

**Instytut Agrofizyki
im. Bohdana Dobrzańskiego PAN
w Lublinie**

ACTA AGROPHYSICA

39

Dorota Wójcicka-Migasiuk

**ZASTOSOWANIE METODY
POTENCJAŁÓW WĘZŁOWYCH
DO ANALIZY I PROJEKTOWANIA
INSTALACJI SŁONECZNYCH
CIEPŁEJ WODY**

Monografia

Lublin 2001

Komitet redakcyjny

Redaktor Naczelny - prof. dr hab. Jan Gliński, czł. koresp. PAN

Z-cy Redaktora Naczelnego:

prof. dr hab. Ryszard T. Walczak, czł. koresp. PAN - fizyka środowiska

prof. dr hab. Bogusław Szot - fizyka materiałów roślinnych

prof. dr hab. Ryszard Dębicki - gleboznawstwo

Redaktor tomu:

Dr inż. Dorota Wójcicka-Migasiuk

Opiniował do druku

Dr hab. inż. Andrzej Chochowski, prof. SGGW

Adres redakcji

Instytut Agrofizyki im. Bohdana Dobrzańskiego PAN
ul. Doświadczalna 4, P.O. Box 201, 20-290 Lublin 27
tel. (0-81) 744-50-61, e-mail: fundacja@demeter.ipan.lublin.pl

Publikacja indeksowana przez
Polish Scientific Journals Contents - Agric. & Biol. Sci.
w sieci Internet pod adresem <http://saturn.ci.uw.edu.pl/psjc/>
lub <http://ciuw.warman.net.pl/alf/psjc>

Publikacja finansowana z Programu Leonardo da Vinci, projekt Nr 09112/99.
Sekretariat Generalny Komisji Wspólnoty Europejskiej DG XII nie przyjmuje
odpowiedzialności za treści zawarte w niniejszej publikacji.

This publication is supported from Leonardo da Vinci grant No 09112/99.
European Commission General Directorate DG XXII does not take responsibility
for the content of this publication.

© Copyright by Instytut Agrofizyki im. Bohdana Dobrzańskiego PAN, Lublin 2001

ISBN 83-87385-50-6

ISSN 1234-4125

Wydanie I. Nakład 150 egz. Ark. wyd. 8,1

Skład komputerowy: Irena Kulawiak

Druk: Zakład Usług Poligraficznych TEKST s.c., ul. Wspólna 19, 20-344 Lublin

SPIS TREŚCI

Przedmowa do serii wydawniczej Leonardo da Vinci.....	5
Preface for Leonardo da Vinci editorial series.....	6
SPIS SYMBOLI.....	7
1. WSTĘP.....	9
2. PRZEGLĄD LITERATURY.....	13
3. CEL I ZAKRES PRACY.....	20
4. PODSTAWY TEORETYCZNE DO PRZEPROWADZENIA ANALIZY.....	22
4.1. Wymiana ciepła.....	22
4.2. Metoda zastępczej sieci cieplnej.....	27
4.3. Rozkład strumieni ciepła i współczynniki wymiany ciepła.....	34
4.4. Zagadnienia stanu nieustalonego.....	41
5. OPIS MODELU UKŁADU.....	43
5.1. Model matematyczny układu w ustalonym stanie pracy.....	45
5.2. Model układu w stanie przejściowym.....	49
6. ANALIZA PRACY INSTALACJI NA PODSTAWIE PRZYJĘTEGO MODELU.....	55
6.1. Opis programu symulacyjnego.....	55
6.2. Analiza układu w stanie ustalonym.....	56
6.3. Analiza pracy układu w stanie przejściowym.....	59
7. PORÓWNANIE WYNIKÓW ANALIZY Z WYNIKAMI POMIARÓW.....	82
8. PODSUMOWANIE.....	91
9. PIŚMIENNICTWO.....	93
10. STRESZCZENIE.....	98
11. SUMMARY.....	100
ANEKS.....	102
Wydruk 1. Dane do programu.....	102
Wydruk 2. Obliczenia stanu ustalonego.....	103
Wydruk 3. Obliczenia stanu nieustalonego.....	104
Wydruk 4. Obraz instalacji pochodzący z interfejsu graficznego karty pomiarowej Advantech 818.....	106

Przedmowa do serii wydawniczej Leonardo da Vinci

Istotnym sektorem gospodarki regionu środkowo-wschodniej Polski jest sektor agro-spożywczy i związany z nim przemysł przetwórstwa rolniczego. Dlatego wiele działań naukowych i edukacyjnych związanych z zagadnieniami znajdującymi zastosowanie w tych dziedzinach jest podejmowanych w takich ośrodkach akademickich: jak Politechnika Lubelska oraz Instytut Agrofizyki PAN w Lublinie.

Znaczna liczba ich absolwentów znajduje zatrudnienie w zakładach przemysłowych tego regionu zarówno, m.in. u partnerów w projekcie Leonardo da Vinci jakimi są Elektromontaż Lublin S.A. oraz PZL Świdnik S.A., zakładach przetwórstwa rolnego oraz w jednostkach badawczo-rozwojowych wielu instytucji. Wielu absolwentów posiadających wykształcenie w zakresie elektrotechniki współuczestniczy często w realizacji zadań badawczych, projektowych i produkcyjnych ukierunkowanych na potrzeby regionu. Poszczególne pozycje serii wydawniczej mają na celu nie tylko prezentację wyników badań, ale także mają stanowić materiał źródłowy dla inżynierów elektryków zatrudnionych w regionie i zawodowo zainteresowanych tą tematyką. Natomiast, dla uczących się na poziomie akademickiego kształcenia zawodowego w dziedzinie elektrotechniki, wydawnictwa te mogą stanowić przykład opisu praktycznej realizacji procesu rozwiązywania trudnych problemów w szeroko rozumianej dziedzinie zastosowań elektrotechniki w wybranych przez twórców projektu zagadnieniach.

W skład serii wydawniczej wchodzi następujące tytuły:

1. Horyński M.: *Wpływ pola elektrostatycznego na właściwości elektryczne ziarna zbóż.*
2. Horyński M., Oleszek M.: *Praktyki zawodowe studentów Wydziału Elektrycznego Politechniki Lubelskiej w Elektromontaż S.A. w Lublinie.*
3. Pietrzyk W.: *Modele ziarniaków zbóż stosowane w analizie elektrodynamicznej i termodynamicznej.*
4. Pietrzyk W. i inni: *Urządzenia bifilarne do odpylania w przemyśle rolno-spożywczym.*
5. Sumorek A.: *Wpływ pola elektrostatycznego na konwekcyjne suszenia ziarna zbóż.*
6. Walusiak S., Krygier A.: *Praktyki zawodowe studentów wydziału Elektrycznego Politechniki Lubelskiej w PZL Świdnik.*
7. Wójcicka-Migasiuk D.: *Zastosowanie metody potencjałów węzłowych do analizy i projektowania instalacji słonecznych ciepłej wody.*

Preface for Leonardo da Vinci editorial series

Agri - food production and processing industry is most important sector in the central - eastern region of Poland. That is why many educational and scientific activities related to the problems applied in these sectors of industry is taken up in such academic centers as Lublin Technical University and Institute of Agrophysics Polish Science Academy in Lublin.

Many graduates from the regional tertiary vocational education institutes are employed also at Leonardo da Vinci project partners i.e.: Elektromontaż Lublin S.A. and PZL Świdnik S.A, in food processing companies and in Research & Development Units in many institutes and companies. Many graduates educated in electrical engineering often co-operate in realisation of research, design and production tasks directed towards the local needs.

Particular items in this editorial series are aimed not only at the presentation of test results but also can form the reference basis for electric engineers employed in the region who are professionally interested in this field. Nevertheless, students at the level of tertiary vocational training in electrical engineering can take advantage from the described examples of practical processes of solution to difficult problems in widely understood field of electrical engineering applications in areas selected by the authors of this project entitled "*Forging development in the system of students' practical training in electrical engineering sector in the aspect of qualification needs*".

Leonardo da Vinci editorial series contains the following titles (in Polish):

1. Horyński M.: *The influence of electrostatic field on electric properties of grain.*
2. Horyński M., Oleszek M.: *Vocational practical training for students from the Faculty of Electrical Engineering, Lublin Technical University at Elektromontaż S.A. in Lublin.*
3. Pietrzyk W.: *Grain models in electrodynamic and thermal dynamic analyses.*
4. Pietrzyk W. et al.: *Bifilar devices to dust control in agri-food industry.*
5. Sumorek A.: *The influence of electrostatic field on convective drying of grain.*
6. Walusiak S., Krygier A.: *Vocational practical training for students from the Faculty of Electrical Engineering, Lublin Technical University at PZL Świdnik.*
7. Wójcicka-Migasiuk D.: *The application of node potential method for the analysis and design of solar hot water systems.*

SPIS SYMBOLI

A, B, C, - stałe bezwymiarowe współczynniki we wzorach opisujących wymianę ciepła,

A B C D F G H P M T Z - symbole oznaczające macierze będące kolejnymi krokami algorytmów obliczeniowych,

G – natężenie promieniowania słonecznego $W\ m^{-2}$

L – długość, m

P – moc, W

Q – ciepło, J

R – opór cieplny całkowity, $K\ W^{-1}$

S – powierzchnia, m^2

T – temperatura, K

U_{tot} – współczynnik przejmowania ciepła stanu ustalonego, $W\ (m^{-2}K^{-1})$

\dot{V}_v - przepływ czynnika (wydatek objętościowy), $m^3\ s^{-1}$

\dot{V}_m - przepływ czynnika (wydatek masowy), $kg\ s^{-1}$

Gr – liczba Grashofa

Nu – liczba Nusselta

Pr – liczba Prandtla

Re – liczba Reynoldsa

a – absorpcyjność

c_p – ciepło właściwe, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$

d - średnica, m

k – współczynnik przenikania ciepła, $W\ m^{-2}K^{-1}$

l – długość, m

mc – pojemność cieplna, $J\ K^{-1}$

p – przepuszczalność

r – promień, m

t – czas, s

u_l – współczynnik strat cieplnych kolektora, $W\ m^{-2}K^{-1}$

v – prędkość, $m\ s^{-1}$

w – wilgotność względna

Λ - macierz przewodności cieplnych

Θ - macierz przyrostów temperatur

Θ - przyrost temperatury, K

α - współczynnik przejmowania ciepła, $W\ (m^{-2}K^{-1})$

β - współczynnik rozszerzalności objętościowej, K^{-1}
 ε - emisyjność
 η - sprawność
 λ - współczynnik przewodzenia ciepła, $W\ m^{-1}K^{-1}$
 μ - lepkość dynamiczna, $Ns\ m^{-2}$
 ω - lepkość kinematyczna, $m^2\ s^{-1}$
 ρ - gęstość, $kg\ m^{-3}$
 σ - stała Stefana - Boltzmana, $5,6710^{-8}\ W\ (m^{-2}K^{-1})$
 φ - kąt, $^{\circ}$
 τ - stała czasu, s

Wykaz indeksów:

a – absorber, atmosferyczny
 d – dno kolektora
 c – całkowity
 f – medium
 fk – wartość końcowa (na wylocie medium)
 fp – wartość początkowa (na wlocie medium)
 i, j, n, m, x, z - parametry bieżące (iteracje)
 iz – izolacja
 k – kolektor, konwekcja
 o – otoczenie wewnątrz budynku
 r – promieniowanie
 s – szkło
 $\acute{s}r$ – średni
 u – użyteczny
 w – wiatr
 wew – wewnętrzny
 zew – zewnętrzny
 α - przejmowanie
 λ - przewodzenie

1. WSTĘP

Światowe zasoby surowców energetycznych pochodzące ze źródeł konwencjonalnych są ograniczone i stale maleją wobec gwałtownego wzrostu zapotrzebowania na energię. Budownictwo jest bardzo znaczącym odbiorcą energii, zatem budownictwo energooszczędne powinno stanowić jeden z centralnych punktów kompleksowych działań zmierzających w kierunku oszczędności i racjonalizacji energii.

Zagadnienia związane z oszczędnością i racjonalizacją energii w budownictwie można podzielić w sposób następujący na:

- racjonalne projektowanie budynków i instalacji pod względem zużycia energii,
- projektowanie wydajnych energetycznie instalacji i urządzeń,
- projektowanie z uwzględnieniem niekonwencjonalnych źródeł energii,
- energooszczędne wykonanie i racjonalne użytkowanie budynków i instalacji, oraz
- problemy budownictwa ekologicznego.

Wszystkie powyżej wymienione zagadnienia są ściśle związane z warunkami klimatycznymi i ekonomicznymi regionu, którego dotyczą.

Wykorzystanie niekonwencjonalnych źródeł energii w budownictwie może przyjmować formę systemów biernych, wykorzystujących naturalnie zachodzące procesy akumulowania energii, lub aktywnych z zastosowaniem urządzeń i systemów służących do konwersji, akumulacji i oddawania energii przetworzonej na użyteczną formę. Dostępnymi niekonwencjonalnymi źródłami energii są:

- promieniowanie słoneczne,
- energia wiatru,
- biomasa,
- ciepło gruntu,
- energia wód geotermalnych,
- energia wód śródlądowych.

Konwersja promieniowania słonecznego dokonuje się na drodze fotoelektrycznej lub termicznej. Termiczna konwersja promieniowania słonecznego w użyteczną formę energii cieplnej może zachodzić także w niskotemperaturowych instalacjach przygotowania ciepłej wody. Obniża się w ten sposób, przy niewielkich nakładach inwestycyjnych, zużycie paliw konwencjonalnych. Każdy nowopowstały budynek posiada instalację przygotowania ciepłej wody, a zatem uwzględnienie w każdym przypadku instalacji słonecznej już na etapie projektowania mogłoby przynosić globalnie duże oszczędności energii konwencjonalnej. Racjonalne projektowanie

nowopowstających, ale także i modernizowanych instalacji, zawierających w swym składzie system słoneczny jest celem, dla osiągnięcia którego prowadzone są badania naukowe.

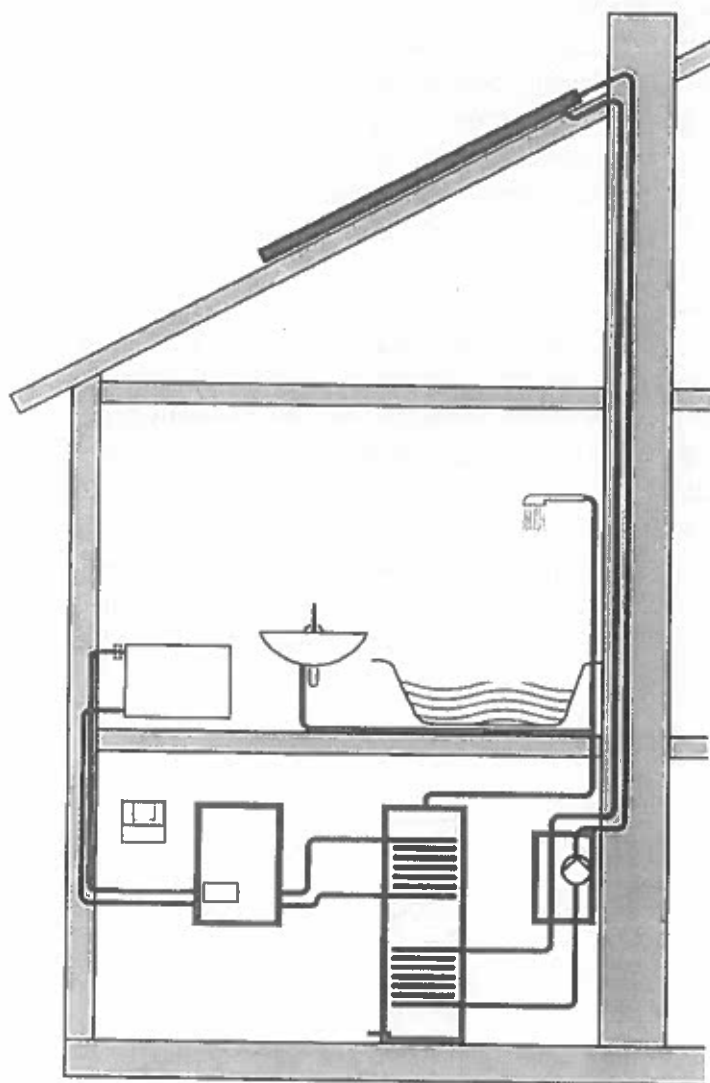
Z ekspertyzy wykonanej przez PAN [37] wynika, że wykorzystanie energii słonecznej w kraju jest sporadyczne pomimo stosunkowo dobrych warunków nasłonecznienia Polski porównywalnych z takimi regionami w Europie jak Francja, Niemcy, Holandia, Dania, gdzie wykorzystanie urządzeń do termicznej konwersji promieniowania słonecznego jest bardzo popularne [9,14,15,33,59,60,63]. Energetyka słoneczna nie znajduje u nas szerszego poparcia. Wpływ na to mają przede wszystkim pewne uwarunkowania: mamy niższe temperatury powietrza, więcej wiatrów, większe opady śniegu itd. Z tych powodów wielu badaczy uważa, że należy ograniczyć czas wykorzystania tych instalacji do tzw. okresu ciepłego od kwietnia do października. Jednakże biorąc pod uwagę te uwarunkowania można z powodzeniem korzystać z energii słonecznej także w pozostałych miesiącach w odpowiednio zaprojektowanych i wykonanych systemach termicznych [72,87,88, 97,98,102].

Słoneczne instalacje przygotowania ciepłej wody znajdują zastosowanie także w rolnictwie i przemyśle rolno-spożywczym, a przede wszystkim w rejonach czystych ekologicznie [74,84,99]. Także w niewielkich obiektach budownictwa jednorodzinnego oraz innych obiektach miejskich, czyli wszędzie tam gdzie przy niewielkich własnych nakładach finansowych można dokonać oszczędności na lokalnych rynkach energii.

Na krajowym rynku pojawiło się kilku dystrybutorów kolektorów słonecznych. Nie zapewniają oni jednak odpowiednich projektów i kompleksowego wyposażenia instalacji ciepłej wody. Związane z tym są złożone problemy – istotna jest przecież nie tylko powierzchnia zainstalowanych kolektorów i ich lokalizacja, ale także odpowiedni dobór zbiornika akumulującego ciepło czy wymiennika, połączenie rurociągami oraz system ewentualnego sterowania pracą instalacji.

Beckman, Klein i Duffie [4] opracowali metodę modelowania urządzeń do transformacji energii słonecznej tzw. "metodę f -chart". W metodzie tej na podstawie średnich miesięcznych danych meteorologicznych szacuje się termiczną długoterminową pracę słonecznych systemów ogrzewania w funkcji parametrów projektowych. Można więc optymalnie pod względem ekonomicznym zaprojektować układ instalacji do podgrzewania ciepłej wody. Metoda ta opiera się na wyznaczeniu współczynników f będących frakcją całkowitego miesięcznego obciążenia cieplnego pokrywanego przez energię słoneczną. Pozwala ona także na wybór pomiędzy systemem ogrzewania powietrznego jak i cieczowego oraz szacunkowy dobór zbiornika magazynującego ciepło. Na jej podstawie zostały

opracowane pakiety programów TRNSYS, TRANSAIR, T-Sol, Collis i inne do symulacji układów dynamicznych. Jednakże w naszych warunkach klimatycznych jak i ekonomicznych współczynniki opracowane przez zachodnich badaczy nie mają



Rys. 1. Przykładowa lokalizacja instalacji z płaskimi kolektorami słonecznymi w budynku mieszkalnym [88].

Fig. 1. Example domestic localization of flat plate collector plant [88].

takiej użyteczności, a oprogramowanie TRNSYS ze względu na znaczną cenę jest trudno dostępne dla naszego rynku [5,16,34,35,55,56,62,89,94,96].

Dotychczas nie ma w krajowej literaturze opracowania, które dawałoby w sposób całościowy możliwość projektowania, kompleksowej analizy czy prognozowania pracy instalacji słonecznych. W związku z tym, że bez wątpliwości, energetyka słoneczna odegra znaczącą rolę w pokryciu zapotrzebowania na energię, w niniejszej pracy podjęto zagadnienie opracowania takiej inżynierskiej metody. Ma ona umożliwić analizę dla celów projektowania i prognozowania efektów energetycznych nowopowstających i modernizowanych instalacji przygotowania c.w. użytkowej z wykorzystaniem kolektorów słonecznych, obejmując w sposób całościowy obliczeniami zarówno kolektory słoneczne, jak i pozostałe elementy instalacji.

Wykorzystanie kolektorów słonecznych w instalacji c.w. powinno być uwzględniane już na etapie projektowania budynku, by dokonać właściwej jego orientacji, wykonać pokrycie dachowe o odpowiednim kącie pochylenia, zminimalizować straty energii na połączeniach hydraulicznych itd., jak pokazano na Rys. 1. Wszystko po to, by pozyskać dla celów grzewczych maksimum energii promieniowania słonecznego, przy minimalnych nakładach finansowych. Budowanie instalacji słonecznych w już istniejących budynkach zwiększa koszty, bowiem wymagana jest przebudowa układu hydraulicznego, połączenia są zwykle nadmiernie rozbudowane, co powoduje znaczne straty ciepła. Lokalizacja i orientacja domu nie sprzyja często wysokiej efektywności pozyskiwania energii promieniowania.

2. PRZEGLĄD LITERATURY

Poszukiwania naukowe związane z wykorzystaniem energii słonecznej prowadzone są wielotorowo. Na podstawie dokonanego przeglądu literatury można je pogrupować wg następującego kryterium:

- badania zasobów energii słonecznej- w tym przypadku obiektem badań nie jest Słońce, ale ilość energii promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni urządzeń przetwarzających je na użyteczną formę np. ciepło, energię elektryczną, itp.
- badania urządzeń służących do konwersji promieniowania słonecznego (transformatorów energii), oraz
- badania związane z całymi systemami wykorzystującymi energię słoneczną.

Badaniami zasobów energii słonecznej w Polsce zajmuje się IMiGW w Warszawie [41]. Dokonuje on rutynowo pomiarów ilości energii słonecznej docierającej do 1 m^2 powierzchni poziomej w kilkunastu stacjach aktynometrycznych rozmieszczonych na terenie kraju.

Chochowski i in. [20] prowadzą badania nasłonecznienia w regionie warszawskim. Pomiarów natężenia napromienienia dokonują na płaszczyznach pochyłych, okresowo dostosowywanych do wysokości Słońca, w celu maksymalnego pozyskania energii promieniowania bezpośredniego. Bazując na danych wieloletnich opracowali deterministyczny model napromienienia powierzchni pochylej [22,23].

Stochastyczne modele napromienienia i klimatu Polski zaproponowali Bzowska, Kossecka, [11-13], Owczarek, [70], Panek i in. [75]. Oparte są one na dostępnych, wcześniejszych danych pogodowych i napromienienia słonecznego wyznaczanego dla płaszczyzny poziomej.

Cechą wspólną tych opracowań jest to, że przygotowane były dla rzeczywistych danych dotyczących regionu Polski i ich wysoka wartość dla obliczeń symulacyjnych, krajowych instalacji słonecznych jest bezsporna. Tworzenie nomogramów i oprogramowania bazujących na danych z literatury obcej jest mało przydatne dla wyznaczania efektów energetycznych krajowych rozwiązań projektowych.

W oparciu o teorię przedstawioną w pracy Duffiego i Beckmana [31], uznawanej za fundamentalną w dziedzinie wykorzystania energii słonecznej, jesteśmy w stanie policzyć ile z tej docierającej energii możemy przechwycić i w sposób użyteczny przetworzyć.

Bernard [6] przedstawił analogicznie do Duffiego i Beckmana [31] teorię dotyczącą modelowania promieniowania docierającego do powierzchni kolektorów

i zaproponował metodę analizy ich pracy w odniesieniu do francuskich warunków klimatycznych i ówczesnych warunków ekonomicznych.

Kontynuacją rozwoju modeli Duffiego i Beckmana [31] są badania prowadzone przez Nortona [67], Hollands'a [45,64], Ong'a [69] oraz wielu innych autorów [1,2, 42,46,65,66] także publikujących w *Solar Energy* [16,27,68] i prezentujących swoje osiągnięcia badawcze na konferencjach o tematyce związanej z wykorzystaniem energii słonecznej [14,15,30,33,34,36,51,89,94]. Dotyczą one badań prowadzonych w krajach o innych warunkach klimatycznych od naszego. Autorzy ci opierają swoje metody obliczeniowe instalacji słonecznych o model traktujący kolektor słoneczny jako element jednorodny.

Analiza eksperymentalna wymaga badań w długim okresie czasu - konieczne jest uzyskanie przynajmniej częściowej powtarzalności wyników pomiarów. Jest kosztowna, gdyż nakłady inwestycyjne na budowę stanowisk badawczych i instalacji eksperymentalnych są wysokie w związku z powyższym istotną rolę odgrywa tworzenie modeli symulacyjnych do badań analityczno - numerycznych. Pierwsze prace modelujące procesy wymiany ciepła pomiędzy budynkiem a otoczeniem, jako realizację procesów stochastycznych, powstały w początkach lat osiemdziesiątych [46,73].

W latach osiemdziesiątych modelowanie i analizę pracy kolektorów słonecznych wykorzystując metodę *f-chart*, z zastosowaniem analizy stanów nieustalonych, przedstawił m.in. Norton [67]. Określił stałe czasowe i czas ustalania się odpowiedzi kolektora, jednakże już z uwzględnieniem podziału procesu wymiany ciepła na odbieranie ciepła od absorbera i na nagrzewanie medium roboczego. Nie wyjaśnił on jednakże metody ani nie przedstawił wyników obliczeniowych swojej analizy.

W tym okresie powstały również inne prace związane z analizą symulacyjną procesów termicznych zachodzących w kolektorach słonecznych.

Hollands opisał sposób empirycznego modelowania pracy całej instalacji [45]. Howells [47] przedstawił analizę symulacyjną instalacji, jednakże najwięcej miejsca poświęcił rozwiązaniu numerycznemu tego zagadnienia. W obliczeniach korzystał z mniej sprawnych narzędzi oprogramowania dostępnych w początku lat osiemdziesiątych. W związku z tym sama analiza zawierała wiele założeń upraszczających, nie oddając tym samym rzeczywistej pracy poszczególnych elementów. Nie wykonał on również analizy nieustalonego stanu pracy całej instalacji, a jedynie skupił się na zależnościach związanych z pojemnością cieplną elementów akumulujących ciepło w analizowanych wariantach instalacji.

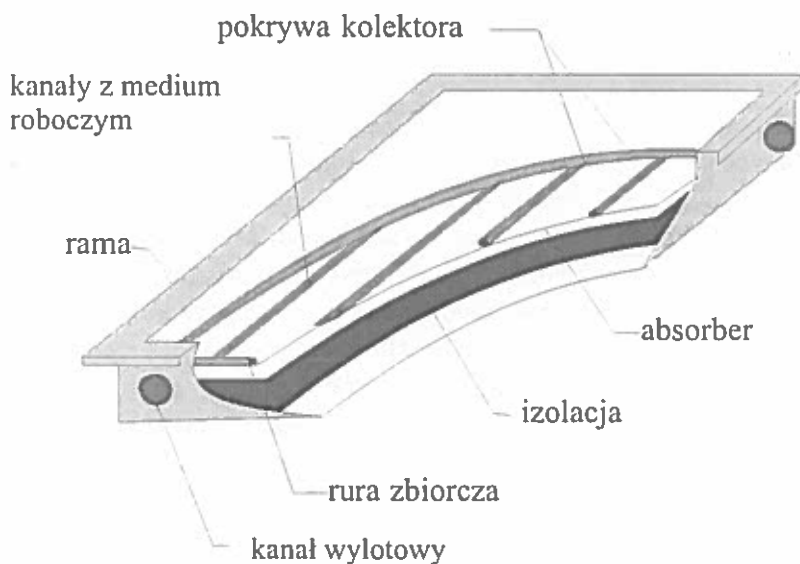
Khatib [53] przedstawił obszerne wyniki eksperymentalnych badań porównawczych z wykorzystaniem symulatora promieniowania słonecznego i obliczeń kilkoma procedurami opartymi na metodzie *f-chart*. Nie przedstawił

jednakże samych procedur, uniemożliwiając tym samym czytelnikowi zapoznanie się z założeniami upraszczającymi i algorytmami obliczeniowymi.

Ong [69] wykorzystuje w swojej pracy analogię termoelektryczną rozwiązując zagadnienia przepływu ciepła w kolektorach przy pomocy sieci cieplnej. Jednakże ogranicza się jedynie do kolektorów powietrznych. Zagadnienie analizuje w sposób szczegółowy badając wpływ wielu parametrów zarówno konstrukcyjnych jak i warunków zewnętrznych na uzyskiwane efekty pracy. Dzieli kolektory na sekcje w układach szeregowo - równoległych, ale podaje jedynie rozwiązanie stanu ustalonego pracy kolektora.

W Polsce również powstały prace związane z modelami symulacyjnymi [78,79], a także prace obejmujące wytyczne do projektowania urządzeń i systemów [26,38,50,54,71,80, 90,91,95].

Wśród publikacji na temat modeli symulacyjnych na szczególne zainteresowanie zasługują prace Chwieduk [24,25], która zaprezentowała analizę funkcjonowania i wydajności cieplnej kompleksowej instalacji ogrzewania budynku zawierającej system słoneczny, gruntowy, konwencjonalny i pompę ciepła. Jest to bardzo uniwersalne i efektywne rozwiązanie, ale ze względu na swoją złożoność oraz idące



Rys. 2. Schemat ogólny płaskiego kolektora cieczowego.

Fig. 2. Flat plate collector structure.

za tym koszty inwestycyjne nie rokuje powszechnego zastosowania w naszych warunkach.

Powstało już wiele prac szczegółowo zajmujących się analizowaniem pracy i projektowaniem samych kolektorów słonecznych. Rysunek 2 przedstawia poglądowy schemat płaskiego kolektora słonecznego - taka konstrukcja kolektora będzie służyła za podstawę modelowania jego funkcjonowania w niniejszej pracy. Takim kolektorom poświęcone zostały także częściowo lub w całości prace Owczarka [71], Wiśniewskiego [38,91], Wnuka [95] którzy podali już gotowe zasady doboru kolektorów będących jednakże tylko jednym z elementów instalacji ale nie zajmowali się ich kompleksową analizą.

Januszewski [50] omówił zasady projektowania urządzeń słonecznych do celów ogrzewczych oraz przedstawił metody projektowania systemów słonecznych. Wszystkie przedstawione przez niego metody oparte są na metodzie *f-chart*.

Przy analizie i projektowaniu instalacji słonecznych do podgrzewania c.w.u. należy mieć na uwadze ogólnie przyjęte zasady opisane min. przez Mańkowskiego [61] oraz w normach i w innych wytycznych uznawanych i przyjętych jako podstawowe [26,80,81].

Analiza zagadnień związanych z wymianą ciepła została przedstawiona w wielu pracach Staniszewskiego [83], Wiśniewskiego [93], a zagadnienia magazynowania ciepła w pracach Domańskiego [29], Pluty [79], Hoblera [44]. Wasilewski [90] przedstawił w pracy uproszczoną metodę wymiarowania węzłów równoległych c.o. i c.w.u.

Instalacje słoneczne do podgrzewania wody użytkowej są budowane w różnorodnych wariantach, w zależności od potrzeb i możliwości. Najczęściej spotykane są układy, w których stosuje się pompy wymuszające obieg czynnika roboczego przez kolektor oraz urządzenia sterujące jej pracą. W przypadku osiągnięcia niższej niż wymagana temperatury w zbiorniku magazynującym, woda jest podgrzewana przez dodatkowy podgrzewacz konwencjonalny. Może nim być przepływowy podgrzewacz elektryczny, którego element grzejny włączany jest przy zadanej wymaganej temperaturze ciepłej wody użytkowej w momencie poboru wody. W pracy Pluty i Wnuka [79] wariant ten został uznany za najlepsze rozwiązanie ze względu na uzyskiwane efekty magazynowania ciepła w zbiorniku. Rozważane są także warianty instalacji zawierających w swym składzie pompę ciepła [25, 101].

W celu usystematyzowania tematyki związanej z instalacjami do podgrzewania ciepłej wody użytkowej można przedstawić ich następującą klasyfikację:

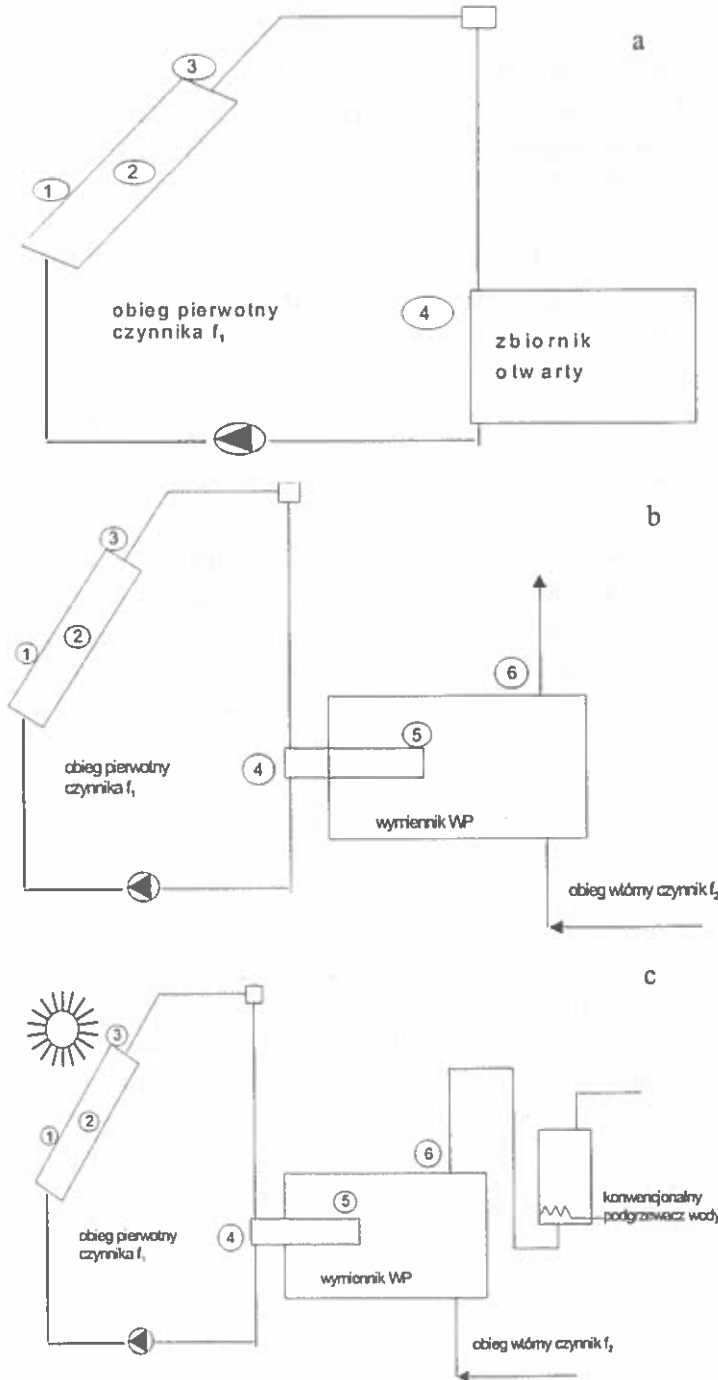
- Układy bezpośrednie:
 - a) Przepływowe - woda z sieci przepływa przez kolektor i po ogrzaniu jest kierowana do wykorzystania. Stosowanie tego układu jest ograniczone, bowiem nie ma możliwości regulacji temperatury wody, która uzależniona jest od natężenia jej przepływu i chwilowego napromienienia powierzchni kolektora.
 - b) Ze zbiornikiem - możliwe jest uzyskanie wody o temperaturze 40-60 °C. Zbiornik wodny powoduje wyrównanie się temperatury wody wywołanych jej poborem i zmiennym natężeniem promieniowania słonecznego. Instalacje tego typu konstruowane są z obiegiem grawitacyjnym lub wymuszonym przez pompę (Rys. 3a).
 - c) Ze zbiornikiem i dodatkowym podgrzewaczem – umożliwiają uzyskanie wymaganej temperatury wody użytkowej mimo niesprzyjających warunków pogodowych.
- Układy pośrednie (zazwyczaj z wymuszonym obiegiem czynnika):
 - a) Ze zbiornikiem i wymiennikiem ciepła - dzięki zastosowaniu płynu niezamarzającego jako medium roboczego umożliwiają całoroczną eksploatację instalacji. Wymiennik ciepła współpracujący z instalacją wewnętrzną c.w.u. może stanowić jednocześnie zbiornik akumulujący ciepło.
 - b) Z dodatkowym podgrzewaczem - mogą pracować przez cały rok i umożliwiają uzyskanie wymaganej temperatury ciepłej wody użytkowej (Rys. 3c).

Schematy poszczególnych wariantów instalacji analizowanych w pracy przedstawiają Rys. 3a, 3b i 3c. Na rysunkach zaznaczono numerację poszczególnych elementów odpowiadającą opisowi do Rys. 12.

Instalacje z obiegiem otwartym, aczkolwiek posiadające większą sprawność transformacji energii słonecznej w ciepło, mają mniejsze praktyczne znaczenie niż te z obiegiem zamkniętym. Ich okres eksploatacji jest ograniczony tylko do pory ciepłej. Agresywność chemiczna wody powoduje szybsze zużycie absorbera kolektora, dlatego też stosuje się rozdział czynników w wymienniku ciepła. Instalacje tego typu mogą spełniać zapotrzebowanie na ciepłą wodę w obiektach o stosunkowo niewielkim zapotrzebowaniu, a takimi są domki jednorodzinne, gospodarstwa rolne, niektóre zakłady przetwórstwa rolno-spożywczego [21,37, 49,74,84,87].

Chochowski i in. [17] przedstawili analizę porównawczą metod sterowanie obiegiem wody w instalacjach c.w.u.

Duffie i Beckman [31] zaproponowali układ elektryczny gałęzi prądów z rezystancjami do modelowania zjawisk cieplnych zachodzących w kolektorach



Rys. 3. Schematy poszczególnych wariantów instalacji słonecznych: a) wariant 1: węzły 1-4 obejmujące kolektor słoneczny i zbiornik magazynujący otwarty; b) wariant 2: węzły 1-6 obejmujące kolektor słoneczny i wymiennik pojemnościowy oraz rozdział czynników; c) wariant 3: węzły 1-6: kolektor (1-pokrywa kolektora, 2-absorber, 3-czynnik roboczy f_1), wymiennik (4-czynnik f_1 w węzownicy wym., 5-węzownica), 6-czynnik w obiegu wtórnym f_2 .

Fig. 3. SDHW variants: a) variant 1: nodes 1 – 4 incl. solar collector and open storage tank; b) variant 2: nodes 1–6 incl. solar collector and heat exchanger, closed loop and c) variant 3: nodes 1– 6 incl. solar collector (1–glass cover, 2-absorber, 3-working fluid f_1), heat exchanger (4- working fluid f_1 in a heat exchanger coil, 5-heat exchanger coil), 6-plant fluid in the secondary loop f_2 .

termicznych. Jednakże nie rozwiązali tego zagadnienia metodą zastosowaną w Polsce przez Chochowskiego [18], który w swojej publikacji przedstawił szczegółowo metodę tzw. zastępczej sieci cieplnej. Wykorzystał ją do modelowania zjawisk cieplnych zachodzących w kolektorze zarówno w ustalonym jak i nieustalonym stanie pracy, w celu uzyskania parametrów wyjściowych kolektora przy założonych różnych warunkach eksploatacyjnych. Metoda ma tę zaletę, że przy jej zastosowaniu kolektor słoneczny może być przedstawiony nie jako jeden element o bliżej nie określonej strukturze, jak to jest najczęściej przedstawiane w literaturze, ale jako układ trzech jednorodnych elementów, z jakich składa się w rzeczywistości, a także istnieje możliwość dobudowania kolejnych segmentów zgodnie z przyjętym wariantem układu.

W dotychczasowych polskich publikacjach nie było jednakże prac, które objęłyby symulacją w sposób całościowy instalację przygotowania ciepłej wody wraz ze wszystkimi jej elementami: kolektorami słonecznymi, przewodami, wymiennikiem czy zbiornikiem akumulacyjnym, a jednocześnie umożliwiłyby modelowanie każdego z elementów oddzielnie tak, aby zachował swą fizyczną odrębność.

3. CEL I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest opracowanie metody analizy funkcjonowania instalacji słonecznej do podgrzewania wody, która pozwoli jednocześnie na projektowanie w sposób jasny i przejrzysty systemów słonecznych. Ma ona doprowadzić do przedstawienia sposobów tworzenia zastępczej sieci ciepłej (zsc) dla tych systemów. Na jej podstawie określone są procedury obliczeniowe, pomocne w projektowaniu i prognozowaniu pracy nowopowstających i modernizowanych instalacji przygotowania c.w. użytkowej z wykorzystaniem kolektorów słonecznych. Procedury te obejmują w sposób całościowy obliczeniami zarówno kolektory słoneczne jak i pozostałe elementy instalacji tak, aby jednocześnie żaden z tych elementów nie stracił swojej fizycznej odrębności. Analiza ma za zadanie wykazać wpływ parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na uzyskiwane efekty energetyczne oraz określić dynamikę pracy instalacji. Istotne jest ustalenie, które elementy i w jakim stopniu wpływają na dynamikę ogrzewania wody w obiegu wtórnym.

Aby powyższe cele osiągnąć należało skonstruować odpowiedni model matematyczny, który w sposób funkcjonalny opisałby cały układ cieplny - począwszy od termicznej konwersji promieniowania słonecznego aż do dynamiki termicznej obiegu wtórnego. Model ten posłużył do symulacji numerycznej zjawisk zachodzących w układzie.

W związku z powyższym do zakresu niniejszej pracy należy:

1. Przedstawienie schematu zastępczej sieci ciepłej instalacji słonecznej.
2. Opracowanie modelu matematycznego dla stanu ustalonego i niestalonego pracy instalacji.
3. Przygotowanie algorytmów obliczeniowych do analizy wpływu parametrów eksploatacyjnych (natężenie napromienienia słonecznego, prędkość wiatru, temperatura otoczenia, wielkość rozbioru czynnika płynącego w obiegu wtórnym) oraz parametrów konstrukcyjnych (powierzchni kolektorów słonecznych, objętości wymiennika, oporów cieplnych rurociągów łączących wymiennik z baterią kolektorów) na pracę instalacji słonecznej w stanie ustalonym.
4. Przygotowanie algorytmów obliczeniowych do analizy niestalonego stanu pracy instalacji.
5. Analiza dynamiki pracy instalacji słonecznej, w tym:
 - określenie wpływu pojemności cieplnych elementów składowych instalacji na stałe czasu,

- określenie wpływu oporów cieplnych wybranych elementów składowych na stałe czasu,
 - określenie wpływu temperatur zewnętrznych na stałe czasu,
 - określenie wpływu pojemności cieplnych na wybrane współczynniki temperaturowe.
6. Wykonanie badań eksperymentalnych instalacji słonecznej.
 7. Weryfikacja wyników obliczeń symulacji komputerowych z uzyskanymi wynikami pomiarów.
 8. Podsumowanie i przedstawienie wniosków.

4. PODSTAWY TEORETYCZNE DO PRZEPROWADZENIA ANALIZY

W większości opracowań dotyczących wykorzystania zasobów energii słonecznej w naszym kraju stwierdza się, że wykorzystanie cieczowych kolektorów słonecznych jest zasadne w okresie od kwietnia do października [37,24]. Wartości natężenia jakie uzyskujemy w tym okresie ulegają oczywiście wahaniom, ale zawierają się na ogół w przedziale od 300 do 1100 W m⁻². W tym tzw. okresie ciepłym liczba godzin ze średnim natężeniem promieniowania słonecznego przekraczającym 400 W m⁻² wynosi ok. 1000 h, 600 W m⁻² - 500 h, a przekraczających 800 W m⁻² - 200 h [28]. W takim przedziale rozpatrywane jest natężenie promieniowania słonecznego na potrzeby niniejszej analizy. Korzystając z dostępnej literatury [3,4] przyjmuje się także dawki napromienienia słonecznego rzędu 930 kWh m⁻² w rozpatrywanym okresie.

4.1. Wymiana ciepła

Metody analizy pracy kolektorów słonecznych opierają się najczęściej na równaniu HWB (Hottela-Whillera-Blissa) [31,39,47,52,67] tj:

$$q_u = (p_s a_a)G - u_l(T_a - T_o) \quad (1)$$

Równanie (1) wynika z bilansu energetycznego kolektora traktowanego jako ciało jednorodne. Definiuje ono użyteczną moc kolektora odniesioną do jednostki powierzchni absorbera, jako różnicę pomiędzy mocą energii promieniowania słonecznego przechwyconego przez jednostkę powierzchni absorbera a mocą strat ciepłych z niej wydzielonych.

Procesy wymiany ciepła przy przepływie laminarnym w przewodach były opisane przez Staniszewskiego [83], który za podstawę przyjmuje równanie energii o następującej postaci:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\lambda}{c_p \rho} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \quad (2)$$

w przewodach o przekroju kołowym w układzie współrzędnych walcowych.

W analizie procesów wymiany ciepła korzystamy z teorii podobieństwa [29,43,44,81,83,93]. Teoria podobieństwa opiera się zasadniczo na analizie równań różniczkowych opisujących rozpatrywane zjawisko. Często jednak przypadki są na tyle skomplikowane, że trudno jest podać takie równania, a znane są parametry wpływające na poszukiwaną wielkość. Analiza wymiarowa polega na znajdowaniu bezwymiarowych liczb podobieństwa w oparciu o badania doświadczalne. Liczby

podobieństwa charakteryzujące wymianę ciepła stanowią stosunek pewnych dwu wyrażeń, który może być traktowany jako miara wzajemnego oddziaływania dwu różnych zjawisk. Poniżej wymieniono liczby podobieństwa wykorzystywane do wyznaczania współczynników wymiany ciepła w niniejszej analizie. Można przypisać im następujący sens fizyczny:

- $Re = \frac{vd\rho}{\mu}$ - liczba Reynoldsa jest miarą stosunku sił bezwładności do sił lepkości;
- $Pr = \frac{v}{a} = \frac{\mu c_p}{\lambda}$ - liczba Prandtla jest miarą stosunku przenoszenia ilości ruchu do ilości ciepła w płynie i wyraża się stosunkiem lepkości kinematycznej do współczynnika wyrównywania temperatur a . Z tego wynika, że charakteryzuje również stosunek pola temperatur i pola prędkości przepływu;
- Gr - liczba Grashofa stanowi miarę stosunku sił wyporu do sił lepkości;
- $Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}$ - liczba Nusselta to stosunek charakterystycznego wymiaru liniowego do grubości warstwy płynu w której zachodzi wymiana ciepła tylko na drodze przewodzenia.

Powyższe liczby podobieństwa powiązane są następującymi równaniami kryterialnymi opisanymi poniżej, słusznymi dla przypadków rozpatrywanych w tej pracy.

Przejmowanie ciepła przez medium robocze przy wymuszonym ruchu medium opisuje równanie: $Nu = C \cdot Re^A \cdot Pr^B \cdot C'$, w którym stałe A , B , C i C' przyjmują wartości zależne od kształtu i wielkości kanału przepływu. Dla przypadków laminarnego ruchu medium o wydatku $\dot{V}_v = 0,6 - 2,0 \text{ dcm}^3 \text{ min}^{-1}$ rozpatrywanych w obrębie kolektora słonecznego, powyższe równanie ma postać:

$$Nu = 1,86 Re^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{d}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (3)$$

Wymianę ciepła na drodze konwekcji swobodnej między równoległymi płytami (absorber - pokrywa szklana), rozdzielonymi warstwą powietrza, nachylonymi pod kątem φ do poziomu, opisuje następujący wzór kryterialny [18] dla $Pr = 0,7$:

$$Nu = \left(0,060 - 0,017 \frac{\varphi}{90} \right) Gr^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

podstawiając: $Gr = \frac{\lambda_s^3 g \beta_p}{\omega_p} (T_a - T_s)$.

Analizę wymiany ciepła w wymienniku opieramy na ogólnej zależności [44]

$$Q = kF \Delta T \quad (5)$$

w której istotne znaczenie ma odpowiednie ustalenie różnicy temperatur ΔT . Posługujemy się tutaj średnią logarytmiczną:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (6)$$

gdzie różnice temperatur ΔT_2 i ΔT_1 są różnicami pomiędzy temperaturą wlotu i wylotu odpowiednio czynnika o temperaturze wyższej i niższej.

W naszym przypadku przyjmujemy współczynnik $k \approx const$. Jest to założenie słuszne, gdyż rozpatrujemy przypadki ruchu laminarnego w przedziale temperatur instalacji niskotemperaturowej. Współczynnik przenikania ciepła odpowiada pojęciu oporności cieplnej właściwej i jest wyrażony wzorem:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{weW}} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_z}} \quad (7)$$

W przypadku pojemnościowego wymiennika ciepła zastosowanego w analizowanym modelu, medium robocze przepływa przez kanały o przekroju kołowym, a czynnik w obiegu wtórnym opływa te kanały. Są one w postaci pęczka rur w układzie szeregowym. Do obliczeń liczb podobieństwa można zastosować zależności podane przez Domańskiego [29].

Dla zakresu $10 < Re_f < 1000$ i opływu pod kątem prawie prostopadłym (tzn. w zakresie 75° do 90° wynikającym z konstrukcji wymiennika) dla wyznaczenia wartości współczynnika przejmowania ciepła z powierzchni α_z można posłużyć się wzorem:

$$Nu = 0,5 Re_f^{0,5} Pr_f^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,26} \quad (8)$$

Analizy pracy wymienników ciepła przeprowadzone przez Hoblera [44] opierają się na zależności opisującej ilość ciepła oddawanego przez medium robocze do czynnika instalacyjnego znajdującego się w płaszczu wymiennika:

$$Q = \pm \dot{V}_m \int_{t_p}^{t_k} c_p dt \quad (9)$$

gdzie obowiązuje znak - dla wymienników współprądowych a znak + dla przeciwprądowych, \dot{V}_m jest wydatkiem masowym, a bilans ciepła wymiennika jest następujący:

$$\dot{V}_{mf1} c_p (T_{f1} - T_{f1k}) = \pm \dot{V}_{mf2} c_p (T_{f2} - T_{f2k}) \quad (10)$$

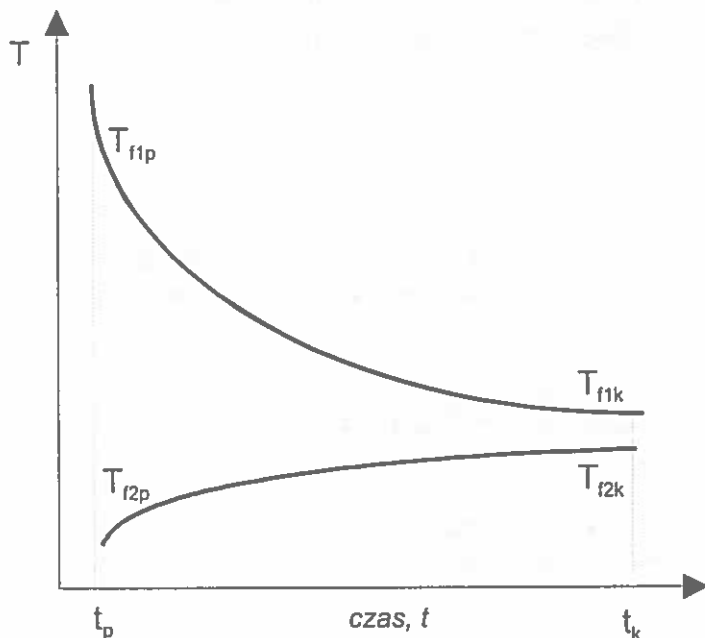
Zagadnienia nieustalonej wymiany ciepła w wymienniku opisał Hobler [44]. W przypadkach rozważanych w niniejszej pracy wykorzystano zależności przez niego podane, zwłaszcza do ogrzewania wody instalacyjnej ($f2$ - w obiegu wtórnym) przy pomocy wbudowanej węzownicy. Uwzględnia się przy tym zmienność temperatury medium roboczego ($f1$ - w obiegu pierwotnym) dopływającego z kolektora. Schematyczne wykresy zmian temperatur obu czynników przy przepływie przez wymiennik przedstawia Rys. 4.

Ilość ciepła przenikającą przez ścianki węzownicy od czynnika obiegu pierwotnego do czynnika instalacyjnego znajdującego się w płaszczu wymiennika w czasie dt wyraża zależność

$$dQ_{f2} = kF \frac{T_{f1p} - T_{f1k}}{\ln \frac{T_{f2k} - T_{f1k}}{T_{f2k} - T_{f1p}}} \quad (11)$$

Należy pamiętać, że przyjmowana do obliczeń powierzchnia wymiany ciepła jest w przypadku wymienników tzw. powierzchnią zastępczą. Ciepło wyrażone wzorem (11) zostaje odebrane przez wodę znajdującą się w płaszczu wymiennika:

$$dQ_{f1} = \dot{V}_{mf1} c_p (T_{f1k} - T_{f1p}) dt \quad (12)$$



Rys. 4. Schematyczne krzywe zmian temperatur czynnika w obiegu pierwotnym ($f1$) i wtórnym ($f2$) w wymienniku.

Fig. 4. Schematic curves of fluid temperature changes in the primary circuit ($f1$) and in the secondary circuit ($f2$).

porównując stronami wyrażenia (11) i (12) otrzymujemy wyrażenie C , którego wartość przy założonym stałym przepływie i współczynniku k jest stała:

$$C = \frac{T_{f2k} - T_{f1p}}{T_{f2k} - T_{f1k}} = e^{\frac{kF}{V_{mf}c_p}} \quad (13)$$

Zmienną temperaturę T_{f2k} wyznaczymy w sposób następujący:

$$T_{f2k} = \frac{CT_{f1k} - T_{f1p}}{C - 1}. \quad (14)$$

4.2. Metoda zastępczej sieci cieplnej

Bardzo dogodna do opisu niektórych zjawisk związanych z wymianą ciepła jest teoria analogii pomiędzy przepływem ciepła a przepływem prądu opisana min. przez Heringa [43]. Pojęcie temperatury odpowiada wtedy potencjałowi a różnica temperatur jest równoważna różnicy potencjałów (napięciu). Opory cieplne symbolizują rezystancje, a pojemności cieplne - pojemności elektryczne. W Tabeli 1 zestawiono odpowiadające sobie wielkości cieplne i elektryczne. Można zatem przyjąć, że obwody elektryczne RC mogą modelować instalacje cieplne.

Tabela 1. Zestawienie odpowiadających sobie wielkości cieplnych i elektrycznych
Table 1. Thermal - electric analogy

Wielkości cieplne	Wielkości elektryczne
Temperatura T	Potencjał V
Przyrost temperatury $\Delta T = T_2 - T_1$	Napięcie = różnicy potencjałów $U = V_2 - V_1$
Przewodność cieplna $\Lambda = 1/R$	Przewodność G
Opór cieplny R	Rezystancja R
Strumień ciepła $P = \Delta T/R$	Natężenie prądu elektrycznego $I = U/R$
Pojemność cieplna mc	Pojemność elektryczna C

Efektem analogii termo-elektrycznej jest metoda zastępczej sieci cieplnej (zsc). Służy ona do przedstawienia przestrzennego rozkładu temperatury i rozpyły strumieni cieplnych. Przybliżenie to jest wynikiem zastąpienia rzeczywistego, przestrzennego rozkładu cieplnego o stałych rozłożonych przestrzennie, przez układ elementów o stałych skupionych z jednokierunkowym przepływem ciepła. Obliczenia dotyczą średnich wartości temperatur powierzchni i objętości elementów oraz średnich strumieni cieplnych. Dokładność odwzorowania stanu cieplnego rośnie ze wzrostem liczby elementów składowych. Zastępcza sieć cieplna całej instalacji słonecznej składa się ze schematów cieplnych poszczególnych elementów składowych: kolektora, zbiornika z wymiennikiem, rur łączących. Schematy te połączone są między sobą, medium roboczym obiegu pierwotnego, czynnikiem nagrzewanym i otoczeniem w taki sposób, w jaki odbywa się wymiana ciepła między tymi elementami. Zsc posiada n węzłów, k gałęzi zawierających opory cieplne i dwa punkty spływu strat, których temperatury (otoczenia T_a i wymiennikowni T_o) w przeciwieństwie do temperatur węzłów są niezależne od stanu cieplnego sieci. Przykładową sieć cieplną prezentuje Rys. 5.

Węzły sieci mogą być:

- bierne, w których nie wydziela się energia (np. węzeł 3), lub
- czynne, w których wydziela się ciepło (np. węzły 1,2).

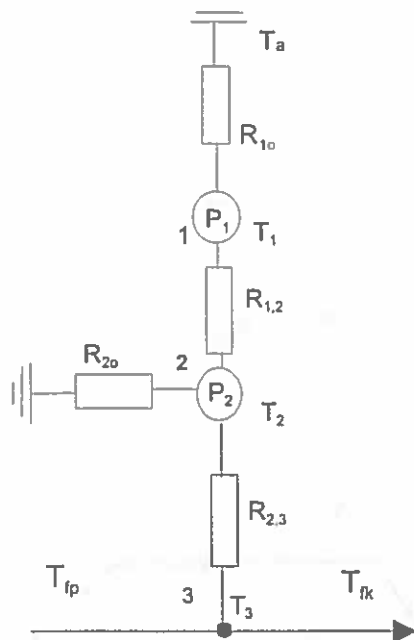
Skupiona w węźle energia cieplna o mocy P może wydzielać się na powierzchni lub w objętości. Między węzłami $i - j$ sieci oraz punktami sływu strat przepływają strumienie ciepła P_{ij} przez opory cieplne powierzchniowe (lub objętościowe) lub są unoszone przez wymuszony (lub grawitacyjny) obieg medium roboczego.

Metody zastępczej sieci cieplnej do analizy stanów termicznych całej instalacji słonecznej dotychczas w literaturze nie zastosowano. Pojawiły się próby wprowadzenia schematów cieplnych elementów konstrukcyjnych kolektora, analogicznych do schematów elektrycznych w teorii obwodów [31], ale nie stanowią one rozwiązania zagadnień termicznych. Ograniczają się jedynie do interpretacji oporów cieplnych kolektora, przedstawiając całkowity opór przejmowania ciepła z powierzchni absorbera i pokrywy czołowej jako równoległe połączenie oporów składowych przez promieniowanie i konwekcję.

W literaturze z zakresu instalacji słonecznych kolektor najczęściej traktowany jest jako jedno ciało jednorodne o uśrednionych parametrach cieplnych. Takie założenie nie uwzględniające zasadniczo różnych właściwości fizycznych pokrywy szklanej, absorbera i medium roboczego, mających przecież różne zadania do spełnienia, jest dużym uproszczeniem.

Chochowski [18] zaproponował schemat cieplny płaskiego kolektora cieczowego i dokonał analizy jego stanów termicznych metodą zsc. Nie rozpatrywał jednak całej instalacji, łącznie ze zbiornikiem akumulacyjnym, wymiennikiem ciepła i rurociągami łączącymi. Po raz pierwszy przedstawił kolektor jako układ trzech elementów jednorodnych: pokrywy czołowej, absorbera i medium roboczego, z których dwa pierwsze były energetycznie czynne (Rys. 5). Określił wpływ parametrów eksploatacyjnych i konstrukcyjnych kolektora na uzyskiwane efekty energetyczne, a także na dynamikę nagrzewania się samego kolektora, łącznie z medium roboczym. Analiza stanu nieustalonego oparta była na wyznaczeniu stałych czasowych. W związku z tym, że kolektor traktował jako układ trzech elementów określił macierz stanu o wymiarze 3×3 . Pierwiastki równania charakterystycznego (62) posłużyły do wyznaczenia trzech stałych czasowych. W wyniku przeprowadzonej symulacji komputerowej stwierdził, że najkrótsza stała czasowa związana jest z absorberem, średnia - z medium roboczym, a najdłuższa z pokrywą czołową.

Rysunek 5 przedstawia podstawowy schemat cieplny płaskiego kolektora cieczowego, w którym:

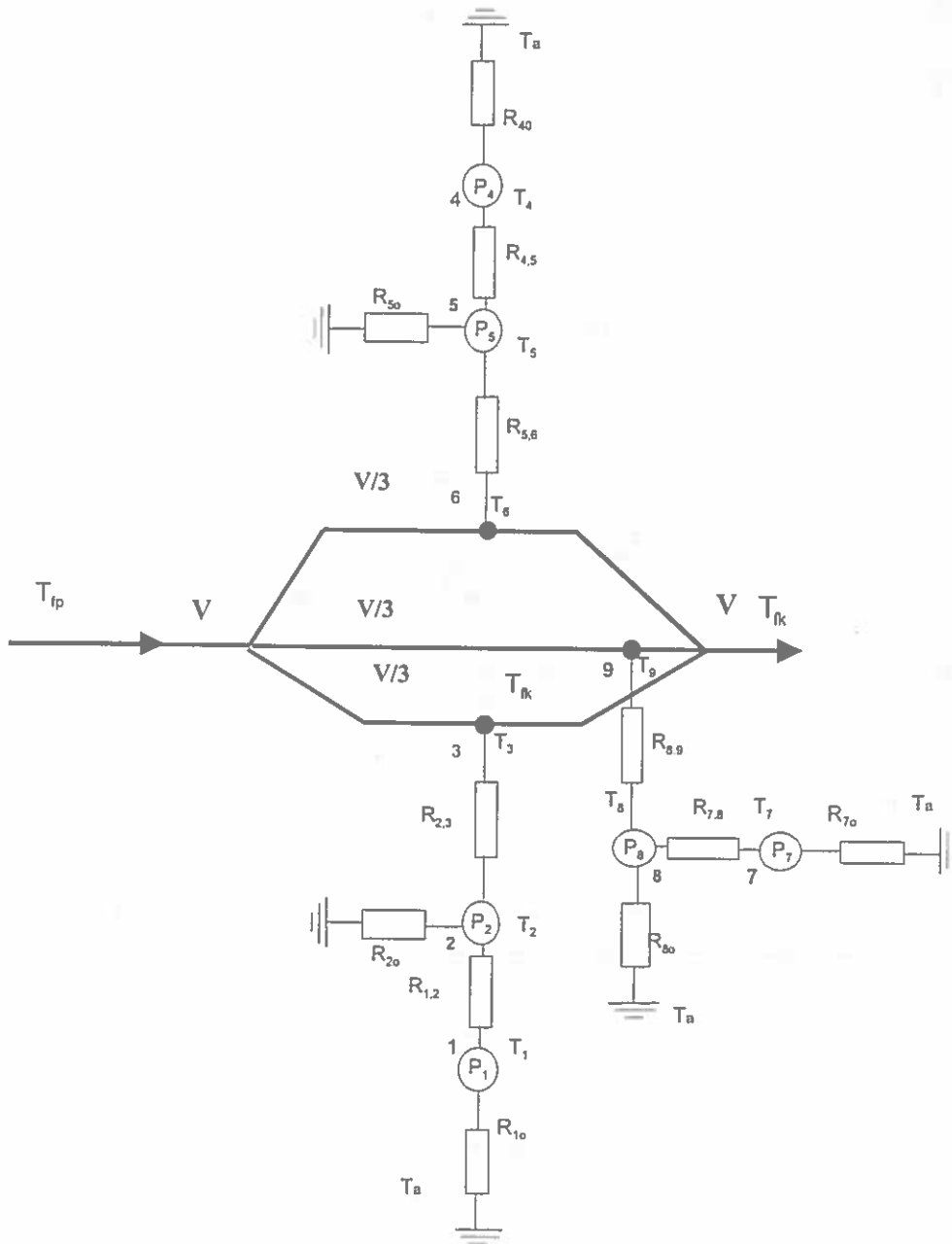


Rys. 5. Schemat zastępczej sieci cieplnej dla płaskiego kolektora słonecznego.
Fig. 5. Equivalent thermal network for a single flat plate collector.

- Węzeł 1 reprezentuje pokrywę szklaną kolektora o średniej temperaturze T_1 , w połowie grubości której wydziela się ciepło jako skutek zaabsorbowanej przez szkło energii słonecznej z mocą $P_1 = a_{sz}G$.
- Węzeł 2 reprezentuje absorber o średniej temperaturze T_2 , na powierzchni którego (w cienkiej warstwie przypowierzchniowej) wydziela się ciepło jako skutek zaabsorbowanej energii słonecznej z mocą $P_2 = p_{sz}a_aG$.
- Węzeł 3 reprezentuje medium robocze, które przepływając przez kolektor nagrzewa się uzyskując średnią temperaturę $T_3 = 0,5(T_{fp} + T_{fk})$.

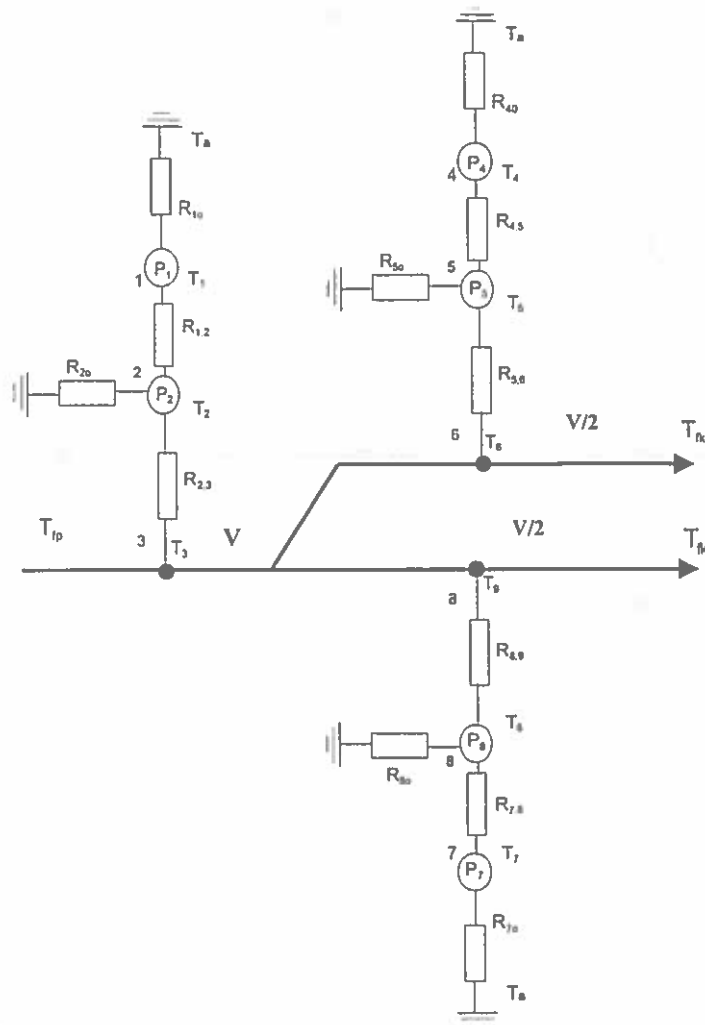
Występujące na schemacie opory R mają sens fizyczny zgodny z opisem do Rys. 12.

Zazwyczaj pojedynczy kolektor nie jest w stanie zaspokoić wymagań cieplnych użytkownika i w instalacji należy połączyć dwa lub więcej urządzeń. Mogą być one zestawione w baterię szeregową, równoległą lub szeregowo – równoległą. Baterie składające się z trzech kolektorów prezentują Rys. 6 - Rys. 8. Jak widać tworzenie zastępczej sieci cieplnej baterii jest proste i przejrzyste - polega na odpowiednim łączeniu schematów cieplnych pojedynczego kolektora.



Rys. 6. Równoległa bateria 3 kolektorów.
 Fig. 6. Parallel array of collectors.

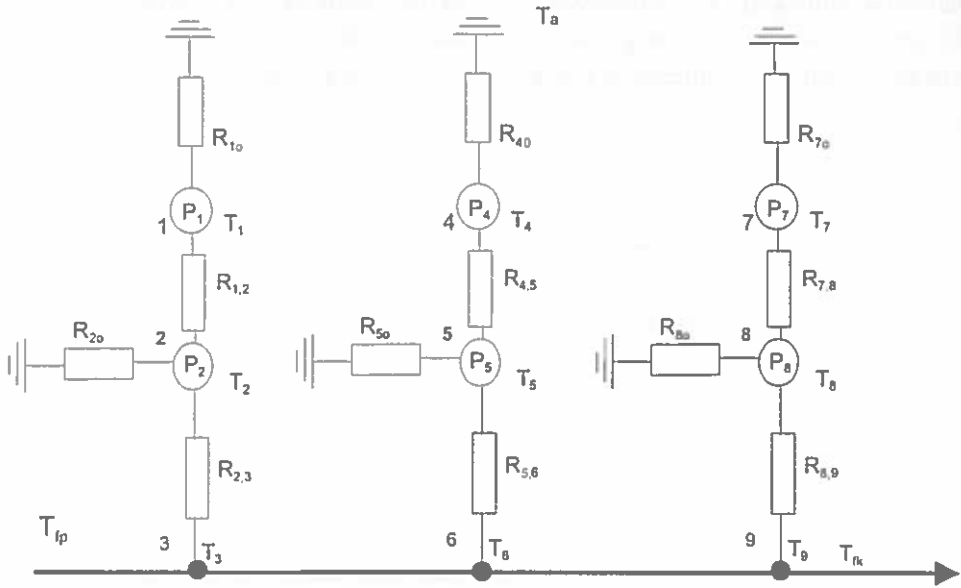
Warunki pracy kolektorów w tych bateriach oraz uzyskiwane efekty energetyczne są różne. W przypadku baterii szeregowej największa intensywność przejmowania ciepła występuje w pierwszym kolektorze, a w każdym kolejnym jest ona coraz mniejsza. Uzyskuje się wyższą temperaturę na wylocie czynnika niż dla baterii równoległej, ale sprawność systemu jest mniejsza. W przypadku baterii szeregowo - równoległej na pierwszym odcinku medium podgrzewa się wstępnie, a na kolejnym, przy mniejszym o połowę wydatku, dogrzewa się (Rys. 7).



Rys. 7. Szeregowo-równoległa bateria 3 kolektorów.

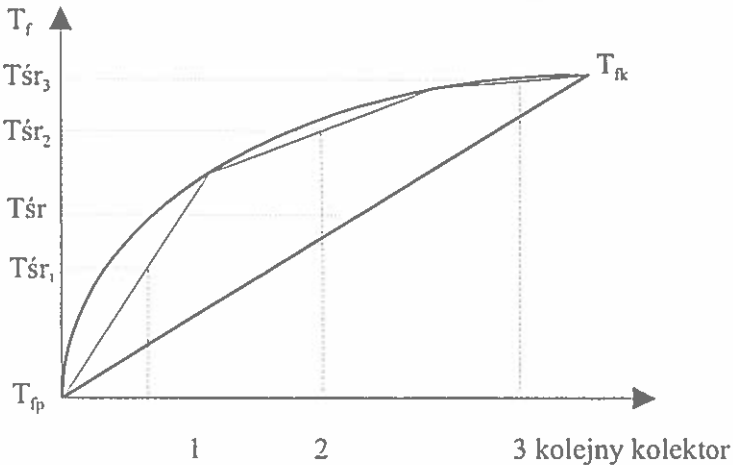
Fig. 7. Series-parallel array of collectors.

Dla szeregowo połączonych kolektorów metoda zsc pozwala na aproksymację krzywej nagrzewania czynnika odcinkami łamanej. Zwiększa to dokładność obliczeń co pokazano na Rys. 9. Wydaje się, że przy projektowaniu instalacji słonecznej jest to istotne.



Rys. 8. Szeregową baterię 3 kolektorów.

Fig. 8. Series array of 3 collectors.



Rys. 9. Aproksymacja odcinkowa krzywej nagrzewania w baterii 3 szeregowo połączonych kolektorów.

Fig. 9. Curve segment approximation in a series array of 3 collectors.

Opisywane w literaturze analizy pracy baterii kolektorów [4,28,50,78] nie wyjaśniają tego zagadnienia.

W oparciu o analogię do prawa Ohma, w stosunku do gałęzi zastępczej sieci cieplnej zawartej pomiędzy węzłami i - j można sformułować następujące wyrażenie:

$$P_{ij} = \Lambda_{ij}(T_i - T_j) = \frac{T_i - T_j}{R_{ij}} \quad (15)$$

a T_i, T_j są odpowiednio średnimi temperaturami w węzłach i oraz j .

W oparciu o I prawo Kirchhoffa można zapisać równanie bilansu cieplnego węzła, gdzie suma strumieni ciepła odprowadzonych od i -tego węzła jest równa strumieniowi ciepła wytworzonemu w tym węźle:

$$\sum_{\substack{i=0 \\ j \neq i}}^n P_{ij} = P_i \quad (16)$$

Analogicznie do II prawa Kirchhoffa suma spadków temperatur w obwodzie zamkniętym nie zawierającym gałęzi chłodziwa jest równa zero, co można zapisać równaniem:

$$\sum_{i,j} (T_i - T_j) = 0 \quad (17)$$

Równanie gałęzi medium roboczego o wydatku \dot{V} i ciepłe właściwym c_p można zapisać w postaci:

$$T_i = T_{i-1} + \frac{1}{2c_p \dot{V}_v} \left(\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i-1}}^n P_{j,i-1} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n P_{j,i} \right) = T_{i-1} + R_f \left(\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i-1}}^n P_{j,i-1} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n P_{j,i} \right) \quad (18)$$

Rozwiązanie zsc polega na wyznaczeniu temperatur węzłów i rozkładu strumieni ciepła. Korzystając z analogii pomiędzy gałęziami prądu elektrycznego a gałęziami zsc można posłużyć się do rozwiązywania metodą temperatur węzłowych. Zatem równanie bilansu cieplnego węzła można zapisać jako:

$$T_i \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} - \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} T_j = P_i + \frac{T_o}{R_{io}} \quad (19)$$

oraz równanie bilansu gałęzi medium roboczego:

$$T_{i-1} \left(\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i-1}}^n \frac{1}{R_{ij-1}} - \frac{1}{R_f} \right) + T_i \left(\sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} + \frac{1}{R_f} \right) - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij-1}} T_j - \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} T_j = 0. \quad (20)$$

4.3. Rozkład strumieni ciepła i współczynniki wymiany ciepła

Model rozkładu strumieni ciepła w kolektorze słonecznym był wielokrotnie opisany w literaturze [18,24,31,37]. Ponieważ w niniejszej pracy autorka będzie korzystała z niego w odmienny sposób, zachodzi potrzeba przytoczenia go raz jeszcze dla zapewnienia jasności prezentowania przyjętego toku rozumowania.

Strumień promieniowania słonecznego padającego na powierzchnię kolektora rozkłada się na strumienie strat ciepła i strumień energii użytecznej kolektora, co zostało przedstawione w schematycznie na Rys. 10.

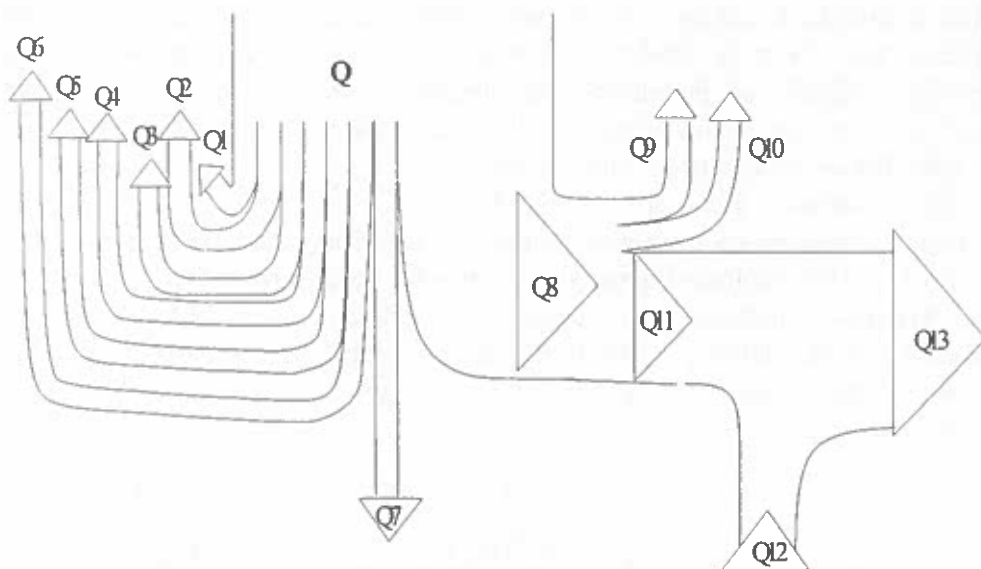
Poszczególne kierunki strumieni ciepła symbolizują:

- straty ciepła przez odbicie od powierzchni pokrywy kolektora Q1,
- straty ciepła przez pochłanianie przez pokrywę kolektora Q2,
- straty ciepła przez promieniowanie z pokrywy Q3,
- straty ciepła przez promieniowanie z absorbera Q4,
- straty ciepła przez przewodzenie przez izolację i dno kolektora do otoczenia Q5,
- straty ciepła przez konwekcję powietrza z powierzchni pokrywy Q6,
- straty ciepła przez konwekcję pomiędzy absorberem a pokrywą Q7.

Rysunek 10 obrazuje także użyteczny strumień ciepła unoszony wraz z medium roboczym. W tym miejscu właśnie zwykle kończone są w literaturze opisy rozkładu strumieni ciepła pochodzącego z energii promieniowania słonecznego. Niniejsza praca przedstawi również ich dalszy rozkład.

Użyteczny strumień ciepła Q8 unoszony wraz z medium rozkłada się na:

- straty ciepła z rurociągów instalacji na drodze przewodzenia przez przewody rurowe i ich izolację Q9,
- straty ciepła z wymiennika ciepła przez przewodzenie przez płaszczyznę wymiennika i jego izolację Q10, oraz na
- strumień ciepła unoszony przez czynnik instalacyjny płynący w obiegu wtórnym Q11.



Rys. 10. Rozkład strumieni ciepła w rozważanej instalacji słonecznej.
 Fig. 10. Thermal flux distribution in a solar system.

Ten ostatni strumień ciepła jest zasilany strumieniem ciepła pochodzącym z konwencjonalnego źródła ciepła Q_{12} . Na potrzeby niniejszej analizy przyjmujemy, że jest to przepływowy podgrzewacz elektryczny. Zatem do czynnika instalacyjnego w obiegu wtórnym dociera strumień ciepła Q_{13} .

W piśmiennictwie znajdujemy uproszczone sposoby całościowego ujęcia strat z kolektora słonecznego poprzez wprowadzanie średniego współczynnika strat ciepłych u_L . W niniejszej analizie kolektor traktowany jest jako układ niejednorodny, składający się z 3 elementów o różnych współczynnikach przenikania ciepła oraz różnych pojemnościach cieplnych. Są one umiejscowione w całym układzie zawierającym również drugie urządzenie stanowiące element niejednorodny, jakim jest wymiennik. Zachodzi potrzeba przedstawienia poszczególnych modeli wymiany ciepła dla kolejnych elementów. Poniżej przedstawione zostały wzory i objaśnienia składające się na opis matematyczny i fizyczny zjawisk zachodzących w analizowanej instalacji.

• Współczynniki strat ciepła z pokrywy kolektora przez odbicie i pochłanianie

Część promieniowania słonecznego docierającego do powierzchni pokrywy kolektora jest tracona na skutek odbicia od tej powierzchni. Współczynniki odbicia

nie są funkcją temperatury. Zależą od rodzaju materiału i rodzaju powierzchni zewnętrznej. Pokrywy kolektorów wykonywane są ze szkła o jak największej przepuszczalności dla promieniowania słonecznego. Przytoczone są przykładowe wartości współczynników przepuszczalności dla niektórych materiałów [86]:

- szkło flotacyjne o grubości 2 mm - 0,86;
- szkło flotacyjne o grubości 3,9 mm - 0,83;
- szkło o niskiej zawartości żelaza o grubości 2,1 mm produkowane przez Sanyo - 0,9;
- powłoki PTFE (Politetrafluoroetylen) o grubości 0,025 mm - 0,95.

Materiały źródłowe [31] podają, że współczynnik przepuszczalności p , współczynniki odbicia ρ i absorbcyjności α stanowiące właściwości optyczne pokrywy określone są następującymi zależnościami:

- przepuszczalność:

$$p = \frac{1}{2} \left(e^{-KL/\cos\theta_2} \right) \left[\frac{1 - \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}}{1 + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}} + \frac{1 - \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)}}{1 + \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)}} \right] \quad (21)$$

przy czym kąt padania promieni słonecznych na powierzchnię gładką θ_1 i kąt załamania θ_2 są związane następującą zależnością (wg prawa Snell'a): $\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin\theta_2}{\sin\theta_1}$,

K jest współczynnikiem ekstynkcji dla szkła i wynosi 32 m^{-1} ; L jest grubością danej pokrywy,

- współczynnik odbicia:

$$\rho = \left(e^{-KL/\cos\theta_2} \right) \cdot \left(1 - 0,5 \left[\frac{1 - \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}}{1 + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)}} + \frac{1 - \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)}}{1 + \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)}} \right] \right) \quad (22)$$

- absorbcyjność:

$$\alpha = 1 - e^{-KL/\cos\theta_2} \quad (23)$$

Do obliczeń symulacyjnych przedstawionych w dalszych rozdziałach przyjęto współczynnik przepuszczalności dla szkła pokrywy 0,8, a współczynnik absorbcyjności 0,05.

- **Współczynnik strat ciepła przez promieniowanie z pokrywy**

Straty ciepła przez promieniowanie z pokrywy opisuje współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie wyrażony wzorem:

$$\alpha_{rs} = \sigma_0 \varepsilon_s (T_s^2 + T_n^2) (T_s + T_n) \quad (24)$$

gdzie: T_s - średnia temperatura pokrywy, T_n - temperatura nieboskłonu.

Zgodnie z sugestią zawartą w [18] przyjęto, że temperatura nieboskłonu równa jest temperaturze otoczenia T_a .

- **Współczynnik strat ciepła przez promieniowanie z absorbera**

Wymiana ciepła przez promieniowanie pomiędzy absorberem a pokrywą szklaną jest określana współczynnikiem α_{ras} :

$$\alpha_{ras} = \frac{\sigma_0 (T_{ab}^2 + T_s^2) (T_{ab} + T_s)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \quad (25)$$

- **Współczynnik strat ciepła przez promieniowanie z obudowy kolektora**

Współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie z zewnętrznej powierzchni obudowy kolektora do otoczenia określa wzór:

$$\alpha_{rd} = \sigma_0 \varepsilon_d (T_d^2 + T_a^2) (T_d + T_a) \quad (26)$$

- **Współczynnik strat ciepła przez przewodzenie**

Wymiana ciepła przez przewodzenie charakteryzowana jest współczynnikiem przewodności właściwej λ . Wartości tego współczynnika dla poszczególnych materiałów dobierane są na podstawie tablic [80]. Straty ciepła przez przewodzenie zależą od grubości warstwy przewodzącej i różnicy temperatur pomiędzy materiałem przewodzącym a jego otoczeniem. Mają one szczególnie istotne znaczenie w przypadku rurociągów z podgrzany medium roboczym łączących kolektor z wymiennikiem, dlatego też konieczne jest odpowiednie izolowanie tego odcinka.

Natomiast mniejsze znaczenie mają straty ciepła przez przewodzenie z powierzchni zewnętrznej wymiennika, ze względu na małą różnicę temperatur pomiędzy podgrzanyim czynnikiem instalacyjnym f_2 a temperaturą otoczenia T_a w wymiennikowni. Współczynniki przewodzenia λ ujmują wzory oparte na wyrażeniu (7) określającym współczynnik przenikania ciepła k .

- **Współczynnik strat ciepła przez konwekcję z powierzchni pokrywy i obudowy kolektora**

Współczynnik α_{ks} oddawania ciepła przez konwekcję z powierzchni pokrywy określa wzór:

$$\alpha_{ks} = C_k \sqrt{v_w} (T_s - T_a)^{0,25} \quad (27)$$

natomiast współczynnik α_{kd} oddawania ciepła przez konwekcję z obudowy kolektora:

$$\alpha_{kd} = C_k \sqrt{v_w} (T_d - T_a)^{0,25} \quad (28)$$

Zc względu na występowanie wiatru należy uwzględnić konwekcję jako wymuszoną zależną także od kierunku wiatru. Zależność tą określa wzór eksperymentalny:

$$\alpha_s = (\alpha_{rs} + \alpha_{ks}) (1 + k_w \sqrt{v_w}) \quad (29)$$

a dla obudowy kolektora:

$$\alpha_d = (\alpha_{rd} + \alpha_{kd}) (1 + k_w \sqrt{v_w}). \quad (30)$$

Współczynnik k_w jest to współczynnik intensywności chłodzenia, który jest tym większy im bardziej kierunek wiatru jest zbliżony do normalnego do danej powierzchni.

- **Współczynnik strat straty ciepła przez konwekcję pomiędzy absorberem a pokrywą**

Współczynnik wymiany ciepła przez konwekcję pomiędzy absorberem a pokrywą α_{kas} jest określony wzorem:

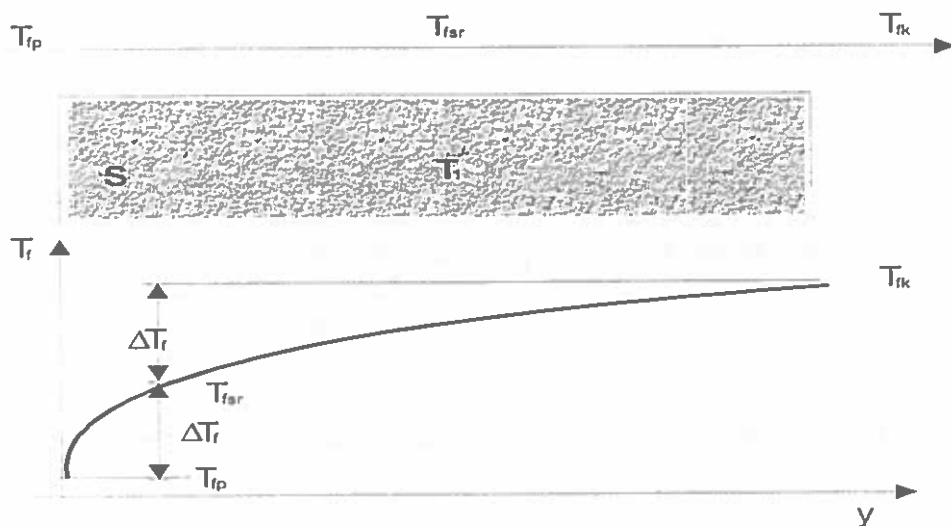
$$\alpha_{kas} = \left(0,06 - 0,017 \frac{\varphi}{90} \right) \lambda_{szk} \left[\frac{g \beta_p}{\omega_p} (T_{ab} - T_{szk}) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (31)$$

• **Użyteczny strumień ciepła unoszony wraz z medium roboczym**

Założony wymuszony ruch medium w przedziale prędkości ruchu laminarnego determinuje sposób korzystania z równań kryterialnych. Na ich podstawie współczynnik przejmowania ciepła przez medium robocze f_1 określa następujące wyrażenie:

$$\alpha = 1,86 \left(\frac{\nu \rho c_p \lambda^2}{0,0288 \text{Re} \cdot d^2} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_f} \right)^{0,14} \quad (32)$$

W celu wyznaczenia oporu cieplnego medium roboczego dla uproszczenia algorytmów obliczeniowych można posłużyć się następującym tokiem rozumowania. Medium robocze przepływające wzdłuż chłodzonej powierzchni absorbera nagrzewa się stopniowo. Przy końcu swojej drogi podgrzewa się mniej intensywnie niż na początku, ze względu na przyrost swojej temperatury (Rys. 11). Pod wpływem wchłoniętego z powierzchni absorbera strumienia ciepła P , medium o temperaturze na wlocie równej T_{fp} uzyskuje na wylocie z chłodzonej powierzchni temperaturę T_{fk} . Temperatury te łączy związek:



Rys. 11. Nagrzewanie się medium roboczego przy przepływie wzdłuż powierzchni absorbera; T_{fp} - temp. początkowa medium, T_{fm} - temp. średnia, T_{fk} - temp. końcowa.

Fig. 11. Working fluid heating along the absorber surface; T_{fp} - fluid inlet temperature, T_{fm} - fluid mean temperature, T_{fk} - fluid outlet temperature.

$$T_{f1k} - T_{f1p} = \frac{P}{c_p \dot{V}_1} \quad \text{czyli} \quad T_{f1k} = T_{f1p} + \frac{P}{c_p \dot{V}_1} \quad (33)$$

Przyjmując liniową zmianę temperatury medium nad powierzchnią można wyznaczyć średni przyrost temperatury medium przekształcając wyrażenie (34) w (35)

$$T_{f1sr} = \frac{T_{f1p} + T_{f1k}}{2} = T_{f1p} + \frac{P}{2c_p \dot{V}_1} \quad (34)$$

$$\Delta T_{f1} = T_{f1sr} - T_{f1p} = T_{f1k} - T_{f1p} = \frac{P}{2c_p \dot{V}_1} \quad (35)$$

Powyższe zależności można zapisać inaczej:

$$\frac{T_{f1sr} - T_{f1p}}{R_{f1}} = \frac{T_{f1k} - T_{f1p}}{R_{f1}} = P \quad \text{a zatem} \quad R_{f1} = \frac{1}{2c_p \dot{V}_1} \quad (36)$$

Użyteczny strumień ciepła oznaczony na jako Q8 może zostać obliczony jako $Q_8 = Q - (Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7)$.

- **Współczynnik strat ciepła z rurociągów instalacji i wymiennika**

Strumień traconego ciepła z rurociągów instalacji Q9 i Q10 zależy od oporu cieplnego przejmowania ciepła przez wewnętrzną powierzchnię stalowych przewodów rurowych, przewodzenia przez ścianki tych przewodów, przewodzenia przez warstwę izolacji oraz przejmowania ciepła do otoczenia w wymiennikowni budynku. Sposoby wyznaczania współczynników przejmowania ciepła wynikają z omawianych założeń przyjęcia przepływu w zakresie prędkości ruchu laminarnego i różnic temperatur w przedziale 0 - 70°C. Współczynniki przewodzenia dla stali i materiału izolacyjnego w rozpatrywanych zakresach temperatur przyjmuje się stałe.

- **Strumień ciepła unoszony przez czynnik instalacyjny płynący w obiegu wtórnym**

Rozumowanie przyjęte powyżej, słuszne dla medium roboczego płynącego w obiegu pierwotnym, jest słuszne również dla czynnika instalacyjnego. W związku z tym opór cieplny nagrzewania się czynnika f2 wynosi:

$$R_{f2} = \frac{1}{2c_p V_2} \quad (37)$$

Strumień ciepła unoszony przez czynnik instalacyjny płynący w obiegu wtórnym $Q_{11} = Q_8 - (Q_9 + Q_{10})$.

• Strumień ciepła pochodzący z podgrzewacza elektrycznego

Przepływowe podgrzewacze elektryczne wykorzystują w sposób najbardziej ekonomiczny zakumulowane ciepło w wymienniku pojemnościowym. Jego moc jest dobierana w zależności od zapotrzebowania na ciepłą wodę w obiekcie, a lokalizacja powinna znajdować się jak najbliżej punktu poboru wody. Wartość P_6 występująca w równaniu układu (53) jest mocą grzejną takiego urządzenia. Całkowity strumień ciepła (Rys. 10) odbierany z instalacji c.w.u. to $Q_{13} = Q_{11} + Q_{12}$.

4.4. Zagadnienia stanu nieustalonego

Odwołując się do analogii z elektrycznymi obwodami RC można stwierdzić, że żadne z wymuszeń występujących w tym przypadku nie jest ani tak gwałtowne ani tak duże jak w przypadku przepływu prądu. Zarówno temperatury zewnętrzne jak i temperatury w węzłach nie zmieniają się tak szybko i tak znacząco, jak może się to stać w przypadku przyłożenia wyższego napięcia. Skutki zmian wymuszeń w omawianej instalacji nie są nigdy tak znamienne - jest to prawdopodobnie przyczyną, dla której do tej pory nie wykonywano podobnych analiz stanu nieustalonego, podczas gdy analiza stanów nieustalonych jest w elektrotechnice jednym z głównych zagadnień. Uważano do tej pory, że w przypadku instalacji niskotemperaturowych stany przejściowe nie mają istotnego praktycznego znaczenia [25]. Jednakże instalacja taka pracuje właściwie wyłącznie w stanie przejściowym, a założenia stanu ustalonego oraz przyjmowanie średnich godzinowych zmian wymuszeń jest jedynie założeniem upraszczającym. Dla dociekań naukowych interesująca jest także dynamika pracy instalacji niskotemperaturowych.

Ponieważ odpowiedź swobodna obwodu jest funkcją eksponencjalną, ustala się ona dopiero po upływie czasu teoretycznie nieskończenie długiego. W praktyce wyznacza się szybkość zmian odpowiedzi w stanie nieustalonym jako czas ustalania się odpowiedzi, tj. czasu (t_u), po którego upływie jej wartość różni się od wartości ustalonej najwyżej o 5%. W przybliżeniu można przyjąć, że $t_u \approx 3\tau$ [58].

Dla analizy stanu nieustalonego istotne jest przede wszystkim zbadanie zagadnień związanych ze stałymi czasu, których znajomość umożliwia określenie czasu reakcji układu na zmiany wymuszeń zewnętrznych.

Według normy ASHRAE [3] stała czasu jest to czas potrzebny, aby medium robocze opuszczające kolektor osiągnęło 63,2% wartości ustalonej, nadążając za stopniowymi zmianami nasłonecznienia lub temperatury dopływającego medium roboczego.

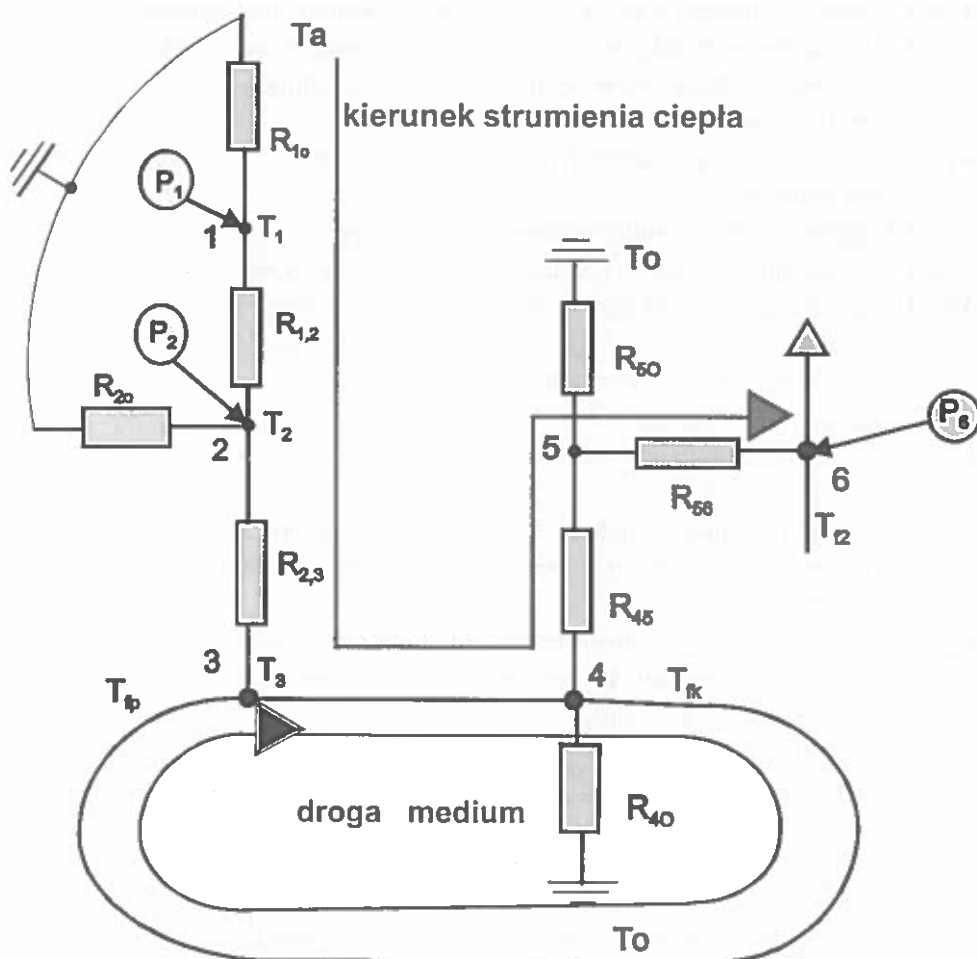
Jednakże już Norton [67] zwraca uwagę na zróżnicowanie stałych czasu przydatnych w analizie chwilowych stanów pracy. Wyróżniając stałą czasu jako czas reakcji kolektora stanowiącego układ zamknięty stwierdza, że można ją wyznaczyć analitycznie przyjmując stałą efektywną pojemność cieplną oraz stałą wartość iloczynu współczynnika sprawności (F') kolektora (uznawanego jako element jednorodny o powierzchni S) oraz współczynnika przejmowania ciepła stanu ustalonego (U_{tot}). Nie ma wtedy jednakże bezpośredniej relacji do pracy kolektora w warunkach rzeczywistych, a w szczególności w przypadku braku przepływu czynnika. Taka stała czasu (τ_R) wyraża równanie:

$$\tau_R = \frac{(mc)_m}{SF'U_{tot}} \quad (38)$$

które dokładnie opisuje czas reakcji układu zamkniętego z zastrzeżeniem, że wspomniany iloczyn jest zastąpiony rzeczywistą wartością całkowitego współczynnika strat występującego w przeważających warunkach stagnacji układu. Jest to czas, w którym absorber osiągnie 0,368 wartości początkowej. Stała czasu będąca czasem odprowadzenia strumienia ciepła z absorbera, wyznaczana eksperymentalnie, stanowi miarę zdolności czynnika do przejmowania ciepła z absorbera względem ciepła w nim zmagazynowanego (na skutek przejmowania strumienia ciepła promieniowania słonecznego). Przyjmuje on, iż czas ten jest to okres, w którym dokonuje się krokowa zmiana założonej fazy stanu przejściowego. Posługuje się także eksperymentalnie wyznaczonym τ_{dex} , a więc czasem, w którym dokonuje się 95% założonej krokowej zmiany fazy stanu przejściowego. Jako że czas trwania założonej fazy stanu przejściowego jest teoretycznie nieskończony należy założyć procent zakończenia aby można było podejść praktycznie do pracy kolektora w stanie przejściowym. Stwierdza on zatem, że wartość stałej czasu ustalona wg normy ASHRAE ma rzeczywiste znaczenie dla układu, który opisuje jedna funkcja eksponencjalna pierwszego rzędu.

5. OPIS MODELU UKŁADU

Model instalacji słonecznej został stworzony w oparciu o metodę zastępczej sieci cieplnej (zsc) opisaną przez Chochowski [18]. Elementy zsc są ze sobą połączone w taki sposób, w jaki odbywa się wymiana ciepła pomiędzy nimi (Rys. 12). Elementy te są węzłami sieci, gałęziami zawierającymi opory cieplne oraz dwoma punktami splotu strat, których temperatury w przeciwieństwie do temperatur węzłów są stałe i niezależne od stanu cieplnego sieci.



Rys. 12. Model rozpatrywanego wariantu instalacji przygotowania ciepłej wody z wykorzystaniem kolektorów słonecznych.

Fig. 12. Considered SDHW system variant steady state model.

Jednym z punktów spływu strat cieplnych z kolektora jest otoczenie zewnętrzne o temperaturze powietrza T_a , a drugim punktem jest otoczenie wymiennikowni o temperaturze T_o .

Występujące w sieci węzły 1, 2, 6 są czynne energetycznie ponieważ wydziela się w nich ciepło o mocy P_i . Węzły 3, 4, 5 są biernie ponieważ nie wydziela się w nich energia. Rysunek 12 przedstawia zsc dla wariantu instalacji pokazanego na Rys. 3b. Tym modelem posłużono się w dalszej pracy.

Węzły 1 - 3 znajdują się w obrębie kolektora, a węzły 4 - 6 modelują rurociągi instalacji i wymiennik.

Węzeł 1 reprezentuje pokrywę szklana kolektora o średniej temperaturze T_1 .

Węzeł 2 to absorber o średniej temperaturze T_2 - na powierzchni absorbera wydziela się energia z mocą P_2 w wyniku absorpcji promieniowania słonecznego przepuszczonego przez pokrywę szklaną.

Węzeł 3 o średniej temperaturze T_{f1} reprezentuje medium robocze przepływające przez kolektor.

Węzeł 4 natomiast reprezentuje medium robocze przepływające przez wymiennik.

Węzeł 5 to wymiennik ciepła o średniej temperaturze T_5 węzownicy wymiennika.

Węzeł 6 reprezentuje czynnik instalacyjny przepływający przez płaszczy wymiennika o średniej temperaturze T_{f2} , w którym może być skupiona moc grzejna P_6 pochodząca z podgrzewacza przepływowego.

Występujące na schemacie (Rys. 12) opory mają następujący sens fizyczny:

R_{1a} - opór cieplny pomiędzy pokrywą szklaną kolektora a otoczeniem, o temperaturze powietrza T_a ,

R_{12} - opór cieplny pomiędzy pokrywa szklana a absorberem,

R_{2a} - opór cieplny pomiędzy absorberem a otoczeniem w kierunku obudowy dna kolektora,

R_{23} - opór cieplny pomiędzy absorberem a medium roboczym,

R_{f1} - opór cieplny nagrzewania się medium roboczego - nie występuje na schemacie ale w równaniach opisujących ten układ.

R_{4o} - opór cieplny pomiędzy otoczeniem a rurociągami z medium roboczym liczony w kierunku otoczenia jakim jest wnętrze budynku/wymiennikowni o temperaturze otoczenia T_o ,

R_{45} - opór cieplny pomiędzy medium roboczym a węzownicą wymiennika o średniej temperaturze T_5 ,

R_{5o} - opór cieplny pomiędzy otoczeniem w wymiennikowni a węzownicą wymiennika liczony w kierunku płaszcza wymiennika,

R_{56} - opór cieplny pomiędzy węzownicą a czynnikiem instalacyjnym,

R_{f2} - opór cieplny nagrzewania się czynnika instalacyjnego.

Opory dla przewodów o przekroju kołowym opisane są następującym wzorem uogólnionym:

$$R = \left(\frac{1}{\alpha_{wew} \cdot d_w \cdot \pi} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{st} \cdot \pi} \ln \frac{d_z}{d_w} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz} \cdot \pi} \ln \frac{d_{ziz}}{d_z} + \frac{1}{\alpha_{zew} \cdot d_{ziz} \cdot \pi} \right) \cdot l^{-1}, \frac{K}{W} \quad (39)$$

uwzględniającym odmienne współczynniki napływu ciepła na wewnętrzną powierzchnię kanału i odpływu od jego zewnętrznej powierzchni oraz przewodzenie ciepła przez ściany kanału (lub zbiornika) i ewentualną warstwę izolacji. Wzór (39) służy do obliczania całkowitego oporu cieplnego umiejscowionego w danym węźle.

5.1. Model matematyczny układu w ustalonym stanie pracy

Mówimy, że obwód znajduje się w stanie ustalonym, jeżeli osiągnął on stan równowagi, w którym odpowiedzi obwodu przy wymuszeniu stałym nie ulegają zmianom w funkcji czasu. W przypadku rozpatrywanego obwodu oznacza to, że jeżeli wymuszeniem jest stały strumień ciepła pochodzący z promieniowania słonecznego o stałym natężeniu, to odpowiedziami tego obwodu będą stałe (niezmienne w czasie) temperatury poszczególnych jego węzłów. Stan ustalony stanowi w istocie tylko szczególny przypadek rzeczywistych warunków pracy, jednakże niemożliwy do osiągnięcia. Ze względu na wartość stałych czasu niektórych węzłów układu, znacznie dłuższych niż okresy występowania stałego wymuszenia, w rzeczywistych warunkach pracy instalacja nie osiąga stanu ustalonego. Tabela 2 przedstawia przykładowe wyniki obliczeń stałych czasu, czasu ustalania się odpowiedzi i temperatur w węzłach.

Równania bilansu dla węzła 1, 2, 5 i 6 wynikają bezpośrednio ze wzoru (37) natomiast zachodzi potrzeba wyprowadzenia równań bilansu dla węzła 3 i 4. Dla węzła 3 spełniona jest równość:

$$\frac{T_3 - T_{f1p}}{R_{f1}} = \frac{T_2 - T_3}{R_{23}} \quad (40)$$

z czego wynika, że:

$$-\frac{T_2}{R_{23}} + T_3 \left(\frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{23}} \right) = \frac{T_{f1p}}{R_{f1}} \quad (41)$$

Dla węzła 4 spełniona jest równość:

$$-\frac{T_4 - T_{f1k}}{R_{f1}} = \frac{T_4 - T_5}{R_{45}} + \frac{T_4 - T_o}{R_{4o}} \quad (42)$$

wyznaczamy z niej T_{f1k}

$$T_{f1k} = T_4 - \frac{T_5 - T_4}{R_{45}} + \frac{T_4 - T_o}{R_{4o}} \quad (43)$$

Z założenia upraszczającego zakładającego, że medium robocze po przejściu przez wymiennik ulega schłodzeniu do temperatury początkowej wynika równość $T_{f1p} = T_{f1k}$. Dokonując podstawienia w równaniu (40) otrzymujemy równanie bilansu dla węzła 3:

$$-\frac{T_2}{R_{23}} + T_3 \left(\frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{23}} \right) = \frac{T_4}{R_{f1}} + \frac{T_4 - T_5}{R_{45}} - \frac{T_o - T_4}{R_{4o}} \quad (44)$$

Dla węzła 3 spełniona jest także następująca równość:

$$\frac{T_{f1} - T_3}{R_{f1}} = \frac{T_2 - T_3}{R_{23}} \quad (45)$$

z której obliczamy

$$T_{f1} = T_3 + \frac{R_{f1}}{R_{23}} (T_2 - T_3) \quad (46)$$

a dla węzła 4

$$\frac{T_{f1} - T_4}{R_{f1}} = \frac{T_4 - T_5}{R_{45}} + \frac{T_4 - T_o}{R_{4o}} \quad (47)$$

podstawiając zatem T_{f1} obliczone zgodnie z (46) otrzymujemy bilans dla węzła 4

$$\frac{T_3}{R_{f1}} + \frac{T_2 - T_3}{R_{23}} - \frac{T_4}{R_{f1}} = \frac{T_4 - T_5}{R_{45}} + \frac{T_4 - T_o}{R_{4o}} \quad (48)$$

Po uporządkowaniu równań dla poszczególnych węzłów otrzymujemy układ równań opisujący model stacjonarnej wymiany ciepła, którego schemat graficzny przedstawiony jest na Rys. 12.

$$\text{węzeł 1: } T_1 \left(\frac{1}{R_{1a}} + \frac{1}{R_{12}} \right) - \frac{T_2}{R_{12}} = P_1 + \frac{T_a}{R_{1a}} \quad (49)$$

$$\text{węzeł 2: } -\frac{T_1}{R_{1a}} + T_2 \left(\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{2a}} + \frac{1}{R_{23}} \right) - \frac{T_3}{R_{23}} = P_2 + \frac{T_a}{R_{2a}} \quad (50)$$

$$\text{węzeł 3: } -\frac{T_2}{R_{23}} - T_3 \left(\frac{1}{R_{23}} + \frac{1}{R_{f1}} \right) + T_4 \left(\frac{1}{R_{45}} - \frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{4o}} \right) - \frac{T_5}{R_{45}} = \frac{T_o}{R_o} \quad (51)$$

$$\text{węzeł 4: } -\frac{T_2}{R_{23}} - T_3 \left(\frac{1}{R_{f1}} - \frac{1}{R_{23}} \right) + T_4 \left(\frac{1}{R_{45}} + \frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{4o}} \right) - \frac{T_5}{R_{45}} = \frac{T_o}{R_{4o}} \quad (52)$$

$$\text{węzeł 5: } -\frac{T_4}{R_{45}} + T_5 \left(\frac{1}{R_{45}} + \frac{1}{R_{5o}} + \frac{1}{R_{56}} \right) - \frac{T_6}{R_{56}} = \frac{T_o}{R_{5o}} \quad (53)$$

$$\text{węzeł 6: } -\frac{T_5}{R_{56}} + T_6 \left(\frac{1}{R_{56}} + \frac{1}{R_{f2}} \right) = P_6 + \frac{T_{f2p}}{R_{f2}} \quad (54)$$

Rozwiązaniem powyższego układu równań jest macierz jednokolumnowa temperatur:

$$\bar{T} = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix}$$

będąca rozwiązaniem następującego równania macierzowego

$$\bar{T} = \Lambda^{-1} \cdot \bar{P} \quad (55)$$

gdzie macierz stanu ma następującą postać:

$$\Lambda = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_{1a}} + \frac{1}{R_{12}} & -\frac{1}{R_{12}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{R_{12}} & \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{2a}} + \frac{1}{R_{23}} & -\frac{1}{R_{23}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{R_{23}} & \frac{1}{R_{23}} + \frac{1}{R_{f1}} & \frac{1}{R_{45}} - \frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{4a}} & -\frac{1}{R_{45}} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{R_{23}} & \frac{1}{R_{23}} - \frac{1}{R_{f1}} & \frac{1}{R_{45}} + \frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{4a}} & -\frac{1}{R_{45}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{R_{45}} & \frac{1}{R_{5a}} + \frac{1}{R_{56}} + \frac{1}{R_{45}} & -\frac{1}{R_{56}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{R_{56}} & \frac{1}{R_{56}} + \frac{1}{R_{f2}} \end{bmatrix} \quad (56)$$

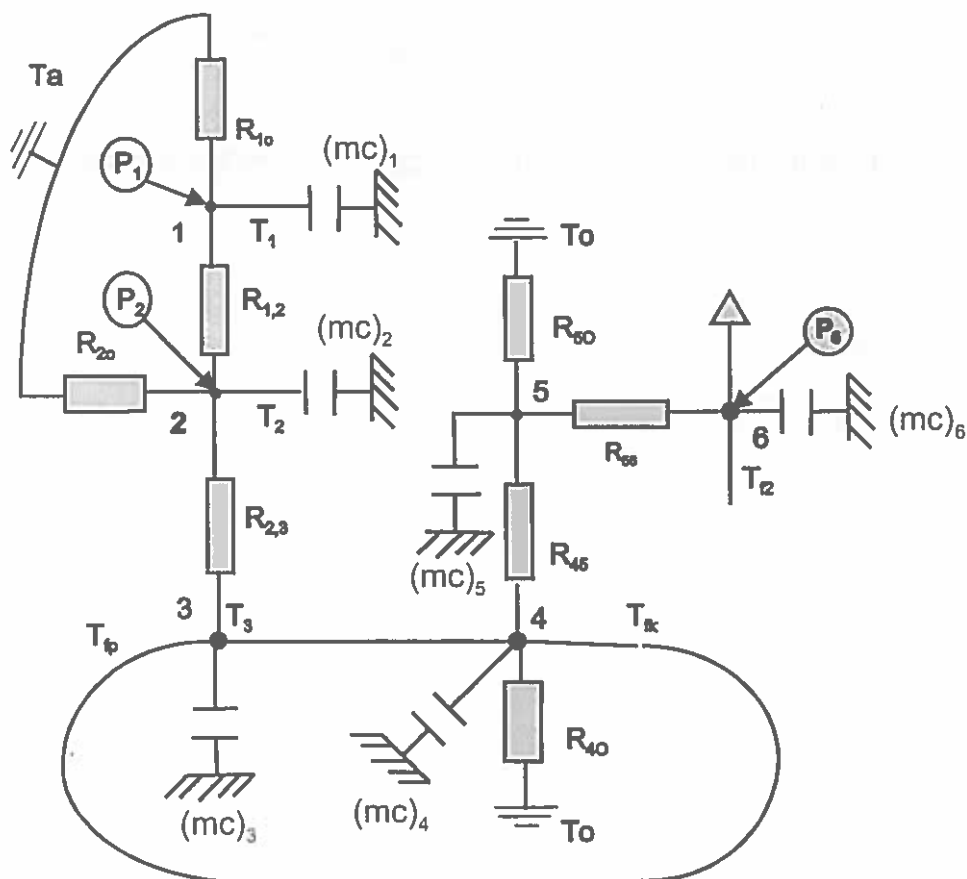
wynikającą ze współczynników będących wzajemnymi opornościami cieplnymi poszczególnych węzłów, a macierz jednokolumnowa wymuszeń w równaniu stanu (55) ma postać:

$$\bar{P} = \begin{bmatrix} P_1 + \frac{T_a}{R_{1a}} \\ P_2 + \frac{T_a}{R_{2a}} \\ \frac{T_o}{R_{4o}} \\ \frac{T_o}{R_{4o}} \\ \frac{T_o}{R_{5o}} \\ P_6 + \frac{T_{f2p}}{R_{f2}} \end{bmatrix} \quad (57)$$

5.2. Model układu w stanie przejściowym

Stan ustalony w instalacji jest jej reakcją na stałe wymuszenie jakim jest promieniowanie słoneczne. Natomiast w przypadku stanu przejściowego, który w obwodzie elektrycznym jest jego reakcją swobodną na zaburzenie wywołane zmianami komutacyjnymi w obwodzie - w instalacji ogrzewania jest wynikiem bezwładności układu [58,99,100].

Schemat graficzny modelu układu w przejściowym stanie pracy wszystkich elementów instalacji przedstawia Rys. 13. W niniejszej analizie każdy węzeł posiada stałą czasu z nim związaną. Jednakże występujące stałe czasu są nawzajem od siebie zależne. Stała czasu całego układu będzie związana z węzłem o najdłuższej stałej.



Rys. 13. Schemat graficzny modelu układu w stanie przejściowym.

Fig. 13. Transient model diagram.

Decyduje o tym pojemność cieplna poszczególnych węzłów. W analizowanym modelu największą pojemność cieplną posiada węzeł 6 i dlatego też stała czasu z nim związana decyduje o długości stałej czasu układu. W rzeczywistości jednak cały układ ustali swoją pracę dopiero po ustaleniu się temperatury ostatniego węzła. Czas ten można odczytać z wykresów symulacyjnych dla poszczególnych węzłów (Rys. 21). Posługując się poniżej opisaną metodą można także przeprowadzić obliczenia stałych czasu dla poszczególnych węzłów, w zależności od ich założonych pojemności cieplnych. Tabela 2 przedstawia przykładowe wyniki obliczeń stałych czasu, czasu ustalania się odpowiedzi i temperatur w węzłach.

Dla węzłów zawierających pojemności cieplne równanie (37) przyjmuje postać

$$(mc)_i \frac{dT_i}{dt} + T_i \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} - \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} T_j = P_i + \frac{T_o}{R_{io}} \quad (58)$$

a zatem układ równań dla wszystkich 6 węzłów analizowanego wariantu jest następujący:

$$\begin{aligned} (mc)_1 \frac{dT_1}{dt} + T_1 \left(\frac{1}{R_{1a}} + \frac{1}{R_{12}} \right) - \frac{T_2}{R_{12}} &= P_1 + \frac{T_a}{R_{1a}} \\ -\frac{T_1}{R_{12}} + (mc)_2 \frac{dT_2}{dt} + T_2 \left(\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{2a}} + \frac{1}{R_{23}} \right) - \frac{T_3}{R_{23}} &= P_2 + \frac{T_a}{R_{2a}} \\ -\frac{T_1}{R_{12}} + (mc)_3 \frac{dT_2}{dt} + T_2 \left(\frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{2a}} + \frac{1}{R_{23}} \right) - \frac{T_3}{R_{23}} &= P_2 + \frac{T_a}{R_{2a}} \\ -\frac{T_2}{R_{23}} - T_3 \left(\frac{1}{R_{f1}} - \frac{1}{R_{23}} \right) + (mc)_4 \frac{dT_4}{dt} + T_4 \left(\frac{1}{R_{45}} + \frac{1}{R_{f1}} + \frac{1}{R_{4o}} \right) - \frac{T_5}{R_{45}} &= \frac{T_o}{R_{4o}} \\ -\frac{T_4}{R_{45}} + (mc)_5 \frac{dT_5}{dt} + T_5 \left(\frac{1}{R_{45}} + \frac{1}{R_{5o}} + \frac{1}{R_{56}} \right) - \frac{T_6}{R_{56}} &= \frac{T_o}{R_{5o}} \\ -\frac{T_5}{R_{56}} + (mc)_6 \frac{dT_6}{dt} + T_6 \left(\frac{1}{R_{56}} + \frac{1}{R_{f2}} \right) &= P_6 + \frac{T_{f2p}}{R_{f2}} \end{aligned} \quad (59)$$

Równanie macierzowe stanu przejściowego ma postać:

$$c \frac{d\bar{T}(t)}{dt} + \Lambda \bar{T}(t) = \bar{P}(t) \quad (60)$$

gdzie: c jest diagonalną macierzą pojemności cieplnych poszczególnych węzłów.

Po przekształceniu otrzymujemy:

$$\frac{d\bar{T}(t)}{dt} = -(\mathbf{c}^{-1}\Lambda)\bar{T}(t) + \mathbf{c}^{-1}\bar{P}(t) \quad (61)$$

Rozwiązanie powyższego równania macierzowego wiąże się z rozwiązaniem równania charakterystycznego (62) macierzy $\Lambda\mathbf{1} = \mathbf{c}^{-1}\Lambda$ i ze znalezieniem wartości własnych macierzy $\Lambda\mathbf{1}$, które są pierwiastkami tego równania oraz z wyznaczeniem wektorów własnych tej macierzy [57].

Równanie charakterystyczne ma postać:

$$\det(\Lambda\mathbf{1} + \mathbf{F} \cdot \mathbf{E}) = 0 \quad (62)$$

W przypadku rozpatrywanego modelu wektory własne utworzą macierz \mathbf{D} o wymiarze 6×6 . Jej odwrotność $\mathbf{D}^{-1} = \mathbf{B}$ jest macierzą również o wymiarze 6×6 . Spełnia ona rolę tzw. macierzy przekształcenia [57]. Wyznaczone macierze wiąże ze sobą zależność:

$$\mathbf{B}(-\Lambda\mathbf{1})\mathbf{D} = \mathbf{F} \quad (63)$$

gdzie \mathbf{F} jest macierzą diagonalną pierwiastków równania charakterystycznego macierzy $\Lambda\mathbf{1}$ a \mathbf{E} jest macierzą jednostkową.

Kolejne kroki algorytmu obliczeniowego są następujące:

- obliczamy macierz jednokolumnową $\bar{R} = \mathbf{c}^{-1}\bar{P}$ stanowiącą składnik równania (61);
- obliczamy iloczyn w wyniku którego otrzymujemy macierz jednokolumnową $\bar{M} = \mathbf{B}\bar{R}$;
- tworzymy macierz \mathbf{W} jako macierz diagonalną z \bar{M} ;
- znajdujemy macierz jednokolumnową \bar{A} będącą macierzą jednokolumnową wartości własnych macierzy.

Wartości własne macierzy $\Lambda 1$ stanowią pierwiastki wielomianu charakterystycznego (λ_i) tej macierzy. Pozostają one w następującej zależności do stałych czasu analizowanego układu:

$$\tau_i = -\frac{1}{\lambda_i} \quad (64)$$

- tworzymy macierz diagonalną $F = \bar{A}$;
- tworzymy macierz odwrotną do macierzy F : $G = -F^{-1}$;
- obliczamy macierz $Z = D \cdot G \cdot W$ będącą macierzą współczynników temperaturowych Θ_{ij} spełniających układ równań (70)

$$Z = \begin{bmatrix} \Theta_{1,1} & \Theta_{1,2} & \Theta_{1,3} & \Theta_{1,4} & \Theta_{1,5} & \Theta_{1,6} \\ \Theta_{2,1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \Theta_{3,1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \Theta_{4,1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \Theta_{5,1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \Theta_{6,1} & \dots & \dots & \dots & \dots & \Theta_{6,6} \end{bmatrix}$$

Dla temperatur stanu ustalonego w poszczególnych węzłach analizowanej zsc spełniona jest równość

$$T_i = \sum_{j=1}^6 T_{ij} \quad (65)$$

Jest to możliwość sprawdzenia poprawności obliczeń, bowiem suma współczynników temperaturowych dla danego węzła równa jest temperaturze stanu ustalonego dla tego węzła. W instalacji przygotowania ciepłej wody temperatury całkowite poszczególnych węzłów T_j należy traktować jako sumy temperatur początkowych dla danego węzła oraz przyrostów temperatur Θ_j . Temperatury całkowite węzłów będą następujące:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= \Theta_1 + T_a & T_4 &= \Theta_4 + T_a \\
 T_2 &= \Theta_2 + T_a & T_5 &= \Theta_5 + T_o \\
 T_3 &= \Theta_3 + T_a & T_6 &= \Theta_6 + T_{f2p}
 \end{aligned} \tag{66}$$

Dokonując podstawienia (66) do układu równań (59) otrzymujemy następującą postać równania (58) dla przyrostów temperatur

$$(mc)_i \frac{d\Theta_i}{dt} + \Theta_i \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} - \sum_{\substack{j=0 \\ j \neq i}}^n \frac{1}{R_{ij}} \Theta_j = P_{\Theta_i} \tag{67}$$

i macierzy jednokolumnowej wymuszeń, zastosowaną w algorytmach obliczeniowych

$$\begin{bmatrix} P_{\Theta_1} \\ P_{\Theta_2} \\ P_{\Theta_3} \\ P_{\Theta_4} \\ P_{\Theta_5} \\ P_{\Theta_6} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \frac{T_o}{R_{4o}} + \frac{T_o}{R_{45}} - \frac{T_a}{R_{4o}} \\ \frac{T_o}{R_{45}} + \frac{T_o}{R_{4o}} - \frac{T_a}{R_{4o}} - \frac{T_a}{R_{45}} \\ (T_a - T_o) \frac{1}{R_{45}} + (T_{f1p} - T_o) \frac{1}{R_{56}} \\ P_6 + \frac{T_o - T_{f2p}}{R_{56}} \end{bmatrix} \tag{68}$$

Rozwiązanie układu równań stanu nieustalonego (67) przy zerowych warunkach początkowych $\Theta_i(0) = 0$, jest następujące:

$$\begin{aligned}
\Theta_1(t) &= \Theta_{1,1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) + \Theta_{1,2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \Theta_{1,3} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_3}} \right) + \Theta_{1,4} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) + \Theta_{1,5} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_5}} \right) + \Theta_{1,6} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_6}} \right) \\
\Theta_2(t) &= \Theta_{2,1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) + \Theta_{2,2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \Theta_{2,3} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_3}} \right) + \Theta_{2,4} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) + \Theta_{2,5} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_5}} \right) + \Theta_{2,6} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_6}} \right) \\
\Theta_3(t) &= \Theta_{3,1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) + \Theta_{3,2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \Theta_{3,3} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_3}} \right) + \Theta_{3,4} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) + \Theta_{3,5} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_5}} \right) + \Theta_{3,6} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_6}} \right) \\
\Theta_4(t) &= \Theta_{4,1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) + \Theta_{4,2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \Theta_{4,3} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_3}} \right) + \Theta_{4,4} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) + \Theta_{4,5} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_5}} \right) + \Theta_{4,6} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_6}} \right) \\
\Theta_5(t) &= \Theta_{5,1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) + \Theta_{5,2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \Theta_{5,3} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_3}} \right) + \Theta_{5,4} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) + \Theta_{5,5} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_5}} \right) + \Theta_{5,6} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_6}} \right) \\
\Theta_6(t) &= \Theta_{6,1} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right) + \Theta_{6,2} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_2}} \right) + \Theta_{6,3} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_3}} \right) + \Theta_{6,4} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_4}} \right) + \Theta_{6,5} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_5}} \right) + \Theta_{6,6} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_6}} \right)
\end{aligned}
\tag{69}$$

Przyrosty temperatur poszczególnych węzłów w stanie ustalonym wynoszą:

$$\begin{aligned}
\Theta_1 &= \sum_{j=1}^6 \Theta_{1,j} & \Theta_4 &= \sum_{j=1}^6 \Theta_{4,j} \\
\Theta_2 &= \sum_{j=1}^6 \Theta_{2,j} & \Theta_5 &= \sum_{j=1}^6 \Theta_{5,j} \\
\Theta_3 &= \sum_{j=1}^6 \Theta_{3,j} & \Theta_6 &= \sum_{j=1}^6 \Theta_{6,j}
\end{aligned}
\tag{70}$$

6. ANALIZA PRACY INSTALACJI NA PODSTAWIE PRZYJĘTEGO MODELU

Aby możliwa była analiza pracy instalacji, na podstawie przyjętego modelu, konieczne jest wprowadzenie pewnych założeń upraszczających:

- przepływ wody w całej instalacji odbywa się w przedziale ruchu laminarnego,
- analizowane są temperatury w zakresie 0 - 70 °C,
- temperatura wody w całej objętości płaszcza wymiennika ma stałą wartość,
- czynnik obiegu pierwotnego ulega schłodzeniu do temperatury początkowej,
- układ cieplny o stałych rozłożonych zastępujemy układem cieplnym o stałych skupionych z jednokierunkowym przepływem ciepła,
- obliczenia dotyczą średnich wartości temperatur i średnich strumieni ciepła.

6.1. Opis programu symulacyjnego

Do wykonania obliczeń symulacyjnych opracowano własne algorytmy obliczeniowo graficzne wykorzystujące oprogramowanie Microsoft MathCad Plus 6.0 [92]. Poszczególne algorytmy w postaci plików o rozszerzeniu .mcd składają się na pakiet symulacyjny o nazwie SlonDWM, który może być użytkowany w programie MathCad Plus 6.0. Minimalne wymagania sprzętowe są następujące: PC Pentium 100, min. 32 MB RAM (możliwe jest korzystanie z pakietu już przy 16 MB RAM jednakże wtedy konieczne jest dzielenie sekwencji symulacyjnych), środowisko Windows 95.

W niniejszej pracy na przykładzie algorytmu symulacyjnego zmienności temperatur w węzłach 1-6 w zależności od połączonych zmian temperatury otoczenia i natężenia padającego promieniowania słonecznego przedstawiono tok obliczeń oraz uzyskiwania wykresów symulacyjnych do graficznej prezentacji wyników. Pierwszym etapem było wprowadzenie danych. Analiza wymaga wprowadzenia ok. 80 danych w zależności od wybranego wariantu symulacji. Zestaw danych do programu (patrz Aneks Wydruk 1) pokazuje zmieniające się dane temperatury i natężenia promieniowania w sposób iteracyjny, z założonym krokiem zmienności danych oraz inne dane o przyjętych wartościach odniesienia dla wszystkich symulacji. Zestaw danych oprócz wartości zawiera jednostki i opis każdej z nich. Istotny jest także swobodny import sekwencji w obrębie środowiska Windows 95.

Następną sekwencją są obliczenia współczynników wymiany ciepła, oporów i mocy cieplnych wg wzorów zawartych w rozdziale 4. Istotne jest, że w każdym miejscu można wywołać wszystkie obliczane wartości, co pokazuje kolejny przykładowy wydruk (patrz Aneks Wydruk 2).

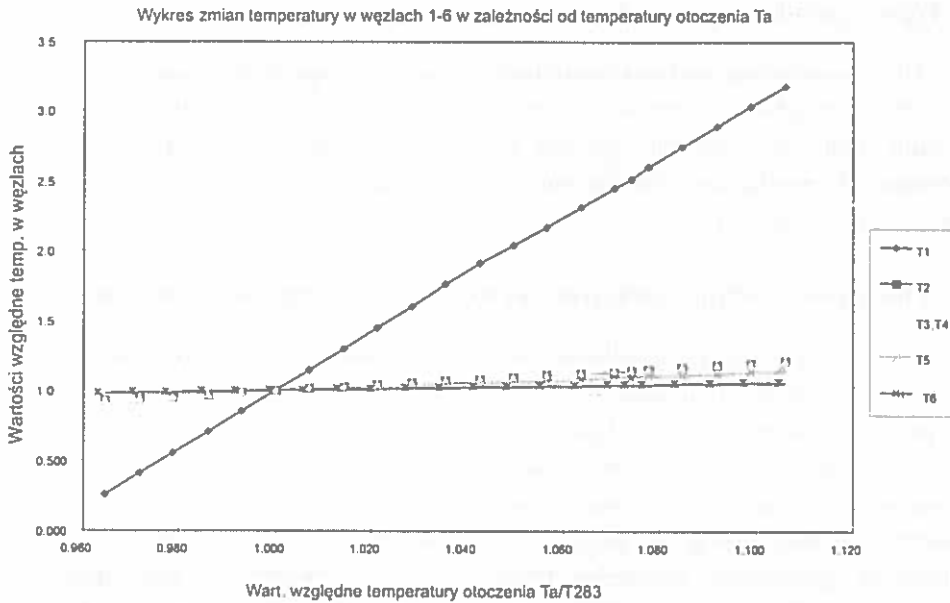
6.2. Analiza układu w stanie ustalonym

Program SlonDWM dokonuje rozwiązania równania macierzowego (55) i podaje wyniki temperatur w węzłach w zależności od założonej zmiennej. Aneks Wydruk 2 przedstawia tę sekwencję obliczeń dla przykładowej symulacji. Jest to etap uzyskiwania wyników poszczególnych symulacji w ustalonym stanie pracy układu. Wyniki można wywołać w postaci graficznej (wykresy liniowe lub płaszczyznowe) lub liczbowej (tablice wyników). Poniżej przedstawiono wyniki analizy stanu ustalonego.

• Wpływ temperatury otoczenia T_a i natężenia promieniowania słonecznego G na uzyskiwane temperatury w węzłach 1-6

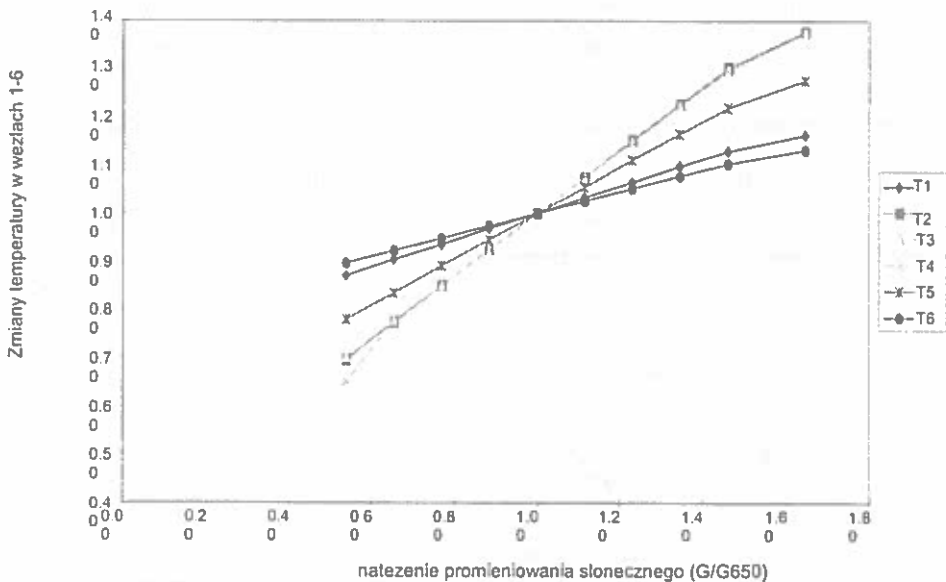
Zależność zmiany temperatury w węzłach od temperatury otoczenia jest funkcją liniową w rozpatrywanym przedziale. Temperatura otoczenia ma zasadniczy wpływ jedynie na temperaturę pokrywy szklanej. Widać to wyraźnie na Rys. 14 - kąt pochylenia wykresu dla węzła pierwszego (T_1) jest znacznie większy niż dla pozostałych węzłów. Wykres jest wykonany w wartościach względnych odniesionych do wartości uzyskiwanych przy temperaturze zewnętrznej $T_a = 283$ K. Z wykresu tego widać również, że temperatury w węźle 3 i 4 są bardzo zbliżone. Oznacza to, że przy odpowiednim doborze materiałów izolujących rurociągi pomiędzy kolektorami a wymiennikiem, można uniknąć znaczących strat na tej drodze przepływu strumienia ciepła. Spostrzeżenie to potwierdzają kolejne symulacje opisane poniżej.

Podobne spostrzeżenia nasuwają się po przeanalizowaniu zmienności temperatur w węzłach 1-6 w zależności od wzrastającego natężenia promieniowania słonecznego. Rysunek 15 przedstawia wykres tej zależności. Jest on wykonany w wartościach względnych odniesionych do wartości temperatur uzyskiwanych dla natężenia promieniowania słonecznego $G = 650$ $W\ m^{-2}$. Zwiększenie natężenia promieniowania o prawie 50% w przedziale 300-650 $W\ m^{-2}$ pozwala na podniesienie temperatury w węźle 4 o 35%, a w węźle 6 już tylko o 10%. Natomiast w wyższych przedziałach natężenia przyrosty są jeszcze mniejsze. Widoczne jest zatem, że wzrost G ma mniejszy wpływ na kształtowanie się temperatur w węzłach obiegu wtórnego niż pierwotnego, np. gdy T_3 wzrasta o 30% to T_6 już tylko o 7%. Podobnie kształtują się z temperatury pozostałych węzłów.



Rys. 14. Wyniki analizy symulacyjnej zmienności temperatur w węzłach 1-6 w zależności od temperatury otoczenia T_a .

Fig. 14. Simulation results for temperatures in nodes 1 – 6 vs. ambient temperature T_a .



Rys. 15. Wyniki analizy symulacyjnej zmienności temperatur w węzłach 1-6 w zależności od natężenia promieniowania słonecznego.

Fig. 15. Simulation results for temperatures in nodes 1- 6 vs. solar radiation intensity

- **Wpływ prędkości wiatru na uzyskiwane temperatury w węzłach 1-6**

Oczywistym jest, że zmiana prędkości wiatru ma wpływ na zmiany temperatur w węzłach znajdujących się w obrębie kolektora. Wpływ ten jest znikomy w obrębie wymiennika, co widać na wykresie pokazanym na Rys. 16. Jest wykonany w wartościach względnych, w zależności od przyjętych krokowo zmian prędkości wiatru z krokiem 1 m s^{-1} .

- **Wpływ powierzchni kolektorów na uzyskiwane temperatury w węzłach 1-6**

Symulacja ta wykonana była dla równoległego połączenia modułów kolektorów. Powierzchnia jednego modułu wynosi $1,5 \text{ m}^2$ - Rys. 17. Wyniki symulacji pokazują, że przy określonym całkowitym natężeniu przepływu efektywne jest łączenie w baterie odpowiednie liczny n kolektorów. W tym przypadku dla $\dot{V} = 1,2 \text{ dm}^3 \text{ min}^{-2}$, zasadne jest połączenie równoległe maksymalnie do 3 takich kolektorów w jednej baterii. Zmniejszenie się kąta nachylenia krzywej do osi x związane jest ze znacznym spadkiem sprawności kolektora. Chociaż zalecane przepływy dla kolektorów płaskich są niewielkie to dalsze zmniejszanie ich wartości przez połączenie równoległe może doprowadzić do sytuacji wrzenia wody w kanałach absorbera. Zmienia to w sposób znaczący i niekorzystny warunki wymiany ciepła w instalacji. Symulacje takie tracą sens fizyczny a i obliczenia numeryczne wykonywane na tak niewielkich liczbowo wartościach przepływu stają się niewiarygodne.

- **Wpływ objętości wymiennika na uzyskiwane temperatury w węzłach**

Rysunek 18 przedstawia wykres zmienności temperatur w zależności od objętości wymiennika. Może on być pomocny do doboru odpowiedniej wielkości wymiennika. Pokazuje o ile % zmieniają się temperatury gdy zmieniamy wymiary wymiennika. Na wykresach widać nasycenie krzywej, z którego wynika, że dla założonej wielkości instalacji największe uzasadnione wymiary posiada wymiennik typu WP6-250 o średnicy 600 mm. Mniejsze wymienniki wybiegają poza typoszereg producenta, a zatem wymagałyby produkcji specjalnej. Porównując z Duffie i Beckman [31], gdzie do symulacji wykorzystano program TRNSYS, w którym przyjmuje się założenie 65 dm^3 pojemności zbiornika akumulacyjnego na 1 m^2 powierzchni kolektorów, stwierdza się, że pomimo zbliżonych rozmiarów instalacji nie uzyskujemy analogicznych wyników. W badanej analogicznej instalacji (patrz rozdział 8) wartości temperatury w zbiorniku nie przekraczają $40 \text{ }^\circ\text{C}$, a zgodnie z programem TRNSYS powinny wynosić $60 \text{ }^\circ\text{C}$. Jest to ewidentny przykład, że

pakiet oprogramowania TRNSYS jest mało przydatny do celów projektowych instalacji użytkowanych w naszych warunkach klimatycznych.

Na Rys. 18 na osi poziomej zaznaczono wartości brzegowe przedziałów obliczeniowych. Obliczenia wykonywano z krokiem zmienności 25 dm^3 pojemności wymiennika. Wymienniki znajdujące się w typoszeregu produkcji seryjnej oznaczono zgodnie z oznakowaniem producenta WP6.

- **Wpływ oporów cieplnych rurociągów łączących kolektor z wymiennikiem na temperatury w poszczególnych węzłach**

Rysunek 19 przedstawia wykres zmienności temperatur w zależności od oporu R4o. Opór ten dotychczas przez badaczy nie uwzględniany [17,25,28] odpowiada za straty ciepła do otoczenia z rurociągów i elementów instalacji obiegu zamkniętego. Wartości oporu porównywane są do wartości najmniej korzystnej, a więc najmniejszej. Wykres wykonano w wartościach względnych. Należy zwrócić uwagę że rurociągi znajdują się w otoczeniu o temperaturze powietrza w wymiennikowni T_o odmiennie niż temperatura zewnętrzna T_a . Ma ona istotne znaczenie w analizie porównawczej przeprowadzonej w rozdziale 8, szczególnie gdy woda do obiegu wtórnego jak i pierwotnego dopływa z niezaizolowanego zbiornika hydroforowego. Tak jest w przypadku badanej instalacji słonecznej.

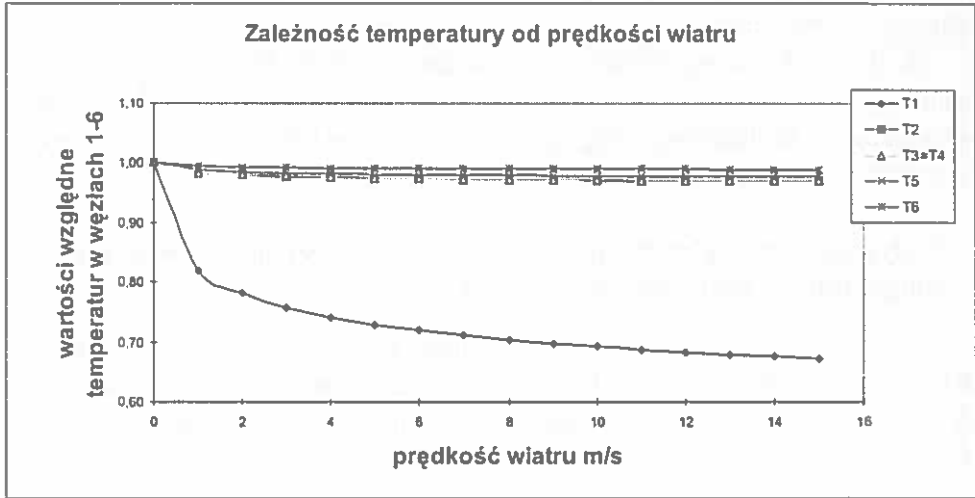
- **Wpływ przepływu czynnika w obiegu wtórnym na uzyskiwane temperatury T1 - T6**

Rysunek 20 przedstawia wpływ wielkości przepływu czynnika f_2 płynącego w obiegu wtórnym na temperatury poszczególnych węzłów. W całym analizowanym przedziale został spełniony warunek przepływu laminarnego ($Ra \ll 2300$), pozostałe dane jak w Aneksie.

6.3. Analiza pracy układu w stanie przejściowym

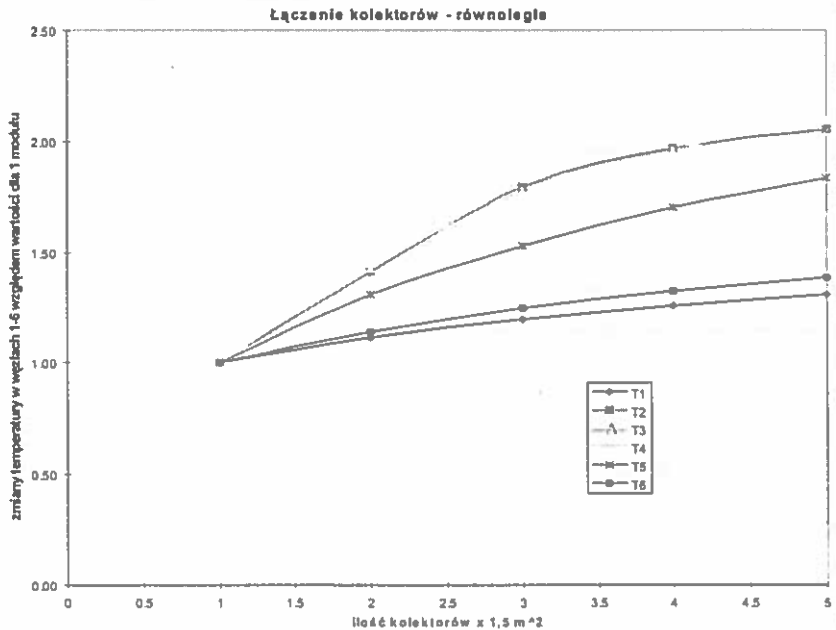
Rozwiązaniem układu równań (59) stanu nieustalonego jest równanie (71) równoważne układowi równań (69):

$$T_j(t) = T_{pi}(0) + \sum_{i=1}^6 \Theta_{j,i} \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_i}} \right) \quad (71)$$



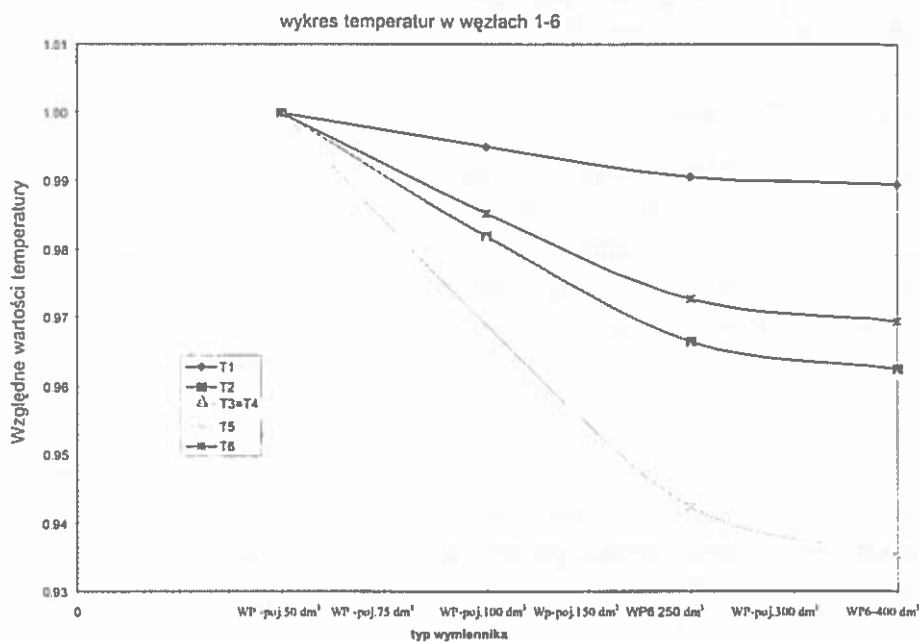
Rys. 16. Wynik symulacji zmian prędkości wiatru.

Fig. 16. Simulation results for wind velocity.



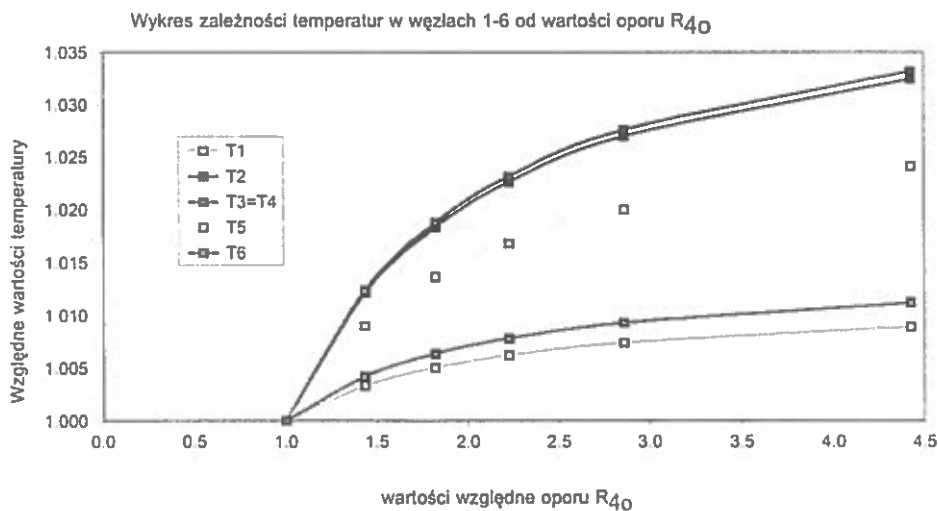
Rys. 17. Wykres temperatur w węzłach 1-6 przy równoległym połączeniu od 1 do 5 modułów kolektorów.

Fig. 17. Simulation results for temperatures in nodes 1-6 when 1 to 5 collectors are connected in parallel.



Rys. 18. Wykres względnych wartości temperatur w węzłach 1-6 w zależności od wielkości wymiennika.

Fig. 18. Simulation results for temperatures in nodes 1-6 vs. heat exchanger size.



Rys. 19. Wpływ oporu R_{40} na temperatury w poszczególnych węzłach.

Fig. 19. Simulation results for temperatures in nodes 1- 6 vs. thermal resistance R_{40} .

Obrazem graficznym tego rozwiązania są wykresy krzywych nagrzewania przedstawione na Rys. 21- Rys. 23.

• Krzywe nagrzewania

Rysunek 21 przedstawia krzywe nagrzewania dla wszystkich węzłów układu przy następujących warunkach zewnętrznych: $T_a=283\text{ K}$; $G = 600\text{ W m}^{-2}$. Został on wykonany dla przyrostów temperatur wg równań (69). Na wykresach wyraźnie widać jak kształtuje się czas nagrzewania tych węzłów. Pokazują one dynamikę nagrzewania wszystkich sześciu węzłów.

Wykresy krzywych mają następujący sens fizyczny: temperatury początkowe węzłów 1-4 są równe temperaturze powietrza atmosferycznego (w chwili $t = 0\text{ s}$, $T_a = 283\text{ K}$), stąd też stale narastający charakter krzywych nagrzewania dla pokrywy kolektora, absorbera i czynnika f1 obiegu pierwotnego. Kształt krzywej nagrzewania przedstawionej dla węzła 5 - nagrzewnica wymiennika odbiega od pozostałych. Jest to wynikiem założenia warunku początkowego tzn. temperatury w pomieszczeniu wymiennikowni $T_o = 288\text{K}$ większej od temperatury otoczenia. Wartości na osi Y podane są w stopniach C.

Ponieważ zaprezentowana na Rys. 21 krzywa dla węzownicy wymiennika wykreślona dla przedziału czasu 0 do 7200 s nie jest dostatecznie czytelna w przedziale czasu nagrzewania do 1000 s, wykonano dodatkowe wykresy krzywych nagrzewania przedstawione na Rys. 22 i Rys. 23, które jednocześnie obrazują dynamikę nagrzewania się węzownicy wymiennika przy różnych warunkach zewnętrznych. Dla większej czytelności tego fragmentu krzywych nagrzewania dla węzownicy wymiennika wykonano quasi-przestrzenny wykres temperatur w funkcji czasu (0 do 95 s) i kolejnych podstawień $T_a=273 + 5n\text{ K}$ dla $n = 0 \dots 10$, przedstawiony na Rys. 22. Na tym rysunku wykresy krzywych przyrostów temperatury dla temperatur T_a od 273 K do 288 K obrazują przyrosty ujemne a więc schłodzenie węzownicy wymiennika o $\Theta_{min} = -8,74^\circ\text{C}$ dla $T_a = 273\text{K}$. W chwili $t_6 = 30\text{ s}$ rozpoczyna się stopniowe nagrzewanie węzła 5 proporcjonalnie, w zależności od T_a . Z Rys. 22 dla $T_a = 283\text{ K}$ $\Theta_{min} = -4,75^\circ\text{C}$ jednakże dopiero po upływie $t_{p5} = 3000\text{ s}$ węzeł osiąga temperaturę początkową $T_{p5} = 288\text{ K}$ a zatem dopiero wtedy można stwierdzić, że rozpoczyna się rzeczywiste nagrzewanie wody w zbiorniku pojemnościowym, na skutek dopływu medium roboczego z kolektorów słonecznych. W warunkach rzeczywistych jednak temperatura zewnętrzna T_a przy natężeniu $G=600\text{ W m}^{-2}$ wzrasta i czas t_{p5} jest krótszy.

Rysunek 23 przedstawia dwie krzywe nagrzewania węzła 5 w początkowym przedziale czasu wykreślone z dużą dokładnością co 0,5 s dla granicznych wartości temperatur zewnętrznych w rozpatrywanym przedziale $T_a = 273$ K i $T_a = 303$ K, przy natężeniu $G = 600$ W m⁻². Obszar pomiędzy tymi krzywymi odzwierciedla pole wartości jakie przyjmują przyrosty temperatur osiągnane przez ten węzeł w ciągu pierwszych 40 s pracy węzła.

• Wpływ pojemności cieplnych na stałe czasu

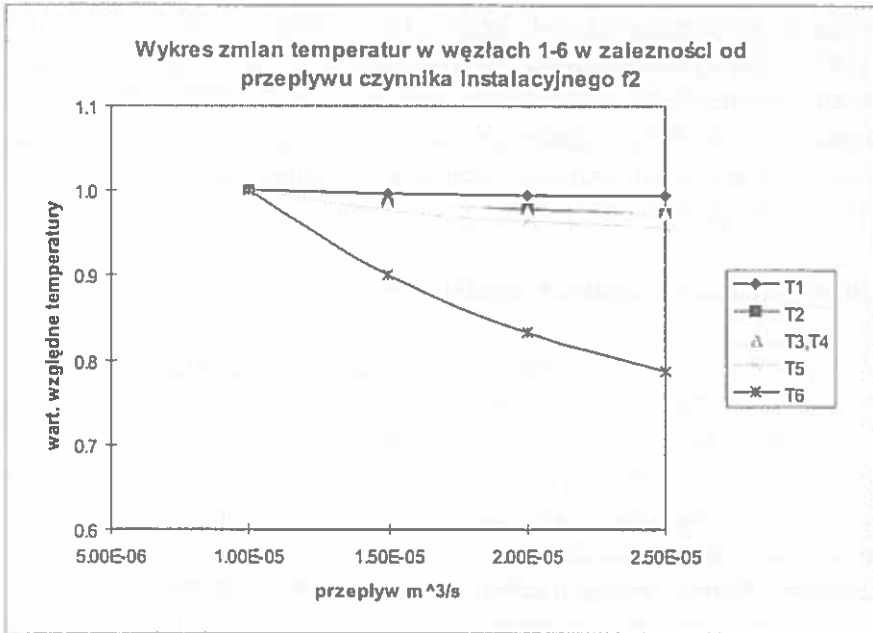
W wyniku rozwiązywania równania charakterystycznego (62) otrzymuje się 6 pierwiastków, których odwrotności są stałymi czasu układu. W sensie matematycznym każda z nich w jednakowym stopniu zależy od pojemności cieplnych sześciu węzłów (ciał jednorodnych). Jednakże w sensie fizycznym można przypuszczać, że najkrótsza stała czasu jest związana z absorberem kolektora, a najdłuższa ze zbiornikiem akumulacyjnym. Dlatego przeprowadzono obliczenia symulacyjne, których wyniki prezentują Rys. 24 – Rys. 29. Na osi odciętych (X) podano krotności analizowanej pojemności cieplnej, a na osi rzędnych (Y) względne wartości stałych czasu. Wartości odniesiono dla następujących danych pojemności cieplnych węzłów: $(mc)_1 = 23,92210^3$ J K⁻¹, $(mc)_2 = 8,128$ 10³ J K⁻¹, $(mc)_3 = 53,1310^3$ J K⁻¹, $(mc)_4 = 53,1310^3$ J K⁻¹, $(mc)_5 = 8,8810^3$ J K⁻¹, $(mc)_6 = 523,3810^3$ J K⁻¹ i uzyskanych dla tych wartości stałych czasu: $\tau_1 = 351$, $\tau_2 = 5$, $\tau_3 = 674$, $\tau_4 = 152$, $\tau_5 = 29$, $\tau_6 = 6200$ s.

Obliczenia przeprowadzono dla pozostałych parametrów o wartościach odniesienia zawartych w Aneksie. Charakter krzywej odpowiadającej rozpatrywanemu węzłowi jest rosnący dla zwiększających się pojemności cieplnych. Rysunki przedstawiają wybrane krzywe wartości stałych czasu wskazujące na istnienie jakiegokolwiek wpływu danej pojemności cieplnej na stałą.

Z Rys. 24 wynika, że pojemność cieplna węzła 1 ma wyraźny wpływ na stałą czasu o długości 351 s. Można zatem stwierdzić, że z pokrywą kolektora związana jest stała czasu 351 s.

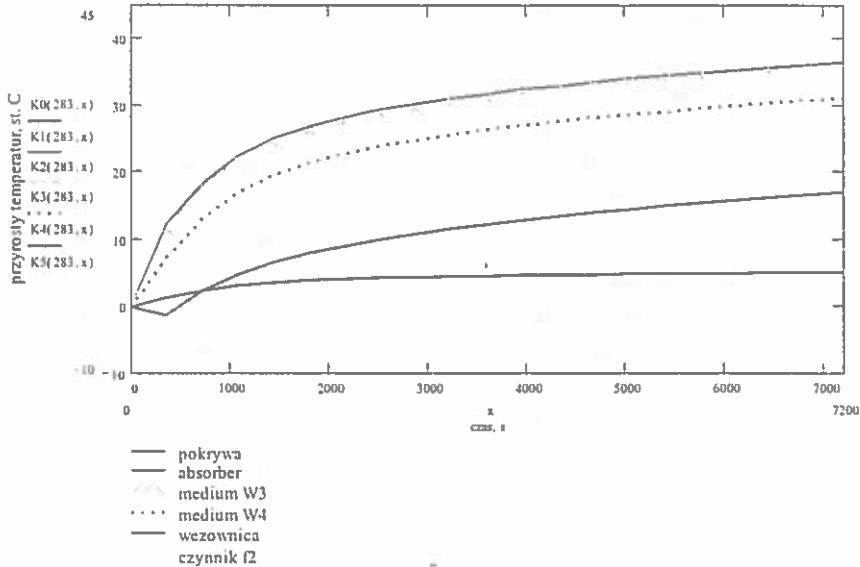
Krzywe zaprezentowane na Rys. 25 wskazują na wyraźną zależność pomiędzy pojemnością cieplną węzła 2 a najkrótszą stałą czasu o długości 5 s. Wynika stąd, że ta stała czasu jest związana z absorberem.

Rysunki 26 i 27 przedstawiają wiązki krzywych obrazujących zależności stałych czasu węzłów 3 i 4 od pojemności cieplnych. W obu tych przypadkach zależność nie jest tak wyraźnie wyodrębniona jak w przypadku węzła 1 i 2. Wynika to z faktu, że wartości pojemności cieplnych węzłów 3 i 4 są takie same a węzły te modelują ten



Rys. 20. Wynik symulacji zmian przepływu czynnika w obiegu wtórnym.

Fig. 20. Simulation results for temperatures in nodes 1-6 vs. fluid capacity in the secondary circuit.

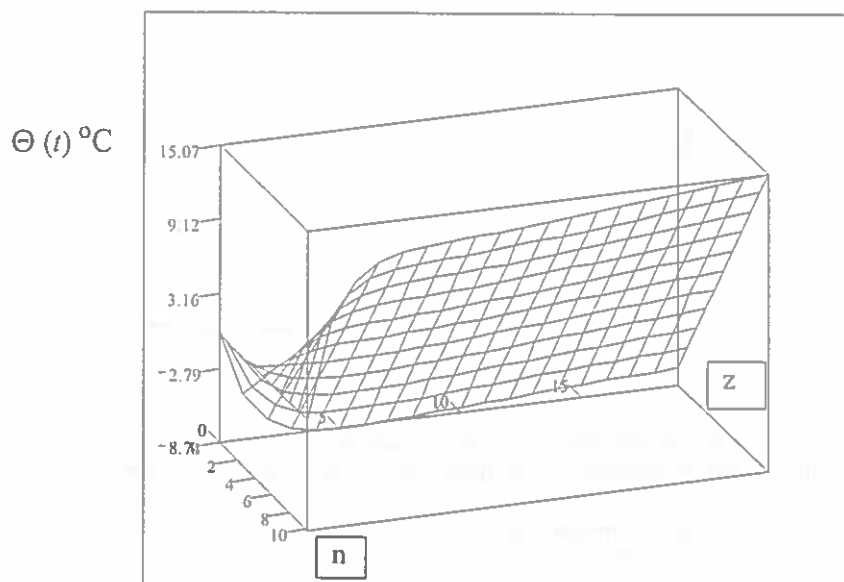


Rys. 21. Krzywe nagrzewania (przyrostów temperatur), dla warunków zewnętrznych: $T_a=283K$; $G=600 W m^{-2}$, oś X - czas nagrzewania od chwili $t_0 = 0 s$ do $t_1 = 7200 s$.

Fig. 21. Temperature increase curves for ambient conditions: $T_a=283K$; $G=600 W m^{-2}$, X axis - heating time from $t_0 = 0 s$ to $t_1 = 7200 s$.

$$z = 0..19 \quad t_z = z \cdot 5$$

$$M_{j,z} = K4(d43, t_z)$$



M

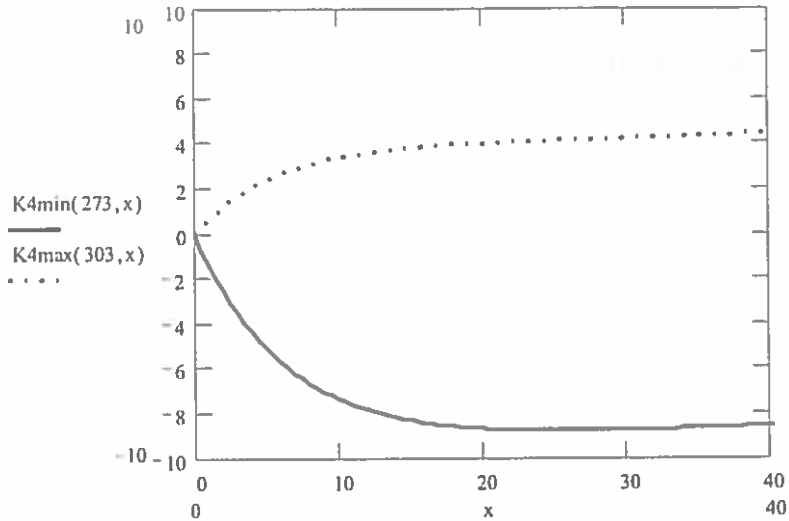
Rys. 22. Wykresy przyrostów temperatur $\Theta(t)$ w stanie nieustalonym dla wężownicy wymiennika w czasie 0 do 190 s (w 20 podstawieniach co 10s) dla 11 kolejnych podstawień temperatury zewnętrznej $T_a: 273 + n5$ K ($n = 0, 1 \dots 11$). Oś pozioma z to oś czasu oznakowana dla z podstawień co 10 s.

Fig. 22. Simulation results. Transient temperature increase $\Theta(t)$ for the heat exchanger coil pipe, time period: 0 to 190 s (in 20 substitutions every 10s) for 11 subsequent substitutions of ambient temperature $T_a: 273 + n5$ K ($n = 0, 1 \dots 11$); the horizontal axis z is the time axis for z substitutions every 10 s.

sam czynnik roboczy znajdujący się w obiegu zamkniętym. Jednakże, można stwierdzić na podstawie tych wykresów, że stała czasu o długości 674 s zależy najbardziej od pojemności cieplnej węzła 3 a stała czasu o długości 152 s jest związana z węzłem 4.

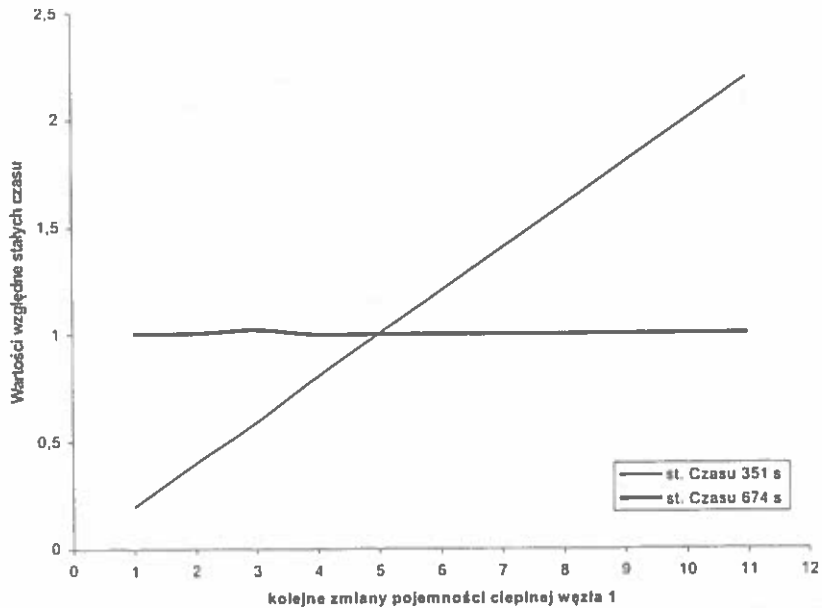
Z wykresów przedstawionych na Rys. 28 wynika zależność stałej czasu $\tau = 29$ s od pojemności cieplnej węzła 5. Stała ta zatem, jest związana z wężownicą wymiennika.

Na Rys. 29 przedstawiona jest zależność wybranych stałych czasu od pojemności cieplnej węzła 6. Węzeł ten ma największą pojemność cieplną (znacznie większą od pozostałych) i z nim też związana jest najdłuższa stała czasu $\tau_6 = 6200$ s. Jest to



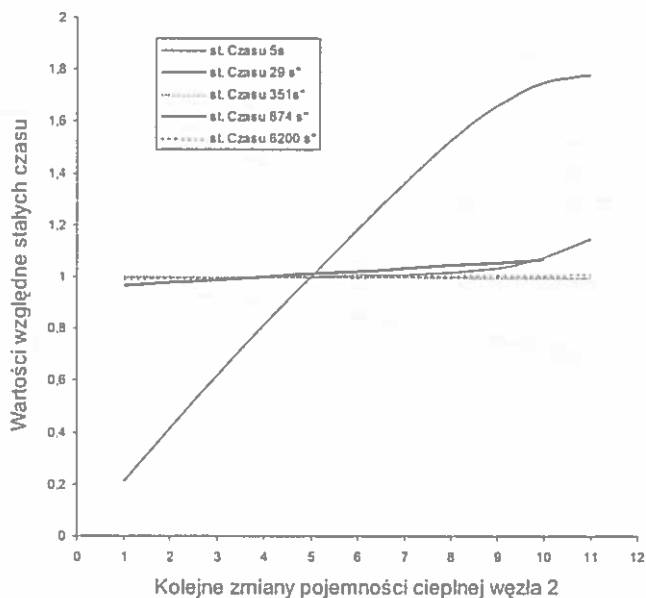
Rys. 23. Wykresy przyrostów temperatur $\Theta(t)$ w stanie nieustalonym dla wężownicy wymiennika w czasie $x = 0$ do 40 s (w 80 podstawieniach co 0,5s) dla podstawień temperatury zewnętrznej T_a : 273 K i 303 K.

Fig. 23. Simulation results. Transient temperature increase $\Theta(t)$ for the heat exchanger coil pipe, time period: $x = 0$ to 40 s (80 substitutions every 0.5 s) for ambient temperatures T_a : 273 K and 303 K.

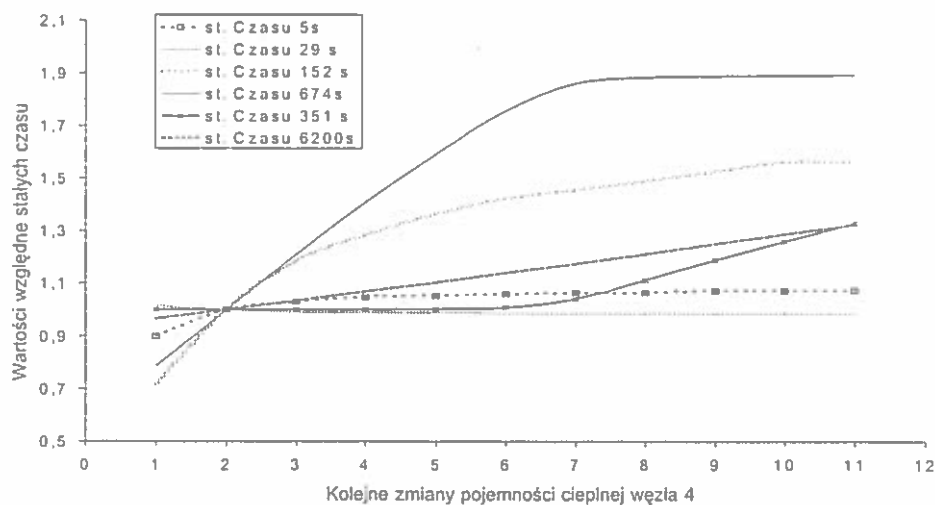


Rys. 24. Zależność stałych czasu od pojemności cieplnej węzła 1 - krok zmienności wynosi $0,1(mc)_1$.

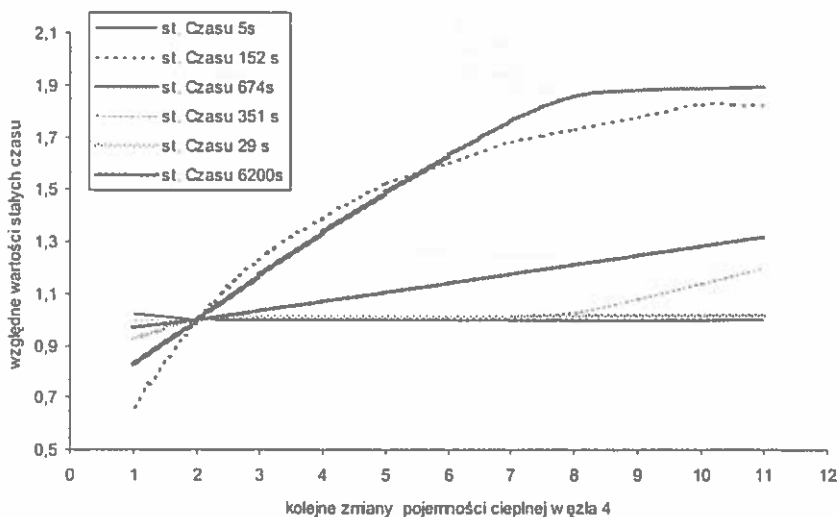
Fig. 24. Time constants vs. node 1 thermal capacity - step change: $0.1(mc)_1$.



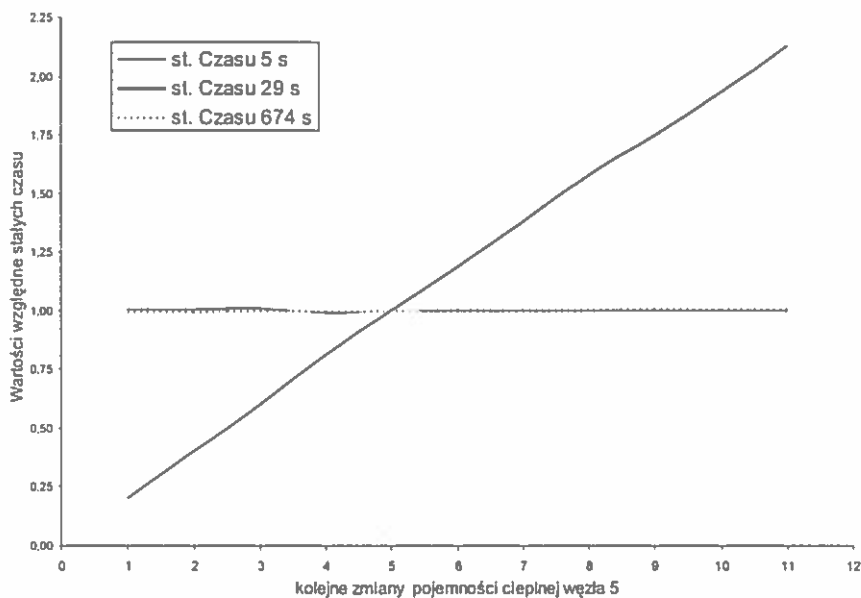
Rys. 25. Zależność stałych czasu od pojemności cieplnej węzła 2 - krok zmienności wynosi $0,1(mc)_2$.
 Fig. 25. Time constants vs. node 2 thermal capacity - step change: $0,1(mc)_2$.



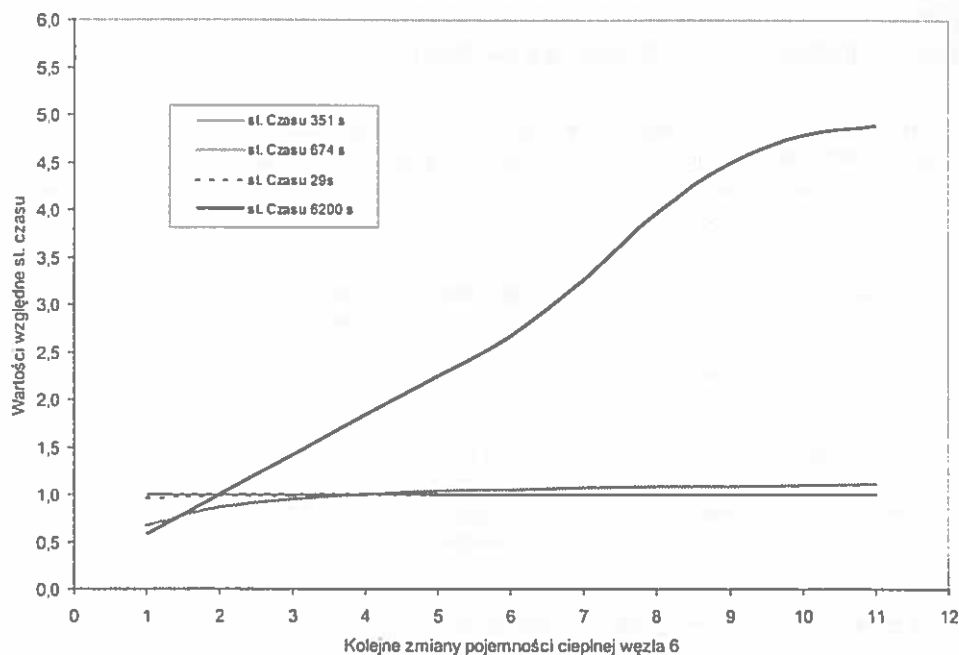
Rys. 26. Wpływ pojemności cieplnej węzła 3 na stałe czasu układu - krok zmienności wynosi $0,1(mc)_3$.
 Fig. 26. Time constants vs. node 3 thermal capacity - step change: $0,1(mc)_3$.



Rys. 27. Wpływ pojemności cieplnej węzła 4 na stałe czasu układu - krok zmienności wynosi $0,1(\text{mc})_4$.
 Fig. 27. Time constants vs. node 4 thermal capacity - step change: $0,1(\text{mc})_4$.



Rys. 28. Wpływ pojemności cieplnej węzła 5 na stałe czasu układu - krok zmienności wynosi $0,1(\text{mc})_5$.
 Fig. 28. Time constants vs. node 5 thermal capacity - step change: $0,1(\text{mc})_5$.



Rys. 29. Wpływ pojemności cieplnej węzła 6 na stałe czasu układu - krok zmienności wynosi $0,1(mc)_6$.
 Fig. 29. Time constants vs. node 6 thermal capacity - step change: $0,1(mc)_6$.

wymiennik ciepła o pojemności cieplnej zmagazynowanego w nim czynnika instalacyjnego płynącego w obiegu wtórnym.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń umożliwiają również przedstawienie przykładowego zestawienia poszczególnych stałych czasu, temperatur stanu ustalonego oraz czasu ustalania się odpowiedzi (t_u), które prezentuje Tabela 2 w odniesieniu do węzłów układu. Wartości obliczono dla parametrów odniesienia jak w Aneksie.

Z porównania powyższych wyników z wynikami otrzymanymi przez Chochowskiego [18] można wywnioskować, że dynamika pracy kolektora pracującego w pełnej instalacji odbiega od dynamiki pracy samego kolektora opisanej w wymienionej pracy. Zmienia się układ stałych czasu i ich wartości. Stała czasu związana z medium roboczym znacznie się wydłuża na skutek stałego chłodzenia medium w węzownicy wymiennika. Czynniki instalacyjny w obiegu wtórnym ma zasadniczy wpływ na dynamikę całego układu. Jedynie pokrywa

kolektora wydaje się być elementem najbardziej niezależnym w całym układzie a jej dynamika nagrzewania nie ulega zasadniczym zmianom w porównaniu z dynamiką pracy w kolektorze wyizolowanym z instalacji.

Tabela 2. Przykładowe zestawienie wyników obliczeń stałych czasu τ , temperatur stanu ustalonego T oraz czasów ustalania się odpowiedzi t_u dla poszczególnych węzłów układu

T a b l e 2. Example time constants τ , response time t_u ($t_u \approx 3\tau$) and steady temperatures T for particular nodes

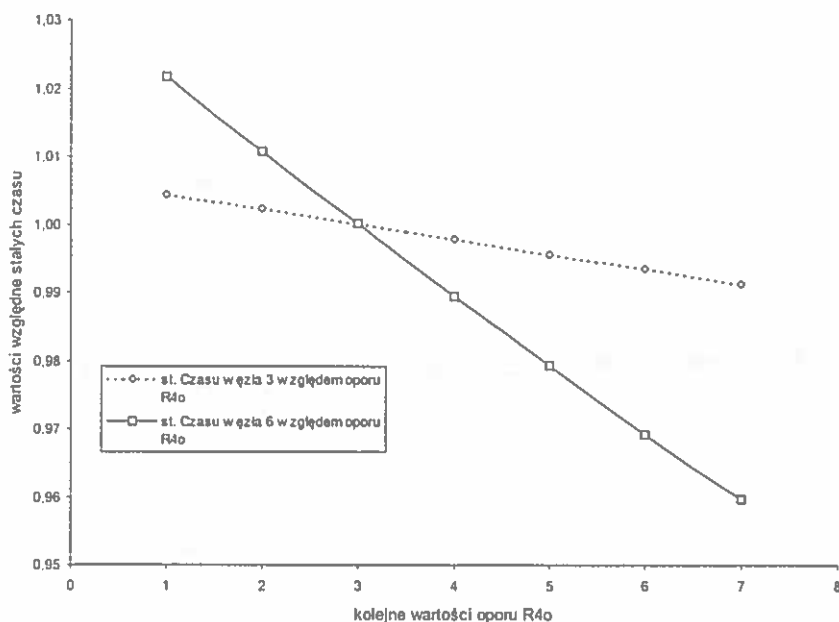
Nr węzła	Nazwa węzła	Stała czasu τ (s)	Temperatury stanu ustalonego T(K)	Czas ustalania t_u (s)
1	pokrywa kolektora	351	288,9	1053 (17,5 min)
2	absorber	5	325,6	15
3	medium robocze W3	674	325,1	2022 (33,7 min)
4	medium robocze W4	152	320,3	456 (7,6 min)
5	wężownica wymiennika	29	311,3	87
6	czynnik instalacyjny	6200 (1,7 godz)	300,2	18600 (5,2 godz)

• Wpływ oporów cieplnych na stałe czasu

Stałe czasu układu zależą nie tylko od pojemności cieplnych węzłów, ale także od oporów cieplnych. Ich wpływ jest zróżnicowany. Na Rys. 30 i Rys. 31 zaprezentowano zależność wybranych stałych czasu względem oporu R_{40} i oporów cieplnych czynników w obiegu pierwotnym i wtórnym. Zaprezentowano te wykresy, dla których zależność taka występuje. Z przebiegu krzywych na Rys. 30 wynika, że ograniczenie strat ciepła z rurociągów łączących obniża stałe czasowe związane z nagrzewaniem się czynnika w obiegu pierwotnym i wtórnym instalacji. Z krzywych na Rys. 31 wynika, że wzrost oporów medium generalnie powoduje wzrost stałych czasowych ich nagrzewania, przy czym większy wpływ występuje dla czynnika obiegu pierwotnego. Jeżeli opór R_{f1} wzrasta dwukrotnie (jego przepływ maleje o połowę) to jego stała czasowa rośnie 2,25 razy.

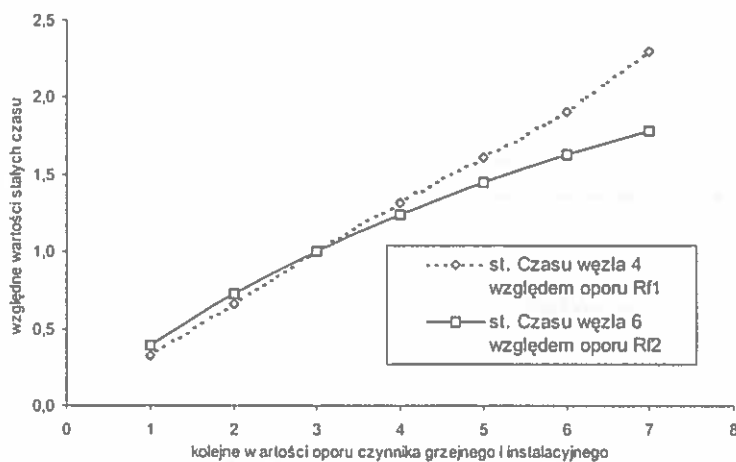
• Wpływ temperatury zewnętrznej T_a na stałe czasu

Przedstawione na Rys. 32 krzywe obrazują zależności stałych czasu nagrzewania wybranych węzłów układu od temperatury zewnętrznej powietrza atmosferycznego T_a . Z wykresów tych wynika powiązanie stałej czasu związanej z wężownicą wymiennika zlokalizowaną w wymiennikowni z węzłami reprezentującymi



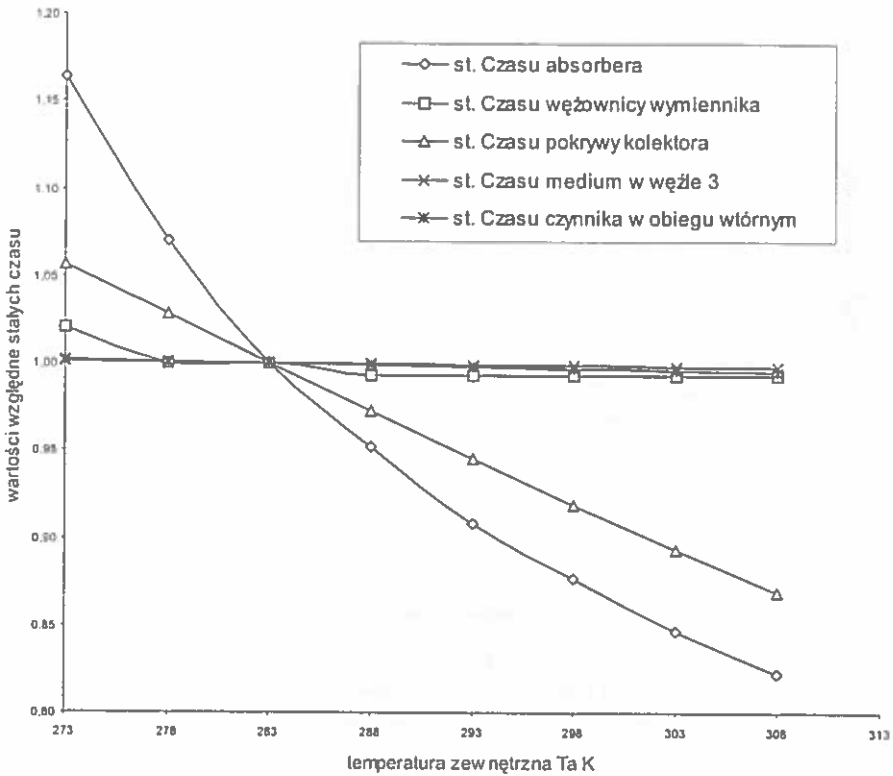
Rys. 30. Wykres zależności stałych czasu węzłów 3 i 6 od wartości oporu przenikania ciepła pomiędzy rurociągami a otoczeniem w wymiennikowni budynku – krok zmienności wynosi $0,25 R_{40}$.

Fig. 30. Time constants for nodes 3 and 6 vs. thermal resistance between pipelines and heat exchanger room - step change: $0,25 R_{40}$.



Rys. 31. Wykres zależności stałej czasu węzła 4 od oporu cieplnego czynnika roboczego płynącego w obiegu zamkniętym oraz stałej czasu węzła 6 od oporu cieplnego czynnika instalacyjnego – krok zmienności wynosi $0,25 R_f$.

Fig. 31. Time constant for node 4 vs. thermal resistance of working fluid in a closed loop system and time constant for node 6 vs. thermal resistance of working fluid in the secondary circuit - step change: $0,25 R_f$.



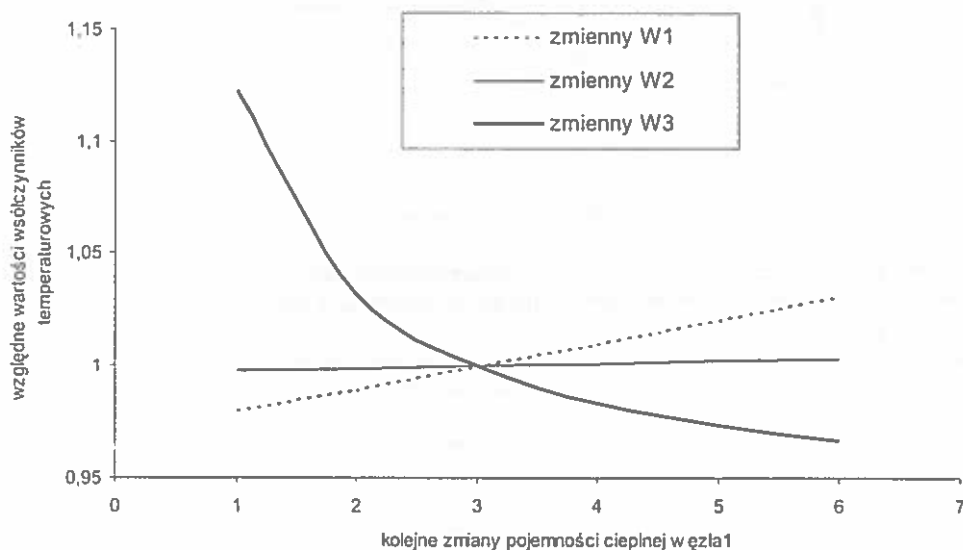
Rys. 32. Wykres zależności wybranych stałych czasu od temperatury powietrza atmosferycznego T_a .
Fig. 32. Selected time constants vs. ambient temperature T_a .

elementy instalacji zlokalizowane na zewnątrz budynku, a więc w powietrzu atmosferycznym. Natomiast temperatura T_a nie ma istotnego wpływu na stałą nagrzewania czynnika w obiegu wtórnym.

• Wpływ parametrów układu na współczynniki temperaturowe

Zbadano zależność współczynników temperaturowych od pojemności cieplnych poszczególnych węzłów. Obliczenia wykonano dla sześciu podstawień pojemności cieplnej każdego z węzłów w przedziale 0,5-1,75 wartości odniesienia danej pojemności. Zmiana 1 odpowiada 0,5 wartości odniesienia, zmiana 2 odpowiada 0,75 tej wartości, zmiana 3 odpowiada wartości odniesienia danej pojemności. Zmiana 4 odpowiada 1,25 wartości odniesienia, zmiana 5 odpowiada 1,5 tej wartości,

a zmiana 6 odpowiada 1,75 wartości. Wartości odniesienia dla poszczególnych węzłów znajdują się w Aneksie. Dla każdego węzła istnieje jeden współczynnik, którego wartość stanowi 96 do 98% ustalonej wartości przyrostu temperatury. Współczynniki te dla kolejnych podstawień zmieniają się w sposób zbliżony do proporcjonalnego. Wykresy obrazujące ich zmienność przedstawione są na Rys. 33 - Rys. 38.

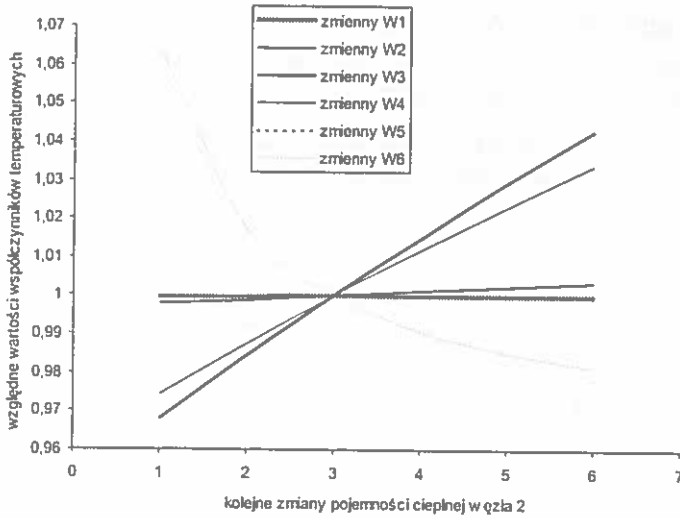


Rys. 33. Wpływ pojemności cieplnej pokrywy szklanej na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o największym udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 33. The influence of glass cover thermal capacity on temperature coefficients (in transient state) of the largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.

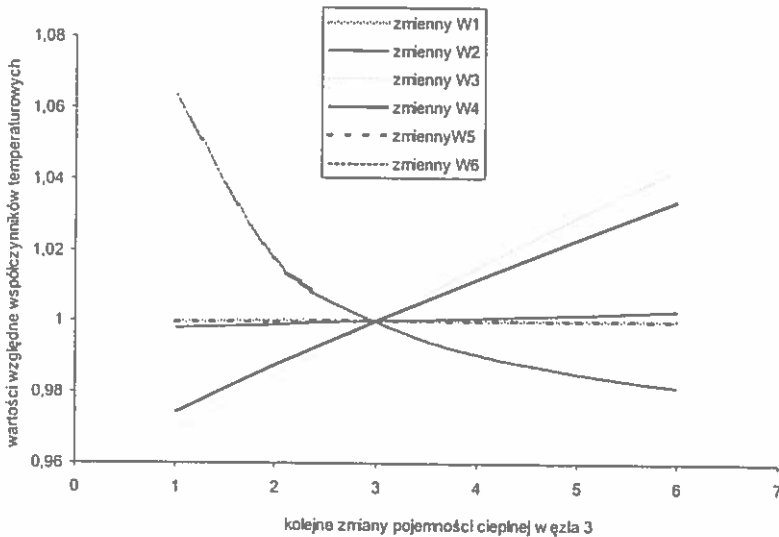
Z krzywych na Rys. 33 wynika, że wzrost pojemności pokrywy szklanej (węzeł 1) powoduje wzrost temperatury tego węzła. Obniża się jednak współczynnik temperaturowy o największym udziale wartości w całkowitym przyroście temperatury (Θ - zwany dalej *największym*) medium roboczego obiegu pierwotnego (węzeł 3). Na pozostałe współczynniki wpływ jest minimalny.

Z krzywych na Rys. 34 wynika, że pojemność cieplna absorbera ma niewielki wpływ na jego współczynnik temperaturowy (W2) oraz znaczący wpływ na *największe* współczynniki temperaturowe czynnika w obiegu pierwotnym (W3 i W4).



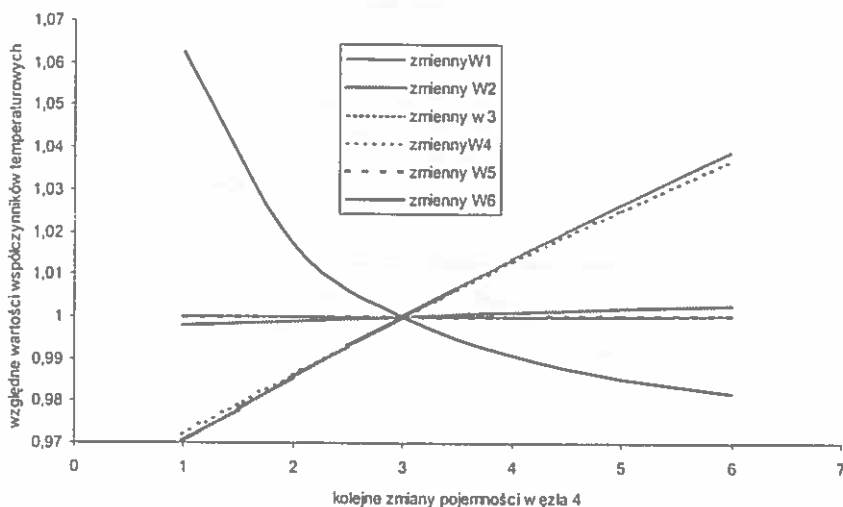
Rys. 34. Wpływ pojemności cieplnej absorbera na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o największym udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 34. The influence of absorber thermal capacity on temperature coefficients (in transient state) of the largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



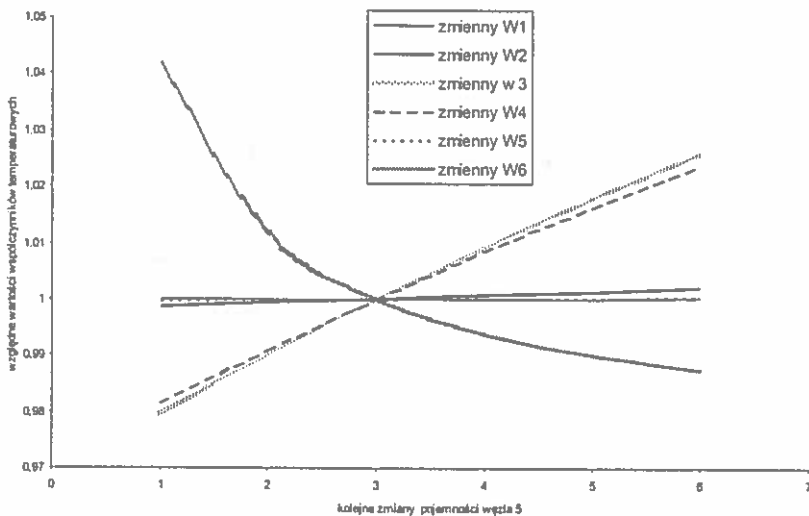
Rys. 35. Wpływ pojemności cieplnej medium roboczego wypływającego z kolektora - węzeł 3 na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o największym udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 35. The influence of thermal capacity for working fluid outflowing from collectors on temperature coefficients (in transient state) of the largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



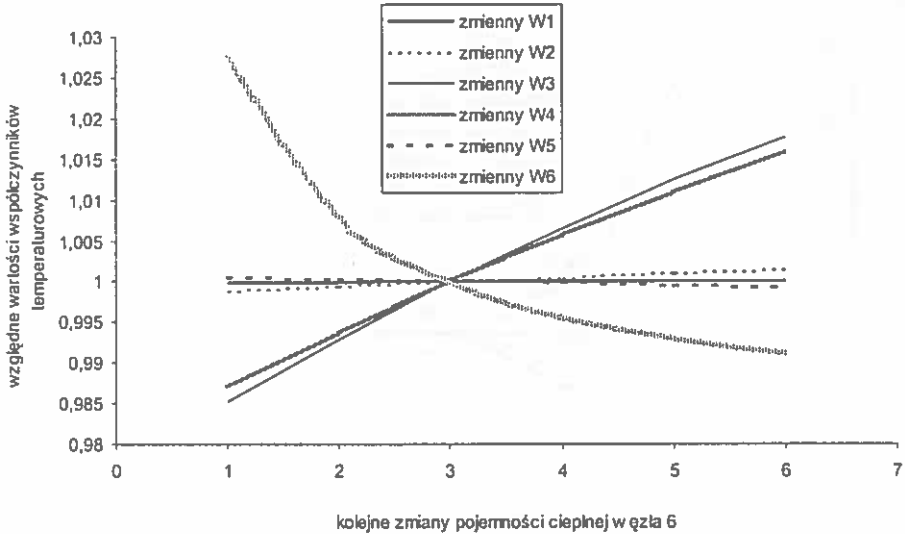
Rys. 36. Wpływ pojemności medium roboczego - węzeł W4, przepływającego przez węzownicę wymiennika na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o największym udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 36. The influence of thermal capacity for workin fluid in node 4 on temperature coefficients (in transient state) of the largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



Rys. 37. Wpływ pojemności cieplnej węzownicy wymiennika - węzeł W5, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o największym udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 37. The influence of heat exchanger coil thermal capacity in node 5 on temperature coefficients (in transient state) of the largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



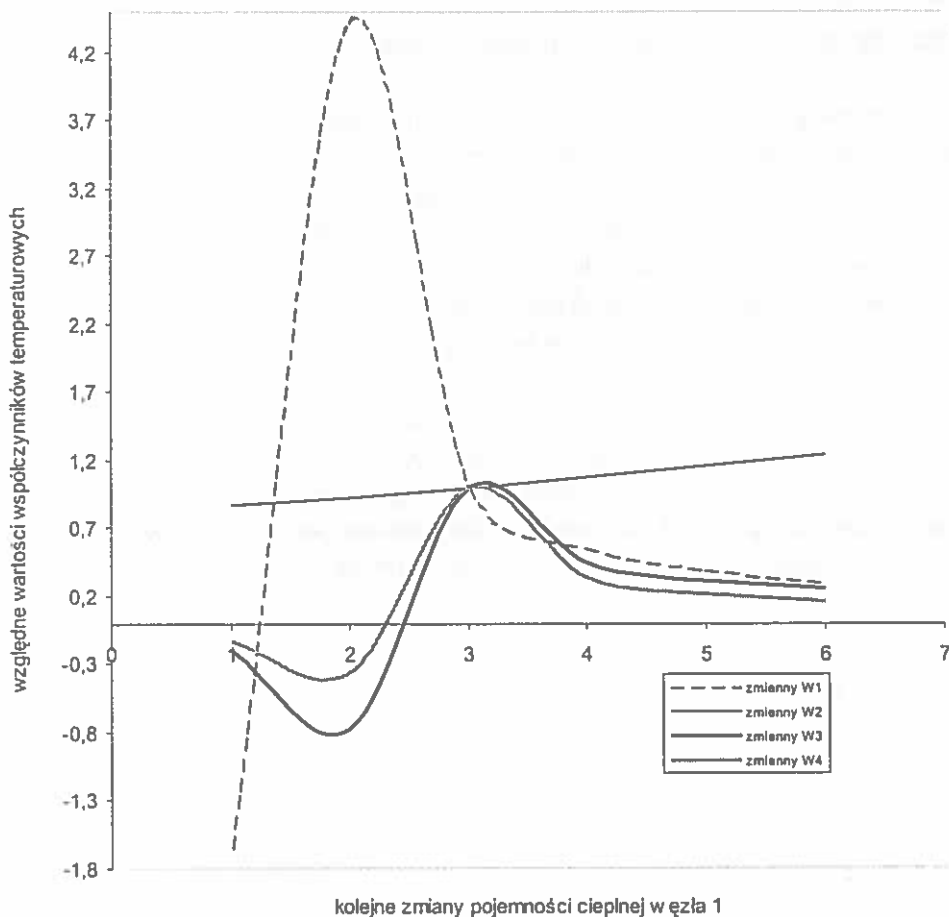
Rys. 38. Wpływ pojemności czynnika f_2 przepływającego przez wymiennik - węzeł W6, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o największym udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 38. The influence of fluid f_2 thermal capacity in node 6 on temperature coefficients (in transient state) of the largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.

Wzrost pojemności cieplnej absorbera powoduje obniżanie się przyrostu temperatury czynnika w obiegu wtórnym (W6).

Z wykresów na Rys. 35 i Rys. 36 wynika, że pojemność cieplna medium roboczego płynącego w obiegu pierwotnym w obu węzłach (W3 i W4) ma prawie identyczny wpływ na temperatury pozostałych węzłów. W obu przypadkach wraz ze wzrostem pojemności cieplnej zwiększają się przyrosty temperatury w tych węzłach. Nieznacznie wzrasta również przyrost temperatury absorbera. Wzrost pojemności cieplnej medium roboczego powoduje obniżenie przyrostu temperatury czynnika w obiegu wtórnym, ale wpływ ten zanika przy końcu rozpatrywanego przedziału. Można zatem wywnioskować, że większe niż dwukrotne powiększanie pojemności cieplnej medium roboczego (np. poprzez zwiększanie ilości medium roboczego w obiegu pierwotnym) w stosunku do wartości założonej, dla danych rozmiarów instalacji, nie ma istotnego wpływu na temperaturę czynnika instalacyjnego (W6).

Na podstawie wykresu na Rys. 37 można stwierdzić, że węzownica wymiennika (W5) ma podobny wpływ na przyrosty temperatury elementów instalacji jak medium robocze. Wpływ ten jest jednakże mniej znaczący, gdyż zamyka się w przedziale 6% wartości, podczas gdy dla medium roboczego jest to 10%.



Rys. 39. Wpływ pojemności cieplnej pokrywy szklanej kolektora - węzeł W1, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o drugim co do wielkości udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

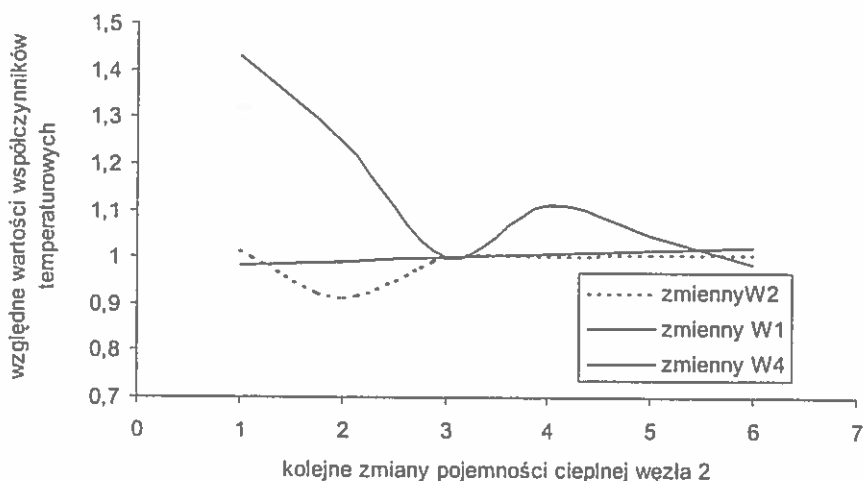
Fig. 39. The influence of glass cover thermal capacity in node 1 on temperature coefficients (in transient state) of the second share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.

Z Rys. 38 wynika, że wzrost pojemności cieplnej czynnika instalacyjnego w obiegu wtórnym (W6) powoduje mniejsze przyrosty jego temperatury. Wpływ ten zanika jednakże już przy 1,5-krotnej założonej wartości tej pojemności dla danych rozmiarów instalacji. Wpływ tej pojemności cieplnej na przyrosty temperatury medium roboczego jest podobny jak węzłów 3, 4 i 5 ale mieści się w 3% wartości przyrostu w rozpatrywanym przedziale.

Rysunki 39 do Rys. 44 obrazują natomiast zmienność współczynnika drugiego co do wielkości udziału w wartości ustalonej (umownie dalej zwanego *drugim*). Widać, że zmienność ta nie jest proporcjonalna. Z wykonanych obliczeń dla wszystkich węzłów stwierdzono, że im mniejszy jest udział współczynnika temperaturowego w wartości ustalonej przyrostu temperatury tym jego zmienność jest bardziej różnorodna. Dla węzłów, które mają mniejszy wpływ na dynamikę układu współczynniki temperaturowe zmieniają się w bardzo niewielkim stopniu. Dotyczy to także wzajemnej zależności pojemności cieplnych i współczynników temperaturowych węzłów, których wzajemny wpływ jest niewielki.

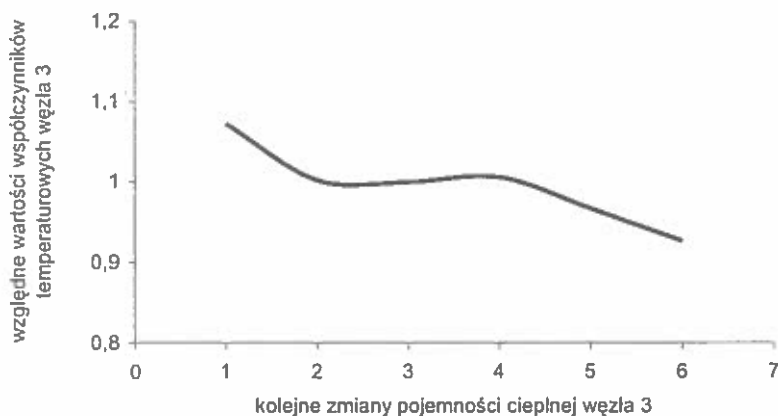
Rysunki te pokazują, że największy wpływ wywierają na siebie węzły sąsiednie. Jedynie czynnik instalacyjny obiegu wtórnego (W6), którego pojemność cieplna znacznie przewyższa pojemność pozostałych węzłów zaznacza swoje oddziaływanie na przyrosty temperatur wszystkich węzłów układu (Rys. 44). Przykładowe wartości współczynników wszystkich węzłów znajdują się w Aneksie (Wydruk 3).

Na Rys. 39 widoczne jest, że współczynniki przyrostów temperatur przyjmują również wartości ujemne. Obrazuje to fakt chłodzenia niektórych węzłów przez inne oraz proces ustalania temperatury w poszczególnych elementach układu i jest



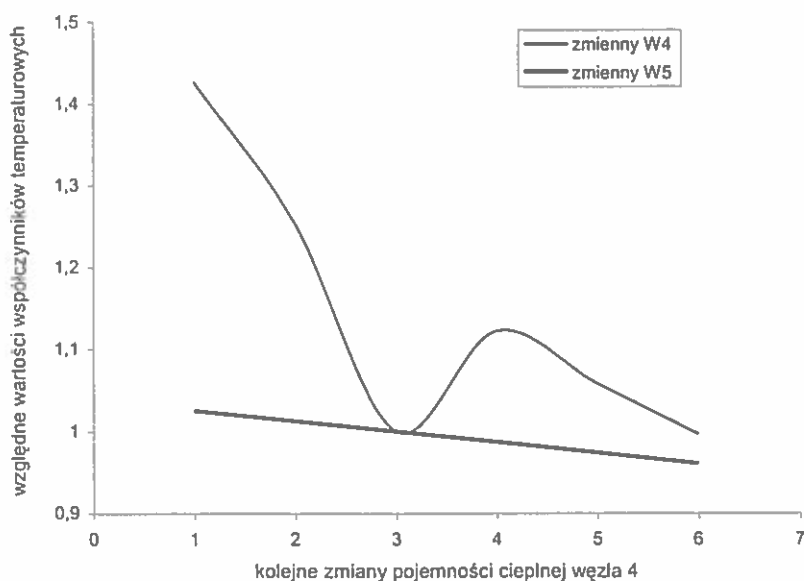
Rys. 40. Wpływ pojemności cieplnej absorbera - węzeł W2, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o drugim co do wielkości udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 40. The influence of absorber thermal capacity in node 2 on temperature coefficients (in transient state) of the second share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



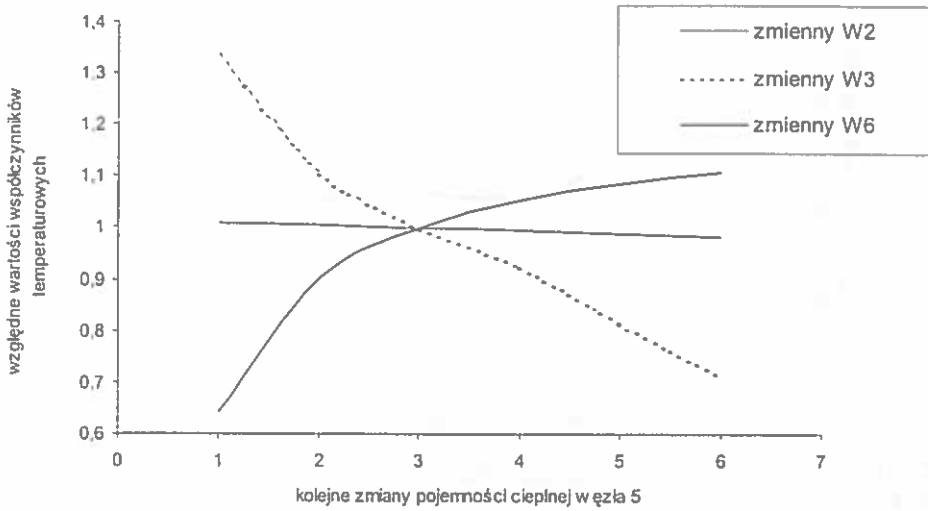
Rys. 41. Wpływ pojemności cieplnej medium roboczego wypływającego z kolektora - węzeł W3, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o drugim co do wielkości udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 41. The influence of fluid f_1 thermal capacity in node 3 on temperature coefficients (in transient state) of the second share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



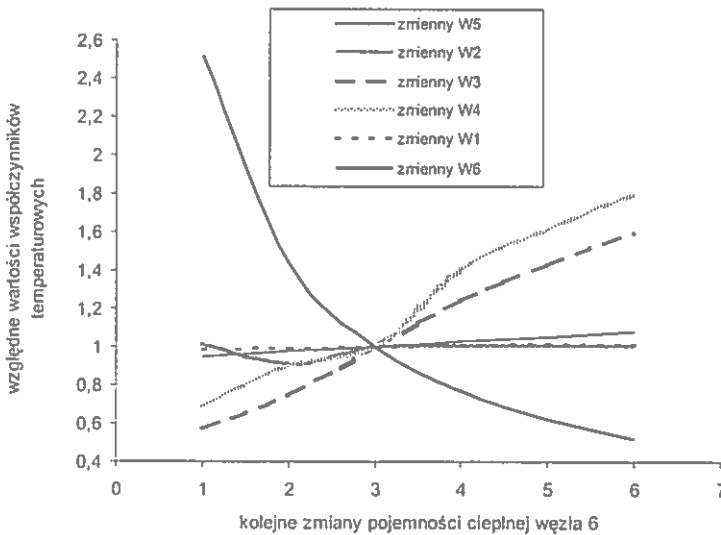
Rys. 42. Wpływ pojemności cieplnej medium roboczego - węzeł W4, przepływającego przez wężownicę wymiennika, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o drugim co do wielkości udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 42. The influence of fluid f_1 thermal capacity in node 4 on temperature coefficients (in transient state) of the second share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



Rys. 43. Wpływ pojemności cieplnej wężownicy wymiennika - węzeł W5, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o drugim co do wielkości udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 43. The influence of heat exchanger coil thermal capacity in node 5 on temperature coefficients (in transient state) of the second share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.



Rys. 44. Wpływ pojemności cieplnej czynnika f_2 wypływającego z wymiennika - węzeł W6, na współczynniki temperaturowe (nieustalonego stanu pracy) o drugim co do wielkości udziale wartości w całkowitych przyrostach temperatur (Θ) obliczonych dla stanu ustalonego.

Fig. 44. The influence of fluid f_2 thermal capacity in node 6 on temperature coefficients (in transient state) of the second largest share in total temperature increase (Θ) computed for the steady state.

dowodem na występowanie stanu przejściowego. Przebieg tego procesu jest wynikiem wzajemnego oddziaływania na siebie poszczególnych elementów.

Rysunek 40 potwierdza wyizolowanie cieplne pokrywy szklanej kolektora. Potwierdzenie to wynika z faktu zanikania wpływu pozostałych węzłów na *drugi* współczynnik pokrywy.

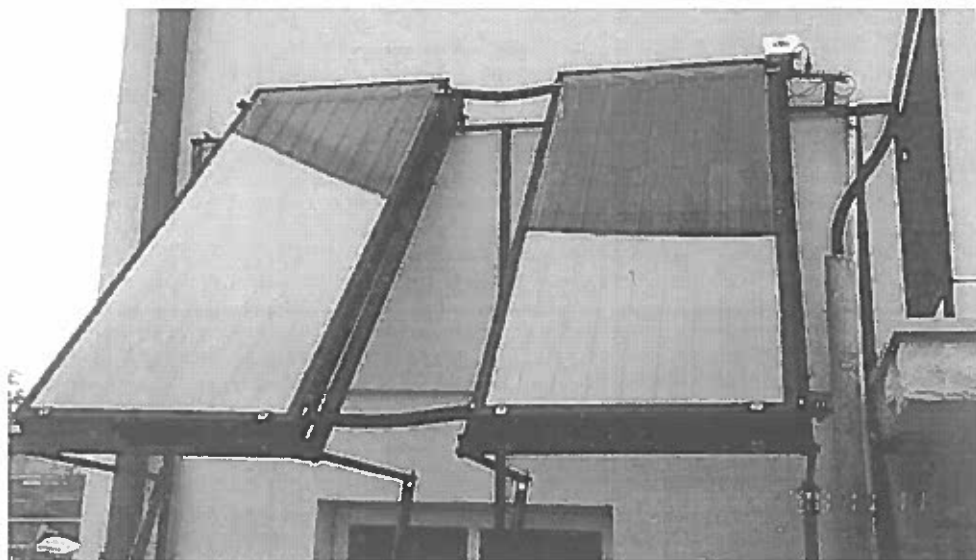
Rysunki 41 i 42 sugerują, że to raczej węzeł 4 niż 3 decyduje o dynamice przyrostu temperatury medium roboczego. Wniosek ten nasuwa się przez porównanie wykresów *największych* i *drugich* współczynników dla tych węzłów. Wpływ pojemności obu węzłów jest bardzo podobny na *największy* współczynnik, podczas gdy wyraźnie różnicuje się dla współczynnika *drugiego*.

7. PORÓWNANIE WYNIKÓW ANALIZY Z WYNIKAMI POMIARÓW

Instalacja pomiarowa zlokalizowana jest w Legionowie k. Warszawy i służy do zaopatrzenia domku jednorodzinnego w ciepłą wodę.

W skład instalacji wchodzi:

- 2 kolektory słoneczne produkcji firmy METALPLAST o łącznej powierzchni 3 m^2 ,
- zbiornik akumulacyjny o pojemności 200 dm^3 ,
- hydrofor o pojemności 150 dm^3 ,
- bojler elektryczny o pojemności 150 dm^3 ,
- zaizolowane rurociągi łączące hydrofor ze zbiornikiem akumulacyjnym i zbiornik akumulacyjny z bojlerem o łącznej długości 10 m ,
- pompa cyrkulacyjna produkcji firmy Mikroma typ PCO-25M,
- regulator różnicowy temperatury CARP2 firmy Ciechomski, Piastów,
- czujniki temperatury PT100 umieszczone na wylocie kolektorów, w bojlerze i w dolnej części zbiornika akumulacyjnego,



Rys. 45. Fot. 1. Kolektory Metalplast zainstalowane w instalacji przygotowania ciepłej wody, lokalizacja - Legionowo k. Warszawy.

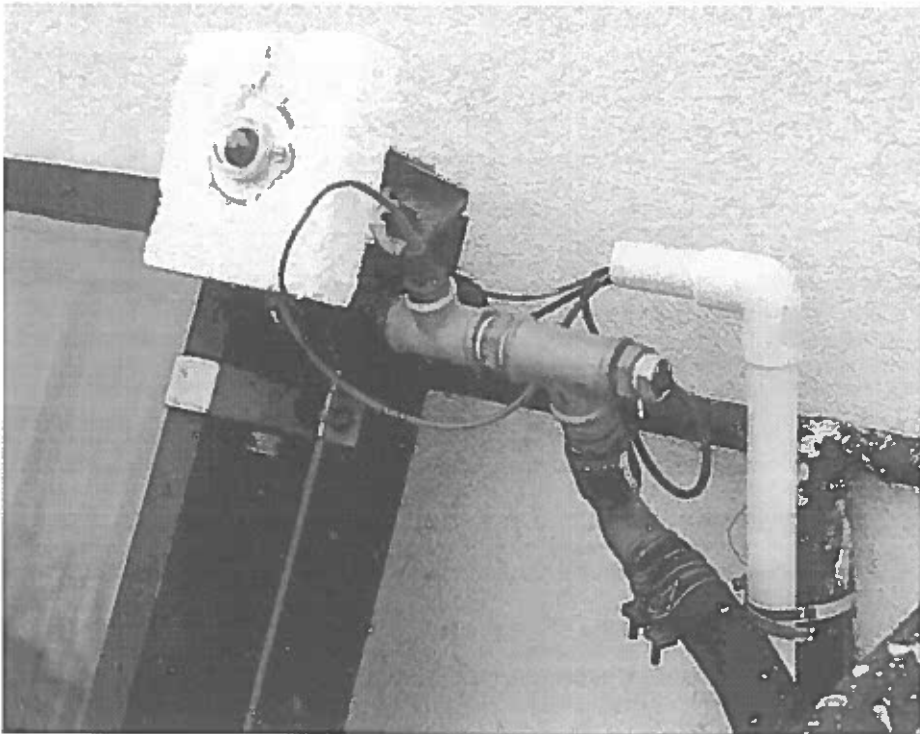
Fig. 45. Photo1. Metalplast collectors in SDHW system localized in Legionowo, Warsaw.

- regulator temperatury MT200, który kontroluje poziom temperatury rozbioru wody z bojlera oraz
- skomputeryzowany system poboru i akwizycji danych pomiarowych.

System pobierania i akwizycji danych składa się z:

- pyranometru produkcji Kipp&Zonnen typ CM3 do pomiaru natężenia napromienienia słonecznego całkowitego na płaszczyźnie kolektorów,
- wymienionych czujników i rejestratorów temperatury i czujnika temperatury otoczenia,
- wodomierza JS1,5 produkcji firmy Metron rejestrującego przepływ rozbioru wody,
- karty pomiarowej produkcji firmy Advantech typ 818,
- komputera PC z oprogramowaniem GENIE oraz kartą graficzną umożliwiającą śledzenie na monitorze schematu opomiarowanych punktów instalacji.

Zamieszczone fotografie 1-4 przedstawiają główne wymienione elementy instalacji.



Rys. 46. Fot. 2. Pyranometr CM3 prod. Kipp&Zonnen zainstalowany na płaszczyźnie kolektora.
Fig. 46. Photo 2. CM3 pyranometer, Kipp & Zonnen fixed on collector plane.

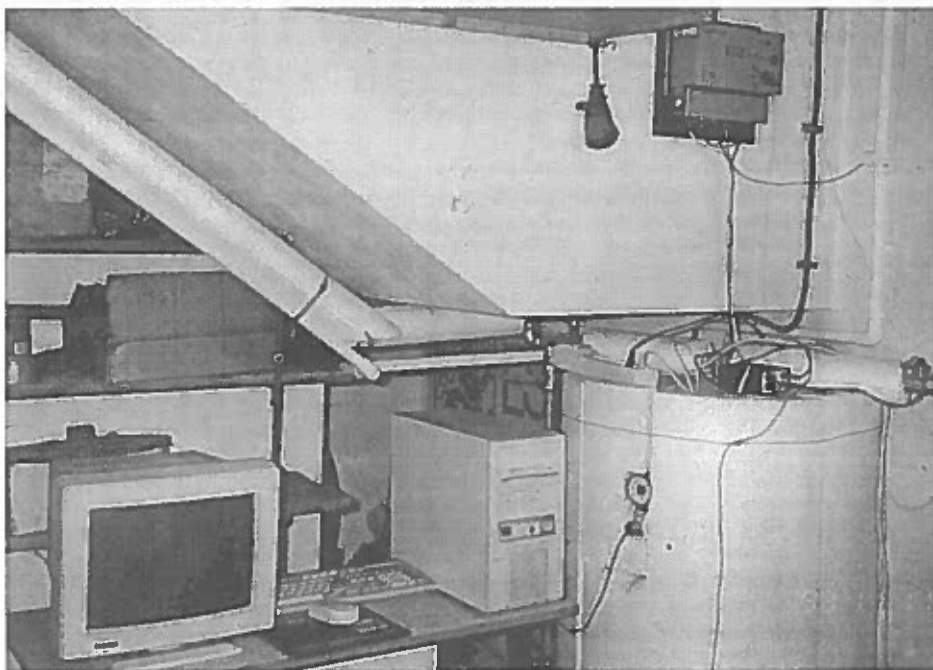
Opisana instalacja służy również do innych celów badawczych. W celu przeprowadzenia niniejszej analizy porównawczej wykorzystano następujące dane pomiarowe:

- temperatury otoczenia zewnętrznego,
- temperatury pomieszczenia wymiennikowni,
- natężenia napromienienia słonecznego całkowitego,
- temperatury czynnika na wylocie z kolektorów,
- temperatury czynnika na wlocie do zbiornika akumulacyjnego,
- przepływu czynnika.

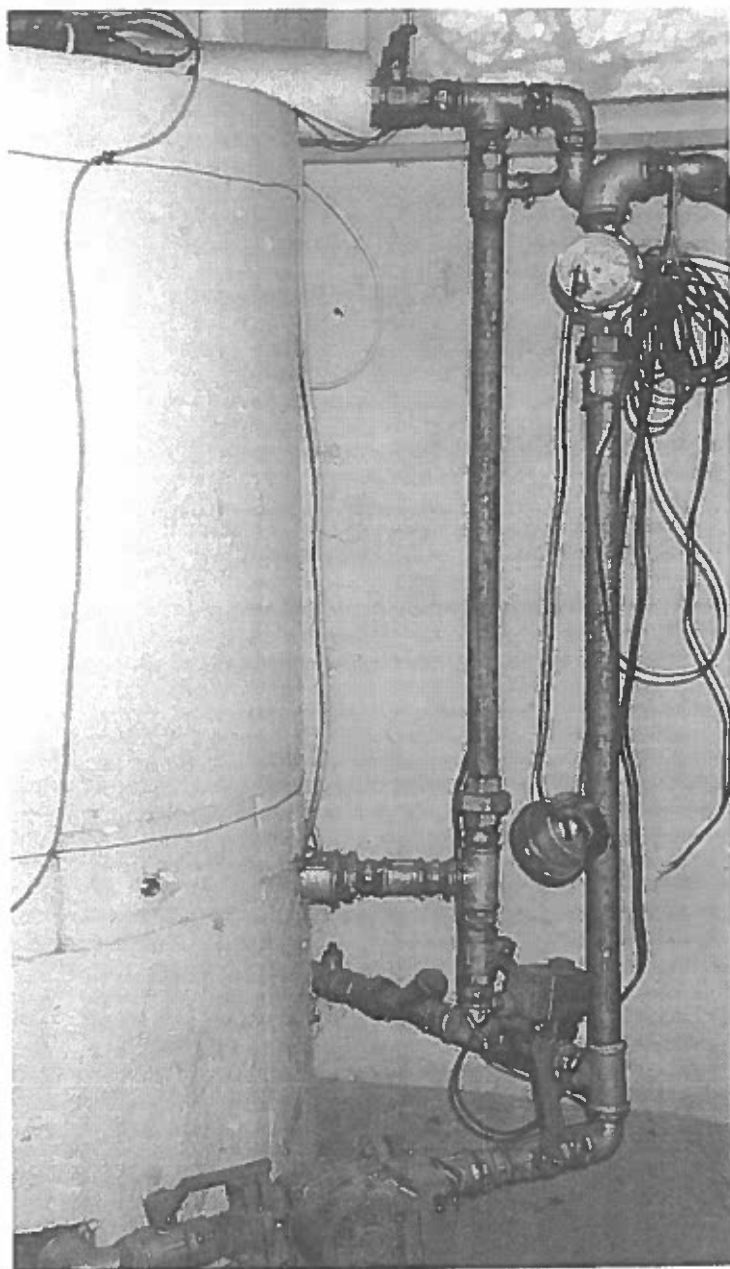
Wykorzystane wyniki pomiarów zostały zarejestrowane w okresie od kwietnia do października w latach 1995 - 1998.

Sporządzone wykresy zaprezentowane na Rys. 49 - Rys. 57 służą porównaniu zgodności uzyskanych wyników na drodze opracowanej metody obliczeniowej i zastosowanej w niniejszej analizie z wynikami rzeczywistych pomiarów.

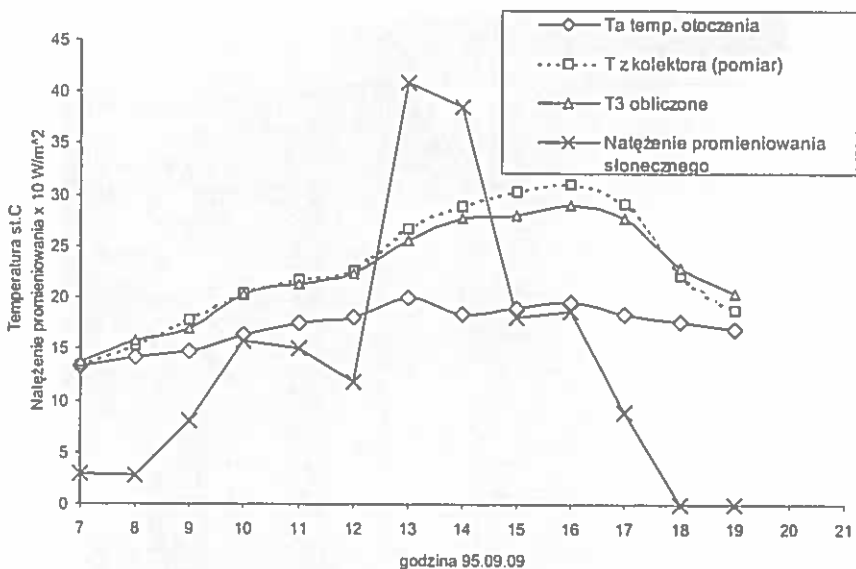
Porównanie metody symulacyjnej przedstawionej w niniejszej pracy z wynikami pomiarów wykonanych w opisanej powyżej instalacji jest przedstawione za pomocą



Rys. 47. Fot. 3. Widok stanowiska pomiaru i akwizycji danych.
Fig. 47. Photo 3. DAS and measurement system.

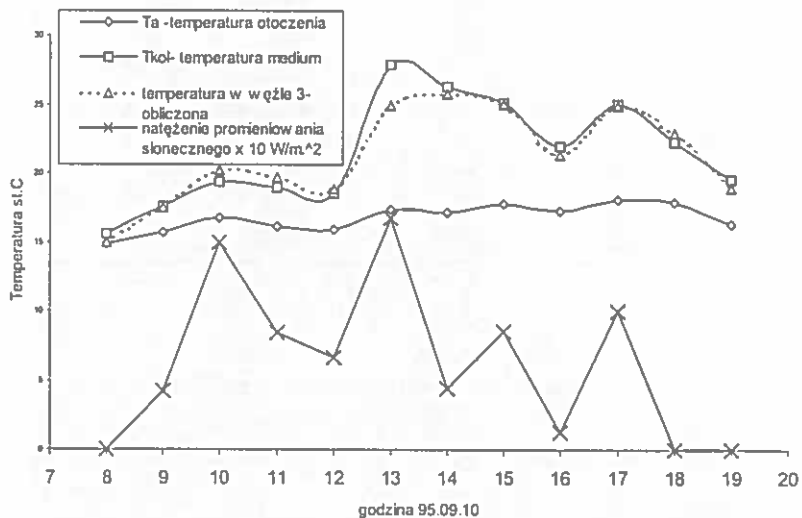


Rys. 48. Fot. 4. Widok zbiornika akumulacyjnego.
Fig. 48. Photo 4. Heat accumulation tank.



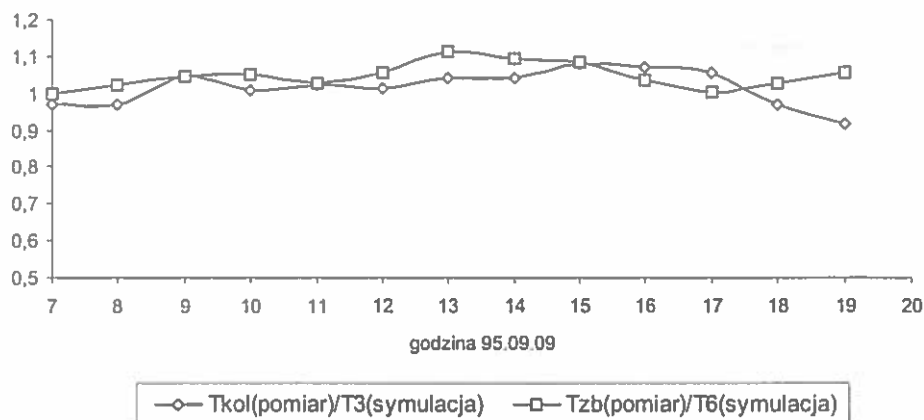
Rys. 49. Wykresy porównawcze temperatury medium roboczego wypływającego z kolektora w dniu 9 września 1995 r.

Fig. 49. Comparisons of simulated and measured temperatures of collector fluid outflow in a selected daytime on 09.09.95.



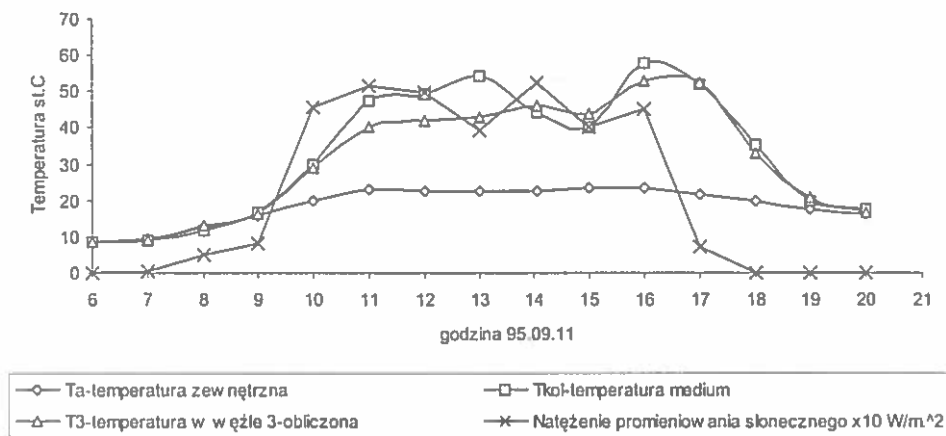
Rys. 50. Wykresy porównawcze temperatury medium roboczego wypływającego z kolektora w dniu 10 września 1995 r.

Fig. 50. Comparisons of simulated and measured temperatures of collector fluid outflow in a selected daytime on 10.09.95.



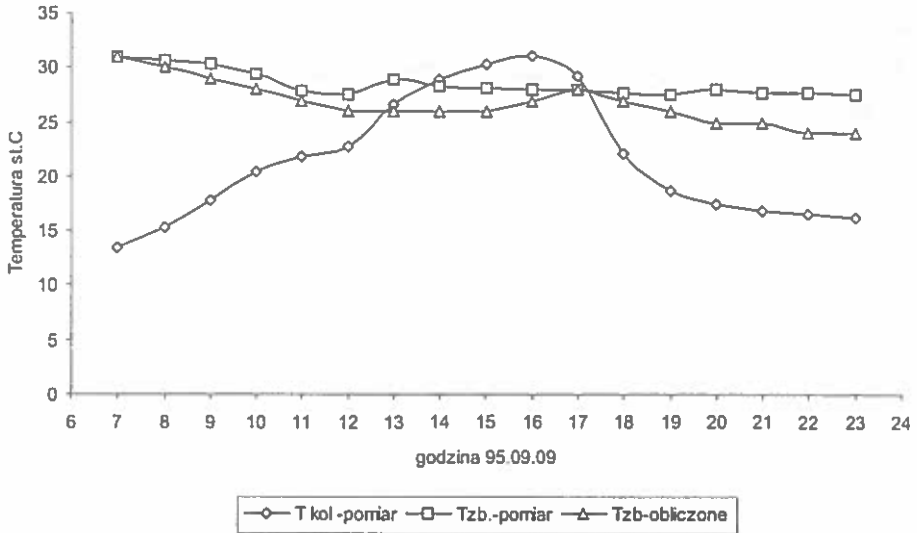
Rys. 51. Wykres zgodności pomiędzy pomiarami i symulacją w dn. 95.09.09.

Fig. 51. Comparison between measured and simulated temperature values at Node 3 and Node 6 on 95.09.09.

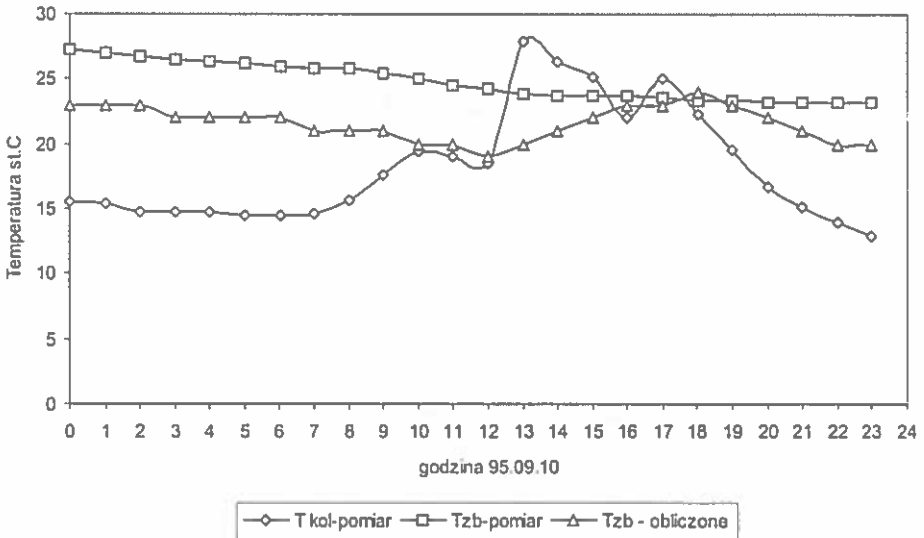


Rys. 52. Wykresy porównawcze temperatury medium roboczego wpływającego z kolektora w dniu 11 września 1995 r.

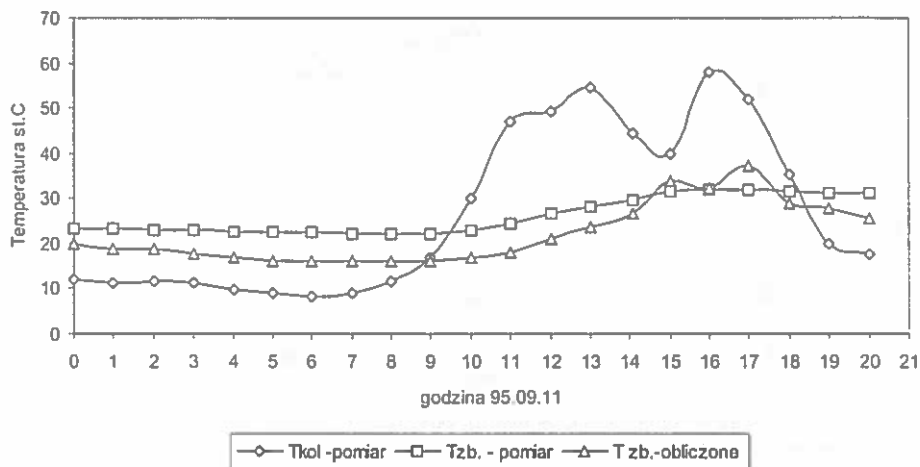
Fig. 52. Comparisons of simulated and measured temperatures of collector fluid outflow in a selected daytime on 11.09.95.



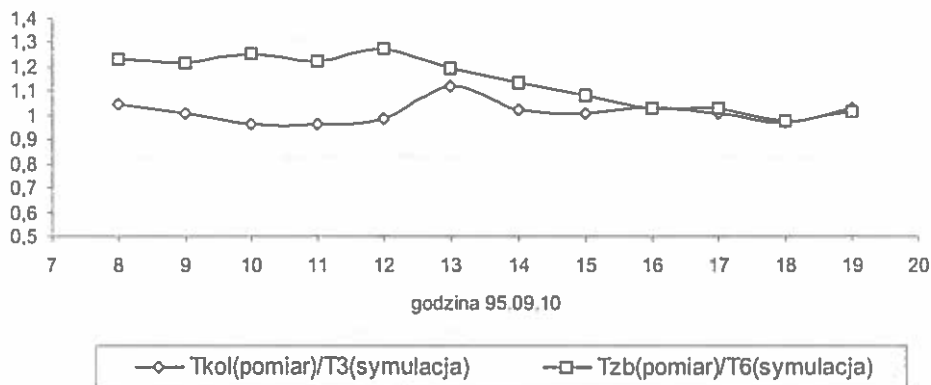
Rys. 53. Wykresy porównawcze temperatury czynnika w wymienniku w dniu 9 września 1995 r.
 Fig. 53. Comparisons of simulated and measured temperatures of heat exchanger fluid outflow in a selected daytime on 09.09.95.



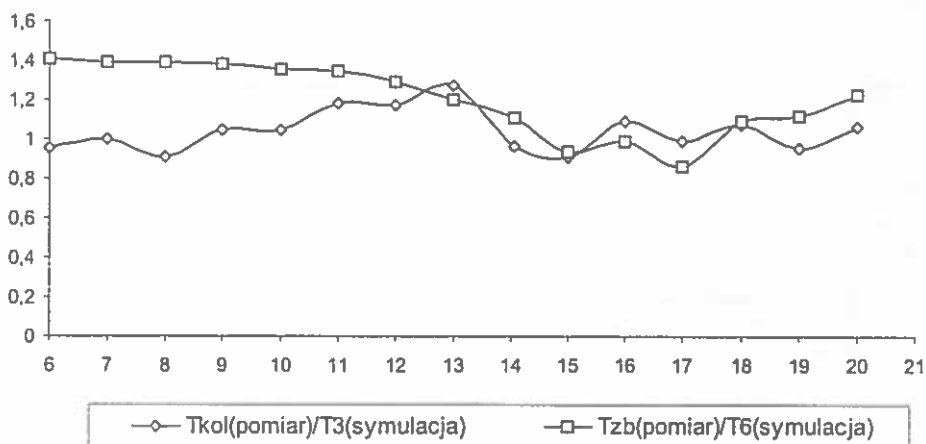
Rys. 54. Wykresy porównawcze temperatury czynnika w wymienniku w dniu 10 września 1995 r.
 Fig. 54. Comparisons of simulated and measured temperatures of heat exchanger fluid outflow in a selected daytime on 10.09.95



Rys. 55. Wykresy porównawcze temperatury czynnika w wymienniku w dniu 11 września 1995 r.
 Fig. 55. Comparisons of simulated and measured temperatures of heat exchanger fluid outflow in a selected daytime on 11.09.95.



Rys. 56. Wykres zgodności pomiędzy pomiarami i symulacją w dn. 95.09.10.
 Fig. 56. Comparison between measured and simulated temperature values at Node 3 and Node 6 on 95.09.10.



Rys. 57. Wykres zgodności pomiędzy pomiarami i symulacją w dn. 95.10.11.

Fig. 57. Comparison between measured and simulated temperature values at Node 3 and Node 6 on 95.09.11.

wykresów porównawczych (Rys. 49 - Rys. 57). Możliwe jest porównanie temperatur obliczonych i zmierzonych dla węzła W3 czyli temperatury na wylocie z kolektorów oraz dla węzła W6 czyli temperatury wody w zbiorniku.

Różnice wynikają także z faktu że w obliczeniach przyjmowano stały przepływ czynnika ze względu na postać wzoru (37) a w rzeczywistej instalacji występowały godziny w których nie było rozbioru wody. Miało to największy wpływ na temperaturę T6 ale jak wynika z wykresu na Rys. 53, 54 i 55, także i pośredni wpływ na T3.

Ponadto zasadniczo nie jest znana rzeczywista temperatura wody zasilającej zarówno kolektor jak i wymiennik. Przyjmowanie zatem do obliczeń temperatury początkowej temperatury wody wodociągowej $T_{f2p} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ może nie odzwierciedlać rzeczywistości co zostało stwierdzone w przypadku obliczeń porównawczych (Rys. 51, 56, 57). Woda zimna pobierana do zbiornika akumulującego ciepło była podawana z hydroforu nie izolowanego. Temperatura tej wody w ciepłe dni była wyższa jednakże prawdopodobnie różna a nie jak przyjęto na podstawie jednokrotnego pomiaru w ciągu dnia - stała $16\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Uogólniając można stwierdzić że opracowany model symulacyjny lepiej odzwierciedla pracę instalacji w niższych przedziałach temperatur. Jest to niewątpliwie związane z przyjętym założeniem upraszczającym o zachowaniu warunków przepływu laminarnego w całej instalacji co nie jest spełnione w wyższych temperaturach (powyżej 333 K) nawet przy założonych tak niewielkich prędkościach przepływu ($0,6\text{ l min}^{-1}$).

8. PODSUMOWANIE

Osiągnięciem oryginalnym w pracy jest identyfikacja modelu instalacji słonecznej przygotowania ciepłej wody w postaci zastępczej sieci cieplnej oraz zastosowanie tego modelu do analizy nieustalonych stanów termicznych.

Opracowane oryginalne algorytmy obliczeniowe mogą posłużyć do opracowania komercyjnych pakietów symulacyjnych dostosowanych do warunków klimatycznych i ekonomicznych naszego kraju, przydatnych projektantom takich instalacji. Uzyskane wyniki badań rozszerzają wiedzę w zakresie analiz termicznych stanów pracy instalacji c.w.u. Opracowana metoda pozwala na analizę dynamiki pracy poszczególnych elementów instalacji przy doborze właściwego układu automatycznego sterowania pracą instalacji.

W wyniku przeprowadzonej analizy teoretycznej i wykonanych badań eksperymentalnych sformułowano następujące wnioski:

1. Przyjęty model zastępczej sieci cieplnej instalacji słonecznej zweryfikowany doświadczalnie w zadowalającym stopniu odzwierciedla pracę instalacji i umożliwia dla określonych parametrów eksploatacyjnych:
 - natężenia napromienienia słonecznego,
 - temperatury otoczenia,
 - temperatury wody zasilającej kolektory
 - dobranie odpowiednich optymalnych parametrów poszczególnych elementów instalacji.
2. Dynamika nagrzewania się kolektora pracującego w instalacji słonecznej jest zasadniczo różna od dynamiki kolektora słonecznego badanego jako samodzielne urządzenie w oddzieleniu od instalacji (wniosek na podstawie analizy przeprowadzonej w niniejszej pracy i w pracy Chochowskiego [18]).
3. Przedstawiony model ZSC jest uniwersalny, umożliwia zmianę lub ewentualną rozbudowę jego modułów, dołączenie nowych elementów instalacji oraz uwzględnienie dowolnej kombinacji łączenia kolektorów w baterie.
4. Wprowadzenie metody zastępczej sieci cieplnej i schematów cieplnych instalacji dla celów projektowania jest pożądane. Opracowane algorytmy obliczeniowe mogą posłużyć projektantom dla doskonalenia warsztatu projektowania instalacji z wykorzystaniem kolektorów słonecznych a zamieszczone w Aneksie wydruki pokazują jak przyjazne dla użytkownika jest korzystanie z tych algorytmów.

Poza sformułowaniem powyższych wniosków można także stwierdzić, że badania analityczne dotyczące modelowania pracy instalacji słonecznych wymagają jeszcze opracowania dalszych modułów symulacyjnych dla różnych warunków wymiany ciepła, różnych konstrukcji i typów wymienników. Wykonane obliczenia symulacyjne mogą stanowić materiał odniesienia dla przyszłych twórców modeli symulacyjnych instalacji ogrzewania różnych typów i różnego przeznaczenia, nie ograniczając się jedynie do instalacji słonecznych.

Wydaje się także celowe opracowanie zsynchronizowanego modelu symulacyjnego wykorzystującego nie tylko model cieplny opisany w niniejszej pracy ale również model sterowania pracą takiej instalacji.

9. PIŚMIENNICTWO

1. Anderson B., Wells M.: *The Homeowner's Guide to Natural Heating and Cooling*, Brick House Publishing Co., Amherst, New Hampshire, 1994.
2. Antonopoulos K.A., Vrachopoulos M.: On-site experimental estimation of thermal conductivities and heat capacities in multilayer walls under arbitrary transient conditions using explicit and implicit finite difference schemes. *Int. J. Energy Research*, J. Wiley & Sons Ltd., 20, 1, 17-32, 1996.
3. ASHRAE Standard 93-77, *Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors*. New York, 1977.
4. Beckman J.A., Klein J. Duffie J.A.: *Solar heating design by the f-chart method*. Wiley & Sons, New York, 1977.
5. Beckman W.A.: *Solar Thermal*. Sun World, 21, 4, 6-7, 1997.
6. Bernrd R., Menguy G., Schwartz M.: *Le Rayonnement Solaire. Conversion Thermique et Applications Technique & Documentation*, Paris, 1979.
7. Bodziak K., Nalewaj K., Wójcicka-Migasiuk D.: Laboratory to Practise Use of Solar Systems - Didactic Laboratory System: Solar Thermal Collector - Heat Pump - PV Array, Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, s.1583-1586, 1996.
8. Bodziak K., Nalewaj K., Wójcicka-Migasiuk D.: Stanowisko do badania zintegrowanych systemów grzewczych z wykorzystaniem energii promieniowania słonecznego. *Rynek Energii*, 3, 14-17, 1996.
9. Bollin E.: Monitoring and Computer Aided Evaluation of a Large Scale Solar Thermal System at a Holiday Resort Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 83-88, 1996.
10. BS 5918: *Solar heating systems for domestic hot water*, British Standard Institution, 1980.
11. Bzowska D.: Wpływ losowych zmian pogody na procesy wymiany ciepła w budynkach, Praca doktorska, IPPT PAN W-wa, 1996.
12. Bzowska D., Kossecka E.: Analiza probabilistyczna dobowych danych pogodowych dla Warszawy, *Zeszyty Naukowe IPPT PAN* 10, 1992.
13. Bzowska D., Kossecka E.: Analiza promieniowania słonecznego w Warszawie w aspekcie energetyki słonecznej. *Zeszyty Naukowe IPPT PAN*, 4, 1993.
14. Carpenter J.L., Vallis E.A., Vranich A.T.: Performance of a UK Dairy Solar Water Heater. *Journal of Agricultural Engineering Resources*, 35, 131-139, 1986.
15. Carvalho M.J., Costa J.CX.: Monitoring of ten water heating solar systems Proc. of the Biennial Congress of the ISES, Denver, USA, 2, 2, 1992.
16. Castro M.A. Carpio J., Peire J., Rodriguez J.A.: Renewable- Energy integration assessment through a dedicated computer program *Solar Energy*, 57, 6, 471-484, 1996.
17. Chochowski A. i in.: *Metoda sterowania pracą instalacji słonecznej*. PB 0487/S4/94/07 SGGW W-wa, 1996.
18. Chochowski A.: Analiza stanów termicznych płaskiego kolektora słonecznego. SGGW W-wa, 1991.
19. Chochowski A., Czekalski D.: Charakterystyka pozyskiwania energii słonecznej w instalacjach z kolektorami cieczowymi, Część III, COW, Nr 11, 1996.
20. Chochowski A., Czekalski D.: Zasoby energii słonecznej w regionie warszawskim. COW, 6, 1996.
21. Chochowski A., Wójcicka- Migasiuk D.: Equivalent network method in steady state analysis of hot water plants incorporating solar collectors in dairies. - abstract- 3rd Int. Conference" Physics of Agro and Food Products", Inst. Agrofizyki PAN, Lublin, 24, 1998.

22. Chochowski A., Wójcicka-Migasiuk D., Wieczorek J.: Model deterministyczny promieniowania słonecznego. *Mat. Konf. Naukowej Mechaniczne Właściwości Materiałów Rolniczych*, Instytut Agrofizyki PAN, Lublin, 32-34, 1997.
23. Chochowski A., Wójcicka-Migasiuk D., Wieczorek J.: Deterministic approach to solar radiation. *Int. Conf. AgEng, Oslo'98, Part 2, 1030-1031, 1998.*
24. Chwieduk D.: Analiza efektywności wykorzystania energii słonecznej do podgrzewania ciepłej wody użytkowej. *COW nr 5/81, 1981.*
25. Chwieduk D.: Słoneczne i gruntowe systemy grzewcze - zagadnienia symulacji funkcjonowania i wydajności cieplnej. *IPPT PAN Warszawa, 1994.*
26. Chybowski B.: Instalacje ciepłej wody użytkowej. *Arkady W-wa, 1973.*
27. Coiante D., Barra L.: Renewable Energy Capability to Save Carbon Emissions. *Solar Energy, 57, 6, 485-491, 1996.*
28. Czekański D.: Wpływ sposobu sterowania przepływem czynnika na wydajność energetyczną kolektorów słonecznych. *Praca doktorska. SGGW W-wa, 1993.*
29. Domański R.: Magazynowanie energii cieplnej. *PWN W-wa, 1990.*
30. Druck H., Hahne E.: Thermal Testing of Stores for SDHW Systems. *Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 136-137, 1996.*
31. Duffie J.A., Beckman J.A.: *Solar Engineering of Thermal Processes.* John Wiley and Sons, New York, 1991.
32. Dutre A.: European Commission Report, EMPG P-2 European Transient Simulation Model for Thermal Solar Systems, *Solar Energy R&D in the E.C., s. A, 5, 1985.*
33. Fisch M.N., Guigas M., Dalenback J.O.: Large Scale Solar District Heating - Status and Future in Europe *Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 157-170, 1996.*
34. Folkerts D. Orshoven van D., Pavic D., Maek M.: A New Design Tool for Collectors with Transparent Insulation (TIM) *Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 171-175, 1996.*
35. Frei U., Muller-Scholl C.: Quality Control and Standardization in the Field of Solar Thermal Energy Components and Systems. Presentation of existing ISO-standards and new CEN-standards under development, *Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 182-188, 1996.*
36. Furbo S., Shah L.J.: Optimum Solar Collector Fluid Flow Rates *Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 189-193, 1996.*
37. Gogól W.: Konwersja termiczna energii promieniowania słonecznego w warunkach krajowych. *Ekspertyza KTiS PAN W-wa, 1993.*
38. Gołębiowski Cz., Wiśniewski G.: Kolektory słoneczne do podgrzewania wody i powietrza. *IBMER W-wa, 1990.*
39. Green A.: The influence of operating conditions on the thermal performance of non-concentrating solar collectors. *PhD. Thesis, University of Wales College of Cardiff, 1984.*
40. Grzegorzewski Z.: Kolektor słoneczny "Distantia Minimalis". *Murator Nr 1(141), 85, 1996.*
41. Grzybowska A.: Zasoby energii słonecznej w Polsce. Charakterystyka dopływu promieniowania słonecznego na powierzchnie nachylone i ściany pionowe. *IMIGW CPBR 10.15, 1988.*
42. Harland E.: *Eco-Renovation* Chelsea Green Publishing Co., Vermont, 1994.
43. Hering M.: *Termokinetyka dla elektryków.* WNT W-wa, 1980.
44. Hobler T.: *Ruch ciepła i wymienniki.* WNT W-wa, 1979.
45. Hollands K.G.T., Fraser K.F., Brunger A.P.: An empirical model for natural convection heat exchangers in SDHW systems. *Solar Energy, 55, 75-84, 1995.*
46. Howel J.R., Bannerot R.B., Vliet G.C.: *Solar - thermal energy systems,* McGraw-Hill Co., New York, 1982.

47. Howells P.B.: Simulation of system control strategies for solar thermal applications. PhD Thesis, University of Wales College of Cardiff, 1984.
48. Janowski R.: Dynamika nagrzewania i sprawność instalacji słonecznej pracującej w fazie akumulacji. Praca magisterska pod kier. dr inż. D. Czekalskiego, SGGW W-wa, 1997.
49. Janowski T., Nalewaj K., Wójcicka-Migasiuk D., Zlonkiewicz Z.: Laboratory of Heating Systems Employing Solar Energy 2nd Int. Conf. ELMECO'97, Conf. Proc., Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, 269-272, 1997.
50. Januszewski J.: Zasady projektowania urządzeń słonecznych do celów grzewczych. Wrocław PW, 1986.
51. Kemal Dagsoz A., Yuksel Huseyin M.: SDHW Systems with Closed Circuit Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 111-114, 1996.
52. Khalifa A.J.N.: Computer aided design of solar energy systems, PhD. Thesis, University of Wales College of Cardiff, 1989.
53. Khatib I.A.: Indoor short term performance testing of SDHW Systems and long term predictions" PhD. Thesis, University of Wales College of Cardiff, 1989.
54. Kierłańczyk T., Kotte G.: Zasady doboru wielkości zasobników ciepła w miejskich systemach ciepłowniczych, COW nr 6, 1996.
55. King C.: Energy Management, European Commission Directorate General XII for Science, Research and Development, 1995.
56. King C.: Solar Water Heating European Commission Directorate General XII for Science. Research and Development, 1995.
57. Kowalczyk B.: Macierze i ich zastosowania. WNT W-wa, 1976.
58. Lagasse J.: Teoria obwodów elektrycznych. WNT W-wa, 1965.
59. Leun CJ van der, Out P.G.: Thousand-Solar-Water-Heater Projects: Lower Cost, Higher Quality. Proc. EuroSun'96 DGS Sonenenergie Verlags-GmbH- Munchen, 234-239, 1996 .
60. Luther J. i in.: Achievemnts and Results. Annual Report 1995, Fraunhofer Institut Solare Energiesysteme, Freiburg, 1996.
61. Mańkowski S.: Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej. Arkady W-wa, 1981.
62. Marshall R.: SEUDM.BS2, program komputerowy, University of Wales College of Cardiff, 1990.
63. Michalski T.: Słoneczny dom w Szwajcarii. Murator Nr 1(141), 84, 1996.
64. Milburn D.I., Hollands K.G.T.: The directional response error in integrating-sphere transmittance measurements at solar wavelengths. Solar Energy, 55, 2, 85-91, 1995.
65. Morgan T.R.: The Performance and Optimisation of Autonomous Renewable Energy Systems. PhD. Thesis, University of Wales College of Cardiff, 1996.
66. Nijegodorov N., Jain P.K., Devan KRS: A graphical method of measuring the performance characteristics of solar collectors. Renewable Energy, 7, 1, 23-31, 1996.
67. Norton B., Prapas D.E., Milonidis E., Probert S.D.: Response function for solar-energy collectors. Solar Energy, 40, 4, 371-383, 1988.
68. Omer Comakli i in.: Solar-assisted heat pump and energy storage for residential heating. Solar Energy, 51, 5, 357-366, 1993.
69. Ong K.S.: Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure. Solar Energy, 55, 95-109, 1995.
70. Owczarek S.: Vector model for calculation of solar radiation intensity and sums incident on tilted surfaces. Identification for the three sky condition in Warsaw. Renewable Energy, 11, 1, 77-96, Elsevier Science Ltd., 1997.
71. Owczarek S.: Kierunki projektowania kolektorów słonecznych. Informacja Instal 10(176), 20-25, 1998.

72. Owczarek S., (praca zbiorowa pod kier.): Rozwój kierunków projektowania energooszczędnych budynków mieszkalnych. Prace IPPT PAN, W-wa, 1989.
73. Paassen van A.H.: Indoor climate and energy calculations. PhD thesis, Delft University of Technology, WTHD 137, 1981.
74. Pabis J.: Możliwości i warunki wykorzystania niekonwencjonalnych źródeł energii w produkcji ogrodniczej. Wyd. SGGW, W-wa, Materiały konferencyjne, 24-32, 1991.
75. Panek A. i in.: Stochastyczny model klimatu Polski – identyfikacja i symulacja; sprawozdanie za lata 1987- 1990 z realizacji tematu 4.4/CPBP 02.21: Modelowanie i badanie komfortu cieplnego w pomieszczeniach; kierownik naukowy B. Okołowicz-Grabowska, Inst. Ogrzewnictwa i Wentylacji P.W.
76. Parrott L., Kok R., Lacroix R.: Daily Average Temperatures: Modeling and Generation with a Fourier Transform Approach. Trans. ASAE, 39(5), 1911-1922, 1996.
77. Piekarski M., Poniewski M.: Dynamika i sterowanie procesami wymiany ciepła i masy WNT W-wa, 1994.
78. Pluta Z.: Badanie ogrzewczych instalacji słonecznych i ich elementów w warunkach naturalnych i symulacyjnych. Sprawozdanie z tematu 4.3.2.4/2/1987 CPBP 02.18, 1987.
79. Pluta Z., Wnuk R.: Zbiorniki magazynujące ciepło w instalacjach pozyskujących energię promieniowania słonecznego COW nr 10, 1997.
80. PN-91/B02020, Ochrona cieplna budynków. Wymagania i obliczenia, PKNMiJ
81. Recknagel-Sprenger. Ogrzewanie i Klimatyzacja. Poradnik EWFE - Gdańsk, 1994.
82. Solar Energy , vol. 55, No. 1, Units and symbols in Solar Energy, ss. III-IV, 1995.
83. Staniszewski B.: Wymiana ciepła – podstawy teoretyczne, PWN W-wa, 1979.
84. Szpryngiel M.: Zintegrowane źródła niekonwencjonalnej energii w rolnictwie. Zesz. Probl. Post. Nauk Roln., KTR PAN Lublin, 425, 257-263, 1996.
85. Travassaros C.: Developing markets for solar thermal. Sun World, 21, 3, 8-9, 1997.
86. Turrent et al.: Solar Thermal Energy in Europe. Solar Energy R&D in the EC, series A vol.3, Comission of the European Communities, 1983.
87. Tymiński J.: Wykorzystanie odnawialnych źródeł energii w Polsce do 2030 roku. Aspekt Energetyczny i Ekologiczny IBMER W-wa, 1997.
88. Ulrich A.: Najwyższy czas wejść na dach. VISSSMAN Aktualności, 2(6), Wrocław, 1998.
89. Visser H., Ree BGC van der: The DST method for SDHW systems – R &D for ISO and CEN standards, Proc. EuroSun'96 DGS Sonenergie Verlags-GmbH- Munchen, ss. 424-428, 1996.
90. Wasilewski W.: Uproszczona metoda wymiarowania węzłów równoległych c.o. i c.w.u. z ogranicznikami strumienia wody sieciowej. COW, 10, 11-18, 1998.
91. Wiśniewski G.: Kolektory słoneczne. Poradnik wykorzystania energii słonecznej, Centralny Ośrodek Informacji Budownictwa, W-wa, 1992.
92. Wiśniewski M., Żero A.: Math Cad Plus 6.0, Exit, 1997.
93. Wiśniewski S., Wiśniewski T.S.: Wymiana Ciepła. WNT W-wa, 1994.
94. Wittwer C., Horlitz O., Rommel M.: A Flexible Simulation Programme for Multitasking Operating Systems to Investigate Controllers in Thermal Solar Systems Proc. EuroSun'96 DGS Sonenergie Verlags-GmbH- Munchen, 435-440, 1996.
95. Wnuk R.: Słoneczne instalacje podgrzewu ciepłej wody użytkowej. IPPT PAN W-wa, 1994.
96. Wolf D., Kudish A.I., Sembira A.N.: Dynamic simulation and parametric studies on a central solar domestic hot water systems. Energy, 9, 2, 1984.
97. Wójcicka-Migasiuk D.: Możliwości wykorzystania energii słonecznej w Makroregionie Środkowo-Wschodnim Polski. Konferencja Naukowo-Techniczna Rynek Energii Ciepłej, Mat. Konferencyjne, 151-154, 1995.

98. Wójcicka-Migasiuk D.: Odnawialne źródła energii, Opracowanie: Materiały pomocnicze do wykładu wykonane w ramach programu Tempus JEP 11030-96. Wyd. KPE Politechniki Lubelskiej, Lublin, 1998.
99. Wójcicka-Migasiuk D., Chochowski A.: Simulation model for solar heating systems in rural applications", Proc. Int. Conf. TAE'99, Praga, 15-17 września 1999, 550-555, 1999.
100. Wójcicka-Migasiuk D.: Thermal - Electric Analogy Applied in Transient Simulation. 3rd International Conference Electromagnetic Devices and Processes in Environment Protection ELMECO'2000.
101. Wójcicka-Migasiuk D., Nalewaj K., Złonkiewicz Z.: Heat Pump system supply in the aspect of application to solar laboratory. 3rd Int. Conf. Electromagnetic Devices and Processes in Environment Protection ELMECO'2000.
102. Wójcicka-Migasiuk D., Nalewaj K., Złonkiewicz Z.: 2000 Photovoltaic test stand performance in the winter climate of central-eastern Poland. 3rd Int. Conf. Electromagnetic Devices and Processes in Environment Protection, ELMECO'2000.

10. STRESZCZENIE

ZASTOSOWANIE METODY POTENCJAŁÓW WĘZŁOWYCH
DO ANALIZY I PROJEKTOWANIA INSTALACJI SŁONECZNYCH
CIEPŁEJ WODY

W pracy przedstawiono zastosowanie analogii termoelektrycznej poprzez wykorzystanie metody potencjałów węzłowych do utworzenia zastępczej sieci cieplnej (zsc) w celu sformułowania matematycznego modelu do analizy słonecznych instalacji ciepłej wody użytkowej. ZSC ma postać obwodu RC i składa się z 6 węzłów symulujących poszczególne elementy instalacji i gałęzi zawierających opory cieplne wymiany ciepła pomiędzy węzłami. dla każdego z węzłów sformułowano równanie bilansu cieplnego, a zatem powstał układ sześciu równań. W celu ich rozwiązania ułożono algorytm symulacyjny przy pomocy pakietu MathCad 7.0 służący naukowo-badawczej analizie termicznej a następnie wykonano pakiet symulacyjny w wersji użytkowej.

Wykonano modele i przeprowadzono symulacje dla ustalonego i nieustalonego stanu pracy instalacji, zaprezentowano wyniki przeprowadzonych pomiarów w instalacji doświadczalnej i dokonano analizy porównawczej wyników symulacji z wynikami pomiarów. Potwierdziła ona przydatność modelu i pakietu symulacyjnego również w warunkach klimatycznych regionu Polski środkowo-wschodniej uznanej za region drugi w kraju pod względem dostępności energii promieniowania słonecznego (eps) o dużych możliwościach jej wykorzystania na terenach rolniczych. Pakiet symulacyjny jest głównym narzędziem opisanym w pracy i składa się z następujących sekwencji:

1. Wprowadzenie danych,
2. Obliczenia rezystancji cieplnych,
3. Obliczenia stanu ustalonego,
4. Obliczenia stanu nieustalonego.

Narzędzie to jest uniwersalne i umożliwia dowolne rozszerzanie modelu ZSC o dodatkowe elementy, liczbą i graficzną prezentację wyników, w tym także quasi-przestrzenną prezentację wyników dla stanu przejściowego. Użytkowa wersja programu przeznaczona dla inżynierów projektantów takich systemów jest przyjazna dla użytkownika i jest dostępna także w wersji angielskiej.

Algorytmy umożliwiają symulację stanów przejściowych w zależności zarówno od warunków pogodowych jak i wewnętrznych parametrów systemu. Praca prezentuje wyniki symulacji przeprowadzone w różnych zakresach wymuszeń.

Analiza stanu niestacjonarnego wskazuje na nowe aspekty pracy termicznych instalacji słonecznych.

Poszczególne opory cieplne są obliczane w ścisłej zgodności z zasadami wymiany ciepła odbywającej się na drodze przewodzenia, konwekcji i promieniowania. zaprezentowane przykłady symulacji przedstawiono na wykresach wykazujących zależności względem wymuszeń zewnętrznych i wewnętrznych parametrów układu. Pokazują one m.in. zmienność temperatur w poszczególnych węzłach zależną od różnej dostępności eps i innych warunków pogodowych.

S ł o w a k l u c z o w e: analogia termoelektryczna, metoda potencjałów węzłowych, zastępcza sieć cieplna, instalacja słoneczna ciepłej wody użytkowej, metody analizy i projektowania, zastosowanie w budownictwie małoobiekowym i na terenach rolniczych.

11. SUMMARY

THE APPLICATION OF NODE POTENTIAL METHOD
TO ANALYSE AND DESIGN SDHW SYSTEMS

The publication presents the use of a method called Equivalent Thermal Network used to formulate mathematical model suitable for SDHW system analyses. The method makes the use of a thermal - electric analogy, in particular, the node potential method to formulate a mathematical model suitable for heating system transient performance analyses on the example of a solar thermal system. The Equivalent Thermal Network modelling such system has been composed. The network is constructed as RC circuits and consists of nodes and branches. The assumption assigns one node to each thermal element and thus the branches model the heat transfer between them. Each node has its thermal balance equation and they make up a system of six linear and the first order differential equations relevant to the presented example. Composed algorithms make possible to simulate transients in dependence either on weather conditions or system parameters. The work provides results of simulations performed at different ranges of inputs. The transient analysis adds new aspects to the thermal performance of such systems. Comparisons with measurements taken on a real object, which is a SDHW system, prove the usefulness of the method particularly for East-European climatic conditions focused in the central eastern region of Poland which is supposed to be the second best solar region in the country.

The main tool described in the work is a simulation programme composed on the basis of MathCad2000 algorithms used for the designing, analyses and diagnostics. The algorithms cover four sequences:

1. Data introduction,
2. Computations of heat transfer coefficients,
3. Steady state computations of node temperatures,
4. Transient computations and instant node temperature results.

This tool is versatile and enables simple introduction of new elements and extensions of the network and quasi-spatial graphic presentations of transient results. These simulation algorithms are in Polish as predicted for the target group which are engineers and designers in the region, but also English version is available.

Particular thermal resistances are computed in strict accordance to heat transfer through radiation, convection and conductance. The examples of steady state and transient simulation results in all nodes are presented in figures, which show the simulation of their dependence on external inputs and system features and give the

image of how temperatures in nodes change at different solar energy availability and other weather conditions.

K e y w o r d s: thermal electric analogy, node potential method, equivalent thermal network, solar domestic hot water systems, design methods, rural and civil engineering applications

ANEKS

Wydruk 1. Sposób wprowadzania danych do programu w wersji użytkowej

Wprowadzenie danej Opis danej i jednostka

d1 := 0.0014	grubość płyty absorbera, m
d2 := 0.004	grubość pokrywy szklanej, m
d3 := 0.005	grubość warstwy powietrza absorber-izolacja, m
d4 := 0.001	grubość warstwy powietrza izolacja-dno, m
d5 := 0.038	grubość płyty izolacyjnej, m
d6 := 0.0089	średnica kanału medium w kolektorze, m

Po wprowadzeniu danych przesuń ekran w dół do sekwencji oznaczonej ikoną:



Pozostałe dane pozostaw bez zmian.

Wydruk 1a. Wprowadzanie danych indeksowanych w wersji programu do analizy systemu

d32 := $4.167 \cdot 10^6$ ciepło właściwe wody przy stałym ciśnieniu,

d33 := $2 \cdot 10^{-5}$ przepływ wody, m³/s w kolektorze
natężenie promieniowania słonecznego, W/m²

d35 := 0.05 absorbcyjność szkła

d36 := 0.8 przepuszczalność szkła

d37 := 0.95 absorbcyjność absorbera

d38 := 100 moc pompy cyrkulacyjnej, W

d39 := 10 + 273 temperatura wody na wlocie do kolektora, st. C

d40 := 10 + 273 temp. pocz. czynnika instalacyjnego f2, st.C

j := 0, 1.. 10

d43_j := 5·j + 273 temp. otoczenia, Ta, st. C

d34_i :=

300
600
900
1100

Wydruk 2. Uzyskiwanie obliczeń stanu ustalonego

Obliczone temperatury w poszczególnych węzłach °C

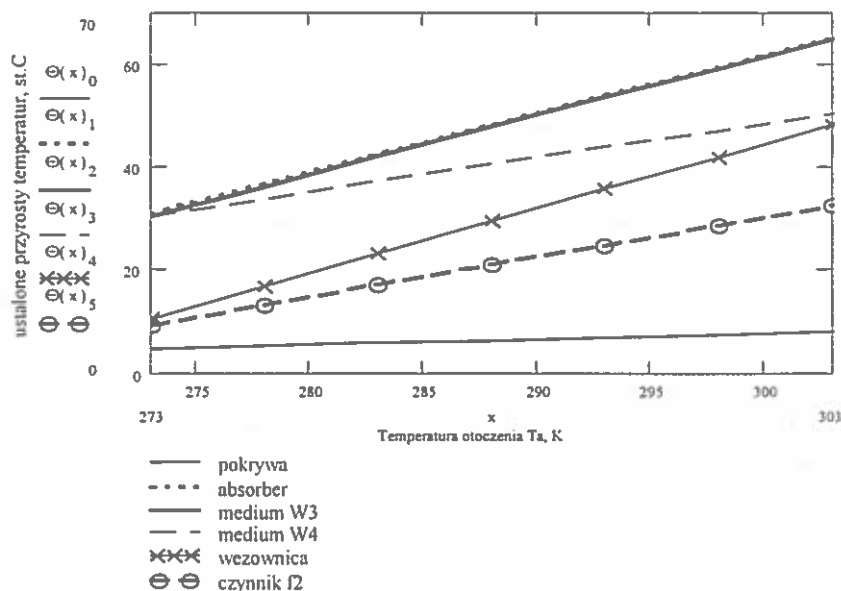
Temp. pokrywy szklanej	T1 (d43) = 15.886
Temp. absorbera	T2 (d43) = 52.626
Temp. medium wypływającego z kolektora	T3 (d43) = 52.124
Temp. medium w wężownicy wymiennika	T4 (d43) = 47.288
Temp. wężownicy	T5 (d43) = 38.254
Temp. czynnika zasilającego instalację c.w.	T6 (d43) = 27.206

Naciśnij klawisz F9



Wydruk 2a. Wyniki obliczeń w postaci liczbowej i wykresów w wersji programu do analizy systemu

$$\Theta(273) = \begin{bmatrix} 4.739 \\ 31.168 \\ 30.494 \\ 30.494 \\ 10.54 \\ 9.463 \end{bmatrix} \quad \Theta(283) = \begin{bmatrix} 5.884 \\ 42.616 \\ 42.127 \\ 37.29 \\ 23.256 \\ 17.207 \end{bmatrix} \quad \Theta(303) = \begin{bmatrix} 8.098 \\ 65.119 \\ 64.852 \\ 50.342 \\ 48.28 \\ 32.446 \end{bmatrix}$$



Wydruk 3. Obliczenia stanu nieustalonego

Poniższe sekwencje obliczeniowe służą do obliczeń stanu nieustalonego. Nie wymagają one wprowadzania dodatkowych danych. W miejscu oznaczonym ikoną, wpisujemy czas napromienienia, s i uzyskujemy wartości temperatur w węzłach w $^{\circ}\text{C}$.



$$\tau(d43) = \begin{bmatrix} \frac{-1}{A(d43)_0} \\ \frac{-1}{A(d43)_1} \\ \frac{-1}{A(d43)_2} \\ \frac{-1}{A(d43)_3} \\ \frac{-1}{A(d43)_4} \\ \frac{-1}{A(d43)_5} \end{bmatrix}$$

wartości stałych czasu układu dla różnych podstawień danych

$$\tau(273) = \begin{bmatrix} 5.632 \\ 28.983 \\ 370.512 \\ 676.319 \\ 6.221 \cdot 10^3 \\ 151.977 \end{bmatrix} \quad \tau(283) = \begin{bmatrix} 4.743 \\ 28.973 \\ 350.66 \\ 673.743 \\ 6.2 \cdot 10^3 \\ 151.977 \end{bmatrix} \quad \tau(293) = \begin{bmatrix} 4.29 \\ 28.968 \\ 331.718 \\ 671.126 \\ 6.179 \cdot 10^3 \\ 151.977 \end{bmatrix} \quad \tau(303) = \begin{bmatrix} 3.994 \\ 28.965 \\ 313.705 \\ 6.156 \cdot 10^3 \\ 668.444 \\ 151.977 \end{bmatrix}$$

$$Z(273) = \begin{bmatrix} -6.297 \cdot 10^{-4} & -0.01 & -1.032 & 4.46 & 1.322 & 0 \\ 0.376 & 1.125 & 0.088 & 18.222 & 11.357 & 0 \\ -0.061 & 0.878 & 0.093 & 18.16 & 11.425 & 0 \\ -0.061 & 0.878 & 0.093 & 18.16 & 11.425 & 0 \\ 7.687 \cdot 10^{-3} & -10.515 & 0.053 & 9.478 & 11.515 & 0 \\ -1.076 \cdot 10^{-5} & 0.076 & -5.772 \cdot 10^{-3} & -2.194 & 11.586 & 0 \end{bmatrix}$$

$$Z(303) = \begin{bmatrix} -4.239 \cdot 10^{-4} & 6.712 \cdot 10^{-3} & -0.537 & 3.865 & 5.278 & -0.514 \\ 0.309 & -0.621 & 0.038 & 34.236 & 25.974 & 5.184 \\ -0.05 & -0.525 & 0.041 & 34.401 & 25.927 & 5.059 \\ -0.05 & -0.525 & 0.041 & 34.401 & 25.927 & -9.451 \\ 4.179 \cdot 10^{-3} & 6.204 & 0.024 & 34.87 & 13.56 & -6.382 \\ -4.146 \cdot 10^{-6} & -0.045 & -2.124 \cdot 10^{-3} & 35.325 & -3.088 & 0.256 \end{bmatrix}$$

Wydruk 3a. Uzyskanie wyników końcowych dla stanu nieustalonego w wersji użytkowej programu

Obliczone temperatury w poszczególnych węzłach. °C czas, s: t := 120



Naciśnij F9

Temp. pokrywy szklanej	TEMP1(d43, t) = 10.466
Temp. absorbera	TEMP2(d43, t) = 15.583
Temp. medium wypływającego z kolektora	TEMP3(d43, t) = 15.049
Temp. medium w węzownicy wymiennika	TEMP4(d43, t) = 12.408
Temp. węzownicy	TEMP5(d43, t) = 11.138
Temp. czynnika zasilającego instalację c.w.	TEMP6(d43, t) = 10.049

Wydruk 3b. Uzyskanie wyników końcowych dla stanu nieustalonego w wersji programu do analizy systemu

$\kappa = 0,360 \dots 7200$

$$\Theta_0(d43, t) = \sum_{i=0}^5 Z(d43)_{0,i} \cdot (1 - e^{-\kappa(d43)_i})$$

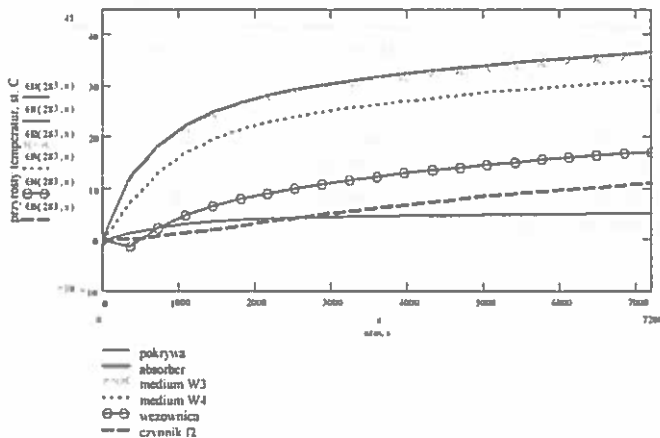
$$\Theta_1(d43, t) = \sum_{i=0}^5 Z(d43)_{1,i} \cdot (1 - e^{-\kappa(d43)_i})$$

$$\Theta_2(d43, t) = \sum_{i=0}^5 Z(d43)_{2,i} \cdot (1 - e^{-\kappa(d43)_i})$$

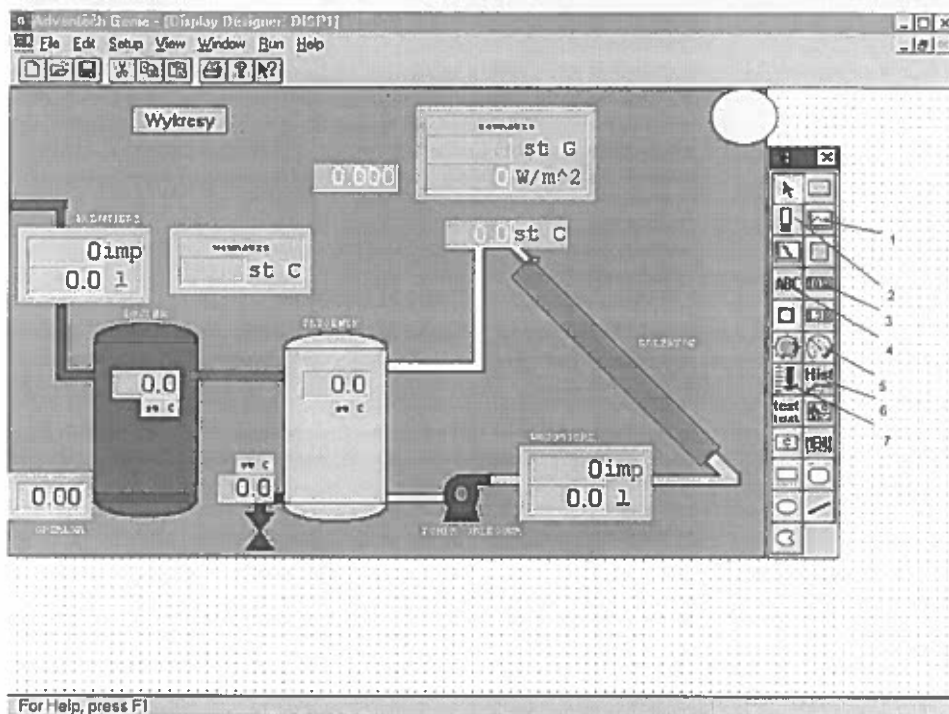
$$\Theta_3(d43, t) = \sum_{i=0}^5 Z(d43)_{3,i} \cdot (1 - e^{-\kappa(d43)_i})$$

$$\Theta_4(d43, t) = \sum_{i=0}^5 Z(d43)_{4,i} \cdot (1 - e^{-\kappa(d43)_i})$$

$$\Theta_5(d43, t) = \sum_{i=0}^5 Z(d43)_{5,i} \cdot (1 - e^{-\kappa(d43)_i})$$



Wydruk 4. Obraz instalacji pochodzący z interfejsu graficznego karty pomiarowej Advantech 818



- 1 Obiekt w postaci wykresu (x,y), ustalamy wartość x oraz y w funkcji czasu
- 2 Obiekty (wskaźniki poziomo), istnieje możliwość zaprogramowania oraz ustalenia skąd mają być pobierane dane do odczytu. Istnieje możliwość ustalenia zakresu wskaźnika np. (0 - 5V), oraz odczytu danych chwilowych czyli jaka wartość panuje w danej sytuacji.
- 3 Ustalanie wartości liczbowych do odczytu (ustalamy format cyfr, ilość miejsc po przecinku).
- 4 Możliwość wpisania tekstu.
- 5 Licznik, posiada pięć segmentów, które są zaznaczone kolorami (jest możliwość zmiany kolorów w danym segmencie oraz w którą stronę ma się poruszać wskazówka wskaźnika)
- 6 Historia w postaci wykresu w funkcji czasu zapisywanego cały czas w związku z tym jest możliwość obejrzenia wyników wstecz.
- 7 Potencjometr suwakowy (zasada działania podobna jak w liczniku pkt.5).

Adres autora:

Dorota Wójcicka-Migasiuk
Politechnika Lubelska
Wydział Budownictwa i Ochrony Środowiska
Katedra Ogrzewnictwa, Wentylacji i Automatykacji
ul. Nadbystrzycka 40
20-618 Lublin
e-mail: dorotaWM@weber.pol.lublin.pl