



אוניברסיטת בן גוריון בנגב
הפקולטה למדעי ההנדסה
המחלקה להנדסת מכונות

חקר ביצועי משאבת בועות למערכת קירור ספיגה בדיפוזיה עם חומרי עבודה אורגניים.

חיבור זה מהווה חלק מהדרישות לקבלת תואר "מגיסטר" בהנדסה.

מאת

קויפמן אלכס

פברואר 2002

אדר תשס"ב

באר שבע



אוניברסיטת בן גוריון בנגב

הפקולטה למדעי ההנדסה

המחלקה להנדסת מכונות

חקר ביצועי משאבת בועות למערכת קירור ספיגה בדיפוזיה עם חומרי עבודה אורגניים.

מאת

קויפמן אלכס

מנחים : פרופ' אירנה בורדה, ד"ר אבי לוי

המחבר : קויפמן אלכס _____ תאריך _____

המנחים : פרופ' אירנה בורדה _____ תאריך _____

ד"ר אבי לוי _____ תאריך _____

יו"ר ועדת מוסמכים מחלקתית _____ תאריך _____

תודות

בראש ובראשונה אני רוצה להודות לדי"ר **אבי לוי**, על שחשף בפני את עולם האקדמיה ועל אינספור שעות של תמיכה, עידוד וכיוון – אבי, בלעדיך לא הייתי צועד בדרך הנכונה, תודה.

לפרופ' **אירנה בורדה** – על שתרמה מניסיונה בעת כתיבת העבודה, על חידוד הנקודות המרכזיות ועל העידוד והדחיפה הלאה.

ל**מיכאל ילינק** – על הסיוע הרב בתכנון ובניית מערכת הניסוי, על תרומת הניסיון המעשי הרב ועל השעות הנעימות, הרבות שבילינו יחד במעבדה.

ל**איליה זילברמן** – על הסיוע בבניית מערכת המדידות האלקטרונית, ועל הנכונות לעזור.

ולאישתי **מירה** על התמיכה, העידוד ועל כך שסבלה את היעדרותי מהבית לשעות רבות בתקופה האחרונה.

תודה לכולכם.

תקציר

עבודה זו עסקה בחקר ניסויי של ביצועי משאבת בועות למחזור קירור ספיגה בדיפוזיה. משאבת הבועות היא הכוח המניע מאחורי מחזורי קירור ספיגה בדיפוזיה ומהווה את צוואר הבקבוק של מערכות אלו. בניגוד למחזורי קירור רגילים (ספיגה ודחיסה), מחזור קירור של ספיגה בדיפוזיה אינו מצריך משאבה מכנית בכדי לסחרר את זורמי העבודה דרך האלמנטים השונים של המחזור, לפיכך מחזור זה פועל ללא חלקים נעים. משאבת הבועות מורכבת מצינור אנכי עם אלמנט חימום בתחתית הצינור. במחזור קירור ספיגה בדיפוזיה משתמשים בזורם עבודה תלת מרכיבי, הזורם מורכב מקרר, סופג (absorbent) וגז עזר (בדרך כלל גז אינרטי – מימן או הליום) אשר משווה את הלחץ בכל רכיבי המחזור. החום המסופק למשאבת הבועות בתחתית הצינור מחמם את הנוזל (התמיסה), כתוצאה מכך נוצרות בועות הזורמות מעלה בצינור. יצירת הפאזה הגזית בעבודה, מקטינה את צפיפות הנוזל בעבודה וכתוצאה מכך נוצרת זרימה דו-פאזית מעלה במשאבת הבועות.

מטרת משאבת הבועות, מלבד סחרור זורם העבודה בין המרכיבים השונים של מחזור הקירור, היא לשחרר את הקרר המומס מהתמיסה. לכן יעילות המשאבה תקבע על-פי כמות הקרר (הגז) שהמשאבה הפרידה מהתמיסה. ביצועי מערכת קירור ספיגה בדיפוזיה תלויים בראש ובראשונה ביעילות משאבת הבועות.

מטרת עבודת המחקר היתה תכנון ובניית מערכת ניסוי רציפה לאפיון משאבת בועות, מציאת הפרמטרים המשפיעים על ביצועי משאבת הבועות באמצעות ניסויים ופיתוח מודל מתמטי ראשוני לצורך הערכת הביצועים של משאבת הבועות. להגשמת המטרה חולקה עבודת המחקר לשלושה חלקים, בחלק הראשון תוכננה, נבנתה והופעלה בהצלחה מערכת מחזורית רציפה. בשלב השני נערכו ניסויים בהם שונו חלק מהפרמטרים המשפיעים על אופי הזרימה ועל ביצועי המשאבה. הנתונים נאספו על-ידי מערכת ממוחשבת לאיסוף נתונים בעזרת תוכנת

.LabVIEW

בשלב השלישי בתכנית המחקר עיבוד הנתונים נעשה בעזרת המודלים המתמטיים שפותחו.

מתצפיות שנערכו במהלך הניסויי ומהצילומים שצולמו ניתן לראות כי משטר הזרימה דרך משאבת הבועות הוא משטר של זרימת קליעים (slug flow) עם משטר התחלתי של זרימה רועשת (churn flow) בכניסה למשאבת הבועות. המחקר הנוכחי הראה שביצועי משאבת הבועות תלויים בעיקר בעומד המניע ובחום המסופק למשאבת הבועות.

רשימת סימנים

A - שטח, שטח חתך צינור הזרימה (m^2)

d - קוטר (m)

E - אנרגיה (J)

F - כוח (N)

f - מקדם חיכוך

g - תאוצת הכובד $9.81 \left(\frac{m}{s^2} \right)$

Gr - מספר גרשהוף

H - עומד מניע (m)

h - אנטלפיה $\left(\frac{kJ}{kg} \right), \left(\frac{kcal}{kg} \right)$

Δh_{mix} - אנטלפיית הערבוב $\left(\frac{kJ}{kg} \right), \left(\frac{kcal}{kg} \right)$

j - שטף נפחי $\left(\frac{m}{s} \right)$

K - קבוע, מהירות לא ממדית

L - אורך, אורך הצינור (m)

m - מסה (kg)

\dot{m} - ספיקה מסית $\left(\frac{kg}{s} \right)$

N - מספר אלמנטים

Nu - מספר נוסלט

P - לחץ (bar)

P - הספק (W)

Pr - מספר פרנדטל

Q - ספיקה נפחית $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

q - אנרגיית חום (J)

Re - מספר ריינולדס

T - טמפרטורה ($^{\circ}C$)

u - מהירות $\left(\frac{m}{s}\right)$

v - נפח סגולי $\left(\frac{m^3}{kg}\right)$

W - משקל (kg)

w - עבודה (J)

x - איכות, ריכוז מולרי

z - קואורדינטה מרחבית

אותיות יווניות

α - שבר נפחי

β - איכות (נפחית)

ρ - צפיפות $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

μ - צמיגות $\left(\frac{kg}{m \cdot s}\right)$, (cp)

η - נצילות

ξ - ריכוז משקלי

σ - מתח פנים $\left(\frac{N}{m}\right)$

כתב תחתי

1 - מצב 1

2 - מצב 2

0 - מצב 0

abs - סופג

f - נוזל, זורם

g - גאז

i - נקודה *i*, כניסה

m - נקודה *m*

o - נקודה *o*

ps - תמיסה עניה

ref - קרר

rs - תמיסה עשירה

TP - דו פאזי

תוכן העניינים

i	תקציר
ii	רשימת סימנים
1	פרק 1 – מבוא
1	1.1 – הקדמה
1	1.1.1 – מחזור קירור דחיסה
2	1.1.2 – מחזור ספיגה בעל שתי דרגות לחץ
4	1.1.3 – מחזור ספיגה בעל דרגת לחץ אחת – מחזור ספיגה בדיפוזיה
7	1.1.4 – משאבת בועות
8	1.2 – מטרת המחקר
9	פרק 2 – סקר ספרות
9	2.1 – הקדמה
11	2.2 – משטרי זרימה בזרימה אנכית
15	2.3 – משטרי זרימה בצינור אנכי מחומם
16	2.4 – מודלים לתיאור זרימה דו-פאזית בצינור
21	2.5 – עבודות שבוצעו לאפיון משאבת בועות
42	2.6 – סיכום
45	פרק 3 – מערך הניסוי
45	3.1 – הקדמה
45	3.2 – מערכת הניסוי
46	3.3 – עקרון פעולת המערכת
49	3.4 – מבנה המייצר
49	3.5 – מכשור ומדידות
50	3.5 – הערכת שגיאות
54	פרק 4 – תוצאות הניסויים ואנליזה של התוצאות
54	4.1 – המייצר בנפח בקרה, CV1
56	4.2 – משאבת הבועות כנפח בקרה, CV2
58	4.3 – משאבת הבועות ומחליף חום תמיסה כנפח בקרה, CV3

60	4.4 – תוצאות הניסויים
60	4.4.1 – השפעת הספק החום
62	4.4.2 – יחס שאיבה
63	4.4.3 – טמפרטורת הזורם ביציאה מהמייצר
63	4.4.4 – השפעת עומד מניע
65	4.4.5 – השפעת רמות לחצים
66	4.4.6 – ספיגה חזרה במשאבת הבועות
67	4.4.7 – חישוב שבר נפחי (void fraction)
85	פרק 5 – סיכום ומסקנות
85	5.1 – מסקנות
89	5.2 – סיכום
90	5.3 – מבט אל העתיד
92	רשימת מקורות

פרק 1 - מבוא

1.1 הקדמה

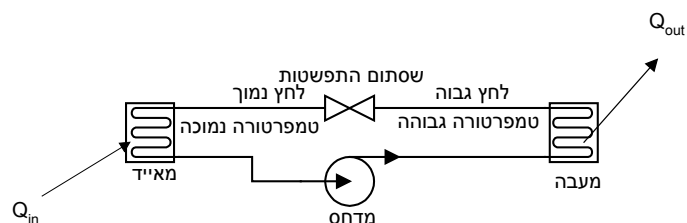
עם התפתחות העולם המודרני, חיפש האדם דרכים "ליצור קור". טמפרטורות נמוכות מטמפרטורות הסביבה היו נחוצות כדי לשמר מזון, תרופות, תנאי סביבה נוחים באזורים חמים וכו'. דרך פשוטה שנמצאה על-ידי האדם היא שימוש בקרח. גושי קרח גדולים שנחצבו מפסגות ההרים הוכנסו לתאים מבודדים אשר היוו מקרר. עם התקדמות הטכנולוגיה נבנו מכונות רבות על-ידי האדם כדי לספק קירור. מכונות אלה פעלו על עקרונות פיזיקליים שונים.

רוב מחזורי הקירור מנצלים אנרגיה חשמלית כדי להניע מדחס אשר יסחרר את זורם העבודה של המחזור וייצור את הפרש הטמפרטורות והלחצים הדרושים לקיום מחזור הקירור. במקומות בהם יש מקורות חום זמינים פותחו מחזורי קירור בספיגה. במחזורים אלו משתמשים באנרגיה חשמלית להפעלת משאבה אשר יוצרת את הפרש הלחצים הדרוש ובמקור חום זמין להפרדה של הקרר מנוזל העבודה.

בקבוצת מחזורי הספיגה קיימת תת קבוצה של מחזורי ספיגה בדיפוזיה. מחזור הספיגה בדיפוזיה הוא מחזור קירור אשר מונע ישירות בחום. ההנעה הישירה בחום מתאפשרת הודות להחלפת האלמנט המסחרר, החשמלי, במשאבת בועות. בפרק זה נסקור את שיטות הקירור הקונבנציונאליות הנפוצות ונתאר את עקרון פעולתן.

1.1.1 מחזור קירור דחיסה:

מחזור הקירור הנפוץ ביותר הוא מחזור הקירור דחיסה (איור 1.1):



איור 1.1 - מחזור קירור דחיסה

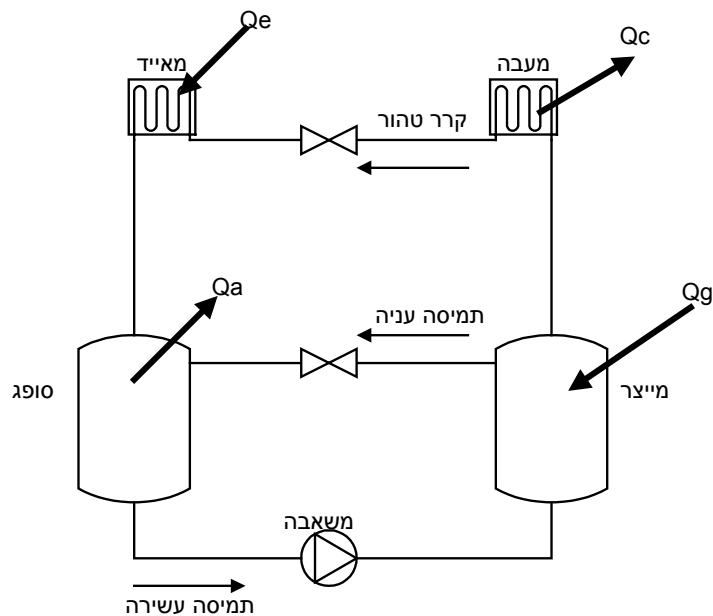
המחזור בנוי מארבעה רכיבים עיקריים: מדחס, מעבה, מאייד ושסתום התפשטות. חומר העבודה של המחזור – קרר (בדרך כלל ממשפחת הפריאונים אבל ניתן למצוא מערכות בהן חומר העבודה הנו גז טבעי כמו בוטן או אמוניה).

הקרר נדחס במדחס ללחץ גבוה ולטמפרטורה גבוהה, מהמדחס הקרר זורם אל המעבה בו מתבצע עיבוי של הקרר בלחץ קבוע תוך כדי פליטת חום לסביבה. הקרר הנוזלי זורם דרך שסתום ההתפשטות למאייד, במעבר דרך שסתום ההתפשטות הלחץ של הקרר נופל בצורה חדה וכתוצאה מכך מתקבלת ירידה חדה של הטמפרטורה. למאייד מגיע קרר נוזלי רווי, בלחץ נמוך ובטמפרטורה נמוכה ולכן הוא קולט חום מהסביבה ועקב כך מתאייד. מהמאייד יוצא הקרר במצב גזי ומגיע למדחס בו הוא נדחס בחזרה ללחץ גבוה ולטמפרטורה גבוהה.

חסרון של מחזור זה הוא בכך שהוא צורך כמות מאוד גדולה של אנרגיה חשמלית כדי להפעיל את המדחס.

1.1.2 מחזור ספיגה בעל שתי דרגות לחץ:

במקומות בהם יש מקור חום זמין מחזור קירור ספיגה מתגבר על חסרון זה (ראה איור 1.2):



איור 1.2 - מחזור קירור ספיגה

מחזור קירור ספיגה הוא מחזור תרמודינמי הפועל עם זורם עבודה בינארי, כלומר שני חומרים אשר אחד משמש כממיס והשני המומס, כקרר. בבחירת צמדי עבודה רצוי להקפיד על הפרש גדול בין טמפרטורת הרתיחה של הממיס לבין טמפרטורת הרתיחה של הקרר בכדי שבתהליך הייצור כמות אדי הממיס בפאזה הגזית (הקרר) יהיו קטנים עד כדי הזנחה וכן מסיסות (solubility) גבוהה של הקרר בממיס בכדי להקטין את נפח (מסת) התמיסה ומרכיבי המחזור. מחזורי הקירור בספיגה הנפוצים ביותר עובדים עם שני צמדים של זורמי עבודה: ליתיום ברומיד – מים ואמוניה-מים. במחזור של ליתיום ברומיד-מים המים משמשים כקרר, כך שטמפרטורת העבודה הנמוכה של המחזור מוגבלת ל 0°C . לכן מחזור זה מתאים יותר ליישומי מיזוג אויר. במחזור המשתמש בצמד אמוניה-מים, האמוניה משמשת כקרר. מחזור זה אינו מוגבל ל- 0°C במאייד ולכן מתאים למגוון יישומים רחב יותר. תמיסה עשירה (עשירה בקרר) בלחץ גבוה (בקו הסניקה של המשאבה) זורמת לתוך המייצר, בו מסופק חום לתמיסה. חימום התמיסה במייצר גורמת לפליטה של הקרר, התמיסה רותחת (מופרדת) ועקב הפרש גדול בין טמפרטורות הרתיחה של שני מרכיבי זורם עבודה הגז הנפלט (קרר) כמעט טהור. ביציאה מהמייצר מתקבלת תערובת דו פאזית (נוזל וגז) שנכנסת לתא ההפרדה. הפאזה הנוזלית הנה תמיסה עניה (בקרר) והפאזה הגזית (כמעט ללא אדי ממיס) היא הקרר. בתא ההפרדה, הזרימה הדו פאזית מופרדת כתוצאה מכוח הגרביטציה. כדי להפריד את אדי הממיס מהקרר הפאזה הגזית זורמת דרך מזקק. התמיסה העניה זורמת דרך מפחית לחץ חזרה ליחידת הספיגה והקרר החם זורם למעבה, בו עובר הקרר תהליך עיבוי בלחץ קבוע תוך פליטת חום. ביציאה מהמעבה מתקבל קרר נוזלי חם בלחץ גבוה. הקרר הנוזלי החם זורם דרך שסתום התפשטות למאייד. בשסתום ההתפשטות לחץ הקרר נופל בצורה חדה וכך גם הטמפרטורה. לאחר שסתום ההתפשטות, מתקבל קרר נוזלי רווי בלחץ נמוך וטמפרטורה נמוכה. הקרר הנוזלי הרווי זורם אל המאייד בו הוא קולט חום ומתאדה (תהליך הקירור). קרר במצב גזי זורם אל יחידת הספיגה, בה הוא נספג חזרה לתוך התמיסה העניה, תוך פליטת חום לסביבה. התמיסה העשירה שנוצרת ביחידת הספיגה חוזרת שוב אל המשאבה. יתרונו של מחזור זה על מחזור קירור דחיסה הוא בכך שאינו דורש אנרגיה מרובה כדי לסחרר את זורם העבודה במחזור ויתרונו בא לידי ביטוי במקומות בהם קיימים מקורות חום זמינים.

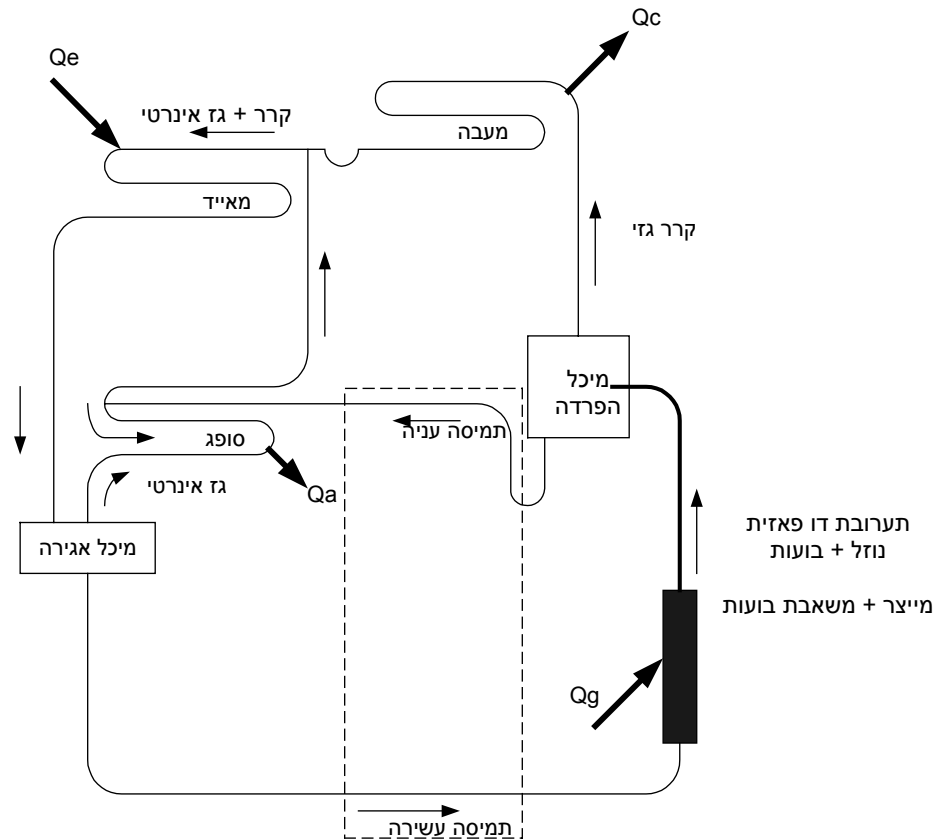
במחזור קירור דחיסה המדחס הוא צרכן האנרגיה הגדול: המדחס משמש הן כאלמנט שמעלה את הלחץ והטמפרטורה של זורם העבודה כדי שיוכל להתעבות במעבה והן כאמצעי הסחרור של זורם העבודה. שילוב התפקידים של המדחס גורם למדחס לצרוך אנרגיה מרובה.

במערכת ספיגה הרכיב המסחרר את זורם העבודה הוא המשאבה. כיוון שהמשאבה מסחררת נוזל ומכיוון שניתן להניח כי הנוזל הנו בלתי דחיס, עבודת המשאבה זניחה לעומת עבודת המדחס. בנוסף, המשאבה כמעט ואינה מעלה את טמפרטורת הזורם. חימום הנוזל (כדי להביא את הגז הנפלט במייצר למצב תרמודינמי זהה לגז הנפלט מיציאת המדחס) יכול להתבצע באמצעים שונים.

במפעלי תעשייה ניתן להשתמש בגזי פליטה מתהליכים שונים כמקור חום שיורי. מקור החום השיורי הנו מקור אנרגיה שממילא אין משתמשים בו למטרות אחרות ובד"כ האנרגיה נמסרת לסביבה. מערכת הספיגה יכולה לנצל אנרגיה זו בכדי לבצע תהליך קירור. נציין כאן שישנם מחזורי ספיגה מתקדמים, אך מכיוון שעבודה זו אינה מתמקדת במחזורי ספיגה לא נציג אותם כאן.

1.1.3 מחזור ספיגה בעל דרגת לחץ אחת - מחזור ספיגה בדיפוזיה

מחזור ספיגה בדיפוזיה פועל על אנרגיית חום בלבד ללא כל צורך באנרגיה חשמלית להפעלת המערכת. איור 1.3 מתאר באופן סכמתי את המבנה והתהליך של מחזור ספיגה בדיפוזיה שהוצג לראשונה על-ידי (Palten & Munters (1928). מחזור ספיגה בדיפוזיה הוא מחזור תרמודינמי העובד עם שלושה חומרי עבודה. במחזור זה הזרימה נגרמת כתוצאה מרתיחה של תערובת בינארית. שלישית זורמי העבודה הנפוצה ביותר הנה מים-אמוניה-מימן. כאשר המימן משמש כגז אינרטי, האמוניה כקרר והמים כממס.



איור 1.3- מחזור ספיגה בדיפוזיה

תמיסה עשירה של מים ואמוניה מחוממת במייצר, התמיסה רותחת ועקב הבדל בטמפרטורות הרתיחה בין שני החומרים בלחץ אטמוספרי (מים רותחים ב- 100°C ואמוניה רותחת ב- -33.3°C) הגז המשתחרר בתהליך הרתיחה הוא ברובו אמוניה. אדי מים בפאזה הגזית עשויים ליצור בעיות במחזור, לדוגמה קיפאון במאייד. על-מנת להתגבר על בעיות אלו מוסיפים אלמנט זיקוק אשר תפקידו לזקק את האמוניה הגזית ולהחזיר את אדי המים לתמיסה העניה. הוספת המזקק מקטינה את מקדם הביצוע של המחזור כיוון שבמזקק פולטים חום לסביבה (חום שהושקע במייצר) וכן אדי המים המתעבים סופגים חלק מאדי האמוניה ובכך מקטינים את כמות הקורר הנפלט למערכת ולכן פוגעים בביצועי המחזור. לצורך פשטות ההסבר נניח כי הגז הנפלט מכיל אמוניה גזית בלבד. ביציאה מהמייצר יש צינור אנכי הנקרא משאבת בועות. אדי האמוניה הנפלטים בתהליך הרתיחה מתאחדים יחד ויוצרים בועות, הבועות הנוצרות מתאחדות יחד לבועה אחת שתופסת את כל שטח חתך הצינור. בועות אלה זורמות במעלה הצינור וכתוצאה מכוח הציפה הפועל עליהן מעלות עמן תמיסה עניה. התערובת הדו פאזית זורמת אל מיכל ההפרדה. במיכל

ההפרדה, מתבצעת הפרדה כתוצאה מהפרשי צפיפויות שכן צפיפות התמיסה גדולה מצפיפותו של הגז.

ממיכל ההפרדה הגז זורם אל המעבה ואילו התמיסה העניה שהיא כבדה יותר זורמת על-ידי גרביטציה אל יחידת הספיגה (סופג). לאחר העיבוי במעבה, זורם הקרר הנוזלי הרווי אל המאייד (שם הוא פוגש את גז המימן). עקב נוכחות המימן, הלחץ החלקי של אדי הקרר יורד וכתוצאה מכך הקרר מתחיל להתאדות תוך כדי קליטת חום מסביבת המאייד. מהמאייד תערובת של אדי אמוניה ומימן זורמים אל מיכל האגירה וממיכל האגירה זורמת התערובת הגאזית בזרימה נגדית לתוך יחידת הספיגה (מלמטה למעלה). בסופג האמוניה נספגת ע"י התמיסה העניה. המימן שהוא בלתי מסיס, אינו נספג בתמיסה והיותו קל יותר מהאמוניה הוא זורם חזרה אל המאייד. התמיסה העשירה שנוצרת ביחידת הספיגה זורמת אל מיכל האגירה ומשם בשנית אל המייצר. בכדי להגדיל את יעילות המחזור קיים מחליף חום תמיסה בו התמיסה העניה היוצאת מתא ההפרדה מחממת את התמיסה העשירה לפני הכניסה למייצר (את מחליף חום באיור 1.3 מציין המלבן המשורטט בקו מרוסק).

כפי שצוין קודם מחזור זה פועל ללא כל אמצעי מכני שיגרום להפרש הלחצים במחזור ולסחרור זורמי העבודה. עובדה זו גורמת למחזור זה להיות אמיין מאוד (שכן בהעדר חלקים מכניים אין מה שיתקלקל). כמו כן, אופן פעולת המחזור שקט מאוד. חסרונו הוא בכך שכיום מחזורים אלא מייצרים תפוקות קירור נמוכות מאוד יחסית ובמקדם ביצוע נמוך מאוד יחסית לתפוקות שניתן לקבל ממערכת ספיגה בעלת שתי דרגות לחץ או ממחזור קירור דחיסה, כיוון שמחזור ספיגה דיפוזיה משתמש באנרגיית החום גם להפרדת הקרר מהתמיסה העשירה וגם להנעת המחזור ובכך נוצר מחזור לא יעיל.

צוואר הבקבוק במערכות ספיגה בדיפוזיה הוא משאבת הבועות. בהנחה שתנאי הסביבה אינם משתנים ודרישות הקירור אינן משתנות תפוקת המחזור תיקבע ע"י ספיקת הקרר שמשאבת הבועות מסוגלת לסחרר דרך מרכיבי המחזור. פרמטרים רבים משפיעים על ביצועי משאבת הבועות: משטר הזרימה, קוטר הצינור, אורך הצינור, הספק החום המסופק לתערובת הזורמת דרך הצינור, ריכוז התמיסה, העומד המניע, הלחץ הכללי, הלחץ החלקי של הקרר וכמובן התכונות התרמופיזיקליות של התמיסה. לכן על מנת לשפר את ביצועי המחזור יש לבחון את השפעתם של פרמטרים אלו על ביצועי משאבת הבועות.

1.1.4 משאבת בועות :

משאבת הבועות היא צינור אנכי עם מקור חום בתחתיתו ובו מתרחש תהליך של רתיחת תמיסה בינארית וזרימה דו פאזית הנובעת מהפרדת פאזות. התמיסה מורכבת משני חומרים: ממיס וקרר. אם נבדוק את תכונות הקרר בכניסה למשאבה נגלה כי הקרר אמור להיות במצב גזי אולם משיכה פיזית חזקה קושרת את הקרר אל הממיס (בתהליך הספיגה). כאשר הפרש טמפרטורות הרתיחה בין הממיס לקרר גדול מאוד ניתן להניח כי הפאזה הנוזלית של התערובת מורכבת מקרר וממיס ואילו הפאזה הגזית מורכבת מקרר גזי בלבד. במצב שיווי משקל: כמות הגז הנפלט מפני הנוזל אל הפאזה הגזית זהה לכמות הגז הנספג על-ידי הפאזה הנוזלית. חימום התמיסה מערער את מצב שיווי המשקל וגורם לרתיחה של התמיסה ולפליטה של גז מהפאזה הנוזלית. עקב הפרש גדול בטמפרטורות הרתיחה, בלחץ אטמוספרי, בין הקרר ($R-22 \rightarrow T_b = -40.8^\circ C$) והממיס ($DMAc \rightarrow T_b = 165^\circ C$) ניתן להניח כי הגז הנפלט מהפאזה הנוזלית מכיל קרר בלבד. בועות הקרר שנפלטות מתאחדות לבועה אחת גדולה אשר תופסת את כל שטח חתך הצינור וזורמת במעלה הצינור למעלה. הבועה משמשת כבוכנה ומעלה עמה במעלה הצינור כמות נוזל וכך נוצרת הזרימה במחזור. לבועות אלה צורת קליע ומכאן שמו של משטר זרימה זה זרימת קליעים (slug flow).

לפי (Scheafer (2000), Delano (1998), Saravanan & Maiya (1999), Sathe (2001) נמצא כי משטר הזרימה היעיל ביותר למשאבת הבועות הוא משטר זרימת קליעים.

יתרונות משאבת הבועות כאלמנט המניע במחזור קירור:

1. אינה דורשת אנרגיה חשמלית אלא אנרגיית חום בלבד. חום ניתן לספק באמצעים רבים כגון: כירת גז, גזי פליטה ואנרגיית שמש. כך שניתן למקם מכונת קירור המתבססת על משאבת בועות בכל מקום בתנאי שיסופק חום למכונה.
2. אין חלקים נעים, עובדה זו גורמת למחזור להיות אמין מאוד ובעל עלויות אחזקה נמוכות מאוד.
3. פעולה שקטה – מכונת קירור המתבססת על מחזור ספיגה בדיפוזיה מתאימה במיוחד ליישומים בחדרי מגורים, מלונות, משרדים וחדרי ישיבות.

בפרק הבא נסקור את העבודות שנעשו על משאבת הבועות ונציג את המודלים, ההנחות ובעיות שהתעוררו בניתוח פעולת משאבת הבועות.

1.2 מטרת המחקר

תכנון, בניה והפעלה של מערכת ניסוי רציפה לאפיון משאבת בועות. אפיון הפרמטרים המשפיעים על ביצועי משאבת הבועות לצורך קבלת יעילות מרבית תוך כדי בחינת השפעתם של הפרמטרים השונים באופן ניסויי. בנוסף, תיבדק האפשרות לשימוש בזורמי עבודה אורגניים במשאבת הבועות.

פרק 2 - סקר ספרות

2.1 הקדמה

בשנים האחרונות קיימת התעניינות גוברת במחזורי קירור המונעים ישירות בחום ובכלל במחזורי ספיגה בדיפוזיה - מחזורים המונעים על-ידי משאבת בועות.

חיפוש בספרות ובאינטרנט מגלה שבתקופה האחרונה פורסמו מחקרים רבים על מחזורי ספיגה בדיפוזיה (Scheafer(2000), Delano (1998), Delano(1997), Herold & Wang (1992), Chen et al.(1996), Shelton et al.(1999a), Shelton et al.(1999b) וכך על משאבת הבועות (Pffaf et al.(1998), White(2001), Saravanan & Maiya(1998), Saravanan & Maiya(1998), Siyoung et al.(1998). מחקרים אלו עסקו בחקר מחזורי קירור קיימים והציעו מודלים מתמטיים לחישוב המחזור ובשיפור ביצועים.

מחזורי קירור המשתמשים במשאבת בועות כאלמנט לסחרור זורם העבודה, משתמשים בזרמי עבודה שהם תערובות. ליישומים בתחום מיזוג אויר וקירור בטמפרטורות מעל לנקודת הקיפאון של מים נהוג להשתמש בצמד ליתיום-ברומיד - מים וליישומים לקירור לטמפרטורות נמוכות יותר נהוג להשתמש בצמד אמוניה-מים.

נבנו מספר מערכות ניסוי (White(2001), Delano(1998) כדי לאפיין את הפרמטרים של מחזורי הקירור בכלל ואת המשאבת בועות בפרט. פותחו מודלים מתמטיים (Pffaf et al.(1998), White(2001), בהתבסס על תיאוריה של זרימה דו-פאזית אנכית. ברב עבודות המחקר שנעשו עד כה התייחסו לזרימה הדו-פאזית בצינור כזרימה חד ממדית המקיימת משטרי זרימה שונים. בטרם נדון במודלים השונים נציג כאן מספר הגדרות בהן נתקל לאורך העבודה.

הגדרות כלליות:

בהנחה של זרימה חד ממדית השבר הנפחי של הגז והנוזל מובעים בעזרת יחס שטחי הזרימה.

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (2.1)$$
$$1 - \alpha = \frac{A_f}{A}$$

הספיקה המסית הכללית הנה סכום של הספיקות המסיות של הנוזל והגז.

$$\dot{m} = \dot{m}_f + \dot{m}_g \quad (2.2)$$

איכות מסית, מבוטאת על-פי יחס הספיקות המסיות

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_f} \quad (2.3)$$

איכות נפחית, מבוטאת על-פי יחס ספיקות נפחיות

$$\beta = \frac{Q_g}{Q_g + Q_f} \quad (2.4)$$

שטף נפחי, מבטא את המהירות השטחית של הפאזה

$$j = \frac{Q}{A} \quad (2.5)$$

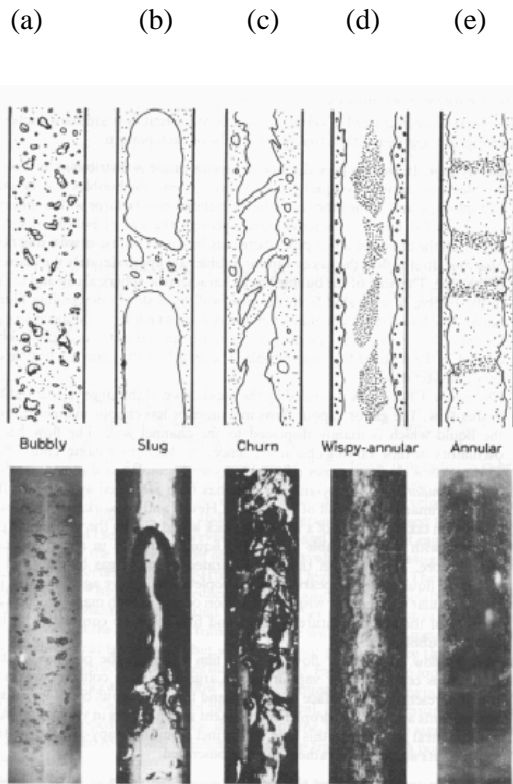
יחס מהירויות (slip ratio)

$$\frac{u_g}{u_f} = \frac{\dot{m}_g \rho_f A_f}{\dot{m}_f \rho_g A_g} = \left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right) \left(\frac{1-\alpha}{\alpha} \right) \quad (2.6)$$

בדומה לאנליזה של זרימה חד-פאזית גם בזרימה זו פאזית פשוט יותר לבנות מודלים כאשר ידוע אם משטר הזרימה הוא למינרי או טורבולנטי. כאשר נוזל מתאדה בצינור מחומם, האדים הנוצרים זורמים יחד עם הנוזל בתצורות שונות הידועות גם בשם משטרי זרימה. משטר זרימה ספציפי תלוי בגורמים רבים: לחץ, טמפרטורה, שטף חום, גיאומטרית תעלת הזרימה וכו'... לכל משטר יש שם וכאשר מתכננים מחליף חום או רכיב זרימה אחר חשוב לדעת את אופי הזרימה באלמנט כדי שיהיה פשוט יותר לפתח את התיאוריה המתאימה ביותר לאופי הזרימה הנתון.

2.2 משטרי זרימה בזרימה אנכית:

בתצפיות רבות על זרימה בצינור אנכי צפו על משטרי זרימה שונים המאופיינים בעזרת האופן בו נעה הפאזה המפוזרת בפאזה הרציפה. איור 2.1 מציג משטרי זרימה דו-פאזיים בצינור אנכי (Wallis, 1969).



איור 2.1 – משטרי זרימה בצינור אנכי

זרימת בועות (Bubbly flow): בזרימת בועות פאזת הגז או האדים מפולגת כבועות בודדות בתוך פאזה נוזלית רציפה (ראה איור 2.1a). במצב קיצוני אחד הבועות יהיו כדוריות ובמצב קיצוני שני הבועות יהיו עם כיפה כדורית גדולה ועם זנב שטוח, במצב זה למרות שקוטר הבועה אינו מגיע לקוטר הצינור קיימת נטייה לבלבול עם זרימת קליעים.

זרימת קליעים (Slug flow): בזרימת קליעים קוטר בועות הגז או האדים הוא בקירוב כקוטר צינור הזרימה. ראש הבועה הוא בעל צורה כדורית אופיינית והגז בבועה מופרד מדופן הצינור על-ידי פילם דק של נוזל (ראה איור 2.1b). זרימת הנוזל היא בצורת קליעים

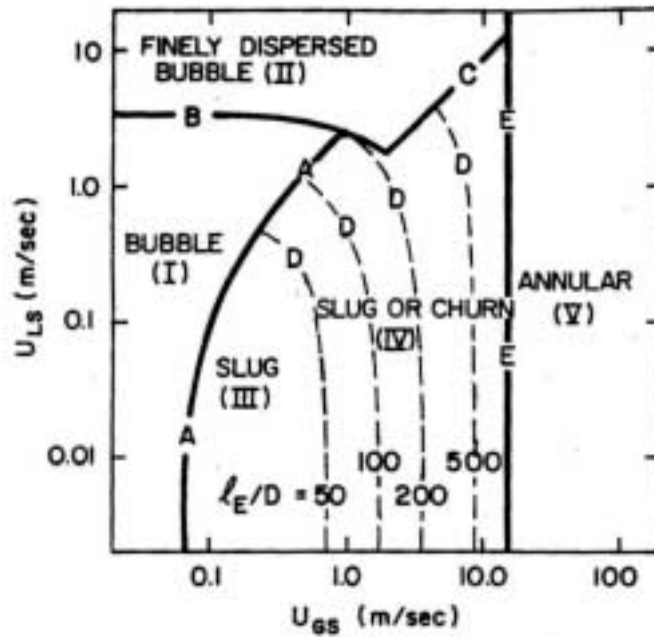
המופרדים על-ידי בועות הגז. יתכן שבקליעי הנוזל יהיו בועות גז קטנות הנגרמות על-ידי השובל של הבועה הגדולה.

זרימה רועשת (Churn flow): משטר זרימה זה נוצר על-ידי ניפוץ בועות גדולות בזרימת קליעים. זרימת הגז או האדים דרך הנוזל היא די כאוטית (ראה איור 2.1c). כאשר הנוזל ברובו מרוכז באזור דופן הצינור. לזרימה תכונות המשתנות בזמן.

זרימה טבעתית רוחשת (Wispy-annular flow): משטר זרימה זה מאופיין על-ידי פילם עבה של נוזל המרוכז על דופן הצינור יחד עם כמות לא זניחה של נוזל בתוך ליבת הגז במרכז הצינור. פילם הנוזל כאן מכיל גם בועות גז קטנות (ראה איור 2.1d).

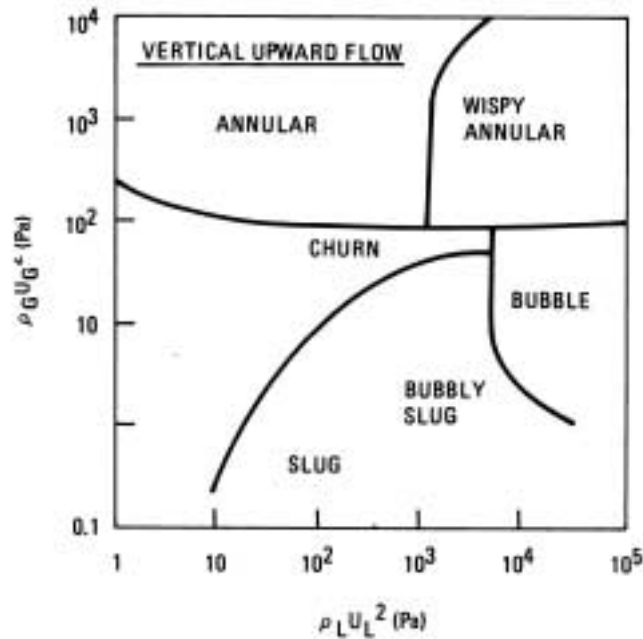
זרימה טבעתית (Annular flow): זרימה טבעתית מאופיינית על-ידי פילם נוזל על דפנות הצינור וליבת גז במרכז הצינור. פני הפילם הם גליים וכאשר גלים אלו מתנפצים הם מחדירים טיפות קטנות של נוזל לתוך ליבת הגז (ראה איור 2.1e).

למציאת תחומי המעבר בין משטרי הזרימה השונים יש גישות רבות לדוגמה: (Taitel et al. (1980), De Cachard & Delahye (1996), Chen & Brill (1997) וקשה למצוא מודל שיתאר בצורה טובה את תחומי המעבר בין משטרי הזרימה השונים. רוב המפות למשטרי הזרימה מתבססות על תוצאות ניסוייות ובדרך כלל הן מוגבלות לפרמטרים הגיאומטריים ותכונות הזורמים אשר היו חלק ממערכת הניסוי. כאשר משנים את סוג הזורם או את הפרמטרים הגיאומטריים של צינור הזרימה, מפות הזרימה הקיימות אינן מתארות בצורה טובה את המקרה הכללי.



איור 2.2 – מפת זרימה לצינור אנכי (Taitel et al. 1980)

Taitel et al. (1980) הציגו מפת זרימה (ראה איור 2.2) המתארת זרימה זו פאזית בצינור אנכי. קואורדינטות המפה הן מהירות הזרימה השטחית (superficial) של הפאזה הנוזלית ומהירות הזרימה השטחית של הפאזה הגזית. מפה זו התקבלה עבור תערובת של מים ואויר בטמפרטורה של 25°C לחץ של 100kPa בצינור אנכי בקוטר של 5cm . Taitel et al. (1980) ציינו שמפות זרימה שנבנו מתוצאות ניסויים עבור צינורות בעלי קוטר קטן לא יתאימו לתיאור זרימה בצינורות בעלי קוטר גדול. סוג נוסף של מפות זרימה בצינור אנכי משתמש בקואורדינטות שונות. במקום קואורדינטות של מהירות משתמשים בשטף התנע. איור 2.3 מציג מפת זרימה של זרימה זו פאזית לזרימה אנכית עם קואורדינטות של שטף תנע.



איור 2.3 – מפת זרימה לזרימה אנכית (Blevins(1984)

בעבודת מחקר זו נחקר את ביצועי משאבת הבועות כתוצאה מרתיחה/הפרדת פאזות. Delano(1998), White(2001) מצאו כי על מנת לקבל שאיבה טובה, משטרי הזרימה האופייניים במשאבת הבועות הנם זרימת קליעים וזרימה רועשת. מחיפוש בספרות ניתן לגלות שהמעבר בין משטרי הזרימה, מזרימת בועות דרך כל המשטרים המתוארים בעמוד הקודם ועד לזרימה טבעתית נובע מהגדלה משמעותית בספיקה הנפחית של הגז לעומת הספיקה הנפחית של הנוזל (Chen & Brill (1997). ומכאן ניתן להבין שהמעבר בין זרימת קליעים לזרימה רועשת קורה עקב שבירה של הבועות הגדולות הנוצרות בזרימת קליעים כתוצאה ממהירויות זרימה גבוהות של הגז.

עבודת מחקר שנעשתה באוניברסיטת תל-אביב הציעה גישה שונה במקצת לשלב המעבר בין זרימת קליעים לזרימה רועשת. מתצפיות ניסוייות שנערכו על-ידי Taitel et al.(1980) נתגלה שזרימה רועשת היא תופעה של אזור הכניסה לזרימת קליעים. מכאן ניתן להבין שאם ניתן להבחין בזרימה רועשת בתחתית צינור הזרימה ואם צינור הזרימה ארוך דיו אי שם במורד הזרם צפוי לקבל זרימת קליעים. Taitel et al.(1980) פיתחו מודל להערכת אורך הקטע של הזרימה הרועשת (churn flow) בתלות בפרמטרים של הצינור ובפרמטרים של זרימת קליעים (slug flow). בעבודה נוספת באוניברסיטת תל-אביב

Brauner & Barnea (1986), פותח קריטריון למעבר בין זרימת קליעים (slug flow) לזרימה רועשת (churn flow). לפי Brauner & Barnea (1986) המעבר בין זרימת קליעים (slug flow) לזרימה רועשת (churn flow) מתרחש כאשר השבר הנפחי של הבועות הבודדת (הנמצאות בתוך קליעי הנוזל בזרימת קליעים) מגיע לערך של 0.52.

2.3 משטרי זרימה בצינור אנכי מחומם :

יצירת זרימה דו פאזית של נוזל-גז על-ידי חימום ויצירת גז או אדים בצינור הנה מקרה מיוחד בו פאזת הגז נוצרת כתוצאה מרתיחה ו/או מהפרדת פאזות. קיום שטף חום דרך דפנות הצינור משנה את משטרי הזרימה אשר התקיימו באותם תנאים באותו צינור ללא חימום. שינויים אלו קורים הודות לחוסר שיווי משקל הידרודינמי ואי שיווי משקל תרמודינמי באיזורים מסויימים של הזרימה.

זורם חד-פאזי מגיע במצב נוזלי לתוך הצינור, שטף החום המסופק לזורם מביא את הזורם למצב רוויה. בנקודה זו כל הוספת חום תגרום למעבר פאזה ולאידוי הזורם. הבועות שנוצרות נסחפות עם הנוזל במעלה הצינור, במצב זה מתואר משטר זרימה זה כזרימת בועות (bubbly flow). כאשר הזורם ממשיך במעלה הצינור ושטף חום נוסף נקלט מדופן הצינור כמות נוספת של נוזל מתאדה וספיקת האדים גדלה. האדים הנוצרים מתאחדים עם הבועות הקיימות ונוצרות בועות גדולות אשר תופסות את כל שטח חתך הצינור פרט לפילם דק על דופן הצינור. משטר זה מכונה זרימת הקליעים (slug flow) עקב צורתן האופיינית של הבועות. במידה וספיקת הפאזה הגזית תמשיך לגדול משטר זרימת הקליעים מתחלף בהמשך לזרימה טבעתית (annular flow). עם המשך הזרימה בצינור עוד נוזל מתאדה ומשטר הזרימה הופך לזרימת טיפות (drop flow) עד שהנוזל כולו מתאייד ואז מקבלים זרימה חד פאזית של גז. איור 2.4 מציג את משטרי הזרימה בצינור אנכי מחומם (מאייד אנכי) (Collier, 1981) כפי שתואר להלן.



איור 2.4 – משטרי זרימה בצינור אנכי מחומם (Collier, 1981).

המעברים בין משטרי הזרימה אינם חדים ולכן קשה להגדירם. קיימת אפשרות לבלבול בין משטרי זרימה כאוטיים (משטרי מעבר) כדוגמת זרימה רועשת וזרימה טבעתית רוחשת. נזכיר בשנית כי Taitel et al. (1980) צפו כי זרימה רועשת מציינת קטע מעבר לזרימת קליעים. חיזוק לטענה זו יוצג בפרק מאוחר יותר של עבודה זו שכן מתצפיות שנערכו במהלך עבודת המחקר הנוכחי התקבלה מסקנה דומה: בתחתית משאבת הבעות נצפה משטר של זרימה רועשת ואילו במעלה הצינור (במורד הזרם) הפך משטר הזרימה למשטר של זרימת קליעים.

2.4 מודלים לתיאור זרימה דו-פאזית בצינור

קיימים מספר מודלים לתיאור זרימה דו-פאזית. המודל הפשטני ביותר הוא המודל ההומוגני. במודל זה מתייחסים לתכונות ממוצעות של שתי הפאזות ומתייחסים לתערובת כפסאודונוזל אשר מתנהג לפי משוואות הזרימה החד פאזית. כל השיטות הסטנדרטיות (אנליזה חד פאזית למינרית או טורבולנטית) ניתנות ליישום לפי מודל זה. חסרונו של

מודל זה טמון בכך שהוא אינו מתאים לתיאור זרימה עם מעבר מסה ו/או מהירות יחסית בין הפאזות .

מודל נוסף קרוי זרימה מופרדת (separated flow) מודל זה מתחשב בעובדה שלכל פאזה יש תכונות אחרות וכן יתכנו גם מהירות וטמפרטורה שונים לכל פאזה. אחד התיאורים המתמטיים המקובלים לזרימה מופרדת מיוצג על-ידי מודל ה drift-flux (Zuber & Findlay (1965) . מודל זה שם דגש על התנועה היחסית בין הפאזות ולא על התנועה של הפאזות הבדידות.

למודל ה drift-flux יתרונות רבים לתיאור הזרימה במשטר זרימת קליעים (slug flow). מהניסויים במשאבת בועות אנו למדים שמשאבת הבועות שואבת במשטר של זרימת קליעים או זרימה רועשת לכן גם בעבודה זו נשתמש במודל זה כדי לתאר את פעולת המשאבה.

מודל ה drift-flux מתבסס על מודל של זרימה מופרדת עם דגש על התנועה היחסית בין הפאזות בזרימה דו-פאזית וחד ממדית.

השטף הנפחי (מהירות שטחית) של כל פאזה נתון על-ידי מכפלת מהירות הפאזה ביחס הנפחי שהיא תופסת

$$j_g = \alpha u_g \quad (2.7)$$

$$j_f = u_f (1 - \alpha) \quad (2.8)$$

או באמצעות הספיקה הנפחית של כל פאזה

$$j_g = \frac{Q_g}{A} \quad (2.9)$$

$$j_f = \frac{Q_f}{A} \quad (2.10)$$

השטף הנפחי הכולל הוא סכום של השטפים הנפחיים של כל פאזה

$$j = j_g + j_f \quad (2.11)$$

מהירות הסחף (drift velocity) מוגדרת כהפרש בין מהירות הזרימה של הפאזה למהירות הממוצעת של הזורם הדו-פאזי

$$u_{gj} = u_g - j \quad (2.12)$$

$$u_{fj} = u_f - j \quad (2.13)$$

שטף הסחף (drift flux) מציג את השטף הנפחי של פאזה ביחס למשטח הנע במהירות הממוצעת

$$j_{gf} = \alpha u_{gj} = \alpha (u_g - j) \quad (2.14)$$

$$j_{fg} = (1 - \alpha) u_{fj} = (1 - \alpha) (u_f - j) \quad (2.15)$$

מהצבה של משוואה (2.11) לתוך משוואה (2.13) ושימוש במשוואה (2.7) נקבל

$$j_{gf} = j_g - \alpha (j_f - j_g) = j_g (1 - \alpha) - \alpha j_f \quad (2.16)$$

ובצורה דומה נקבל

$$j_{fg} = j_f \alpha - (1 - \alpha) j_g \quad (2.17)$$

לפיכך ניתן לרשום

$$j_{gf} = -j_{fg} \quad (2.18)$$

ממשוואות (2.16) ו (2.17) ניתן להציג את השבר הנפחי הממוצע באופן הבא :

$$\alpha = \frac{j_g}{j} \left(1 - \frac{j_{gf}}{j_g} \right) \quad (2.19)$$

בזרימת קליעים (slug flow) :

$$j = \frac{Q_g + Q_f}{A} \quad (2.20)$$

$$\text{Re}_j = \frac{jD\rho_f}{\mu_f} \quad (2.21)$$

מהירות הבועה היא פונקציה של השטף הנפחי, הגיאומטריה, תכונות הנוזל ושדה כוחות הגוף. ברב המקרים אורך הבועה אינו משתנה. נתון זה חשוב כיוון שדינמיקת הבועה תלויה בעיקר בחזית הבועה ובזנבה.

מהירות הסחף של הבועה מוגדרת כהפרש בין מהירות הבועה לשטף הנפחי הכולל:

$$u_{gj} = u_b - j \quad (2.22)$$

וכפי שניתן לראות מהירות הסחף של הבועה אינה תלויה בשבר הנפחי.

בנוזל סטטי, הבועה עולה הודות לכוחות הציפה הפועלים עליה. המהירות בה עולה הבועה בנוזל סטטי נשלטת על-ידי אינטראקציה בין כוחות הציפה ליתר הכוחות הפועלים על הבועה. בהנחה שצמיגות הבועה זניחה ניתן להבחין בשלושה כוחות הפועלים על הבועה מלבד כוח הציפה: כוחות אינרציה, צמיגות הנוזל ומתח הפנים. היחס בין שלושת הכוחות הללו לכוח הציפה יוצר שלוש קבוצות לא ממדיות:

$$\frac{\rho_f u_\infty^2}{Dg(\rho_f - \rho_g)} \quad \frac{\mu_f u_\infty}{D^2 g(\rho_f - \rho_g)} \quad \frac{\sigma}{D^2 g(\rho_f - \rho_g)}$$

בהנחה שקוטר הצינור הוא 9mm וטמפרטורת הזורם היא 60°C ($\mu_f = 6.051 \times 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}$), המספרים הבלתי ממדיים $(u_\infty = 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \rho_g = 7.32 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \rho_f = 970 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \sigma_f = 6.6 \times 10^{-2} \frac{\text{N}}{\text{m}})$ מקבלים את הערכים 7.48×10^{-2} , 3.74×10^{-4} ו- 2.8 בהתאמה. כפי שהתקבל רק קבוצה לא ממדית אחת היא דומיננטית ולכן ניתן לקבל פתרון פשוט למהירות הבועה.

על-פי תוצאה זו ניתן להזניח את כוחות מתח הפנים ואת כוחות הצמיגות ולהניח שהכוחות האינרציוניים הם הדומיננטיים ולכן ניתן לבטא את מהירות עלית הבועה על-ידי
 : Wallis (1969)

$$u_{\infty} = k_1 \rho_f^{-1/2} [gD(\rho_f - \rho_g)]^{1/2} \quad (2.23)$$

כאשר מתוצאות ניסוייות של White & Beardmore (1962) התקבל $k_1 = 0.345$ עבור תעלות עגולות.

בזרימה בצינור ניתן להשתמש במודל זה להערכת מהירות הבועה כאשר האפקט של החיכוך עם הדופן (גזירה על הדופן) הוא קטן יחסית למפל הלחץ כתוצאה מכוחות גרביטציה. כמו כן, מהירות הסחף אינה תלויה בשבר הנפחי, אלא היא פונקציה של השטף הנפחי. מאידך בזרימה חד-ממדית ללא גזירה, מהירות הסחף על הדופן אינה תלויה בשטף המסי אלא היא פונקציה של השבר הנפחי. המקרה היחיד בו תנאים אלא יכולים להתקיים הוא כאשר $u_{gj} = \text{constant}$.
 ניתן להעריך קבוע זה על-ידי בחירה של מקרה מיוחד בו מהירות הסחף שווה למהירות של בועה בודדת בנוזל סטטי:

$$u_{gj} = u_{\infty} \quad (2.24)$$

לכן לכל ערך של α ניתן לכתוב:

$$j_{gf} = \alpha u_{\infty} \quad (2.25)$$

על פי מודל זה, ניתן לרשום את מהירות הבועה באופן הבא:

$$u_b = j + u_{\infty} \quad (2.26)$$

בהסתמך על מודל זה ניתן לחשב את השבר הנפחי הממוצע במשאבת הבועות באופן הבא:

$$\bar{\alpha} = \frac{j_g}{j + u_\infty} \quad (2.27)$$

או

$$\bar{\alpha} = \frac{Q_g}{Q_f + Q_g + Au_\infty} \quad (2.28)$$

2.5 עבודות שבוצעו לאפיון משאבת בועות

חיפוש בספרות ובאינטרנט מגלה כי בשנים האחרונות בוצעו מספר עבודות על חקר הביצועים של משאבת בועות וכן על מחזורי קירור המשתמשים במשאבת בועות כאלמנט מסחרר של המחזור. בעבודות אלו הציגו אנליזה לביצועי משאבת הבועות כחלק מהעבודה שכן משאבת הבועות מהווה את צוואר הבקבוק של מחזורי קירור המונעים ישירות בחום. באופן כללי ניתן לסווג את הגישה לאנליזה על משאבת הבועות לשלוש קטגוריות:

1. אנליזה משאבת הבועות כמעלית אויר (air lift pump).
2. אנליזה משאבת הבועות כרתיחה זורמת של מים בצינור אנכי.
3. אנליזה של משאבת הבועות כרתיחה זורמת של תערובת בינארית.

בנוסף, ניתן להבחין בין מערכות הניסוי השונות באופן פעולת המערכת: מערכות ניסוי רציפות ומערכות ניסוי לא רציפות. דוגמה למערכת ניסוי רציפה עם זורמי העבודה האמיתיים של המחזור מוצגת בעבודתם של Koyfman et al. (2001) והיא תוצג בהרחבה בפרקים הבאים.

מחקר שנעשה באוניברסיטת ג'ורג'יה במסגרת עבודת מסטר של Delano (1997) ועבודת הדוקטורט של Delano (1998) עסקו במחקר על מחזור אינשטיין. מחזור זה הנו מחזור קירור בספיגה אשר משתמש במשאבת בועות כאלמנט המסחרר של המחזור. המודל האנליטי לניתוח פעולת המשאבה הסתמך על התיאוריה של מעליות אויר. מעלית אויר הנה צינור הטבול בתוך מאגר מים וכדי לשאוב את המים מהמאגר מזריקים אויר

לתחתית הצינור. הזרקת האוויר גורמת לזרימה דו-פאזית של אויר – מים במעלה הצינור וכתוצאה מהפרש צפיפויות בין העמודה שבצינור לזו שבמאגר המים מתבצעת פעולת השאיבה.

ממחקרים על מעליות אויר נתגלה שמשאבת הבעות תפעל בצורה הטובה ביותר כאשר משטר הזרימה הוא זרימת קליעים (slug flow) [Clark & Dabolt (1986), Stenning & Martin (1968)].

Delano (1998 & 1997) פיתח מודל אנליטי לאפיון משאבת הבעות בהסתמך על ההנחות הבאות:

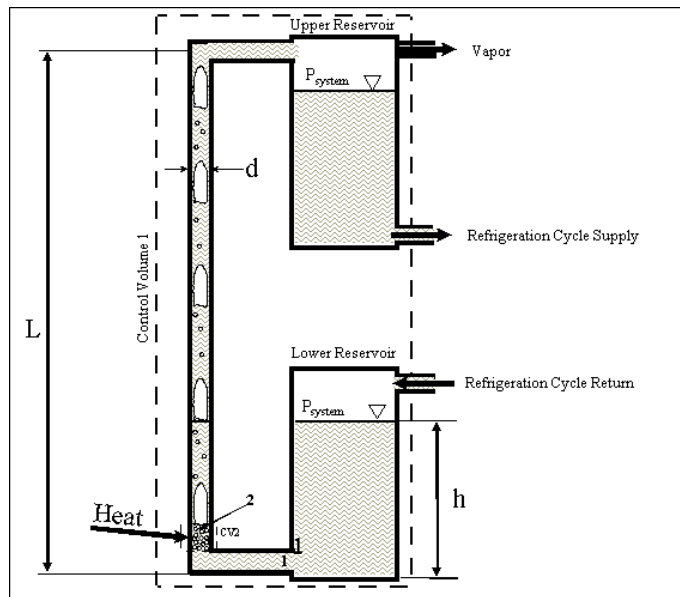
- הזורם (תערובת בינארית) מגיע לתחתית המשאבה כאשר הוא נמצא במצב רוויה.
- הגזים הנוצרים כתוצאה מרתיחת הזורם הם אדי אמוניה בלבד.
- משטר הזרימה במשאבת הבעות הוא זרימת קליעים.

Chisholm (1983) מצא כי ניתן לבטא את קוטר הצינור המקסימלי לקבלת זרימת קליעים בצינור על-ידי:

$$d \leq 19 \cdot \left\{ \frac{\sigma \cdot v_f}{g \cdot \left(1 - \frac{v_f}{v_g} \right)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.29)$$

עבור קוטר גדול מהקוטר המתקבל ממשוואה (2.29) לא תתקיים זרימת קליעים. אי לכך על-מנת לקבל זרימת קליעים הגביל Delano (1998) את קוטר הצינור המקסימלי של משאבת הבעות.

תיאור סכמתי של משאבת בעות לצורך בניית המודל האנליטי של Delano (1998) מוצג באיור 2.5. לצורך בניית המודל Delano (1998) הניח כי הלחצים במאגר העליון ובמאגר התחתון זהים.



איור 2.5 – תיאור סכימתי של משאבת בועות

Delano (1998), White (2001)

בהתבסס על ההנחות שהוזכרו לעיל רשם (Delano(1998 את משוואות המאזן באופן הבא :
משוואת ברנולי עבור הנוזל בין נקודה 1 לפני הנוזל במאגר התחתון

$$P_1 = P_{system} + \rho_f gh - \rho_f \frac{u_1^2}{2} \quad (2.30)$$

(Delano (1998 רשם את משוואת שימור המסה על נפח בקרה המסומן כ- CV2 (ראה
איור 2.5) אליו מסופק חום. משוואה זו נרשמה בהנחה שתערובת הבועות והנוזל יוצאת
מנפח הבקרה במהירות ממוצעת u_2 :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.31)$$

$$\frac{Au_2}{v_2} = \frac{Au_1}{v_1} = \frac{Au_1}{v_f} \quad (2.32)$$

ממשוואה זו ניתן לבטא את המהירות הממוצעת של האדים והנוזל ביציאה מהמיצור על-ידי

$$u_2 = u_1 \frac{v_2}{v_f} \quad (2.33)$$

הנפח הסגולי בנקודה 2, v_2 , הוא הנפח הסגולי של תערובת נוזל אדים רוויה עם איכות x ולכן ניתן להביעו על-ידי:

$$v_2 = v_f + x(v_g - v_f) = v_f \left(1 + x \left(\frac{v_g - v_f}{v_f} \right) \right) \quad (2.34)$$

כאשר

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_f} \quad (2.35)$$

בהצבת המשוואות האחרונות במשוואה (2.33) נקבל את המהירות הממוצעת של הזורם בתלות בספיקות המסיות והצפיפויות באופן הבא:

$$u_2 = u_1 \left[1 + \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_g + \dot{m}_f} \right) \left(\frac{v_g - v_f}{v_f} \right) \right] \quad (2.36)$$

בכדי לפשט את המודל הניח Delano (1998) כי הספיקה המסית של הגז זניחה יחסית לספיקה המסית של הנוזל וכי הנפח הסגולי של הנוזל זניח יחסית לנפח הסגולי של הגז ולכן ניתן לרשום את המשוואה האחרונה באופן הבא:

$$u_2 = u_1 \left(1 + \frac{Q_g}{Q_f} \right) \quad (2.37)$$

בהזנחת הפסדי חיכוך רשם (1998) Delano את משוואת שימור המומנטום (תנע) על נפח הבקרה בין נקודה 1 ל 2 (ראה איור 2.5) בעזרת משוואת ברנולי:

$$P_2 = P_1 - \rho_f u_1 (u_2 - u_1) \quad (2.38)$$

בהצבת מהירות היציאה מנפח הבקרה CV2 (ראה איור 2.5), למשוואת מאזן התנע (2.38) התקבל:

$$P_2 = P_1 - \frac{\rho_f u_1 Q_g}{A} \quad (2.39)$$

בהצבת לחץ הכניסה P_1 (משוואה (2.30)) למשוואה האחרונה התקבל ביטוי ללחץ בנקודה 2

$$P_2 = P_{system} + \rho_f gh - \frac{\rho_f u_1^2}{2} - \frac{\rho_f u_1 Q_g}{A} \quad (2.40)$$

Delano (1998) הפעיל את משוואת שימור המומנטום בין נקודה 2 לחלק העליון של המאגר העליון ורשם:

$$P_2 - P_{system} = \frac{1}{2} f \rho_f u_2^2 \left(\frac{Lb}{A} \right) + \frac{W}{A} \quad (2.41)$$

כאשר:

b - היקף הצינור המחובר בין המאגר העליון למאגר התחתון.

W - משקל הנוזל בצינור המחובר בין המאגר העליון למאגר התחתון.

מקדם החיכוך f מחושב בהנחה שרק נוזל זורם דרך הצינור. הנחה זו אינה עולה בקנה

אחד עם שאר ההנחות שעשה הרי הוא הזניח את הפסדי הלחץ בצינור בין נקודה 1 ל 2.

Delano (1998) הציב את מהירות הזרימה המתקבלת ממשוואה (2.37) במשוואה (2.41)

ורשם:

$$P_2 - P_{system} = \frac{1}{2} f \rho_f \left(\frac{u_f}{A} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{Q_g}{Q_f} \right) \cdot \left(\frac{Lb}{A} \right) + \frac{W}{A} \quad (2.42)$$

משקל הזורם הדו-פאזי בצינור המחובר בין המאגר העליון למאגר התחתון הוא שילוב של משקל הגז והנוזל:

$$W = L \cdot g \cdot (\rho_f \cdot A_f + \rho_g \cdot A_g) \quad (2.43)$$

A_f - השטח דרכו זורם הנוזל.

A_g - השטח דרכו זורם הגז.

בהתבסס על ההנחה שהספיקה המסית של הגז זניחה יחסית לספיקה המסית של הנוזל ומכיוון שמהירות זרימת הגז V_g היא מאותו סדר גודל של מהירות זרימת הנוזל V_f המשיך (Delano (1998) לפשט את המודל והניח כי: $\rho_g A_g$ זניח יחסית ל $\rho_f A_f$ ולכן רשם את ספיקת הנוזל דרך משאבת הבועות על-ידי:

$$Q_f = A_f u_f \approx A u_1 \quad (2.44)$$

ואת ספיקת הגז דרך משאבת הבועות על-ידי:

$$Q_g = A_g u_g \quad (2.45)$$

שטח חתך הצינור של משאבת הבועות הוא סכום של השטחים לזרימה של שתי הפאזות:

$$A = A_f + A_g \quad (2.46)$$

בהסתמך של המשוואות האחרונות קיבל Delano (1998) ביטוי למשקל הנוזל בצינור משאבת הבעות:

$$W = L \cdot g \cdot \frac{\rho_f A}{\left(1 + \frac{Q_g}{Q_f \cdot s}\right)} \quad (2.47)$$

כאשר s , הנו יחס המהירויות (מהירות ההחלקה) נתון על-ידי

$$s = \frac{V_g}{V_f} \quad (2.48)$$

Delano (1998) הניח שמשטר הזרימה במשאבת הבעות הנו זרימת קליעים (slug flow) והשתמש בתוצאות של Griffith & Wallis (1961) $1.5 \leq s \leq 2.5$ ליחס המהירויות s .

Delano (1998) הציב את משוואה (2.47) לתוך משוואה (2.42) וקיבל:

$$P_2 = P_{system} + \frac{4 \cdot f \cdot L}{d} \cdot \frac{\rho_f \cdot u_1^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{Q_g}{Q_f}\right) + \rho_f \cdot g \cdot \frac{L}{\left(1 + \frac{Q_g}{Q_f \cdot s}\right)^{-1}} \quad (2.49)$$

לבסוף השווה את הלחץ P_2 המתקבל מהמשוואה האחרונה לזה המתקבל ממשוואה (2.40) וקיבל את הקשר בין העומד המניע, הספיקות והמהירות:

$$\frac{h}{L} - \frac{1}{1 + \frac{Q_g}{Q_f \cdot s}} = \frac{u_1^2}{2 \cdot g \cdot L} \cdot \left[(K+1) + (K+2) \cdot \frac{Q_g}{Q_f} \right] \quad (2.50)$$

כאשר :

$$K = \frac{4 \cdot f \cdot L}{d} \quad (2.51)$$

K הנו פרמטר משתנה כדי לפצות על ההפסדים השונים מחיכוך בצינור כגון ברכיים ואפקט כניסה לצינור. באופן כללי K הנו פרמטר אשר בא לפצות על אי התאמה בין התוצאות ניסוייות לתיאוריה, כיוון שלעיתים קשה לאמוד את ההפסדים בצורה מדויקת ע"י שימוש באמצעים אנליטיים.

Delano (1998) הניח כי הזרימה תמיד למינרית ולכן חישב את מקדם החיכוך f באופן

הבא :

$$f = \frac{64}{Re_d} \quad (2.52)$$

כאשר :

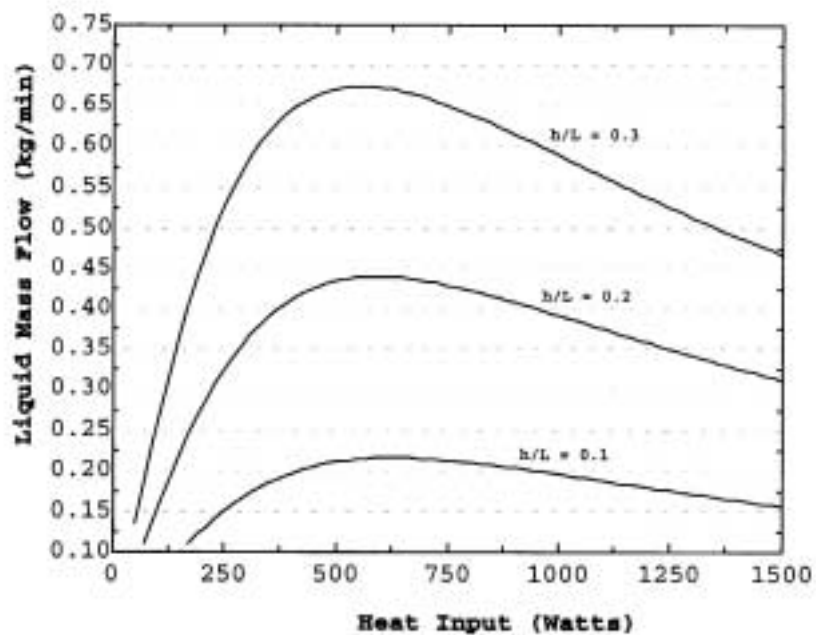
$$Re_d = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \quad (2.53)$$

במשוואה (2.50) הספיקה הנפחית של הגז Q_g נוצרת ע"י אספקת חום בחלק בתחתון של צינור משאבת הבעות. בהנחה שהנוזל במאגר התחתון נשמר ברוויה ואין מעבר חום

(הוספת חום) לאורך הצינור אזי הספק החום $P_{bubblepump}$ הנדרש ליצור ספיקה נפחית בשיעור Q_g נתון על-ידי:

$$P_{bubblepump} = Q_g \cdot \rho_g \cdot h_{fg} \quad (2.54)$$

לצורך בדיקת תחזיות המודל האנליטי, בחר Delano(1998) בצינור בעל קוטר פנימי של 8.6 mm . הפרמטר הראשון שנבדק היה העומד המניע h (ראה איור 2.5). איור 2.6 מציג את ביצועי משאבת הבועות עבור צינור בקוטר של 8.6 mm ולחץ מערכת של 4 bar בתלות בהספק החום למשאבה.



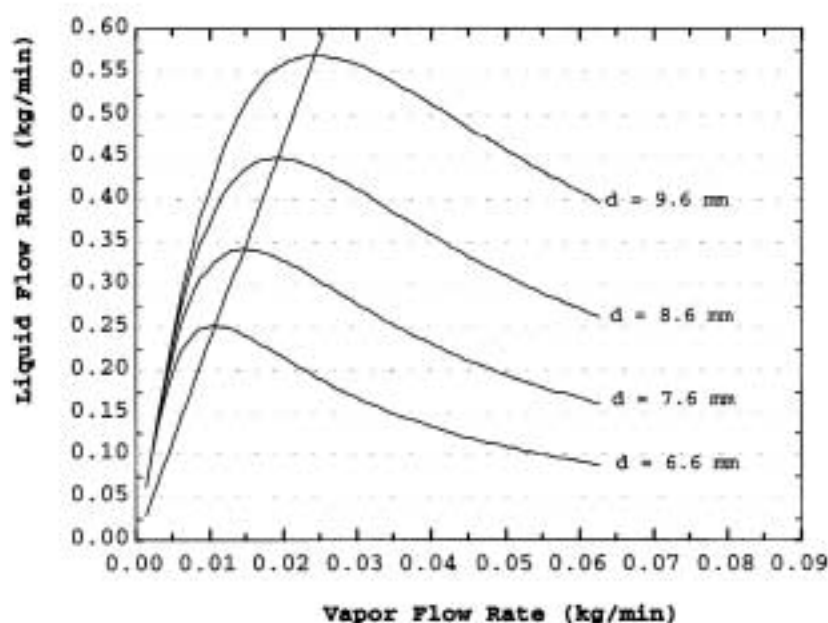
איור 2.6 – ביצועי משאבת בועות עבור ערכים שונים של עומד מניע Delano (1998)

איור 2.6 מציג את תחזיות המודל האנליטי עבור עומד בלתי ממדי המוגדר כחס בין העומד המניע לאורך הכללי של צינור משאבת הבועות. מאיור זה ניתן לראות שלפי המודל

של Delano (1998) הגדלה של העומד המניע או קיצור צינור השאיבה תגדיל את ספיקת הנוזל דרך המשאבה.

פרמטר נוסף שנבדק על-ידי Delano (1998) היה הספק החום המושקע במייצר (בתחתית משאבת הבועות). Delano (1998) קיבל שכאשר מגדילים את הספק החום המושקע במשאבה, בעוד שאר הפרמטרים נשארים קבועים, ספיקת הנוזל דרך המשאבה עולה עד לערך מקסימלי ומשם מתחילה לרדת, כפי שניתן לראות מאיור 2.6. Delano (1998) טען כי תופעה זו מתרחשת כתוצאה מהגדלת מפל הלחץ דרך צינור משאבת הבועות כתוצאה מהגדלה בספיקת הגז. התלות של ספיקת הגז בהספק החום המושקע במייצר מוצגת במשוואה (2.54).

בעזרת המודל האנליטי בחן Delano (1998) את השפעת קוטר הצינור של משאבת הבועות על ביצועי המשאבה. איור 2.7 מציג את ביצועי משאבת הבועות עבור קוטרי צינור שונים.



איור 2.7 – ביצועי משאבת בועות עבור קוטרי צינור שונים (Delano (1998)

איור 2.7 מציג את תחזיות המודל של ביצועי משאבת בועות עבור יחס קבוע בין העומד

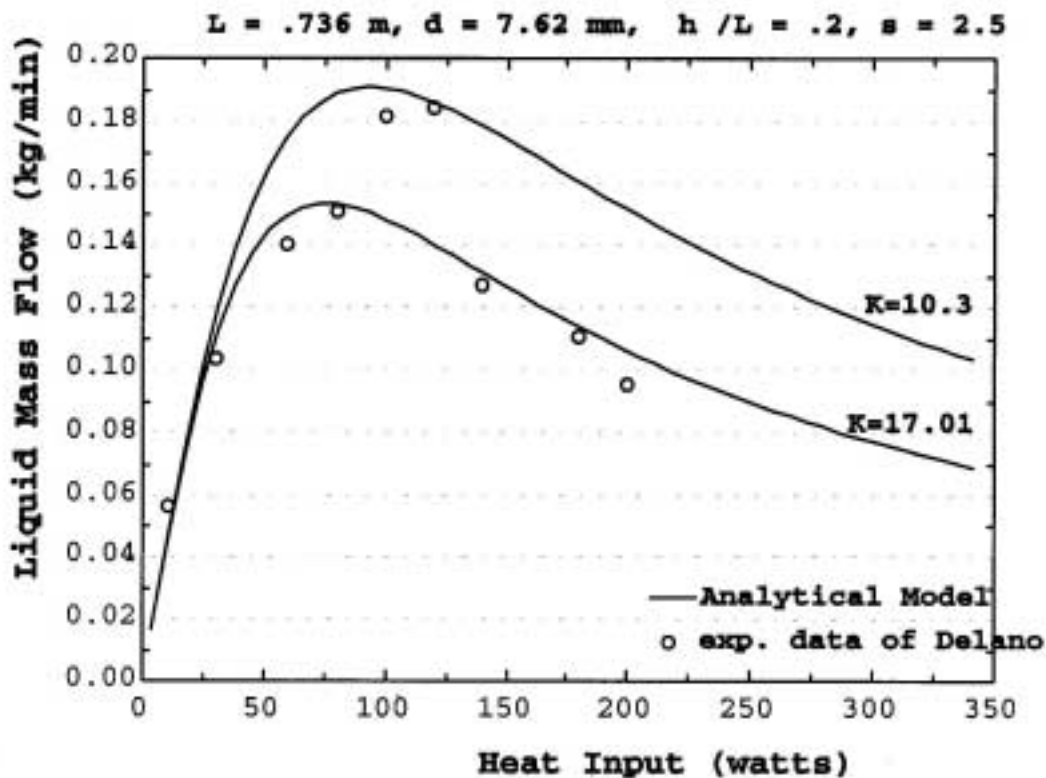
המניע לבין אורך הצינור של משאבת הבועות $\frac{h}{L} = 0.2$. Delano (1998) הראה שהגדלה של

קוטר הצינור תגדיל את ספיקת הנוזל דרך צינור משאבת הבועות עבור ספיקת גז קבועה וזאת הודות להקטנת מקדם החיכוך בצינור.

לבסוף כדי לאמת את המודל האנליטי בנה Delano (1998) מערכת ניסוי. מערכת הניסוי כללה מאגר מים גדול בו המים נשמרו בטמפרטורה של 100°C בלחץ אטמוספרי, המאגר היה גדול דיו כך ששאיבה של מים מתוך המאגר בעזרת משאבת בועות לא תשנה את מפלס המים. צינור המשאבה היה מפלדת אל-חלד בקוטר של 7.62 mm ובאורך של 0.736 m ולתחתיתו הוצמד גוף חימום. הצינור הוטבל בתוך המאגר עד שפני הנוזל בצינור הגיעו

לחמישית הגובה של הצינור $\left(\frac{h}{L} = 0.2\right)$. הספק החום המסופק למערכת נשלט על-ידי

מפסק עמעם (dimmer switch) וההספק נמדד על-ידי מד הספק. ספיקת הנוזל דרך משאבת הבועות נמדדה בעזרת משורה משוננת ובעזרת שעות-עצר. תוצאות הניסוי יחד עם תוצאות המודל האנליטי מוצגות באיור 2.8.



איור 2.8 – תוצאות הניסוי והמודל האנליטי של Delano (1998)

מאיור זה ניתן לראות שתחזיות המודל האנליטי דומות לתוצאות הניסוייות. בכדי לקבל התאמה טובה הוא מצא כי לפרמטר K השפעה רבה על תחזיות המודל (כפי שנראה באיור 2.8)

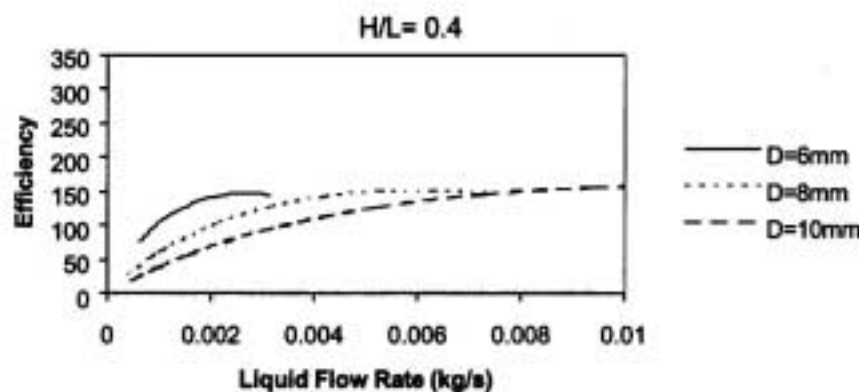
White (2001) בנתה מערכת ניסוי לאפיון משאבת הבעות. בנוסף פיתחה (2001) White מודל אנליטי לתיאור משאבת הבעות. בדומה למודל של Delano (1998) המודל של White (2001) פותח עי-ידי שימוש במשוואות הרציפות ובמשוואות מאזן המומנטום (תנע) לזרימה דו-פאזית תוך ההנחות הבאות:

- הפסדי חיכוך בכניסה לצינור משאבת הבעות זניחים.
- שינוי המומנטום בזרימה דרך צינור משאבת הבעות זניח.
- התערובת הדו-פאזית זורמת דרך הצינור במשטר של זרימת קליעים.

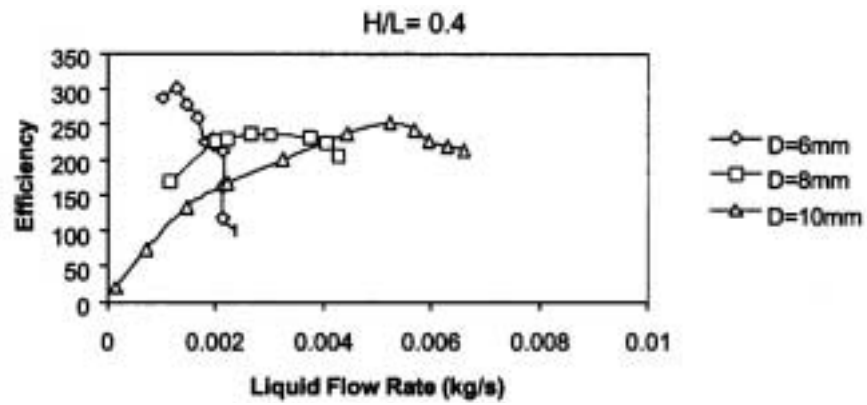
מערכת הניסוי של White (2001) נבנתה כמעלית אוויר. צינור אנכי חובר בחלקו התחתון למאגר מים הבנוי כצינור אנכי בעל קוטר גדול. בנקודת החיבור חיברה (2001) White גם צינור אוויר עם אמצעי ויסות בכדי לשלוט בספיקת האוויר. מערכת הניסוי של White (2001) נמצאת בלחץ אחיד ומאווררת לאטמוספירה. כתוצאה מכך מפלס המים בצינור המאגר ובצינור האנכי (צינור המשאבה) זהה. כאשר אוויר, בספיקה מספקת, מוזרם דרך צינור האוויר לתחתית הצינור האנכי, נוצרת זרימה דו-פאזית והמים מתחילים לזרום במעלה הצינור.

White (2001) ביצעה ניסויים עבור צינורות בעלי קוטר שונה (6, 8 ו-10 מ"מ), עבור צינורות בעלי אורך שונה (6' ו-3') ועבור ערכים שונים של עומד לא ממדי ($h/L = 0.4, 0.6, 0.8$). את תוצאות הניסויים, השוותה White (2001) למודלים של Nicklin (1962), de Cachard & Delhay (1996), Reinemann et al. (1990), Chexal (1996) ו- Delano (1998). ההתאמה הטובה ביותר של תוצאות הניסויים של White (2001) הייתה למודל של de Cachard & Delhay (1996) ולכן למרות ש White (2001) פיתחה מודל היא בחרה להציג את תוצאות הניסויים שקיבלה בהשוואה למודל של de Cachard & Delhay (1996).

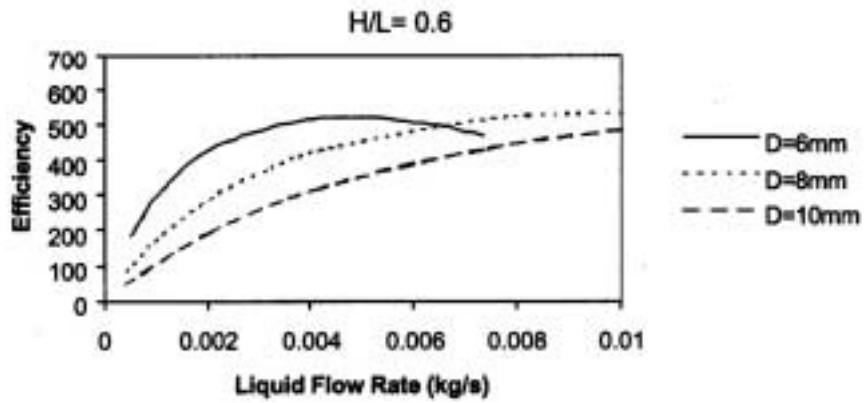
תוצאות הניסויים והמודל האנליטי מוצגות מאיור 2.9 עד איור 2.16 עבור יחס עומד מניע לאורך צינור שונים וקטרי צינור שונים. יעילות המשאבה מוגדרת לפי White(2001) כיחס בין הספיקה המסית של המים הנשאבת על-ידי המשאבה לספיקה המסית של האוויר המוזרם לתחתית המשאבה. מאיורים 2.9 – 2.16 ניתן לראות שהתאמה טובה בין המודל האנליטי לתוצאות הניסויים קיבלה White (2001) עבור ערכי עומד לא ממדי גבוהים, $h/L = 0.8$ בעוד שעבור הערכים הנמוכים ההתאמה היתה פחות טובה. הבדל זה נבע לפי White (2001) מהעובדה שהמודל של de Cachard & Delhaye (1996) לא מתאים לערכים נמוכים של עומד לא ממדי, כיוון שלטענתה ערכים נמוכים של עומד לא ממדי גורמים לאוסילציות מקריות של הנוזל בצינור ומקשים על מידול התופעה, אולם לטענת White (2001) אוסילציות אלה משפרות את יעילות המשאבה. בנוסף, התקבלה התאמה טובה עבור צינורות בעלי קוטר של 10 מ"מ בעוד לקטרי צינורות קטנים יותר ההתאמה פחות טובה. לפי White(2001) הסטייה בין תוצאות הניסויים למודל האנליטי נובעת כתוצאה מההשפעה של כוחות מתח הפנים כאשר מקטינים את קוטר הצינור. נציין כי גם במערכת הניסוי של de Cachard & Delhaye (1996) קוטר צינור מעלית האוויר היה 10 מ"מ.



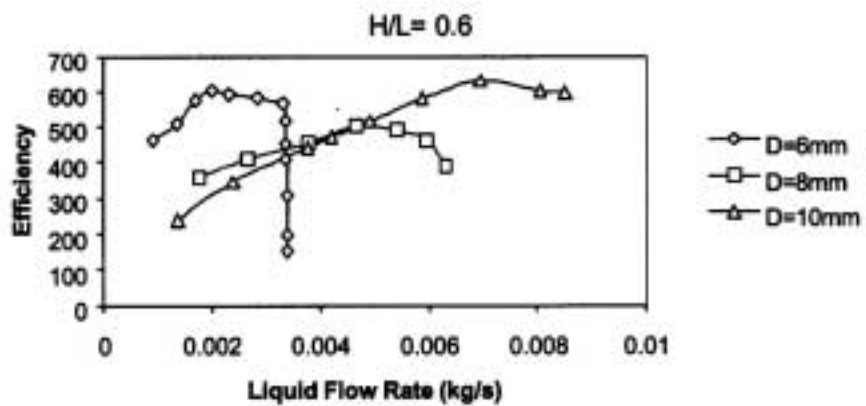
איור 2.9 – יעילות תיאורטית כנגד ספיקת נוזל $h/L=0.4$



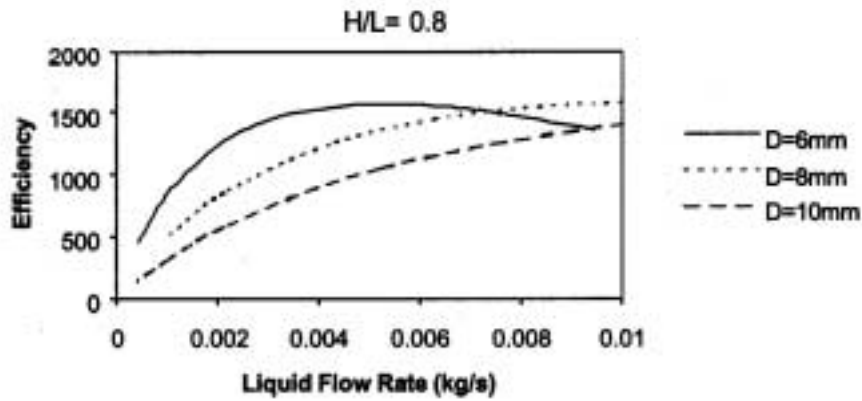
איור 2.10 – יעילות מדודה כנגד ספיקת נוזל $h/L=0.4$



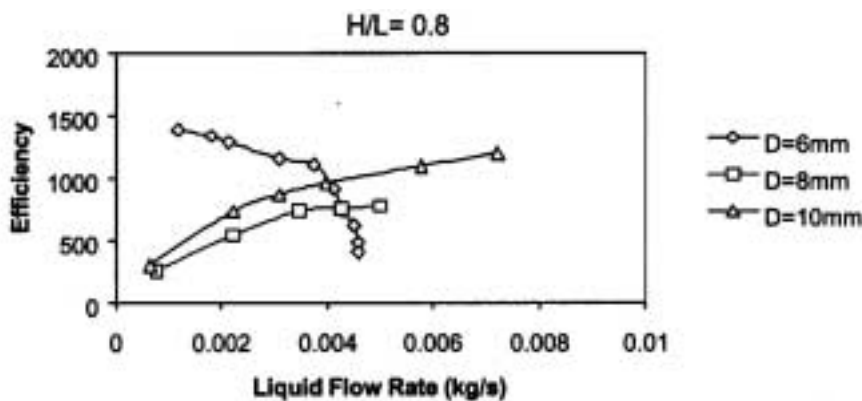
איור 2.11 – יעילות תיאורטית כנגד ספיקת נוזל $h/L=0.6$



איור 2.12 – יעילות מדודה כנגד ספיקת נוזל $h/L=0.6$



איור 2.13 – יעילות תיאורטית כנגד ספיקת נוזל $h/L=0.8$

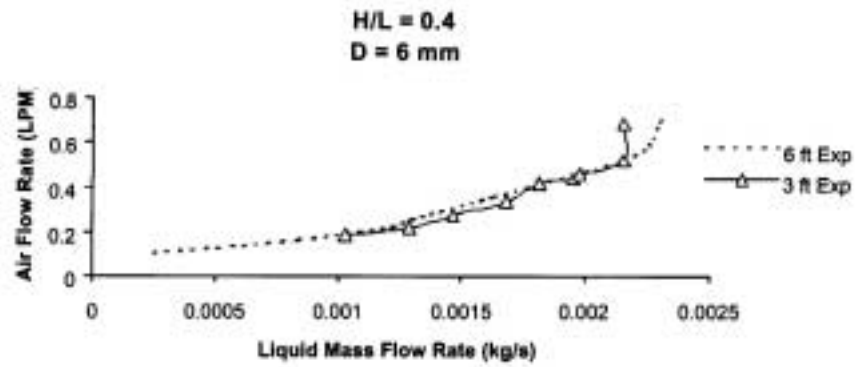


איור 2.14 – יעילות מדודה כנגד ספיקת נוזל $h/L=0.8$

השפעת אורך הצינור על ביצועי משאבת הבועות מוצגת באיור 2.15 ובאיור 2.16, גם כאן ניתן לראות שהתנהגות המודל משחזרת את תוצאות הניסוי באופן איכותי ולא כמותי. White (2001) מצאה לאחר הניתוח של המודל האנליטי שהקוטר האופטימלי למשאבת הבועות הוא בין 4 ל 20 מ"מ עבור ספיקות מסיות בין $0.0025 \frac{kg}{s}$ ל $0.02 \frac{kg}{s}$, בהתאמה. בנוסף, המודל האנליטי של White(2001) הראה שיעילות המשאבה (היעילות מוגדרת כיחס בין ספיקת האוויר מוזרם לתחתית המשאבה לספיקת המים הנשאבת על-ידי המשאבה) יורדת בצורה חזקה כאשר משתמשים בצינורות בעלי קוטר קטן (על הגבול התחתון של הקטרים המומלצים).

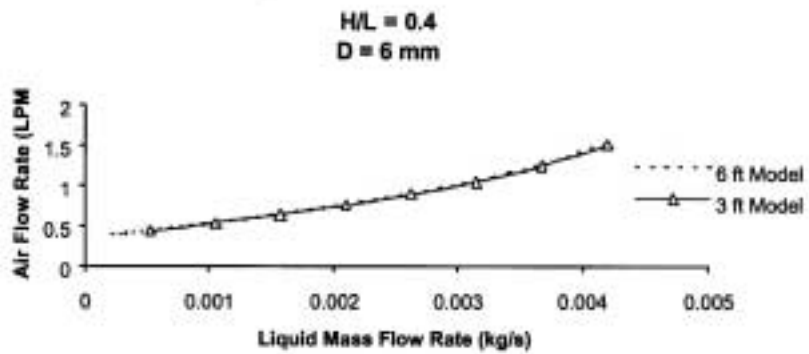
White (2001) הראתה שיעילות המשאבה עולה עם הגדלת העומד המניע h כאשר אורך

המשאבה L נשאר קבוע



איור 2.15 – השפעת אורך הצינור על ביצועי משאבת הבועות

תוצאות ניסיוניות (White(2001)



איור 2.16 – השפעת אורך הצינור על ביצועי משאבת הבועות

תוצאות המודל האנליטי (White(2001)

Pfaff et al.(1998) חקרו את ביצועי משאבת בועות עבור מקרר ספיגה עם תערובת של ליתיום ברומיד - מים. מערכת הניסוי שנבנתה על-ידי Pfaff et al.(1998) אפשרה לבדוק את השפעת קוטר הצינור על ביצועי משאבת הבועות וכן את השפעת הספק החום הנמסר למשאבה על ביצועי המשאבה. עקרון המנומטר (חוק כלים שלובים) נוצל כבסיס למודל ומודל ה-drift-flux נוצל לחישוב מהירות עליית הבועה במשאבת הבועות. Pfaff et al.(1998) לא השתמשו בתיאורה של מעליות אויר אלא פיתחו את המודל עבור

רתיחה זורמת. על מנת לפשט את המודל הם הניחו את ההנחות הבאות:

- במהלך פעולת המחזור התמיסה אינה מאיצה בצינור.
- התמיסה מחוממת בצורה אחידה במשאבת הבועות.
- התמיסה בסופג נשמרת בגובה אחיד (עומד המניע קבוע).
- השינויים של הטמפרטורה והלחץ של הזורם בסופג ובמעבה זניחים.

הניסויים נערכו כאשר התמיסה בכניסה למשאבת הבועות הייתה בשיווי משקל. כדי לשמור את התמיסה בשיווי משקל השתמשו Pfaff et al.(1998) בגוף חימום נוסף שחימם את התמיסה לפני שהיא הגיעה לכניסת משאבת הבועות. נציין כי למרות שמערכת קירור דיפוזיונית פועלת באופן מחזורי, מערכת הניסוי של משאבת הבועות הייתה מנתית. דבר זה איפשר מדידת ריכוזים וספיקות באופן מדויק יחסית וכן הכנה מבוקרת של תנאי הניסוי על-ידי ערבוב כמויות מדודות של מים ותמיסה מרוכזת במלחים.

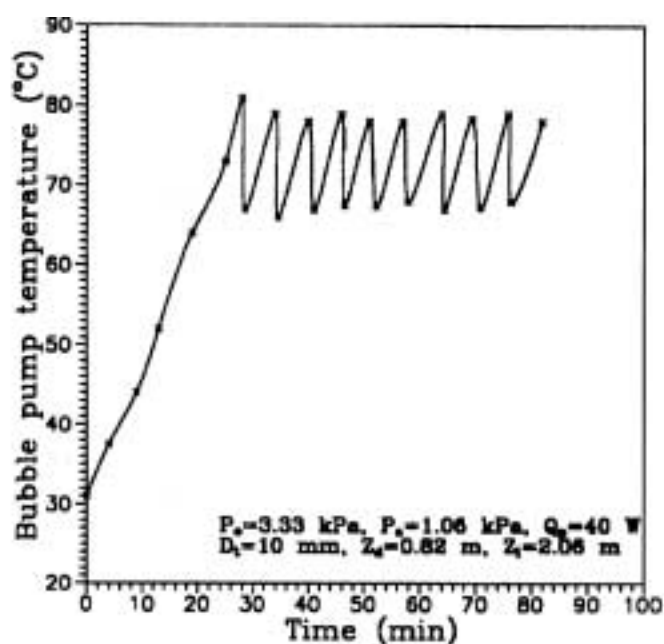
Pfaff et al.(1998) בחנו את ביצועי משאבת הבועות עם מספר צינוריות בקטרים שונים. בצינורית בעלת קוטר פנימי של 18 מ"מ נצפתה תופעה של זרימת בועות (bubbly flow) אולם לא התקבלה כל שאיבה. התמיסה תססה (נוצרו בועות) אולם משאבת הבועות לא הזרימה נוזל אל מיכל הפרדה.

בצינוריות בעלות קוטר פנימי של 10 ו 14 מ"מ משטר הזרימה התקרב לעבר זרימת קליעים (slug flow) כאשר שטח חתך הבועה בניצב לכיוון הזרימה תפס את כל שטח הצינורית אולם אורך הבועות לא היה אחיד.

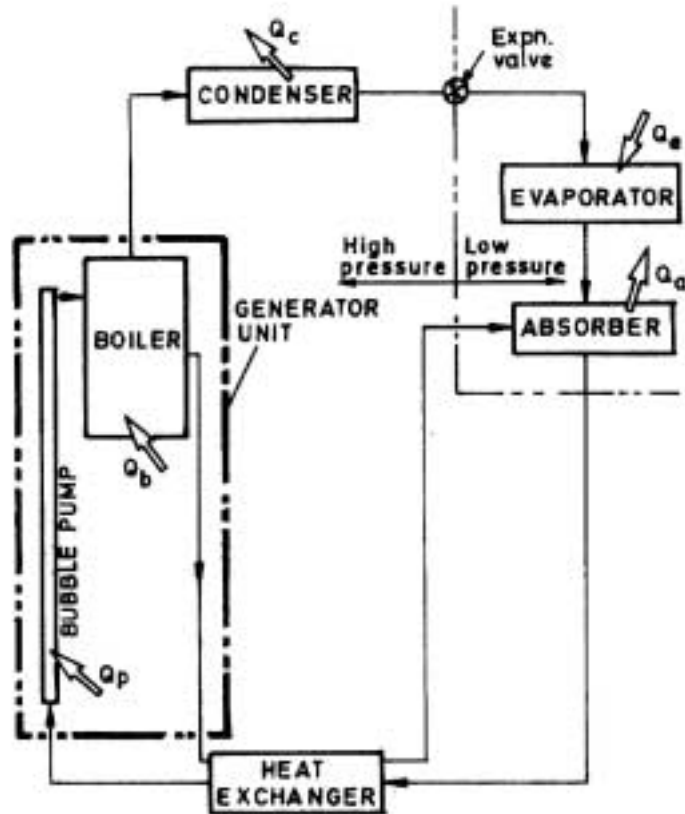
Pfaff et al.(1998) טענו כי אורך הבועה נוטה לגדול עם הגדלת שטף החום המסופק למשאבה תוך הקטנת כמות התמיסה הנשאבת. טענה זו נאמנה לעובדות שכן הגדלת שטף

החום גוררת אידוי מואץ וכתוצאה לספיקת גזים גדולה יותר. נציין כי פעולת השאיבה דרך משאבת הבועות לא הייתה רציפה אלא מחזורית עם זמן מחזור פחות או יותר קבוע. עבור צינורית בקוטר של 10 מ"מ ועבור הספק של 40W מדדו Pfaff et al.(1998) כ-10 מחזורי שאיבה בשעה ואילו עבור קוטר של 14 מ"מ ואותם הספקים מדדו Pfaff et al.(1998) כ-5 מחזורי שאיבה.

איור 2.17 מציג את שינוי הטמפרטורה של הנוזל במשאבת הבועות. באיור 2.17 ניתן לראות שבדומה למחזוריות השאיבה דרך המשאבה גם טמפרטורת המשאבה מתנדנדת. כתוצאה מתנודות אלו ספיקת הגז דרך המשאבה אינה קבועה ולכן גם ספיקת הנוזל דרך המשאבה אינה קבועה. עם תחילת החימום עולה טמפרטורת התמיסה במשאבה עד לנקודה בה מתחילה זרימה. כאשר נוצרת זרימה דרך הצינור משאבת הבועות מתקררת עד לשלב בו מפסיקה הזרימה ואז שוב מתחמם הנוזל, הטמפרטורה עולה, גז נפלט והזרימה מתחילה.



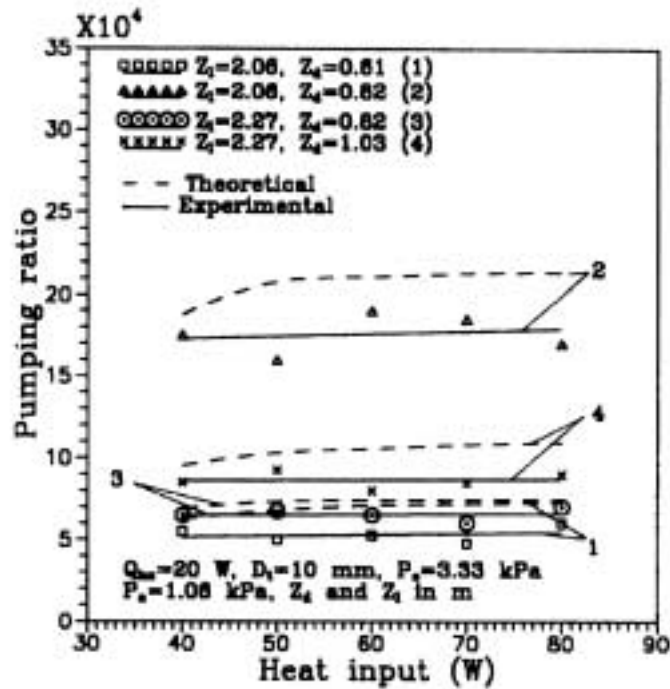
איור 2.17 – שינוי טמפרטורת הנוזל במשאבת הבועות כנגד זמן Pfaff et al.(1998)



איור 2.18 – תאור סכימתי של מחזור קירור בספיגה

עם משאבת בועות Pfaff et al.(1998)

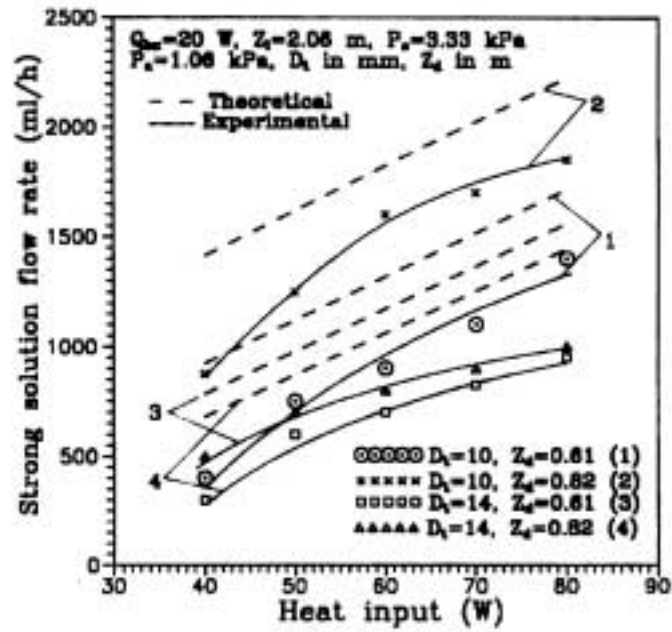
איור 2.18 מציג תאור סכימתי של מחזור קירור בספיגה עם תערובת ליתיום ברומיד – מים. מתוצאות הניסויים של Pfaff et al.(1998) נמצא כי דרוש הספק חום מינימלי על מנת להתחיל את פעולת השאיבה. לפני שהספק זה יסופק למערכת לא תתקיים פעולת שאיבה. לפי Pfaff et al.(1998) תתרחש רתיחה של המים והתמיסה תואץ בצינור האנכי אולם לא תגיע לדוד (Boiler ראה איור 2.18) ותיפול חזרה בתוך משאבת הבועות. Pfaff et al.(1998) טענו כי גודל ההספק המינימלי הדרוש להתחלת השאיבה תלוי בתנאי העבודה, בקוטר הצינורית ובתצורת המערכת עצמה (העומד המניע – מפלס התמיסה מעל לאלמנט החימום והגובה אליו צריכה התמיסה להגיע). עבור צינורית בקוטר של 10mm נמצא כי ההספק המינימלי הנדרש הוא כ- 30W ועבור צינורית בקוטר 14mm נמצא כי ההספק המינימלי הנדרש הוא כ- 40W.



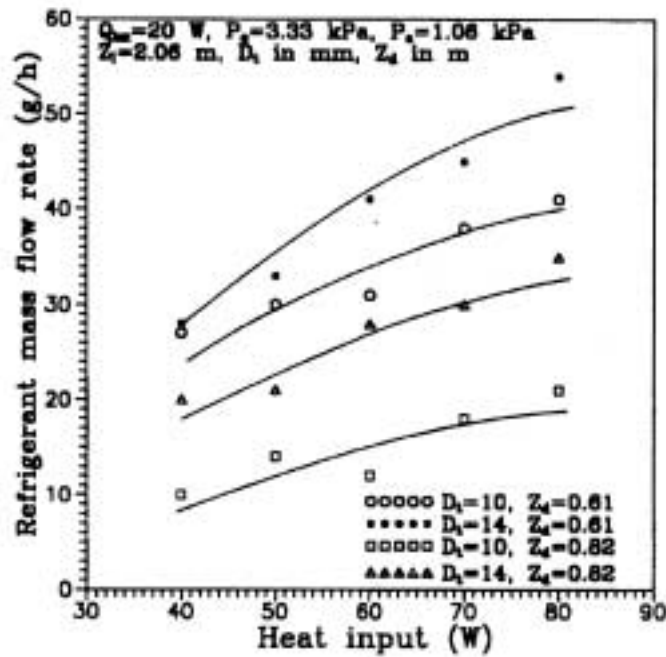
איור 2.19 – יחס ספיקות (יחס שאיבה) בתלות בהספק

Pfaff et al.(1998) הגדירו את הפרמטר יחס שאיבה כיחס בין ספיקת התמיסה לספיקת האדים במשאבת הבועות. איור 2.19 מציג את יחס השאיבה שקיבלו Pfaff et al.(1998) מהמודל האנליטי ומהניסויים שערכו. Pfaff et al.(1998) מצאו שיחס השאיבה אינו תלוי בהספק החום (ראה איור 2.19). הם הסבירו זאת כך, כאשר מספקים יותר חום נוצר יותר גז וכתוצאה מכך גדלה יכולת השאיבה של המשאבה ועל כן נשמר יחס השאיבה כמעט קבוע. בנוסף מצאו Pfaff et al.(1998) שיחס השאיבה גדל עם הגדלת העומד המניע.

איורים 2.20 ו 2.21 מציגים את התלות של ספיקת הקרר וספיקת התמיסה החזקה דרך משאבת הבועות בהספק החום למשאבה. Pfaff et al.(1998) מצאו שהגדלת הספק החום הנמסר למשאבת הבועות מגדילה את ספיקות הקרר והתמיסה דרך המשאבה. נציין כאן בשנית כי נמצא שיחס הספיקות אינו תלוי בהספק.



איור 2.20 – ספיקה נפחית של התמיסה כתלות בהספק החום המושקע במשאבת הבעות



איור 2.21 - ספיקה נפחית של הגז (הקרר) כתלות בהספק החום המושקע במשאבת הבעות

2.6 סיכום

בעשור האחרון בוצעו מספר עבודות לאיפיון משאבת בועות. נבנו מערכות ניסוי והוצגו מודלים שונים לתיאור הזרימה דרך המשאבה.

חלק ממערכות הניסוי לאפיון משאבת הבועות שנבנו (Delano, 1998, Pfaff et al., 1998) לא היו רציפות אלא שאבו זורם ממאגר נמוך למאגר גבוה. לאחר ריקון המאגר מילאו אותו שוב וחזרו על הניסוי תוך שינוי הפרמטרים. במהלך הניסויים המערכת לא פעלה בצורה רציפה. ללחצים ולטמפרטורות של המערכת לא היה מספיק זמן להתייצב ולא היה למערכות מספיק זמן כדי להגיע למצב המתמיד.

מערכות ניסוי אחרות היו רציפות (White, 2001) אך לא דימו את תנאי העבודה האמיתיים של מחזור קירור ספיגה בדיפוזיה: לחץ, ריכוזי התערובת וחומרי עבודה. כתחליף לחומרי העבודה המקוריים של המחזור השתמשה (White, 2001) בתערובת מים-אוויר כדי להקל על חישוב התכונות של הזורמים וחישוב המודלים השונים.

נציין כי ברוב המקרים הושם דגש על כמות התמיסה העניה שנשאבת דרך המשאבה ולא על כמות הקרר המתקבלת כתוצאה מרתיחת התערובת במשאבת הבועות, כמות הקרר המתקבלת ממשאבת הבועות היא זו הקובעת את תפוקת הקירור של מערכת הקירור.

באף אחת מהעבודות שנמצאו לא הוצג נתון או דיון על ספיגה חוזרת של הגז במהלך הזרימה דרך צינור השאיבה. היות והזורם במשאבת הבועות מתקרר במהלך הזרימה מעלה, מתרחש תהליך ספיגה של הגז אל תוך התמיסה. תהליך זה מוריד את נצילתה של המשאבה.

בנוסף לא נמצאו עבודות הדנות בהשפעת הלחץ הכללי של המערכת על ביצועי המשאבה.

לאור ניתוח החומר התיאורטי ובחינת תוצאות הניסויים שפורסמו ניתן לציין את העובדות הבאות:

מערכות קירור ספיגה בדיפוזיה המשתמשות בתערובת אמוניה-מים זקוקות למקור חום בעל טמפרטורה גבוהה (high grade heat source) קרי מקור חום מעל ל 150°C לצורך הפעלתן ואילו מערכות ספיגה המשתמשות בליתיום ברומיד – מים צורכות מקור חום בטמפרטורה של כ- 90°C – 80 . אולם, מערכות אלו מוגבלות בטווח הטמפרטורות כיוון שמחזור קירור זה אינו מסוגל לספק טמפרטורות נמוכות מ 0°C עקב תכונות הקרר (המים).

יתרונו של מחזור קירור ספיגה בדיפוזיה או מחזור קירור ספיגה (המונע על-ידי משאבת בועות) הוא בכך שאין צורך באלמנט חשמלי על מנת להפעיל את מחזורי הקירור הנ"ל מפני שמחזורי קירור אלו מונעים ישירות בחום. אחד ממקורות החום הזמינים ביותר היא השמש. במדינות בהן אין תשתית חשמל, ניתן לנצל את אנרגיית השמש ככוח מניע למחזור קירור דיפוזיוני. כפי שצוין קודם, מחזור קירור דיפוזיוני עם אמוניה-מים דורש טמפרטורה גבוהה יחסית (מעל 150°C) כדי לפעול. לכן לא ניתן להשתמש בקולט שטוח (סטנדרטי) להפעלת מחזור זה. הטמפרטורה שניתן לקבל מקולט שמש סטנדרטי בדרך כלל נמוכה מ- 90°C . טמפרטורה זו מתאימה לצורך הפעלת מחזור קירור ספיגה עם ליתיום ברומיד – מים כפי שתואר על-ידי Grossman (2002). אולם, כפי שצוין, מחזור זה אינו מסוגל לספק טמפרטורות נמוכות מתחת ל- 0°C .

כדי לפתור בעיות אלו יש צורך במציאת זורם עבודה חדש, כזה שיאפשר קבלת טמפרטורות נמוכות מ 0°C תוך הפעלה ממקורות חום זמינים בעלי טמפרטורות נמוכות (אנרגיה סולרית). עקב הנסיון הרב שנצבר במהלך השנים עם תערובות של ממסים אורגניים וקררים פלואורוהידרוקרבונים ("פריאונים"), נתקבלה ההחלטה לבדוק את ההתכנות לשימוש בתמיסה של ממיס אורגני עם קרר ממשפחה זו כזורמי עבודה במחזור ספיגה בדיפוזיה. במערכת הניסוי הוחלט להשתמש בקרר ממשפחת הכלורופלואורוהידרוקרבונים, R-22 וממיס אורגני, DMAC, כיוון שעבור תערובת זו קיים בידינו המידע הדרוש (תכונות תרמודינמיות וצמיגות) לצורך ביצוע האנליזה. תערובת זו עונה לבעיות שתוארו קודם: R-22 אינו קופא ב- 0°C ולכן אינו מוגבל לעבודה בטמפרטורות מתחת ל- 0°C ומקור חום עם פוטנציאל נמוך (טמפרטורות בין 50°C ל- 90°C) מספיק כדי ליצור זרימה במערכת.

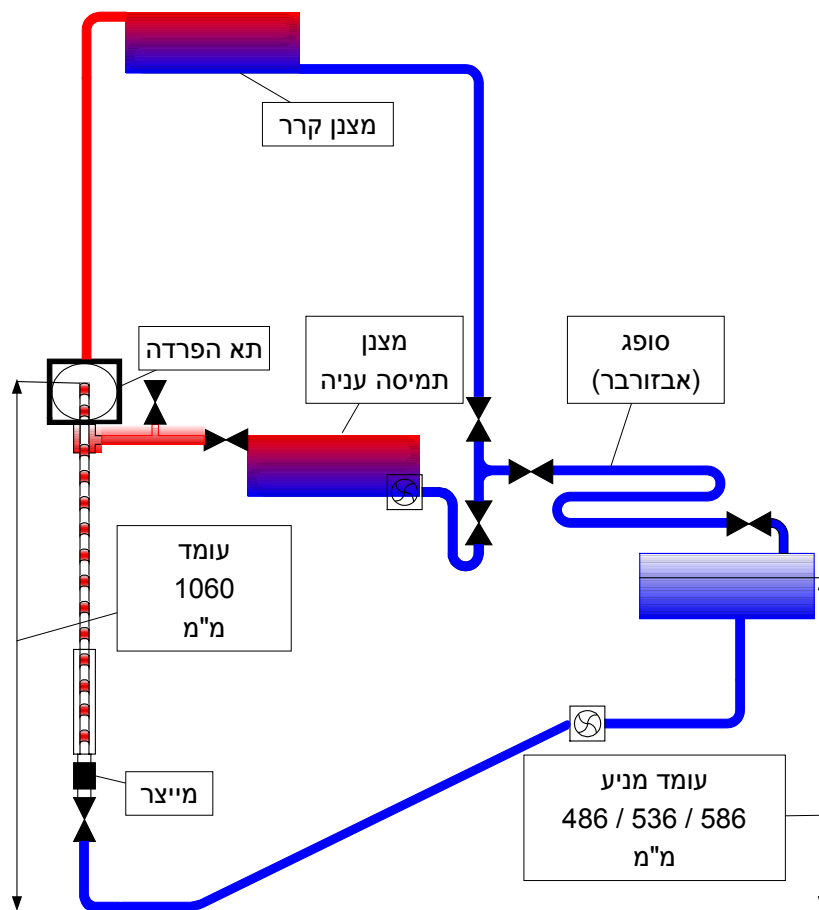
לאחר בחינת מערכות הניסוי שהוצגו בעבודות השונות ונועדו לאפיין את מחזור הספיגה בדיפוזיה ואת פעולת משאבת הבועות נמצא שמערכות הניסוי הקיימות אינן מדמות את תנאי העבודה האמיתיים של משאבת הבועות. חלקן אינן רציפות וחלקן האחר אינו משתמש בזורמי העבודה המעשיים אלא במים או בתערובת של אויר מים. אי לכך הוחלט לבנות מערכת ניסוי רציפה שתדמה קרוב ככל שניתן את תנאי העבודה של מחזור ספיגה בדיפוזיה ותאפשר בחינה של הפרמטרים השונים המשפיעים על ביצועי משאבת הבועות.

פרק 3 - מערך הניסוי

3.1 הקדמה

כדי לאפיין את ביצועי משאבת הבועות עם תערובת חומרים אורגניים (R-22 & DMAC) נבנתה מערכת מחזורית רציפה. המערכת נבנתה על בסיס מחזור ספיגה בדיפוזיה אולם היא חסרה את המרכיב העיקרי המאיד ובנוסף, זורם העבודה אינו מכיל גז אינרטי (קרי זורם עבודה דו מרכיבי לעומת זורם עבודה תלת מרכיבי). מערכת הניסוי נבנתה בצורה מודולרית כך שיתאפשרו שינויים של פרמטרים גיאומטריים של המערכת כגון : גובה מיכל האגירה, גובה מחליפי החום, קוטר צינור משאבת הבועות וכדומה. תיאור סכמתי של מערכת הניסוי מוצג באיור 3.1.

3.2 מערכת הניסוי



איור 3.1 – תיאור סכמתי של מערכת הניסוי

המטרה המרכזית שעמדה בפנינו בעת תיכנון המערכת היתה חקירת משאבת הבעות בפעולה רציפה עם נוזלים המתאימים למחזור ספיגה בדיפוזיה. משאבת הבעות ומאגר התמיסה מחוברים ביניהם על-ידי צנרת נחושת גמישה בקוטר " $\frac{1}{2}$ ". מחליפי החום בהסעה חופשית נבנו אף הם מצינור נחושת בקוטר " $\frac{1}{2}$ " אשר כופף לספירלה אובלית כמתואר באיור 3.2.

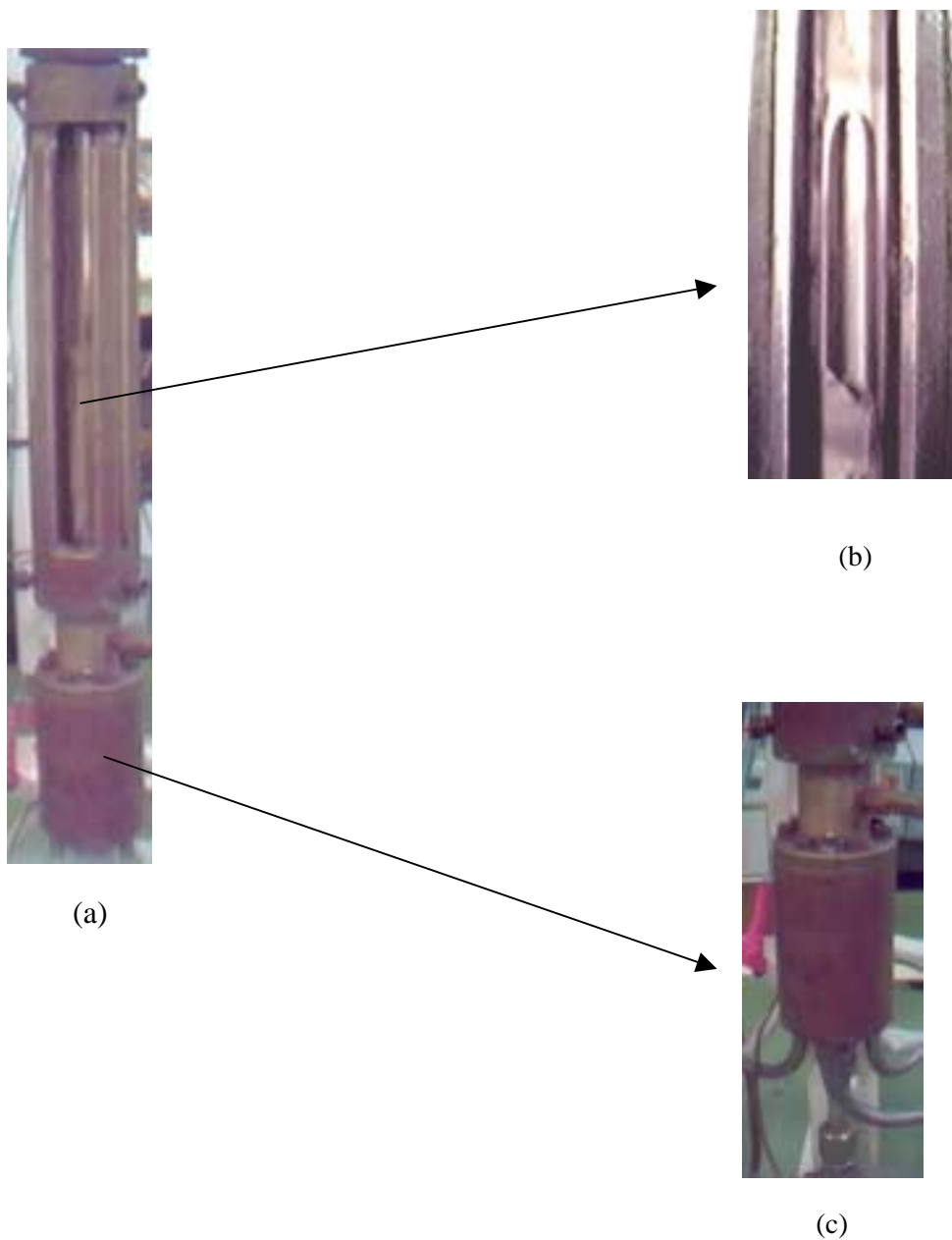
ככלל מערכת הצינורות נבנתה כך שלא יהיו מלכודות נוזלים לאורכה למעט באיזור מד הספיקה של התמיסה החוזרת (העניה). אילוץ זה נובע מהעובדה שמד הספיקה הנדון מיועד למדידת ספיקה של נוזל ולא לספיקה של תערובת דו-פאזית.



איור 3.2 – מחליף חום טיפוסי במערכת הניסוי

3.3 עקרון פעולת המערכת

תמיסה עשירה (רוויה או תת רוויה) של קרר R-22 (Chlorodifluoromethane) עם ממיס אורגני DMAC (Dimethylacetamide) זורמת מהמאגר אל מערכת אספקת החום הממוקמת בתחתית משאבת הבעות (ראה איור 3.3c).



איור 3.3 משאבת הבעות : (a) מבנה כללי, (b) צינור השאיבה השקוף, (c) מערכת אספקת חום.

במהלך חימום התמיסה מתרחשת הפרדת פאזות ונוצרת זרימה דו פאזית כתוצאה מהפרשי צפיפויות (תרמו סיפון) וכן מכוח הציפה הפועל על בעות הגז בצינור אנכי. הצינור האנכי שקוף בחלקו כדי שיהיה ניתן לצפות בזרימה, לאפיינה ולצלמה (ראה איור 3.3b).

הזרימה הדו-פאזית בצינור האנכי גורמת לסחרור התמיסה תוך כדי פליטת גז העשוי לשמש כקרר במערכת קירור דיפוזיונית. הזרימה הדו פאזית מגיעה לתא ההפרדה שבו מתרחשת הפרדת פאזות כתוצאה מהפרש צפיפויות (ראה איור 3.4).

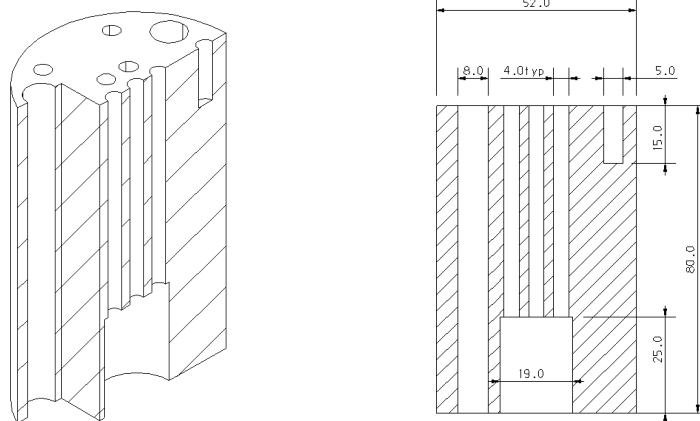


איור 3.4 – תא ההפרדה

הגז (הקרר) ממשיך לזרום במעלה הצינור האנכי ואילו התמיסה העניה זורמת בזרימה גרביטציונית אל מחליף חום. בתחתית תא ההפרדה ישנו צינור כפול. בצינור הפנימי זורמת התערובת הדו פאזית אשר מגיעה ממשאבת הבועות ודרך הצינור החיצוני חוזרת התמיסה העניה.

התמיסה העניה זורמת דרך מחליף חום בהסעה חופשית וזורמת חזרה אל מערכת הספיגה בזרימה גרביטציונית. הפאזה הגזית יוצאת מתא ההפרדה וזורמת אל מחליף החום העליון (מצנן) המקורר גם הוא בהסעה חופשית. קירור התמיסה החוזרת (העניה) והגז נועד כדי לאפשר ספיגה מחדש של הגז לתמיסה העניה בהמשך.

שני קווי הזרם, זה של הגז וזה של התמיסה העניה, מתחברים בכניסה למחליף חום שלישי הקרוי סופג (אבזורבר). בסופג מתרחש תהליך הספיגה של הגז בתמיסה העניה. מכיוון שתהליך הספיגה הנו תהליך אגזותרמי (פולט חום) גם תהליך זה מתבצע תוך כדי קירור בהסעה חופשית. התמיסה העשירה מתרכזת במאגר (מיכל גלילי עם חלון מראה מפלס שקוף) ומהמאגר זורמת שוב אל המערכת לאספקת חום.



איור 3.5 – מבנה מערכת לאספקת חום (מייצר)

3.4 מבנה המייצר

המייצר בנוי ממוט פליז בקוטר של 52 מ"מ בו נקדחו 7 קדחים (שישה עם סימטרייה זוויתית ועוד אחד במרכז) מבנה זה נועד להגדיל את שטח מעבר החום לתמיסה. שלושה גופי חימום סטנדרטיים (220V/80W) בהם משתמשים במקרר Electrolux (אשר מתבסס על מחזור ספיגה בדיפוזיה ומשתמש במשאבת בועות כאלמנט מסחרר) שימשו כמקור חום.

שלושת גופי החימום הוחדרו (עם סימטרייה זוויתית) אל מוט פליז גדול (ראה איור 3.5), הגנרטור נבנה בצורה רובסטית כדי שיוכל לאגור חום כך שטמפרטורת הגנרטור לא תשתנה כאשר זורם קר מגיע אליו. הספק החום המסופק למייצר נשלט על-ידי שנאי משתנה (וריאק) ונמדד על-ידי מד הספק אנלוגי.

3.5 מכשור ומדידות

בכל נקודת כניסה ויציאה של רכיב במחזור הורכבו צמדים תרמיים מסוג T למדידת טמפרטורות. דיוק המדידה של תרמוקפל T הוא $\pm 0.3^{\circ}C$. בקו הזרם של התמיסה העניה ובקו הזרם של התמיסה העשירה הורכבו מדי ספיקה (נפחית) אלקטרוניים מסוג Kobold דגם LM, תחום המדידה של מדי הספיקה הוא $0.02 - 1.3 \frac{\text{lit}}{\text{min}}$ ודיוק של $0.5\% FS$ מדי ספיקה אלו נבחרו כך שמפל הלחץ דרכם יהיה קטן ככל שניתן. לחץ המערכת נמדד ע"י

מתמר לחץ אלקטרוני מסוג STS דגם ATM עם תחום מדידה של 0–20 bar ודיוק 0.1% FS. עומד משאבת הבועות נמדד על-ידי מתמר לחץ הפרשי מסוג SMAR דגם LD 301 אשר כויל על-יד היצרן לתחום של 0–200 mbar עם סטיית מדידה של 0.075% FS. כל ערוצי המדידה חוברו למערכת אלקטרונית לאיסוף נתונים DAQPad-4350 מתוצרת חברת National Instruments. איסוף ואגירת הנתונים התבצעו על-ידי אפליקציה הכתובה על-ידי תכנת LabVIEW.

3.5 הערכת שגיאות

כאשר נתונה תכונה R אשר תלויה בערכים מדודים ובלתי תלויים x_n עם סטיית מדידה w_n ניתן להעריך את השגיאה ב R באופן הבא:

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.1)$$

היות וכל התכונות התרמודינמיות של זורם העבודה מתקבלות מקורלציות המתבססות על ערכים מדודים של טמפרטורה ולחץ נציג כאן את הערכת השגיאה בחישוב תכונות הזורם.

3.5.1 הערכת השגיאה בחישוב האנטלפיה:

האנטלפיה של התמיסה, h_{tot} , נתונה כתלות באנטלפיית הממס, h_{abs} , אנטלפיית הקרר h_{gas} , ואנטלפיית הערבוב, Δh_{mix} , על-ידי (Jelinek 2001):

$$\begin{aligned}
h_{abs} &= h_1 + h_2 T + h_3 T^2 \\
h_{gas} &= \sum_{i=0}^7 h_i T^i \\
\Delta h_{mix} &= \sum_{j=0}^7 \sum_{i=0}^7 h_{ij} x^i T^j \\
h_{tot} &= \xi h_{gas} + (1 - \xi) h_{abs} + \Delta h_{mix}
\end{aligned} \tag{3.2}$$

בהתבסס על תכנית חישוב השגיאה המוצגת במשוואה (3.1) ניתן להעריך את השגיאה בחישוב האנטלפיה באופן הבא :

$$\begin{aligned}
\frac{\partial h_{abs}}{\partial T} &= h_2 + 2h_3 T \\
\frac{\partial h_{ref}}{\partial T} &= \sum_{i=0}^7 i h_i T^{i-1} \\
\frac{\partial \Delta h_{mix}}{\partial T} &= \sum_{j=0}^7 \sum_{i=0}^7 j h_{ij} x^i T^{j-1} \\
\frac{\partial \Delta h_{mix}}{\partial x} &= \sum_{j=0}^7 \sum_{i=0}^7 i h_{ij} x^{i-1} T^j
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$w_{\Delta h_{mix}} = \left[\left(\frac{\partial \Delta h_{mix}}{\partial T} w_T \right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta h_{mix}}{\partial x} w_x \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$w_{h_{abs}} = (h_2 + 2h_3 T) w_T$$

$$w_{h_{ref}} = \left(\sum_{i=0}^7 i h_i T^{i-1} \right) w_T$$

$$\frac{\partial h_{tot}}{\partial h_{ref}} = \xi$$

$$\frac{\partial h_{tot}}{\partial h_{abs}} = (1 - \xi)$$

$$\frac{\partial h_{tot}}{\partial \Delta h_{mix}} = 1$$

$$\frac{\partial h_{tot}}{\partial \xi} = h_{ref} - h_{abs}$$

$$w_{h_{tot}} = \left[\left(\xi w_{h_{ref}} \right)^2 + \left((1 - \xi) w_{h_{abs}} \right)^2 + \left(w_{\Delta h_{mix}} \right)^2 + \left((h_{ref} - h_{abs}) w_{\xi} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

3.5.2 הערכת השגיאה בחישוב הצמיגות :

צמיגות התמיסה הבינארית נתונה על-ידי (Borde et al.1991) :

$$\eta = \text{Exp} \left[\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 \eta_{ij} \xi^j T^{-i} \right] \quad (3.4)$$

בעזרת משוואה (3.1) נעריך את השגיאה המתקבלת בחישוב הצמיגות באופן הבא :

$$w_\eta = \left[\left(\left(\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 -i \eta_{ij} \xi^j T^{-i-1} \right) e^{\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 \eta_{ij} \xi^j T^{-i}} \right) w_T \right]^2 + \left[\left(\left(\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 -j \eta_{ij} \xi^{j-1} T^{-i} \right) e^{\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 \eta_{ij} \xi^j T^{-i}} \right) w_\xi \right]^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.5)$$

3.5.3 הערכת השגיאה בחישוב הצפיפות :

צפיפות התמיסה כתלות בטמפרטורה ובריכוז הקרר בתמיסה נתונה על-ידי

: Borde et al.(1991)

$$\rho = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 \rho_{ij} \xi^j T^i \quad (3.6)$$

ולכן השגיאה המתקבלת בחישוב הצפיפות :

$$w_\rho = \left[\left(\left(\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 i \rho_{ij} \xi^j T^{i-1} \right) w_T \right)^2 + \left(\left(\sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 j \rho_{ij} \xi^{j-1} T^i \right) w_\xi \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.7)$$

לצורך פשטות נציג כאן דוגמה לערכים אופייניים המחושבים ולסדר גודל של השגיאה

בחישוב. טבלה 1 מציגה את ערכי התכונות והשגיאות האופייניות.

טבלה 1: דוגמא לערכים המחושבים ולסדר גודל של השגיאה בחישוב.

$T [^{\circ}C]$	$P [bar_a]$	$h \left[\frac{kcal}{kg} \right]$	$w_h \left[\frac{kcal}{kg} \right]$	$E_h [\%]$	$\eta [cp]$	$w_{\eta} [cp]$	$E_{\eta} [\%]$
29.6	4.38	101	8	7.92	0.562	0.0126	2.24

$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$w_{\rho} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$E_{\rho} [\%]$
1110	2	0.18

תוצאות המדידות יוצגו בפירוט בעזרת גרפים בפרק הבא. טבלה 2 מציגה את הספיקות של התמיסה העשירה והתמיסה העניה וכן את השגיאות בערכי הספיקות אשר התקבלו כתוצאה מחישוב הספיקה המסית.

התוצאות התקבלו מאנליזת נפחי הבקרה שתוצג בפרק הבא.

נפח הבקרה כולל את משאבת הבוועות ואת מחליף החום של התמיסה העניה (CV3).

התוצאות מוצגות עבור תצורת הניסוי הבאה: לחץ מערכת התחלתי 4.36bar, עומד מניע 536mm, תחום הספקים 140 ÷ 240 Watt.

טבלה 2: סיקות מסיות וערכי השגיאות.

ספיקת תמיסה עשירה	שגיאה – ספיקת תמיסה עשירה	ספיקת תמיסה עניה	שגיאה – ספיקת תמיסה עניה
gr/s			
0.82063	1.36E-06	0.44525	5.59E-04
0.97028	1.61E-06	0.57269	7.40E-04
1.0224	1.69E-06	0.57875	7.51E-04
1.0439	1.72E-06	0.54434	7.07E-04
1.1607	1.88E-06	0.59248	7.67E-04
1.1267	1.84E-06	0.47716	6.30E-04

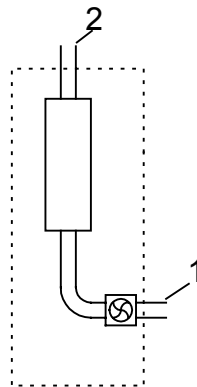
ניתן לראות שהשגיאה הנובעת מחישוב הספיקה המסית של התמיסה העניה גדולה בשני סדרי גודל מהשגיאה בחישוב התמיסה העשירה אולם עדיין ערכים אלו קטנים מאוד ולא ניתן להציגם על-גבי הגרפים בצורה ברורה ולכן לא יצגו השגיאות הנובעות מחישוב הספיקות על-גבי הגרפים.

פרק 4 - תוצאות הניסויים ואנליזה של התוצאות

כפי שהוזכר בפרק הקודם זורם העבודה במערכת הניסוי הוא תמיסה בינארית של מומס ומומס. אי לכך התכונות התרמודינמיות של הזורם תלויות בריכוז המומס בתמיסה. על-מנת לקבל זרימה במערכת יש לחמם את התמיסה ולפלוט גז מומס מתוך התמיסה. כתוצאה מכך משתנה ריכוז התמיסה. בכדי לנתח את התוצאות בצורה אמינה ככל האפשר יש לבחור את נפח הבקרה המתאים ולהניח את ההנחות המתאימות ביותר למתרחש באותו נפח הבקרה. בכדי לנתח את המחזור נבחרו שלושה נפחי בקרה שונים אשר יוצגו בהמשך.

4.1 המייצר כנפח בקרה, CV1 :

נפח הבקרה - המייצר (תא הרתיחה) כולל מד הספיקה של התמיסה העשירה.



איור 4.1 – נפח בקרה CV1

נקודה 1 : מצב תרמודינמי מוגדר בהנחת שיווי משקל ובנוסף ידועה הספיקה הנפחית.

נקודה 2 : יציאה של זרימה דו פאזית – תמיסה עניה וגז שחון. תכונות הגז ידועות אולם תכונות התמיסה העניה אינן ידועות.

משוואות הרציפות למסה הכללית ולספיקת הקרר ניתנות להבעה באופן הבא :

משוואת רציפות כללית :

$$\dot{m}_{rich} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{poor} \quad (4.1)$$

משוואת הרציפות לקרר בלבד :

$$\xi_{rich} \dot{m}_{rich} = \dot{m}_{ref} + \xi_{poor} \dot{m}_{poor} \quad (4.2)$$

מאזני המסה בנפח בקרה זה מספקים שתי משוואות עם שלושה נעלמים :

$$\begin{aligned}
 1. \quad \dot{m}_{ref} &= \dot{m}_{rich} \frac{\xi_{rich} - \xi_{poor}}{1 - \xi_{poor}} \quad \text{הספיקה המסית של הקרר} \\
 2. \quad \dot{m}_{poor} &= \dot{m}_{rich} \frac{1 - \xi_{rich}}{1 - \xi_{poor}} \quad \text{הספיקה המסית של התמיסה העניה} \\
 3. \quad &\xi_{poor} \quad \text{הריכוז של התמיסה העניה}
 \end{aligned}$$

כדי למצוא את הנעלמים יש צורך במשוואה נוספת. מאזן אנרגיה על המייצר עשוי לספק את המשוואה השלישית שתקשר בין הנעלמים.

$$\dot{Q} = \sum \dot{m}h \quad (4.3)$$

כדי לחשב את האנטלפיה של התערובת יש צורך לדעת את ריכוז התערובת

$$\begin{aligned}
 h_{abs} &= h_1 + h_2 T + h_3 T^2 \\
 h_{gas} &= \sum_{i=0}^7 h_i T^i \\
 \Delta h_{mix} &= \sum_{j=0}^7 \sum_{i=0}^7 h_{ij} x^i T^j \\
 h_{tot} &= \xi h_{gas} + (1 - \xi) h_{abs} + \Delta h_{mix}
 \end{aligned} \quad (4.4)$$

האנטלפיה של הגז השחון מתקבלת מטבלאות של R-22 שחון. בכדי לפתור את המשוואות יש לדעת את כמות החום המסופקת לתמיסה. מכיוון שהמייצר הוא בעל שטח פנים מוגדר ($0.01306 m^2$) ומבודד היטב ניתן להניח שהפסדי החום זניחים ולכן כל החום המושקע במייצר מועבר לזורם (כלומר נצילות של 100%).

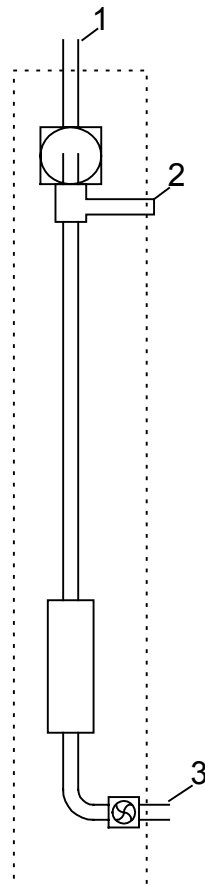
בהצבת משוואות שימור המסה למשוואת האנרגיה של נפח הבקרה הנדון ניתן לבטא את הספק החום בתלות בספיקה, בריכוז של התמיסה העשירה ובריכוז התמיסה העניה. כתוצאה מכך מתקבלת משוואת מאזן אנרגיה עם נעלם אחד, ξ_{poor} .

$$\dot{Q}_{generator} = \dot{m}_{rich} \left(\frac{1 - \xi_{rich}}{1 - \xi_{poor}} h_{poor} + \frac{\xi_{rich} - \xi_{poor}}{1 - \xi_{poor}} h_{ref} - h_{rich} \right) \quad (4.5)$$

אם הספק החום המושקע במייצר ידוע (בהנחת נצילות כלשהי), ניתן למצוא את הריכוז של התמיסה העניה ביציאה מהמייצר באופן איטרטיבי, להציבו במשוואת שימור המסה ולמצוא את ספיקת התמיסה העניה ואת ספיקת הגז ביציאה מנפח הבקרה.

4.2 משאבת הבועות כנפח בקרה, CV2 :

נפח בקרה כולל את משאבת הבועות, מד הספיקה של התמיסה העשירה ואת תא ההפרדה.



איור 4.2 – נפח בקרה CV2

נקודה 1 : יציאת קרר – מצב תרמודינמי מוגדר (גז שחוף).

נקודה 2 : יציאת תמיסה עניה - מצב תרמודינמי מוגדר (בהנחת שווי משקל). הנחת שיווי משקל ביציאה מהמפריד טובה מפני שלזורם היה מספיק זמן להגיע לשיווי משקל תוך כדי זרימה בצינור המשאבה.

נקודה 3 : כניסת תמיסה עשירה - מצב תרמודינמי מוגדר (בהנחת שווי משקל) ובנוסף ידועה הספיקה הנפחית.

משוואות הרציפות לנפח הבקרה ניתנות להבעה על-ידי :

משוואת רציפות כללית :

$$\dot{m}_{rich} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{poor} \quad (4.6)$$

משוואת הרציפות לקרר בלבד :

$$\xi_{rich} \dot{m}_{rich} = \dot{m}_{ref} + \xi_{poor} \dot{m}_{poor} \quad (4.7)$$

כיוון שהמצב התרמודינמי של התמיסה העניה מוגדר ניתן לחשב את הספיקה המסית של התמיסה העניה :

$$\dot{m}_{poor} = \dot{m}_{rich} \frac{1 - \xi_{rich}}{1 - \xi_{poor}} \quad (4.8)$$

ומכאן בעזרת משוואה (4.6) את ספיקת הקרר. בחירה כזו של נפח בקרה מאפשרת את הערכת הפסדי החום ממשאבת הבעות לסביבה. כיוון שהמצב התרמודינמי של הזורם ביציאה ממשאבת הבעות מוגדר ומכיוון שמצאנו את ספיקת התמיסה העניה ואת ספיקת הגז ניתן לבצע מאזן אנרגיה על משאבת הבעות להערכת הפסדי החום בצינור השאיבה באופן הבא :

$$Q_{bp_loss} = Q_{generator} + \dot{m}_{rich} h_{rich} - \dot{m}_{poor} h_{poor} + \dot{m}_{ref} h_{ref} \quad (4.9)$$

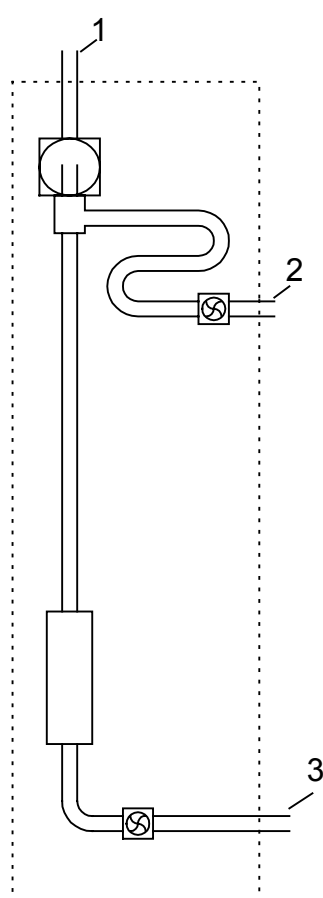
כיוון שקיימים איבודי חום דרך דופן הצינור לסביבה כפי שמתואר על-ידי משוואה (4.9) וכן כתוצאה מהפרש הטמפרטורה שקיים בין הפאזה הגזית לבין הפאזה הנוזלית, מתרחשת ספיגה של קרר חזרה אל התמיסה העניה במהלך הזרימה דרך משאבת הבעות. ניתן להעריך את ספיקת הקרר הנספגת חזרה בצינור השאיבה על-ידי ההפרש בין ספיקת הקרר שהתקבלה בנפח הבקרה CV1 לזו שהתקבלה מנפח בקרה זה.

$$\dot{m}_{ref_abs_bp} = \dot{m}_{ref_CV1} - \dot{m}_{ref_CV2} \quad (4.10)$$

נציין כאן כי לא כל ספיקת הגז המחושבת יוצאת החוצה דרך נקודה 1 בנפח הבקרה. חלק קטן מאוד, ממשך ביחד עם התמיסה לכיוון מחליף החום של התמיסה (נקודה 2). על-מנת להעריך כמות זו יש צורך לבחור בנפח בקרה שלישי.

4.3 משאבת הבעות ומחליף חום תמיסה כנפח בקרה, CV3 :

נפח הבקרה הנבחר כולל את משאבת הבעות, תא ההפרדה, מחליף החום של התמיסה העניה, מד הספיקה של התמיסה העניה, מערכת אספקת החום ומד הספיקה של התמיסה העשירה.



איור 4.3 – נפח בקרה CV3

נקודה 1 : יציאת קרר – המצב התרמודינמי מוגדר (גז שחוף).

נקודה 2 : יציאת תמיסה עניה – ידועים הספיקה הנפחית של התמיסה והטמפרטורה והלחץ אולם המצב התרמודינמי אינו מוגדר (הריכוז לא ידוע).

נקודה 3 : כניסת תמיסה עשירה – ידועה ספיקה הנפחית וכן המצב התרמודינמי מוגדר

(בהנחת תמיסה רוויה בשיווי משקל).

משוואות הרציפות לנפח הבקרה :

משוואת רציפות כללית :

$$\dot{m}_{rich} = \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{poor} \quad (4.11)$$

משוואת רציפות לקרר בלבד :

$$\xi_{rich} \dot{m}_{rich} = \dot{m}_{ref} + \xi_{poor} \dot{m}_{poor} \quad (4.12)$$

כאשר נחסר בין המשוואות ונעביר אגפים נקבל :

$$\dot{m}_{rich} = \dot{m}_{poor} \frac{1 - \xi_{poor}}{1 - \xi_{rich}} \quad (4.13)$$

בהצבת הספיקה הנפחית של התמיסה העניה במשוואה האחרונה נקבל את הספיקה המסית של התמיסה העשירה באופן הבא :

$$\dot{m}_{rich} = \dot{V}_{poor} \rho_{poor} \frac{1 - \xi_{poor}}{1 - \xi_{rich}} \quad (4.13a)$$

נזכור כי הצפיפות של התערובת היא פונקציה של טמפרטורה וריכוז.

$$\rho = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 \rho_{ij} \xi^j T^i \quad (4.14)$$

מכיוון שטמפרטורת התמיסה העניה ידועה לכן הנעלם היחידי הוא במשוואה (4.13a) הוא ריכוז התמיסה העניה. מכיוון שמשוואה זו אינה ליניארית יש למצוא את הריכוז של התמיסה העניה, ξ_{poor} , באופן איטרטיבי.

לאחר קבלת הריכוז של התמיסה העניה ניתן לחשב את התכונות התרמודינמיות של התמיסה העניה ולהעריך את כמות החום שנפלטה דרך מחליף החום של התמיסה החוזרת באופן הבא.

$$Q_{loss_hx} = \dot{m}_{fer_abs_hx} h_{ref_CV2} + \dot{m}_{poor_CV2} h_{poor_CV2} - \dot{m}_{poor_CV3} h_{poor_CV3} \quad (4.15)$$

על-מנת לחשב את כמות החום שנפלטה ממחליף החום של התמיסה החוזרת יש למצוא תחילה את הספיקה של הקרר שנספגה במחליף חום זה. מהשוואה בין הערך של ספיקת התמיסה העניה המתקבל מהחישוב בנפח בקרה, CV3, לערך של ספיקת התמיסה העניה המתקבל מהחישוב בנפח הבקרה, CV2, ניתן להעריך את כמות הקרר שנספגה לתוך התמיסה העניה במחליף החום:

$$\dot{m}_{ref_abs_hx} = \dot{m}_{poor_CV3} - \dot{m}_{poor_CV2} \quad (4.16)$$

4.4 תוצאות הניסויים :

למרות שבמהלך התכנון והבניה של המערכת תוכננו ויישמו אופציות רבות לבחינת השפעתם של פרמטרים שונים על ביצועי משאבת הבועות, הוחלט כי במסגרת עבודת המסטר הנוכחית יבחנו רק השפעתם של הספק החום במייצר, העומד המניע ורמת הלחץ הכללי במערכת הניסוי. כל הניסויים שבוצעו ויוצגו כאן בהמשך נערכו עם משאבת בועות בקוטר פנימי של 9 מ"מ. נציין בשנית כי השגיאות הנגרמות כתוצאה מהמדידות ו/או מהאנליזות קטנות מאוד ולכן אינן מוצגות על-גבי הגרפים בהמשך.

4.4.1 השפעת הספק החום

לכל תצורת ניסוי (קרי לחץ התחלתי או עומד מניע שונים) קיים הספק הפעלה מינימלי. משמעות ההספק המינימלי היא שדרוש ערך מינימלי של הספק חום למייצר בכדי לגרום לפעולת שאיבה. אם לא יסופק הספק חום זה למייצר לא תתרחש שאיבה. ערך ההספק

המינימלי משתנה מניסוי לניסוי. ממצא זה עולה בקנה אחד עם התוצאות שהתקבלו על-ידי Pfaff et al. (1998), כפי שמתואר בפרק 2. בהספקי חום נמוכים, כאשר התקבלה זרימה, הזרימה לא היתה יציבה. כיוון שאין הספק מינימלי אחיד לכל הניסויים הוחלט להציג את תוצאות הניסויים בהן מתקבלת זרימה תמידית. במהלך הניסויים נמצא כי זרימה תמידית התקבלה כאשר הספק החום המוזן למערכת במייצר נע בין 140 ל-240 Watt. למרות שהשפעתו של הספק החום למייצר נבחנה בעומדי מערכת שונים וברמות לחצים שונות, לצורך הדיון בסעיף זה נדון בהשפעתו של ההספק בעומד מניע ובלחץ מערכת נתונים, השפעתם של אלה תוצג בהמשך. תצורת המערכת לצורך הדיון בסעיף זה היא: עומד מניע של 586 מ"מ ולחץ התחלתי של 4.36 bar_a. תוצאות הניסויים בתצורת מערכת זו מוצגים באיורים 4.4 עד 4.15.

איור 4.4 מציג את הספיקה של התמיסה העשירה בכניסה למייצר. כפי שניתן לראות הערך של התמיסה העשירה קבוע ללא תלות בנפח הבקרה הנבחר וספיקה זו מהווה את נקודת הייחוס לחישובים.

איור 4.5 מציג את ספיקת התמיסה החוזרת (העניה) בתלות בהספק המושקע במייצר. איור זה מציג את ההבדלים שמתקבלים עבור בחירה שונה של נפח הבקרה. השינויים בספיקת התמיסה העניה נובעים מספיגה חזרה של קרר אל התמיסה עניה במהלך הזרימה דרך המרכיבים השונים של מערכת הניסוי. מהפרש בין הספיקה המסית של התמיסה העניה שנתקבלה מ-CV2 לזו שנתקבלה מ-CV3 ניתן לראות שכמות הקרר שזורמת לכיוון מחליף החום של התמיסה קטנה מאוד יחסית לזאת שנספגת חזרה בצינור המשאבה.

איור 4.6 מציג את ספיקת הקרר המתקבלת כתוצאה מרתחת זורם העבודה במייצר. ההבדלים בין ערכי הספיקה הגזית המתקבלים עבור נפחי הבקרה השונים נובעים מספיגת הגז חזרה אל התמיסה העניה כפי שתואר בתחילת הפרק. בנוסף, מאיור זה ניתן לראות כי כ- 40-50% מהגז שנפלט במייצר נספג חזרה בתמיסה העניה. עובדה זו תגרום לירידה משמעותית בביצועי משאבת הבועות ובביצועי מחזור הקירור.

איור 4.6 מציג בבירור שהגדלת הספק החום המושקע במייצר מגדילה את ספיקת הקרר (הפאזה הגזית) במחזור.

4.4.2 יחס שאיבה

יחס השאיבה מוגדר כיחס בין ספיקת הנוזל (ספיקה מסית) הנשאב על-ידי משאבת הבועות לבין ספיקת הגז (ספיקה מסית). במחזור ספיגה בדיפוזיה רצוי לשמור על יחס שאיבה קטן. עבור יחס שאיבה קטן ספיקת התמיסה המגיעה למייצר היא נמוכה. ספיקה נמוכה בכניסה למייצר גורמת לעליה בטמפרטורת הנוזל ביציאה מהמייצר (ראה בסעיף הבא) ובכך לפליטה מוגברת של גז. ספיקת הגז הנפלטת היא זו שתקבע את ביצועי מחזור הקירור – ככל שספיקת הגז גדולה יותר תפוקת מחזור הקירור גדלה. עבור מחזורי קירור עם ליתיום ברומיד – מים רצוי יחס שאיבה גבוה כיוון שמשאבת הבועות היא רק האלמנט המסחרר בעוד ייצור הגז מתבצע בדוד הנמצא מעל למשאבת הבועות (ראה איור 2.18). בעוד ש Pfaff et al.(1998) קיבלו שיחס השאיבה אינו תלוי בהספק החום המושקע במייצר, בעבודה זו התקבל שיחס השאיבה קטן עם הגדלת הספק החום. כפי שהוצג קודם הגדלה של הספק החום במייצר מגדילה את ספיקת הגז במחזור. בפרק 2 הוצגו משטרי הזרימה הדו-פאזיים בצינור אנכי וכפי שהוצג שם מעבר בין זרימת קליעים לזרימה רועשת מתבצע כתוצאה מהגדלה בספיקת הפאזה הגזית. בעבודות בהן נחקרו ביצועי משאבת הבועות או מעליות אוויר (White(2001), Delano(1998), De Cachard & Delhaye(1996), נמצא שמשאבת הבועות שואבת באופן הטוב ביותר כאשר משטר הזרימה דרכה הוא זרימת קליעים. בתצפיות שנערכו בעבודת מחקר זו נצפה משטר של זרימת קליעים בקצה העליון של משאבת הבועות בעוד שבחלקה התחתון של המשאבה נצפה משטר של זרימה רועשת. לפי Taitel et al.(1980) זרימה רועשת מצביעה על כך שאי שם במעלה הזרם (בהנחה שהצינור ארוך מספיק) מתקבל משטר של זרימת קליעים. כאמור הגדלה של ההספק למייצר מגדילה את ספיקת הקרר ולכן יש להניח שאורך קטע הצינור בו משטר הזרימה הוא זרימה רועשת גדל עם הגדלת ההספק ובכך מקטין את יחס השאיבה. נזכיר שנית שעבור מחזור ספיגה בדיפוזיה רצוי יחס שאיבה נמוך במשאבת הבועות. איור 4.7 מציג את יחס השאיבה של משאבת הבועות כתלות בהספק החום המסופק למייצר עבור עומד מניע של 586 מ"מ ועבור מספר ערכי לחץ התחלתי של 3.2, 4.1, ו-4.36 bar_a.

המספרים המופיעים ליד כל סימן מציינים את לחץ העבודה של המערכת. כפי שניתן לראות לחץ העבודה תלוי בלחץ ההתחלתי ובהספק המוזן למערכת.

4.4.3 טמפרטורת הזורם ביציאה מהמייצר

טמפרטורת הזורם ביציאה מהמייצר יחד עם לחץ המערכת קובעים את ריכוז התמיסה העניה ביציאה מהמייצר. טמפרטורה גבוהה יותר תגרום לריכוז נמוך יותר של קרר בתמיסה העניה ובכך לפליטה של יותר קרר אל המערכת. פליטה מוגברת של קרר מגדילה את ביצועי מחזור הקירור. הגדלת ספיקת התמיסה העשירה עבור הספק נתון מנמיכה את טמפרטורת היציאה של הזורם ביציאה מהמייצר ובכך מקטינה את קצב פליטת הקרר. הקטנה של פליטת קרר גורמת לירידה בביצועים של מחזור הקירור. כפי שיוצג בהמשך הגדלה של העומד המניע מגדילה את ספיקת התמיסה העשירה במערכת ובכך מקטינה את קצב פליטת הקרר. איור 4.8 מציג את טמפרטורת הנוזל ביציאה מהמייצר עבור לחץ התחלתי של 2.5 bar_a ועבור ערכי עומד מניע 536, 486 ו-586 מ"מ.

4.4.4 השפעת העומד המניע

העומד המניע מוגדר על-ידי הפרש הגובה בין תחתית המשאבה לגובה הנוזל במיכל האגירה (ראה איור 4.9). במהלך העבודה נבחנה השפעת הספקי חום הנעים בין 140 ל-240 Watt בשלושה עומדים שונים (536, 486 ו-586 מ"מ).

איורים 4.10 עד 4.12 מתארים את ספיקות התמיסה העשירה, התמיסה העניה ואת ספיקת הקרר (הפאזה הגזית) עבור העומדים השונים עם לחץ התחלתי של 2.5 bar_a כתלות בהספק החום המושקע במייצר. הערכים של הספיקות המוצגים באיורים אלו התקבלו מחישובים בעזרת המודל המוצג על-ידי נפח הבקרה CV3 כפי שמתואר בסעיף 4.3.

איור 4.10 מציג את התלות של הספיקה של התמיסה העשירה בכניסה למשאבת הבעות בהספק המושקע ובעומד המניע. מאיור זה ניתן לראות שהעומד המניע הוא פרמטר דומיננטי הרבה יותר מהספק החום המסופק למייצר. הגדלה של העומד המניע בכ- 10% מגדילה את ספיקת הקרר בכ- 40% בממוצע. ניתן להסביר תופעה זו באופן הבא: לפני הפעלת המערכת (אספקת חום למייצר) מפלס הנוזל במשאבת הבעות זהה למפלס הנוזל במאגר התמיסה (ראה איור 4.9). אספקת החום למייצר גורמת ליצירת גז. כמות הגז גדלה ויוצרת פעולת שאיבה חזקה מאוד. החלל שנוצר במשאבת הבעות מתמלא על-ידי

התמיסה שבמאגר. התמיסה מהמאגר זורמת אל אלמנט החימום בזרימה חופשית. בהזנחת החיכוך, הגדלה של העומד המניע (הגבהה של המאגר) תגרום להגדלה של מהירות הזרימה דרך אלמנט החימום הנמצא בתחתית הצינור (ראה איור 4.9). הגובה אליו יגיעו פני הנוזל במשאבת הבועות ללא חימום הוא גובה מפלס הנוזל במאגר (לפי חוק הכלים השלובים). אולם, אספקת חום לתמיסה תגרום לשחרור חלק מהקרר הספוג בתמיסה וליצירה של פאזה גזית. יצירה של פאזה גזית מקטינה את צפיפות הנוזל במשאבת הבועות ובכך מאפשרת לתערובת הדו-פאזית הנוצרת במשאבת הבועות לזרום במעלה הצינור עד לתא ההפרדה. מכיוון שמהירות הזרימה עולה עם הגדלת העומד המניע וקוטר הצינור המחבר בין מאגר התמיסה למשאבת הבועות קבוע עולה גם הספיקה הנפחית של התמיסה העשירה.

איור 4.11 מציג את הספיקה של התמיסה החוזרת (העניה) בתלות בהספק המושקע עבור עומדים שונים. מאיור זה ניתן לראות שהגדלת העומד המניע מגדילה גם את ספיקת התמיסה העניה. עלית הספיקה של התמיסה העשירה מגדילה גם את הספיקה של התמיסה העניה. כאשר העומד המניע גדל דרוש פחות גז בכדי להזרים את הזורם ולכן צפוי כי ספיקת הגז תקטן עם הגדלת העומד. בנוסף מכיוון שהספיקה של התמיסה העשירה גדלה, זמן שהיית התמיסה במייצר קטנה ולכן ייווצר פחות גז. הקטנת ספיקת הפאזה הגזית עם הגדלת הספיקה של התמיסה העשירה תגדיל את ספיקת התמיסה העניה כפי שניתן לראות ממשוואת הרציפות הכללית לנפחי הבקרה השונים.

איור 4.12 מציג את הספיקה הגזית בתלות בהספקי החום למייצר ובעומד מניע קבוע. מאיור זה ניתן לראות בבירור הגדלה של הספיקה הגזית עם הקטנת העומד מניע. הגדלת הספיקה הגזית עם הקטנת העומד המניע נובעת מהקטנת הספיקה של התמיסה עשירה וכתוצאה מכך הגדלת פרק הזמן בו שוהה התמיסה העשירה במייצר. הגדלת זמן שהייה של התמיסה העשירה במייצר תגרום לכך שהתמיסה העשירה תקלוט יותר חום ליחידת מסה וכתוצאה מכך טמפרטורת התמיסה תעלה. עליה בטמפרטורת התמיסה גורמת לפליטה של יותר קרר מהתמיסה ובכך לעליית ספיקת הקרר (הפאזה הגזית). למרות האמור בסעיף זה התקבל מקרה אחד בו ספיקת הגז בעומד הגבוה ובהספק של 220 Watt היתה גבוהה מהספיקה ב - 240 Watt. תופעה זו חזרה על עצמה בניסויים חוזרים וקשה

להסבירה למעט העובדה שבניסוי זה היתה הקטנה בספיקה של התמיסה העשירה. תופעה זו נגרמה כנראה כתוצאה ממפל לחץ לא ליניארי דרך מד הספיקה. מפל הלחץ דרך מד הספיקה גדל אקספוננציאלית ככל שהספיקה גדלה. כתוצאה ממפל לחץ זה קטנה הספיקה של התמיסה העשירה ולכן היה גידול בטמפרטורת היציאה מהמייצר ובספיקת הגז למערכת.

4.4.5 השפעת רמות הלחצים

ככלל הלחץ הכללי של המערכת נקבע על-פי כמות החומר שהוכנס למערכת בתחילה. לאחר הכנסת הממס והקרר ממתנינים זמן רב עד לקבלת שיווי משקל פאזי. במצב זה טמפרטורת המערכת תהייה זהה לזאת של הסביבה. בעבודה זו התבצע שינויי רמת הלחץ ההתחלתית של המערכת על-ידי הוספה או גריעה של קרר גזי מהמערכת והמתנה עד להשגת שיווי משקל. אציין כי בזמן פעולת המערכת, כמות הקרר הגזי במערכת גדלה, עקב אספקת חום למשאבה וכתוצאה מכך לחץ המערכת בעבודה משתנה בתלות בהספק החום למייצר. מכיוון שלחץ המערכת בעבודה לא הגיע ללחץ הרוויה של הקרר בטמפרטורת מחליף החום של הקרר (באף אחד מהניסויים) הקרר לא עובה באף אחד מהניסויים.

לצורך בחינת השפעת לחץ המערכת על ביצועי משאבת הבעות נבחנו השפעתם של ארבע רמות לחצים התחלתיים שונים בעומד אחד נתון. רמות הלחצים ההתחלתיים שנבחנו היו: 2.5, 3.2, 4.1 ו- 4.36 bar_a בעומד מניע של 586 מ"מ ובהספקי חום הנעים בין 140 ל- 240 Watt.

איורים 4.13 עד 4.15 מציגים את ספיקות התמיסה העשירה והעניה במערכת וכן את ספיקת הקרר (הפאזה הגזית) בתלות ברמות הלחץ ההתחלתי. המספרים המופיעים ליד הסימולים השונים מציינים את הלחץ במערכת בזמן עבודה במצב המתמיד.

איור 4.13 מציג את ספיקת התמיסה העשירה עבור לחצי מערכת שונים ובתלות בהספק החום למייצר. מאיור זה ניתן לראות שהשפעת הלחץ על הספיקות אינה גדולה. ניתן לראות שלהעלאת לחץ המערכת השפעה כמעט זניחה על ספיקת התמיסה העשירה בהשוואה לשינוי הספק החום למייצר או לשינוי בעומד המניע. באיור זה ניתן לראות

שכאשר ההספק המסופק למייצר מעל 200 Watt ככל שהלחץ גבוה יותר ספיקת התמיסה העשירה גבוהה יותר. מתחת ל-200 Watt אין חוקיות מסוימת. איור 4.14 מציג את ספיקת התמיסה העניה עבור לחצי מערכת שונים ובתלות בהספק החום למייצר. השפעת שינוי הלחץ הכללי במערכת אינה עקבית. נציין כי גם מאיור זה ניתן לראות שכאשר הספק החום קטן מ-200 Watt אין כמעט השפעה של הלחץ על הספיקה.

איור 4.15 מציג את ספיקת הקרר (הפאזה הגזית) עבור לחצי מערכת שונים ובתלות בהספק החום למייצר. הגדלת הלחץ הכללי של המערכת מגדילה את ספיקת הקרר. כיוון שהגדלת הלחץ של המערכת על-ידי הוספת קרר גורמת לעליית ריכוז התמיסה ובכך מאפשרת למייצר לפלוט יותר גז מהתמיסה. אולם השפעת הלחץ הכללי של המערכת על ספיקת הקרר קטנה לעומת השפעת הספק החום במייצר או לעומת שינוי בעומד המניע.

4.4.6 ספיגה חזרה במשאבת הבועות

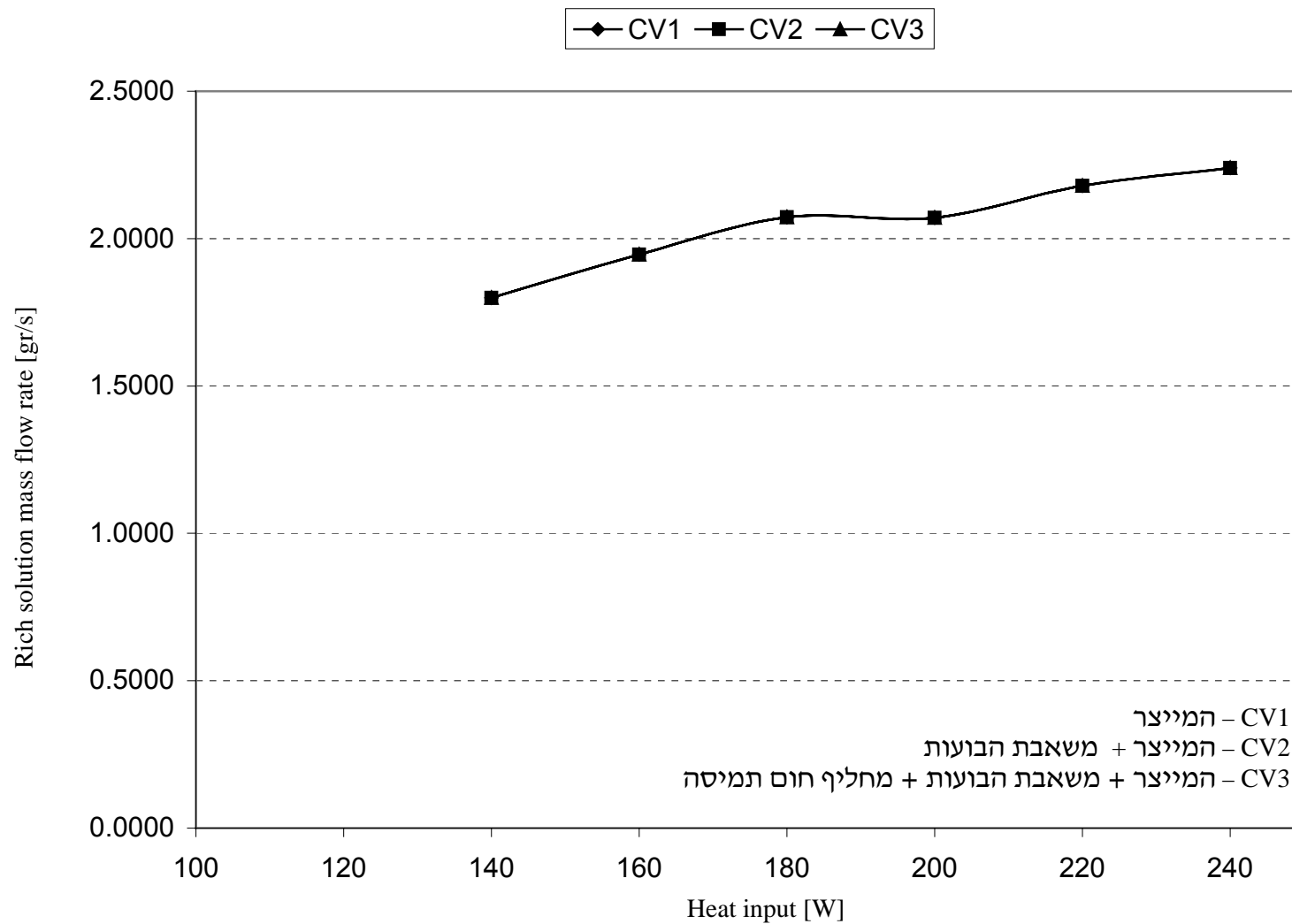
איור 4.16 מציג את ספיקת הקרר הנספגת חזרה אל התמיסה העניה במשאבת הבועות עבור תנאי הניסוי הבאים עומד מניע 586 מ"מ לחץ מערכת התחלתי 4.36 bar_a. משוואה (4.10) מתארת את אופן החישוב של ספיקת הגז הנספגת. כפי שהוסבר בסעיף 4.4.4 הפרש הטמפרטורות בין הפאזה הגזית לבין הפאזה הנוזלית מהווה את הכוח המניע לתהליך הספיגה. בנוסף, קיימים הפסדי חום דרך דופן צינור משאבת הבועות (כפי שיפורט בהמשך). מאיור זה ניתן לראות שספיגת הקרר מתגברת עם עליית ההספק במייצר. כפי שתואר בסעיף 4.4.5 הגדלת ההספק למייצר מגדילה את הלחץ הכללי במערכת. הגדלת לחץ המערכת מגדילה את צפיפות בועות הגז במשאבת הבועות ובכך מקטינה את כוח הציפה הפועל עליהן. כתוצאה מכך, מהירות זרימת הבועות קטנה ובכך מאפשרת אינטראקציה ארוכה יותר בין הפאזה הגזית לפאזה הנוזלית ומאפשרת ספיגה טובה יותר של גז חזרה אל התמיסה העניה. בנוסף קיימת ספיגה של הגז אל התמיסה העניה גם במחליף החום של התמיסה העניה. אופן חישוב ספיגת הגז חזרה אל התמיסה העניה במחליף החום של התמיסה העניה מוצג במשוואה (4.16). איור 4.17 מציג את הספיגה במחליף החום של התמיסה העניה. איור 4.18 מסכם את סך הספיגה של הגז אל התמיסה העניה במשאבת הבועות ובמחליף החום.

לאחר שחישבנו את הספיגה חזרה במשאבת הבועות ובמחליף החום של התמיסה העניה, ניתן להגדיר את נצילות משאבת הבועות כיחס בין ספיקת הקרר המופרדת מהתערובת הדו-פאזית בתא הפרדה לבין ספיקת הקרר המתקבלת לאחר חימום התמיסה במייצר. הגדרה זו נובעת מהמטרה שלשמה נבנתה מערכת הניסוי (שילובה העתידי במערכת קירור דיפוזיונית). אי לכך אנו מעוניינים לפלוט מקסימום קרר למערכת הקירור. איור 4.19 מציג את הנצילות של משאבת הבועות בתלות בהספקי חום. איור זה מראה מגמה של ירידה בנצילות משאבת הבועות עם הגדלת ההספק. גם מאיור זה ניתן לראות כי הספקת חום למשאבה בשיעור גדול מ-200 Watt מוריד את נצילות המשאבה.

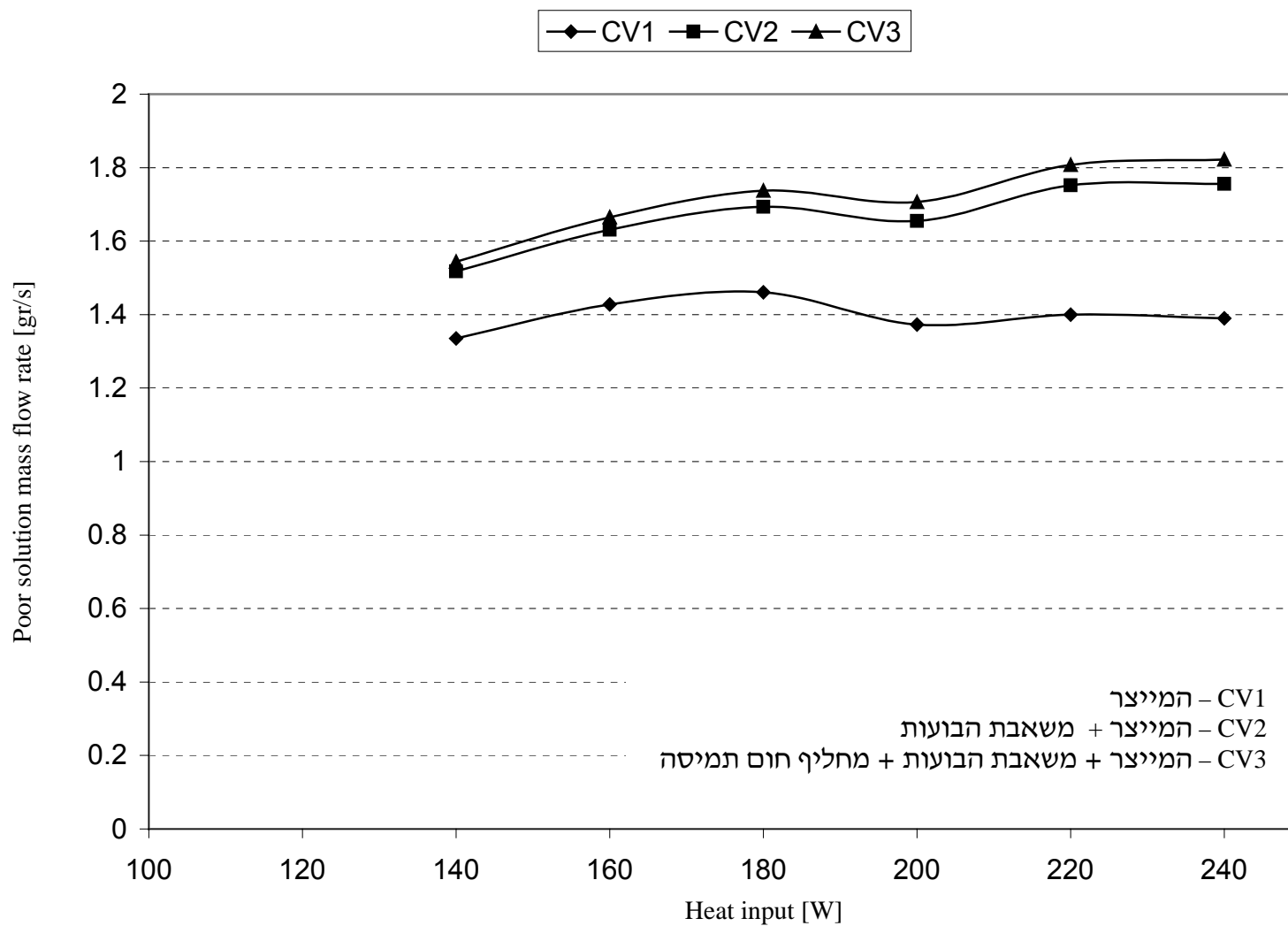
יש לציין שבמערכת ספיגה בדיפוזיה משאבת הבועות בנויה מצינור כפול כאשר בצינור הפנימי מתקיימת זרימה דו-פאזית מעלה (כפי שמתואר בעבודה) ואילו במעטפת זורמת מטה, תמיסה עניה חמה ומקטינה את הפסדי החום ואת הספיגה חזרה. במקרה שלנו משאבת הבועות נבנתה מצינור אחד (חלקו שקוף) כדי לאפשר את צילום הזרימה, לכן קיימים הפסדי חום גדולים יחסית הגורמים להגברת הספיגה החוזרת.

4.4.7 חישוב שבר נפחי (void fraction)

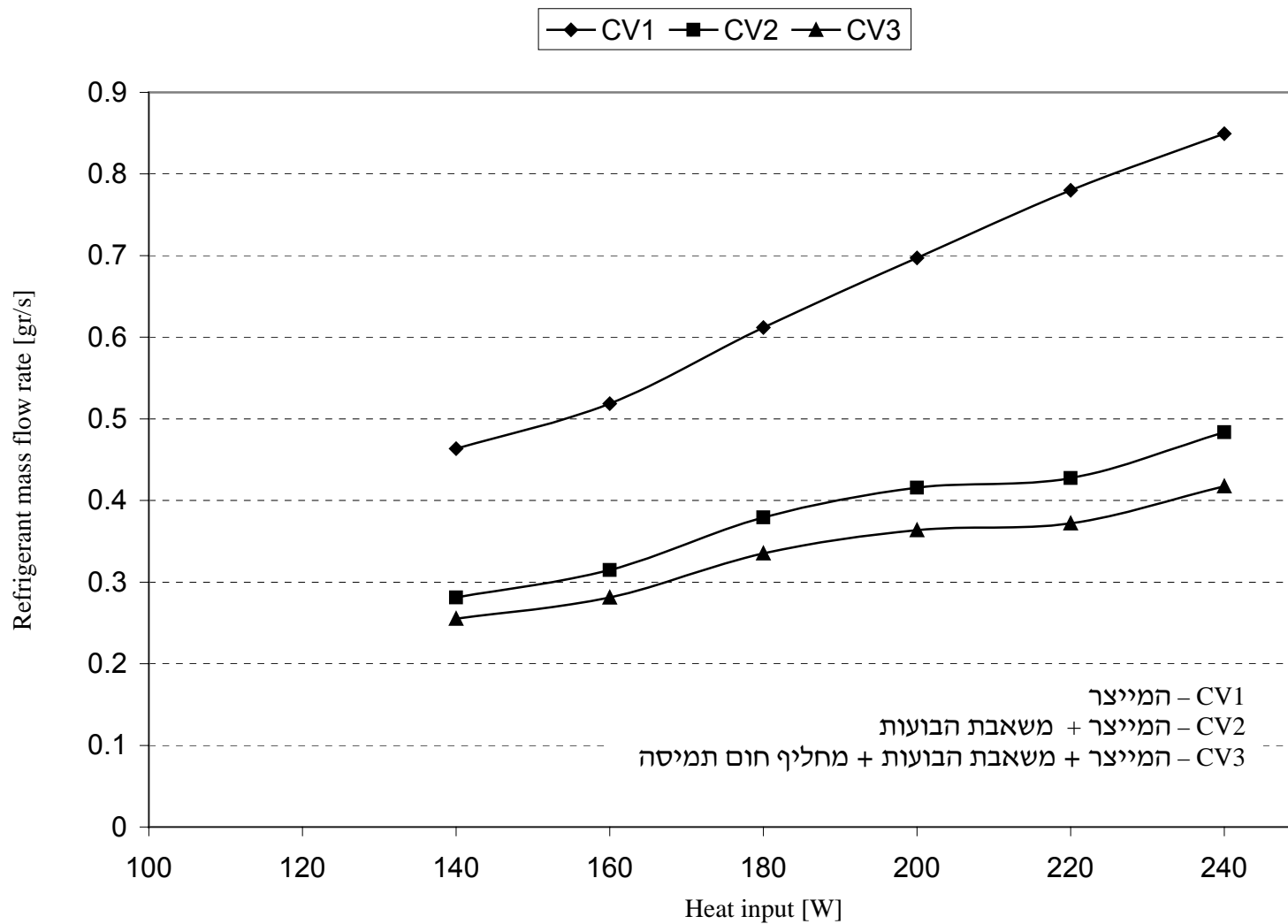
חישוב השבר הנפחי הממוצע של הזורם הדו-פאזי במשאבת הבועות התבצע תוך שימוש במודל ה- drift flux. אופן החישוב מוצג בפרק 2. איור 4.20 מציג את השבר הנפחי עבור תנאי הניסוי הבאים: עומד מניע 586 מ"מ לחץ מערכת התחלתי 4.36 bar_a. איור זה מראה שקיימת עלייה של השבר הנפחי עם הגדלת ההספק, עובדה שמחזקת את המסקנה שהעלאת ההספק במייצר מגדילה את ספיקת הקרר. נציין כי למרות שהשבר הנפחי גדל כל הזמן, בדומה לכמות הגז הנפלטת ביחידת ההפרדה. יעילות המשאבה קטנה כתוצאה מהספיגה חזרה שהולכת וגדלה ככל שעולה לחץ העבודה של המערכת.



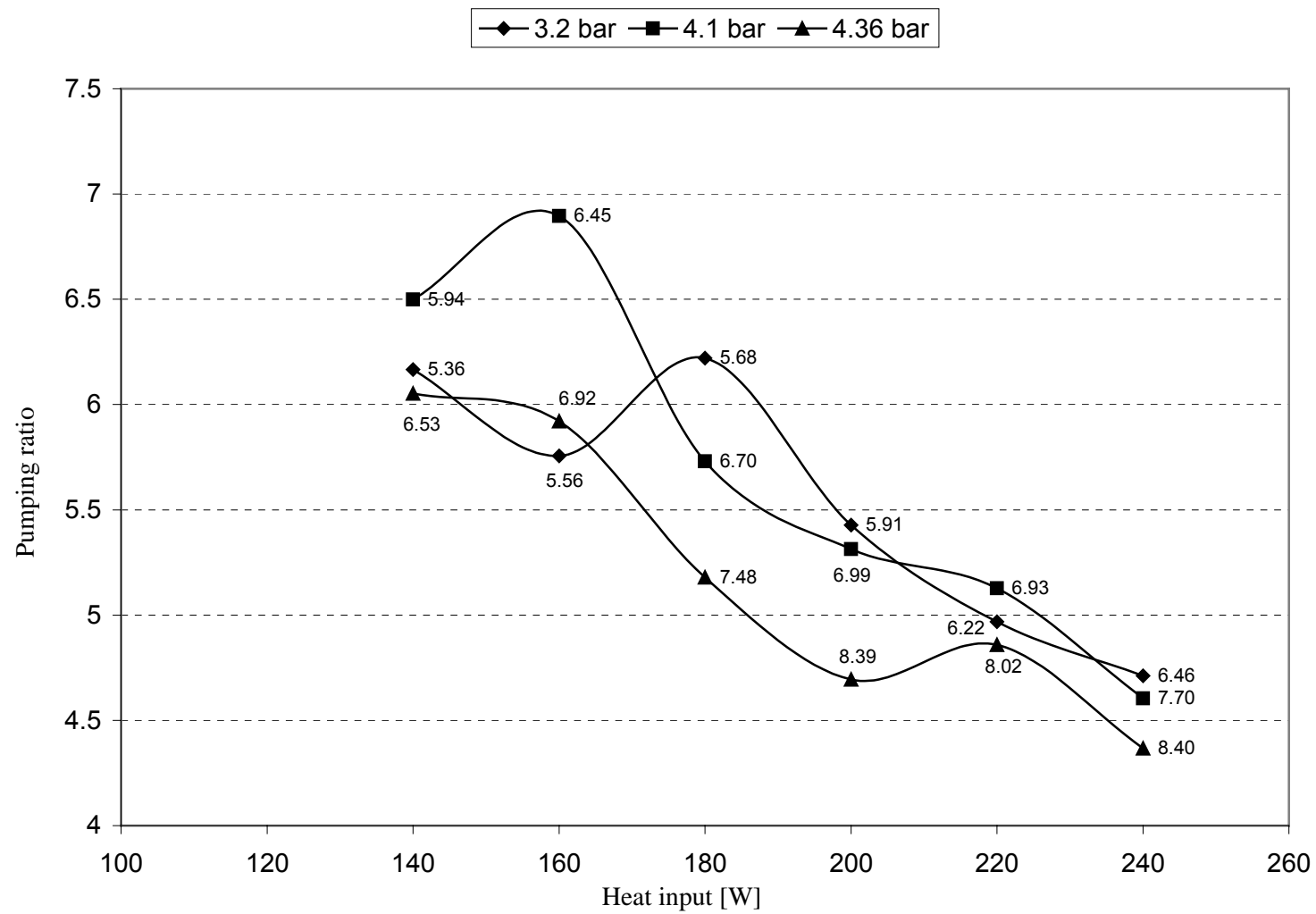
איור 4.4 - השפעת הספק החום על ספיקת התמיסה העשירה, עומד מניע 486mm, קוטר צינור, 9mm לחץ מערכת התחלתי 2.5bar



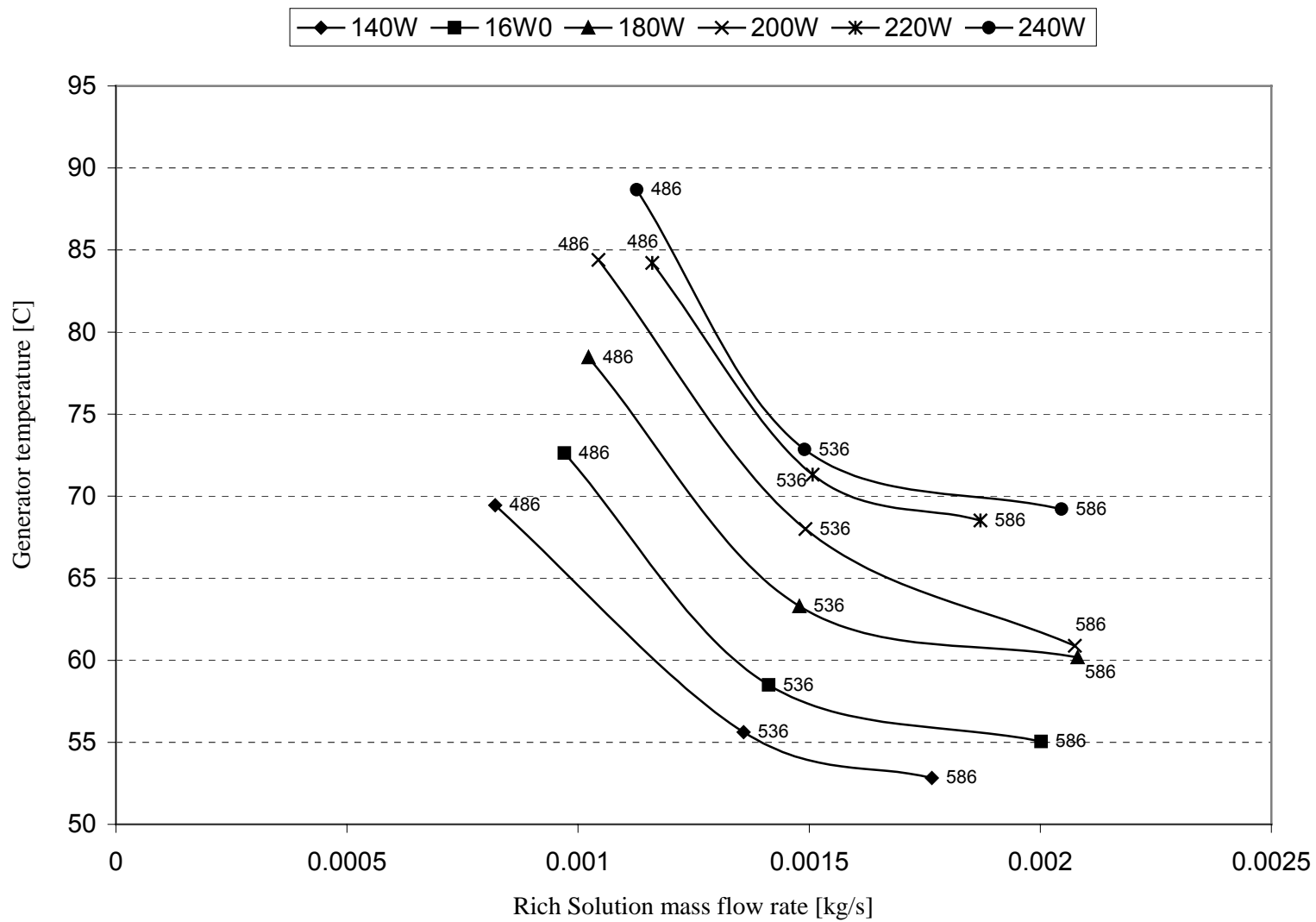
איור 4.5 - השפעת הספק החום על ספיקת התמיסה העניה, עומד מניע 486mm, קוטר צינור, 9mm לחץ מערכת התחלתי 2.5bar



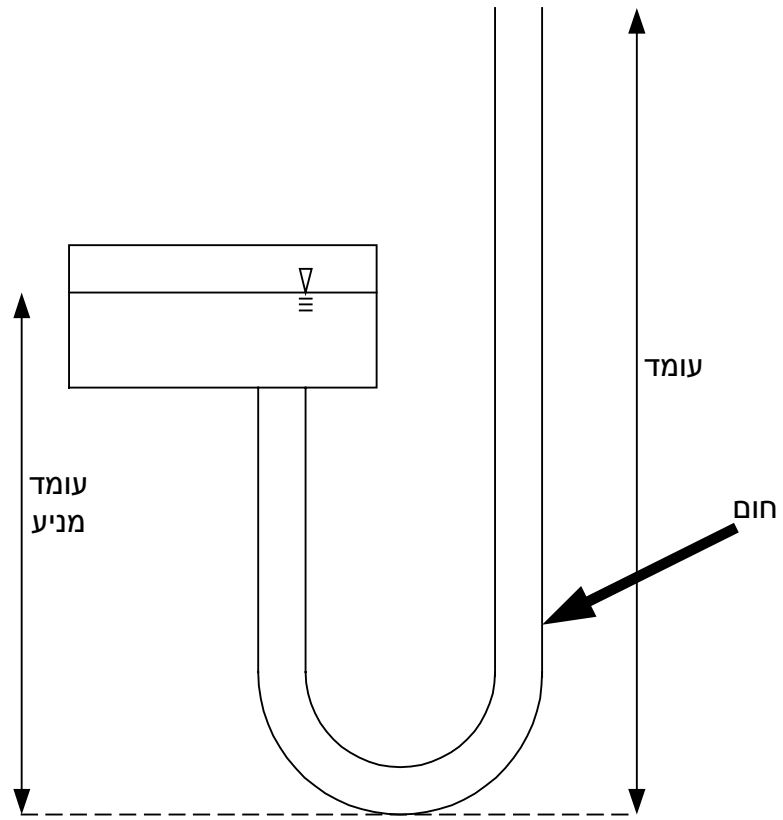
איור 4.6 - השפעת הספק החום על ספיקת הקרר, עומד מניע 486mm, קוטר צינור, 9mm לחץ מערכת התחלתי 2.5bar



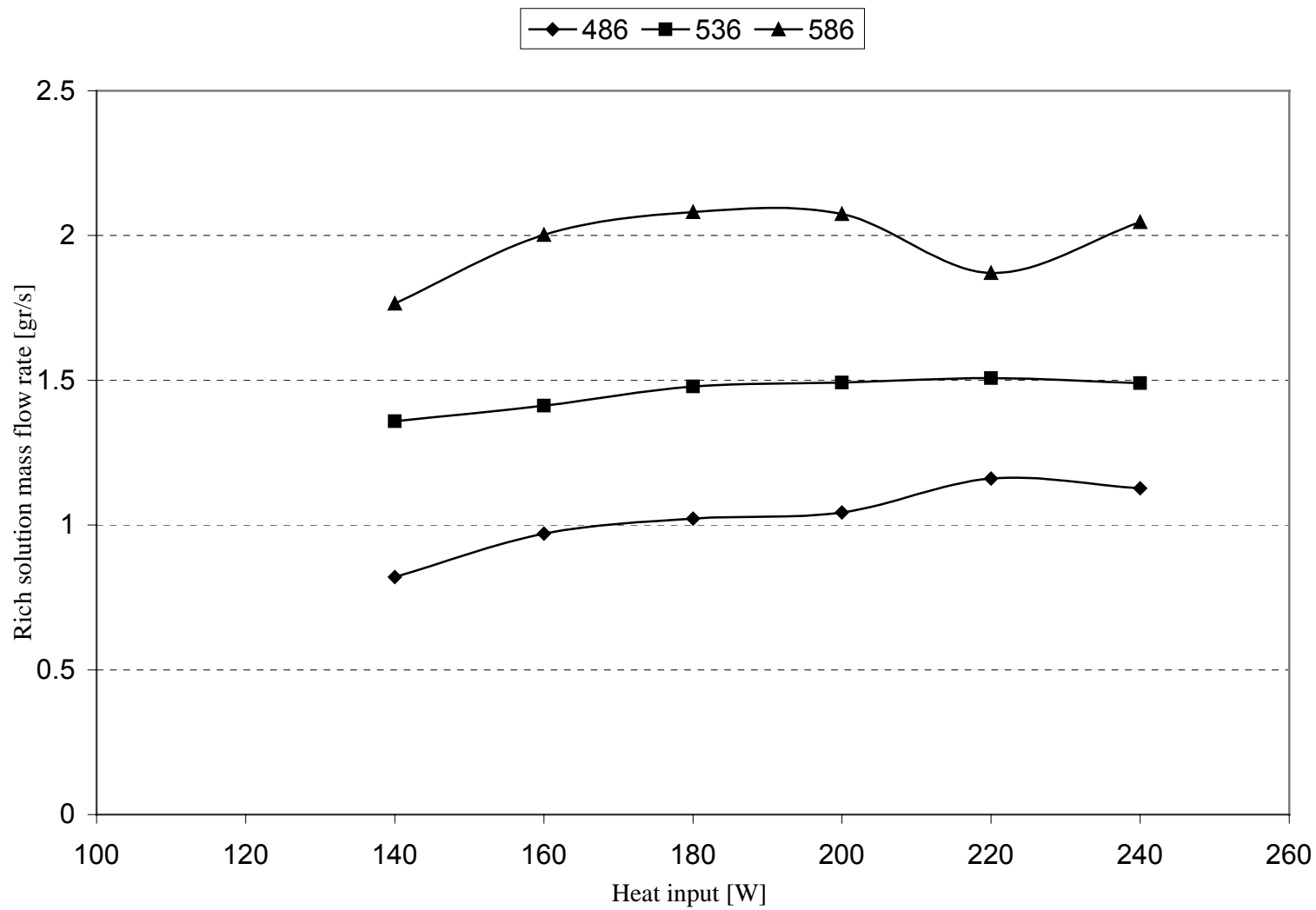
איור 4.7 – יחס שאיבה, עומד מניע 486mm, קוטר צינור, 9mm לחץ מערכת התחלתי 2.5bar



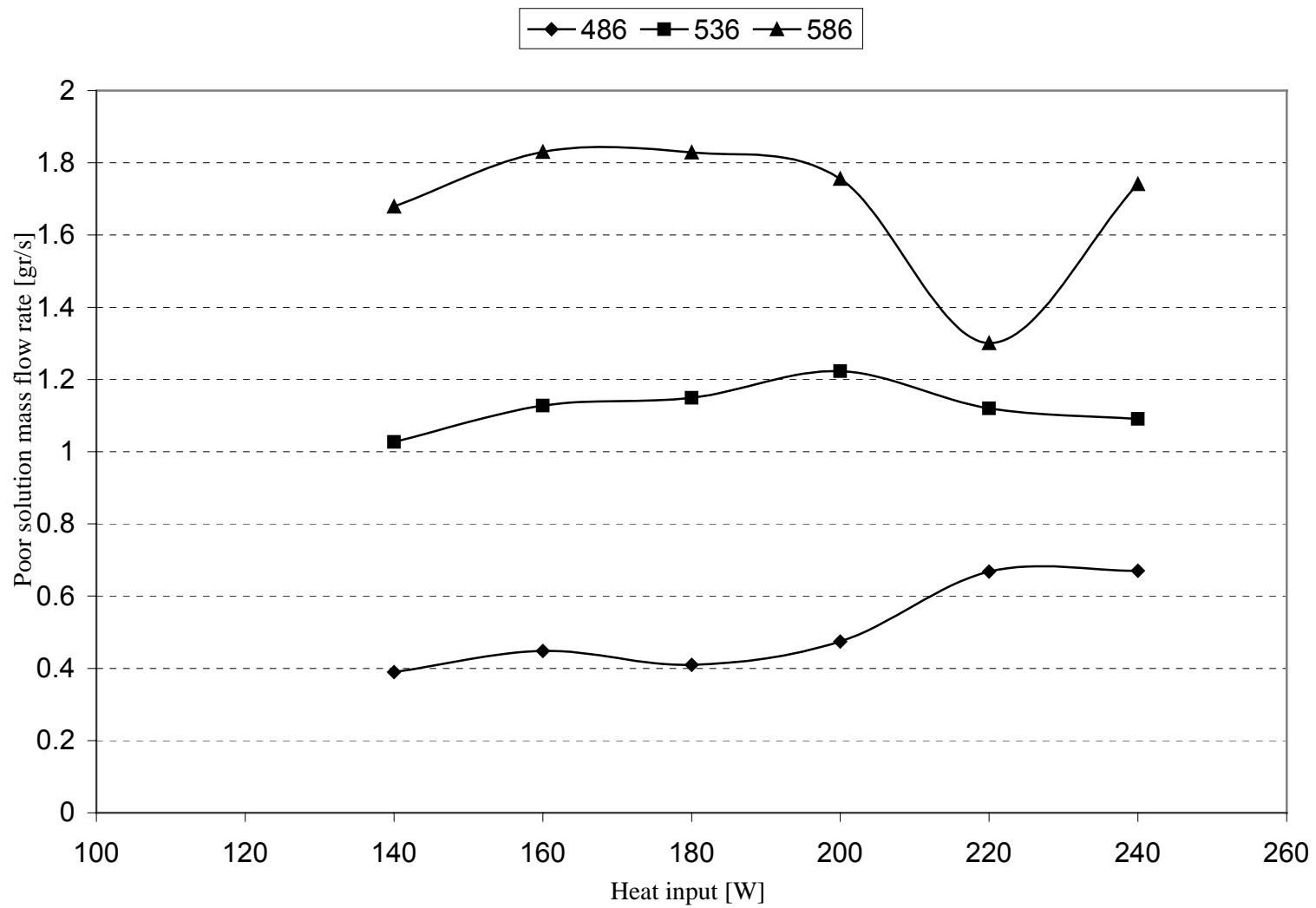
איור 4.8 – טמפרטורת מייצר, קוטר צינור המשאבה 9mm, לחץ מערכת התחלתי 2.5bar, עבור ערכי עומד מניע המצוינים על-גבי הגרף



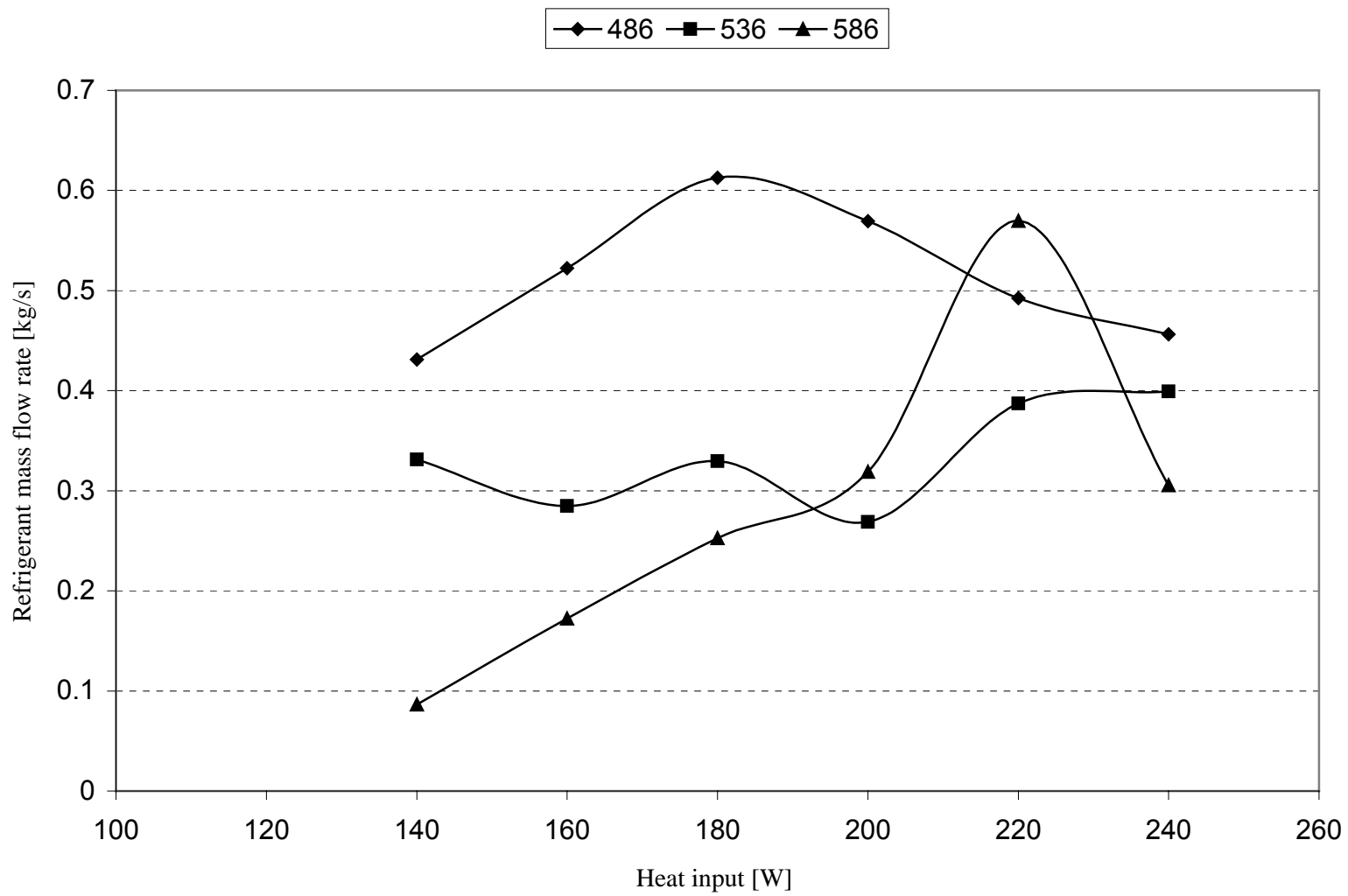
איור 4.9 – תיאור סכמתי של משאבת בועות



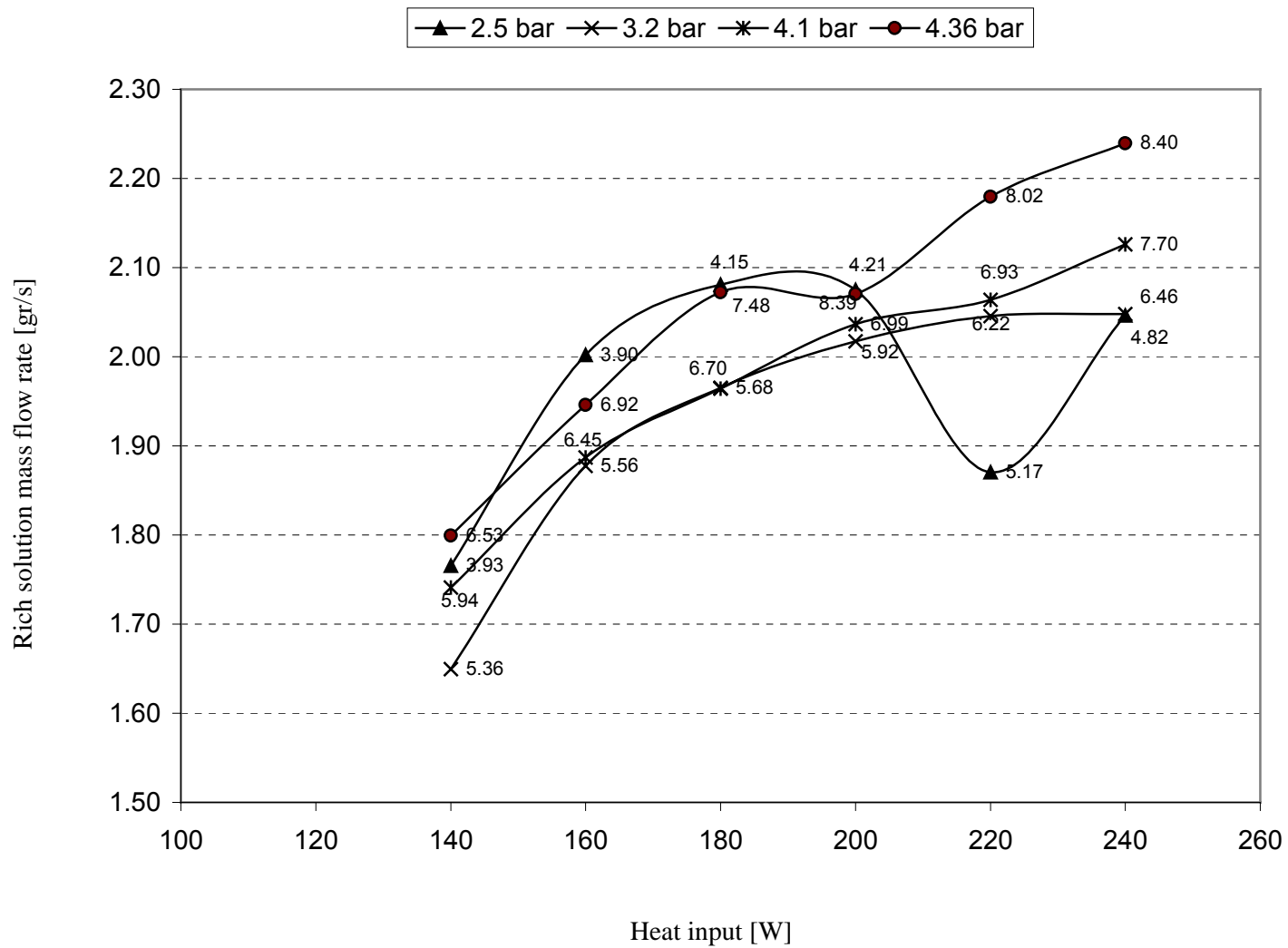
איור 4.10 – השפעת העומד המניע על ספיקת התמיסה העשירה, לחץ מערכת התחלתי 2.5bar, קוטר צינור המשאבה



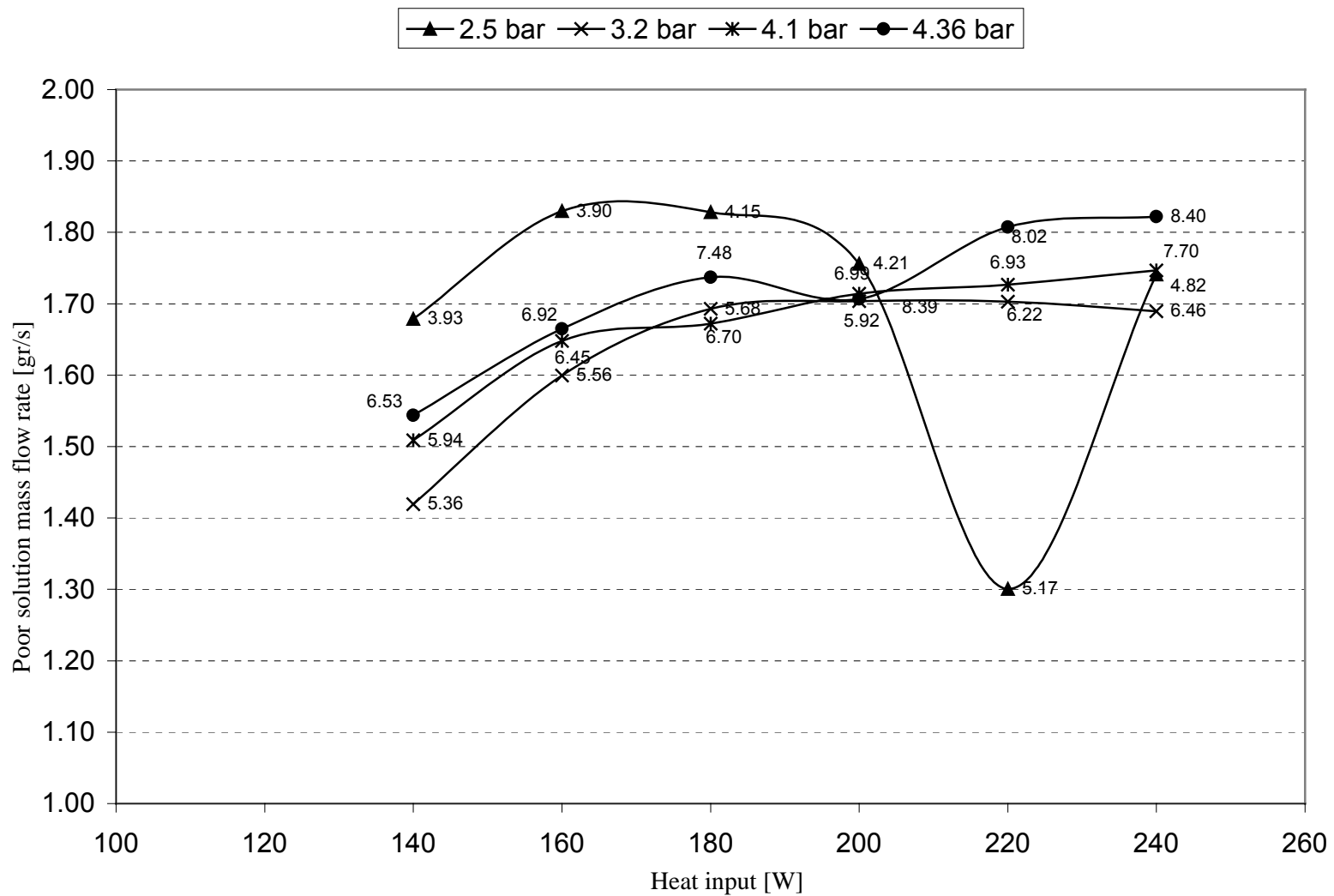
איור 4.11 – השפעת העומד המניע על ספיקת התמיסה העניה, לחץ מערכת התחלתי 2.5bar, קוטר צינור המשאבה 9mm



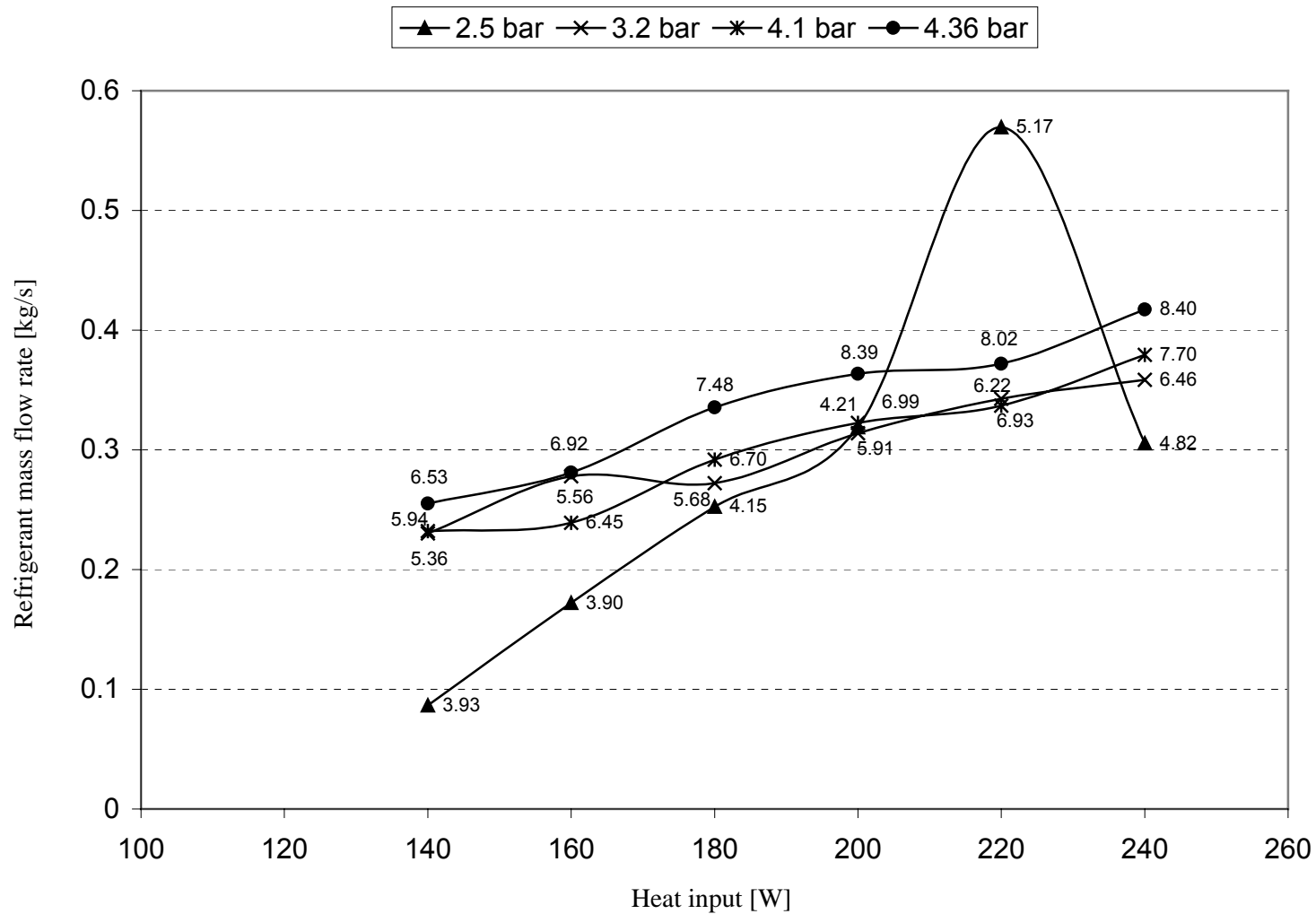
איור 4.12 - השפעת העומד המניע על ספיקת הקרר, לחץ מערכת התחלתי 2.5bar, קוטר צינור המשאבה 9mm



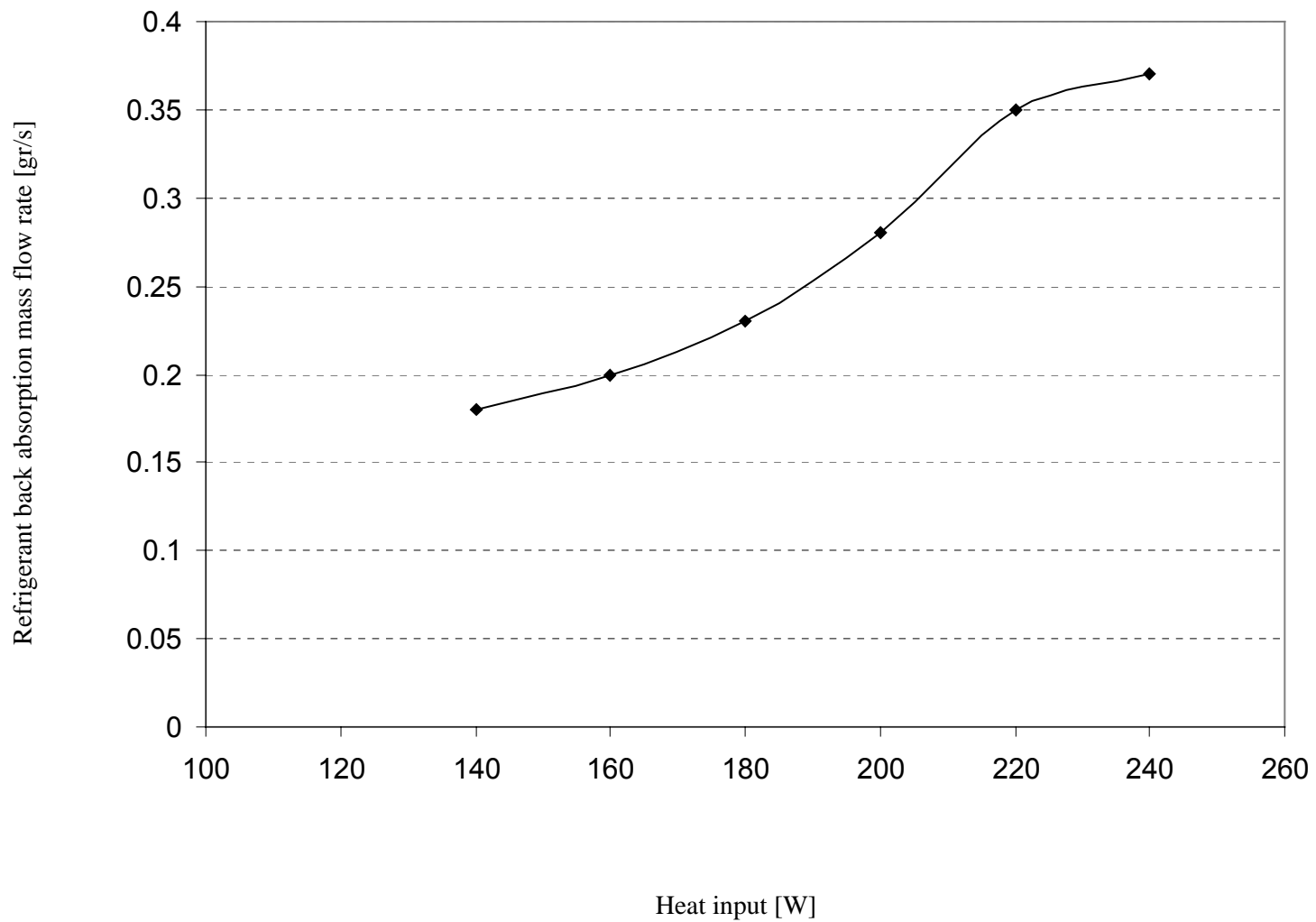
איור 4.13 – ספיקת תמיסה עשירה עבור ערכי לחץ התחלתי שונה, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



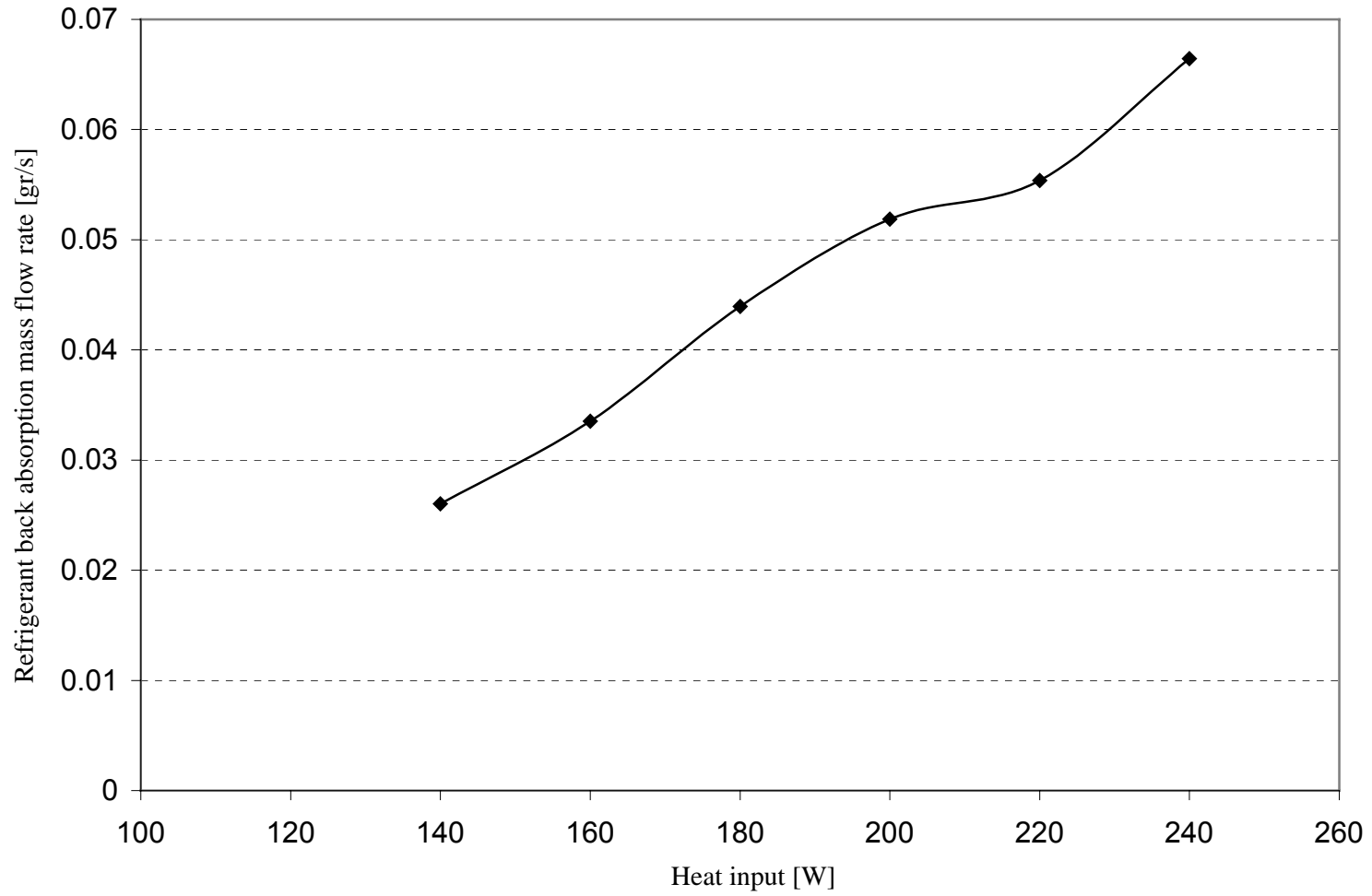
איור 4.14 – ספיקת תמיסה עניה עבור ערכי לחץ התחלתי שונה, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



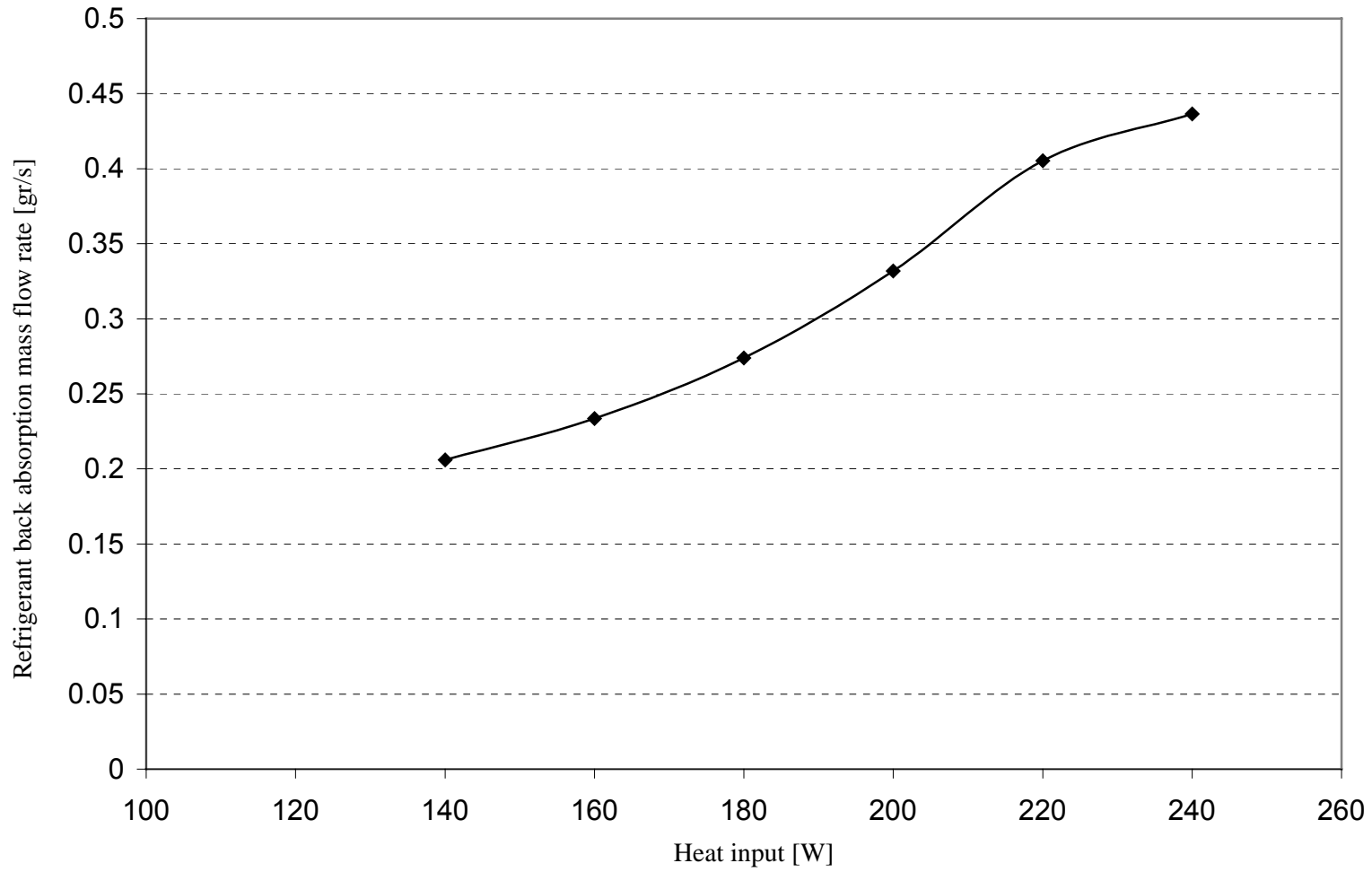
איור 4.15 – ספיקת קרר בלחצים שונים עבור ערכי לחץ התחלתי שונה, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



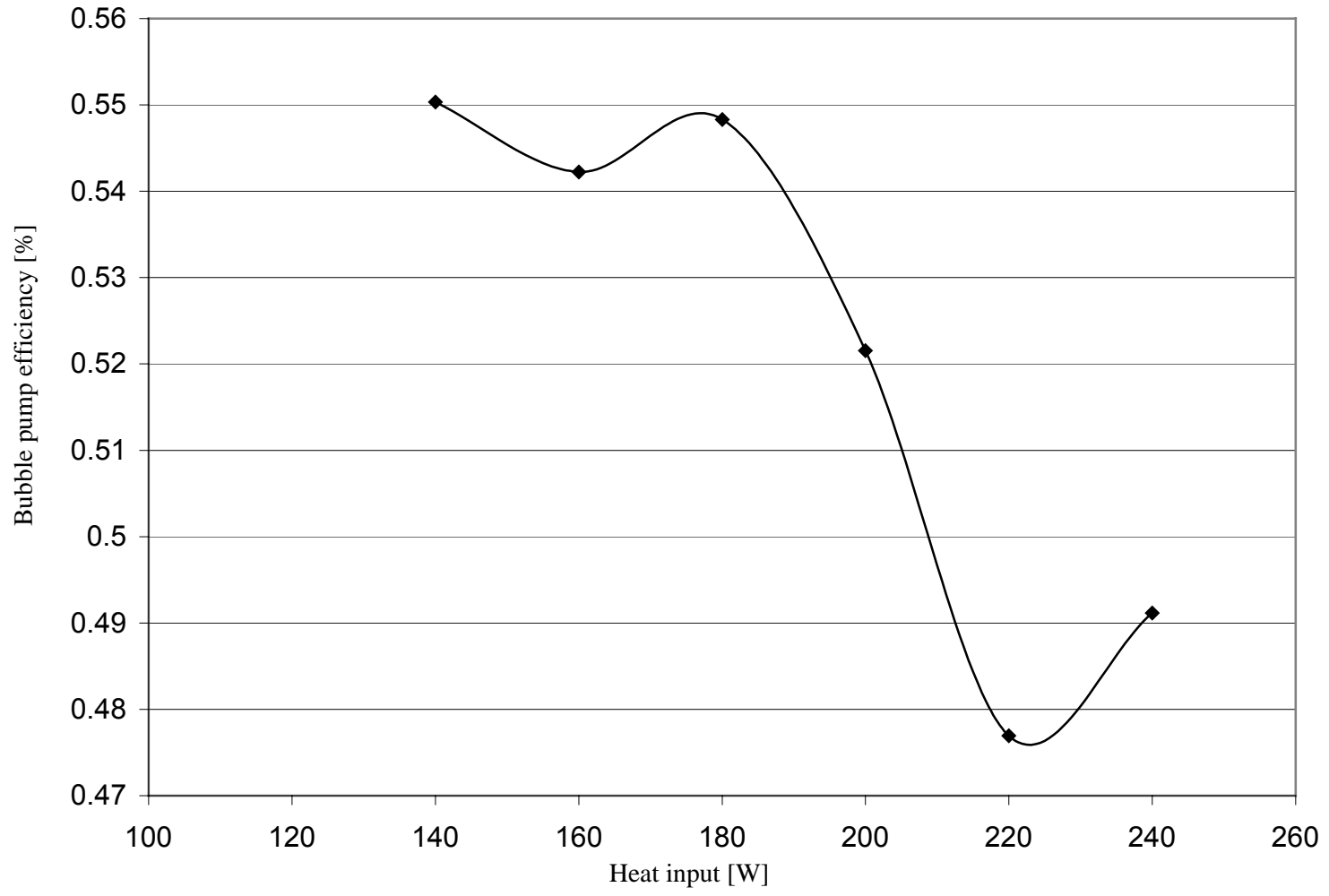
איור 4.16 – ספיגת קרר במשאבת הבועות, לחץ מערכת התחלתי 4.36bar, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



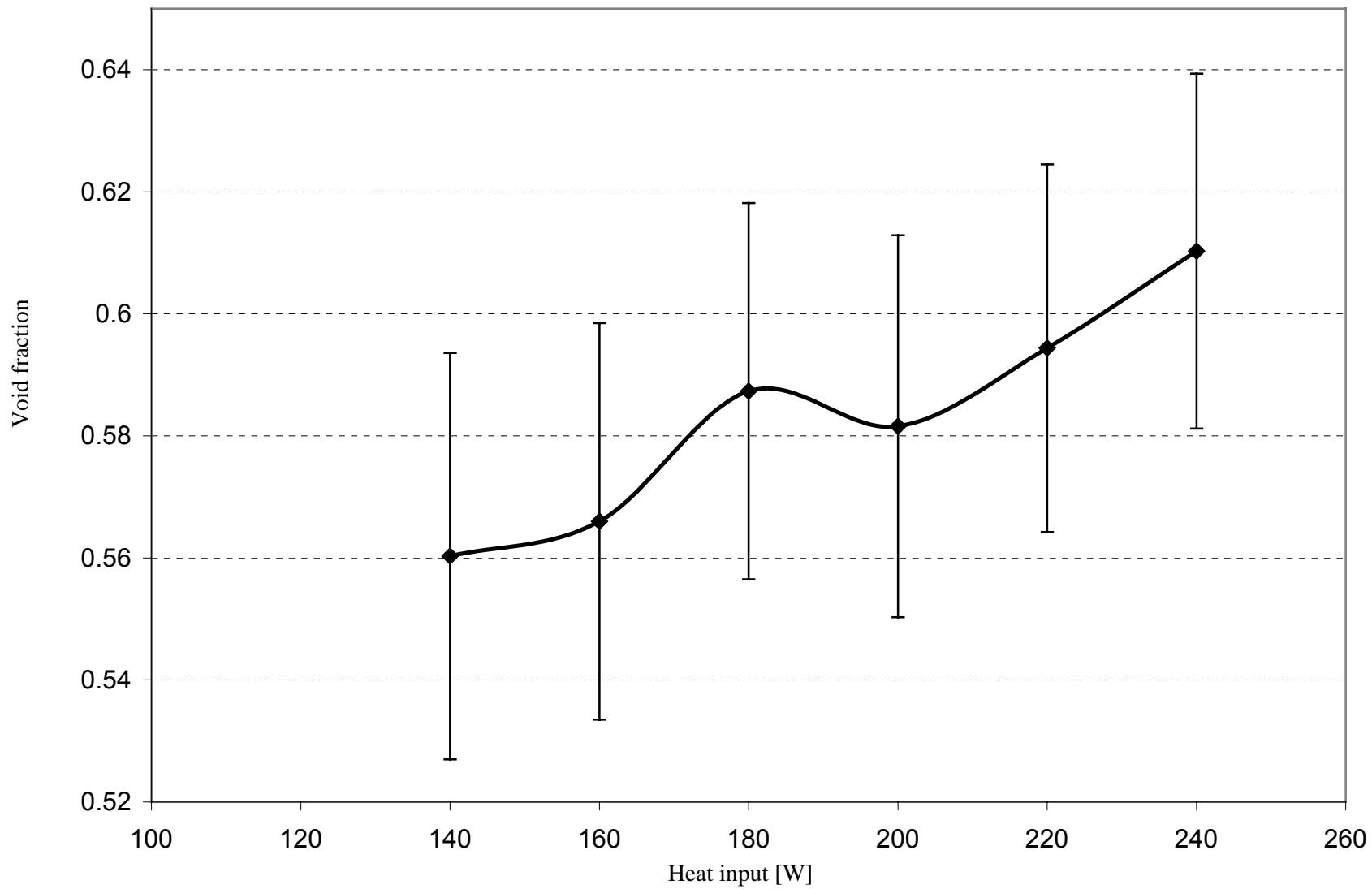
איור 4.17 – ספיגת קרר במחליף החום של התמיסה עניה, לחץ מערכת התחלתי 4.36bar, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



איור 4.18 – סך כל הספיגה חזרה, לחץ מערכת התחלתי 4.36bar, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



איור 4.19 – יעילות משאבת הבועות, לחץ מערכת התחלתי 4.36bar, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm



איור 4.20 – שבר נפחי, לחץ מערכת התחלתי 4.36bar, עומד מניע 586mm, קוטר צינור המשאבה 9mm

פרק 5 - מסקנות וסיכום

5.1 מסקנות

1. הזרימה דרך משאבת הבועות נוצרת כתוצאה מאספקת חום לאלמנט החימום הנמצא בתחתית המשאבה (בתחתית הצינור). לכן יש חשיבות לבחינת השפעת הספק החום המסופק למשאבת הבועות על ביצועי המשאבה. התקבל כי הגדלת הספק החום למשאבה תגדיל את קצב התבדלות הקרר מהתמיסה העשירה ובכך תגדל ספיקת הקרר. במקרים בודדים התקבל כי הגדלת הספק החימום למשאבה הגבירה את ספיקת הקרר עד לערך מקסימלי, הגדלה נוספת של ההספק מעבר לערך זה הקטינה את ספיקת הקרר. תופעה זו נגרמה ככל הנראה מהגדלת מפל הלחץ דרך הרכיבים השונים במערכת וכתוצאה מכך הקטנת הספיקה והגדלת לחץ העבודה של המערכת.

2. כאשר נבחנה השפעת העומד המניע על ביצועי משאבת הבועות נמצא כי העומד המניע הוא אחד הפרמטרים הדומיננטיים המשפיעים על ביצועי משאבת הבועות. הגדלה של העומד המניע הגדילה את ספיקת התמיסה העשירה דרך משאבת הבועות. הגדלת הספיקה של התמיסה הגבירה את מהירות הזרימה של התמיסה העשירה ובכך הקטינה את זמן השהייה של התמיסה במיצר. הקטנת זמן השהייה במיצר הנמיכה את טמפרטורת התמיסה ביציאה מהמיצר. כתוצאה מהטמפרטורה הנמוכה של התמיסה היוצאת מהמיצר, פחות קרר נפלט למערכת ולכן הריכוז של הקרר בתמיסה היה גבוה יותר. נזכיר כי ביצועי משאבת הבועות נמדדים לפי כמות הקרר הגזי שמשאבת הבועות פולטת אל המחזור. לכן הגדלת הספיקה של התמיסה העשירה לא בהכרח תגרוור הגדלה נוספת בספיקת הגז.

3. חימום התמיסה במשאבת הבועות גורם לפליטת קרר. כפי שצוין קודם הגדלה של הספק החימום בדרך-כלל גורמת לפליטה מוגברת ובכך להגדלת הלחץ הכללי במערכת. לכן עבור אותו לחץ התחלתי מתקבלים לחצי עבודה שונים עבור הספקים שונים. במהלך העבודה הנוכחית נבדקה השפעת הלחצים ההתחלתיים על

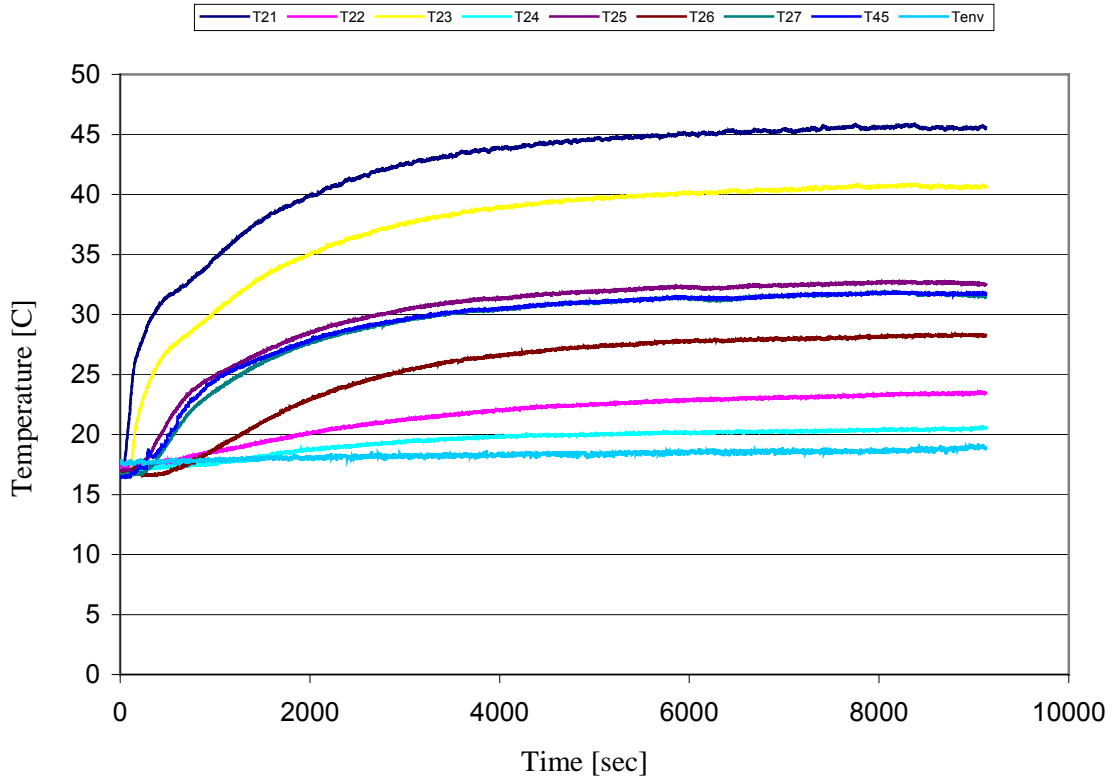
ביצועי משאבת הבעות, לצורך כך נבדקו מספר רמות של לחצים התחלתיים ומתוצאות הניסויים ניתן לראות ששינוי הלחץ ההתחלתי (על-ידי הוספת או גריעה של הקרר מהתערובת) משנה במעט את ביצועי משאבת הבעות. הגדלה של הלחץ ההתחלתי ברב המקרים הגדילה את ספיקת הקרר. כיוון שהגדלת הלחץ ההתחלתי של המערכת על-ידי הוספת קרר מגדילה את ריכוז התמיסה בכניסה למייצר ומאפשרת פליטה מוגברת של גז. אולם כפי שצוין קודם השפעת הלחץ ההתחלתי על ביצועי משאבת הבעות קטנה מאוד ביחס להשפעת העומד המניע או הספק החימום.

4. במהלך הניסויים נמצא שקיים הספק מינימלי בו משאבת הבעות מתחילה את פעולת השאיבה. עבור הספק קטן מערך זה לא תתבצע פעולת השאיבה. הערך המינימלי של ההספק משתנה בתלות בפרמטרים של המערכת. הגדלה של העומד המניע מקטינה את ההספק המינימלי בעוד שהגדלת הלחץ ההתחלתי של המערכת מגדילה את ההספק המינימלי הדרוש ליצירת פעולת השאיבה.

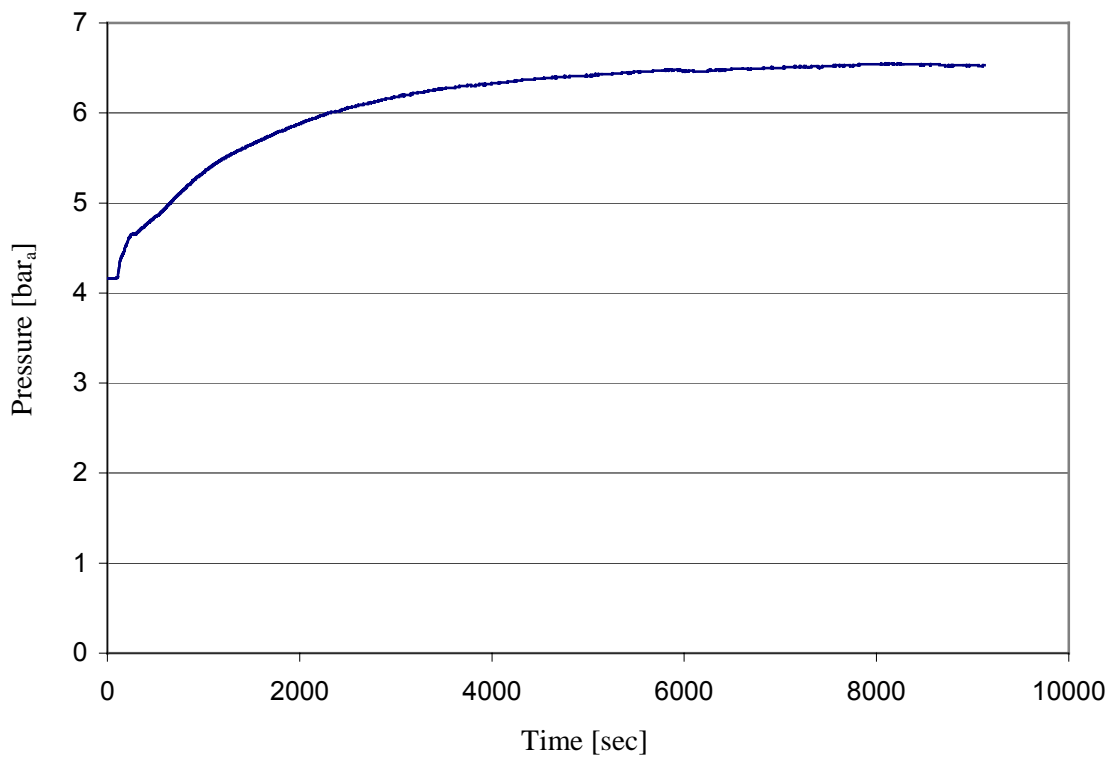
5. בעבודה זו זורם העבודה במערכת הניסוי הוא זורם מעשי, זאת אומרת זורם שניתן להשתמש בו כזורם עבודה למערכת קירור דיפוזיונית (קרי תמיסה בינארית). עובדה זו, אמנם, מקשה על ביצוע האנליזה למחזור שכן חישוב התכונות התרמודינמיות של תערובות מסובך בהרבה מחישוב התכונות התרמודינמיות של זורם חד מרכיבי. אולם, שימוש בזורם עבודה מעשי כזורם במערכת הניסוי מדמה בצורה טובה יותר את תנאי העבודה של מערכת קירור מעשית.

6. חשיבות גדולה יש לעובדה שמערכת הניסוי היא רציפה. מאיורים 5.1, 5.2, 5.3 ניתן לראות בבירור שזמן ההתייצבות של המערכת הוא כ-2-3 שעות. בזמן זה הטמפרטורה של קווי הזרם והלחץ הכללי של המערכת משתנים בצורה חזקה. לטמפרטורה וללחץ יש השפעה מאוד חזקה על התכונות התרמודינמיות של הזורמים. בעוד שהספיקות הנפחיות של הזורם מתייצבות מהר יחסית (זמן ההתייצבות הוא כשעה) הספיקות המסיות משתנות עם השתנות הטמפרטורה והלחץ ומתייצבות רק כאשר הטמפרטורה והלחץ מתייצבים. אי לכך במערכת ניסוי

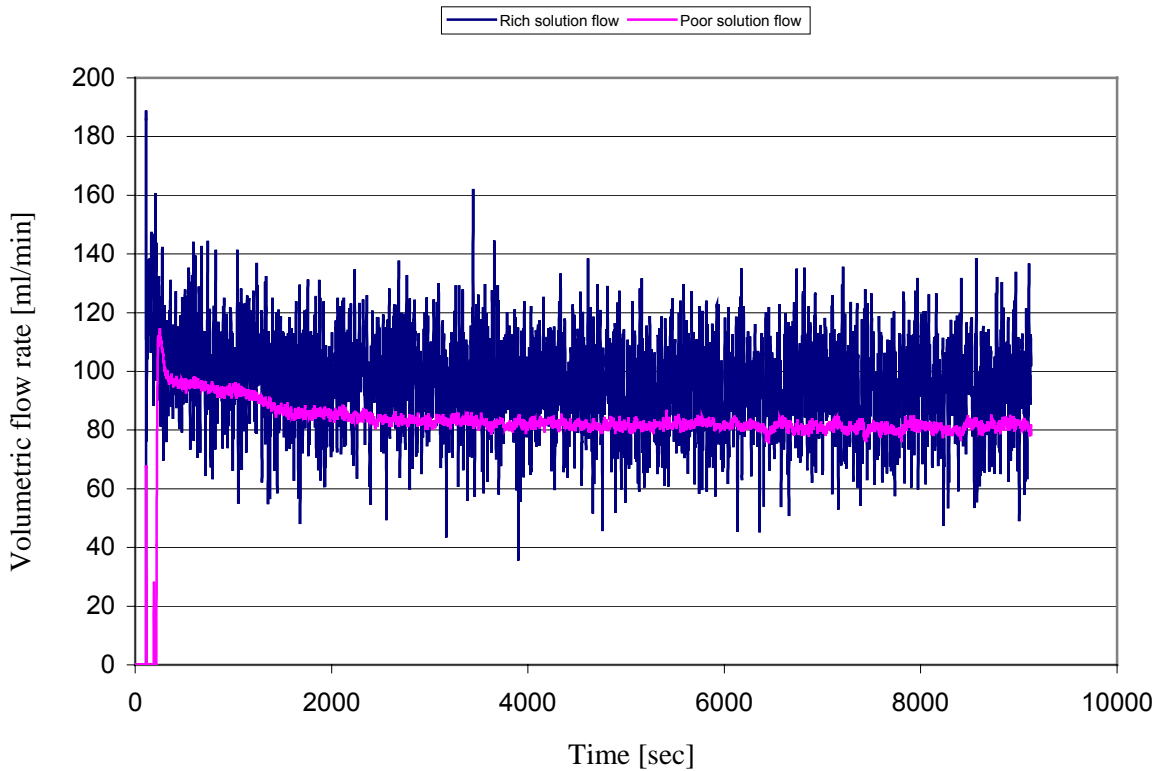
לא רציפה אין למערכת די זמן כדי להגיע למצב המתמיד ושגיאות גדולות עלולות להיווצר בעת האנליזה.



איור 5.1 – פרופילי טמפרטורה אופייניים לניסוי



איור 5.2 – פרופיל לחץ אופייני לניסוי



איור 5.3 – פרופיל ספיקות נפחיות אופייני לניסוי

7. לשאלות שעלו במהלך המחקר לגבי תחומי המעבר בין משטרי הזרימה השונים ברתיחה של התמיסה הבינארית בצינור אנכי ולפרמטרים המשפיעים על אופי הזרימה בצינור אנכי מחומם בתחתיתו לא נמצאו תשובות מספקות לכן לא הוצג בעבודה זו ניתוח כזה. חיפוש בספרות הכתובה והאלקטרונית העלה מגוון דל מאוד של מקורות על רתיחה של תמיסה בינארית בצינור אנכי. בכדי להבין באופן טוב יותר את משטרי הזרימה של רתיחה זורמת של תערובות בינאריות בצינור אנכי יש להמשיך ולחקור את התופעה.

5.2 סיכום

מטרת המחקר היתה לתכנן ולבנות מערכת ניסוי רציפה לבחינת ביצועי משאבת בועות דיפוזיונית ומציאת אופן השפעתם של הפרמטרים השונים על ביצועי משאבת הבועות. אפיון המשאבה וביצועיה חשוב בכדי לאפשר תכנון של מחזור ספיגה בדיפוזיה עם זורמי עבודה אורגניים. לשם כך תוכננה, נבנתה והופעלה בהצלחה מערכת ניסוי רציפה לאפיון משאבת בועות למחזור ספיגה בדיפוזיה. המערכת הוטענה בזורמי העבודה המעשיים של מחזור העבודה וחברה למערכת איסוף נתונים ממוחשבת. חישוב התכונות התרמודינמיות של הזורמים בנקודות שיווי משקל התבצע על סמך קורלציות ניסוייות אשר התקבלו במעבדה לתהליכי אנרגיה – המחלקה להנדסת מכונות באוניברסיטת בן גוריון בתלות במדידות הלחץ והטמפרטורה שנתקבלו מערכת איסוף הנתונים הממוחשבת. למיטב ידיעתנו, על סמך סקר הספרות, קיימות כמה מערכות ניסוי לאפיון משאבת בועות, אך רק מערכת אחת, לא רציפה משתמשת בזורמי העבודה המקוריים של המחזור ואילו המערכות הרציפות האחרות נבדקו עם תערובות של אויר-מים ומשם מתבצעת השלכה על ביצועי מחזור עם חומרי עבודה מקוריים. מערכת הניסוי שפותחה במהלך המחקר הנוכחי, מאחדת שתי גישות אלו והמחקר הנוכחי נערך תוך שימוש במערכת ניסוי רציפה ועם זורמי העבודה המעשיים של המחזור. נציין כי נמצא שמערכת הניסוי הרציפה מגיעה להתייצבות ולעבודה במצב המתמיד רק לאחר 2-3 שעות ומכאן החשיבות הרבה לבחינת הביצועים במערכות רציפות ולא מנתיות. תוצאות הניסוי נותחו תוך שימוש במודל המבוסס על נפחי בקרה שונים. נבחנו תצורות שונות של מערכי ניסוי בהם שונו הפרמטרים הבאים: לחץ התחלתי (על-ידי שינוי השבר המסי של הממס בתוך המומס), הספק הנמסר למייצר (ההספק נשלט על-ידי שנאי משתנה – וריאק) והעומד המניע (גודל העומד המניע שונה על-ידי העלאת או הורדת המאגר של התמיסה). נמצא כי הגדלת ההספק תגדיל את ספיקת הקרר הנקי במערכת ואכן תוצאות הניסויים איששו סברה זו. נציין כי הגדלת ההספק תגדיל את לחץ העבודה וכתוצאה מכך יותר קרר ייספג חזרה לתמיסה בצינור השאיבה. עובדה זו גררה ירידה חזקה ביעילות המשאבה (מ 0.55 ל- 0.48). בנוסף מהניסויים עלה שפרמטר דומיננטי מאוד בהשפעתו על ביצועי משאבת הבועות הוא העומד המניע, לעיתים דומיננטי יותר מההספק. התקבל כי שינוי העומד המניע משפיע על ספיקת הקרר בצורה חזקה יותר משינוי ההספק (איורים 5.7, 5.11). לסיכום תוצאות הניסויים שהתקבלו מהוות רקע התחלתי לאנליזה של ביצועי משאבת בועות עם זורמי עבודה

אורגניים אולם יש להמשיך ולחקור תוך התמקדות על אופטימיזציה של מערכת השאיבה למערכת ספיגה דיפוזיונית, כלומר אילו תנאי עבודה כדאי לבחור על-מנת לקבל את ספיקת הגז הגדולה ביותר, נציין כי דרישה זו שונה מהמוצג במחקרים אחרים על משאבת בועות בהם מעוניינים בהגדלת הספיקה של הנוזל הנכנס למשאבה. נציין כאן בשנית שבניסויים התקבל כי הגדלת הספיקה של הנוזל בכניסה למשאבה לא תגרור עליה בספיקת הגז אלא לעיתים גם ירידה.

5.3 מבט אל העתיד.

עבודה זו פתחה את הדלת למחקר עתידי בנושא זרימה, מעבר חום וחומר במשאבת בועות למערכות ספיגה בדיפוזיה. בכדי לבחון את מרחב הפרמטרים ולגלות את מגבלות המערכת רצוי ליישם את ההמלצות הבאות:

1. המבנה הנוכחי של מערכת הניסוי מאפשר שינוי, בתחום צר יחסית, של העומד המניע. כפי שצוין, לעומד המניע השפעה קריטית על ביצועי משאבת הבועות לכן יש צורך בשינוי מבני של מערכת הניסוי לכדי לאפשר שינויים גדולים יותר של העומד המניע.

2. הספק החום המסופק למערכת הניסוי הוא הכוח המניע של המחזור. תחום ההספקים שניתן לספק למערכת נע בין 0 ל- 240 Watt. הניסויים הראו שתחום זה לא תמיד מספיק כדי לבחון את התופעות המתרחשות במערכת ולכן יש להגדיל את הספק גופי החימום המספקים את החום למערכת.

3. בעבודה הנוכחית לא נבדקה השפעת קוטר הצינור על ביצועי משאבת הבועות. לכן רצוי לבנות מערך צינורות שיאפשר את שינוי קוטר הצינור ללא פתיחת המערכת

לאטמוספירה וריקון זורם העבודה בכדי לאפשר את השוואת ביצועי המערכת
עבור קטרי צינור שונים ללא שינוי בתנאי ההתחלה של המערכת.

4. מבנה הצנרת ביציאה של התמיסה העניה מתא ההפרדה מאפשר גם למעט קרר
לזרום אל מחליף החום של התמיסה העניה. יש לשנות את מבנה הצנרת ביציאה
מתא ההפרדה בצורה שלא תאפשר זרימת קרר אל מחליף החום של התמיסה
העניה ובכך לשפר את הנצילות המסית של משאבת הבועות (איור 5.20).

5. מבנה תא הרתיחה (המייצר) נשאר קבוע במהלך הניסויים וכן לא נבדקה
האפשרות למגע ישיר של התמיסה בגופי החימום. לכן יש לתכנן תצורות נוספות
של מייצר כדי לבדוק את יעילות תא הרתיחה.

רשימת מקורות

- Blevins. R.D. 1984., *Aplied Fluid Dymanics Handbook*, van Nostrad Reinhold Company, New York, pp. 111
- Borde. I., Korin E, Jelinek. M. and Daltrophe. N., 1991., *Development of Energy Systems*, Annual report, BGUN-ARI-47-91.
- Brauner. N. and Barnea. D., 1986., Slug/Churn transition in upward gas-liquid flow, *Chemical Engineering Science*, Vol. 41, No. 1, pp. 159-163.
- Chexal. B, Lellochue. G., Horowitz. J. and Healzer. J., 1992., A void fraction correlation for generalized applications, *Progress in Nuclear Energy*, Vol. 27, No. 4, pp. 255-295.
- Chen. J., Kim. K.J. and Herold K.E. 1996., Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 19, No. 3, PP. 208-218.
- Chen. X.T. and Brill. J.P., 1997., Slug to churn transition in upward vertical two-phase flow, *Chemical Engineering Science*, Vol. 52, No. 23, pp. 4269-4272.
- Chisholm. D., 1983., *Two-phase flow in pipeline and heat exchangers*, George Goodwin, New York.
- Clark. N.N. and Dabolt. R.J., 1986., A general design equation for air lift pumps operating in slug flow, *AIChE Journal*, Vol. 32, No. 1, pp. 56-64
- Collier. J.G., 1981., *Convective Boiling and condensation*, McGraw-Hill Book Company, New York.
- de Cachard. F and Delhaye. J,M., 1996., A slug-churn model for small-diameter airlift pumps. *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 22, No. 4,pp. 627-649.
- Delano. A.D., 1997., *Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle*, M.Sc Thesis, Georgia Institute of Technology.
- Delano. A.D., 1998., *Design Analysis of the Einstein Refrigeration Cycle*, PhD Dissertation, Georgia Institute of Technology.

- Griffith. P. and Wallis. G., 1961., Two-phase slug flow, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 83, pp. 307-320.
- Grossman. G., 2002., Solar-powered systems for cooling, Dehumidification, and air-conditioning, *Solar Energy*, Vol. 72, No. 1, pp. 53-62.
- Herold. K.E. and Wang. L., 1992., Performance modeling of several diffusion absorption heat pump cycles, *Proceedings of the Florence World Energy Research Symposium*, pp. 23-34.
- Jelinek. M., 2001., Personal communication.
- Koyfman. A., Jelinek. M., Levy. A. and Borde. I., 2001., A Study on Bubble Pump Performance for Diffusion Absorption Refrigeration System with Organic Working Fluids, *Proceedings of the 2nd International Heat Powered Cycles Conference, Paris*.
- Maiya. M.P., 1999., Triple fluid vapor absorption refrigerator: investigation on solution circuit, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney*
- Nicklin. D.J., Wilkes. M.A. and Davidson. M.A, 1962., Two-phase flow in vertical tubes, *Trans.Insttn.Chem.Engrs*, Vol. 40, pp.61-68.
- Pfaff. M., Saravanan. R., Maiya. M.P. and Srinivasa. M., 1998., Studies on bubble pump for a water-lithium bromide vapor absorption refrigeration, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 21, No. 6, pp. 452-462.
- Reineman. D.J., Parlange. J.Y and Timmons. M.B., 1990., Theory of small-diameter airlift pumps, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 16, pp. 113-122
- Sathe. A., 2001., Experimental and theoretical studies on a bubble pump for a diffusion absorption refrigeration system, *Master of Technology Project Report, Universitat Stuttgart*.(<http://www.geocities.com/abhijitsathe/project/project.html>).
- Saravanan. R. and Maiya. M.P., 1998., Effect of component pressure drop in two-fluid pumpless continuous absorption refrigerator, *Energy Conversion & Management*, Vol. 38, No. 18, pp. 1823-1832.

Saravanan. R. and Maiya. M.P., 1999., Studies on bubble pump operated two-fluid vapor absorption refrigerator, *Proceedings of the 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney*.

Saravanan. R. and Maiya. M.P., 1999., Influence of thermodynamic and thermophysical properties of water-based working fluids for bubble pump operated absorption refrigerator, *Energy Conversion & Management*, Vol. 40, pp. 845-860..

Schaefer. L.A., 2000., *Single Pressure Absorption Heat Pump Analysis*, PhD Dissertation, Georgia Institute of Technology.

Siyong. J., Sang-Kyun. L. and Kee-Kahb. K., 1998., Pumping characteristics of a thermosyphon applied for absorption refrigerators with working pair LiBr/water, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, pp. 1309-1323.

Shelton S.V., Delano. A.D. and Schaefer. L.A., 1999., Design analysis of the Einstein refrigeration cycle, *Proceedings of the Renewable and Advanced Energy systems for the 21st Century, Maui*.

Shelton S.V., Delano. A.D. and Schaefer. L.A., 1999., Second law analysis of the Einstein refrigeration cycle, *Proceedings of the Renewable and Advanced Energy systems for the 21st Century, Maui*.

Stenning. A. and Martin. C., 1968., An analytical experimental study of air-lift pump performance, *ASME Journal of Engineering Power*, pp.106-110.

Taitel. Y., Barnea. D. and Dukler. A.E., 1980., Modelling Flow Pattern Transition for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes, *AIChE Journal*, Vol. 26, No 3, pp. 345-354.

von Platen. B.C. and Munters. C.G., 1928., "Refrigerator", U.S. Patent 1,685,764.

Wallis. G.B. 1969., *One-dimensional Two-phase Flow*, McGraw-Hill Book Company, New York

White. E.T. and Beardmore. R.H., 1962., The velocity of rise of single cylindrical air bubbles through liquids contained in vertical tubes, *Chemical Engineering Science*, Vol. 17, pp. 351-361.

White. S.J., 2001., *Bubble Pump Design and Performance*, M.Sc Thesis, Georgia Institute of Technology.

Zuber. N. and Findlay. J., 1965,. Average volumetric concentration in two-phase flow systems, *J. of Heat Transfer*, Vol. 87, pp. 453-468.

Abstract

An experimental investigation was undertaken to study the performance of the bubble pump for diffusion absorption refrigeration units. The bubble pump is the motive force of the diffusion absorption cycle and is a critical component of the absorption diffusion refrigeration unit. Contrary to regular refrigeration cycles the diffusion absorption cycle does not require a mechanical pump to circulate the working fluid through the cycle's components and therefore lack's of moving parts. The bubble pump is a vertical tube with a heating element at the bottom. The diffusion absorption cycle uses a three-component fluid consisting of the refrigerant, absorbent and the auxiliary gas (usually an inert gas – hydrogen or helium) that provides pressure equalization through the cycle. Heat applied to the bottom of the tube causes vapor bubbles to form and raise. The formation of the gaseous phase lowers the density of the fluid in the tube and as a result creates upward two-phase flow in the bubble pump.

The purpose of the bubble pump (besides the circulation of the working fluid) is to desorb the solute refrigerant from the solution. Therefore the efficiency of the bubble pump will be set by the amount of the refrigerant desorbed from the solution. The performance of the diffusion absorption cycle depends primarily on the efficiency of the bubble pump.

The objective of this research was to design and construct a continuous experimental system for characterization of a bubble pump, to find the main parameters influencing the bubble pump performance and to develop a primary mathematical model in order to evaluate the performance of the bubble pump. To achieve the research objectives, the research contained three stages. In the first stage a continuous experimental system was designed, built and successfully operated. At the second part, experiments

were performed in which some of the parameters affecting the bubble pump performance were changed. The data was collected by a computerized data logging system. In the third part the data was analyzed by the developed mathematical models.

During the investigation pictures were taken showing that the bubble pump operates at slug flow regime with a churn flow regime at the entrance of the bubble pump tube.

The present investigation shows that the performance of the bubble pump depends mainly on the motive head and on the heat input to the bubble pump.



Ben-Gurion University of the Negev
Faculty of Engineering Sciences
Department of Mechanical Engineering

**A Study of Bubble Pump Performance for a
Diffusion Absorption Refrigeration System with
Organic Working Fluids**

Thesis submitted in partial fulfillment of the requirements for the M.Sc degree

By: **Koyfman Alex**

FEBRUAR 2002