der er nogle kritiske overgangsmodstande i gulvene og de ydelser, der angives i teknisk materiale, er typisk meget højere end svarende til beregninger efter standarden
- Der kan med rette stilles spørgsmålstejn ved træbelægningernes varmeledningsevne. Varmeledningsevnen for typiske helt tørre træbelægninger er ikke velundersøgt.
- Det opvarmede gulvareal er normalt noget mindre end gulvets areal.

1.2.1. Beregning af lette gulvvarmeanlæg

Figur 1.1 og 1.2 viser typiske opbygninger af lette gulvvarmesystemer



Figur 1.1: Eksempel på opbygning af let gulvarme (Bolius).



Figur 1.2: Eksempel på opbygning af let gulvarme.

Lette gulvvarmeanlæg beregnes efter EN 15377 Annex C. (ref. (3)), se også ref. (7). Der anvendes en metode med elektrisk analogi i form af modstandsnetværk. Standarden indeholder også målemetoder, der anvendes, hvis det skal dokumenteres, at gulvet yder mere end svarende til standardens anbefalede værdier.

Når rørafstand og finnebredde er valgt, er der tre væsentlige modstande tilbage:

- Modstand mellem rør og den U formede del af varmfedeleren. Her angiver standarden en værdi, der svarer til et luftlag på ca. 0,4 mm.
- Modstand mellem overside af varmfedeler-pladerne og underside af gulv, dette inkluderer en trinlyddæmper og et luftlag afhængig af tilpasningen. Standardens værdi svarer til et luftlag på 2,7 mm i gennemsnit
- Modstanden i trægulvet. Varmeledningstal for gulvbelægninger er oftest angivet med henblik på beregning af isoleringsevnen, således at det er på den sikre side med høje værdier, men det er jo på den usikre side, når det drejer sig om gulvvarme. Dette er ikke velundersøgt

Det er klart, at der ved tilpasning mellem underside af gulvet og oversiden af aluminiumsprofilet kan opnås meget bedre varmeovergang end svarende til varme-modstanden i 2,7 mm luft. Trinlyddæmperen leder varme typisk dobbelt så godt som luft og er måske 0,5 mm tyk, og der findes da også systemer, hvor der reelt kun skal regnes med modstanden gennem trinlyddæmperen. Modstanden mellem rør og varmfedeler-plader kan også gøres meget mindre end svarende til 0,4 mm luft i gennemsnit mellem og u-profilet.

Tabel 1.1. viser ydelsen fra et let gulvarmesystem som vist i figur 1.2. Første række er ydelsen, hvis gulvarmen er installeret optimalt. I tabellens efterfølgende rækker introduceres et bedre isolerende trægulv samt standardens værdier for luftspalter – ovenstående bullet punkter:

2. række: trægulvet er mere isolerende end antaget. Det leder til en reduktion i ydelsen på 17 %
3. række: luftspalten mellem varmfedeler-pladerne og trægulvet er 2,7 i stedet for 0,5 mm. Det leder til en reduktion på i ydelsen 16 %
4. række: afstanden mellem varmfedeler-pladerne og varmerørene er 0,4 i stedet for 0,2 mm. Det leder til en reduktion i ydelsen på 5 %

Samlet set leder ændringerne i tabel 1.1 til en reduktion i ydelsen på 38 %.

Ændring i ydelse ved introduktion af højere varmeovergange	Ydelse i W/m ² K ved ca. 20 W/m ²	% reduktion i ydelse - akkumuleret
Optimeret gulv med 200 mm rørafstand, (CC 200 mm)	3,56	-
Træ med lambda 0,1 i stedet for 0,17 W/mK	2,95	17
Luftspalte 2,7 i stedet 0,5 mm	2,38	33
Luftspalte mellem rør og varmfordeler 0,4 mm i stedet for 0,2 mm (svarende til anbefalingen i EN 15377)	2,20	38

Tabel 1.1: Ydelser, der opgives af forskellige leverandører vil normalt være i størrelsesorden svarende til det optimerede gulv. Hvis ikke der er dokumentation for laboratoriemålinger for den konstruktion, der skal anvendes, må det anbefales at anvende de lave værdier. Hvis de lave værdier anvendes, skal der bruges en temperaturforskel mellem vand og rum, der er 66 % større end ved det optimerede gulv.

Hertil skal lægges, at det typisk ikke er hele gulvet, der afgiver varme som illustreret i figur 1.3-4. Desuden vil tæpper på gulvet yderligere reducere varmeafgivelsen fra gulvet. En halvering af gulvets ydelse i forhold til den antagende værdi ved dimensionering af gulvet er derfor i mange tilfælde ikke urealistisk.



Figur 1.3: Gulvvarmens effektive areal skal her reduceres væsentligt i forhold til gulvets areal.



Figur 1.4: Det er gulve af f.eks. denne type, hvor man skal man regne med standardens forsigtige værdier for de kritiske modstande

Effektiviteten (COP) for en veldimensioneret varmepumpe reduceres med 2-3 % for hver grad C fremløbstemperaturen til gulvet øges (se også andet kapitel af rapporten). Reduktionen af ydelsen på 38 % vist i tabel 1.1 vil i forhold til et optimalt gulv ved en fremløbstemperatur på 35°C for en ydelse fra gulvet på 30 W/m² betyde, at for at få den samme ydelse som det optimerede gulv, skal fremløbstemperaturen hæves til 45°C. Det vil forøge varmepumpens elforbrug med 20-30 %.

Der ligger derfor en væsentlig pointe i, at hvis der ikke er gennemført laboratoriemåling, eller hvis gulvet ikke er udført præcis på samme måde som et testet gulv altså med samme forbandt mellem varmefordeler-plader og gulv, mellem rør og varmefordeler-plader og med en træbelægning, der er testet for varmeledningstal, så vil ydelsen kunne blive endda meget ringere end forventet.

Appendiks 2 viser et andet eksempel, hvor der er forudsat et gulv CC 300 (300 mm rørafstand med 3,3 m rør pr. m² gulv) med 10 mm mellem kanterne på varmefordelings-pladerne, beregnet efter EN 15377 – tabel 1.2 i appendiks 2. Beregningerne svarer til den beregning, der må anbefales til et gulv svarende til figur 1.4. Der er anvendt en mere detaljeret beregning af forbindelsen mellem rør og U profil end den i EN 15377 angivne. Den nødvendige fremløbstemperatur bliver 38 til 40°C.

Som alternativ er vist resultatet for et optimeret gulv, CC 200 (5 m rør pr. m² gulv) med fuld dækning med varmefordeler-plader og med en optimeret forbindelse mellem gulv og fordeler, trægulv med høj varmeledning og en nøjagtig tilpasning mellem rør og varmefordeler-plader – tabel 1.3 i appendiks 2. Der findes gulvkonstruktioner på markedet hvor ydelsen må forventes at svare til dette. Vandtemperaturen er nu 6,5 K lavere.

Forskellen på 6,5 K i fremløbstemperatur for de to gulve betyder et ekstra elforbrug til varmepumpen på 13-20 % for CC 300 gulvet i forhold til CC 200 gulvet.

1.3. Flowforhold i gulve med flere zoner

Det almindelige reguleringssystem til gulve er typisk, at anlægget forsynes fra en blandesøjfe og to manifold eller - når det drejer sig gaskedler eller varmepumper - fra to manifold, der er forbundet direkte til varmekilden. Fremløbstemperaturen reguleres da direkte på kedel eller varmepumpe – modulerende eller on/off. Da fremløbstemperaturen må tilpasses det gulv, der er hårdest belastet og tilmed med en vis margen, vil de øvrige zoner køre med reduceret ydelse. Det almindelige system er da en simpel on/off regulering i hvert rum, og det er denne løsning der undersøges her.

Der kan findes andre reguleringstyper, ref. (8) og ref. (10), der måske er mere gunstige.

Hvis varmepumpen opererer on/off vil det gælde for de fleste typer med meget lille væskeindhold i kondensatoren, at fremløbstemperaturen er lig returtemperaturen, når varmepumpen ikke kører og lig med returtemperaturen + et delta T, der svarer til vandflow og kondensatorydelse, når varmepumpen kører. For denne type varmepumpe er det da vigtigt, at der er så stort et flow som muligt i varmeanlægget. Der er da en problemstilling her i forhold til den almindelige indreguleringspraksis, hvor flowene ofte bestemmes udfra varmebehov og et valgt delta T på 5 – 10 K. Ved lette gaskedler, hvor vandstrømmen gennem kedlen også skal være høj, er det kendt, at man skal indstille flowene i de små rum meget højere end efter den vedtagne afkøling. Denne problemstilling bør også undersøges nøjere for varmepumper, og der bør udvikles egnede dimensioneringsregler.

Her forudsættes at fremløbstemperaturen er konstant.

Der er foretaget en forenklet beregning af flowet som funktion af tiden for eksempelhuset vist i appendiks 3 under følgende forudsætninger:

- Fremløbstemperaturen er konstant
- Alle zoner kalder på varme med samme cyklustid
- Fasen hvormed zonerne kalder på varme er tilfældig
- Belastningen er konstant og svarende forholdsmæssigt til tabel 1.4 i appendiks 3.
- Der fastsættes en cyklustid, der er ens for alle rum

Ydelsen af gulvet er ikke proportional med den relative on-tid for hvert zone. I appendiks 4 er givet en simpel beregning af sammenhængen mellem den relative driftstid og gulvets ydelse.

Simulering af flow: Der vælges en fremløbstemperatur højere end eller lig med den mindst mulige. Hvis der vælges den laveste, svarer dette til en slags "Selektiv referencepunktstyring", hvor systemet måler hvilket rum, der er mest belastet, således at fremløbstemperaturen netop er lavest mulig. Der er opbygget en model af gulvarmesystemet for eksempelhuset i Excel.

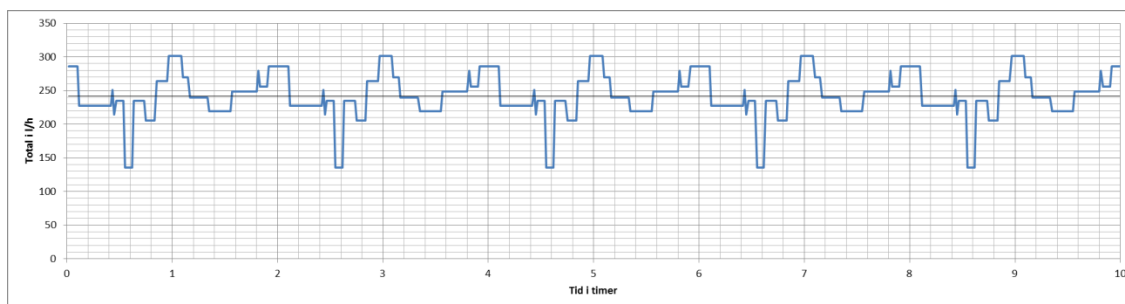
Ydelsen bestemmes ved 100 % flow og den aktuelle forholdsmæssige belastning findes. Derefter bestemmes den relative gangtid af en sammenhæng som vist i

figur 1.10-11 (i Appendiks 4) for hvert rum. I stedet for figur 1.10-11 er der benyttet en tilsvarende sammenhæng for en cyklostid på 2 timer, som det fremgår af figur 1.5-6.

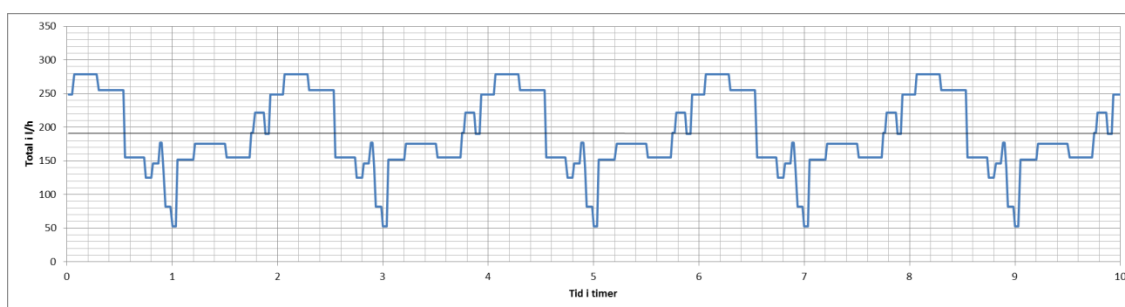
Fasen, dvs. starttidspunktet for de enkelte on/off perioder bestemmes nu af Excel's random generator, og endelig lægges flowene i de enkelte kredse sammen.

Der fås et nyt flow billede for hver gang, der foretages en beregning. Gennemsnittet af mange flowbilleder giver gennemsnitsflowet. Hvert af flowbillederne er lige sandsynlige.

Hvis der som her er valgt en fast cyklostid, fås periodestationære tilstande. Der er forsøgt med andre modeller. Hvis f.eks. der antages en sammenhæng mellem de enkelte rums tidskonstant og cyklostiden fås der ikke periodestationære tilstande – i hvert tilfælde kun med meget lang cyklostid.



Figur 1.5: Simulering af flow. Her med den minimale fremløbstemperatur.



Figur 1.6: Simulering af flow. Her med 3 K højere fremløbstemperatur end nødvendigt. Det er typisk, at spredningen i flow er større ved den højere fremløbstemperatur, og at det gennemsnitlige flow er lavere.

Der er i appendiks 5 vist en serie af beregninger for at illustrere forholdene. Det er klart at en on/off varmepumpe vil have problemer med pendlende drift, når flowet i perioder bliver meget lille. Og nogle af de tommelfingerregler for samspil mellem gaskedler og varmeanlæg, ref. (9), kunne måske med fordel overføres til varmepumpenlæg. Visse tommelfingerregler anvendes allerede i praksis, men der er behov for en systematisering.

Da alle flowbilleder er lige gode er det klart at ved at styre indkoblingstidspunkterne i stedet for at lade dem flyde vil der kunne opnås et mere jævnt flow uden tab af komfort. Det kræver dog, at fremløbstemperaturen sættes så lavt som muligt, f.eks. ved hjælp af en referencerumsstyring som foreslået i ref. (8) og (10).

1.4. Konklusion

Lette gulvvarmeanlæg: For gulvvarmeanlæg i lette konstruktioner gælder det, at ydelserne bør beregnes efter EN 15377, medmindre der findes laboratoriedokumentation for højere ydelse, og det er da nødvendigt at gulvkonstruktionen udføres præcist svarende til det testede gulv. Der er i dette notat stillet spørgsmålstegn ved den grundlæggende formel for varmeydelse, der anvendes i gældende standarder for gulvvarmesystemer, og som måske er for optimistisk. Dette burde undersøges nærmere. Undersøgelserne viser, at den reelle varmeydelse fra lette gulvvarmesystemer kan være væsentligt lavere end opgivet af fabrikanterne, og at dette vil lede til et betydeligt højere elforbrug for en varmepumpe.

Varmepumper og lette gulvvarmeanlæg: Varmepumper og gulvvarmeanlæg anses for at være en gunstig kombination. Imidlertid vil styringen af gulvvarmeanlægget kunne give uheldige driftsforhold for varmepumpen, så virkningsgraden reduceres. Dette er illustreret ved en simpel simuleringsmodel baseret på en tilfældig indkobling af zonerne i anlægget. Det er vist, at der kan optræde uheldige flowmønstre, hvor køling af varmepumpens kondensator bliver utilstrækkelig. Det er dog også vist, at det er principielt muligt at styre indkoblingerne, så der opnås en mere jævn vandstrøm i kondensatoren. Videre er det vist at det er nødvendigt eller i hvert tilfælde gunstigt at styre fremløbstemperaturen, således den altid er lavest mulig.

Hvordan en fluktuerende volumenstrøm påvirker effektiviteten af en varmepumpe, er undersøgt i næste kapitel af rapporten.

1.5 Referencer

- Ref. 1. Martin Konzelmann & Günter Zöllner: Wärmetechnische Prüfung von Fußbodenheizungen H LH 33 (1982)Nr. 4 (Sonderdruck: Mitteilung aus dem Hermann-Rietschel-Institut für Heizungs- und Klimatechnik der Technischen Universität Berlin). Personlig kommunikation med Martin Konzelmann. Det skal siges at Dr. Konzelmann er af den opfattelse, at formlen for gulvvarmeydelse giver rimelige værdier.
- Ref. 2: Diaz, N. F., Lebrun, J. et al.: Thermal modeling of the Cooling Ceiling Systems as a Commissioning Tool. 11. International IBPSA Conference, Glasgow, Scotland 2009. For at vise at kølelofter har adopteret gulvvarmeformlen.
- Ref. 3. DS EN 15377
- Ref. 4. DGC, DTI et al.: Save Z/4.0131/Z/00-005/2000. The indirect determination of boiler efficiency.
- Ref.5.www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Natural_convection_on_inclined_and_horizontal_surfaces
- Ref. 6. Otto Paulsen. Undersøgelse af et loftkøleanlæg i en større kontorbygning i København 2011.(Intern). Ydelsen var meget lavere end forventet og dette kunne måske forklares ved at grundformlen er for optimistisk.
- Ref. 7. Christer Johansson: Värmeavgivning från golvvarmesystem. SP AR 2000:09, Borås 2000.
- Ref. 8 Otto Paulsen og Lars Hansen 2011: Videnskupon i samarbejde med NN: regulering af gulvvarmeanlæg med pulsbreddemodulation. Intern TI. Her blev foretaget en simulering af et system med fast cyklustid for en on/off periode og hvor den relative on -tid blev styret af en PI regulator. Her er det simpelt at tilføje en regulator for fremløbstemperatur, der giver netop 100 % on-tid for den hårdest belastede kreds. Systemet har vist sig at køre i praksis uden problemer
- Ref. 9. Otto Paulsen. Varmeautomatik til Gaskedler, DGC og teknologisk Institut. 1992
- Ref. 10. Tahersim, F.: An integrated Control System for Heating and Indoor Climate Application. Ph. D. Thesis, Aalborg University 2012.
- Ref. 11. Aggerholm, S., & Grau, K. (2011). Bygningers energibehov - Beregningsvejledning. Aalborg: Statens Byggeforskningsinstitut, Aalborg Universitet.

Appendiks 1 Varmeovergang fra gulvoverflader

Heat transfer outer surface

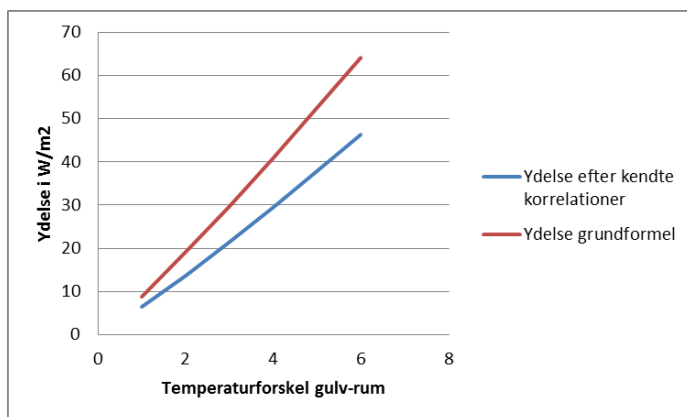
$$\alpha_{convection} = 46 \cdot \left(\frac{T_{surf} + T_{AMB}}{2} \right)^{-0.62} \cdot (T_{surf} - T_{AMB})^{0.33}$$

$$\alpha_{radiation} = \frac{\varepsilon \sigma (T_{surf}^4 - T_{AMB}^4)}{T_{surf} - T_{AMB}}$$

Temperatures in K

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$$

Figur 1.7: Brugsformel udledt ud fra almindelige korrelation for konvektion, se f.eks. ref. (5). Udtrykket giver lavere ydelser end grundformlen i gulvvarmestandarderne.



Figur 1.8: Forskel mellem to beregninger af varmeydelse ud fra overfladetemperatur

Appendiks 2 Beregning af to gulvtyper

	W/m2		21,9	21,2	22,2	30,4	22,4	17,0	23,8	25,0
Formelnummer	in	T (deling i m)	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
EN 15377	in	LU rørdiam.	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	in	LG afstand mellem finnekanten	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
	solve	Thetas middelloverflade	22,3	22,2	22,3	23,0	22,3	23,1	22,4	22,6
	in	Thetai rumtemp	20	20	20	20	20	20	20	20
		qi W/m2	21,9	21,2	22,2	30,4	22,4	31,0	23,8	25,0
	in	Luftlag mellem varmeleder og gulvunderside st =2,7 mm	0,0027	0,0027	0,0027	0,0027	0,0027	0,0027	0,0027	0,0027
		Lambdaluft	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027
		Rcon,i plade/gulv	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100	0,100
C6		Rs,i	0,1033	0,1036	0,1032	0,1003	0,1031	0,1001	0,1025	0,1021
	in	lambda gulv	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
	in	gulv tykkelse	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
C5		R0	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824
C7	NB	Ri m2 gulv	0,2857	0,2860	0,2855	0,2826	0,2855	0,2825	0,2849	0,2844
		Temp under gulv	26,3	26,1	26,3	28,6	26,4	28,8	26,8	27,1
		Re m2	2,8567	2,8598	2,8554	2,8264	2,8546	2,8246	2,8489	2,8443
	in	Lambda wl aluminium W/mK	200	200	200	200	200	200	200	200
	in	s pladetykkelsefinne m	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
C13		l_aek m	0,1612	0,1612	0,1611	0,1603	0,1611	0,1602	0,1609	0,1608
	Check		ok	ok	ok	ok	ok	ok	ok	ok
Check	in	Lfin m	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135	0,135
C15		kfin for middeltemp ribbe-eta	0,817	0,817	0,817	0,816	0,817	0,816	0,817	0,817
C17		kfin-min for min temp.	0,729	0,729	0,729	0,727	0,729	0,727	0,728	0,728
C19: NB: jeg div med T		kCL	0,802	0,803	0,802	0,801	0,802	0,801	0,802	0,802
C20		Rcl modstand fra finnerod til middelvarmeledningslag (n	0,0640	0,0640	0,0639	0,0638	0,0639	0,0638	0,0639	0,0639
TI formler		d0 og da Rør udvendig diam m	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	in	di indv. Diam. M	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	in	lambdarør W/mK	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	in	Luftlag mellem rør og U m	0,00040	0,00040	0,00040	0,00040	0,00040	0,00040	0,00040	0,00040
		Rtot (luftlag + rørvæg) (m2 af røroverflade)	0,02119	0,02119	0,02119	0,02119	0,02119	0,02119	0,02119	0,02119
		l_aek m	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046	0,046
		finnelængde m = 1/2 x U	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030
		Ribbe-eta for U-part	0,882	0,882	0,882	0,882	0,882	0,882	0,882	0,882
		modstand fra vand til finnerod (m rør)	0,510	0,510	0,510	0,510	0,510	0,510	0,510	0,510
		modstand fra vand til middelledning m2 gulv	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217	0,217
		Samlet modstand	0,5026	0,5029	0,5024	0,4994	0,5024	0,4992	0,5018	0,5013
		K_H samlet W/m2K	1,990	1,988	1,990	2,002	1,991	2,003	1,993	1,995
		Middel medie	31,0	30,7	31,2	35,2	31,3	35,5	31,9	32,5
			Vær 1	Vær 2	Køkken-alum	Stue	Bryggers	Arb. værelse	Bad	Sovevæ

Tabel 1.2: Beregning af gulv for eksempelhuset i appendiks 3. Der er antaget et effektivt gulvvarmeareal for hvert rum. Den nødvendige fremløbstemperatur bliver 38 til 40 °C ved - 12°C. Ved almindelige vintertemperaturer vil den ikke blive så meget lavere, idet rumtemperaturen typisk er 22 til 23 °C, varmemeforbruget samtidig tilsvarende større og ydelsen reduceret på grund af den højere rumtemperatort.

		W/m2	21,9	21,2	22,2	30,4	22,4	17,0	23,8	25,0
Formelnummer	in	T (deling i m)	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
EN 15377	in	LU rørdiam.	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	in	LG afstand mellem finnekanter	0	0	0	0	0	0	0	0
	solve	Thetas middelloverflade	22,3	22,2	22,3	23,0	22,3	23,1	22,4	22,6
	in	Thetai rumtemp	20	20	20	20	20	20	20	20
		qi W/m2	21,9	21,2	22,2	30,4	22,4	31,0	23,8	25,0
	in	Luftlag mellem varmeleder og gulvunderside st =2,7 mm	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005	0,0005
		Lambdaluft	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027	0,027
		Rcon,i plade/gulv	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019
C6		Rs,i	0,1033	0,1036	0,1032	0,1003	0,1031	0,1001	0,1025	0,1021
	in	lambda gulv	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17	0,17
	in	gulv tykkelse	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
C5		RO	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824	0,0824
C7	NB	Ri m2 gulv	0,2042	0,2045	0,2041	0,2012	0,2040	0,2010	0,2034	0,2030
		Temp under gulv	24,5	24,3	24,5	26,1	24,6	26,2	24,8	25,1
		Re m2	2,0419	2,0449	2,0406	2,0115	2,0398	2,0098	2,0341	2,0295
	in	Lambda wl aluminium W/mK	200	200	200	200	200	200	200	200
	in	s pladetykkelsefinne m	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
C13		l_aek m	0,1927	0,1928	0,1926	0,1912	0,1926	0,1912	0,1923	0,1921
	Check		ok	ok	ok	ok	ok	ok	ok	ok
Check	in	Lfin m	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09
C15		kfin for middeltemp ribbe-eta	0,933	0,933	0,933	0,932	0,933	0,932	0,933	0,933
C17		kfin-min for min temp.	0,900	0,900	0,900	0,899	0,900	0,899	0,900	0,899
C19: NB: jeg div med T		kCL	0,940	0,940	0,940	0,939	0,940	0,939	0,940	0,939
C20		Rcl modstand fra finnerod til middelvarmeledningslag (m)	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119	0,0119
TI formler		d0 og da Rør udvendig diam m	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
	in	di indv. Diam. M	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016	0,016
	in	lambdarør W/mK	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
	in	Luftlag mellem rør og U m	0,00020	0,00020	0,00020	0,00020	0,00020	0,00020	0,00020	0,00020
		Rtot (luftlag + rørvæg) (m2 af røroverflade)	0,01378	0,01378	0,01378	0,01378	0,01378	0,01378	0,01378	0,01378
		l_aek m	0,053	0,053	0,053	0,053	0,053	0,053	0,053	0,053
		finnelængde m =½ x U	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030	0,030
		Ribbe-eta for U-part	0,906	0,906	0,906	0,906	0,906	0,906	0,906	0,906
		modstand fra vand til finnerod (m rør)	0,323	0,323	0,323	0,323	0,323	0,323	0,323	0,323
		modstand fra vand til middelleledningslag m2 gulv	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076	0,076
		Samlet modstand	0,2806	0,2809	0,2805	0,2776	0,2804	0,2774	0,2799	0,2794
		K H samlet W/m2K	3,563	3,560	3,565	3,602	3,566	3,605	3,573	3,579
		Middel medie	26,1	26,0	26,2	28,4	26,3	28,6	26,7	27,0
			Vær 1	Vær 2	Køkken-alrum	Stue	Bryggers	Arb. værelse	Bad	Soveværelse

Tabel 1.3: Beregning af et optimeret gulv i eksempelhuset. Den nødvendige vandtemperatur er sænket med 6,5 K. Ved den lave vandtemperatur bliver følsomheden for rumtemperatur større og i praksis må regnes med næsten samme fremløbstemperatur hele vinteren.

Appendiks 3 Eksempelhus

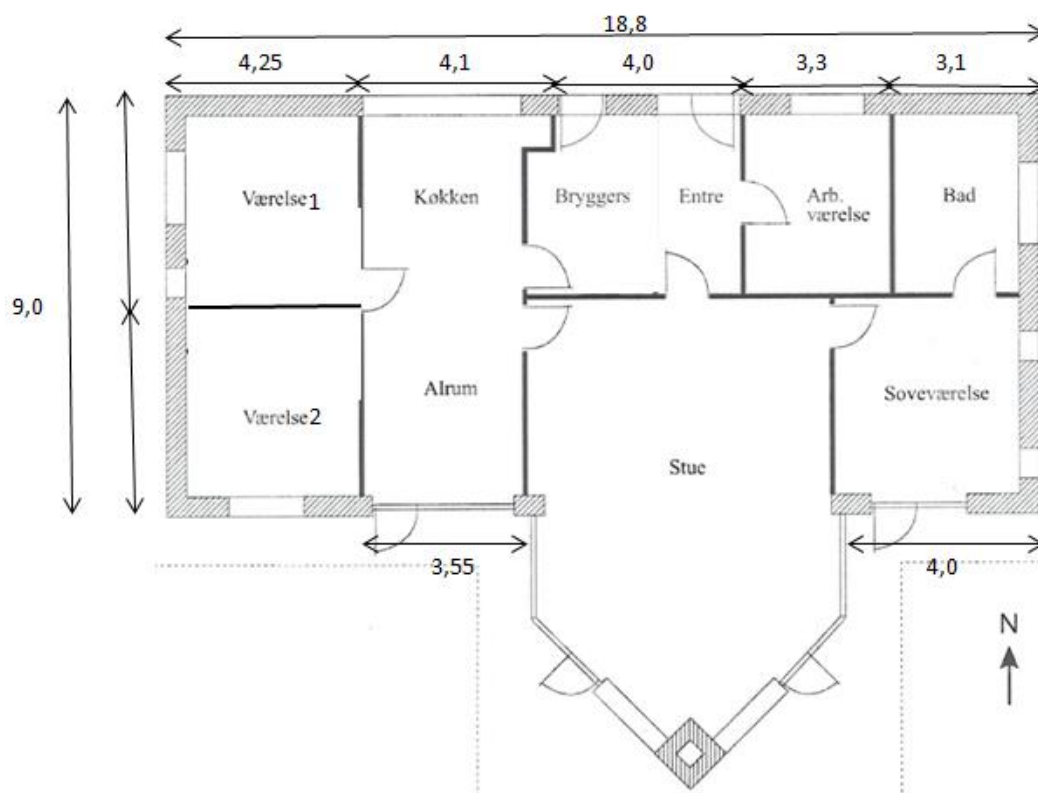
Eksempelhuset er Be10 ref. (11) parcelhuset opgraderet til energirammen for Bygningeklasse 2020.

Det opvarmede etageareal er 180 m²

Husets omkreds er 63,3 m

Ydervæggene er 40 cm

Rumhøjden er 2,4 m og etagehøjden er 2,7 m



Rum	højde m	facade m ²	vinduer m ²	væg m ²	loft m ²	terrændæk ¹ m ²
Værelse 1	2.7	23.60	2.46	21.14	19.08	15.73
Værelse 2	2.7	23.76	2.10	21.66	19.33	15.91
Køkken-alrum	2.7	20.57	10.50	10.07	32.61	29.57
Stue	2.7	39.40	22.68	16.72	42.54	37.45
Bryggers/entre	2.7	10.84	5.46	5.38	17.42	16.03
Arbejdsværelse	2.7	8.93	2.10	6.83	14.84	13.51
Bad	2.7	20.57	2.10	18.47	14.05	11.15
Soveværelse	2.7	23.12	5.46	17.66	20.14	16.65
sum		170.77	52.86	117.91	180.00	156.00

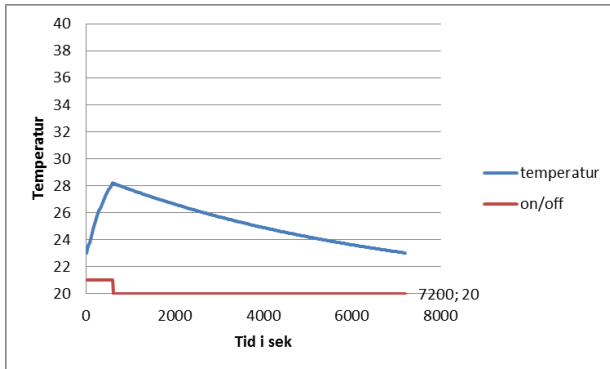
¹: indvendige gulvareal

Rum	U-værdier				linietab funda- ment	Transmis- sionstab UA	Ventila- tionstab W/K	Totalt varmetab W/K
	vinduer W/m ² K	væg W/m ² K	loft W/m ² K	terrændæk W/m ² K				
Værelse 1	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	6.18	2.52	8.70
Værelse 2	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	6.01	2.55	8.55
Køkken-alrum	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	12.40	4.73	17.13
Stue	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	22.97	5.99	28.96
Bryggers/entre	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	6.53	2.56	9.09
Arbejdsværelse	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	3.96	2.16	6.13
Bad	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	5.05	1.78	6.84
Soveværelse	0.7	0.09	0.07	0.05	0.05	8.08	2.66	10.74
sum						71.19	24.96	96.14

Table 1.4: Varmebehovet for eksempelhuset ved -12°C. Denne fordeling bruges ved simuleringen af vandflowet i de enkelte gulvvarmekredse.

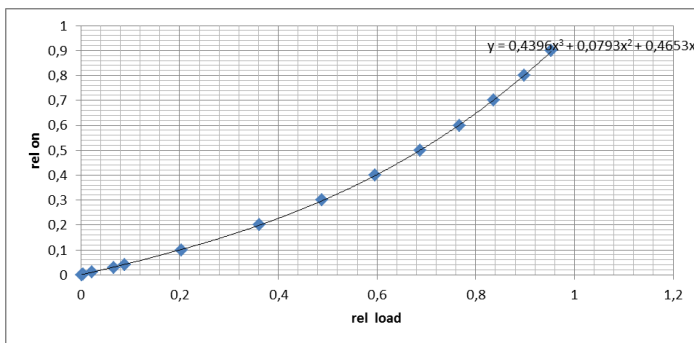
Appendiks 4 Beregning af relativ drifttid

Der betragtes et 1. ordens system med en varmekapacitet, der er koncentreret i et område omkring røret. Tidskonstanterne for opvarmning og afkøling samt den stationære temperatur kan nu beregnes af kendte formler. Start- og sluttemperatur skal være ens – se figur 1.9.

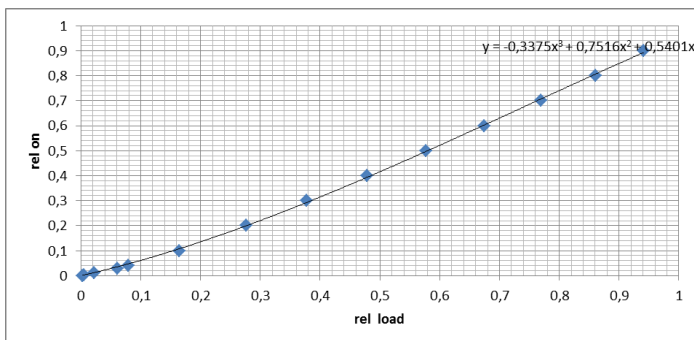


Figur 1.9: Opvarmning og afkøling af gulvet. Tidskonstanten for opvarmning er altid mindre end tidskonstanten for afkøling. Starttemperaturen skal være lig med sluttemperaturen.

Jo mindre cyklostid, mere ulineær bliver sammenhængen mellem ydelse og relativ drifttid, se figur 1.10 og 1.11.

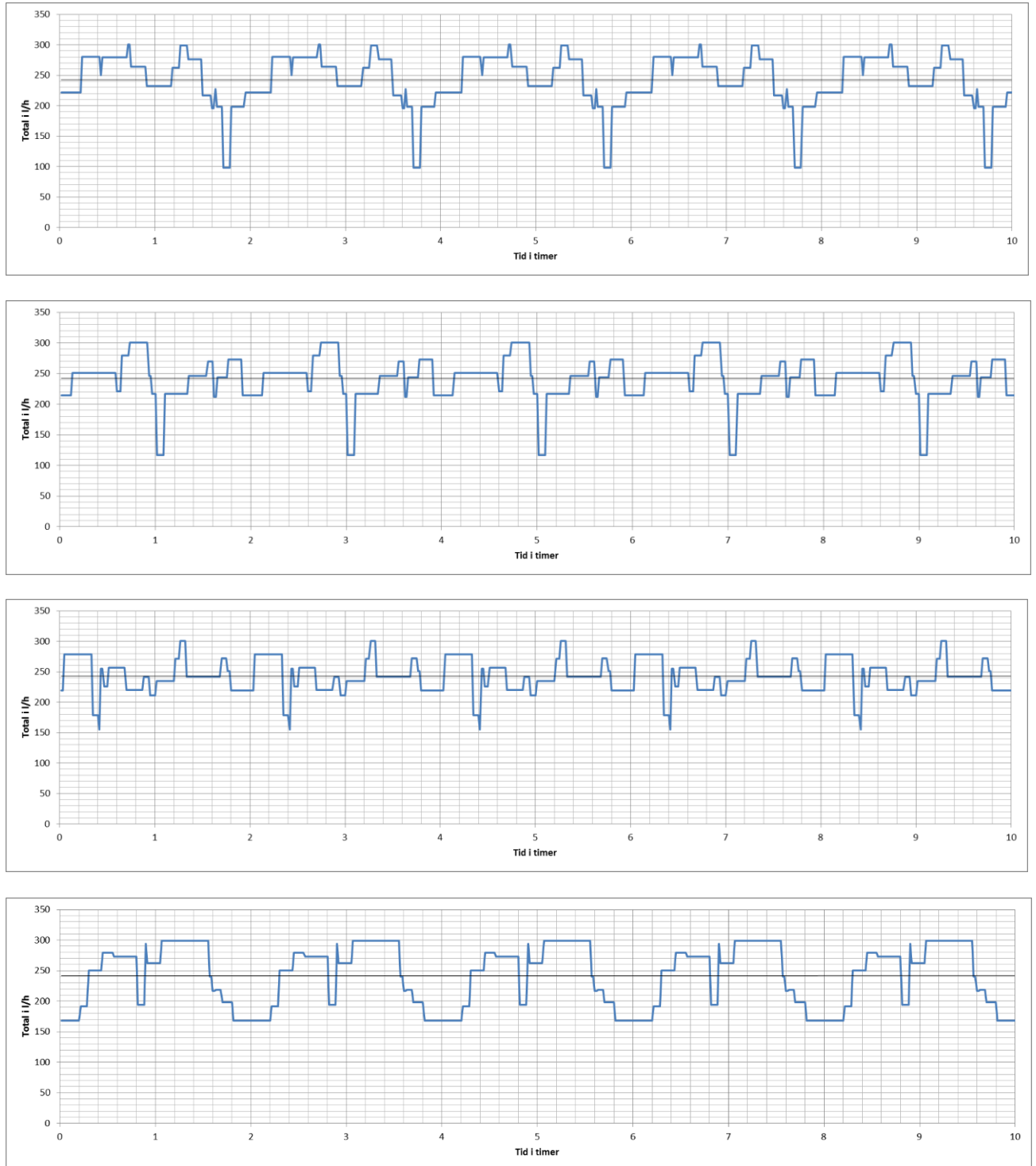


Figur 1.10: Med en cyklostid på 30 minutter og en typisk varmekapacitet fås denne sammenhæng mellem ydelse og relativ drifttid. Hvis varmebehovet er 20 % skal driftstiden være ca. 10 %

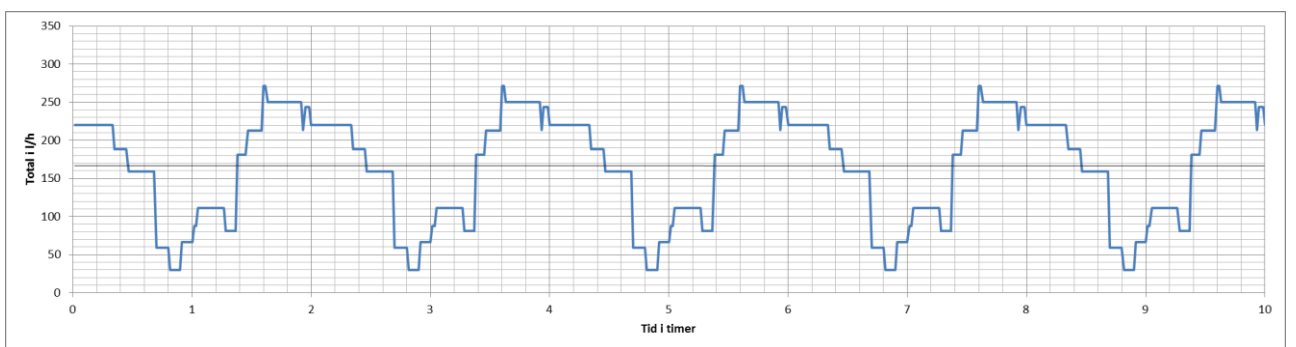
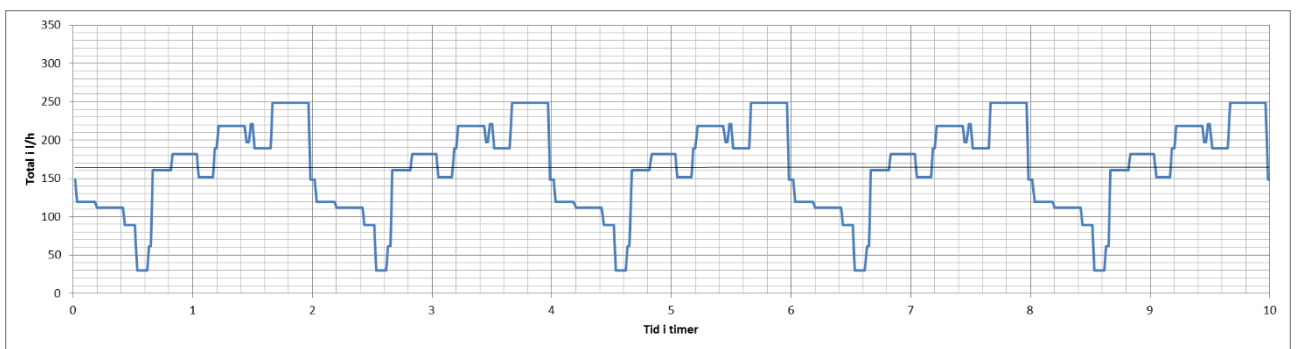
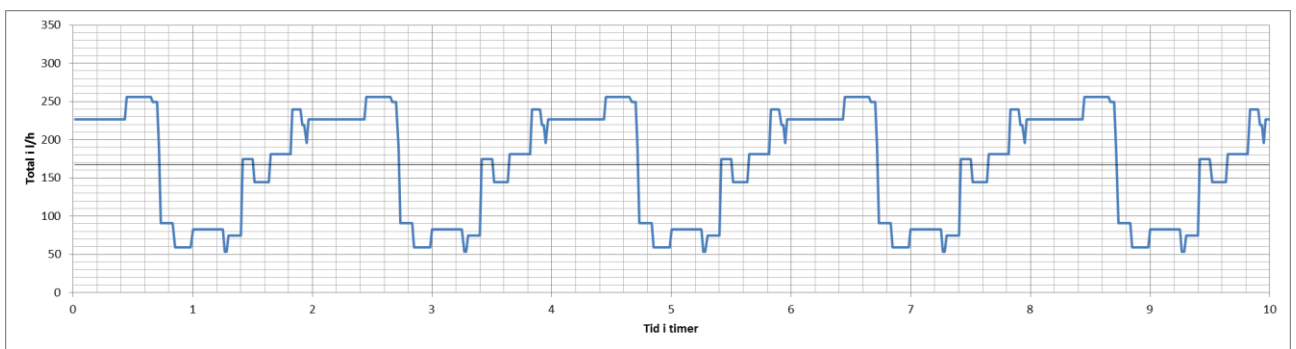
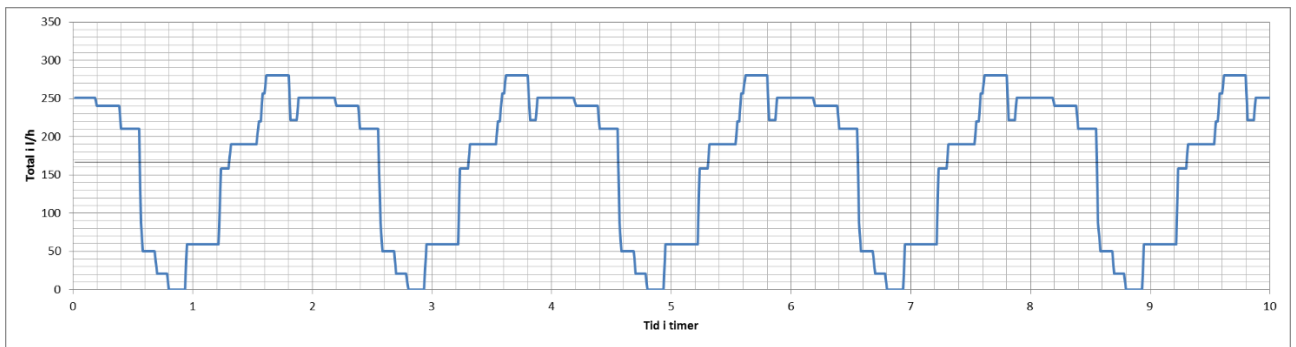


Figur 1.11: En mere lineær sammenhæng mellem relativ drifttid og ydelse ved cyklostid på 3 timer

Appendiks 5 Simulerede flow



Figur 1.12: Flowprofiler, når fremløbstemperaturen er lavest mulig. Her kører gulvet i stuen altså altid



Figur 1.13: Flow ved 6 K for høj fremløbstemperatur. Det ses, at der er en lille sandsynlighed for, at flowet går helt på 0. For en varmepumpe, der kører on/off er dette ikke heldigt.

Investigation of how the heat pump efficiency is influenced by volume flow fluctuations caused by underfloor heating systems

Martin Frølich Olesen

2.1. Objective

The objective of this study is to show how the heat pump efficiency is influenced by volume flow fluctuations caused by a underfloor heating system in terms of the coefficient of performance (COP).

2.1 Methods

Two methods have been applied for the investigation of fluctuating flow patterns. These two methods differ from each other in terms of the input provided to the common heat pump model.

2.2.1. Method 1

The heat pump model receives input from the model of a lightweight underfloor heating system, described in part 1 of the report. The model of the underfloor heating system assumes a constant supply temperature to the floor. The minimum supply temperature is determined on the basis of the most demanding room, so that the flow valve is constantly open for this room; thereby it is ensured that all rooms can be heated to the desired temperature set point. For the remaining rooms, the flow valves open and close in accordance with the heat demand of the rooms, but with a stochastic distribution over a period of time. The results in a varying volume flow in the underfloor heating system and a (slightly) varying return temperature.

The higher the chosen supply temperature is above the minimum supply temperature, the greater the fluctuations of the volume flow will be, due to the valves opening and closing.

Due to the stochastic design of the floor model, the volume flow pattern generated by the model will differ for each run. An example of the output from the floor model is seen in figure 2.1 and more can be found in part 1.

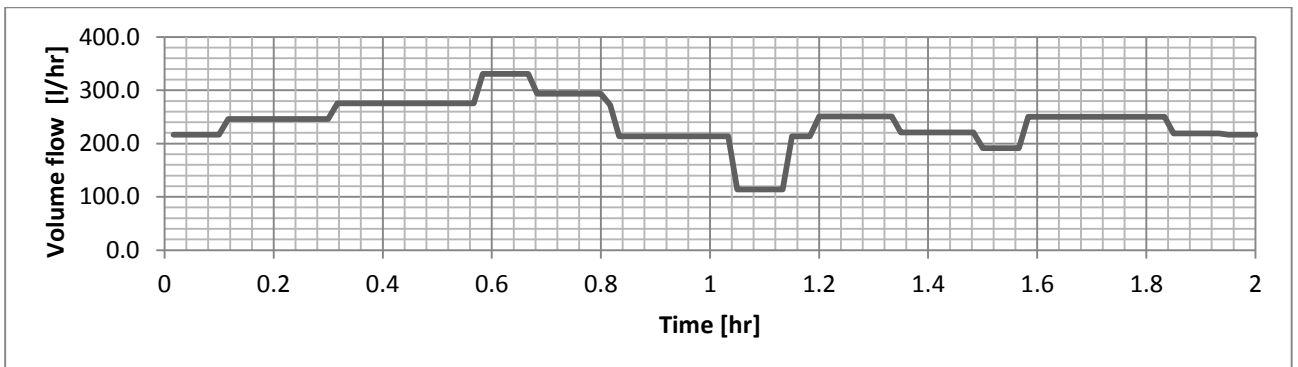


Figure 2.1: An example of the output from the floor model.

2.2.2. Method 2

In order to isolate the effect of the varying volume flow, a simplified input to the heat pump model was constructed. The input allows for the volume flow fluctuations to be modified without modifying anything else. An example of the simplified input is seen in figure 2.2. For the first half of the total simulation time, the volume flow rate is low and for the second half, it is high. The high and low volume flow rates are symmetric around a common average volume flow. This way, the total heat delivery to the floor is constant for all runs. The return temperature is assumed constant at the average return temperature of method 1.

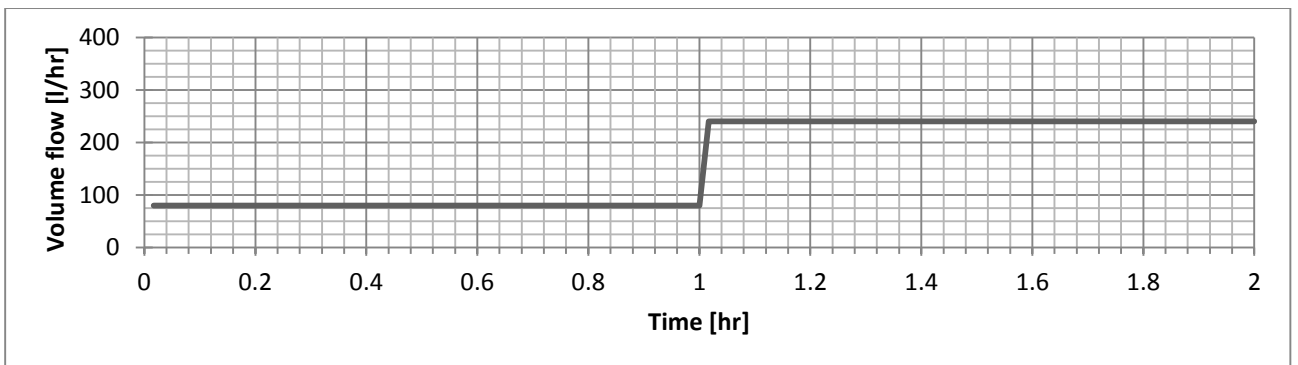


Figure 2.2: An example of the simulated input for the heat pump.

Common for both methods is a total simulation time of two hours. This is due to the fact that the volume flow pattern is repeated every two hours in the floor model.

2.3. Heat pump model

The heat pump model is shown schematically in figure 2.3. It is a ground source heat pump which is connected to a brine circuit on the evaporator side. On the condenser side, the underfloor system is connected. The floor system consists of a circulation pump, a bypass-valve and the floor. The heat pump only supplies space heating, hence not domestic hot water.

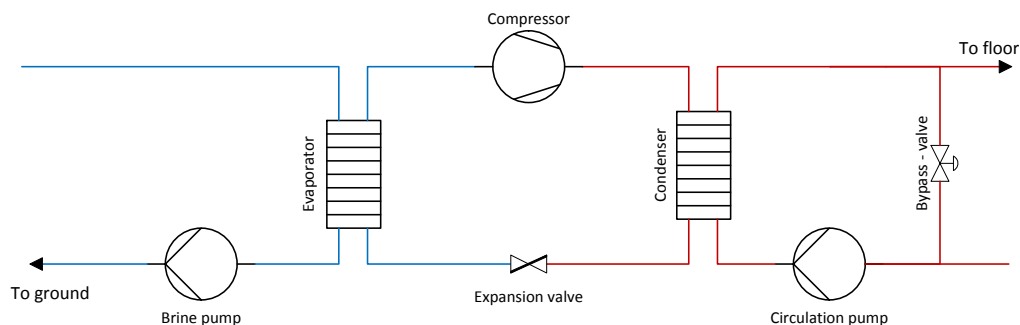


Figure 2.3: Diagram of the modeled heat pump.

On the evaporator side, the conditions are set to the following:

- Constant brine volume flow of 0.2 kg/s
- Constant UA value in the evaporator of 0.8 kW/(m² K)
- Constant ground circuit outlet temperature of -5°C (the brine temperature entering the evaporator)

On the condenser side, the conditions are as follows:

- Constant circulation volume flow of 0.1 kg/s. (through the condenser - the bypass-valve ensures that the floor receives the correct varying volume flow)
- Constant UA value in the condenser of 0.4 kW/(m² K)
- Constant outlet temperature. The value depends on the method

The bypass-valve ensures that the correct volume flow rate is provided to the floor, with a constant flow rate through the condenser. This is similar to a real system and it renders the assumption of a constant UA value more correct.

The heat pump capacity is 5 kW and the refrigerant is isobutene (R600a). The UA value for the condenser is chosen to fit a 7°C temperature difference between the condensing temperature and the outlet temperature (the floor supply temperature). The UA value for the evaporator is chosen to fit a 5°C temperature difference between the evaporation temperature and the brine outlet temperature of the evaporator.

The brine is a 30 % ethylene glycol and water mixture.

The model receives input from the floor model (method 1) or the simulated model (method 2); depending on the method used (hereinafter the input model). It is important to notice that there is no feedback to the input model. The heat pump

model and the input model are two separate models. The input model assumes a constant temperature from the heat pump. Due to this limitation, normal heat pump control with reference to the supply temperature cannot be used. The only possibility is a rather ideal and much simplified "control method", where the heat pump is assumed to be fully- and instantaneously controllable from 0-5 kW. To give the model some approximation to reality, a correction factor in term of an on/off penalty is incorporated. This is inspired by the BE10 calculations tool (Aggerholm & Grau, 2011), where an on/off controlled heat pump is penalized with a factor of 1.25 to the power consumption. This penalty is, however, only invoked when the heat pump runs at part load below a limit of 30% load, where a frequency controlled heat pump would shift to on/off control.

The model is not physically accurate, but it is able to show tendencies.

2.4. Results

The results of the simulations, where both methods are used, are presented in this chapter. Simulated scenarios are referred to as full load and part load. It is not full load in terms of heat pump capacity, but in terms of the heat demand of the houses. The full load scenario should be considered as the load on a cold winter day (around -12°C air temperature) and part load is approximately the half of full load.

The results are shown with and without the correction for on/off control. The results without the correction can be considered as the “best-case” results.

2.4.1. Absolute difference

Figure 2.4 shows the results of the full load simulations, input method 1, plotted as COP vs. ΔT . ΔT is the difference between the minimum supply temperature and the actual supply temperature. Thus, at $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$, the supply temperature is 3°C higher than the minimum required temperature. Simulations are conducted at $\Delta T=0^{\circ}\text{C}$, $\Delta T=3^{\circ}\text{C}$ and $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$. For each ΔT , 12 simulations are run in that the floor model produces a stochastic input for the heat pump model, which differs for each run.

Moreover, the figure shows that the COP decreases as the supply temperature increases. However, this is the natural consequences of an increased condensing temperature, hence, it is as expected. In this context, the spread of the 12 data points for a given ΔT is more interesting.

At full load, the data spread is very low at the minimum supply temperature, but it increases as ΔT increases. At $\Delta T=6^{\circ}\text{C}$, the minimum COP is approximately 2.5 and the maximum COP is approximately 2.8. The relative difference is 10%. From Figure 2.4, it is also seen that the on/off correction has very little effect. This is, however, not surprisingly since the heat pump rarely goes below 30% load in the full load scenario.

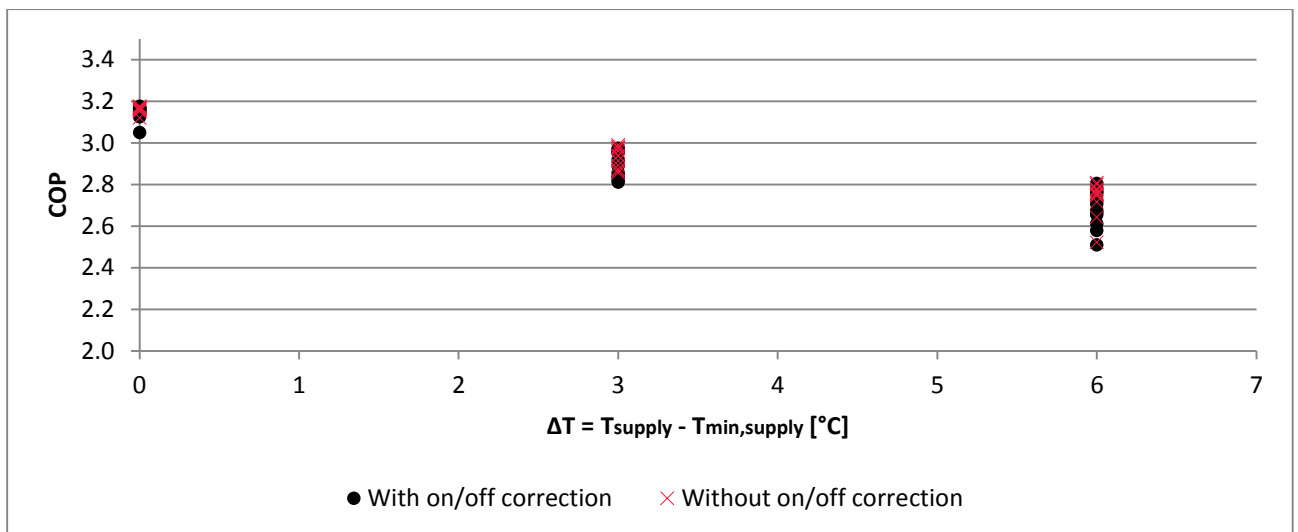


Figure 2.4: Result of a full load run, input method 1, plotted as COP vs. ΔT

Figure 2.5 is similar to figure 2.4, but it concerns the part load scenario. Here, it should be noticed that the COP values are vastly increased compared to the full load simulation. This is due to the minimum supply temperature being much lower at part load. Again, the most interesting part is the data spread. For the non-corrected dataset, the tendency is similar to that of full load. Even though, the relative difference at $\Delta T=6^\circ\text{C}$ is only around 4%. From the figure, it is seen that the on/off-correction has a major impact on not only the actual COP values, but also the data spread. The impact on the data spread seems more distinct at lower supply temperatures, where the relative difference is as high as 13%.

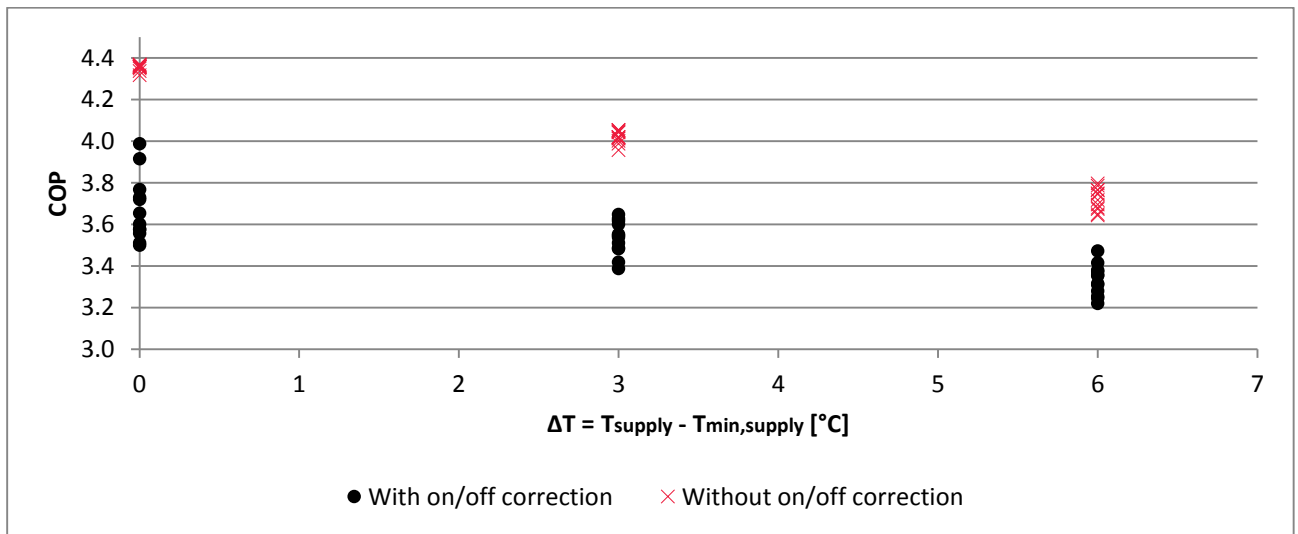


Figure 2.5: Result of a part load run, input method 1, plotted as COP vs. ΔT

2.4.2. Relative difference

The cause of the data spread seen in figures 2.4 and 2.5 must be the volume flow rate fluctuations as these are nearly the only changing variable. This can be further examined by comparing the relative difference with the standard deviation of the heat pump load. The standard deviation of the heat pump load is chosen as the comparative variable in that it includes the effect of the slightly varying floor return temperature, contrary to the standard deviation of the volume flow rate alone.

The formula for the standard deviation of the heat pump load is as follows:

$$STD_{\dot{Q}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\dot{Q}_i - \bar{Q})^2}$$

Where \dot{Q}_i is the heat load at a given time (the resolution is 1 second), \bar{Q} is the mean heat load over the whole simulation period and N is seconds in the whole period.

The relative COP difference is calculated by:

$$COP_{rel} = \frac{COP - COP_{max}}{COP_{max}}$$

COP_{max} is the maximum observed COP, among comparable simulation results. With method 1, there are a total of six datasets containing results (full load and part load at $\Delta T=0^\circ C$, $\Delta T=3^\circ C$ and $\Delta T=6^\circ C$). The six datasets are not comparable, as the COP changes due to the different supply temperatures, as stated in the above mentioned results. The sole purpose of calculating the relative difference is to make these datasets comparable by normalizing with a local maximum COP within each dataset. However, due to the stochastic design of the floor model and the limited amount of simulations (only 12 in each set), there is a risk of inaccurate result representation. This is the reason for including method 2, where the dataset has a common COP_{max} and it is not subject to changes in the COP due to the supply temperature. This means that the results obtained in connection with method 2 do not need to be normalized. However, it is beneficial to do so in order to compare the results of method 1 and method 2.

Figure 2.6 shows the COP_{rel} vs. $STD_{\dot{Q}}$ for the full load scenario without on/off correction. Results for both method 1 and 2 are included. For method 1, the datasets for $\Delta T=0^\circ C$, $\Delta T=3^\circ C$ and $\Delta T=6^\circ C$ are not distinguished, but as stated in part 1, the fluctuations increases with the ΔT .

A correlation between COP_{rel} and $STD_{\dot{Q}}$ is seen from the figure. The highest COP is obtained at a low $STD_{\dot{Q}}$, and the COP decreases as the $STD_{\dot{Q}}$ increases. A good coherence between the results from method 1 and method 2 is also apparent.

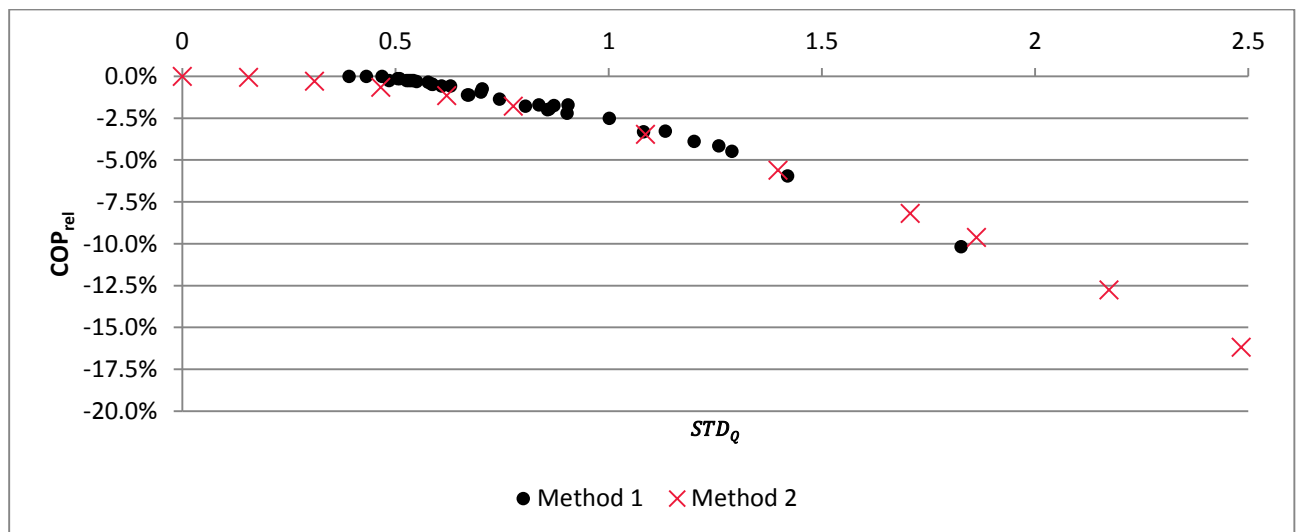


Figure 2.6: The relative difference vs. the standard deviation of the heat pump capacity at full load, without on/off correction.

Figure 2.7 is similar to figure 2.6, but with on/off correction. From the figure, it is seen that the on/off correction shifts the COP towards lower values at higher $STD_{\dot{Q}}$ values. This applies to results from both method 1 and method 2. The reason for

this is that the larger the magnitude of the volume flow fluctuations, the more often the heat pump is under on/off control, which reduces the COP.

The effect is not as distinct with method 1 as with method 2. This could be a visualization issue due to the lack of a common reference COP. A larger number of data points per dataset would have been more ideal. However, it seems common for both methods that larger relative differences of COP are obtained at lower values of the standard deviation.

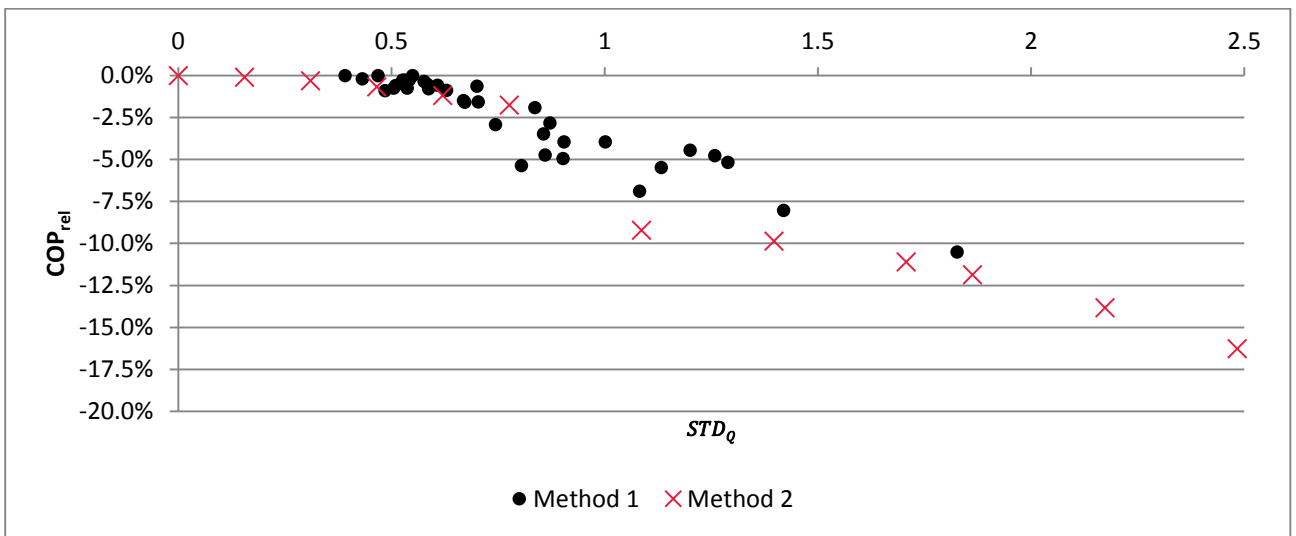


Figure 2.7: The relative difference vs. the standard deviation of the heat pump capacity at full load, with on/off correction.

Figure 2.8 is also similar to figure 2.6, but for the part load scenario. It is also without on/off correction. Similar tendencies to that of full load are observed at part load. However, the "slope" is increased so that the COP decreases at lower levels of volume flow fluctuations.

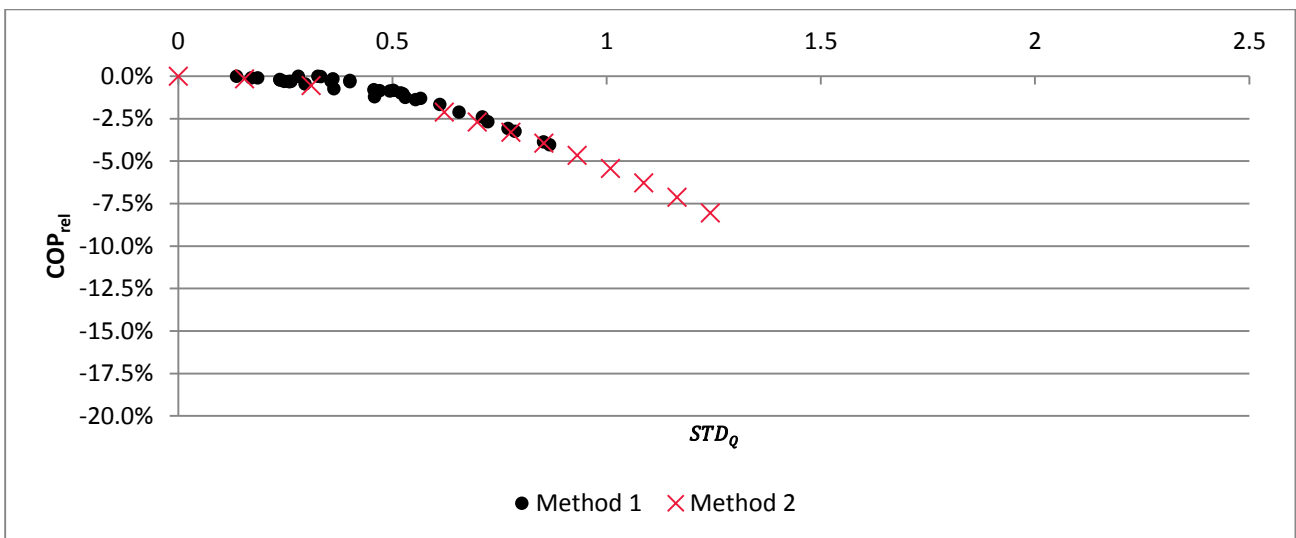


Figure 2.8: The relative difference vs. the standard deviation of the heat pump capacity at part load, without on/off correction.

Figure 2.9 is similar to figure 2.8, but with on/off correction. When comparing the figures, it is seen that the on/off correction has a significant impact on COP_{rel} at the whole range of STD_Q . The data from method 1 and method 2 follows similar tendencies. The spread of the method 1 data could again be a visualization issue due to the lack of a common reference COP. Moreover, a larger number of data points per dataset would have been more ideal. It is also seen that the highest COP is now obtained at nearly the highest STD_Q simulated. The cause of this could be that the mean heat pump load is often below the 30% on/off control load limit. Hence, with a “steady” volume flow, and thereby load, the heat pump is in on/off control most of the time. Therefore, the heat pump is penalized most of the time and yields a low COP at steady volume conditions.

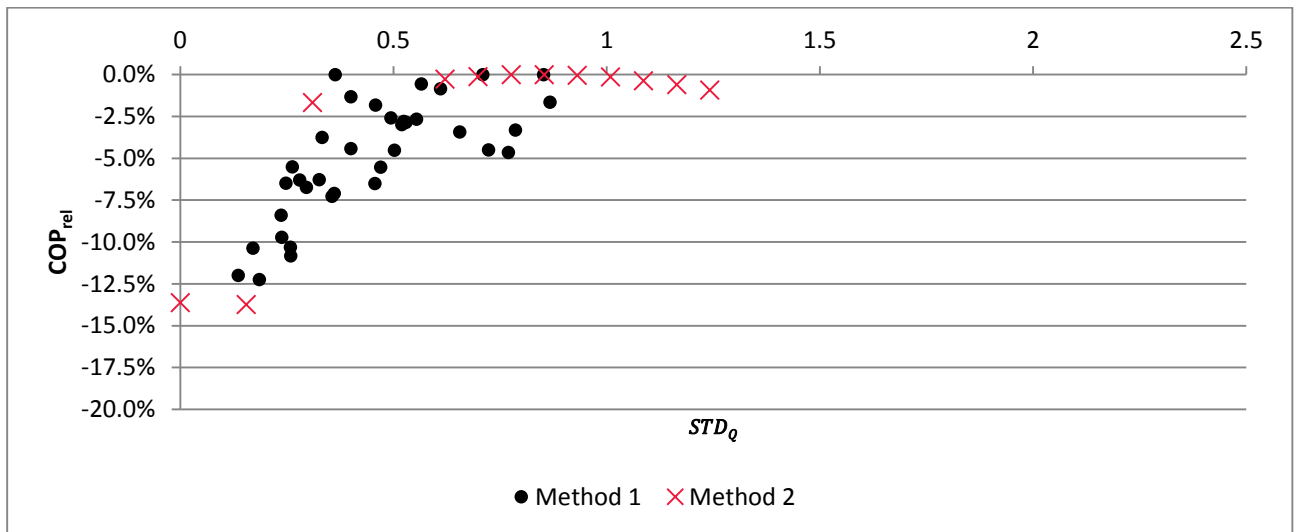


Figure 2.9: The relative difference vs. the standard deviation of the heat pump capacity at part load, with on/off correction.

2.4.3. Sub-conclusion

From the presented results, it is seen that method 1 and method 2 give similar results. It is also seen that for part load and full load scenarios without on/off correction (best case model and less realistic), a fluctuating volume flow rate results in a lower COP for a heat pump. This is also the case for full load with on/off correction (most realistic model), which amplifies the effect of fluctuations, so that a larger decrease of COP is occurring at a lower level of fluctuations. Here, there is a gain in optimizing the volume flow rate, towards a less fluctuating flow rate, in terms of a better COP.

At part load with on/off correction (again the most realistic model), the results show that the highest COP values occur at high levels of fluctuations. In this case, optimizing the volume flow rate towards a less fluctuating flow rate will not improve the COP. Therefore, another control strategy will have to be considered, for instance optimizing the volume flow rate towards avoiding on/off control.

2.4.4. Sensitivity analysis

In the above simulations, the UA value of the condenser and evaporator has been assumed constant. This is not the case in a real system. Therefore, a sensitivity analysis has been made in order to determine how varying UA values will affect the COP results presented in the previous chapter and thereby assess if the assumption is acceptable.

The analysis is conducted by running the model multiple times, where one of the UA values is varied for each run and the other is fixed. The equations below are used to systematically vary the UA values:

$$UA_{Evap} = 0.8 + C_{UA} \cdot 0.8$$

$$UA_{Cond} = 0.4 + C_{UA} \cdot 0.4$$

The variable C_{UA} is varied from -0.4 to 0.4. The effect on the COP value is illustrated in terms of a relative change on COP to the "normal COP":

$$COP_{relative\ change} = \frac{COP - COP_{NORM}}{COP_{NORM}}$$

where COP_{NORM} is the COP at $C_{UA} = 1$.

The input model by method 2 is used for this analysis, as this is not doable with method 1, and a good coherence between the methods is shown in the previous results. The analysis is conducted with both a low (0.6) and a high (1.2) standard deviation, as this also has an impact.

The result of the analysis is seen in figure 2.10 with a value of UA varied between -40% and 40%. The dependency is not that strong in that the "slopes" of the curves are rather flat. Furthermore, within this range, the maximum relative change is -13% at a 40% lower UA value in the condenser at a high $STD_{\dot{Q}}$. This is acceptable for this simplified model.

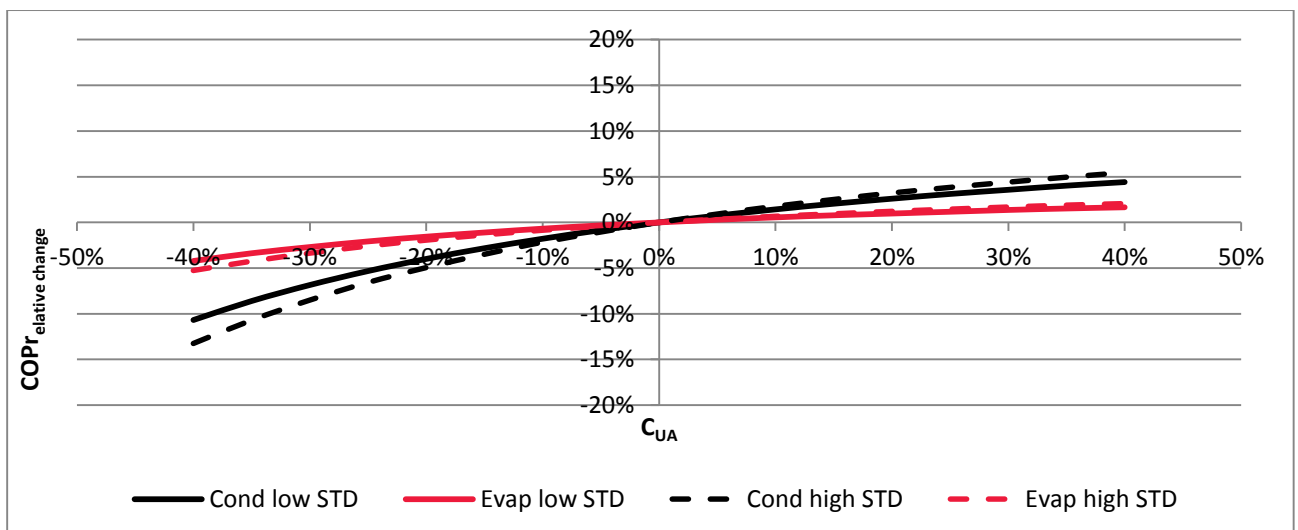


Figure 2.10: Results of the sensitivity analysis.

2.5. Conclusion

The results presented in this report are preliminary so further and more detailed studies need to be conducted to fully document the effect of a fluctuating volume flow rate. The results do, however, illustrate some tendencies of how the varying volume flow caused by the underfloor heating system influences the COP of a heat pump.

The results shown in this part of the report is for one refrigerant R600a (Isobutene). However, calculations with other refrigerants: Propane, R134a, R410a and R404a - show similar results.

The results support the general knowledge that the heat pump supply temperature needs to be reduced to a minimum, also stated in part 1 and by (Tahersima, 2012). This will keep the condensing temperature low which results in a high COP. It will also reduce the volume flow rate fluctuations, which also influences the heat pumps COP. In the simulated full load scenario, the results show that the larger the fluctuations (defined here as a high standard deviation of the heat pump load or volume flow), the poorer the COP will be. However, the results also indicate that load situations could occur, where steady flow rates are not necessarily ideal. This was shown at part load with on/off correction, where the COP at low volume flow rate fluctuations were around 12% lower than the highest COP. This indicates that the volume flow rate here should not necessarily be optimized towards low fluctuations, but it should be optimized towards avoiding on/off control of the heat pump.

It shall, however, be emphasized that the analysis conducted is simplified and that several other factors will interfere in reality. Therefore, the analysis should be supported by a more detailed analysis including experimental data to validate the results.

2.6. References

Aggerholm, S., & Grau, K. (2011). *Bygningers energibehov - Beregningsvejledning*. Aalborg: Statens Byggeforskningsinstitut, Aalborg Universitet.

Tahersima, F. (2012). *An Integrated Control System for Heating and Indoor Climate Applications*. Aalborg University.