

**ZACHODNIOPOMORSKI UNIWERSYTET TECHNOLOGICZNY
W SZCZECINIE
WYDZIAŁ TECHNIKI MORSKIEJ I TRANSPORTU**

mgr inż. Wojciech Tuchowski

Autoreferat rozprawy doktorskiej pt.:

**Badania eksperymentalne efektywności pompy ciepła
wykorzystującej utajone ciepło zamarzania wody**

Promotor:

Prof. dr hab. inż. Bogusław Zakrzewski – Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w
Szczecinie

Recenzenci:

Prof. dr hab. inż. Jacek Schnotale – Politechnika Krakowska

Prof. dr hab. inż. Sergiy Filin - Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w
Szczecinie

Szczecin 2015

SPIS TREŚCI

1.	Wprowadzenie.....	3
2.	Cel i tezy pracy.....	5
3.	Analiza teoretyczna obiegu pompy ciepła.....	7
3.1.	Wpływ regeneracji ciepła na pracę pompy ciepła.....	7
3.2.	Wpływ występowania mieszaniny olej/czynnik chłodniczy na pracę pompy ciepła.....	10
4.	Badania eksperymentalne.....	15
4.1.	Badania wstępne na modelu wodnej pompy ciepła.....	15
4.2.	Stanowisko laboratoryjne.....	16
4.3.	Metodyka badań.....	19
5.	Wyniki badań eksperymentalnych.....	25
5.1.	Praca pompy ciepła w okresie letnim.....	26
5.2.	Wyniki pomiarów w okresie zimowym oraz ich interpretacja.....	28
6.	Podsumowanie.....	38
7.	Najważniejsze wnioski.....	41
8.	Literatura.....	42

1. Wprowadzenie

Przedmiotem niniejszej pracy jest zbadanie możliwości zwiększenia efektywności energetycznej pompy ciepła poprzez zastosowanie innowacyjnej metody zasilania dolnego wymiennika ciepła, ciepłem krzepnięcia wody. Zbadana zostanie również celowość zastosowania regeneracji ciepła w termodynamicznym obiegu lewobieźnym, w którym czynnikiem roboczym jest mieszanina zeotropowa R 404A. Zostaną przedstawione zalety zastosowania obiegu z regeneracją ciepła w stosunku do obiegu przegrzanego. W tym kontekście dokonam również analizy teoretycznej obiegu pompy ciepła dla mieszaniny olej/czynnik chłodniczy. Przedstawię wpływ zawartości oleju w mieszaninie na sprawność oraz charakterystyki energetyczne obiegu przegrzanego i obiegu z regeneracją ciepła. Rozwiązanie konstrukcyjne nowego wynalazku umożliwia wykorzystanie ciepła krzepnięcia wody do zasilania dolnego źródła ciepła. W okresie niskich temperatur zewnętrznych w wodnej pompie ciepła zamieniono dotychczasową wadę, jaką jest obładzanie się parowacza w zaletę, dzięki której możliwe jest uzyskiwanie wysokich współczynników efektywności energetycznej przy niskich temperaturach zewnętrznych. Warto zauważyć, że to rozwiązanie zwiększa również okres pracy tych urządzeń.

Praca ma charakter głównie eksperymentalny z elementami analizy teoretycznej, która dotyczy efektywności lewobieźnego obiegu termodynamicznego z regeneracją ciepła.

Założenia zawarte w patencie nr 209839, dotyczącym wodnej pompy ciepła wykorzystującej okresowo ciepło krzepnięcia wody do zasilania parowacza, na bazie którego zbudowane zostało stanowisko badawcze, sprawdzone zostały na modelu urządzenia zbudowanym w skali 1:3. Badania i analizy prowadzone były w latach 2010 – 2011.

Zbadane zostały m.in.: samoczynne uwalnianie się lodu z płyty parowacza podczas przełączania funkcji wymienników ciepła, temperatura dochłodzenia ciekłego czynnika chłodniczego, wpływ temperatury wody na szybkość obładzania się powierzchni parowacza, system przełączania funkcji wymienników ciepła z parowacza na dochładzacz i odwrotnie oraz sposób chłodzenia górnego źródła ciepła. Obserwacje i niezbędne pomiary trwały 1 rok, obecnie stanowisko służy do celów dydaktycznych.

Wszystkie te informacje posłużyły jako wskazówki oraz wytyczne podczas budowy stanowiska badawczego w skali półtechnicznej¹. Środki finansowe uzyskano z Narodowego Centrum Nauki w ramach grantu badawczego własnego nr ODW-7474/B/T02/2011/40:

¹ Instalacja półtechniczna - zespół urządzeń i aparatów kontrolno-pomiarowych przeznaczony do uzyskania niezbędnego doświadczenia potrzebnego do najkorzystniejszego prowadzenia procesu technologicznego w skali przemysłowej oraz do zaprojektowania właściwej instalacji przemysłowej ten proces realizującej

„Badania efektywności wodnej pompy ciepła w warunkach oblodzenia wymiennika dolnego źródła ciepła” z dnia 28.09.2011 r.

Budowy instalacji wodnej pompy ciepła zaprojektowanej zgodnie z wytycznymi umieszczonymi w patencie nr 209839 podjęła się firma MARSPOL Sp. z o.o. Urządzenie służy do ogrzewania ciepłej wody użytkowej. Firma w części pokryła również koszty budowy stanowiska sponsorując zakup materiałów i wykonanie wymienników ciepła umieszczonych w basenie modelowym. W trakcie badań dokonywała również serwisu instalacji.

Budowę stanowiska wodnej pompy ciepła zakończono w maju 2012 roku. Pierwsze obserwacje i pomiary miały miejsce jesienią tego samego roku.

2. Cel i tezy pracy

Celem poznawczym pracy jest zbadanie i wyznaczenie efektywności energetycznej oraz wydajności cieplnej instalacji wodnej pompy ciepła w której do zasilania dolnego wymiennika ciepła wykorzystuje się ciepło krzepnięcia wody. Analizie została również poddana celowość zastosowania regeneracji ciepła w obiegu grzewczym pompy ciepła. Wszystkie badanie eksperymentalne przeprowadzone zostaną na stanowisku badawczym prototypowego urządzenia wykonanego w skali póltechnicznej.

W pracy zostaną przedstawione analizy i badania eksperymentalne urządzenia pracującego z mieszaniną zeotropową R 404A charakteryzującą się niewielką wartością nieizotermiczności procesów parowania i skraplania (0,9K przy 1,013 bar).

W pracy przyjęto następujące tezy:

1. *Możliwe jest osiągnięcie wysokiej efektywności energetycznej COP wodnej pompy ciepła wykorzystującej ciepło krzepnięcia wody przy niskich temperaturach wody omywającej parowacz*
2. *Regeneracja ciepła w obiegu pompy ciepła poprawia wydajność cieplną skraplacza Q_g oraz efektywność energetyczną COP*
3. *Jest możliwe niezakłócona praca wodnej pompy ciepła podczas niskich temperatur wody oraz cykliczne samoczynne uwalnianie się lodu z powierzchni wymiennika dolnego źródła ciepła*

W okresie niskich temperatur zewnętrznych, gdy następuje zamarzanie powierzchni zbiornika wodnego a temperatura wody spada poniżej 4°C, powstaje niebezpieczeństwo (w klasycznych pompach ciepła) zamarznięcia dolnych wymienników ciepła umieszczonych w wodzie. W takich przypadkach urządzenie może ulec uszkodzeniu, dlatego wodne pompy ciepła nie są eksploatowane w okresach niskich temperatur zewnętrznych. Dostarczanie ciepła przejmuje w takim przypadku konwencjonalny system grzewczy oparty np. na kotle gazowym lub olejowym.

Proces krzepnięcia wody pozwala na odprowadzenie ciepła w ilości 334 kJ na każdy kilogram. W nowym rozwiązaniu wykorzystano proces krzepnięcia do zasilania parowacza pompy ciepła. Polega on na naprzemiennym zamarzaniu na powierzchni 2 wymienników ciepła warstwy lodu. Gdy lód utworzy się na jednym wymienniku (parowaczu) następuje przełączenie i wymiennik będący dochładzaczem pełni rolę parowacza a dotychczasowy parowacz pełni rolę dochładzacza. Jak wskazują wstępne wyniki analiz teoretycznych takie rozwiązanie pompy ciepła wykazuje duże możliwości aplikacyjne oraz powinno uzyskiwać

wysoką wartość współczynnika efektywności energetycznej COP, znacznie wyższą w porównaniu do powietrznych pomp ciepła.

Dodatkowo zakłada się, że nowy system zasilania parowacza pompy ciepła cechować będzie się jeszcze jedną zaletą a mianowicie zabezpieczy zasilanie zaworu rozprężnego znacząco dochłodzonym ciekłym czynnikiem. Zakłada się cykliczne przełączenia funkcji wymienników ciepła co powoduje że dochładzacz staje się parowaczem, a oblodzony parowacz będzie pełnił rolę dochładzacza. Ciekły czynnik płynący ze skraplacza dochładza się w oblodzonym wymienniku do temperatury wymiennika ($t_d \approx 0^\circ\text{C}$). W trakcie tego procesu powierzchnia wymiennika ciepła będzie stopniowo uwalniała się od lodu. W ten sposób uzyskamy bardzo efektywne dochłodzenie czynnika chłodniczego oraz wymiennik ciepła wolny od pokrywy lodowej.

Zakłada się, że dzięki zastosowaniu nowego rozwiązania wodnej pompy ciepła wykorzystującej ciepło krzepnięcia wody do zasilania dolnego źródła ciepła znacznie zwiększony zakres ich zastosowań oraz że efektywność energetyczną nowego rozwiązania będzie znacznie wyższa od dotąd stosowanych.

3. Analizy teoretyczne obiegu pompy ciepła

W pracy dokonano szeregu analiz teoretycznych mających na celu dokładne ukazanie zalet zastosowania regeneracji ciepła oraz dochłodzenia w obiegu pompy ciepła. Dokonano również analizy wpływu występowania oleju w obiegu czynnika chłodniczego.

3.1. Wpływ regeneracji ciepła na pracę pompy ciepła

Ważną kwestią jest sprawdzenie wpływu zastosowania regeneracji ciepła w obiegu lewobieżnym dla obecnie stosowanych czynników chłodniczych. Panuje bowiem przekonanie, że ma to sens tylko dla chłodziarek i tylko dla niektórych czynników chłodniczych [2, 6, 7, 10, 11, 12]. Stąd wykonano obliczenia i porównano obieg teoretyczny z regeneracją ciepła i z dochłodzeniem, z obiegiem Lindego. Wyniki obliczeń tych obiegów teoretycznych dla szeregu substancji okazały się bardzo zachęcające i to zachęcające na tyle, że planowane jest przeprowadzenie badań eksperymentalnych z różnymi czynnikami.

Przyjmując, że przedmiotem oceny będzie sprężarkowa pompa ciepła, realizowany będzie obieg z regeneracją ciepła i dochłodzeniem.

Współczynnik efektywności obiegu Lindego pompy ciepła, zgodnie z obiegiem przedstawionym na rysunkach 3.1 i 3.2 wyraża następująca zależność:

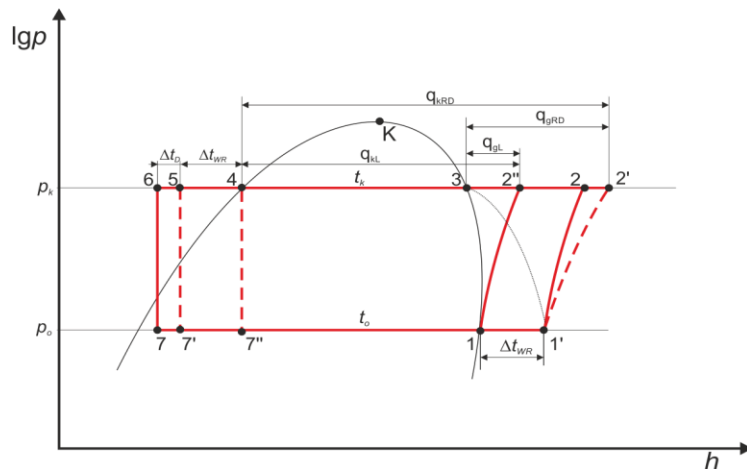
$$\varepsilon_L = \frac{q_{kL}}{l_{ob}} = \frac{h_{2''} - h_4}{h_{2''} - h_1} \quad (3.1)$$

natomiast dla obiegu z regeneracją ciepła i z dochłodzeniem:

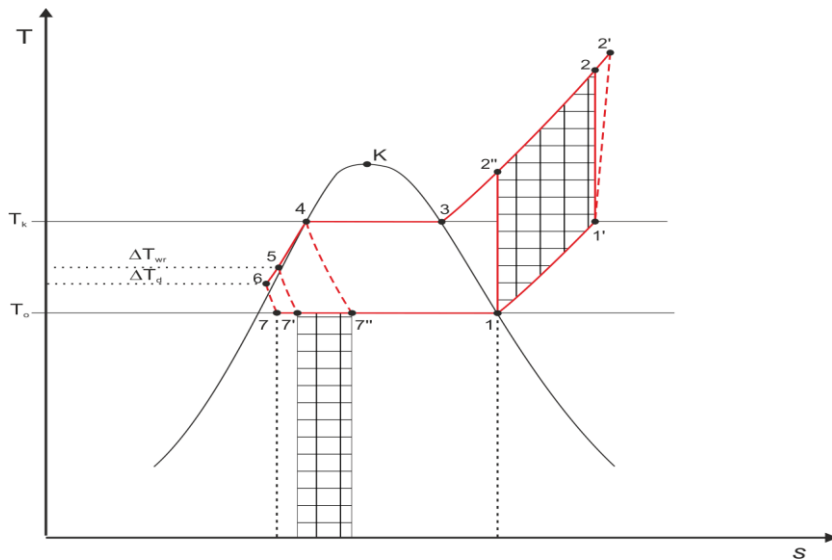
$$\varepsilon_{RD} = \frac{q_{kR}}{l_{ob}} = \frac{h_{2'} - h_4}{h_{2'} - h_1} \quad (3.2)$$

Wielkość korzyści z zastosowania regeneracji ciepła i dochłodzenia w obiegu wyznaczamy zgodnie z zależnościami (3.1) i (3.2), można wyrazić jako stosunek:

$$K = \frac{\varepsilon_{RD}}{\varepsilon_L} \quad (3.3)$$



Rys. 3.1. Obiegi jednostopniowe: Lindego 1-2''-4-7'' i z regeneracją ciepła i dochłodzeniem 1'-2'-6-7 w układzie lp-h [8]



Rys.3.2. Obieg jednostopniowy z regeneracją ciepła i z dochłodzeniem 1'-2'-6-7- w układzie T-s [8]

Przeprowadzono cykl obliczeń teoretycznych i porównano efektywności obiegu z regeneracją ciepła i z dochłodzeniem oraz obiegu suchego nasyconego Lindego dla wybranej grupy czynników chłodniczych. Obliczenia wykonano dla stałej temperatury skraplania $t_k = 35^\circ\text{C}$, temperatury dochłodzenia ciekłego czynnika $t_d = 4^\circ\text{C}$, sprawności wymiennika regeneracyjnego $\eta = 100\%$, oraz zmiennej temperatury parowania. Na podstawie uzyskanych wyników, stwierdzono, że badane czynniki chłodnicze można podzielić na trzy grupy, w zależności od zachowania się efektywności energetycznej ϵ_{RD} w obiegu z regeneracją ciepła i dochłodzeniem w stosunku do obiegu Lindego:

- **Grupa A** – różne efektywność ϵ_{RD} w obiegu z regeneracją i z dochłodzeniem (RiD) w porównaniu z obiegiem Lindego;

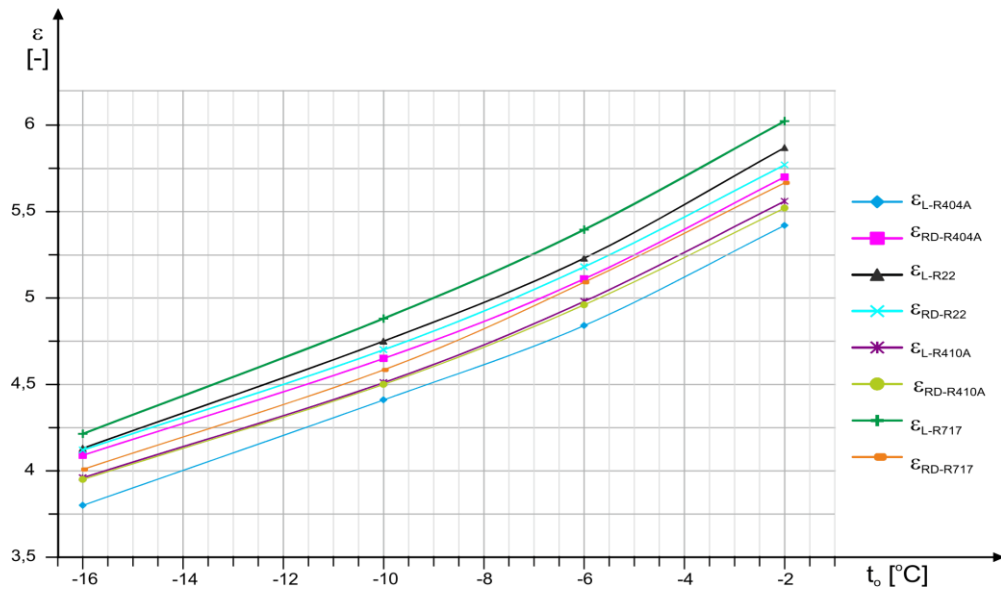
- **Grupa B** – efektywność ε_{RD} w obiegu z RiD praktycznie się nie zmienia w porównaniu z obiegiem Lindego;
- **Grupa C** – efektywność ε_{RD} maleje w obiegu z RiD w porównaniu z obiegiem Lindego.

W tabeli 3.1 przedstawiono porównanie efektywności obiegu teoretycznego z RiD z efektywnością obiegu Lindego.

Tab.3.1. Efektywność obiegu Lindego i obiegu z regeneracją ciepła i z dochłodzeniem pomp ciepła dla $t_o = -10^{\circ}\text{C}$, $t_k = 35^{\circ}\text{C}$, $t_d = 4^{\circ}\text{C}$

Lp.	Czynnik ziębniczy	$\frac{\varepsilon_{RD}}{\varepsilon_L}$	$\frac{q_{gRD}}{q_{kRD}}$	t_2' [$^{\circ}\text{C}$]	Grupa	UWAGI
1	R227	1,105	0,259	73,7	A	
2	ES36	1,086	0,204	70,2		
3	R125	1,085	0,348	85		
4	R507	1,06	0,34	89,4		
5	R404A	1,055	0,334	90,3		
6	R365mf	1,054	0,207	82,5		
7	R143a	1,046	0,34	91,4		
8	R124	1,045	0,239	87,5		
9	R134a	1,028	0,268	94,2		
10	R123	1,022	0,212	94,5		
11	R12	1,014	0,255	100,2		
12	R 407 C	1,007	0,279	98,7		
14	R410A	1	0,354	111,9	B	
13	R22	0,99	0,285	115,8		
15	R152a	0,999	0,26	107		
16	R32	0,968	0,342	137,5	C	
17	R717	0,939	0,264	186,7		

Na rysunku 3.3 przedstawiono przebieg efektywności obiegu teoretycznego z regeneracją i dochłodzeniem oraz obiegu Lindego dla 4 substancji R404A, R22, R410A oraz R717. W całym zakresie analizowanych parametrów uzyskano podobny charakter zmian efektywności przedstawionych czynników. Zastosowanie regeneracji ciepła i dochłodzenia korzystnie wpływa na efektywność obiegu z R404A. W przypadku takich substancji jak: R22 oraz R410A zastosowanie regeneracji ciepła i dochłodzenia nie wpływa praktycznie na efektywność, natomiast dla R717 regeneracja ciepła i dochłodzenie prowadzi do obniżenia efektywności obiegu. Najwyższe bezwzględne wartości efektywności obiegu uzyskano dla R717 i kolejno R22.



Rys. 3.3. Efektywność pompy ciepła ε_{RD} w obiegu Lindego i w obiegu z regeneracją ciepła i z dochłodzeniem dla temperatury skraplania $t_k = 35^\circ\text{C}$ [8]

3.2. Wpływ występowania mieszaniny olej/czynnik chłodniczy na pracę pompy ciepła

Analiza obiegu teoretycznego z regeneracją ciepła i stratami przeprowadzona została przy następujących założeniach (uwzględniając szereg odstępstw od obiegu suchego Lindego a występujących w obiegach rzeczywistych):

- występuje przegrzanie par na wyjściu z parowacza,
- występuje przegrzanie par na ssaniu sprężarki,
- występuje przegrzanie par czynnika w wymienniku regeneracyjnym (pracującym z założoną sprawnością wymiany ciepła),
- w obiegu krąży roztwór olej/czynnik chłodniczy
- następuje niecałkowite odparowania czynnika z krążącego w obiegu roztworu olej/czynnik chłodniczy (w wyniku obecności oleju tworzącego roztwór z czynnikiem powstaje sytuacja, iż równolegle stopień suchości pary jest mniejszy od jedności i występuje przegrzanie par czynnika),
- nieizentropowość procesu sprężania.

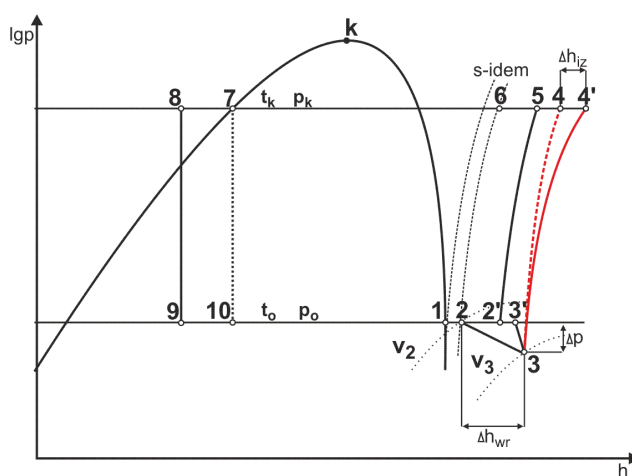
W cytowanym artykule „*The effect of heat regeneration in refrigerating cycles with chlorofluorocarbon refrigerants*” [10], autor skupia się na określeniu skutków regeneracji ciepła w obiegu chłodniczym. Do tego celu posługuje się zależnościami prawdziwymi dla lewobieżnych obiegów termodynamicznych. Obieg pompy ciepła dotyczy nowych czynników chłodniczych i innego zakresu temperatur, stąd konieczne jest wyznaczenie stopnia

odwracalności pompy ciepła pracującej w obiegu przegrzonym oraz w obiegu z regeneracją ciepła dla roztworu olej/czynnik chłodniczy.

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń obiegu teoretycznego przegrzanego i z regeneracją ciepła dla pompy ciepła pracującej z roztworem olej/czynnik chłodniczy.

W celu określenia ilościowego wpływu regeneracji ciepła na stopień odwracalności obiegu przeprowadzono obliczenia przy następujących założeniach:

- temperatura $t_2 = t_o + 5^\circ\text{C}$ przyjęto jako temperaturę przegrzania na zaworze rozprężnym,
- temperaturę $t_2' = 15^\circ\text{C}$ przyjęto jako temperaturę stałą,
- temperaturę $t_3 = t_k$ dla temperatur skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$ i $t_k = 40^\circ\text{C}$,
- dochłodzenie w skraplaczu $t_d = t_k - 5\text{K}$,
- sprawność izentropową sprężania przyjęto jako stałą $\eta_s = 0,75$,
- sprawność wymiennika regeneracyjnego przyjęto $\eta_{wr} = 0,8$,
- początkową koncentrację czynnika chłodniczego w roztworze przyjęto równą $\xi_8 = 0,9; 0,95; 0,98$,



Rys.3.4. Obieg teoretyczny z regeneracją ciepła i stratami w układzie lgp-h

Podczas obliczeń korzystano z następujących wzorów na odwracalność obiegu z uwzględnieniem zawartości oleju w mieszaninie, dla obiegu przegrzanego:

$$\kappa_{dp} = \frac{[h_{2c}(1 - X_2) + h_{2p}X_2 - h_7](T_k - T_o)}{\frac{1}{\eta_s} X_2' \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_o v_2 \left(1 + \frac{T_{2'} - T_2}{T_2}\right) \left[\left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1\right] T_k} \quad (3.4)$$

oraz dla obiegu z regeneracją ciepła:

$$\kappa_{dr} = \kappa_{dp} \frac{T_2' X_2'}{T_3 X_3} + \frac{\eta_{wr} [h_{3c}(1 - X_3) + h_{3p}X_3 - h_{2c}(1 - X_2) - h_{2p}X_2](T_k - T_o)}{\frac{1}{\eta_s} X_3 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_o v_2 \left(1 + \frac{T_3 - T_2}{T_2}\right) \left[\left(\frac{p_k}{p_o}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1\right] T_k} \quad (3.5)$$

gdzie:

h_{2c} – entalpia właściwa ciekłego czynnika w roztworze o koncentracji ξ_2 przy ciśnieniu wrzenia i temperaturze t_2

h_{2p} – entalpia właściwa par czynnika przy ciśnieniu wrzenia i temperaturze t_2

h_7 – entalpia właściwa ciekłego czynnika w roztworze o koncentracji ξ_8 i temperaturze t_7

ξ_8 – koncentracja początkowa czynnika w ciekłym roztworze w układzie jednofazowym

ξ_2 – koncentracja końcowa czynnika w ciekłym roztworze na wyjściu z parowacza

h_{3c} – entalpia właściwa ciekłego czynnika w roztworze o koncentracji ξ_3 przy ciśnieniu $(p_o - \Delta p)$ i temperaturze t_3

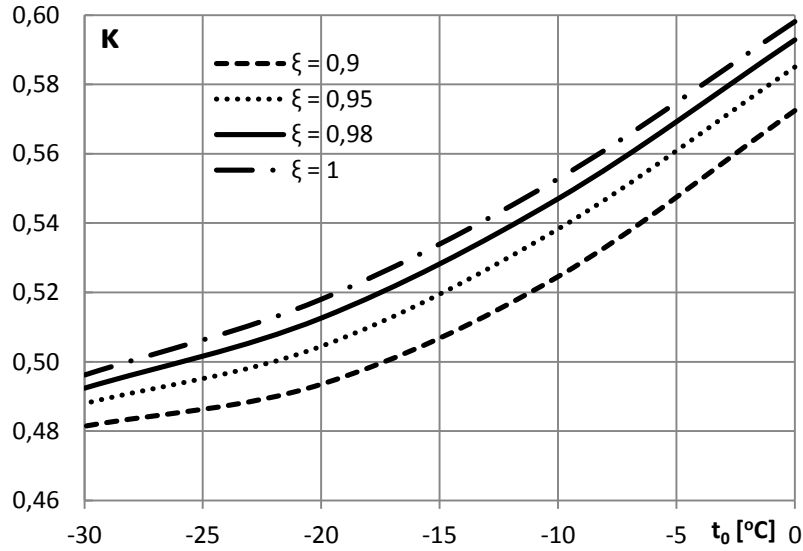
h_{3p} – entalpia właściwa par czynnika przy ciśnieniu $(p_o - \Delta p)$ i temperaturze t_3

X_2 – stopień suchości par czynnika w obiegu przegrzanym

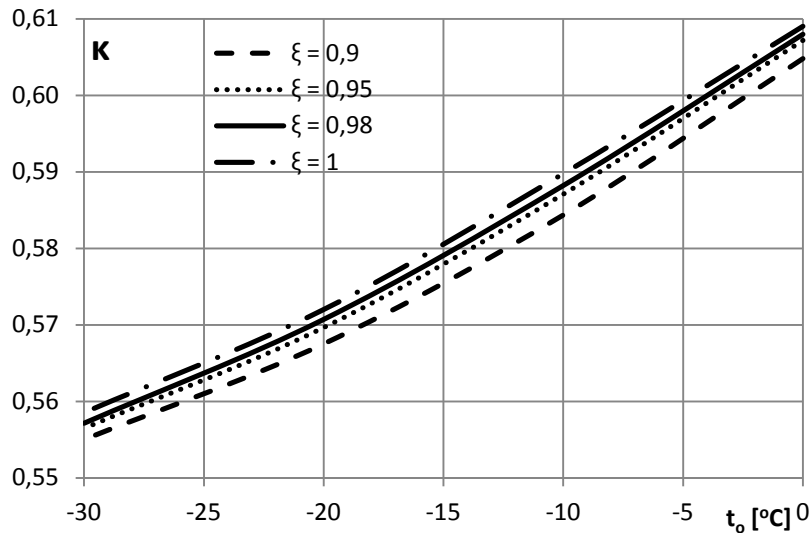
X_3 – stopień suchości par czynnika w obiegu z regeneracją ciepła

Wyniki obliczeń dotyczące czynników chłodniczych przedstawiono na rysunkach 3.5 – 3.8 Na rysunku 3.5 przedstawiono stopień odwracalności obiegu przegrzanego dla czynnika R 404A, w szerokim zakresie temperatur wrzenia dla trzech koncentracji oleju w roztworze oraz dla jednej temperatury skraplania $t_k = 30^\circ\text{C}$. Dla porównania naniesiono również krzywą odwracalności dla czystego czynnika chłodniczego. Na rysunku 3.6 dla tych samych warunków przedstawiono stopień odwracalności obiegu z regeneracją ciepła. W całym rozpatrywanym zakresie temperatur stopień odwracalności obiegu przegrzanego rośnie w miarę wzrostu temperatury wrzenia oraz koncentracji czynnika w roztworze.

Dla obiegu z regeneracją w tych samych warunkach pracy stopień odwracalności obiegu teoretycznego jest wyższy. Równocześnie ze wzrostem temperatury wrzenia korzystne efekty regeneracji ciepła w obiegu maleją.



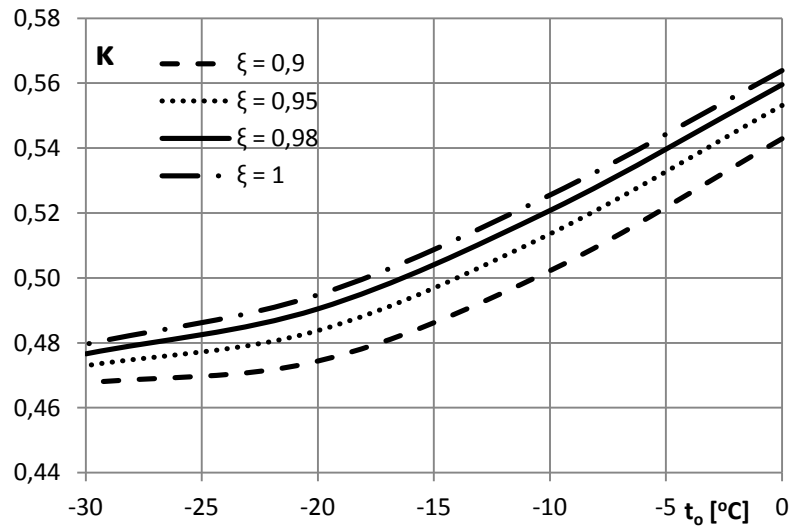
Rys.3.5. Obieg przegrzany dla czynnika R 404A dla $t_k = 30^\circ\text{C}$ oraz trzech koncentracji oleju w ciekłym czynniku



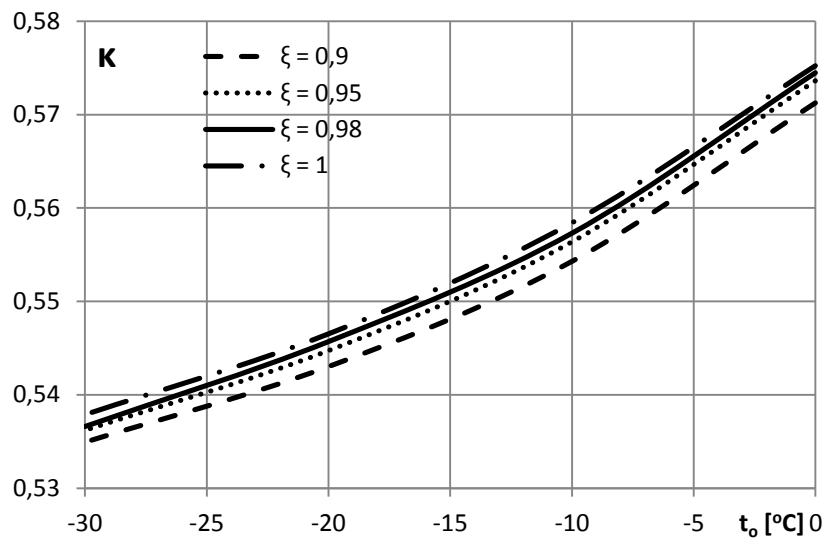
Rys.3.6. Obieg pompy ciepła z regeneracją ciepła dla czynnika R 404A dla $t_k = 30^\circ\text{C}$ oraz trzech koncentracji oleju w ciekłym czynniku

Na rysunkach 3.7 i 3.8 przedstawiono stopień odwracalności obiegu dla temperatury skraplania $t_k = 40^\circ\text{C}$ również dla czynnika chłodniczego R 404A. W tych warunkach stopień odwracalności obiegu przegrzanego rośnie w miarę wzrostu temperatury wrzenia i koncentracji czynnika w roztworze. W obiegu z regeneracją ciepła w tych samych warunkach pracy stopień odwracalności obiegu jest wyższy. Można również zauważyć że w obiegu z regeneracją ciepła fakt tworzenia się mieszaniny czynnika chłodniczy/olej ma mniejsze znaczenia na efektywność niż w obiegu przegrzanym. Jest to skutek pracy wymiennika regeneracyjnego w którym oprócz przegrzewania się par czynnika występuje również zjawisko doparowywania ciekłego czynnika chłodniczego z mieszaniny olej/czynnik

chłodniczy. W wyniku tego procesu rośnie współczynnik dostarczania sprężarki λ_s w porównaniu z obiegiem przegrzanym.



Rys. 3.7. Obieg przegrzany dla czynnika R 404A dla $t_k = 40^\circ\text{C}$ oraz trzech koncentracji oleju w ciekłym czynniku



Rys. 3.8. Obieg pompy ciepła z regeneracją ciepła dla czynnika R 404A dla $t_k = 40^\circ\text{C}$ oraz trzech koncentracji oleju w ciekłym czynniku

4. Badania eksperymentalne

Badania doświadczalne będą dotyczyły możliwości wykorzystania okresowo ciepła krzepnięcia wody do zasilania parowacza pompy ciepła oraz wpływu regeneracji ciepła i dochłodzenia na pracę urządzenia. Przy czym organizacja pracy instalacji zakłada że ciekły czynnik chłodniczy ze skraplacza kierowany będzie do dochładzacza a następnie na wymiennik regeneracyjny.

Przyjęte przedziały zmienności temperatur wody i powietrza zewnętrznego pozwalają na ocenę efektywności zastosowanego rozwiązania zasilania parowacza pompy ciepła w pełnym zakresie temperatur działania urządzenia dla umiarkowanych warunków klimatycznych.

Prawidłowo wykonany eksperyment wymaga wcześniejszego zaplanowania i określenia wartości wielkości wejściowych oraz możliwości ich regulacji w wybranym zakresie, tak aby w rezultacie analizy wyników badań uzyskać dobrą aproksymację funkcji obiektu badań.

4.1. Badania wstępne na modelu wodnej pompy ciepła

W roku 2010 na Wydziale Techniki Morskiej i Transportu zbudowano stanowisko modelowe wodnej pompy ciepła w skali 1:3. Stanowisko składa się ze sprężarki o mocy 450 W dwóch zbiorników wodnych o pojemności 120 i 200 litrów, parowacza i dochładzacza w formie płytowych wymienników ciepła umieszczonych w tym samym zbiorniku z wodą oraz skraplacza w formie miedzianej wężownicy umieszczonej w wodzie. Działanie modelu urządzenia polega na odbieraniu ciepła z jednego zbiornika wody i przekazywaniu go do drugiego zbiornika.

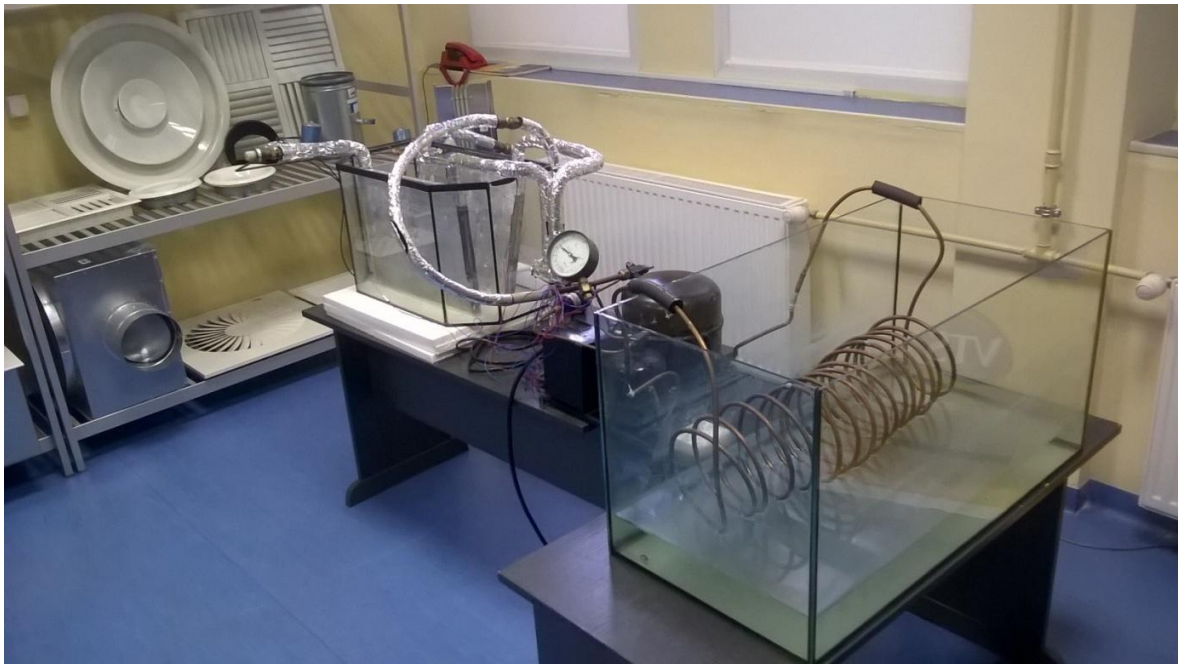
Wodna pompa ciepła wyposażona była w zawór czterodrogowy, dwa zawory elektromagnetyczne i dwa zawory zwrotne. Specjalna konfiguracja zaworów pozwalała na niezakłóconą pracę urządzenia, kolejno zmieniając role wymienników ciepła, parowacza na dochładzacz i dochładzacza na parowacz. Zamiana ta następowała po utworzeniu się warstwy lodu na powierzchni wymiennika pełniącego rolę parowacza na skutek odbierania ciepła krzepnięcia wody.

Obserwacje i pomiary prowadzone na stanowisku modelowym wodnej pompy ciepła dotyczyły:

- niezakłóconej pracy układu podczas przełączania roli wymienników ciepła,
- samoczynnego odrywania się lodu od powierzchni wymiennika ciepła na skutek doprowadzenia do niego ciekłego czynnika chłodniczego ze skraplacza,

- struktury tworzenia się lodu na powierzchni parowacza w zależności od temperatury wody i parowania czynnika chłodniczego (szybkość i kierunek narastania, szybkość uwalniania się powierzchni od lodu).

W trakcie badań uwidoczniły się główne zalety urządzenia. Wyniki pomiarów wskazywały że praca wodnej pompy ciepła ma charakter ciągły, bez konieczności robienia przerw serwisowych związanych z odladzaniem powierzchni parowacza (jak to występuje np. w powietrznych pompach ciepła). Po przełączeniu ról wymienników ciepła, ciepło dostarczane było do górnego źródła niezmiennie, natomiast oblodzony wymiennik ciepła samoczynnie uwalnia się od lodu. Szybkość uwalniania się lodu z powierzchni wymiennika zależna była od temperatury wody oraz temperatury skraplania. Informacje zebrane na podstawie tych obserwacji posłużyły do zaprojektowania oraz zbudowania wodnej pompy ciepła w skali półtechnicznej. Poniżej przedstawiono zdjęcie zbudowanego modelu wodnej pompy ciepła wykorzystującej okresowo ciepło krzepnięcia wody do zasilania dolnego źródła ciepła.



Rys.4.1. Model wodnej pompy ciepła zbudowanej w skali 1:3

Obecnie urządzenie działa jako stanowisko dydaktyczne w Laboratorium Chłodnictwa i Klimatyzacji Katedry Klimatyzacji i Transportu Chłodniczego.

4.2. Stanowisko laboratoryjne

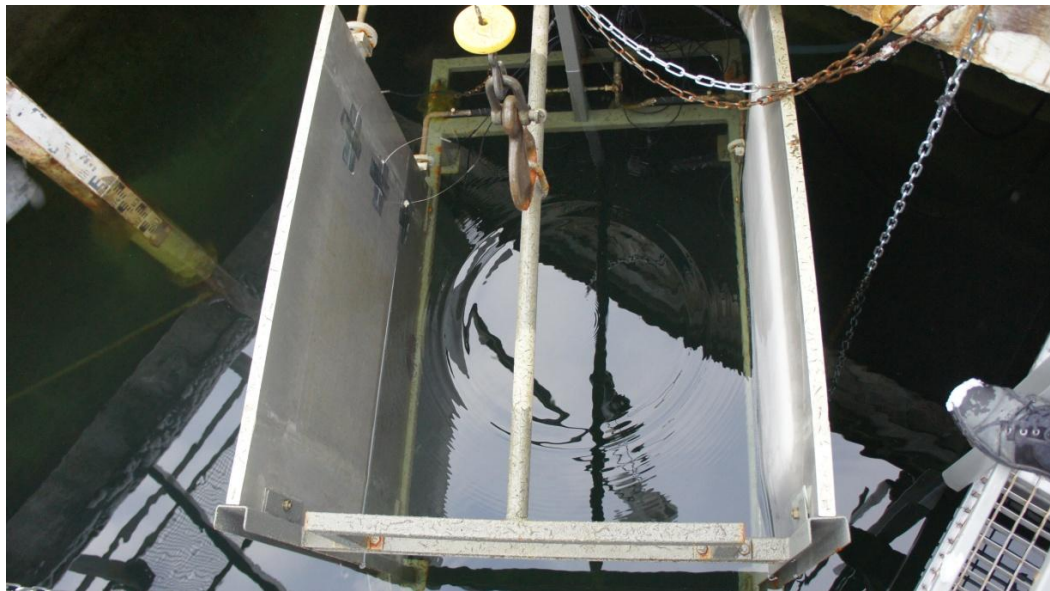
Prototypowa pompa ciepła, będąca samodzielnym stanowiskiem badawczym usytuowanym jest obok basenu modelowego Wydziału Techniki Morskiej i Transportu o

objętości $V=400 \text{ m}^3$ i głębokości $h=4 \text{ m}$. Zbadana została możliwość wykorzystania ciepła krzepnięcia wody do zasilania dolnego wymiennika pompy ciepła.

Instalacja została zbudowana i oddana do użytku w roku 2012. W całości zajmuje 2 pomieszczenia laboratoryjne oraz basen modelowy sąsiadujący z laboratorium. Rozmieszczenie poszczególnych elementów ukazano na rysunkach poniżej.

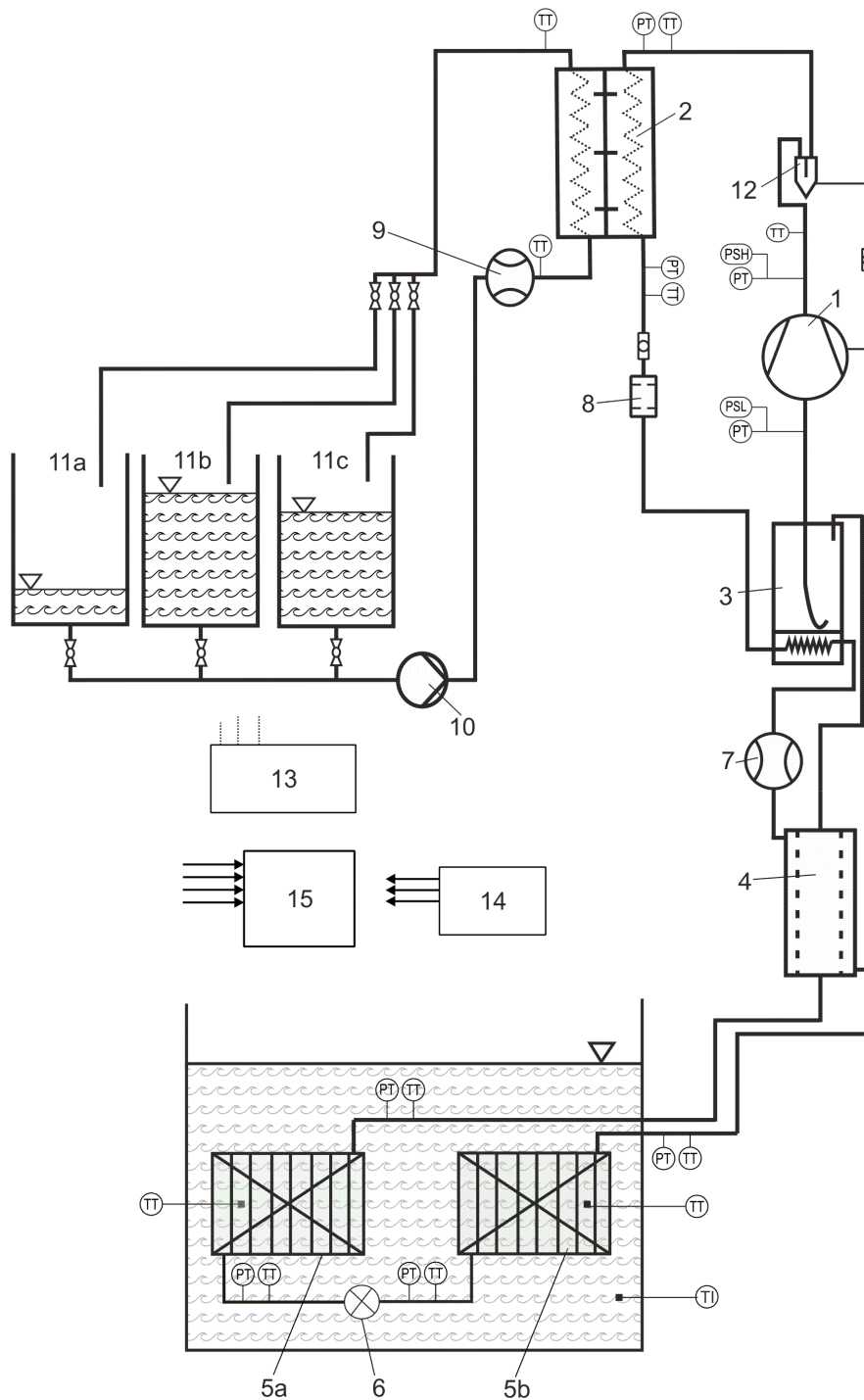


Rys.4.2. Główne pomieszczenie laboratoryjne w którym znajdują się



Rys.4.3. Płytkowe wymienniki ciepła stanowiące parowacz oraz dochładzacz pompy ciepła ulokowane w basenie modelowym.

Schemat instalacji badawczej wodnej pompy ciepła wraz z systemem chłodzenia wodą górnego źródła ciepła został przedstawiony na rysunku 4.4.



Rys.4.4. Schemat instalacji wodnej pompy ciepła wykorzystującej ciepło krzepnięcia wody do zasilania dolnego wymiennika ciepła: 1 - sprężarka, 2 - skraplacz chłodzony wodą, 3 - osuszacz par, 4 - wymiennik regeneracyjny HE, 5a-dochładzacz czynnika, 5b - parowacz, 6 - zespół zaworów elektromagnetycznych i rozprężnych, 7 - przepływomierz czynnika chłodniczego, 8 - filtr, 9 - przepływomierz wody chłodzącej, 10 - pompa wody chłodzącej, 11abc - zbiorniki wody chłodzącej, 12 - odolejacz, 13 - sterowniki elektroniczne, 14 - blok zasilania, 15 - system zbierania danych

Idea działania nowego rozwiązania wodnej pompy ciepła polega na zasilaniu jej parowacza w okresie niskich temperatur zewnętrznych ciepłem krzepnięcia wody. W tym celu konieczna jest odpowiednia organizacja pracy wymienników ciepła znajdujących się w basenie modelowym. Problem obladzania się powierzchni wymiennika ciepła został rozwiązany w patencie nr 209839. Na stanowisku badawczym znajdują się dwa dolne wymienniki ciepła pracujące naprzemiennie w roli parowacza i dochładzacza. Podczas pracy urządzenia ciekły czynnik chłodniczy kierowany jest poprzez dochładzacz do parowacza w którym wrze odbierając ciepło krzepnięcia wody. Pary czynnika chłodniczego kierowane są do wymiennika regeneracyjnego a następnie sprężane są w sprężarce tłokowej. W skraplaczu następuje ochłodzenie par czynnika oraz ich skroplenia. Ciecz kierowana jest poprzez wymiennik regeneracyjny do dochładzacza gdzie jej temperatura obniża się do temperatury wody w basenie modelowy. Narastająca warstwa lodu na powierzchni parowacza wymusza przełączenie układu i zamiany roli wymienników ciepła znajdujących się w wodzie. Oblodzony parowacz zaczyna więc pełnić rolę dochładzacza a dotychczasowy dochładzacz staje się parowaczem. Po przełączeniu ciekły czynnik chłodniczy ze skraplacza kierowany jest do oblodzonego wymiennika ciepła. Tam dochładza się do temperatury ok. 0°C powodując uwalnianie się wymiennika od lodu. Drugi wymiennik pracujący jako parowacz zamraża na swojej powierzchni warstwę lodu. Po stopieniu się lodu na dochładzacz następuje przełączenie i wymienniki zamieniają się rolami. Takie rozwiązanie wpływa na poprawę charakterystyk energetycznych układu oraz pozwala na ciągłą pracę instalacji w okresie niskich temperatur zewnętrznych.

4.3. Metodyka badań

Celem badań doświadczalnych jest uzyskanie informacji o wpływie zmian wartości wielkości wejściowych na wielkości wyjściowe (wielkość wyjściową) [3, 5]. W tym celu określiłem zbiór wielkości charakteryzujących obiekt badań i przeprowadziłem ich klasyfikację na wielkości wejściowe, wyjściowe i stałe oraz scharakteryzowałem zakłócenia działające na układ.

Wykonanie badania eksperymentalnych ma na celu potwierdzenie słuszności postawionych tez. W związku z powyższym należy ocenić wartości współczynnika efektywności energetycznej COP w okresie tworzenia się lodu na powierzchni dolnego wymiennika ciepła pompy ciepła.

Jako kryterium będzie przyjęta wydajność cieplna skraplacza Q_g [kW], zużycie energii elektrycznej E [kWh] oraz efektywność energetyczna COP pompy ciepła przy zachowaniu

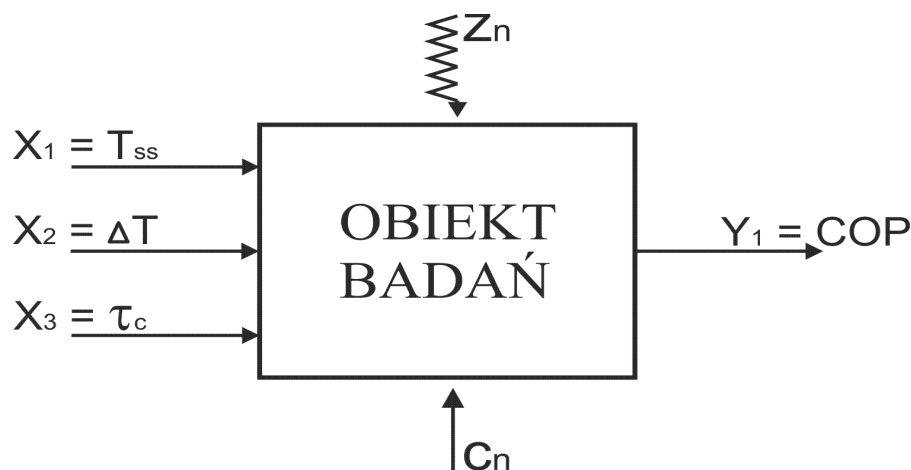
stałych parametrów termicznych w zbiorniku wodnym w którym znajduje się dolne źródło ciepła. W stabilizacji temperatury wody w basenie pomoże lód tworzący się na powierzchni zbiornika w okresie niskich temperatur zewnętrznych. Utworzy on izolację, która pozwoli na utrzymanie temperatury wody na poziomie $1 \div 4^{\circ}\text{C}$ w otoczeniu wymienników ciepła.

W badaniu eksperymentalnym wykorzystane zostanie stanowisko badawcze wodnej pompy ciepła opisane w rozdziale 4.2.

Zakres prac badawczych wodnej pompy ciepła wykorzystującej w okresie niskich temperatur zewnętrznych ciepło krzepnięcia wody do zasilania dolnego źródła ciepła obejmuje:

- eksperymentalne wyznaczenie wydajności cieplnej skraplacza Q_g [kW] oraz efektywności energetycznej COP wodnej pompy ciepła dla określonych parametrów pracy,
- wyznaczenie charakterystyk energetycznych urządzenia.

Badania zostaną przeprowadzone zgodnie z teorią planowania doświadczeń i eksperymentem czynnym [9]. Eksperyment czynny zostanie przeprowadzony ponieważ dostępny jest model jakościowy obiektu badań. Obiekt ten charakteryzują określone wielkości wejściowe, wielkości wyjściowe oraz występujące zakłócenia pomiarów. Zastosowanie eksperymentu czynnego skraca czas badań oraz obniża koszty w porównaniu z tradycyjnym eksperymentem biernym prowadzonym w pełny zakresie zmian parametrów.



Rys.4.5. Wielkości charakteryzujące obiekt badań. X_1, X_2, X_3 – wielkości wejściowe, Y_1 – wielkość wyjściowa, Z_n – sumaryczne wielkości zakłócające, C_n – sumaryczne wielkości stałe

Na podstawie analizy teoretycznej oraz wyników badań wstępnych jako wielkości wejściowe X_i wybrane zostały:

$X_1 - T_{ss}$ [K] – temperatura par czynnika na ssaniu sprężarki. Jest to wielkość niezależna od pozostałych dobranych wielkości wejściowych. Regulacja tą wielkością

wpływa na temperaturę tłoczenia czynnika chłodniczego co w konsekwencji przekłada się na jednostkową ilość ciepła oddawaną w skraplaczu. Zwiększając temperaturę par czynnika na ssaniu sprężarki zwiększamy wydajność skraplacza ale również zwiększamy ilość energii elektrycznej zużywanej przez sprężarkę.

$X_2 - \Delta T$ [K] – różnica między temperaturą wody w basenie modelowym a temperaturą parowania czynnika chłodniczego. Regulacja tego parametru wpływa bezpośrednio na efektywność energetyczną całego układu. Parametr ten będzie regulowany w zależności od temperatury wody w basenie. Do utrzymywania stałej różnicy temperatury służyć będzie zawór stałego ciśnienia parowania.

$X_3 - \tau_c$ [h] – czas trwania jednego cyklu pracy urządzenia - przedział czasowy określający długość pracy (obładzania się) jednego wymiennika ciepła. Czas pracy urządzenia podczas jednego cyklu determinuje ilość lodu utworzonego na płycie wymiennika. W miarę wydłużania się czasu pracy, narastanie lodu zwalnia, struktura lodu staje się „zbita”, w strukturze lodu zaczynają występować pęknięcia. Lód tworzy izolację cieplną która pogarsza przewodzenie ciepła między parującym czynnikiem chłodniczym w wymienniku a wodą w zbiorniku.

Wielkość wyjściowe Y_i wyznaczona na podstawie bezpośrednich pomiarów mocy czynnej E pobieranej przez sprężarkę oraz pośrednich pomiarów wydajność cieplna skraplacza Q_g to:

$Y_1 - COP$ [-] – współczynnik efektywności energetycznej – parametr ten zostanie wyznaczony na podstawie bezpośrednich pomiarów mocy czynnej E [kWh] oraz pośrednich pomiarów wydajności cieplnej skraplacza Q_g [kW]. Wydajność cieplna skraplacza zostanie wyznaczona na podstawie pomiarów masowego natężenia przepływu strumienia wody chłodzącej skraplacz \dot{m}_w [kg/s] oraz różnicy temperatur wody ΔT [K] odpowiednio na wyjściu i wejściu do skraplacza. Ciepło właściwe wody c_w [kJ/kgK] przyjęto jako wartość stałą, $c_w = 4,19$ [kJ/kgK]. Uzyskane wartości poszczególnych składowych współczynnika efektywności energetycznej COP weryfikowane były obliczeniami od strony czynnika chłodniczego.

Złożoność obiektu badań wymagała przeprowadzenia eksperymentu czynnego opartego na zastosowaniu planu statycznego zdeterminowanego polisekcyjnego rotalnie – uniformalnego (PS/DS-P: λ (λ)) [5]. Plan ten pozwoli wyznaczyć z dużą dokładnością poszukiwaną funkcję obiektu badań. Ogólna postać wielomianu aproksymującego to:

$$\tilde{y} = b_0 + b_1 \hat{x}_1 + \dots + b_i \hat{x}_i + b_{11} \hat{x}_i^2 + \dots + b_{ii} \hat{x}_i^2 + b_{12} \hat{x}_1 \hat{x}_2 + \dots + b_{i-1} \hat{x}_{i-1} \hat{x}_i \quad (4.1)$$

gdzie:

b_i – współczynniki wielomianu

\hat{x}_i – unormowane wartości zmiennych wejściowych

Na podstawie badań wstępnych oraz licznych obserwacji dokonano określenia przedziałów $x_{kmin} \div x_{kmax}$ wartości wejściowych oraz dokonano normowania tych wielkości przy obowiązujących relacjach normowania [5]:

$$\hat{x}_k = \frac{2\alpha (x_k - \bar{x}_k)}{x_{kmax} - x_{kmin}} \quad (4.2)$$

gdzie:

α – ramię gwiazdne (w przedziale dla planu rotacyjno – uniformalnego : $-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha$),

\bar{x}_k - wartość średnia określona z przedziału wartości wielkości wejściowych dla danego parametru,

\hat{x}_k – unormowana wartość wielkości wejściowej x_k

x_{kmax} - wartość maksymalna wielkości wejściowej x_k

x_{kmin} – wartość minimalna wielkości wejściowej x_k

Tab.4.1. Wartości wielkości wejściowych

x_k	$x_{kmin} \div x_{kmax}$	$x_k (\alpha = 1,682)$				
		$-\alpha$	-1	0	1	α
$x_1 (T_{ss})$	284÷292[K]	284	286	288	290	292
$x_2 (\Delta T)$	4÷12[K]	4	6	8	10	12
$x_3 (\tau_c)$	0,33÷1[h]	0,330	0,465	0,665	0,865	1

Plan badań charakteryzuje się następującymi wielkościami:

- liczba wielkości wejściowych – $i = 3$
- wartość promienia gwiazdowego – $\alpha = 1,682$
- liczba układów w jądrze planu – $n_K = 8$
- liczba układów punktów gwiazdnych planu – $n_\alpha = 6$
- liczba układów w centrum planu – $n_0 = 6$
- liczba układów planu – $n = 20$

Dla każdego układu matrycy badań przeprowadzono trzy serie pomiarów. Każda seria pomiarów dokonywana było po osiągnięciu przez układ warunków ustalonych. Zapisywana

była temperatura w charakterystycznych punktach obiegu, ciśnienie parowania oraz ciśnienie skraplania, pobór mocy przez silnik sprężarki, masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego oraz masowe natężenie przepływu wody chłodzącej. Na podstawie określonych parametrów dokonano wyznaczenia wydajności cieplnej skraplacza, zużycia energii elektrycznej oraz współczynnika efektywności energetycznej.

Następnie zmieniano wartość jednej wielkości wejściowej co skutkowało zaburzeniem stanu obiektu. Po ponownym ustabilizowaniu się parametrów pracy obiegu prowadzono kolejną serię badań oraz oceniano powtarzalność wyników.

Na podstawie uzyskanych wyników pomiarów wyznaczono:

– wydajność cieplną skraplacza – Q_g

$$Q_g = \dot{m}_w \times \Delta T \times c_w \times \tau \quad [kWh] \quad (4.3)$$

gdzie:

\dot{m}_w - masowe natężenie przepływu wody chłodzącej skraplacza [kg/s]

ΔT – różnica temperatur wody odpowiednio na wyjściu i wejściu do skraplacza [K]

c_w – ciepło właściwe wody [kJ/kgK]

τ - czas pracy urządzenia [h]

- współczynnik efektywności energetycznej – COP

$$COP = \frac{Q_g}{E} \quad (4.4)$$

gdzie:

Q_g – wydajność cieplna skraplacza [kWh]

E – energia elektryczna zużywana przez sprężarkę [kWh]

Pomiar zużycia energii elektrycznej E [kWh] dokonywany jest bezpośrednio z licznika energii elektrycznej trójfazowej zainstalowanego na silniku sprężarki.

Na podstawie otrzymanych wyników obliczono współczynnik równania regresji stosując metodę najmniejszych kwadratów. Przeprowadzono statystyczną ocenę istotności współczynników i adekwatności równania.

Analizę regresji prowadzono w trybie standardowym (nie krokowym), krokowym postępującym i krokowym wstecznym. Metodyka taka została przedstawiona w pozycji [1]. Tryb standardowy polega na włączeniu do równania regresji wszystkich zmiennych w jednym kroku. Tryb krokowy postępujący charakteryzuje się wprowadzaniem zmiennych

niezależnych do równania regresji oddzielnie, lub usuwania ich z równania w każdym kroku regresji aż uzyska się najlepsze równanie regresji. Tryb krokowy wsteczny natomiast polega na usuwaniu zmiennych niezależnych z równania regresji w każdym kroku regresji aż do uzyskania najlepszego równania regresji.

Dla każdego z w/w przypadków przeprowadza się analizę istotności współczynników równania weryfikując hipotezę $H_0: B_i = 0$, która określa czy udział zmiennej x_i w modelu regresji jest nieistotny. Dla każdego współczynnika b_i oblicza się statystykę $t_i = b_i/s_{b_i}$ gdzie $s_{b_i}^2$ jest wariancją współczynnika b_i . Zakładając, że zmienna zależna z_i ma rozkład normalny i hipoteza H_0 jest prawdziwa to statystyka t_i ma rozkład t – Studenta z $f = n-m-1$ stopniami swobody. Hipotezę H_0 odrzuca się, jeżeli wartość obliczona $|t_i|$ przekracza wartość krytyczną $t_{\alpha/2, f}$ przy zadanym poziomie ufności $\alpha = 0,05$. Nieistotność któregokolwiek ze współczynników powoduje redukcję równania regresji o człon, w którym się on znajduje. Konieczne jest wówczas ponowne wyznaczenie wartości pozostałych współczynników oraz sprawdzenie ich istotności.

Zgodność wyznaczonego równania regresji oceniana jest przy pomocy testu F – Snedecora na podstawie weryfikacji hipotezy $H_0: R^2 = 0$, stwierdzając że udział zmiennych niezależnych x_i w modelu regresji jest nieistotny i równoważnej hipotezie $H_0: b_1 = b_2 = b_3 = \dots = b_i = 0$. Hipotezę H_0 odrzuca się jeżeli obliczona wartość statystyki F przekracza wartość krytyczną F_{kr} , przy przyjętym poziomie istotności α . Wówczas cała zależność jest istotna statystycznie i może być wykorzystywana do prognozowania wartości zmiennej y_i w funkcji zmiennych x_i .

Obliczenia prowadzi się analogicznie dla każdej z metod regresji. Poziom dopasowania powierzchni regresji do danych doświadczalnych oceniany jest na podstawie wartości współczynnika determinacji R^2 .

Równanie regresji opisujące zachowanie badanego obiektu, przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \tilde{y} = & b_0 + b_1 \hat{x}_1 + b_2 \hat{x}_2 + b_3 \hat{x}_3 + b_{11} \hat{x}_1^2 + b_{22} \hat{x}_2^2 + b_{33} \hat{x}_3^2 + b_{12} \hat{x}_1 \hat{x}_2 \\ & + b_{13} \hat{x}_1 \hat{x}_3 + b_{23} \hat{x}_2 \hat{x}_3 \end{aligned} \quad (4.5)$$

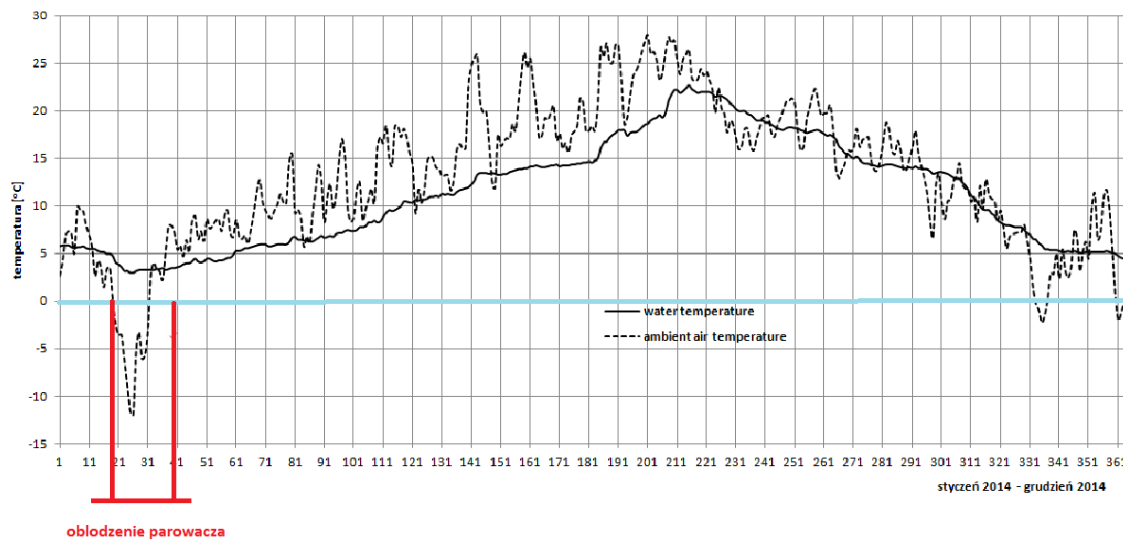
Po uwzględnieniu relacji normowania otrzymuje się funkcję obiektu badań opisującą wpływ parametrów pracy wodnej pompy ciepła z zastosowaniem nowego sposobu zasilania parowacza na wartości Q_g , E , COP rozpatrywane w zakresie zmienności parametrów wejściowych.

$$\begin{aligned} Q_g, E, COP = & a_0 + a_1 T_{ss} + a_2 \Delta T + a_3 \tau_c + a_4 T_{ss}^2 + a_5 \Delta T^2 + a_6 \tau_c^2 \\ & + a_7 T_{ss} \Delta T + a_8 T_{ss} \tau_c + a_9 \Delta T \tau_c \end{aligned} \quad (4.6)$$

5. Wyniki badań eksperymentalnych

W celu określenia charakterystyk pracy wodnej pompy ciepła w pełnym zakresie temperatur wody zasilającej parowacz badania prowadzone były w okresie niskich, średnich oraz wysokich temperatur wody. Basen modelowy w którym znajduje się dolny wymiennik ciepła zlokalizowany jest na dziedzińcu budynku Wydziału Techniki Morskiej i Transportu. Temperatura wody w nim zależy głównie od temperatury i wilgotności powietrza zewnętrznego. Podczas badań rejestrowano oprócz temperatury wody, również informację odnośnie temperatur i wilgotności powietrza zewnętrznego. Dodatkowo zbierano informacje dotyczące tych parametrów w innych zbiornikach wodnych pomorza zachodniego. Dane te pomogą w ocenie warunków pracy wodnych pomp ciepła.

Na rysunku 5.1 przedstawiono roczne wahania temperatury wody w basenie oraz temperatury powietrza zewnętrznego. Pomiarów dokonano w okresie styczeń – grudzień 2014 r. Temperatura wody w basenie modelowym mierzona była na 4 głębokościach a następnie uśredniana. Wymienniki ciepła znajdowały się w górnej części basenu w której podczas zimy temperatura wody była najniższa. W tym okresie temperatura wody w której znajdowały się wymienniki ciepła wahała się w granicach $0,8^{\circ}\text{C} \div 1,5^{\circ}\text{C}$. Była ona mierzona w trzech wysokościach wymiennika a następnie uśredniana.



Rys.5.1. Temperatura wody i powietrza zewnętrznego na przestrzeni 2014 roku dla okolic Szczecina

Okres oblodzenia powierzchni basenu modelowego wystąpił na przełomie stycznia i lutego (19 stycznia do 9 lutego) i trwał ok. 20 dni. Duży spadek temperatury spowodował powstanie grubej warstwy lodu (0,36 m) która utrzymywała się jeszcze przez ok. 9 dni po

wzroście temperatury powietrza powyżej 0°C. W takich warunkach pompa ciepła pracowała stabilnie a temperatura wody pod powierzchnią lodu praktycznie była stała.

Średnia roczna temperatura wody w basenie modelowym w 2014 roku wynosiła 11,2°C natomiast średnia roczna temperatura powietrza wynosiła 12,99°C. Maksymalna temperatura wody wynosiła 22,7°C przy maksymalnej temperaturze powietrza zewnętrznego 27,9°C. Minimalna temperatura wody nie spadła poniżej 3,0°C natomiast minimalna temperatura powietrza wynosiła -12,0°C. Średnie dobowe amplitudy temperatury wody w okresie zimowym nie przekraczały 0,5°C. Dla powietrza zewnętrznego średnia dobowa amplituda temperatury w okresie zimowym wynosiła 5,2°C.

5.1. Praca pompy ciepła w okresie letnim

Badania w okresie letnim były prowadzone w dwóch cyklach. Pierwszy obejmował zakres temperatury wody w basenie w granicach 10 – 18°C , drugi natomiast 18 – 23°C. temperatura ta zależna była od temperatury powietrza zewnętrznego. Badania w cyklu pierwszym trwały od połowy maja do końca czerwca oraz od września do połowy listopada 2013 roku. W 2014 roku pierwszy cykl badań obejmował okresy od maja do połowy lipca oraz od września do połowy listopada.

Cykl drugi, w którym temperatura wody wahała się od 18 do 23°C trwał w 2013 roku od lipca do końca sierpnia natomiast w 2014 roku trwał od połowy lipca do połowy września.

Pomiary prowadzone w okresie letnim miały na celu weryfikację zalet urządzenia pracującego w warunkach wysokich temperatur wody. Badania te miały również wyjaśnić jakie uzyskuje się wartości COP w okresie letnim.

Analizowana wodna pompa ciepła pracowała w tym okresie zgodnie z lewobieżnym obiegiem termodynamicznym przegrzany z dochłodzeniem. Ciepło pobierane w dolnym źródle (parowaczu) było przekazywane za pośrednictwem sprężarki do górnego źródła (skraplacza). Temperatura czynnika chłodniczego opuszczającego skraplacz wynosiła średnio 32°C. Czynnik dochłodził się w osuszaczu par (wymienniku regeneracyjnym II) do temperatury ok. 26°C, następnie kierowany był do dochładzacza znajdującego się w basenie. Tu ochłodził się do temperatury wody następnie poprzez drugi wymiennik regeneracyjny kierowany był do parowacza. W okresie temperatur wody od 22°C do 24°C nie wykorzystywano w obiegu dochłodzenia w wymienniku który znajdował się w basenie modelowym. Proces ten nie miał sensu z uwagi na wysoką temperaturę wody.

W celu dokonania analizy otrzymanych wyników posłużono się modelem regresji liniowej.

Poniżej na rysunku 5.2 przedstawiono średnie wartości współczynnik efektywności energetycznej COP dla wodnej pompy ciepła pracującej w warunkach wysokich temperatur wody. Badania przedstawiono dla panelu pierwszego ($t_w = 10 \div 18^\circ\text{C}$).

Warunki pracy urządzenia były następujące:

$$t_w = 10 - 18^\circ\text{C}$$

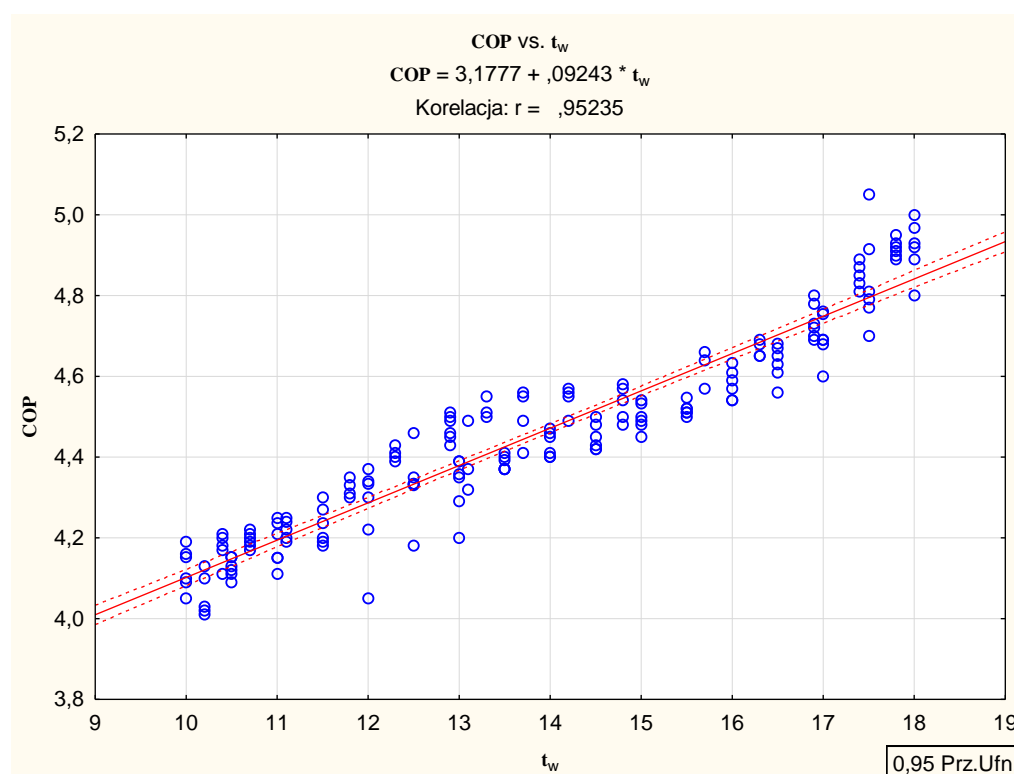
$$t_o = 0 \div 8^\circ\text{C}$$

$$t_{ss} = 14^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_d = t_w$$

$$t_k = 33^\circ\text{C}$$

W trakcie pomiarów różnica temperatury ΔT między wodą a parującym czynnikiem utrzymywana była na stałym poziomie 10K. W miarę wzrostu temperatury wody dochłodzenie czynnika było mniejsze. W kolejnych pomiarach była ona zmieniana w celu określenia jej wpływu na efektywność energetyczną urządzenia.



Rys.5.2. Współczynnik COP wodnej pompy ciepła w funkcji temperatury wody zasilającej parowacz dla różnicy temperatury między wodą a parującym czynnikiem $\Delta T = 10\text{K}$

Tab.5.1. Podsumowanie regresji zmiennej zależnej COP przedstawione w programie STATISTICA

R = 0,952; $R^2 = 0,907$; popraw. $R^2 = 0,906$ $F(1,178) = 1735,4$; $p < 0,0000$; Błąd std. estymacji: 0,0744						
N = 180	b^*	Bł. Std. z b^*	b	Bł. Std. z b	$t(178)$	p
W. wolny			3,1777	0,0313	101,6172	0,000
t_w	0,9524	0,0229	0,0924	0,0022	41,6584	0,000

Wartość współczynnika determinacji $R^2 = 0,907$ wskazuje na dobre dopasowanie modelu do danych. Wyniki analizy regresji pozwalają stwierdzić, że model regresji uwzględniający zmienną niezależną jaką jest temperatura wody w basenie t_w [$^{\circ}\text{C}$] pozwala wyjaśnić ponad 90% wariacji zmiennej COP [-]. Otrzymane wartości współczynnika korelacji Pearsona potwierdzają występowanie silnych dodatnich korelacji między temperaturą wody t_w a współczynnikiem efektywności energetycznej COP ($r = 0,95235$). Na tej podstawie możemy stwierdzić że analizowana zmienna niezależna może być brana pod uwagę jako potencjalny predyktor przy modelowaniu badanych powiązań. Przeciętna różnica między rzeczywistymi wartościami zmiennej zależnej i wartościami przewidywanymi przez model wyniosła 0,07438 (błąd estymacji). Wysoka wartość statystyki F (1735,4) która znacznie przekracza wartość krytyczną $F_{0,05,1,178} \approx 3,9$ przy poziomie istotności $\alpha = 0,05$ dla jednego stopnia swobody licznika i 178 stopni swobody mianownika oraz odpowiadający jej poziom prawdopodobieństwa p ($p < 0,001$) potwierdzają statystyczną istotność modelu liniowego. Obliczona wartość statystyki t dla współczynnika b , $t = 41,6584$ znacznie przekracza wartość krytyczną $t_{0,05,2,178} \approx 2$ dla 178 stopni swobody i przy poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Należy zatem odrzucić hipotezę o nieistotności współczynnika kierunkowego a_1 , a tym samym należy odrzucić hipotezę o nieistotności zależności między temperaturą wody w basenie a efektywnością energetyczną pompy ciepła COP. Interpretując oszacowaną wartość tego parametru ($a_1 = 0,09243$) możemy stwierdzić że zwiększenie temperatury wody t_w o 1°C powoduje przyrost COP o wartość 0,09243 [-]. Wartość statystyki t dla wyrazu wolnego równa jest $t = 101,6172$ i znacznie przekracza wartość krytyczną. Świadczy to o tym że wyraz wolny jest istotnie różny od zera.

Wykres potwierdza bardzo dobre dopasowanie linii regresji (linia ciągła) do rzeczywistych danych. Ponadto na wykresach zostały przedstawione również krzywe (oznaczone liniami przerywanymi), wyznaczające 95% przedziały ufności dla wartości oczekiwanej modelowej zmiennej zależnej.

5.2. Wyniki pomiarów w okresie zimowym oraz ich interpretacja

Poniżej w tabeli 5.2 przedstawiono wyniki pomiarów które uzyskane zostały w okresie gdy temperatura wody w basenie modelowym równa była $t_w = 3^{\circ}\text{C} \pm 0,2^{\circ}\text{C}$.

Dla danych doświadczalnych wyznaczono zależność opisującą związek między zmienną zależną $Y(COP)$ i trzema zmiennymi niezależnymi x_1 , x_2 , x_3 w postaci wielomianu drugiego stopnia z współdziałaniami pierwszego rzędu przyjmując poziom istotności

$\alpha = 0,05$. Wyniki statystycznej oceny istotności współczynników i adekwatności równania regresji przedstawiono w tabelach poniżej.

W pierwszym etapie wykonuje się obliczenia metodą standardową regresji wielokrotnej w celu wstępnej oceny istotności zależności i istotności poszczególnych współczynników oraz dopasowania proponowanego modelu do badań.

Tab.5.2. Unormowane wartości wielkości wejściowych do planu eksperymentu według [58]

układ	$x_1(T_{ss})$	$x_2(\Delta T)$	$x_3(\tau_c)$	Y (COP)	$U_c'(COP)$
1	286	6	0,465	3,72	0,153
2	290	6	0,465	3,78	0,136
3	286	10	0,465	3,65	0,120
4	290	10	0,465	3,68	0,128
5	286	6	0,865	3,5	0,118
6	290	6	0,865	3,55	0,099
7	286	10	0,865	3,44	0,128
8	290	10	0,865	3,49	0,135
9	284	8	0,665	3,58	0,128
10	292	8	0,665	3,66	0,109
11	288	4	0,665	3,62	0,123
12	288	12	0,665	3,43	0,106
13	288	8	0,330	3,96	0,137
14	288	8	1	3,4	0,137
15	288	8	0,665	3,62	0,112
16	288	8	0,665	3,61	0,113
17	288	8	0,665	3,6	0,119
18	288	8	0,665	3,6	0,120
19	288	8	0,665	3,61	0,120
20	288	8	0,665	3,61	0,121

Tab.5.3. Podsumowanie regresji zmiennej COP

N = 20	R = 0,936; R ² = 0,876; popraw. R ² = 0,853 F(3,16) = 37,672; p < 0,0000; Błąd std. estymacji: 0,0489					
	b^*	Bł. Std. z b^*	b	Bł. Std. z b	$t(16)$	p
W. wolny			1,0598	1,7628	0,6012	0,5561
T_{ss} [K]	0,1574	0,8804	0,0109	0,0061	1,7882	0,0927
ΔT [K]	-0,3014	0,8804	-0,0209	0,0061	-3,4232	0,0035
τ_c [h]	-0,8720	0,8804	-0,6568	0,0663	-9,9046	0,0000

Analizując wyniki obliczeń zauważyć można brak istotności parametru dla zmiennych T_{ss} pomimo wysokiej wartości współczynnika determinacji $R^2 = 0,85273$. Wnioskować o takim charakterze zmiennej T_{ss} można posługując się wartością poziomu $p = 0,092687$. Jest on większy od założonego poziomu istotności α . Z tabeli analizy wariancji wynika że wartość

statystyki F przekracza wartość krytyczną która na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ i przy 3 stopniach swobody dla licznika i 16 stopniach swobody dla mianownika wynosi $F_{0,05/3/16} = 3,24$ [61]. Świadczy to że przedstawiony model regresji jest istotny statystycznie. Stwierdzenie braku podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej ($H_0: b_i = 0$) wcale nie oznacza zgody na jej przyjęcie. Dlatego w praktyce brak dowodu na istotność zmiennej nie może być powodem usunięcia jej z modelu regresji. Sytuacja taka może mieć różne przyczyny. Brak istotności i duży współczynnik determinacji wskazują na przybliżoną współliniowość, która występuje wtedy, gdy zmienne niezależne są mocno skorelowane ze sobą. Może ona mocno zniekształcić wyniki testu t-Studenta. Pełna współliniowość (tzn. gdy jedna zmienna jest kombinacją liniową pozostałych) uniemożliwia zastosowanie metody najmniejszych kwadratów.

Kolejnym etapem analizy regresji wielokrotnej dla wybranych wyników pomiarów było włączenie do modelu wzajemnych korelacji między zmiennymi niezależnymi. Wyniki przedstawia tabela 5.4.

Tab.5.4. Wyniki wstępnej analizy regresji wielokrotnej dla zmiennej zależnej COP

Współczynnik	Wartość	Błąd standardowy	Statystyka t(10)	Poziom p
a_0	29,66264	154,1454	0,19243	0,851255
a_1	-0,19329	1,0685	-0,18089	0,860064
a_2	0,32785	0,9548	0,34338	0,738422
a_3	-2,42544	9,5501	-0,25397	0,804665
a_1^2	0,00036	0,0019	0,19631	0,848300
a_2^2	-0,00557	0,0019	-3,00610	0,013205
a_3^2	0,55912	0,2528	2,21153	0,051427
a_1*a_2	-0,00094	0,0033	-0,28301	0,782943
a_1*a_3	0,00313	0,0331	0,09434	0,926706
a_2*a_3	0,01562	0,0331	0,47168	0,647279
Podsumowanie regresji: $R^2 = 0,9545$, $F(9,10) = 23,324$, $p < 0,00001$, błąd standardowy estymacji: 0,03748				

Wartość współczynnika determinacji $R^2 = 0,9545$, wskazuje na dobre dopasowanie modelu do danych. Przedstawiony model regresji uwzględniający 3 zmienne niezależną: T_{ss} , ΔT , τ_c , pozwala wyjaśnić ponad 95% wariacji zmiennej COP [-]. Otrzymane wartości współczynnika korelacji Pearsona potwierdzają występowanie silnych dodatnich korelacji między zmiennymi niezależnymi a zmienną zależną COP ($r = 0,977$). Wartość statystyki

$F = 23,324$ i odpowiadający jej poziom prawdopodobieństwa p ($p < 0,00001$) potwierdzają statystyczną istotność modelu liniowego. Wynika stąd że cała zależność jest istotna, lecz wzajemne korelacje między funkcjami zmiennych niezależnych x_i , powodują że część z nich jest nieistotna.

Tab.5.5. Analiz wariancji dla wstępnej analizy regresji

Źródło zmienności	Suma kwadratów	Stopnie swobody	Średnia kwadratów	Statystyka F	Poziom p
W modelu regresji	0,29849	9	0,032761	23,32380	0,000015
Poza regresją (reszta)	0,014046	10	0,001405		
Łącznie	0,308895				

Z tabeli analizy wariancji (5.5) wynika że obliczona wartość statystyki $F_{9,10} = 23,324$ znacznie przekracza wartość krytyczną, która na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ i przy 9 stopniach swobody dla licznika i 10 stopniach swobody dla mianownika wynosi $F_{0,05/9/10} = 3,02$ [4]. Wynika stąd że cała zależność jest istotna statystycznie.

Do wyboru odpowiedniej postaci równania zastosowano metodę regresji krokowej postępującej (z dołączaniem zmiennych). W wyniku obliczeń otrzymano następujące informacje:

Tab.5.6. Wyniki analizy regresji wielokrotnej metoda dołączania zmiennych

Współczynnik	Wartość	Błąd standardowy	Statystyka t(10)	Poziom p
a_0	2,79718	0,588867	4,75010	0,000310
a_3	-1,38986	0,288541	-4,81685	0,000274
a_2^2	-0,00562	0,001564	-3,59568	0,002923
$a_1 \cdot a_2$	0,00024	0,000088	2,72356	0,016478
a_3^2	0,55116	0,214438	2,57027	0,022226
a_1^2	0,00002	0,000007	2,20200	0,044932
Podsumowanie regresji: $R^2 = 0,93586$, $F(5,14) = 56,447$, $p < 0,0000$, błąd standardowy estymacji: 0,03229				

Do modelu regresji wielokrotnej metodą dołączania zmiennych zostało wybranych sześć funkcji, natomiast z tabeli analizy regresji 5.6 wynika że wszystkie współczynniki obliczonego równania regresji:

$$y_1(COP) = 2,79718a_0 - 1,38986a_3 - 0,00562a_2^2 + 0,00024a_1a_2 + 0,55116a_3^2 + 0,00002a_1^2 \quad (5.1)$$

są istotne. Świadczą o tym obliczone dla każdej wartości statystyki t wartości poziomu p . Dla wybranych funkcji są one większe niż przyjętego poziomu istotności $\alpha = 0,05$. Obliczona wartość statystyki $F = 56,447$ przekracza wartość krytyczną $F_{0,05/5/14} = 2,96$ przy 5 stopniach swobody licznika i dla 14 stopni swobody dla mianownika, wartość p jest mniejsza od poziomu istotności α co oznacza że zależność jest istotna statystycznie i może być wykorzystywana do prognozowania wartości zmiennej y_1 w funkcji zmiennych x_1, x_2, x_3 . Wartość współczynnika determinacji $R^2 = 0,93586$, wskazuje na dobre dopasowanie modelu do danych.

Wyniki obliczeń metodą krokową z odrzucaniem zmiennych przedstawiono w tabeli 5.7.

Tab.5.7. Wyniki analizy regresji wielokrotnej metoda odrzucania zmiennych

Współczynnik	Wartość	Błąd standardowy	Statystyka t(10)	Poziom p
a_0	4,138776	0,051152	80,9113	0,000000
a_3	-0,656810	0,065193	-10,0748	0,000000
a_2^2	-0,001436	0,000371	-3,8714	0,001225
Podsumowanie regresji: $R^2 = 0,872649$, $F(2,17) = 58,245$, $p < 0,0000$, błąd standardowy estymacji: 0,0481				

W wyniku przeprowadzonych obliczeń do modelu zostały wybrane dwie funkcje. Z tabeli 5.7 wynika że wszystkie współczynniki obliczonego równania regresji:

$$y_1(COP) = 4,138776a_0 - 0,65681a_3 - 0,001436a_2^2 \quad (5.2)$$

są istotne, wartość krytyczna rozkładu t – Studenta, $t_{0,05/2/17} = 2,11$ przy 17 stopniach swobody. Wartość statystyki $F = 58,245$ znacznie przekracza wartość krytyczną, $F_{0,05/2/17} = 3,59$ przy 2 stopniach swobody licznika i dla 17 stopni swobody dla mianownika, wartość p jest mniejsza od poziomu istotności α co oznacza że zależność jest istotna statystycznie i jak w przypadku modelu regresji wielokrotnej postępującej, może być wykorzystywana do prognozowania wartości zmiennej y_1 w funkcji zmiennych x_1, x_2, x_3 .

Jak wynika z obliczeń dla tej metody otrzymujemy wartość współczynnika determinacji $R^2 = 0,87265$. Świadczy to o średnim dopasowaniu modelu regresji do danych.

Współczynnik determinacji dla metody dołączania zmiennych ($R^2 = 0,93586$) jest wyższy w porównaniu z modelem regresji wykonanym metodą odrzucania zmiennych. Wskazuje to na lepsze dopasowanie powierzchni regresji określonej metodą dołączania

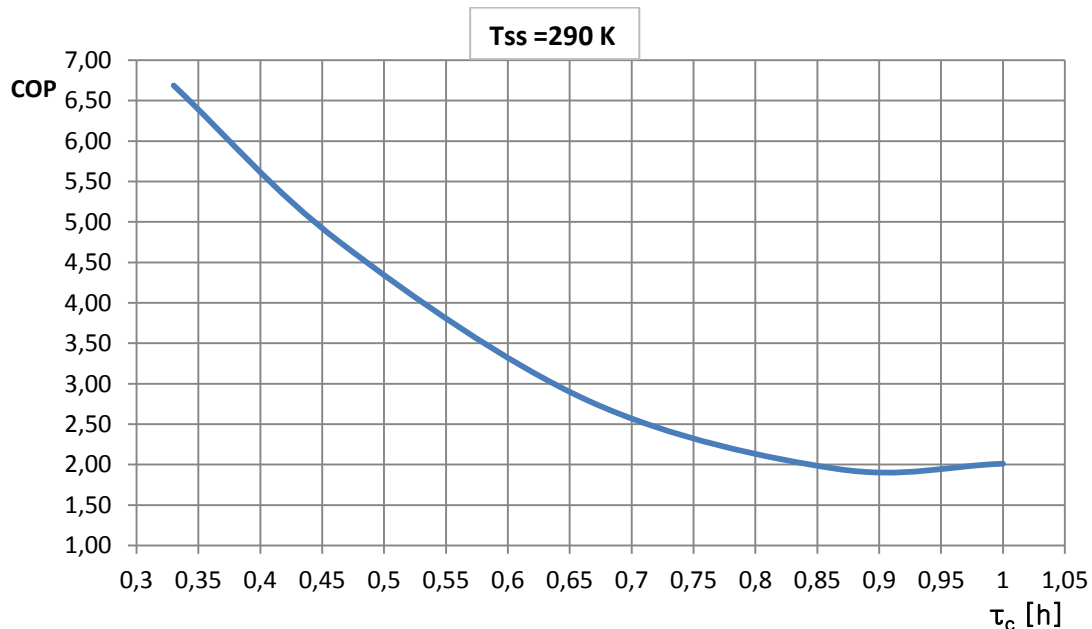
zmiennych do danych doświadczalnych. Poszukiwana zależność opisująca związek między zmienną zależną $y_1(COP)$ i trzema zmiennymi niezależnymi a_1, a_2, a_3 przyjmuje postać równania 5.3 przy poziomie istotności $\alpha = 0,05$.

Ostatecznie funkcja badanego obiektu po uwzględnieniu relacji normowania (równanie 4.2), ma formę:

$$COP = 13,90978 - 0,00234T_{ss} + 0,0037\Delta T - 25,4579\tau_c + 0,0000035T_{ss}^2 - 0,00099\Delta T^2 + 13,8944\tau_c^2 + 0,000042T_{ss}\Delta T \quad (5.3)$$

Powyższa funkcja charakteryzuje obiekt badań w określonych warunkach zrealizowanych badań doświadczalnych. Otrzymane równanie opisuje w sposób analityczny wpływ zastosowania nowego rozwiązania zasilania parowacza pompy ciepła na współczynnik efektywności COP w rozpatrywanym zakresie zmienności parametrów wejściowych. Błąd standardowy estymacji wynosi 0,03.

Najsilniej skorelowaną zmienną wejściową do naszego modelu jest czas pracy urządzenia τ_c [h]. Ma on najistotniejsze znaczenie pod względem statystycznym na kształtowanie się wartości zmiennej zależnej COP [-].



Rys.5.3. Kształtowanie się współczynnika efektywności COP w funkcji czasu pracy pompy ciepła w warunkach obładzanie się parowacza

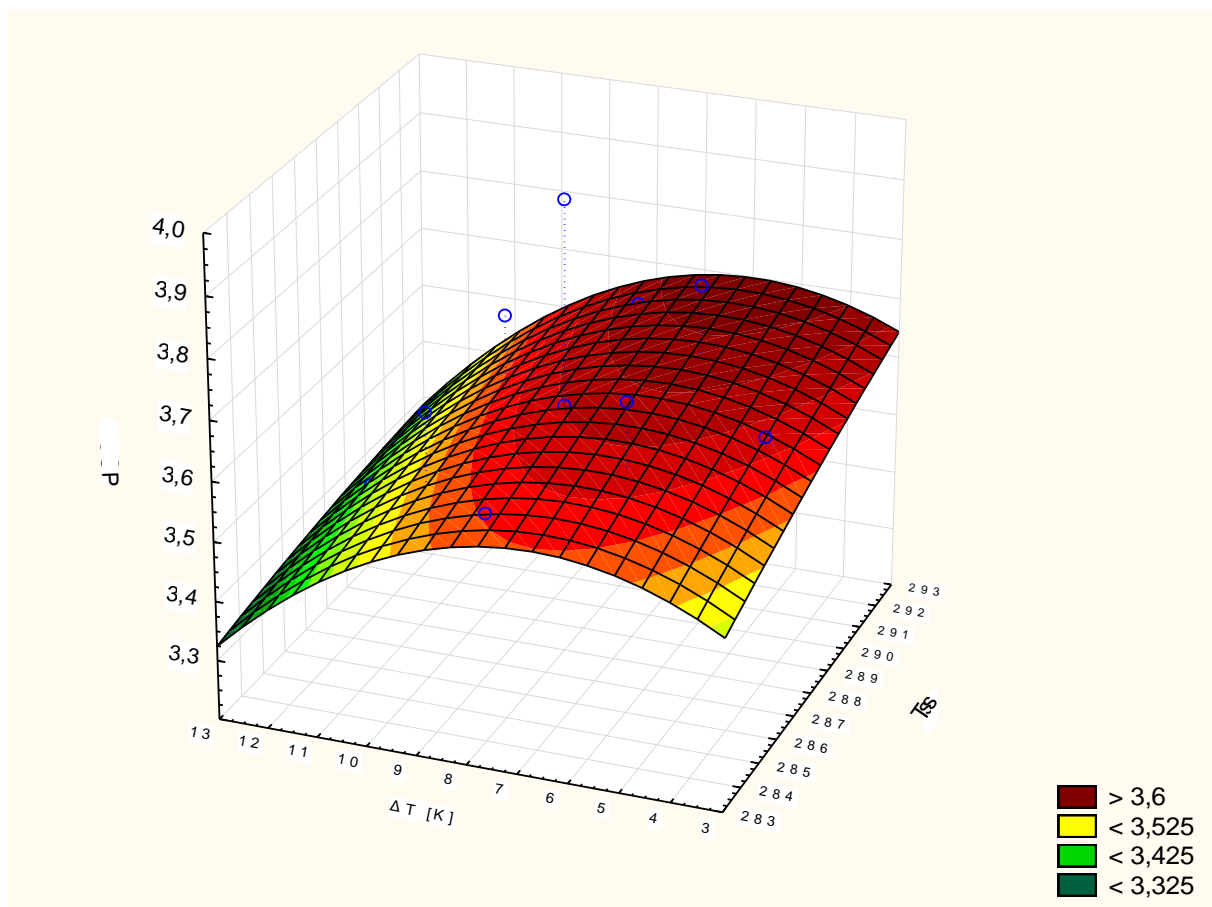
Jak wynika z obserwacji pracy pompy ciepła oraz obliczeń statystycznych, zmienne wejściowe niezależne ΔT [K] oraz T_{ss} [K] ujęte w modelu regresji są stosunkowo słabo skorelowane ze zmienną zależną COP [-]. Niewątpliwie mają one wpływ na pracę urządzenia

i osiągnięte charakterystyki energetyczne, lecz w rozpatrywanych warunkach pracy urządzenia ich wpływ jest zaburzany przez postępujące z czasem oblodzenie parowacza. Współczynnik determinacji dla wybranego modelu regresji wielokrotnej wykonanego metodą dołączania zmiennych wynosi $R^2 = 0,93586$. Świadczy to o dobrym dopasowaniu modelu do danych doświadczalnych.

Poniżej na rysunkach 5.4 – 5.6 przedstawiono w formie wykresów powierzchniowych wpływ wybranych dwóch zmiennych wejściowych na zmienną wyjściową.

Na rysunku 5.4 wyraźnie widać że nie uwzględniając czasu pracy urządzenia τ_c [h] zmienne ΔT [K] oraz T_{ss} [K] wpływają na kształtowanie się współczynnika efektywności COP w badanym obszarze zmienności. Na wykresie umieszczono również punkty danych doświadczalnych uzyskanych na drodze eksperymentu. Widać wyraźnie że dość znacznie odstają one od wykreślonej płaszczyzny. Wnioskować można o niskim współczynniku determinacji a tym samym o słabym dopasowaniu modelu do danych.

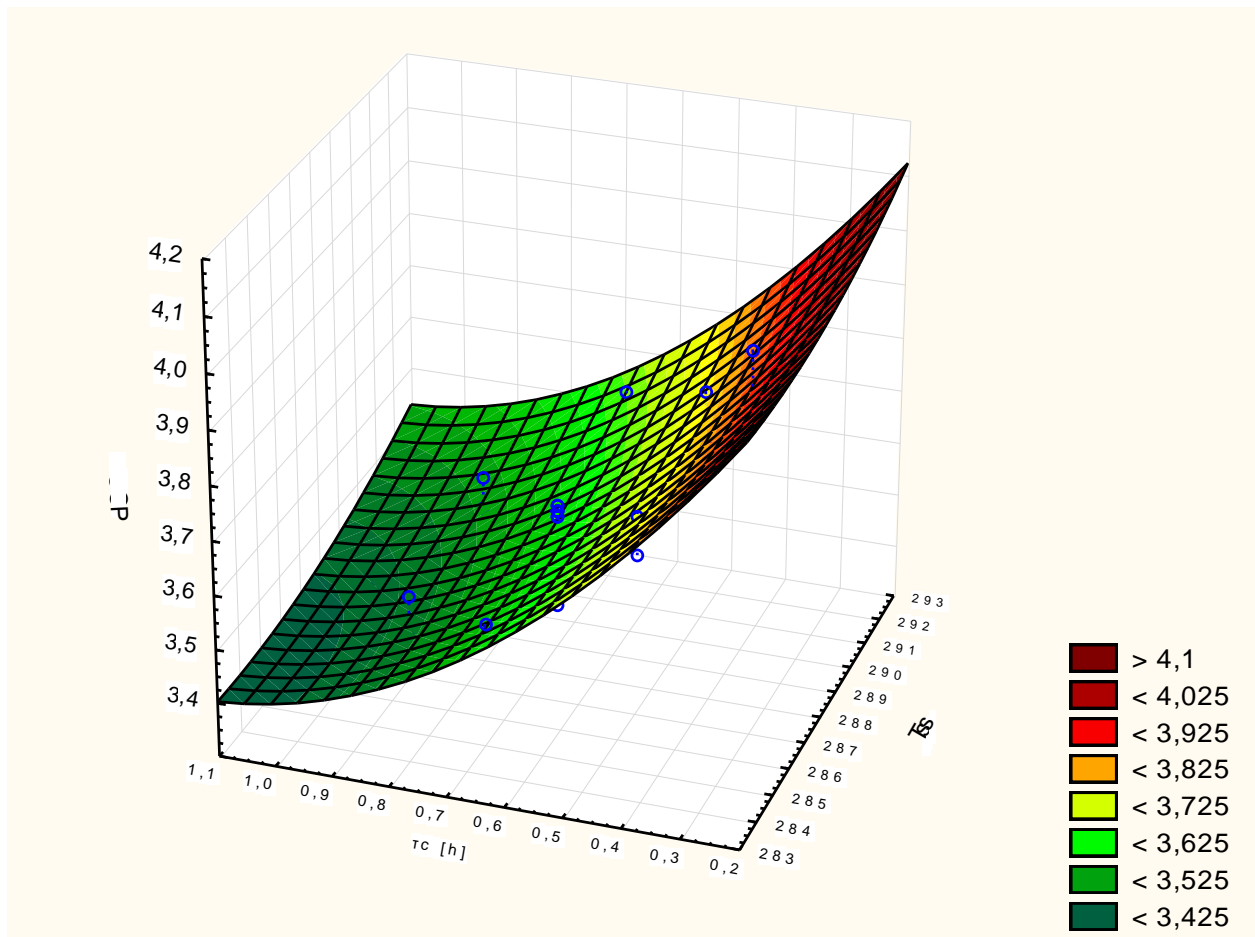
Najwyższą wartość współczynnika $COP = 3,7$ uzyskuje się przy najwyższej temperaturze na ssaniu sprężarki $T_{ss} = 292\text{K}$ i dla $\Delta T = 6\text{K}$.



Rys.5.4. Wpływ temperatury na ssaniu sprężarki T_{ss} [K] i różnicy między temperaturą parowania i temperaturą wody ΔT [K] na współczynnik efektywności COP [-].

Na rysunku 5.5 przedstawiono wpływ dwóch zmiennych wejściowych, T_{ss} [K] oraz τ_c [h] na efektywność COP . Pominięto zmienną ΔT [K]. Na wykresie widać wyraźnie dominujący wpływ czasu pracy urządzenia na wartość zmiennej zależnej. Analizując obieg pompy ciepła przy założeniu że ilość ciepła odbierana w dolny źródła Q_o [kW] jest stała, zwiększenie przegrzania par czynnika chłodniczego na ssaniu sprężarki skutkuje wzrostem zużycia energii elektrycznej przez sprężarkę oraz wzrostem ilości ciepła oddawanej w skraplaczu. Statystycznie nie będzie miało to wpływu na wartość współczynnika efektywności COP , natomiast przy stałych jego wartościach uzyskamy wyższą wydajność cieplną skraplacza Q_g [kW].

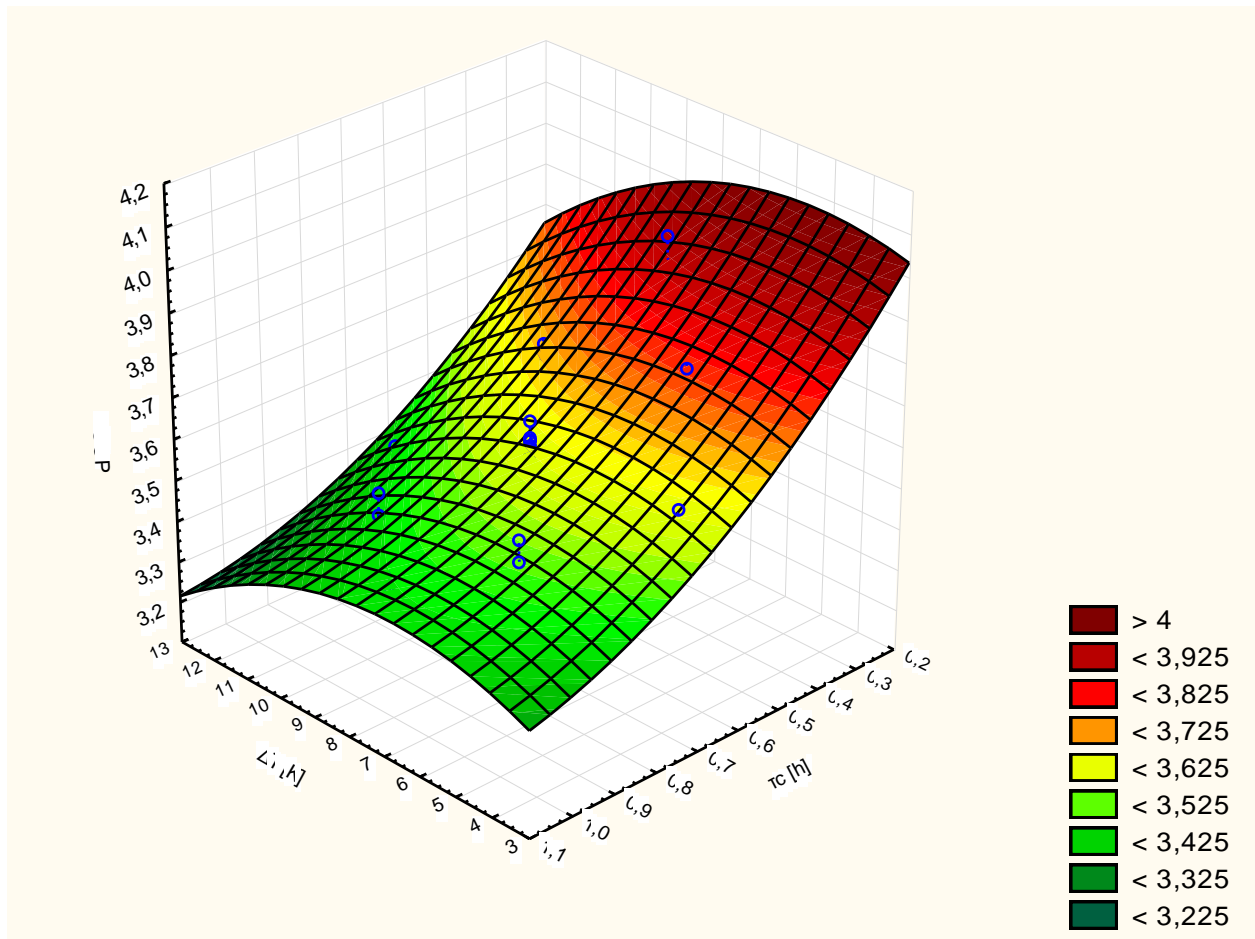
Na rysunku 5.5 widać że dla najdłuższego czasu pracy, 1h, uzyskujemy najniższy współczynnik efektywności $COP = 3,4$. Zwiększając w tych warunkach temperaturę na ssaniu sprężarki z 284 K do 292 K uzyskujemy średnio 2,8% poprawę tego współczynnika.



Rys.5.5. Wpływ temperatury na ssaniu sprężarki T_{ss} [K] i czasu pracy τ_c [h] pompy ciepła w warunkach obciążania na współczynnik efektywności COP [-].

Na rysunku 5.6 przedstawiono wpływ czasu pracy τ_c [h] urządzenia i różnicy między temperaturą parowania i temperaturą wody ΔT [K] na kształtowanie się współczynnika efektywności. Temperatura czynnika chłodniczego na ssaniu sprężarki nie jest uwzględniana.

Również w tym przypadku widać wyraźnie dominujący wpływ czasu pracy na uzyskiwane wartości zmiennej zależnej COP . Postępujące w czasie oblodzenie wymiennika ciepła zaburzało proces wymiany ciepła i utrudniało pomiary charakterystycznych dla obiegu pompy ciepła wielkości. Jak wynika z obserwacji i obliczeń statystycznych zmienna niezależna ΔT [K] ma większy wpływ zmianę wartości współczynnika efektywności COP niż zmienna T_{ss} [K]. Wyniki pomiarów dotyczą małej powierzchni wymiany ciepła, $A = 1\text{m}^2$ co dodatkowo utrudniało stabilne utrzymanie wymaganej różnicy temperatur. Jak wynika z obliczeń teoretycznych im niższa różnica temperatur między wodą zasilającą parowacz a parującym czynnikiem chłodniczym tym wyższy współczynnik COP . W praktyce zmniejszenie tej różnicy idzie w parze ze zwiększeniem powierzchni wymiany ciepła. Ma to na celu utrzymania dostaw ciepła na tym samym poziomie.



Rys.5.6. Wpływ różnicy między temperaturą parowania i temperaturą wody ΔT [K] oraz czasu pracy τ_c [h] pompy ciepła w warunkach oblodzenia na współczynnik efektywności COP [-].

Jak wynika z modelu przedstawionego na rysunku 5.6 najwyższą wartość współczynnika efektywności $COP = 4,08$ uzyskano dla $\Delta T = 6\text{K}$ w czasie $\tau_c = 0,33$ h. Dla najdłuższego analizowanego czasu pracy pompy ciepła, $\tau_c = 1$ h uzyskano współczynnik

efektywności $COP = 3,4$, dla $\Delta T = 6K$. typ W tym przypadku spadek wartości zmiennej zależnej COP wynosi 16,7%.

Dla zmiennej $\Delta T = 10K$ spadek wielkości zmiennej zależnej COP wynosił 16,5% w badanym zakresie zmienności czasu pracy urządzenia.

Analiza pompy ciepła dotyczy okresu obładzania się parowacza w okresie niskich temperatur wody zasilającej. Jak wynika z przedstawionych analiz otrzymanych wyników badań doświadczalnych, zmienna wejściowa τ_c [h] jest najsilniej skorelowana ze zmienną wyjściową COP w badanym zakresie zmienności. Wraz z czasem pracy w analizowanych warunkach zwiększa się oblodzenie parowacza. Proces ten ma charakter chaotyczny, zależny od temperatury wody, powietrza nad zbiornikiem, oblodzenia zbiornika, rodzaju konwekcji, konstrukcji wymiennika ciepła oraz sposobu jego zasilania, różnicy między temperaturą parowania czynnika chłodniczego a temperaturą wody w zbiorniku. W związku z tym jego wpływ na kształtowanie się wartości współczynnika efektywności COP jest trudny do przewidzenia. Podczas obserwacji średni spadek tej wartości w analizowanych ramach czasowych wynosił 18%, jednak w skrajnych przypadkach przekraczał 30%. Dla przedstawionych wyników badań eksperymentalnych spadek efektywności COP w czasie 1h obładzania wynosił ok. 16,5%.

Dla regresji wykonanej metodą dołączania zmiennych współczynnika determinacji $R^2 = 0,93586$. W dalszych badaniach przewiduje się zwiększenie liczby obserwacji oraz zastosowanie modelu regresji wielomianowej wyższego rzędu do opisu zjawiska kształtowania się współczynnika efektywności COP w analizowanych warunkach pracy. Dodatkowo przewiduje się włączenie do modelu kolejnych zmiennych niezależnych wpływających na jego wartość. Powinno to przynieść pozytywny efekt w postaci lepszego dopasowania regresji do danych doświadczalnych.

6. Podsumowanie

Niniejsza rozprawa doktorska została poświęcona w części analizie teoretycznej obiegu z regeneracją pompy ciepła dla czynników tworzących roztwór z olejem oraz badaniom eksperymentalnym nad kształtowaniem się charakterystyk energetycznych wodnej pompy ciepła [9]. Autorem patentu jest prof. hab. dr inż. Bogusław Zakrzewski. Budowa oraz badania wodnej pompy ciepła zostały zrealizowane dzięki uzyskaniu wsparcia finansowego z Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego w postaci grantu nr NN523 747440 na projekt badawczy pt „Badania efektywności wodnej pompy ciepła w warunkach oblodzenia wymiennika dolnego źródła ciepła”. Duży wkład w powstanie stanowiska badawczego ma również firma MARSPOL Sp. z o.o. ze Szczecina, która służyła wiedzą inżynierską oraz okazała wsparcie finansowe w trakcie budowy i eksploatacji.

Urządzenie zostało zbudowane i oddane do eksploatacji na Wydziale Techniki Morskiej i Transportu w 2011 roku. Badanie eksperymentalne prowadzone na rzeczywistym obiekcie poprzedzone były szeregiem analiz i obliczeń teoretycznych. Dokonano dokładnej analizy literatury światowej oraz baz patentowych w celu poszukiwania podobnych rozwiązań. Wyniki poszukiwań poza jednym nie wskazały podobieństw do innych rozwiązań jednak wskazały kierunki badań prowadzonych w dziedzinie pomp ciepła na świecie. Na tej podstawie zaplanowano budowę WPC oraz określono kierunek badań. Dało to podwaliny pod stworzenie planu eksperymentu wedle którego analizowano pracę urządzenia. Powstało również modelowe urządzenie wodnej pompy ciepła pracujące według schematu przedstawionego w patencie PL 209 839 zbudowane w skali 1:3. Służyło ono do zbadania organizacji pracy urządzenia zgodnie z technologią autora patentu. W trakcie badań na modelu potwierdziło się większość założeń przedstawionych w zgłoszeniu patentowym, ale i również dokonano szeregu modyfikacji wcielając je w życie w trakcie budowy wodnej pompy ciepła w skali półtechnicznej.

W trakcie analiz teoretycznych dokonano szczegółowej oceny wpływu regeneracji ciepła na pracę obiegu pompy ciepła oraz wpływu występowania mieszaniny olej/czynnik chłodniczy na pracę obiegu. Obliczenia przeprowadzono dla trzech wybranych czynników chłodniczych w tym jednego naturalnego, R 600a, który docelowo może zastąpić obecnie używany R 404A. W celu odniesienia wyników obliczeń teoretycznych do warunków rzeczywistych na stanowisku badawczym pobrano próbki mieszaniny olej/czynnik chłodniczy oraz określono jej skład procentowy.

W okresie badań wodnej pompy ciepła monitorowano temperaturę wody w basenie modelowym w którym umieszczone są wymienniki ciepła oraz temperaturę i wilgotność

powietrza zewnętrznego. Na podstawie tych danych można było określić średnie wydajności wodnej pompy ciepła w zależności od pory roku.

Badanie eksperymentalne prowadzone były na przestrzeni trzech lat, tj. 2012 – 2014. Przy czym w roku 2012 miały one głównie charakter testowania instalacji i jej regulacji oraz dotyczyły głównie obserwacji zjawisk zachodzących podczas pracy urządzenia (oblodzenie parowacza, czas pracy, przełączanie cykli pracy, itp.). W latach 2013 oraz 2014 badania prowadzone były zgodnie z teorią planowania doświadczeń i eksperymentem czynnym, którą również przedstawiono w niniejszej rozprawie.

Charakterystyki pracy urządzenia sporządzane zostały dla okresów niskich, średnich i wysokich temperatur wody w basenie modelowym. Efektywność energetyczna wodnej pompy ciepła wyznaczona została na podstawie pomiarów pośrednich zużycia energii elektrycznej do napędu sprężarki oraz ilości ciepła przekazanej do skraplacza za pośrednictwem czynnika chłodniczego. Dla ułatwienia analizy wprowadzono ramy czasowe prowadzonych cykli pomiarów. Jeden pełny cykl badań składał się z trzech etapów. Pomiary oraz organizacja pracy pompy ciepła były zależne od temperatury wody w basenie. W okresie niskich temperatur wody – kiedy występowało oblodzenie powierzchni wymiennika – urządzenie pracowało na zasadzie zmiany roli dwóch wymienników ciepła umieszczonych w basenie modelowym. Po ustabilizowaniu się warunków pracy pompy ciepła następował pomiar mierzonych wartości w ciągu 1 godziny z częstotliwością odczytu 10 s. Uzyskiwano w ten sposób 360 pomiarów wartości wielkości mierzonych. Następnie następowało przełączanie roli wymienników ciepła co wiązało się koniecznością odessania czynnika chłodniczego do zbiornika czynnika. Zabezpieczano w ten sposób sprężarkę przed zalaniem ciekłym czynnikiem. Cykl ten trwał średnio 15 minut, a jego czas zależał od parametrów pracy urządzenia. Następnie po odessaniu czynnika włączano drugi 1 godzinny cykl pomiarowy dla drugiego wymiennika ciepła pracującego w trybie parowacza.

W okresie wysokich i średnich temperatur wody w basenie modelowym urządzenie pracowało wykorzystując jeden wymiennik ciepła pracujący w trybie parowacza. Cykl pracy trwał 1 godzinę.

W trakcie eksploatacji miało miejsce kilka awarii prototypowego urządzenia które wynikały bezpośrednio z wad technologicznych zastosowanych zaworów elektromagnetycznych oraz koniecznością czyszczenia przepływomierza wody chłodzącej skraplacza. Nie miały one jednak wpływu na dokładność wykonywanych pomiarów gdyż zostały one szybko wykryte i usunięte. W pomieszczeniu w którym znajdowała się aparatura pomiarowa temperatura powietrza utrzymywana była na poziomie $t_p = 25^{\circ}\text{C}$. Kontrolowano

również stan wymienników ciepła umieszczonych w basenie modelowym, gdy było to konieczne były one czyszczone z osiadłych na ich powierzchni mikroorganizmów oraz regularnie sprawdzana była ich szczelność.

Obecnie instalacja wodnej pompy ciepła pracuje sprawnie, w dalszym ciągu prowadzone są pomiary oraz obserwacje. W kolejnych badaniach przewiduje się wymianę czynnika chłodniczego R 404A na proekologiczny R 600a. Z analiz teoretycznych wynika że poprawi to charakterystyki urządzenia. Drugim ważnym kryterium jest niewielki wpływ na środowisko naturalne ze względu na niską wartość wskaźnika GWP. Jednak palność tego czynnika stanowi pewien problem. Alternatywnym czynnikiem chłodniczym w takiej sytuacji może być CO₂ (R 744). Istnieją już na rynku firmy (np. SANYO) które w swym asortymencie proponują pompy ciepła pracujące z tym czynnikiem.

Stanowisko badawcze wodnej pompy ciepła zostało zbudowane w skali półtechnicznej co sprawia że możliwe są jego modyfikacje. Obecna konstrukcja instalacji nie pozwala na porównanie pracy pompy ciepła z obiegiem bez regeneracji ciepła (brak obejścia wymiennika regeneracyjnego). Brak tej możliwości nie pozwala na pełny obraz wpływu procesu regeneracji na efektywność COP. W dalszych badaniach eksperymentalnych wodnej pompy ciepła przewiduje się modyfikację pozwalającą na pracę urządzenia w obiegu bez regeneracji ciepła oraz zbadanie regeneracji ciepła w pełnym zakresie temperatur dla ekologicznych czynników chłodniczych. Niezbędne jest również modyfikacja i zautomatyzowanie procesu przełączania wymienników ciepła. W obecnej chwili procesem tym steruje się ręcznie. Sposób ten jest wygodny z punktu widzenia prowadzonych badań i analiz. Planuje się również wyposażenie stanowisko w układ pośredniego przekazywania ciepła – obieg solanki lub glikolu. Wszystkie te cele są w fazie wstępnej, zostały opracowane w formie projektów i są opatentowane – PL 219 940.

W roku 2016 przewiduje się wdrożenie wodnej pompy ciepła oraz porównanie charakterystyk energetycznych z istniejącymi pompami ciepła o podobnej wydajności.

7. Najważniejsze wnioski

- W trakcie badań wodnej pompy ciepła udowodniono że urządzenie może pracować w warunkach oblodzenia parowacza uzyskując przy tym wysoki współczynnik efektywności COP. Okresowo do zasilania parowacza wykorzystywano ciepło krzepnięcia wody. Uzyskane średnie wartości współczynnika COP mieszczą się w określonych przez UE średnie wartościach współczynnika COP dla klimatu chłodnego oraz dla pomp ciepła typu woda-woda.
- Regeneracja ciepła wykazała wzrost wydajności cieplnej skraplacza przy nieznacznym wzroście współczynnika efektywności COP. jednak stanowisko nie pozwalała na dokładne sprawdzenie efektywności regeneracji. Konieczne będą dalsze badania które wymuszają przebudowę stanowiska eksperymentalnego.
- W trakcie badań potwierdzono również niezawodną pracę urządzenia przy niskich temperaturach wody (1-2°C) omywającej parowacz. Przełączanie cykli pracy wymienników ciepła nie stanowiło problemu. Przy czym pojedynczy cykl nie może być krótszy niż czas uwalniania się wymiennika od lodu (max 25 min).
- Badania wykazały że tylko częściowo potwierdziło się przypuszczenia o znacznym wzroście stopnia odwracalności w obiegu z regeneracją dla mieszaniny olej/r404a. wyniki obliczeń teoretycznych był prowadzone dla wyższych koncentracji oleju: 2%, 5%, 10%, gdy w rzeczywistości koncentracja oleju wynosiła 0,78%.
- W badaniach stwierdzono nieznacznym wpływ temperatury ssania na COP (+1,2%), natomiast znacznie rosła ilość ciepła oddawanego w skraplaczu (ok. 5%)
- Badana WPC spełniać będzie wymagania dotyczące wskaźnika SPF dla polski zgodnie z art. 5 dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/28/WE.
- W trakcie prowadzonych badań powstał jeden patent oraz jedno europejskie zgłoszenie europejskie który rozszerzają zastosowanie wodnej pompy ciepła wykorzystujące okresowo ciepło krzepnięcia wody do zasilania parowacza. Szczegółowe informacje zawarte zostały w patencie PL 219940 [4] i w zgłoszeniu europejskim 13461550.9 – 1602.

8. Literatura

1. Chmielewski K., Berczyński S.: „*Statystyka matematyczna, ćwiczenia laboratoryjne z wykorzystaniem pakietu STATISTICA PL*” Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 2002 r.
2. Filin S.: „*Technika i technologia produkcji sztucznego lodu*” IPPU MASTA , Październik 2006 r.
3. Korzyński M.: „*Metodyka eksperymentu. Planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych*”. Wydawnictwo Naukowo – Techniczne Warszawa 2006 r.
4. Patent PL 219 940 z dnia 24.11.2014 r.: „*Wodna pompa ciepła i sposób optymalizacji pracy wodnej pompy ciepła*” Twórcy: Zakrzewski Bogusław, Tuchowski Wojciech
5. Polański Z.: „*Planowanie doświadczeń w technice*”. PWN. Warszawa 1984 r.
6. Schnotale J.: „*Modelowanie własności i składu mieszanin wieloskładnikowych ekologicznych do obiegów lewobieżnych*” Politechnika Krakowska 2011 r.
7. Schnotale J.: „*Transkrytyczne obiegi lewobieżne ziębiarek i pomp ciepła do zastosowań w inżynierii środowiska z CO₂ jako naturalnym czynnikiem ziębniczym*” Wydawnictwo PK Politechniki Krakowskiej, 2010 r.
8. Zakrzewski B., Hrycyk E., Tuchowski W.: „*Lewobieżny obieg termodynamiczny sprężarkowej pompy ciepła*”. Chłodnictwo 2011/12
9. Zakrzewski B.: patent nr 209839 „*Wodna pompa ciepła i sposób optymalizacji pracy wodnej pompy ciepła*”
10. Zakrzewski B.: „*The effect of heat regeneration in refrigerating cycles with chlorofluorocarbon refrigerants*” International Journal of Refrigeration. Vol. 6, No 2, March 1983 r., s. 100 – 102
11. Zakrzewski B.: „*Badania urządzenia chłodniczego w obiegu z regeneracją ciepła*” Chłodnictwo, nr 6, 1981 r., s. 7 – 9
12. Zakrzewski B.: „*Regeneracja ciepła w jednostopniowym obiegu chłodniczym na czynniki chlorowcopochodne*” Chłodnictwo, nr 4, 1981 r., s. 33 – 37

