

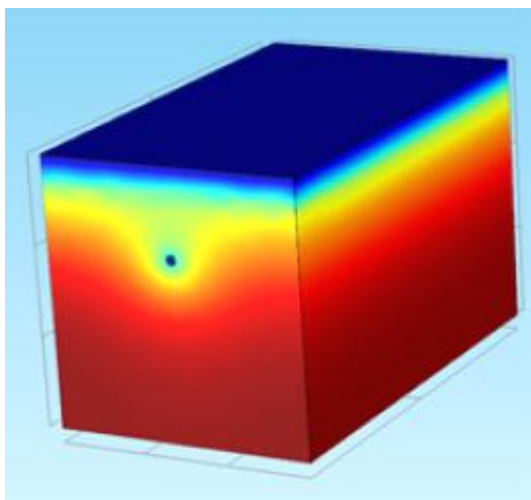


**KTH Industrial Engineering
and Management**

Markkanaler

för förvärmning och förkylning av ventilationsluft

Caroline Törnqvist



Master of Science Thesis

KTH School of Industrial Engineering and Management
Energy Technology EGI-2011-027MSC
Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration
SE-100 44 STOCKHOLM

Master of Science Thesis EGI 2011:027MSC



**KTH Industrial Engineering
and Management**

Markkanaler

för förvärmning och kylning av ventilationsluft

Caroline Törnqvist

Approved	Examiner Hans Havtun	Supervisor Hans Havtun
	Commissioner	Contact person

SAMMANFATTNING

Markkanaler utnyttjar att jordens temperatur är relativt jämn under året. Genom att ta in luften via en markkanal vinter- eller sommartid förvärms respektive förkyls luften innan den når tilluftsaggregatet och energi kan på så sätt sparas. Det finns få studier om hur stor energibesparingen blir med införande av markkanaler. De studier och tidigare utvecklade modeller som finns är de flesta anpassade efter varma klimat som i Indien och södra Europa. Få undersökningar har gjorts i ett nordiskt klimat.

Denna rapport är resultatet av ett examensarbete initierat av installationskonsultföretaget Incoord och utreder markkanalers energibesparande potential i ett svensk klimat.

Vid användning av markkanaler för att kyla och värma luft finns det flera problem. Det största problemet är att kondens kan samlas inne i rören vilket kan bilda mögel och bakterier. Det kan åtgärdas genom att bl.a. installera rören i lutning för att vattnet ska kunna avledas samt att kontinuerligt rengöra markkanalen.

Ett annat problem är att under vissa perioder om året kan en markkanal ge motsatt effekt mot den önskade d.v.s. den kylar luften istället för att värma den och vice versa. Detta kan åtgärdas med ett bypass-system.

För att kunna utnyttja markkanalerna effektivt måste olika parametrar optimeras. Parametrar som har visat sig ha störst inverkan på effektiviteten är längd, djup, lufthastighet och diameter. En modell har skapats i simuleringsprogrammet Comsol Multiphysics 4.0a för att utreda dessa parametrars påverkan. Klimatdata som användes i modellen avser Stockholms klimat. Jordarten antogs vara lera och materialet i markkanalen polyetylen. Parametrarna varierades en i taget och jämfördes med ett basfall. Basfallet bestod av ett 10 m långt rör på ett djup av 2 m och med en diameter på 20 cm. Lufthastigheten i röret var 2 m/s och volymflödet 60 l/s.

Resultatet visar att energibesparingen blir större med fler rör med mindre diameter, lägre lufthastighet, djupare placerad samt längre markkanal. Energibesparingsökningen vid större djup planar ut vid djup över 3,5 m. Energibesparingsminskningen vid större diameter planar ut vid diameter över 60 cm.

Den totala energibesparingen under ett år ökar med 70 % vid en 20 m lång markkanal jämfört med om markkanalen är 10 m.

När två rör simulerades ökade medeltemperaturdifferensen mellan intag och uttagsluften med ca 0,06 °C när avståndet mellan rören ökade med en halv meter för både uppvärmning och kylning.

För basfallet är energibesparingen 525 kWh/år för uppvärmningsperioden och 300 kWh/år för kylningsperioden. Detta motsvarar en energibesparing på 8 % för uppvärmning och 50 % för kylning jämfört med om ingen markkanal skulle förbehandlat luften innan luftbehandlingsaggregatet.

Kondensationsberäkningarna visar att i en 20 m lång markkanal kommer kondensation att ske under största delen av sommaren. Luftfuktigheten ligger då på mellan 80 – 100 % vid uttaget.

ABSTRACT

Earth tubes for preheating and precooling of ventilation air

Earth tubes utilize the fact that the temperature in the ground is relatively constant during the year. By letting the air travel through an earth tube before reaching the house's air intake the air gets preheated by acquire the heat of the soil in the winter. In the summer the air releases its heat to the ground and gets precooled. There are few studies showing how large the energy saving would be by using earth tubes. The existing studies and models are adapted to a warm climate like India and Southern Europe. Few studies are made for a Nordic climate.

This report is a Master of Science thesis given by the company Incoord and it investigate the potential of earth tubes in a Swedish climate.

There are a few problems linked to the usage of earth tubes. The biggest problem is that condensate can accumulate inside the pipes which can encourage the growth of mold and bacteria. The pipes should therefore be placed in a slope to allow drainage of the water. It is also important to clean the earth tube regularly. Another problem that occurs is that during certain periods of the year the earth tube will cool the air instead of heating it and vice versa. This can be avoided by using a bypass-system during these periods.

To be able to use the earth tube efficient different parameters need to be optimized. The parameters that have the largest effect are length, depth, air velocity and diameter of the pipe. To analyze the influence that these parameters have over the efficiency of the earth tube a model has been created in the simulation program Comsol Multiphysics 4.0a. Weather data was adapted for Stockholm. The soil type was chosen to be clay and the material of the pipe was polyethylene. The parameters were varied one at a time and compared to a base case. The base case consists of a 10 m long pipe placed at a depth of 2 m and with a diameter of 20 cm. The air velocity in the pipe is 2 m/s and the volume flow is 60 l/s.

The result showed that longer pipes with a smaller diameter, lower air velocity and buried at a deeper depth gives a higher energy saving. The increase in efficiency that comes from a deeper placed earth tube levels out at depth over 3.5 m. The decrease in efficiency that comes from an increase of the diameter of the pipe levels out at diameters of 60 cm. The total energy saving for one year increased by 70 % for a 20 m long earth tube compared to a 10 m long earth tube. When two pipes were simulated the average temperature difference between the inlet and outlet increase by 0.06 °C when the distance between the pipes increased by 0.5 m for both cooling and heating.

The energy saving for the base case is 525 kWh/year for the heating season and 300 kWh/year for the cooling season. This corresponds to an energy saving of 5 % for heating and 50 % for cooling compared to if no earth tube is used.

The condensation calculations showed that there will be condensation in a 20 m long earth tube during most of the summer. The relative humidity at the outlet is then between 80 – 100 %.

FÖRORD

Detta är ett examensarbete inom civilingenjörsutbildningsprogrammet Design och Produktframtagning med inriktning energiteknik vid Kungliga Tekniska Högskolan. Arbetet utfördes för installationskonsultföretaget Incoord.

Jag vill tacka min handledare Hans Havtun på KTH för god hjälp och stöd samt engagemang under projektets gång. Jag vill även tacka min handledare på Incoord Johan Thorstenson.

Caroline Törnqvist

Stockholm, mars 2011

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

FIGURFÖRTECKNING.....	vi
TABELLFÖRTECKNING.....	viii
NOMENKLATUR.....	ix
1 INLEDNING.....	1
1.1 Problemformulering.....	1
1.2 Metod.....	1
2 LITTERATURSTUDIE.....	2
2.1 Markkanaler.....	2
2.1.1 Parametrar vid installation av markkanaler.....	2
2.2 Jordens termiska egenskaper.....	3
2.2.1 Värmeledning.....	3
2.2.2 Konvektion.....	6
2.2.3 Ångdiffusion.....	6
2.2.4 Värmekapacitet.....	6
2.2.5 Värmediffusivitet.....	7
2.3 Effektivitet.....	7
2.4 Problem med markkanaler.....	7
2.4.1 Fuktproblem.....	8
2.4.2 Olämpliga temperaturperioder.....	8
2.5 Modeller och tidigare studier.....	8
2.6 Befintliga system.....	14
2.6.1 Rehau Awadukt Thermo.....	14
2.6.2 Aldo Leopold Foundation projekt.....	15
2.6.3 Larry Larson – Earth Air Tubes.....	16
3 MODELL.....	17
3.1 Bestämning av variabler och parametrar.....	17
3.1.1 Beräkning av värmeledningstal.....	17
3.1.2 Beräkning av värmekapacitet.....	19
3.1.3 Beräkning av ostörd marktemperatur.....	20
3.2 Antaganden och begränsningar.....	25
3.3 Arbetsgång vid uppbyggandet av modellen.....	25
3.3.1 Geometri.....	25
3.3.2 Material.....	26
3.3.3 Initialvillkor.....	26

3.3.4	Randvillkor	27
3.3.5	Mesh	30
3.4	Ingående ekvationer	31
3.5	Variation av parametrar	35
3.6	Beräkning av energibesparing	35
3.7	Beräkning av eventuell kondensation	36
3.8	Fläkteffekt	38
4	RESULTAT	38
4.1	Marktemperaturmodell	38
4.2	Basfallet	39
4.2.1	Perioder för utnyttjande av markkanaler	40
4.3	Isbildningsvärmets inverkan på värmeutbytet	41
4.4	Variation av parametrar	42
4.4.1	Djupets inverkan över energiutbytet	42
4.4.2	Lufthastighetens inverkan över energiutbytet	45
4.4.3	Rörets diameters inverkan över energiutbyte	48
4.4.4	Rörets längds inverkan över energiutbytet	52
4.4.5	Avståndet mellan två rörs inverkan över energiutbytet	55
4.4.6	Antalet rörs inverkan över energiutbytet	58
4.5	Simulering med timintervall jämfört med cosinuskurva	64
4.6	Kondensationsberäkning	72
4.7	Energibesparing för volymflödet 60 l/s	73
4.8	Energibesparing efter extrapolerade värden för volymflödet 1000 l/s	74
5	DISKUSSION OCH SLUTSATS	82
6	FÖRSLAG PÅ FRAMTIDA ARBETE	84
	REFERENSER	85
	BILAGA 1: MATLAB kod för ostörd marktemperaturmodell	88
	BILAGA 2: Beräkning av värmeledningstal, värmekapacitet och densitet	90

FIGURFÖRTECKNING

Figur 1. <i>Grus, sand, silt och lera (MSB, 2008)</i>	5
Figur 2. <i>Jordartsfördelning i Sverige (Mark Info, 2010)</i>	5
Figur 3. <i>Utbredning av finkorniga jordar i Sverige (Knutsson et al., 1998)</i>	6
Figur 4. <i>Rebaus markvärmeväxlares antimikrobiella innerskikt (REHAU, 2010)</i>	14
Figur 5. <i>Rörlayouter från Rebau (REHAU, 2010)</i>	14
Figur 6. <i>Installation av Rebaus markkanaler (Brinkley, 2009)</i>	15
Figur 7. <i>Aldo Leopold Legacy Centers byggnation av markkanaler. (Aldo Leopold, 2006)</i>	16
Figur 8. <i>Installation av markkanaler (Larson, 2009)</i>	16
Figur 9. <i>Variationsområde för kvarts i olika jordarter som funktion av kornstorleken (Sundberg, 1991)</i>	18
Figur 10. <i>Frostfritt djup för snöröjd silt (Rosén et al., 2001)</i>	24
Figur 11. <i>Modellens geometri</i>	25
Figur 12. <i>Ränder som har randvillkoret termisk isolation</i>	27
Figur 13. <i>Randvillkor vid markeytan</i>	28
Figur 14. <i>Anpassad utombuslufttemperaturskurva för Stockholm</i>	28
Figur 15. <i>Temperaturskurva med timintervallsvärden från IDA ICE 4.0</i>	29
Figur 16. <i>Randvillkor vid inlopp</i>	30
Figur 17. <i>Randvillkor vid utlopp</i>	30
Figur 18. <i>Bild av meshad modell</i>	31
Figur 19. <i>Närbild av inloppets mesh</i>	31
Figur 20. <i>Modellering av det viskösa underskiktet (Comsol, 2010)</i>	34
Figur 21. <i>Kontrollvolym för kondensationsberäkning</i>	36
Figur 22. <i>Ostörd marktemperatur vid olika djup i Stockholm under året efter (Lee och Strand, 2006)</i>	38
Figur 23. <i>Marktemperatur vid användning av markkanal simulerad mha Comsol</i>	39
Figur 24. <i>Uttagstemperatur för basfallet med och utan isbildningsvärme</i>	41
Figur 25. <i>Energi i kWh per år som kan sparas för basfallet med eller utan isbildningsvärme</i>	41
Figur 26. <i>Uttagstemperaturen som funktion av tiden vid olika djup</i>	42
Figur 27. <i>Genomsnittlig temperaturändring vid olika djup för basfallet</i>	43
Figur 28. <i>Energiutbytet mellan luft och mark vid olika djup för basfallet</i>	44
Figur 29. <i>Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika djup uppdelat i kylning och uppvärmning</i>	44
Figur 30. <i>Uttagstemperaturen som funktion av tiden för olika lufthastigheter</i>	45
Figur 31. <i>Genomsnittlig temperaturändring vid olika lufthastigheter för basfallet</i>	46
Figur 32. <i>Energiutbyte under ett år för olika lufthastigheter</i>	47
Figur 33. <i>Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika lufthastigheter uppdelat i kylning och uppvärmning</i>	47
Figur 34. <i>Energibesparingen per liter luft för olika lufthastigheter</i>	48
Figur 35. <i>Uttagstemperaturen som funktion av tiden för olika diametrar</i>	49
Figur 36. <i>Genomsnittlig temperaturändring vid olika lufthastigheter för basfallet</i>	49
Figur 37. <i>Energiutbyte under ett år för olika diametrar</i>	51
Figur 38. <i>Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika diameter uppdelat i kylning och uppvärmning</i>	51
Figur 39. <i>Energibesparing per liter för olika diametrar</i>	52
Figur 40. <i>Uttagstemperaturen som funktion av tiden för olika rörlängder</i>	53

Figur 41. <i>Genomsnittlig temperaturändring vid olika rörlängder för basfallet</i>	53
Figur 42. <i>Energiutbyte för olika rörlängder</i>	54
Figur 43. <i>Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika rörlängder uppdelat i kylning och uppvärmning</i>	55
Figur 44. <i>Uttagstemperaturen som funktion av tiden vid olika röravstånd för basfallet</i>	56
Figur 45. <i>Genomsnittlig temperaturändring vid olika avstånd mellan två rör för basfallet</i>	56
Figur 46. <i>Energiutbyte för två rör med olika avstånd för basfallet</i>	57
Figur 47. <i>Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för två rör med olika avstånd uppdelat i kylning och uppvärmning för basfallet</i>	58
Figur 48. <i>Total energibesparing vid olika antal rör för basfallet med 0,5 m avstånd</i>	59
Figur 49. <i>Energiibesparing per rör för olika antal rör med avståndet 0,5 m för basfallet</i>	59
Figur 50. <i>Modellens ytor samt snitt i färger som illustrerar temperaturskalan 31 januari</i>	60
Figur 51. <i>Modellens ytor samt snitt i färger som illustrerar temperaturskalan 2 augusti</i>	61
Figur 52. <i>Total energibesparing vid olika antal rör med diameter på 40 cm och 1 m röravstånd</i>	61
Figur 53. <i>Energiibesparing per rör för olika antal rör med avståndet 1 m och 40 cm i diameter</i>	62
Figur 54. <i>Total energibesparing vid ett och två rör med diameter på 60 cm och 1,5 m röravstånd</i>	63
Figur 55. <i>Energiibesparing per rör för ett och två rör med 1,5 m avstånd och 60 cm i diameter</i>	63
Figur 56. <i>Intagstemperatur och uttagstemperatur under året med timintervall för basfallet</i>	64
Figur 57. <i>Intag och uttagstemperatur timme för timme 12 - 14 januari samt energiutbytet mellan marken och luften</i>	65
Figur 58. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag 12-14 jan för simulering med cosinuskurva och timintervall</i>	65
Figur 59. <i>Intag och uttagstemperatur timme för timme 10-12 augusti samt energiutbytet mellan marken och luften</i>	66
Figur 60. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag 12-14 jan för simulering med cosinuskurva och timintervall</i>	66
Figur 61. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under januari månad</i>	68
Figur 62. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under februari månad</i>	68
Figur 63. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under mars månad</i>	68
Figur 64. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under april månad</i>	69
Figur 65. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under maj månad</i>	69
Figur 66. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under juni månad</i>	69
Figur 67. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under juli månad</i>	70
Figur 68. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under augusti månad</i>	70
Figur 69. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under september månad</i>	70
Figur 70. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under oktober månad</i>	71
Figur 71. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under november månad</i>	71
Figur 72. <i>Temperaturdifferens mellan intag och uttag under december månad</i>	71
Figur 73. <i>Relativ luftfuktighet vid intag samt uttag under året för basfallet</i>	72
Figur 74. <i>Relativ luftfuktighet vid intag samt uttag under året med ett 20 m långt rör, 20 cm diameter, 2 m/s och vid 2 m djup</i>	73

TABELLFÖRTECKNING

Tabell 1. <i>Värmeledningsförmåga för olika jordarter i ofruset och fruset tillstånd. (Nilsson, 2003)</i>	4
Tabell 2. <i>Värmekapacitet för några olika jordarter i ofruset och fruset tillstånd (Sundberg, 1991)</i>	7
Tabell 3. <i>Fysikaliska egenskaper för vatten och is</i>	18
Tabell 4. <i>Riktvärden för porositet för olika jordarter (Sundberg, 1991)</i>	19
Tabell 5. <i>Albedovärden för olika ytor (The Encyclopedia of Earth, 2010)</i>	22
Tabell 6. <i>f-värden (Mihalakakou, 1996)</i>	22
Tabell 7. <i>Korrektionsfaktorer för beräkning av tjäldjup i andra jordarter (Rosén et al., 2001)</i>	25
Tabell 8. <i>Termiska egenskaper för lera i fruset och ofruset tillstånd</i>	26
Tabell 9. <i>Termiska egenskaper för polyetylen</i>	26
Tabell 10. <i>Modellkonstanter för k-ϵ modellen (Comsol, 2010)</i>	33
Tabell 11. <i>Parametrar som varierar</i>	35
Tabell 12. <i>Resultat för basfallet simulerad med cosinuskurvan som intags och omgivningstemperatur</i>	39
Tabell 13. <i>Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika djup</i>	40
Tabell 14. <i>Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika lufthastigheter</i>	40
Tabell 15. <i>Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika diameter</i>	40
Tabell 16. <i>Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika längd</i>	40
Tabell 17. <i>Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika djup för basfallet</i>	43
Tabell 18. <i>Procentuell ökning/ minskning av energibesparing per år jämfört med basfallet</i>	45
Tabell 19. <i>Procentuell ökning/ minskning av genomsnittlig temperaturdifferens jämfört med basfallet</i>	46
Tabell 20. <i>Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika lufthastigheter för basfallet</i>	46
Tabell 21. <i>Fläkteffekter för olika lufthastigheter</i>	48
Tabell 22. <i>Procentuell minskning av genomsnittlig temperaturändring jämfört med basfallet</i>	50
Tabell 23. <i>Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika diametrar för basfallet</i>	50
Tabell 24. <i>Fläkteffekt och tryckfall vid olika diametrar</i>	52
Tabell 25. <i>Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika rörlängder för basfallet</i>	54
Tabell 26. <i>Procentuell ökning jämfört med basfallet för olika rörlängder</i>	55
Tabell 27. <i>Fläkteffekt för olika rörlängder</i>	55
Tabell 28. <i>Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika avstånd mellan två rör för basfallet</i>	57
Tabell 29. <i>Procentuell ökning av energibesparing vid olika avstånd mellan två rör för basfallet</i>	58
Tabell 30. <i>Procentuell minskning vid ökning från ett rör till flera för basfallet</i>	60
Tabell 31. <i>Procentuell minskning av energibesparingen per rör vid ökning av antalet rör</i>	62
Tabell 32. <i>Genomsnittlig temperaturdifferens mellan intag och uttag per månad med timintervallssimulering samt med cosinuskurva</i>	67
Tabell 33. <i>Energibesparing för olika djup vid diameter = 20 cm, längd = 10 m och lufthastighet = 2 m/s</i>	74
Tabell 34. <i>Energibesparing för olika rörlängder vid diameter = 20 cm, djup = 2m och lufthastighet = 2 m/s</i> 74	
Tabell 35. <i>Extrapolerade och interpolerade värden för ett volymflöde på 1000 l/s</i>	75
Tabell 36. <i>Energibesparing vid konstant, längd, djup och lufthastighet för volymflödet 1000 l/s</i>	78
Tabell 37. <i>Extra/ interpolerade genomsnittlig temperaturdifferens värden för ett volymflöde på 1000 l/s</i>	79

NOMENKLATUR

Benämning	Tecken	Enhet
Area	A	m^2
Amplitud marktemperatur	A_s	$^{\circ}C$
Konstant marktemperaturmodell	a	Pa/K
Konstant marktemperaturmodell	b	Pa
Konstant Bäckströms samband	C_B	$^{\circ}C/bar$
Specifik värmekapacitet	C_p	$J/(kg \cdot K)$
Specifik värmekapacitet luft	$C_{p,luft}$	$J/(kg \cdot K)$
Volymetrisk värmekapacitet	C_v	$J/(m^3 \cdot K)$
Volymetrisk värmekapacitet luft	C_{v_a}	$J/(m^3 \cdot K)$
Volymetrisk värmekapacitet	$C_{v,tot}$	$J/(m^3 \cdot K)$
Volymetrisk värmekapacitet vatten	C_{v_w}	$J/(m^3 \cdot K)$
Modellkonstant för k- ϵ modellen	$C_{\epsilon 1}$	-
Modellkonstant för k- ϵ modellen	$C_{\epsilon 2}$	-
Modellkonstant för k- ϵ modellen	C_{μ}	-
Dämpning	D	m
Diameter	d	m
Geometrins dimension	dd	-
Energi via konvektion	E_{konv}	J
Energi via latent värme	E_{lat}	J
Energi via långvågig strålning	E_{lv}	J
Energi via solinstrålning	E_{sol}	J
Volymkrafts vektor	\mathbf{F}	N/m^3
Förångningshastighetsandel	f	-
Värmeövergångstal vid diffusion	h_d	$W/(m^2 \cdot K)$

Värmeövergångstal vid konvektion	h_k	W/(m ² ·K)
Värmeövergångstal markyta	h_{yta}	W/(m ² ·K)
Intensitetvektor	\mathbf{I}	W/m ²
Turbulent intensitet	I_T	-
Kerstens tal	K_e	-
Värmeledningsförmåga	k	W/(m·K)
Värmeledningstal is	k_i	W/(m·K)
Värmeledningstal resterande mineraler	k_o	W/(m·K)
Värmeledningstal kvarts	k_q	W/(m·K)
Värmeledningstal jordkorn	k_s	W/(m·K)
Värmeledningstal vattenmättad jord	k_{sat}	W/(m·K)
Värmeledningstal torr jord	k_{torr}	W/(m·K)
Värmeledningstal vatten	k_w	W/(m·K)
Tillgänglig latent värme	L	J/kg
Turbulent längd skala	L_T	m ² /s ²
Isbildningsvärme	l	J/kg
Massflöde	\dot{m}	kg/s
Massa is	m_{is}	kg
Massa fasta partiklar	m_s	kg
Massa vatten	m_w	kg
Porositet	n	-
Normalvektor	\mathbf{n}	-
Turbulent Prandtl tal	Pr_T	-
Prandtl's tal i oändligheten	$Pr_{T\infty}$	-
Tryck	p	Pa
Vattenångans partialtryck	p_a	bar

Vattenångans mättningsstryck	p_a''	bar
Effekt	Q	W
Effekt vid diffusion	Q_d	W
Fläkteffekt	$Q_{fläkt}$	W
Effekt vid konvektion	Q_k	W
Effekt kylning	$Q_{kylning}$	W
Total effekt	Q_{tot}	W
Effekt uppvärmning	$Q_{uppvärmning}$	W
Kvartsandel	q	-
Relativ fuktighet omgivningsluft	r_a	-
Horisontell solinstrålning	S	W/m
Genomsnittlig solinstrålning	S_m	W/m
Vattenmättnadsgrad	S_r	-
Solinstrålningsamplitud	S_v	W/m
Temperatur	T	°C
Väggtemperatur ut från kontrollvolym i	$T_{v_{in},i}$	°C
Väggtemperatur i kontrollvolym i	$T_{v_{ut},i}$	°C
Lufttemperatur i kontrollvolym i	$T_{L,i}$	°C
Lufttemperatur in i kontrollvolym i	$T_{in,i}$	°C
Intagstemperatur	T_{in}	°C
Medeltemperatur markyta	T_m	°C
Medeltemperatur omgivning	T_{ma}	°C
Omgivningstemperatur	T_{omg}	°C
Lufttemperatur ut från kontrollvolym i	$T_{ut,i}$	°C
Uttagstemperatur	T_{ut}	°C
Väggtemperatur in i kontrollvolym i	$T_{v,i}$	°C

Temperatur markytan	T_{yta}	°C
Tid	t	s
Faskonstant för markytan	t_0	s
Tid när lufttemperaturen når sitt min värde	t_{0a}	s
Medelhastighetsvektor	\mathbf{U}	m/s
Hastighet	u	m/s
Medelvindhastighet vid markyta	u_{yta}	m/s
Friktionshastighet	u_τ	m/s
Hastighetsvektor	\mathbf{u}	m/s
Volymflöde	\dot{V}	m ³ /s
Iskvot	w_{is}	-
Andel ofruset vatten	w_o	-
Vattenkvot	w_w	-
Volymsandel luft	x_a	-
Volymsandel vatten	x_w	-
Djup under markytan	z	m
Värmediffusivitet	α	m ² /s
Absorptionskoefficient jord	β	-
Tryckfall	Δp	Pa
Strålningskonstant	ΔR	W/m ²
Avstånd från vägg för väggfunktioner	δ_w	-
Dissipation av kinetisk energi	ε	m ² /s ³
Emittans markyta	ϵ	-
Verkningsgrad	η	-
Kortaste sidan av geometrin	l_{bb}	m
Blandningslängd	l_{mix}	m

Blandningslängds gräns	l_{mix}^{lim}	m
Turbulent kinetisk energi	κ	m^2/s^2
Dynamisk viskositet	μ	$kg/(m \cdot s)$
Turbulent viskositet	μ_T	$kg/(m \cdot s)$
Densitet	ρ	kg/m^3
Densitet is	ρ_{is}	kg/m^3
Densitet luft	ρ_{luft}	kg/m^3
Densitet torr jord	ρ_{torr}	kg/m^3
Skrymdensitet	ρ_{tot}	kg/m^3
Densitet vatten	ρ_w	kg/m^3
Modellkonstant för k- ϵ modellen	σ_ϵ	-
Modellkonstant för k- ϵ modellen	σ_κ	-
Fasvinkel mellan instrålning och lufttemperatur	φ_{omg}	rad
Fasvinkel solinstrålning	φ_s	rad
Kinematisk viskositet	ν	m^2/s
Fasvinkel mellan luft och markyta	\varnothing_s	rad
Årlig vinkelfrekvens	ω	rad/s

1 INLEDNING

Detta examensarbete är initierat av installationskonsultföretaget Incoord och syftar till att fördjupa sig inom ämnet markkanaler. Tekniken går ut på att utnyttja markens värmetröghet över året. Tas luften in via en markkanal vinter- eller sommartid förvärms respektive förkyls luften innan den når tilluftsaggregatet. Markkanaler är ett beprövat koncept utomlands men är inte så etablerat i Sverige. Några byggnader har idag byggts med ett integrerat markkanalsystem som ska sänka energibehovet för uppvärmning och kylning.

Syftet med examensarbetet är att fördjupa sig inom ämnet markkanal och utreda hur stor energibesparingen kan bli vid användning av markkanaler.

1.1 Problemformulering

- Utreda hur stor energibesparing som kan erhållas vid användning av markkanaler.

1.2 Metod

I början av arbetet genomförs en litteratursökning för att bli införstådd i ämnet. Till största delen grundar sig den på sökning på internet och i databaser efter information om markkanaler, tidigare studier och befintliga system. Vid skapandet av en modell som simulerar användning av markkanaler används simuleringsprogrammet Comsol Multiphysics 4.0a. Comsol Multiphysics är ett program som tillåter multifysisk modellering där olika fysikområden kopplas ihop och baseras på finita elementmetoden. Vid beräkning av den ostörda marktemperaturen används MATLAB R2010a. Vid efterbearbetning av resultat och beräkning av energibesparing används Microsoft Excel 2010.

2 LITTERATURSTUDIE

En litteraturstudie utfördes för att ta reda på mer om markkanaler och ta del av tidigare studier och befintliga modeller och system.

2.1 Markkanaler

Användning av marken som värmekälla/sänka är ingen ny uppfinning utan har använts i t.ex. persisk arkitektur i tusentals år. I slutet av 1970-talet och i början av 1980-talet fick markkanaler en del uppmärksamhet som ett alternativ till luftkonditionering. En del installationer utfördes men de fick ingen större genomslagskraft dels pga. låg effektivitet och dyr investering samt dålig luftkvalité. På senare år då mer miljövänlig energi efterfrågas har intresset för markkanaler ökat igen.

Markkanaler utnyttjar att jordens temperatur är relativt jämn under året. Luften transporteras genom markkanalen och avger på sommaren sin värme till den omgivande jorden och blir förkyld. På vintern fungerar det på likartat sätt med den skillnaden att den kalla uteluften tar upp värme från marken och istället förvärms. Luften behöver då inte värmas eller kylas lika mycket och mindre energi åtgår.

2.1.1 Parametrar vid installation av markkanaler

För att kunna utnyttja markkanalerna effektivt måste olika parametrar optimeras. Parametrar som har visat sig ha störst inverkan på effektiviteten är längd, djup, lufthastighet och diameter. Även jordens egenskaper har betydelse. Nedan följer en sammanställning av parametrar och rekommendationer för installation av markkanaler.

2.1.1.1 Diameter

Diametern på rören varierar och beror på parametrar som rörlängd, lufthastighet, volymflöde samt rörkostnad. Diameter mellan 20-50 cm har visat sig vara lämpliga. En ökning av diametern ger en minskning av värmeövergångstalet för konvektion.

2.1.1.2 Längd

Längden på rören beror till stor del på jordens egenskaper och fukthalt samt andra lägesspecifika egenskaper. Längder mellan 10 och 100 meter är vanliga (Thevenard, 2007). Längre rör ger ett effektivare system men kostnaden blir högre och högre fläkteffekt erfordras. Värmeöverföringen är störst i början av röret där en större temperaturskillnad finns för att sedan minska vilket innebär att alltför långa rör inte ökar effektiviteten på systemet påtagligt.

2.1.1.3 Lufthastighet

Lufthastigheten har stor betydelse för hur effektiv en markkanal kan vara. Lägre hastigheter är att föredra eftersom luften har längre tid på sig att utbyta värme med marken.

2.1.1.4 Djup

Rören bör ligga på ett djup av minst 1,5-2 m beroende på marktemperatur och klimat. Placering under tjälen är att rekommendera för att förhindra skador på rörsystemet när marken fryser. Djupet bör inte vara för djupt eftersom det kan innebära risker för ras vid förläggningen av rören

samt att systemet kan bli instabilt. Placeras rören för grunt finns risken att kylning/värmningseffekten inte blir lönsamt speciellt i varma klimat.

2.1.1.5 Material

Material som plast, PVC och polypropylen, metall och cement har använts. Faktorer som påverkar valet av material är kostnad, tryckålighet, korrosionsresistens och hållbarhet. Val av material har visats sig inte ha en så stor betydelse för värmeöverföringen eftersom konvektion är den dominerande värmeöverföringsprocessen och även jordens termiska egenskaper begränsar. Rör av plast är det billigaste alternativet och är det som har använts mest.

2.1.1.6 Antal rör och placering

Hur många rör som ska användas och hur de ska placeras beror bland annat på vilket volymflöde som erfordras. Systemet kan bestå av ett enda rör eller ett nätverk av parallella rör.

Formen på markkanalerna bör vara runda rör eftersom dessa är lättare att rengöra än rektangulära kanaler. Rören bör placeras på tillräckligt långt avstånd från varandra för att säkerställa att värmeöverföringen sker mellan rören och marken och inte mellan rören sinsemellan. Insidan av rören bör vara slät för att kunna hållas så ren som möjligt. Veckade rör har använts för att öka den värmeöverförande ytan men dessa kan ge upphov till att vattenansamlingar uppstår vilket kan leda till mögel- och bakteriebildning.

2.1.1.7 Klimat

Markkanaler lämpar sig inte i ett mycket varmt och fuktigt klimat eftersom mekanisk luftavfuktning kommer att behövas pga. den höga luftfuktigheten. Det kan även vara problem om marken inte håller en tillräckligt låg temperatur på rimliga djup under sommaren för att ge en givande kylning. De klimat där markkanaler kan utnyttjas effektivast är sådana som har varma somrar och kalla vintrar när både ett kyl- och värmebehov finns.

2.2 Jordens termiska egenskaper

Jordens termiska egenskaper har stor betydelse för hur effektivt en markkanal kan utnyttjas. Värmetransport i mark kan ske på olika sätt dels genom ledning, konvektion, strålning samt ångdiffusion. Värmeledning dominerar vid normal marktemperatur och låg temperaturgradient.

2.2.1 Värmeledning

Jordens värmeledningsförmåga anger med vilken hastighet värme förflyttas i jorden vid en given temperaturgradient och mäts i $W/(m \cdot ^\circ C)$. Detta är en viktig egenskap när det gäller att dimensionera rörens längd vilket i sin tur påverkar kostnaden och vilken fläkteffekt som behövs för att transportera luften genom kanalerna. (Geo4VA, 2010)

De två viktigaste parametrarna som bestämmer markens värmeledningsförmåga är vattenhalten och porositeten men även mineralsammansättningen och marktemperaturen har betydelse.

Minskande porositet d.v.s. minskande kornstorlek på jordpartiklarna ökar jordens värmeledningsförmåga. Detta beror på att de fasta jordpartiklarnas värmeledningsförmåga är mycket högre än luft. Luft verkar isolerande. Är kornstorleken mindre finns det mindre luftfickor

mellan kornen och fler kontakter mellan jordpartiklarna vilket ger en bättre värmeledning. Jordarters porositet kan variera från 15 %, bottenmorän, till ca 95 %, torv. (Sundberg, 1991)

När jorden är fuktig är värmeledningsförmågan bättre vid högre porositet eftersom vatten har högre värmeledningsförmåga än luft, ca 0,6 W/(m·°C) för vatten respektive 0,024 W/(m·°C) för luft. (Sundberg, 1991) En porösare jord har fler luftfickor som kan fyllas med vatten vilket ger bättre värmeledningsförmåga. Ligger jorden under grundvattennivån är marken vattenmättad men ligger den ovan grundvattennivån har jordens vattenhållande egenskaper stor betydelse för värmeledningsförmågan. Finkorniga jordarter som t.ex. lera håller vatten bra medan sand eller grus snabbt förlorar sitt vatten. Grundvattennivån varierar under året i jorden till följd av avdunstning och nederbörd vilket innebär att samma jordvolym kan ha olika termiska egenskaper. Därför är även grundvattennivån en viktig faktor att tänka på vid anläggning av markkanaler. (Geo4VA, 2010)

En annan faktor som påverkar värmeledningsförmågan är jordens mineralsammansättning. Störst påverkan har kvartsandelen i jorden. En högre andel kvarts ger bättre värmeledningsförmåga.

Temperaturen påverkar främst en jordarts värmeledningsförmåga vid temperaturer under 0 °C och vid höga temperaturer under omättade förhållanden. Värmeledningsförmågan ökar vid övergång från vatten till is. Vid temperaturer över 25 °C tillkommer värmetransporten ångdiffusion i omättade jordar vilket också ökar värmeledningsförmågan. (Sundberg, 1991)

I Tabell 1 kan värmeledningsförmågan ses för några jordarter i ofruset och fruset tillstånd.

Tabell 1. Värmeledningsförmåga för olika jordarter i ofruset och fruset tillstånd. (Nilsson, 2003)

Värmeledningsförmåga [W/(m·°C)]	Ofrusen jord	Frusen jord
Lera	0,85 – 1,1	2,0 – 2,2
Torrskorpelera	1,1 – 1,4	1,7 – 2,3
Siltig lera	1,1 – 1,5	2,3 – 2,8
Silt	1,2 – 2,4	2,3 – 3,2
Sand	0,6 – 2,6	0,4 – 3,3
Morän	0,6 – 2,5	0,5 – 2,7
Torv	0,2 – 0,6	0,4 – 1,7

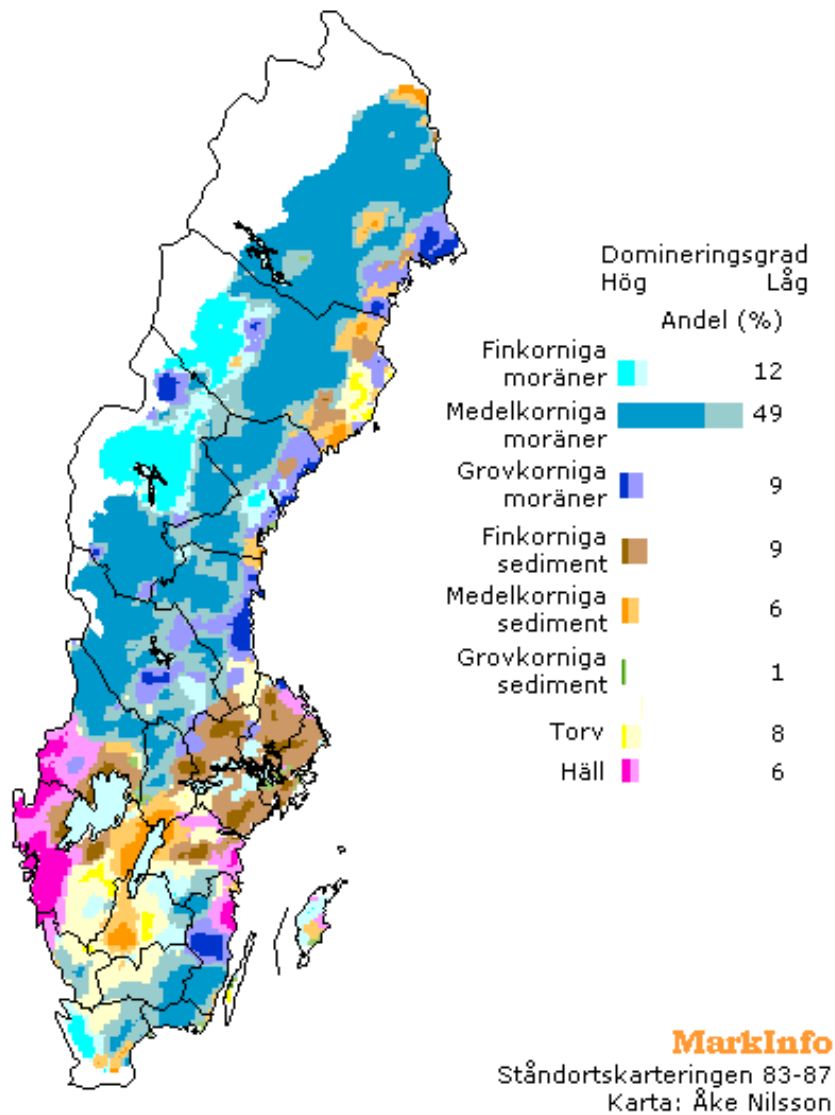
Från Tabell 1 framgår att finkorniga jordar som lera och siltig lera har litet variationsområde jämfört med mer grovkorniga jordar som morän. Detta pga. att en finkornig jord håller vattnet bättre.

Finkorniga jordar leder värme bättre än torra grovkorniga jordar. Grovkorniga jordar kan dock vara bra ledare om de innehåller en stor andel vatten. Sandiga eller leriga blandjordar av sand, lera eller silt är de bästa jordarna ur värmeöverföringssynpunkt (SGI, 2003). Figur 1 visar grus, sand, silt och lera.



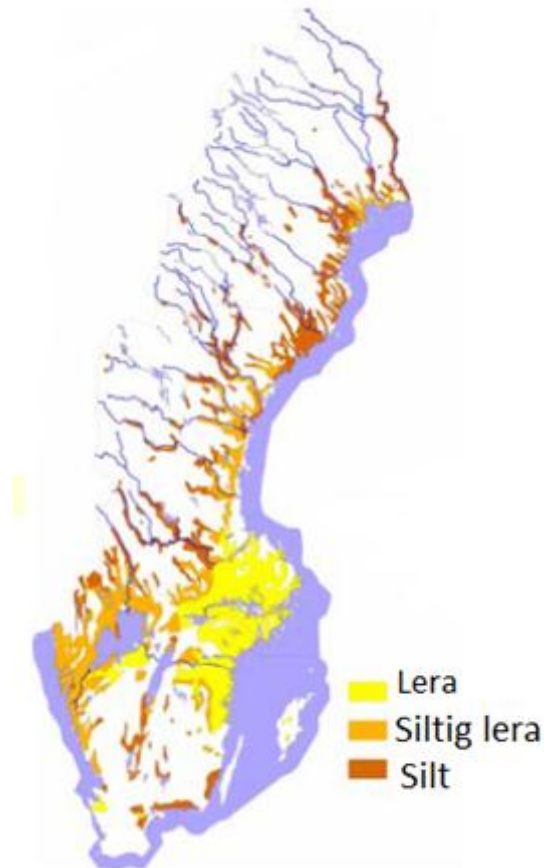
Figur 1. Grus, sand, silt och lera (MSB, 2008)

I Figur 2 visas jordartsfördelningen i Sverige och där kan utläsas att medelkorniga moräner är den vanligaste jordarten i Sverige och att finkorniga sediment är vanligast i Stockholmsområdet.



Figur 2. Jordartsfördelning i Sverige (Mark Info, 2010)

I Figur 3 visas utbredningen av finkorniga sediment i Sverige. Där kan ses att lera är en vanlig jordart i Stockholmsområdet.



Figur 3. *Utbredning av finkorniga jordar i Sverige (Knutsson et al., 1998)*

2.2.2 Konvektion

Påtvingad konvektion är en vattenrörelse som orsakas av potentialskillnader, t.ex. pumpning.

I marker orsakas naturlig konvektion av vattnets densitetsskillnad vid olika temperatur.

Vid temperaturer mellan 0 - 25 °C kan påtvingad konvektion dominera i mycket permeabla material och under hög gradient. Naturlig konvektion kan vid stor temperaturskillnad i ett permeabelt material ha viss betydelse. (Sundberg, 1991)

2.2.3 Ångdiffusion

Ångdiffusion bidrar mer och mer till jordens värmeledningsförmåga när temperaturen ökar i porösa jordar. (Sundberg, 1991)

2.2.4 Värmekapacitet

Jordens värmekapacitet anger förmågan att lagra energi och mäts i kWh/(m³·°C). Ju högre värmekapacitet en jordart har desto mer värme kan den lagra eller avge per temperaturändring.

Torr jord har betydligt lägre värmekapacitet än vatten vilket innebär att fuktig jord har högre värmekapacitet. Detta innebär att fuktig jord kan hålla en jämnare temperatur. I Tabell 2 kan värmekapaciteten ses för några olika jordarter i fruset och ofruset tillstånd.

Tabell 2. Värmekapacitet för några olika jordarter i ofruset och fruset tillstånd (Sundberg, 1991)

Värmekapacitet [kWh/(m ³ ·°C)]	Ofrusen jord	Frusen jord
Lera	0,83–1,0	0,54–0,57
Torrskorpe lera	0,71–0,83	0,47–0,57
Siltig lera	0,8–0,92	0,54–0,57
Silt	0,66–0,92	0,3–0,57
Sand	0,32–0,88	0,32–0,57
Morän	0,37–0,83	0,15 – 0,57
Torv	0,19–1,1	0,2 – 0,57

2.2.5 Värmediffusivitet

Värmediffusivitet anger förmågan att utjämna temperaturskillnader och mäts i m²/s.

Vid kännedom om värmeledningstal och värmekapacitet kan värmen beräknas enligt

$$\alpha = \frac{k}{C_v} \quad (1)$$

där k är jordens värmeledningstal och C_v är jordens volymetriska värmekapacitet.

2.3 Effektivitet

Det finns inte mycket dokumenterat hur stor energibesparingen blir med införande av markkanaler. Kylning har visats sig mer lönande än förvärmning och vissa rapporter uppger att 30 till 100 % av kylbehovet kan täckas. (Thevenard, 2007) Vid uppvärmning av ventilationsluft är markkanaler inte tillräckligt för hela värmebehovet men det kan fungera som ett komplement.

Under perioderna som markkanalerna används kommer den omgivande markens temperatur att ändras jämfört med den normala temperaturen. På sommaren värms marken upp och på vintern kyls marken ned pga. luftens och markens värmeutbyte. Detta medför en minskning av effektiviteten under periodens gång.

2.4 Problem med markkanaler

Vid användning av markkanaler för att kyla och värma luft finns det flera problem. Det största problemet är att kondens kan samlas inne i rören och bilda mögel och bakterier.

Andra problem är att insekter och smådjur kan komma in i rören.

Vid installation och planering av markkanalerna bör det även förhindras att radon läcker in i rören och tar sig vidare i huset.

2.4.1 Fuktproblem

Kondens bildas inne i rören då fuktig luft med en daggpunktstemperatur som är högre än temperaturen på insidan av rören passerar. Kondensen kan ge upphov till fuktproblem och bildande av mögel och bakterier vilket försämrar luftkvaliteten markant. Vid anläggande av markkanaler måste åtgärder vidtas för att förhindra detta.

2.4.1.1 Åtgärder

Rören bör installeras så att dessa lutar ca 2-3 % för att vattnet som kondenserar ska avledas till ett ställe i den lägsta punkten för att därifrån kunna pumpas bort. Lutningen bör vara i luftriktningen.

Insidan av rören kan täckas av ett antimikrobiellt skikt.(Rehau, 2010) Trots det måste rören ändå rengöras för att förhindra att det antimikrobiella skiktet täcks av smuts och på så sätt förlorar sin verkan.

Förläggningen av rören utförs på ett sådant sätt att de är lättåtkomliga för rengöring.

Spola rören med vatten regelbundet eller annan rengöringsmetod.

Luftintagen bör förses med filter för att förhindra partiklar, sporer, insekter med mera från att ta sig in i systemet.

2.4.2 Olämpliga temperaturperioder

Vid vissa perioder om året då temperaturen är inom ett visst intervall kan en markkanal ge motsatt effekt mot den önskade d.v.s. den kyler luften istället för att värma den och vice versa. Om det t.ex. är 10 °C utomhus och 5 °C i marken kyls luften till 6 °C vilket innebär att luften kommer att behöva värmas ytterligare fyra grader innan den kommer in i huset.

Detta kan åtgärdas med ett bypass-system d.v.s. under dessa perioder tas tilluften direkt utifrån utan att passera markkanalerna innan luftbehandlingsaggregatet.

2.5 Modeller och tidigare studier

I många av de tidiga utvecklade modellerna görs begränsande antaganden som att värmeflödet till den omgivande marken enbart sker axiellt symmetriskt och att temperaturen längs rörväggen är konstant. Det tas ingen hänsyn till den latent värmeöverföringen mellan luft och rörvägg och luftfuktigheten i röret kan inte beräknas. Det tas inte heller hänsyn till den sensibla och latent värmeöverföringen i marken vilket gör det svårt att förutse hur den omgivande markens temperatur påverkas under längre tid. Ofta beräknas modellerna för ett rör och tar ingen hänsyn till hur flera parallella rör påverkar varandra. Många studier är utförda i varma klimat som Indien och södra Europa. Få undersökningar har gjorts i ett nordiskt klimat.

Nedan följer en sammanställning av några tidigare studier och modeller.

An Earth-Air Tunnel System for Cooling Buildings – N. K Bansal och M. S. Sodha, 1986

Bansal och Sodha studerade ett stort tunnelsystem med mått som varierade från 0,91 x 0,91 m till 3,66 x 4,57 och användes i ett sjukhus nära Delhi, Indien. Temperaturen mättes i tunneln under

sommar och vinter 1983. Mätresultaten jämfördes med en analytisk modell och visade en överensstämmelse med en felgräns på 6 %.

Tunneln fungerade bra för kylning av luften men tillförde inte tillräcklig värme. Eftersom studien utfördes på en tunnel som låg vid en flod uppstod problem med att flodvatten läckte in i tunneln. Enligt författaren bör liknande tunnlar ligga på ett djup av 4 m och grundvattennivån bör vara 6-7 m från ytan. (Bansal och Sodha, 1986)

Air Cooling By Earth Tube Heat Exchanger: Experimental Approach - A. Trombe et al., 1991

A. Trombe et al. utförde en experimentell studie om hur markkanaler påverkar den termiska komforten inomhus. Två identiska hus i utkanten av Toulouse, Frankrike, undersöktes varav den ena hade en markkanal installerad. Mätvärden infördes under en mycket varm och torr sommar. Lufthastigheten i markkanalen varierades under perioden.

Resultatet visade på en högre lufttemperatur vid utgången av röret vid en högre lufthastighet. Luftfuktigheten i röret ökade från intag till uttag eftersom temperaturen i röret minskade. Temperaturen inne i de båda husen skilde sig med ett medelvärde på 1,5 °C. Luftfuktigheten i huset med markkanal varierade mellan 40-60 % och i huset utan markkanal var luftfuktigheten konstant med ett genomsnitt på 55 %. (Trombe et al. 1991)

Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to air heat exchangers - A. Tzaferis et al., 1992

Åtta olika modeller för beräkning av värmeöverföring i markkanaler analyserades i rapporten. Modellerna delades in i två grupper. De som beräknar värmeöverföring via konvektion mellan luften och röret och värmeöverföringen via ledning mellan röret och den omgivande jorden. Den andra gruppen var de som enbart beräknar värmeöverföringen via konvektion. Ingen av modellerna tog hänsyn till latent värmeöverföring. Med hjälp av modellerna varierades parametrar som intagstemperatur, marktemperatur, lufthastighet, rörlängd samt rörradie. De flesta modellerna gav likartat resultat förutom två som gav ett högre respektive lägre värde. Vid ökning av lufthastigheten, längden och radien ändrades vid ett specifikt värde temperaturen vid rörets slut endast marginellt.

De åtta modellerna jämfördes med experimentella data från ett rör på 1,1 m djup, 13,8 m långt och en diameter på 0,15 m. Mätvärdena samlades in för dels konstant hastighet och dels intermittent hastighet. En felgräns med ett genomsnitt på 3,4 % beräknades för alla modeller utom två som gav ett högre värde. (Tzaferis et al., 1992)

Air-Earth Heat Exchanger Study in Real Site Experimentation and Simulation – A. Trombe et al., 1994

Mätvärden samlades in från ett hus med en markkanal i Toulouse, Frankrike. Markkanalen var 20 m lång och förlagd på 2 m djup. Mätdata jämfördes med en förenklad modell, ingen latent värmeöverföring beräknades och marken antogs ha en konstant temperatur.

Modell och experimentella värden skilde sig med mindre än 1K. Enligt Trombe et al., kan 10 % av energiförbrukningen sparas. Markkanaler kan förbättra den termiska komforten inomhus på sommaren men är inte alltid tillräckligt utan en konventionell luftkonditionering behövs. Trombe et al., betonar även markkanalers potential för användning för att undvika frysskador i hus som inte är uppvärmda eller bebodda under vintern. Resultaten gäller för södra Frankrike. (Trombe et al., 1994)

Numerical Simulation, Technical and Economic Evaluation of Air-To-Earth Heat Exchanger Coupled To a Building – Bojic et al., 1997

Rapporten beskriver en simuleringsmodell där marken är uppdelad i horisontella lager. I varje lager antas temperaturen vara konstant och inget värmeutbyte sker mellan lagerna. Även fläkteffekt och kostnad för markkanaler modelleras i rapporten. Simuleringen utfördes för 1-4 rör. Resultaten visar på att användning av markkanaler under sommaren är effektivast både i avseende för effekt och kostnad.(Bojic, et al., 1997)

Modeling the Thermal Performance of Earth-To-Air Heat Exchanger – G. Mihalakakou et al., 1994

Modellen tar hänsyn till luftfuktigheten i den cirkulerande luften samt temperatur och fuktighetsdistributionen i marken. Modellen är utvecklad i programmet TRNSYS Programme Environment. Markkanalen och omkringliggande jord beskrivs med polära koordinater. Marktemperaturen beräknades genom superposition av temperaturfältet orsakat av rörsystemet och ostört temperaturfält orsakat av markyttemperaturen.

Modellen verifieras med uppmätta data från en markkanal med 0,15 m i diameter, en rörlängd på 14,8 m lång, ett djup på 1,1 m djup och lufthastighet på 10,5 m/s. Mätvärdena var inhämtade under 15 dagar på sommaren. Uppmätta och beräknade värden överensstämde bra enligt rapporten. (Mihalakakou, et al., 1994a)

Impact of Ground Cover on the Efficiencies of Earth-to-Air Heat Exchangers - G. Mihalakakou et al., 1994

Denna rapport fokuseras på hur effektiviteten för kylning med markkanaler påverkas av hur markytan ser ut. Barmark jämfördes med mark som var täckt av kort gräs. Både ett enstaka rör och system av parallella rör undersöktes. Parametrar som längd, diameter, lufthastighet och djup varierades i modellen som tidigare var utvecklad av Mihalakakou et al., 1994. Resultatet visade att markkanaler under gräs gav en lägre uttagstemperatur än under barmark. (Mihalakakou, et al., 1994b)

The Influence of Different Ground Covers On the Heating Potential of Earth-To-Air Heat Exchangers- G. Mihalakakou et al., 1996

Rapporten fokuserar på hur markytans egenskaper påverkar markkanalens förvärmningseffekt. Temperaturmätningar utfördes vid Dublins flygplats på olika djup under barmark och där det växte gräs. Värdena var insamlade under 10 år 1974-84. Den tidigare utvecklade modellen av Mihalakakou et al., 1994, användes för simuleringen. Barmark gav högre effektivitet pga. högre yttemperatur. (Mihalakakou, et al., 1996)

An Experimental Study of the Thermal Performance of an Earth-Air-Pipe system in Single Pass Mode – N. Thanu et al., 2001

Thanu et al. utförde en experimentell studie av en markkanal vid en gård i Guragaon i Indien. Markkanalen bestod av två tunnlar 60x60 cm och 76,5 m långa tillverkade av tegel med plastad insida och på 4 m djup. Mätvärden samlades in under sommar, vinter och monsunperioden 1994 innan huset byggts. Nya värden togs under sommaren 1999 då huset var färdigställt. Resultaten visar på hög effektivitet för kylning under sommaren samt att variationer i temperatur, relativ luftfuktighet och fukthalt stabiliserades. (Thanu, et al., 2001)

Preheating of Supply Air through an Earth Tube System - Energy Demand and Moisture Consequences- Fredrik Ståhl, 2002

Rapporten fokuserar på luftens temperatur och fukthalt efter att ha transporterats genom en markkanal för ett enfamiljshus. Modellen grundar sig på finita differensmetoden. Vid simulering användes ett rör med en tvärsnittsarea på 0,04 m² och dels fyra parallella rör med vardera en tvärsnittsarea på 0,01m². Rörens längd var 16 m och djupet var 2 m. Materialet var PVC och betong. Väderdata från Stockholm användes för simuleringen.

Resultaten visade att fyra parallella rör gav stabilare temperatur samt att rörmaterialet har stor betydelse eftersom det bestämmer fukttransporten. Betong tillåter transport av vattenånga genom rörvägg medan plast inte gör det. Luftfuktigheten var för betongrören i simuleringen 100 % under hela året och i ett rör av plast var luftfuktigheten under sommaren 100 %. Enligt simuleringen var luftfuktigheten över 80 % mer än halva året vilken innebär stor risk för mögeltillväxt. 1200 kWh per år ska enligt simuleringen kunna sparas med markkanaler för ett enfamiljshus i Sverige.(Ståhl, 2002)

Performance evaluation and Energy Conservation Potential of Earth-Air-Tunnel System Coupled with Non-Air-Conditioned Building – Rakesh Kumar et al., 2003

Kumar et al., utvecklade en transient modell där hänsyn tas till den naturliga termiska skiktningen i marken, villkor för markytan och luftfuktighetsvariationer.

Modellen verifieras med data från experimentella värden från en markkanal i Mathura i Indien. Längd, massflöde och radiens påverkan analyserades. Markkanalen dämpar fluktuationer i temperaturen och en optimal radie på 0,52 m anges. (Kumar et al., 2003)

Performance of Single Pass Earth-Tube Heat Exchanger: An Experimental Study - Girja Sharan och Ratan Jadhav, 2003

Rapporten beskriver en experimentell studie i Indien för Indian Institute of Management. Den analyserade markkanalen var 50 m lång och hade en diameter på 10 cm. Röret var nedgrävt på ett djup av 3 m och luft pumpades med en hastighet på 11 m/s och volymflödet var 0,0863 m³/s. Jorden bestod av sandig silt.

Testerna för kylning av luften utfördes tre dagar i sträck, sju timmar åt gången, under nio månader. I maj månad beräknades COP för kylning till ett medelvärde på 3,3. Jordvärmeväxlaren

sänkte temperaturen med upp till 14 °C när utomhustemperaturen var runt 40 °C och marktemperaturen var 26,6 °C.

Förvärmningstesterna utfördes nattetid i januari då marktemperaturen var 24,2 °C och utomhustemperaturen var i genomsnitt 10 °C. COP beräknades för förvärmning till ett medelvärde på 3,8.(Sharan och Jadhav, 2003)

Thumb Rules for Design of Earth Channels – Pierre Hollmuller, 2003

Hollmullers rapport tar upp några exempel på användning av markkanaler i byggnader i Schweiz. En jämförelse gjordes mellan markkanal och värmeväxlare för frånluft där markkanaler visade sig mindre effektiva och bör därför inte användas som enda förvärmningskälla. Markkanaler kan dock vara användbara för att förhindra isbildning på värmeväxlare för frånluft. Markkanaler lämpar sig bättre för kylning av ventilationsluft och är ett konkurrenskraftigt alternativ som luftkonditionering enligt Hollmuller. (Hollmuller, 2003)

Buried pipe systems with sensible and latent heat exchange: Validation of numerical simulation against analytical solution and long-term monitoring – Pierre Hollmuller och Bernard Lachal, 2005

Hollmuller och Lachal presenterar en finit differens modell som tar hänsyn till både sensibel och latent värmeöverföring och tredimensionell värmediffusion i jord med flexibla randvillkor.

Modellen kan infogas i TRNSYS, ett simuleringsprogram för simulering av energisystem. Den utvecklade modellen baseras på en finit element modell av (Boulard et al., 1989). Den nya modellen tar hänsyn till olika geometrier, jordegenskaper, randvillkor, friktionsförluster, vatteninfiltration och kontroll av luftflödes riktning.

Modellen jämförs med en analytisk lösning samt uppmätta värden för två byggnader i Schweiz. Den ena byggnaden, en kommersiell byggnad där mätvärden insamlades under ett år och den andra, ett växthus med värden insamlade under 17 månader. De uppmätta värdena stämde enligt rapporten väl överens med de simulerade. Det var dock problem i bägge fallen med vatteninfiltration i markkanalerna. (Hollmuller och Lachal, 2005)

Implementation of an earth tube system into EnergyPlus program – Lee och Strand, 2006

Lee och Strand, har tagit fram en modell som kan föras in i programmet EnergyPlus. Arbetet fokuserade på att undersöka med hjälp av den framtagna modellen hur rörets längd, djup, lufthastighet och diameter påverkar temperatursänkningen vid användning av markkanaler för kylning av luften. I modellen togs hänsyn till värmeöverföringen från rör till omgivande jord samt marktemperaturen. Antaganden som gjordes i modellen var att konvektionsflödet inuti röret är hydrodynamiskt och termiskt utvecklat, rörets ytemperatur antas vara konstant i axiell riktning, den omgivande marken antas vara homogen och ha konstant värmeledningsförmåga och att röret har likformig tvärsnittsytta i axiell riktning. Modellen tar inte hänsyn till latent värmeöverföring inne i rören. Enbart ett rör betraktas i modellen.

För att beräkna marktemperaturen bestämdes först uttryck för årliga medelvärdet och amplitud för markens ytemperatur. Dessa bestämdes genom att ta hänsyn till konvektion mellan luft och

markytan, solinstrålning som upptas av marken, långvågig värmestrålning från marken till luften och latent värmeförluster pga. avdunstning vid markens yta.

Värmeöverföringen mellan markkanalen och omgivande jord beräknades genom att först bestämma värmegenomgångstalet. Värmegenomgångstalet berodde på de tre termiska resistenserna för konvektion mellan luften i röret och rörets insida, ledning mellan rörets in- och utsida samt ledning mellan rörets utsida och omgivande jord.

En analys gjordes då parametrarna längd, djup, lufthastighet och diameter varierades. Beräkningarna gjordes för fyra olika klimat.

Resultaten visade att längre rör gav lägre uttagstemperatur i alla klimat. Temperaturminskningen var störst i början av röret och mattades av då rörets längd ökade. På ett likartat sätt som för rörets längd minskade temperaturen vid uttaget då röret placeras djupare. Ökande hastighet gav en högre uttagstemperatur.

En djupt placerad och längre markkanal med lägre lufthastighet och mindre diameter är effektivare. (Lee och Strand, 2006)

A One-Dimensional Transient Analytical Model for Earth-to-Air Heat Exchangers, Taking into Account Condensation Phenomena and Thermal Perturbation from the Upper Free Surface as Well as Around the Buried Pipe – Cucumo et al., 2008

Cucumo et al., utvecklade en transient endimensionell modell som tar hänsyn till bidrag från markytan och omgivande mark kring rören samt möjlig latent värmeöverföring. Modellen kan beräkna fukthalt i luften vid uttaget. Marktemperaturprofilen bestäms genom två metoder, den ena baserad på Greens funktioner och den andra på superpositionsprincipen. Modellen validerades med experimentella data. (Cucumo et al., 2008)

Modeling and Evaluation of Cooling Capacity of Earth-Air-Pipe Systems – Wu et al., 2007

Wu et al., utvecklade en transient, implicit, numerisk modell. Modellen tar inte hänsyn till latent värmeöverföring eftersom i denna studie ingen kondensation är väntad eftersom daggpunkten av luften vid inloppet är högre än den lägsta temperaturen i röret. Marktemperaturen runt röret uppskattades genom superposition av marktemperatursfältet pga. markytans temperatur och temperaturfältet pga. röret. Modellen löstes med CFD-programmet PHOENICS och validerades med experimentella värden från Guangzhon i södra Kina. Marktemperaturberäkningen visade att djupare ned i jorden är marktemperaturkurvan jämnare. Experimentet utfördes i den varmaste månaden, juli. En felgräns på 3,3 % beräknades. Det uppstod ingen kondensation i experimentet. (Wu et al., 2007)

Performance Analysis of Earth-Pipe-Air Heat Exchanger for Winter Heating, Bansal et al., 2009

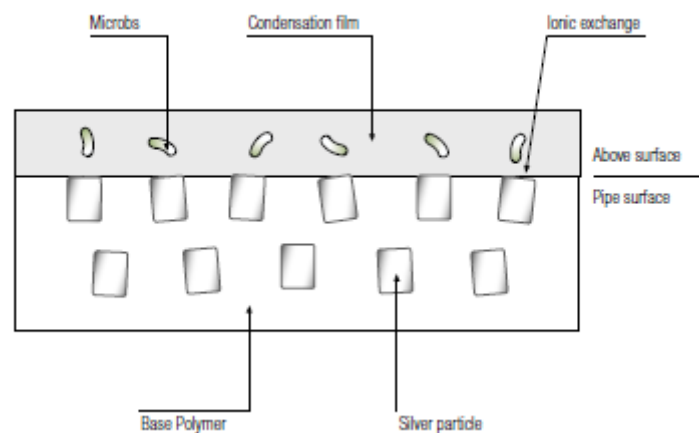
Bansal et al. skapade en CFD-modell. Analysen fokuserades på hur olika material på rören påverkar värmeöverföringen. Rör av stål och PVC jämfördes.

Modellen validerades med resultat från ett experiment i Ajmer, Indien och gav en felgräns på max 2,07 %. Analysen visar att materialet inte har stor betydelse därför att konvektion är den dominerande värmeöverföringsmekanismen. (Bansal et al., 2009)

2.6 Befintliga system

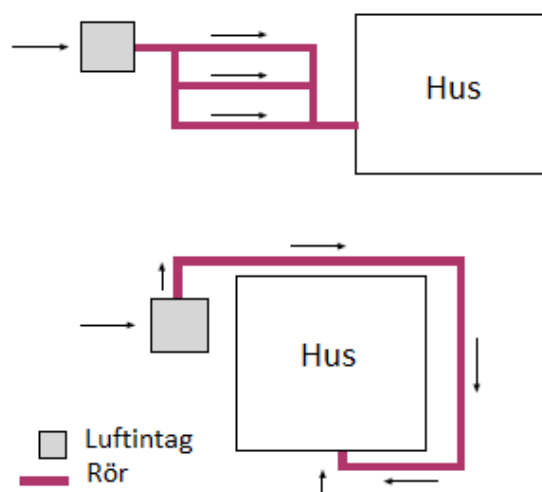
2.6.1 Rehau Awadukt Thermo

Företaget Rehau har utvecklat ett kommersiellt system för markkanaler, markvärmexlare, kallat Awadukt Thermo. Systemet består av rör i pp-plast med ett antimikrobiellt skikt på insidan. I det antimikrobiella skiktet har silverpartiklar infogats för att rena luften och förhindra bakterietillväxt genom silvrets antimikrobiella egenskaper. I Figur 4 visas principen för det antimikrobiella skiktet på insidan av rören.



Figur 4. Rehaus markvärmexlares antimikrobiella innerskikt (REHAU, 2010)

Diametern på Rehaus rören varierar från 20 cm och uppåt, hastigheten i rören ska dock inte överstiga 3 m/s. Rehau rekommenderar att rörens längd för ett enfamiljshus bör vara 30 m för golvareor på 100-150 m² och ha en diameter på 20 cm. För golvareor på 150-200 m² bör rören vara 35 m långa och ha en diameter på 20 cm. För större byggnader krävs en större diameter för att få ett tillräckligt stort volymflöde luft. Rören kan placeras i en ring runt huset eller i ett nät, se Figur 5. Ett nät av flera rör lämpar sig bäst för större byggnader medan ett rör i en ring kring huset passar ett enfamiljshus.



Figur 5. Rörlayouter från Rehau (REHAU, 2010)

För att lösa kondensationsproblem använder sig Rehau av i byggnader utan källare en samlingsbrunn för kondens och i byggnader med källare kan kondensaten avlägsnas via dräneringsledning till avloppsröret. För att förhindra dålig lukt förses dräneringsledningen med ett vattenlås innan avloppsledningen.

Rören bör placeras på minst 1,5 m djup och minst 1 m ifrån varandra och från byggnaden. Rören bör inte läggas i sand för bästa möjliga värmeöverföring. Vid luftintaget finns filter för att förhindra att damm och partiklar tar sig in i rörsystemet. (REHAU, 2010)

Ett exempel där Rehaus markvärmesystem har installerats är Darren Rayners New Berkshire Oak Farme hus i Storbritannien, se Figur 6. Systemet ska kunna sänka energiförbrukningen med 1500 kWh/år för uppvärmning och 700 kWh/år för kylning. Systemet kan minska temperaturen i huset på sommaren upp till 14 °C och höja temperaturen på vintern med upp till 9 °C. Systemet består av två 40 m långa polypropylen rör med en diameter på 20 cm. (Brinkley, 2009)



Figur 6. Installation av Rehaus markkanaler (Brinkley, 2009)

2.6.2 Aldo Leopold Foundation projekt

I Wisconsin USA i Leopold Legacy Center installerades år 2006 markkanaler. Markkanalerna bestod av ett system stora cementrör med en diameter på 61 cm. Den totala längden på rören uppgick till 183 m fördelat på 66 sektioner och förlagt på ett djup av 3 - 3,5 m. I Figur 7 visas en bild av systemet vid byggnation. Rören är genomsläppliga och ska tillåta avdunstning av eventuellt vatten som kondenserat på insidan av rören. För att förhindra att mögel och bakterier sprids med luften in i huset passerar luften ett filter och en UV-lampa. (Aldo Leopold, 2006)



Figur 7. Aldo Leopold Legacy Centers byggnation av markkanaler. (Aldo Leopold, 2006)

2.6.3 Larry Larson – Earth Air Tubes

Larson har installerat markkanaler sedan 1995 i Fairfield, Iowa, USA. Den optimala diametern enligt Larson är 20 cm men även diametrar upp till 30 cm kan användas.

Diket där rören ska installeras bör vara för 20 cm diameter rör 2,4 m djupt 3 m brett och 30,5 m långt. För rör med en diameter på 20 cm bör de placeras på ett avstånd av 60 cm.

Rören är tillverkade av polyetylen med hög densitet och är veckade för större värmeöverföringsarea och har på så sätt bättre värmeöverföringsförmåga.

I Figur 8 visas installation av markkanaler.



Figur 8. Installation av markkanaler (Larson, 2009)

3 MODELL

Modellen är utformad i simuleringsprogrammet Comsol Multiphysics 4.0a. Comsol Multiphysics är ett program som tillåter multifysisk modellering där olika fysikområden kan kopplas ihop och baseras på finita elementmetoden. Geometrier kan definieras direkt i Comsol eller importeras från CAD-program. Därefter kan olika fysikaliska egenskaper bestämmas och domäner tilldelas material och initialvillkor och randvillkor bestämmas. Modellen förses med ett beräkningsnät, mesh, som delar in modellen i celler och lösningstillningar utförs för beräkningen. Resultatet kan analyseras via diagram, tabeller och tredimensionella bilder.

3.1 Bestämning av variabler och parametrar

I följande kapitel beskrivs beräkning av jordens termiska egenskaper och den ostörda marktemperaturen.

3.1.1 Beräkning av värmeledningstal

Följande metod för att beräkna en jords värmeledningstal utvecklades av Johansen, 1975, och kan användas för ofrusna eller frusna jordar. Grundekvationen kan ses i ekvation (2). (Frozen Ground Engineering, 2004)

$$k = (k_{sat} - k_{torr})K_e + k_{torr} \quad (2)$$

K_e är Kerstens tal och kan beräknas för ofrusna grovkorniga jordar med vattenmättningsgrad, $S_r > 0,05$ enligt (Frozen Ground Engineering, 2004)

$$K_e = 0,7 \log S_r + 1,0 \quad (3)$$

och för finkorniga ofrusna jordar med $S_r > 0,1$ enligt (Frozen Ground Engineering, 2004)

$$K_e = \log S_r + 1,0 \quad (4)$$

Vid frusna jordar sätts (Frozen Ground Engineering, 2004)

$$K_e = S_r \quad (5)$$

$$k_{torr} = \frac{0,137 \rho_{torr} + 64,7}{2700 - 0,947 \rho_{torr}} \quad (6)$$

För vattenmättade ofrusna jordar kan värmeledningstalet beräknas enligt (Frozen Ground Engineering, 2004)

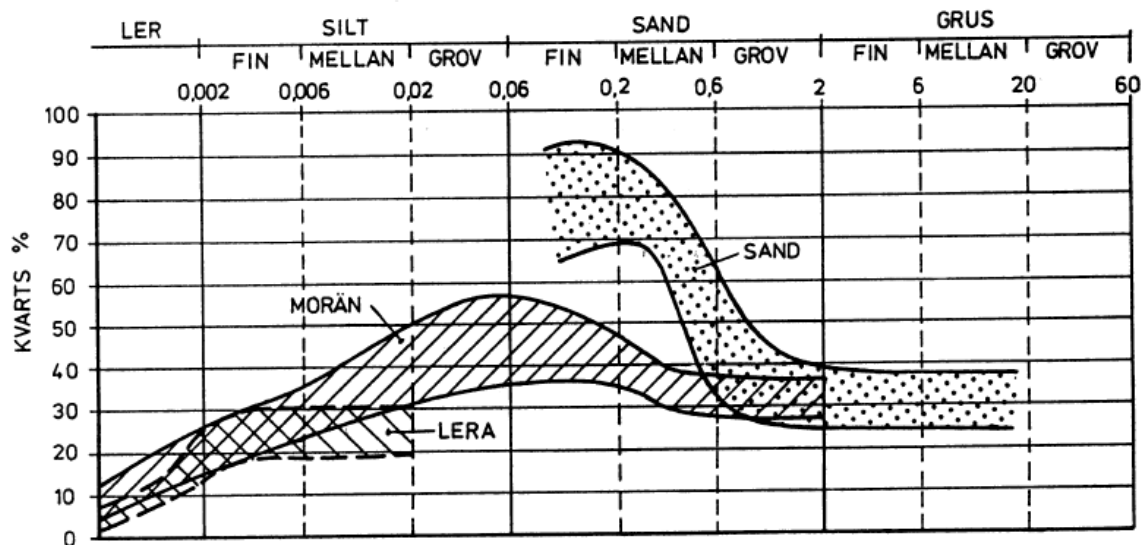
$$k_{sat} = k_s^{1-n} k_w^n \quad (7)$$

där k_w är värmeledningstalet för vatten och n är porositeten.

Kornens värmeledningsförmåga, k_s , kan beräknas enligt

$$k_s = k_q^q k_o^{1-q} \quad (8)$$

där k_q och k_o är värmeledningstalet för kvarts respektive de resterande mineralerna och q är kvartsandelen i jorden. I Figur 9 visas variationsområdet för kvarts för några olika jordarter och kornstorlekar. De resterande mineralernas värmeledningstal kan sättas till $k_o = 2,4 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ (Sundberg, 1991) och för grovkorniga jordar med kvartinnehåll mindre än 20 % kan $k_o = 3,0 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ användas (Frozen Ground Engineering, 2004). Värmeledningstalet för kvart är $k_q = 7,7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$.



Figur 9. Variationsområde för kvarts i olika jordarter som funktion av kornstorleken (Sundberg, 1991)

I jordar som innehåller en viss mängd ofruset vatten kan k_{sat} beräknas enligt (Frozen Ground Engineering, 2004)

$$k_{sat} = k_s^{(1-w_o)} k_i^{(n-w_o)} k_w^{w_o} \quad (9)$$

där w_o är andelen ofruset vatten och k_i är värmeledningstalet för is.

Vid helt fruset tillstånd kan $k_{sat,fruset}$ beräknas enligt

$$k_{sat,fruset} = k_s^{1-n} k_i^n \quad (10)$$

Värmeledningsförmåga, värmekapacitet och densitet för vatten och is kan ses i Tabell 3.

Tabell 3. Fysikaliska egenskaper för vatten och is

	Värmeledningsförmåga [W/(m·K)]	Värmekapacitet [kWh/(m ³ ·K)]	Densitet [kg/m ³]
Vatten	0,57	1,16	1000
Is	2,2	0,61	917

3.1.2 Beräkning av värmekapacitet

Den volymetriska värmekapaciteten ($\text{J}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$) anger hur mycket värme som behövs för att höja temperaturen av en kubikmeter jord en grad. Eftersom en jord består av flera olika komponenter kan den volymetriska värmekapaciteten beräknas genom ett viktat medelvärde av jordens beståndsdelars värmekapacitet (Soil Physics, 2004) enligt

$$C_{v,tot} = (x_a C_{v_a} + x_w C_{v_w}) + \sum_i (x_{s,i} C_{v_{s,i}}) \quad (11)$$

där x är volymsandel av den enskilda komponenten och C_v är den enskilda komponentens volymetriska värmekapacitet. a , w och s,i refererar till luft, vatten samt fasta partiklar.

Luftens, porgasens värmekapacitet är liten i förhållande till de andra komponenternas och kan därför försummas. Försummas luftens bidrag till jordens värmekapacitet och ett medelvärde av de fasta jordpartiklarnas värmekapacitet används kan ekvation (11) förenklas till

$$C_{v,tot} = (x_s C_{v_s} + x_w C_{v_w}) \quad (12)$$

Vid kännedom om jordens vattenmättnadsgrad, S_r , och porositet, n , kan ekvation (12) skrivas (Sundberg, 1991)

$$C_{v,tot} = (C_{v_s}(1 - n) + C_{v_w} \cdot n \cdot S_r) \quad (13)$$

Riktvärden för olika jordars porositet kan ses i Tabell 4.

Tabell 4. Riktvärden för porositet för olika jordarter (Sundberg, 1991)

Jordart	Porositet
Lera, hög lerhalt	0,60–0,75
Torrskorpelera	0,45–0,55
Lera, siltig	0,45–0,60
Silt	0,30–0,60
Sand, grus	0,25–0,50
Moränlera	0,25–0,50
Morän	0,15–0,45
Torv	0,80–0,95

Den specifika värmekapaciteten ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$) kan beräknas genom att dividera den volymetriska värmekapaciteten med jordens skrymdensitet enligt

$$C_{p,tot} = \frac{C_{v,tot}}{\rho_{tot}} \quad (14)$$

Skrymdensiteten är jordens totala densitet och kan beräknas enligt (Sundberg, 1991)

$$\rho_{tot} = \rho_{torr}(1 + w_w) \quad (15)$$

där ρ_{torr} , är jordens torrdensitet och w_w jordens vattenkvot.

Vattenkvoten, massandelen, vatten kan beräknas enligt (Sundberg, 1991)

$$w_w = \frac{m_w}{m_s} = \frac{S_r \cdot n \cdot \rho_w}{\rho_{torr}} \quad (16)$$

och iskvoten vid helt frusen jord kan beräknas enligt (Sundberg, 1991)

$$w_{is} = \frac{m_{is}}{m_s} = \frac{S_r \cdot n \cdot \rho_{is}}{\rho_{torr}} \quad (17)$$

Vid fasomvandling när marken fryser eller tinar domineras värmekapaciteten av den latent värmen. Allt vatten i marken fryser inte samtidigt. I en finkornigare jord är vattnet hårdare bundet till partiklar och porsystem och mer ofruset vatten finns vid lägre temperaturer. I leror kan det finnas ofruset vatten ned till -20 °C. Först är det fria vattnet i jordens porer som fryser, sedan fryser de hyroskopiska vattenfilmerna runt partiklarna, slutligen fryser det adsorberade vattnet i de minsta porerna. (The Climat Near Ground, 2003)

Snö påverkar tjälbildningen i marken eftersom den har en isolerande verkan och förhindrar att markens värme avges. Fuktiga jordar fryser långsammare och till ett lägre djup på grund av den latent värmen som frigörs medan torra jordar fryser snabbare. Dock tinar fuktiga jordar långsammare på våren.

Den tillgängliga latent värmen beror på jordens vattenkvot och kan beräknas enligt

$$L = l \cdot w_w \quad (18)$$

där l är vattnets isbildningsvärme som är 333,7 kJ/kg.

3.1.3 Beräkning av ostörd marktemperatur

Följande metod att modellera den ostörda marktemperaturen kommer från (Lee och Strand, 2006). Metoden utgår från den endimensionella transienta värmeledningsekvationen

$$\frac{\partial^2 T(z, t)}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(z, t)}{\partial t} \quad (19)$$

där α är markens termiska diffusivitet och z är djupet under markytan. Markytans temperatur kan uppskattas med ekvation (20).

$$T_{yta}(t) = T_m + A_s Re(e^{i\omega t}) \quad (20)$$

T_m är det årliga medelvärdet för markytans temperatur och A_s är amplituden.

För att lösa ekvation (20) ställs en värmebalans för markytan upp som randvillkor enligt

$$-k \frac{\partial T_{yta}}{\partial z} \Big|_{z=0} = E_{konv} - E_{lv} + E_{sol} - E_{lat} \quad (21)$$

där E_{konv} är den energi som överförs genom konvektion mellan luften och markytan, E_{lv} är den långvågiga värmestrålningen från markens yta, E_{sol} är den kortvågiga solinstrålningen som absorberas av marken samt E_{lat} är den latent värmeföringen orsakad av avdunstning från markytan.

Värmeöverföringen som sker genom konvektion mellan luft och markyta kan beräknas enligt

$$E_{konv} = h_{yta}(T_{omg} - T_{yta}) \quad (22)$$

där värmeövergångstalet för markytan kan beräknas enligt

$$h_{yta} = 5,7 + 3,8 \cdot u_{yta} \quad (23)$$

där u_{yta} är den genomsnittliga vindhastigheten vid markytan.

Omgivningstemperaturens variation över året uppskattas enligt följande ekvation

$$T_{omg}(t) = T_{ma} + T_{va} \text{Re}(e^{i\omega t + \varphi_{omg}}) \quad (24)$$

där T_{ma} är den årliga medeltemperaturen, T_{va} är amplituden, ω den årliga vinkelfrekvensen och φ_{omg} är fasvinkeln. Fasvinkeln erhålls vid den punkt från början av året när omgivningstemperaturen antar sitt minsta värde.

Den långvågiga strålningen som markytan emitterar kan beräknas från följande ekvation

$$E_{lv} = \epsilon \Delta R \quad (25)$$

ϵ är markytans emittans och ΔR är en strålningskonstant.

Energien som absorberas av marken genom solinstrålning kan uppskattas enligt

$$E_{sol} = \beta S \quad (26)$$

där

$$\beta = 1 - albedo \quad (27)$$

Albedo anger hur mycket av strålningen som reflekteras tillbaka från en yta. Några olika albedovärden kan ses i Tabell 5.

Tabell 5. Albedovärden för olika ytor (The Encyclopedia of Earth, 2010)

Yta	Albedo	
Jord	Mörk fuktig	0,05-
	Ljus torr	0,40
Sand		0,15 - 0,45
Gräs	Långt	0,16-
	Kort	0,26

Den horisontella solinstrålningen kan uppskattas med följande ekvation

$$S(t) = S_m + S_v \operatorname{Re}(e^{i\omega t + \varphi_s}) \quad (28)$$

Där S_m är den genomsnittliga solstrålningen under året i W/m och S_v amplituden. φ_s är fasvinkeln och fås då solinstrålningen antar sitt lägsta värde under året.

Latent värmeöverföring orsakad av avdunstningen från markytan kan uppskattas med ekvation (29).

$$E_{lat} = 0,0168 f h_{yta} [(aT_{yta} + b) - r_a(aT_a + b)] \quad (29)$$

där f är förångningshastighetsandel och beror till största del på markens fuktighet och ytstruktur. I Tabell 6 visas f -värdet för några olika marktyper. r_a är den omgivande luftens relativa fuktighet. och a och b är modellkonstanter ($a = 103 \text{ Pa/K}$ och $b = 609 \text{ Pa}$).

Tabell 6. f -värden (Mihalakakou, 1996)

Yta	f
Vattenmättad jord	1
Fuktig jord	0,6-0,8
Torr jord	0,4-0,5
	0,1-0,2
Grästäckta jordar	$f \cdot 0,7$

Det årliga medelvärdet av markytetemperaturen kan beräknas med ekvation (20) med hjälp av randvillkoret i ekvation (21) och med uttrycken i ekvation (22), (25), (26) och (29) fås följande ekvation för yttemperaturen.

$$T_m = \frac{1}{h_e} [h_r T_{ma} - \epsilon \Delta R + \beta S_m - 0,0168 f h_{yta} b (1 - r_a)] \quad (30)$$

där

$$h_e = h_{yta}(1 + 0,0168af) \quad (31)$$

och

$$h_r = h_{yta}(1 + 0,0168ar_{af}) \quad (32)$$

Amplituden av markyttemperaturens variation kan beräknas med följande ekvation

$$A_s = \left\| \frac{h_r T_{va} - \beta S_v e^{-i\phi_I}}{h_e + \delta k} \right\| \quad (33)$$

där

$$\phi_I = \phi_s - \phi_{omg} \quad (34)$$

och

$$\phi_s = -Arg \left(\frac{h_r T_{va} - \beta S_v e^{i\phi_I}}{h_e + \delta k_s} \right) \quad (35)$$

Dämpningsdjupet, D , är en konstant som karakteriserar minskningen av marktemperaturamplituden som sker vid ökande djup och kan beräknas enligt

$$D = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (36)$$

$$\delta = \frac{1+i}{D} \quad (37)$$

Den ostörda marktemperaturen på olika djup kan slutligen uppskattas med formeln

$$T(z, t) = T_m - A_s e^{-z \left(\frac{\pi}{8760\alpha} \right)^{\frac{1}{2}}} \cos \left\{ \frac{2\pi}{8760} \left[t - t_0 - \frac{z}{2} \left(\frac{8760}{\pi\alpha} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (38)$$

där

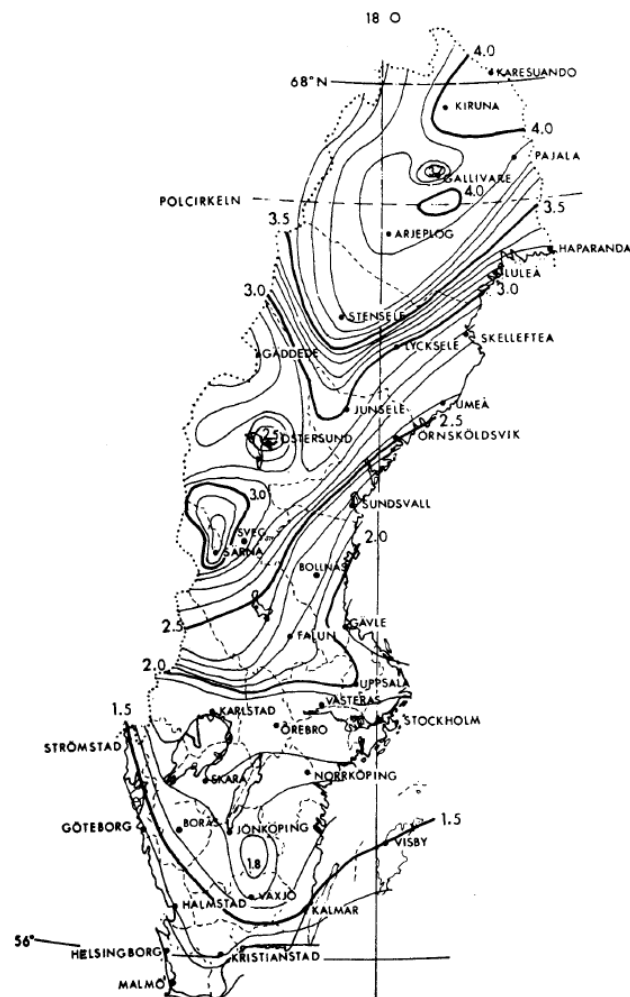
$$t_0 = t_{0a} + \frac{\phi_s}{\omega}$$

t_{0a} är tiden från början av året då omgivningstemperaturen når sitt lägsta värde.

Temperaturen vid ytliga djup ned till 0,4 m påverkas kraftigt av dygnsvariationer i lufttemperaturen. Vid 1 m djup är marktemperaturen vanligtvis i Sverige runt 12 °C vid en markyttemperaturamplitud på 20 °C. Vid djup större än 6 m är amplituden ungefär 1 °C. (Rosén et al. 2001)

3.1.3.1 Uppskattning av tjäldjup

Hur djupt tjäldjupet är i olika jordarter i olika delar av Sverige kan uppskattas med hjälp av Figur 10 och Tabell 7. Figur 10 gäller tjäldjup i silt. Tjäldjup i andra jordarter kan beräknas genom att multiplicera tjäldjupet i silt med korrektionsfaktorn Tabell 7. För t.ex. lera i Stockholm blir tjäldjupet ungefär $1,9 \cdot 0,6 = 1,14$ meter.



Figur 10. Frostfritt djup för snöröjd silt (Rosén et al., 2001)

Tabell 7. Korrektionsfaktorer för beräkning av tjäldjup i andra jordarter (Rosén et al., 2001)

Jordart	Multiplikator
Grus	1,7
Sand	1,2
Silt	1,0
Lera	0,6
Lera + silt i kapillärkontakt med grundvatten	0,5
Torv (med hög vattenhalt)	0,3

3.2 Antaganden och begränsningar

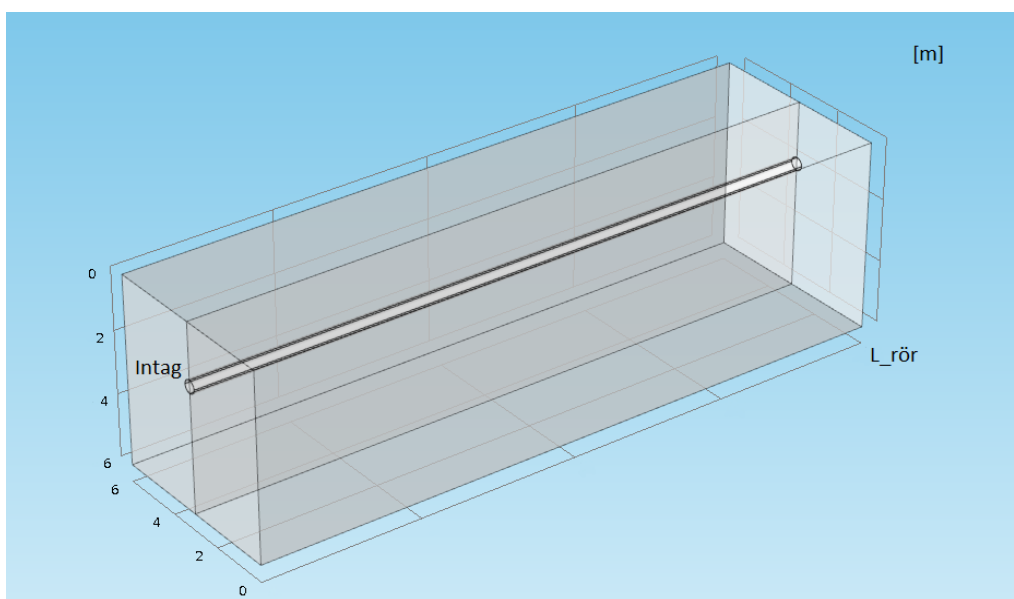
Följande antaganden och begränsningar görs:

- Strömningen antas vara fullt utvecklad turbulent.
- Variationen av parametrar är begränsad till variation av djup, lufthastighet, rördiameter, rörlängd, variation av avståndet mellan två rör samt antalet rör.
- Jorden och rörmaterialet antas vara homogena.
- Simuleringen avser Stockholms klimat.
- Jordarten antas vara lera.
- Markytan antas vara snöröjd.

3.3 Arbetsgång vid uppbyggandet av modellen

3.3.1 Geometri

Först ritas modellen upp. Detta kan ske direkt i Comsol eller så kan ett CAD-program användas för komplicerade geometrier för att sedan laddas upp i Comsol. Parametrar och variabler definieras för att sedan enkelt kunna varieras. Geometrin består av ett rätblock med ett rör inuti, se Figur 11. Blocket valdes att vara sex meter djupt och sex meter brett för att tillåta att värmen sprids så naturligt som möjligt. För att minska beräkningstiden läggs ett symmetriplan in i mitten av modellen.



Figur 11. Modellens geometri

3.3.2 Material

Modellen består av tre olika material jord, luft och polyetylen.

3.3.2.1 Jord

Jorden antas vara homogen och jordarten lera väljs eftersom detta är en vanlig jordart i Stockholmsområdet, se Figur 3. Värmeledningstal, värmekapacitet och densitet beräknas för lera enligt kapitel 3.1.1 och 3.1.2. En porositet på 60 % har valts enligt Tabell 4, en kvartsandel på 25 % enligt Figur 9 och en vattenmättnadsgrad på 90 % antas för beräkning av värden. Vid övergång från ofrusen till frusen jord avges latent värme. Jorden antas gå från ofruset till fruset tillstånd mellan noll och minus tre grader. I Tabell 8 kan de beräknade termiska egenskaperna för lera ses. Dessa har god överensstämmelse med riktvärdena för lera i Tabell 1 och Tabell 2. För beräkning av värdena se Bilaga 2.

Tabell 8. Termiska egenskaper för lera i fruset och ofruset tillstånd

Lera	Värmeledningstal [W/(m·K)]	Värmekapacitet [kWh/(m ³ ·K)]	Densitet [kg/m ³]
Frusen	2,2	0,57	2193
Ofrusen	1	0,87	2244

3.3.2.2 Polyetylen

Materialiet i röret har valts till polyetylen eftersom detta har varit ett vanligt material i befintliga markkanaler och tidigare studier. Då det framgått av tidigare rapporter att materialvalet inte påverkar värmetransporten nämnvärt kommer inte materialets betydelse utredas vidare. De termiska egenskaperna för polyetylen kan ses i Tabell 9.

Tabell 9. Termiska egenskaper för polyetylen

	Värmeledningstal [W/(m·K)]	Värmekapacitet [J/(kg·K)]	Densitet [kg/m ³]
Polyetylen	0,38	1900	930

3.3.3 Initialvillkor

För att erhålla initialvärden för den transienta simuleringen körs först ett stationärt fall. Då används följande initialvillkor:

$$T_{rör} = T_{jord}(0,2) \quad (39)$$

$$T_z = T_{medel} \quad (40)$$

$$u_x = u \quad (41)$$

$$p = 0 \text{ atm} \quad (42)$$

T_{medel} är årsmedeltemperaturen för mark i Stockholm och är 6,6 °C. (Rosén et al. 2001)

För den turbulenta kinetiska energin används ekvation (43) för att erhålla initialvillkor.

$$\kappa = \left(\frac{10 \cdot \mu}{\rho(0,1 \cdot l_{mix}^{lim})} \right)^2 \quad (43)$$

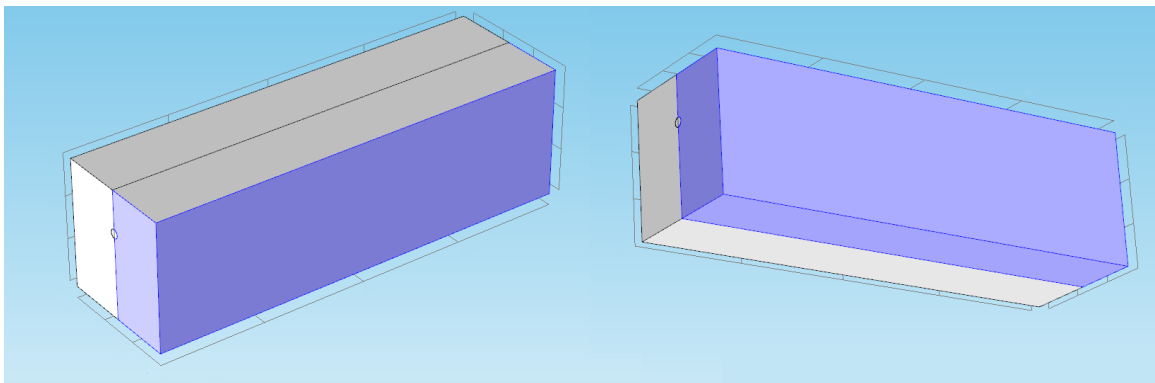
Likaså används ekvation (44) för att erhålla initialvillkor för dissipationshastigheten av kinetisk energi.

$$\varepsilon = \left(\frac{C_\mu \kappa_{init}^{\frac{3}{2}}}{0,1 \cdot l_{mix}^{lim}} \right)^2 \quad (44)$$

3.3.4 Randvillkor

Randvillkoren för modellens väggar samt golv, se Figur 12, är termisk isolerad, adiabatisk, enligt ekvation (45) vilket betyder att det inte sker något värmeflöde över randen.

$$\mathbf{n} \cdot (k\nabla T) = 0 \quad (45)$$

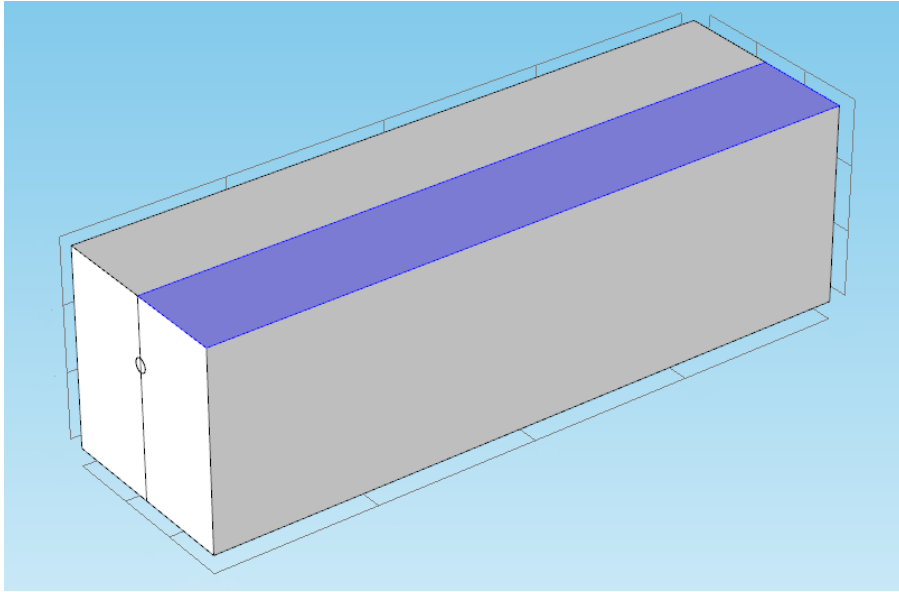


Figur 12. Ränder som har randvillkoret termisk isolation

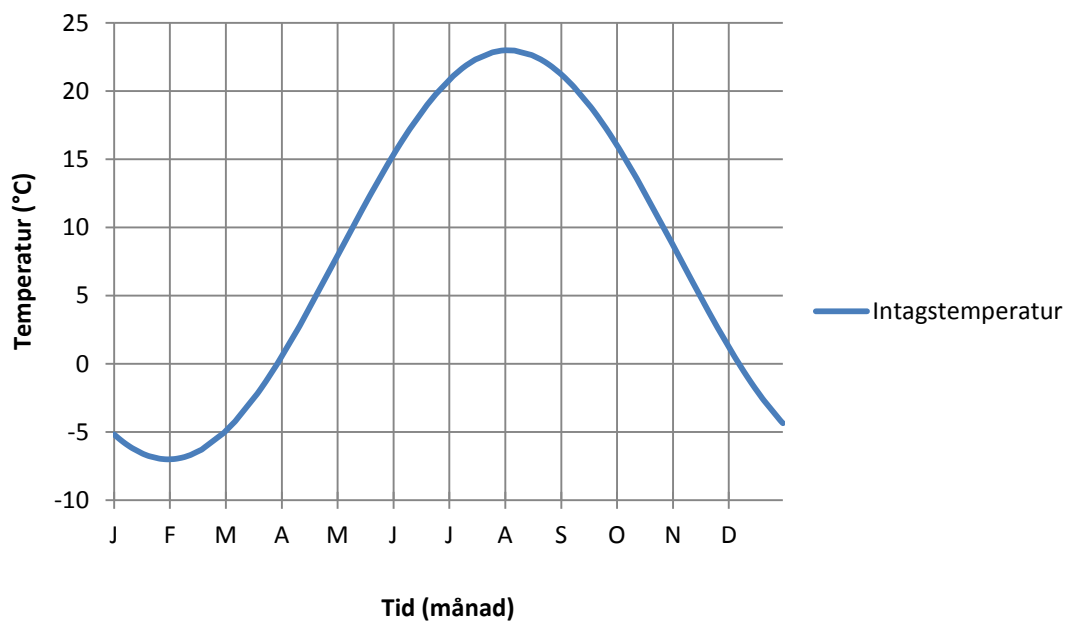
Vid markytan, se Figur 13, används randvillkoret

$$T = T_{omg}(t) \quad (46)$$

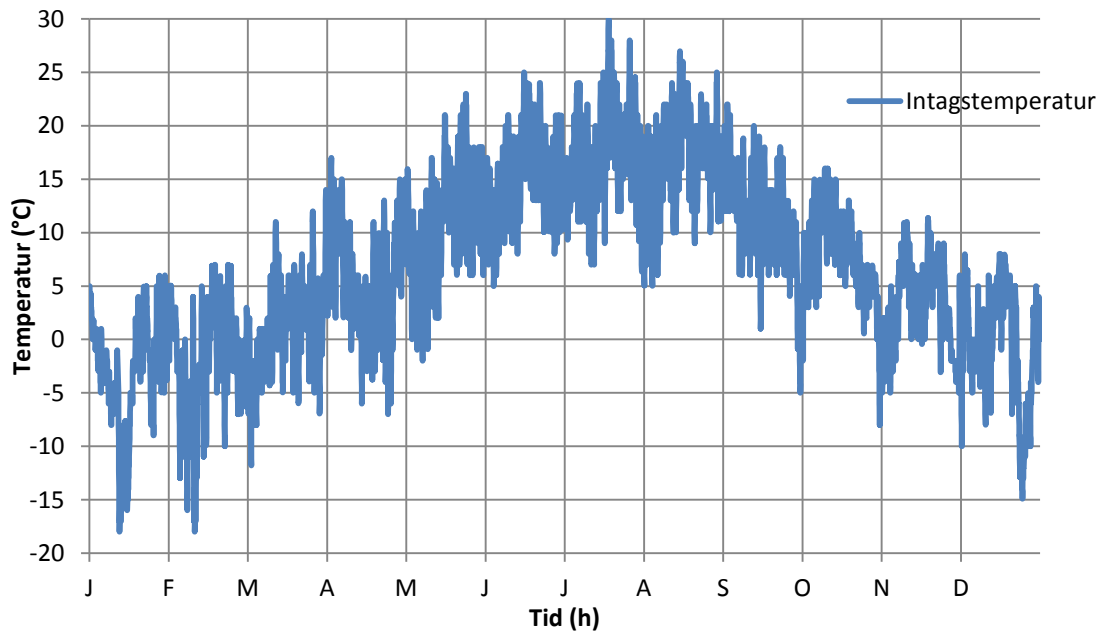
där $T_{omg}(t)$ är omgivningstemperaturen som funktion av tiden. Villkoret innebär att markytans temperatur intar omgivningens temperatur under året. Omgivningstemperaturen modelleras dels med en anpassad cosinuskurva efter temperaturdata över Stockholm, se Figur 14 och dels efter temperaturdata med timintervall från simuleringsprogrammet IDA ICE 4.0, se Figur 15. Den anpassade cosinuskurvan har en något högre amplitud än den egentliga medeltemperaturkurvan över Stockholm eftersom denna endast når ett maxvärde på 17 °C och minimivärde på -3 °C.



Figur 13. Randvillkor vid markytan



Figur 14. Anpassad utomhuslufttemperaturskurva för Stockholm



Figur 15. Temperaturkurva med timintervallsvärden från IDA ICE 4.0

Vid inloppet, se Figur 16, sätts ett inloppsvillkor och följande temperaturrandvillkor används

$$T = T_{omg}(t)$$

Temperaturändringen från det egentliga inloppet vid markytan har försumrats och temperaturen vid modellens inlopp antas inta omgivningstemperaturen.

Hastigheten vid inloppet sätts till lufthastigheten enligt

$$u_x = u \quad (47)$$

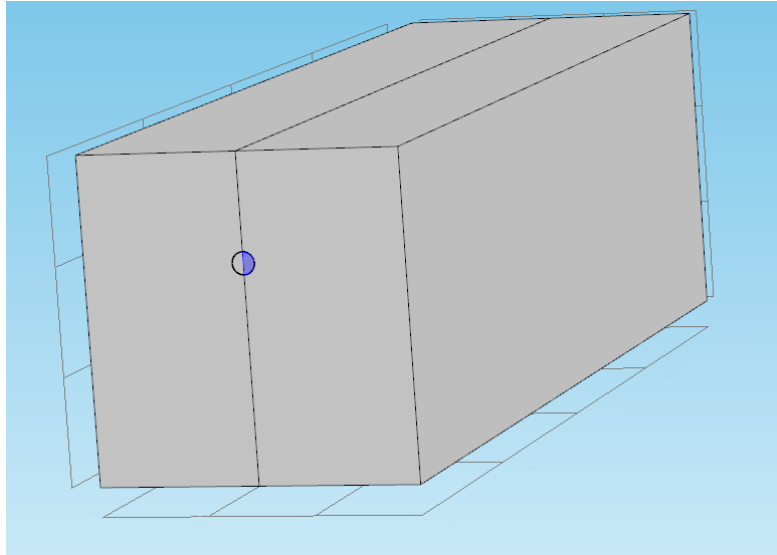
Randvillkoret för den turbulenta intensiteten är satt till 5 % (Comsol, 2010)

$$I_T = 0,05 \quad (48)$$

Randvillkoret för den turbulenta längdskalan kan för strömning i rör med fullt utvecklad turbulens beräknas enligt (Comsol, 2010)

$$L_T = 0,07 \cdot d_h \quad (49)$$

där d_h är den hydrauliska diametern.

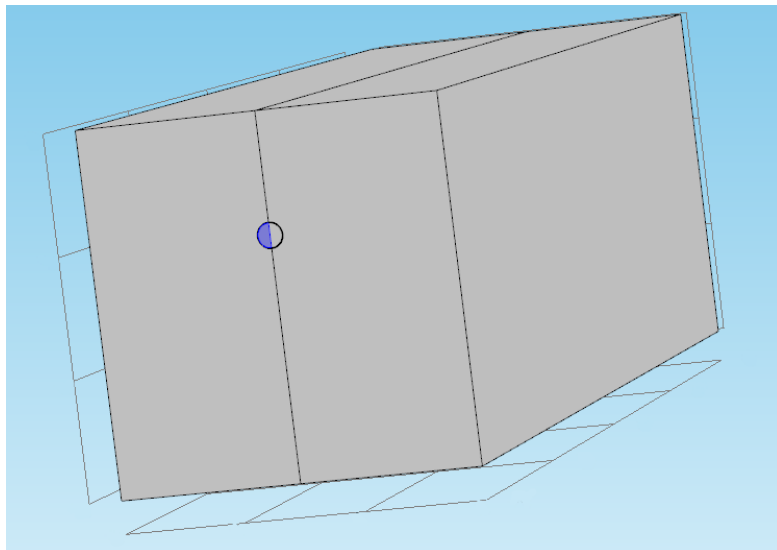


Figur 16. Randvillkor vid inlopp

Vid utloppet sätts ett utloppsvillkor och trycket ges av randvillkoret i ekvation (50) och gör det möjligt att ta fram tryckfallet i röret.

$$p = 0 \text{ atm} \quad (50)$$

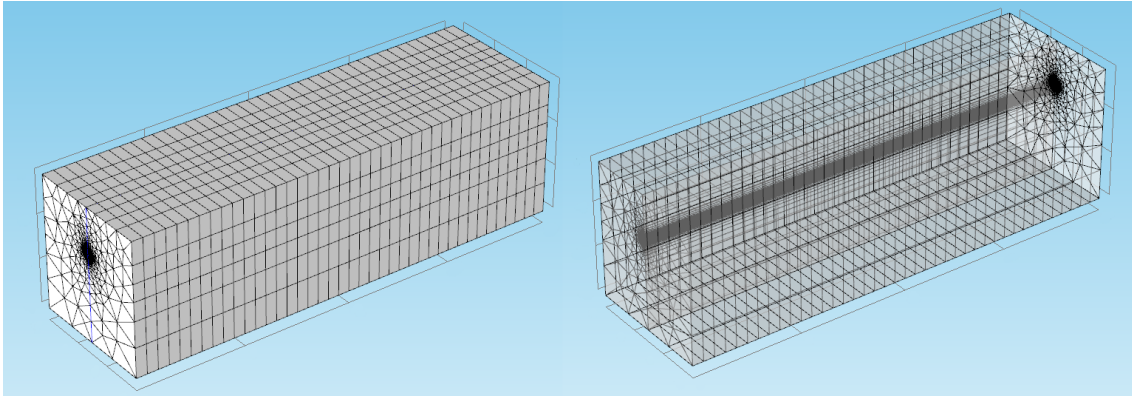
Vid utloppet är även ett så kallat "Outflow" -randvillkor vilket innebär att värmeöverföringen över randen enbart sker med konvektion.



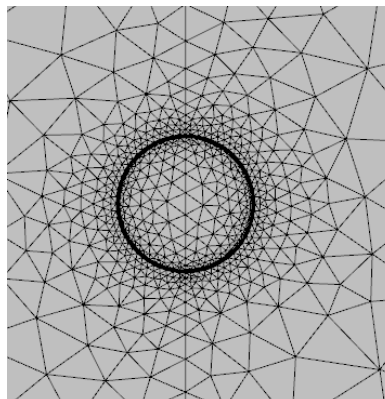
Figur 17. Randvillkor vid utlopp

3.3.5 Mesh

Modellen delas upp i små kontrollvolymmer som bildar ett nät, mesh se Figur 18. Sedan diskretiseras ekvationerna och löses iterativt för varje kontrollvolym. Vid känsliga områden som vid inloppet och runt röret är meshet finare, se Figur 19.



Figur 18. Bild av meshad modell



Figur 19. Närbild av inloppets mesh

Modellens meshberoende kontrolleras för att ge ett stabilt resultat med tillräcklig noggrannhet gentemot en rimlig beräkningstid. Ett finare mesh ger noggrannare resultat men beräkningstiden ökar. Flera körningar utfördes där meshet successivt gjordes finare. Ett mesh valdes som gav en noggrannhet på en hundradels grad vilket bedömdes som tillräckligt med tanke på osäkerheten i de övriga ingående parametrarna.

3.4 Ingående ekvationer

Strömning kan ske med olika strömningssätt, laminärt respektive turbulent. Vid laminär strömning rör sig flödet i rätta och parallella banor medan turbulent strömning ter sig oregelbundet och slumpmässigt. För att klassificera ett flödes karaktär, avgöra om det är laminär eller turbulent strömning används Reynolds tal. Reynolds tal är ett dimensionslöst tal som kan ses som kvoten mellan tröghetskrafter och friktionskrafter. Vid rörströmning är flödet turbulent om Reynolds tal är större än 2300 (Tillämpad Termodynamik, 2006). Reynolds tal ges av ekvation (51)

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu} = \frac{u \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (51)$$

där u är medelhastigheten i röret, d är rörets diameter, ν är mediets kinematiska viskositet och μ är mediets dynamiska viskositet.

För att modellera markkanalerna används i Comsol modulen “Conjugate Heat Transfer” som kombinerar värmeöverföring och strömningsmekanik. Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) ekvationer används för att beräkna hastighetsfältet och trycket medan $k - \varepsilon$ modellen beräknar den turbulenta kinetiska energin och dissipationshastigheten av turbulent kinetisk energi. Navier-Stokes ekvationer utgår från Newtons kraftekvation och beskriver fluiders dynamik med hjälp av ett antal icke-linjära partiella differentialekvationer. Det finns ingen allmän analytisk lösning av ekvationerna utan ett antal förenklingar tillämpas. Följande ekvationer i detta kapitel kommer från Comsol Heat Transfer User’s Guide.

Vid inkompressibel och Newtonian fluid kan Navier-Stokes ekvationer skrivas

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho(\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} = \nabla \cdot [-p\mathbf{I} + \mu(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T)] + \mathbf{F} \quad (52)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$$

där \mathbf{u} är hastighetsvektorn och \mathbf{F} volymkraftsvektorn. När flödet är turbulent kommer storheterna att fluktuera i tid och rum. Eftersom beräkning av dessa fluktuationer skulle kräva en orimligt lång beräkningstid används ofta en medelvärdesrepresentation av ekvationerna. Storheterna delas in i en medelvärdesbaserad komponent och en fluktuerande komponent enligt

$$\varphi = \overline{\varphi}_i + \varphi_i' \quad (53)$$

där φ kan beteckna en storhet som t.ex. tryck eller hastighet. $\overline{\varphi}_i$ är medelvärden och φ_i' är fluktuationer. Dessa sätts in i Navier-Stokes ekvationer (ekvation (52)) vilket ger

$$\rho \frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \rho(\mathbf{U} \cdot \nabla)\mathbf{U} + \nabla \cdot \overline{(\rho\mathbf{u}' \otimes \mathbf{u}')} = -\nabla P + \nabla \cdot \mu(\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T) + \mathbf{F} \quad (54)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0$$

där \mathbf{U} är medelhastighetsvektor. Den sista termen i vänstra ledet i ekvation (54) är den så kallade Reynolds spänningstensor som beskriver effekterna av turbulensen. Denna medelvärdesrepresentation av Navier-Stokes ekvationer kallas Reynolds-Averaged Navier-Stokes ekvationer, RANS, och är ett vanligt sätt att modellera ett turbulent flöde via CFD-modellering.

Vid införande av RANS tillkommer nya okända variabler vilket kräver att fler ekvationer införs för att skriva de okända variablerna i kända termer. Till detta används turbulensmodellen $\kappa - \varepsilon$ modellen. I $\kappa - \varepsilon$ modellen antas bla att Reynolds tal är stort nog och att turbulensen är i jämvikt vid modellens ränder d.v.s. produktionen av kinetisk energi är lika stor som dissipationshastigheten av kinetisk energi. Två ytterligare ekvationer och variabler införs, den turbulenta kinetiska energin, κ , och dissipationshastigheten av turbulent energi, ε .

Den turbulenta viskositeten modelleras enligt

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon} \quad (55)$$

där C_μ är en modellkonstant, se Tabell 10 för numeriska värden.

Tabell 10. Modellkonstanter för k- ε modellen (Comsol, 2010)

Konstant	Värde
C_μ	0,09
$C_{\varepsilon 1}$	1,44
$C_{\varepsilon 2}$	1,92
σ_κ	1,0
σ_ε	1,3

Transportekvationen för den turbulenta kinetiska energin ges av

$$\rho \frac{\partial \kappa}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \kappa = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\kappa} \right) \nabla \kappa \right) + P_\kappa - \rho \varepsilon \quad (56)$$

där produktionstermen P_κ beräknas enligt

$$P_\kappa = \mu_T \left(\nabla \mathbf{u} : (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u})^2 \right) - \frac{2}{3} \rho \kappa \nabla \cdot \mathbf{u} \quad (57)$$

Transportekvationen för dissipationshastigheten av kinetisk energi ges av

$$\rho \frac{\delta \varepsilon}{\delta t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \varepsilon = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{\kappa} P_\kappa - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} \quad (58)$$

där σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ och $C_{\varepsilon 2}$ är modellkonstanter, se Tabell 10 för numeriska värden. Ekvation (56) och (58) kan inte användas direkt som de är skrivna, då det t.ex. inte finns något som förhindrar division med noll. Bland annat måste en maximal blandningslängd beräknas enligt

$$l_{mix} = \max \left(C_\mu \frac{k^{\frac{2}{3}}}{\varepsilon}, l_{mix}^{lim} \right) \quad (59)$$

där l_{mix}^{lim} beräknas enligt

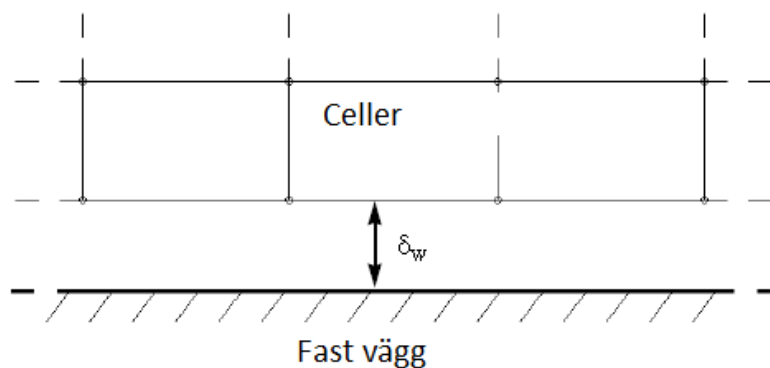
$$l_{mix}^{lim} = 0,5 \min \left(\left(\int_{\Omega} 1 dx \right)^{\frac{1}{d}}, l_{bb} \right) \quad (60)$$

Turbulensens påverkan på temperaturfältet modelleras genom att använda den turbulenta Prandtls tal modellen kallad Kays-Crawford enligt ekvation (61).

$$Pr_T = \left(\frac{1}{2Pr_{T\infty}} + \frac{0,3}{\sqrt{Pr_{T\infty}}} \frac{C_p \eta_T}{k} - \left(0,3 \frac{C_p \eta_T}{k} \right)^2 \left(1 - e^{-k/(0,3C_p \eta_T \sqrt{Pr_{T\infty}})} \right) \right)^{-1} \quad (61)$$

där $Pr_{T\infty} = 0,85$ och k är värmeledningstalet.

Vid turbulent strömning vid en yta uppstår ett gränsskikt pga. fluidens viskositet där höga gradienter förekommer. Dessa höga gradienter gör det svårt att lösa ut flödesvariablerna ända in mot väggen. Gränsskiktet kan delas in i två regioner, det viskösa underskiktet närmast väggen där strömningen nästan är laminär och det logaritmiska skiktet där turbulent strömning dominerar. Comsol använder så kallade väggfunktioner för att modellera det viskösa underskiktet. Detta innebär att beräkningsdomänen börjar ett avstånd, δ_w , från väggen, se Figur 20.



Figur 20. Modellering av det viskösa underskiktet (Comsol, 2010)

δ_w beräknas så att

$$\delta_w^+ = \frac{\rho u_\tau \delta_w}{\mu} \quad (62)$$

där u_τ är friktionshastigheten och ska bli 11,06 vilket motsvarar avståndet från väggen där det logaritmiska skiktet möter det viskösa underskiktet.

$$u_\tau = C_\mu^{1/4} \sqrt{k} \quad (63)$$

δ_w är begränsad så att det inte kan bli mindre än en tredjedel av höjden av randcellens mesh. Om däremot meshet är för grovt kan δ_w^+ bli större än 11,06 och det är därför viktigt att kontrollera detta för modellens väggars randytor för att erhålla ett stabilt resultat.

Värmeöverföringen som sker via ledning beräknas enligt

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot (k \nabla T) = Q \quad (64)$$

3.5 Variation av parametrar

För att finna de optimala dimensionerna varierar olika parametrar för att utreda deras påverkan på värmetransporten. De parametrar som valts att variera är djupet, längden, diametern, lufthastigheten, avståndet mellan två rör samt antalet rör. Parametrarna varierar en i taget och jämförs med ett basfall.

Tabell 11. *Parametrar som varierar*

Parameter	Värden					
Djup	1,5	2	3,5	4,5	m	
Längd	10	20	30	m		
Diameter	0,2	0,4	0,6	0,8	m	
Lufthastighet	1	1,5	2	2,5	m/s	
Röravstånd	0,5	1	1,5	m		
Antal rör	1	2	3	4	5	6

3.6 Beräkning av energibesparing

Värmen som upptas respektive avges av marken, energiutbytet, kan beräknas enligt

$$Q_{markkanal} = \dot{m} \cdot C_{p,luft} (T_{ut} - T_{in}) = \rho_{luft} \cdot \dot{V} \cdot C_{p,luft} (T_{ut} - T_{in}) \quad (65)$$

och motsvarar energibesparingen. Den effekt som behövs för att värma eller kyla intagsluften till den önskade temperaturen, t.ex. 18 °C, kan när all intagsluft tas direkt utifrån beräknas enligt

$$Q_{utan markkanal} = \rho_{luft} \cdot \dot{V} \cdot C_{p,luft} (T_{önskad} - T_{in}) \quad (66)$$

Energiandelen som kan sparas när en markkanal används i förhållande till när ingen markkanal eller värmeåtervinning sker kan beräknas enligt ekvation (67). Under sommaren (kylningsperioden) kan i vissa fall T_{ut} understiga 18 °C. Då beräknas endast den energibesparande effekten som kan erhållas av markkanalen och T_{ut} sätts till 18 °C för beräkningen av $Q_{markkanal}$.

$$Energibesparingsandel = \frac{Q_{markkanal}}{Q_{utan markkanal}} \quad (67)$$

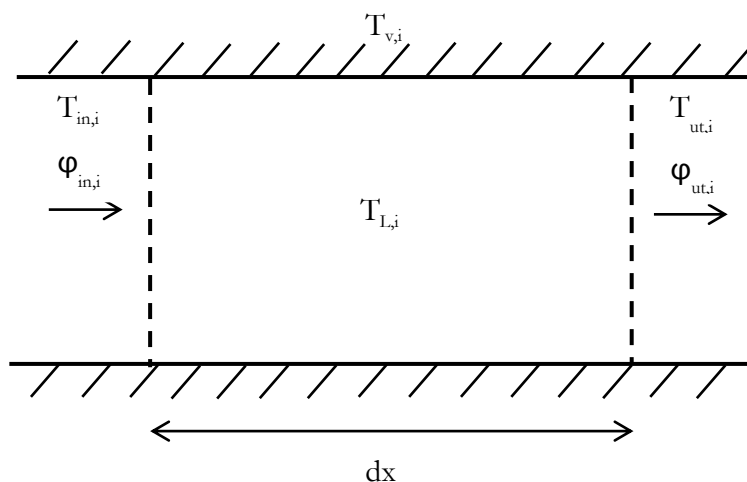
För energibesparingsberäkningarna antas att markkanalen är i drift dygnet runt under perioderna när markkanalerna är lämpade att använda.

3.7 Beräkning av eventuell kondensation

För att utreda om kondensation sker i markkanalen och hur stor påverkan över energiutbytet kondensationen i sådana fall har uppskattas den latent värmeöverföringen i kanalen. Kanalen delas in i ett antal kontrollvolym, se Figur 21, där lufttemperaturen $T_{L,i}$, ekvation (68), och väggtemperaturen $T_{v,i}$, ekvation (69), antas vara konstant.

$$T_{L,i} = T_{in,i} + \frac{T_{ut,i}}{2} \quad (68)$$

$$T_{v,i} = T_{v_{in,i}} + \frac{T_{v_{ut,i}}}{2} \quad (69)$$



Figur 21. Kontrollvolym för kondensationsberäkning

Vidare antas att den latent värmeöverföringen, kondensationen, inte påverkar luftens eller väggens temperatur i markkanalen.

För att avgöra om kondensation sker jämförs luftens daggpunkt med väggtemperaturen. Är väggtemperaturen mindre än luftens daggpunkt kommer kondensation att ske. För att beräkna luftens daggpunkt sätts vattenångans mättningsstryck, p_a'' , vid daggpunktstemperaturen lika med vattenångans partialtryck, p_a , vid lufttemperaturen d.v.s.

$$p_a''(T_{dagg}) = p_a(T_{L_{in}}) \quad (70)$$

Den relativa luftfuktigheten, ϕ , anger hur mättad luften är på vattenånga och definieras enligt

$$\varphi = \frac{p_{\text{a}}}{p_{\text{a}}''} \quad (71)$$

Eftersom den relativa luftfuktigheten vid inloppet är känd kan vattenångans partialtryck beräknas utifrån ekvation (71) enligt

$$p_{\text{a}}(T_{L_{in}}) = \varphi \cdot p_{\text{a}}''(T_{L_{in}}) \quad (72)$$

Vattenångans mättningsstryck kan beräknas enligt (Applied Thermodynamics, 2008)

$$p_{\text{a}}'' = \begin{cases} e^{\left(12,03 - \frac{4025}{T+235}\right)} & \text{för } T \geq 0^{\circ}\text{C} \\ e^{\left(17,391 - \frac{6142,83}{T+273,15}\right)} & \text{för } -40 < T \leq 0^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (73)$$

Sätts ekvation (72) in i ekvation (70) samt $p_{\text{a}}''(T_{L_{in}})$ och $p_{\text{a}}''(T_{dagg})$ erhålls från ekvation (73) blir luftens daggpunkt

$$T_{dagg} = \begin{cases} \left(\frac{4025}{12,03 - \ln(p_{\text{a}}(T_{L_{in}}))} - 235 \right) & \text{för } T \geq 0^{\circ}\text{C} \\ \left(\frac{6142,83}{17,391 - \ln(p_{\text{a}}(T_{L_{in}}))} - 273,15 \right) & \text{för } -40 < T \leq 0^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (74)$$

Värmeöverföringen som sker via konvektion kan beräknas enligt ekvation (75) vilket ger värmeövergångstalet vid konvektion, h_k , enligt ekvation (76).

$$Q_k = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ut} - T_{in}) = h_k \cdot A \cdot (T_l - T_v) \Rightarrow \quad (75)$$

$$\Rightarrow h_k = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{ut} - T_{in})}{A \cdot (T_l - T_v)} \quad (76)$$

Diffusionsvärmeövergångstalet, h_d , kan beräknas enligt Bäckströms samband (Applied Thermodynamics, 2008) enligt

$$\frac{h_d}{h_k} = C_B \cdot \frac{p_{\text{a}} - P_{\text{a}}''}{T_L - T_v} \quad (77)$$

där

$$C_B = \begin{cases} 1520 \text{ (}^{\circ}\text{C/bar)} & \text{för } T_L > 0^{\circ}\text{C} \\ 1750 \text{ (}^{\circ}\text{C/bar)} & \text{för } T_L \leq 0^{\circ}\text{C} \end{cases}$$

Genom ekvation (79) kan sedan den latent värmeöverföringen beräknas (Applied Thermodynamics, 2008)

$$Q_{tot} = Q_k + Q_d \Rightarrow \quad (78)$$

$$\Rightarrow Q_d = Q_{tot} - Q_k = Q_{tot} - Q_k = h_k \cdot \left(1 + \frac{h_d}{h_k}\right) \cdot A \cdot (T_L - T_v) - Q_k \quad (79)$$

3.8 Fläkteffekt

Fläkteffekten som behövs för att enbart pumpa luften genom markkanalen kan beräknas enligt

$$Q_{fläkt} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \quad (80)$$

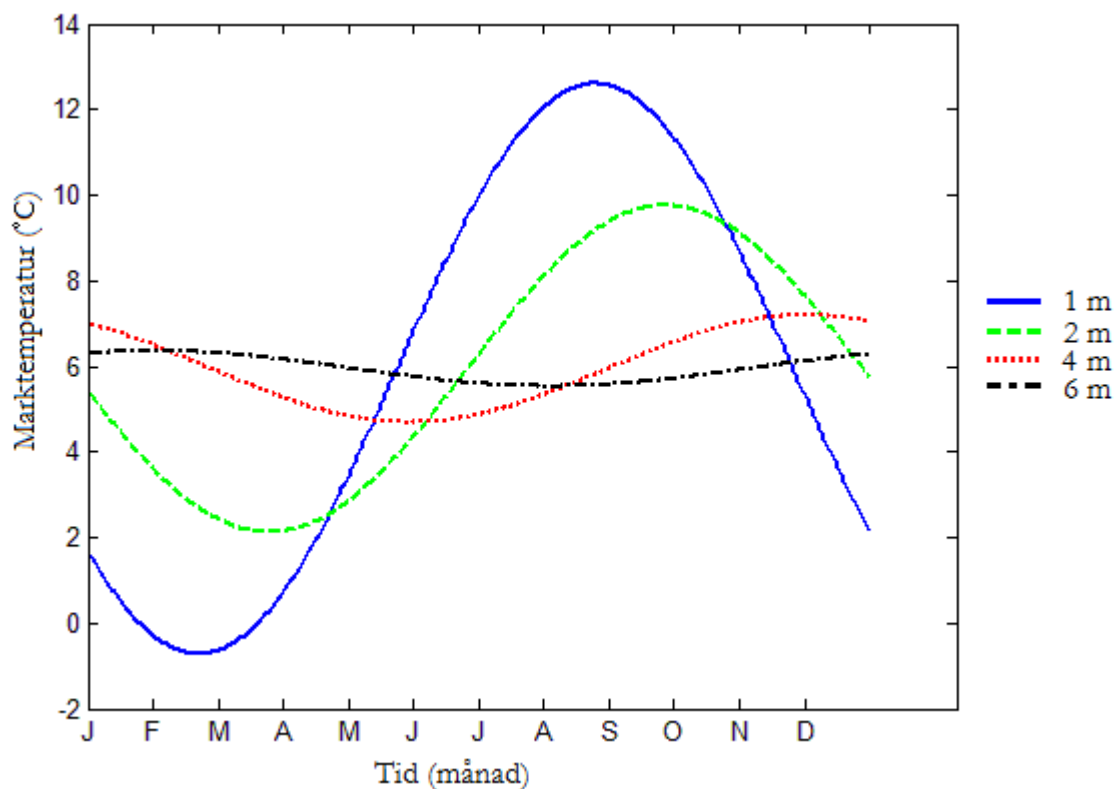
där Δp är tryckfallet, \dot{V} volymflödet och η verkningsgraden.

Fläktens verkningsgrad antas vara 70 %.

4 RESULTAT

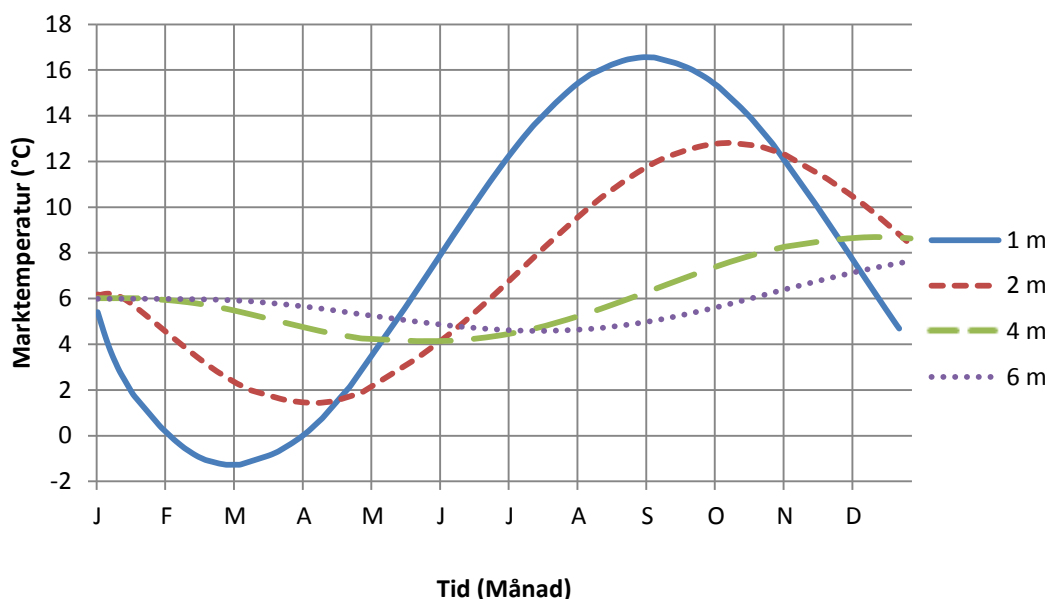
4.1 Marktemperaturmodell

Med insatta värden anpassade efter Stockholms klimat i ekvationerna från kapitel 3.1.3 för beräkning av ostörd marktemperatur erhålls Figur 22. Vid 6 m djup kan konstateras att temperaturen nästan är konstant och intar medeltemperaturvärdet för mark i Stockholm 6,6 °C.



Figur 22. Ostörd marktemperatur vid olika djup i Stockholm under året efter (Lee och Strand, 2006)

I Figur 23 visas marktemperaturen under året vid användning av markkanal. Vid användning av markkanalen sänks temperaturen i marken under vintern och höjs under sommaren. Simuleringen tar inte hänsyn till eventuell snö som kan komma att höja marktemperaturen eller byggnader vid markytan.



Figur 23. Marktemperatur vid användning av markkanal simulerad mha Comsol.

4.2 Basfallet

Basfallet för beräkningarna består av ett 10 m långt rör med en diameter på 20 cm. Lufthastigheten i röret är 2 m/s och röret förläggs på 2 m djup. Volymflödet i röret är 60 l/s dygnet runt. Tabell 12 visar resultaten för basfallet i form av energibesparing i kWh/år, genomsnittlig temperaturdifferens mellan intag och uttag för uppvärmningsperioden och kylningsperioden samt tryckfallet. Intags och omgivningstemperaturen är modellerad med cosinuskurvan i Figur 14. Energibesparingen motsvarar den energi som utbyts mellan luften och marken i markkanalen och beräknas enligt kapitel 3.6. Den procentuella energibesparingen är energibesparingen i förhållande till den totala energi som krävs för att höja eller sänka temperaturen till 18 °C från intagstemperaturen.

Tabell 12. Resultat för basfallet simulerad med cosinuskurvan som intags och omgivningstemperatur

Basfallet	Uppvärmningsperiod (6 okt – 29 mars)	Kylningsperiod (13 jun - 18 sep)
Energibesparing [kWh/år]	525	300
Total energi [kWh/år]	630	570
Procentuell energibesparing [%]	8	53
Genomsnittlig temperaturdifferens [°C] mellan intag och uttag	1,5	1,9
Tryckfall [Pa]	2,9	

4.2.1 Perioder för utnyttjande av markkanaler

Perioder när markkanalerna kan utnyttjas för uppvärmning från resultaten med cosinuskurvan som intagstemperatur (Figur 14) kan ses i Tabell 13, Tabell 14, Tabell 15 och Tabell 16. Det är under dessa perioder energibesparingen är beräknad för i följande kapitel.

Tabell 13. Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika djup

Djup	Uppvärmningsperiod
1,5 m	2 okt - 27 mars
2 m	6 okt - 29 mars
2,5 m	10 okt - 1 april
3,5 m	17 okt - 5 april
4,5 m	17 okt - 7 april

Tabell 14. Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika lufthastigheter

Lufthastighet	Uppvärmningsperiod
1,0 m/s	8 okt - 1 april
1,5 m/s	9 okt - 31 mars
2,0 m/s	6 okt - 29 mars
2,5 m/s	5 okt - 29 mars

Tabell 15. Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika diameter

Diameter	Uppvärmningsperiod
20 cm	6 okt - 29 mars
40 cm	3 okt - 27 mars
60 cm	2 okt - 24 mars
80 cm	30 sep - 26 mars

Tabell 16. Period när det är lönande att använda markkanaler för uppvärmning vid olika längd

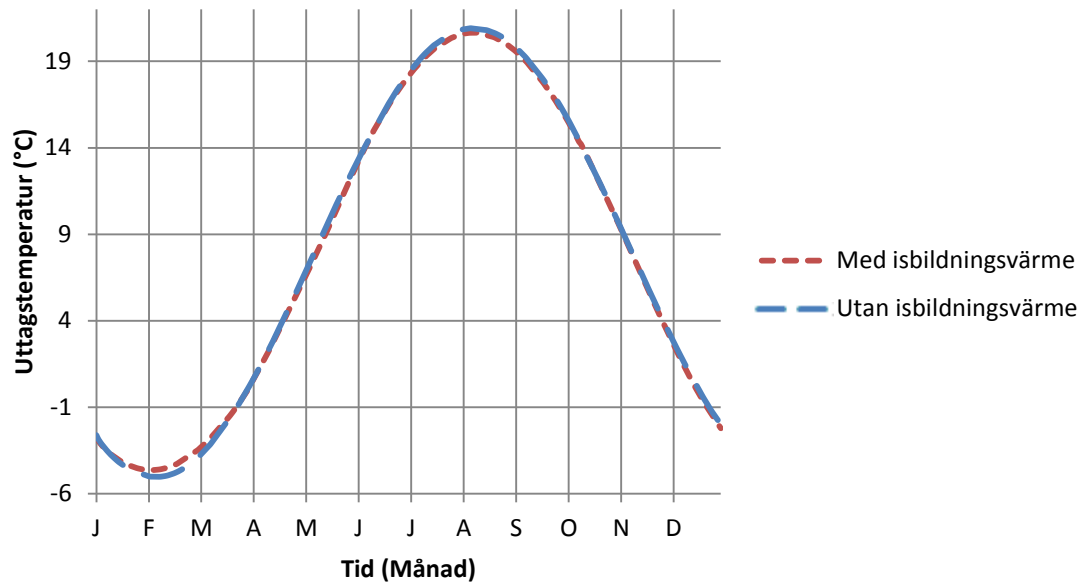
Längd	Uppvärmningsperiod
10 m	6 okt - 29 mars
20 m	8 okt - 30 mars
30 m	8 okt - 31 mars

Kylningsperioden är beräknad när intagstemperaturen är över 18 °C. Detta sker för cosinuskurvan 13 juni till 18 september.

För timintervallskurvan beräknas energibesparingen under perioder när uttagstemperaturen är högre än intagstemperaturen för uppvärmning och under perioder när temperaturen är över 18 °C för kylning.

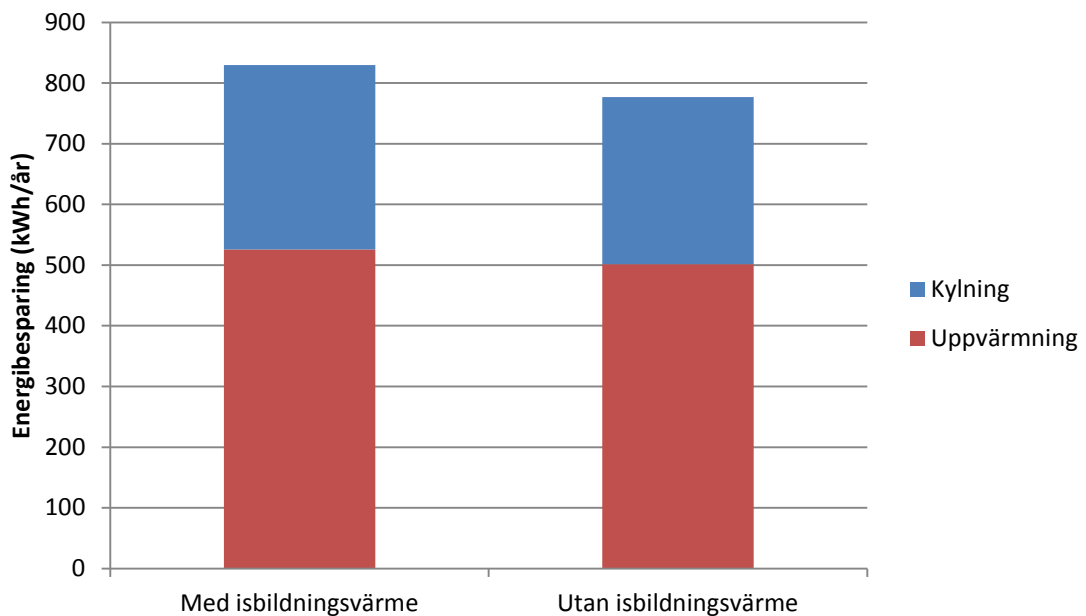
4.3 Isbildningsvärmets inverkan på värmeutbytet

Figur 24 visar uttagstemperaturen under året med och utan isbildningsvärme.



Figur 24. Uttagstemperatur för basfallet med och utan isbildningsvärme

Genom att ta hänsyn till vattnets latent smältvärme vid fasändring när marken fryser eller tinar kan upp till 5 % mer energi sparas för basfallet vid uppvärmning och 9 % vid kylning, Figur 25.



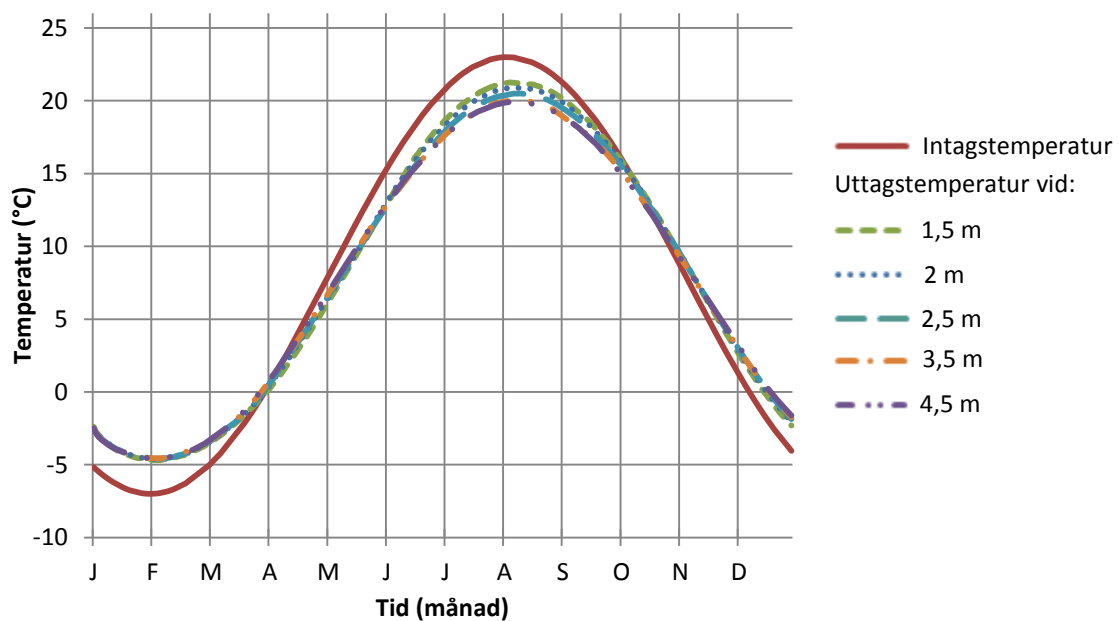
Figur 25. Energi i kWh per år som kan sparas för basfallet med eller utan isbildningsvärme

4.4 Variation av parametrar

Parametrarna som varierades är djupet, lufthastigheten, rördiametern och rörlängden. Resultatet av variationen redovisas i följande kapitel. I följande simuleringar har isbildningsvärmets påverkan över värmeutbytet tagits hänsyn till. Inverkan av den latent värmeföringen i form av kondensation inuti markkanalen är inte medtagen i följande resultat. I kapitel 4.6 utreds kondensationens påverkan på markkanalens kyleffekt. I simuleringarna är markkanalen i drift dygnet runt under ett år. Intagstemperaturen är given av cosinuskurvan i Figur 14 och tidssteget är ett dygn.

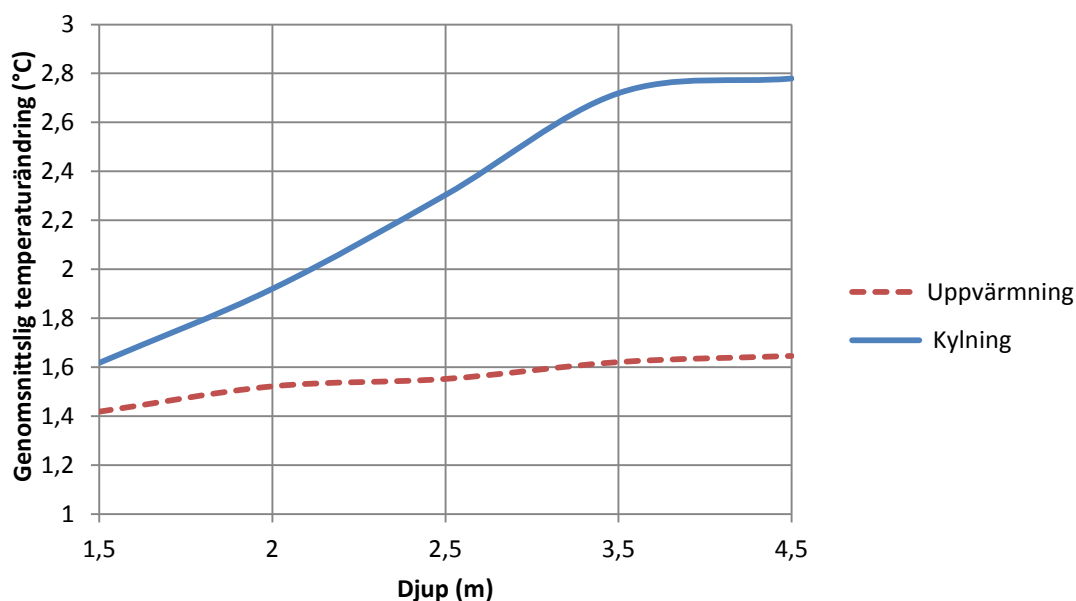
4.4.1 Djupets inverkan över energiutbytet

Djupet varierades för basfallet (diameter = 20 cm, djup = 2 m, längd=10 m, hastighet= 2 m/s volymflöde= 60 l/s) mellan 1,5 och 4,5 m. Figur 26 visar hur uttagstemperaturen varierar under året när markkanalerna ligger på olika djup. Från Figur 26 framgår att djupet inte påverkar uttagstemperaturen i någon större utsträckning under vintern. Under sommaren när kylning erfordras ger en grundare placerad markkanal en högre uttagstemperatur och en djupare placerad markkanal ger en lägre uttagstemperatur.



Figur 26. Uttagstemperaturen som funktion av tiden vid olika djup

Figur 27 visar den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan intag och uttagsluften för basfallet vid olika djup. Temperaturändringen planar ut för både kylning och uppvärmning vid djup över 3,5 m. Den största skillnaden syns för kylningen. För kylning ökar den genomsnittliga temperaturändringen med 68 % motsvarande 1,1 °C när djupet ökar från 1,5 till 3,5 m. För uppvärmningen är inte ökningen vid ökande djup lika markant utan endast 14 % från 1,5 till 3,5 m djup.



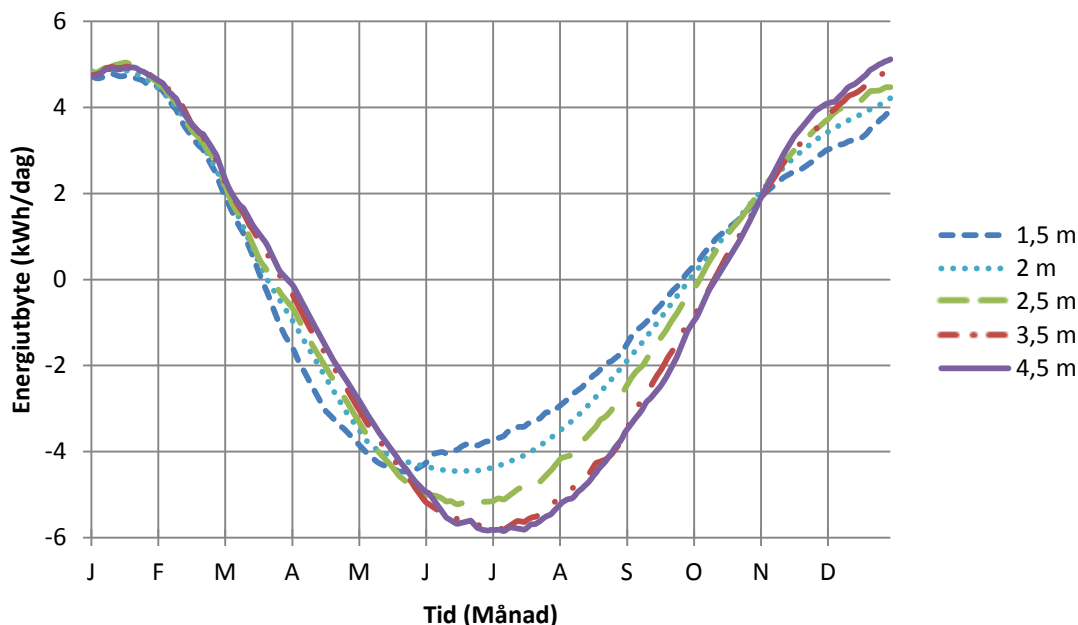
Figur 27. Genomsnittlig temperaturändring vid olika djup för basfallet

Tabell 17 visar den genomsnittliga temperaturändringen mellan intag och uttag per månad vid olika djup för basfallet under uppvärmningsperioden respektive under kylningsperioden.

Tabell 17. Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika djup för basfallet

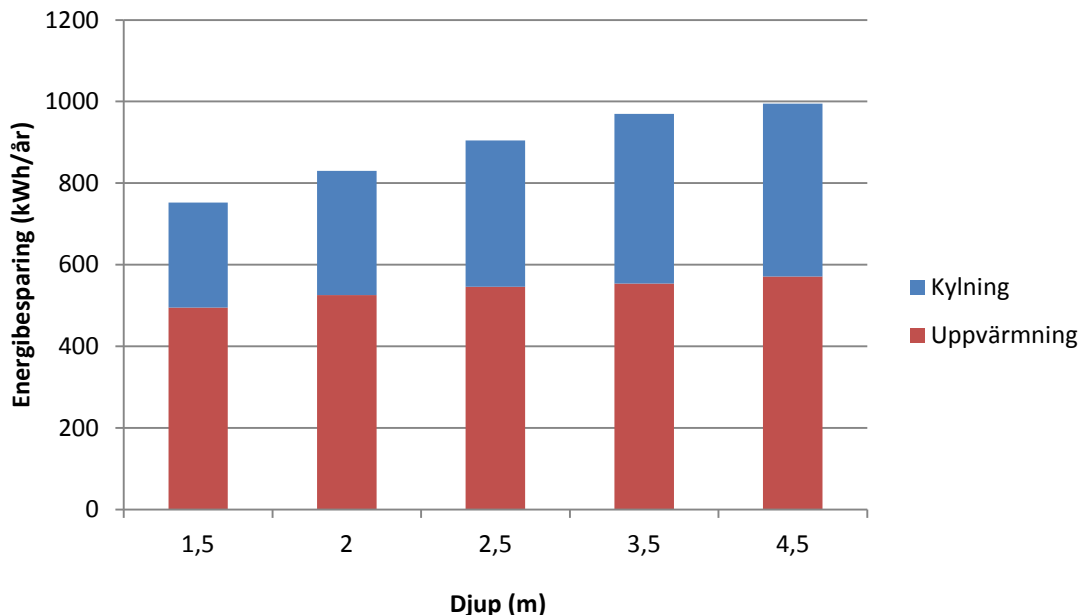
Djup [m]	Genomsnittlig temperaturändring [°C]				
	1,5	2	2,5	3,5	4,5
<i>Uppvärmning</i>					
Oktober	0,46	0,47	0,48	0,39	0,33
November	1,19	1,32	1,38	1,34	1,44
December	1,65	1,88	2,06	2,15	2,28
Januari	2,40	2,45	2,46	2,44	2,42
Februari	2,00	2,04	2,08	2,14	2,12
Mars	0,81	0,83	0,83	0,93	0,99
<i>Kylning</i>					
Juni	2,19	2,46	2,85	3,06	3,07
Juli	1,99	2,35	2,78	3,16	3,22
Augusti	1,43	1,74	2,14	2,63	2,72
September	0,74	0,96	1,27	1,78	1,83

I Figur 28 kan det totala energiutbytet i kWh/dag mellan marken och markkanalen under året ses vid kontinuerlig användning. D.v.s. i figuren visas även perioder när ett by-pass system bör användas. Positivt värde motsvarar upptagning av värme medan ett negativt värde motsvarar avgivning av värme d.v.s. kylning.



Figur 28. Energiutbytet mellan luft och mark vid olika djup för basfallet

Figur 29 visar hur mycket energi som kan sparas i kWh/år för de olika djupen. Energibesparingen under uppvärmningssäsongen ökar inte nämnvärt vid högre djup. Djupet har större påverkan på hur stor kyleffekt som kan utnyttjas. Grundare belägen markkanal ger lägre kyleffekt eftersom marken under sommaren är varmare vid ett lägre djup. Tabell 18 visar den procentuella ökningen/minskningen av energibesparingen när markkanalen förläggs på olika djup gentemot basfallet. Förläggs markkanalen på 2,5 m djup istället för 2 m ökar kyleffekten med 18 % och uppvärmningseffekten med 3,8 %.



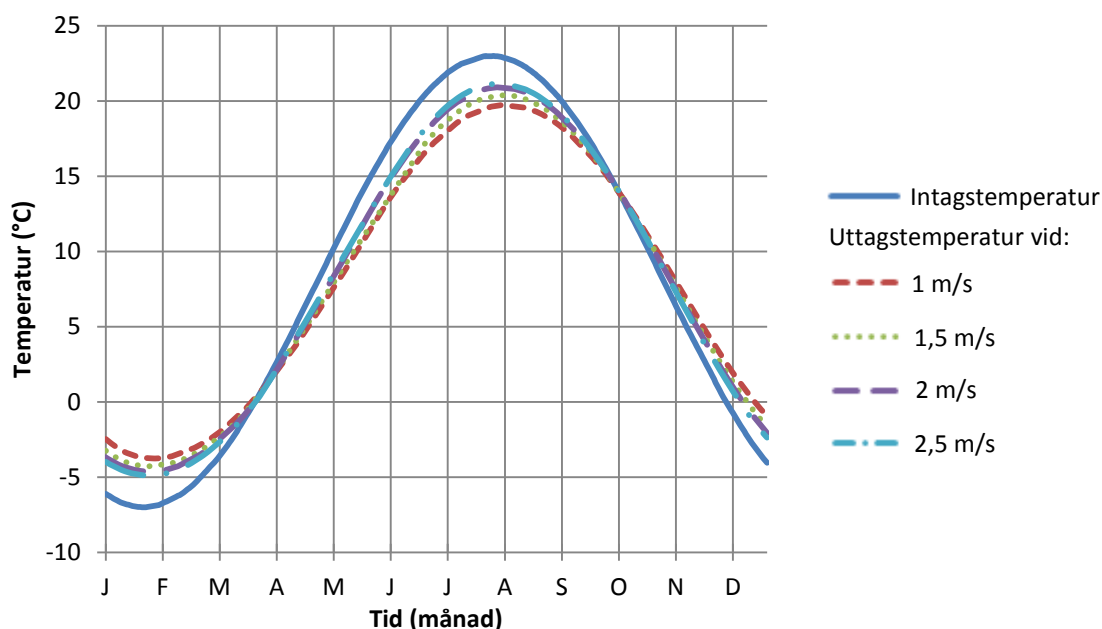
Figur 29. Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika djup uppdelat i kylning och uppvärmning

Tabell 18. Procentuell ökning/minskning av energibesparing per år jämfört med basfallet

Djup [m]	Uppvärmning [%]	Kylning [%]	Totalt [%]
1,5	-5,9	-15,4	-9,4
2,0 (Basfallet)	0	0	0
2,5	+3,8	+17,8	+9,0
3,5	+5,4	+36,8	+16,9
4,5	+8,7	+39,4	+20,0

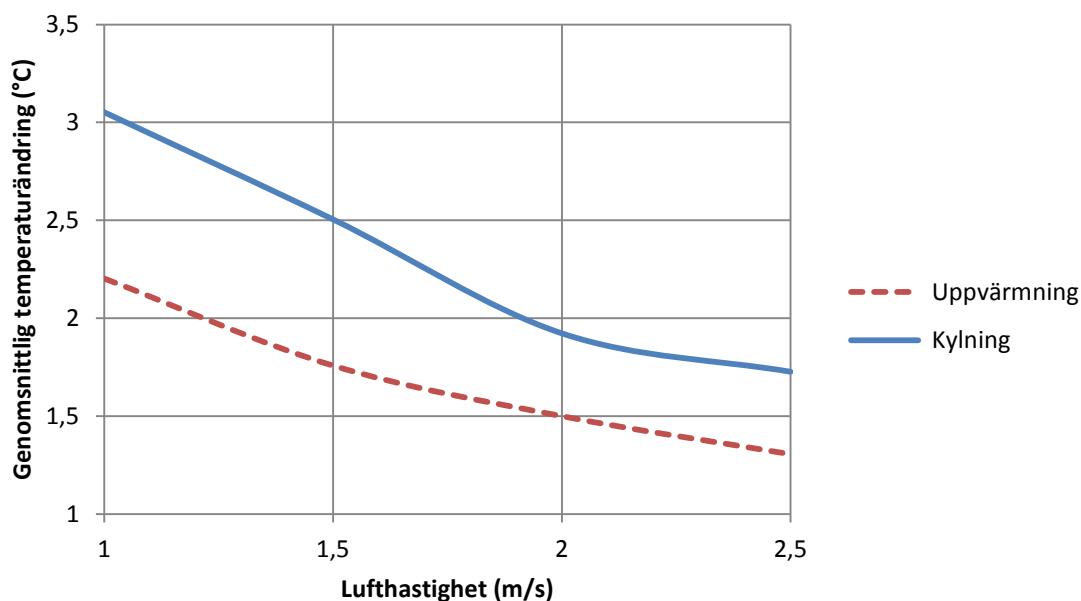
4.4.2 Lufthastighetens inverkan över energiutbytet

Lufthastigheten varierades mellan 1 – 2,5 m/s för basfallet. Från Figur 30 framgår att en lägre lufthastighet ger under vintern en högre uttagstemperatur och under sommaren en lägre uttagstemperatur. D.v.s. temperaturdifferensen mellan intag och uttag minskar ju högre lufthastigheten är. Med lägre hastighet spenderar luften längre tid i kanalen och mer värme hinner upptas/avgas.



Figur 30. Uttagstemperaturen som funktion av tiden för olika lufthastigheter

Figur 27 visar den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan intag och uttagsluften för basfallet vid olika lufthastigheter. Temperaturdifferensen är större under kylningsperioden än under uppvärmningsperioden. I Tabell 19 kan den procentuella ändringen av genomsnittstemperaturdifferensen jämfört med basfallet ses. Vid en sänkning av lufthastigheten från 2 m/s till 1 m/s ökar temperaturdifferensen med 47 % för uppvärmning och 59 % för kylning vilket motsvarar 0,7 respektive 1,1 °C.



Figur 31. Genomsnittlig temperaturändring vid olika lufthastigheter för basfallet

Tabell 19. Procentuell ökning/minskning av genomsnittlig temperaturdifferens jämfört med basfallet

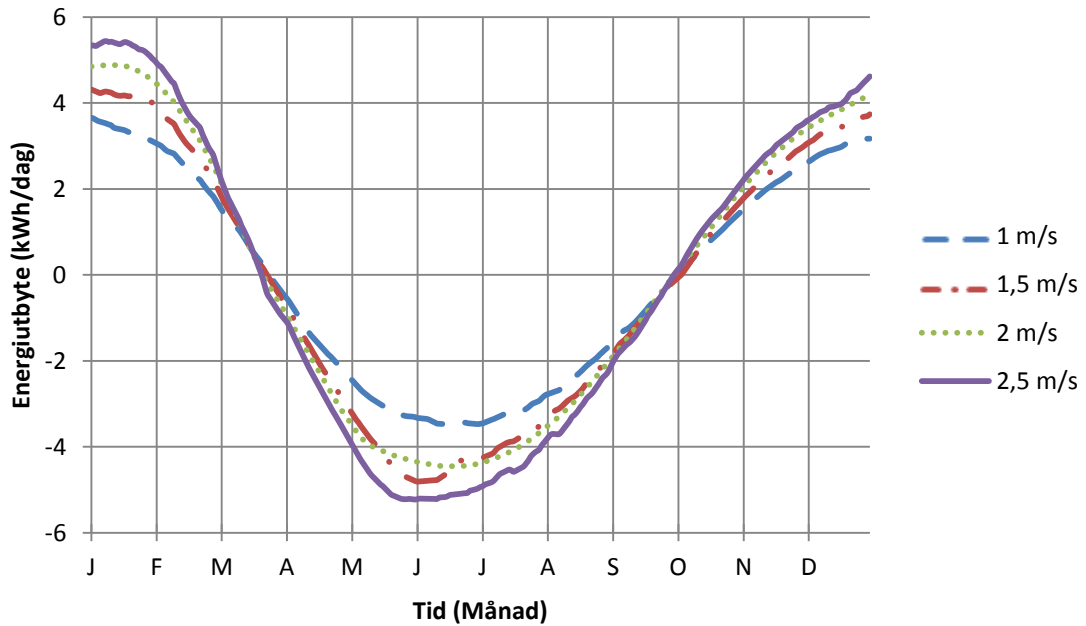
Lufthastighet [m/s]	Uppvärmning [%]	Kylning [%]
1	+47	+59
1,5	+17	+30
2	0	0
2,5	-13	-10

Tabell 20 visar den genomsnittliga temperaturändringen mellan intag och uttag per månad vid olika lufthastigheter för basfallet under uppvärmningsperioden respektive under kylningsperioden.

Tabell 20. Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika lufthastigheter för basfallet

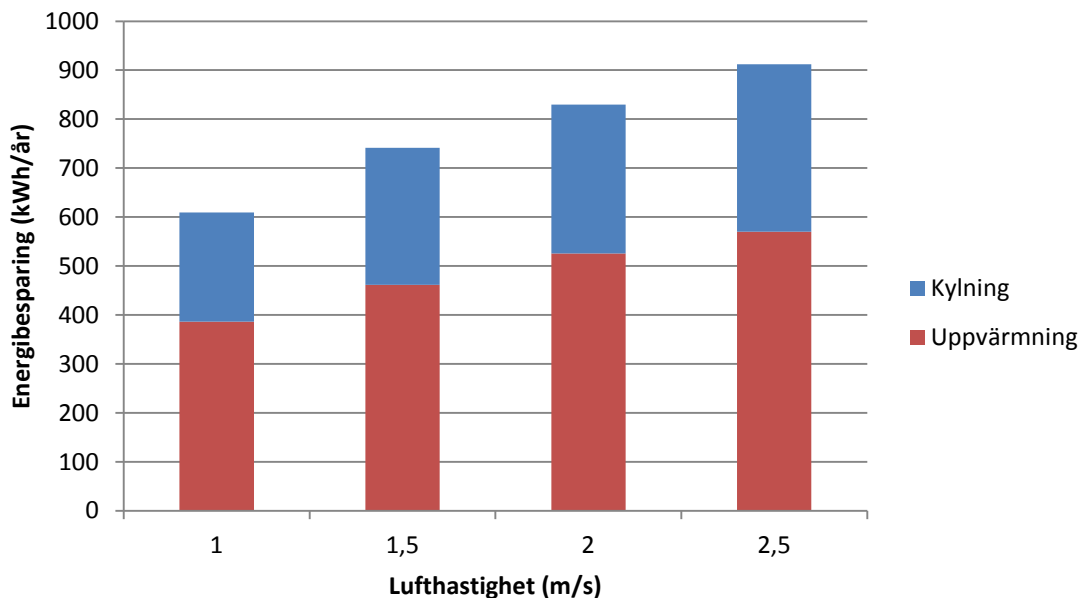
Lufthastighet [m/s]	Genomsnittlig temperaturändring [°C]			
	1	1,5	2	2,5
<i>Uppvärmning</i>				
Oktober	0,70	0,52	0,43	0,39
November	1,94	1,50	1,27	1,08
December	2,92	2,26	1,89	1,59
Januari	3,53	2,85	2,45	2,16
Februari	2,82	2,36	2,04	1,79
Mars	1,20	0,92	0,83	0,72
<i>Kylning</i>				
Juni	3,82	3,41	2,47	2,30
Juli	3,69	3,00	2,34	2,09
Augusti	2,81	2,21	1,75	1,54
September	1,60	1,25	0,97	0,84

Energien som avges och upptas under kontinuerlig användning under året kan för olika lufthastigheter ses i Figur 32.

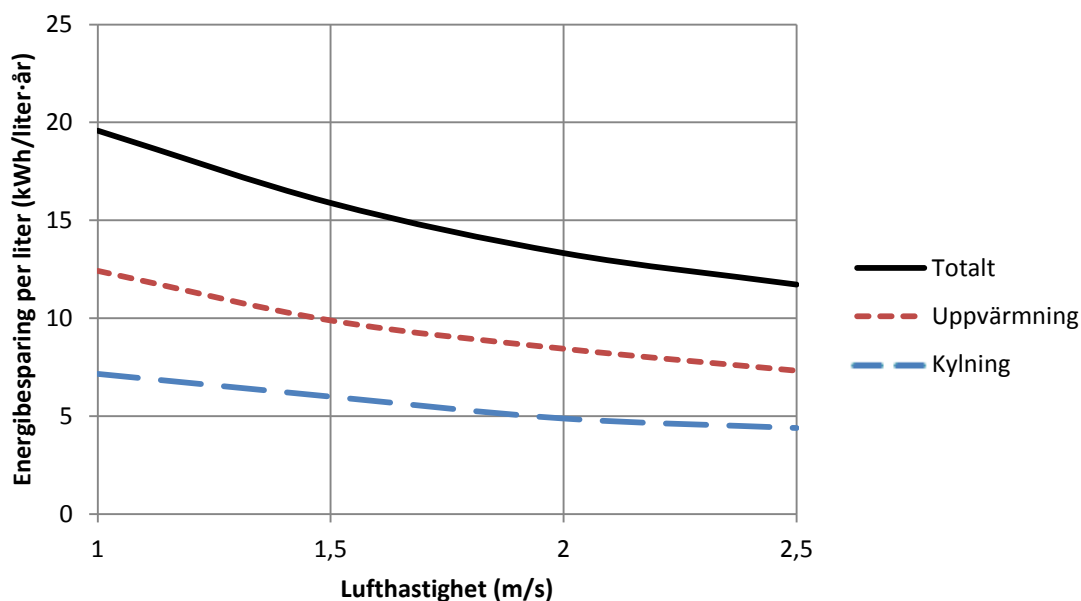


Figur 32. Energiutbyte under ett år för olika lufthastigheter

I Figur 33 visas energibesparingen per år för olika lufthastigheter. Observera att i Figur 33 ökar volymflödet med ökande lufthastighet vilket medför att energiutbytet ökar. För att illustrera hur energibesparingen minskar med ökande lufthastighet visas i Figur 34 energibesparingen per liter luft i kWh/år.



Figur 33. Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika lufthastigheter uppdelat i kylning och uppvärmning



Figur 34. Energibesparingen per liter luft för olika lufthastigheter

4.4.2.1 Fläkteffekt

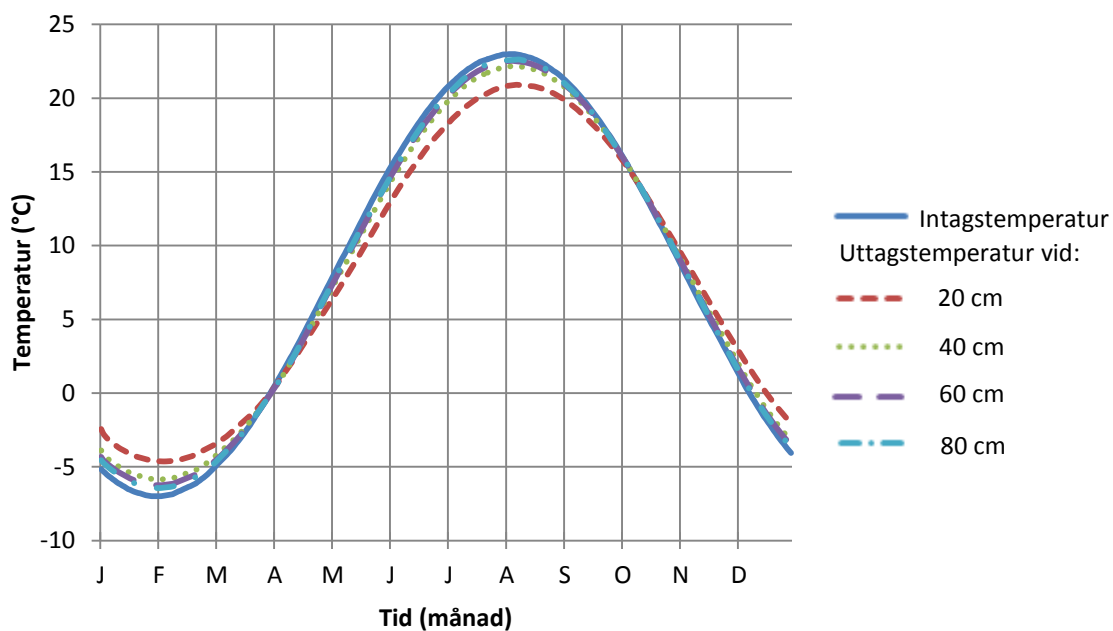
I Tabell 21 visas den fläkteffekt som behövs för att pumpa luften genom markkanalen för olika hastigheter. Övriga dimensioner är samma som för basfallet. Även tryckfall, volymflöde och fläktens energiförbrukning per år framgår av tabellen. Vid ökande hastighet ökar tryckfallet, volymflödet och fläkteffekten.

Tabell 21. Fläkteffekter för olika lufthastigheter

Lufthastighet [m/s]	1	1,5	2	2,5
Tryckfall [Pa]	0,9	1,8	2,9	4,4
Volymflöde [m ³ /s]	0,03	0,05	0,06	0,08
Fläkteffekt [W]	0,04	0,12	0,25	0,49
Energiförbrukning [kWh/år]	0,35	1,1	2,2	4,3

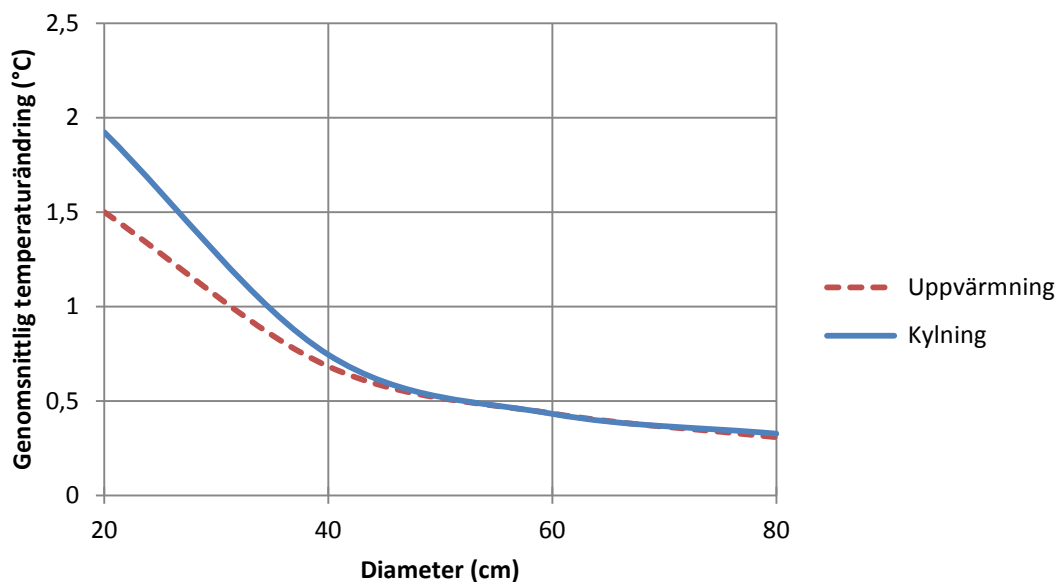
4.4.3 Rörets diameters inverkan över energiutbyte

Rörets diameter varierades mellan 20 – 80 cm för basfallet. I Figur 35 visas hur uttagstemperaturen varierar under året för olika diametrar. Mindre diameter ger en större temperaturdifferens mellan intag och uttag.



Figur 35. Uttagstemperaturen som funktion av tiden för olika diametrar

Figur 36 visar den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan intag och uttagsluften för basfallet vid olika diameter. Vid större diameter är skillnaden i genomsnittlig temperaturdifferens mellan kylning och uppvärmning mindre. Minskningen av den genomsnittliga temperaturdifferensen minskar med ökande diameter. En större diameter ger en minskning av värmeövergångstalet för konvektion. I Tabell 22 kan den procentuella minskningen av temperaturändringen ses jämfört med basfallet. Vid en ökning av diametern från 20 cm till 40 cm minskar temperaturdifferensen mellan intag och uttag med 61 % respektive 54 % för kylning samt uppvärmning.



Figur 36. Genomsnittlig temperaturändring vid olika lufthastigheter för basfallet

Tabell 22. Procentuell minskning av genomsnittlig temperaturändring jämfört med basfallet

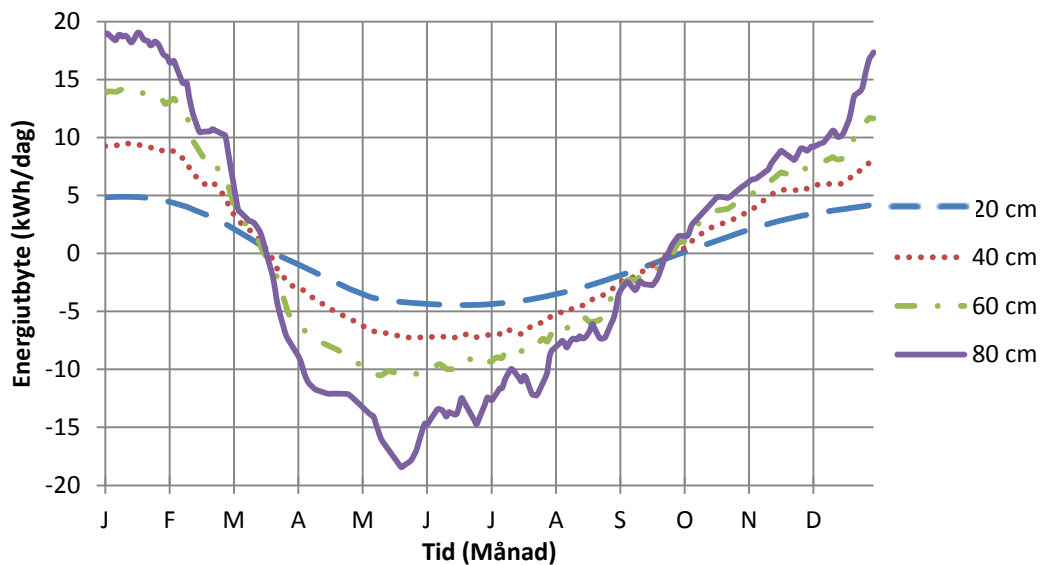
Diameter [cm]	Uppvärmning [%]	Kylning [%]
20 (Basfallet)	0	0
40	-54	-61
60	-71	-78
80	-79	-83

Tabell 23 visar den genomsnittliga temperaturändringen mellan intag och uttag per månad vid olika diametrar för basfallet under uppvärmningsperioden respektive under kylningsperioden.

Tabell 23. Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika diametrar för basfallet

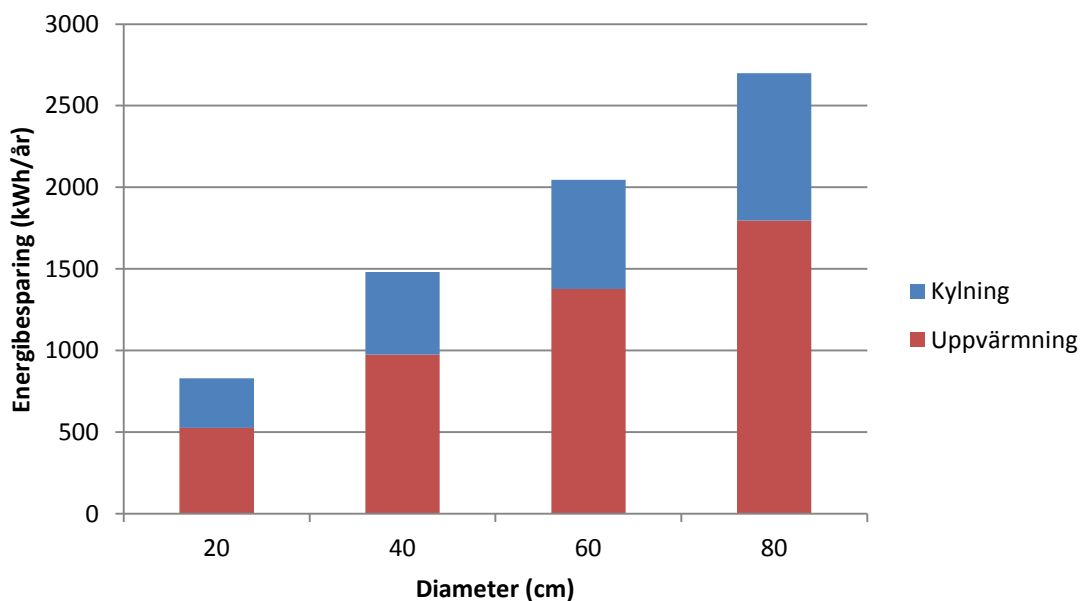
Diameter [cm]	Genomsnittlig temperaturändring [°C]			
	20	40	60	80
<i>Uppvärmning</i>				
Oktober	0,43	0,21	0,14	0,10
November	1,27	0,56	0,30	0,19
December	1,89	0,79	0,49	0,35
Januari	2,45	1,16	0,77	0,58
Februari	2,04	0,97	0,63	0,44
Mars	0,83	0,45	0,24	0,18
<i>Kylning</i>				
Juni	2,47	1,00	0,60	0,48
Juli	2,34	0,93	0,52	0,40
Augusti	1,75	0,66	0,39	0,28
September	0,97	0,33	0,18	0,14

I Figur 37 visas energiutbytet under kontinuerlig drift mellan mark och luft under året för olika diametrar.

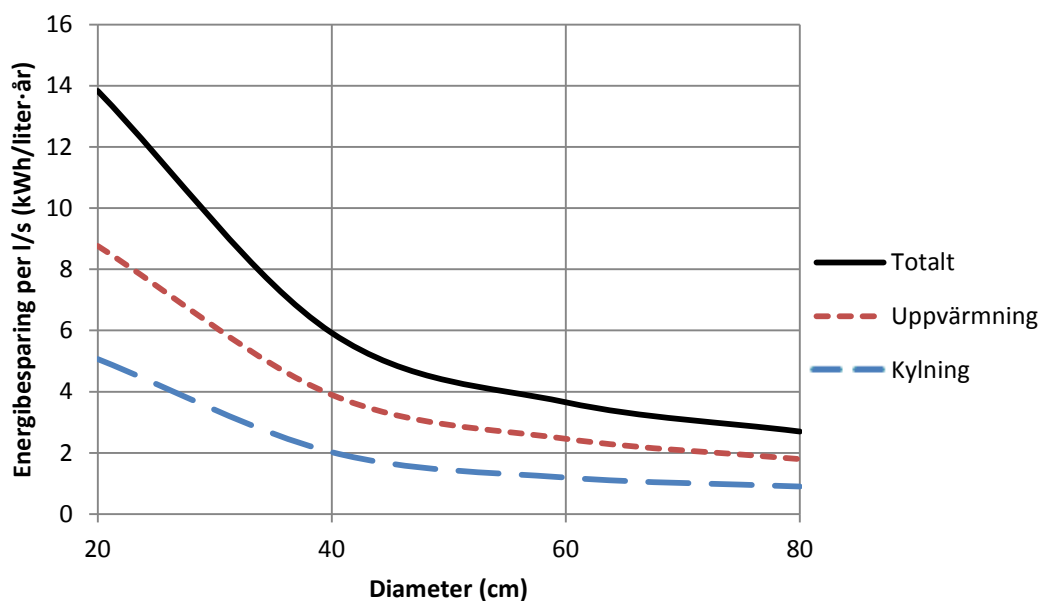


Figur 37. Energiutbyte under ett år för olika diametrar

En större diameter ger en mindre temperaturdifferens men eftersom volymflödet även ökar blir energiutbytet större, se Figur 38. I Figur 39 visas hur energibesparingen per år per liter luft minskar med ökande diameter. Minskningen planar ut vid diametrar över 60 cm.



Figur 38. Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika diameter uppdelat i kylning och uppvärmning



Figur 39. Energibesparing per liter för olika diametrar

4.4.3.1 Fläkteffekt

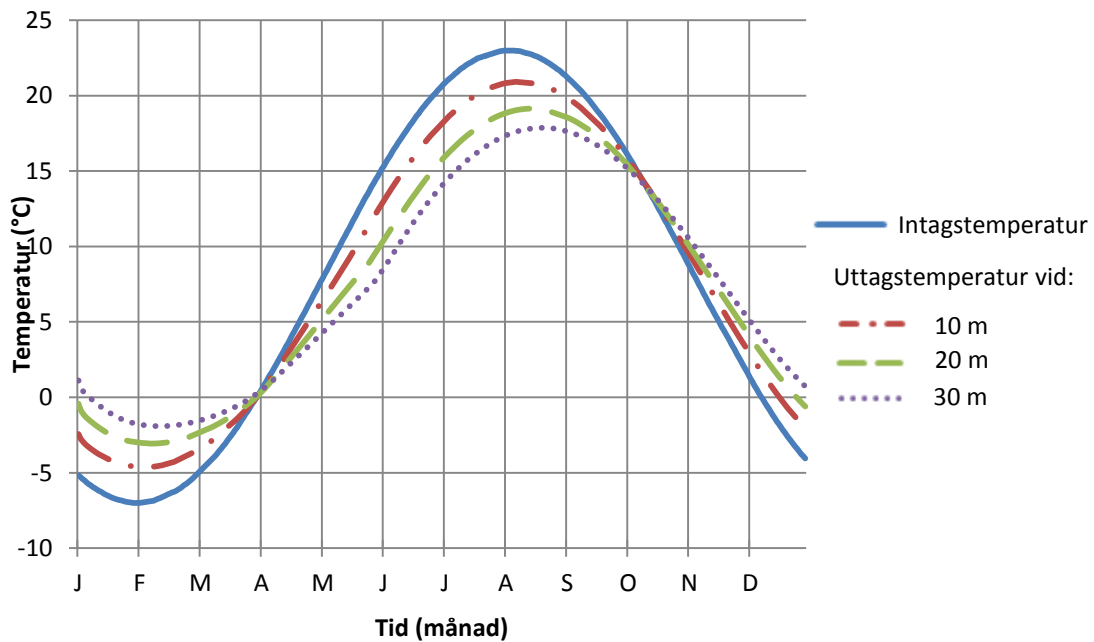
Vid en större diameter minskar tryckfallet men eftersom volymflödet ökar vid större tvärsnittsarea och konstant lufthastighet ökar fläkteffekten och dess energiförbrukning. Detta kan ses i Tabell 24.

Tabell 24. Fläkteffekt och tryckfall vid olika diametrar

Diameter [cm]	20	40	60	80
Tryckfall [Pa]	2,9	1,3	0,9	0,7
Volymflöde [m ³ /s]	0,06	0,25	0,56	1
Fläkteffekt [W]	0,25	0,46	0,72	1
Energiförbrukning [kWh/år]	2,2	4,1	6,3	8,8

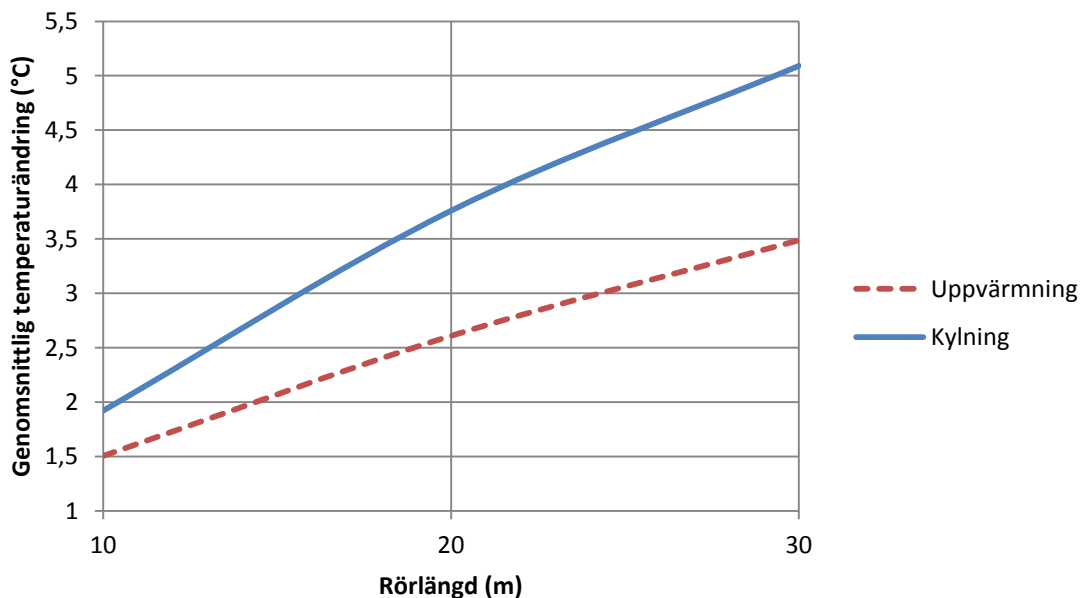
4.4.4 Rörets längds inverkan över energiutbytet

Rörets längd varierades mellan 10-30 m. Figur 40 visar uttagstemperaturen under året för olika rörlängder jämfört med intagstemperaturen. Resultaten visar att en längre markkanal ger en större temperaturdifferens mellan intag och uttagluft. Detta eftersom luften färdas längre tid i en längre kanal och mer värme avges eller upptas.



Figur 40. Uttagstemperaturen som funktion av tiden för olika rörlängder

Figur 41 visar den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan intag och uttagsluften för basfallet vid olika rörlängder. Den största genomsnittliga temperaturändringen sker under kylningsperioden. Vid 10 m rörlängd höjer markkanalen intagsluften under uppvärmningsperioden med i genomsnitt 1,5 °C och under kylningsperioden sänks temperaturen med i genomsnitt 1,5 °C. För 20 m rörlängd är motsvarande siffra för uppvärmningsperioden 2,6 °C och för kylningsperioden 3,2 °C.



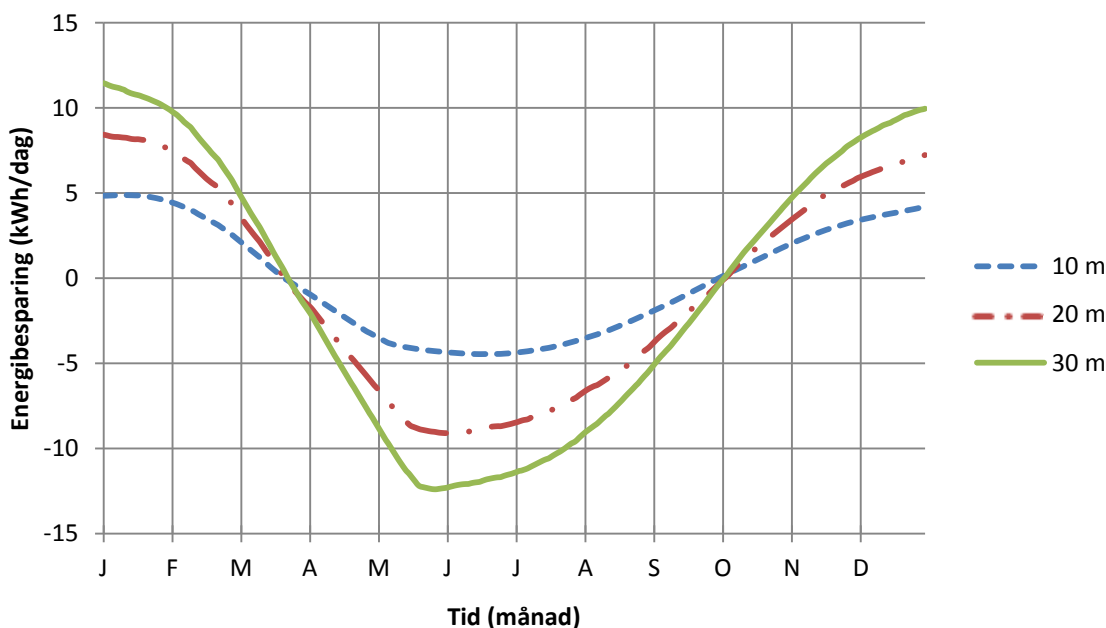
Figur 41. Genomsnittlig temperaturändring vid olika rörlängder för basfallet

Tabell 25 visar den genomsnittliga temperaturändringen mellan intag och uttag per månad vid olika rörlängder för basfallet under uppvärmningsperioden respektive under kylningsperioden.

Tabell 25. Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika rörlängder för basfallet

Längd [m]	Genomsnittlig temperaturändring [°C]		
	10	20	30
<i>Uppvärmning</i>			
Oktober	0,43	0,77	1,05
November	1,27	2,22	3,05
December	1,89	3,26	4,52
Januari	2,45	4,17	5,57
Februari	2,04	3,42	4,48
Mars	0,83	1,42	1,83
<i>Kylning</i>			
Juni	2,47	4,96	6,69
Juli	2,34	4,53	6,14
Augusti	1,75	3,36	4,55
September	0,97	1,92	2,60

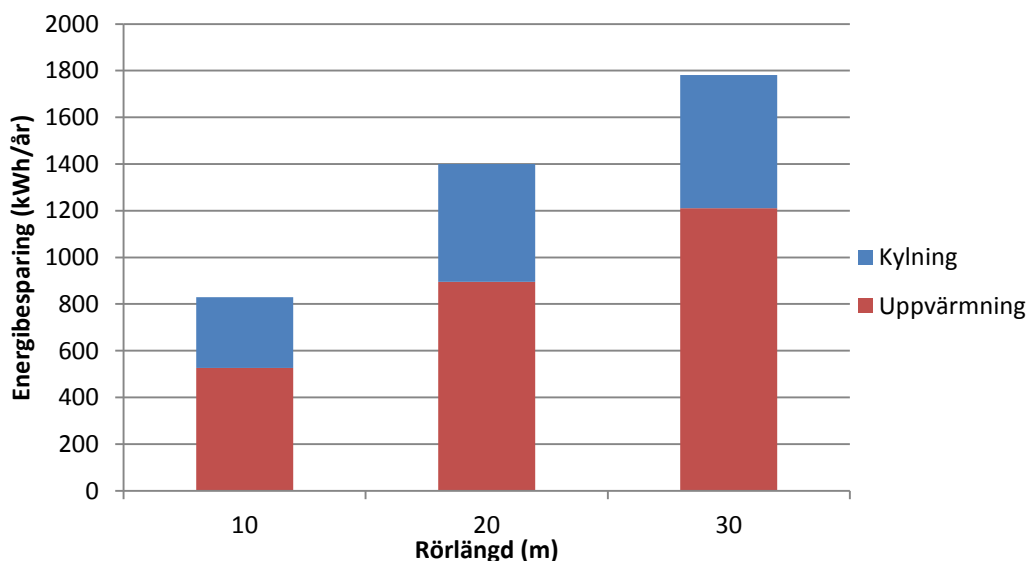
I Figur 42 visas energiutbytet mellan mark och luft under kontinuerlig drift för olika rörlängder.



Figur 42. Energiutbyte för olika rörlängder

Figur 43 visar den totala energibesparingen per år för olika rörlängder. I Tabell 26 kan den procentuella ökningen för olika rörlängder jämfört med basfallet ses. Den totala energibesparingen under ett år ökar med 69 % vid en 20 m lång markkanal jämfört med om markkanalen är 10 m lång. Ökningen är störst under uppvärmningsperioden då den är 70 %, under kylningsperioden är ökningen 66 %. I Figur 43 och Tabell 26 är enbart den nyttiga effekten medtagen i beräkningen d.v.s. den energin som faktiskt kan utnyttjas. Pga. detta ökar kylningseffekten mindre än uppvärmningseffekten vid en längre markkanal. Eftersom i en längre

markkanal kommer luften vid vissa tidpunkter att anta en lägre temperatur än den önskade. Vid sådana tillfällen blandas den med varmare utomhusluften från bypass systemet.



Figur 43. Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för olika rörlängder uppdelat i kylning och uppvärmning

Tabell 26. Procentuell ökning jämfört med basfallet för olika rörlängder

Längd [m]	Uppvärmning [%]	Kylning [%]	Totalt [%]
10 (BASFallet)	0	0	0
20	+70	+66	+69
30	+130	+88	+115

4.4.4.1 Fläkteffekt

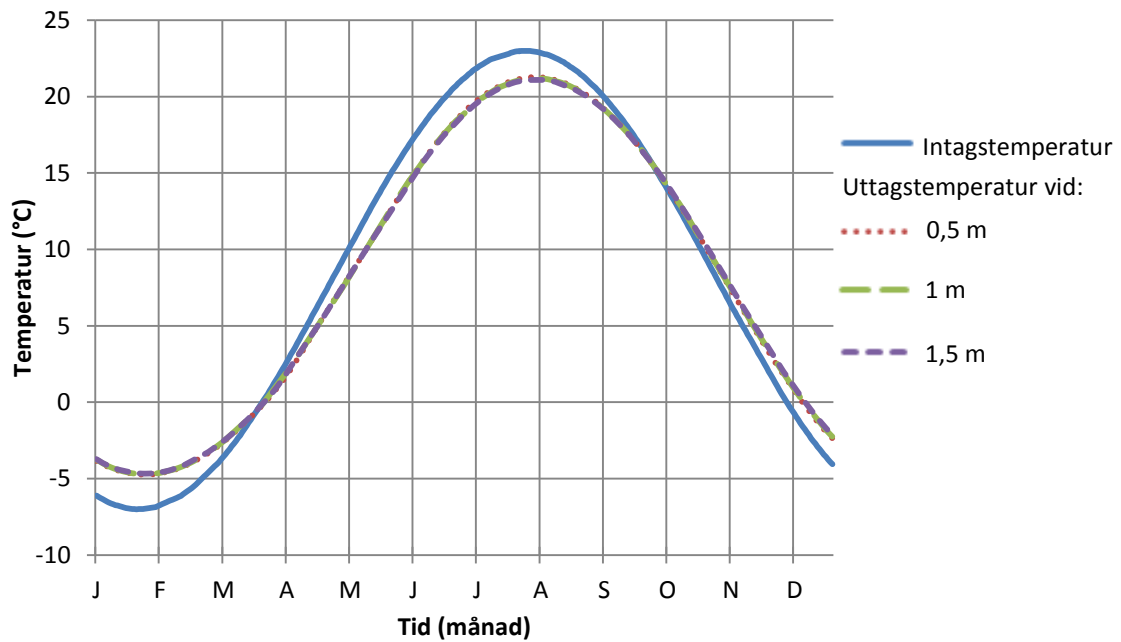
En längre markkanal ger större tryckfall vilket gör att fläktens energiförbrukning och effekten som behövs för att pumpa luften genom kanalen ökar. I Tabell 27 visas fläkteffekten som behövs för olika rörlängder.

Tabell 27. Fläkteffekt för olika rörlängder

Längd [m]	10	20	30
Tryckfall [Pa]	2,9	5,8	8,7
Volymflöde [m ³ /s]	0,06	0,06	0,06
Fläkteffekt [W]	0,25	0,50	0,75
Energiförbrukning [kWh/år]	2,2	4,4	6,5

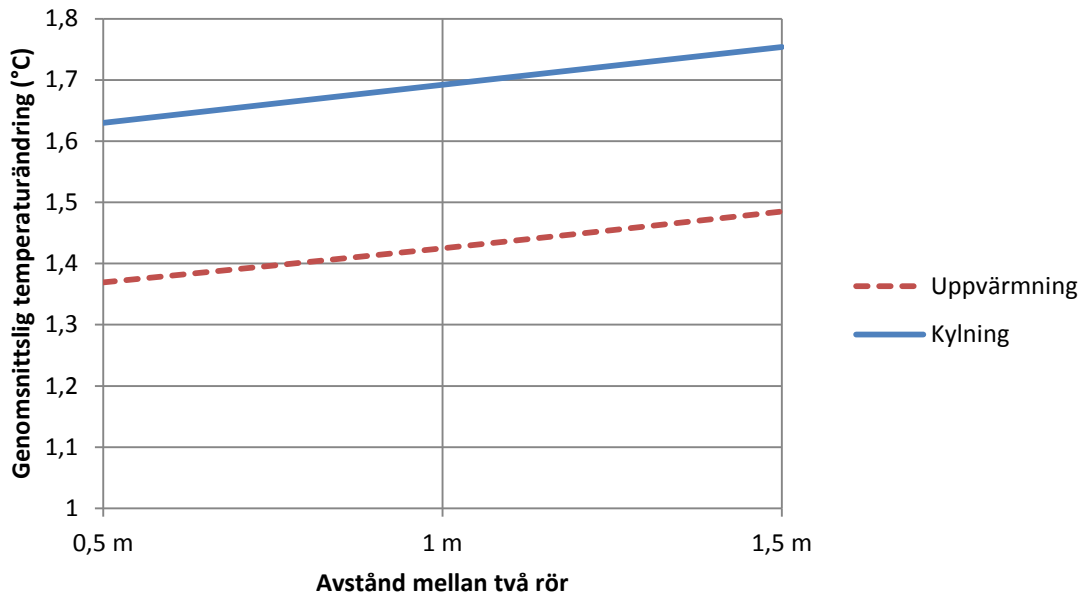
4.4.5 Avståndet mellan två rörs inverkan över energiuutbytet

Avståndet mellan två rör med en diameter på 20 cm varierades mellan 0,5 och 1,5 m. Uttagstemperaturen visade inga större skillnader för de olika avstånden, se Figur 44.



Figur 44. Uttagstemperaturen som funktion av tiden vid olika röravstånd för basfallet

Figur 45 visar den genomsnittliga temperaturskillnaden mellan intag och uttagsluften för basfallet vid olika avstånd mellan två rör. Vid ökning av avståndet med en halv meter ökar medeltemperaturdifferensen mellan intag och uttagsluften med ca 0,06 °C för både uppvärmning och kylning.



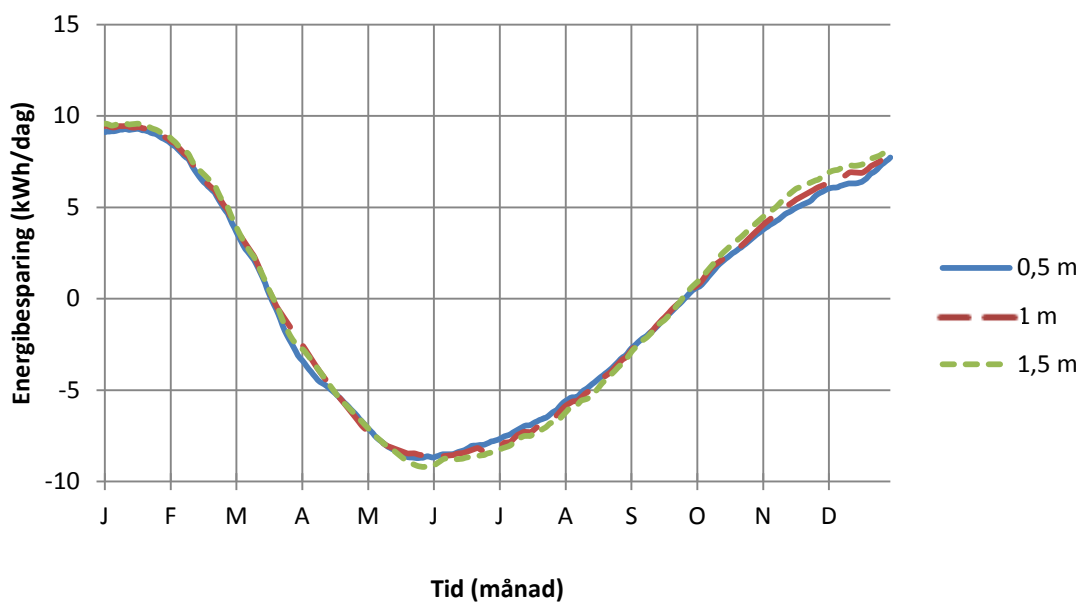
Figur 45. Genomsnittlig temperaturändring vid olika avstånd mellan två rör för basfallet

Tabell 28 visar den genomsnittliga temperaturändringen mellan intag och uttag per månad vid olika avstånd mellan två rör för uppvärmning respektive kylning.

Tabell 28. *Genomsnittlig temperaturändring mellan intag och uttag per månad vid olika avstånd mellan två rör för basfallet*

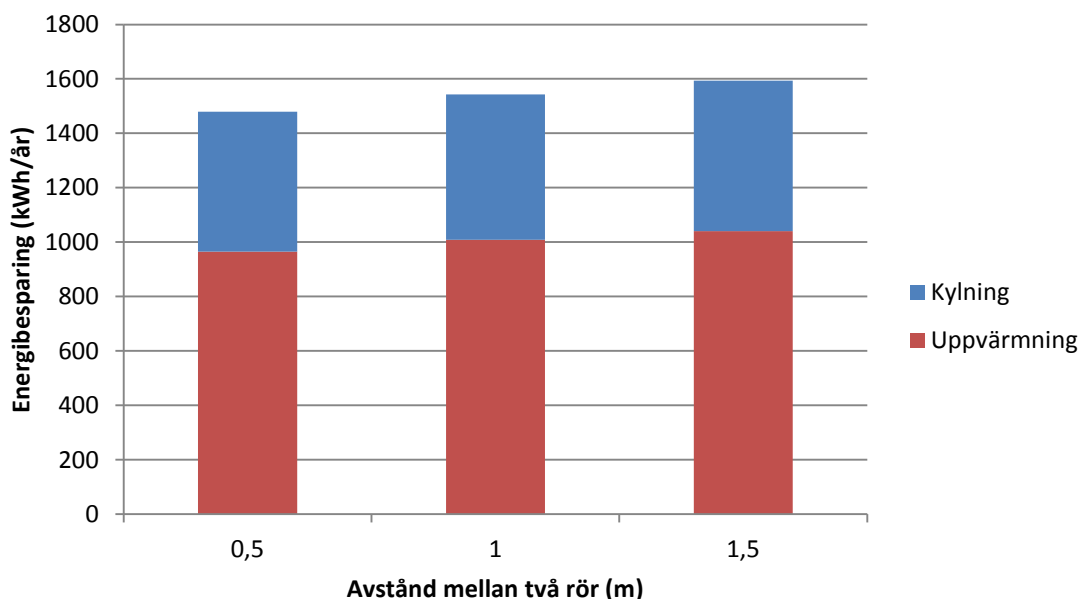
Avstånd mellan två rör [m]	Genomsnittlig temperaturändring [°C]		
	0,5	1	1,5
<i>Uppvärmning</i>			
Oktober	0,42	0,45	0,53
November	1,12	1,21	1,34
December	1,63	1,74	1,85
Januari	2,31	2,37	2,40
Februari	1,92	1,96	2,00
Mars	0,79	0,81	0,82
<i>Kylning</i>			
Juni	2,31	2,35	2,43
Juli	2,01	2,11	2,17
Augusti	1,40	1,46	1,54
September	0,70	0,71	0,74

I Figur 46 visas energiutbytet under kontinuerlig drift mellan mark och luft för två rör med olika avstånd sinsemellan.



Figur 46. *Energiutbyte för två rör med olika avstånd för basfallet*

I Figur 47 visas den årliga energibesparingen i kWh för två markkanaler med dimensioner enligt basfallet. Ökas avståndet mellan två rör från 0,5 m till 1 m ökar uppvärmningseffekten med 4,5 % och kylningseffekten med 4 % vilket framgår av Tabell 29.



Figur 47. Energi uttryckt i kWh per år som kan sparas för två rör med olika avstånd uppdelat i kylning och uppvärmning för basfallet

Tabell 29. Procentuell ökning av energibesparing vid olika avstånd mellan två rör för basfallet

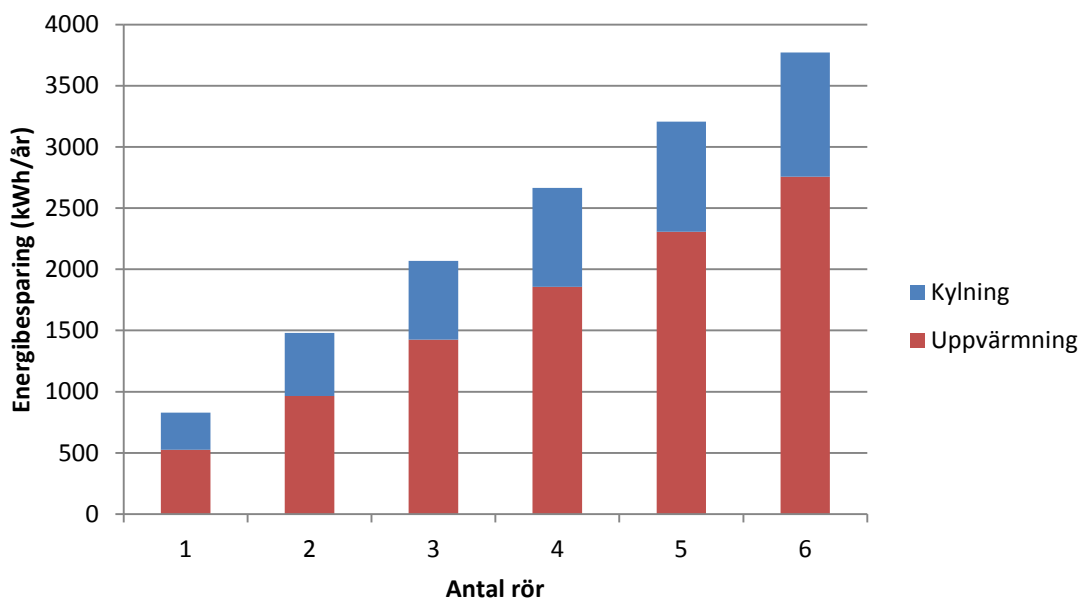
Avstånd mellan två rör [m]	Uppvärmning [%]	Kylning [%]	Totalt [%]
0,5	0	0	0
1	+4,5	+4,0	+4,3
1,5	+7,8	+7,4	+7,7

Används två 10 m långa rör istället för ett 20 m långt rör där båda har en lufthastighet på 2 m/s och en diameter på 20 cm är energibesparingen störst för de två kortare rören. När avståndet mellan rören är 0,5 m blir energibesparingen per liter/s 7 % större under uppvärmningsperioden och 2 % större under kylningsperioden med de två 10 m långa rören istället för röret som är 20 m. Tryckfallet för ett 10 m långt rör är 2,9 Pa och för ett 20 m rör är tryckfallet 5,8 Pa.

4.4.6 Antalet rörs inverkan över energiutbytet

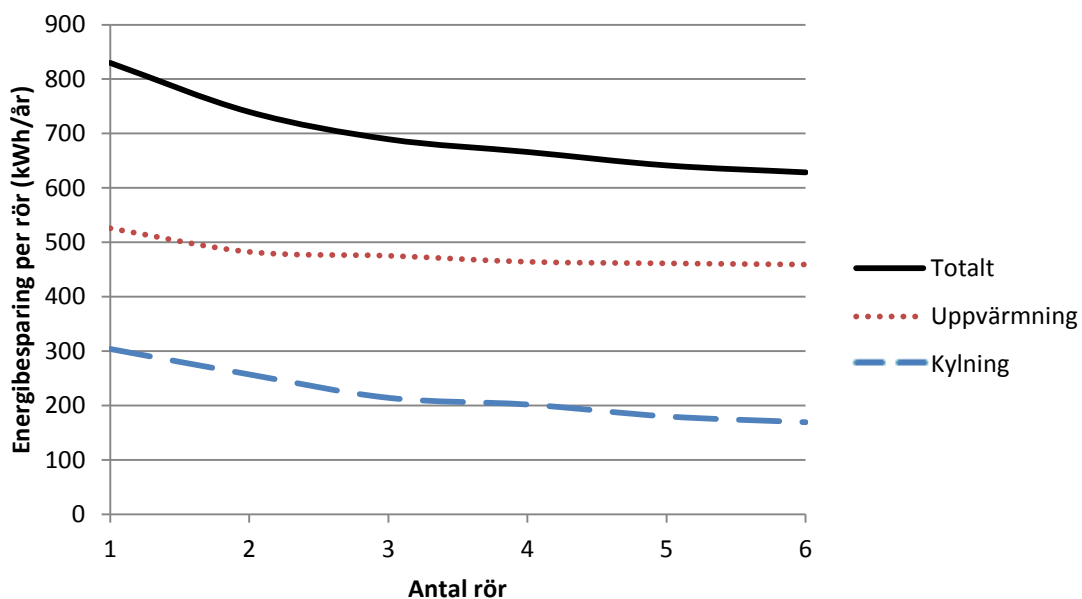
Antalet rör med en diameter på 20 cm (basfallet) och ett avstånd mellan dem på 0,5 m varierades mellan 1 och 6 st. Rör med en diameter på 40 cm och ett avstånd på 1 m varierades antalet rör mellan 1 och 4 st. För rör med 60 cm i diameter beräknades energibesparingen för 2 rör med ett avstånd på 1,5 m. De övriga parametrarna var samma som basfallet d.v.s. lufthastigheten var 2 m/s, längden 10 m och djupet 2 m.

I Figur 48 visas den totala energibesparingen för basfallet vid olika antal rör uppdelat i uppvärmning och kylning.



Figur 48. Total energibesparing vid olika antal rör för basfallet med 0,5 m avstånd

I Figur 49 visas energibesparingen per rör för olika antal rör för basfallet. Ökas antalet rör från ett rör till fyra minskar energibesparingen per rör med 12 % för uppvärmningsperioden och 34 % för kylningsperioden. Totalt motsvarar det en minskning av energibesparingen per rör med 20 %, se Tabell 30.

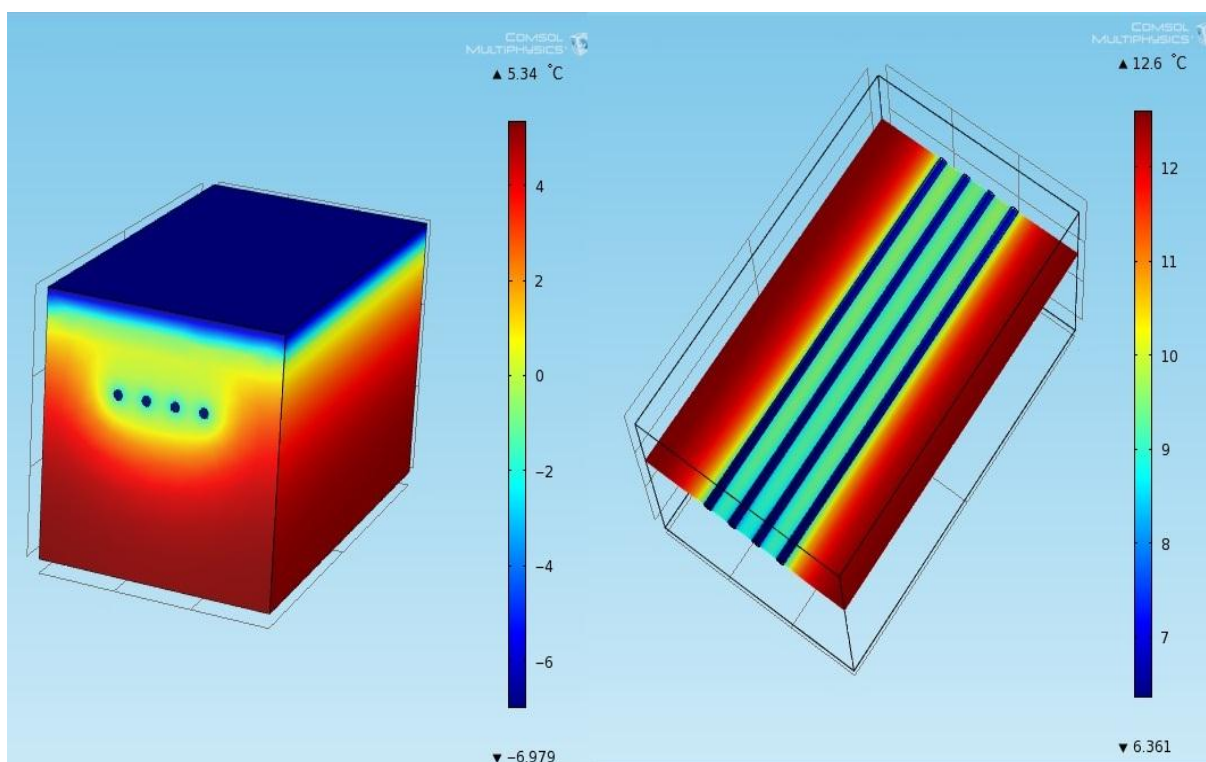


Figur 49. Energibesparing per rör för olika antal rör med avståndet 0,5 m för basfallet

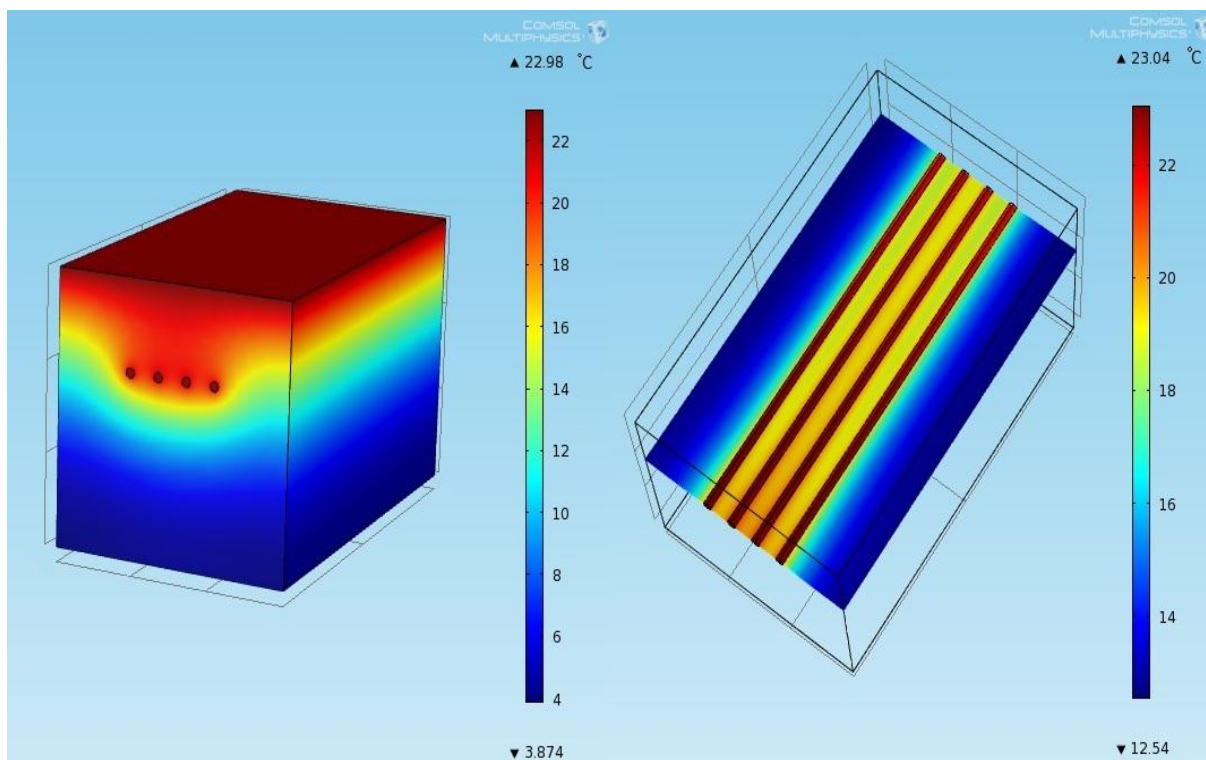
Tabell 30. Procentuell minskning vid ökning från ett rör till flera för basfallet

Från 1 till	2 rör	3 rör	4 rör	5 rör	6 rör
Minskning per rör uppvärmning	-8 %	-10 %	-12 %	-12 %	-13 %
Minskning per rör kylning	-15 %	-30 %	-34 %	-41 %	-44 %
Total minskning	-11 %	-17 %	-20 %	-23 %	-24 %

Figur 50 och Figur 51 visar temperaturfälten vid två tidpunkter under året dels under vintern (31 januari) och dels under sommaren (2 augusti) för en modell bestående av fyra rör. Figurerna visar modellens ytor samt snitt vid rörens centrumnivå.



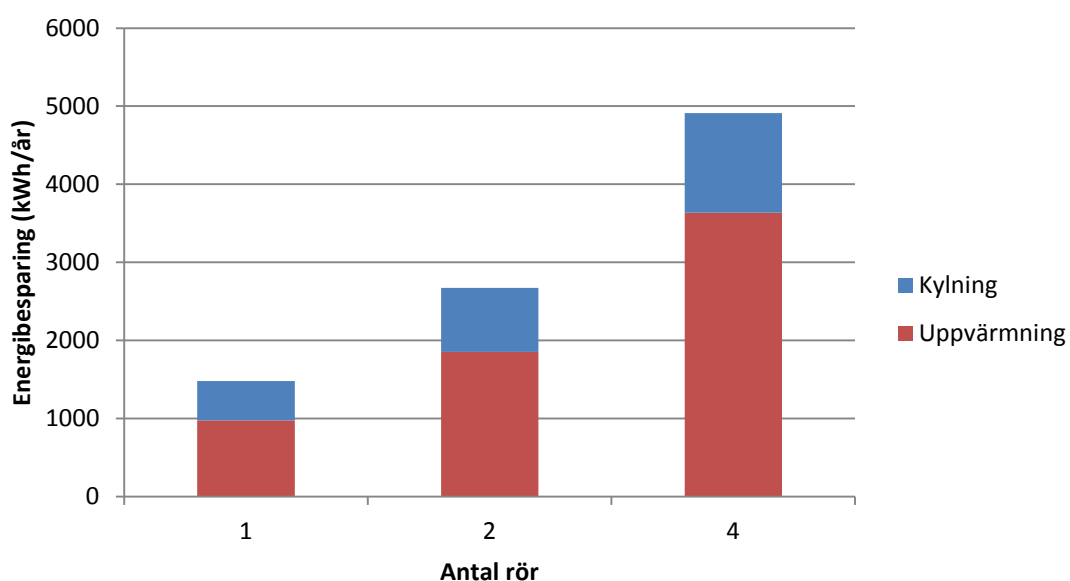
Figur 50. Modellens ytor samt snitt i färger som illustrerar temperaturskalan 31 januari



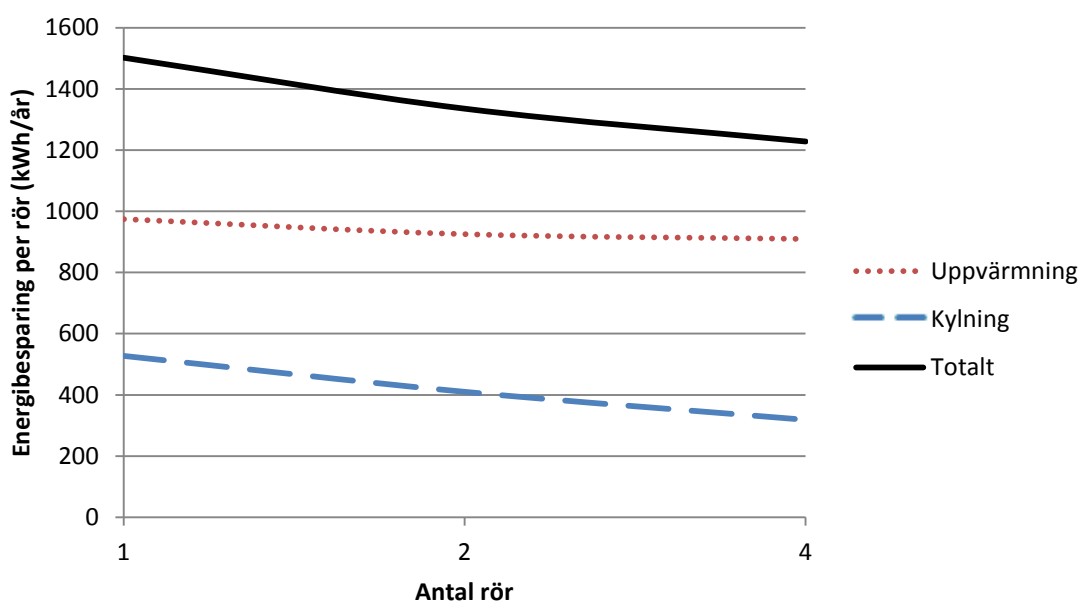
Figur 51. Modellens ytor samt snitt i färger som illustrerar temperaturskalan 2 augusti

I Figur 52 och Figur 53 visas den totala energibesparingen samt energibesparingen per rör för ett till fyra rör med en diameter på 40 cm och med ett röravstånd på 1 m. Övriga parametrar är samma som basfallet.

Tabell 31 visar den procentuella minskningen av energibesparingen per rör vid införandet av flera rör. Vid en ökning från ett till fyra rör minskar energibesparingen per rör för uppvärmningsperioden med 7 % och för kylningsperioden med 40 %. Kylningseffekten är den som avtar mest när flera rör används istället för ett.



Figur 52. Total energibesparing vid olika antal rör med diameter på 40 cm och 1 m röravstånd

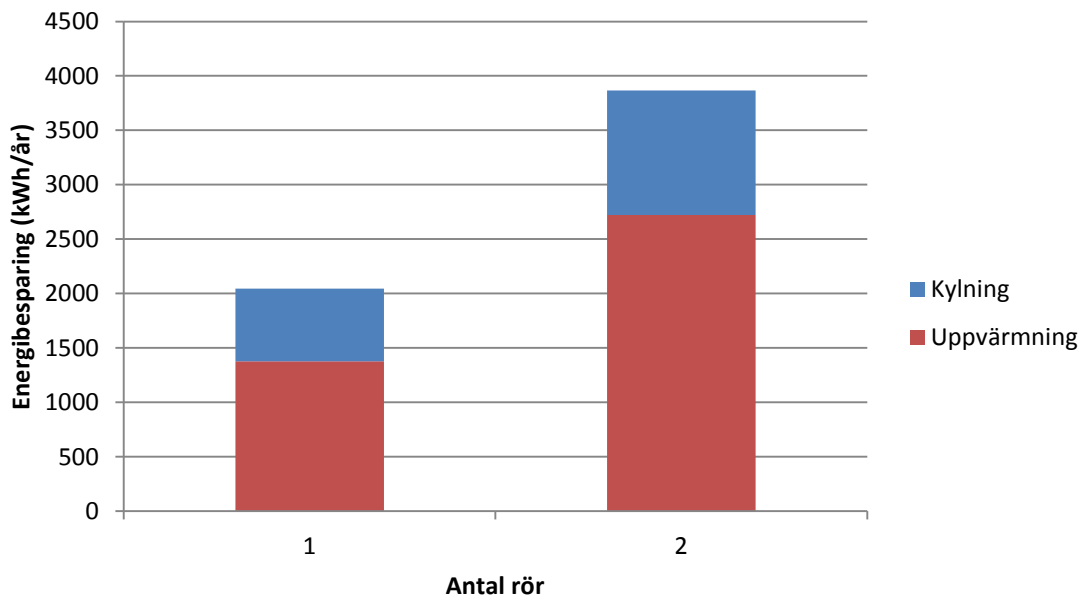


Figur 53. Energibesparing per rör för olika antal rör med avståndet 1 m och 40 cm i diameter

Tabell 31. Procentuell minskning av energibesparingen per rör vid ökning av antalet rör

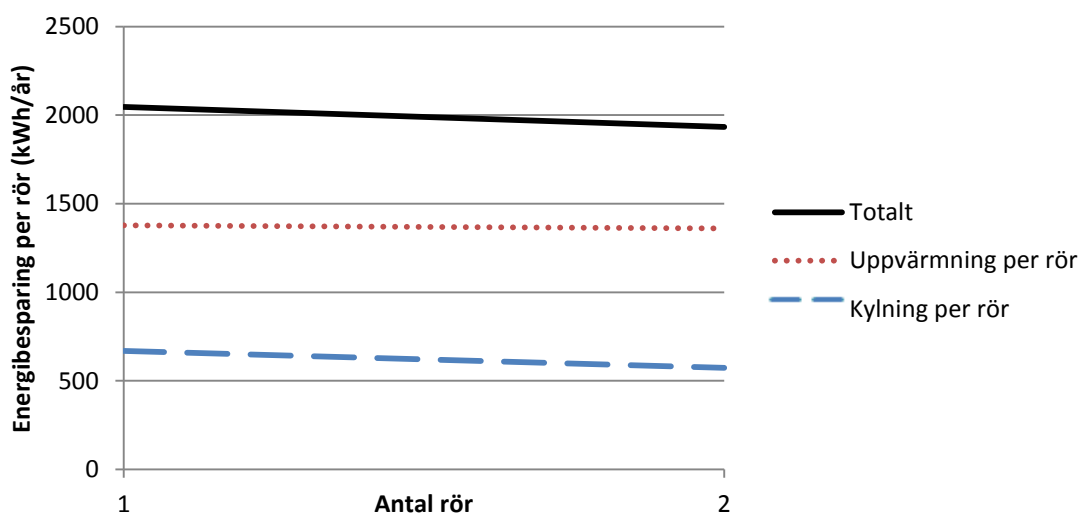
	Från 1 till 2 rör	Från 1 till 4 rör
Minskning per rör uppvärmning	- 5 %	-7 %
Minskning per rör kylning	- 22 %	-40 %
Total minskning	- 11 %	-18 %

Figur 54 visas den totala energibesparingen för ett respektive två rör med en diameter på 60 cm och ett röravstånd på 1,5 m.



Figur 54. Total energibesparing vid ett och två rör med diameter på 60 cm och 1,5 m röravstånd

I Figur 55 visas energibesparingen per rör för ett och två rör med en diameter på 60 cm och ett avstånd mellan rören på 1,5 m. Minskningen per rör under uppvärmningsperioden för två istället för ett rör är 1,3 % och under kylningsperioden 14 %. Den totala minskningen per rör blir 5,5 %.

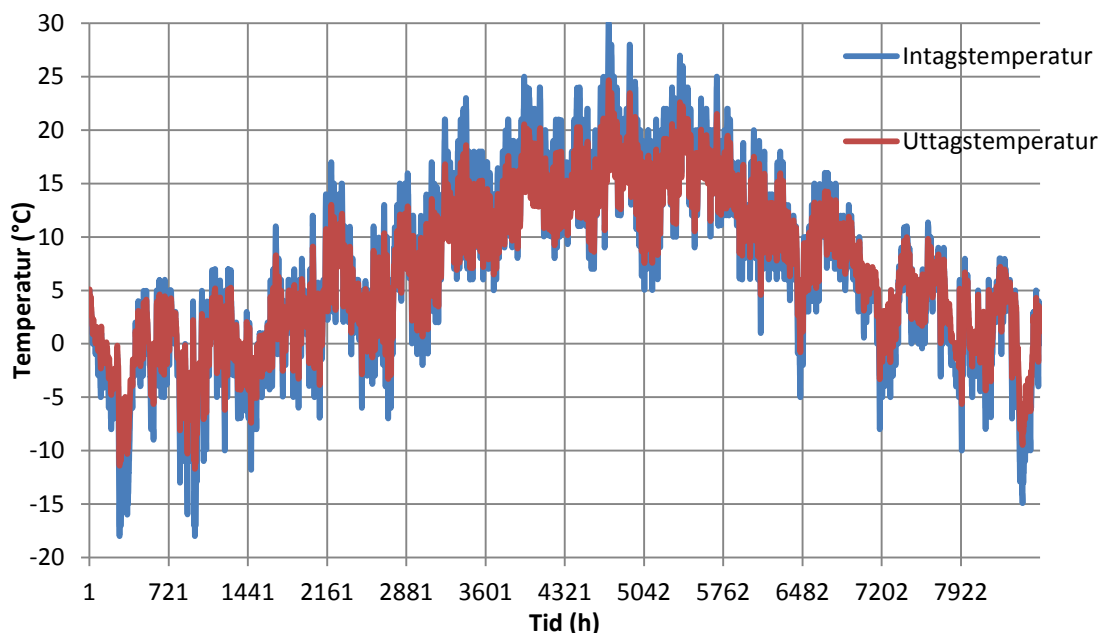


Figur 55. Energibesparing per rör för ett och två rör med 1,5 m avstånd och 60 cm i diameter

4.5 Simulering med timintervall jämfört med cosinuskurva

Resultatet från simuleringen med en förenklad cosinuskurva som intagstemperatur jämförs med resultatet från simuleringen med timintervallstemperaturdata från IDA ICE 4.0. Timintervallssimuleringen utfördes endast för basfallet under ett år eftersom beräkningstiden blir orimligt lång vid små tidssteg.

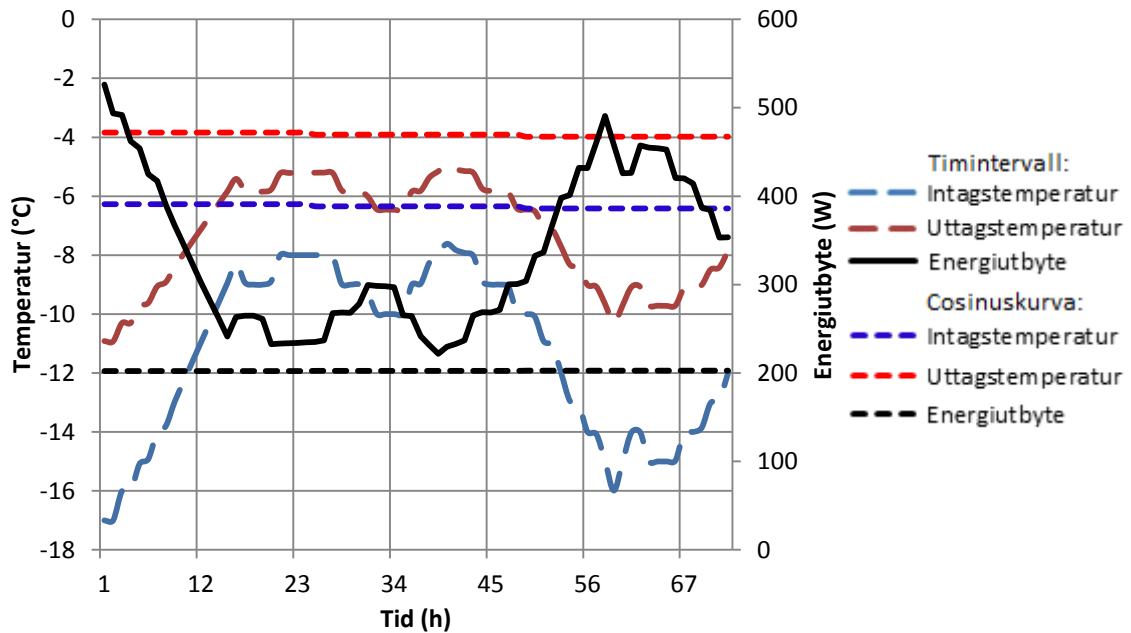
För att värma respektive kyla ett volymflöde på 60 l/s från timintervallskurvan till 18 °C krävs 8 respektive 0,2 MWh/år. Energibesparingen vid timintervallssimuleringen blir för basfallet under uppvärmningsperioden 530 kWh/år och under kylningsperioden 100 kWh/år vilket motsvarar en energibesparing på 7 respektive 51 % jämfört med om ingen markkanal skulle använts. För basfallet med cosinustemperaturkurvan är motsvarande siffror 525 kWh/år för uppvärmningsperioden och 300 kWh/år för kylningsperioden. Detta motsvarar 8 respektive 53 % av den totala energi som skulle krävas att värma och kyla intagstemperaturen till 18 °C för cosinuskurvan. Figur 56 visar hur intags och uttagstemperaturen varierar under året när timintervallstemperaturdata används för simuleringen.



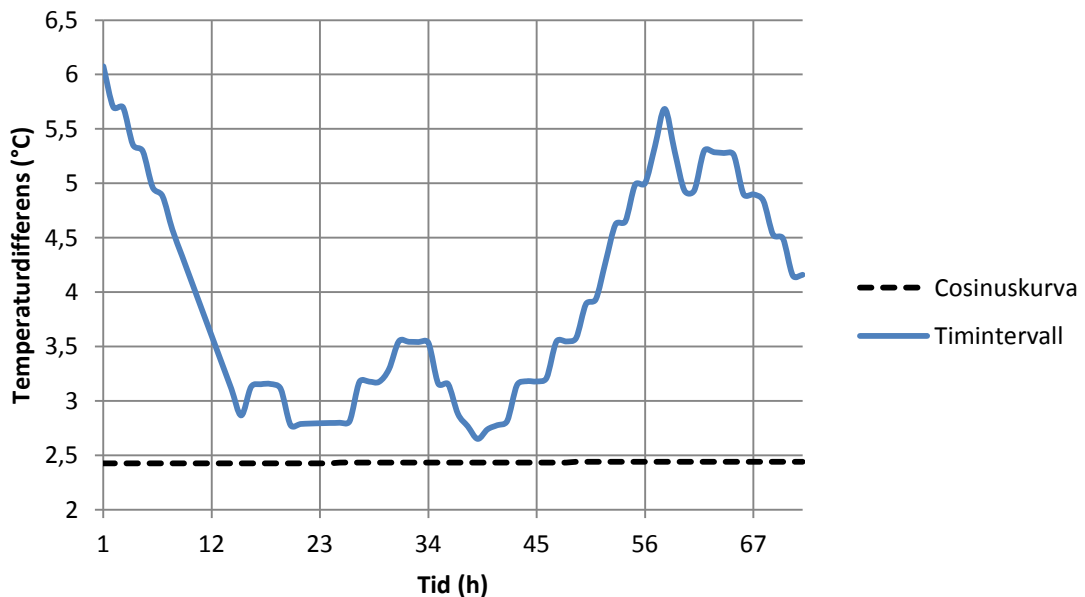
Figur 56. Intagstemperatur och uttagstemperatur under året med timintervall för basfallet

Figur 57 och Figur 59 visar hur uttagstemperaturen varierar timme för timme under tre dagar i förhållande till intagstemperaturen. Även det motsvarande energiutbytet mellan marken och luften går att avläsa från figurerna. Figur 57 visar temperaturerna under tre dagar i januari när intagstemperaturen varierar mellan -17 och -7,6 °C för timintervallssimuleringen och för cosinuskurvan är intagstemperaturen runt -6,3 °C. Figur 59 visar temperaturerna under en varm period i mitten av augusti när intagstemperaturen är mellan 10 och 26 °C för timintervallssimuleringen och runt 22,7 °C för cosinuskurvan. Temperaturdifferensen mellan intag och uttag för simuleringen med cosinuskurvan och med timintervall visas för de tre vinterdagarna i Figur 58 och för de tre sommardagarna i Figur 60. Energibesparingen för uppvärmning under de tre dagarna i januari (Figur 57) är 24 kWh för timintervall och 14,6 kWh för cosinuskurvan. Energibesparingen är större för timintervallssimuleringen under denna period eftersom

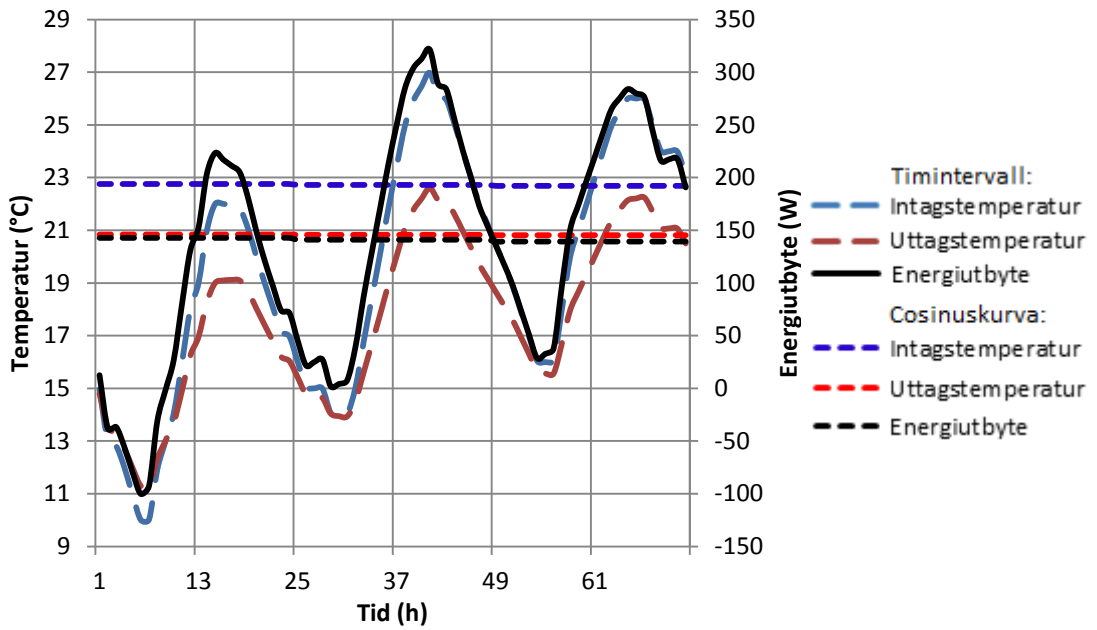
temperaturdifferensen mellan intag och uttag är större för timintervallstemperaturerna än för cosinuskurvan då timintervallssimuleringen har en lägre intagstemperatur. För de tre dagarna i augusti (Figur 59) är energibesparingen för kylning 8,4 kWh för timintervall och för 10,1 kWh cosinuskurvan.



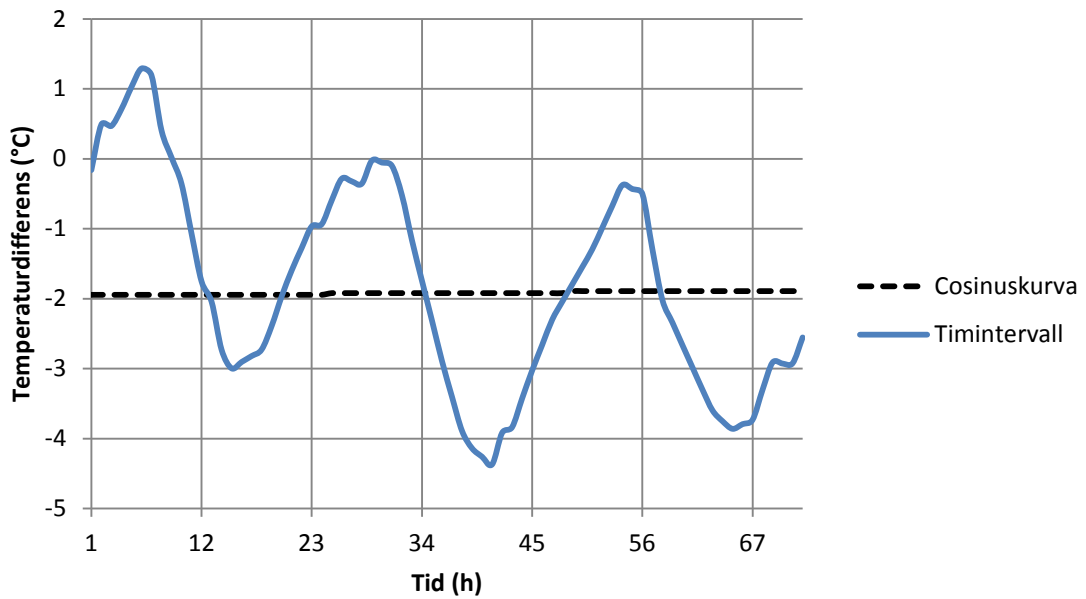
Figur 57. Intag och uttagstemperatur timme för timme 12 - 14 januari samt energiutbytet mellan marken och luften



Figur 58. Temperaturdifferens mellan intag och uttag 12-14 jan för simulering med cosinuskurva och timintervall



Figur 59. Intag och uttagstemperatur timme för timme 10-12 augusti samt energiutbytet mellan marken och luften

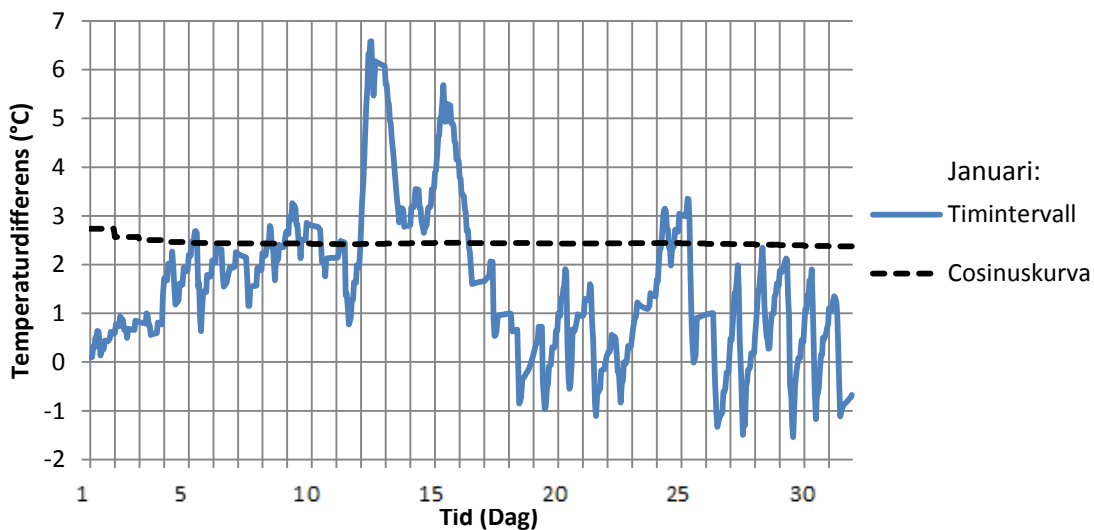


Figur 60. Temperaturdifferens mellan intag och uttag 12-14 jan för simulering med cosinuskurva och timintervall

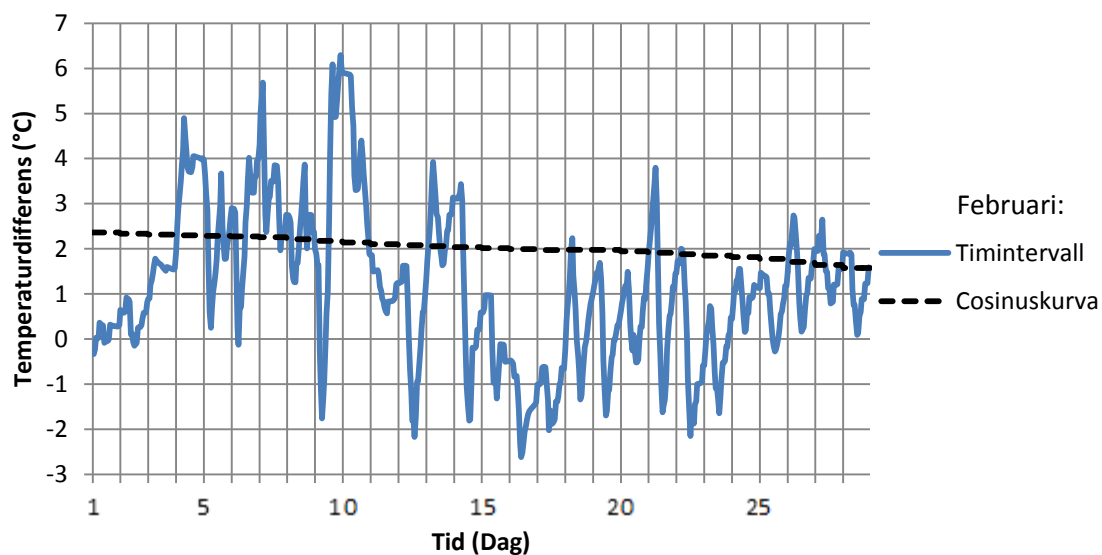
I Tabell 32 visas den totala genomsnittliga temperaturdifferensen mellan intag och uttag per månad för timintervallssimuleringen och cosinuskurvan. Temperaturdifferensen under året mellan intag och uttag för simuleringen med timintervallsdata och med cosinuskurvan kan ses i detalj i Figur 61 - Figur 72. Positivt värde på temperaturdifferensen innebär att luften värms i markkanalen medan ett negativt värde innebär att luften kyls. Under sommarmånaderna visar figurerna att cosinuskurvan har en större temperaturdifferens mellan intag och uttag än timintervallssimuleringens medeltemperaturdifferens vilket ger en större kyleffekt.

Tabell 32. Genomsnittlig temperaturdifferens mellan intag och uttag per månad med timintervallssimulering samt med cosinuskurva

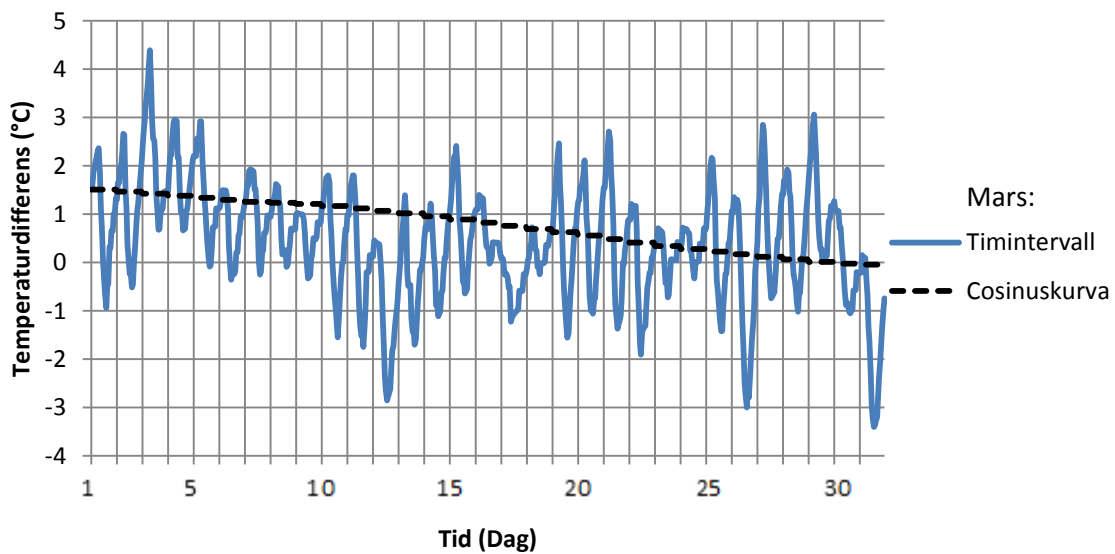
Månad	Genomsnittlig temperaturdifferens [°C]	
	Timintervall	Cosinuskurva
Januari	1,57	2,45
Februari	1,17	2,04
Mars	0,43	0,83
April	-0,30	-0,73
Maj	-1,14	-2,0
Juni	-1,46	-2,46
Juli	-1,39	-2,35
Augusti	-1,09	-1,74
September	0,49	-0,96
Oktober	0,72	0,47
November	0,96	1,32
December	1,41	1,88



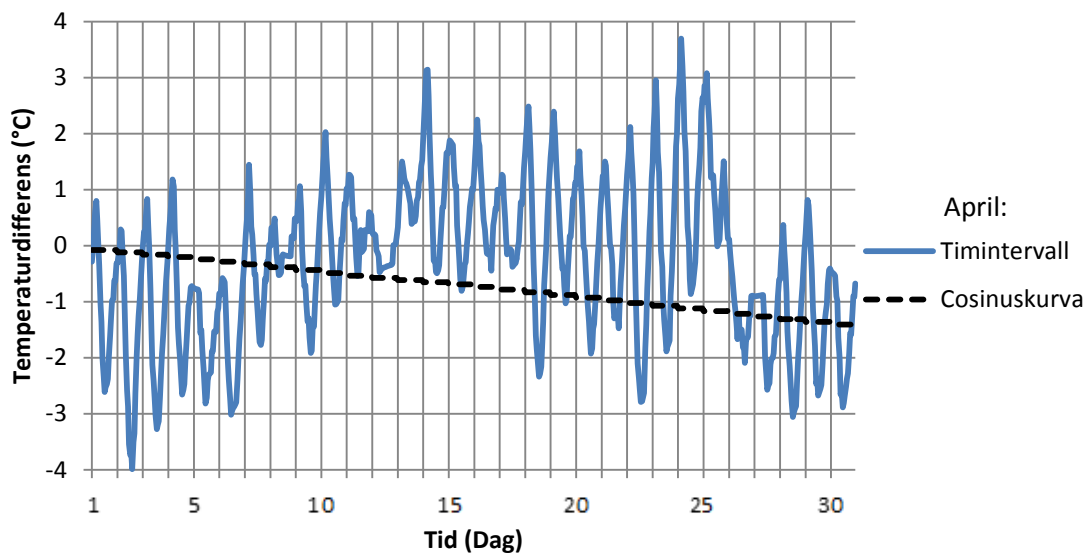
Figur 61. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under januari månad



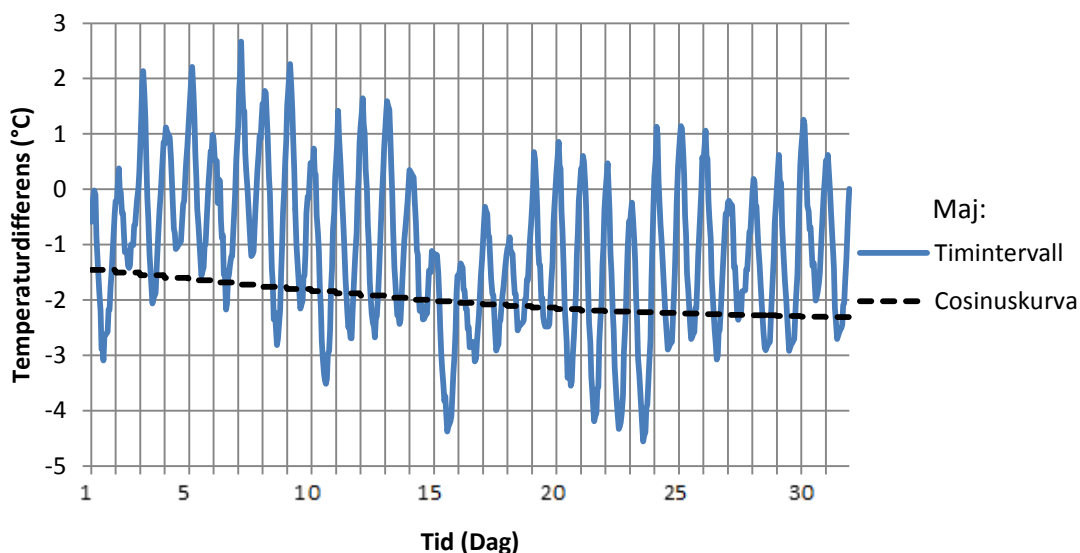
Figur 62. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under februari månad



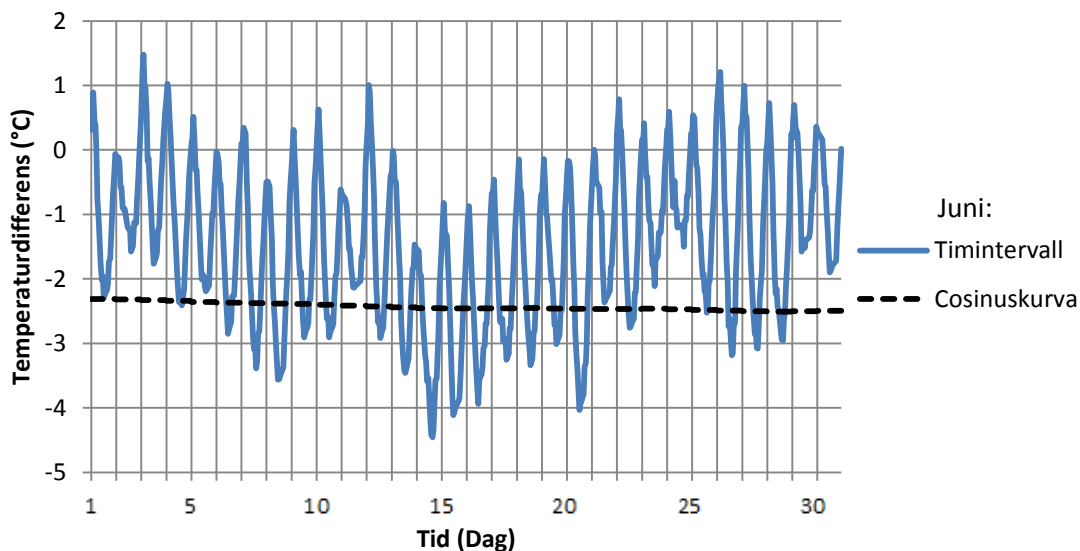
Figur 63. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under mars månad



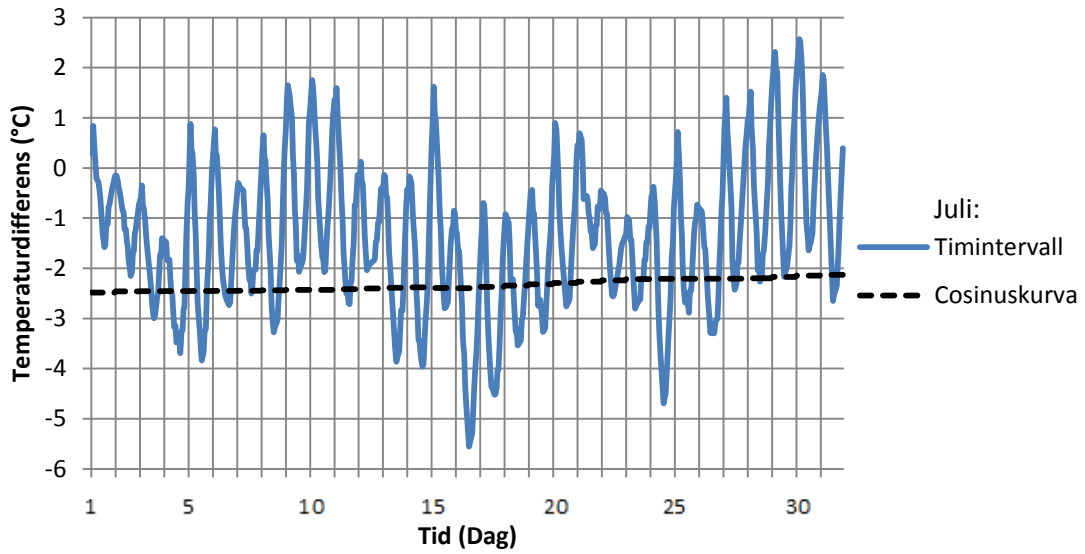
Figur 64. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under april månad



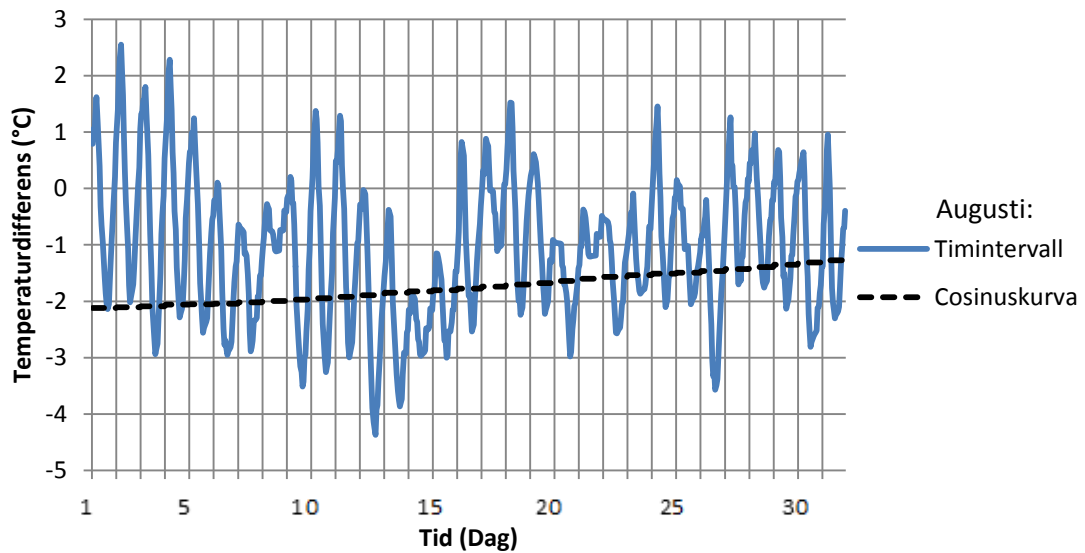
Figur 65. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under maj månad



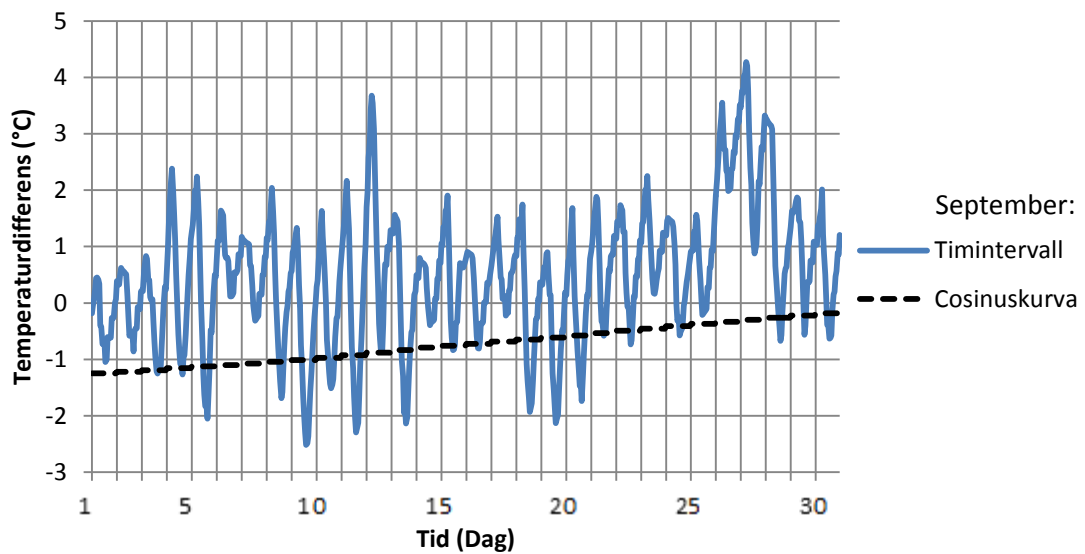
Figur 66. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under juni månad



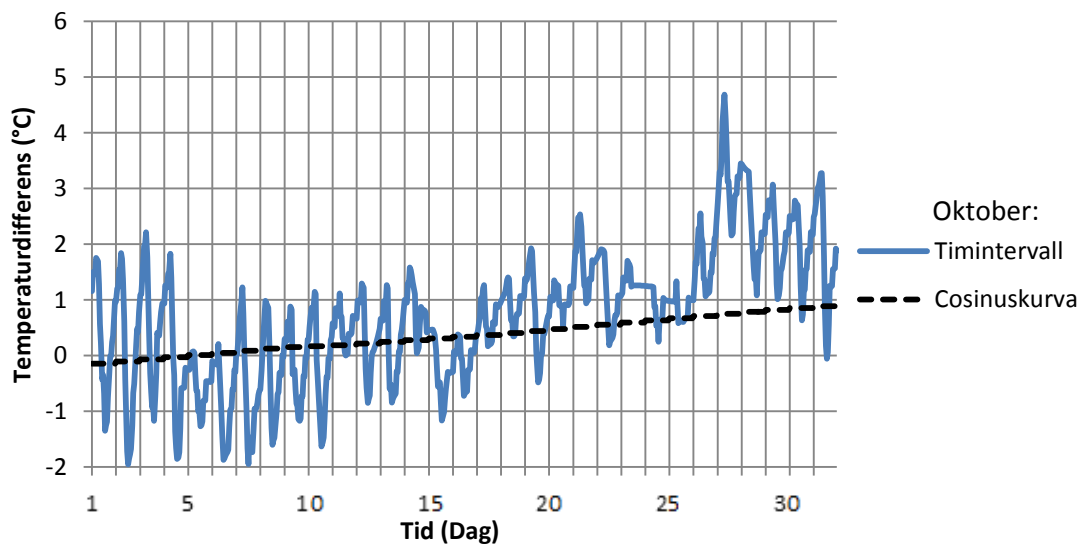
Figur 67. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under juli månad



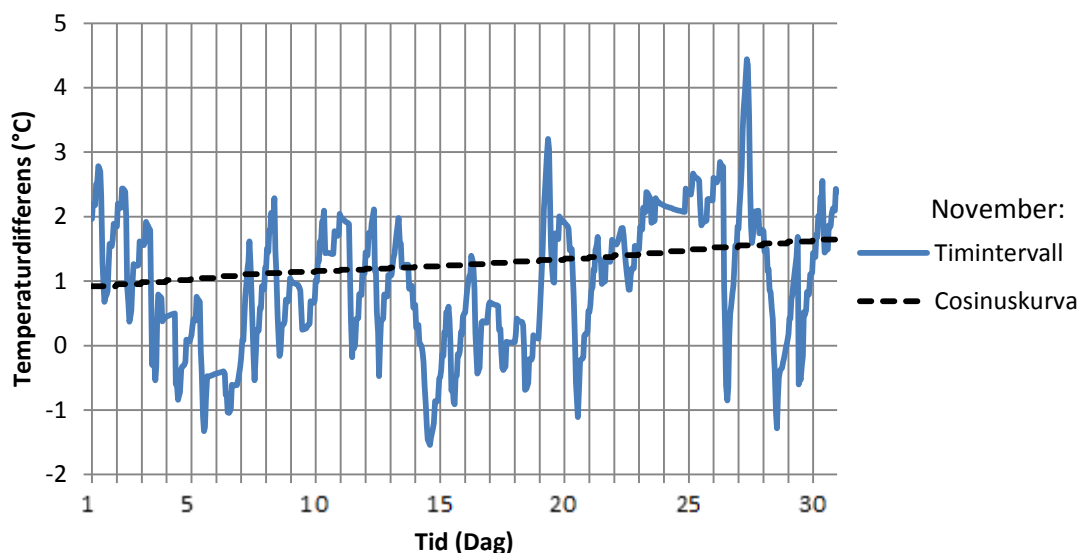
Figur 68. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under augusti månad



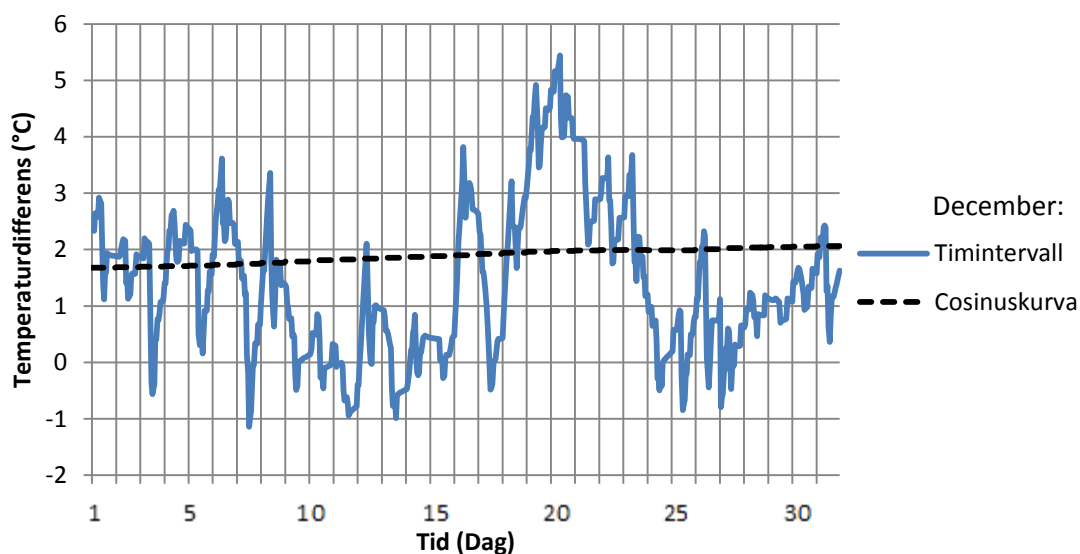
Figur 69. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under september månad



Figur 70. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under oktober månad



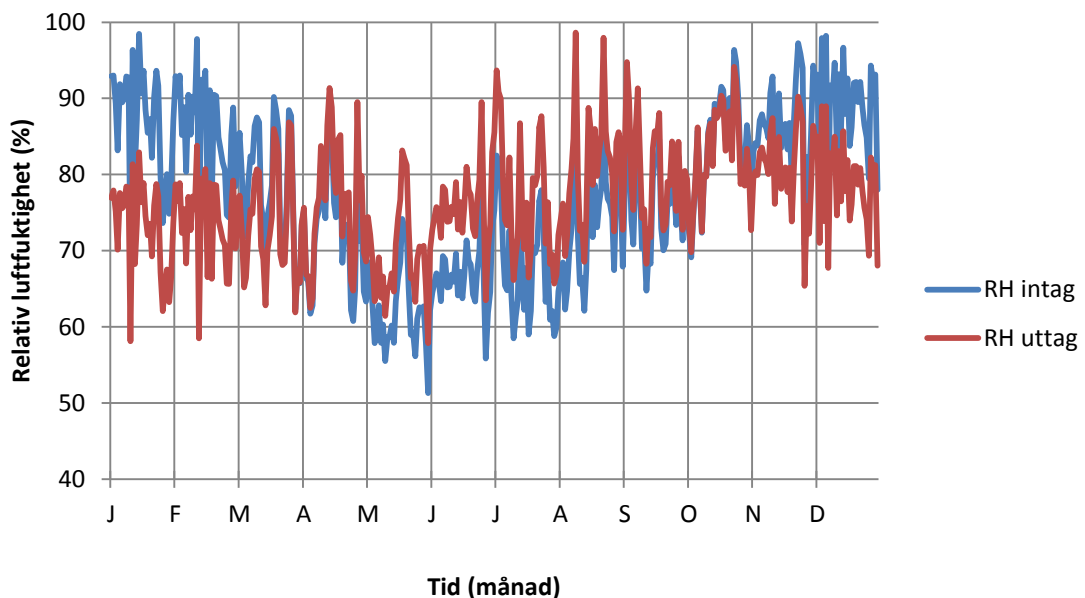
Figur 71. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under november månad



Figur 72. Temperaturdifferens mellan intag och uttag under december månad

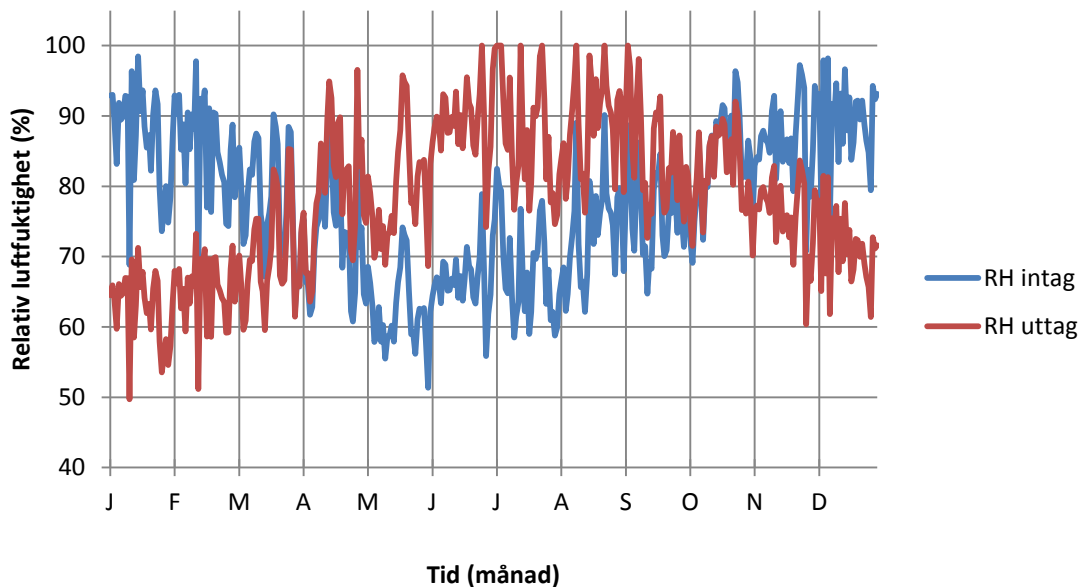
4.6 Kondensationsberäkning

För basfallet bidrar den latent värmen från kondensation till en minskning av det sensibla energiutbytet med 9 %. Kondensationen inträffar under 20 dagar under kylningsperioden från 16 juni till 4 september. Totalt sker kondensation från 26 april till 4 september under 24 dagar. Vid en diameter på 40 cm och övriga parametrar samma som basfallet blir den latent värmen 3 % av den sensibla värmen och kondensationen sker under 7 dagar 23 juni till 30 augusti. I Figur 73 visas luftens relativa fuktighet vid intaget och uttaget för basfallet under året.



Figur 73. Relativ luftfuktighet vid intag samt uttag under året för basfallet

Vid en 20 m lång markkanal kondenserar luften i kanalen under perioden 26 april till 4 september totalt 87 dagar. Under kylningsperioden när markkanalen används sker kondensation 13 juni till 4 september under 62 dagar. Den latent värmen som bildas när luften kondenserar motsvarar en minskning av det sensibla energiutbytet med 27 %. I Figur 74 visas luftens relativa fuktighet vid intag samt uttag under året för en 20 m lång markkanal. Under vintern sänker markkanalen den relativa luftfuktigheten och under sommaren höjs luftfuktigheten i markkanalen.



Figur 74. Relativ luftfuktighet vid intag samt uttag under året med ett 20 m långt rör, 20 cm diameter, 2 m/s och vid 2 m djup

4.7 Energibesparing för volymflödet 60 l/s

Att värma luft med ett volymflöde på 60 l/s under hela dygnet från intagstemperaturen, Figur 14, till 18 °C under uppvärmningsperioden kräver en energimängd på 6,3 MWh/år. För att kyla motsvarande mängd luft under kylningsperioden krävs 0,6 MWh/år.

För småhus där ett volymflöde på 60 l/s är tillräckligt kan för basfallet vid olika djup en energibesparing göras på mellan 8-9 % för uppvärmning och 45-74 % för kylning, se Tabell 33.

Varieras längden för basfallet mellan 10 och 30 m blir energibesparingen 8-19 % för uppvärmning och 53-99 % för kylning, se Tabell 34. Tabell 33 och Tabell 34 avser endast den sensibla värmen. Tas den latent värmen vid kondensation med i beräkningen kommer kylningseffekten att minska. För basfallet blir energibesparingen under kylningsperioden inklusive latent värme i form av kondensation 277 kWh/år (46 %) och för basfallet med den skillnaden att längden av röret är 20 m blir energibesparingen 370 kWh/år (61 %).

Tabell 33. Energibesparing för olika djup vid diameter = 20 cm, längd = 10 m och lufthastighet = 2 m/s

Djup [m]	Energibesparing			
	Uppvärmning		Kylning	
	[kWh/år]	[%]	[kWh/år]	[%]
1,5	495	7,9	257	45
2	525	8,4	304	53
2,5	546	8,7	358	62
3,5	554	8,8	416	72
4,5	571	9,1	424	74

Tabell 34. Energibesparing för olika rörlängder vid diameter = 20 cm, djup = 2m och lufthastighet = 2 m/s

Längd [m]	Energibesparing			
	Uppvärmning		Kylning	
	[kWh/år]	[%]	[kWh/år]	[%]
10	525	8,4	304	53
20	895	14	505	88
30	1210	19	570	99

4.8 Energibesparing efter extrapolerade värden för volymflödet 1000 l/s

I Tabell 35 redovisas den möjliga energibesparingen för ett volymflöde på 1000 l/s. Värdena är extrapolerade och interpolerade utifrån resultaten från simuleringarna i tidigare avsnitt. Latent värme i form av kondensation är inte medräknad i dessa extrapolerade värden vilket innebär att den egentliga kyleffekten kommer att vara mindre. Det effektivaste fallet av de undersökta fallen för ett volymflöde på 1000 l/s är enligt Tabell 35 ett system bestående av 33 st 30 m långa rör med en diameter på 20 cm, 1 m avstånd mellan rören, lufthastighet på 1 m/s och förlagda på ett djup av 4,5 m. Detta fall ger en total energibesparing på 37 MWh/år varav 28,4 MWh/år är uppvärmning och 8,6 MWh/år är kylning.

Tabell 35. Extrapolerade och interpolerade värden för ett volymflöde på 1000 l/s

Diameter = 20 cm	Längd [m]	10	10	20	20	30	30
Hastighet = 1 m/s	Avstånd [m]	0,5	1	0,5	1	0,5	1
Antal rör = 33	Djup [m]						
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	9923	10369	16869	17628	22823	23850
Kylning		3117	3242	5175	5381	5861	6094
Uppvärmning	2	10870	11360	18480	19311	25002	26127
Kylning		3527	3668	5856	6089	6632	6896
Uppvärmning	2,5	11155	11657	18963	19817	25656	26811
Kylning		3989	4148	6622	6886	7500	7799
Uppvärmning	3,5	11814	12346	20084	20987	27172	28395
Kylning		4434	4611	7361	7654	8336	8668
Uppvärmning	4,5	11852	12386	20149	21056	27260	28487
Kylning		4548	4729	7550	7850	8550	8890
Hastighet = 1,5 m/s							
Antal rör = 22							
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	8127	8493	13816	14437	18692	19533
Kylning		2492	2591	4137	4302	4685	4872
Uppvärmning	2	8677	9068	14751	15415	19957	20855
Kylning		3019	3139	5012	5211	5676	5902
Uppvärmning	2,5	9255	9672	15734	16442	21287	22245
Kylning		3279	3409	5443	5659	6164	6409
Uppvärmning	3,5	9559	9989	16250	16981	21985	22974
Kylning		3870	4024	6424	6679	7275	7565
Uppvärmning	4,5	9439	9864	16047	16769	21711	22688
Kylning		4091	4254	6791	7061	7691	7997
Hastighet = 2 m/s							
Antal rör = 17							
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	7209	7534	12255	12807	16581	17327
Kylning		2184	2271	3625	3769	4106	4269
Uppvärmning	2	7658	8002	13018	13604	17613	18406
Kylning		2581	2684	4285	4455	4853	5046
Uppvärmning	2,5	7953	8310	13519	14128	18291	19114
Kylning		3042	3163	5049	5250	5718	5946
Uppvärmning	3,5	8072	8435	13722	14339	18565	19400
Kylning		3530	3670	5860	6093	6636	6900
Uppvärmning	4,5	8323	8697	14148	14785	19142	20003
Kylning		3598	3741	5973	6210	6764	7033
Hastighet = 2,5 m/s							
Antal rör = 13							
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	6005	6276	10209	10669	13813	14434
Kylning		1895	1970	3145	3271	3562	3704
Uppvärmning	2	6368	6654	10825	11312	14646	15305
Kylning		2278	2369	3782	3932	4283	4453
Uppvärmning	2,5	6583	6879	11191	11695	15141	15822
Kylning		2544	2645	4223	4391	4783	4973
Uppvärmning	3,5	6773	7078	11515	12033	15579	16280
Kylning		3060	3182	5080	5282	5753	5982
Uppvärmning	4,5	6855	7163	11653	12177	15765	16475
Kylning		3142	3267	5215	5422	5906	6141

Diameter = 40 cm	Längd [m]	10	20	30
Hastighet = 1 m/s Antal rör = 8	Avstånd [m]	1	1	1
	Djup [m]			
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	4957	8428	11402
Kylning		1594	2646	2997
Uppvärmning	2	5266	8952	12112
Kylning		1884	3128	3542
Uppvärmning	2,5	5469	9297	12578
Kylning		2220	3686	4174
Uppvärmning	3,5	5551	9436	12766
Kylning		2577	4277	4844
Uppvärmning	4,5	5723	9729	13163
Kylning		2626	4360	4938
Hastighet = 1,5 m/s				
Antal rör = 6				
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	4308	7323	9908
Kylning		1458	2420	2741
Uppvärmning	2	4576	7779	10525
Kylning		1723	2860	3239
Uppvärmning	2,5	4752	8078	10930
Kylning		2030	3370	3817
Uppvärmning	3,5	4823	8199	11093
Kylning		2356	3911	4430
Uppvärmning	4,5	4973	8454	11438
Kylning		2402	3987	4515
Hastighet = 2 m/s				
Antal rör = 4				
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	3425	5822	7877
Kylning		1078	1790	2027
Uppvärmning	2	*3638	6184	8367
Kylning		*1274	2115	2396
Uppvärmning	2,5	3778	6422	8689
Kylning		1502	2493	2823
Uppvärmning	3,5	3835	6519	8819
Kylning		1743	2893	3276
Uppvärmning	4,5	3954	6721	9093
Kylning		1776	2949	3340
Hastighet = 2,5 m/s				
Antal rör = 3				
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	2530	4300	5818
Kylning		1012	1680	1903
Uppvärmning	2	2687	4568	6180
Kylning		1197	1986	2249
Uppvärmning	2,5	2791	4744	6418
Kylning		1410	2341	2651
Uppvärmning	3,5	2832	4815	6514
Kylning		1636	2716	3076
Uppvärmning	4,5	2920	4965	6717
Kylning		1668	2769	3136

Diameter = 60 cm				
	Längd [m]	10	20	30
Hastighet = 2 m/s	Avstånd [m]	1,5	1,5	1,5
Antal rör = 2	Djup [m]			
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	2561	4353	5889
Kylning		970	1610	1823
Uppvärmning	2	*2720	4624	6256
Kylning		*1146	1903	2155
Uppvärmning	2,5	2825	4802	6497
Kylning		1351	2242	2539
Uppvärmning	3,5	2867	4874	6594
Kylning		1568	2602	2947
Uppvärmning	4,5	2956	5025	6799
Kylning		1598	2652	3004
Diameter = 80 cm				
	Längd [m]	10	20	30
Hastighet = 2 m/s	Avstånd [m]			
Antal rör = 1	Djup [m]			
Uppvärmning [kWh/år]	1,5	1692	2876	3891
Kylning		763	1266	1434
Uppvärmning	2	*1797	3055	4133
Kylning		*901	1496	1695
Uppvärmning	2,5	1866	3172	4292
Kylning		1062	1763	1997
Uppvärmning	3,5	1894	3220	4356
Kylning		1233	2046	2317
Uppvärmning	4,5	1953	3320	4492
Kylning		1256	2086	2362

* Simulerade värden

Att värma luft med ett volymflöde på 1000 l/s från intagstemperaturen (Figur 14) till 18 °C under uppvärmningsperioden kräver en energimängd på 100 MWh/år. För att kyla motsvarande mängd luft under kylningsperioden krävs 9,3 MWh/år.

Från Tabell 35 framgår att det minst effektiva fallet av de undersökta fallen består av ett 10 m långt rör med en diameter på 80 cm, lufthastighet på 2 m/s och förlagt på ett djup på 1,5 m och att det bästa fallet består av 33 rör med en diameter på 20 cm, lufthastighet på 1 m/s, längd på 30 m och förlagt på 4,5 m djup. Detta motsvarar en energibesparing på 2 - 28 % för uppvärmning och 8 - 95 % för kylning av den totala energi som skulle krävas för att höja respektive sänka temperaturen till 18 °C utan andra energibesparande åtgärder.

Exempel på fyra fall där längden, lufthastigheten och djupet är konstant (30 m, 2 m/s samt 2 m) visas i Tabell 36. Det som varierar är rörens diameter och antalet rör. Energibesparingen är för dessa fall 4 – 18 % för uppvärmning och 18 – 52 % för kylning.

Tabell 36. Energibesparing vid konstant, längd, djup och lufthastighet för volymflödet 1000 l/s

Längd = 30 m Djup = 2 m Lufthastighet = 2 m/s	Uppvärmning		Kylning	
	[MWh/år]	[%]	[MWh/år]	[%]
17 rör; diameter = 20 cm	17,6	18	4,9	52
4 rör; diameter = 40 cm	8,4	8	2,4	26
2 rör; diameter = 60 cm	6,3	6	2,2	23
1 rör; diameter = 80 cm	4,1	4	1,7	18

I Tabell 37 kan extrapolerade samt interpolerade värden för den genomsnittliga temperaturdifferensen under uppvärmnings och kylningsperioden ses för ett volymflöde på 1000 l/s vid olika parametervariationer.

Tabell 37. Extra/interpolerade genomsnittlig temperaturdifferens värden för ett volymflöde på 1000 l/s

Diameter = 20 cm	Längd [m]	10	10	20	20	30	30
Hastighet = 1 m/s	Avstånd [m]	0,5	1	0,5	1	0,5	1
Antal rör = 33	Djup [m]						
Uppvärmning [°C]	1,5	1,37	1,42	2,34	2,44	3,15	3,28
Kylning		0,38	0,40	0,75	0,78	1,02	1,06
Uppvärmning	2	1,47	1,53	2,51	2,61	3,37	3,51
Kylning		0,44	0,45	0,86	0,89	1,16	1,21
Uppvärmning	2,5	1,52	1,58	2,60	2,71	3,50	3,64
Kylning		0,51	0,53	1,00	1,04	1,36	1,41
Uppvärmning	3,5	1,61	1,67	2,75	2,86	3,69	3,85
Kylning		0,60	0,63	1,18	1,23	1,60	1,66
Uppvärmning	4,5	1,62	1,69	2,77	2,88	3,73	3,88
Kylning		0,64	0,67	1,26	1,31	1,71	1,77
Hastighet = 1,5 m/s							
Antal rör = 22							
Uppvärmning [°C]	1,5	1,17	1,22	2,01	2,09	2,70	2,81
Kylning		0,48	0,50	0,95	0,98	1,28	1,33
Uppvärmning	2	1,24	1,29	2,11	2,20	2,84	2,96
Kylning		0,61	0,63	1,20	1,24	1,62	1,68
Uppvärmning	2,5	1,32	1,37	2,25	2,34	3,03	3,15
Kylning		0,65	0,67	1,27	1,32	1,72	1,78
Uppvärmning	3,5	1,36	1,41	2,32	2,42	3,12	3,25
Kylning		0,79	0,82	1,55	1,61	2,10	2,18
Uppvärmning	4,5	1,36	1,42	2,33	2,42	3,13	3,26
Kylning		0,85	0,88	1,67	1,73	2,26	2,34
Hastighet = 2 m/s							
Antal rör = 17							
Uppvärmning [°C]	1,5	1,03	1,07	1,76	1,83	2,37	2,47
Kylning		0,50	0,52	0,97	1,01	1,32	1,37
Uppvärmning	2	1,11	1,15	1,89	1,97	2,54	2,65
Kylning		0,59	0,61	1,16	1,20	1,56	1,62
Uppvärmning	2,5	1,13	1,17	1,93	2,01	2,59	2,70
Kylning		0,71	0,74	1,39	1,44	1,88	1,95
Uppvärmning	3,5	1,18	1,23	2,01	2,10	2,71	2,82
Kylning		0,84	0,87	1,64	1,70	2,22	2,30
Uppvärmning	4,5	1,20	1,24	2,04	2,13	2,75	2,86
Kylning		0,85	0,89	1,67	1,74	2,26	2,35
Hastighet = 2,5 m/s							
Antal rör = 13							
Uppvärmning [°C]	1,5	0,94	0,98	1,60	1,67	2,15	2,24
Kylning		0,53	0,55	1,04	1,08	1,40	1,46
Uppvärmning	2	0,98	1,02	1,68	1,75	2,25	2,35
Kylning		0,65	0,67	1,26	1,31	1,71	1,77
Uppvärmning	2,5	1,05	1,09	1,79	1,86	2,41	2,51
Kylning		0,72	0,74	1,41	1,46	1,90	1,97
Uppvärmning	3,5	1,06	1,11	1,82	1,89	2,44	2,54
Kylning		0,88	0,91	1,72	1,78	2,32	2,41
Uppvärmning	4,5	1,08	1,13	1,85	1,93	2,49	2,59
Kylning		0,90	0,93	1,76	1,83	2,38	2,47

Diameter = 40 cm	Längd [m]	10	20	30
Hastighet = 1 m/s Antal rör = 8	Avstånd [m]	1	1	1
	Djup [m]			
Uppvärmning [°C]	1,5	0,80	1,59	1,85
Kylning		0,48	1,65	1,27
Uppvärmning	2	0,86	1,71	1,98
Kylning		0,57	1,96	1,50
Uppvärmning	2,5	0,88	1,74	2,02
Kylning		0,68	2,35	1,80
Uppvärmning	3,5	0,92	1,82	2,11
Kylning		0,80	2,78	2,13
Uppvärmning	4,5	0,93	1,85	2,14
Kylning		0,82	2,84	2,18
Hastighet = 1,5 m/s				
Antal rör = 6				
Uppvärmning [°C]	1,5	0,65	1,59	1,50
Kylning		0,42	1,65	1,13
Uppvärmning	2	0,70	1,71	1,61
Kylning		0,50	1,96	1,34
Uppvärmning	2,5	0,72	1,74	1,64
Kylning		0,60	2,35	1,60
Uppvärmning	3,5	0,75	1,82	1,72
Kylning		0,71	2,78	1,89
Uppvärmning	4,5	0,76	1,85	1,74
Kylning		0,73	2,84	1,93
Hastighet = 2 m/s				
Antal rör = 4				
Uppvärmning [°C]	1,5	0,57	1,59	1,32
Kylning		0,40	1,65	1,05
Uppvärmning	2	*0,61	1,71	1,41
Kylning		*0,47	1,96	1,24
Uppvärmning	2,5	0,63	1,74	1,44
Kylning		0,56	2,35	1,49
Uppvärmning	3,5	0,65	1,82	1,50
Kylning		0,67	2,78	1,76
Uppvärmning	4,5	0,66	1,85	1,53
Kylning		0,68	2,84	1,80
Hastighet = 2,5 m/s				
Antal rör = 3				
Uppvärmning [°C]	1,5	0,51	1,59	1,17
Kylning		0,41	1,65	1,08
Uppvärmning	2	0,55	1,71	1,26
Kylning		0,49	1,96	1,29
Uppvärmning	2,5	0,56	1,74	1,28
Kylning		0,58	2,35	1,54
Uppvärmning	3,5	0,58	1,82	1,34
Kylning		0,69	2,78	1,82
Uppvärmning	4,5	0,59	1,85	1,36
Kylning		0,70	2,84	1,86

Diameter = 60 cm		Längd [m]	10	20	30
Hastighet = 2 m/s	Avstånd [m]	1,5	1,5	1,5	
Antal rör = 2	Djup [m]				
Uppvärmning [°C]	1,5	0,39	1,59	0,89	
Kylning		0,31	1,65	0,82	
Uppvärmning	2	*0,42	1,71	0,96	
Kylning		*0,37	1,96	0,98	
Uppvärmning	2,5	0,42	1,74	0,98	
Kylning		0,44	2,35	1,17	
Uppvärmning	3,5	0,44	1,82	1,02	
Kylning		0,52	2,78	1,38	
Uppvärmning	4,5	0,45	1,85	1,04	
Kylning		0,53	2,84	1,42	
Diameter = 80 cm					
Hastighet = 2 m/s	Längd [m]	10	20	30	
Antal rör = 1	Djup [m]				
Uppvärmning [°C]	1,5	0,29	1,59	0,66	
Kylning		0,28	1,65	0,73	
Uppvärmning	2	*0,31	1,71	0,71	
Kylning		*0,33	1,96	0,87	
Uppvärmning	2,5	0,31	1,74	0,72	
Kylning		0,39	2,35	1,04	
Uppvärmning	3,5	0,33	1,82	0,75	
Kylning		0,46	2,78	1,23	
Uppvärmning	4,5	0,33	1,85	0,77	
Kylning		0,47	2,84	1,25	

* Simulerade värden

5 DISKUSSION OCH SLUTSATS

Energibehovet för luftbehandlingsaggregatet kan reduceras vid användandet av markkanalerna. Hur stor energibesparingen blir beror på olika parametrar som djup, lufthastighet, längd och diameter. En djupare placerad markkanal ger en större energibesparing. Energibesparingen minskar dock markant vid djup större än 3,5 m. Lägre lufthastighet i markkanalen ökar temperaturdifferensen mellan intag och uttag eftersom luften har längre tid på sig att avge eller uppta värme. Energibesparingen blir därför större vid en lägre lufthastighet. En längre markkanal ger en större temperaturdifferens mellan intag och uttag och ger på så sätt större energibesparing. Är markkanalen dubbelt så lång blir däremot inte energibesparingen dubbelt så stor. För t.ex. en 20 m lång markkanal är den totala energibesparingen under ett år 70 % mer än för en 10 m lång markkanal. En markkanal med en mindre diameter är effektivare än en större.

Effektivast är att ha en lång djupt placerad markkanal med liten diameter och låg lufthastighet. Dock måste investeringskostnader vägas gentemot ökningen av effektiviteten som sker vid t.ex. en längre eller djupare placerad markkanal.

För de extrapolerade värdena med ett volymflöde på 1000 l/s blev energibesparingen 2 - 28 % för uppvärmning och 8 - 95 % för kylning exklusive latent värme. Det stora variationsområdet beror på skillnader i dimensionerna för de begränsande parametrarna, längd, djup, lufthastighet och diameter. För basfallet var energibesparingen 8 % för uppvärmning och 46 % för kylning inklusive den latent värmen. För andra volymflöden kan nya värden extrapoleras/interpoleras från resultaten i rapporten. Den framtagna modellen kan även modifieras för att passa andra ingående parametrar som klimatdata och jordarter.

Vid jämförelsen med timintervall och cosinuskurvan stämde resultaten från uppvärmningsperioden väl överens. För kylningsperioden visade cosinuskurvan en större energibesparing i kWh/år än timintervallen. Detta beror på att den antagna cosinuskurvan har en temperatur över 18 °C under en längre tid än timintervallskurvan, dels för att timintervallskurvan tar hänsyn till både dag och nattemperaturer och dels för att cosinuskurvan har en högre maxtemperatur än den egentliga medeltemperaturen i Stockholm (som är 17 °C). Maxtemperaturen är högre för att kunna illustrera ett kylningsbehov via markkanaler. Vid jämförelse av den procentuella energibesparingen (d.v.s. den besparingsandelen av energin som krävs för att värma eller kyla luften till 18 °C från timintervalls och cosinuskurvtemperaturerna) stämmer resultaten bättre överens. Cosinuskurvan gav en energibesparing på 8 % för uppvärmning och 53 % för kylning. För timintervallskurvan var energibesparingen 7 % för uppvärmning och 51 % för kylning.

Timintervallssimuleringen visar att en markkanal effektivt kan reducera extrema temperaturopppar och på så sätt kan värme/kylbatteri dimensioneras för högre respektive lägre dimensionerande utomhustemperaturer.

Det ökade tryckfallet som erhålls genom att pumpa luften genom en markkanal är liten jämfört med tryckfallet för luftbehandlingsaggregatets egna ingående delar såsom luftfilter, värme och kylbatteri.

Den genomsnittliga temperaturdifferensen var större för kylning än för uppvärmning vid alla undersökta parametervariationer. Största energibesparingen kan göras vid användning av markkanaler för kylning. I vissa fall kunde nästan hela kylbehovet täckas. Under en stor del av sommaren kommer kondensation att ske i markkanalen. När vattnet i luften kondenseras avges värme vilket innebär att kyleffekten minskar. Den relativa luftfuktigheten kommer under sommaren att öka under tiden när luften transporteras genom markkanalen. I en 20 m lång markkanal ligger luftfuktigheten under sommaren på 80 - 100 %. Höga luftfuktighetshalter ökar risken att mögel och bakterier bildas. Det är därför viktigt att se till att kondensatet kan avlägsnas samt att rengöra markkanalen regelbundet för att bibehålla god luftkvalitet.

6 FÖRSLAG PÅ FRAMTIDA ARBETE

Förslag på ytterligare undersökningar som kan utföras i ämnet är att:

Verifiera modellen med uppmätta data från befintligt markkanal.

Utreda kostnader för material och installation och jämföra med energibesparingen.

Studera olika jordarters inverkan på värmeöverföringen.

Ta hänsyn till hur den latent värmen påverkar rörets väggars temperatur samt lufttemperaturen i röret vid kondensationsberäkningarna.

REFERENSER

- Aldo Leopold (2006)** Green Feature: Earth Tubes. [Online] 2006. [Citat: den 08 september 2010.] <http://www.aldoleopold.org/LandEthicCampaign/earth%20tubes.pdf>.
- Applied Thermodynamics (2008)** Collection of Formulas, Jonsson Hans, US-AB, Stockholm
- Bansal, N. K.; Sodha, M. S. (1986)** An Earth-Air Tunnel System for Cooling Buildings. *Tunneling and Underground Space Technology*. 1986, Vol. 1, 2, ss. 177-182.
- Bansal, Vikas; Misra, Rohit; Das Agrawal, Ghanshyam; Mathur, Jyotirmay (2009)** Performance Analysis of Earth-Pipe-Air Heat Exchanger for Winter Heating. *Energy and Buildings*. 2009, 41, ss. 1151-1154.
- Bojic, M.; Trifunovic, N.; Papadakis, G.; Kyritsis, S. (1997)** Numerical Simulation, Technical and Economic Evaluation of Air-To-Earth Heat Exchanger Coupled To a Building. *Energy*. 1997, Vol. 22, 12, ss. 1151-1158.
- Boulard, T., Razafinjohany, E. och Baille, A. (1989)** Heat and Water Vapour Transfer in Agricultural Greenhouse with an Underground Heat Storage System. *Agricultural and Forest Meteorology*. 1989, 45, ss. 175-194.
- Brinkley, Mark. (2009)** Earth pipe installation. *Homebuilding*. [Online] 2009. [Citat: den 15 september 2010.] <http://www.homebuilding.co.uk/extra/earth-pipe-installation>.
- Climat Near Ground. (2003)** Geiger Rudolf, Aron Robert H., Todhunter Paul, Sixth Edition, Rowman & Littlefield Publishers Inc, United Kingdom
- Comsol (2010)** *Heat Transfer Module User Guide*, Comsol Multiphysics 4.0.a
- Cucumo, M.; Cucumo, S.; Montoro, L.; Vulcano, A. (2008)** A One-Dimensional Transient Analytical Model for Earth-to-Air Heat Exchangers, Taking into Account Condensation Phenomena and Thermal Perturbation from the Upper Free Surface as Well as Around the Buried Pipe. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2008, 51.
- Frozen Ground Engineering. (2004)** Andersland Orlando B., Ladanyi Branko, Second Edition, The American Society of Civil Engineers & John Wiley & Sons Inc, Hoboken, New Jersey.
- GAEA. (2010)** Calculation of Earth Heat Exchanger. [Online] 2010. [Citat: den 20 september 2010.] <http://nesa1.uni-siegen.de/>.
- Geo4VA. (2010)** Earth Temperature and Site Geology. [Online] 2010. [Citat: den 1 september 2010.] <http://www.geo4va.vt.edu/A1/A1.htm>.
- Hollmuller, Pierre och Bernad, Lachal. (2005)** Buried pipe systems with sensible and latent heat exchange: Validation of numerical simulation against analytical solution and long-term monitoring. [Online] 2005. [Citat: den 19 september 2010.] http://www.unige.ch/cuepe/html/biblio/pdf/BuriedPipes_IBPSA_2005.pdf.
- Hollmuller, Pierre. (2003)** Thumb Rules for Design of Earth Channels. [Online] 2003. [Citat: den 15 september 2010.] <http://software.cstb.fr/articles/17.pdf>.
- Knutsson Sven, Larsson Rolf, Tremblay Marius, Öberg-Högsta Anna-Lena. (1998)** Siltjordars Egenskaper. *SGI*. [Citat: den 1 november 2010.] <http://www.swedgeo.se/upload/publikationer/info/pdf/sgi-i16.pdf>

- Kumar, Rakesh, Ramesh, S. och Kaushik, S. C. (2003)** Performance evaluation and Energy Conservation Potential of Earth-Air Tunnel System Coupled with Non-Air Conditioned Building. *Building and Environment*. 2003, 38.
- Larson, Larry. (2009)** Earth Air Tubes. [Online] 2009. [Citat: den 8 september 2010.] <http://www.earthairtubes.com/index.html>.
- Lee, Ho Kwang och Strand, Richard K. (2006)** Implementation of an earth tube system into EnergyPlus program. [Online] 2006. [Citat: den 18 september 2010.] <http://simulationresearch.lbl.gov/dirpubs/SB06/kwangho.pdf>.
- Mark Info.(2010)** Åke Nilsson. *Dominerande jordartsklass*. [Online] 2010. [Citat: den 9 september 2010.] <http://www-markinfo.slu.se/sve/mark/jart/jartdom.html>.
- Mihalakakou, G., Lewis, J. O. och Santamouris, M. (1996)** The Influence of Different Ground Covers On the Heating Potential of Earth-To-Air Heat Exchangers. *Renewable Energy*. 1996, Vol. 7, 1, ss. 33-46.
- Mihalakakou, G.; Santamouris, M.; Asimakopoulos, D.; Papanikolaou, N.(1994b)** Impact of Ground Cover on the Efficiencies of Earth-to-Air Heat Exchangers. *Applied Energy*. 1994b, 48.
- Mihalakakou, G., Santamouris, M. och Asimakopoulos, D. (1994a)** Modelling the Thermal Performance of Earth-To-Air Heat Exchanger. *Solar Energy*. 1994a, Vol. 53, 3, ss. 301-305.
- MSB. (2008)** Jordarters bindningsätt. *Myndigheten för samhällsskydd och beredskap*. [Online] 2008. [Citat: den 9 september 2010.] http://www2.msb.se/templates/SRV_Page___2205.aspx.
- REHAU. (2010)** AWADUKT Thermo. [Online] 2010. [Citat: den 30 augusti 2010.] http://export.rehau.com/files/REHAU_AWADUKT_Thermo_342100_UK.pdf.
- Rosén Bengt, Gabriellson Anna, Fallsvik Jan, Hellström Göran, Nilsson Gunnel. (2001)** *System för värme och kyla ur mark – En nulägesbeskrivning för kyla och värme en nulägesbeskrivning*, SGI, Statens Geotekniska Institut, tillgänglig på <http://www.swedgeo.se/upload/Publikationer/Varia/pdf/SGI-V511.pdf>, inhämtad 2010-12-01
- Nilsson, Gunnel. (2003)** Handledning i jordartsklassificering för mindre markvärmesystem. *SGI*. [Online] 2003. [Citat: den 29 augusti 2010.] <http://www.swedgeo.se/upload/publikationer/Varia/pdf/SGI-V527.pdf>.
- Sundberg, Jan. (1991)** Termiska egenskaper i jord och berg. *SGI* [SGI. Online] 1991. [Citat: den 2 september 2010.] <http://ns.swedgeo.se/upload/Publikationer/Info/pdf/SGI-I12.pdf>.
- Sharan, Girja och Jadhav, Ratan. (2003)** Performance of Single Pass Earth-Tube Heat Exchanger: An Experimental Study. [Online] 2003. [Citat: den 6 september 2010.] <http://www.builditsolar.com/Projects/Cooling/Earth%20Tubes2003-01-07GirjaSharan.pdf>.
- Soil Physics. (2004)** Jury William A., Horton Robert, Sixth Edition, John Wiley & Sons Inc, Hoboken, New Jersey
- Ståhl, Fredrik. (2002)** Preheating of Supply Air through an Earth Tube System - Energy Demand and Moisture Consequences. [Online] 2002. [Citat: den 19 september 2010.] http://www.ivt.ntnu.no/bat/bm/buildphys/proceedings/67_Staahl.pdf.

Thanu, N. M.; Sawhney, R. L.; Khare, R. N.; Buddhi, D. (2001) An Experimental Study of the Thermal Performance of an Earth-Air-Pipe system in Single Pass Mode. *Solar Energy*. 2001, Vol. 71, 6, ss. 353-364.

The encyclopedia of earth (2010), *Albedo*, Dagmar Budikova,
<http://www.eoearth.org/article/Albedo>

Thevenard, Didier. (2007) Bibliographic Search on the Potential of Earth Tubes. [Online] 2007. [Citat: den 1 september 2010.]
http://www.esc.gov.yk.ca/pdf/biblio_search_earth_tubes_v3_1.pdf.

Tillämpad Termodynamik (2006) Ekroth Ingvar, Granryd Eric, Narayana Press, Denmark

Trombe, A. och Serres, L. (1994) Air-earth Exchanger Study in Real Site Experimentation and Simulation. *Energy and Buildings*. 1994, Vol. 21, ss. 155-162.

Trombe, A., Pettit, M. och Bourret, B. (1991) Air Cooling By Earth Tube Heat Exchanger: Experimental Approach. *Renewable Energy*. 1991, Vol. 1, 5/6, ss. 699-707.

Tzaferis, A.; Liparakis, D.; Santamouris, M.; Argiriou, A. (1992) Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to air heat exchangers. *Energy and Buildings*. 1992, 18, ss. 35-43.

Wu, Huijun, Wang, Shenqwei och Zhu, Dongsheng. (2007) Modelling and Evaluation of Cooling Capacity of Earth-Air-Pipe Systems. *Energy Conversion and Management*. 2007, 48, ss. 1462-1471.

BILAGA 1: MATLAB kod för ostörd marktemperaturmodell

```
a=103; %Pa/K
b=609; %Pa
f=0.7; % Fraction of evaporation rate (Mihalakakou,1994)
u=3.3; %Medelvindhastighet vid markytan
ra= 0.8; %Relative humidity of the air above surface
epsilon=0.95; %Emittans för markkytan
deltaR=63; %Radiation constant från (Lee och Strand. 2006)
albedo=0.2; %beror på ytan jord, gräs m.m. mellan 0.05-0.4
beta=1-albedo; %Absorption coeff
Sm=(970000/(24*365)); %W/m2 Årlig medelsolinstrålning (Stockholm och
Uppsala läns Luftvårdsverk 1990-2010)
Tma=6.6; % Medeltemperatur i Stockholm

hs=5.7+(3.8*u)

he=hs*(1+(0.0168*a*f))
hr=hs*(1+(0.0168*a*ra*f))

%Årlig ytmedeltemperatur
Tm=(1/he)*((hr*Tma)-(epsilon*deltaR)+(beta*Sm)-(0.0168*hs*f*b*(1-ra)))

w=(2*pi)/(365)%rad/dag Årlig vinkelfrekvens
Tva=17 %Lufttemperaturamplitud
toa=(30)
phis=-0.3909 % Fasvinkel för lufttemperaturen framräknad från uppmätta
data från 1961-90
Sv=382/2 %Amplitud för solinstrålning (Stockholm och Uppsala läns
Luftvårdsverk 1990-2010)
phii=-0.5701
phiv=phii-phis%Fasvinkel mellan istrålning och lufttemperatur
alfas=0.31*10^-6*3600*24 %m2/s jordens värmediffusivitet
ks= 0.9 % Jordens värmeledningsförmåga

D=sqrt((2*alfas)/w)

delta=(1+i)/D

A=((hr*Tva)-(beta*Sv*exp(i*phii-phis)))/(he+(delta*ks))
As=abs(A)
to=toa+(phis/w)

phis=-angle((hr*Tva)-(beta*Sv*exp(i*phii-phis)))/(he+(delta*ks))

%1 m djup
z=1
T1=[];
for t=1:365
T1(1,t)=Tm-As*exp(-z*((pi)/(365*alfas))^0.5))*cos((2*pi/365)*(t-to-
(z/2)*(365/(pi*alfas))^0.5));
plot(T1,'b')
hold on
set(gca,'XTick',0:365/12:364)
set(gca,'XTickLabel',{'Jan','Feb','Mar','Apr','Maj','Jun','Jul','Aug','Sep',
'Okt','Nov','Dec'})
ylabel('\circ C')
end
```

```

%2 m djup
z=2
T=[];
for t=1:365
T(1,t)=Tm-As*exp(-z*((pi/(365*alfas))^0.5))*cos((2*pi/365)*(t-to-
(z/2)*(365/(pi*alfas))^0.5));
plot(T,'g')
hold on
end

%4 m djup
z=4
T=[];
for t=1:365
T(1,t)=Tm-As*exp(-z*((pi/(365*alfas))^0.5))*cos((2*pi/365)*(t-to-
(z/2)*(365/(pi*alfas))^0.5));
plot(T,'r')
hold on
end

%6 m djup
z=6
T=[];
for t=1:365
T(1,t)=Tm-As*exp(-z*((pi/(365*alfas))^0.5))*cos((2*pi/365)*(t-to-
(z/2)*(365/(pi*alfas))^0.5));
plot(T,'black')
hold on
end

```

BILAGA 2: Beräkning av värmeledningstal, värmekapacitet och densitet

Numeriska värden från kap 3.1.1 och 3.3.2.1 för beräkning av jordens värmeledningstal och värmekapacitet

$$S_r = 0,9$$

$$\rho_{torr} = 1700 \text{ kg/m}^3$$

$$k_q = 7,7 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$q = 0,25$$

$$k_o = 2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$k_w = 0,57 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$n = 0,60$$

$$k_i = 2,2 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$C_{vs} = 600 \text{ Wh/m}^3$$

$$C_{vw} = 1160 \text{ Wh/m}^3$$

$$\rho_w = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$C_{vi} = 610 \text{ Wh/m}^3$$

$$\rho_i = 917 \text{ kg/m}^3$$

$$l = 333,7 \text{ kJ/kg}$$

Värmeledningstalet för ofrusen jord kan med insatta numeriska värden beräknas enligt:

$$\begin{aligned} K_e &= \log S_r + 1,0 = \\ &= \log 0,9 + 1,0 = 0,89 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} k_{torr} &= \frac{0,137 \rho_{torr} + 64,7}{2700 - 0,947 \rho_{torr}} = \\ &= \frac{0,137 \cdot 1700 + 64,7}{2700 - 0,947 \cdot 1700} = 0,27 \text{ W/m} \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} k_s &= k_q^q k_o^{1-q} = \\ &= 7,7^{0,25} 2^{1-0,25} = 2,8 \text{ W/m} \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned}
k_{sat,ofrusen} &= k_s^{1-n} k_w^n = \\
&= 2,8^{1-0,6} 0,57^{0,6} = 1,08 \text{ W/m} \cdot \text{K}
\end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
k_{ofrusen} &= (k_{sat} - k_{torr}) K_e + k_{torr} = \\
&= (1,08 - 0,27) 0,89 + 0,27 = 1 \text{ W/m} \cdot \text{K}
\end{aligned} \tag{2}$$

Värmeledningstalet för frusen jord med insatta numeriska värden kan beräknas enligt:

$$K_e = S_r = 0,9 \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
k_{sat,frusen} &= k_s^{1-n} k_w^n = \\
&= 2,8^{1-0,6} 2,2^{0,6} = 2,4 \text{ W/m} \cdot \text{K}
\end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
k_{frusen} &= (k_{sat,frusen} - k_{torr}) K_e + k_{torr} = \\
&= (2,4 - 0,27) 0,89 + 0,27 = 2,2 \text{ W/m} \cdot \text{K}
\end{aligned} \tag{2}$$

Värmekapaciteten för ofrusen jord kan med insatta numeriska värden beräknas enligt:

$$\begin{aligned}
C_{v,tot} &= (C_{vs}(1 - n) + C_{vw} \cdot n \cdot S_r) = \\
&= (600(1 - 0,6) + 1160 \cdot 0,6 \cdot 0,9) = 866,4 \frac{\text{Wh}}{\text{m}^3} \cdot \text{K} = \\
&= 866,4 \cdot 3600 = 3119040 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}
\end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
w_w &= \frac{S_r \cdot n \cdot \rho_w}{\rho_{torr}} = \\
&= \frac{0,9 \cdot 0,6 \cdot 1000}{1700} = 0,32
\end{aligned} \tag{16}$$

$$\begin{aligned}
\rho_{tot,ofrusen} &= \rho_{torr}(1 + w_w) = \\
&= 1700(1 + 0,32) = 2244 \text{ kg/m}^3
\end{aligned} \tag{15}$$

$$\begin{aligned}
C_{p,tot} &= \frac{C_{v,tot}}{\rho_{tot}} = \\
&= \frac{3119040}{2244} = 1390 \text{ J/kg} \cdot \text{K}
\end{aligned} \tag{14}$$

Värmekapaciteten för frusen jord kan med insatta numeriska värden beräknas enligt:

$$\begin{aligned}C_{v,tot} &= (C_{vs}(1 - n) + C_{v_i} \cdot n \cdot S_r) = \\&= (600(1 - 0,6) + 610 \cdot 0,6 \cdot 0,9) = 570 \frac{Wh}{m^3} \cdot K = \\&= 570 \cdot 3600 = 2049840 J/m^3 \cdot K\end{aligned}\tag{13}$$

$$\begin{aligned}w_{is} &= \frac{S_r \cdot n \cdot \rho_i}{\rho_{torr}} = \\&= \frac{0,9 \cdot 0,6 \cdot 917}{1700} = 0,29\end{aligned}\tag{17}$$

$$\begin{aligned}\rho_{tot,frusen} &= \rho_{torr}(1 + w_{is}) = \\&= 1700(1 + 0,29) = 2193 \text{ kg/m}^3\end{aligned}\tag{15}$$

$$\begin{aligned}C_{p,tot} &= \frac{C_{v,tot}}{\rho_{tot}} = \\&= \frac{2049840}{2193} = 935 \text{ J/kg} \cdot K\end{aligned}\tag{14}$$

Latent värme:

$$\begin{aligned}L &= l \cdot w_w = \\&= 333700 \cdot 0,32 = 106000 \text{ J/kg}\end{aligned}\tag{18}$$