



אוניברסיטת בן-גוריון בנגב  
הפקולטה למדעי ההנדסה  
המחלקה להנדסת מכונות

**קירור מבנים באמצעות חומר משנה פאזה (PCM)  
בהסעה חופשית ומאולצת**

חיבור זה מהווה חלק מהדרישות  
לקבלת התואר "מגיסטר" בהנדסה

**מאת: סרגיי מוז'בלוב**



אוניברסיטת בן-גוריון בנגב  
הפקולטה למדעי ההנדסה  
המחלקה להנדסת מכונות

## **קירור מבנים באמצעות חומר משנה פאזה (PCM) בהסעה חופשית ומאולצת**

חיבור זה מהווה חלק מהדרישות  
לקבלת התואר "מגיסטר" בהנדסה

מאת: סרגיי מוז'בלוב

מנחים: פרופ' רות ליטן  
ד"ר גנדי זיסקינד

תאריך:

מחבר:

תאריך:

מנחים:

תאריך:

יו"ר ועדת מוסמכים:

מרץ 2004

ניסן תשס"ד

## תקציר

בעבודה זו בוצע מחקר נומרי של תהליך קירור המבנה בגודל אמיתי ( $4m \times 4m \times 2.5m$ ) שנמצא בתנאי טמפרטורה אופייניים לאזור מדברי בקיץ.

בעבודה נבחרו שני מנגנוני קירור: הסעה חופשית והסעה מאולצת. תשומת לב גדולה נתונה לבחירת מיקומם של אוגרי החום וצורתם של אלמנטי הקירור אופטימליים. שימוש במזגן נייד שכולל בתוכו PCM מאפשר לבצע קירור במבנים לא מצוידים במערכות קירור קונבנציונאליות.

בחלק ראשון של העבודה נבדק התהליך שנקבע ע"י מנגנונים של הסעה חופשית וקרינה. בכדי לחקור את הנושא בוצעו מספר שלבים: חקירה נומרית של תהליך קירור בחלל סגור באמצעותם של אוגרי החום בעלי מיקום וצורה שונים, חקירה נומרית של קירור חדר בגודל אמיתי בצורות שונות של אוגרי החום, חקירה נומרית של תהליך קירור חדר בגודל אמיתי שמתבצע ע"י אוגר החום בצורת רצועה שמצוי ליד התקרה במשך 24 שעות בהתאם לטמפרטורות רגילות לתקופה קיצית באקלים מדברי.

התוצאות החישוביות מראות כי השימוש באוגר החום לקבלת תנאי נוחות בחדר יעיל, אולם בתנאים שנבחרו פעולתו של האוגר אינה רציפה עקב הבדלי כמויות חום שהאוגר קולט בשעות יום לזה שהוא מפנה בשעות לילה. לכן, שימוש בהסעה חופשית עבור קירור החדר בגודל מסוים ובתנאי טמפרטורה שנבחרו לא מאפשר לקבל פעולה רציפה בתכונות הנתונות של החומר PCM.

על מנת לפתור את הבעיה פותח מודל למזגן נייד שפעולתו מתבססת על שימוש ב-PCM והסעה מאולצת ע"י מפוח צמוד למזגן. אוויר החדר זורם ליחידת PCM ע"י הסעה מאולצת. המפוח המשמש לפעולה זו זהה למפוח המצוי במזגנים קונבנציונליים עם מחזור של פראון. צריכת חשמל שנדרשת לפעולתו של המזגן קטנה יחסית כי נצרכת רק עבור פעולתו של המאוורר.

מודל המזגן שנבחן הוא בעל מגוון צורות של יחידות הקירור: לוחות אנכיים בגובה 20cm, לוחות אנכיים בגובה 80cm, צינורות מרובעים אופקיים ואנכיים מסודרים במערך in-line, צינורות מרובעים אופקיים מסודרים במערך staggered.

סימולציות דו-ממדיות ותלת-ממדיות במצב מעבר (transient) בוצעו עבור פרמטרים חשובים להערכתו של תהליך הקירור, דהיינו: שדה טמפרטורה בתוך החדר כולל גם PCM באוגרי החום, לחצים, שדה מהירויות, קצבי מעבר חום ושברי מסה בהתכה. משוואות שימור בסיסיות של רציפות, תנע ואנרגיה נפתרו בצורה נומרית ע"י תכנת Fluent 5.5. התנהגותו של החומר המשנה פאזה (PCM) ניתנת ע"י שיטת EHC (effective heat capacity method), שלפיה קיבול חום סגולי של החומר מהווה פונקציה רציפה כנגד טמפרטורה.

בסימולציות הייתה התייחסות למצבים הפיזיקליים הבאים: מקרה "חם" שבו טמפרטורות חיצוניות על התקרה, קירות וריצפה היו גבוהות מאוד ומקרה "קר" שבו טמפרטורות חיצוניות על התקרה, קירות וריצפה היו נמוכות יותר.

החומר המשנה פאזה שממודל במחקר הוא שעוות פרפין שאינה רעילה, recyclable, אינרטי מבחינה כימית, לא גורמת קורוזיה ובעלת יכולת לעבור אין סוף מחזורים. טמפרטורת ההתכה של השעווה היא  $22-24^{\circ}\text{C}$  והנה מותאמת לתנאי יום ולילה אזוריים. הסימולציות מבוססות גם על פרמטרים אחרים כולל חום כמוס ומורגש, מוליכות תרמית וצפיפות. העבודה סוכמה והוצגה בגרפי עבודה שהתקבלו מן התוצאות הנומריות.

## תודות

תודתי נתונה לפרופ' רות ליטן על הדרכתה במחקר זה.

לדר' גנדי זיסקינד על תרומתו בייעוץ ובהנחיה וכן על התמיכה והעידוד.

ברצוני להודות לוואדים דובובסקי על העזרה הרבה לאורך כל הדרך.

## תוכן העניינים

עמוד			
1		מבוא	1
		סקר ספרות	2
4		2.1. PCM – תיאור כללי	
4		2.1.1 חומרים משני פאזה	
6		2.1.2 פרפינים כחומר לאגירת חום	
9		2.1.3 תהליך אגירה	
10		2.2 הנחות וקירובים בסיסיים	
11		2.3 מודלים מתמטיים	
14		2.4 שיטות פתרון	
14		2.4.1 גיאומטריה חד-ממדית	
20		2.4.2 גיאומטריה רב-ממדית	
27		2.5 יישומים של מערכות אגירת חום	
27		2.5.1 תיאור כללי	
31		2.5.2 קירות בתים – דוגמאות מן הספרות	
37		2.5.3 אוגר חום ביתי – מעבר חום בהסעה טבעית	
39		2.5.4 אוגר חום ביתי – מעבר חום בהסעה מאולצת	
61		2.5.5 מודל ניסוי של מזגן	
		הסעה חופשית	3
66		3.1 מודל פיזיקאלי	
66		3.1.1 מודל מעבדתי	
69		3.1.2 מודל חדר בגודל אמיתי	
71		3.1.3 מודל קירור של 24 שעות	
72		3.2 פרוצדורה חישובית	
73		3.2.1 מודל מעבדתי	
75		3.2.2 מודל חדר בגודל אמיתי	
75		3.2.3 מודל קירור של 24 שעות	
76		3.3 תוצאות נומריות	
76		3.3.1 מודל מעבדתי	

81	3.3.2	מודל חדר בגודל אמיתי
83	3.3.3	מודל קירור של 24 שעות
86	3.4	אנליזת התוצאות
86	3.4.1	מודל מעבדתי
87	3.4.2	מודל חדר בגודל אמיתי
88	3.4.3	מודל קירור של 24 שעות.
	4	הסעה מאולצת
89	4.1	מודל פיזיקאלי
96	4.2	פרוצדורה חישובית
99	4.3	תוצאות נומריות
99	4.3.1	שדה טמפרטורת האוויר בחדר
113	4.3.2	שדה טמפרטורת ה-PCM באלמנטים קירור
120	4.3.3	שדה לחצי האוויר
122	4.3.4	מהירויות וקווי זרימת האוויר
125	4.3.5	טמפרטורת האוויר הממוצעת בחדר
126	4.3.6	קצבי מעבר החום
129	4.3.7	קצבי ההתכה
130	4.4	אנליזת התוצאות
130	4.4.1	מפלי לחץ האוויר דרך המזגן
131	4.4.2	זרימת אוויר וקווי זרימה בחדר
131	4.4.3	טמפרטורת האוויר בחדר
133	4.4.4	קצבי מעבר החום
134	4.4.5	קצבי ההתכה
135	5	השוואה בין הסעה חופשית להסעה מאולצת וסיכום
137	6	ביבליוגרפיה
		נספחים
		נספח 1. רקע תיאורטי לחישוב מזגן שפעולתו מתבססת על שימוש בחומר משנה פאזה
140		
157		נספח 2. כרקטריסטיקות למאוורר מהיצרן

## רשימת הסימנים

$A$	שטח חתך, $m^2$
$Bi = \frac{hL_c}{k}$	מספר Biot
$c_p$	קיבול חום סגולי בלחץ קבוע, J/kg K
$D_h$	קוטר הידראולי, m
$D$	קוטר, m
$g$	תאוצת כובד, $m/s^2$
$Gr = \frac{g\beta(T_w - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$	מספר Grashof
$\Delta h_m$	אנטלפית מעבר פאזה סגולית, J/kg
$h$	מקדם מעבר חום, $W/m^2 K$
$i$	אנטלפיה סגולית, J/kg
$k$	מוליכות תרמית, $W/m K$
$l$	אורך, m
$L_c$	אורך אופייני, m
$m$	מסה, kg
$n$	כיוון נורמאלי
$Nu = \frac{hL_c}{k}$	מספר Nusselt
$p$	לחץ, Pa
$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$	מספר Prandtl
$q''$	שטף חום, $W/m^2$
$q'''$	ייצור חום פנימי ליחידת נפח, $W/m^3$
$Q$	חום, J
$r$	קואורדינאטה רדיאלית, m
$r_0$	רדיוס של גליל, m
$Ra = Gr Pr$	מספר Rayleigh

Reynolds מספר  $Re = \frac{vL_c}{\nu}$

$m^2, V$  שטח חיצוני של  $S$

Stefan מספר  $Ste = \frac{c_p \Delta T}{\Delta h_m}$

זמן,  $s$   $t$

טמפרטורה,  $^{\circ}C, K$   $T$

מקדם מעבר חום כללי,  $W/m^2 K$   $U$

נפח,  $m^3$   $V$

מהירות,  $m/s$   $v$

קואורדינאטות קרטזיות,  $m$   $x, y, z$

#### אותיות יווניות

דיפוזיביות תרמית,  $m^2/s$   $\alpha$

מקדם התפשטות נפחית,  $1/K$   $\beta$

צמיגות דינאמית,  $kg/m s$   $\mu$

צמיגות קינמטית,  $m^2/s$   $\nu$

צפיפות,  $kg/m^3$   $\rho$

מאמץ משיקי,  $Pa$   $\tau$

#### תת סימון

אוויר  $air$

ערך אפקטיבי  $e$

חיצוני  $ext$

heat transfer fluid  $HTF$

פנימי  $int$

התחלתי  $initial$

נוזל  $l$

התכה  $m$

כיוון רדיאלי	$r$
מוצק	$s$
סולרי	$solar$
נפח קבוע	$v$
קיר	$w$
שעווה	$wax$
רכיבי קואורדינאטות קרטזיות	$x, y, z$
כיוון זוויתי	$\theta$
ערך באין סוף	$\infty$



- 30 .ציור 2.21. מערכת חימום מים ביתית שכוללת PCM (Fieback and Gutberlet, 1997).
- 31 .ציור 2.22. מערכת חימום אוויר המשתמשת ב-PCM (Rubitherm GmbH).
- 32 .ציור 2.23. קונפיגורציה של חדר ניסיוני (Onishi et al., 2001).
- 33 .ציור 2.24. השוואה בין טמפרטורות ממוצעות בחדר, (Onishi et al., 2001) (cases 1-7).
- 33 .ציור 2.25. השוואה בין שברי מוצק של PCM, (Onishi et al., 2001) (cases 1-7).
- 34 .ציור 2.26. סכימה של חדר ניסיוני (Athienitis et al., 1997).
- ציור 2.27. סכימה של תהליך מעבר החום דרך הקיר הכולל PCM  
35 .(Athienitis et al., 1997).
- ציור 2.28. תוצאות ניסיוניות מיום חורפי עם שמש רגיל עבור טמפרטורות שונות בחדר  
36 .(Athienitis et al., 1997).
- ציור 2.29. השוואה בין תוצאות ניסיוניות לתיאורטיות עבור התמצקות של ה-PCM  
36 .(Athienitis et al., 1997).
- ציור 2.30. סכימה של מודל ניסיוני (Goldenberg et al., 2002).
- 37 .ציור 2.31. סכימה של אוגר החום מכיל PCM (Goldenberg et al., 2002).
- 38 .ציור 2.32. שני אוגרי החום מוקמו לפי החימום (Goldenberg et al., 2002).
- 39 .ציור 2.33. דיאגרמה סכמאטית של אוגר החום (Vakilaltojjar and Saman, 2000).
- 40 .ציור 2.34. אפקט של עובי לוחות של ה-PCM על טמפרטורת HTF ביציאה מאוגר  
החום עם מסה PCM קבועה (Vakilaltojjar and Saman, 2000).  
42 .ציור 2.35. אפקט רווחים בין הלוחות עם PCM על טמפרטורת HTF ביציאה מן אוגר  
החום עם מסה PCM קבועה (Vakilaltojjar and Saman, 2000).  
42 .ציור 2.36. סכימה של אוגר החום הנחקר בעבודה (Yamaha, 2001).
- 43 .ציור 2.37. סכימה של המתקן הניסיוני (Yamaha, 2001).
- 44 .ציור 2.38. טמפרטורת ביציאה מאוגר החום כנגד זמן הניסוי (Yamaha, 2001).
- 45 .ציור 2.39. השוואה בין תוצאות ניסיוניות לנומריות (Yamaha, 2001).
- 46 .ציור 2.40. מיקום צינורות (Farid and Kanzawa, 1989).
- 47 .ציור 2.41. אפקט שימוש של PCM עם טמפרטורות ההתכה שונות על תהליך האגירה  
(Farid and Kanzawa, 1989).  
49 .ציור 2.42. סכימה של אוגר החום הכולל שני המודלים (Esen et al., 1997).
- 50 .ציור 2.43. תוצאות של חישובים נומריים עבור נפח P-WAX שהתמוסס כנגד זמן  
התכתו במקרה של מודל ראשון ושני עם ספיקות שונות של HTF  
52 .(Esen et al., 1997).
- 53 .ציור 2.44. מערכת חימום מים ביתית עם אוגר החום (Bansal and Buddhi, 1991).

- ציור 2.45. שינוי מיקום אזור התכה של paraffin wax, קרינה סולרית וטמפרטורת הסביבה במשך חודשים מסוימים (Bansal and Buddhi, 1991). 53
- ציור 2.46. סכימה של יחדה לאגירת החום (Lacroix, 1993). 55
- ציור 2.47. מיקום היחידות בצורה staggered (Lacroix, 1993). 55
- ציור 2.48. סכימה של המערכת הניסיונית (Lacroix, 1993). 55
- ציור 2.49. השוואה בין תוצאות נומריות לניסיוניות עבור הפרש טמפרטורות בכניסה לאוגר 20K (Lacroix, 1993). 56
- ציור 2.50. סכימה של המתקן עם צינורות החימום ו-PCM (Turnpenny et al., 1999). 57
- ציור 2.51. סכימה של המערכת הניסיונית (Turnpenny et al., 1999). 58
- ציור 2.52. טמפרטורות ה-PCM והאוויר במשך תהליכי ההתכה/ההתמצקות במקרה ספיקת HTF  $0.09\text{m}^3/\text{s}$  (Turnpenny et al., 1999). 59
- ציור 2.53. מערכת התכה במים (Glaich and Finkelshtein, 2003). 61
- ציור 2.54. תמונות התכת פרפין בגליל (Glaich and Finkelshtein, 2003). 62
- ציור 2.55. תמונות ההתכה של RT-27 (Glaich and Finkelshtein, 2003). 62
- ציור 2.56. סקיצה של מערכת הניסוי (Boch and Dahary, 2003). 64
- ציור 2.57. קירור חדר עם המזגן והפעלת 1kW במקביל (Boch and Dahary, 2003). 64
- ציור 2.58. קירור חדר מחומם ע"י השמש (Boch and Dahary, 2003). 65
- ציור 3.1. מיקום אוגרי החום על הרצפה של החלל הסגור (מקרה A מ-Goldenberg et al. (2002)). 66
- ציור 3.2. מיקום אוגרי החום בקרבת התקרה של החלל הסגור (מקרה C). 67
- ציור 3.3. מיקום אוגרי החום על התקרה של החלל הסגור (מקרה D). 68
- ציור 3.4. מיקום אוגר החום במקרה F. 69
- ציור 3.5. מיקום אוגר החום במקרה G. 69
- ציור 3.6. מיקום אוגר החום במקרה H. 70
- ציור 3.7. מיקום אוגר החום במקרה I. 70
- ציור 3.8. מיקום אוגר החום במקרה L. 71
- ציור 3.9. מיקום אוגרי החום במודל חדר דו-ממדי. 72
- ציור 3.10. סכימת פעולתה של שיטת Segregated. 73
- ציור 3.11. צורתו של קיבול החום האפקטיבי באזור ההתכה. 74
- ציור 3.12. השוואה בין תוצאות נומריות לניסיוניות במקרה A. 77

78	ציור 3.13. פרופיל של טמפרטורת האוויר בחלל הסגור אחרי 60 דקות, סימולציה נומרית של ניסוי (Goldenberg et al., 2002).
78	ציור 3.14. אבולוציה של טמפרטורה ממוצעת בחלל הסגור במשך תהליך הקירור, מקרים B-E.
79	ציור 3.15. פרופיל הטמפרטורה בחלל הסגור: סימולציה נומרית של מקרים A-E, $t = 120\text{min}$ .
80	ציור 3.16. קווי זרם של האוויר בחלל הסגור: סימולציה נומרית של מקרים A-E, $t = 120\text{min}$ .
82	ציור 3.17. אבולוציה של טמפרטורה בחדר במשך תהליך הקירור, מקרים F-L.
83	ציור 3.18. פרופיל הטמפרטורה בחדר, סימולציה נומרית של מקרים F-L, $t = 300\text{min}$ .
84	ציור 3.19. תהליך הקירור של החדר במודל דו-ממדי.
84	ציור 3.20. אבולוציה של הטמפרטורה הממוצעת בחדר במשך 24 שעות.
85	ציור 3.21. אבולוציה של פרופיל הטמפרטורה בחדר במשך 24 שעות.
89	ציור 4.1. מיקום של המזגן בחדר.
90	ציור 4.2. אב-טיפוס של מזגן עם PCM (Boch and Dahary, 2003).
91	ציור 4.3. צורות של אלמנטי הקירור של המזגן.
93	ציור 4.4. קירוב עבור צפיפות האוויר על סמך נתונים של Holman.
93	ציור 4.5. צורות שונות של קיבול החום האפקטיבי הנלקח במחקר עבור חומרים שונים.
94	ציור 4.6. כרקטריסטיקות של המאוורר בסימולציות.
96	ציור 4.7. מבנה של הרשת החישובית.
98	ציור 4.8. צורות של אלמנטי הקירור.
100	ציור 4.9. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה A).
101	ציור 4.10. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה B).
102	ציור 4.11. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה C).
103	ציור 4.12. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה D).
104	ציור 4.13. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה E).
105	ציור 4.14. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה F).
106	ציור 4.15. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה G).
107	ציור 4.16. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה H).
108	ציור 4.17. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה I).
110	ציור 4.18. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה J).

111	ציור 4.19. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה K).
112	ציור 4.20. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה L).
114	ציור 4.21. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה A).
114	ציור 4.22. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה B).
115	ציור 4.23. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה C).
115	ציור 4.24. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה D).
116	ציור 4.25. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה E).
116	ציור 4.26. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה F).
117	ציור 4.27. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה G).
117	ציור 4.28. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה H).
118	ציור 4.29. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה I).
118	ציור 4.30. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה J).
119	ציור 4.31. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה K).
119	ציור 4.32. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה L).
120	ציור 4.33. כרקטריסטיקות פעולתו של המאוורר.
121	ציור 4.34. מפל הלחץ באזור המזגן (מקרים A-G).
122	ציור 4.35. מהירות וקווים של זרימת אוויר באזור המזגן (מקרים A-D).
123	ציור 4.36. מהירות וקווים של זרימת אוויר באזור המזגן (מקרים E-G).
124	ציור 4.37. קווי זרימת האוויר בתוך החדר (מקרים A-G).
125	ציור 4.38. טמפרטורת ממוצעת של האוויר בחדר (מקרים A-G).
125	ציור 4.39. טמפרטורת ממוצעת של האוויר בחדר (מקרים A-I).
126	ציור 4.40. טמפרטורת ממוצעת של האוויר בחדר (מקרים J-L).
126	ציור 4.41. קצבי מעבר חום מהמזגן (מקרים A-I).
127	ציור 4.42. קצבי מעבר חום מהקירות של החדר (מקרים A-I).
127	ציור 4.43. סכום קצבי מעבר חום מהקירות של החדר ומהמזגן (מקרים A-I).
128	ציור 4.44. קצבי מעבר חום מהמזגן (מקרים J-L).
128	ציור 4.45. קצבי מעבר חום מהקירות של החדר (מקרים J-L).
129	ציור 4.46. סכום קצבי מעבר חום מהקירות של החדר ומהמזגן (מקרים J-L).
129	ציור 4.47. קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור (מקרים A-I).
130	ציור 4.48. קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור (מקרים J-L).

## רשימת טבלאות

עמוד

	טבלה 2.1. השוואה בין חומרים אורגאניים לאנאורגאניים לאגירת אנרגיה
5	(Zalba et al., 2003).
8	טבלה 2.2. חומרים אורגאניים בעלי פוטנציאל לשימוש כ-PCM (Zalba et al., 2003).
9	טבלה 2.3. חומרים מסחריים הזמינים כיום בשוק (Zalba et al., 2003).
51	טבלה 2.4. תכונות של חומרים משני הפאזה שנלקחו לסימולציות (Esen et al., 1997).
60	טבלה 2.5. תכונות של ה-PCM ונתונים אחרים של המערכת לאגירת החום (Turnpenny et al., 1999).
68	טבלה 3.1. תכונות החומר הפרפיני.
76	טבלה 3.2. תנאי הטמפרטורה על התקרה של החדר.
76	טבלה 3.3. פירוט מקרים המשתתפים בחישובים עבור מודל מעבדתי.
81	טבלה 3.4. פירוט מקרים המשתתפים בחישובים עבור מודל חדר תלת-מימדי בגודל אמיתי.
91	טבלה 4.1. כרקטריסטיקות המזגן עם אלמנטי קירור שונים.
92	טבלה 4.2. תכונות פיזיקליות של החומרים בסימולציה.
95	טבלה 4.3. פירוט המקרים בחישובים הנומריים.
97	טבלה 4.4. חלוקת אזור החישוב עבור צורות שונות של אלמנטי קירור.
120	טבלה 4.5. ספיקות האוויר דרך המזגן.

# 1. מבוא

מערכות אגירת חום המשתמשות בחומרים משני פאזה (PCM) קיבלו תשומת לב משמעותית הודות לקיבולת חום גדולה שלהן.

חומרים משני פאזה כוללים פרפינים אורגאניים, סגסוגות מתכת ומלחים אינאורגאניים העוברים טרנספורמציות פאזה הפיכה. בגלל התנהגותם האיזותרמית במשך תהליכי התכה/התמצקות, החומרים האלה יכולים לשמש לאגירת חום כמוס במערכות שונות של מבנים או לבקרה תרמית במודולים אלקטרוניים.

במערכת לאגירת חום כמוס, במשך שינוי פאזה, גבול הפרדה מוצק-נוזל נע מפני השטח של מעבר חום. במקרה של התמצקות, הולכה היא המנגנון היחיד של מעבר חום, ובמקרה של התכה, מתקיימת הסעה חופשית בשכבה של נוזל וזה באופן כללי מגדיל את קצב מעבר החום לעומת תהליך התמצקות.

מערכת לאגירת חום כמוס עדיפה ביחס למערכת לאגירת חום מורגש, במיוחד ביישומים בהם שינוי הטמפרטורה הוא קטן עקב מנגנון אגירה קרוב לאיזותרמי ו"צפיפות אגירה" (storage density) גבוהה שמתבססת על אנטלפית שינוי פאזה. היתרון הגדול של מערכות החימום/קירור הוא באגירת כמות גדולה של אנרגיה בנפח קטן יחסית. במערכות המשמשות לקירור במבנים אפשר לחסוך בתנאים מסוימים בחשמל.

יישום של PCM לאגירת חום במבנים נחקר ע"י חוקרים רבים. סקר נרחב על זמינות של טכנולוגיה לאגירת אנרגיה תרמית הוצג ע"י Hasnain (1998). יישום של PCM באגירת אנרגיה סולרית נסקר ע"י Fath (1998). Kurklu (1998) דן בשלוש קבוצות של חומרים משני פאזה השימושיים ביותר שמתבססות על הידרטים, פרפינים ופוליאיתילן גליקול (polyethylene glycol, paraffins, hydrates).

Kang et al. (1999) מתאר ומסווג את מערכות לאגירת חום כמוס לפי כרקטריסטיקות מבנים שלהן. מערכות PCM לשימוש ביתי כוללות מערכות חימום מים, מערכות חימום אוויר ומערכות משולבות ברצפה או בקירות (Fieback and Gutberlet, 1997). מערכות חימום מים מאפשרות שימוש הן לחימום פנימי, והן להספקת מים חמים. מערכות חימום אוויר יכולות לשמש לפיצוי הפסדים מקירות הבית. מערכות תת-רצפיות ומערכות קיר פסיביות מחליקות את שינוי הטמפרטורה ושומרות על תנאי נוחות בחדר (Athienitis et al., 1997, Lee et al., 2000). כפי שמודגש ע"י Hasnain (1998), בחירת חומר משנה

פאזה הוא הגורם הכי חשוב בפיתוח של LHTESS (latent heat thermal energy storage system). בנוסף לתכונות, כגון טמפרטורת התכה ואנטלפית התכה, יציבות של התכונות בתהליך המחזורי חשובה במיוחד (Sharma et al., 1999). באשר למנגנוני מעבר חום, סקר השיטות המשפרות מעבר חום הוצג ע"י Velraj et al. (1999). Esen et al. (1998) דן בנושא מדגם גיאומטרי של אוגרי חום. סקירה מורחבת על

מעבר חום בתהליך התכה בתעלות ומעבר לגופים חיצוניים ניתנת ע"י Fukusako and Yamada (1999). מחקרים קודמים נותנים בסיס מורחב לשימוש במערכות אגירת חום. קיימים פתרונות אנליטיים עבור בעיות חד-ממדיות. באשר לבעיות רב-ממדיות, קיים מגוון גדול של שיטות חצי אנליטיות ונומריות. רוב המחקרים הוקדשו לחקירתם של תהליכים המתרחשים בתוך חומר PCM עצמו עם תנאי שפה נתונים. ידועים

מחקרים שמתארים גם השפעה הדדית בין PCM ל-HTF (heat transfer fluid), אבל פתרונותיהם, בדרך כלל, מאפשרים לקבל תוצאות רק עבור אזור ספציפי של איזושהי בעיה יותר כללית. לכן, קיימת חשיבות רבה במידול תהליכים שמתרחשים בתחומים בגודל אמיתי שבתוכם נמצאות מערכות אגירת חום בגודל אמיתי.

המטרה של עבודה זו היא לחקור את תהליך קירור המבנה בגודל אמיתי (4m×4m×2.5m) שנמצא בתנאי טמפרטורה אופייניים לאזור מדברי בקיץ. בעבודה נבחרו שני מנגנוני קירור: הסעה חופשית והסעה מאולצת. תשומת לב גדולה נתונה לבחירת מיקומם של אוגרי החום וצורתם של אלמנטי קירור אופטימאליים. שימוש במזגן נייד שכולל בתוכו PCM מאפשר לבצע קירור במבנים לא מצוידים במערכות קירור קונבנציונאליות.

בחלק ראשון של העבודה נבדק התהליך שנקבע ע"י מנגנונים של הסעה חופשית וקרירה. מודל נומרי נבדק באמצעות השוואה עם תוצאות ניסיוניות שהתקבלו בעבר ע"י Goldenberg et al. (2002), במבנה מעבדתי.

בכדי לחקור את הנושא בוצעו מספר שלבים: חקירה נומרית של תהליך קירור בחלל סגור באמצעותם של אוגרי החום בעלי מיקום וצורה שונים, חקירה נומרית של קירור חדר בגודל אמיתי בצורות שונות של אוגרי החום, חקירה נומרית של תהליך קירור חדר בגודל אמיתי שמתבצע ע"י אוגר החום בצורת רצועה שמצויה ליד התקרה במשך 24 שעות בהתאם לטמפרטורות רגילות לתקופה קיצית באקלים מדברי.

תוצאות החישובים עבור הסעה חופשית מצדיקות שימוש באוגרי החום המכילים חומר PCM לקבלת תנאי נוחות, אבל במקרה זה לא ניתן להשיג פעולה רציפה של המערכת.

כדי להתמודד עם הבעיה פותח מזגן שפעולתו מתבססת על הסעה מאולצת. אלמנטי הקירור של המזגן מכילים חומר PCM בתוכם. המזגן מתאפיין בצריכת אנרגיה נמוכה בגלל שהיא נדרשת רק לפעולתם של המפוחים שמזרימים אוויר דרך אלמנטי הקירור.

אלמנטי הקירור שנבדקו עבור המזגן היו: לוחות אנכיים בגובהם שונים, צינורות מרובעים אופקיים מסודרים במערך in-line ו-staggered, וצינורות מרובעים אנכיים מסודרים במערך in-line.

בסימולציות הייתה התייחסות למצבים הפיזיקליים הבאים: מקרה "חם" שבו טמפרטורות חיצוניות על התקרה, קירות וריצפה היו גבוהות מאוד, ומקרה "קר" שבו טמפרטורות חיצוניות על התקרה, קירות וריצפה היו נמוכות יותר.

החומר המשנה פאזה שממודל במחקר הוא שעוות פרפין שאינה רעילה, אינרטי מבחינה כימית, לא גורמת קורוזיה ובעלת יכולת לעבור אין סוף מחזוריים (recyclable). טמפרטורת ההתכה של השעוה היא 22-24°C והנה מותאמת לתנאי יום ולילה איזוריים. הסימולציות מבוססות גם על פרמטרים אחרים כולל חום כמוס ומורגש, מוליכות תרמית וצפיפות.

סימולציות דו-ממדיות ותלת-ממדיות במצב מעבר (transient) בוצעו עבור פרמטרים חשובים להערכתו של תהליך הקירור, דהיינו: שדה טמפרטורה בתוך החדר כולל גם PCM באוגרי החום, לחצים, שדה מהירויות, קצבי מעבר חום ושברי מסה בהתכה. משוואות שימור בסיסיות של רציפות, תנע ואנרגיה נפתרו בצורה נומרית ע"י תכנת Fluent 5.5. התנהגותו של החומר המשנה פאזה (PCM) ניתנת ע"י שיטת EHC (effective heat capacity method), שלפיה קיבול חום סגולי של החומר מהוה פונקציה רציפה כנגד טמפרטורה.

התוצאות הוצגו בצורה גרפית עבור אבולוצית הטמפרטורה בתוך החדר ועבור קצבי מעבר החום. שדות הטמפרטורה והמהירות נתונות עבור זמנים שונים של תהליך הקירור. התוצאות מצדיקות את השימוש במזגן לקבלת קירור אפקטיבי.

## 2. סקר ספרות

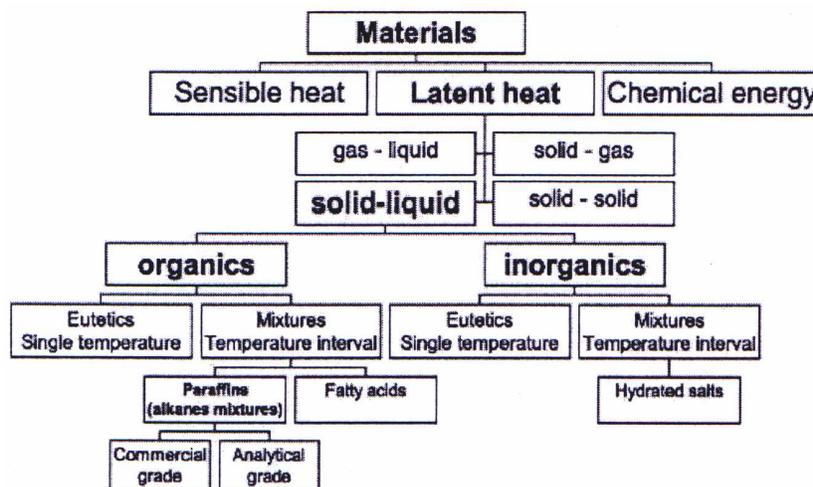
כפי שנאמר במבוא, תהליכי שינוי פאזה מצויים בטבע ובתחומים שונים של הנדסה. הסקר מוגבל לעבודות רלוונטיות למחקר שמוצג. הוא כולל תיאור כללי של חומרים משני פאזה (בעיקר חומרים אורגאניים), רקע תיאורטי של מידול מתמטי של תהליכי שינוי פאזה ושיטות נומריות המשמשות בפתרונות בעיות של שינוי פאזה מוצק-נוזל. בהמשך, מוצג סקר הפתרונות לבעיות מעבר פאזה בגיאומטריות שונות ופתרונות עבור מערכות לאגירת חום.

### 2.1 PCM – תיאור כללי

בסעיף זה ניתנת קלסיפיקציה של חומרים משני פאזה כולל פרפינים כחומרים לאגירת חום. בהמשך, מדובר בתהליך שינוי פאזה.

#### 2.1.1 חומרים משני פאזה

קלסיפיקציה של חומרים משני פאזה המשמשים במערכות לאגירת חום נתונה בציר 2.1.



ציר 2.1. קלסיפיקציה של חומרים אורגני חום (Zalba et al., 2003).

מהציר אפשר לראות שתהליך אגירת חום מתרחש כאשר בחומרים משני פאזה קיימים מעברי פאזה שונים, דהיינו, בין גז לנוזל, בין מוצק לנוזל, בין מוצק לגז ובין מוצק למוצק. מעבר מוצק-נוזל מאוד חשוב, מכיוון שרוב סוגים של חומרים עוברים את המעבר ללא שינוי גדול של נפח ואילו משחררים או אוגרים כמויות אנרגיה משמעותיות.

חומרים שונים נחקרו עבור מערכות אגירת אנרגיה שמתבססות על שינוי פאזה מוצק-נוזל. על מנת להיות מתאימים לאגירת חום, הם חייבים לענות למספר תנאים קשורים לתכונותיהם:

(1) תכונות תרמיות:

טמפרטורת שינוי פאזה מתאימה ליישום,  
שינוי גדול באנטלפיה בטווח טמפרטורות הפעולה,  
מוליכות תרמית מספיקה בפאזה נוזלית ומוצקה.

(2) תכונות פיזיקאליות:

שינויים קטנים בצפיפות,  
צפיפות גדולה,  
תופעה של קירור יתר לא קיימת או חלשה.

(3) תכונות כימיות:

יציבות,  
התאמה עם קירות של מיכל,  
אי-רעילות, אי-דליקות, ידידותיות לסביבה.

(4) תכונות כלכליות:

מחיר נמוך וזמינות.

השוואה של יתרונות וחסרונות בין חומרים אורגאניים לאי-אורגאניים הוצגה בטבלה 2.1.

טבלה 2.1. השוואה בין חומרים אורגאניים לאנאורגאניים לאגירת אנרגיה (Zalba et al., 2003).

אורגאני	אנאורגאני
<i>יתרונות</i>	<i>יתרונות</i>
לא גורם לקורוזיה	אנטלפית שינוי פאזה גדולה
תופעה של תת-קירור איננה או חלשה	
יציבות כימית ותרמית	
<i>חסרונות</i>	<i>חסרונות</i>
אנטלפית שינוי פאזה נמוכה	קיימת תופעה של תת-קירור
מוליכות תרמית נמוכה	גורם לקורוזיה
דליקות	הפרדת פאזות
	חוסר יציבות תרמית

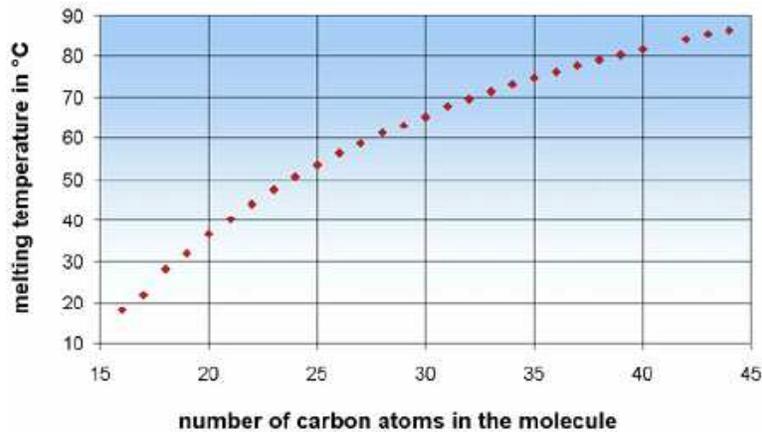
## 2.1.2 פרפינים כחומר לאגירת חום

\* מבנה

פרפינים\שעוות הם תערובות של פחמימנים רוויים (saturated) שבדרך כלל מורכבות מ- alkanes רבים. מקור של פרפינים\שעוות מסוימים זה נפט גולמי. הפרפינים גם אפשר לייצר באופן מלאכותי באמצעות תהליך Fischer-Tropsch. פרפינים\שעוות הם חומרים אורגניים, אחרי תהליכי טיהור הם חסרי ריח, חסרי טעם ולא רעילים. הפחמימנים רוויים (saturated) האלה קיימים בצורה של שרשראות ישרות או בצורה של ענפים. לפרפינים המורכבים משרשראות ישרות בדרך כלל ישנם טמפרטורות התכה יותר גבוהה ביחס לפרפינים המורכבים משרשראות בצורת ענפים. שרשראות ישרות ובצורת ענפים סימטריים הן יציבות ביותר. פרפינים עם מספר אטומי פחמן זוגי משמשים בהרבה יישומים ביחס לאלה בעלי מספר אטומי פחמן אי-זוגי מכיוון שהם זמינים ביותר, חסכוניים ביותר ובאופן כללי בעלי חום התכה גדול יותר. הנוסחה הכימית הכללית עבור פרפינים אלה היא:  $C_nH_{2n+2}$ .

\* טמפרטורת ההתכה

טמפרטורות ההתכה עבור פרפינים\שעוות המורכבים מאטומים של פחמן עם אורכים של שרשרת מ- 18 ועד 50 (C18-C50) במולקולה נמצאות בטווח בין  $30^{\circ}C$  עד  $90^{\circ}C$  בהתאם. ככל ששרשרת של אטומי פחמן ארוכה יותר כך המשקל המולקולארי גדול יותר וכתוצאה טמפרטורת ההתכה יותר גבוהה (ציור 2.2). פרפינים\שעוות מאוד מתאימים לשימוש תרמי הודות לתכונות כימיות ופיזיקאליות.



ציור 2.2. תלות טמפרטורת ההתכה במספר אטומים של פחמן במולקולה (Fieback and Gutberlet, 1997).

\* קיבולת של אוגר חום

יתרון של חומר משנה פאזה הוא שימוש בחום כמוס בתהליך שינוי פאזה. רק חלק קטן של הקיבולת של אוגר חום PCM (המוגדרת ע"י הפרשי הטמפרטורה) באה מחום מורגש. קיבול חום סגולי של פרפינים

בערך  $2.1 \text{kJ}/(\text{kg K})$ . אנטלפית התכה סגולית נמצאת בטווח בין 180 ל-  $230 \text{kJ}/\text{kg}$ . זה נותן תוצאה מצוינת בצפיפות של האנרגיה הנאגרת. כתוצאה, פרפינים\שעוות מאפשרים קיבולת חום בנפח או מסה פי 4-5 יותר מאשר מים (ללא שינוי פאזה) בתנאי עבודה עם הפרשים קטנים בטמפרטורה.

#### \* מוליכות תרמית

קליטה ופליטה אפקטיביות של חום, לדוגמה במקרה של אוגר חום, דורשות מוליכות תרמית גבוהה. בדומה לכל החומרים האורגניים, פרפינים ידועים כבעלי מוליכות תרמית מאוד נמוכה. ישנם תכונות של בידוד שניתן להשוות אותם עם חומרי בידוד טובים ביותר. עם הבעיה אפשר להתמודד ע"י בניית אוגרי חום עם שטח פנים גדול (בכדי להגדיל קצב מעבר חום) שבתוכם חומרים משני פאזה נמצאים בצורה של שכבות דקות (בכדי להקטין התנגדות תרמית בתוך החומר עצמו).

#### \* התפשטות נפחית

צפיפות ונפח של כל חומר משתנות כאשר מתרחש תהליך שינוי פאזה. צריך להתחשב בהתפשטות הנפחית של חומר משנה פאזה. צפיפות של פרפין נוזלי נמצאת בטווח  $750-850 \text{kg}/\text{m}^3$  ועבור מצב מוצק בטווח  $800-900 \text{kg}/\text{m}^3$ , התפשטות נפחית מקסימלית של החומר היא כ-10%.

#### \* קירור יתר

אם בחומר מתקיימת תופעה של קירור יתר, אז התכה והתמצקות מתרחשות בטמפרטורות שונות. למשל, טמפרטורת התכה של חומר  $55^\circ\text{C}$  ואילו טמפרטורת התמצקותו  $40^\circ\text{C}$ . תופעת קירור יתר מורידה את יעילותו של אוגר חום. לא כמו PCM אחרים, בפרפינים\שעוות לא מתקיימת התופעה.

#### \* יציבות

במשך ה"חיים" חומר משנה פאזה עובר מספר רב של מחזורים. במקרה אידיאלי, התכונות התרמודינמיות של החומר לא משתנות עם הזמן. לא כמו חומרים אחרים, פרפינים\שעוות יציבים במשך מחזורי שינוי פאזה, הודות לחוסר תגובות כימיות במשך תהליך לאגירת חום בתוך ה-PCM עצמו, או עם heat transport medium, או עם חומר שממנו עשוי מבנה שבו נמצא ה-PCM. התכה והתמצקות הן תהליכים פיזיקליים בלבד ולכן החום הנאגר בפרפינים\שעוות נשאר קבוע במשך כל חיי העבודה של אוגר החום.

#### \* עמידות בחום

אם טמפרטורה בתוך מערכת מגיעה לערכים שלא ציפו להם מראש, תופעת חימום יתר יכולה להתרחש ב-PCM ולגרום לאפקט שלילי ב-PCM עצמו. פרפינים\שעוות מגלים יציבות בערך עד  $250^\circ\text{C}$  (תלוי בנקודת התכה). והם לא רותחים. פרפינים הם דליקים, אך טמפרטורת הצתה בעקרון תלויה בנקודת התכה ונמצאת מעל  $200^\circ\text{C}$ .

\* קורוזיה

תכונה חשובה אחרת של פרפין היא חוסר תגובה עם חומרים אחרים. פרפינים אינרטיים ביחס לכמעט כל חומר אחר. מכאן בא השם "paraffin" שנגזר מביטוי לטיני "parum affinis" שמשמעותו אינרטי כימית. כתוצאה, אין בעיות קורוזיה בתוך מיכלים הכוללים פרפינים.

\* אקולוגיה

פרפינים/שעוות אינם מזיקים מבחינת אקולוגיה, לא גורמים אפקטים שלילים לחיות, צמחים או למיקרו-אורגניזמים ו-100% recyclable. יתר על כן, הם לא רעילים ולא מסוכנים לבריאות.

Zalba et al. (2003) מציגים רשימת חומרים אורגאניים בעלי פוטנציאל לשימוש כ-PCM

(טבלה 2.2) וגם רשימת חומרים מסחריים הזמינים כיום בשוק (טבלה 2.3).

טבלה 2.2. חומרים אורגאניים בעלי פוטנציאל לשימוש כ-PCM (Zalba et al., 2003).

Organic substances with potential use as PCM

Compound	Melting temperature (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Thermal conductivity (W/m K)	Density (kg/m <sup>3</sup> )
Paraffin C <sub>14</sub>	4.5 [1]	165 [1]	n.a.	n.a.
Paraffin C <sub>15</sub> -C <sub>16</sub>	8 [1]	153 [1]	n.a.	n.a.
Polyglycol E400	8 [4,11]	99.6 [4,11]	0.187 (liquid, 38.6 °C) [4, 11] 0.185 (liquid, 69.9 °C) [11]	1125 (liquid, 25 °C) [4,11] 1228 (solid, 3 °C) [4, 11]
Dimethyl-sulfoxide (DMS)	16.5 [28]	85.7 [28]	n.a.	1009 (solid and liquid) [28]
Paraffin C <sub>16</sub> -C <sub>18</sub>	20-22 [29]	152 [29]	n.a.	n.a.
Polyglycol E600	22 [4,11]	127.2 [4,11]	0.189 (liquid, 38.6 °C) [4, 11] 0.187 (liquid, 67.0 °C) [11]	1126 (liquid, 25 °C) [4,11] 1232 (solid, 4 °C) [4,11]
Paraffin C <sub>13</sub> -C <sub>24</sub>	22-24 [1]	189 [1]	0.21 (solid) [1]	0.760 (liquid, 70 °C) [1] 0.900 (solid, 20 °C) [1]
1-Dodecanol	26 [9]	200 [9]	n.a.	n.a.
Paraffin C <sub>18</sub>	28 [1] 27.5 [30]	244 [1] 243.5 [30]	0.148 (liquid, 40 °C) [30] 0.15 (solid) [1] 0.358 (solid, 25 °C) [30]	0.774 (liquid, 70 °C) [1] 0.814 (solid, 20 °C) [1]
1-Tetradecanol	38 [9]	205 [9]	n.a.	n.a.
Paraffin C <sub>16</sub> -C <sub>28</sub>	42-44 [1]	189 [1]	0.21 (solid) [1]	0.765 (liquid, 70 °C) [1] 0.910 (solid, 20 °C) [1]
Paraffin C <sub>20</sub> -C <sub>33</sub>	48-50 [1]	189 [1]	0.21 (solid) [1]	0.769 (liquid, 70 °C) [1] 0.912 (solid, 20 °C) [1]
Paraffin C <sub>22</sub> -C <sub>45</sub>	58-60 [1]	189 [1]	0.21 (solid) [1]	0.795 (liquid, 70 °C) [1] 0.920 (solid, 20 °C) [1]
Parffin wax	64 [4,11]	173.6 [4,11] 266 [6]	0.167 (liquid, 63.5 °C) [4, 11] 0.346 (solid, 33.6 °C) [4,11] 0.339 (solid, 45.7 °C) [11]	790 (liquid, 65 °C) [4,11] 916 (solid, 24 °C) [4, 11]
Polyglycol E6000	66 [4,11]	190.0 [4,11]	n.a.	1085 (liquid, 70 °C) [4,11] 1212 (solid, 25 °C) [4,11]
Paraffin C <sub>21</sub> -C <sub>50</sub>	66-68 [1]	189 [1]	0.21 (solid) [1]	0.830 (liquid, 70 °C) [1] 0.930 (solid, 20 °C) [1]
Biphenyl	71 [4,11]	119.2 [4,11]	n.a.	991 (liquid, 73 °C) [4,11] 1166 (solid, 24 °C) [11]
Propionamide	79 [11]	168.2 [11]	n.a.	n.a.
Naphthalene	80 [4,11]	147.7 [4,11]	0.132 (liquid, 83.8 °C) [4, 11] 0.341 (solid, 49.9 °C) [4,11] 0.310 (solid, 66.6 °C) [11]	976 (liquid, 84 °C) [4,11] 1145 (solid, 20 °C) [4,11]
Erythritol	118.0 [31]	339.8 [31]	0.326 (liquid, 140 °C) [31] 0.733 (solid, 20 °C) [31]	1300 (liquid, 140 °C) [31] 1480 (solid, 20 °C) [31]
HDPE	100-150 [32]	200 [32]	n.a.	n.a.
Trans-1,4-polybutadiene (TPB)	145 [33]	144 [33]	n.a.	n.a.

n.a.: not available.

טבלה 2.3. חומרים מסחריים הזמינים כיום בשוק (Zalba et al., 2003).

Commercial PCMs available in the market

PCM name	Type of product	Melting temperature (°C)	Heat of fusion (kJ/kg)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Source
SN33	Salt solution	-33	245	1.24	Cristopia [41]
TH-31	n.a.	-31	131	n.a.	TEAP [42]
SN29	Salt solution	-29	233	1.15	Cristopia [41]
SN26	Salt solution	-26	268	1.21	Cristopia [41]
TH-21	n.a.	-21	222	n.a.	TEAP [42]
SN21	Salt solution	-21	240	1.12	Cristopia [41]
STL-21	Salt solution	-21	240	1.12	Mitsubishi Chemical [43]
SN18	Salt solution	-18	268	1.21	Cristopia [41]
TH-16	n.a.	-16	289	n.a.	TEAP [42]
STL-16	n.a.	-16	n.a.	n.a.	Mitsubishi Chemical [43]
SN15	Salt solution	-15	311	1.02	Cristopia [41]
SN12	Salt solution	-12	306	1.06	Cristopia [41]
STLN10	Salt solution	-11	271	1.05	Mitsubishi Chemical [43]
SN10	Salt solution	-11	310	1.11	Cristopia [41]
TH-10	n.a.	-10	283	n.a.	TEAP [42]
STL-6	Salt solution	-6	284	1.07	Mitsubishi Chemical [43]
SN06	Salt solution	-6	284	1.07	Cristopia [41]
TH-4	n.a.	-4	286	n.a.	TEAP [42]
STL-3	Saltsolution	-3	328	1.01	Mitsubishi Chemical [43]
SN03	Saltsolution	-3	328	1.01	Cristopia [41]
ClimSel C 7	n.a.	7	130	n.a.	Climator [44]
RT5	Paraffin	9	205	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
ClimSel C 15	n.a.	15	130	n.a.	Climator [44]
ClimSel C 23	Salt hydrate	23	148	1.48	Climator [44]
RT25	Paraffin	26	232	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
STL27	Salt hydrate	27	213	1.09	Mitsubishi Chemical [43]
S27	Salt hydrate	27	207	1.47	Cristopia [41]
RT30	Paraffin	28	206	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
TH29	Salt hydrate	29	188	n.a.	TEAP [42]
ClimSel C 32	Salt hydrate	32	212	1.45	Climator [44]
RT40	Paraffin	43	181	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
STL47	Salt hydrate	47	221	1.34	Mitsubishi Chemical [43]
ClimSel C 48	n.a.	48	227	1.36	Climator [44]
STL52	Salt hydrate	52	201	1.3	Mitsubishi Chemical [43]
RT50	Paraffin	54	195	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
STL55	Salt hydrate	55	242	1.29	Mitsubishi Chemical [43]
TH58	n.a.	58	226	n.a.	TEAP [42]
ClimSel C 58	n.a.	58	259	1.46	Climator [44]
RT65	Paraffin	64	207	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
ClimSel C 70	n.a.	70	194	1.7	Climator [44]
PCM72	Salt hydrate	72	n.a.	n.a.	Merck KgaA [6]
RT80	Paraffin	79	209	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
TH89	n.a.	89	149	n.a.	TEAP [42]
RT90	Paraffin	90	197	n.a.	Rubitherm GmbH [45]
RT110	Paraffin	112	213	n.a.	Rubitherm GmbH [45]

n.a.: not available.

### 2.1.3 תהליך אגירה

כאשר חומר מוצק מתחמם ומגיע לנקודת התכה מתחיל תהליך שינוי פאזה שדרכו החומר מגיע למצב נוזלי. בזמן התהליך החומר אוגר כמות מסוימת של חום שנקרא אנטלפית התכה (melt enthalpy). טמפרטורת החומר נשארת קבועה יחסית כאשר מתרחש שינוי הפאזה. כאשר מתרחש תהליך הפוך, מנוזל למוצק, החום הכמוס שנאגר משתחרר.

חום מורגש אפשר לחשב בצורה הבאה:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

במערכות שפעולתן מתבססת על שימוש בחומרים משני פאזה, חום מוגדר ע"י משוואה הבאה:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T + m \cdot \Delta h_m \quad (2.2)$$

כאשר התהליך מתרחש בהפרשי טמפרטורת העבודה קטנים, פעולה של אוגר חום כמוס מאוד אפקטיבית כי מאפשרת לחומר לעבור שינוי פאזה בתוך הטווח של הפרשי הטמפרטורות העבודה בתנאי שטמפרטורת ההתכה נמצאת בטווח זה.

## 2.2 הנחות וקירובים בסיסיים

המשוואות המתארות את בעיית שינוי פאזה בחומרים מתבססות על מודל של רציפות. נוסף על כך, כל פאזה נחשבת כהומוגנית ואיזותרופית.

להפרשי צפיפויות בין הפאזות ישנה חשיבות מרחיקת-לכת. שינוי טמפרטורה בפאזה נוזלית שבהכרח קיימים בזמן מעבר חום, והפרשי צפיפויות בפאזה נוזלית יכולים להיות גדולים במידה מספקת ליצירתם כוחות ציפה במקרה של מצבים לא יציבים אשר ייצרו את הסעה חופשית. לתופעה של ההסעה החופשית בפאזה נוזלית ישנה השפעה רבה על גבול של חומר משנה פאזה ועל מעבר חום.

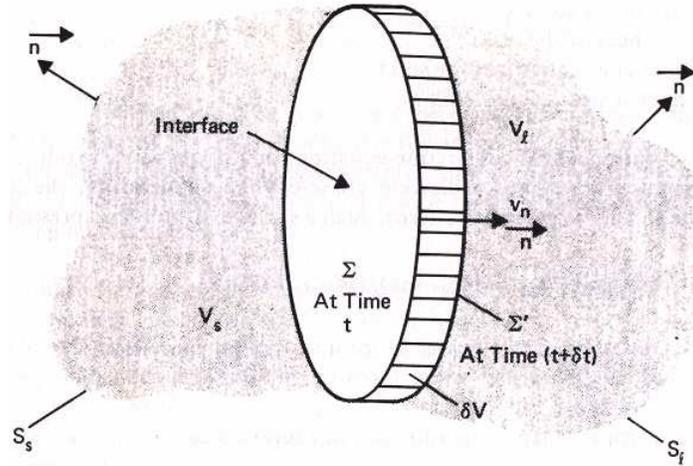
בספרות קיימים שני מודלים בסיסיים עבור מעבר חום עם מעבר פאזה: (1) מודל של חומר בעל טמפרטורת התכה מסוימת ועם interface שמפריד בצורה חדה את שתי הפאזות, (2) מודל של חומר בו מעבר פאזה מתקיים בתוך טווח טמפרטורות מסוים עם אזור מעבר בין שתי פאזות שונות (mushy zone).

בשיטה קלאסית, טמפרטורה היא המשתנה היחיד ומשוואת אנרגיה נרשמת בנפרד עבור אזור מוצק ועבור אזור נוזלי (Carslaw and Jaeger, 1959). הגישה הזאת נקראת שיטת טמפרטורה (temperature-based method). בשיטה שנייה, משתמשים באנטלפיה כמשתנה נוסף ביחד עם טמפרטורה. הניסוח הזה נקרא שיטת אנטלפיה (enthalpy method). בשיטת הטמפרטורה ה-interface בין שני אזורים זה משטח לא ידועה שמיקומו משתנה עם זמן. בשיטת האנטלפיה, את ה-interface אפשר "להוציא" מחישובים ולפתור את הבעיה עבור כל פאזה בנפרד.

קיימת גם שיטה שנקראת EHC (effective heat capacity method). בשיטה זו נבחר מודל תרמי של ה-PCM שבו קיבול חום סגולי מהווה פונקציה רציפה כנגד טמפרטורה. כאן, הונח שה-PCM מתנזל ומתמצק בתוך טווח טמפרטורות מסוים, אשר מסמל את מצב אמיתי עבור רוב חומרים משני פאזה תעשייתיים.

## 2.3 מודלים מתמטיים

לפי Viskanta (1983) ניסוח של הבעיה ניתן בצורה הבאה (ציור 2.3). גניח, ברגע של זמן כלשהו,  $t$ , בנפח בקרה קבוע כלשהו קיימים אזורים,  $V_s$  ו- $V_f$  אשר גובלים אחד בשני.



ציור 2.3. דיאגרמה סכמאטית של מערכת דו-פאזית מוצק-נוזל (Viskanta (1983).

כל אזור כולל רק פאזה אחת של החומר. שטח גבול הפרדה  $\Sigma$  מחלק את נפח הבקרה  $V$  לפאזה מוצקה  $V_s$  ולפאזה נוזלית  $V_f$  ובאותו אופן מחלק את שטח  $S$  של  $V$  לשני חלקים:  $S_s$  ו- $S_f$ . הגבול נע במשך התהליך. מניחים שהנפח הבקרה  $V$  לא משתנה בזמן התהליך. עקב הפרשי צפיפויות, קיימת זרימה של החומר על-פני גבול של פני השטח שמתבטאת ע"י ווקטור מהירות  $\vec{v}$ . תנועה של גבול הפרדה ושינוי הטמפרטורה נגרמים ע"י תנאים תרמיים שמתקיימים בשטח  $S$  של  $V$ . משוואה אנרגיה עבור פאזה נוזלית:

$$\rho_l c_l (\partial T_l / \partial t + \vec{v} \cdot \nabla T_l) = \nabla \cdot (k_l \nabla T_l) \quad (2.3)$$

כאשר

- $\rho_l$  - צפיפות של PCM בפאזה נוזלית,
- $c_l$  - קיבול חום סגולי של PCM בפאזה נוזלית,
- $T_l$  - טמפרטורה של PCM בפאזה נוזלית,
- $k_l$  - מוליכות תרמית של PCM בפאזה נוזלית.

על מנת לקבל פתרון עבור שדה טמפרטורה, קודם כל צריך לפתור את משוואת התנע עבור שדה מהירויות. למרבה המזל, עבור שני מקרים פרטיים נפוצים אין צורך לחשב את שדה המהירויות. במקרה הראשון, מזניחים את שינוי הצפיפות של החומר ומניחים שחום לנוזל מועבר רק בהולכה בלבד ולכן  $\vec{v} = 0$ . מקרה השני, לנוזל מוצק צפיפויות שונות אבל מניחים שנוזל נמצא בטמפרטורת ההתכה. כאן, נוזל נשאר בטמפרטורה  $T_m$  עד לרגע התמצקותו. גם עבור מקרה זה  $\vec{v} = 0$  ומשוואת אנרגיה מופיעה בצורה:

$$\rho_s c_s \partial T_s / \partial t = \nabla \cdot (k_s \nabla T_s) \quad (2.4)$$

כאשר

$\rho_s$  - צפיפות של PCM בפאזה מוצקה,

$c_s$  - קיבול חום סגולי של PCM בפאזה מוצקה,

$T_s$  - טמפרטורה של PCM בפאזה מוצקה,

$k_s$  - מוליכות תרמית של PCM בפאזה מוצקה.

זאת משוואה רגילה של מעבר חום בהולכה עבור אזור חד-פאזי.

עבור חומר בעל טמפרטורת שינוי פאזה חדה, גם גבול הפרדה מוגדר בצורה חדה. מאזן האנרגיה לאורך פני שטח  $\Sigma$  בא לידי ביטוי בצורה הבאה:

$$(\rho_s i_s - \rho_l i_l) v_\Sigma + \rho_l i_l v_l = (k \partial T / \partial n)_l - (k \partial T / \partial n)_s \quad (2.5)$$

כאשר  $i$  - אנטלפיה סגולית של PCM,  $v_\Sigma$  ו- $v_l$  - מהירויות מקומיות של גבול הפרדה ונוזל בהתאמה,  $n$  - כיוון של ווקטור נורמל.

משוואת רציפות בגבול הפרדה היא:

$$(2.6)$$

$$(\rho_s - \rho_l) v_\Sigma + \rho_l v_l = 0$$

או בצורה אחרת עבור  $\rho_s = \rho_l$  ו- $v_l = 0$ :

$$\rho_s \Delta h_m v_\Sigma = (k \partial T / \partial n)_s - (k \partial T / \partial n)_l \quad (2.7)$$

כאשר  $\Delta h_m = i_l - i_s$  - אנטלפית התכה של החומר.

בגבול  $S$  יכולים להתקיים תנאי שפה משלושה סוגים:

$$T_{s\ or\ l} = T_0 \quad (2.8)$$

$$-(k\partial T / \partial n)_{s\ or\ l} = q_0'' \quad (2.9)$$

$$-(k\partial T / \partial n)_{s\ or\ l} = U_0(T - T_{HTF})_{s\ or\ l} \quad (2.10)$$

כאשר פרמטרים  $T_0$  (טמפרטורה בגבול  $S$ ),  $q_0''$  (שטף מעבר חום בגבול  $S$ ) ו- $U_0$  (מקדם מעבר חום כללי דרך גבול  $S$ ) יכולים להשתנות בזמן ובמרחק.  $T_{HTF}$  - טמפרטורה של HTF (heat transfer fluid), אשר בדרך כלל משתנה עם זמן.

בדרך כלל אפשר לפגוש את הניסוח המתמטי של מודל האנטלפיה בצורה דיפרנציאלית. עבור *mushy zone*, משתמשים בקירוב שנקרא enthalpy-porosity. לפי הקירוב, פורוזיביות בכל תא חישוב מקבלת ערך שווה לערך של שבר נוזלי באותו תא. בהתאם לכך, הפורוזיביות מקבלת ערך שווה לאפס באזור של מוצק.

משוואות השימור עבור בעיה התמצקות/התכה:

משוואת הרציפות:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0 \quad (2.11)$$

משוואת התנע:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_i v_j) = \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2.12)$$

משוואת האנרגיה:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (2.13)$$

כאשר  $\mu$  - צמיגות דינאמית,  $x_i$  - קואורדינאטה קרטזית.

אנטלפיה כללית מגדרת כסכום של אנטלפיה סגולית,  $i$ , ואנטלפיה מעבר פאזה סגולית  $\Delta h_m$ .

$$i_t = i + \Delta h_m \quad (2.14)$$

אנטלפיה סגולית מוגדרת בצורה הבאה:

$$i = i_{ref} + \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (2.15)$$

כאשר  $i_{ref}$  - אנטלפיה המתייחסת לטמפרטורה  $T_{ref}$ .

שינוי האנטלפיה בגלל מעבר פאזה מוגדר בצורה הבאה:

$$\Delta h_m = \gamma L \quad (2.16)$$

כאשר  $L$  - חום כמוס של PCM,  $\gamma$  - שבר נוזלי במשך מעבר פאזה והוא מוגדר בצורה הבאה:

$$\begin{aligned} \gamma &= 0 \text{ if } T < T_s \\ \gamma &= 1 \text{ if } T > T_l \\ \gamma &= \frac{T - T_s}{T_l - T_s} \text{ if } T_s < T < T_l \end{aligned} \quad (2.17)$$

לפיכך, אנטלפית מעבר פאזה סגולית משתנה בגלל שינוי פאזה מאפס עבור מוצק עד ל- $L$  עבור נוזל.

בשיטת EHC משוואות השימור מתארות מעבר חום באזורים של מוצק, נוזל ואזור מעבר פאזה. הבעיה מגיעה לידי פשטות למקרה חישוב משוואת האנרגיה עבור פאזה אחת הכוללת שלושה אזורים בעלי תכונות פיזיקליות שונות. העיקר של השיטה הוא תיאור חום כמוס של חומר משנה פאזה ע"י שימוש בקיבול חום סגולי אפקטיבי ( $c_{pe}$ ) אשר בתורו מהווה פונקציה רציפה כנגד טמפרטורה. אז, אנטלפית מעבר פאזה אפשר להציג בצורה הבאה:

$$\int_{T_{m1}}^{T_{m2}} c_{pe} dT = \Delta h_m \quad (2.18)$$

כאשר  $T_{m1}$  ו- $T_{m2}$  טמפרטורות תחילתו וסיומו של תהליך התכה.

## 2.4 שיטות פתרון

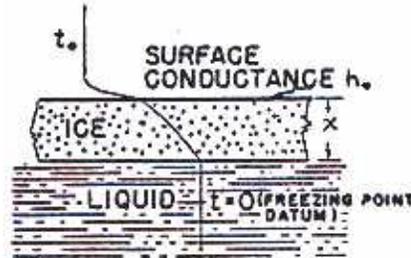
מערכות עם שינוי פאזה מוצק-נוזל מתאפיינות בתנועה של ממשק (interface) שמפריד בין שתי פאזות עם תכונות תרמופיזיקליות שונות. על פני השטח של הממשק מתרחש תהליך אגירה/שחרור אנרגיה (בעיית Stefan). על מנת לפתור את הבעיה יש לדעת חוק שלפיו ממשק מוצק-נוזל נע בזמן. בגלל זה הבעיות מסוג זה נקראות בעיות עם גבולות נעים (moving boundary problems). עקב תנועתו של הממשק מוצק-נוזל, הבעיות נעשות לא ליניאריות ופתרונות אנליטיים מדויקים קיימים בגיאומטריה חד-ממדית בלבד.

### 2.4.1 גיאומטריה חד-ממדית

לבעיית Stefan קיימים שני סוגי פתרונות: אנליטי ונומרי. פתרונות אנליטיים קיימים רק עבור מספר מוגבל של מצבים פיזיקליים, למשל בעיית Neumann עבור גוף חצי אין-סופי. את הפתרונות אפשר למצוא בספרים קלאסיים, למשל בספר של Carlsaw and Jaeger (1959).

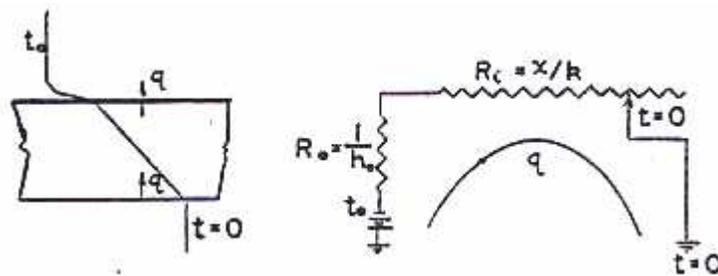
דוגמה אחת של פתרון אנליטי הוצגה במאמר של London and Seban (1943) שתיארו שיטת קירוב כללית לאנליזת התמצקות של נוזלים (היווצרות קרח) שנכללים במיכלים בצורות שונות, כגון לוח, גליל, כדור.

בציור 2.4 אפשר לראות את תנאי טמפרטורות בשכבת קרח שנמצא על שכבת נוזל.



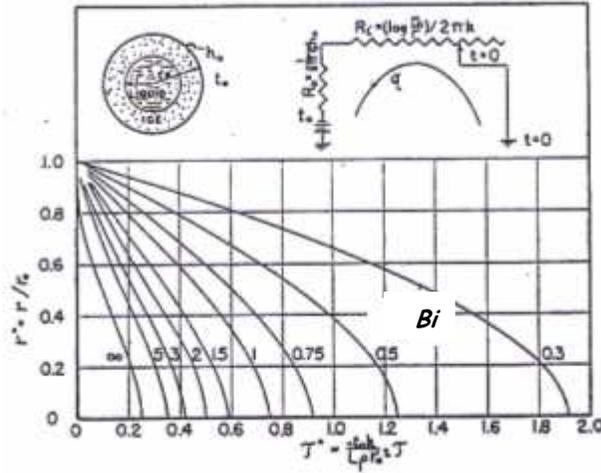
ציור 2.4. מערכת אידיאלית של היווצרות קרח (London and Seban, 1943) (בציור  $t$  מסמל טמפרטורה).

ההתמצקות מתקיימת באזור הממשק (interface) כתוצאה ממעבר חום לסביבה שנמצאת בטמפרטורה קרה יותר מטמפרטורת ההתמצקות. החום עובר דרך שכבת הקרח בהולכה ואחרי זה לסביבה בהסעה. בשכבת הקרח מתקיימת תופעה של subcooling. אם להזניח בחום מורגש של הקרח ביחס לחום כמוס של תהליך ההתמצקות, אזי אפשר להציג עבור התהליך את התרשים הבא להתנגדות התרמית (ציור 2.5):



ציור 2.5. תרשים של התנגדות תרמית (London and Seban, 1943) (בציור  $t$  מסמל טמפרטורה).

London and Seban (1943) הגיעו למסקנה שהתרשים מאפשר לקבל פתרונות די מדויקים עבור רוב שימושים הנדסיים והזניחו את תופעת קירור היתר בפתרונות הבאים. אחת מהבעיות ש-London and Seban (1943) דנים בהן זאת היווצרות הקרח בתוך גוף גלילי. התהליך מתרחש לכיוון רדיאלי. הנוזל נמצא בטמפרטורת ההתמצקות (ציור 2.6).



ציור 2.6. תהליך היווצרות קרח בגוף גלילי (London and Seban, 1943).

בצורה לא ממדית משוואת החום עבור הגוף הגלילי נראת ככה:

$$\left(-\log r^* + \frac{1}{Bi}\right) r^* dr^* = -dt^* \quad (2.19)$$

כאשר  $r^* = r/r_0$  - רדיוס בלתי ממדי,  $t^* = \left(\frac{-\Delta T k}{\rho \Delta h_m r_0^2}\right) t$  - זמן בלתי ממדי,  $Bi$  - מספר Biot.

עם תנאי שפה:

$$t^* = 0; \quad r^* = 1 \quad (2.20)$$

$$t^* = t^*; \quad r^* = r^* \quad (2.21)$$

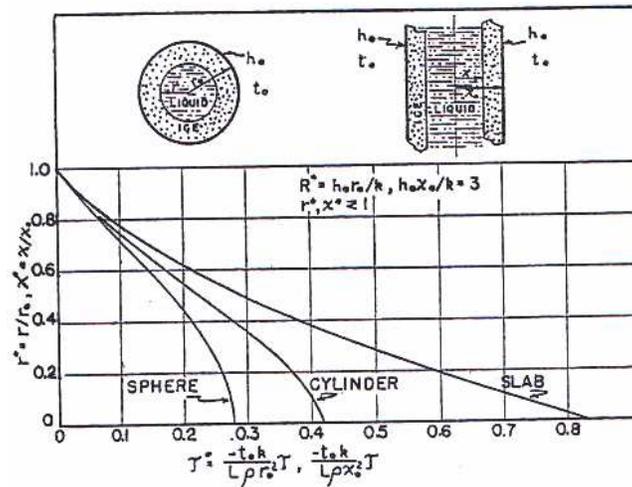
פתרון של המשוואה עבור מקרה כאשר  $r^* \leq 1$ :

$$t^* = \frac{r^{*2}}{2} \log r^* + \left( \frac{1}{2Bi} + \frac{1}{4} \right) (1 - r^{*2}) \quad (2.22)$$

ההתמצקות מסתיימת כאשר

$$t_{r^*=0}^* = \frac{1}{2Bi} + \frac{1}{4} \quad (2.23)$$

London and Seban (1943) השוו את הפתרונות שהתקבלו עבור שלוש צורות: לוח, גליל וכדור כאשר  $Bi = 3$  (ציור 2.7). אפשר לראות שבמקרה עם כדור התהליך מתקיים יותר מהר. במקרה עם לוח התהליך הכי איטי.



ציור 2.7. היווצרותו של הקרח במקרים של לוח, גליל וכדור (London and Seban, 1943).

דוגמה אחרת עבור פתרון בגיאומטריה חד-ממדית אפשר לראות במאמר של Zivkovic and Fujii (2000) שהציגו חישובים נומריים עבור PCM שנמצא בתוך מיכלים בעלי צורות שונות. מודל נומרי נותן תוצאות מתאימות לתוצאות ניסיוניות עם דיוק די גבוה. חישובים נומריים בוצעו עבור מיכל מלבני וגלילי.

המודל מתבסס על הנחות הבאות: מוליכות תרמית של PCM בכיוון זרימה של HTF (heat transfer fluid) זניחה, מזניחים באפקט של הסעה חופשית בתוך פאזה נוזלית של PCM, התנהגות PCM אידיאלית, כלומר אין שינוי בתכונותיו במשך התהליך ואין אפקט supercooling, קיימת נקודת התכה חדה (isothermal phase change), תכונות תרמופיזיקליות של PCM שונות לפאזות שונות אבל לא תלויות בטמפרטורה, PCM הומוגני ואיזוטרופי, התנגדות קיר של המיכל זניחה, מעבר חום מתקיים רק דרך הדפנות ב  $x = 0$  ו  $x = \delta$  במקרה של מיכל מלבני (ציור 2.8).

המודל המתמטי הוא:

$$\frac{\partial i}{\partial t} = \frac{k}{\rho} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \Delta h_m \frac{\partial \gamma}{\partial t} \quad (2.24)$$

כאשר שבר נוזלי מוגדר כ-

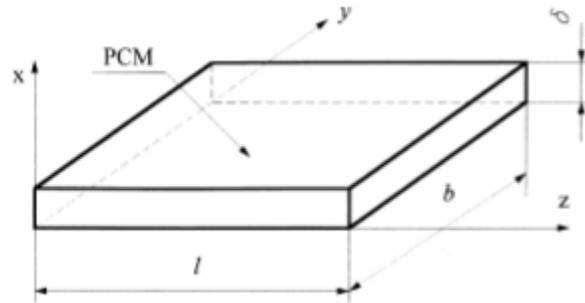
$$\gamma(T) = \begin{cases} 1 & \text{if } T > T_m \\ 0 & \text{if } T < T_m \end{cases} \quad (2.25)$$

וכאשר

$$i = \int_{T_m}^T c dT \quad (2.26)$$

תכונות פיזיקליות נלקחו עבור החומר calcium chloride hexahydrate.

Zivkovic and Fujii (2000) השוו את השפעתה של הצורה המיכל על זמן התכה של PCM.



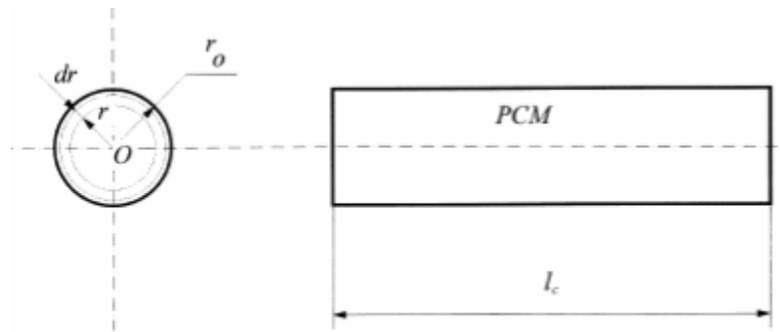
ציור 2.8. גיאומטריה של המיכל המלבני (Zivkovic and Fujii, 2000).

המידות של המיכלים נבחרו כך שנפח ושטח מעבר חום של מיכל מלבני היו זהים לאלה של מיכל גלילי, כלומר, ערך קבוע עבור מיכל מלבני הוא רוחב  $b = 0.1m$  (ציור 2.8) וערך קבוע עבור מיכל גלילי הוא אורך  $l_c = 0.2m$  (ציור 2.9).

התוצאות שהתקבלו נותנות אפשרות לראות התנהגות טמפרטורה ב-PCM כפונקציה של זמן ההתכה עם

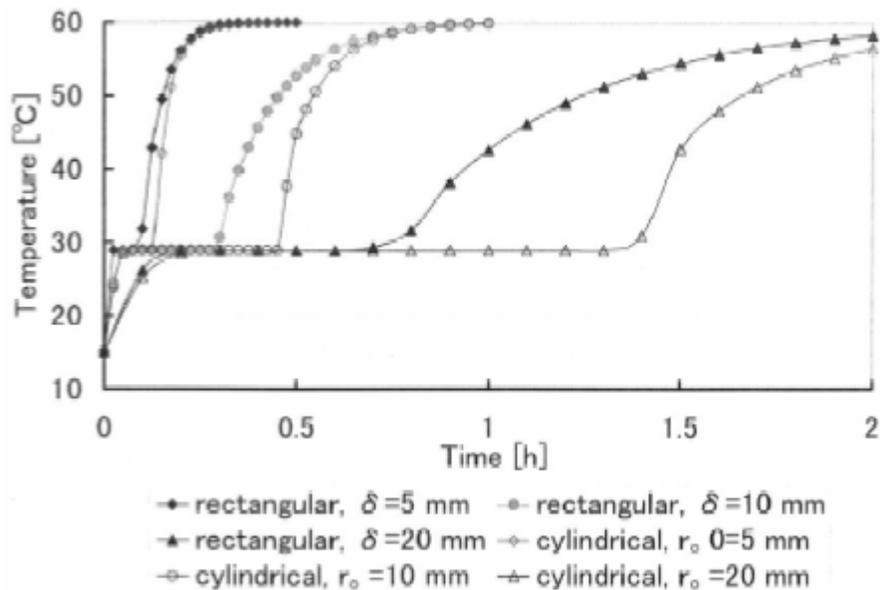
צורות ומידות שונות של המיכלים (ציור 2.10). מהתוצאות אנו רואים שעבור ערכים  $\delta$  ו  $r_0$  קטנים צורתו

של המיכל כמעט ולא משפיעה על זמן ההתכה של ה-PCM, אבל עם הגדלת המסה ה-PCM זמן ההתכה במיכל מלבני נעשה יותר קצר.



ציור 2.9. גיאומטריה של המיכל הגלילי (Zivkovic and Fujii, 2000).

Zivkovic and Fujii (2000) הראו שעבור מיכל שטוח ודק אפשר להזניח הסעה בתוך פאזה נוזלית של ה-PCM בלי לגרום לשגיאה משמעותית בחיזוי טמפרטורה של ה-PCM vs זמן. המיכל המלבני דורש זמן הקטן פי שניים עבור התכה לעומת המיכל הגלילי שכוללים אותה מסה של ה-PCM עבור אותו שטח מעבר החום, לכן יותר אפקטיבי להשתמש במיכלים מלבניים.



ציור 2.10. השוואה בין שינוי בזמן של טמפרטורות ה-PCM במרכז של מיכלים מלבניים וגליליים (Zivkovic and Fujii, 2000).

## 2.4.2 גיאומטריה רב-ממדית

לבעיות רב-ממדיות יש משמעות פרקטית גדולה. אולם, במקרה זה, למצוא פתרון הרבה יותר קשה. בשיטת טמפרטורה (A) (temperature-based methods) או אנטלפיה (B) (enthalpy-based methods) מחפשים פתרונות רק בצורה נומרית (Viskanta, 1983).

### A. Finite-Difference Temperature-Based Methods

בקבוצה הזאת הטמפרטורה היא משתנה יחיד ומשוואת אנרגיה נרשמת בנפרד עבור אזור נוזלי ומוצק. הטמפרטורה בשתי פאזות אלו נקשרת דרך מאזן אנרגיה בגבול הפרדה (ממשק) נוזל/מוצק. את הפתרונות הקיימים אפשר לחלק לארבע קטגוריות עיקריות: (1) explicit finite-difference schemes, (2) implicit finite-difference schemes, (3) moving boundary immobilization method, (4) isotherm migration method.

### 1. Explicit Finite-Difference Methods

מספר רב של בעיות חד-ודו-ממדיות נחקרו בעבר ע"י explicit finite difference method. החיסרון העיקרי של השיטה – חלוקה מאוד עדינה של אזור חישוב לאלמנטים מרחביים על מנת למנוע

$$\text{אי-יציבות נומרית, במיוחד כאשר מספר Stefan } (Ste = \frac{\text{Sensible heat of solid}}{\text{Latent heat}}) \text{ קטן.}$$

אחת הדרכים לטיפול באפקט של חום כמוס בצורה נומרית היא לכלול אותו כמקור חום במשוואת אנרגיה (weak solution technique). כאן, באמצעותו של חום סגולי, מתייחסים לשינוי אנטלפיה כולל חום כמוס. הגישה הזאת מניחה את אפקט החום הכמוס שמתקיים בטווח טמפרטורות קטן וסופי. בנוסף לזה, קיימת גישה אחרת של שימוש בטורי Taylor בגיאומטריה דו-ממדית. היתרון העיקרי של הגישה היא יכולת לקבל את תנאי הגבול התלויים בזמן באופן שרירותי.

### 2. Implicit Finite-Difference Methods

בבעיות מסוימות יכול להיווצר מצב שהגבלות לגודל של צעד בזמן מובילות לזמני חישוב מאוד ממושכים. עבור בעיות אלו עדיף לנסות לחשב פתרון ע"י implicit finite-difference scheme. למרבה הצער, שימוש ב-implicit schemes, בדרך כלל, נותן מערכת משוואות בהפרשים סופיים לא-ליניארית עבור טמפרטורות לא ידועות, אשר צריך לפתור ע"י שיטה איטרטיבית.

Viskanta (1983) מדווח על שיטה איטרטיבית לבעיות רב-ממדיות

(implicit alternating direction technique). כאן, עבור כל צעד של זמן מקבלים פתרון עבור התפלגות טמפרטורה ב-PCM שמהווה תנאי התחלה עבור צעד של זמן הבא. חום התכה מחשבים דרך קיבול חום אפקטיבי שהוצג ע"י הנחה שמעבר פאזה מתרחש בטווח טמפרטורות מסוים. גם כן נזכר שימוש

בפונקציה piece-wise רציפה עבור אנטלפיה בממשק מוצק-נוזל במקום אנטלפיה לא רציפה שקיימת בבעית Stefan קלאסית.

### 3. *Moving Boundary Immobilization*

השיטה מתבססת על טמפרטורה כמשתנה ומפעילה טרנספורמציה של משתנים מרחביים בכדי לגרום לגבול הפרדה להיות קבוע במערכת קואורדינטות טרנספורמציה. אחרי טרנספורמציה מוצק ונוזל תופסים כל אחד מקום מסוים משלהם אבל משוואות שימור דיפרנציאליות כוללות פרמטרים עבור מיקומו של הממשק. בכל אופן, מערכת קואורדינטות טרנספורמציה לא אורתוגונאלית. לכן, גזירתן של משוואות השימור במערכת קואורדינטות הטרנספורמציה כוללת מאפיינים שלא קיימים בבעיות דיפוזיה קונבנציונאליות. גם כן, המשוואות, בדרך כלל, יותר מסובכות ודורשות חישוב איטרטיבי.

### 4. *Isotherm Migration Method*

isotherm migration method מיקום של איזותרמה נבחן כפונקציה של זמן. היתרון העיקרי של השיטה - הממשק בין פאזות מחושב במדויק ובאופן ישיר, ורק באזור זה מתרחשים שינויי טמפרטורה ואין צורך באינטרפולציה של איזותרמות. בכל צעד של זמן ועבור כל איזותרמה מתבצעת הערכה של תכונות שתלויות בטמפרטורה. יחד עם זאת, קיימות גם כמה חסרונות: ראשית, משוואות השימור הופכות ללא ליניאריות. שנית, לעיתים קרובות יש צורך בפתרון התחלתי אשר דורש צעדי זמן חישוב מאוד קטנים. שלישית, קיימים קשיים להגדרת מיקום של איזותרמה במקרים מסוימים של תנאי שפה והתחלה.

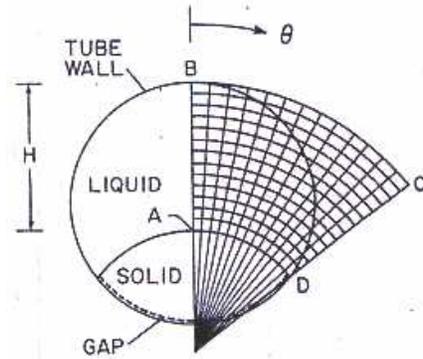
### B. *Finite-Difference Enthalpy-Based Methods*

בשיטה זאת משתמשים באנטלפיה כפונקציה שתלויה בטמפרטורה. המשוואה הבסיסית עבור מעבר חום עם שינוי פאזה כתובה במפורש במונחי אנטלפיה וגם כן מוזכרת כ-weak solution formulation. כאן, גבולות של פאזות לא מוגדרים במפורש והבעיה נעשתה אנלוגית למעבר חום בהולכה ללא שינוי פאזה. אף על פי שהממשק לא נעקב במפורש, את מיקומו אפשר להגדיר בקירוב ע"י ידיעת על התפלגותה של האנטלפיה. יתרון של השיטה הוא שאין צורך לעקוב אחרי גבול ההפרדה (הממשק) בין הפאזות. להלן, אפשר לראות כמה דוגמות של חישובים נומריים עבור בעיות עם שינוי פאזה בגיאומטריה רב-ממדית.

Sparrow and Geiger (1986) ביצעו ניסויים וחישובים נומריים במטרה לחקור התכה של חומר

מוצק בצינור אופקי. בסדרת ניסויים אחת, החומר הוחזק בתוך הצינור בצורה constrained, כלומר ללא אפשרות לתנועה. בסדרת ניסויים אחרת, החומר נמצא בצינור תחת השפעתו של כוח כובד (unconstrained). אחת המטרות של המחקר הייתה לקבוע את תרומות נפרדות של פני-שטח מוצק תחתון ועליון בתהליך התכה ביחס למסה כללית שמתנזלת.

בניסויים נלקח צינור מבודד קצה עשוי מפליז עם מידות פנימיות קוטר 3.81cm ואורך 19.05cm. הצינור המכיל פרפין נמצא במיכל מים בטמפרטורה 36.3°C. דיאגרמה סכימתית של שטח חתך של הצינור אפשר לראות ב ציור 2.11:



ציור 2.11. דיאגרמה סכימתית של שטח חתך של צינור ורשת חישובית (Sparrow and Geiger, 1986).

במשך תהליך ההתכה, מוצק\נוזל הממשק (interface) נע כך שהאזור הנוזלי הנמצא מעל אזור המוצק הולך וגדל בזמן. שינוי בגודל של האזור הוא יחסית איטי. לכן, אנליזה נומרית של ההסעה החופשית נעשתה על בסיס quasi-steady.

תנאי שפה: בעקומה BD מהירויות שוות לאפס וטמפרטורה  $T_w$ , בעקומה AD מהירויות גם כן שוות לאפס וטמפרטורה שווה לטמפרטורת ההתכה.

בהנחה שלרווח בין קיר של הצינור לבין שטח פנים התחתון  $A_{lower}$  של המוצק יש עובי אחיד  $w$ ,

$$w = k_l A_{lower} (T_w - T_m) / \Delta h_m (dM / dt) \quad (2.27)$$

כאשר  $M$  – מסה של החומר הניתך,  $dM / dt$  – קצב ההתכה. את המהירות הממוצעת בכניסה לרווח אפשר להגדיר לפי הביטי הבאה:

$$\bar{V} = (dM / dt) / 2\rho_l wL \quad (2.28)$$

כאשר  $L$  – אורך של הצינור.

משוואות השימור כתובות בתיאום עם מודל quasi-steady. הפרשי צפיפויות שגורמים להסעה חופשית מתוארים ע"י קירוב של Boussinesq, אבל חוץ מזה, כל התכונות האחרות הונחו כקבועות. לכן, משוואות שימור מסה, תנע ואנרגיה נרשמו בצורות הבאות:

$$\frac{\partial}{\partial r}(ru) + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0 \quad (2.29)$$

$$\rho \left[ u \frac{\partial u}{\partial r} + \left( \frac{v}{r} \right) \frac{\partial u}{\partial \theta} \right] = -\frac{\partial p}{\partial r} + \left( \frac{\mu}{r} \right) \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \left( \frac{\mu}{r^2} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + S_r \quad (2.30)$$

$$\rho \left[ u \frac{\partial v}{\partial r} + \left( \frac{v}{r} \right) \frac{\partial v}{\partial \theta} \right] = -\left( \frac{1}{r} \right) \frac{\partial p}{\partial \theta} + \left( \frac{\mu}{r} \right) \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v}{\partial r} \right) + \left( \frac{\mu}{r^2} \right) \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} + S_\theta \quad (2.31)$$

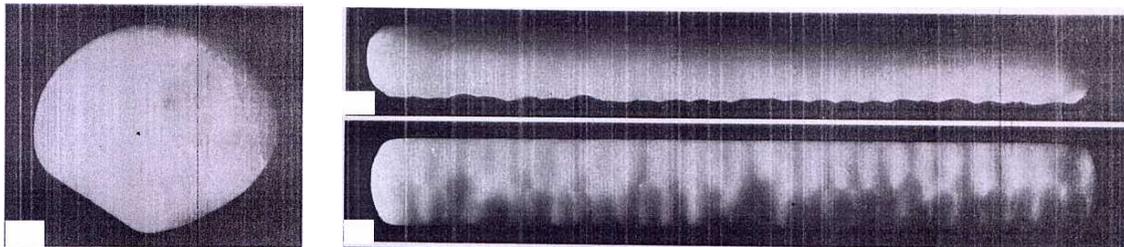
$$\rho c_p \left[ u \frac{\partial T}{\partial r} + \left( \frac{v}{r} \right) \frac{\partial T}{\partial \theta} \right] = \left( \frac{k}{r} \right) \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \left( \frac{k}{r^2} \right) \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} \quad (2.32)$$

כאשר  $u$  – רכיב רדיאלי של המהירות,  $v$  – רכיב משיקי של המהירות ו- $S_r, S_\theta$  – ביטוי מקור שבהם  $g_r$  ו- $g_\theta$  – רכיבים של ווקטור הכובד.

$$S_r = -\rho\beta g_r T + \frac{\rho v^2}{r} - \frac{\mu u}{r^2} - \left( \frac{2\mu}{r^2} \right) \frac{\partial v}{\partial \theta} \quad (2.33)$$

$$S_\theta = -\rho\beta g_\theta T - \frac{\rho uv}{r} - \frac{\mu u}{r^2} + \left( \frac{2\mu}{r^2} \right) \frac{\partial u}{\partial \theta} \quad (2.34)$$

תוצאות ניסיוניות עבור התכת פרפין בצינורות אפשר לראות בתמונות עבור מקרה constrained, (ציור 2.12) ועבור מקרה unconstrained, (ציור 2.13).



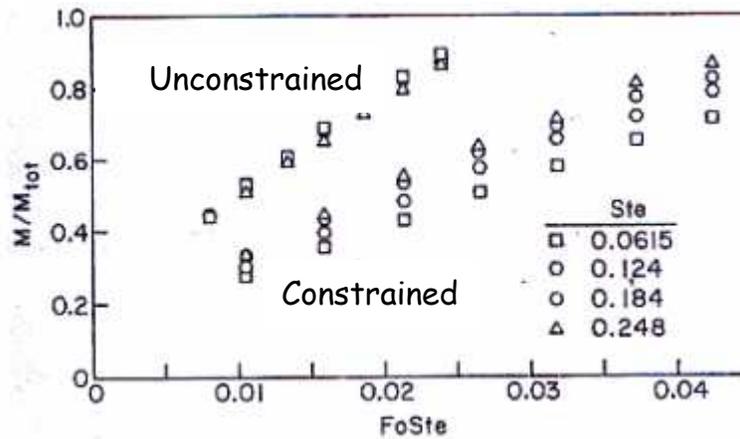
ציור 2.12. התכה של PCM במקרה constrained (Sparrow and Geiger, 1986).

מהשוואה בין המקרים אפשר לראות הבדל גדול שמקורו במנגנונים שונים של מעבר חום מצינור למוצק\נוזל interface. במקרה constrained הוא תלוי בהסעה חופשית שמעבירה חום לשכבת נוזל די עבה. כפי שרואים בתמונות, התכה יותר אינטנסיבית מתקיימת מעל גבול עליון של החומר בגלל הסעה חופשית.



ציור 2.13. התכה של PCM במקרה unconstrained (Sparrow and Geiger, 1986).

לעומת זאת, במקרה unconstrained מעבר חום בעיקר מתבצע באמצעות הולכה דרך שכבה צרה. כאן, כמות חום שעוברת לפרפין דרך גבול התחתון מהווה 88-94% מכמות החום הכללית. בציור 2.14 מוצג שינוי שבר נוזלי כפונקציה של זמן בלתי-ממדי עבור שני המקרים האלה.



כאשר מספר Fourier מוגדר:  $Fo = \alpha t / L_c^2$

ציור 2.14. השוואה ניסיונית בין מקרים constrained ו-unconstrained

(Sparrow and Geiger, 1986).

Sparrow and Geiger (1986) מדווחים שעבור אותו משך זמן כמות מסה שהתנזלה בתהליך ההתכה במקרה unconstrained יותר גדולה ב-50-100% מאשר במקרה constrained, תלוי בתנאים. אותן תוצאות מתקבלות עבור כמות חום שמועברת מקיר של הצינור לחומר משנה פאזה. לכן, מבחינת כושר מעבר אנרגיה מהיר, צורה unconstrained יותר מועילה. הפתרונות הנומריים מראים שבערך 90% מהתכה במקרה unconstrained מתקיימים בחלק התחתון של המוצק אשר מאוד קרוב לקיר של הצינור. גם הוכח שבצורה constrained ההתכה היא תהליך תלת-ממדי עקב תנועה תלת-ממדית של הנוזל. מאידך גיסה, מקרה היעדרותן של השפעות שפה (unconstrained), תהליך הופך לדו-ממדי.

Farid et al. (1996) חקרו שיטה שלפיה אפשר לקבל פתרון עבור קצב מעבר חום דרך חיזוי תנועה של interface בזמן התכה או התמצקות עבור גיאומטריות חד ודו-ממדיות. הם הניחו שמעבר פאזה לא מתרחש באופן פתאומי אלא מתקיים באיזשהו אינטרוול טמפרטורות שיותר מעשי עבור רוב החומרים PCM. אפקט של חום כמוס נכלל על ידי קיבול חום אפקטיבי בתוך אינטרוול הטמפרטורות. השיטה EHC נותנת אפשרות לעשות סימולציה של תוצאות ניסיוניות עבור פרפין שנמצא בתנאי גיאומטריה חד ודו-ממדית. בשיטה זו גם אפשר להשתמש בסימולציות עבור בעיות התמצקות/התכה עם תנאי שפה מחזוריים שגורמים לתופעה עם שני interfaces. בשיטה הזו ההתמצקות/התכה מתרחשות באינטרוול טמפרטורות  $2-4^{\circ}\text{C}$  בדומה למצב האמיתי עבור רוב החומרים PCM המסחריים. החוקרים השתמשו בסכמה נומרית מפורשת (explicit finite difference scheme). תכונות פיזיקליות של PCM נלקחו שונות עבור אזור המוצק ואזור הנוזל. באזור שינוי פאזה השתמשו בגדלים ממוצעים.

שיטת EHC מאפשרת לתאר התנהגות  $c_{pe}$  על ידי פונקציה כלשהי, למשל בצורה של משולש. השטח של המשולש מהווה את כמות החום הכמוס של ה-PCM.

עבור מקרה  $c_{ps} = c_{pl}$  (ב-PCM קיבול חום סגולי בפאזה מוצקה שווה לקיבול חום סגולי בפאזה נוזלית) ערך מקסימלי של קיבול חום סגולי באזור שינוי פאזה ייראה ככה:

$$c_{pm} = \frac{2\Delta h_m}{T_{m2} - T_{m1}} + c_{ps} \quad (2.35)$$

כאשר  $T_{m1}$  ו- $T_{m2}$  טמפרטורות תחילתו וסיומו של תהליך התכה.

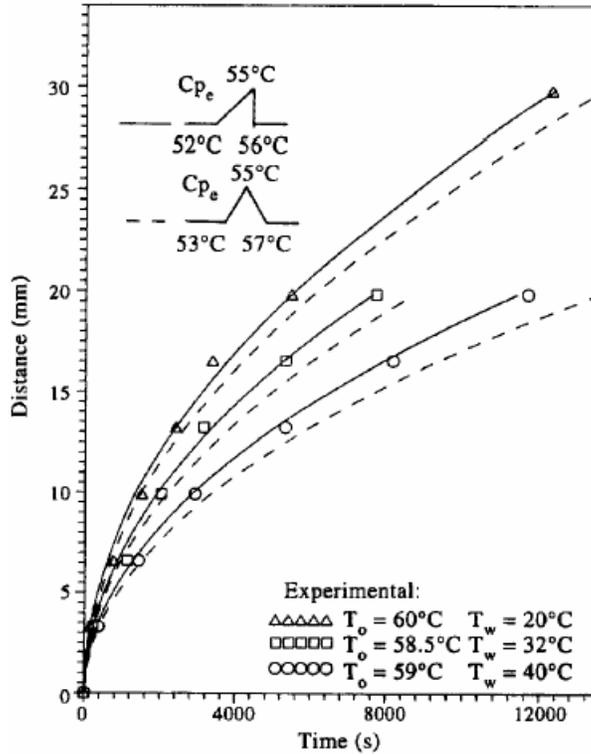
השיטה EHC לא נותנת אפשרות להגדיר את התנועה של interface באופן מדויק כי זה תלוי באינטרוול טמפרטורות שלוקחים להגדרתו של קיבול החום האפקטיבי, אבל היא בכל זאת נותנת תוצאות די מדויקות מלבד במקרים שבהם יש השפעה גדולה של הסעה חופשית.

אפשר לראות את התנועה של ה-interface בתהליך של ההתמצקות עם שלוש טמפרטורות שונות של הקיר בציר 2.15. שתי צורות שונות של הפונקציה נבדקו עבור קיבול החום האפקטיבי של ה-PCM. אפשר לראות ששימוש בפונקציה בצורת משולש לא סימטרי נותן תוצאות יותר קרובות לניסוי כי בזמן התכה הפרשי טמפרטורות בתוך פאזה מוצקה יותר גדולים מאשר בפאזה נוזלית.

עבור חיזוי תהליך ההתכה Farid and Mohamed (1987) מציעים להשתמש בביטוי למוליכות אפקטיבית בפאזה נוזלית:

$$k_e / k_l = 0.159 Ra^{0.34} \quad (2.36)$$

על מנת לבדוק את השיטה (EHC) עבור גיאומטריה דו-ממדית השתמשו בתוצאות של הניסוי שבוצע על ידי Eftekhar et al. (1984) מסוג PCM-116 SUNTECH.



ציור 2.15. חיזוי של תנועת interface בגיאומטריה חד-ממדית במשך תהליך התמצקות, השוואה בין תוצאות ניסיוניות לנומריות (Farid et al., 1996).

Eftekhar et al. (1984) מציעים ביטוי שדרכו אפשר לקחת בחשבון את הסעה חופשית בתוך פאזה

נוזלית:

$$Nu = \frac{k_e}{k_l} = \frac{hL_c}{k_l} = 0.027 \xi_s^{-1} \left( \frac{Ra}{Ste} \right)^{1/3} \xi_c^{-2/3} \quad (2.37)$$

כאשר  $L_c$  - אורך אופייני,  $\xi_c$ ,  $\xi_s$  - שטח וטמפרטורה בלתי ממדיים בהתאמה.

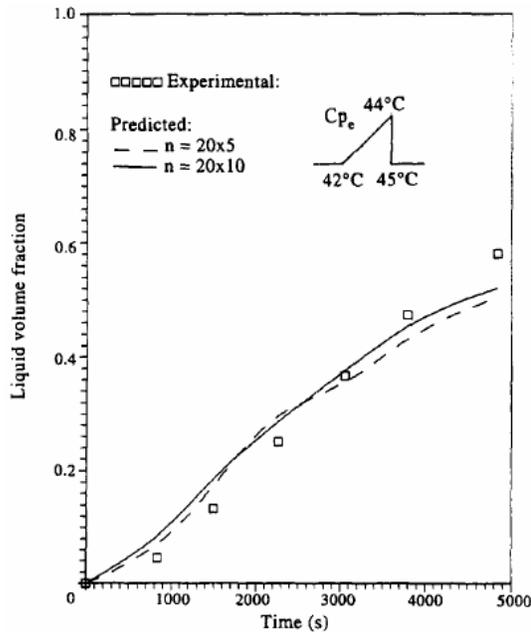
תכונות פיזיקליות של ה-PCM באזור מעבר פאזה נבחרו כממוצע אריתמטי בין תכונות של פאזות מוצק לנוזל. בחישובים השתמשו בשיטה נומרית מפורשת (explicit). להגדרת חום כמוס השתמשו בפונקציה עבור  $c_{pe}$  בצורה לא סימטרית. טמפרטורת ההתכה של החומר  $44^\circ\text{C}$ .

בציורים 2.16, 2.17 אפשר לראות את ההשוואה בין תוצאות ניסיוניות לבין תוצאות שהתקבלו

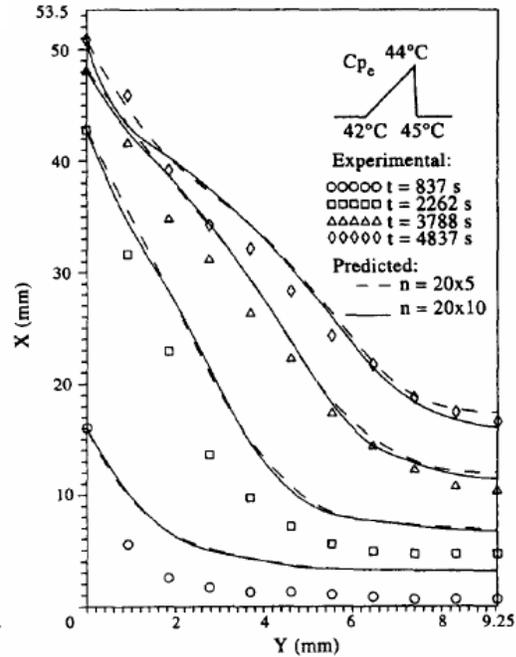
בסימולציה במחשב עבור מיקום של הממשק (interface) ועבור שבר נוזלי.

בסיכום, אפשר לציין שכל השיטות המוזכרות לעיל מאפשרות לחזות תהליכי מעבר פאזה די מדויק

ולקבל פתרונות חשובים עבור מערכות PCM המשמשות בחיננו.



ציור 2.17. חיזוי של שבר נוזלי במשך תהליך התכה בגיאומטריה דו-ממדית (Farid et al., 1996).



ציור 2.16. חיזוי תנועת interface במשך תהליך התכה בגיאומטריה דו-ממדית (Farid et al., 1996).

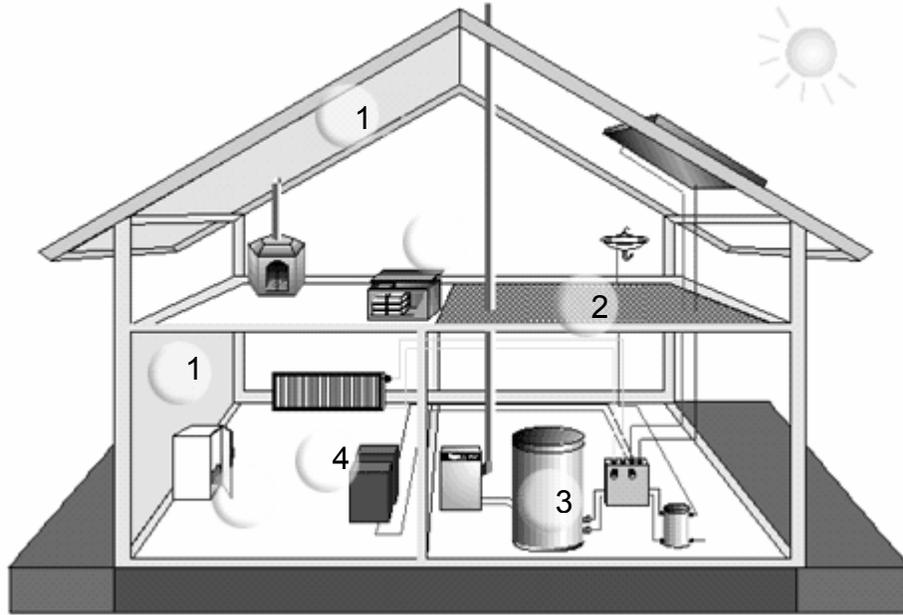
## 2.5 יישומים של מערכות אגירת חום

בפרק זה מדובר ביישומים הקיימים למערכות PCM ומוצגות דוגמאות חישוב עבור מערכות המתבססות על שימוש בהסעה חופשית והסעה מאולצת. בהמשך, מדובר בניסויים שנערכו במודל המזגן שפעולתו מתבססת על שימוש בחומרים משני פאזה.

במיוחד באקלימים חמים, בתים לעתים קרובות בנויים מחומרים אשר לא מספקים מספיק מסה תרמית לאגירת חום. לכן, הבתים האלה מקבלים חימום יתר בשעות של יום, אבל מתקררים מהר בשעות הלילה. על מנת לפצות על תנודות הטמפרטורה האלו משתמשים בשעות היום במיזוג אוויר ובשעות הלילה במערכת חימום.

### 2.5.1 תיאור כללי

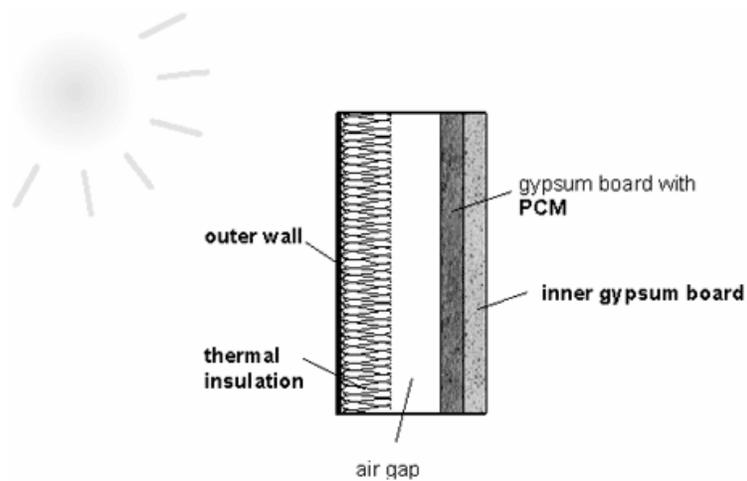
בציור 2.18 אפשר לראות מספר יישומים של שימוש בחומר משנה פאזה במבנה. יישומים אלה מפורטים להלן:



ציור 2.18. דוגמאות שימוש PCM לצריכת בית (Rubitherm GmbH).

מערכות פסיביות לאגירת חום בקירות ובתקרה (מס' 1 בציור 2.18).

לוחות סיב (fiber) הכוללות חומר משנה פאזה או bulk material שבו החומר נמצא, אפשר למקם בתוך קירות המבנה בכדי להגדיל את המסה התרמית של המבנה עצמו (ציור 2.19).

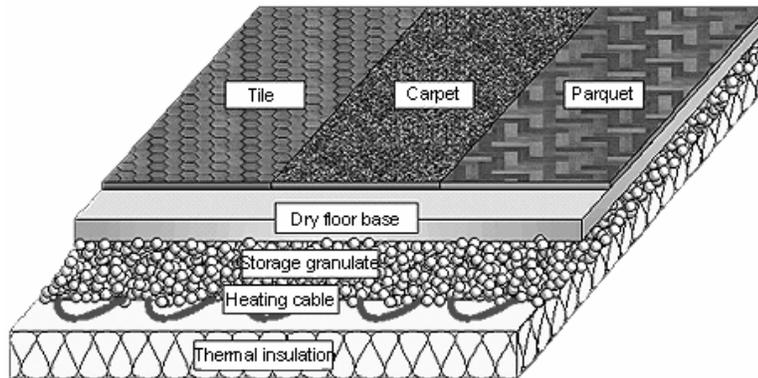


ציור 2.19 סטרוקטורה של קיר הכולל PCM (Rubitherm GmbH).

זה מבטיח שאנרגיה תרמית שמקורה בקרינת השמש נאגרת בקירות במשך שעות של יום ואחר כך משתחררת לחדר בערב, כאשר טמפרטורה חיצונית יורדת. כתוצאה, טמפרטורה בחדר תיעשה יותר נוחה ופחות משתנה, וצריכת אנרגיה ביתית עבור מיזוג אוויר וחימום תיקטן. אפשרות אחרת של היישום זאת התקנת אלמנטים האוגרים חום מתחת לתקרה על מנת למנוע חימום יתר של עלית גג בקיץ.

### מערכת חימום חשמלית תת-רצפתית (מס' 2 בציר 2.18).

מערכות חימום חשמליות תת-רצפתיות משולבות עם אוגרי חום מתוכננות על מנת לנצל אנרגיה זולה (בתעריפי לילה). מערכות קונבנציונאליות משתמשות בקיבולת חום הנאגר על ידי שימוש ברצפות עבות, בין 8 ל-14cm. *RUBITHERM GmbH* פיתחו מערכת שכוללת חומר משנה פאזה הנמצא בתוך שכבות דקות (ציר 2.20). על ידי שימוש באנטלפית התכה של פרפין אפשר להקטין את עובי כללי של רצפה ב-50%. הפרפין הגרגירי מספק טמפרטורה יחסית קבועה בתוך הרצפה ומנוע חימום יתר של מקור חום ורצפה עצמה. הודות לשכבה דקה ולכן למשקל קטן של המבנה, שימוש במערכות אלו מאפשר התקנות גם בפרויקטי שיפוץ, בתנאי חוסר מקום.

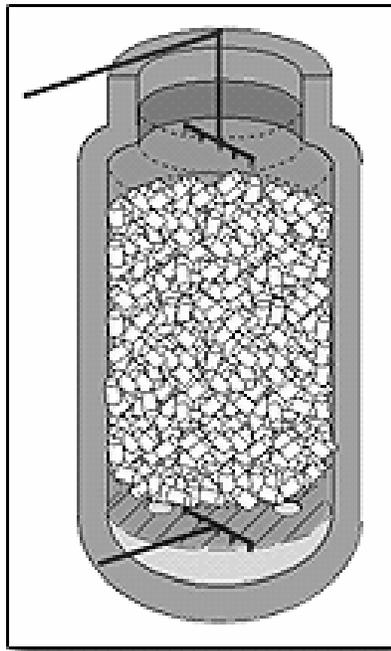


ציר 2.20. מבנה של רצפה שכוללת PCM (Fieback and Gutberlet, 1997).

### מערכת חימום מים (מס' 3 בציר 2.18).

בתים עם צריכת אנרגיה נמוכה צריכים לענות לדרישות: שימוש באנרגיה בצורה הסכונית ואפקטיבית. לכן, יחידה לאגירת חום כמוס שמוקנת במערכת ביתית של מים חמים מספקת חימום פנימי וגם מים חמים וכתוצאה מאפשרת לקבל ירידה בצריכת אנרגיה ועלותה (ציר 2.21). פעולתה של המערכת כוללת מספר יתרונות:

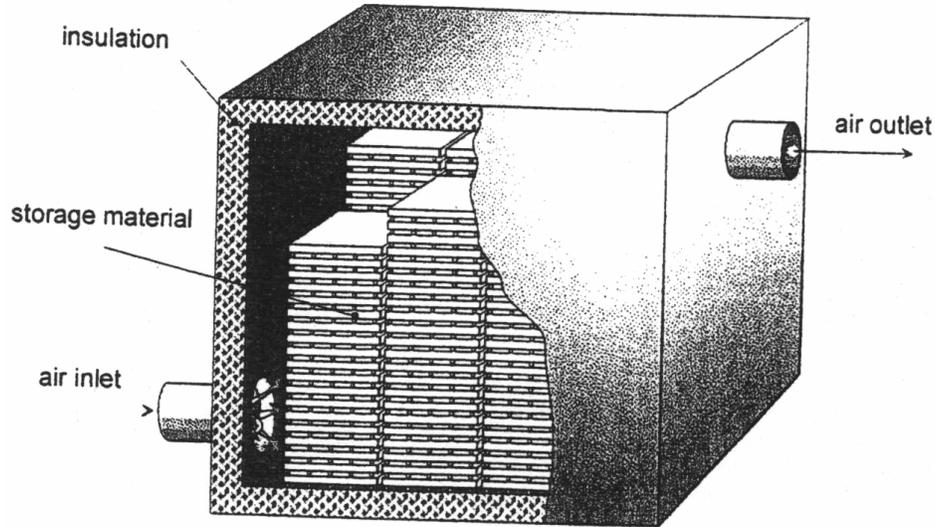
- קיבולת גבוהה לאגירת אנרגיה (בערך פי 2.5–2 יותר מאשר ביחידה לאגירת אנרגיה במים חמים קונבנציונאלית עם הפרשי טמפרטורת עבודה של כ-10K).
- ירידה ניכרת בנפח הדרוש לאגירת חום כמוס לעומת מערכות קונבנציונאליות.
- מעל 25% מאנרגיה שנתית שנדרשת לחימום פנימי ואספקת מים חמים אפשר לספק ע"י שימוש באנרגיה סולרית (באקלימים מסוימים).
- טמפרטורה קבועה יחסית בתוך PCM הודות לאגירת חום כמוס.
- עלייה רבה ביעילות של קולטי שמש הודות לשימוש באנרגיה סולרית גם באביב וסתו.
- אפשר להקטין את זמן פעולתם של מבערים ביחידת חימום קיימת.



ציור 2.21. מערכת חימום מים ביתית שכוללת PCM (Fieback and Gutberlet, 1997).

מערכות חימום אוויר (מס' 4 בציור 2.18).

שילוב אנרגיה סולרית, מקורות אנרגיה אחרים או משאבות חום המשתמשות בחשמל בתעריפי לילה יחד עם יחידה לאגירת חום כמוס עבור מערכות חימום אוויר מגבירה חסכוניות ויעילות השימוש באנרגיה (ציור 2.22). צורתו של חומר משנה פאזה, למשל גרגירי (granulate) או לוחות מאפשרת להשיג שטח מעבר חום גדול. כתוצאה, יחידה לאגירת חום כמוס היא בעלת משקל קטן ודורשת רק מקום מוגבל, ולכן, מורידה את עלות בניה.



ציור 2.22. מערכת חימום אוויר המשתמשת ב-PCM (Rubitherm GmbH).

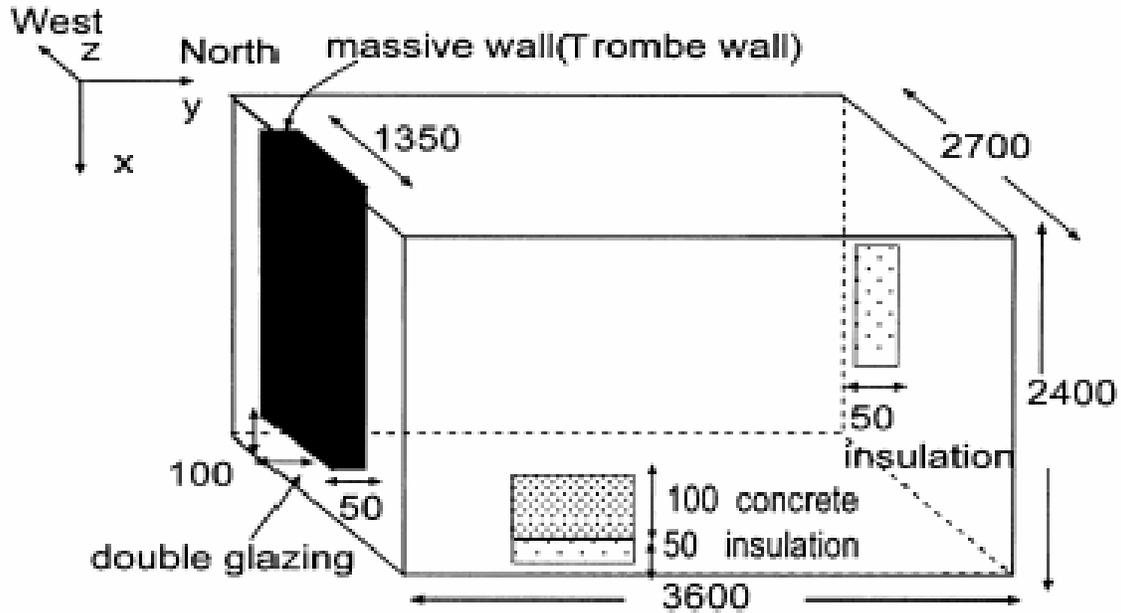
## 2.5.2 קירות בתים – דוגמאות מן הספרות.

Onishi et al. (2001) ביצעו עבודה נומרית שחוקרת את פעולתה של מערכת לקירור ביתי. הקירור מתבצע על ידי הסעה חופשית. בתור המודל השתמשו בחדר שמקבל את האנרגיה הסולרית Trombe wall. החישובים בוצעו עבור מצב מעבר. כתנאי שפה השתמשו בנתונים של מזג אוויר ב-Sapporo, אזור די קר ביפן. במספר מקרים הייתה אפשרות לשמור על טמפרטורה קבועה בחדר ( $18^{\circ}\text{C}$ ). המערכת הפסיבית מתבססת על DHSS (distributed heat storage system): קיר פנימי ומסיבי של החדר שבתוכו האנרגיה הסולרית נקלטת בשעות של יום. המערכת שומרת על תנאי נוחות במשך שעות של יום, אולם כמות של האנרגיה תלויה בתנאי מזג אוויר. לעתים קרובות אין מספיק אנרגיה סולרית כדי לשמור על תנאי נוחות ולכן יש להשתמש ב-active heating system.

מודל של החדר אפשר לראות בציור 2.23.

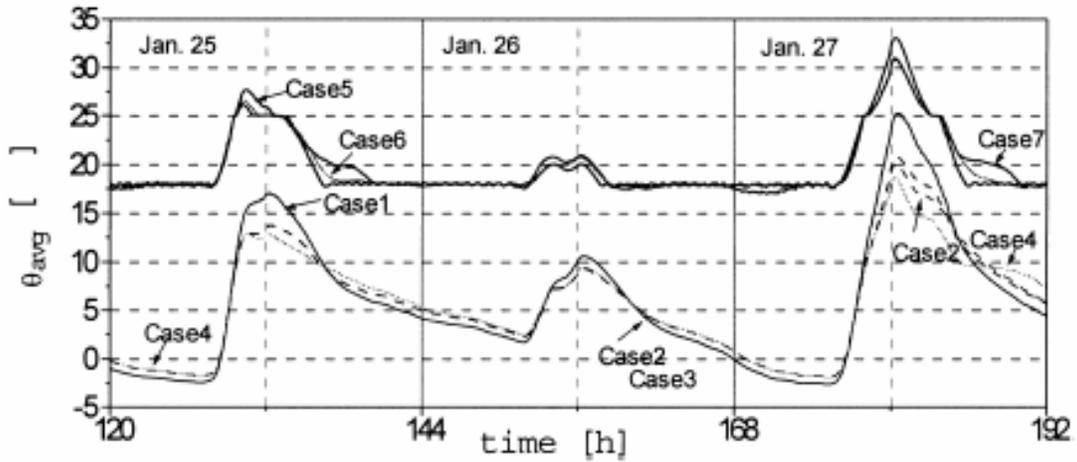
חישובים נומריים (CFD simulations) בוצעו עבור מספר מקרים.

- Case 1: חדר עם קיר פנימי עשוי מבטון בעובי 50mm (Trombe wall) בלי מקור החום בתוכו.
- Case 2: חדר עם קיר פנימי עשוי מבטון-PCM בעובי 50mm בלי מקור החום בתוכו. החומר של PCM לא אורגאני ונמצא ביחס 25% לכל המסה. טמפרטורה מעבר פאזה של PCM היא  $30-31^{\circ}\text{C}$ .
- Case 3: תנאים זהים ל-Case 2 למעט טמפרטורת מעבר הפאזה של ה-PCM שהיא עכשיו  $35-36^{\circ}\text{C}$ .



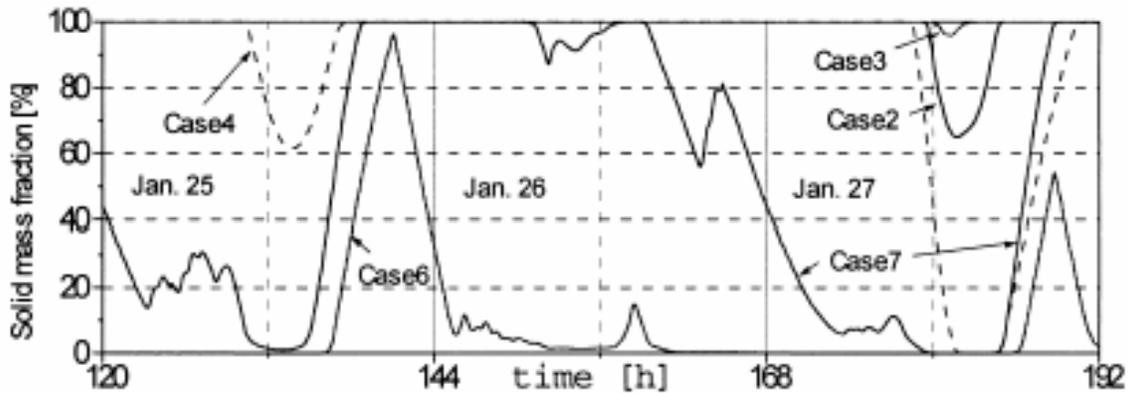
ציור 2.23. קונפיגורציה של חדר ניסיוני (Onishi et al., 2001).

- Case 4: תנאים זהים ל-Case 2 למעט טמפרטורת מעבר הפאזה של ה-PCM שהיא עכשיו  $20-21^{\circ}\text{C}$ .
  - Case 5: תנאים זהים ל-Case 1 למעט שבתוכו של (Trombe wall) נמצא מקור חום.
  - Case 6: תנאים זהים ל-Case 2 למעט שבתוכו של (Trombe wall) נמצא מקור חום.
  - Case 7: תנאים זהים ל-Case 3 למעט שבתוכו של (Trombe wall) נמצא מקור חום.
- במקרים 5-7 מקור החום שומר על טמפרטורה פנימית של החדר  $18^{\circ}\text{C}$ .
- בחישובים נומריים (Onishi et al. (2001) הציגו CFD קוד "SCIENCE" עם רשת חישובית  $24 \times 37 \times 16$ . סכימה לדיסקרטיזציה נבחרה כ-fully implicit עם צעד בזמן  $\Delta t = 15s$ .
- בציור 2.24 אפשר לראות את פילוג הטמפרטורה בחדר.
- במקרה 4 שימוש ב-PCM היה יותר אפקטיבי מאשר במקרים 2 ו-3: טמפרטורה בשעות לילה בשתי מעלות יותר גבוהה. בכל המקרים האלה הטמפרטורה בחדר יותר גבוהה מטמפרטורת הסביבה אבל בכל זאת היא לא מספיק גבוהה עקב האקלים הקר ויש להשתמש בחימום חשמלי.
- במקרים 5-7 הטמפרטורה הממוצעת במשך כל הימים עלתה מעל  $18^{\circ}\text{C}$  ובכל זאת בשני ימים התקבל חימום יתר.



ציור 2.24. השוואה בין טמפרטורות ממוצעות בחדר, (cases 1-7) (Onishi et al., 2001).

בציור 2.25 אפשר לראות את תהליך השינוי של שבר מוצק PCM במשך יום עבור מקרים 2-7:

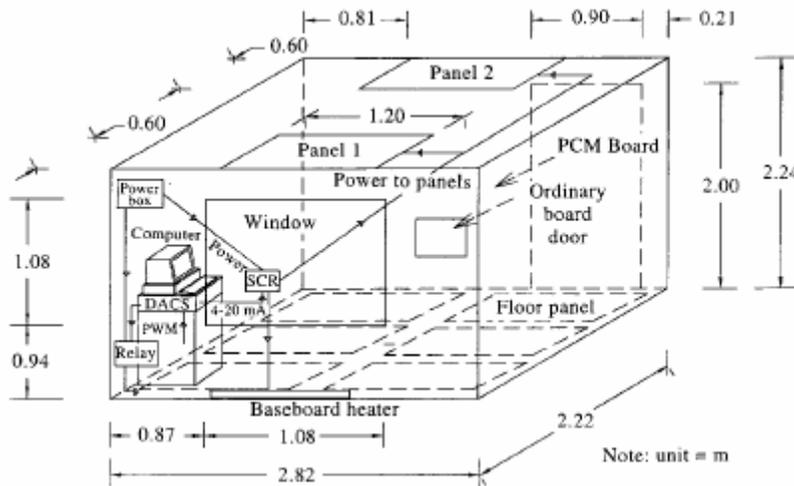


ציור 2.25. השוואה בין שברי מוצק של PCM, (cases 1-7) (Onishi et al., 2001).

אפשר לראות שבין המקרים ללא חימום חשמלי שימוש ב-PCM במקרה 4 יותר רצוי. השוואה בין המקרים 6-7 מאפשרת להסיק שטמפרטורה אופטימלית למעבר פאזה היא  $30-35^{\circ}\text{C}$ . לפי Onishi et al. (2001), התוצאות שהתקבלו מעידות על יתרונות שימוש ב-PCM כאוגר החום בבניה מודרנית לצורך חיסכון באנרגיה חשמלית.

במאמר של Athienitis et al. (1997) הוצג מחקר ניסיוני ונומרי על שימוש ב-PCM שנמצא בלוחות לאגירה תרמית ב-passive solar test-room. הלוחות הם חלק מהמבנה ועשויים מגבס שספוג ב-PCM. מטרת של המחקר היו:

- (1) חקירה של ביצוע תרמי של לוחות גבס עם PCM עבור קירור פסיבי במבנים.
  - (2) הערכת יתרונות של לוחות גבס עם PCM בבניה עבור הורדת חימום יתר ושימור אנרגיה.
- הניסוי נערך ב- full-scale test room, ציור 2.26, חשוף לסביבה וכולל בתוכו קיר פנימי עם PCM. התנגדויות תרמיות של החדר היו  $2.4\text{m}^2 \text{ K/W}$  עבור קירות,  $3.6\text{m}^2 \text{ K/W}$  עבור תקרה ו- $5.4\text{m}^2 \text{ K/W}$  עבור רצפה. קיימות שלוש מערכות חימום בחדר הכוללות את baseboard, ceiling panels, והימום רצפתי. כל מערכת היא חשמלית עם בקרה ממוחשבת. לוחות גבס עם PCM היו צמודים לקירות אנכיים של החדר מעל ללוחות גבס רגילים.



ציור 2.26. סכימה של חדר ניסיוני (Athienitis et al., 1997).

עובי של לוחות הכוללים PCM היה 13mm. שטח כללי של לוחות עם PCM (קירות אנכיים) היה בערך  $20\text{m}^2$  ומסה PCM הייתה 47kg. מערכת החימום מופעלת כאשר טמפרטורה בחדר משתנה ביותר מחצי מעלה מן הערך הנקבע. הניסוי נערך בתנאים של חורף עם טמפרטורה חיצונית  $25^\circ\text{C}$ -. בטווח החדר טמפרטורה הוחזקה בשעות של יום (6:00a.m. to 5:00p.m.) ב- $23^\circ\text{C}$  ובשאר הזמן ב- $16^\circ\text{C}$ . ל-PCM (butyl stearate) יש טווח טמפרטורות לשינוי הפאזה בין  $16^\circ\text{C}$  ל- $20.8^\circ\text{C}$ .

על מנת לפשט את המודל המתמטי, הונחו הנחות הבאות:

1. מתייחסים ל-PCM ולמצע גבס כגוף אחיד בעל תכונות תרמיות ופיזיקאליות אחידות, כגון קיבול חום סגולי, צפיפות, מוליכות תרמית וחום כמוס.

2. מתייחסים לתהליך מעבר חום על-פני לוח גבס עם PCM וקיר אורגינלי כלבעיה חד-ממדית. המודל לוקח בחשבון תנאי שפה שמשנתנים בזמן, קרינה סולרית, התכה/התמצקות של PCM ומקדם מעבר חום בשכבת גבול לא ליניארי. תכונות פיזיקאיות של לוח גבס עם PCM: צפיפות –  $900\text{kg/m}^3$ , קיבול חום סגולי –  $1260\text{J/kg K}$ , מוליכות תרמית –  $0.21\text{W/m K}$  וחום כמס –  $30,700\text{J/kg}$ . את מעבר החום דרך הקיר (ציור 2.27) אפשר לתאר ע"י משוואה עם תנאי שפה:

$$\rho c \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} + q_m''' \quad (2.38)$$

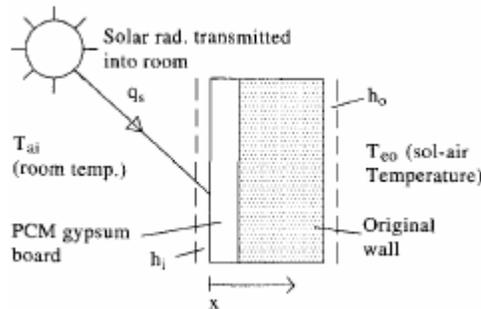
$$-k \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = h_{\text{int}}(t)(T_{\text{int}} - T(0,t)) + q_{\text{solar}}'' \quad \text{at } x = 0 \quad (2.39)$$

$$-k \frac{\partial T(x,t)}{\partial x} = h_{\text{ext}}(T(x,t) - T_{\text{ext}}) \quad \text{at outside surface} \quad (2.40)$$

כאשר  $T_{\text{int}}$  - טמפרטורת בתוך החדר,  $T_{\text{ext}}$  - טמפרטורה חיצונית,  $q_{\text{solar}}''$  - שטף חום הנגרם ע"י קרינה סולרית. אנטלפית מעבר פאזה נכנסת במשוואה (2.38) בצורה של מקור חום:

$$q_m''' = \rho \Delta h_m \frac{df_s}{dt} \quad (2.41)$$

כאן,  $f_s$  - שבר מוצק.

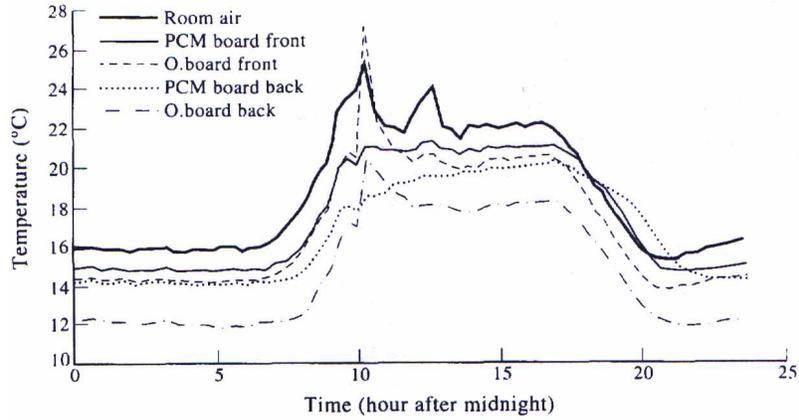


ציור 2.27. סכימה של תהליך מעבר החום דרך הקיר הכולל PCM (Athienitis et al., 1997).

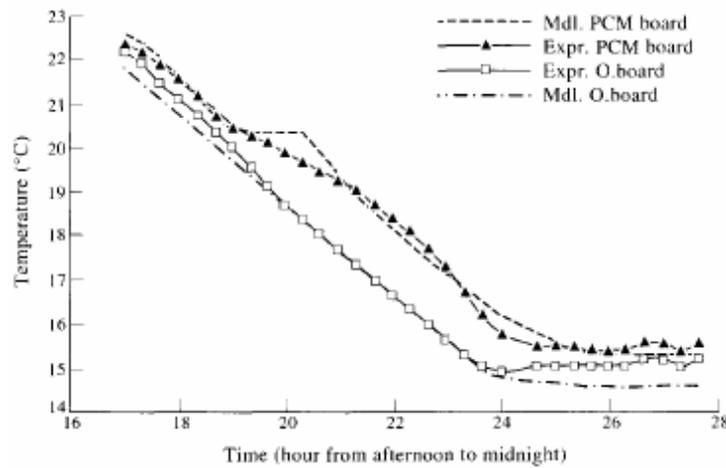
פתרון נומרי נעשה בשיטה מפורשת של הפרשים סופיים שמתאימה לבעיות דיפוזית חום לא ליניאריות (מעבר חום דרך לוחות גבס עם PCM).

תוצאות הניסוי מופיעות בציור 2.28. טמפרטורה על פני השטח של לוחות עם PCM עולה עד  $21^\circ\text{C}$ , ואילו במקרה של לוחות רגילים עד  $27^\circ\text{C}$ . הסיבה לכך היא שבמקרה עם PCM מתקיים תהליך

אגירה ע"י חום כמוס וחום מורגש. לעומת זאת, במקרה עם לוחות רגילים האנרגיה נאגרת באמצעות חום מורגש בלבד.



ציור 2.28. תוצאות ניסיוניות מיום חורפי עם שמש רגיל עבור טמפרטורות שונות בחדר (Athienitis et al., 1997).



ציור 2.29. השוואה בין תוצאות ניסיוניות לתיאורטיות עבור התמצקות של ה-PCM (Athienitis et al., 1997).

בציור 2.29 אפשר לראות השוואה בין תוצאות שהתקבלו מחישובים נומריים לניסוי. ההבדל הוא קטן וקיים בעיקר בגלל תהליך לא אחיד של שינוי פאזה בלוחות. רואים גם שבמשך תהליך ההתמצקות

טמפרטורת פני השטח של לוחות עם PCM גבוהה ב- $1-1.5^{\circ}\text{C}$  מאשר טמפרטורה של אותם פני השטח במקרה של לוחות רגילים. תופעה זאת מאפשרת להקטין את צריכת אנרגיה לחימום בערך ב-15%.

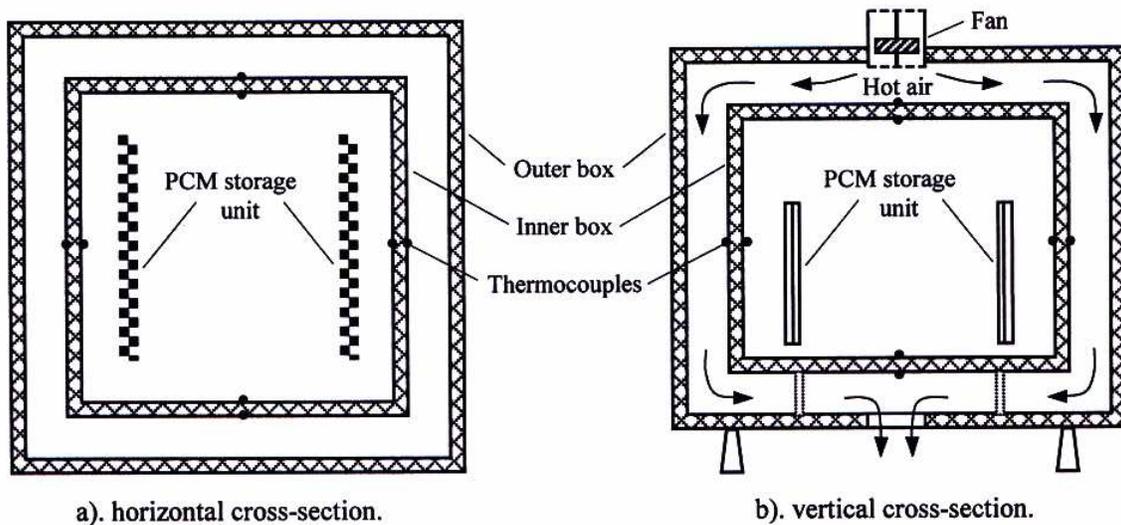
(Athienitis et al. (1997) פיתחו את שיטת הפרשים סופיים מפורשת על מנת לחקור את תהליך מעבר החום בקירות במצב מעבר. תוצאות הסימולציות שהתקבלו מאוד קרובות לתוצאות ניסיוניות ומעידות על עובדה שמודל מתמטי עבור בעיה חד-ממדית לא ליניארית מתאר את התהליך מעבר החום במערכת די במדויק.

הוכח ששימוש בלוחות גבס עם PCM ב-passive solar building יכול להקטין טמפרטורה מקסימלית בחדר (שמקורה בקליטת אנרגיה סולרית) בערך ב- $4^{\circ}\text{C}$  במשך שעות של יום ויכול להקטין צריכת אנרגיה לחימום במשך שעות של לילה.

### 2.5.3 אוגר חום ביתי – מעבר חום בהסעה טבעית

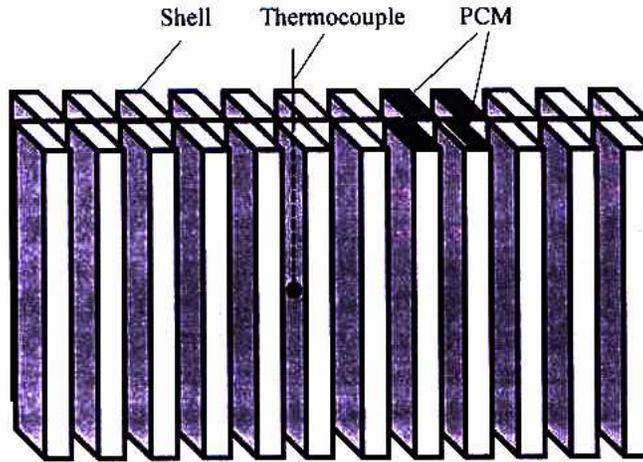
בעבודה של Goldenberg et al. (2002) נעשה שימוש באוגר חום שמטרתו קירור/חימום פסיבי ללא פעולות מכניות נוספות שדורשות צריכת חשמל. לכן באוגר הזה אפשר להשתמש במקומות שאינם מחוברים לרשת החשמל.

המודל המעבדתי בנוי משתי קופסאות, כאשר הקופסה הקטנה ( $60\text{cm}\times 50\text{cm}\times 45\text{cm}$ ) נמצאת בתוך הקופסה הגדולה ( $75\text{cm}\times 66\text{cm}\times 66\text{cm}$ ) עם שכבת אוויר ביניהן (ציור 2.30).



ציור 2.30. סכימה של מודל ניסיוני (Goldenberg et al., 2002).

הקירות עשויים שתי שכבות קרטון וביניהם שכבת קלקר בעובי 2cm. הקופסה הקטנה, המייצגת את ה"חדר", הוכנסה לתוך הקופסה הגדולה כשמרווח של 5cm מכל צידה (כולל התחתית והמכסה). מרווח זה מייצג את הסביבה החיצונית לחדר. החדר מתקרר באמצעות אוגר חום המכיל בתוכו חומר PCM. אוגר החום עשוי מפרופיל אלומיניום בעל שטח פנים גדול שנותן אפשרות להגביר את מעבר החום. האוגר מורכב מ-82 תעלות שמחוברות בצורה staggered, 5.5mm×4mm, בחתך, בגובה ציור 2.31.

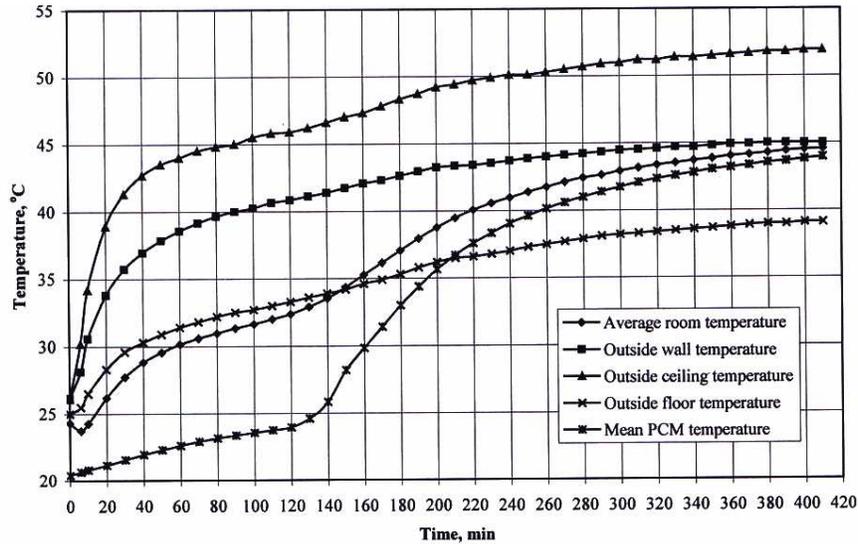


ציור 2.31. סכימה של אוגר החום מכיל PCM (Goldenberg et al., 2002).

הניסוי נעשה באוגר חום אחד ושני אוגרי חום. כל אחד מהם מכיל  $410\text{cm}^3$  של PCM. בתור PCM השתמשו בשעווה (RT-25). התכונות של ה-PCM היו: צפיפות במצב נוזלי  $747\text{kg/m}^3$ , אנטלפית ההתכה  $206\text{kJ/kg}$ , מוליכות תרמית  $0.2\text{W/m K}$ , קיבול חום סגולי  $2.5\text{kJ/kg K}$ , טמפרטורת ההתכה הממוצעת  $23^\circ\text{C}$ . הודות לתכונות אלו, בתנאים של אקלים מדברי החומר יכול להתנזל בשעות של יום ולהתמצק בשעות של לילה.

בניסוי הראשון טמפרטורות הקירות של הקופסה הקטנה היו  $40^\circ\text{C}$ . אחר כך אוגר החום הוכנס לתוך הקופסה. כתוצאה מן הקירור, טמפרטורות בתוך הקופסה יורדות. מן הניסוי הראשון קיבלו שזמן ההתכה של ה-PCM הוא 1.5 שעות והטמפרטורה הממוצעת ב'חדר' בפרק זמן הזה היא  $30\text{--}35^\circ\text{C}$ . הניסוי השני התבצע עם שני אוגרי החום באותם תנאים שהיו בניסוי הראשון. התכה של ה-PCM נמשכה בערך שעתיים והטמפרטורה הממוצעת של ה'חדר' הייתה  $28\text{--}33^\circ\text{C}$ . הניסוי השלישי נערך גם עם שני אוגרי החום, עם תנאי שפה עבור טמפרטורה יותר מתונה: הטמפרטורה החיצונית על קירות של הקופסה הייתה  $30^\circ\text{C}$ . התכה של ה-PCM נמשכה כ-4.5 שעות והטמפרטורה הממוצעת של ה'חדר' הייתה  $26\text{--}28^\circ\text{C}$ .

בניסוי האחרון שני אוגרי החום מוקמו בקופסה לפני שהחימום התחיל, ציור 2.32. בעצם, זאת הסימולציה של המצב האמיתי בתהליך החימום החיצוני שמתרחש בבוקר. תהליך ההתכה לוקח כ-2.1 שעות וטמפרטורה פנימית עולה מ- $24^{\circ}\text{C}$  עד  $33^{\circ}\text{C}$ . הטמפרטורות החיצוניות של הקירות והתקרה התקבלו כ- $45^{\circ}\text{C}$  ו- $52^{\circ}\text{C}$  בהתאם.

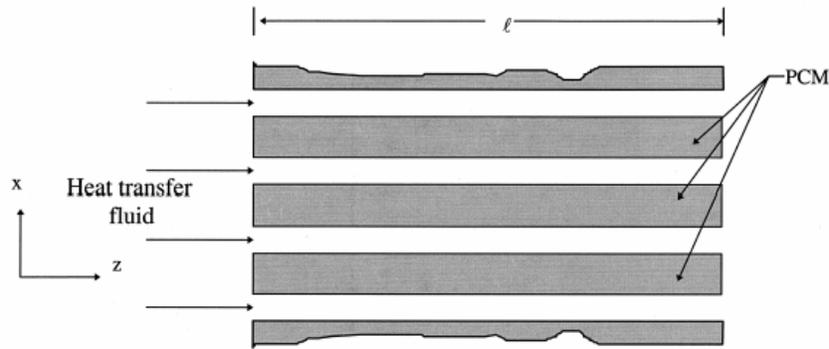


ציור 2.32. שני אוגרי החום מוקמו לפי החימום (Goldenberg et al., 2002).

באנליזת התוצאות Goldenberg et al. (2002) הראו שאוגרי החום עם PCM מורידים את הטמפרטורה בקופסה באופן משמעותי. במקרה עם חימום שמתחיל יחד עם הכנסתם של אוגרי החום לקופסה עלייה של טמפרטורת האוויר בקופסה מתעכבת על ידי פעולתם של אוגרי החום ונשארת נמוכה במשך כמה שעות.

#### 2.5.4 אוגר חום ביתי – מעבר חום בהסעה מאולצת

במאמר של Vakialtojjar and Saman (2000) הוצגה מערכת שפעולתה מתבססת על שימוש ב-PCM. המערכת יכולה להשתמש בתור מזגן, ציור 2.33. החומר PCM נמצא בתוך מספר מיכלים דקים ואוויר עובר בין המיכלים. במהלך העבודה בוצעו חישובים עבור פתרון חצי-אנליטי על ידי שימוש בשיטת אלמנטים סופיים. נעשתה גם השוואה בין שלושה מודלים שבהם השתמשו במהלך החישובים ונחקרה השפעת הפרמטרים של המבנה, כגון עובי של לוחות וגודל של air gaps.



ציור 2.33. דיאגרמה סכמטית של אוגר החום (Vakilaltojjar and Saman, 2000).

על ידי בחירה של חומרי PCM עם נקודות התכה מתאימות אפשר להשתמש במערכת הן בשביל חימום הן בשביל קירור.

בעבודה נחקרו תהליכי התכה והתמצקות של ה-PCM ותהליכי מעבר החום עבור בעיה דו-מימדית

במצב מעבר בהנחות הבאות:

1. הזנחת התופעה של קירור יתר של ה-PCM.
2. הולכה צירית ב-PCM ובזורם זניחה.
3. קיבולת חום של הזורם (HTF) זניחה.
4. עבור חישוב בעיה של מעבר חום בהסעה בתוך מרווחי אוויר התייחסו לבעיה כ-quasi-steady, כלומר כסדרת בעיות steady-state.
5. קיבולת חום והולכה צירית של קונטיינר PCM זניחות.
6. הסעה חופשית בתוך פאזה נוזלית של ה-PCM זניחה.

במודל מס' 1 נעשתה סימולציה התמצקות/התכה של ה-PCM כאשר הוא נמצא בטמפרטורת

ההתמצקות  $T_m$  בזמן התחלתי ( $t = 0$ ). באותו זמן טמפרטורה של הקונטיינר יורדת באופן חד ל- $T_w$

( $T_w < T_m$ ). בשני המקרים התכה או התמצקות מתחילות על יד הקיר של המכיל.

פתרון אנליטי עבור מודל מס' 1 (Neumann Solution) מצוי ב-Carlsaw and Jaeger (1959):

$$Ste = \sqrt{\pi} \cdot s \cdot \exp(s^2) \cdot erf(s) \quad (2.42)$$

כאשר  $s$  - שורשים של המשוואה וערכיהם אפשר למצוא בטבלה בספר של

Carlsaw and Jaeger (1959),  $Ste$  - מספר Stefan.

פתרון אנליטי עבור זורם קיבלו Kays and Perkins (1985):

$$T_{HTF} - T_{HTF}^0 = \sum_{i=1}^k [1 - \theta(l^+ - z_i^+)](T_{w,i} - T_{w,i-1}) \quad (2.43)$$

כאשר  $T_{HTF}^0$  - טמפרטורה של HTF בכניסה לאוגר,  $l^+ = 2(l/D_h)/(\text{RePr})$  - אורך בלתי ממדי,  $z^+ = 2(z/D_h)/\text{Re}/\text{Pr}$  - מרחק בלתי ממדי,  $\theta = (T_{wHTF} - T_{HTF})/(T_{wHTF} - T_{HTF}^0)$  - טמפרטורה בלתי ממדית.

במודל 2 הבדלים בין טמפרטורת האוויר הנכנס למערך לבין טמפרטורת ההתכה של ה-PCM לא משמעותיים  $(T_{HTF}^0 \approx T_m)$  ואפשר להזניח את החום המורגש (sensible heat) אשר קטן מאוד לעומת החום הכמוס (latent heat). במקרה הזה אפשר לקחת

$$Ste = 2s^2 \quad (2.44)$$

Vakilaltojjar and Saman (2000) קיבלו מחישובים שהבדלים בתוצאות בין מודלים 1 ו-2 זניחים. לפי התוצאות האלו  $T_w$  מאוד קרובה ל- $T_m$  (Vakilaltojjar and Saman (2000)).

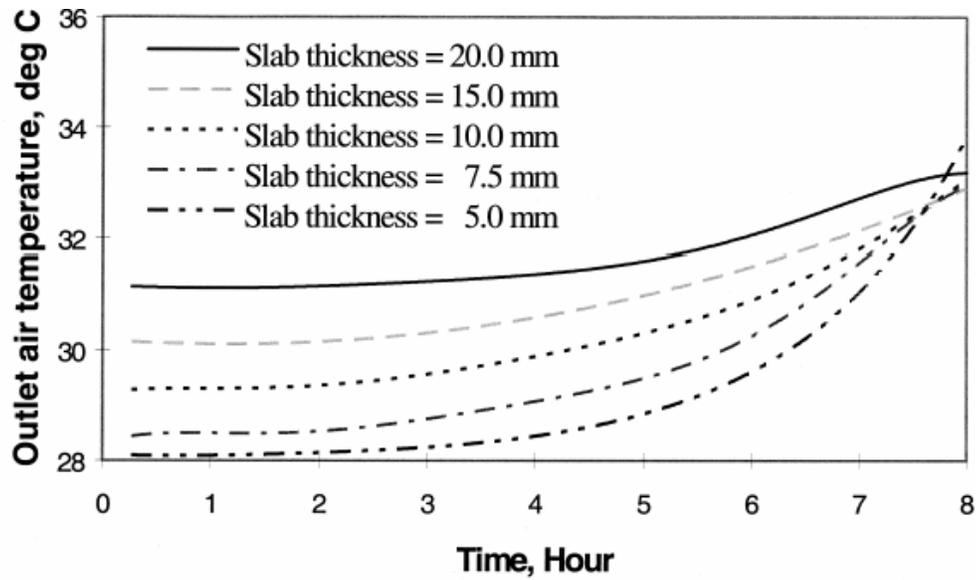
שהעובדה מוכיחה ש- $R_{thHTF} > R_{thPCM}$ . כאשר  $R_{th}$  - התנגדות תרמית.

במודל 3 נעשתה הנחה לגבי  $T_w = T_m$ : עד שממשק מוצק-נוזל (interface) מגיע לחצי עובי של ה-PCM, ו- $T_w = T_{HTF}$  אחרי זה.

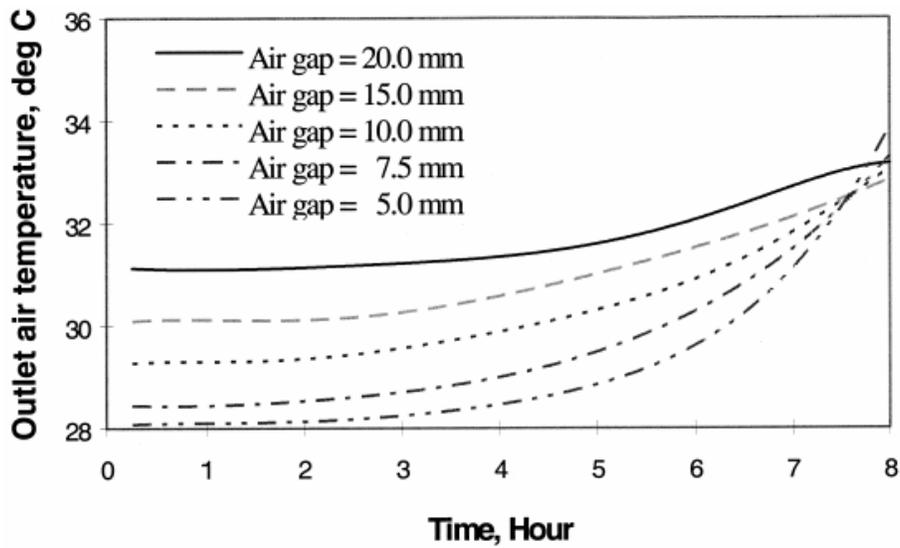
החומר שהשתמשו בו במערך הראשון הוא calcium chloride hexahydrate. במערך השני השתמשו ב-potassium fluoride tetrahydrate. מיכל שבו ה-PCM נמצא נבנה מפלסטיק. מבדיקת התוצאות משלושה מודלים עבור טמפרטורות האוויר ביציאה ממערך ה-PCM הראשון קיבלו שהן מאוד קרובות, לכן בחישובים השתמשו במודל 3 כיותר פשוט.

מאנליזת מודל 1 התקבלה התנהגותה של טמפרטורת הקיר  $T_w$ . בנקודות שבהן ה-PCM כבר התנול קיבלו ש- $T_w = T_{HTF}$  ובנקודות שבהן ה-PCM עוד לא התנול  $T_w$  יורדת בצורה חדה עד לערך הקרוב ל- $T_m$ . העובדה הזאת מאשרת ש- $R_{thHTF}$  הרבה יותר גדולה מאשר  $R_{th wall}$  ו- $R_{thPCM}$ . לכן ההנחות שנעשו עבור מודל 3 הן נכונות.

Vakilaltojjar and Saman (2000) חקרו גם את השפעתם של עובי מיכלים ומרווח ביניהם על טמפרטורת האוויר ביציאה מן המערכת כאשר מסה של ה-PCM נשארת קבועה (600 kg). בציורים 2.34, 2.35 אפשר לראות את תוצאות החקירה. ככל שעובי מיכלים ותעלות אוויר גדל כך מעבר חום קטן וכתוצאה טמפרטורת האוויר ביציאה גדלה. אם נקטין את העובי של מיכל ה-PCM עם עובי של תעלת אוויר קבוע,  $U_{overall}$  כמעט לא ישתנה כי  $R_{thHTF}$  דומיננטי. עם הקטנתו של עובי המיכל שטח מעבר החום יגדל עבור כמות PCM קבועה אבל נפח כללי (גודל) של המערכת גם יגדל.



ציור 2.34. אפקט של עובי לוחות של ה-PCM על טמפרטורת HTF ביציאה מאוגר החום עם מסה PCM קבועה (Vakilaltojjar and Saman, 2000).



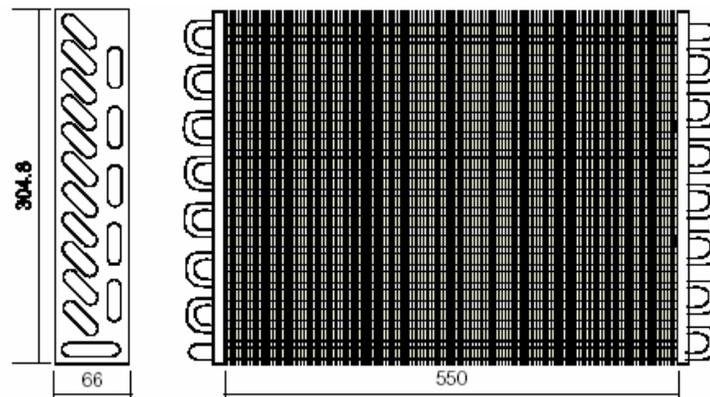
ציור 2.35. אפקט רווחים בין הלוחות עם PCM על טמפרטורת HTF ביציאה מן אוגר החום עם מסה PCM קבועה (Vakilaltojjar and Saman, 2000).

כאשר עובי של מיכל קבוע ועובי של תעלות אוויר קטן,  $Re$  נשאר קבוע (כי מהירות אוויר גדלה אולם קוטר הידראולי קטן ומכפלתם נשארת קבועה), לכן  $Nu$  גם לא משתנה, אבל מקדם מעבר חום גדל בגלל ירידה בקוטר הידראולי. זה גם מקטין את הנפח הכללי (גודל) של המערכת אבל יגדיל מפל לחץ דרך המערכת.

לפי (Vakilaltojjar and Saman (2000), היעילות של המערכת אפשר להגדיל על ידי שימוש בקונטיינרים יותר דקים ועל ידי הקטנתם של המרווחים בין הקונטיינרים. אבל זה מגדיל את המספר קונטיינרים וכתוצאה את הנפח של המערכת לאגירת החום וגם גורם להפרשי הלחצים בתוך המערכת יותר גדולים.

במחקר של (Yamaha (2001) בוצע ניסוי שמטרתו הייתה להעריך את מעבר חום ממוזגן שפעולתו מתבססת על שימוש ב-PCM, ציור 2.36. בנוסף לזה נחקרו השפעתן של טמפרטורות ההתכה של החומר והקטנתם של הפסדים לאוורור.

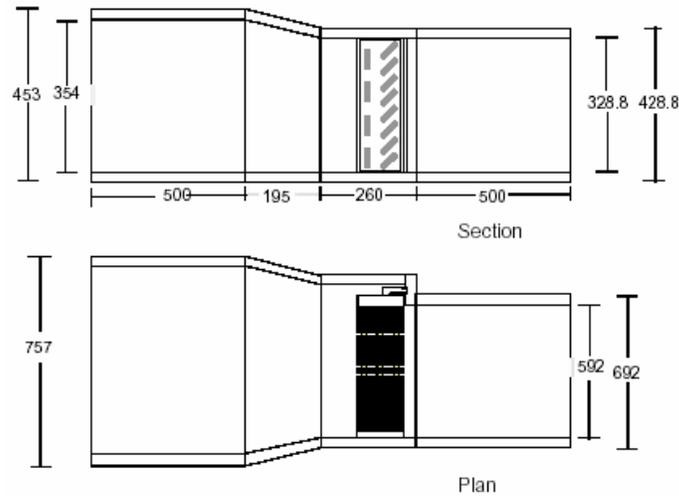
בניסוי נלקח פרפין שתכונותיו שונו על ידי ערבוב פרפינים בעלי תכונות שונות. באיור אפשר לראות את אוגר החום שעיתו נערך הניסוי.



ציור 2.36. סכימה של אוגר החום הנחקר בעבודה (Yamaha, 2001).

המזגן בעל מידות הבאות: אורך – 550mm, גובה – 304.8mm, עובי – 66mm. הוא היה ממוקם במרכז התעלה. לתעלה יש אורך 1455mm, גובה 428.8-453mm וקירות מבודדות בעובי 50mm, ציור 2.37. בתור PCM השתמשו ב n-Hexadecane עם טמפרטורת ההתכה  $18.2^{\circ}\text{C}$  ואנטלפית ההתכה  $229\text{kJ/kg}$ .

הניסויים בוצעו בטמפרטורת אוויר בכניסה  $9-17^{\circ}\text{C}$  עבור התמצקות ו- $22-30^{\circ}\text{C}$  עבור התכה. מהירות אוויר הייתה  $0.5-2\text{m/s}$ . הניסוי מורכב משני שלבים: בשלב ראשון היה תהליך התמצקות ואחרי התייצבותן של הטמפרטורות בין כניסה ליציאה התבצע שלב שני – התכה.



ציור 2.37. סכימה של המתקן הניסויני (Yamaha, 2001).

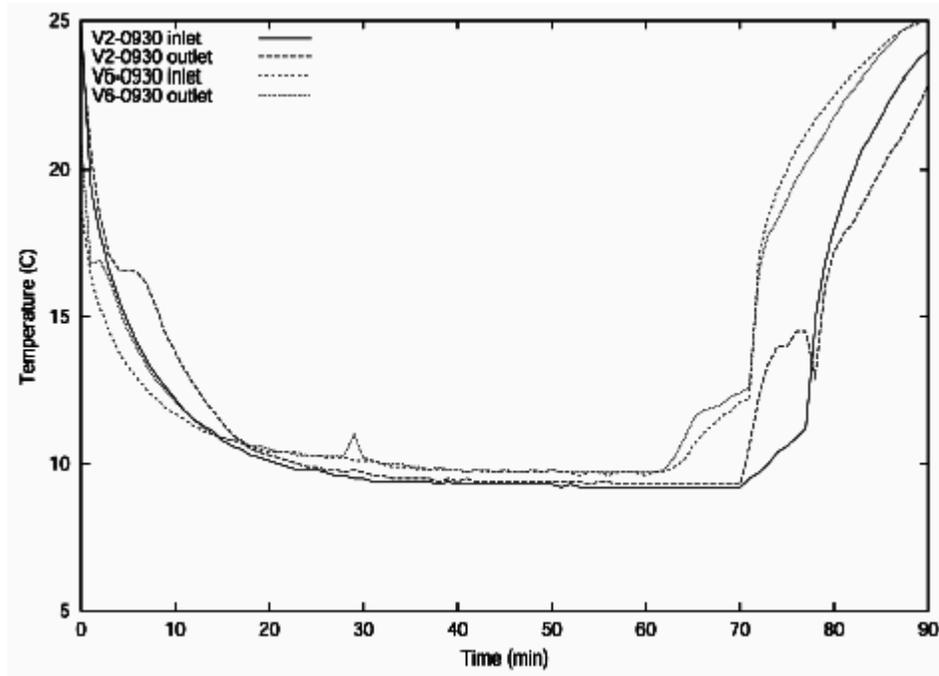
את התוצאות של אחד מהניסויים אפשר לראות בציור 2.38. טמפרטורות האוויר בכניסה בהתמצקות והתכה  $9^{\circ}\text{C}$  ו- $30^{\circ}\text{C}$  בהתאמה. מהירות האוויר בכניסה הייתה  $0.75\text{m/s}$  ו- $1.75\text{m/s}$  עבור כל הטמפרטורה. רואים שבתחילתו של התהליך ההתמצקות טמפרטורה ביציאה מן המזגן נשארת קבועה וקרובה לטמפרטורת ההתכה של החומר. זה אפשר להסביר בעובדה ששינוי פאזה מתרחש בתחום של טמפרטורת התכה. עבור ההתכה, טמפרטורה ביציאה מן המזגן לא נשארת קבועה כמו בהתמצקות וזה הוסבר בתופעה של הסעה טבעית בתוך החומר המתנזל.

מתוצאות של הניסוי (Yamaha (2001) מסיק שבכדי לקבל אוויר חם בתהליך התמצקות ואוויר קר בתהליך התכה דרוש הפרש טמפרטורות יותר משלוש מעלות בין טמפרטורת ההתכה של החומר לבין טמפרטורת הזורם.

בהמשך, (Yamaha (2001) ביצע סימולציה של הניסוי. בסימולציה הוא השתמש בשיטה של קיבול חום אפקטיבי, כלומר אנטלפית ההתכה נכנסת לחישוב כקיבול חום סגולי שמשתנה עם הטמפרטורה. היות והעובי של מיכל הכולל PCM קטן, אז התייחסו לבעיה כחד-ממדית שמאוד מפשט את הפתרון.

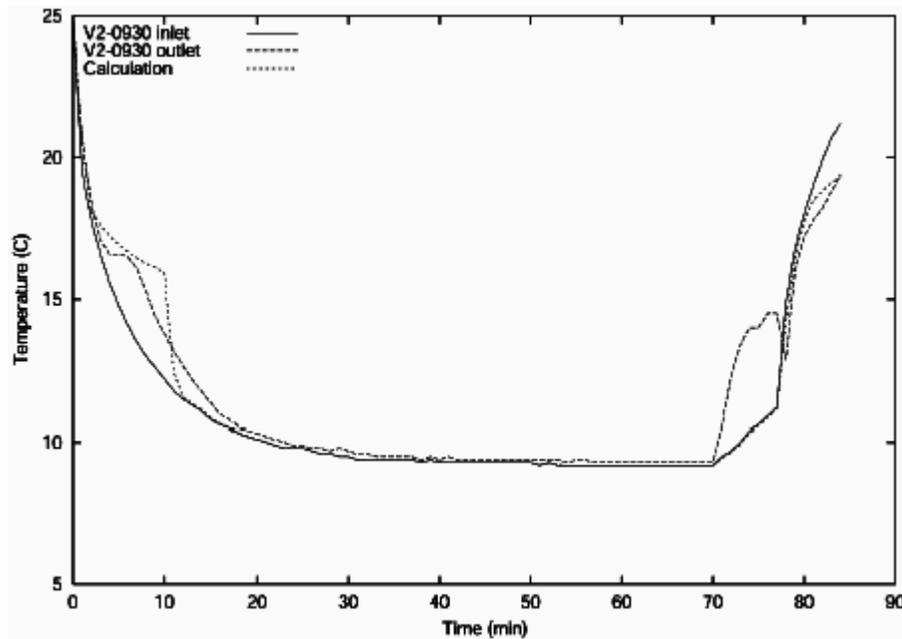
התוצאות של הסימולציה אפשר לראות בציור 2.39. טמפרטורות האוויר בכניסה בהתמצקות והתכה  $9^{\circ}\text{C}$  ו- $30^{\circ}\text{C}$  בהתאמה. מהירות האוויר  $0.75\text{m/s}$ .

מהשוואה בין סימולציות לניסויים (Yamaha 2001) מסכם שיש התאמה די טובה בין תוצאות ניסיוניות לנומריות מלבד תהליך ההתכה שבו אפקט של הסעה בתוך ה PCM משפיע על טמפרטורה. על בסיס הסימולציה, (Yamaha 2001) חקר מודל אמיתי של החדר שבתוכו נמצאת מערכת האורור שפעולתה מתבססת על שימוש ב-PCM. בתור PCM נלקחו חומרים עם טווח טמפרטורות התכה מ-Tetradecane עם טמפרטורת ההתכה  $6^{\circ}\text{C}$  ועד Hexadecane עם טמפרטורת ההתכה  $18^{\circ}\text{C}$ . שטח רצפה של החדר היה  $21.3\text{m}^2$ . מקדם מעבר חום כללי בין החדר לסביבה היה  $1.23\text{W/m}^2\text{K}$ . לחדר יש מערכת חימום משולבת הכוללת חימום חשמלי ואוגר חום. בזמן שהחימום החשמלי פעל (משעה 6 עד 9 ומשעה 16 עד 21), אוויר חם מחדר נאגר ב-PCM. כאשר החימום החשמלי לא פעל, החימום מתבצע ע"י אוגר החום הכולל חומר PCM.



ציור 2.38. טמפרטורת ביציאה מאוגר החום כנגד זמן הניסוי (Yamaha, 2001).

(Yamaha 2001) גם חקר תלות של הפסדי אורור (ventilation loss) כנגד טמפרטורת ההתכה ומסה של ה-PCM וקיבל כי אפשר למנוע 20% מההפסדים על ידי שימוש ב- 10kg חומר PCM עם טמפרטורת ההתכה  $10^{\circ}\text{C}$ .



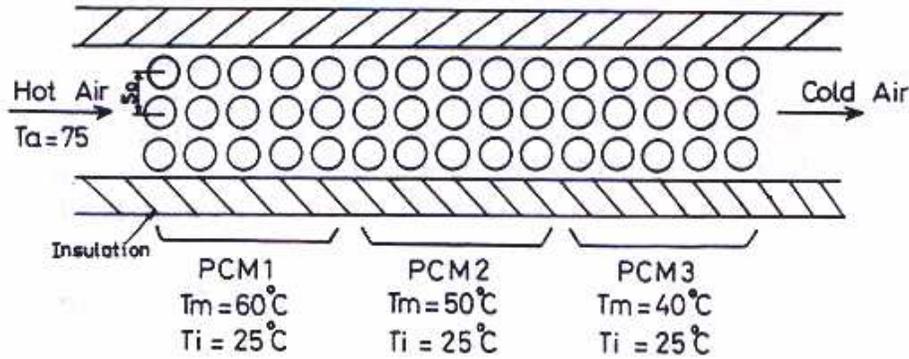
ציור 2.39. השוואה בין תוצאות ניסיוניות לנומריות (Yamaha, 2001).

Farid and Kanzawa (1989) במחקרם ניסו להשיג שתי מטרות: המטרה הראשונה הייתה לפתח מודל מתמטי שיאפשר לחזות התנהגות במצב מעבר של אוגר חום שכולל PCM אשר נמצא במערך צינורות אנכיים. במודל הזה נלקחה בחשבון התפלגותה של הטמפרטורה בכיוון רדיאלי בתוך PCM. המטרה השנייה הייתה לחקור שימוש בכמה חומרים שונים של PCM בתוך אוגר אחד עם תכונות תרמופיזיקליות שונות על קצב מעבר חום. במשך תהליך ההתכה החומרים מתמקמים בסדר ירידה של טמפרטורות ההתכה שלהם לפי כיוון זרימת האוויר. המיקום הזה הוצע כדי לשמור על שטף חום קבוע, אפילו אם טמפרטורת האוויר יורדת בתוך המערך. פיצוי בירידה הזאת מתבצע ע"י שימוש בחומרים עם טמפרטורת ההתכה יותר נמוכה. במשך תהליך התמצקות כיוון של הזרימה היה הפוך.

Farid and Kanzawa (1989) ביצעו סימולציות תיאורתיות עבור מערך שמורכב מצינורות

אנכיים בצורה גלילית שדרכם עובר אוויר חם או קר. הצינורות היו מסודרים בצורה in-line, ציור 2.40. במשך תהליך ההתכה, האוויר עובר דרך המערך עם ירידה בטמפרטורה עקב תהליך שינוי פאזה. חום מורגש של PCM גם כן משפיע על ירידת הטמפרטורה. בהתאם לכך, טמפרטורת האוויר משתנה עם זמן של התהליך ועם מיקום של הזורם. מעבר חום גורם להתפלגות טמפרטורות בתוך ה-PCM והתכה מתחילה בשורה ראשונה של הצינורות ואחר כך מתפשטת לאחורות לפי כיוון הזרימה. אותו סדר אפשר לציין בתהליך ההתמצקות.

על מנת להקטין את זמן החישוב, המערך מחולק בכמה חלקים בכיוון הזרימה ובכל חלק נכלל מספר מסוים של שורות של צינורות. ירידה בטמפרטורת האוויר מאפשרת לכל חלק להיות מחושב ע"י מאזן חום פשוט שמתבטא בשימוש בערך של שטף חום על פני השטח של צינורות הממוקמים בשורה מרכזית של כל חלק.



ציור 2.40. מיקום צינורות (Farid and Kanzawa, 1989).

כדי להעריך את שטף חום על פני הצינורות, צריך לחשב את התפלגות הטמפרטורה בשכבה נוזלית ומוצקה של ה-PCM. את זה אפשר לבצע על ידי חישוב של משוואת מעבר חום במערכת צירים גלילית:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \left(\frac{1}{r}\right) \frac{\partial T}{\partial r} = \left(\frac{1}{\alpha}\right) \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.45)$$

עבור שתי פאזות עם תנאי שפה:

$$\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \quad \text{at} \quad r = 0 \quad (2.46)$$

$$\frac{\partial T}{\partial r} = \left(\frac{h}{k}\right)(T_w - T_{air}) \quad \text{at} \quad r = r_w \quad (2.47)$$

כאשר ב- interface מתקיים:

$$T_s = T_l \quad \text{at} \quad r = r_m \quad (2.48)$$

$$\rho \Delta h_m \frac{dr_m}{dt} = k_l \frac{\partial T_l}{\partial r} - k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \quad \text{at} \quad r = r_m \quad (2.49)$$

כאשר  $r_m$  - מיקום interface.

המשוואות האלו הוצגו בצורת הפרשים סופיים ונפתרו על ידי שיטה מפורשת

(explicit method of solution).

מקדם מעבר החום  $h$  הוערך על ידי קורלציה ידועה עבור הסעה מאולצת דרך מערך צינורות:

$$hD / k_{air} = C(Re)_{air}^n \quad (2.50)$$

כאן מספר Re מתבסס על קוטר של הצינור,  $C$  ו-  $n$  - ערכים קבועים.

אפקט של הסעה חופשית בתוך פאזה נוזלית של ה-PCM גם נלקח בחשבון על ידי קורלציה:

$$k_e / k_l = 0.28(Ra)_{wax}^{0.25} (\delta / L) \quad (2.51)$$

כאשר  $\delta$  - מרחק שהממשק עובר במשך תהליך ההתכה.

הביטוי הזה מראה שמוליכות תרמית אפקטיבית עולה במשך תהליך ההתכה.

Farid and Kanzawa (1989) השתמשו במודל המתמטי כדי לחקור את הפרמטרים של המערכת, כגון ספיקה מסית של האוויר ומרווח בין הצינורות. המטרה העיקרית הייתה להשוות את ביצועי המערכת בין המקרה כאשר ל-PCM טמפרטורת שינוי הפאזה יחידה לבין המקרה כאשר המערכת כוללת שלושה סוגים של החומר PCM בעלי טמפרטורות שינוי הפאזה שונות.

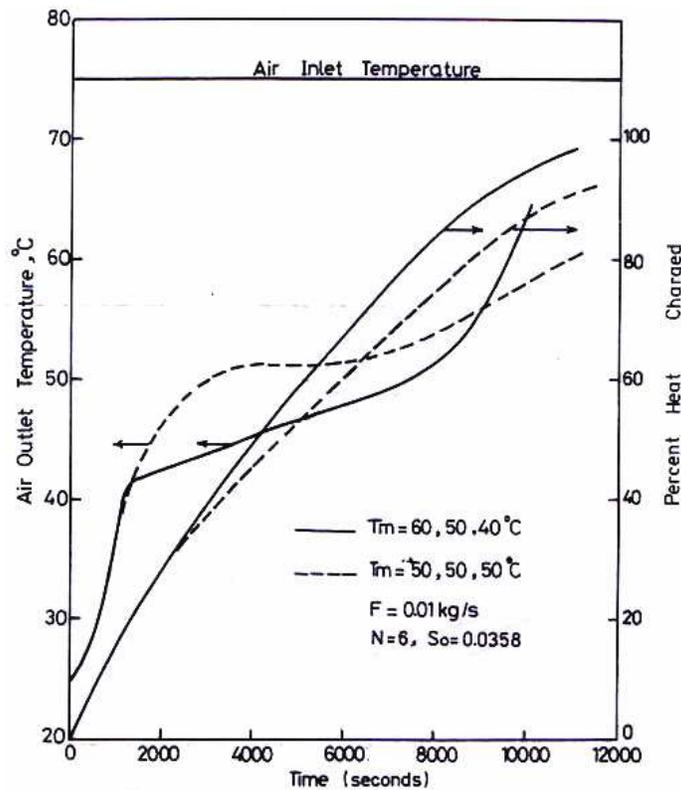
בסימולציות Farid and Kanzawa (1989) השתמשו בשלושה חומרי PCM עם תכונות פיזיקליות זהות ל-n-octadecane מלבד טמפרטורות לשינוי פאזה, אשר נבחרו כ- 40, 50 ו-60°C. הסימולציות בוצעו עבור מקרה עם צינורות המכילים את ה-PCM עם טמפרטורות שינוי הפאזה כ- 40, 50 ו-60°C ועבור מקרה עם הצינורות המכילים את ה-PCM עם טמפרטורות שינוי הפאזה יחידה - 50°C. הצינורות היו עשויים מנחושת, בעלי אורך 0.3m, קוטר פנימי 15mm ועובי 1mm. מרחק בין מרכזי הצינורות היה 47mm בכיוון של הזרימה ו- 35.8 mm בכיוון ניצב לזרימה. תנאי התחלה עבור תהליך ההתכה היו: טמפרטורת PCM - 25°C, טמפרטורת האוויר - 75°C. עבור תהליך ההתמצקות הן נקבעו להפך.

בציור 2.41 אפשר לראות תלות טמפרטורת האוויר היוצא מן המערך בזמן ההתכה. במקרה של שימוש ב-PCM עם טמפרטורות התכה שונות, טמפרטורת האוויר ביציאה נמוכה באופן משמעותי כמעט במשך כל התהליך. גם כן, בציור אפשר לראות שבר נוזלי של PCM כפונקציה זמן. באמצעות שימוש ב-PCM עם טמפרטורות ההתכה שונות אפשר לקבל שיפור של 10% בקצב מעבר חום.

בציור 2.41 אפשר להבחין בשינויים בטמפרטורת האוויר כאשר PCM עובר שלושה שלבים שונים של תהליך שינוי הפאזה: שינוי מהיר בגלל החימום המורגש, שינוי אטי בגלל אגירת החום ע"י החום הכמוס ושוב שינוי מהיר בגלל החימום המורגש.

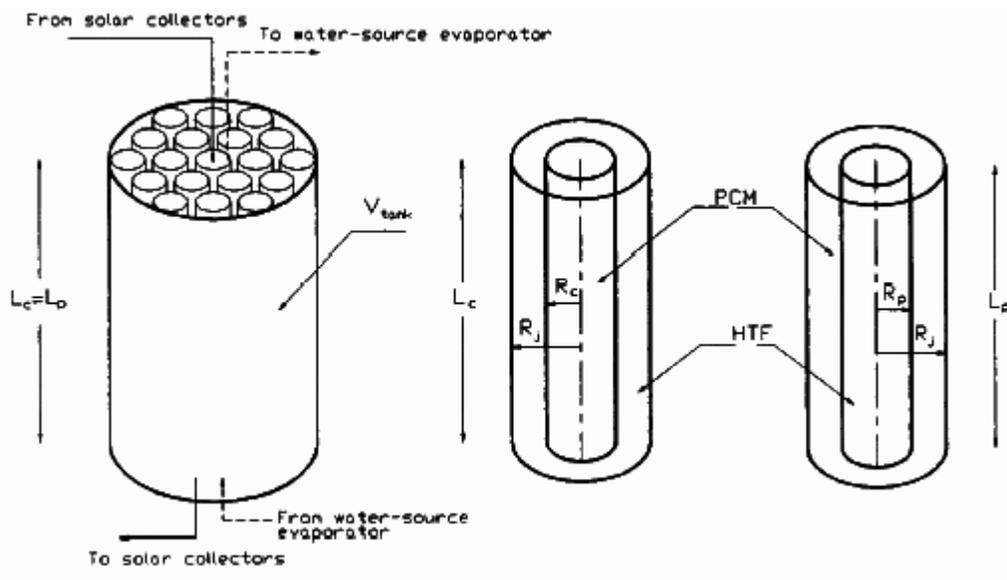
Farid and Kanzawa (1989) בעבודתם הסיקו מספר מסקנות חשובות:

- (1) בכל המערכות שפעולתן מתבססת על שימוש באוויר, התנגדות מצד שלו מאוד משמעותית, עקב ירידה של מקדם מעבר חום מקומי לאורך המערכת.
- (2) במקרה של שימוש בשלושה סוגים שונים של PCM, טמפרטורת האוויר ביציאה מן המערך הייתה יותר נמוכה, מאשר במקרה של שימוש ב-PCM מסוג אחד. האפקט הזה הולך וגדל ככל שספיקת האוויר דרך המערך קטנה.
- (3) במקרה של שימוש ב-PCM משלושה סוגים, תהליך ההתכה מתקדם יותר טוב, כלומר מקבלים קצב מעבר חום יותר גבוה.
- (4) כאשר באוגר החום משתמשים ב-PCM רק מסוג אחד, התכה בצינורות מתחילה בזמנים שונים. למרות זאת, התכה או התמצקות במקרה שימוש בשלושה סוגי PCM מתחילה יחסית באותו זמן.
- (Farid and Kanzawa (1989) מסכמים שבמקרה של שימוש ב-PCM עם טמפרטורת שינוי פאזה אחת מקבלים קצב מעבר החום יותר נמוך, מאשר במקרה של שימוש ב-PCM עם טמפרטורות שינוי פאזה שונות, מכיוון שבמקרה השני הפרש הטמפרטורות בין הצינורות לבין האוויר יותר גדול. לכן שימוש במערכת שכוללת כמה סוגי PCM יותר רצוי.



ציור 2.41. אפקט שימוש של PCM עם טמפרטורות ההתכה שונות על תהליך האגירה (Farid and Kanzawa, 1989).

Esen et al. (1997) הציגו מתודולוגיה חישובית עבור חיזוי של מעבר חום בין PCM ו-HTF (heat transfer fluid) במקרה של שני אוגרי חום שונים. בוצעה חקירה פרמטרית להערכת אפקטים של פרמטרים תרמיים וגיאומטריים שונים ו-PCM's שונים על זמן אגירה של אנרגיה סולרית, כגון תכונות פיזיקאליות שונות של PCM, קוטר של גליל, רדיוס של צינור, נפח כללי של PCM במיכל, ספיקה מסית של זורם וטמפרטורות כניסה של HTF. בנוסף לזה, הוצג ביצוע של האוגר עם גיאומטריה אופטימאלית. מדובר באוגר חום שמורכב ממיכלים גליליים כאשר כל אחד מהווה חלק ממערכת חימום ביתית, ציור 2.42. השתמשו בשני מודלים שתיארו את התנהגותה של יחידת PCM במשך יום. במודל הראשון PCM נמצא בצינורות אנכיים שעל פני שטחם זורם HTF (heat transfer fluid). במודל השני HTF זורם בתוך צינורות אנכיים אשר נמצאים בסביבה של PCM. בחישובים מזניחים את עובי הגלילים עם PCM או את עובי צינורות של HTF.



ציור 2.42. סכימה של אוגר החום הכולל שני המודלים (Esen et al., 1997).

במודל הראשון HTF עוטף את צינורות שבתוכם נמצא PCM. במודל השני, להפך, PCM עוטף צינורות שדרכם עובר HTF. מידות של המיכל היו: נפח פנימי –  $4.25\text{m}^3$ , פני שטח פנימי –  $13\text{m}^2$ . אורך של גלילים (או צינורות) היה שווה לאורך פנימי של המיכל –  $3.2\text{m}$ . טמפרטורת הסביבה הייתה  $18^\circ\text{C}$ , מקדם מעבר חום כללי ממכל לסביבה היה  $0.55\text{W/m}^2\text{K}$ . בתור HTF נבחרו מים.

סוגי PCM שנלקחו לבדיקות: paraffin ,calcium chloride hexahydrate (CCHH), sodium sulphate decahydrate (SSDH) ו-paraffin wax (P-WAX), טבלה 2.4.

טבלה 2.4. תכונות של חומרים משני הפאזה שנלקחו לסימולציות (Esen et al., 1997).

Some features of PCMs used for numerical simulation

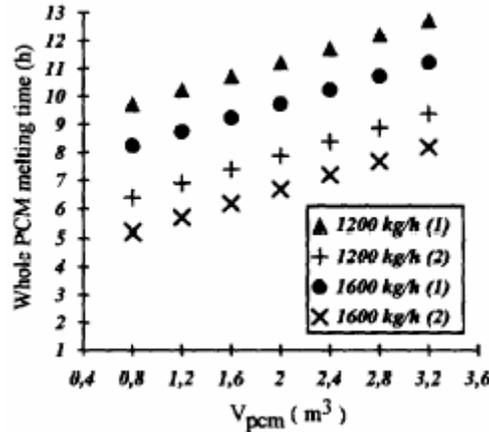
Properties	CCHH	PARAFFIN	SSDH	P-WAX
Density ( $\text{kg m}^{-3}$ )	1710	830	1460	786
Specific heat ( $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )				
Solid	1460	1920	2000	2890
Liquid	2130	3260	2000	2890
Thermal conductivity ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ )				
Solid	1.088	0.514	0.15	0.14
Liquid	0.539	0.224	0.3	0.277
Transition	0.7	0.321	0.2	0.19
Melting temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )				
Lower ( $T_{m1}$ )	29.7	32	39	46.7
Upper ( $T_{m2}$ )	29.85	32.1	39.15	46.85
Latent heat of fusion ( $\text{kJ kg}^{-1}$ )	187.49	251	180	209

(Esen et al. (1997) הניחו את ההנחות הבאות עבור המודלים:

- (1) טמפרטורה התחלתית של PCM ו-HTF במיכל שווה ל- $18^{\circ}\text{C}$ .
- (2) תכונות תרמופיזיקאליות של הפאזות הן שונות, אבל לא תלויות בטמפרטורה.
- (3) PCM הוא חומר הומוגני ואיזוטרופי.
- (4) לכל יחידות-משנה (גלילים או צינורות) במיכל אינן השפעה הדדית.
- (5) הפסדי חום מהמיכל לסביבה נלקחו בחשבון.
- (6) מעבר חום בתוך PCM בכיוון צירי זניה.
- (7) נלקחו בחשבון גם הפרשי טמפרטורה מקומיים בשכבת גבול בין HTF לבין PCM.

הפתרון נעשה עבור כל פאזה בנפרד ע"י enthalpy based method. הבעיה היא דו-ממדית ונפתרת בשילוב עם מעבר חום בהסעה מצד-HTF. (Esen et al. (1997) הציעו לפתור את המשוואות הבסיסיות של הבעיה בעזרת שיטה Gauss-Seidel.

בציור 2.43 אפשר לראות את התוצאות של חישובים נומריים במקרה שימוש ב-P-WAX בתוך PCM. כאן הוצג זמן התכה של PCM כפונקציה של נפחו במקרה של שני המודלים עם ספיקת HTF שונה, כאשר נפח המיכל היה  $4.25\text{m}^3$ , רדיוס של גלילים עם PCM היה 20mm וטמפרטורה של HTF הייתה  $55^{\circ}\text{C}$ . אפשר לראות שבמקרה של המודל הראשונה זמן ההתכה של ה-PCM יותר ממושך. רואים גם שספיקת HTF יותר נמוכה נותנת זמן ההתכה יותר ממושך.



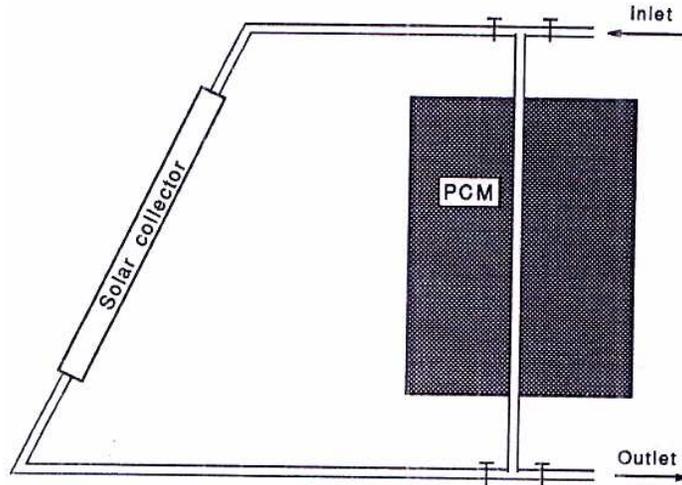
ציור 2.43. תוצאות של חישובים נומריים עבור נפח P-WAX שהתמוסס כנגד זמן התכתו במקרה של מודל ראשון ושני עם ספיקות שונות של HTF (Esen et al., 1997).

מתוצאות שהתקבלו, (Esen et al. (1997) הסיקו שזמן התכה של PCM תלוי לא רק בתנאים תרמיים וגיאומטריים, אלא גם בתכונות תרמופיזיקאליות. התוצאות שהוצגו מצביעות על עובדה שזמן ההתכה של ה-PCM במודל השני יותר קצר מאשר במודל הראשון, בגלל שבמודל הראשון שכבת ה-PCM יותר עבה (התנגדות תרמית יותר גדולה), כלומר, למודל השני יש יכולת יותר גדולה לאגור אנרגיה במשך זמן נתון מאשר למודל הראשון.

במאמר של (Bansal and Buddhi (1991) הוצגה חקירה תיאורטית עבור אוגר חום בצורה גלילית שפעולתו מתבססת על שימוש בחומר משנה פאזה, ציור 2.44. המערכת מהווה חלק ממערכת חימום מים ביתית. חומר משנה פאזה נמצא בקפסולות גליליות. במצב charging, הקפסולות נמצאות במעגל סגור יחד עם מים המתחממים ע"י אנרגיה סולרית. במצב discharging, האנרגיה משתחררת ע"י נוזל שזורם דרך אוגר החום בלבד. באמצעות השימוש בחום כמוס, בוצעו חישובים עבור תנועת interface וטמפרטורת הנוזל. (Bansal and Buddhi (1991) השתמשו בתור PCM ב-p-116 paraffin wax (טמפרטורת ההתכה 44°C) וגם ב-stearic acid (טמפרטורת ההתכה 58.1°C).

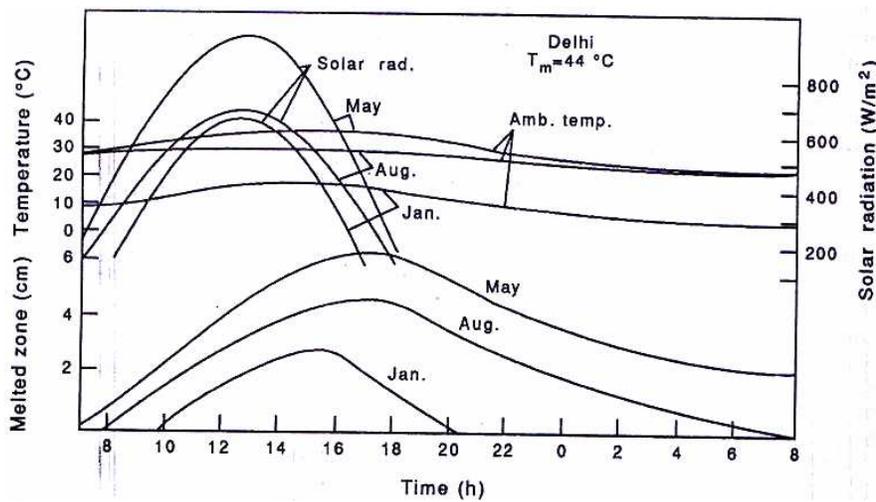
על מנת למצוא פתרון של הבעיה, הונחו הנחות הבאות:

- מצב התחלתי של PCM – מוצק.
- תכונות תרמיות של כל פאזה שונות, אבל לא תלויות בטמפרטורה.
- עקב סימטריה גלילית, כיוון מעבר החום רדיאלי בלבד.
- בפאזה נוזלית, מעבר חום בהסעה דומיננטית.
- כל יחידות-המשנה של אוגר החום לא תלויות אחת בשנייה.
- במצב discharging, אזור התכה נמצא בין שתי שכבות מוצק.



ציור 2.44. מערכת חימום מים ביתית עם אוגר החום (Bansal and Buddhi, 1991).

בציור 2.45 אפשר לראות שינויים באזור התכה כפונקציה של זמן במקרה של שימוש ב-paraffin wax.



ציור 2.45. שינוי מקום אזור התכה של paraffin wax, קרינה סולרית וטמפרטורת הסביבה במשך חודשים

מסוימים (Bansal and Buddhi, 1991).

בציור מוצגים שינויים של פרמטרים המשפיעים על התהליך, כלומר קרינה סולרית וטמפרטורת סביבה. במשך העבודה הגיעו למסקנה שיעילות של האוגר תלויה לא רק בחום כמוס של שינוי פאזה אלא גם בפרמטרים של מזג אוויר וגם בטמפרטורת התכה של PCM. במשך *discharging*, טמפרטורת המים היוצאים מן האוגר קרובה לטמפרטורת ההתכה ונשארת קבועה ככל שההתמצקות נמשכת. מהציור קל לראות שעבור חודש ינואר עם הקרינה הסולרית וטמפרטורת הסביבה נמוכות שינויים של אזור ההתכה יותר קטנים לעומת חודש מאי שבו ערכים של הקרינה והטמפרטורה יותר גבוהים.

Bansal and Buddhi (1991) הראו שהיתרון הבסיסי של שימוש באוגרי החום כאלה – זאת אגירת אנרגיה בטמפרטורה קבועה. במערכות קונבנציונאליות שמתבססות על חום מורגש, שחרור חום מתקיים עם ירידה בטמפרטורה.

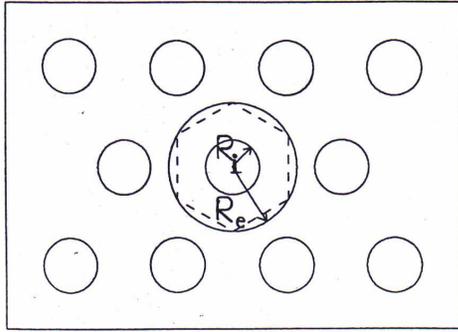
במחקר של Lacroix (1993) מדובר בבעיה של שינוי פאזה ב-PCM סביב צינור בשני כיוונים, רדיאלי וצירי. התהליך קשור למעבר חום בהסעה מ-HTF. במקרה זה, טמפרטורת הקיר של הצינור לא ידועה ומשתנה לפי זמן וקואורדינטה. הבעיה היא מסובכת, מכיוון שכוללת תנועת *interface* וטמפרטורת הקיר לא ידועה. באמצעות שימוש ב-*enthalpy-based method* אפשר לפשט את הבעיה ומשוואה כללית עבור אנטלפיה הופכת למשוואת אנרגיה עבור בעיה חד-פאזית. את טמפרטורת הקיר הלא ידועה אפשר לקבל ממאזן אנרגיה על הקיר. הפתרון של הבעיה נעשה ע"י שיטה איטרטיבית.

למחקר היו שתי מטרות: א) מתודולוגיה חישובית עבור חיזוי מעבר חום בין HTF ל-PCM באוגר החום, ב) מחקר פרמטרי בכדי להעריך את אפקטים של פרמטרים תרמיים וגיאומטריים שונים על תהליך מעבר חום ועל התנהגות של המערכת.

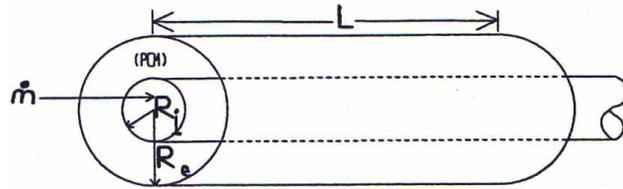
בעבודה של Lacroix (1993) פותח מודל תיאורטי לחיזוי התנהגותה של יחידת מחליף חום (shell-and-tube storage unit) שכוללת PCM בתוך ה-shell (קליפה) ו-HTF (heat transfer fluid) בתוך צינורות, (ציורים 2.46, 2.47).

ה-PCM ממלא את ה-shell, היות וה-HTF זורם בתוך הצינורות ברדיוס  $R_i$ . הצינורות ממוקמים כך שסביב כל אחד יש גבול (dotted lines) ודרך הגבול שטף חום נשאר אפס. אזור זה מסומן ע"י רדיוס  $R_e$ . באנליזה של הבעיה הונחו מספר הנחות:

1. תכונות תרמופיזיקאליות של ה-PCM וה-HTF לא תלויות בטמפרטורה, אולם עבור PCM הן שונות לכל פאזה.
2. ה-PCM הומוגני ואיזותרופי.
3. מחוץ לצינורות, מעבר חום בהולכה *axisymmetric*.
4. התנגדות תרמית של הצינורות זניחה.
5. מקדם מעבר חום מקומי עבור HTF יכול להשתנות לאורך הצינור.

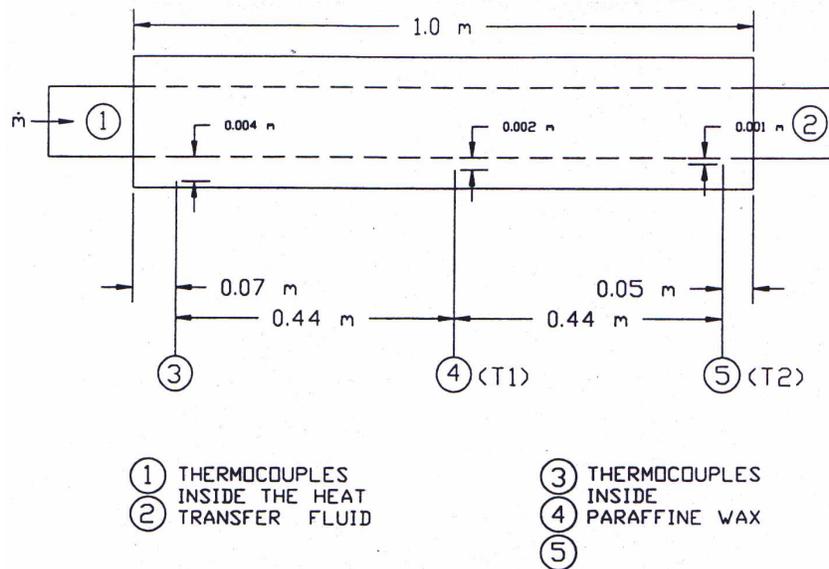


ציור 2.47. מיקום היחידות בצורה  
staggered (Lacroix, 1993).



ציור 2.46. סכימה של יחידה לאגירת החום  
(Lacroix, 1993).

בתור PCM (Lacroix 1993) לקח תכונות של n-octadecane. נבנתה יחידה ניסיונית, ציור 2.48.



ציור 2.48. סכימה של המערכת הניסיונית (Lacroix, 1993).

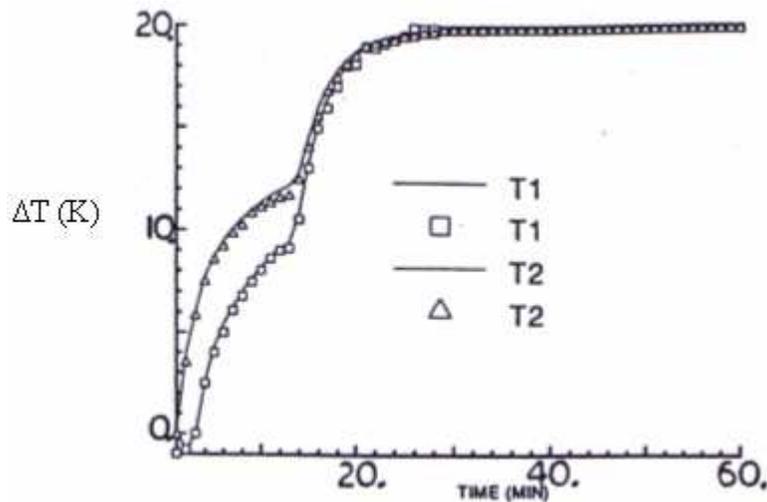
היחידה כוללת שני צינורות קונצנטריים. צינור פנימי (קוטר פנימי 0.0127m, קוטר חיצוני 0.0158m, אורך 1.0m) עשוי מנחושת וצינור חיצוני (קוטר פנימי 0.0258m, אורך 1.0m) עשוי

מ-Plexiglas. הצינור החיצוני היה מבודד. חלל בין שני הצינורות היה ממולא ב-n-octadecane. בפרפין הוכנסו שלושה thermocouples במקומות שונים. שני thermocouples מוקמו בכניסה וביציאה של הצינור הפנימי. מים (HTF) מאמבט עם טמפרטורה קבועה (20K-5 מעל טמפרטורת ההתכה של ה-PCM שהיא 300.7K) נעו במחזור דרך צינור הנחושת עם ספיקה מ-0.03 עד 0.07kg/s. טמפרטורה התחלתית של PCM הייתה 9.5°C. בכדי להנמיך את התופעה של הסעה חופשית בזמן של ההתכה, כלומר להחזיק את ההתכה axisymmetric מסביב לצינור הפנימי, המערכת נחקרה במצב אנכי. אפקט של הסעה חופשית בפאזה נוזלית נלקח בחשבון ע"י קורלציה שהתקבלה באופן ניסיוני:

$$k_e / k_l = 0.099 Ra^{0.25} \quad (2.52)$$

כאשר מספר  $Ra$  מבוסס על רדיוס ממוצע של הצינור הפנימי.

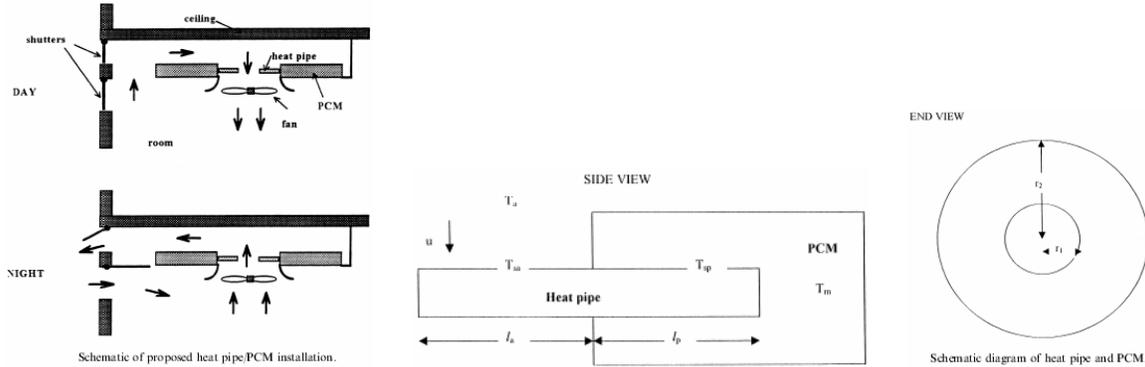
בציור 2.49 אפשר לראות את הטמפרטורות של PCM שהתקבלו בחישוב הנומרי ובניסוי. בציור  $T1$  שייכת למיקום  $z = 0.51m, r = 0.02m$  ו- $T2$  שייכת למיקום  $z = 0.95m, r = 0.001m$ .



ציור 2.49. השוואה בין תוצאות נומריות לניסיוניות עבור הפרש טמפרטורות בכניסה לאוגר 20K (Lacroix, 1993).

Lacroix (1993) מסיק מהתוצאות שעבור סוג PCM נתון יש לבחור בזירות את הפרמטרים כגון רדיוס של קליפה, ספיקה מסית וטמפרטורה של HTF בכניסה, על מנת לייעל את הביצועים של אוגר החום.

Turnpenny et al. (1999) ביצעו מחקר ניסיוני ותיאורטי במערכת לאגירת חום (LHS) הכוללת צינורות חימום משולבים עם PCM, ציור 2.50. המערכת נבדקה במטרה להשתמש בה לקירור מבנים עם צריכת אנרגיה נמוכה. אוויר בחדר מועבר על-פני קצוות חשופים של heat pipes ע"י מאווררים (הסעה מאולצת) עם צריכת אנרגיה נמוכה.



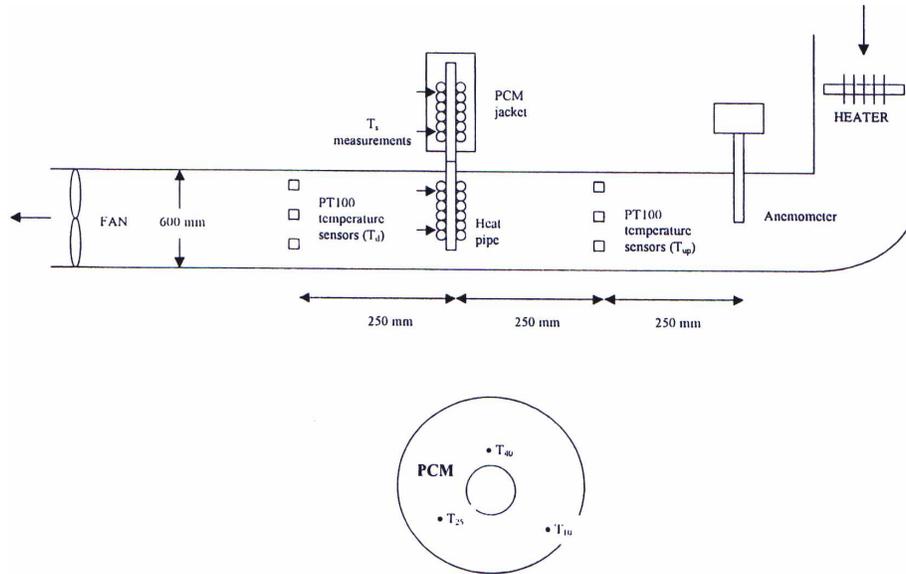
ציור 2.50. סכימה של המתקן עם צינורות החימום ו-PCM (Turnpenny et al., 1999).

במשך שעות של יום, החום המועבר ל-PCM גורם להתכתו ומוריד את הטמפרטורה בחדר. בלילה, נפתחים תריסים, אוויר קר מבחוץ זורם על-פני ה-heat pipes והחום משתחרר מ-PCM במשך תהליך התמצקותו. שימוש ב-heat pipes מונע את הצורך בגיאומטריה מסובכת של מחליפי חום על פני שטח של PCM שחשוף לאוויר.

המודל מתבסס על מספר הנחות. הבעיה היא חד-ממדית, תכונות פיזיקאליות של PCM קבועות כולל גם צפיפות שהיא לא משתנה עקב מעבר פאזה. תופעה של קירור יתר לא קיימת. ה-PCM נמצא כל הזמן בטמפרטורה אחידה  $T_m$ . חום בתוך PCM מתפשט ע"י הולכה בלבד מכיוון שאחרי מעבר פאזה הוא לא הופך לנוזל אלא דומה לג'ל. כמו כן, אפשר להניח שהולכה היא מנגנון יחיד במקרה של מיכלים קטנים או במקרה של הפרשי טמפרטורה קטנים.

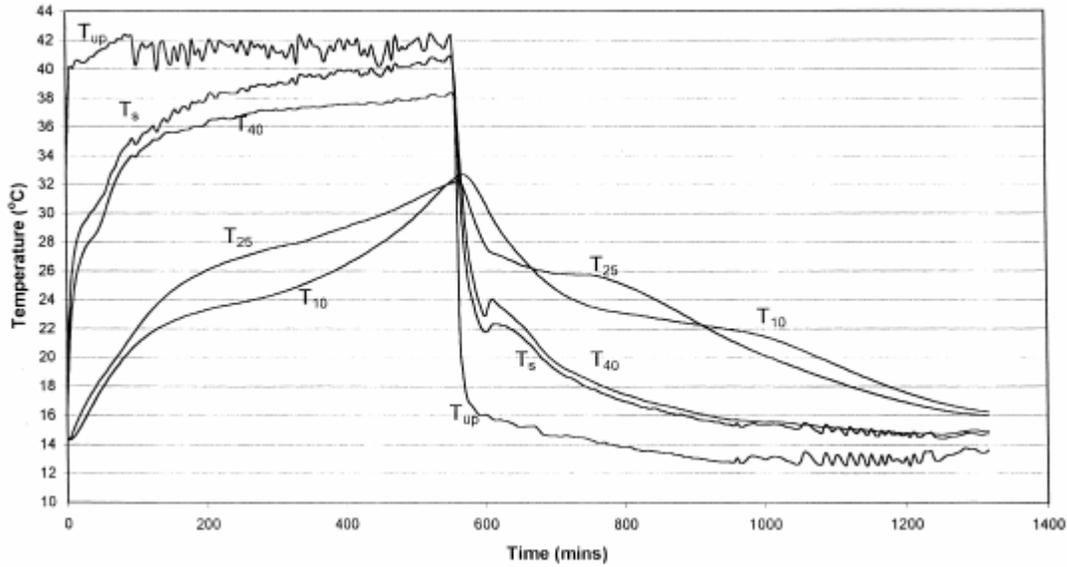
בוצעו ניסויים במערכת, ציור 2.51.

בתור PCM לקחו את המלח  $\text{Na}_2\text{SO}_4 \cdot 10\text{H}_2\text{O}$  עם תוספת borax nucleating agent עם טמפרטורת ההתכה  $21^\circ\text{C}$ . צינורות החימום היו הפיכים (reversible), כלומר  $l_a = l_p = 0.5\text{m}$  (אורך של צינורות החימום מצד ה-PCM ומצד האוויר בהתאמה) עם מיקום צלעות עליהם זהה. הצלעות מגדילים את שטח מעבר חום פי-28. דבר זה מאוד חשוב במקרה של הפרשי טמפרטורות קטנים בין HTF להתכה. קוטר הצינורות, העשויים מנחושת, היה 19mm.



ציור 2.51. סכימה של המערכת הניסיונית (Turnpenny et al., 1999).

מידות של התעלה הן  $1.5\text{m} \times 0.15\text{m} \times 0.60\text{m}$ . התעלה מבודדת בחומר בעל מוליכות תרמית  $0.035\text{W/m K}$ . המאוורר בהספק  $250\text{W}$  ומהירות הסיבוב  $2880\text{rpm}$  עם בקרה חשמלית שואב אוויר דרך התעלה. בתוך PCM נמצאים שלושה thermistors אשר מודדים טמפרטורה  $T_{10}$ ,  $T_{25}$  ו- $T_{40}$  במרחקים  $10$ ,  $25$  ו- $40\text{mm}$  מקיר של קונטיינר. ארבע thermocouples היו צמודים לצינורות החימום וממוצע שלהם מהווה טמפרטורה  $T_s$ . גם כן, נמדדו טמפרטורות של HTF לפני  $T_{up}$  ואחרי  $T_d$  צינורות החימום. בניסוי ספיקת HTF הייתה  $0.063$ ,  $0.09$  ו- $0.18\text{m}^3/\text{s}$ . בניסוי התחלתי התקבל שטמפרטורת ההתכה של ה-PCM נמצא בטווח  $24.5\text{--}27^\circ\text{C}$  וטמפרטורת ההתמצקות בערך  $23^\circ\text{C}$ . הניסוי מורכב ממחזורי התכה והתמצקות בטמפרטורה של HTF  $45$  ו- $13^\circ\text{C}$ . בהתאם. תהליך שינוי פאזה לוקח בערך  $5\text{--}8$  שעות. בציור 2.52 אפשר לראות את התוצאות שהתקבלו במהלך הניסוי עבור תהליכי התכה והתמצקות. נתון קשר בין טמפרטורות HTF,  $T_{up}$ , צינורות החימום  $T_s$  ו-PCM כפונקציות זמן של התהליך. ההתכה מתחילה קרוב לצינורות החימום אחרי בערך  $30\text{min}$  מתחילתו של התהליך כנראה ממדרגה בקו  $T_{40}$ . תהליך ההתכה של ה-PCM מתקיים בין דקה  $100$  לדקה  $500$  (תלוי בנקודת מדידה). במשך תהליך הקירור, ההתמצקות מתחילה בערך בזמן  $600$  דקות. כצפוי, ה-PCM שנמצא על יד הצינורות הופך לפאזה מוצקה ראשון ( $T_{40}$ ), אחר כך  $T_{25}$  ואחרון  $T_{10}$ . אפשר לראות של-PCM הנמצא במרחק  $10\text{mm}$  מהקיר של הקונטיינר זמן ההתמצקות בערך  $1000$  דקות, כאשר  $T_{10}$  מתחילה לרדת אחרי 'רמה' (plateau). קצב מעבר חום עבור ההתכה וההתמצקות הוא  $85\text{W}$  ו- $100\text{W}$  בהתאם.



ציור 2.52. טמפרטורות ה-PCM והאוויר במשך תהליכי ההתכה/התמצקות במקרה ספיקת HTF  $0.09\text{m}^3/\text{s}$  (Turnpenny et al., 1999).

Turnpenny et al. (1999) הציעו מודל פשוט לחיזוי מעבר חום בין אוויר ל-PCM דרך צינורות החימום. תהליך אגירת חום היה מחולק לשני חלקים: אוויר ל-heat pipes ו-heat pipes ל-PCM. קצב מעבר חום בין אוויר ל-heat pipes מוגדר כ-:

$$q_{AB} = A_{air} h (T_{air} - T_{sa}) \quad (2.53)$$

כאשר  $A_{air}$  – שטח של צינורות החימום שחשוף לאוויר,  $T_{air}$  – טמפרטורת האוויר,  $T_{sa}$  – טמפרטורה של צינורות החימום,  $h$  – מקדם מעבר חום. קצב מעבר חום בין צינורות החימום ל-PCM מוגדר כ-:

$$q_{BC} = \frac{A_p k}{r_1 \ln(r_2 / r_1)} (T_{sp} - T_m) \quad (2.54)$$

כאשר  $A_p$  – שטח מגע בין צינורות החימום ל-PCM,  $T_{sp}$  – טמפרטורה של צינורות החימום,  $T_m$  – טמפרטורת שינוי פאזה של PCM,  $k$  – מוליכות תרמית של PCM,  $r_1$  – רדיוס של צינורות החימום,  $r_2$  –

רדיוס PCM שהתמוססה/התמצק עבור זמן  $t$ . ממאזן אנרגיה  $q_{AB} = q_{BC}$  ומהנחה ש  $T_{sa} = T_{sp} = T_s$  אפשר לקבל:

$$q_{BC} = \frac{\rho \Delta h_m}{t} \pi l_p (r_2^2 - r_1^2) \quad (2.55)$$

כאשר  $\rho \Delta h_m$  – חום כמוס של יחידת נפח.

לחישוב רדיוס  $r_2$  Turnpenny et al. (1999) הציעו שיטה איטרטיבית. מקדם מעבר חום  $h$  היה מוגדר ע"י מהירות האוויר  $u$  באמצעות קורלציה:

$$h = -8.0u^2 + 48.2u + 7.4 \quad (2.56)$$

בתור חומר PCM נלקח Glauber's Salt. תכונותיו נתונות בטבלה 2.5.

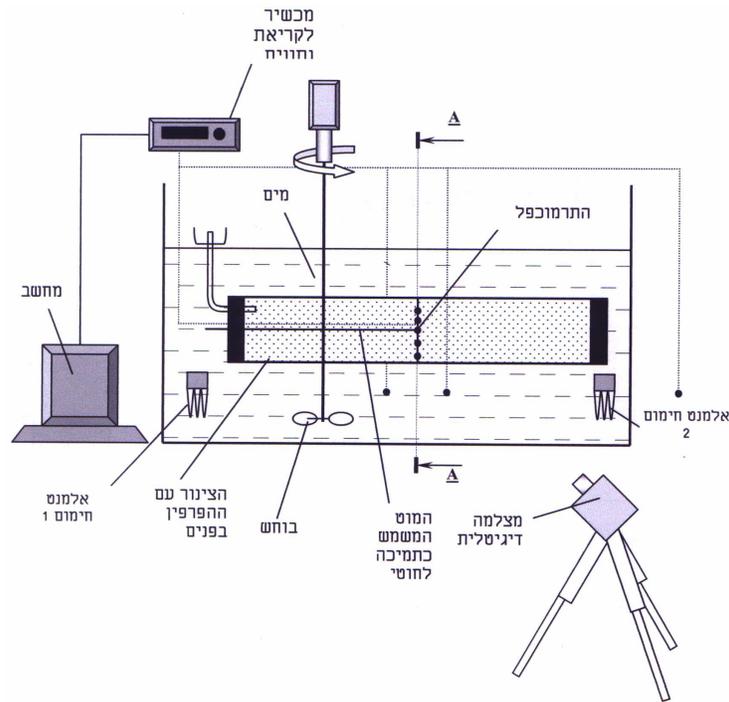
כאשר הפרשי טמפרטורות בין אוויר ל-PCM היו  $5^\circ\text{C}$ , קצב מעבר חום התקבל כ-40W עבור זמן ההתכה של 19 שעות. אפשר לשפר את קצב מעבר החום ולקצר את הזמן לשינוי הפאזה ע"י תכנון אלטרנטיבי של צינורות החימום שיכללו צלעות בתוך ה-PCM ואז לקצר את זמן הפעולה של המערכת עד זמן הפעולה האידיאלי שהוא בערך 7-10 שעות.

טבלה 2.5. תכונות של ה-PCM ונתונים אחרים של המערכת לאגירת החום (Turnpenny et al., 1999).

Input	Value	Notes
PCM latent heat of fusion ( $L$ )	198 kJ kg <sup>-1</sup>	
PCM density ( $\rho$ )	1480 kg m <sup>-3</sup>	
PCM thermal conductivity ( $k$ )	0.55 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	Liquid — used when modelling melting process
	0.70 W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>	Solid
Time of melting/freezing ( $t$ )	8 h (28,800 s)	Typical working day, i.e. PCM melting
PCM melt temperature ( $T_m$ )	294 K (21°C)	
Heat pipe: exposed length ( $l_a$ )	0.5 m	
Heat pipe: length embedded in PCM ( $l_p$ )	0.5 m	
Extended surface area (m <sup>2</sup> per metre pipe length)	1.65	Spiral wire fins. 28 times plain pipe surface area
Heat pipe radius ( $r_1$ )	0.01 m (10 mm)	
Air temperature ( $T_a$ )	300 K (27°C)	
Air speed ( $u$ )	1.0 m s <sup>-1</sup>	

## 2.5.5 מודל ניסוי של מזגן

Glaich and Finkelshtein (2003) ביצעו פרויקט ניסויני שבמהלכו הונחו צינורות זכוכית בסביבות שונות כגון מים ואויר בכדי להגיע לאחידות בתנאי הסביבה ולשליטה מרבית בהם כאשר המטרה הסופית הינה אפיון התנהגות החומרים משני פאזה כתלות בהשתנות הפרמטרים שנקבעו מראש. הפרפינים שנבחרו היו כאלו המצויים בשוק והתחלקו לשני סוגים. הראשון, פרפין המשמש ליציקת נרות. הפרפין השני, מסוג RT-27 נרכש מחברת "Rubitherm" ומיועד לשימוש במתקנים לאגירת חום. לצורך ביצוע הפרויקט, נבנתה מערכת התכה במים (ציור 2.53).



ציור 2.53. מערכת התכה במים (Glaich and Finkelshtein, 2003).

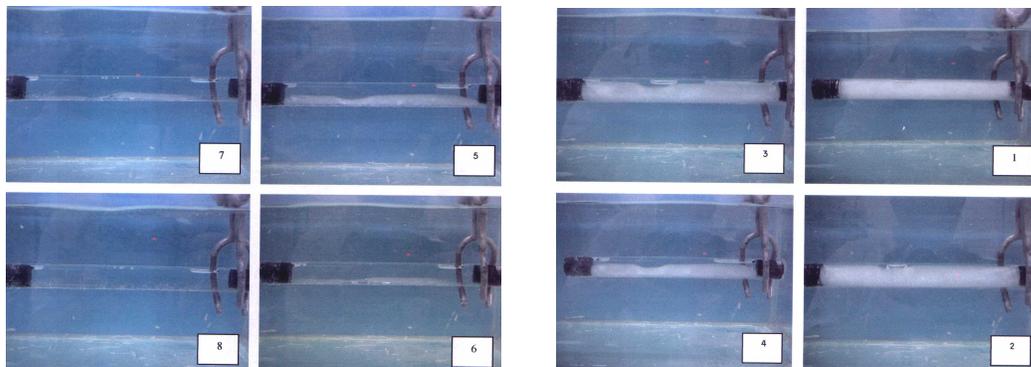
המערכת הורכבה ממיכל זכוכית (מצופה בשכבת פוליסטרן בעובי 20mm משלושה צדדיו, בכדי לבודדו ולהקטין את התנודות בטמפרטורה), מלא מים, אשר לתוכו הוכנסו גופי חימום (500W כל אחד), מדידי טמפרטורה ובוחש חשמלי לשמירה על אחידות טמפרטורה בכל המיכל. אחד מהניסויים הוקדש להתכת פרפין בגיאומטריה גלילית ומדידת הטמפרטורות בנקודות שונות על רדיוס הגליל. לשם כך, צינור פלסטיק שקוף מלא פרפין מוצק הוכנס לתוך אמבט מים בטמפרטורה גבוהה מטמפרטורת ההתכה של החומר. בציור 2.54 אפשר לראות את תהליך ההתכה כנגד זמן. מעניין לראות שבצד

ימין של הגליל הפרפין שוקע, ואילו בצד שמאל התופעה לא מתקיימת עקב פעולה של המוט המשמש כמיכה למדידי הטמפרטורה.



ציור 2.54. תמונות התכת פרפין בגליל (Glaich and Finkelshtein, 2003).

מטרתו של ניסוי אחר הייתה קבלת תמונות התכת RT-27 בצינור שקוף סגור במים חמים. את הצינור הזכוכית האטום שבתוכו RT-27 מוצק הוכנס לתוך מים חמים בטמפרטורה הגבוהה מטמפרטורת ההתכה של ה-RT-27. תוצאות הניסוי מוצגות בציור 2.55. מהציור אפשר להבחין את השקיעה של החומר המשנה פאזה במהלך ההתכה.



ציור 2.55. תמונות ההתכה של RT-27 (Glaich and Finkelshtein, 2003).

בניתוח תוצאות (Glaich and Finkelshtein, 2003) מדווחים שבניסויים שבוצעו בגלילים ניתן היה לראות כי בהתכה ה-PCM בשלב מסוים החל החלק המוצק לנוע בתוך הגליל ולא דווקא אנכית אלא תנועה אופקית. התנועה שקיבל החומר שינתה את צורתו.

מתוך ניסויים (Glaich and Finkelshtein, 2003) הגיעו למסקנה חד משמעית לגבי השפעה הגדולה של הכבידה על תהליכי התמצקות במיוחד, תהליכי ההתכה. בניסויי התכה שבוצעו נראה בברור שכאשר החלק המוצק לא שקע קצב התכת החומר ירד וזמן ההתכה עלה כמעט פי 2. ניתן בברור לראות כי החלקים המוצקים, במיוחד בגליל נעים בקליפה ומשפיעים בכך על קצב ההתכה. לכלי בו מותך החומר יש השפעה גדולה על ההתכה. בכלים בהם החומר המותך נדבק לדופן השתנה קצב ההתכה.

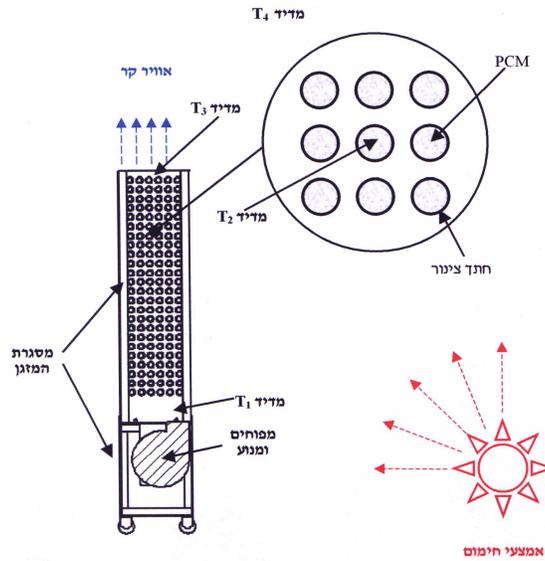
(Boch and Dahary, 2003) ביצעו פרויקט שעוסק בפיתוח מזגן נייד ללא מדחס כאשר האנרגיה לקירור האוויר מגיעה מהחום הכמוס של חומר PCM. החומר בו השתמשו, פרפין RT 20, מיוצר ע"י חברת Rubithrm. לחומר זה חום כמוס בשיעור של  $172 \text{ kJ/kg}$ , ערך גבוה בהשוואה לחומרים אורגאניים אחרים והוא בעל טמפרטורת מעבר פאזה  $21^{\circ}\text{C}$ .

המזגן בנוי בצורה הבאה: מפוחים המונעים על ידי מנוע חשמלי מזרימים אוויר למערך צינורות (אורך 1m, קוטר חיצוני 20mm, עובי של הקיר 1mm) מסודרים בצורה in-line מאלומיניום הנמצא מעליהם. בתוך הצינורות מצוי הפרפין, שאוגר בתוכו את האנרגיה הנספגת מהאוויר החם הנשאב מהחדר והמזרם על פניהם. האוויר המקורר יוצא מהמזגן וזורם אל החדר. למזגן זמן פעולה מוגבל עד לזמן שבו כל החומר מתנזל וחדל למעשה לקלוט חום מהאוויר. במשך הלילה טמפרטורת האוויר יורדת מתחת לטמפרטורת ההיתוך של החומר ולכן אפשר לשאוב אוויר קר דרך המזגן כדי למצק החומר הנוזלי ולהתחיל מחזור פעולה נוסף.

יתרון המרכזי של הפרויקט הנדון הוא ויתור במדחס ומעבה, אך עם זאת מוגבל השימוש במזגן הנחקר לאזורים בהם יורדת הטמפרטורה בלילה מתחת ל- $20^{\circ}\text{C}$  כנדרש להתמצקות החומר בתוך הצינורות. לחילופין, במקומות אשר לא ניתן להפעיל מדחס ויש כדאות כלכלית, ניתן להחזיק את המזגן בקירור ולהפעילו לפי הצורך.

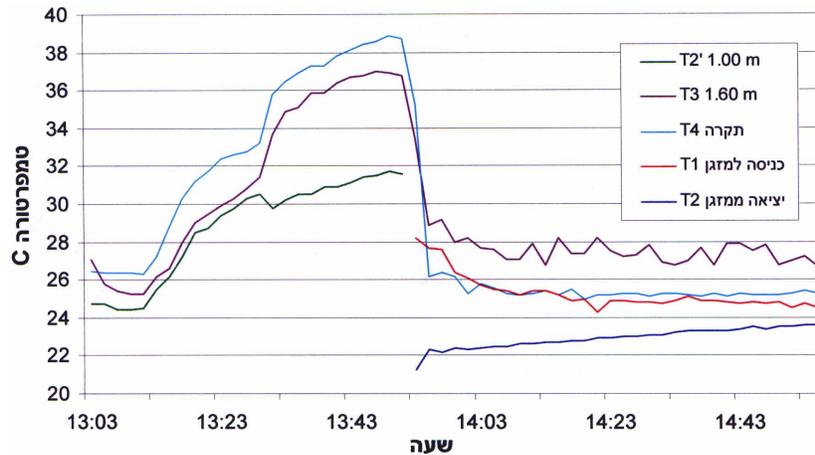
במזגן נערכו ניסויים ראשוניים בהם נבדקה מהירות יציאת האוויר מהמפוחים בחלקים שונים במזגן, כמו כן נמדדו מפלי הלחצים בין הכניסה ליציאה מהמזגן. בשלב הבא נערכו ניסויים בנוסף לצילום של התמצקות החומר בחדר קר. בשלב הסופי נבדקו ביצועי המזגן בחדר בנפח של כ- $30\text{m}^3$  באופן הבא: החדר חומם ע"י תנורים ומפזרי חום כדי לדמות מצב של יום קיץ חם עד אשר האוויר הגיע ל- $35^{\circ}\text{C}$ . אז הופלו מפוחי המזגן ונמדדו הטמפרטורות ברציפות בכניסה למזגן וביציאה ממנו, וכן בנקודות מסוימות בחדר. בחלק מהניסויים הושאר מפזר חום בהספק של 1kW ו-2kW במקביל לפעולת המזגן. סידרה אחרונה של הניסויים נערכה כאשר החדר התחמם ע"י השמש. בציור 2.56 אפשר לראות את הסקיצה של מערכת הניסוי.

טמפרטורת הנחות וזמן הפעולה אלה שני פרמטרים הקובעים את יעילות ביצועי המזגן, ואלה הפרמטרים שנבדקו בניסויים.



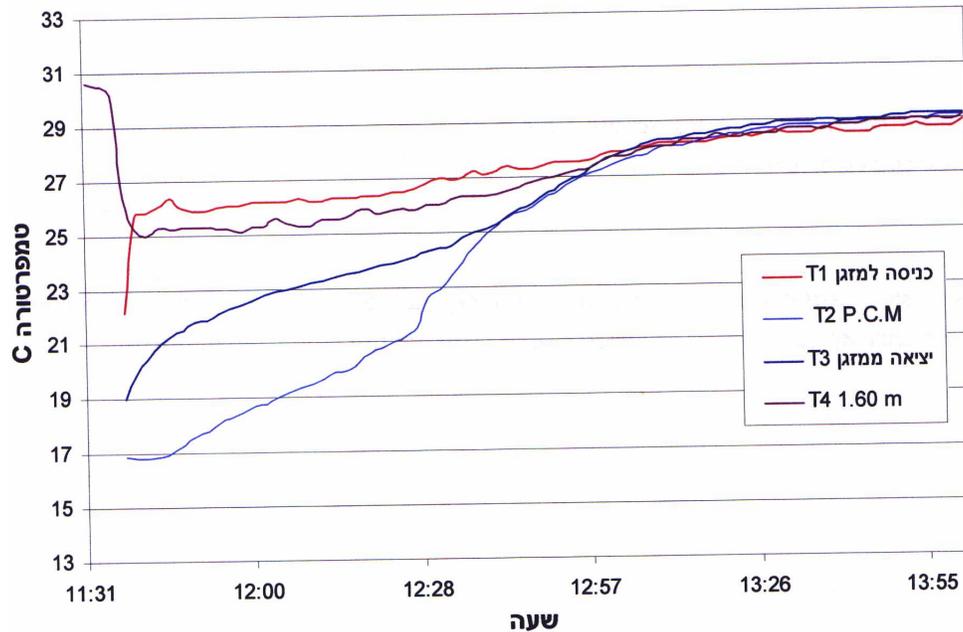
ציור 2.56. סקיצה של מערכת הניסוי (Boch and Dahary, 2003).

בניסוי בדיקת קירור החדר על ידי המזגן עם חימום במקביל 1kW התקבל שמהכנסת המזגן ישנה ירידה מהירה של כ-10°C בזמן של 10 דק' ולאחריה התייצבות של הטמפרטורה לפרק זמן של שעה (ציור 2.57).



ציור 2.57. קירור חדר עם המזגן והפעלת 1kW במקביל (Boch and Dahary, 2003).

בניסוי קירור חדר מחומם ע"י השמש המזגן הכנס במצב מוצק לחדר בנפח של כ-  $30\text{m}^3$  שחומם ע"י השמש, הטמפרטורה שנמדדה מחוץ לחדר הייתה  $32^{\circ}\text{C}$ . המזגן הופעל במהירות הגבוהה ביותר.



ציור 2.58. קירור חדר מחומם ע"י השמש (Boch and Dahary, 2003).

בתוצאות (ציור 2.58) ניתן לראות שעם הפעלת המזגן טמפרטורת החדר יורדת ב- $5^{\circ}\text{C}$  ונשמרת במשך כחצי שעה. לאחר מכן הטמפרטורה עלתה בהדרגה ב- $2^{\circ}\text{C}$  במשך שעה, כלומר המזגן שמר על תנאי נוחות בחדר עד לזמן זה. במשך השעה הבאה הטמפרטורה בחדר התייצבה על  $29^{\circ}\text{C}$ , שהיא עדיין טמפרטורה נמוכה יותר ביחס לטמפרטורה בתחילת הניסוי.

התוצאות הניסיוניות של Boch and Dahary (2003) הראו ירידה בטמפרטורת החדר של  $8-10^{\circ}\text{C}$  ולאחריה התייצבות של טמפרטורה שקיימה תנאי נוחות בחדר לפרק זמן של שעה ויותר.

### 3. הסעה חופשית

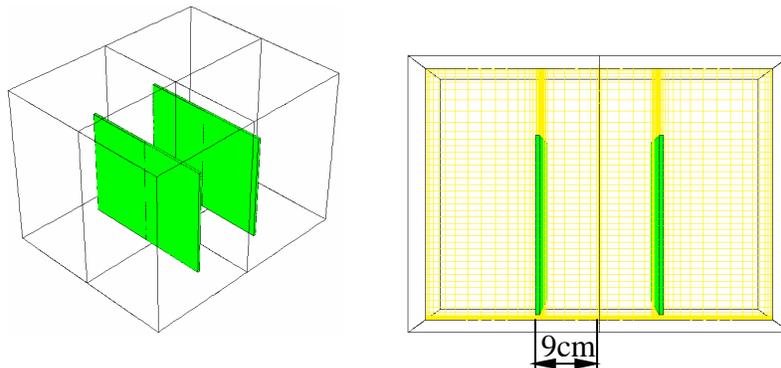
הפרק מציג את התוצאות שהתקבלו במחקר הנוכחי. כאן מדובר בקירור חלל סגור וחדר בגודל אמיתי בעזרת הסעה חופשית. היו שלושה מודלים שבאמצעותם נחקר תהליך הקירור: מודל אחד עבור קירור חלל סגור ושני מודלים עבור קירור חדר בגודל אמיתי. לכל מקרה של שימוש במודל מסוים נתון תיאור פיזיקאלי, פרוצדורה חישובית, תוצאות נומריות ואנליזת התוצאות.

#### 3.1 מודל פיזיקלי

בסעיף זה מדובר בתיאור פיזיקאלי של שלושה מודלים: מודל מעבדתי, מודל חדר בגודל אמיתי ומודל קירור של 24 שעות.

##### 3.1.1 מודל מעבדתי

במחקר הניסויי ובעקבותיו במודל הנומרי נבחר חלל סגור בגודל  $54\text{cm} \times 44\text{cm} \times 39\text{cm}$ . שטחי מעבר חום לקירות, רצפה ותקרה הם  $0.85\text{m}^2$ ,  $0.25\text{m}^2$  ו- $0.25\text{m}^2$  בהתאמה. כמו כן, נחקרו חמש קונפיגורציות שונות. הקונפיגורציה הראשונה, מקרה A, זהה לחקירה ניסיונית שבוצעה בעבר ע"י Goldenberg et al. (2002), ציור 3.1.



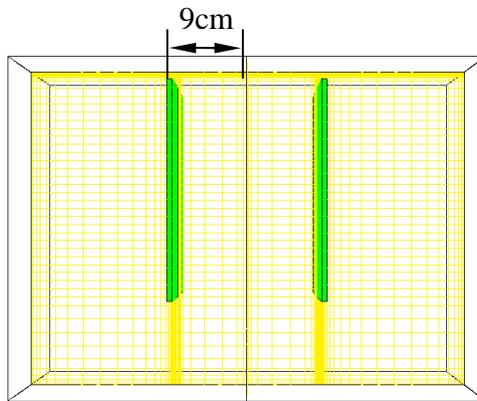
ציור 3.1. מיקום אוגרי החום על הרצפה של החלל הסגור (מקרה A מ-Goldenberg et al. (2002)). (מבנה מפורט בציור 2.31).

בקונפיגורציה הזאת, שני אוגרי חום אנכיים היו ממוקמים על הרצפה החלל הסגור. כל אוגר חום כלל 82 תעלות נפרדות מסודרות בצורה מוזזת. לכל תעלה שטח חתך של  $5.5\text{mm} \times 4\text{mm}$ , ואורך  $267\text{mm}$ . כל אוגר חום מכיל  $410\text{cm}^3$  של PCM. שטח מעבר החום שלו  $0.42\text{m}^2$ .

בהמשך נחקרו קונפיגורציות נוספות בגיאומטריה שונה של האוגר.

במקרה B, כמו במקרה A, 2 לוחות אנכיים מקבילים מותקנים על הרצפה באותה קונפיגורציה. אבל הלוחות הם חלקים, ללא תעלות. האורך והגובה של אוגר ב-B הם כמו במקרה A, אבל הרוחב בחצי יותר קטן, כך שמסה של החומר (PCM) נשארה ללא שינוי. אמיסיביות קירות ומתקן היו 0.3 ו-0.85 בהתאמה.

במקרה C, אוגרי החום זהים למקרה B, אבל הקונפיגורציה שלהם שונה: הם אנכיים וממוקמים במקביל במרחק כ-20mm מהתקרה, ציור 3.2.



ציור 3.2. מיקום אוגרי החום בקרבת התקרה של החלל הסגור (מקרה C).

במקרה D, אוגר החום בגודל כמו שני אוגרי החום במקרה B ממוקם במקביל לתקרה במרחק 20mm ממנה, ציור 3.3. אמיסיביות קירות ומתקן היו 0.3 ו-0.85 בהתאמה.

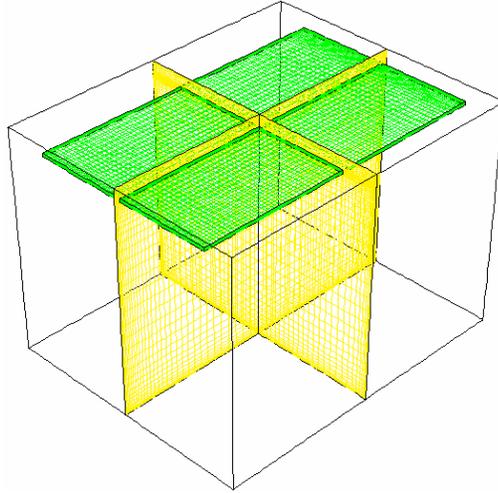
מקרה E, דומה למקרה D, פרט לשינוי אמיסיביות של התקרה ל-  $\varepsilon = 0.05$ .

עבור כל המקרים ל-PCM יש אותה מסה.

כמו כן, בוצעו סימולציות במצב מעבר שבהן התקבלו ערכי הטמפרטורה בחלל הסגור במשך תהליך התכה של ה-PCM. לאוויר הנע בתוך החלל נפתרו משוואות השימור הבסיסיות (רציפות, תנע ואנרגיה). קרינה תרמית בין קירות החלל לבין הקליפה של אוגרי החום נלקחה בחשבון.

בתור PCM נלקח חומר פרפין (paraffin wax), שאינו רעיל, recyclable, אינרטי מבחינת כימית,

לא גורם לקורוזיה ויכול לעמוד במספר אינסופי של מחזורים. תכונות של ה-PCM היו הבאות, טבלה 3.1:



ציור 3.3. מיקום אוגרי החום על התקרה של החלל הסגור (מקרה D).

טבלה 3.1. תכונות החומר הפרפיני.

טמפרטורת התכה, °C	חום סגולי, kJ/kg K	מוליכות תרמית, W/m K	אנטלפית התכה, J/kg	צפיפות במצב מוצק, kg/m <sup>3</sup>
22-24	2.5	0.15	206	800

המודל הפיזיקלי מתבסס על הנחות הבאות:

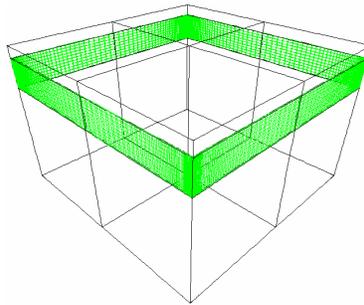
1. תכונות תרמופיזיקליות של ה-PCM, מלבד חום סגולי, לא תלויות בטמפרטורה.
2. ה-PCM הוא חומר הומוגני ואיזוטרופי.
3. התנגדות תרמית של מיכל PCM זניחה.
4. ההתנגדות התרמית של קירות החלל הסגור נלקחה בחשבון.
5. בתחילת התהליך כל ה-PCM נמצא בפאזה מוצקה.

ההתנגדות התרמית של הקירות של החלל הסגור כלולה בערך של מקדם מעבר חום כללי שהוא  $U=1.8\text{W/m}^2\text{ K}$ . אפקט של הקרינה גם כן נלקח בחשבון בהנחת הערך של אמסיביות, 0.85, עבור הקירות הפנימיים של החלל הסגור (קרטון) ו-0.3 עבור קירות האלומיניום של מתקן ה-PCM. הקירות במקרים B-E הם לוחות חלקים.

### 3.1.2 מודל של חדר בגודל אמיתי

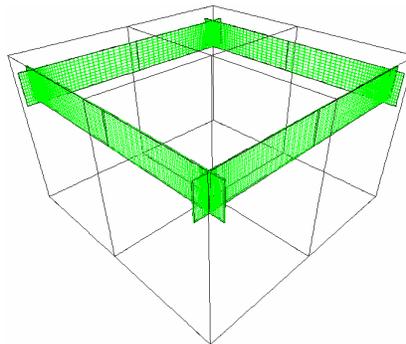
לצרכי הסימולציה נבחר חדר בגודל  $4m \times 4m \times 2.5m$ . שטחי מעבר חום של הקירות, הרצפה והתקרה הם  $16m^2$ ,  $40m^2$  ו- $16m^2$  בהתאמה. בסימולציה נבדקו מספר מצבים פיזיקליים. נחקרו שבע קונפיגורציות שונות של מתקן ה-PCM המפורטות להלן:

מקרה F: אוגר החום הוא בצורה של רצועה בעובי  $2cm$  וגובה  $50cm$  שצמוד לקירות הפנימיים וממוקם במרחק  $20cm$  מהתקרה (ציור 3.4). אוגר החום הוא מתקן המכיל את חומר ה-PCM, וקירותיו הם לוחות חלקים. אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $0.3$  בהתאמה.



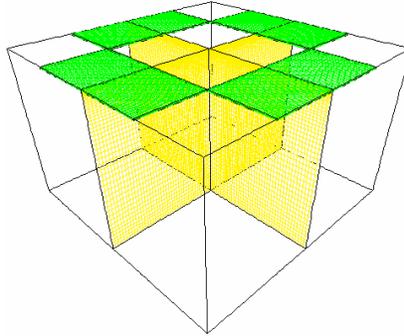
ציור 3.4. מיקום אוגר החום במקרה F.

מקרה G: אותה צורה של אוגר החום כמו במקרה F, אבל כאן האוגר מוזז מהקירות הפנימיים למרחק של  $20cm$  (ציור 3.5). אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $0.3$  בהתאמה.



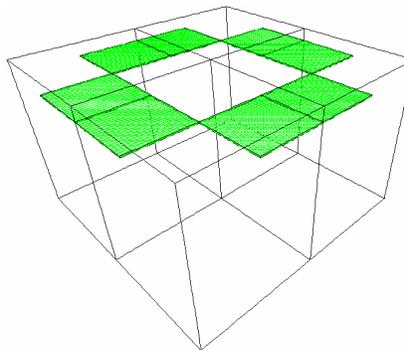
ציור 3.5. מיקום אוגר החום במקרה G.

מקרה H: אוגר החום הוא בצורה של לוחות  $1\text{m} \times 2\text{m}$  בעובי  $2\text{cm}$  שצמודים לתקרה (ציור 3.6).  
אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $0.3$  בהתאמה.



ציור 3.6. מיקום אוגר החום במקרה H.

מקרה I: אותה צורה של אוגר החום כמו במקרה H, אבל כאן האוגר מוזז מהתקרה למרחק  $20\text{cm}$  (ציור 3.7). אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $0.3$  בהתאמה.

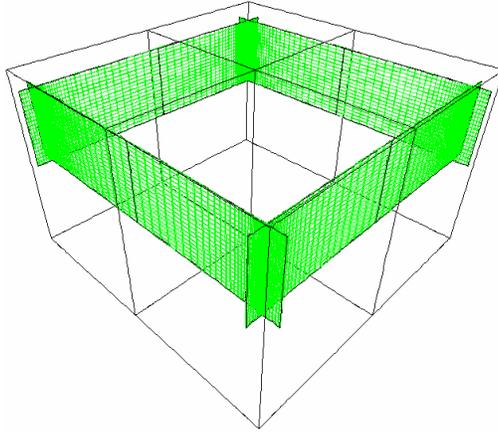


ציור 3.7. מיקום אוגר החום במקרה I.

מקרה J: דומה למקרה G. אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $1.0$  בהתאמה.

מקרה K: דומה למקרה I. אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $1.0$  בהתאמה.

מקרה L: אוגר החום הוא בצורה של רצועה בעובי  $1\text{cm}$  וגובה  $1\text{m}$  שמוזז מהקירות הפנימיים ומהתקרה למרחק  $20\text{cm}$  (ציור 3.8). אמיסיביות קירות ומתקן נלקחו כ-  $0.85$  ו-  $1.0$  בהתאמה.



ציור 3.8. מיקום אוגר החום במקרה L.

בכל המקרים ל-PCM יש אותה מסה של 128kg.

בכל הנתונים האחרים, במודל הפיזיקלי לחדר בגודל אמיתי זהים לנתונים המשמשים במודל המעבדתי, מלבד מקדם מעבר חום כללי שהוא  $U=1.2W/m^2 K$ .

### 3.1.3 מודל קירור של 24 שעות

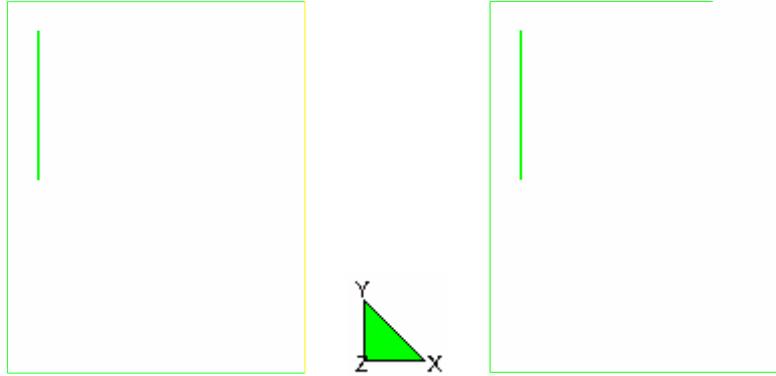
מודל קירור חדר בגודל אמיתי, תלת מימדי טרנזיינטי, אשר בו טמפרטורת הקירות משתנה במשך יממה של 24 שעות דורש מספר רב מאוד של אלמנטים ברשת החישובית וזמן כל חישוב הוא ארוך מאוד. כדי בכל זאת לבחון את השינויים החלים בטמפרטורת אוויר החדר כאשר טמפרטורת הקירות משתנה הסימולציות נערכו על דגם דו-מימדי אשר קיצר באופן ניכר את זמן ההרצה החישובית.

לצרכי הסימולציה נבחר חדר בגודל של  $4m \times 4m \times 2.5m$  אשר בו אוגר החום הוא בצורת רצועה שגובהה 1.0m, עוביה 1cm והיא מוזזת מן הקירות הפנימיים ומן התקרה למרחק של 20cm. אמיסיביות לוחות האוגר היא 1.0. מעבר החום ממתקן ה-PCM מתקיים במשך 24 שעות רצופות, החל בשעה 6.00 בבוקר. לחדר יש גג נפתח בשטח  $1m \times 1m$  במרכז התקרה. בשעות היום והערב (משעה 6 בבוקר ועד שעה 10 בערב) הגג סגור. בשעות הלילה (משעה 10 בערב ועד שעה 6 בבוקר) הגג פתוח לסביבה (ציור 3.9).

כאשר הגג סגור יש לתקרה כולה אמיסיביות של 0.85. בלילה, במצב הפתוח של הגג לפתח של התקרה יש אמיסיביות של 1.0. אמיסיביות של הקירות היא  $\varepsilon = 0.85$ . אמיסיביות של מתקן PCM היא  $\varepsilon = 1.0$ .

בנתונים האחרים המשמשים לסימולציה של החדר הדו-מימדי הנם כמו הנתונים של החדר התלת-

מימדי.



ציור 3.9. מיקום אוגרי החום במודל חדר דו-ממדי.

### 3.2 פרוצדורה חישובית

בסעיף זה מדובר בתיאור של פרוצדורה חישובית עבור שלושה מודלים: מודל מעבדת, מודל חדר בגודל אמיתי ומודל קירור של 24 שעות.

משוואת האנרגיה ל-PCM עבור מצב מעבר (טרנזיינטי):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{k}{\rho c_p} \nabla^2 T \quad (3.1)$$

כאשר  $c_p$  פונקציה של טמפרטורה כמתואר בהמשך.

משוואת הרציפות לאוויר עבור מצב מעבר:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\nabla \cdot (\rho \bar{v}) \quad (3.2)$$

משוואת התנע לאוויר עבור מצב מעבר:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) = -\bar{v} \cdot \nabla (\rho \bar{v}) - \nabla p - \nabla \cdot \tau + \rho \bar{g} \quad (3.3)$$

כאשר מאמץ משיקי

$$\tau = \mu \left( \frac{2}{3} (\nabla \cdot \bar{v}) I - (\nabla \bar{v}) - (\nabla \bar{v})^T \right) \quad (3.4)$$

ו- I - מטריצת יחידה.

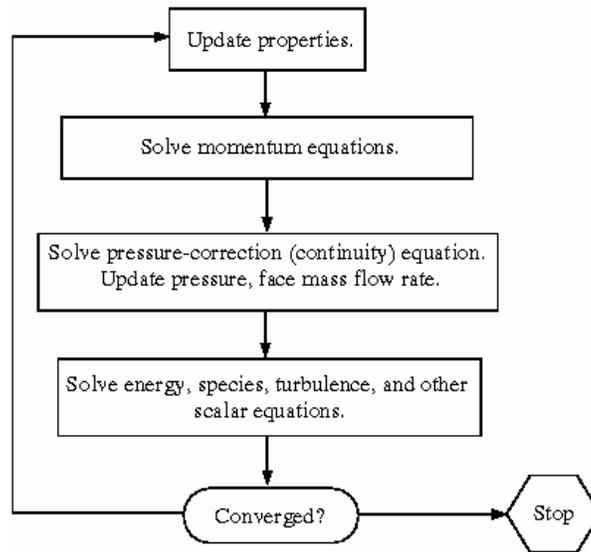
משוואת האנרגיה לאוויר כזורם ניוטוני עם מוליכות תרמית קבועה עבור מצב מעבר:

$$\rho c_v \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \bar{v} \cdot \nabla T \right) = k \nabla^2 T - T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v (\nabla \cdot \bar{v}) \quad (3.5)$$

בחישוב של הבעיה משתמשים ב-Segregated Solution Method. לפי השיטה, משוואות השימור מחשבים ברציפות, כלומר בנפרד אחת מהשנייה. השלבים של כל איטרציה אפשר לראות בצירור 3.10. לקבלת הפתרון של הבעיה במצב מעבר משתמשים בסכימת דיסקרטיזציה לא מפורשת מסדר שני. הביטוי הכללי עבור אבולוציה משתנה  $\varphi$  לפי זמן  $t$  נתון ע"י דיסקרטיזציה מרחבית מסדר שני:

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} = \frac{3\varphi^{n+1} - 4\varphi^n + \varphi^{n-1}}{2\Delta t} \quad (3.6)$$

את המשוואות פותרים באמצעות שיטה לא מפורשת (fully implicit scheme).



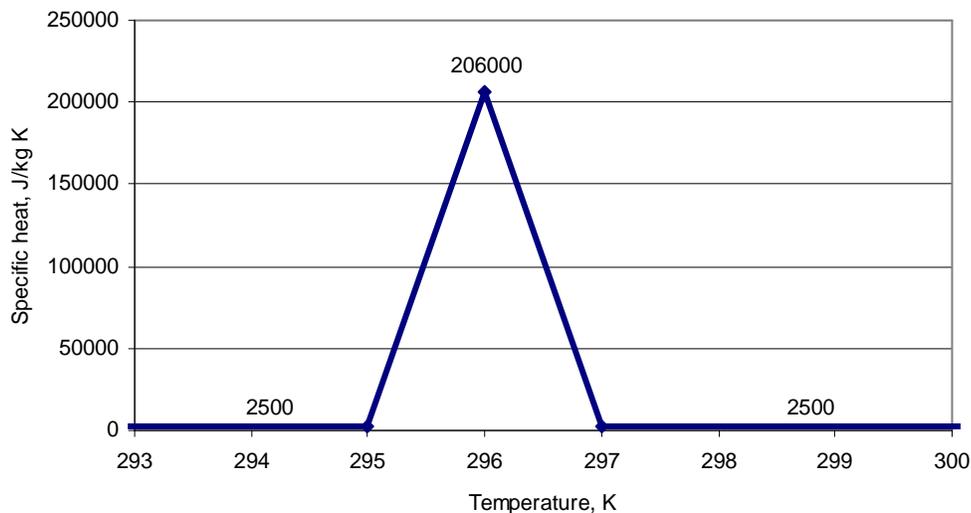
צירור 3.10. סכימת פעולתה של שיטת Segregated.

בחישובים משתמשים ב-Standard Wall Functions שהוצעו ע"י Launder and Spalding (1974). הפונקציות הללו קיבלו שימוש רב עבור רוב זורמים תעשייתיים. בנוסף לזה, בפתרון של הבעיה נלקח בחשבון כושר ציפה (Full Buoyancy Effects).

### 3.2.1 מודל מעבדתי

החישובים הנומריים במצב מעבר (טרנזיינטי) בוצעו עבור שדה טמפרטורה בתוך החלל הסגור התלת-ממדי, והם כוללים את ה-PCM בתוך אוגרי החום ואוויר בתוך החלל. משוואות השימור הבסיסיות של רציפות, תנע ואנרגיה נפתרו בצורה נומרית באמצעות התכנה FLUENT 5.5. בעבודה נעשה שימוש ב-

segregate solution algorithm בשיטה לא מפורשת של הפרשים סופיים הנותנת קירוב מסדר שני. עבור זרימת האוויר המודל הוא למינרי. עבור מעבר חום בקרינה נבחר המודל הסטנדרטי DTRM. היות והבעיה סימטרית, החישובים הנומריים בוצעו רק עבור רבע של החלל. למרות זאת, תחום החישוב כלל יותר מ-350,000 אלמנטים (41×49×174). הרשת לא הייתה אחידה. קרוב לאוגרי החום, במעברים ובתוך ה-PCM לרשת היו יותר תאים. לכל אוגר חום נדרשו 50,000 אלמנטים של תחום החישוב. עקב מורכבויות של הבעיה שנגרמות ע"י תהליכים בו-זמניים במדיומים שונים וע"י מידות גדולות של המערכת, אין אפשרות לפתור את התת-בעיה של התכת ה-PCM באמצעות חום כמוס אמיתי. במקום זה, נבחר מודל תרמי של ה-PCM שבו תכונות תרמיות, דומה לקיבול חום סגולי, מהוות פונקציות רציפות של טמפרטורה. בשיטת EHC (effective heat capacity), הונח ה-PCM ניתך והתמצק בתוך טווח טמפרטורות מסוים, אשר מסמל את המצב האמיתי עבור רוב החומרים משני פאזה תעשייתיים. ערכיו של קיבול חום סגולי משתנים מערך קטן של מצב מוצק או נוזלי עד ערך מקסימלי ששייך לטמפרטורת ההתכה, אשר יכול להיות בכמה סדרי גודל יותר, בהתאם לטווח ההתכה. כל פונקציה אפשר לבחור בצורה כלשהי בהתאם לנוסחא (2.18). למשל, הפונקציה בצורת משולש, ציור 3.11, יכולה לתאר את שינויים של קיבול חום סגולי באזור של שינוי פאזה. השטח של המשולש שווה בערכו לחום הכמוס של PCM. תחילה בוצעו חישובים נומריים עבור מצב מתמיד על מנת לקבל שדה טמפרטורה התחלתית בחלל. חישוב זה בוצע עבור מקרה, שבו טמפרטורות היציגויות של תקרה, קירות ורצפה היו 50°C, 40°C ו-30°C בהתאמה. אחרי שהפתרון עבור המצב המתמיד התקבל, אוגרי החום הוכנסו לחלל. טמפרטורה התחלתית של ה-PCM הייתה 20°C.



ציור 3.11. צורתו של קיבול החום האפקטיבי באזור ההתכה.

### 3.2.2 מודל של חדר בגודל אמיתי

הפרוצדורה הנומרית לחדר תלת-מימדי בגודל אמיתי דומה לפרוצדורה שמתקיימת עבור מודל מעבדתי. אולם קיימים כמה הבדלים: במודל זה נבחר משטר הזרימה טורבולנטי. לכן נעשה שימוש במודל טורבולנטי  $k-\varepsilon$  סטנדרטי (standard k-epsilon model) בסימולציה. המודל הוא חצי-אמפירי שמתבסס על מודל של משוואות transport עבור אנרגיה קינטית טורבולנטית  $k$  ומהירות דיסיפציה  $\varepsilon$  (dissipation rate), Launder and Spalding (1972). המודל של משוואות transport עבור  $k$  פותח מהמשוואה המדויקת, ואילו המודל של משוואות transport עבור  $\varepsilon$  התקבל ע"י שימוש בנימוקים פיזיקליים. ב- standard k-epsilon model השפעתה של צמיגות מולקולרית זניחה. משוואות transport עבור  $k$  ו-  $\varepsilon$  נראות ככה:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon \quad (3.7)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.8)$$

כאשר  $G_k$  - ייצור (production) של אנרגיה קינטית טורבולנטית בגלל הפרשי מהירות ממוצעת,  $G_b$  - ייצור של אנרגיה קינטית טורבולנטית בגלל אפקט ציפה, קבועים  $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ,  $C_{2\varepsilon} = 1.92$ ,  $C_{3\varepsilon} = 0.09$ ,  $\sigma_\varepsilon = 1.3$ ,  $\sigma_k = 1.0$  - הוגדרו מניסויים עם מים ואוויר עבור זרימה טורבולנטית ע"י Launder and Spalding (1972).

נבחרה רשת חישובית לא אחידה הכוללת 150,000 אלמנטים.

טמפרטורה התחלתית של ה-PCM הייתה  $22^\circ\text{C}$ .

כל הנתונים האחרים בפרוצדורה נומרית לחדר בגודל אמיתי זהים לנתונים המשמשים במודל המעבדתי.

### 3.2.3 מודל קירור של 24 שעות

זמן חישוב ל- 24 שעות ל- 150,000 אלמנטים היה בלתי מעשי, לכן עברנו למודל דו-מימדי עם 3,000 אלמנטים והרצנו ל- 24 שעות.

על הקירות והרצפה של החדר מתקיים תנאי בידוד:  $q'' = 0$ .

טמפרטורת האוויר התחלתית בחדר הייתה  $22^\circ\text{C}$ , טמפרטורת ה-PCM התחלתית נלקחה כמו במודל התלת-מימדי.

על התקרה נתונה טמפרטורה חיצונית כפונקציה של זמן, טבלה 3.2.

טבלה 3.2. תנאי הטמפרטורה על התקרה של החדר.

4	2	12	10	9	8	6	5	4	3	2	1	12	11	10	9	8	7	6	זמן
	a.m.										p.m.							a.m.	
19	19	20	21	23	25	30	35	40	45	50	50	50	45	32	27	25	20	19	טמפרטורה, °C

### 3.3 תוצאות נומריות

בסעיף זה מוצגות תוצאות שהתקבלו בחקירה של תהליך קירור עבור שלושת המודלים: מודל מעבדתי שמהווה חלל סגור, מודל של חדר תלת-מימדי בגודל אמיתי ומודל קירור של 24 שעות לחדר דו-מימדי. בעבודה נחקרו פרמטרים שונים (צורה ומיקום של אוגרי חום) המשפיעים על תהליך הקירור. בתוצאות אפשר לראות אבולוצית טמפרטורה ממוצעת של אוויר ושדה טמפרטורות ומהירויות של אוויר בחלל הסגור ובחדר.

#### 3.3.1 מודל מעבדתי

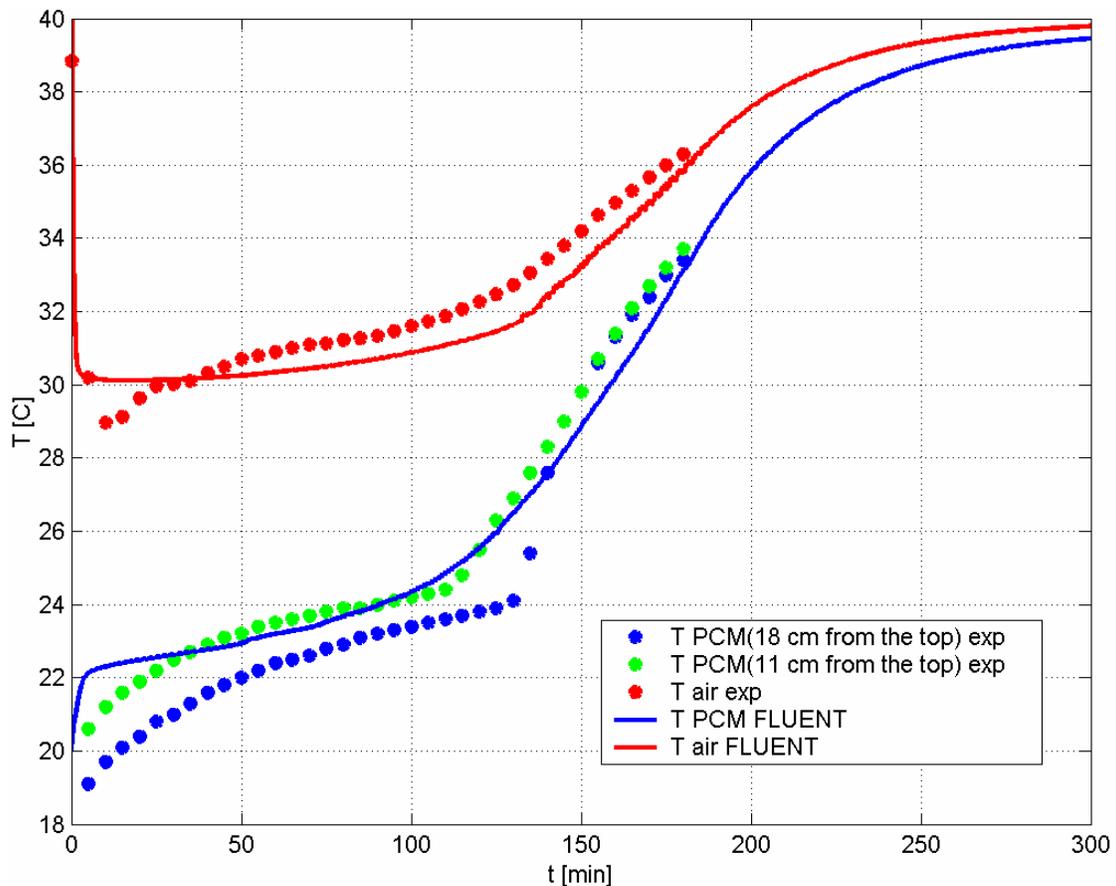
בטבלה 3.3 ניתן לראות מקרים (A-E) שעליהם בוצעו חישובים נומריים עבור מודל מעבדתי. מלבד זאת אמיסיביות בקירות הייתה  $\varepsilon = 0.85$ . אמיסיביות מתקן ה-PCM הייתה  $\varepsilon = 0.3$ . מקדם מעבר חום כללי  $U=1.8W/m^2 K$ .

טבלה 3.3. פירוט מקרים המשתתפים בחישובים עבור מודל מעבדתי.

מקרה	צורה של אוגר החום	אמיסיביות של התקרה
A	ציור 2.31	0.85
B	2 לוחות אנכיים חלקים על הרצפה	0.85
C	2 לוחות אנכיים חלקים, כמו ב-B, על יד התקרה	0.85
D	לוח אופקי הממוקם במקביל לתקרה	0.85
E	כמו ב-D	0.05

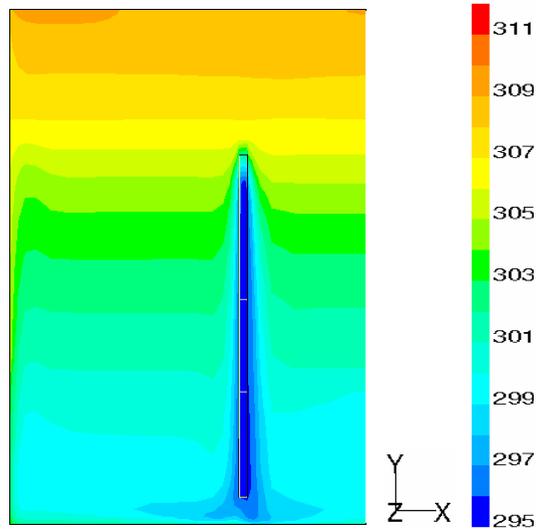
בציור 3.12 מוצגת ההשוואה בין תוצאות ניסיוניות ונומריות עבור טמפרטורת האוויר בחלל הסגור ועבור טמפרטורת ה-PCM ב-2 גבהים באוגר. בניסוי של Goldenberg et al, (2002) הטמפרטורה של

ה-PCM נמדדה ע"י שני צמדים תרמיים (thermocouples), אשר היו ממוקמים במרכז של אוגר החום במרחק של 11cm ו-18cm מן הפיאה העליונה שלו. בסימולציה נומרית, טמפרטורת ה-PCM נלקחה כממוצע אריתמטי של תוצאות משני מיקומים האלה. במחקר הניסיוני טמפרטורת האוויר הממוצעת בחלל הסגור הוערכה ע"י חישוב ממוצע של הטמפרטורות הנמדדות ע"י צמדים תרמיים (thermocouples), אשר היו ממוקמים בין הרצפה לתקרה של החלל. טמפרטורת האוויר בחישוב נומרי הוערכה כממוצע לפי נפח של החלל.



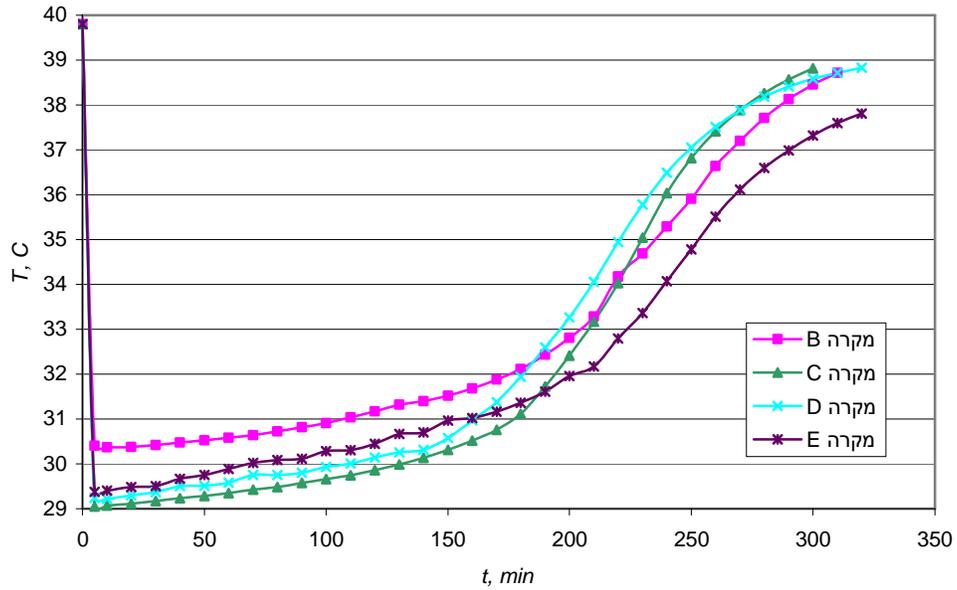
ציור 3.12. השוואה בין תוצאות נומריות לניסיוניות במקרה A.

ציור 3.13 משקף את התפלגות של טמפרטורת האוויר בחלל הסגור אחרי 60 דקות מתחילתו של תהליך הקירור במקרב A.



ציור 3.13. פרופיל של טמפרטורת האוויר בחלל הסגור אחרי 60 דקות, סימולציה נומרית של ניסוי (Goldenberg et al., 2002).

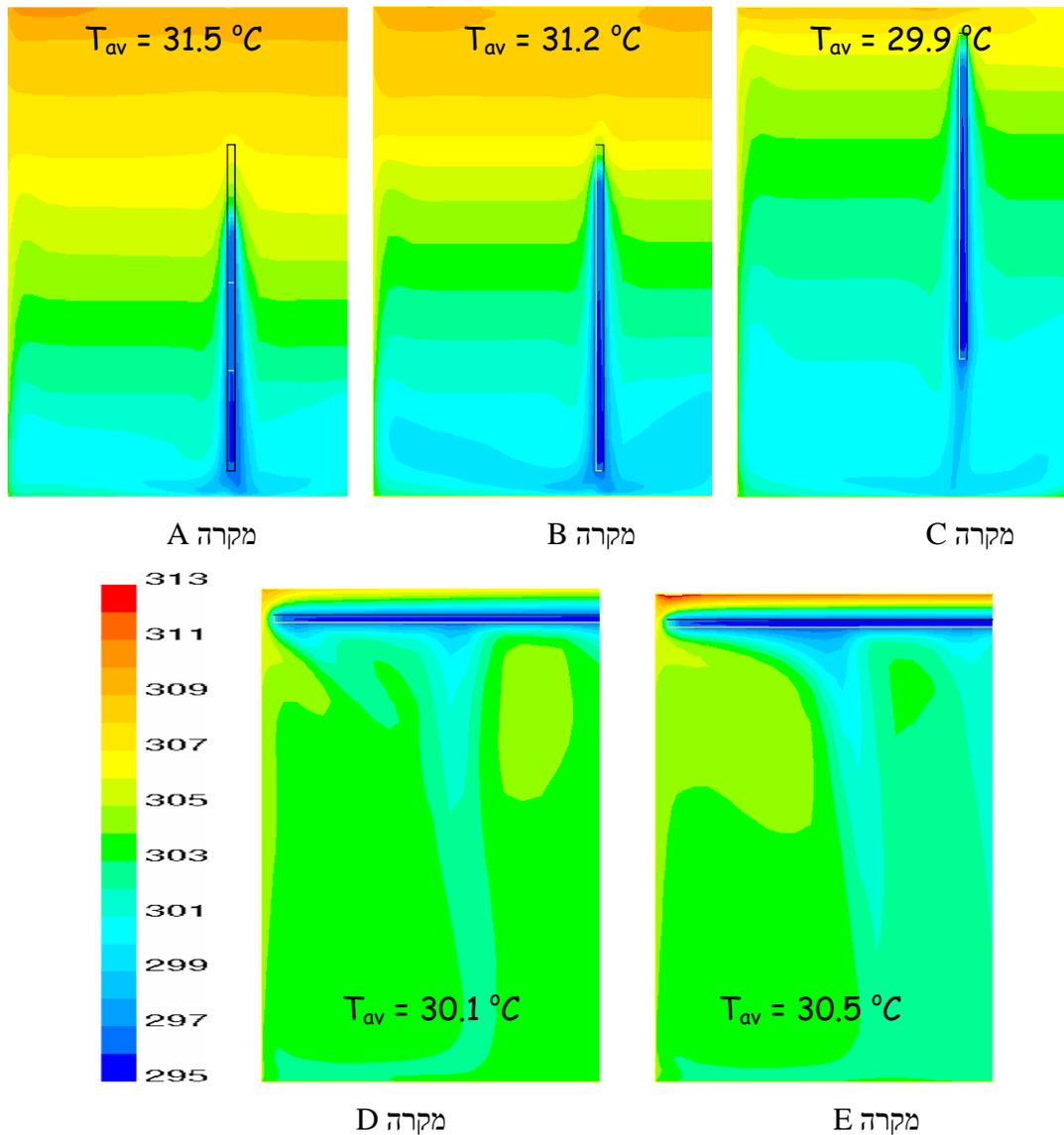
בציור 3.14 אפשר לראות שינויי טמפרטורות האוויר הממוצעות בזמן בחלל הסגור במקרים B-E.



ציור 3.14. אבולוציה של טמפרטורה ממוצעת בחלל הסגור במשך תהליך הקירור, מקרים B-E.

מתוצאות שמוצגות בציור 3.14 אפשר לראות שזמן הגעה לטמפרטורה ממוצעת  $30^{\circ}\text{C}$  בחלל במקרים C, D, E הוא 100, 130 ו-70min בהתאמה. במקרה B הטמפרטורה לא יורדת מתחת  $30^{\circ}\text{C}$ . הזמן הדרוש להגיע לטמפרטורה  $31^{\circ}\text{C}$  במקרים B, C, D, E הוא 100, 180, 160 ו-150min בהתאמה.

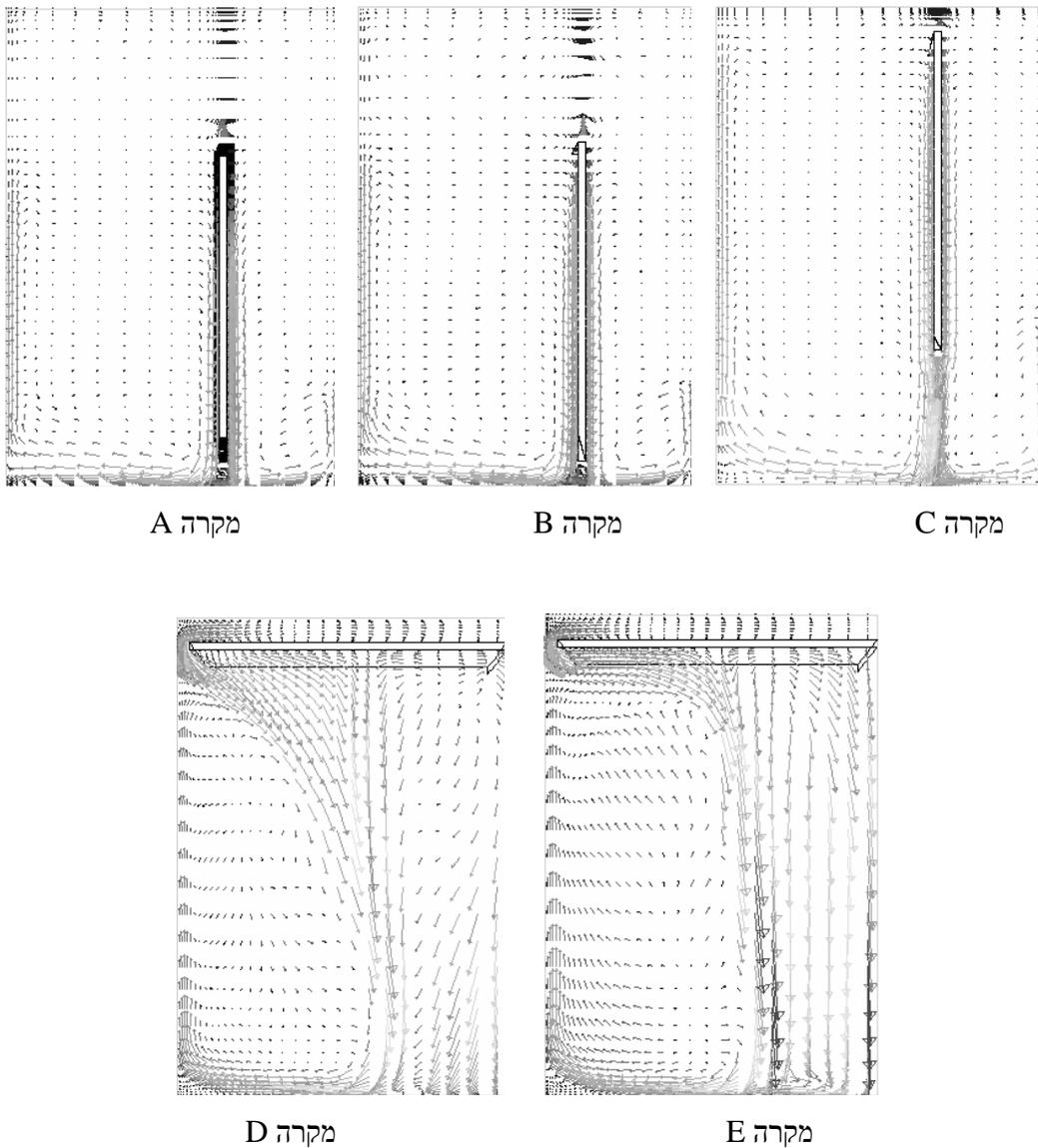
ציור 3.15 משקף את התפלגות טמפרטורת האוויר ומציין את טמפרטורת האוויר הממוצעת בחלל הסגור במקרים A-E אחרי 120 דקות מתחילתו של תהליך הקירור.



ציור 3.15. פרופיל הטמפרטורה בחלל הסגור: סימולציה נומרית של מקרים A-E,  $t = 120\text{min}$ .

מתוצאות שמוצגות בציור 3.15 רואים שטמפרטורה הממוצעת בחלל אחרי 120 דקות מתחילת תהליך הקירור במקרה C יותר נמוכה ( $29.9^{\circ}\text{C}$ ), ואילו במקרה A יותר גבוהה ( $31.5^{\circ}\text{C}$ ). עבור מקרים B, D, E הטמפרטורה היא  $31.2^{\circ}\text{C}$ ,  $30.1^{\circ}\text{C}$  ו- $30.5^{\circ}\text{C}$  בהתאמה. במקרים A ו-B האוויר הקר בחלל מצטבר על יד הרצפה. במקרים D ו-E התפלגותו של האוויר בחלל יותר אחידה לא כמו במקרים A, B ו-C שבהם אפשר להבחין התפלגות שכבתית בחלל.

בציור 3.16 אפשר לראות את שדי זרימת האוויר בחלל הסגור במקרים A-E אחרי 120 דקות מתחילתו של תהליך הקירור.



ציור 3.16. קווי זרם של האוויר בחלל הסגור: סימולציה נומרית של מקרים A-E,  $t = 120\text{min}$ .

מתוצאות שמוצגות בציור 3.16 רואים שבמקרים A, B, C מהירות האוויר מקסימלית היא באזור בין האוגר לרצפה. בכל המקומות אחרים של החלל המהירות מאוד חלשה. במקרים D ו-E אפשר להבחין אוורור יותר יעיל שנותן טמפרטורה יותר אחידה בחלל.

### 3.3.2 מודל של חדר בגודל אמיתי

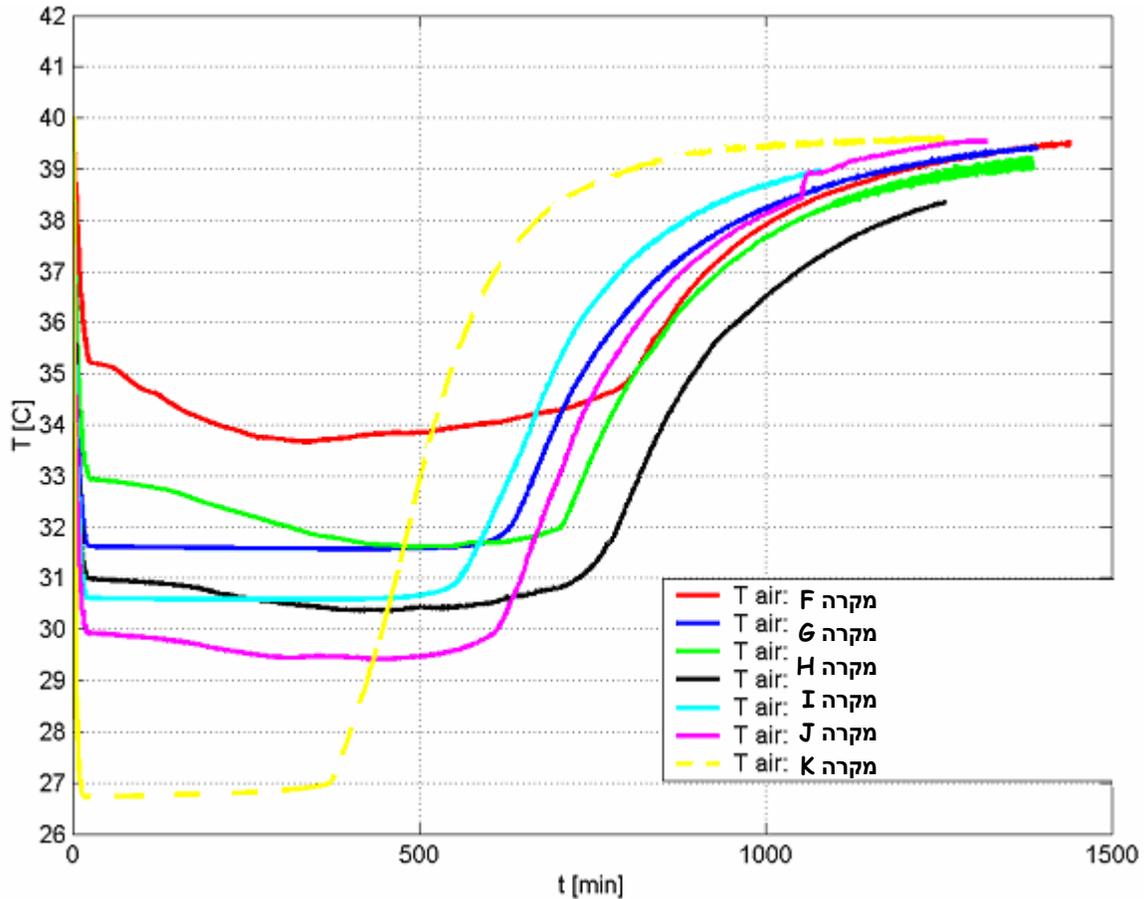
בטבלה 3.4 ניתן לראות מקרים (F-L) שעליהם בוצעו חישובים נומריים עבור מודל חדר תלת-מימדי בגודל אמיתי שמידותיו  $4m \times 4m \times 2.5m$ . אמיסיביות הקירות והתקרה  $\varepsilon = 0.85$ . מקדם מעבר חום כללי  $U=1.2W/m^2 K$ . טמפרטורת התקרה, הקירות והרצפה היא  $50^\circ C$ ,  $40^\circ C$  ו-  $30^\circ C$  בהתאמה.

טבלה 3.4. פירוט מקרים המשתתפים בחישובים עבור מודל חדר תלת-מימדי בגודל אמיתי.

מקרה	צורה של אוגר החום	אמיסיביות פני שטח האוגר
F	רצועה בעובי 2cm וגובה 50cm צמודה לקירות הפנימיים וממוקמת במרחק 20cm מהתקרה	0.3
G	רצועה כמו ב-F, אבל מוזזת מהקירות הפנימיים למרחק 20cm	0.3
H	אוגר החום בצורה של לוחות $1m \times 2m$ בעובי 2cm שצמודים לתקרה	0.3
I	לוחות כמו ב-H, אבל מוזזים מהתקרה למרחק 20cm	0.3
J	כמו ב-G	1.0
K	כמו ב-I	1.0
L	רצועה בעובי 1cm וגובה 1m שנמצאת במרחק 20cm מהקירות הפנימיים ומהתקרה	1.0

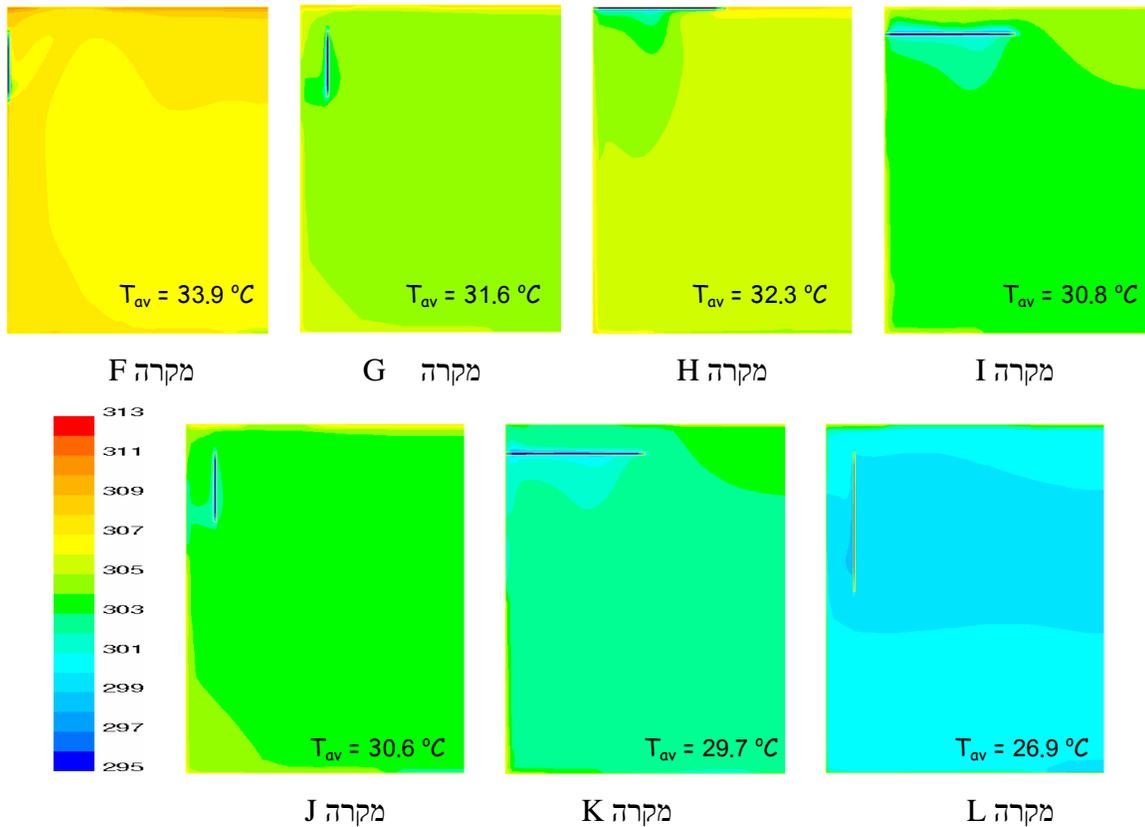
בציור 3.17 אפשר לראות השוואה בין טמפרטורות האוויר הממוצעות בחדר במקרים F-L. מתוצאות שמוצגות בציור 3.17 רואים שמקרה L מקיים טמפרטורה הכי נמוכה (קרוב ל-  $27^\circ C$ ) אבל רק 400 דקות. מקרה F אינו מגיע ל-  $33^\circ C$  אפילו והוא בתחום בין  $33.8^\circ C$  לבין  $35^\circ C$  במשך 700 דקות. מקרה G מקיים טמפרטורה כמעט קבועה  $31.6^\circ C$  במשך 600 דקות. מקרה H בכל זאת מגיע לטמפרטורה

כמו במקרה G (התחום הוא בין  $33^{\circ}\text{C}$  לבין  $31.6^{\circ}\text{C}$ ) ומקיים אותה במשך בערך 700 דקות. מקרה I מתחת ל-  $31^{\circ}\text{C}$  גם במשך 700 דקות. מקרה J מקיים טמפרטורה קרובה למקרה I אבל במשך זמן יותר קצר שהוא בערך 550 דקות. מקרה K נמצא בתחום בין  $29.3^{\circ}\text{C}$  לבין  $30^{\circ}\text{C}$  במשך 600 דקות.



ציור 3.17. אבולוציה של טמפרטורה בחדר במשך תהליך הקירור, מקרים F-L.

ציור 3.18 משקף את ההתפלגות של טמפרטורת האוויר בחדר במקרים F-L אחרי 300 דקות מתחילתו של תהליך הקירור. מתוצאות שמוצגות בציור 3.18 רואים שבמקרה L פרופיל של טמפרטורה בחדר האחיד ביותר עם הטמפרטורה הממוצעת הנמוכה ביותר ( $26.9^{\circ}\text{C}$ ). להיפך, במקרה F פרופיל של טמפרטורה לא אחיד. הטמפרטורה הממוצעת בחדר במקרה זה היא  $33.9^{\circ}\text{C}$ . במקרה H גם כן פרופיל לא אחיד, יש אזור גדול של אוויר קר על יד האוגר, ואילו לאזורים אחרים האוויר לא מגיע. הטמפרטורה הממוצעת במקרה זה  $32.3^{\circ}\text{C}$ . אפשר לומר שבמקרים אחרים G, I, J ו-K פרופילי טמפרטורה אחידים. הטמפרטורה המתקבלת במקרים אלה היא  $31.6^{\circ}\text{C}$ ,  $30.8^{\circ}\text{C}$ ,  $30.6^{\circ}\text{C}$  ו-  $29.7^{\circ}\text{C}$ . בהתאמה.



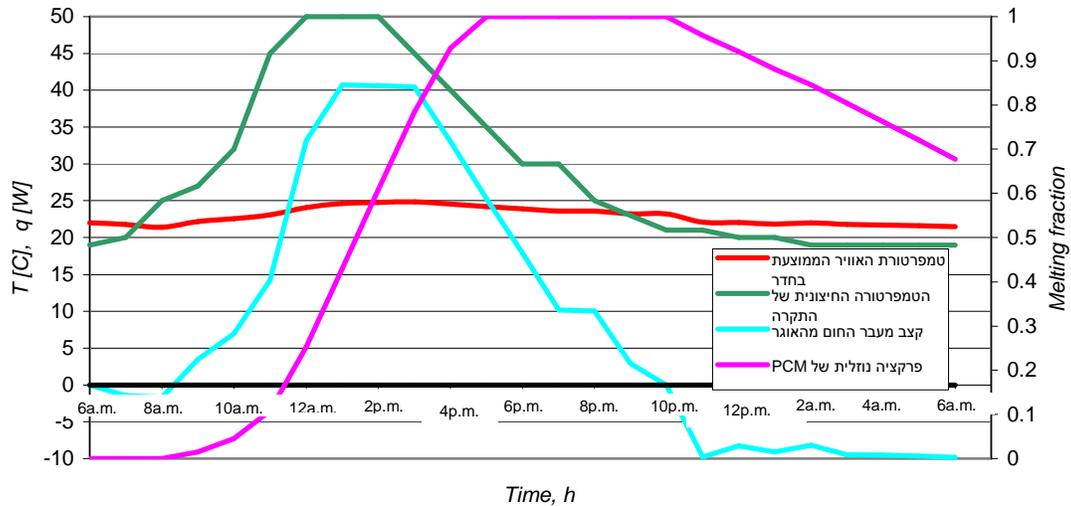
ציור 3.18. פרופיל הטמפרטורה בחדר, סימולציה נומרית של מקרים F-L,  $t = 300\text{min}$ .

### 3.3.3 מודל קירור של 24 שעות

כאן, בתור אוגר החום משתמשים ברצועה בעובי 1cm וגובה 1m שנמצאת במרחק 20cm מהקירות הפנימיים ומהתקרה (כמו שהיה במקרה L). בשעות של יום, משעה 6 בבוקר ועד שעה 10 בערב, גג המבנה היה סגור, ואילו, משעה 10 בערב ועד שעה 6 בבוקר, הגג היה פתוח. מידות של החדר הן  $4\text{m} \times 4\text{m} \times 2.5\text{m}$ . שטח של הגג הנפתח הוא  $1\text{m}^2$ .

על הקירות והרצפה של החדר מתקיים תנאי בידוד:  $q'' = 0$ . תנאי הטמפרטורה על התקרה של החדר נתונים בטבלה 3.2. אמיסיביות של התקרה היא  $\varepsilon = 0.85$ . אמיסיביות של הגג הפתוח  $\varepsilon = 1.0$ . מקדם מעבר חום כללי  $U = 1.2\text{W/m}^2\text{K}$ .

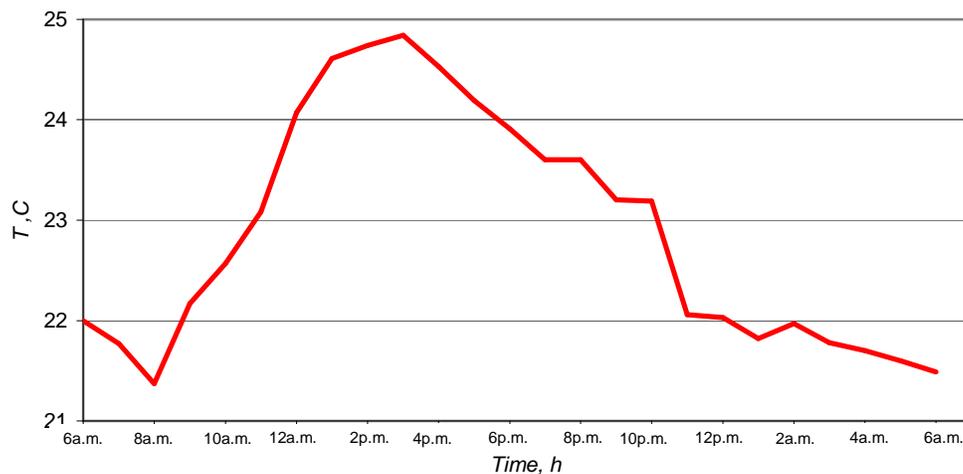
בציור מס' 3.19 נתונים ערכים של טמפרטורת האוויר הממוצעת בחדר, הטמפרטורה החיצונית של התקרה, קצב מעבר החום מאוגר החום ליחידת אורך ופרקצית הנוזל כפונקציות זמן של תהליך הקירור.



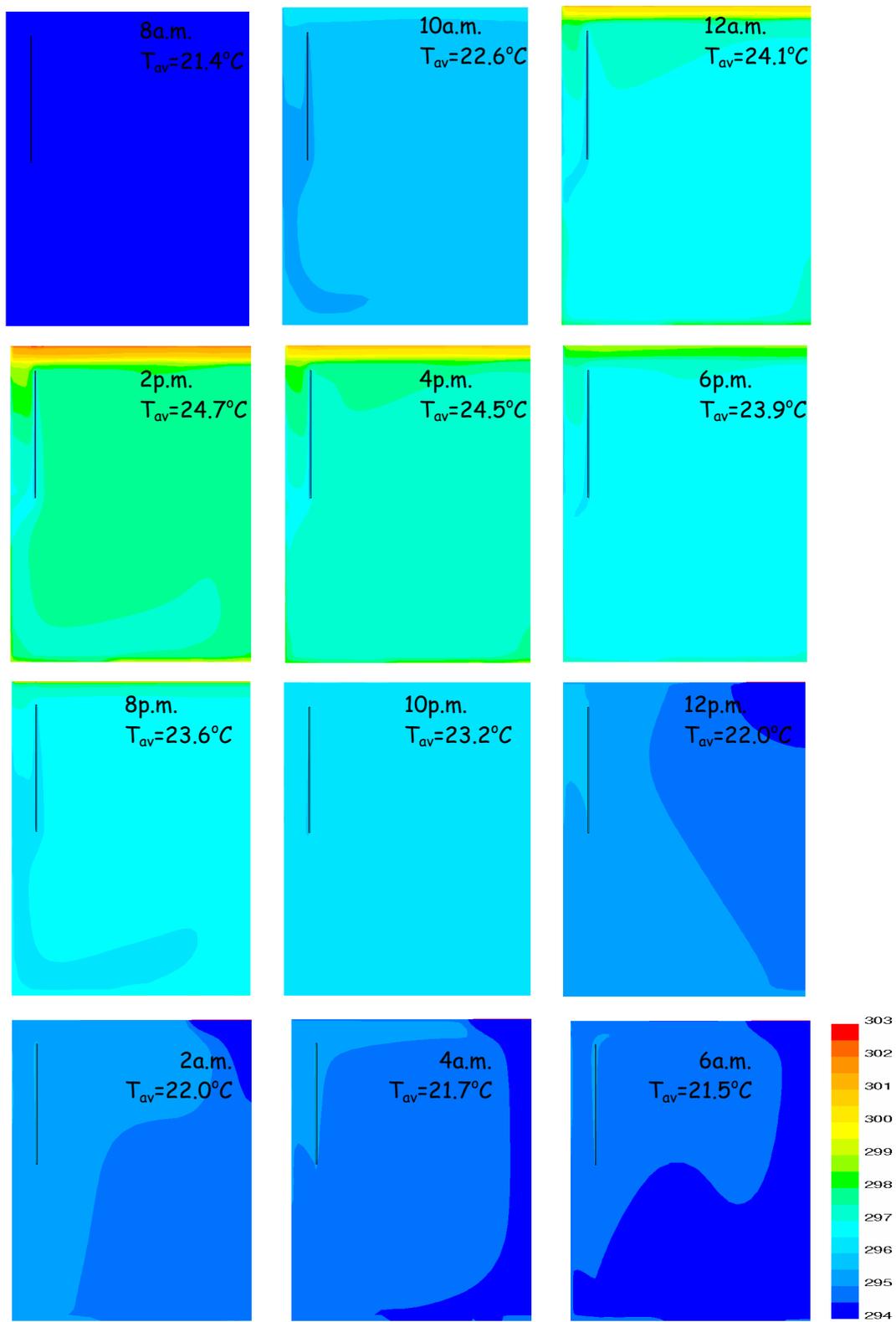
ציור 3.19. תהליך הקירור של החדר במודל דו-ממדי.

בציור 3.20 מוצגת טמפרטורת האוויר הממוצעת בחדר כפונקציה של זמן הקירור באופן מפורט. אפשר לראות שטמפרטורת האוויר בתוך החדר (ציור 3.20) נשארת בתחום שבין  $21.5^{\circ}\text{C}$  לבין  $25^{\circ}\text{C}$ , שאלה תנאי נוחות בתוך המבנה, אבל קצב פינוי החום בלילה אינו מספיק (ציור 3.19) ורק חלק מן ה-PCM מתמצק (בערך 30%). אפשר לראות שכבר בשעה 5p.m. כל החומר עבר למצב נוזלי ורק בשעה 10p.m. התחיל תהליך התמצקות.

ציור 3.21 מראה את התפתחותו של שדה טמפרטורת האוויר בחדר במשך תהליך הקירור שמתקיים 24 שעות משעה 6 בבוקר.



ציור 3.20. אבולוציה של הטמפרטורה הממוצעת בחדר במשך 24 שעות.



ציור 3.21. אבולוציה של פרופיל הטמפרטורה בחדר במשך 24 שעות.

### 3.4 אנליזת התוצאות

בסעיף זה מדובר באנליזת התוצאות שהתקבלו בחישובים הנומריים של שלושה מודלי הקירור: מודל עבור מבנה מעבדתי תלת-מימדי, מודל לחדר בגודל אמיתי, גם הוא תלת-מימדי ומודל עבור החדר הדו-מימדי במשך 24 שעות של שינויי טמפרטורת הגג.

#### 3.4.1 מודל מעבדתי

תוצאות שהתקבלו עבור המודל מוצגת בציורים 3.12 – 3.16. השוואה בין המקרים נתונה בטבלה 3.3. נבחן תחילה מקרה A המוצג בציור 3.12. אפשר לראות את השוואה בין תוצאות ניסיוניות ונומריות עבור טמפרטורת האוויר בחלל הסגור ועבור טמפרטורת ה-PCM. בתחילתו של תהליך הקירור טמפרטורת האוויר הממוצעת בחלל הייתה בערך  $40^{\circ}\text{C}$ . אחרי הפעלתו של אוגר החום בתוך החלל, טמפרטורת האוויר ירדה בערך ב-5 דקות ל- $30^{\circ}\text{C}$ -29 ונשארה קבועה במשך בערך 150 דקות שזה בתיאום לזמן ההתכה של ה-PCM. עקב מעבר חום לאוויר בתוך החלל, טמפרטורת ה-PCM, קודם כל, עוברת שינוי מהיר בגלל החימום המורגש, אחר כך שינוי איטי בגלל אגירתו של החום הכמוס, וסופית, היא עולה מהר עם השלמתו של תהליך ההתכה, כפי שנראה בציור 3.12. ה-PCM והאוויר בחלל הסגור חוזרים ל- $40^{\circ}\text{C}$ .

ציור 3.13 משקף את התפלגות של טמפרטורת האוויר בחלל הסגור אחרי 60 דקות מתחילתו של תהליך הקירור. כפי שאפשר לראות, לשדה הטמפרטורה ישנה צורה שכבתית וטמפרטורה מתחת לתקרה ב- $10^{\circ}\text{C}$  יותר גבוהה מאשר מעל הרצפה. על סמך התאמה טובה בין תוצאות ניסיוניות ונומריות (מקרה A), נחקר המיקום העדיף בחלל הסגור עבור אוגר חום במקרים B-E (טבלה 3.3).

בציור 3.14 אפשר לראות השוואה בין טמפרטורות האוויר הממוצעות בחלל הסגור במקרים B-E. הזמן של התהליך הוא בערך 300-350 דקות. כפי שמשקף, המקרה C (2 לוחות אנכיים חלקים, כמו ב-B, על יד התקרה, אמיסיביות של התקרה 0.85) יותר מועדף והוא מהווה קומבינציה אופטימלית בין טמפרטורת האוויר לזמן של הקירור: זה מאפשר להוריד את הטמפרטורה מ- $40^{\circ}\text{C}$  עד  $29^{\circ}\text{C}$  ולהחזיק אותה מתחת ל- $30^{\circ}\text{C}$  כ-130 דקות. תוצאות של מקרה D (לוח אופקי הממוקם במקביל לתקרה, אמיסיביות של התקרה 0.85) מאוד קרובות למקרה C. מקרה B (2 לוחות אנכיים חלקים על יד הרצפה, אמיסיביות של התקרה 0.85) פחות אפקטיבי מבחינת טמפרטורת האוויר הממוצעת, שהיא מעל  $30^{\circ}\text{C}$  כל הזמן. מקרה E (צורה כמו ב-D, אמיסיביות של התקרה 0.05) נותן קירור הכי ממושך, מגיע ל- $32^{\circ}\text{C}$  ב-200 דקות כאשר במקרים האחרים הטמפרטורה היא בין  $32.5^{\circ}\text{C}$  ל- $33.5^{\circ}\text{C}$ , מכיוון ששטף החום מן התקרה נמוך יותר.

השוואה הזאת מתבססת על טמפרטורת האוויר הממוצעת. אבל חשוב גם כן, לקחת בחשבון את התפלגותה של הטמפרטורה בתוך החלל. ציור 3.15 משקף את התפלגות של טמפרטורת האוויר בחלל ומציין את טמפרטורת האוויר הממוצעת בחלל הסגור במקרים A-E אחרי 120 דקות מתחילתו של תהליך הקירור. כפי שרואים, מקרים D-E, שבהם אוגר החום ממוקם ליד התקרה באופן אופקי, נותנים התפלגות של הטמפרטורה הרבה יותר אחידה מאשר במקרים A-C, שבהם האוגרים ממוקמים באופן אנכי ויוצרים שיכוב

טמפרטורה (stratification). התוצאות האלו נגרמו ע"י הבדלים בשדה זרימת האוויר, אשר אפשר לראות בציור 3.16 עבור מקרים A-E באותו זמן. במקרים D ו-E ערכים של וקטורי מהירות האוויר יותר גבוהים מאשר במקרים A-C, ובגלל זה תהליך ערבוב בחלל מתרחש יותר טוב ונותן להתפלגות של טמפרטורת האוויר בחלל יותר אחידה.

#### 3.4.2 מודל של חדר בגודל אמיתי

תוצאות שהתקבלו עבור המודל אפשר לראות בציורים 3.17, 3.18. פירוט המקרים מוצג בטבלה 3.4. בציור 3.17 אפשר לראות השוואה בין טמפרטורות האוויר הממוצעות בחדר במקרים F-L (טבלה 3.4). עבור מסת PCM שהיא 128kg הזמן של התהליך הוא בערך 1200-1500 דקות כאשר האורך והאוויר מגיעים לטמפרטורה התחלתית של האוויר. כפי שרואים, המקרה L (רצועה בעובי 1cm וגובה 1m שנמצא במרחק 20cm מהקירות הפנימיים ומהתקרה, אמיסיביות פני השטח של האוגר 1.0) יותר מועדף והוא מהווה קומבינציה אופטימלית בין טמפרטורת האוויר לזמן של הקירור: הוא מאפשר להוריד את הטמפרטורה מ-40°C עד 27°C ולהחזיק אותה נמוכה במשך 400 דקות. למקרה L יש יתרון מאוד משמעותי מעל המקרים F-K: היות והעובי של הרצועה הינו מחצית מן העובי במקרים F-K (טבלה 3.4), אז ההתנגדות התרמית בתוך ה-PCM הרבה יותר נמוכה ומאפשרת להגדיל את קצב מעבר החום בין ה-PCM לאוויר. בנוסף, אמיסיביות פני השטח של האוגר שווה ל-1.0. השפעה של האמיסיביות אפשר לראות מהשוואה בין מקרים הזחים עם אמיסיביות שונה. רואים שמקרים G, I עם אמיסיביות 0.3 (טבלה 3.4) פחות אפקטיביים מאשר מקרים J, K עם אמיסיביות 1.0 (טבלה 3.4). מקרה G מקיים טמפרטורה כמעט קבועה 31.6°C במשך 600 דקות. מקרה I מתחת ל-31°C גם במשך 700 דקות. מקרה J מקיים טמפרטורה קרובה למקרה I אבל במשך זמן יותר קצר שהוא בערך 550 דקות. מקרה K נמצא בתחום בין 29.3°C לבין 30°C במשך 600 דקות. גם כן, מתוצאות אפשר להסיק שאוגרי החום בצורה של לוחות אופקיים (מקרים H, I) יותר אפקטיביים מאשר אוגרי החום בצורה של רצועות (מקרים F, G). מקרה F אינו מגיע ל-33°C אפילו והוא בתחום בין 33.8°C לבין 35°C במשך 700 דקות. מקרה H מגיע לטמפרטורה כמו במקרה G (התחום הוא בין 31.6°C לבין 33°C) ומקיים אותה במשך בערך 700 דקות. זה קורה בגלל שקצב מעבר החום במקרים I ו-H יותר גדול מאשר במקרים F ו-G, בהתאמה (טבלה 3.4). מקרה F (רצועה בעובי 2cm וגובה 50cm שצמוד לקירות הפנימיים וממוקם במרחק 20cm מהתקרה, אמיסיביות פני השטח של האוגר 0.3) פחות אפקטיבי מבחינת טמפרטורת האוויר הממוצעת. כאן, שטח מעבר החום פחות פי 2 מאשר במקרים G, I-L (טבלה 3.4) וגם אמיסיביות פני השטח של האוגר יותר נמוכה. מקרה I (לוחות כמו ב-H), אבל מוזזים מהתקרה למרחק 20cm, אמיסיביות פני השטח של האוגר 0.3) נותן קירור הכי ממושך.

ציור 3.18 משקף את התפלגות של טמפרטורת האוויר בחדר במקרים F-L אחרי 300 דקות מתחילתו של תהליך הקירור (טבלה 3.4). כפי שרואים, במקרים שבהם אוגר החום מוזז מהקירות (J, G) ומהתקרה (I, K) התפלגות של הטמפרטורה יותר אחידה מאשר במקרים שבהם האוגר צמוד לקיר (F) או לתקרה (H). לאחרונים (F ו-H) שטח חשיפת המתקן שונה.

היות והמקרה L נותן תוצאות יותר טובות מבחינת קירור, אז סימולציה של תהליך קירור החדר בגודל אמיתי במשך 24 שעות בוצעה באמצעות קונפיגורציה זו.

### 3.4.3 מודל קירור של 24 שעות

תוצאות שהתקבלו עבור המודל אפשר לראות בציורים 3.19 – 3.21. בציור מס' 3.19 נתונים ערכים של טמפרטורת האוויר הממוצעת בחדר, הטמפרטורה החיצונית של התקרה וקצב מעבר החום מאוגר החום ליחידת אורך הרצועה כפונקציות זמן של תהליך הקירור. אפשר לראות שטמפרטורת התקרה משתנה מאוד במשך היום: מ- $19^{\circ}\text{C}$  בשעה 6 a.m. ועד  $50^{\circ}\text{C}$  בשעות 12a.m.-2p.m. אבל, חום כמוס של PCM, שנמצא באוגר, לא מאפשר לטמפרטורת האוויר בחדר לעלות ומחזיק אותה יחסית קבועה במשך כל היום. כל השינוי של הטמפרטורה הוא בטווח של  $3^{\circ}\text{C}$  במשך יממה. אפשר להבחין שכאשר טמפרטורת האוויר בחדר יותר גבוהה מטמפרטורת ה-PCM, קצב מעבר החום בין ה-PCM לאוויר מקבל ערכים חיוביים (משעה 8 a.m. ועד שעה 10 p.m.). כאשר טמפרטורת האוויר בחדר יותר נמוכה מטמפרטורת ה-PCM, קצב מעבר החום בין ה-PCM לאוויר מקבל ערכים שליליים (משעה 6 a.m. עד שעה 8 a.m. ומשעה 10 p.m. ועד שעה 6 a.m.). קל לראות שכמות החום שהאוגר קולט בשעות יום הרבה יותר גדולה מאשר כמות החום שהוא פולט בשעות לילה. דבר זה, אחרי מספר מחזורים, אמור ליצר מצב שבו כל ה-PCM יתנזל וטמפרטורת האוויר בחדר תעלה עד ערכים הרבה יותר גבוהים שלא מתאימים לתנאי נוחות. כדי למצק את כל ה-PCM בלילה דרושות בחוץ טמפרטורות נמוכות יותר מ- $19^{\circ}\text{C}$  או דרוש PCM שמתמצק בטמפרטורה גבוהה יותר מ- $22^{\circ}\text{C}$ .

בציור 3.20 אפשר לראות את טמפרטורת האוויר הממוצעת בחדר כפונקציה זמן הקירור באופן יותר ברור. טמפרטורת האוויר ההתחלתית בחדר הייתה  $22^{\circ}\text{C}$  בשעה 6 a.m. עד שעה 8 a.m. טמפרטורת התקרה הייתה נמוכה מטמפרטורת האוויר בחדר וגרמה לירידה של אחרונה עד  $21.4^{\circ}\text{C}$ . אחרי זה, עם העלייה של טמפרטורת התקרה, היא גם מתחילה לעלות ומגיעה לערך מקסימאלי  $24.8^{\circ}\text{C}$  בשעה 3 p.m. אחר כך, טמפרטורת התקרה מתחילה לרדת ובשעה 9 p.m. משתווה עם טמפרטורת האוויר בחדר שהיא  $23.2^{\circ}\text{C}$ . הירידה של טמפרטורת התקרה נמשכת ובשעה 6 a.m. מקבלים טמפרטורת האוויר בחדר  $21.5^{\circ}\text{C}$ .

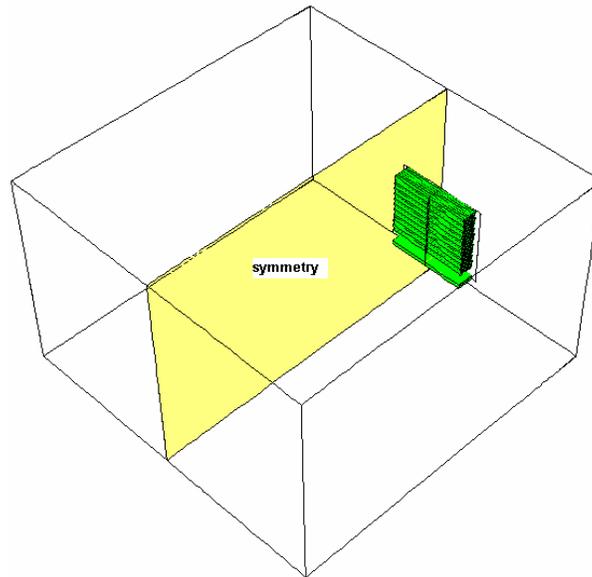
בציור 3.21 אפשר לראות את התפתחותו של שדה טמפרטורת האוויר בחדר במשך תהליך הקירור שמתקיים 24 שעות משעה 6 בבוקר. כפי שרואים, בשעות של צהריים לשדה הטמפרטורה צורה שכבתית באזור התקרה וטמפרטורה מתחת לתקרה ב- $6^{\circ}\text{C}$  יותר גבוהה (2 p.m.) מאשר מעל הרצפה. אולם, האוויר החם בעיקרון מתמקד ליד התקרה וכל היתר של חלל החדר נמצא תחת הפרשי טמפרטורה כמעלה אחת בלבד. העובדה מעידה על אוורור די טוב שמתבצע ע"י האוגר. בשעות לילה אפשר לראות כיצד האוויר מבחוץ נכנס לתוך החדר דרך הגג הפתוח בעל שטח  $1\text{m}^2$  ולהתבונן בהתפלגותה של טמפרטורת האוויר בחדר. אפשר לראות שהאוויר הקר שנכנס לתוך החדר מצטבר ליד הרצפה ולא מגיע ישיר למתקן. המתקן כל הזמן נמצא בסביבה יותר חמה וזה עושה את התהליך מעבר החום פחות אפקטיבי.

## 4. הסעה מאולצת

העבודה הנוכחית חוקרת באופן נומרי את תהליך קירור החדר באמצעות מזגן נייד שפעולתו מתבססת על שימוש בחומר משנה פאזה. המודל הפיזיקלי מתואר להלן. במקרה זה על אוגר PCM מופעל מאוורר (מפוח) המביא לזרימת האוויר על פני שטחי האוגר במהירויות גבוהות יותר מאשר במקרה של הסעה חופשית. היתרונות והחסרונות של הסעה מאולצת ייבחנו בהשוואה להסעה הטבעית. בנספח 1 הוצגו חישובים תיאורטיים להערכת פעולה של מזגן המתבסס על שימוש בחומר משנה פאזה.

### 4.1 מודל פיזיקלי

במהלך העבודה בוצעו חישובים נומריים עבור תהליך קירור חדר באמצעותו של מזגן הממולא בחומר משנה פאזה (PCM). גודל של החדר היה: אורך – 4m, רוחב – 4m, גובה – 2,5m, ציור 4.1. נפח פנימי של החדר:  $40\text{m}^3$ . שטח מעבר חום כללי של החדר:  $72\text{m}^2$ . שטח של הרצפה (התקרה)  $16\text{m}^2$ . שטח של הקירות  $40\text{m}^2$ .



ציור 4.1. מיקום של המזגן בחדר.

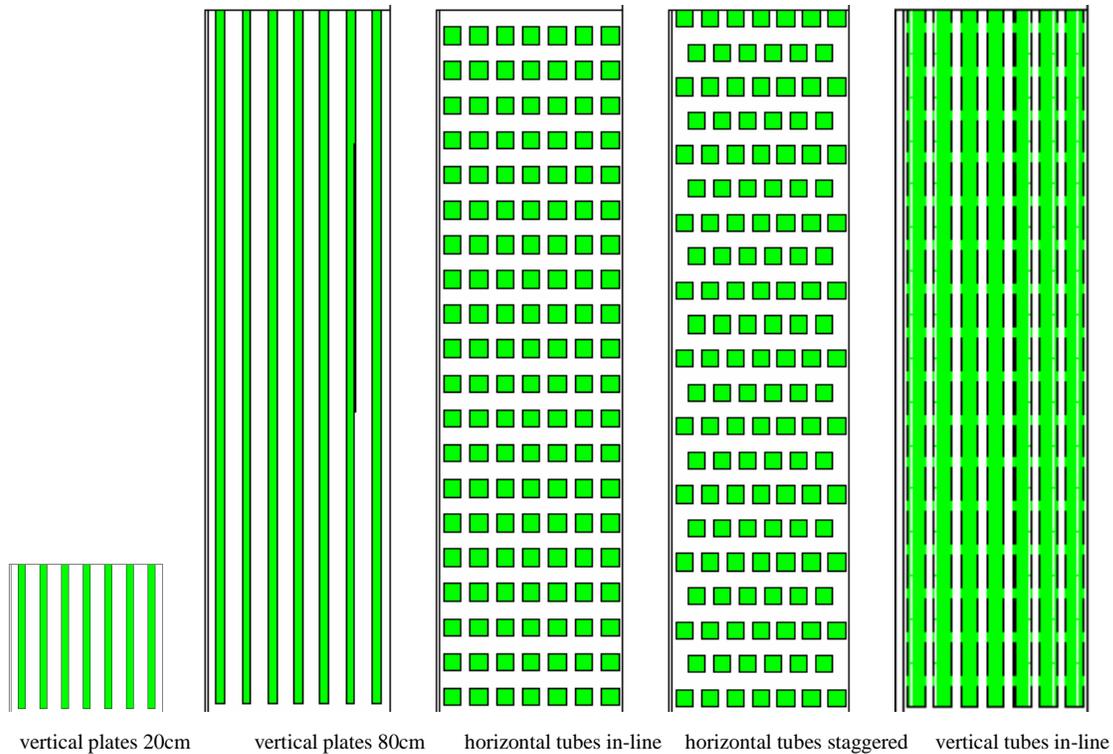
על יד אחד מהקירות במרכזו ממוקם המזגן. תמונה של אב-טיפוס מוצגת בציור 4.2. במחקר זה בוצעו חישובים עבור המזגנים בעלי חמש צורות שונות של אלמנטי קירור (ציור 4.3). למזגן הקטן ( $25\text{cm} \times 50\text{cm} \times 100\text{cm}$ ) היו 7 לוחות במידות של  $1\text{cm} \times 100\text{cm} \times 20\text{cm}$  כל אחד. למזגן הגדול, ( $25\text{cm} \times 110\text{cm} \times 100\text{cm}$ ), היו ארבעה סוגים של אלמנטי קירור:

7 לוחות במידות של  $1\text{cm} \times 100\text{cm} \times 80\text{cm}$  כל אחד, 140 צינורות אופקיים מרובעים מסודרים בצורת in-line במידות של  $2\text{cm} \times 2\text{cm}$  ואורך  $100\text{cm}$  כל אחד, 137 צינורות אופקיים מרובעים מסודרים בצורת staggered במידות של  $2\text{cm} \times 2\text{cm}$  ואורך  $100\text{cm}$  כל אחד ו-175 צינורות אנכיים מרובעים מסודרים בצורת in-line במידות של  $2\text{cm} \times 2\text{cm}$  ואורך  $80\text{cm}$  כל אחד. קונפיגורציות אלה מוצגות בציור 4.3.



ציור 4.2. אב-טיפוס של מזגן עם PCM (Boch and Dahary, 2003).

ההחלטה להשתמש בצינורות מרובעים התקבלה עקב האופי של התוכנה (Fluent 4) שבה הייתה בנויה הרשת החישובית. התוכנה לא מאפשרת שילוב מערכות צירים מסוגים שונים (למשל, שילוב מערכת קרטזית עבור החדר עם מערכת גלילית עבור הצינורות). במבנה של המזגנים עם אלמנטי קירור בצורה לוחות, מרווח בין הלוחות היה  $2\text{cm}$ . במבנה של המזגנים עם אלמנטי קירור בצורת צינורות אופקיים, מרווח אנכי ומרווח אופקי בין הצינורות היו  $2\text{cm}$  ו- $1\text{cm}$  בהתאמה. במזגן עם צינורות אנכיים in-line, סדרם היה זהה לסדר צינורות במזגן עם צינורות אופקיים in-line. מרווח בין הצינורות לרוחב הוא  $1\text{cm}$  ומרווח בין הצינורות לאורך הוא  $2\text{cm}$ . קירות המזגן היו מבודדים. בטבלה 4.1 אפשר לראות את הכמויות של PCM ושטחי מעבר החום עבור המזגנים המשתתפים בחישובים.



ציור 4.3. צורות של אלמנטי הקירור של המזגן.

טבלה 4.1. כרקטריסטיקות המזגן עם אלמנטי קירור שונים.

שטח מעבר חום, $m^2$	מסת ה-PCM, kg	צורה של המזגן
2.94	11.2	גובה לוחות 20cm
11.34	44.8	גובה לוחות 80cm
11.2	44.8	צינורות אופקיים 2cm×2cm, in-line
11.34	44.8	צינורות אנכיים 2cm×2cm, in-line
10.96	43.84	צינורות אופקיים 2cm×2cm, staggered

לפי הטבלה, למזגן הגדול מסות ה-PCM ושטחי מעבר חום כמעט שווים. מתחת לאלמנטי קירור (לוחות או צינורות) ממוקם המפוח (fan). הנתונים של היצרן מוצגים

בנספח 2.

בחישובים הנומריים, בשביל נוחות, שטח החתך לזרימת האוויר מן המפוח אל מערך הקירור היה שונה משטח שנתון ע"י יצרן (חברה עצמה, קיבוץ עין צורים), אבל ספיקת האוויר לא שונתה. הערך של השטח שנלקח לחישובים היה:  $0.21\text{m}^2$  ( $1\text{m} \times 0.21\text{m}$ ).

בחישובים, בתור חומר קירור משתמשים ב-PCM ובמים. תכונות של האוויר, ה-PCM והמים נלקחו בצורה הבאה, טבלה 4.2.

טבלה 4.2. תכונות פיזיקליות של החומרים בסימולציה.

חומר	$\rho$ , $\text{kg/m}^3$	$c_p$ , $\text{J/kg K}$	$k$ , $\text{W/m K}$	$\mu$ , $\text{kg/m s}$	טמפרטורה, $^{\circ}\text{C}$
אוויר	$3.498 - 0.01134T + 0.000012T^2$	1006	0.026	0.0000185	התכה
פרפין	800	ציור 4.5	0.15	-	22-24
פרפין	800	ציור 4.5	0.15	-	0
מים	1000	ציור 4.5	0.6	-	0

כפי שרואים מן הטבלה 4.2, צפיפות האוויר משתנה בצורת הפולינום כפונקציה של טמפרטורה:

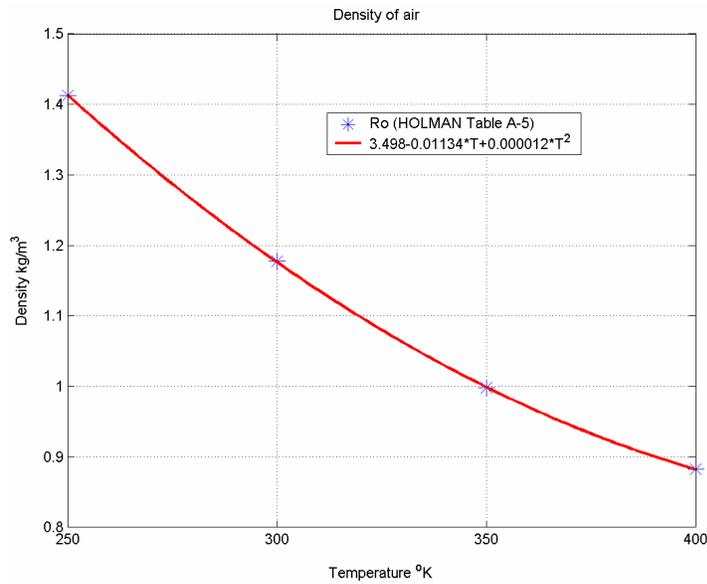
$$\rho_{air} = 3.498 - 0.01134T + 0.000012T^2 \quad (4.1)$$

המקדמים התקבלו מקירוב שנעשה על נתונים שנלקחו מטבלה A-5, Holman לאוויר, ציור 4.4. החישובים בוצעו עבור שלושה סוגי חומרים משני פאזה: PCM שהינו פרפין עם טמפרטורת ההתכה  $22-24^{\circ}\text{C}$ , PCM עם טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$  ומים. על מנת למדל את התהליך שינוי פאזה במוצק משתמשים בשיטת EHC (effective heat capacity method) שמאפשר לתאר את התהליך דרך תלות קיבול חום סגולי של המוצק בטמפרטורה.

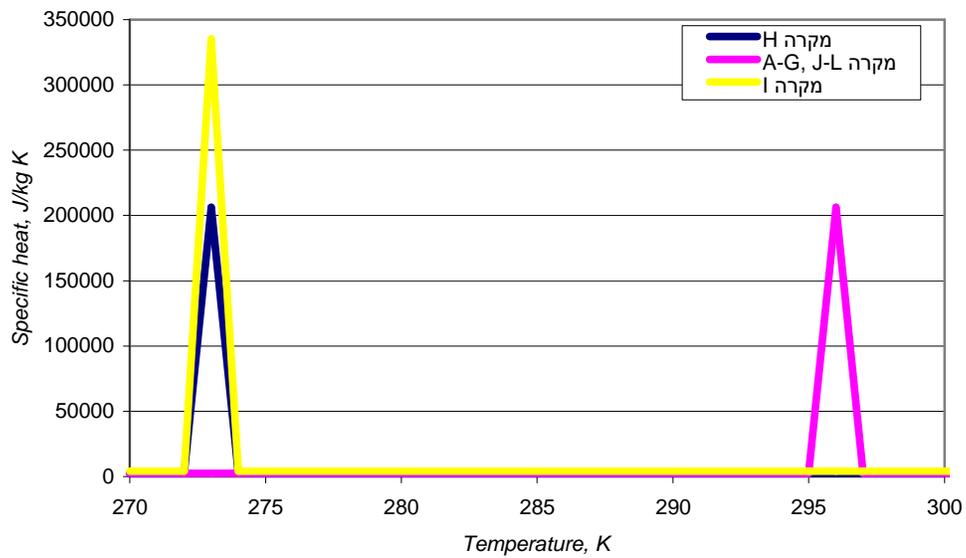
בציור 4.5 אפשר לראות את הפונקציה עבור הפרפין עם טמפרטורת ההתכה  $22-24^{\circ}\text{C}$ . חום ההתכה בערך  $206\text{kJ/kg}$ . עבור PCM עם טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$  מתקבלת אותה צורה של הפונקציה רק עם שיא באזור  $273\text{K}$ . מקרה של מים דומה למקרה PCM בעל טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$ . רק חום ההתכה יותר גבוה ( $335\text{kJ/kg}$ ) ומקסימום של הפונקציה יהיה יותר גבוה.

במהלך העבודה בוצעו חישובים עבור שני מקרים בסיסיים של טמפרטורות על הקירות. במקרה הראשון (מצב "חם") הטמפרטורות נקבעו בצורה הבאה: רצפה –  $30^{\circ}\text{C}$ , קירות –  $40^{\circ}\text{C}$ , תקרה –  $50^{\circ}\text{C}$ . במקרה השני (מצב "קר"):  $25^{\circ}\text{C}$ ,  $30^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$  בהתאמה. מקדם מעבר חום כללי שמתאר את ההתנגדות התרמית דרך הקירות של החדר נלקח  $1.2\text{W/m}^2\text{K}$ . נבחרו שני מצבים לפעולתו של המאוורר (ציור 4.6).

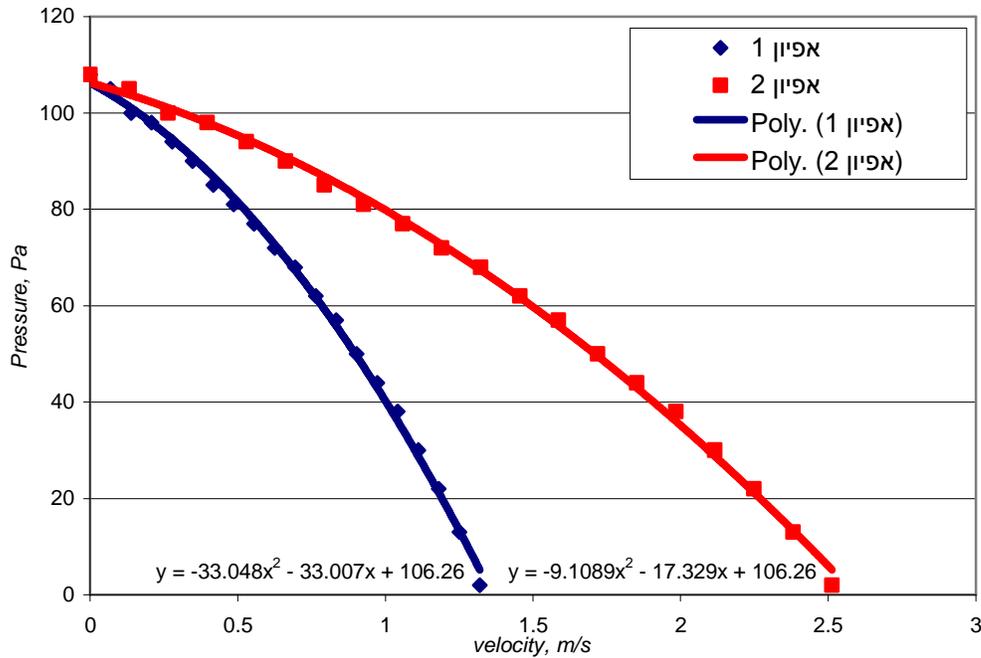
במצב אחד המפוח פעל בדיוק לפי אפיון שהייתה נתונה ע"י היצרן (תלות מפל הלהץ כנגד ספיקת האוויר/מהירות האוויר). במצב שני, בכדי להגדיל את קצב מעבר חום מאלמנטי קירור, הכרקטריסטיקה שונתה ליותר מתונה.



ציור 4.4. קירוב עבור צפיפות האוויר על סמך נתונים של Holman.



ציור 4.5. צורות שונות של קיבול החום האפקטיבי הנלקח במחקר עבור חומרים שונים.



ציור 4.6. כרקטריסטיקות של המאוורר בסימולציות.

על מנת לקבל תנאי התחלה לאוויר בחדר, הן בצב "חם", והן במצב "קר", בוצעו חישובים עבור מצב מתמיד. כתוצאה מן החישובים התקבלו טמפרטורות ממוצעות בחדר עבור מצב "חם" – 312.86K (39.7°C), ועבור מצב "קר" – 304.12K (31°C). הטמפרטורות הללו נלקחו כתנאי התחלה עבור חישובים במצב מעבר. טמפרטורה התחלתית של PCM במזגן בכל החישובים הייתה 22°C, חוץ ממקרים H ו-I, (טבלה 4.3).

החישובים נערכו עבור מקרים שונים של תנאי שפה, צורות אלמנטי קירור של מזגן, כרקטריסטיקות שלפיהן פועל המאוורר וחומרים שונים בעלי תכונות שונות שנמצאים באלמנטי קירור. כל המקרים האלו מפורטים בטבלה 4.3.

החישובים התבססו על הנחות הבאות:

- (1) בחישובים לא נלקח בחשבון אפקט של הסעה חופשית בתוך הפאזה הנוזלית של PCM.
- (2) התנהגות של ה-PCM אידיאלית, כלומר לא נלקחו בחשבון שינויים של תכונותיו.
- (3) תכונות תרמופיזיקליות של ה-PCM, מלבד קיבול חום סגולי, לא תלויות בטמפרטורה.
- (4) ה-PCM הומוגני ואיזותרפי.
- (5) מזניחים בהתנגדויות תרמיות קירות של לוחות או צינורות המכילים את ה-PCM.
- (6) התנגדויות תרמיות של קירות החדר נלקחו בחשבון.
- (7) כל ה-PCM במצב התחלתי מוצק.

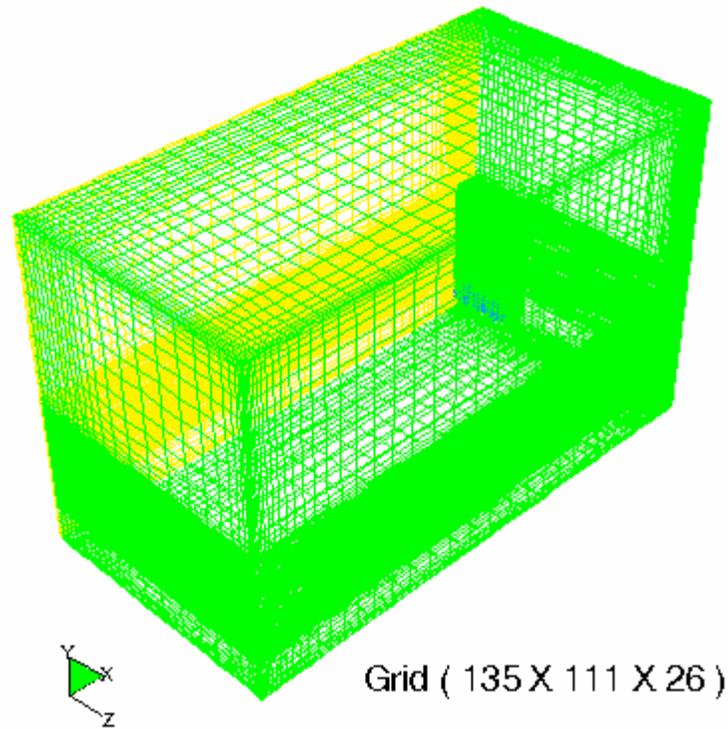
טבלה 4.3. פירוט המקרים בחישובים הנומריים.

מקרה	אלמנטי הקירור	מס' כרקטריסטיקה של המאוורר	חומר הקירור	טמפרטורת התכה של החומר, °C	מצב (תנאי הטמפרטורה על הקירות)
A	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line	2	PCM	22-24	'הם'
B	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered	2	PCM	22-24	'הם'
C	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line	(*)	PCM	22-24	'הם'
D	לוחות בגובה 80cm	2	PCM	22-24	'הם'
E	לוחות בגובה 20cm	2	PCM	22-24	'הם'
F	צינורות מרובעים אנכיים מסודרים בצורה in-line	2	PCM	22-24	'הם'
G	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered	(**)	PCM	22-34	'הם'
H	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line	2	PCM	0	'הם'
I	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line	2	מים	0	'הם'
J	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line	2	PCM	22-24	'קר'
K	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered	2	PCM	22-24	'קר'
L	צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line	(*)	PCM	22-24	'קר'

כאשר (\*) – מאוורר פעל לפי כרקטריסטיקה מס' 2 עד 60 דקות מתחילתו של התהליך ואחר כך המאוורר מתחיל לפעול לפי כרקטריסטיקה מס' 1, (\*\*). – מאוורר מזרים האוויר דרך המזגן במהירות קבועה (1.4m/s) שהתקבלה אחרי חישוב מזגן במקרה A.

## 4.2 פרוצדורה חישובית

מודל זה מתבסס על פתרונות של אותן משוואות השימור (רציפות, תנע ואנרגיה) שהוצגו בסעיף 3.2. גם כן, פתרונות מחפשים ע"י Segregated Solution Method ובאמצעות סכימת דיסקרטיזציה לא מפורשת מסדר שני (fully implicit scheme) כמו שמוזכר בסעיף 3.2. בחישובים משתמשים ב-Standard Wall Functions וכושר ציפה (Full Buoyancy Effects) נלקח בחשבון (סעיף 3.2). במודל זה נבחר משטר הזרימה טורבולנטי לפי שמוזכר ב- 3.2.2. רשת החישוב בנויה ע"י תוכנה 4 Fluent. מכיוון שהבעיה התלת-ממדית סימטרית בכיוון z, אז כל החישובים בוצעו רק עבור חצי חדר. אזור החישוב מוצג בציור 4.7.



ציור 4.7. מבנה של הרשת החישובית.

כפי שרואים, הרשת החישובית כוללת 135 אלמנטים בכיוון x, 111 אלמנטים בכיוון y ו-26 אלמנטים בכיוון z. רק בחישובים עבור מזגן עם צינורות אנכיים חלוקת אלמנטים לאורך ציר y ו-z הייתה הפוכה. דבר זה קשור בספציפיות של מבנה המזגן (47 אלמנטים בכיוון y, 67 אלמנטים בכיוון z). לכן, הבעיה כוללת בערך 450,000 אלמנטים של אזור החישוב שבתוכם 67,200 אלמנטים שייכים למזגן עצמו.

האלמנטים של הבעיה הם לא אחידים: בתחום של המזגן, באזורים של זרימת אוויר חזקה ומסובכת ובאזורים שבהם קיימים שיעורי השיפוע גדולים, הרשת הייתה מחולקת בצורה יותר עדינה (טבלה 4.4).

טבלה 4.4. חלוקת אזור החישוב עבור צורות שונות של אלמנטי קירור.

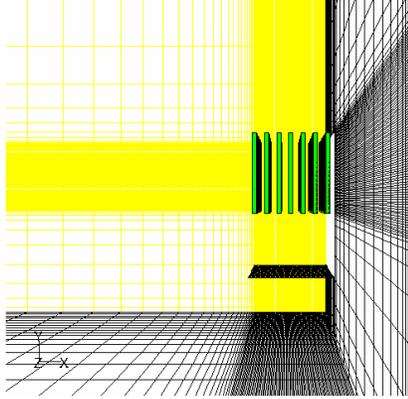
ערך אלמנט בכיוון m, z		ערך אלמנט בכיוון m, y		ערך אלמנט בכיוון m, x		צורה של המזגן
max	min	max	min	max	min	
$1.9 \times 10^{-1}$	$5 \times 10^{-2}$	$2.7 \times 10^{-1}$	$2.5 \times 10^{-3}$	$1.9 \times 10^{-1}$	$2.5 \times 10^{-3}$	לוחות 20cm
$1.9 \times 10^{-1}$	$5 \times 10^{-2}$	$1.4 \times 10^{-1}$	$1 \times 10^{-2}$	$1.9 \times 10^{-1}$	$2.5 \times 10^{-3}$	לוחות 80cm
$1.9 \times 10^{-1}$	$5 \times 10^{-2}$	$1.4 \times 10^{-1}$	$1 \times 10^{-2}$	$1.9 \times 10^{-1}$	$2.5 \times 10^{-3}$	צינורות אופקיים in-line
$2.21 \times 10^{-1}$	$1 \times 10^{-2}$	$1.36 \times 10^{-1}$	$4.63 \times 10^{-3}$	$1.67 \times 10^{-1}$	$2.5 \times 10^{-3}$	צינורות אנכיים in-line
$1.9 \times 10^{-1}$	$5 \times 10^{-2}$	$1.6 \times 10^{-1}$	$1 \times 10^{-2}$	$1.9 \times 10^{-1}$	$2.5 \times 10^{-3}$	צינורות אופקיים staggered

בציור 4.8 אפשר לראות חמש צורות של המזגן שלגביהן נעשו החישובים.

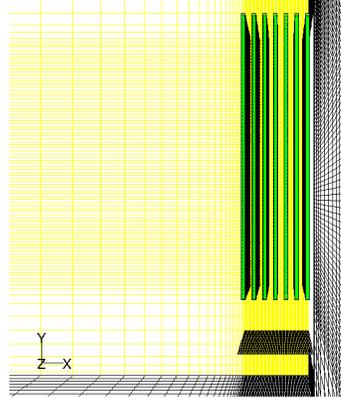
חישובים נומריים במצב מעבר בוצעו עבור טמפרטורת החדר ועבור PCM שנמצא באלמנטי קירור.

משוואות שימור בסיסיות של רציפות, תנע ואנרגיה נפתרו בעזרתה של תכנה Fluent 5.

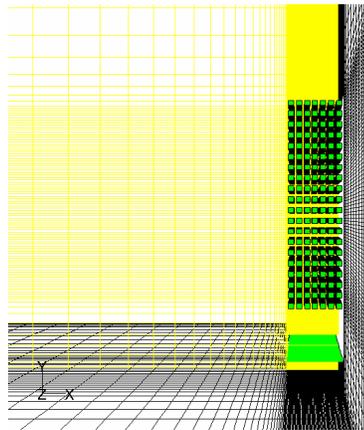
עקב מורכבות של הבעיה שנגרמה ע"י תהליכים סימולטניים בתחומים שונים וע"י גודל של המערכת, אין אפשרות לבצע סימולציה של הבעיה עבור שינוי פאזה באמצעותו של שימוש בחום סגולי אמיתי. לכן, פתרון של הבעיה מתחלק לפתרון עבור האוויר הזורם בחדר ופתרון עבור PCM מוצק. במקרה זה, נבחר מודל תרמי של ה-PCM (שיטת EHC) שבו תכונותיו התרמיות (קיבול חום סגולי) מהוות פונקציות רציפות של טמפרטורה, (ציור 4.5). לפי המודל, תהליך שינוי פאזה ב-PCM מצטמצם לבעיה של הולכה במוצקים.



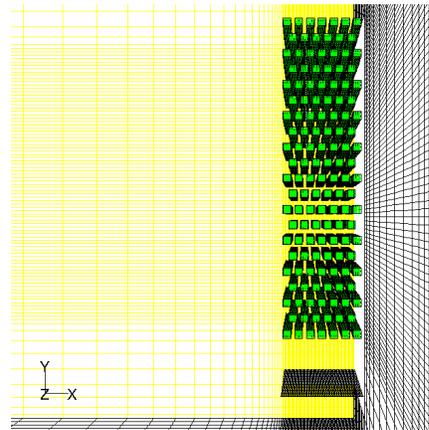
לוחות בגובה 20cm



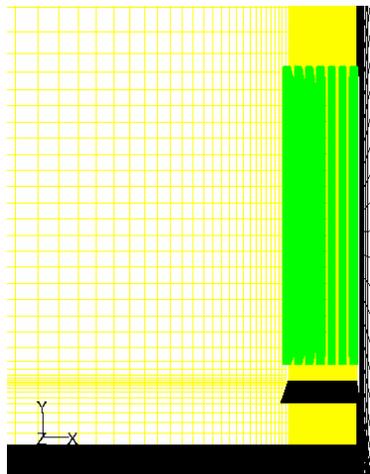
לוחות בגובה 80cm



צינורות מרובעים אופקיים  
מסודרים בצורה in-line



צינורות מרובעים אופקיים  
מסודרים בצורה staggered



צינורות מרובעים אנכיים מסודרים בצורה in-line

ציור 4.8. צורות של אלמנטי הקירור.

### 4.3 תוצאות נומריות

בעבודה נחקרו הפרמטרים העיקריים שמשפיעים על תהליך קירור החדר ע"י המזגן הכולל בתוכו חומר משנה פאזה. הפרמטרים היו הבאים: תנאי שפה על הקירות של החדר, תכונות פיזיקליות של החומרים משני הפאזה, צורתם אלמנטי קירור של המזגן וכרקטריסטיקות שלפיהן פועל המאוורר. לצורך חקירה של השפעתם של הפרמטרים הנזכרים לעיל, בוצעו סימולציות עבור המקרים הנתונים בטבלה 4.3. במחקר זה התקבלו תוצאות עבור שדה טמפרטורת האוויר בחדר, טמפרטורת האוויר ממוצעת בחדר, שדה טמפרטורת ה-PCM באלמנטי קירור, שדה לחצי האוויר באזור המזגן, שדה מהירויות וקווי זרימת האוויר בתוך החדר ובאזור של המזגן, קצבי מעבר חום מן המזגן ומהקירות של החדר ועבור קצבי התכתו של ה-PCM בתוך אלמנטי קירור. התוצאות מאפשרות לעשות אנליזה של התהליך במצב מעבר (טרנזיינטי) של קירור חדר באמצעות מזגן נייד שפעולתו מתבססת על שימוש בחומר משנה פאזה.

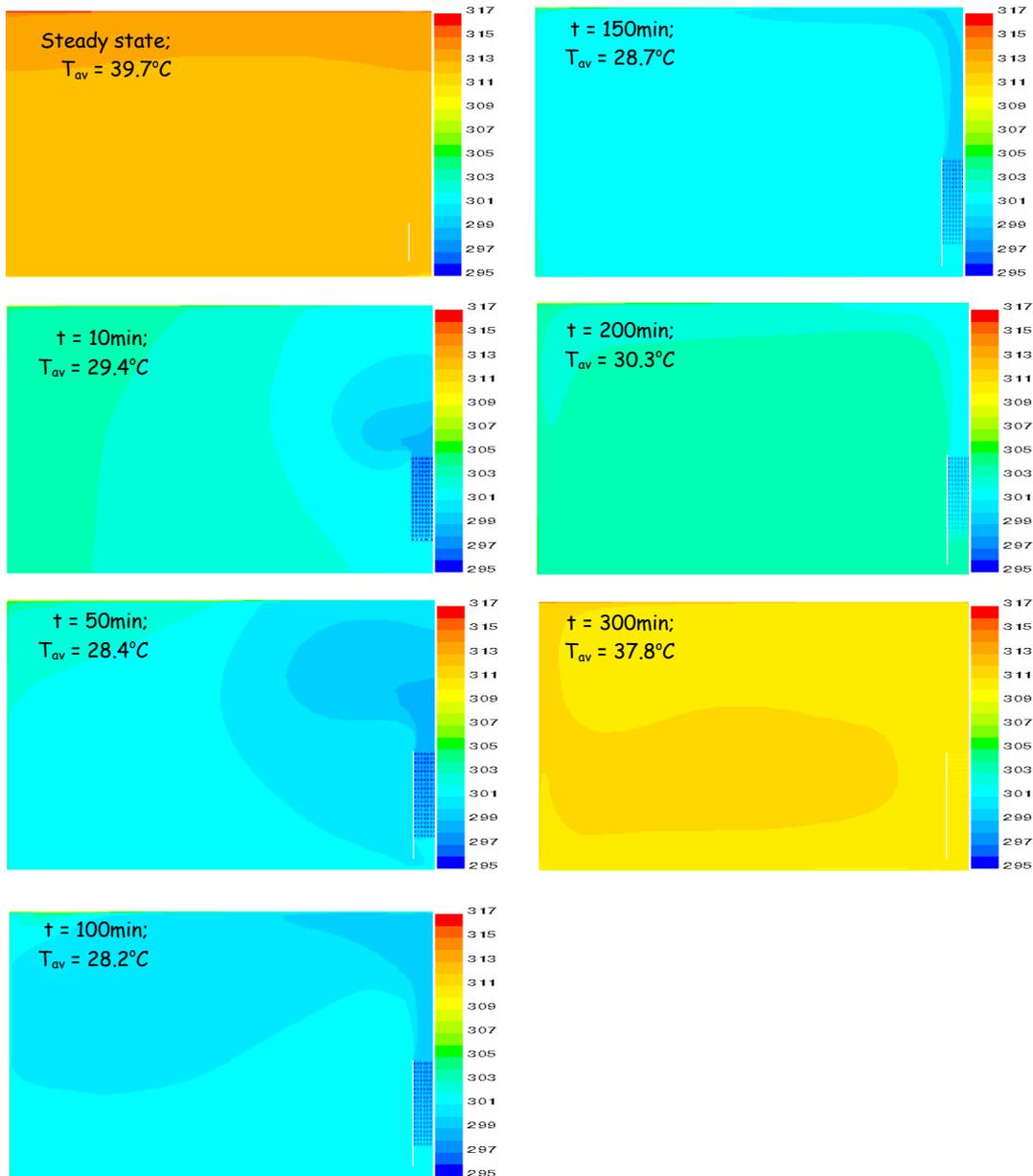
#### 4.3.1 שדה טמפרטורת האוויר בחדר

בציורים 4.9 – 4.20 אפשר לראות שינוי שדה הטמפרטורה בחדר במשך תהליך הקירור באמצעותו של המזגן עבור מקרים A-L (טבלה 4.3).

כל התמונות שהוצגו מאפשרות לראות את התהליך רק במישור סימטריה של החדר. על יד כל תמונה מופיעה סקלה המראה את הערכי טמפרטורה במעלות K. טמפרטורה הנמוכה בסקלה מסמנת את הטמפרטורה ההתחלתית של ה-PCM עבור מצב מעבר ( $22^{\circ}\text{C}$ ), מלבד למקרים H ו-I שבהם משתמשים ב-PCM עם טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$ . טמפרטורה המקסימלית בסקלה מסמנת את הטמפרטורה המקסימלית בחדר שהתקבלה בחישוב עבור מצב מתמיד.

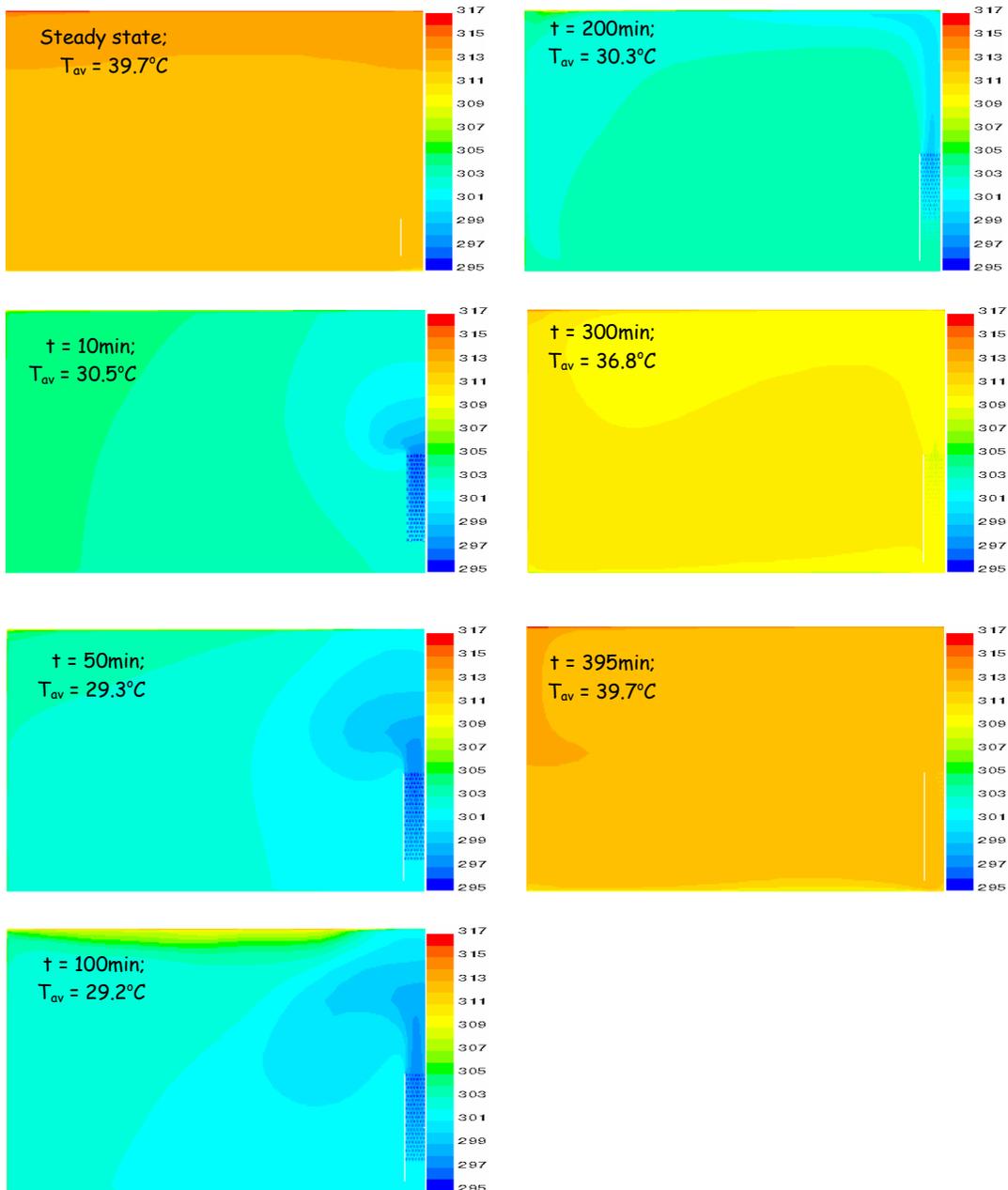
חוץ מזה, בכל תמונה אפשר לראות ערכים של זמן בדקות וטמפרטורה ממוצעת בחדר במעלות  $^{\circ}\text{C}$ . בתמונה ראשונה נראה שדה טמפרטורה עבור מצב מתמיד, כאשר מזגן איננו בחדר והחדר עצמו נמצא תחת השפעתם של תנאי השפה הנקראים מצב "חם" או מצב "קר". ברגע זה הטמפרטורה הממוצעת בחדר כמעט  $40^{\circ}\text{C}$  עבור מצב "חם" ו- $31^{\circ}\text{C}$  עבור מצב "קר".

בתמונות הבאות רואים את התהליך במצב מעבר אחרי שהמזגן הופעל. שינויים בצבע של התמונות מאפשרים להעריך את הטמפרטורה בתוך החדר ולראות את התפלגותה. במקרים I-A נחקר מצב "חם" (טבלה 4.3). במקרים L-J נחקר מצב "קר" (טבלה 4.3). במקרים G-A ו-K-J בתור PCM נלקח פרפין עם טמפרטורת ההתכה  $22-24^{\circ}\text{C}$ . במקרה H בתור PCM נלקח פרפין עם טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$ . במקרה I בתור PCM נלקחו קרח עם טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$ .



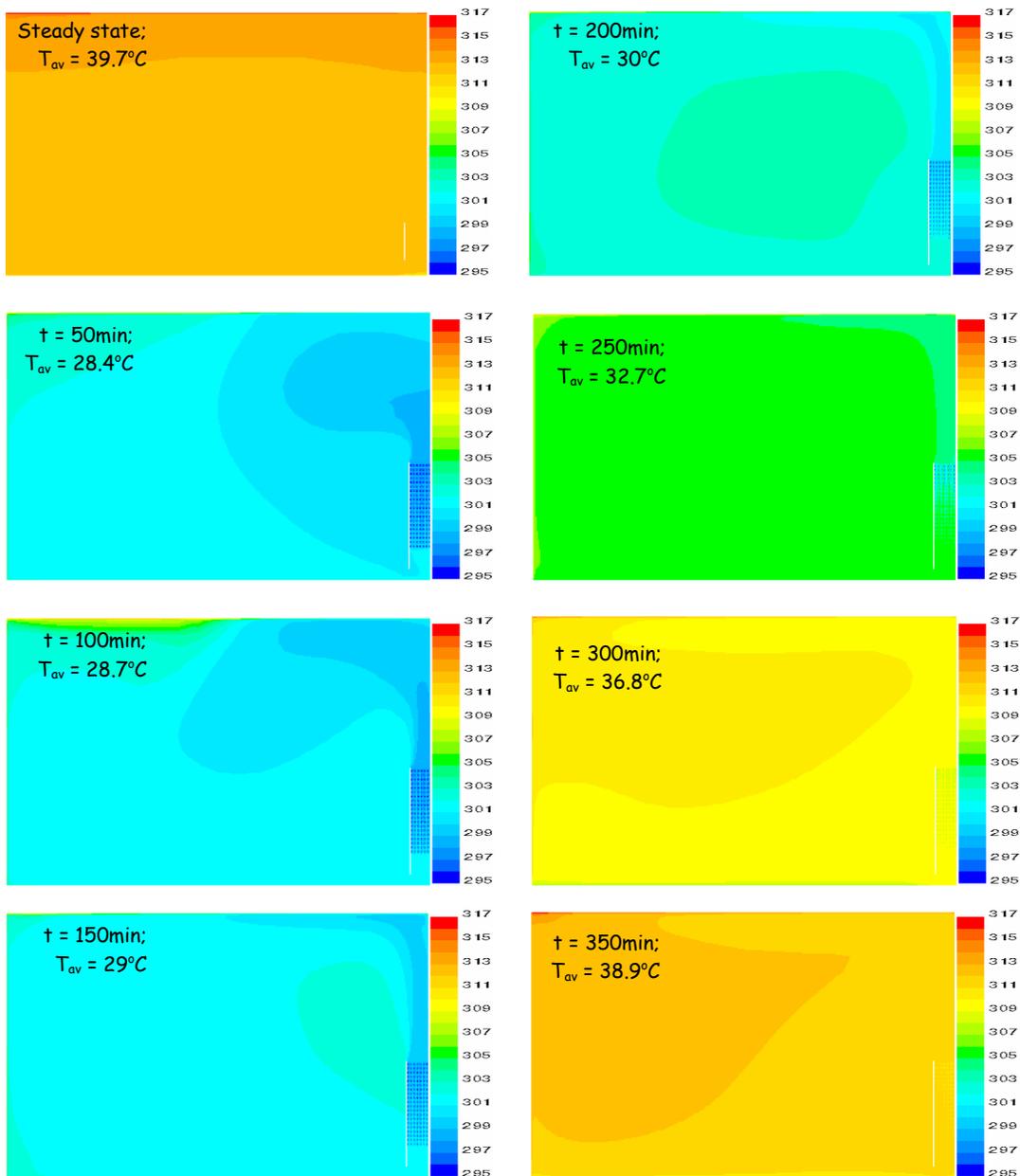
ציור 4.9. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה A)

בציור 4.9 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line (מקרה A בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת באופן משמעותי והאוויר הקר נמצא קרוב לאזור המזגן. אחרי 150 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר נעשתה אחידה בגלל פעולתו של המאוורר. אחרי 200 דקות של התהליך אפשר לראות שטמפרטורה בחדר עולה עקב ירידה בקצב מעבר חום מן המזגן. אחרי 300 דקות של התהליך, כאשר חומר כבר הותך, טמפרטורה בחדר קרובה למצב התחלתי.



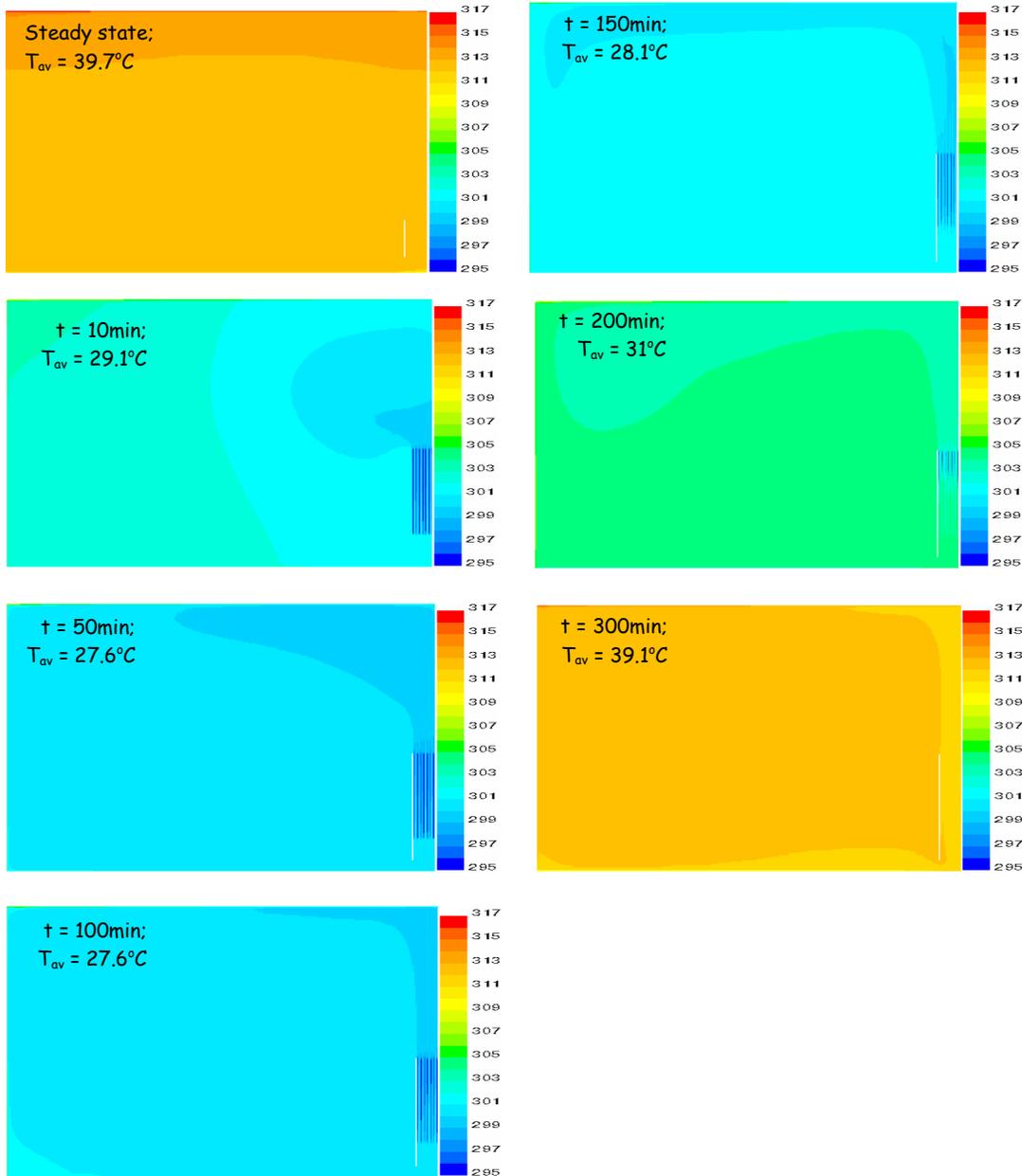
ציור 4.10. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה B).

בציור 4.10 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered (מקרה B בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת באופן משמעותי (עד  $30.5^{\circ}\text{C}$ ) והאוויר הקר נמצא קרוב לאזור המזגן. אבל התקרה ממשיכה להיות חמה (100 דקות). שדה טמפרטורה בחדר לא מגיע לצורה אחידה. בזמן 200 דקות אפשר לראות זרימת אוויר יותר קר ליד התקרה ואילו על יד הרצפה ובמרכז של החדר אוויר יותר חם. אחרי 395 דקות של התהליך, כאשר חומר כבר הותך, טמפרטורה בחדר שווה למצב התחלתי.



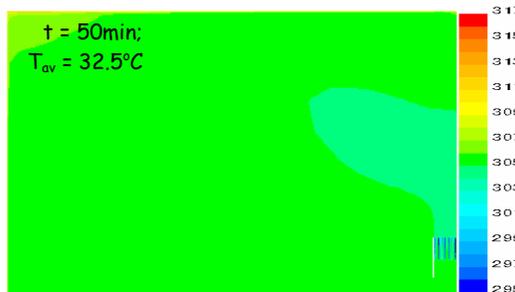
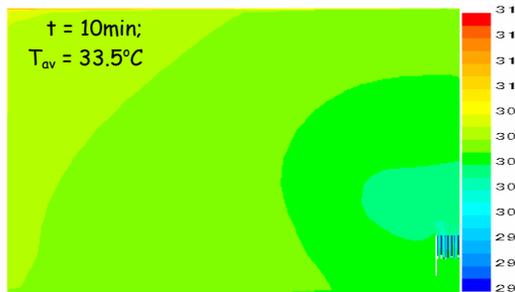
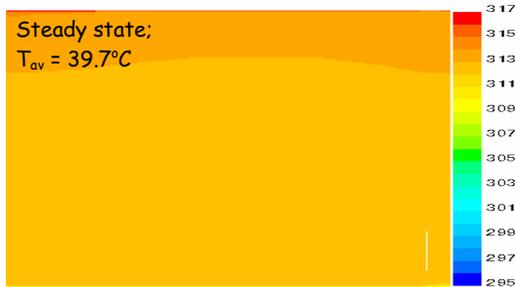
ציור 4.11. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה C).

בציור 4.11 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line (מקרה C בטבלה 4.3). כאן, מאוורר פעל לפי כרקטריסטיקה מס' 2 עד 60 דקות מתחילתו של התהליך ואחר כך המאוורר התחיל לפעול לפי כרקטריסטיקה מס' 1. אחרי 50 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $28.4^{\circ}\text{C}$ . אבל שדה טמפרטורה בחדר מגיע לצורה אחידה רק בזמן 250 דקות מתחילתו של התהליך. אחרי 350 דקות של התהליך, כאשר חומר כבר הותך, טמפרטורה בחדר מתקרבת למצב התחלתי.



ציור 4.12. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה D).

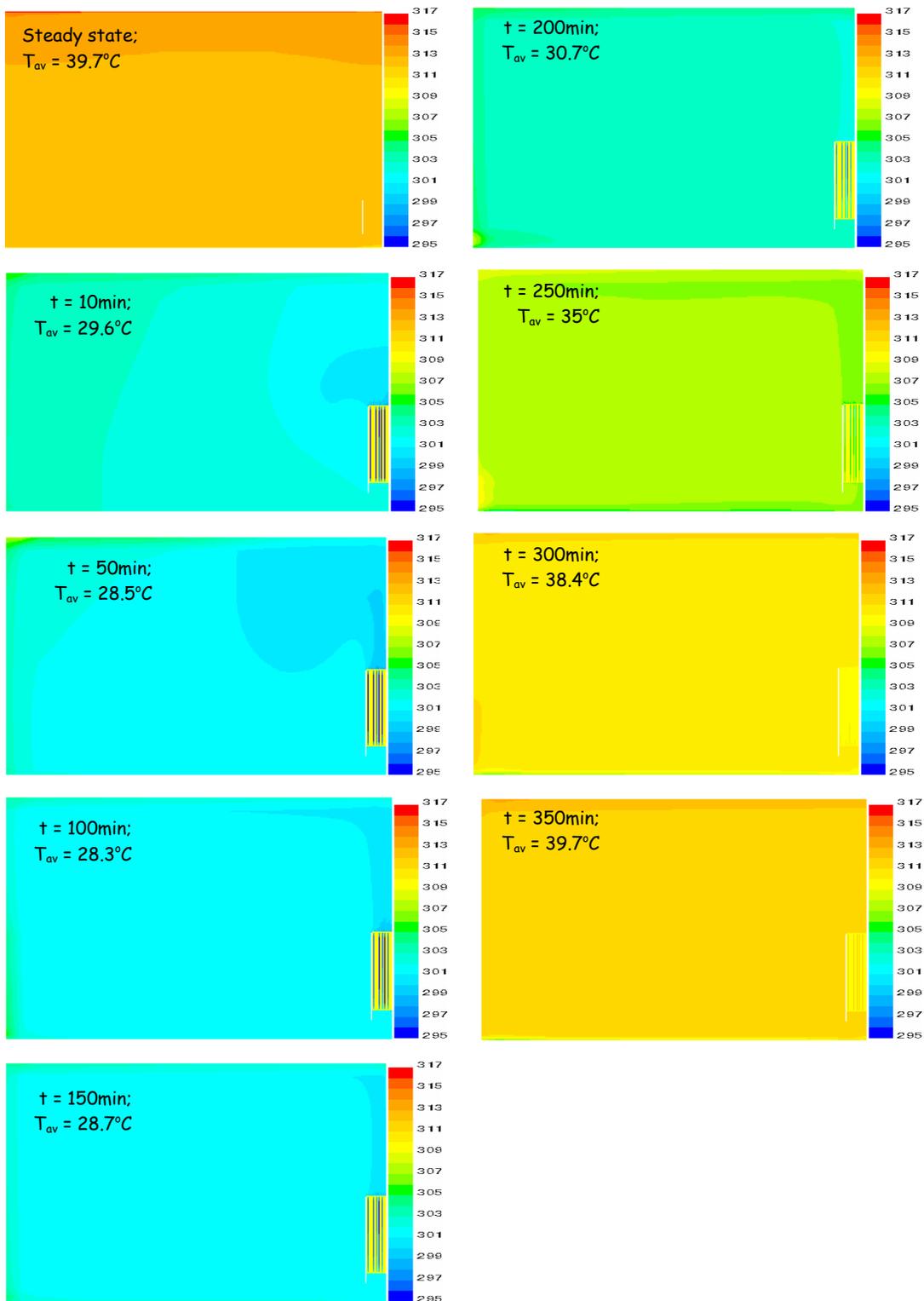
בציור 4.12 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם לוחות בגובה 80cm (מקרה D בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $29.1^{\circ}\text{C}$ . בזמן 100 דקות מתחילתו של התהליך טמפרטורה בחדר מגיעה לאחידות. בזמן 150 דקות טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות ואחרי 300 דקות של התהליך, כאשר חומר כבר הותך, טמפרטורה בחדר כמעט משתווה למצב התחלתי.



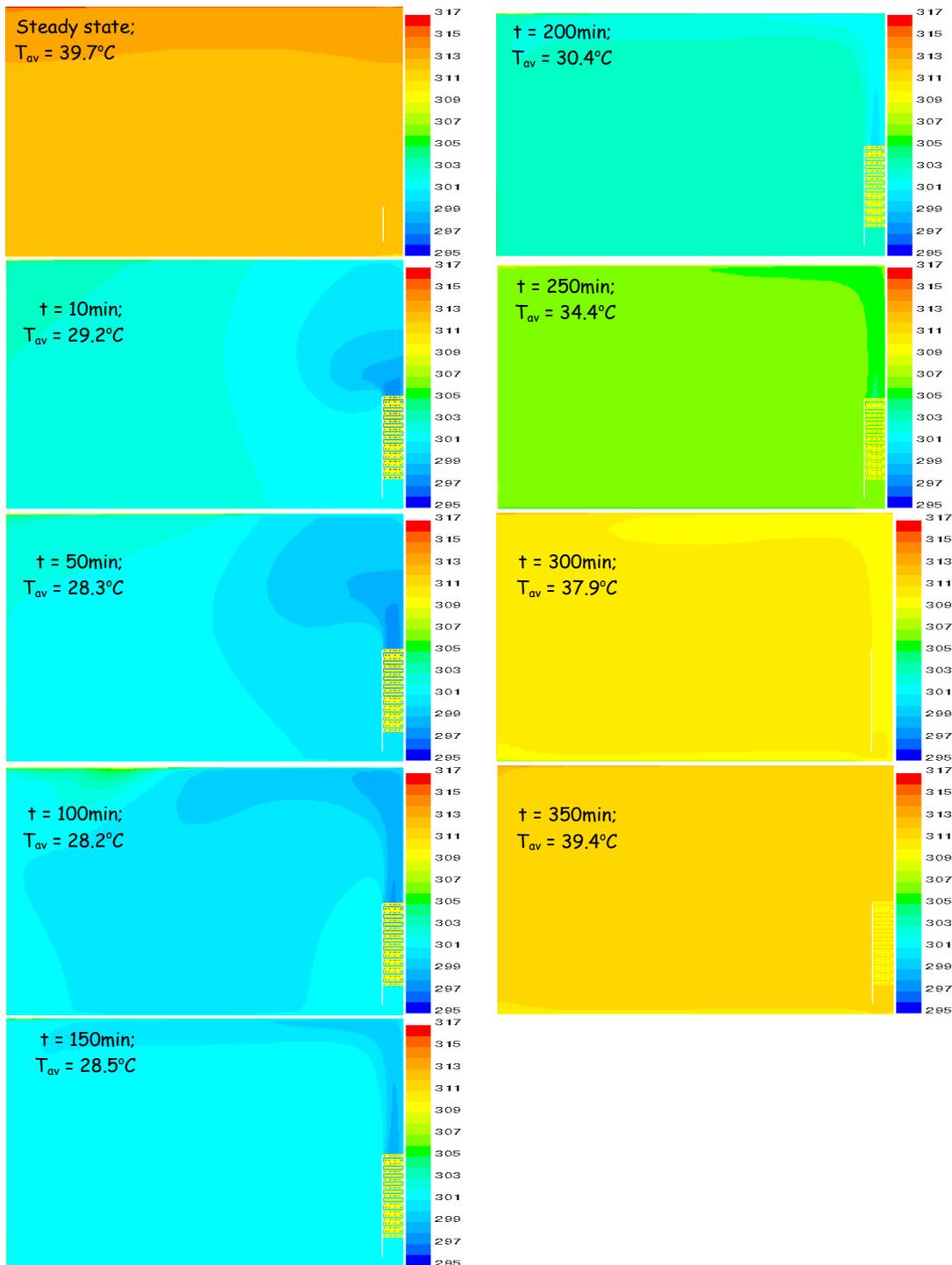
ציור 4.13. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה E).

בציור 4.13 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם לוחות בגובה 20cm (מקרה E בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $33.5^{\circ}\text{C}$ . כאשר טמפרטורה בחדר נמוכה (50 דקות), באזור המזגן מצטבר אוויר קר. בכל תחום אחר הטמפרטורה אחידה. באותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות ואחרי 160 דקות של התהליך, כאשר חומר כבר הותך, טמפרטורה בחדר משתווה למצב התחלתי.

בציור 4.14 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אנכיים מסודרים בצורה in-line (מקרה F בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $29.6^{\circ}\text{C}$ . אחרי 100 דקות טמפרטורה בחדר מגיעה לאחידות. באותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות ואחרי 350 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר משתווה למצב התחלתי.

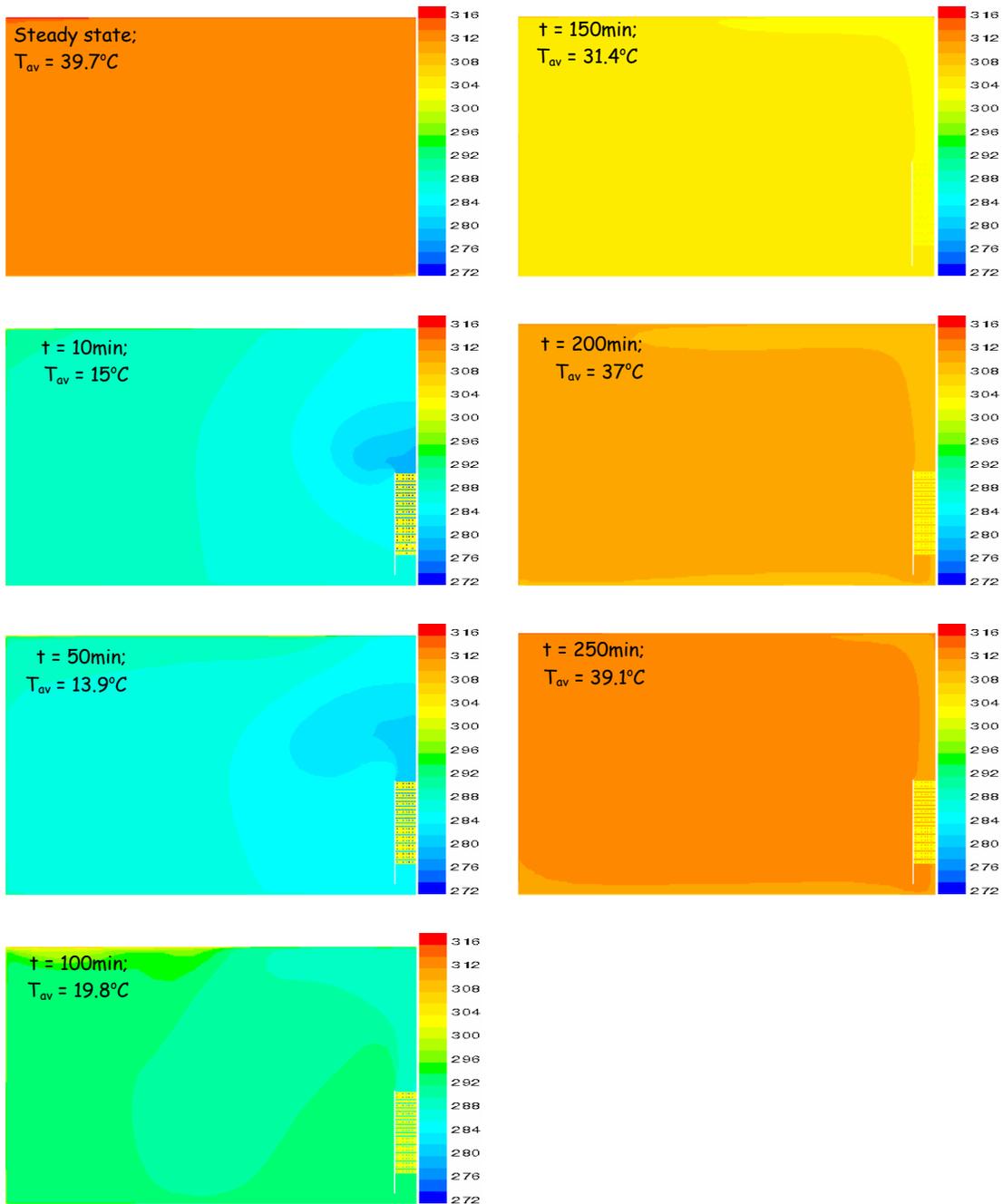


ציור 4.14. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה F).



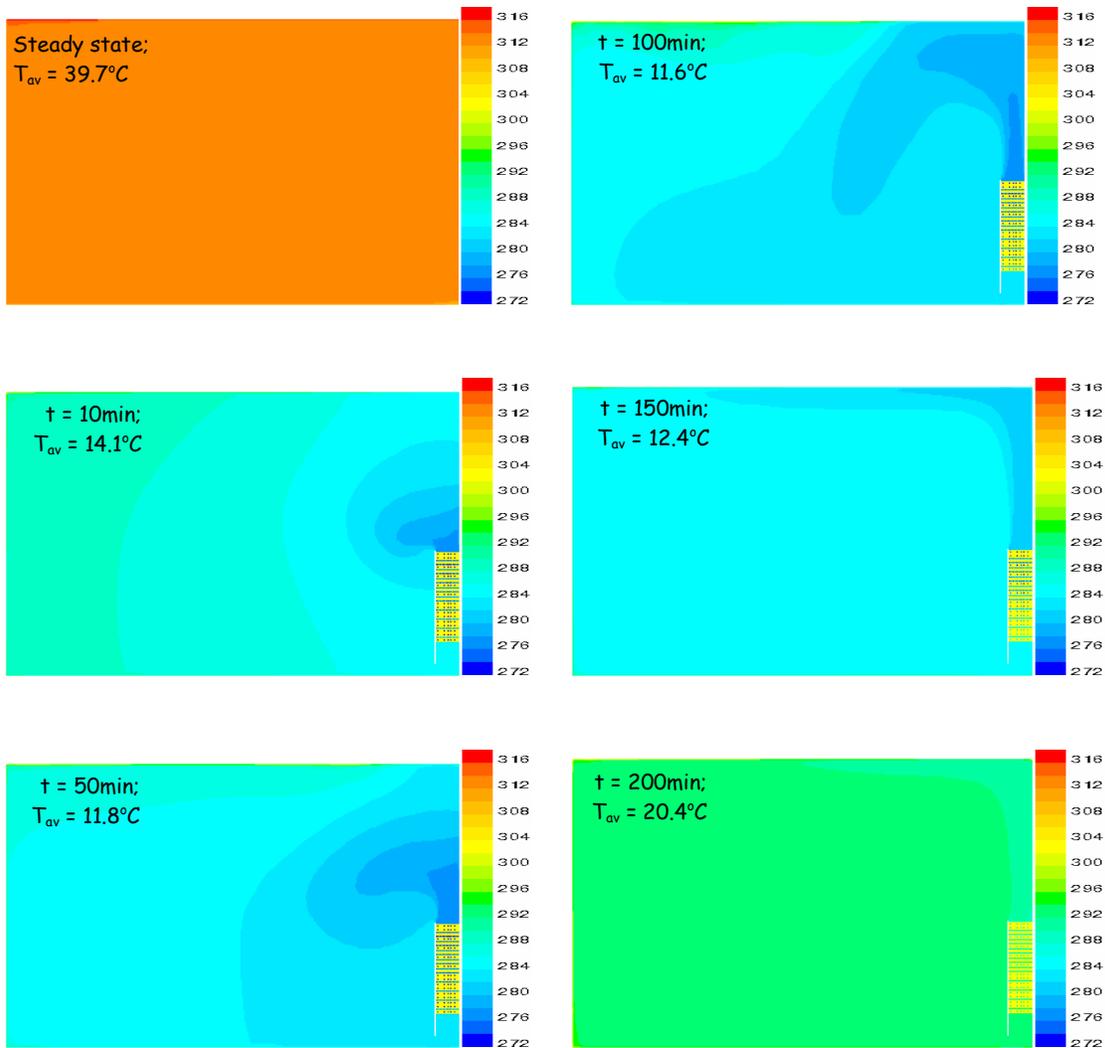
צוור 4.15. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה G).

בצוור 4.15 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered (מקרה G בטבלה 4.3). כאן, מאוורר מזרים האוויר דרך המזגן במהירות קבועה (1.4m/s) שהתקבלה אחרי חישוב מזגן במקרה A. אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד 29.2°C. אחרי 150 דקות טמפרטורה בחדר מגיעה לאחידות. רק שכבה דקה של האוויר הקר נמצאת על יד התקרה. באותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות ואחרי 350 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר מתקרבת למצב התחלתי.



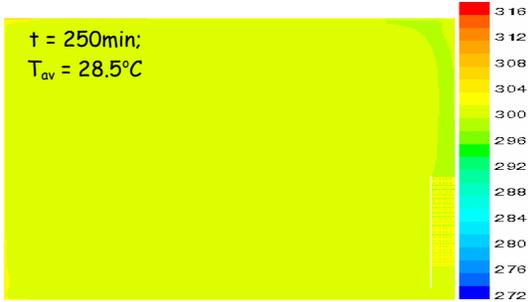
ציור 4.16. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה H).

בציור 4.16 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line (מקרה H בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $15^{\circ}\text{C}$ . שדה טמפרטורה בחדר לא אחיד. אפשר להבחין שהאוויר הקר מצטבר בתחום החדר שבו המזגן ממוקם (50 דקות). בזמן 100 דקות טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות ואחרי 250 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר מתקרבת למצב התחלתי.

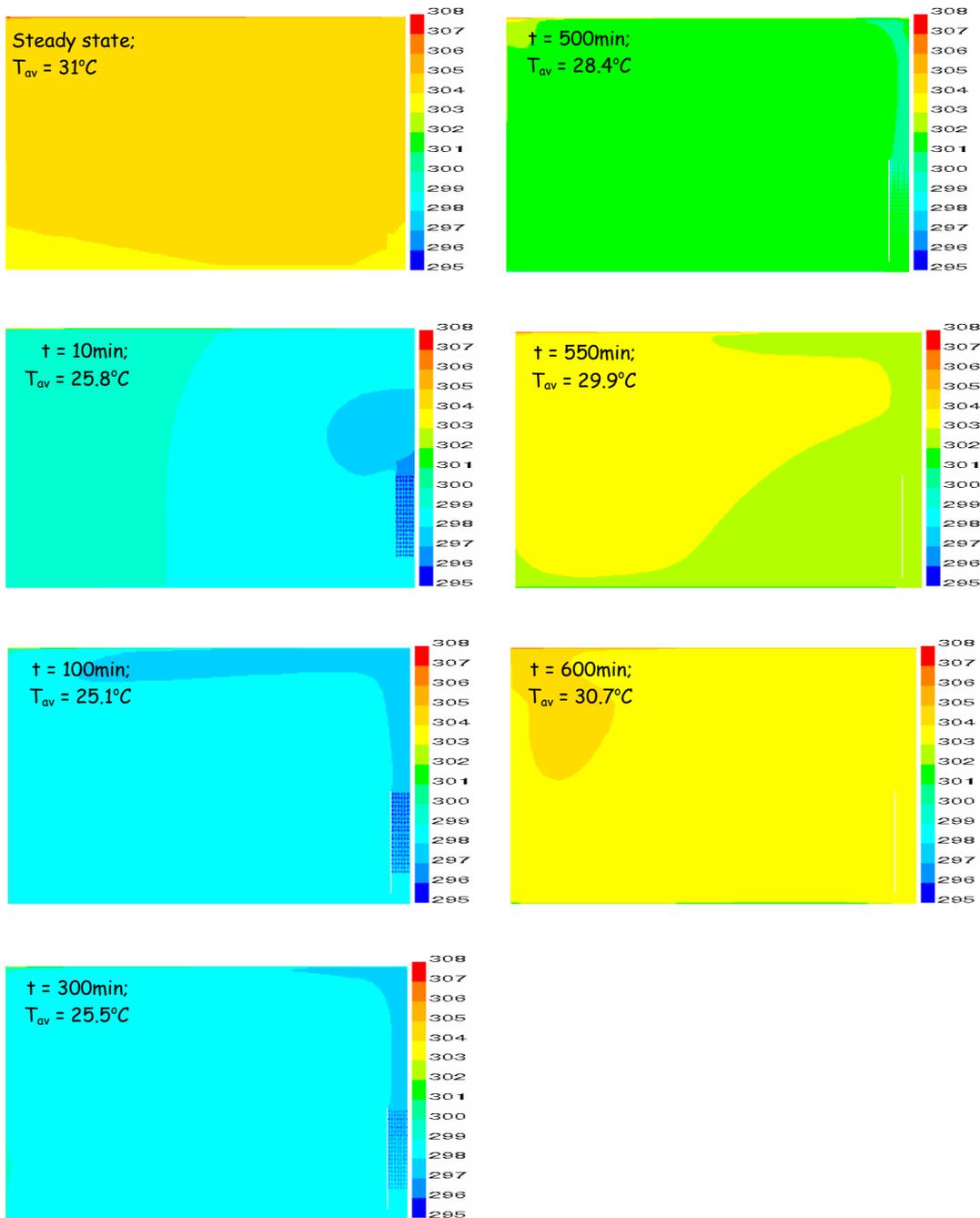


ציור 4.17. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה I).

בציור 4.17 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור כמו במקרה H (מקרה I בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $14.1^{\circ}\text{C}$ . שדה טמפרטורה בחדר מקבל צורה אחידה אחרי 150 דקות. באותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות ואחרי 480 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר מתקרבת למצב התחלתי.

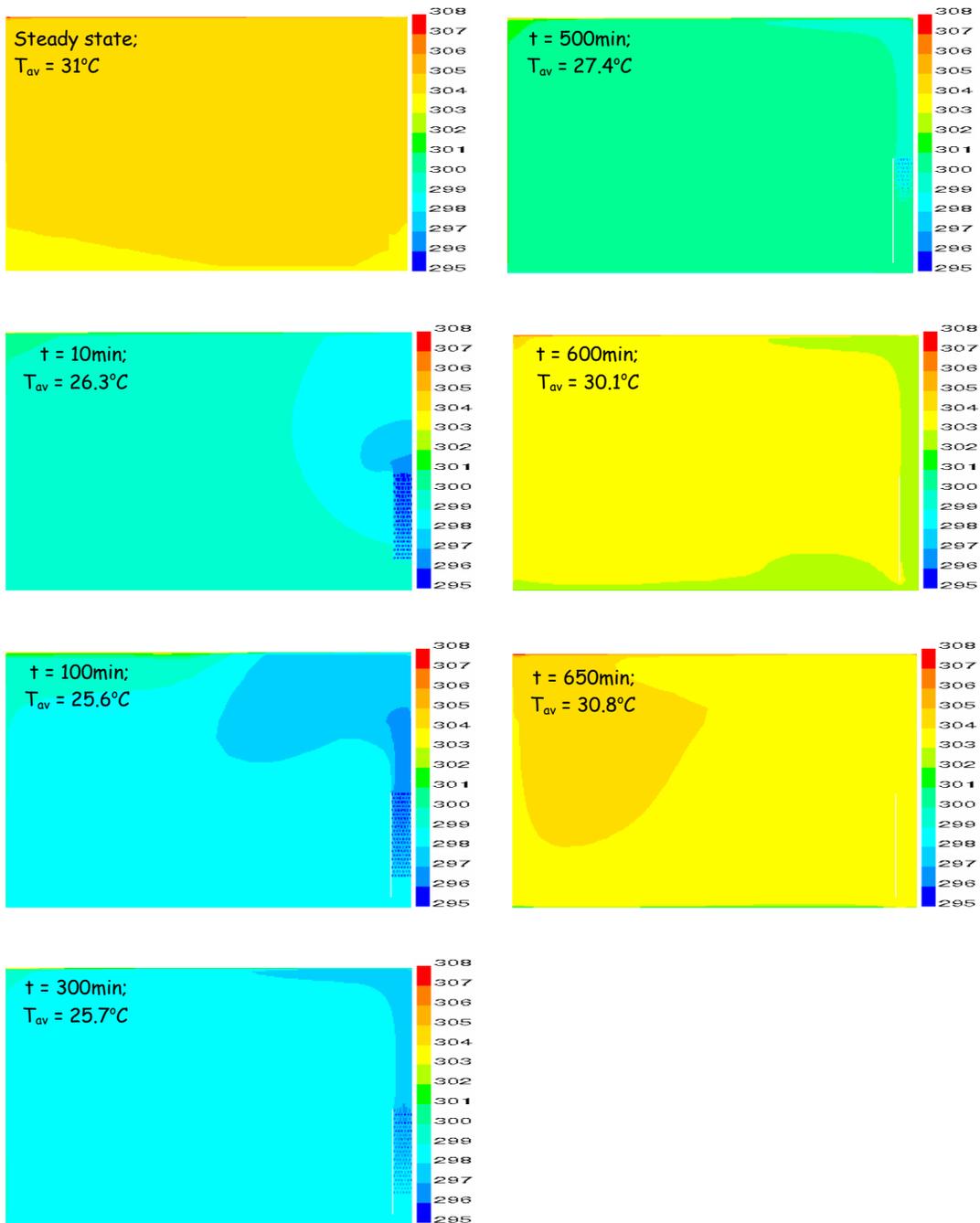


ציור 4.17 (המשך). אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה I).



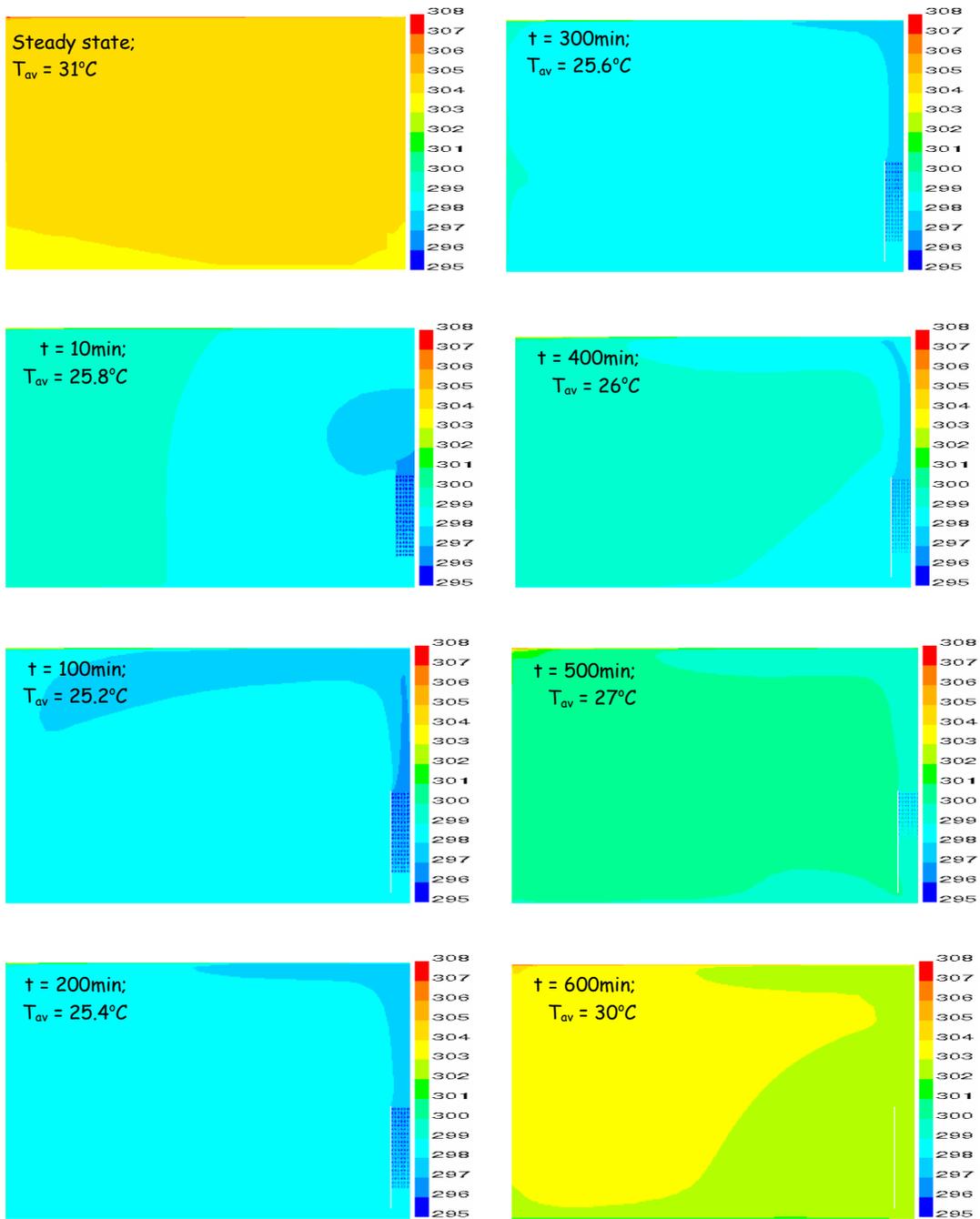
ציור 4.18. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה J).

בציור 4.18 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור כמו במקרה I (מקרה J בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $25.8^{\circ}\text{C}$ . שדה טמפרטורה בחדר מקבל צורה אחידה אחרי 300 דקות ובאותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות. אחרי 600 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר מתקרבת למצב התחלתי.



ציור 4.19. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה K).

בציור 4.19 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered (מקרה K בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $26.3^{\circ}\text{C}$ . שדה טמפרטורה בחדר מקבל צורה אחידה אחרי 300 דקות ובאותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות. אחרי 650 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר מתקרבת למצב התחלתי.



ציור 4.20. אבולוציה טמפרטורת אוויר בחדר (מקרה L).

בציור 4.20 רואים את תהליך הקירור ע"י מזגן שבו אלמנטי הקירור הם צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line (מקרה L בטבלה 4.3). אחרי 10 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר יורדת עד  $25.8^{\circ}\text{C}$ . שדה טמפרטורה בחדר מקבל צורה אחידה אחרי 200 דקות ובאותו זמן טמפרטורה בחדר מתחילה לעלות. אחרי 600 דקות של התהליך טמפרטורה בחדר היא  $30^{\circ}\text{C}$ .

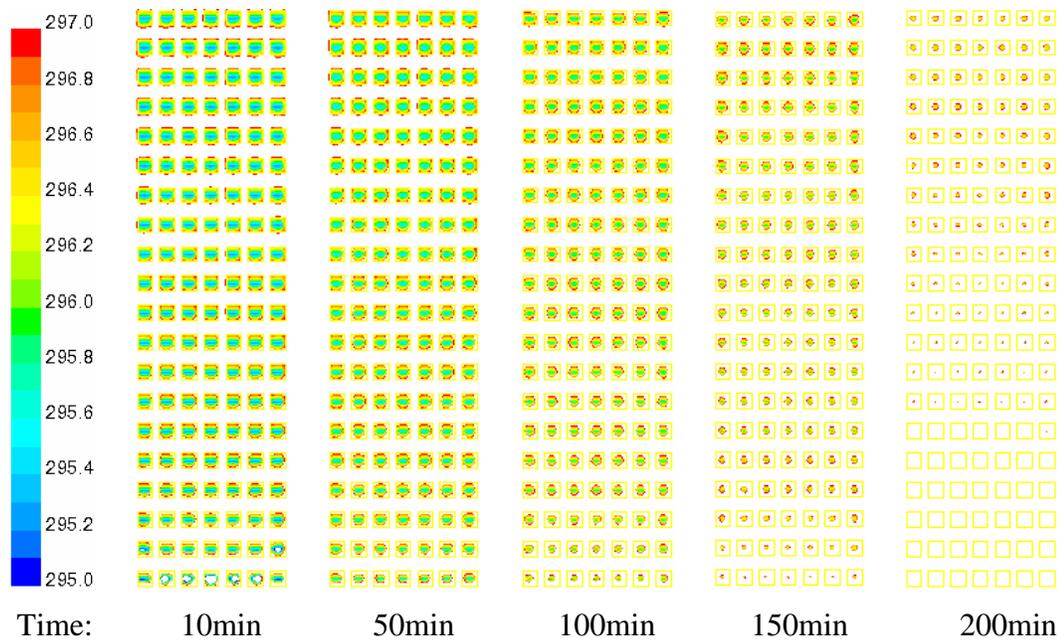
### 4.3.2 שדה טמפרטורת ה-PCM באלמנטי קירור

בציורים 4.21 – 4.32 אפשר לראות שינוי הטמפרטורה בתוך ה-PCM במשך תהליך הקירור עבור מקרים A-L (טבלה 4.3).

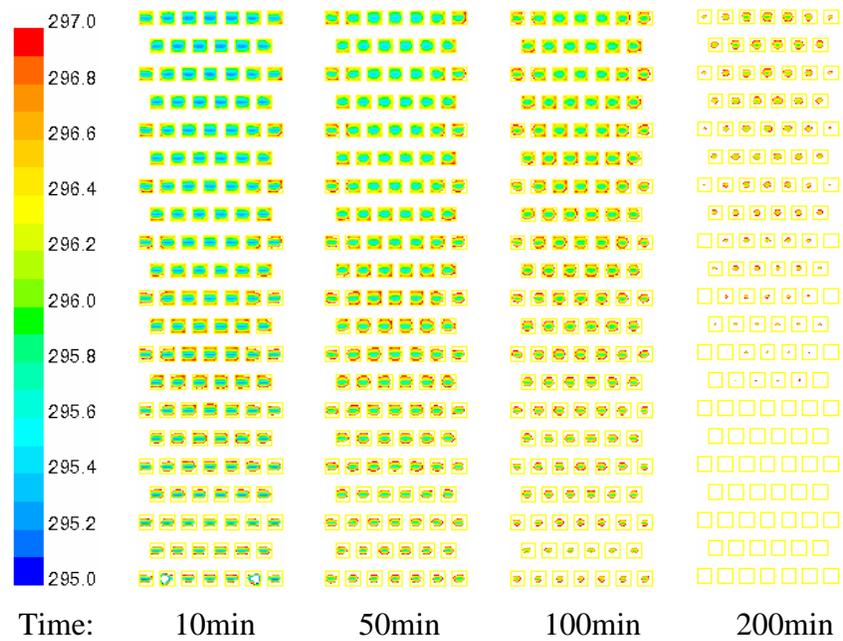
כל התמונות שהוצגו מאפשרות לראות את התהליך רק במישור סימטריה של המזגן. על יד התמונות מופיעה סקלה המראה את ערכי הטמפרטורה במעלות K. הסקאלה מראה את השינויים בטמפרטורת ה-PCM בין טמפרטורה שמסמנת את תחילתו של תהליך ההתכה לבין טמפרטורה שמסמנת את סיומו של התהליך. חוץ מזה, תחת כל תמונה אפשר לראות זמן מתחילתו של תהליך הקירור.

שינויים בצבע של התמונות מאפשרים להעריך את הטמפרטורה בתוך ה-PCM ולראות את התפשטותה של ההתכה בתוכם של אלמנטי הקירור. למשל, עבור מקרה A (ציור 4.21), אחרי 10 דקות של התהליך רואים שכל ה-PCM נמצא במצב מוצק ורק על יד הדפנות מתקיים שינוי פאזה. מכיוון שזרימת האוויר בכיוון מלמטה למעלה, אז כבר אחרי 50 דקות רואים שינוי פאזה באלמנטי הקירור הנמצאים למטה מתקיים יותר מהר מאשר באלמנטי הקירור הנמצאים בכיוון זרימה למעלה.

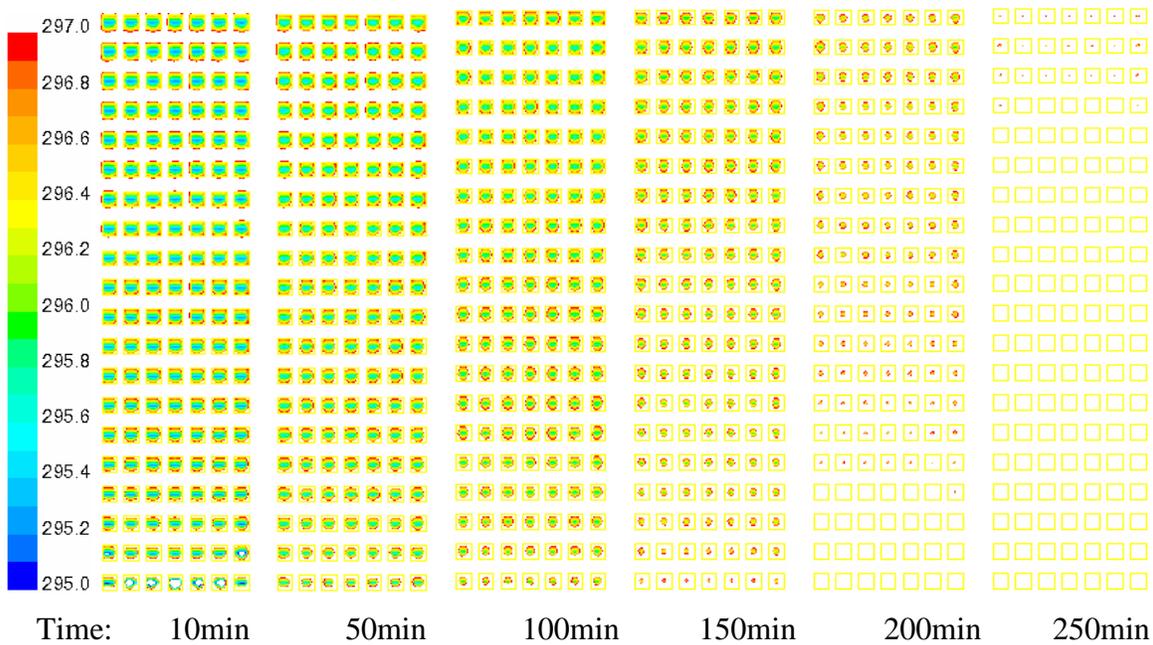
היות והמודל לא לוקח בחשבון את הסעה חופשית בתוך פאזה נוזלית של ה-PCM, אז אפשר לראות בתמונות שתופעה של שקיעתו של החומר בתוך אלמנטי הקירור איננה והחומר שטרם התנזל נמצא בדיוק במרכז של אלמנטי הקירור. דבר זה גורם להגדלתה של התנגדות תרמית של החומר, כלומר הקטנתו של קצב מעבר חום מן המזגן לאוויר שבא לידי ביטוי בהתמשכותו של זמן כל התהליך הקירור. אחרי 200 דקות של התהליך אפשר לראות, לפי היעלמות של הצבע באלמנטי הקירור, שכמעט כל החומר הפך למצב נוזלי.



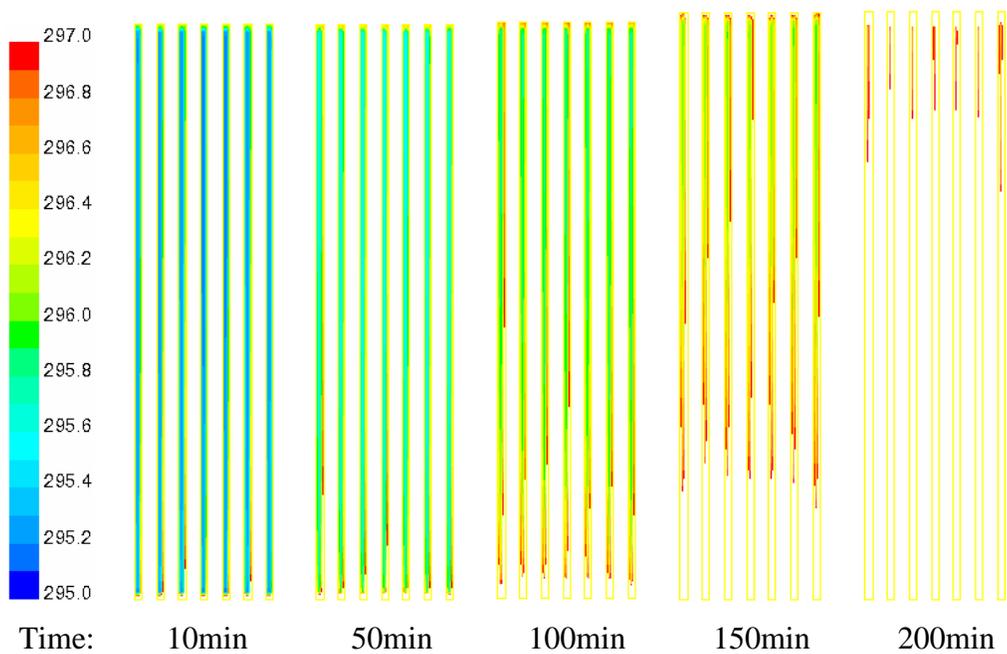
ציור 4.21. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה A).



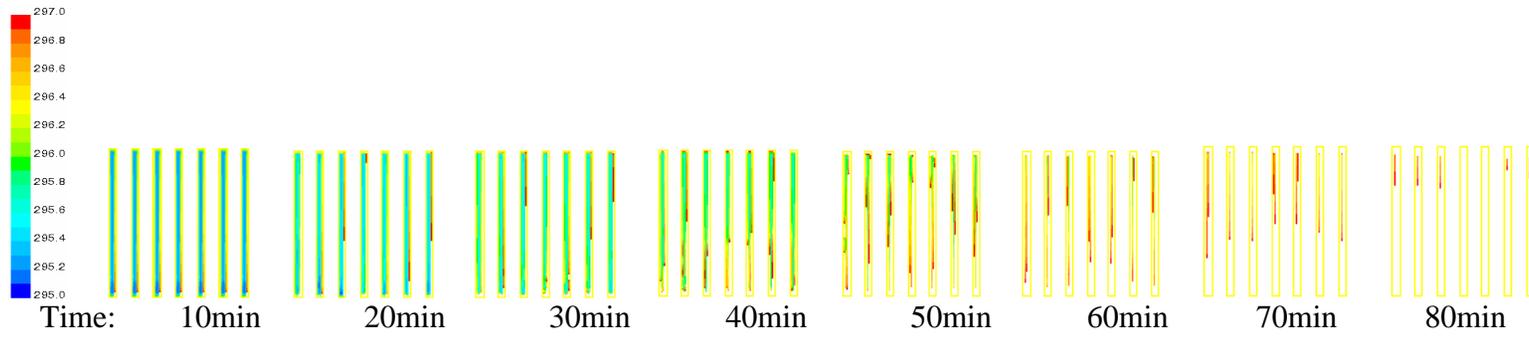
ציור 4.22. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה B).



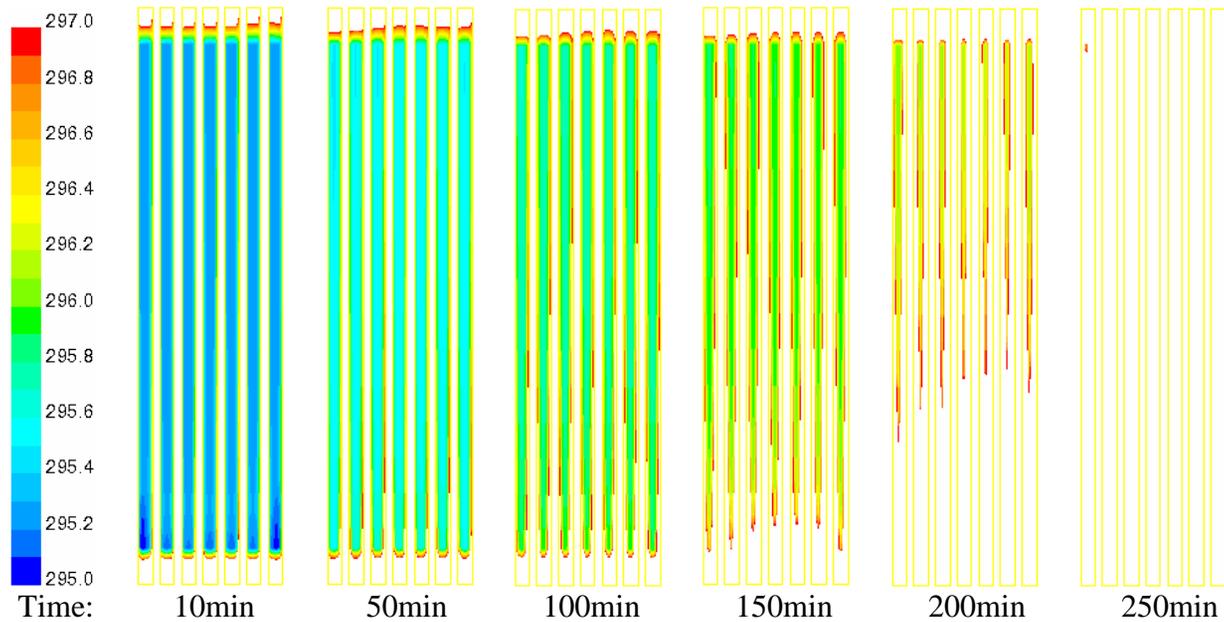
ציור 4.23. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה C).



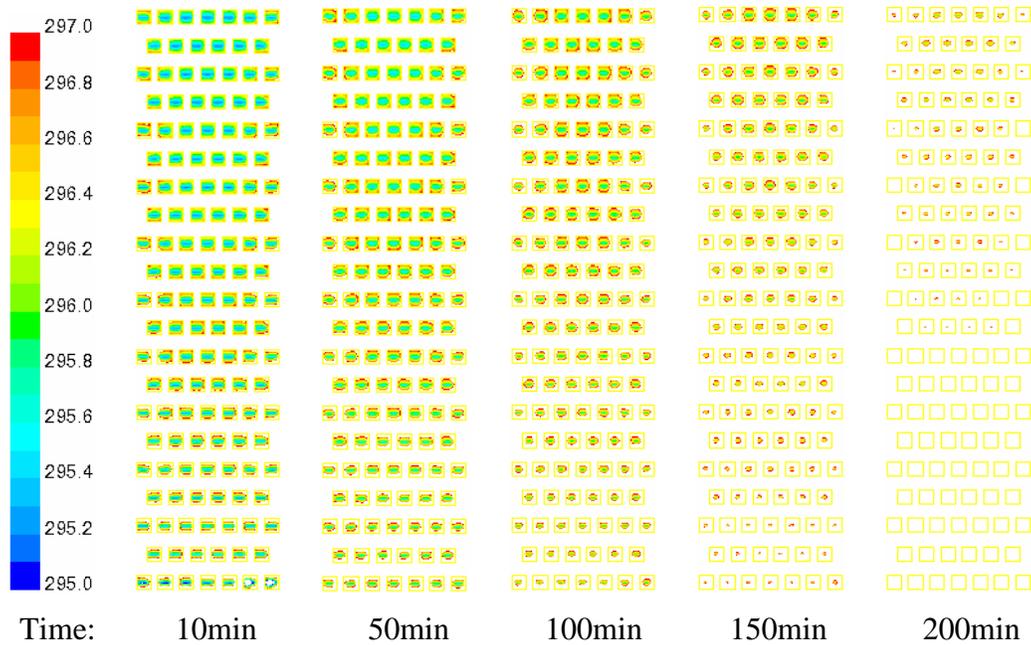
ציור 4.24. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה D).



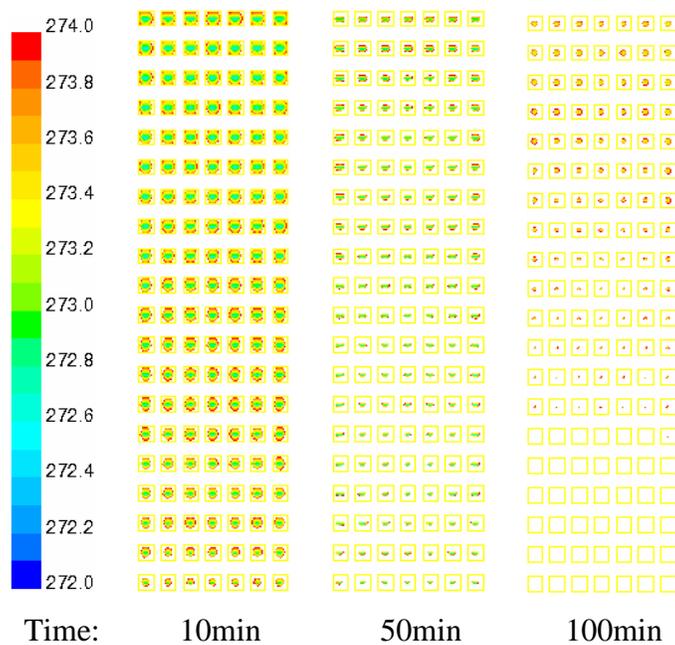
ציור 4.25. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה E).



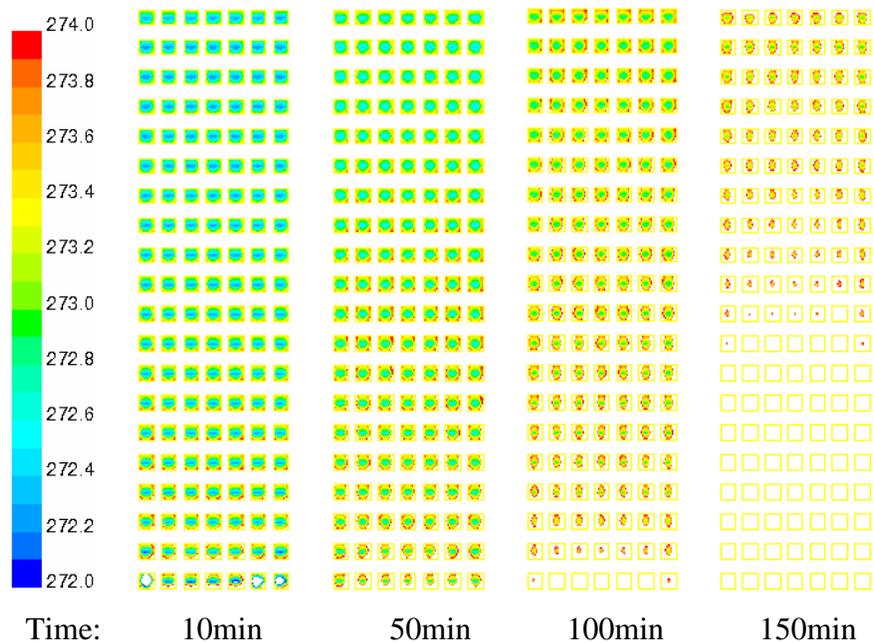
ציור 4.26. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה F).



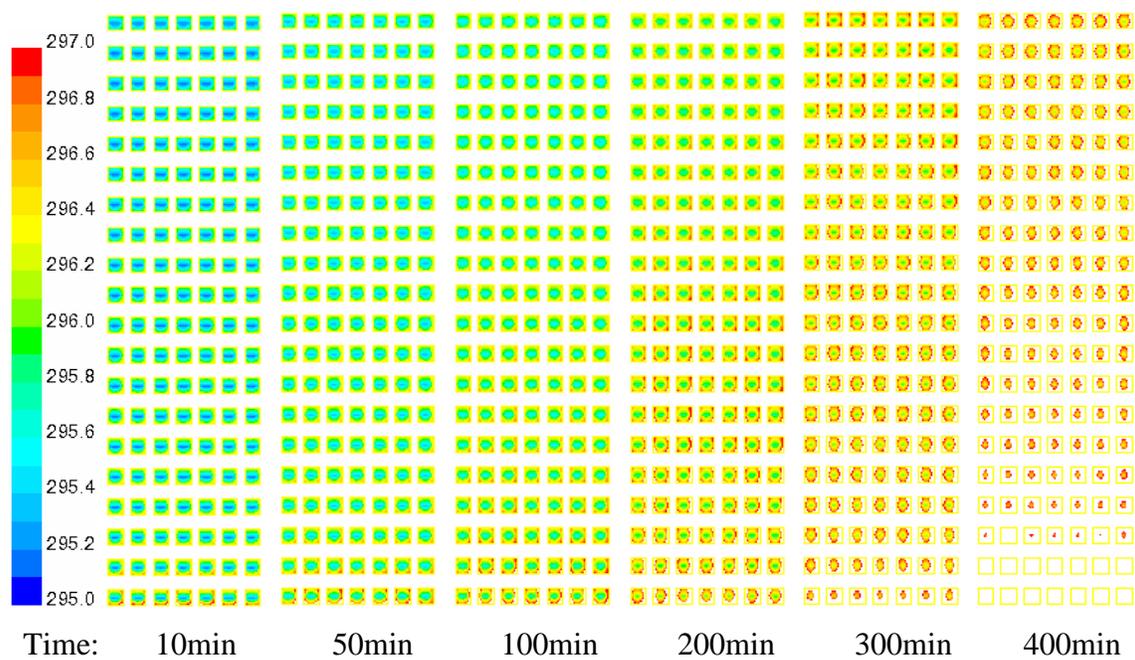
ציור 4.27. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה G).



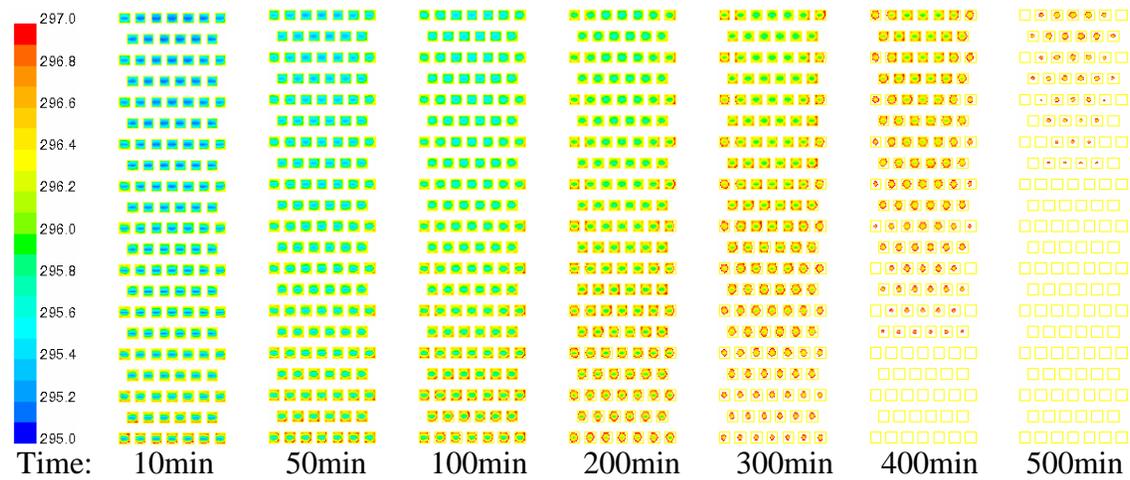
ציור 4.28. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה H).



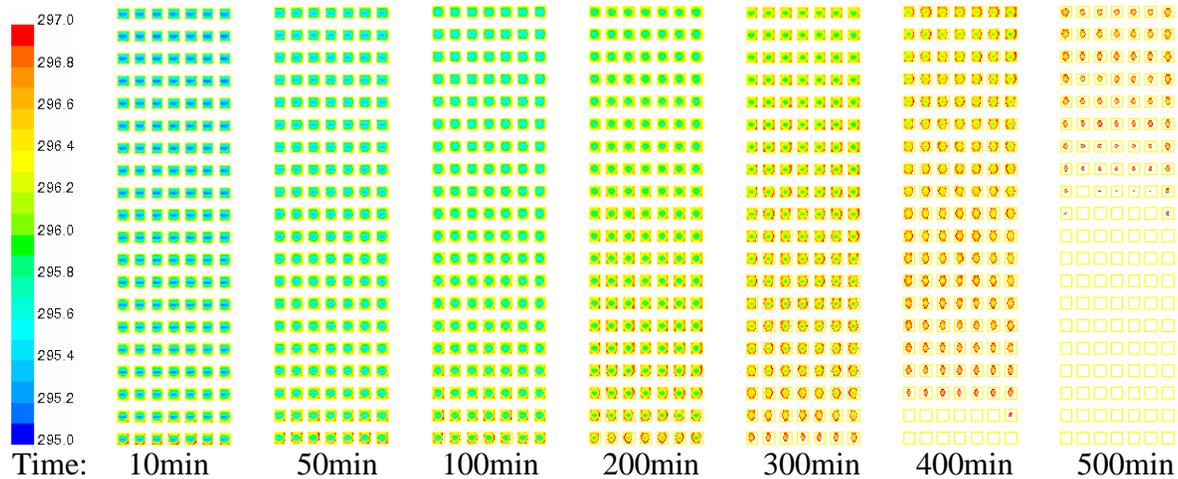
ציור 4.29. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה I).



ציור 4.30. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה J).



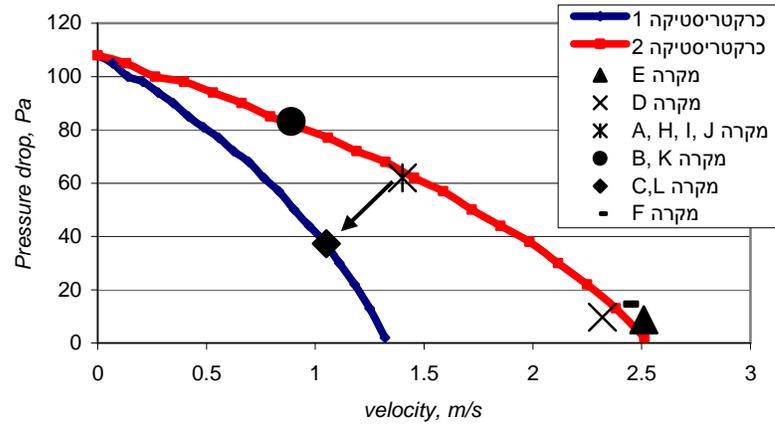
ציור 4.31. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה K).



ציור 4.32. אבולוציה של טמפרטורת PCM בתוך אלמנטים של קירור (מקרה L).

### 4.3.3 שדה לחץ האוויר

בציור 4.33 מוצגות הכרקטריסטיקות פעולתו של המאוורר (כמו בציור 4.6) ועליהן מסומנות נקודות עבודת המאוורר במזגן הנחקר. כל כרקטריסטיקה מהווה את תלותו של מפל הלחץ דרך המזגן במהירות האוויר הממוצעת. קו אחד (כרקטריסטיקה 1) הוא הכרקטריסטיקה שנתונה ע"י היצרן של המאוורר. קו שני (כרקטריסטיקה 2) הוא הכרקטריסטיקה שהוכנסה בחישובים במטרה לקבל ספיקת מסה האוויר דרך המזגן יותר גדולה, כלומר לקבל קירור יותר מהיר של החדר. בגרף גם כן אפשר לראות נקודות מיוחדות אשר מהוות את הפתרונות עבור צורות שונות של אלמנטי הקירור. כידוע, היו חמש צורות של אלמנטי הקירור: לוחות אנכיים בגובה 20cm (מקרה E), לוחות אנכיים בגובה 80cm (מקרה D), צינורות מרובעים אנכיים מסודרים בצורה in-line (מקרה A, C, I, H, J, L) וצינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה staggered (מקרה B, K). החץ בציור 4.33 מסמן את המעבר מכרקטריסטיקה מס' 1 לכרקטריסטיקה מס' 2 עבור מקרים C ו-L. כל המקרים מפורטים בטבלה 4.3.



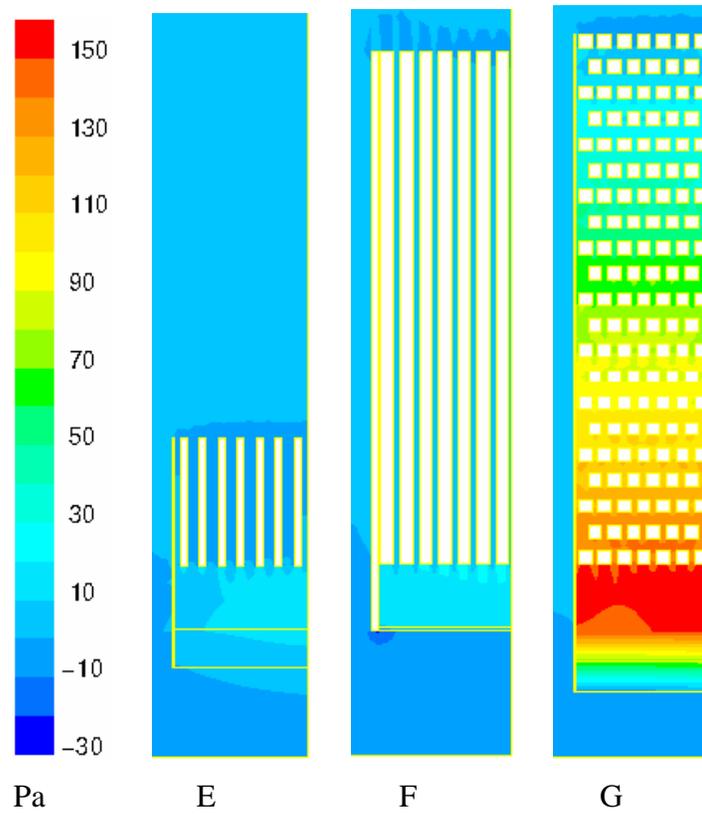
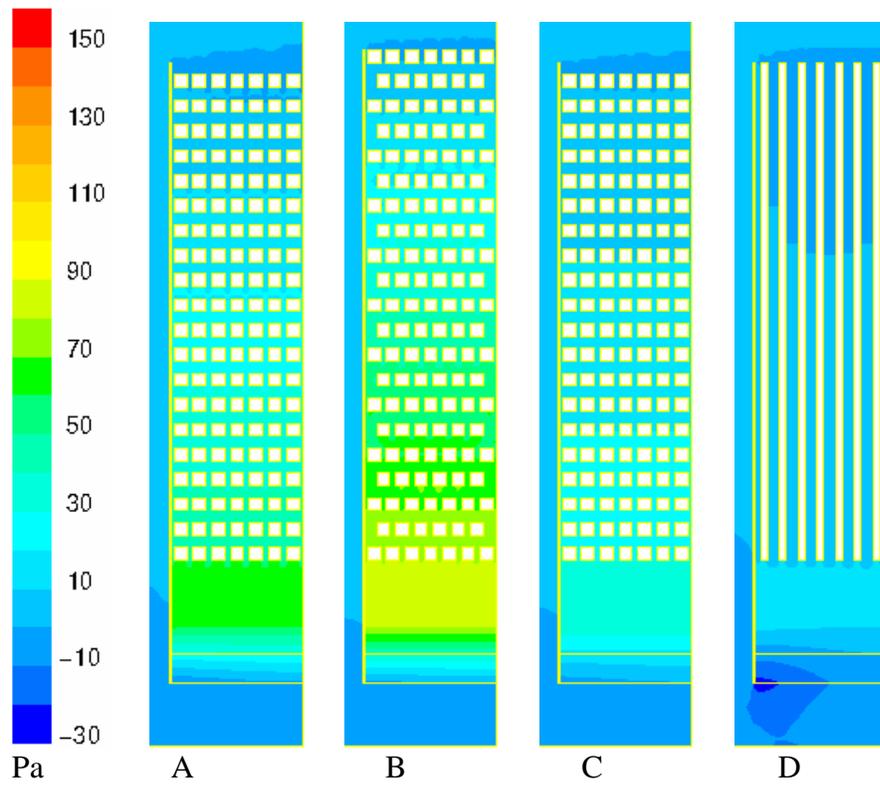
ציור 4.33. כרקטריסטיקות פעולתו של המאוורר.

בטבלה 4.5 מוצגות ספיקות האוויר דרך המזגן עבור צורות שונות של אלמנטי הקירור ועבור כרקטריסטיקות של המפוח שונות לפי ציור 4.33.

בציור 4.34 אפשר לראות את שדה לחצי האוויר באזור המזגן עבור מקרים A-G (טבלה 4.3). כל התמונות שהוצגו מאפשרות לראות את התופעה רק במישור סימטריה של המזגן. הסקלה מאפשרת להעריך את לחצי האוויר כאשר הוא עובר דרך אלמנטי הקירור. למשל, מהשוואה בין המקרים שונים של צורת אלמנטי הקירור וכרקטריסטיקות שלפיהן המאוורר פעול, אפשר להסיק שבמקרה E (טבלה 4.3) האוויר עובר את המזגן במפל הלחצים די נמוך (בערך 10-15Pa), ואילו במקרה G (טבלה 4.3) מפל הלחצים גדל עד 150Pa.

טבלה 4.5. ספיקות האוויר דרך המזגן.

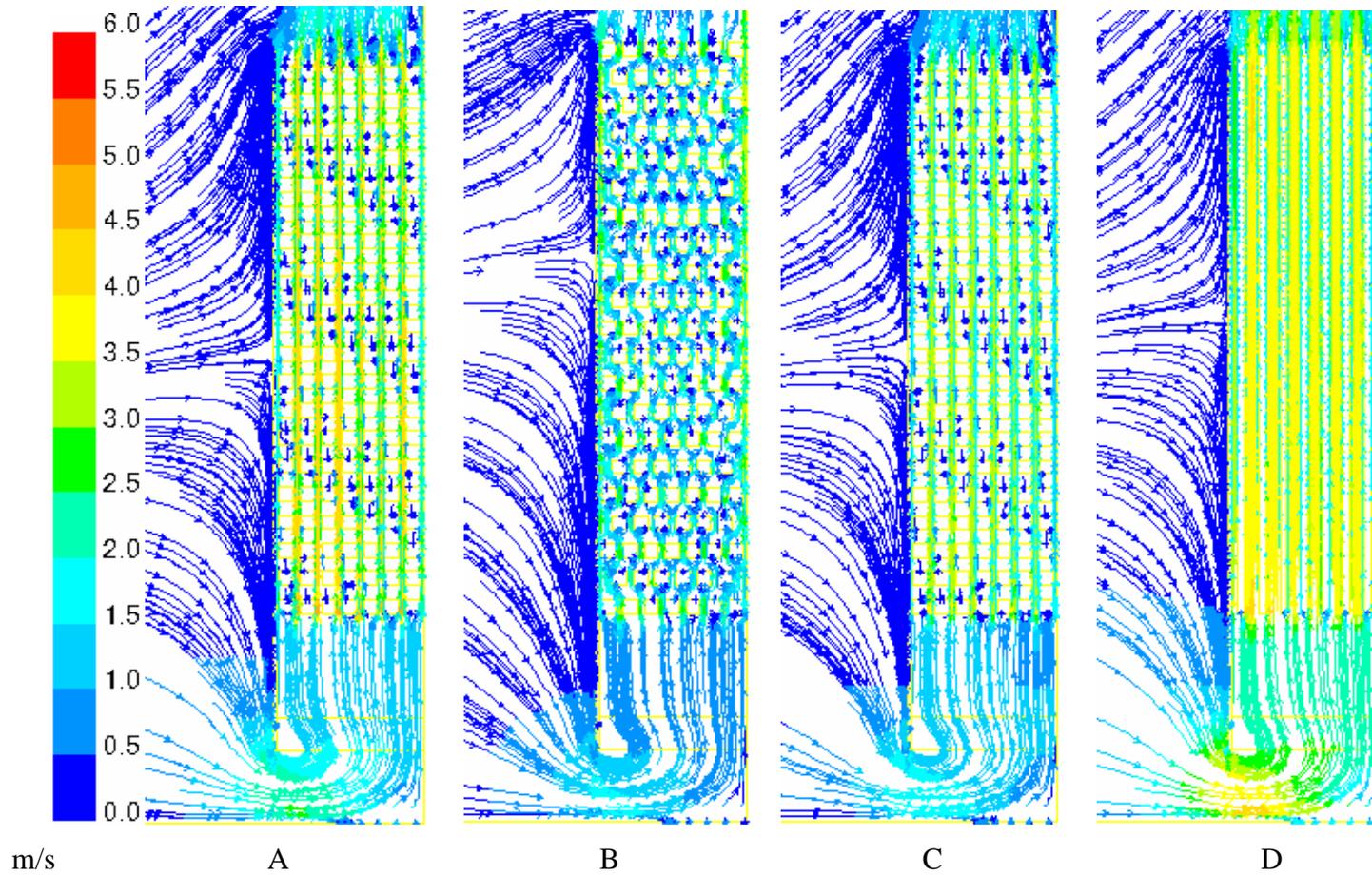
מקרים	E	D	J, I, H, A	K, B	L, C	F
ספיקת האוויר, kg/s	0.53	0.51	0.32	0.2	0.24	0.53



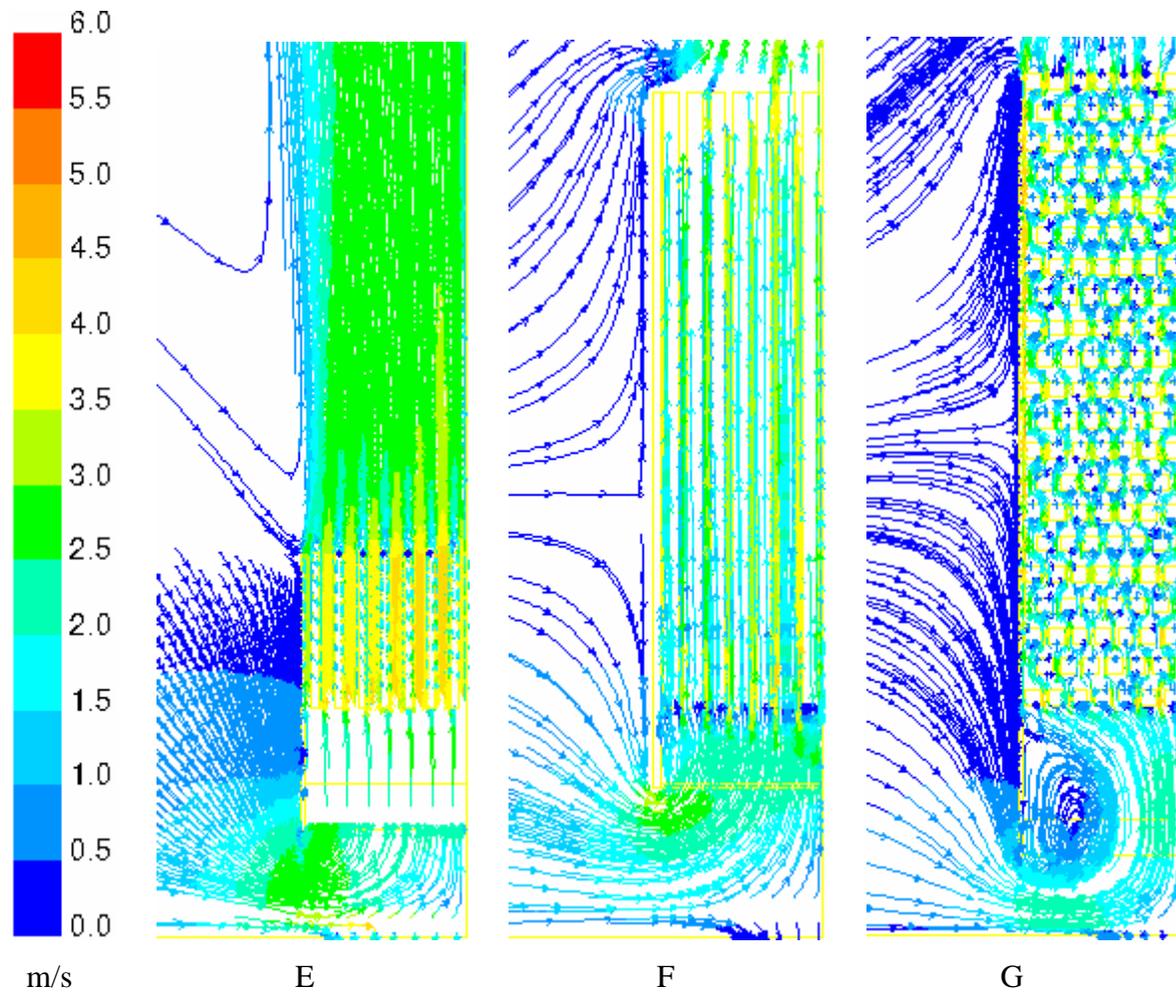
ציור 4.34. מפל הלחץ באזור המזגן (מקרים A-G).

#### 4.3.4 מהירויות וקווי זרימת האוויר

בציורים 4.35, 4.36 אפשר לראות את מהירויות וקווי הזרם באזור המזגן עבור מקרים A-G (טבלה 4.3). כל התמונות מאפשרות לראות את התופעה רק במישור סימטריה של המזגן. הסקאלה מאפשרת להעריך את מהירות האוויר ולראות את קווי הזרם כאשר האוויר מתקרב למזגן ועובר דרך אלמנטי הקירור.

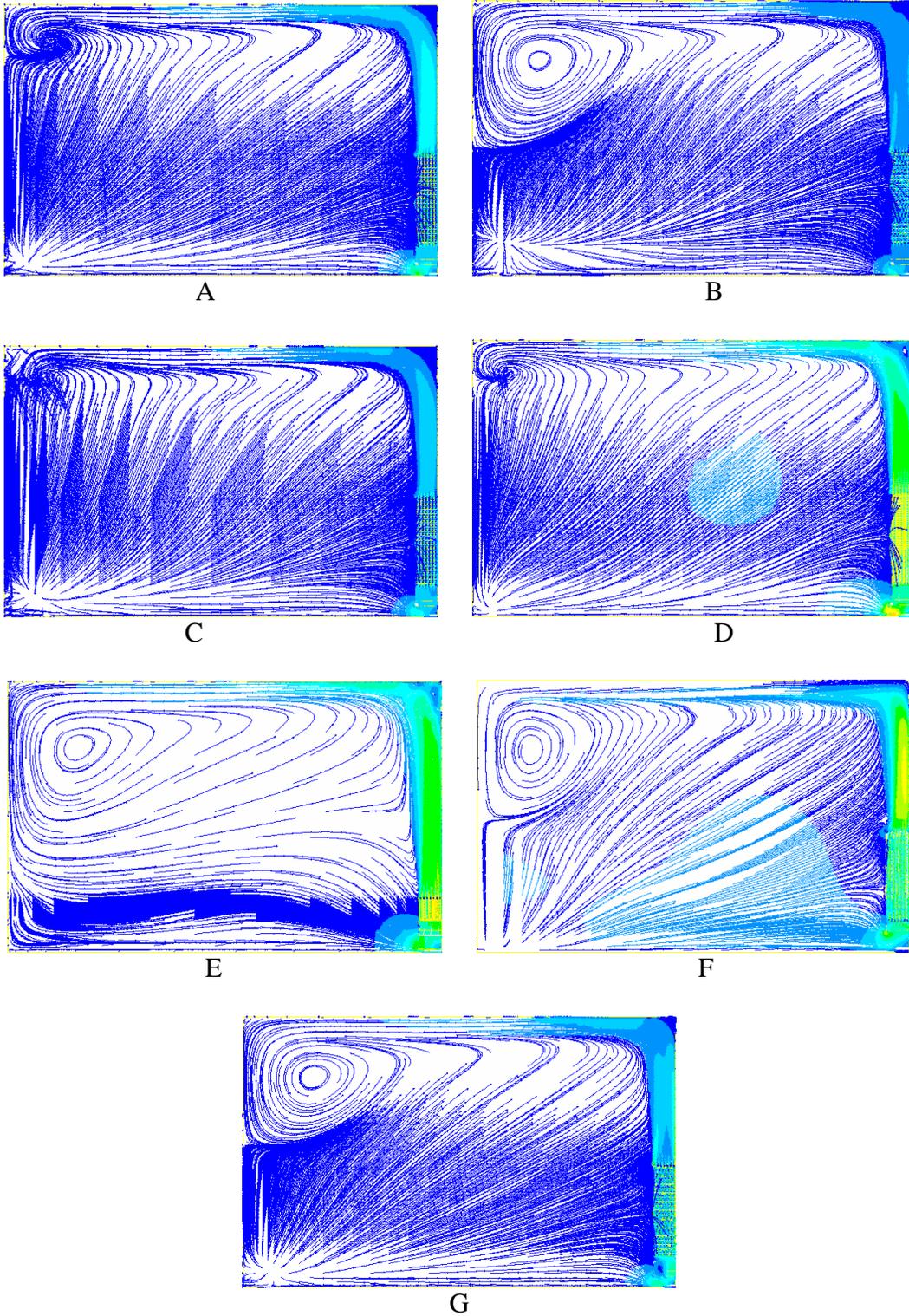


ציור 4.35. מהירות וקווים של זרימת אוויר באזור המזגן (מקרים A-D).



ציור 4.36. מהירות וקווים של זרימת אוויר באזור המזגן (מקרים E-G).

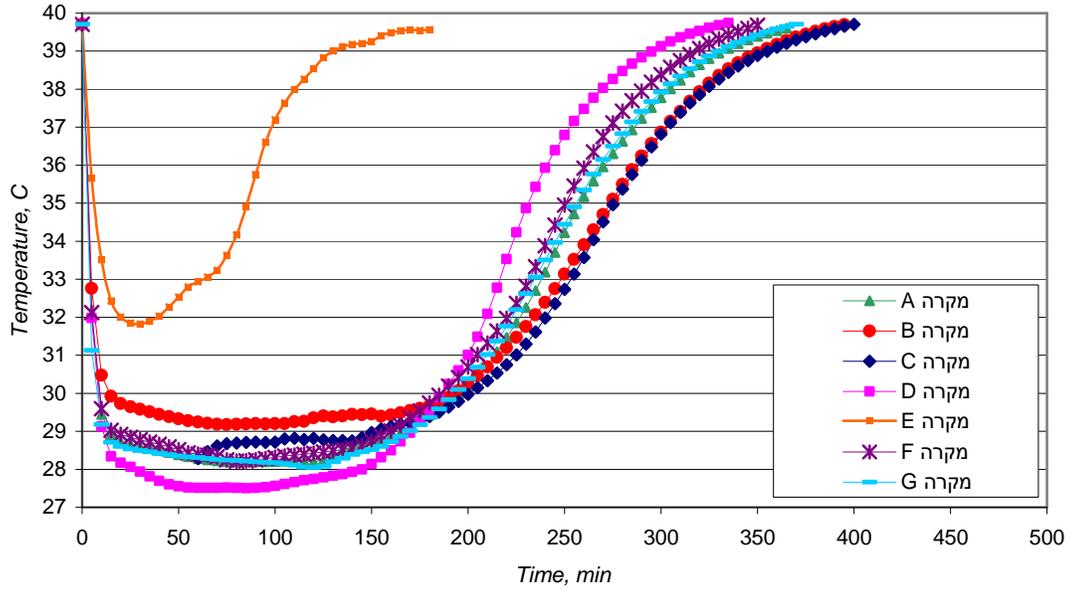
. בציור מס' 4.37 אפשר לראות את קווים של זרימת האוויר בתוך החדר עבור מקרים A-G (טבלה 4.3). כל התמונות שהוצגו מאפשרות לראות את התופעה רק במישור סימטריה של החדר.



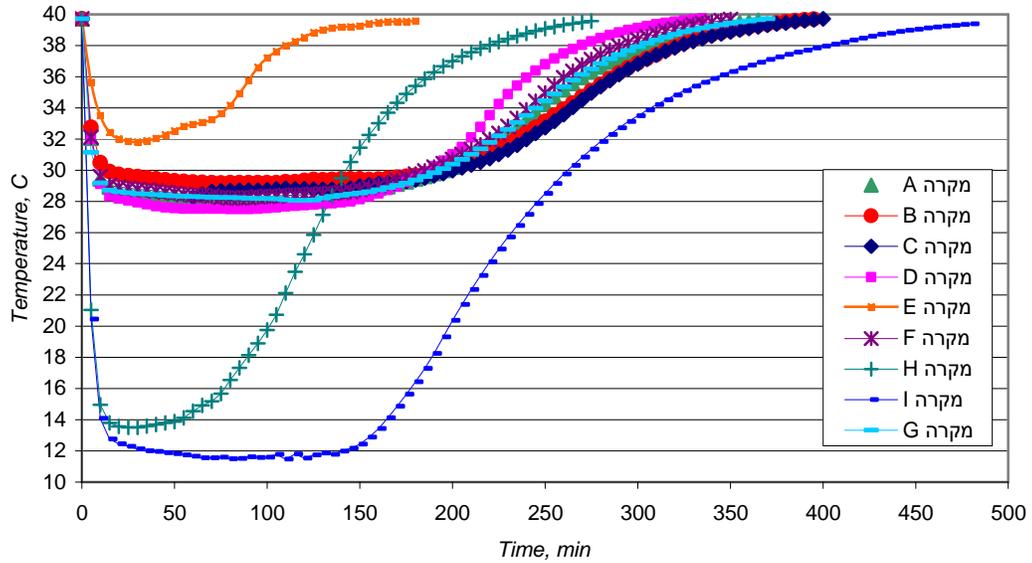
ציור 4.37. קווי זרימת האוויר בתוך החדר (מקרים A-G).

4.3.5 טמפרטורת האוויר הממוצעת בחדר

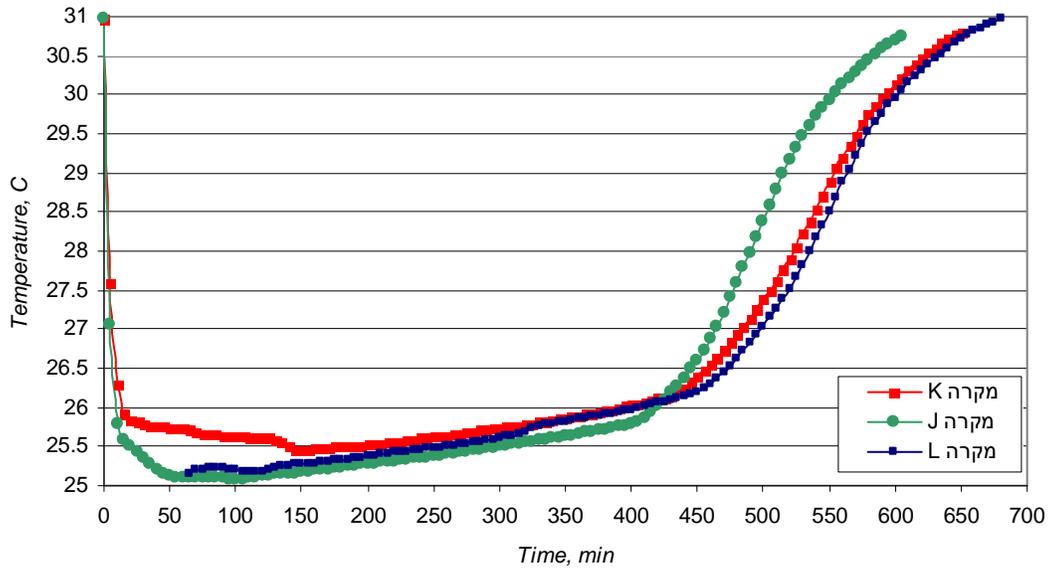
בציורים 4.38 – 4.40 מוצגים ערכי הטמפרטורה הממוצעת בחדר כנגד זמן קירור עבור מקרים A- L (טבלה 4.3). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל-40°C עבור מצב "חם" ו-31°C עבור מצב "קר".



ציור 4.38. טמפרטורת ממוצעת של האוויר בחדר (מקרים A-G).



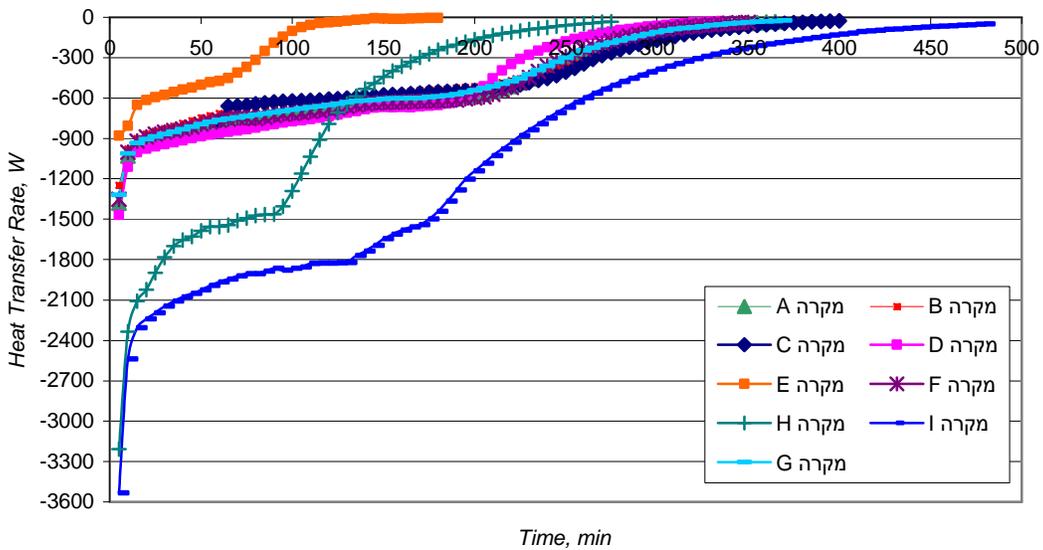
ציור 4.39. טמפרטורת ממוצעת של האוויר בחדר (מקרים A-I).



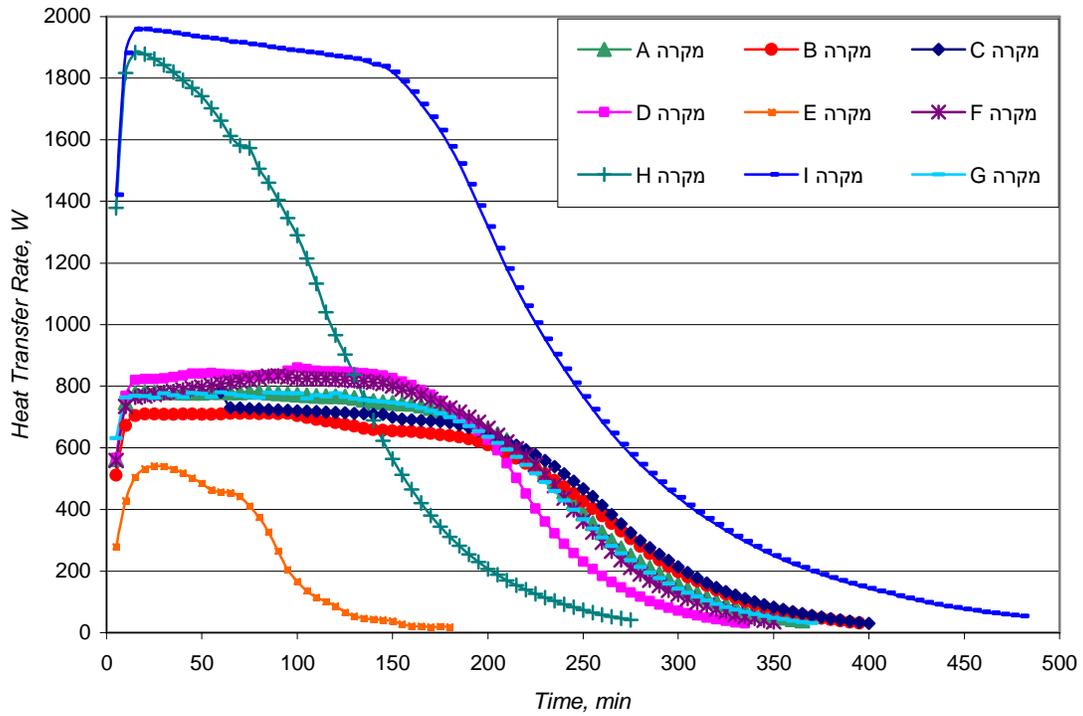
ציור 4.40. טמפרטורת ממוצעת של האוויר בחדר (מקרים J-L).

### 4.3.6 קצבי מעבר החום

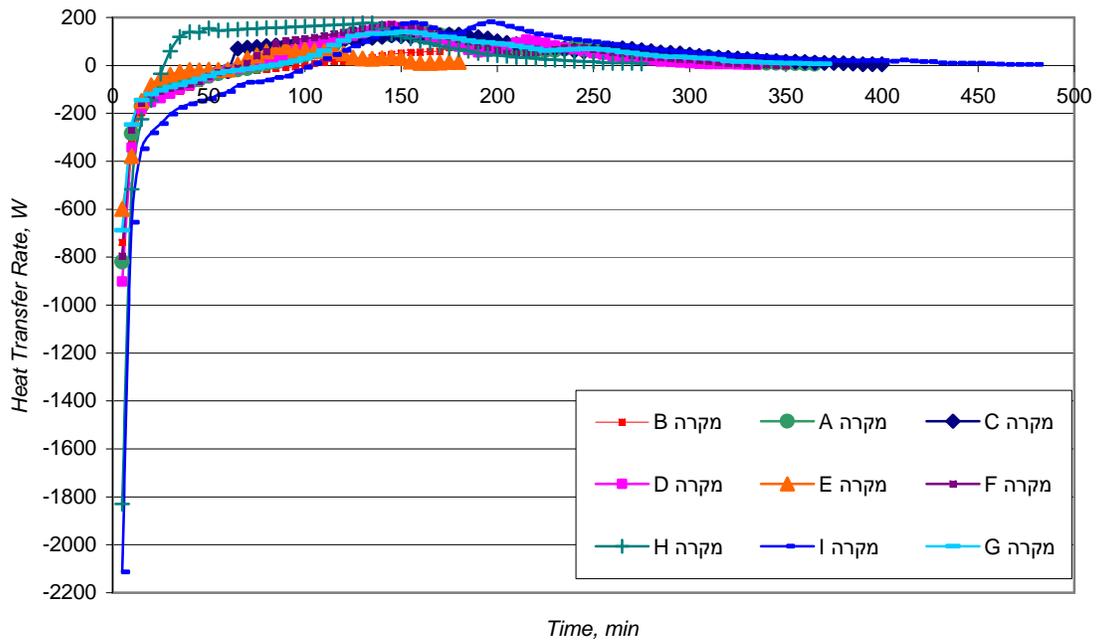
בציורים מס' 4.41 – 4.46 מוצגים הערכים של קצבי מעבר החום מן המזגן, מן הקירות וסכום קצבי מעבר חום מהקירות של החדר ומהמזגן הנכנסים למערכת כנגד זמן קירור עבור מקרים A-L (טבלה 4.3). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $40^{\circ}\text{C}$  עבור מצב "חם" ו- $31^{\circ}\text{C}$  עבור מצב "קר".



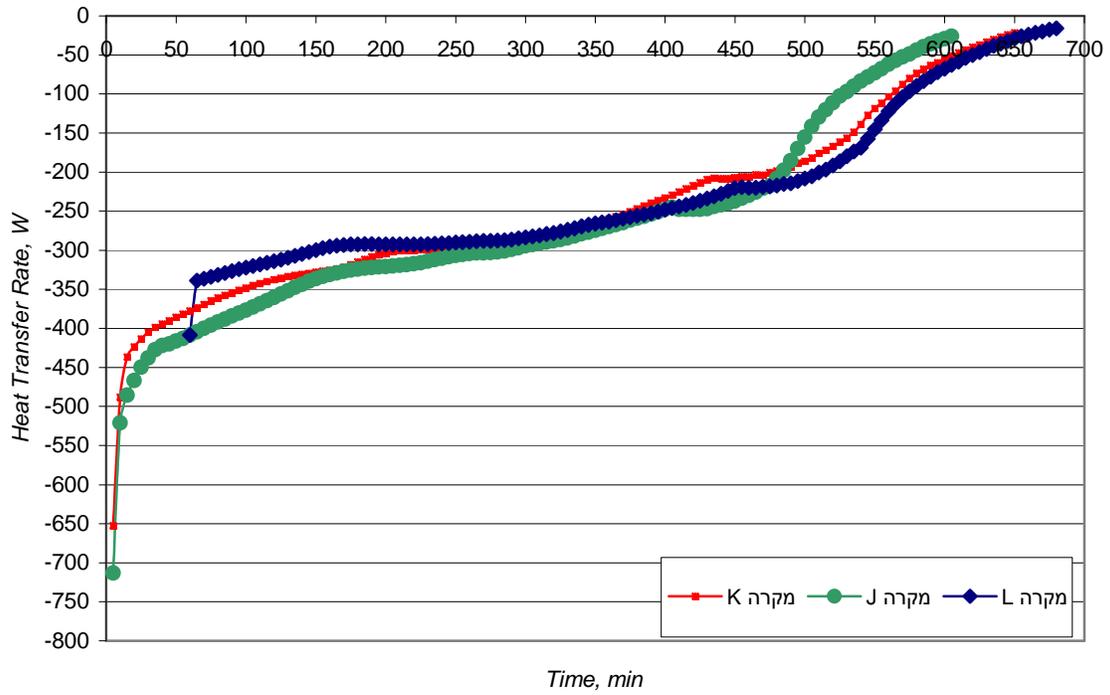
ציור 4.41. קצבי מעבר חום מהמזגן (מקרים A-I).



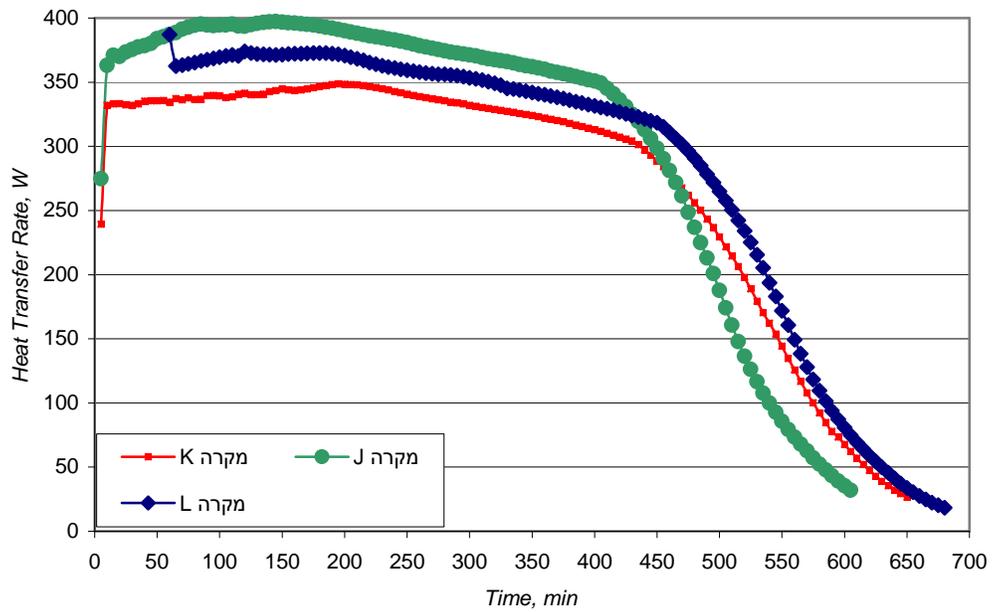
ציור 4.42. קצבי מעבר חום מהקירות של החדר (מקרים A-I).



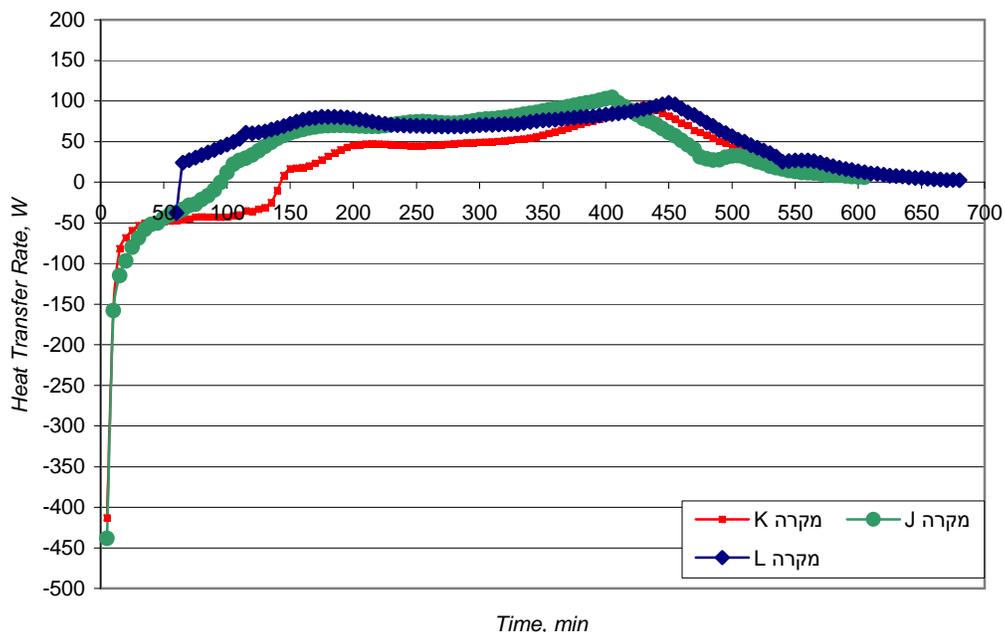
ציור 4.43. סכום קצבי מעבר חום מהקירות של החדר ומהמזגן (מקרים A-I).



ציור 4.44. קצבי מעבר חום מהמזגן (מקרים J-L).



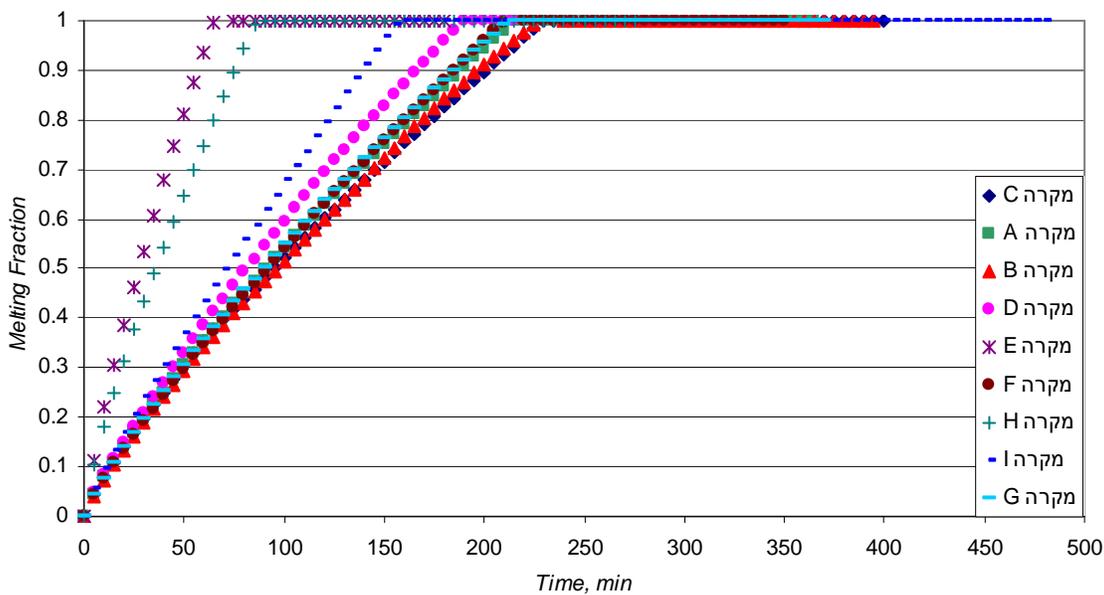
ציור 4.45. קצבי מעבר חום מהקירות של החדר (מקרים J-L).



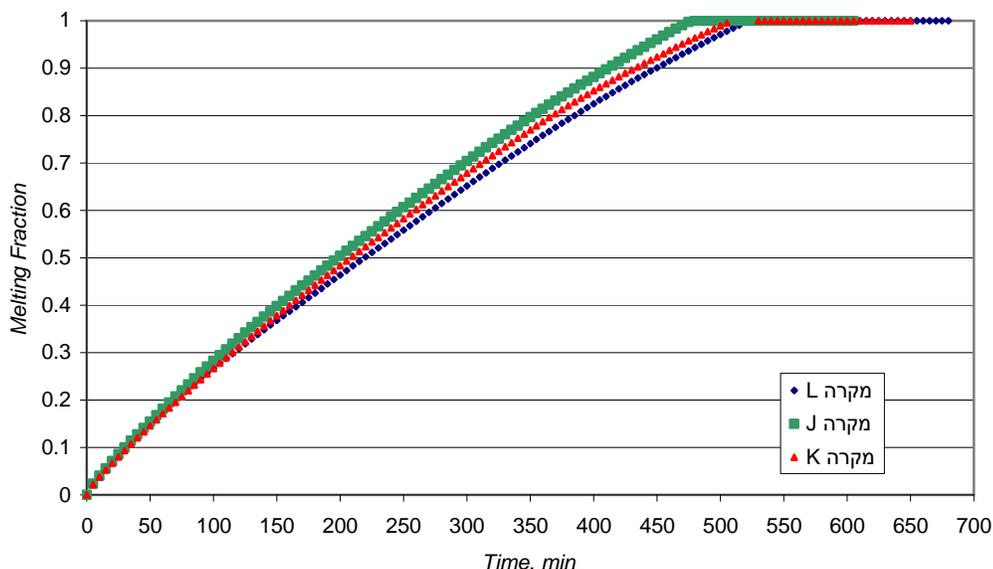
ציור 4.46. סכום קצבי מעבר חום מהקירות של החדר ומהמזגן (מקרים J-L).

### 4.3.7 קצבי ההתכה

בציורים מס' 4.47, 4.48 מוצגים את קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור כנגד זמן קירור עבור מקרים A-L (טבלה 4.3). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $40^{\circ}\text{C}$  עבור מצב "חם" ו- $31^{\circ}\text{C}$  עבור מצב "קר". ערכי המסה של ה-PCM שכבר התנזלה משתנים מ-0 עד 1.



ציור 4.47. קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור (מקרים A-I).



ציור 4.48. קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור (מקרים J-L).

#### 4.4 אנליזת התוצאות

בסעיף זה ניתנת אנליזה של התוצאות שהתקבלו בחקירה של השפעתם של הפרמטרים שבהם תלוי הפתרון של הבעיה. הדיון נוגע בחישובי לחץ האוויר, מהירויות וקווי זרימה של האוויר, טמפרטורת האוויר בחדר, קצבי מעבר החום וקצבי ההתכה.

##### 4.4.1 מפלי לחץ האוויר דרך המזגן

כפי שרואים בתוצאות של סעיף 4.3.3, במקרה של כרקטריסטיקה 2 בוצעו סימולציות עבור כל הצורות של אלמנטי קירור, ואילו במקרה של כרקטריסטיקה 1 בוצעו סימולציות רק עבור צינורות מרובעים אופקיים מסודרים בצורה in-line. במקרה D, E, F (טבלה 4.3, ציור 4.8) מקבלים ערכים עבור מפל הלחץ וספיקת מסה האוויר קרובים. כאן, מפל הלחץ דרך המזגן נמוך (בערך 10-15Pa), ואילו ספיקת האוויר גבוהה (בערך 0.53kg/s). במקרה A (טבלה 4.3, ציור 4.8) שטח של מעבר האוויר דרך המזגן יותר קטן וזה גורם להגדלתו של מפל הלחץ (בערך 62Pa) והקטנתה של ספיקת המסה של האוויר (בערך 0.32kg/s). במקרה B (טבלה 4.3, ציור 4.8) האוויר עובר מסלול עוד יותר מסובך דרך האלמנטי הקירור וזה מתבטא ע"י עליה בערכו של מפל הלחץ (בערך 83Pa) ובירידה ערכה של ספיקת המסה של האוויר (בערך 0.2kg/s).

כידוע, מאורר פועל בצורה אפקטיבית, אם נקודה פעולתו נמצאת בכרקטריסטיקה בערך באזור 60% מהערך המקסימלי שהוא יכול לספק. לכן, לפי התוצאות הללו, אפשר להסיק שצורה הכי אפקטיבית של המזגן היא זאת שמתקבלת במקרה A. במקרה G (טבלה 4.3, ציור 4.8) המזגן לא פעל לפי קו של

כרקטריסטיקה כלשהי, אלא לפי מפל הלחץ על מנת להשיג את ספיקת המסה של האוויר דרך המזגן שווה למקרה A. כאן, מפל הלחץ דרך המזגן התקבל קרוב ל-150Pa. במקרה C (טבלה 4.3, ציור 4.8) הערכים עבור מפל הלחץ ועבור ספיקת מסה האוויר היו 37Pa ו-0.24kg/s בהתאמה.

#### 4.4.2 מהירויות האוויר וקווי הזרימה בחדר

בסעיף 4.3.4 אפשר לראות את התוצאות (ציורים 4.35, 4.36) עבור מהירויות וקווי זרימת האוויר באזור המזגן עבור מקרים A-G (טבלה 4.3, ציור 4.8). לפי התמונות, באופן כללי, אפשר להסיק שבמקרים מסוימים מהירות של האוויר משתנה בהרבה: באזורים די רחוקים מן המאוורר ערכיה לא יותר מ-0.5m/s, ואילו, עם התקרבותו של האוויר למאוורר המהירות גדלה ויכולה להיות בערך 2.5m/s ואחר כך, כאשר האוויר עובר את האלמנטי הקירור, מהירות האוויר מתקרבת לערכים כ-6m/s. אפשר לראות שמהירות האוויר ביציאה מן המזגן הכי גבוהה במקרה E (ציור 4.36).

מבחינתם של קווי הזרימה, אפשר לראות שהזרימה מאוד מסובכת וישנם אזורי סטגנציה, אזורי התנתקות מן הדפנות, אזורי תאוצה והרבה מערבולות. גם כן, אפשר לראות שכל הזורם עם הגעתו למזגן מתחלק לשני חלקים: אחד נשאב ע"י מאוורר ויורד למטה ואחר עולה למעלה. כפי שרואים בתמונות, זרימת האוויר הכי מסובכת מתקבלת עבור מקרה G (ציור 4.36) שבו אפשר להבחין את המערבולת הגדולה באזור בין המאוורר לאלמנטי הקירור וחוזר מזה, הזרימה בין אלמנטי הקירור עצמם מסובכת, במיוחד במקרה staggered. בנוסף, מכיוון שהבעיה היא תלת-ממדית, קיימות זרימות גם מכיוון הניצב לזה שבתמונות ואפשר להניח שהזרימה עוד יותר מסובכת מאשר זאת שניתן לראות.

בציור מס' 4.37 אפשר לראות את קווי זרימת האוויר בתוך החדר עבור מקרים A-G (טבלה 4.3, ציור 4.8). מתמונות אפשר לראות שתנועת האוויר בתוך החדר מאוד מושפעת ע"י ספיקת מסה של האוויר דרך המזגן וגם ע"י צורתם של אלמנטי הקירור מזגן עצמם. למשל, אפשר לראות שקיים הבדל משמעותי בין משטרי זרימה בתוך החדר עבור מקרים A, C, D, כאשר לא ניתן להבחין את מערבולת גדולה בתמונותיהם, לבין מקרים B, E, F, G, כאשר רואים טוב מאוד את המערבולת הגדולה. מהתמונות אפשר לראות כיצד מתבצע מחזור של האוויר בתוך החדר ולאתר את האזורים בהם תנועת האוויר חלשה. קיום של אזורי סטגנציה בתוך החדר, שבהם האוויר כמעט ולא זז, גורם לקירור לא יעיל. גם כן, מתמונות אפשר לראות שכמעט עבור כל הנקודות הנמצאות בתוך החדר יש שתי אפשרויות באשר לכיוון תנועתן: לעלות לתקרה או לנוע לכיוון המזגן.

#### 4.4.3 טמפרטורת האוויר בחדר

בציור 4.38 (סעיף 4.3.5) אפשר לראות את ערכי הטמפרטורה הממוצעת בחדר כנגד זמן קירור עבור מקרים A-G (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל-40°C (מצב "חם"). טמפרטורת ההתכה של ה-PCM בכל המקרים הייתה 22-24°C. אפשר להבחין שלושה שלבים

בהתנהגותה של הטמפרטורה במהלך התהליך: ירידה משמעותית כאשר המזגן הופעל, שלב שבו הטמפרטורה נשארת קבועה יחסית כאשר ה-PCM משנה את הפאזה שלו ועליה הדרגתית כאשר חלק מן ה-PCM עדיין מוצק וחלק כבר התנזל. אם ה-PCM נמצא במצב נוזלי בטמפרטורה יותר נמוכה מאשר האוויר סביבו, אז קירור מתבצע רק ע"י חום מורגש. גם אפשר לראות שכאשר טמפרטורת האוויר מתקרבת לטמפרטורה התחלתית, שינויים בה נעשים יותר ויותר מתונים בגלל שהפרשי טמפרטורה בין PCM לאוויר קטנים וגורמים להקטנתם של קצבי מעבר חום. אפשר לראות שכל התהליך מתמשך בערך בין 350 ל-450 דקות פרט למקרה אחד, E (טבלה 4.3, ציור 4.8), שבו מסה של ה-PCM הייתה פי 1/4 (200 דקות). טמפרטורת החדר המינימלית שהתקבלה במקרים האלו היא בערך  $27.5^{\circ}\text{C}$  (מקרה D). טמפרטורת חדר מקסימלית התקבלה במקרה E (בערך  $32^{\circ}\text{C}$ ). כל המקרים, פרט ל-E, שומרים על טמפרטורת החדר המינימלית במשך בין 150 (מקרה D) ל-200 (מקרה C) דקות.

אפשר לראות שעבור המקרים A, B, D, F, G (טבלה 4.3, ציור 4.8) בהם המסה של ה-PCM דומה, תוצאות עבור מקרים A, F, G התקבלו קרובות מאוד. במקרה B מקבלים טמפרטורת החדר קצת יותר גבוהה (בערך במעלה אחת) מהמקרים הנזכרים לעיל עקב ההספק היותר נמוך מן המזגן שנגרם ע"י ספיקת מסה קטנה של האוויר. במקרה D אלמנטי הקירור יותר דקים (יש להם עובי של 1cm במקום 2cm במקרים אחרים), לכן כאן התנגדות תרמית של ה-PCM יותר קטנה וגורמת לעליה בערך של מקדם מעבר החום הכללי בין ה-PCM לאוויר ולכן, מגדילה את ההספק מן המזגן. אבל במקרה זה זמן ההתכה של ה-PCM יותר קצר.

היות והשימוש במזגן בצורה A (טבלה 4.3, ציור 4.8) עדיף ביותר מבחינת היעילות, בוצעה סימולציה עבור מקרה C שבו צורת אלמנטי הקירור כמו במקרה A, כאשר על מנת להאריך את הזמן פעולתו של המזגן, בזמן 60 דקות מתחילת התהליך, כרקטריסטיקה מס' 2 שונתה לכרקטריסטיקה מס' 1 (ציור 4.33). כפי שרואים מהתוצאות, הטמפרטורה בחדר קצת עלתה אחרי השינוי, אבל אחרי זה התנהגות של טמפרטורה נעשתה דומה למקרה B. השינוי נתן אפשרות להאריך את התהליך בערך ב-10%.

בציור 5.39 אפשר לראות את ערכי הטמפרטורה הממוצעת בחדר כנגד זמן קירור עבור מקרים A-I. ההבדל לעומת ציור 4.38 הוא שהוספו עוד שני מקרים עבור PCM עם טמפרטורת ההתכה  $0^{\circ}\text{C}$  (מקרה H) ועבור קרח (מקרה I). במקרים האלה טמפרטורת התחלתית של החומר משנה פאזה הייתה קרובה לטמפרטורת ההתכה. כפי שרואים, במקרה H טמפרטורת החדר יורדת עד בערך  $14^{\circ}\text{C}$ , נשארת קבועה במשך 50 דקות וכל התהליך מתמשך בערך 300 דקות. לעומת זאת, במקרה I אף כי טמפרטורת החדר יורדת עד הערך קרוב לזה שהיה במקרה H ( $12^{\circ}\text{C}$ ), ואילו נשארת קבועה במשך 150 דקות. כל התהליך מתמשך בערך 500 דקות. ההבדל נובע משלוש סיבות: מסה של החומר משנה פאזה במקרה I יותר גדולה (פי 1.25), קיבול חום סגולי יותר גדול (פי 1.7) ודבר הכי חשוב זה אנטלפית ההתכה שהיא עבור קרח  $335\text{kJ/kg}$  לעומת ה-PCM שעבורו בערך  $206\text{kJ/kg}$ .

בציור 4.40 אפשר לראות את ערכי הטמפרטורה הממוצעת בחדר כנגד זמן קירור עבור מקרים J-L (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה  $31^{\circ}\text{C}$  (מצב "קר"). טמפרטורת ההתכה של ה-PCM בכל המקרים הייתה  $22-24^{\circ}\text{C}$ . בכל המקרים טמפרטורת החדר יורדת עד ערכה המינימלי  $25-25.5^{\circ}\text{C}$ , נשארת קבועה במשך 400-450 דקות וכל התהליך מתמשך בערך 650 דקות. כמו במצב "חם", פה גם כן נעשה שינוי בכרקטריסטיקה (מקרה L) וזה מאפשר להאריך את תהליך הקירור בערך 10%.

#### 4.4.4 קצבי מעבר החום

בציור 4.41 (סעיף 4.3.6) אפשר לראות את הערכים של קצבי מעבר החום מן המזגן כנגד זמן קירור עבור מקרים A-I (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $40^{\circ}\text{C}$  (מצב "חם"). סימן "-" בקצבי החום מעיד על תהליך הקירור, כלומר אלמנטי הקירור נמצאים בטמפרטורה יותר נמוכה מאשר האוויר שעובר דרכם. כפי שרואים מהגרף, קצב החום במקרה E היה הכי נמוך, עבור מקרים A, B, D, F, G מקבלים תוצאות קרובות. במקרה H בתחילתו של התהליך הקירור קצב מעבר החום מן המזגן מאוד גדול ואילו בהמשך של התהליך יורד מאוד מהר כתוצאה מן ההתכה המהירה של ה-PCM. עבור מקרה I קצב מעבר החום מן המזגן הכי גבוה במשך כל התהליך.

בציור 4.42 אפשר לראות את הערכים של קצבי מעבר החום מן הקירות של החדר כנגד זמן הקירור עבור מקרים A-I. כאן מדובר על סכום קצבי מעבר החום של רצפה, קירות ותקרה. טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $40^{\circ}\text{C}$  (מצב "חם"). היות ועל הקירות החיצוניות של החדר נתונות טמפרטורות קבועות, אז קצב מעבר החום מקירות לתוך החדר מאוד מושפע מטמפרטורת החדר עצמה שבתוכו מתקררת ע"י המזגן. לכן, ככל שקצב מעבר החום מן המזגן יותר גבוה, משמע, טמפרטורת החדר יורדת יותר, כך קצב מעבר החום מן הקירות עולה. אומנם, ערכים הכי נמוכים של קצב מעבר החום מן הקירות מתקבלים במקרה E ואילו במקרה I הערכים הכי גבוהים (טבלה 4.3, ציור 4.8). עבור מקרים A, B, D, F, G קצב מעבר החום מן הקירות נראה דומה כאשר ערך יותר גבוה במקרה D וכאשר ערך יותר נמוך במקרה B.

בציור 4.43 אפשר לראות את הערכים של קצבי מעבר החום הנכנס לכל המערכת כנגד זמן קירור עבור מקרים A-I (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $40^{\circ}\text{C}$  (מצב "חם"). התנהגותם של כל הקווים בגרף דומה מאוד עבור כל המקרים. בהתחלה, הספק מן המזגן הרבה יותר גדול מאשר הספק מן הקירות. לכן, כל הערכים הם עם סימן של "-". אבל התופעה לא נמשכת זמן רב, מכיוון שהקירות של החדר מגיבים מייד ע"י עליה של הספקם. זה בא על ידי ביטוי בעליה משמעותית של ערכים בגרף. אחרי זה, אפשר לראות שכל הקו חוצה את הציר X (זמן), כלומר, ברגע של זמן מסוים ערכים בגרף הם אפסים. המשמעות הפיזיקלית של הדבר היא כזאת: קצב מעבר החום מן המזגן שווה לקצב מעבר

חום מן הקירות וברגע זה טמפרטורת האוויר בחדר מתחילה לעלות. מה שמתרחש הלאה, זה שקצב מעבר החום מן המזגן ממשיך לרדת וקצב מעבר החום מן הקירות יורד גם כן, כי טמפרטורת האוויר בחדר עולה ושואפת לטמפרטורה של מצב מתמיד. לכן, בגרף אפשר לראות שני תהליכים, שכל אחד תלוי בשני, שמתבטאים בהתנהגות "גלילית" עם נטייה להגיע לאפס עבור פתרון קווי מתמיד.

בציור 4.44 אפשר לראות את הערכים של קצבי מעבר החום מן המזגן כנגד זמן קירור עבור מקרים J-L (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $31^{\circ}\text{C}$  (מצב "רק"). עבור כל המקרים המוצגים בגרף מתקבלות תוצאות קרובות אחת לשנייה, אבל, בכל זאת, אפשר להבחין שבמקרה J קצב מעבר החום יותר גבוה. אפשר לראות שעבור מצב "קר" קצבי מעבר החום הרבה יותר נמוכים מאשר עבור מצב "חם" לאותן צורות של אלמנטי הקירור של המזגן.

בציור 4.45 אפשר לראות את הערכים של קצבי מעבר החום מן הקירות של החדר כנגד זמן קירור עבור מקרים J-L (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $31^{\circ}\text{C}$  (מצב "קר"). עבור מקרה J קצב מעבר חום מן הקירות יותר גבוה וזה קשור ישר לקצב מעבר החום מן המזגן.

בציור 4.46 אפשר לראות את הערכים של קצבי מעבר החום הנכנס לכל המערכת כנגד זמן קירור עבור מקרים J-L (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $31^{\circ}\text{C}$  (מצב "קר"). צורותיהם של כל הגרפים דומות מאוד עבור כל המקרים ועוברות אותם שלבים הנזכרים עבור מצב "חם".

#### 4.4.5 קצבי ההתכה

בציור 4.47 (סעיף 4.3.7) מוצגים קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור כנגד זמן קירור עבור מקרים A-I (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $40^{\circ}\text{C}$  (מצב "חם"). ערכי המסה של ה-PCM שכבר התנזל משתנים מ-0 עד 1. מהגרף אפשר לראות שבמקרה E, קצב ההתכה הכי גבוה. כל ה-PCM הופך לנוזל במשך 70 דקות. ואילו במקרים B, C קצב ההתכה הכי נמוך – 230 דקות. מאחר שכל החומר מתנזל, הקירור של החדר מתבצע רק ע"י חום המורגש. למשל, במקרה I ה-PCM התנזל יותר מהר (בערך 150 דקות), מאשר במקרים A, B, C, D, F, G. אבל, הודות לקיבול חום יותר גבוה, טמפרטורה בחדר עולה לאט ונשארת יותר נמוכה עד סופו של תהליך הקירור (ציור 4.39).

בציור 4.48 מוצגים קצבי ההתכה של ה-PCM באלמנטי הקירור כנגד זמן קירור עבור מקרים J-L (טבלה 4.3, ציור 4.8). טמפרטורה התחלתית בחדר לפני הקירור הייתה קרובה ל- $31^{\circ}\text{C}$  (מצב "קר"). מתוצאות אפשר להסיק שקצבי ההתכה עבור כל המקרים קרובות ביניהם. בכל זאת, ניתן להבחין שעבור מקרה J זמן ההתכה שווה ל-480 דקות, ואילו עבור מקרה L הוא 520 דקות.

## 5. השוואה בין הסעה חופשית להסעה מאולצת וסיכום

בפרק זה מדובר בהשוואה בין שני מודלים שונים שנחקרו במהלך העבודה ונתון סיכום על המחקר שבוצע.

### 5.1 השוואה

בעבודה בוצע מחקר של תהליך קירור חדר בגודל אמיתי הנמצא תחת השפעתן של טמפרטורות חיצוניות. היות והתהליך נחקר ע"י שני מנגנונים שונים, אז קיים צורך להשוות בין התוצאות שכל אחד מהם נותן.

בציורים 3.17 ו-4.38 אפשר לראות שינויי טמפרטורה ממוצעת בחדר כנגד זמן קירור עבור הסעה חופשית ומאולצת בהתאמה. נעשתה השוואה שמתבססת על מקרה L עבור הסעה חופשית (ציור 3.17) ועל מקרה D עבור הסעה מאולצת (ציור 4.38) כאלה שמאפשרים לקבל קירור בחדר יותר טוב. לגבי יכולת להוריד טמפרטורה בחדר כל מנגנון נותן בערך אותה תוצאה (אפשר לקבל ירידת טמפרטורה מ- $40^{\circ}\text{C}$  עד בערך  $27^{\circ}\text{C}$ ). אבל באשר לתנאי נוחות התוצאות מתקבלות שונות לגמרי. אם במנגנון הסעה חופשית אפשר לשמור על תנאי נוחות בחדר במשך לפחות 450 דקות, אז במקרה שימוש בהסעה מאולצת הזמן קטן עד בערך 200 דקות. לכאורה, שימוש בהסעה חופשית יותר יעיל, אבל התברר שכאן אי-אפשר לקבל פעולה רציפה של האוגר (עבור תכונות פיזיקליות של החומר ותנאי שפה על הקירות של החדר נתונים). בהסעה חופשית לחומר PCM נדרשות לפחות 1200 דקות כדי להגיע לטמפרטורה התחלתית, ואילו בהסעה מאולצת הזמן יורד בערכו ל-400 דקות.

באשר למסה של החומר המשנה פאזה, לאוגר החום המשמש במנגנון של הסעה חופשית יש מסה PCM בערך פי 3 יותר גבוהה (128kg) מאשר למזגן המשמש במנגנון של הסעה מאולצת (45kg). יש לציין גם כן, שאוגר החום במקרה הסעה חופשית יותר 'מגושם' ויכול לגרום להגבלות בשימוש שלו. חוץ מזה, אם יש צורך להחליף את ה-PCM שנמצא בתוכו, לבצע זה מאוד קשה מבחינת טכנית (יש לפרק כל המבנה). לעומת זאת, במקרה הסעה מאולצת, המזגן הוא קומפקטי (חוסך מקום) ונייד (אפשר להכניס ולהוציא אותו לפי הצורך). החומר שנמצא בתוכו ניתן להחלפה ללא שום בעיות טכניות. לכן, שימוש במזגן שפעולתו מתבססת על מנגנון הסעה מאולצת עדיף.

### 5.2 סיכום

בעבודה זו בוצע מחקר נומרי של תהליך קירור המבנה בגודל אמיתי ( $4\text{m}\times 4\text{m}\times 2.5\text{m}$ ) שנמצא בתנאי טמפרטורה אופייניים לאזור מדברי בקיץ. סימולציות דו-ממדיות ותלת-ממדיות במצב מעבר (transient) בוצעו עבור פרמטרים חשובים להערכתו של תהליך הקירור, דהיינו: שדה טמפרטורה בתוך החדר כולל גם PCM באוגרי החום, לחצים, שדה מהירויות, קצבי מעבר חום ושברי מסה בהתכה. משוואות שימור בסיסיות של רציפות, תנע ואנרגיה

נפתרו בצורה נומרית ע"י תכנת Fluent 5.5. התנהגותו של החומר המשנה פאזה (PCM) ניתנת ע"י שיטת EHC (effective heat capacity method), שלפיה קיבול חום סגולי של החומר מהווה פונקציה רציפה כנגד טמפרטורה.

החומר המשנה פאזה שממודל במחקר הוא שעוות פרפין שאינה רעילה, recyclable, אינרטי מבחינה כימית, עמידת קורוזיה ובעלת יכולת לעבור אין סוף מחזורים. טמפרטורת ההתכה של השעוה היא  $22-24^{\circ}\text{C}$  והנה מותאמת לתנאי יום ולילה איזוריים. הסימולציות מבוססות גם על פרמטרים אחרים כולל חום כמוס ומורגש, מוליכות תרמית וצפיפות.

בעבודה נבחרו שני מנגנוני קירור: הסעה חופשית והסעה מאולצת. תשומת לב גדולה נתונה לבחירת מיקומם של אוגרי החום וצורתם של אלמנטי הקירור. שימוש במזגן נייד שכולל בתוכו PCM מאפשר לבצע קירור במבנים לא מצוידים במערכות קירור קונבנציונאליות.

בחלק ראשון של העבודה נבדק תהליך שנקבע ע"י מנגנונים של הסעה חופשית וקרינה. בכדי לחקור את הנושא בוצעו מספר שלבים: חקירה נומרית של תהליך קירור בחלל סגור באמצעותם של אוגרי החום בעלי מיקום וצורה שונים, חקירה נומרית של קירור חדר בגודל אמיתי בצורות שונות של אוגרי החום, חקירה נומרית של תהליך קירור חדר בגודל אמיתי שמתבצע ע"י אוגר החום בצורת רצועה שמצוי ליד התקרה במשך 24 שעות בהתאם לטמפרטורות רגילות לתקופה קיצית באקלים מדברי.

התוצאות החישוביות מראות כי השימוש באוגר החום לקבלת תנאי נוחות בחדר יעיל, אולם בתנאים שנבחרו פעולתו של האוגר אינה רציפה עקב הבדלי כמויות חום שהאוגר קולט בשעות יום לזה שהוא מפנה בשעות לילה. לכן, שימוש בהסעה חופשית עבור קירור החדר בגודל מסוים ובתנאי טמפרטורה שנבחרו לא מאפשר לקבל פעולה רציפה בתכונות הנתונות של החומר PCM.

על מנת לפתור את הבעיה פותח מודל למזגן נייד שפעולתו מתבססת על שימוש ב-PCM והסעה מאולצת ע"י מפוח צמוד למזגן. אוויר החדר זורם ליחידת PCM ע"י הסעה מאולצת. המפוח המשמש לפעולה זו זהה למפוח המצוי במזגנים קונבנציונליים עם מחזור של פראון. צריכת חשמל שנדרשת לפעולתו של המזגן קטנה יחסית כי נצרכת רק עבור פעולתו של המאוורר.

מודל המזגן שנבחן הוא בעל מגוון צורות של יחידות הקירור: לוחות אנכיים בגובה 20cm, לוחות אנכיים בגובה 80cm, צינורות מרובעים אופקיים ואנכיים מסודרים במערך in-line, צינורות מרובעים אופקיים מסודרים במערך staggered.

בסימולציות הייתה התייחסות למצבים הפיזיקליים הבאים: מקרה "חם" שבו טמפרטורות חיצוניות על התקרה, קירות וריצפה היו גבוהות מאוד ומקרה "קר" שבו טמפרטורות חיצוניות על התקרה, קירות וריצפה היו נמוכות יותר.

העבודה סוכמה והוצגה בגרפי עבודה שהתקבלו מן התוצאות הנומריות. התוצאות מצדיקות את השימוש במזגן לקבלת קירור אפקטיבי.

## 6. ביבליוגרפיה

1. A.K. Athienitis, C. Liu, D. Hawes, D. Banu, D. Feldman, Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage, *Building and Environment*, 32, pp. 405-410, 1997.
2. N.K. Bansal and D. Buddhi, An analytical study of a latent heat storage system in a cylinder, *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 33, No. 4, pp. 235-242, 1991.
3. R. Boch, S. Dahary, A Phase Changing Material (PCM) Air Conditioning Unit without a Compressor, Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Ben-Gurion University, Final report 03-60, 2003.
4. H.S. Carslaw, J.C. Jaeger, *Conduction of Heat in Solids*, 2<sup>nd</sup> ed., Oxford University Press: London, 1959.
5. J. Eftekhar, A. Haji-Sheikh, and D.Y.S. Lou, *Transactions of the ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, 106, 299, 1984.
6. M. Esen, Aydin Durmus, Ayla Durmus, (1998) Geometric design of solar aided latent heat storage depending on various parameters and phase change materials, *Solar Energy*, 62, pp. 19-28, 1997.
7. H.E.S. Fath, Assessment of solar thermal energy storage technologies, *Renewable Energy*, 14, pp. 35-40, 1998.
8. K. Fieback, H. Gutberlet, The use of paraffin waxes in thermal energy storage applications, *Warmetechnik*, 7, 1997.
9. S. Fukusako, M. Yamada, Melting heat transfer inside ducts and over external bodies, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 19, pp. 93-117, 1999.
10. M.M. Farid, F.A. Hamad and M. Abu-Arabi, Melting and solidification in multi-dimensional geometry and presence of more than one interface, *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 39, No. 8, pp. 809-818, 1996.
11. M.M. Farid and A.K. Mohamed, *Chemical Engineering Communication*, 57, 297, 1987.
12. M.M. Farid and A. Kanzawa, Thermal Performance of a Heat Storage Module Using PCM's With Different Melting Temperatures: Mathematical Modeling, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 111, pp. 152-157, 1989.

13. A. Glaich, L. Finkelshtein, Experimental Investigation of Phase Change Material In a Spherical and Cylindrical Enclosures, Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Ben-Gurion University, Final report 03-65, 2003.
14. A. Goldenberg, B. Abramzon, G. Ziskind, V. Dubovsky, R. Letan, Temperature moderation in an enclosed space by a portable PCM heat storage unit, Heat Transfer 2002, Proceedings of the Twelfth International Heat Transfer Conference, pp. 543-548.
15. S.M. Hasnain, Review on sustainable energy storage technologies, part I: Heat storage materials and techniques, Energy Conversion and Management, 39, 1127-1138, 1998.
16. J.P. Holman, Heat Transfer, Fifth Edition, McGraw-Hill Book Company.
17. A. Kurklu, Energy storage applications in greenhouses by means of phase change materials (PCMs): a review, Renewable Energy, 13, pp. 89-103, 1998.
18. Y.B. Kang, Y.P. Zhang, Y. Jiang, Y.X. Zhu, A general model for analyzing the thermal characteristics of a class of latent heat thermal energy storage system, Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME, 121, pp. 185-193, 1999.
19. W.M. Kays, H.C. Perkins, Forced convection, internal flow in ducts, in : W.M. Rohsenov, J.P. Hartnett, E.N. Ganic (Eds.), Handbook of Heat transfer Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1966.
20. T. Lee, D.W. Hawes, D. Banu, D. Feldman, Control aspects of latent heat storage and recovery in concrete, Solar Energy Materials and Solar Cells, 62, pp. 217-237, 2000.
21. A.L. London and R.A. Seban, Rate of Ice Formation, Transactions of the A.S.M.E., pp. 771-778, October, 1943.
22. M. Lacroix, Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit, Solar Energy, Vol. 50, No. 4, pp. 357-367, 1993.
23. B.E. Launder, D.B. Spalding, The Numerical Computation of Turbulent Flow. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3: 269-289, 1974.
24. B.E. Launder, D.B. Spalding, Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, 1972.

25. J. Onishi, H. Soeda and M. Mizuno, Numerical study on a low energy architecture based upon distributed heat storage system, *Renewable Energy*, 22, pp. 61-66, 2001.
26. Rubitherm GmbH.
27. S.D. Sharma, D. Buddhi, R.L. Sawhney, Accelerated thermal cycle test of latent heat-storage materials, *Solar Energy*, 66, pp. 483-490, 1999.
28. E.M. Sparrow and G.T. Geiger, Melting in a horizontal tube with the solid either constrained or free to fall under gravity, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 7, pp. 1007-1019, 1986.
29. J.R. Turnpenny, D.W. Etheridge and D.A. Reay, Novel ventilation cooling system for reducing air conditioning in buildings. Part I: testing and theoretical modeling, *Applied Thermal Engineering*, 20, pp. 1019-1037, 1999.
30. R. Velraj, R.V. Seeniraj, B. Hafner, C. Faber, K.Schwarzer, Heat transfer enhancement in a latent heat storage system, *Solar Energy*, 65, pp. 171-180, 1999.
31. R. Viskanta, Phase-Change Heat Transfer, in *Solar Heat Storage: Latent Heat Materials*, Volume I: Background and Scientific Principles, Editor George A. Lane, Ph.D., chap. 5, 1983.
32. S.M. Vakilaltojjar and W. Saman, Analysis and modeling of a phase change storage system for air conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, 21, pp. 249-263, 2000.
33. M. Yamaha, A study on a heat exchanging ventilation system for residential house using phase change material, IEA, ECES IA Annex 17, *Advanced Thermal Energy Storage Techniques - Feasibility Studies and Demonstration Projects Planning Workshop*, 5-6 April 2001, Lleida, Spain.
34. B. Zalba, J.M. Marin, L.F. Cabeza, H. Mehling, Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications, *Applied Thermal Engineering*, 23, pp. 251-283, 2003.
35. B. Zivkovic and I. Fujii, An analysis of isothermal phase change of phase change material within rectangular and cylindrical containers, *Solar Energy*, Vol. 70, No. 1, pp. 51-61, 2000.

# נספח 1 רקע תיאורטי לחישוב מזגן שפעולתו מתבססת על

## שימוש בחומר משנה פאזה

נתונים עכשוויים:

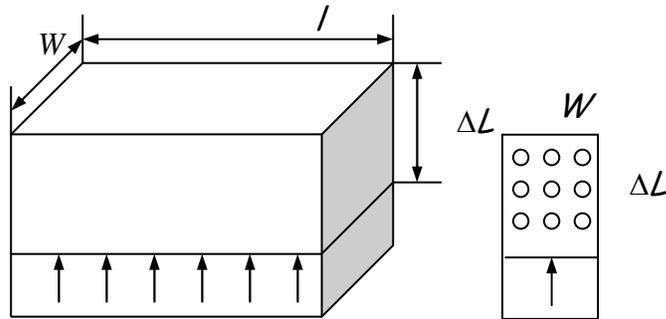
PCM – RT 25

$$\rho_l = 750 \text{kg/m}^3$$

$$\rho_s = 800 \text{kg/m}^3$$

$$\Delta h_{melt} = 206 \text{kJ/kg}$$

$$T_{melt} = 23^\circ\text{C}$$



גיאומטריית המזגן:

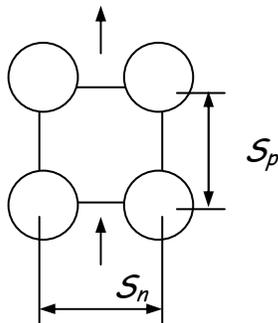
אורך הצינורות:  $l = 100 \text{cm}$

עומק התיבה:  $W = 20 \text{cm}$

גובה התיבה של הצינורות:  $\Delta L = 20 - 80 \text{cm}$

קוטר הצינורות:  $d = 1.0 - 2.0 \text{cm}$

מהירות אוויר ממפוח:  $v = 1 \text{m/s}; 3 \text{m/s}$



### 1 מערך צינורות, in – line, ריבועי

$$S_n = S_p = S$$

מספר צינורות בשורה -  $N_n$ :

$$N_n = \frac{W}{S_n} = \frac{W}{S}$$

מספר הצינורות בעמודה -  $N_p$ :

$$N_p = \frac{\Delta L}{S_p} = \frac{\Delta L}{S}$$

מספר הצינורות הכללי -  $N$  :

$$N = N_p \cdot N_n$$

מספר הצינורות בתנאים הבאים:

$$S = 1.5d \quad d = 1.0\text{cm} \quad , W = 20\text{cm} \quad \mathbf{1.1}$$

$$N_n = \frac{0.2}{1.5 \cdot (0.01)} = 13$$

$$N_p = \frac{\Delta L}{1.5 \cdot (0.01)}$$

עבור  $\Delta L = 20; 40; 60; 80\text{cm}$ :

$$N_p = 13, 26, 40, 53.$$

$$N(\Delta L) = N_n \cdot N_p$$

$$N(\Delta L) = 169, 338, 520, 689.$$

$$S = 1.5d \quad d = 2.0\text{cm} \quad , W = 20\text{cm} \quad \mathbf{1.2}$$

$$N_n = \frac{0.2}{1.5 \cdot (0.02)} = 6$$

$$N_p = \frac{\Delta L}{1.5 \cdot (0.02)}$$

עבור  $\Delta L = 20; 40; 60; 80\text{cm}$ :

$$N_p = 6, 13, 20, 26.$$

$$N(\Delta L) = N_n \cdot N_p$$

$$N(\Delta L) = 36, 78, 120, 156.$$

גרף מס' 1:  $N$  vs  $\Delta L$

## 2 שטח מעבר חום

$$A = N \cdot \pi \cdot d \cdot l$$

$N$ : מספר הצינורות הכללי:

$d$ : קוטר צינור:

$l$ : אורך צינור:

$$l = 100\text{cm}$$

$\Delta L = 20; 40; 60; 80\text{cm}$ ,  $d = 1.0\text{cm}$  **2.1**

$$A = N \cdot \pi \cdot (0.01) \cdot (1.0)$$

$$A(\Delta L) = 5.309; 10.619; 16.336; 21.646\text{m}^2$$

$\Delta L = 20; 40; 60; 80\text{cm}$ ,  $d = 2.0\text{cm}$  **2.2**

$$A = N \cdot \pi \cdot (0.02) \cdot (1.0)$$

$$A(\Delta L) = 2.262; 4.901; 7.54; 9.802\text{m}^2$$

גרף מס' 2:  $A$  vs  $\Delta L$

## 3 משקל חומר PCM בצינורות

$$M = N \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l \cdot \rho_l$$

$\rho_l = 750\text{kg/m}^3$  – צפיפות חומר PCM

מילוי הצינורות ב- PCM נוזלי.

$$l = 100\text{cm}$$

$$\Delta L = 20; 40; 60; 80\text{cm} \quad ,d = 1.0\text{cm} \quad \mathbf{3.1}$$

$$M = N \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0.01)^2 \cdot (1.0) \cdot (750)$$

$$M(\Delta L) = 9.955; 19.91; 30.631; 40.585\text{kg}$$

$$\Delta L = 20; 40; 60; 80\text{cm} \quad ,d = 2.0\text{cm} \quad \mathbf{3.2}$$

$$M = N \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0.02)^2 \cdot (1.0) \cdot (750)$$

$$M(\Delta L) = 2.121; 4.595; 7.069; 9.189\text{kg}$$

גרף מס' 3:  $M$  vs  $\Delta L$

#### 4 חישוב מקדם מעבר חום על פני הצינורות ( $h_0$ )

לפי קורלציה Grimson:

$$\frac{h_0 \cdot d}{k} = C \cdot \left[ \frac{u_{\max} \cdot d}{\nu} \right]^n \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

לאוויר  $\text{Pr} = 0.7$ .

$$u_{\max} = u_{\infty} \cdot \frac{S_n}{S_n - d}$$

עבור in-line,  $S_n = S_p = 1.5 \cdot d$ ;  $n = 0.620$ ;  $C = 0.278$ .

$$h_0 = 12.2 \cdot \frac{(u_{\infty})^{0.62}}{(d)^{0.38}} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

החישובים הבאים יבוצעו בהנחה שפילים נוזלי של חומר PCM קטן כאשר זרימת אוויר היא מלמטה למעלה סביב הצינורות האופקיים, כי החומר המוצק הכבד יותר שוקע לתחתית הצינור. לכן מקדם מעבר חום כללי:

$$U \approx h_0$$

$$u_\infty = 1.0; 2.0; 3.0 \text{ m/s} \quad , d = 1.0 \text{ cm} \quad \mathbf{4.1}$$

$$u_\infty = 1.0; 2.0; 3.0 \text{ m/s} \quad , d = 2.0 \text{ cm} \quad \mathbf{4.2}$$

גרף מס' 4:  $h_0$  vs  $u_\infty$

## 5 חישוב נצילות המזגן

$$\dot{m}_{air} = u_\infty \cdot \rho_{air} \cdot A_c$$

$\dot{m}_{air}$ : ספיקת מסית של האוויר מן המפוח:

$u_\infty$ : מהירות אוויר מהמפוח:

$A_c$ : שטח חתך ריק לזרימת אוויר:

$\rho_{air}$ : צפיפות אוויר:

$$A_c = W \cdot l = (0.2) \cdot (1.0) = 0.2 \text{ m}^2$$

במעבר פאזה של ה-PCM אנו מניחים טמפרטורת דופן כטמפרטורת נקודת ההיתוך. לכן קיבול זרם האוויר מחושב כקיבול מינימלי.

$$C_{air} = C_{\min} = (\dot{m} \cdot c_p)_{air}$$

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{air}}$$

$\varepsilon$  - נצילות מחליף החום -

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU}$$

$$\varepsilon = \frac{T_{a,i} - T_{a,o}}{T_{a,i} - 23}$$

$NTU$  מספר יחידות מעבר:

$T_{a,i}$  טמפרטורת החדר:

$T_{a,o}$  טמפרטורת האוויר ביציאה מן המזגן:

## 5.1 דוגמת חישוב

עבור  $u_\infty = 3\text{m/s}$ ,  $\Delta L = 20\text{cm}$ ,  $d = 1.0\text{cm}$

$$\frac{h_0 \cdot (0.01)}{0.026} = 0.278 \cdot \left[ \frac{(9.0) \cdot (0.01)}{1.57 \cdot 10^{-5}} \right]^{0.62} \cdot (0.7)^{1/3} \quad (1)$$

$$h_0 \approx 140\text{W/m}^2 \text{ K}$$

$$\dot{m}_{air} = (3.0) \cdot (1.17) \cdot (0.2 \cdot 1.0) \quad (2)$$

$$\dot{m}_{air} = 0.7 \text{ kg/s}$$

$$C_{air} = 0.7 \cdot 1010 \approx 710 \text{ W/K} \quad (3)$$

$$A = (169) \cdot (\pi \cdot 0.01 \cdot 1.0) \quad (4)$$

$$A = 5.3\text{m}^2$$

$$NTU = \frac{140 \cdot 5.3}{710} \approx 1.05 \quad (5)$$

$$\varepsilon = 1 - e^{-1.05} \quad (6)$$

$$\varepsilon = 0.645$$

$$\varepsilon = \frac{T_{a,i} - T_{a,o}}{T_{a,i} - 23} = 0.645 \quad (7)$$

$$T_{a,o} = f(T_{a,i}) \quad (8)$$

$$u_\infty = 1.0; 2.0; 3.0 \text{ m/s} \quad , d = 1.0 \text{ cm} \quad (8.1)$$

$$u_\infty = 1.0; 2.0; 3.0 \text{ m/s} \quad , d = 2.0 \text{ cm} \quad (8.2)$$

גרף מס' 5.1  $T_{a,o} (\Delta L = 20 \text{ cm})$  vs  $T_{a,i}$

גרף מס' 5.2  $T_{a,o} (\Delta L = 80 \text{ cm})$  vs  $T_{a,i}$

## 6 הספק המזגן

$$q = (\dot{m} \cdot c_p)_{air} \cdot (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad [W]$$

$$q = f(T_{a,i})$$

$$u_\infty = 1.0; 2.0; 3.0 \text{ m/s} \quad , d = 1.0 \text{ cm} \quad \mathbf{6.1}$$

$$u_\infty = 1.0; 2.0; 3.0 \text{ m/s} \quad , d = 2.0 \text{ cm} \quad \mathbf{6.2}$$

גרף מס' 6.1  $q(\Delta L = 20 \text{ cm})$  vs  $T_{a,i}$

גרף מס' 6.2  $q(\Delta L = 80)$  vs  $T_{a,i}$

## 7 קיבול החום באוגר

$$Q = M \cdot \Delta h_{melt}$$

כאשר חום כמוס:  $\Delta h_{melt}$

$$Q = f(N)$$

$$d = 1.0\text{cm} \quad \mathbf{7.1}$$

$$d = 2.0\text{cm} \quad \mathbf{7.2}$$

גרף מס' 7:  $Q$  vs  $N$

## 8 זמן פעולת המזגן

$$\Delta t = \frac{Q}{q}$$

$\Delta t$  יחושב בשעות [hr]:

$$\Delta t = \frac{1}{3600} \cdot \frac{Q}{q} \quad [\text{hr}]$$

$$\Delta t = f(T_{a,i})$$

$$u_\infty = 1\text{m/s}, d = 1.0\text{cm} \quad \mathbf{8.1}$$

$$u_\infty = 1\text{m/s}, d = 2.0\text{cm} \quad \mathbf{8.2}$$

גרף מס' 8:  $\Delta t$  vs  $T_{a,i}$

## 9 חישוב מיזוג חדר

החישובים בוצעו עבור חדר בגודל  $4\text{m} \times 4\text{m} \times 2.5\text{m}$  עם נפח:

$$V = 4 \times 4 \times 2.5 = 40 \text{ m}^2$$

טמפרטורת האוויר בחדר במצב התחלתי ( $t = 0$ )  $35^\circ\text{C}$  בשעה 2 p.m.

בתוך החדר נמצא מזגן עם חומר PCM עם מידות:

$$l=1\text{m} \quad \text{אורך:}$$

$$W=20\text{cm} \quad \text{עומק:}$$

$$\Delta L=80\text{cm} \quad \text{גובה:}$$

$$d=2\text{cm} \quad \text{קוטר צינורות:}$$

אנחנו רוצים להוריד את טמפרטורת החדר בחדר מ- $35^\circ\text{C}$  ל- $25^\circ\text{C}$  ולקיים  $T_a = 25^\circ\text{C}$  קבועה. לצורך זה נצטרך בכמות החום:

$$Q_{room} = (V \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T)_{air} = (40) \cdot (1.17) \cdot (1010) \cdot (35 - 25)$$

$$Q_{room} = 4.73 \times 10^5 \quad [J]$$

### 9.1 חישוב זמן קירור החדר מ- $35^\circ\text{C}$ ב- 2.00 p.m. ל- $25^\circ\text{C}$

ידוע שהספק מן המזגן כאשר טמפרטורת האוויר בחדר  $25^\circ\text{C}$  ומהירות ממפוח  $1\text{m/s}$  שווה  $421\text{W}$ .

ניקה את המספר כקבוע עבור כמות החום שניכנס דרך הקירות של החדר -  $q_{in}$ .

על מנת להאיץ את תהליך הקירור נשתמש במהירות גבוהה דרך המפוח:  $u_\infty = 3\text{m/s}$ .

עבור תהליך הזה משוואת מאזן נראת ככה:

$$\frac{d}{dt} (V \cdot \rho \cdot c_p \cdot T)_{air}^{room} = q_{in} - q_{out}$$

כאשר  $q_{out}$  - הספק מן המזגן.

$$\left[ (V \cdot \rho \cdot c_p)_{air} \cdot \frac{dT}{dt} \right] = q_{in} - (\dot{m} \cdot c_p)_{air} \cdot (T - T_{a,o})$$

קיבול זרם האוויר:

$$C_{air} = (\dot{m} \cdot c_p)_{air} = (0.7) \cdot (1010) \approx 710 \text{ [W/}^\circ\text{C]}$$

מספר יחידות מעבר:

$$NTU = \frac{h_0 \cdot A}{C_{air}} = \frac{(106.6) \cdot (9.8)}{710} = 1.5$$

נצילות מחליף החום:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} = 1 - e^{-1.5} = 0.771$$

$$\varepsilon = \frac{T - T_{a,o}}{T - 23} \Rightarrow \varepsilon \cdot (T - 23) = (T - T_{a,o}) = (T - 23) \cdot (1 - e^{-NTU})$$

$$(V \cdot \rho \cdot c_p)_{air} \cdot \frac{dT}{dt} = q_{in} - C_{air} \cdot [(1 - e^{-NTU}) \cdot (T - 23)]$$

$$\left[ \frac{dT}{q_{in} - C_{air} \cdot (1 - e^{-NTU}) \cdot (T - 23)} \right] = \frac{dt}{(V \cdot \rho \cdot c_p)_{air}}$$

לפשטות נגדיר את האותיות:

$$a = q_{in} = 421$$

$$b = C_{air} \cdot (1 - e^{-NTU}) = 546.64$$

$$d = (V \cdot \rho \cdot c_p)_{air} = 47268$$

$$\theta = T - 23$$

אזי

$$\frac{d\theta}{[a - b \cdot \theta]} = \frac{dt}{d} \quad \int_0^\theta \frac{d\theta}{(a - b \cdot \theta)} = \frac{1}{d} \int_0^t dt$$

הפתרון קיים בצורה:

$$\left( -\frac{1}{b} \right) \cdot [\ln(a - b \cdot \theta)] = \frac{1}{d} \cdot t + C$$

$$\theta_i = T_i - 23 \quad \text{לכן} \quad T_i = 35^\circ\text{C} \quad : (t = 0) \text{ תנאי התחלה}$$

$$C = \left( -\frac{1}{b} \right) \cdot [\ln(a - b \cdot \theta_i)]$$

סופי התקבל:

$$t = \left[ \frac{d}{b} \right] \cdot (\ln(a - b \cdot \theta_i) - \ln(a - b \cdot \theta)) = \left[ \frac{d}{b} \right] \cdot \ln \left( \frac{a - b \cdot \theta_i}{a - b \cdot \theta} \right)$$

כאשר  $T = 25^\circ\text{C}$ :

$$t = \left[ \frac{47268}{546.64} \right] \cdot \ln \left( \frac{421 - (546.64) \cdot (35 - 23)}{421 - (546.64) \cdot (25 - 23)} \right) = 191.2 \approx 190 [s]$$

הזמן הדרוש לשינוי הטמפרטורה בחדר הוא  $\Delta t \approx 3.2 \text{ min}$ .

## 9.2 חישוב מצב עם טמפרטורת האוויר בחדר קבועה

אחרי שטמפרטורת החדר ירדה עד  $25^\circ\text{C}$  מקטינים את המהירות מן המפוח ל-  $1 \text{ m/s}$  וההספק מן המזגן

421W מאזן את החום הנכנס לחדר.

משקל חומר PCM במזגן:

$$M = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l \cdot \rho \cdot N = \frac{\pi}{4} \cdot (0.02)^2 \cdot (1.0) \cdot (156)$$

$$M = 36.757 \text{ kg}$$

קיבול האוגר:

$$Q_{store} = M \cdot \Delta h_{melt} = (36.757) \cdot (206000)$$

$$Q_{store} = 7572 \text{ kJ}$$

כאשר טמפרטורת החדר מגיעה ל-  $25^\circ\text{C}$  יתרת הקיבול:

$$Q = Q_{store} - Q_{room}$$

$$Q = (7.57 \times 10^6) - (4.73 \times 10^5)$$

$$Q = 7097 \text{ kJ}$$

כמה זמן אפשר להשתמש באוגר ולקיים  $25^\circ\text{C}$  בחדר?

$$\Delta t = \frac{Q}{q}$$

חישוב הספק מן המזגן q:

$$C_{air} = (\dot{m} \cdot c_p)_{air} = (u_\infty \cdot A_c \cdot \rho \cdot c_p)_{air} = 236.3 \quad [W/^\circ\text{C}]$$

שטח מעבר חום:

$$A = N \cdot \pi \cdot d \cdot l = (156) \cdot \pi \cdot (0.02) \cdot (1.0) = 9.8 \quad [m^2]$$

מספר יחידות מעבר:

$$NTU = \frac{h_0 \cdot A}{C_{air}} = \frac{(53.4) \cdot (9.8)}{(236.3)} = 2.21$$

נצילות מחליף החום:

$$\varepsilon = 1 - e^{(-NTU)} = 1 - e^{(-2.21)} = 0.89$$

טמפרטורת האוויר ביציאה ממערך:

$$T_{a,o} = T_{a,i} - \varepsilon \cdot (T_{a,i} - 23) = (25) - (0.89) \cdot (25 - 23) = 23.2 \quad [^\circ\text{C}]$$

הספק מן המזגן:

$$q = C_{air} \cdot (T_{a,i} - T_{a,o}) = (236.34) \cdot (25 - 23.22) \approx 421 \quad [W]$$

לכן אפשר להשתמש באוגר:

$$\Delta t_{s.s.} = \frac{(7,097 \times 10^3)}{(421) \cdot (3600)} = 3.57 \quad [hr]$$

הפסקת פעולת המזגן בשעה 5.34 p.m.

$l=1\text{ m}$

גרף 1

N	$\square L$ [cm]	d=1.0 cm	d=2.0 cm
	20	169	36
40	338	78	
60	520	120	
80	689	156	

גרף 2

$]m^2 A$ [	$\square L$ [cm]	d=1.0 cm	d=2.0 cm
	20	5.3	2.3
40	10.6	4.9	
60	16.3	7.5	
80	21.6	9.8	

גרף 3

M [kg]	$\square L$ [cm]	d=1.0 cm	d=2.0 cm
	20	10.0	8.5
40	19.9	18.4	
60	30.6	28.3	
80	40.6	36.8	

גרף 4

$h_0$ $]W/m^2 \cdot ^\circ C$ [	$[m/s] u_\infty$	d=1.0 cm	d=2.0 cm
	1	70.2	53.9
2	107.9	82.9	
3	138.7	106.6	

$\square L=20\text{cm}$

	$[m/s] u_\infty$	d=1.0 cm	d=2.0 cm
$]m^2 A$ [		5.3	2.3
$[kg/s] \dot{m}$	1	0.2	0.2
	2	0.5	0.5
	3	0.7	0.7
C $]^\circ C [W/$	1	236.3	236.3
	2	472.7	472.7
	3	709.0	709.0
NTU	1	1.6	0.5
	2	1.2	0.4
	3	1.0	0.3
$\square$	1	0.79	0.41
	2	0.70	0.33
	3	0.65	0.29

$\square L=80\text{ cm}$

	$[m/s] u_\infty$	d=1.0 cm	d=2.0 cm
$]m^2 A$ [		21.6	9.8
$[kg/s] \dot{m}$	1	0.2	0.2
	2	0.5	0.5
	3	0.7	0.7
C $]^\circ C [W/$	1	236.3	236.3
	2	472.7	472.7
	3	709.0	709.0
NTU	1	6.4	2.2
	2	4.9	1.7
	3	4.2	1.5
$\square$	1	0.998	0.893
	2	0.993	0.821
	3	0.985	0.771

□L=20 cm  
5.1 גרף

$T_{a,0}$ [C]	□L=20 cm			□L=80 cm			□L=20 cm			
	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm	
1	23.5	23.1	23.3	23.5	23.0	23.1	23.5	23.0	23.1	
	24	23.2	23.6	24	23.0	23.1	24	23.0	23.1	
	24.5	23.3	23.9	24.5	23.0	23.2	24.5	23.0	23.2	
	25	23.4	24.2	25	23.0	23.2	25	23.0	23.2	
	26	23.6	24.8	26	23.0	23.3	26	23.0	23.3	
	27	23.8	25.4	27	23.0	23.4	27	23.0	23.4	
	28	24.1	26.0	28	23.0	23.5	28	23.0	23.5	
	30	24.5	27.1	30	23.0	23.7	30	23.0	23.7	
	2	23.5	23.2	23.3	23.5	23.0	23.1	23.5	23.0	23.1
		24	23.3	23.7	24	23.0	23.2	24	23.0	23.2
24.5		23.5	24.0	24.5	23.0	23.3	24.5	23.0	23.3	
25		23.6	24.3	25	23.0	23.4	25	23.0	23.4	
26		23.9	25.0	26	23.0	23.5	26	23.0	23.5	
27		24.2	25.7	27	23.0	23.7	27	23.0	23.7	
28		24.5	26.4	28	23.0	23.9	28	23.0	23.9	
30		25.1	27.7	30	23.0	24.3	30	23.0	24.3	
3		23.5	23.2	23.4	23.5	23.0	23.1	23.5	23.0	23.1
		24	23.4	23.7	24	23.0	23.2	24	23.0	23.2
	24.5	23.5	24.1	24.5	23.0	23.3	24.5	23.0	23.3	
	25	23.7	24.4	25	23.0	23.5	25	23.0	23.5	
	26	24.1	25.1	26	23.0	23.7	26	23.0	23.7	
	27	24.4	25.8	27	23.1	23.9	27	23.1	23.9	
	28	24.8	26.6	28	23.1	24.1	28	23.1	24.1	
	30	25.5	28.0	30	23.1	24.6	30	23.1	24.6	

□L=20 cm  
6.1 גרף

$q$ [W]	□L=20 cm			□L=20 cm						
	$u_\infty$ [m/s]	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm	$u_\infty$ [m/s]	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm		
1	1	23.5	93.3	48.4	23.5	23.5	93.3	48.4		
		24	186.7	96.9	24	24	186.7	96.9		
		24.5	280.0	145.3	24.5	24.5	280.0	145.3		
		25	373.4	193.8	25	25	373.4	193.8		
		26	560.0	290.6	26	26	560.0	290.6		
		27	746.7	387.5	27	27	746.7	387.5		
		28	933.4	484.4	28	28	933.4	484.4		
		30	1306.7	678.2	30	30	1306.7	678.2		
		2	2	23.5	165.4	78.0	23.5	23.5	165.4	78.0
				24	330.9	156.0	24	24	330.9	156.0
24.5	496.3			234.0	24.5	24.5	496.3	234.0		
25	661.8			312.0	25	25	661.8	312.0		
26	992.7			468.0	26	26	992.7	468.0		
27	1323.6			624.0	27	27	1323.6	624.0		
28	1654.5			780.0	28	28	1654.5	780.0		
30	2316.2			1091.9	30	30	2316.2	1091.9		
3	3			23.5	230.4	102.8	23.5	23.5	230.4	102.8
				24	460.8	205.6	24	24	460.8	205.6
		24.5	691.3	308.4	24.5	24.5	691.3	308.4		
		25	921.7	411.2	25	25	921.7	411.2		
		26	1382.6	616.8	26	26	1382.6	616.8		
		27	1843.4	822.4	27	27	1843.4	822.4		
		28	2304.3	1028.1	28	28	2304.3	1028.1		
		30	3226.0	1439.3	30	30	3226.0	1439.3		

0.8□L= cm  
6.2 גרף

$u_\infty$ [m/s]	0.8□L= cm			0.8□L= cm				
	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm	$T_{a,i}$ [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm		
1	23.5	117.9	105.5	23.5	23.5	117.9	105.5	
	24	235.8	211.0	24	24	235.8	211.0	
	24.5	353.7	316.5	24.5	24.5	353.7	316.5	
	25	471.7	422.0	25	25	471.7	422.0	
	26	707.5	633.0	26	26	707.5	633.0	
	27	943.3	844.1	27	27	943.3	844.1	
	28	1179.1	1055.1	28	28	1179.1	1055.1	
	30	1650.8	1477.1	30	30	1650.8	1477.1	
	2	23.5	234.7	194.0	23.5	23.5	234.7	194.0
		24	469.4	388.1	24	24	469.4	388.1
24.5		704.1	582.1	24.5	24.5	704.1	582.1	
25		938.8	776.2	25	25	938.8	776.2	
26		1408.2	1164.3	26	26	1408.2	1164.3	
27		1877.6	1552.3	27	27	1877.6	1552.3	
28		2347.0	1940.4	28	28	2347.0	1940.4	
30		3285.7	2716.6	30	30	3285.7	2716.6	
3		23.5	349.2	273.3	23.5	23.5	349.2	273.3
		24	698.4	546.6	24	24	698.4	546.6
	24.5	1047.5	820.0	24.5	24.5	1047.5	820.0	
	25	1396.7	1093.3	25	25	1396.7	1093.3	
	26	2095.1	1639.9	26	26	2095.1	1639.9	
	27	2793.5	2186.6	27	27	2793.5	2186.6	
	28	3491.8	2733.2	28	28	3491.8	2733.2	
	30	4888.6	3826.5	30	30	4888.6	3826.5	

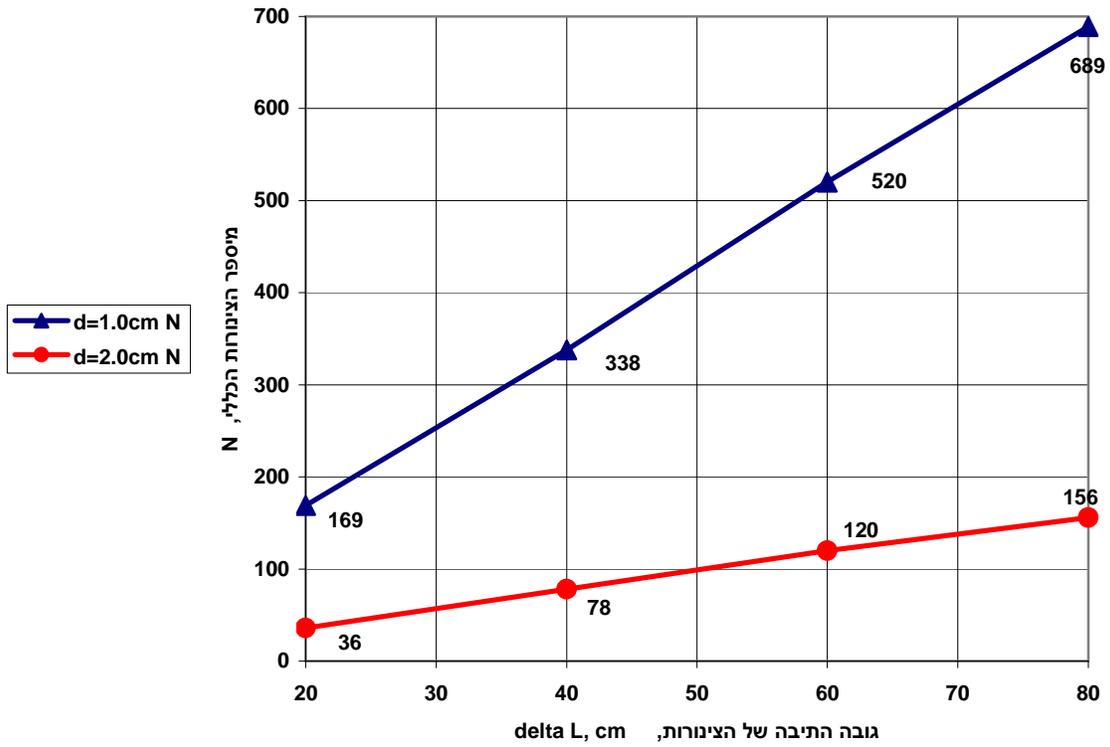
גרף 7 □L=20 cm

Q [J]	N	d=1.0 cm	d=2.0 cm
	36		1.75E+06
	78		3.79E+06
	120		5.82E+06
	156		7.57E+06
	169	2.05E+06	
	338	4.10E+06	
	520	6.31E+06	
	689	8.36E+06	

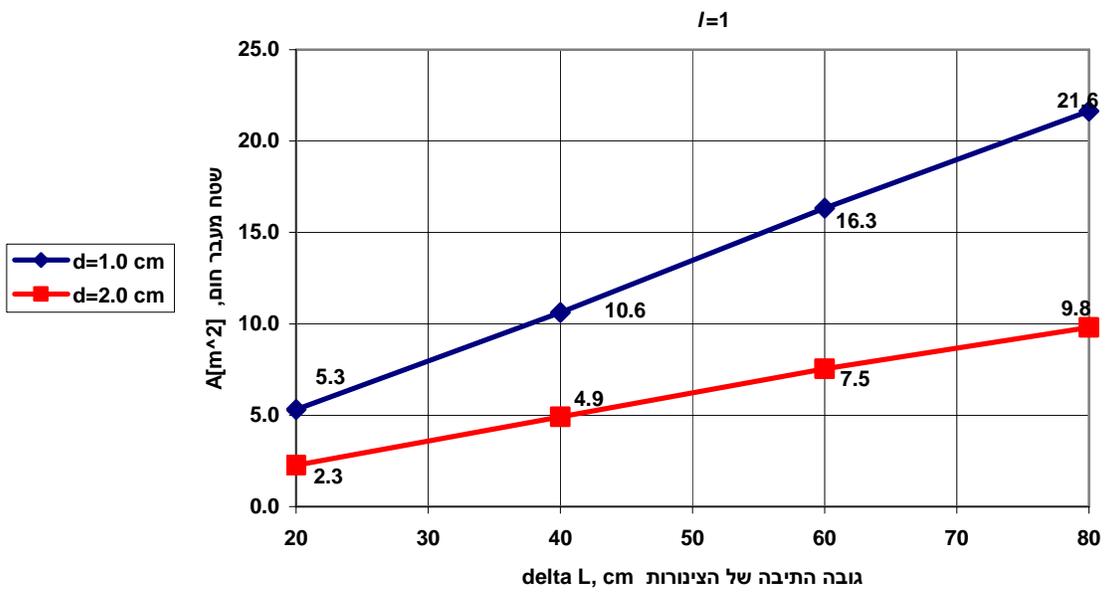
גרף 8 □L=20 cm

□t [hr]	Ta,i [C]	d=1.0 cm	d=2.0 cm
	23.5	6.1	10.0
	24	3.1	5.0
	24.5	2.0	3.3
	25	1.5	2.5
	26	1.0	1.7
	27	0.8	1.3
	28	0.6	1.0
	30	0.4	0.7

גרף 1

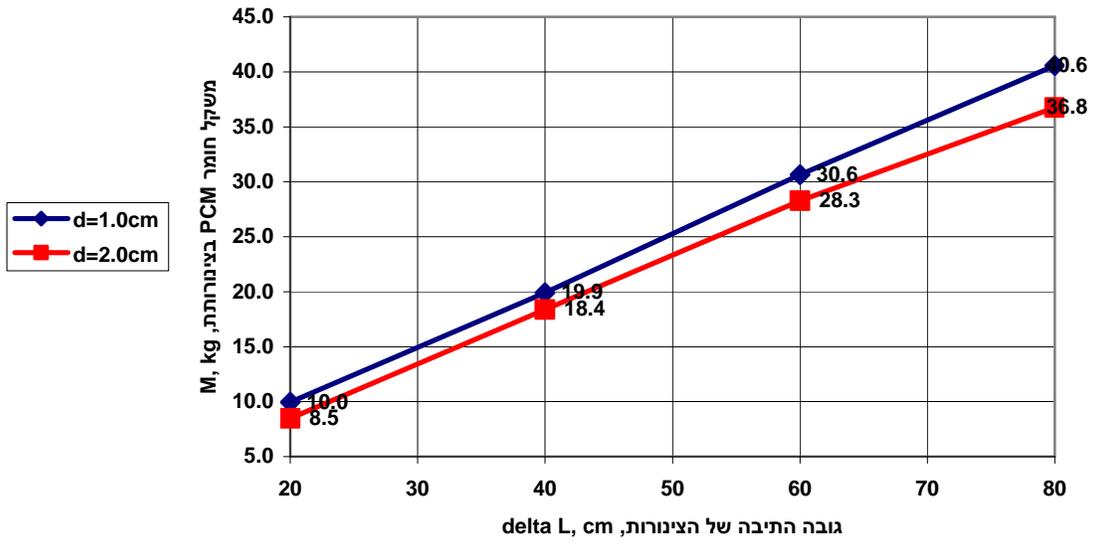


גרף 2

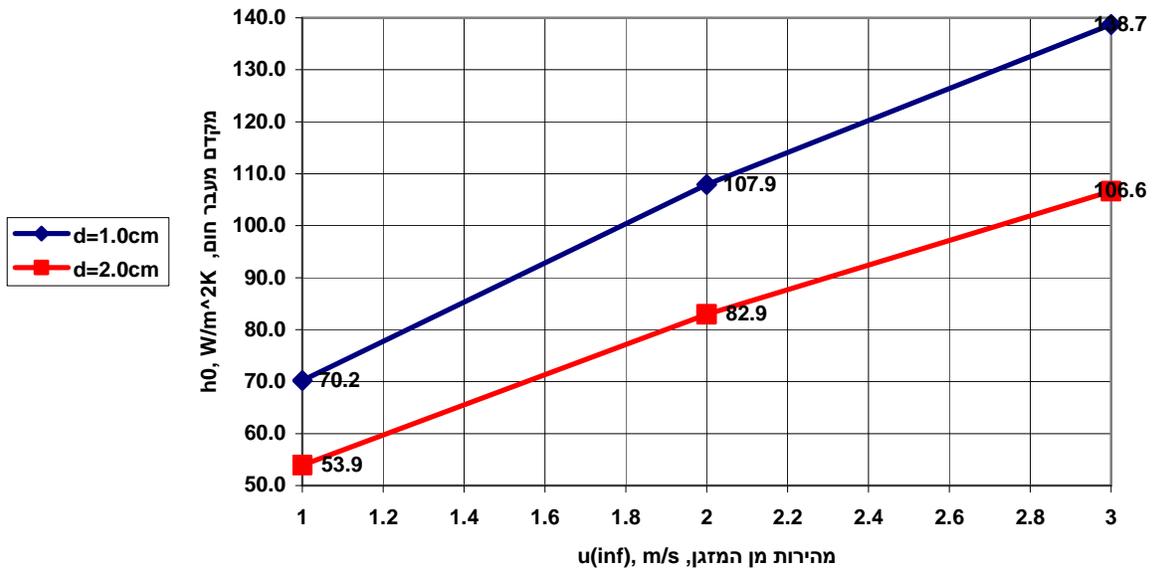


גרף 3

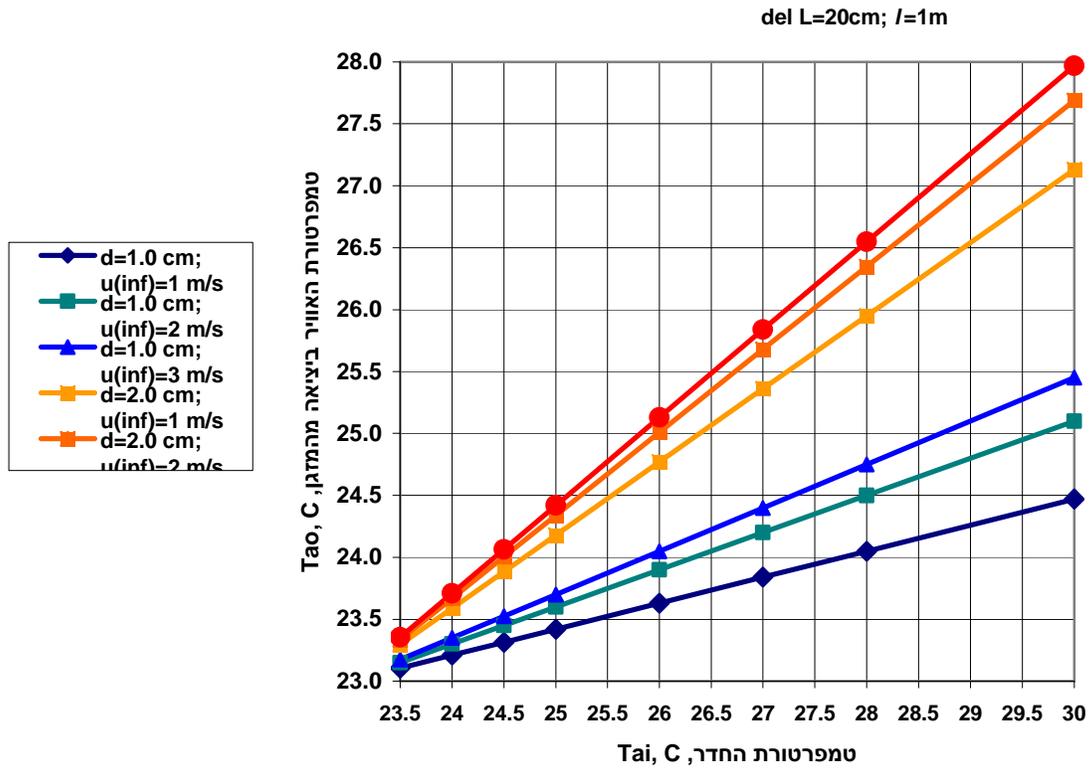
$l=1\text{ m}$



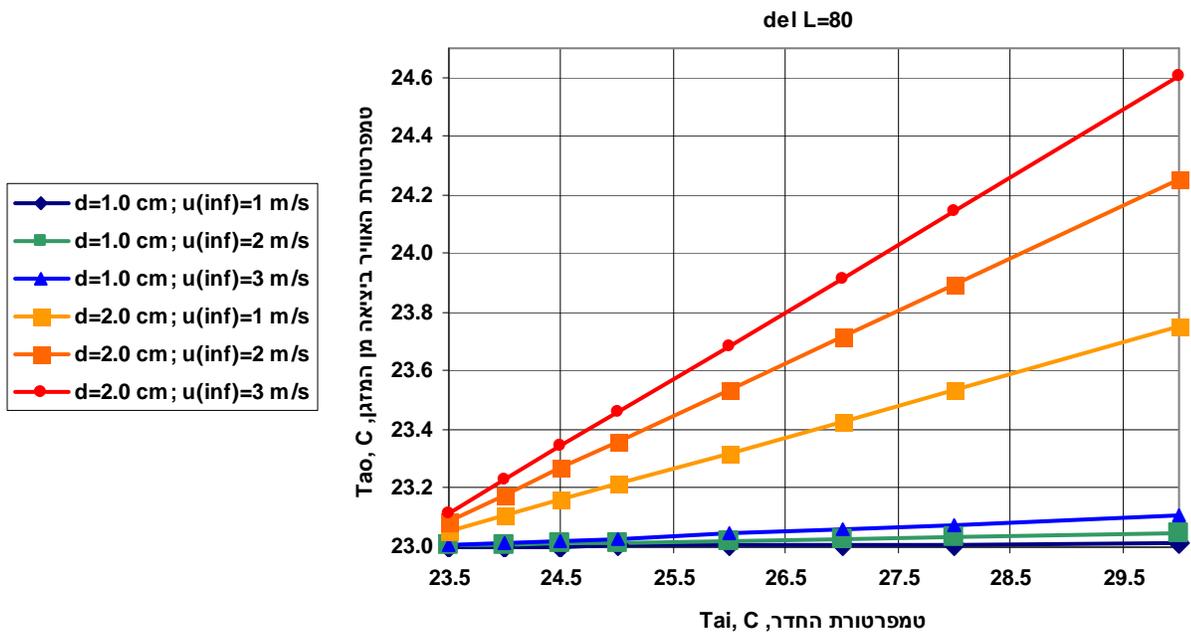
גרף 4



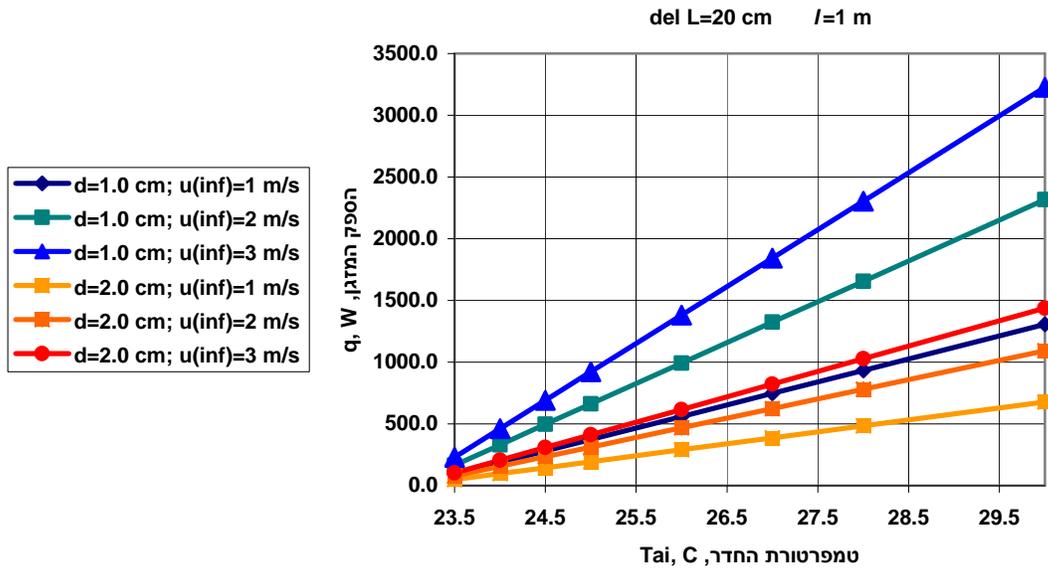
גרף 5.1



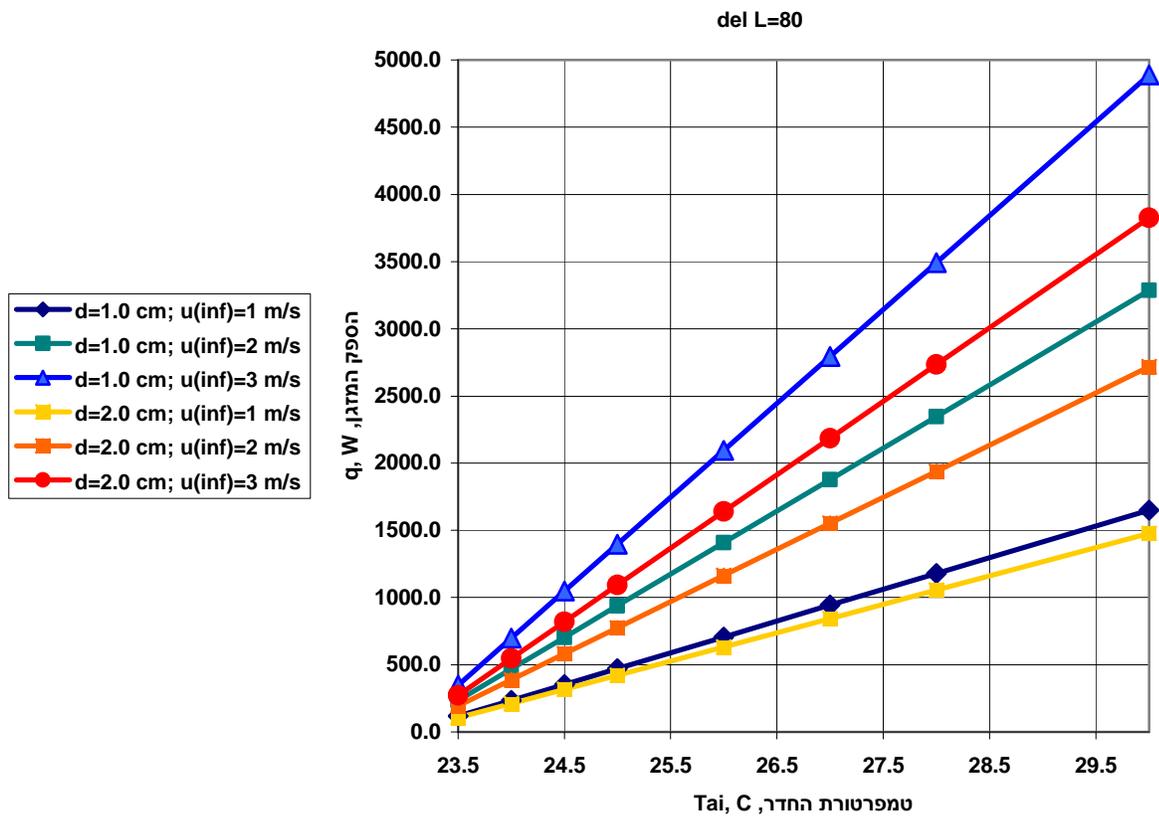
גרף 5.2



גרף 6.1

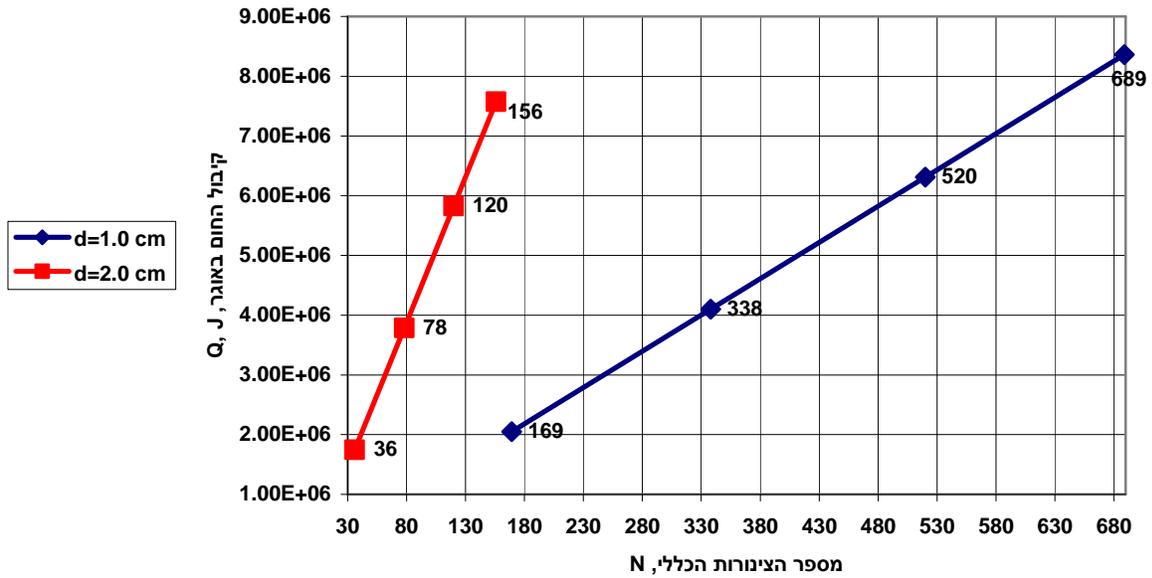


גרף 6.2

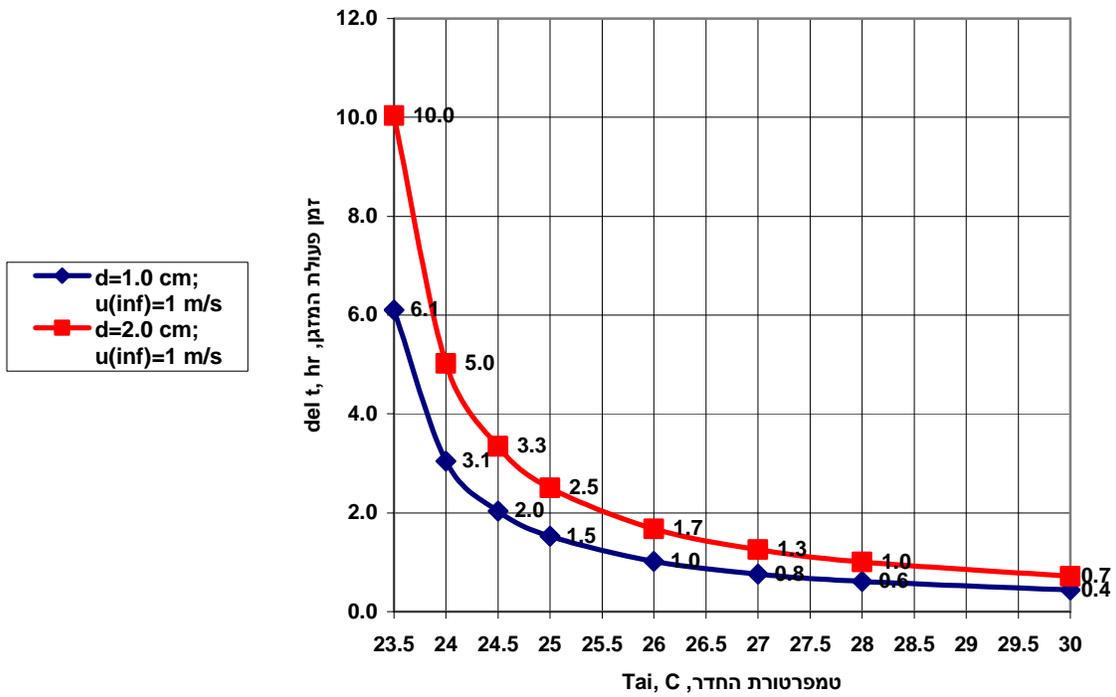


גרף 7-

$l=1$  m

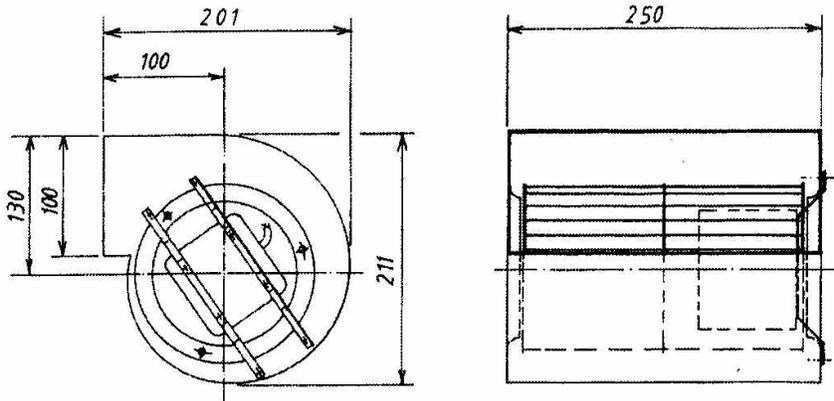


גרף 8-

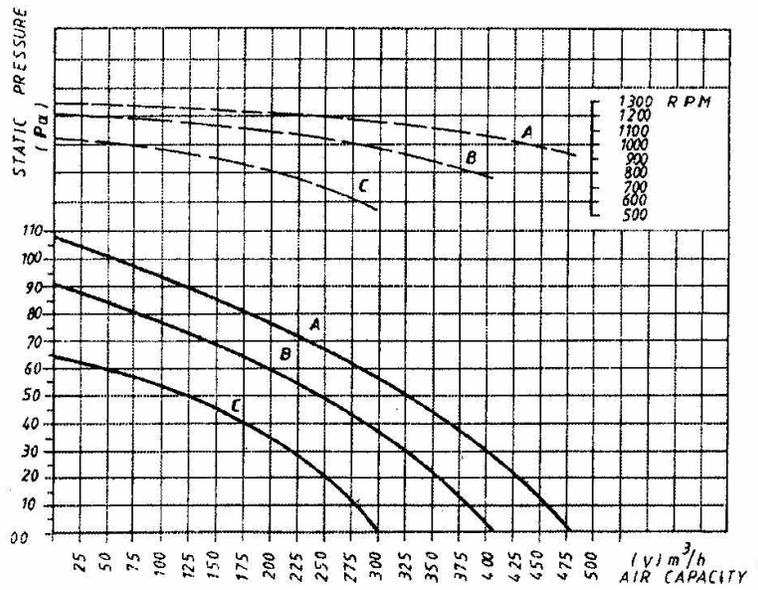


## נספח 2 כרקטריסטיקות למאוורר מהיצרן

<b>SHEVAH BLOWERS</b>	FAN TYPE DD 145 / 220 IMPELLER : 145 / 220	מופח מאיץ	<b>שבח מפוחים</b>
---------------------------	---	--------------	-----------------------



CODE : 145 NJC 2,5  
 MOTOR POWER : 58 W  
 MOTOR R P M : A 1150 - B 950 - C 750  
 MAX. CURRENT : 0,25 A  
 CAPACITOR : 2,5  $\mu$ F 400 V



(בסימולציות בתור כרקטריסטיקה מס' 1 נלקח קו A).

## **Abstract**

In this work a numerical study of cooling process in a real-size room (4m×4m×2.5m), which is under temperature conditions typical for desert region in summer, was carried out. Cooling was provided by units containing a phase change material (PCM).

Two mechanisms of cooling have been investigated: free and forced convection. Attention has been paid to the choice of optimum locations of heat storage units and shape of cooling elements.

First, cooling by free convection and thermal radiation has been investigated. For this purpose the following steps have been done: numerical modeling of the cooling process in a small-scale model by means of heat storage units of various shape and location, and numerical modeling of the cooling process for a real-size room. In the latter case, a 24 hour process reflecting the typical desert temperatures was considered.

The results show that the heat storage unit makes it possible to obtain thermal comfort, but for the given set of boundary conditions, there was a significant difference between the heat received during the day and the heat rejected at night. Therefore, the use of free convection for cooling this structure in the given temperature conditions and physical properties of the PCM does not allow to make the work of the heat storage unit continuous.

In order to solve this problem, a portable conditioner is suggested which is based on PCM and has a fan. The fan is identical to that applied in a usual conditioner with a Freon cycle. Since cooling is provided by a PCM, energy consumption of such conditioner is low.

A model of the conditioner with cooling elements of various shapes has been investigated: vertical plates 20cm in height, vertical plates 80cm in height, horizontal and vertical square tubes with in-line arrangement, and horizontal square tubes with staggered arrangement.

Three dimensional transient simulations have been performed for the temperature fields in the room and PCM, pressure and velocity fields of air, heat transfer rates and rates of phase change in the PCM. The basic conservation equations of continuity,

momentum and energy were solved numerically by Fluent 5.5 software. The behavior of the phase change material is given by means of the effective heat capacity (EHC) method according to which the latent heat is substituted with the specific heat of the material as a continuous function of the temperature.

In the calculations the following physical conditions were considered: a “hot” case according to which the external temperatures on the ceiling, walls and floor were high, and a “moderate” case, according to which the external temperatures on the ceiling, walls and floor were lower.

The PCM which was modeled in the work is paraffin wax, which is non-toxic, recyclable, chemically inert, does not cause corrosion and can withstand an unlimited number of cycles. The melting temperature of the wax is about 22-24°C. Hence, in a desert climate it can melt during daytime, while the nights are cool enough to make its solidification possible.

The results are presented in the form of graphs for temperature evolution inside the room and heat transfer rates. Also, temperature and velocity fields are given for various time instants. The results show that effective cooling by the proposed unit is feasible.



**BEN-GURION UNIVERSITY OF THE NEGEV  
FACULTY OF ENGINEERING SCIENCES  
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

***COOLING OF STRUCTURES BY A  
PHASE-CHANGE MATERIAL (PCM) IN  
NATURAL AND FORCED CONVECTION***

Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for  
the M.Sc. Degree

**BY: Sergey MOZHEVELOV**

**SUPERVISORS: Prof. Ruth LETAN  
Dr. Gennady ZISKIND**

MARCH 2004



**BEN-GURION UNIVERSITY OF THE NEGEV  
FACULTY OF ENGINEERING SCIENCES  
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

***COOLING OF STRUCTURES BY A  
PHASE-CHANGE MATERIAL (PCM) IN  
NATURAL AND FORCED CONVECTION***

Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for  
the M.Sc. Degree

**BY: Sergey MOZHEVELOV**

MARCH 2004