

A3427I

Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej
i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej

Seria: Monografie

D2.3

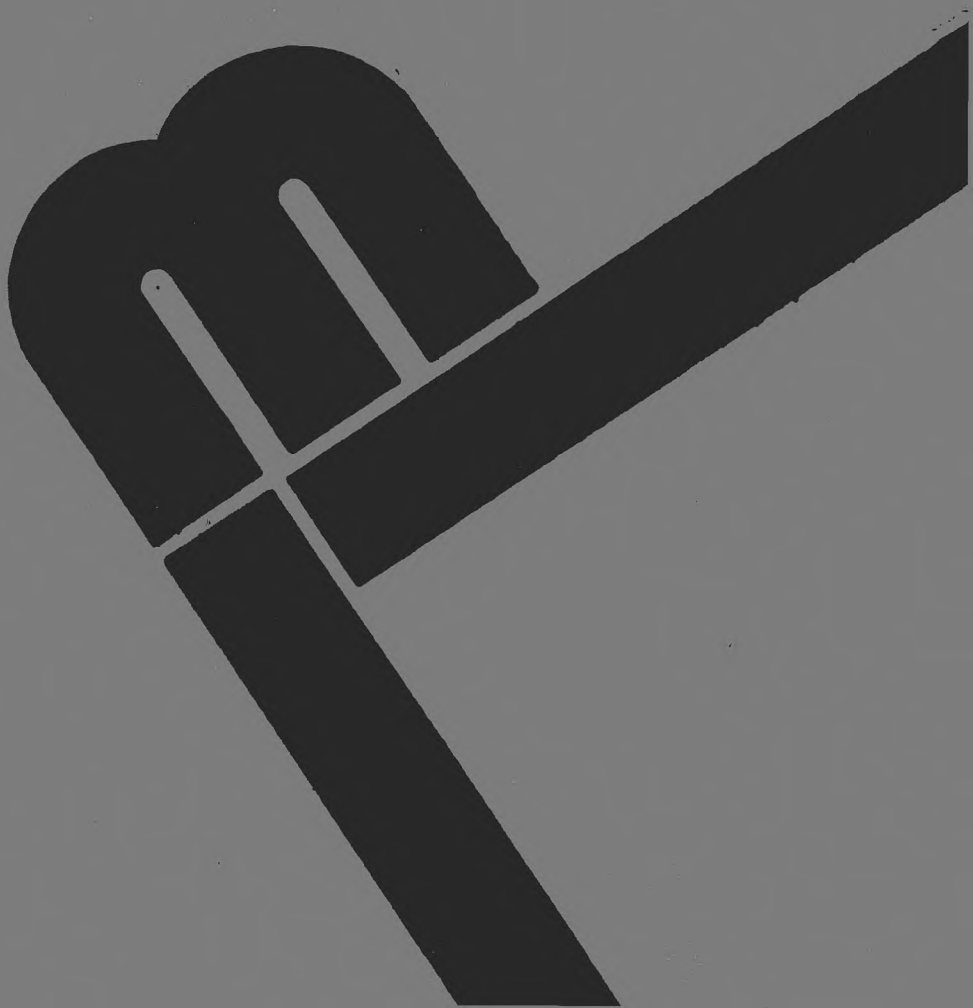
53

29

Jan Syposz

Modelowanie matematyczne i badania zautomatyzowanych węzłów ciepłych

Wrocław 1988



PRACE NAUKOWE POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Scientific Papers of the Institute of Chemical Engineering
and Heating Equipment

No. 53

of the Technical University of Wrocław

No. 53

Monographs

No. 29

1988

Jan SYPOSZ

**Mathematical modelling and analysis
of automated heat substations**

Prace Naukowe Instytutu Inżynierii Chemicznej
i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej

53

Seria:
Monografie

29

Jan Syposz

**Modelowanie matematyczne
i badania zautomatyzowanych
węzłów ciepłych**



Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej · Wrocław 1988

Redaktor naukowy
Maksymilian PAJAŁ

Recenzenci
Stanisław MAJERSKI
Ryszard CIEŚLUKOWSKI

Opracowanie redakcyjne
Danuta SOWIŃSKA

Korekta
Maria IZBICKA

© Copyright by Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław

ISSN 0084 – 2850

Nakład 200 + 60 egz. Ark. wyd. 8,25. Ark. druk. 6%. Papier offset. kl. III, 70g. B1.
Oddano do druku w październiku 1988 r. Druk ukończono w grudniu 1988 r.
Zakład Graficzny Politechniki Wrocławskiej. Zam. nr 3729/88. Cena zł 210,-

*Wężły ciepłne, układ hydrauliczny,
automatyczna regulacja, centralne
ogrzewanie, matematyczne modelowanie*

Jan SYPOSZ*

MODELOWANIE MATEMATYCZNE I BADANIA ZAUTOMATYZOWANYCH WĘŻŁÓW CIEPLNYCH

Opracowano modele matematyczne układów hydrauliki zautomatyzowanych węzłów hydroelewatorowych, zanalizowano pracę tych węzłów i podano zasady ich projektowania. Zbadano zautomatyzowane szeregowo-szeregowy węzły ciepłne z różnymi układami regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania. Opracowano modele symulacyjne szeregowo-szeregowych węzłów ciepłnych o różnym stopniu automatyzacji. Modele zwerifikowano eksperymentalnie.

OZNACZENIA

- a_B - udział strumienia masy wody sieciowej płynącej przez bocznik,
- a_N - udział strumienia masy wody sieciowej płynącej przez hydroelewator nieregulowany,
- a_p - współczynnik w równaniu charakterystyki pompy,
- A_c - pole powierzchni całkowitej otworów wylotowych dyszy podwójnej, m^2 ,
- A_d - pole powierzchni przekroju otworu wylotowego dyszy, m^2 ,
- A_{KM} - pole powierzchni przekroju komory mieszania, m^2 ,
- A_{SP} - pole powierzchni przekroju strumienia podsysanego na wlocie do komory mieszania, m^2 ,
- A_z - pole powierzchni pierścieniowego otworu dyszy zewnętrznej, m^2 ,
- A_1, A_2, A_{CO} - pole powierzchni ogrzewalnej wymienników ciepłej wody I i II stopnia oraz wymiennika centralnego ogrzewania, m^2 ,
- C_w - pojemność cieplna właściwa, $kJ/(kg K)$,
- d - średnica wewnętrzna dyszy hydroelewatora, m ,
- d_K - średnica komory mieszania hydroelewatora, m ,
- d_{KB} - średnica otworu kryzy w przewodzie bocznikowym, m ,

* Instytut Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław.

- d_{KW} - średnica otworu kryzy dławiącej w przyłączy wężła, m,
 d_z - średnica wewnętrzna dyszy zewnętrznej hydroelewatora, m,
 d_{zN} - zewnętrzna średnica wylotowej części dyszy wewnętrznej, m,
 d_{zs} - średnica zastępcza dyszy podwójnej, m,
 J - liczba przedziałów czasowych badanej doby,
 κ - współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2 K)$,
 K_v - współczynnik przepustowości zaworu regulacyjnego, m^3/h ,
 k - współczynnik kątowy nastawy statycznej regulatora,
 m - współczynnik zależny od rodzaju grzejnika centralnego ogrzewania,
 \dot{m}_B - strumień masy wody sieciowej płynącej przez przewód boczniowy, kg/s ,
 \dot{m}_{CO} - strumień masy wody instalacyjnej centralnego ogrzewania, kg/s ,
 \dot{m}_{CR} - strumień masy ciepłej wody cyrkulacyjnej, kg/h ,
 \dot{m}_P - wydajność pompy, kg/s ,
 \dot{m}_{PC} - wydajność pompy cyrkulacyjnej, kg/h ,
 \dot{m}_S - strumień masy wody sieciowej, kg/s ,
 P - ciśnienie w danym punkcie wężła cieplnego, kPa,
 P_{rc}, P_{rp} - liczby Prandtla, gdy temperatura płynu i ścianki ma średnią wartość,
 ΔP_B - spadek ciśnienia wody w boczniku, kPa,
 ΔP_{CO} - spadek ciśnienia w instalacji wewnętrznej c.o., kPa,
 ΔP_d - dyspozycyjna różnica ciśnień w węźle przed hydroelewatorem, kPa,
 ΔP_H - ciśnienie wytwarzane przez hydroelewator, kPa,
 ΔP_{ZR} - spadek ciśnienia w zaworze regulacyjnym, kPa,
 ΔP_S - stabilizowana różnica ciśnień w węźle cieplnym, kPa,
 ΔP_{p0} - wysokość podnoszenia pompy, gdy jej wydajność wynosi $G_p = 0$, kPa,
 ΔP_w - dyspozycyjna różnica ciśnień dla wężła, kPa,
 Q_{CO} - zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania budynku, kW,
 Q_{CW} - zapotrzebowanie ciepła do podgrzewania ciepłej wody, kW,
 Q_w - moc cieplna wężła cieplnego, kW,
 Q_{CO} - straty ciepła budynku, kW,
 S_{CO} - oporność instalacji c.o., $kPa/(kg/s)^2$,
 S_p - oporność niepracującej pompy, $kPa/(kg/s)^2$,
 S_{NW} - oporność niskoparametrowej części wężła cieplnego, $kPa/(kg/s)^2$,
 T_u - nastawa dynamiczna regulatora PI, czas całkowania, dz,
 T_z, T_p - temperatura wody sieciowej na wejściu i wyjściu z wężła, $^{\circ}C$,
 T_{zCO} - temperatura wody sieciowej przed hydroelewatorem lub wymiennikiem centralnego ogrzewania, $^{\circ}C$,
 t_{CR} - temperatura wody cyrkulacyjnej, $^{\circ}C$,
 t_{CW} - temperatura ciepłej wody, $^{\circ}C$,
 $t_{\bar{g}r}$ - średnia temperatura czynnika, $^{\circ}C$,
 t_w - temperatura powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń, $^{\circ}C$,

- t_z - temperatura powietrza zewnętrznego, °C,
 t_{zi}, t_{pi} - temperatura wody na zasilaniu i powrocie z instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania, °C,
 t_{zk} - temperatura powietrza zewnętrznego końca sezonu grzewczego, °C,
 t_{zw} - temperatura zimnej wody, °C,
 Δt_{co} - spadek temperatury wody instalacyjnej, K,
 Δt_{lg} - logarymiczna różnica temperatur, K,
 X_p - nastawa dynamiczna regulatora PI, współczynnik proporcjonalności, dz,
 u_N, u_R, u_W - współczynniki zmieszania hydroelewatorów HN i HR oraz wężła,
 v_s - objętość właściwa wody sieciowej, m³/kg,
 V_{v1} - nastawa statyczna regulatora, K,
 $W_s; W_{co}; W_{cw}; W_{so}$ - jednostkowa moc cieplna wymieniana przez czynniki: wodę sieciową, instalacyjną centralnego ogrzewania, ciepłą i sieciową płynącą przez obejście wymiennika ciepłej wody II stopnia, W/K,
 W_m, W_w - mniejsza i większa wartość jednostkowej mocy cieplnej wymienianej przez czynniki, W/K,
 α_r, α_m - współczynniki przejmowania ciepła w rurkach i przestrzeni międzyrurkowej wymiennika, W/(m²·K),
 α_n, α_o - współczynniki przejmowania ciepła (napływu, odpływu ciepła), W/(m²·K),
 β - objętościowy współczynnik rozszerzalności cieplnej wody, K⁻¹,
 δ_s - grubość ścianki rurki, m,
 δ_k - grubość warstwy kamienia kotłowego (zanieczyszczeń wymiennika), m,
 $\lambda, \lambda_s, \lambda_k$ - współczynniki przewodności cieplnej wody, ścianki i kamienia kotłowego, W/(m·K),
 η - dynamiczny współczynnik lepkości, (N·s)/m²,
 ρ - gęstość wody, kg/m³,
 τ - czas, h,
 φ - współczynnik obciążenia cieplnego instalacji centralnego ogrzewania,
 $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ - współczynniki prędkości charakteryzujące poszczególne elementy strumienicy: dyszy, komory wlotowej, komory mieszania i dyfuzora.

INDEKSY

- B - dotyczy przewodu bocznikowego,
 co - dotyczy instalacji centralnego ogrzewania,
 M - wartość obliczana na modelu teoretycznym,

- m - wartość mniejsza,
- max,h - wartość maksymalna godzinowa,
- N - dotyczy hydroelewatora z nieuregulowanym strumieniem wody sieciowej,
- O - wartość obliczeniowa,
- R - dotyczy hydroelewatora ze zmiennym strumieniem wody sieciowej,
- śr. - wartość średnia,
- śr.d. - wartość średnia dobową,
- T - wartość teoretyczną,
- w - wartość większą,
- I - dotyczy wymiennika ciepłej wody I stopnia,
- II - dotyczy wymiennika ciepłej wody II stopnia,

OZNACZENIA NA SCHEMATACH

- B - przewód boczny,
- HN - hydroelewator z nieregulowanym strumieniem wody sieciowej,
- HR - hydroelewator z regulowanym strumieniem wody sieciowej,
- KR, KD, KDW - krysy dławiące,
- PW - pompa wirowa,
- St - zbiornik przepływowy stabilizujący temperaturę ciepłej wody,
- ZR - zawór regulacyjny,
- ZZ - zawór zwrotny,
- Zb - zasobnik ciepłej wody.

1. WPROWADZENIE

1.1. Wstęp

Jednym z podstawowych warunków racjonalizacji wykorzystania paliw i energii w ciepłownictwie jest kompleksowa automatyzacja systemów ciepłowniczych.

Obecnie automatyzacja miejskich i przemysłowych systemów ciepłowniczych wciąż znajduje się w stadium badań i wdrożeń na niewielką skalę. Przyczyną tego stanu jest duża liczba wciąż nie rozwiązanych problemów związanych z automatyzacją poszczególnych elementów systemów (węzły ciepłone, ciepłownie, elektrociepłownie, sieci ciepłone), z opracowaniem organizacyjno-technicznych metod kompleksowego wdrażania automatyzacji, a także brak zasad eksploatacji zautomatyzowanych systemów.

Rozwiązanie tak licznych problemów wymaga wielu badań na modelach teoretycznych i na obiektach rzeczywistych. Obie z wymienionych form badań, w warunkach zróżnicowanych systemów ciepłowniczych, są czasochłonne

i wymagają zaangażowania dużych środków finansowych i zespołów badawczych.

Ze względu na duże zróżnicowanie struktur i różnorodność warunków pracy systemów ciepłowniczych są niezbędne badania nad opracowaniem i identyfikacją modeli teoretycznych, umożliwiającą kompleksową analizę, a także programowanie i sterowanie pracą zautomatyzowanych systemów ciepłowniczych.

Do podstawowych problemów wymagających pilnego rozwiązania należy opracowanie zasad projektowania kompleksowo-zautomatyzowanych węzłów ciepłych wszystkich stosowanych w kraju typów. Zasady te powinny zawierać rozwiązania układów automatycznej regulacji, sprawdzone w typowych warunkach eksploatacyjnych, zarówno pod względem ich efektywności, jak również możliwości poprawnej współpracy z całym systemem ciepłowniczym.

W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań prowadzonych przez autora w latach 1982-87 w ramach centralnych programów badawczych z dziedziny ciepłownictwa.

2. DOTYCHCZASOWY STAN WIEDZY

Jak już wspomniano, brak jest zasad automatyzacji niektórych ze stosowanych w kraju układów węzłów ciepłowniczych. Publikowane dotychczas zasady projektowania [2], [10] dotyczyły prawie wyłącznie węzłów wymiennikowych centralnego ogrzewania z szeregowo-równoległym włączeniem wymienników ciepłej wody. Niewiele natomiast można znaleźć informacji o sposobie automatyzacji dwufunkcyjnych węzłów szeregowo-szeregowych oraz jedno- i dwufunkcyjnych węzłów hydroelewatorowych.

Węzły hydroelewatorowe, stosowane powszechnie we wszystkich systemach ciepłowniczych, ze względu na liczne zalety, jak np.: prosta konstrukcja i obsługa, niski koszt urządzeń, duża niezawodność eksploatacyjna, brak zapotrzebowania energii elektrycznej do napędu pomp obiegowych (pompy strumieniowe), brak naczyń wzbiorczych i konieczności uzupełniania wody w instalacji ogrzewniczej, a także cicha praca pomp strumieniowych. Brak publikowanych w kraju sposobów ich automatyzacji stał się jedną z głównych przyczyn całkowitego zaniechania projektowania tych węzłów (z wyjątkiem WPEC Legnica). Zastosowanie podobnych rozwiązań układów regulacji w węzłach hydroelewatorowych, jakie stosowano w węzłach wymiennikowych okazało się niemożliwe. Zarówno stosowanie ciągłej, jak i dwustawnej regulacji strumienia wody sieciowej dopływającej do węzła prowadziło do cieplnego rozregulowania instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania. Schematy ideowe węzłów hydroelewatorowych, z regulacją dostawy ciepła do ogrzewania budynków, zaproponowano w publikacjach radzieckich [8], [11], [18], [32], [34]. W publikacjach tych brak jest jednak matematycznego opisu układów

hydraulicznych, który umożliwiłaby poprawny dobór podstawowych urządzeń (hydroelewatorów, zaworów regulacyjnych) dla tych węzłów.

Skomplikowany układ hydrauliczny nie pozwala obecnie projektantom na stosowanie tych rozwiązań w projektowaniu. Mimo prezentacji niektórych rozwiązań w polskim piśmiennictwie [10], [15] nie zastosowano ich w kraju, poza WPEC Legnica.

Rozwiązania radzieckie w większości przeznaczano do ogrzewań jednorurkowych, mało wrażliwych na zmiany strumienia wody instalacyjnej. W przypadku stosowanych u nas w kraju instalacji dwuprzewodowych jest niezbędną modyfikacją układów węzłów, ograniczająca do minimum zmiany strumienia wody w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania, podczas zmian strumienia wody sieciowej w węźle cieplnym.

Szeregowy dwustopniowy węzeł cieplny był przez wiele lat uznawany za najwłaściwszy sposób przyłączenia instalacji ciepłej wody i centralnego ogrzewania do wodnych sieci cieplnych [20], [42]. W warunkach pracy węzłów bez urządzeń automatycznej regulacji, a także w razie stosowania jedynie regulatorów temperatury ciepłej wody, węzeł ten miał wiele istotnych zalet w porównaniu do rozwiązania alternatywnego, to jest układu szeregowo-równoległego. Trudności w rozwiązaniu automatycznej regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania w tych węzłach spowodowały zwiększenie zainteresowania węzłami o układzie szeregowo-równoległym.

W wydanych w 1976 roku zasadach automatyzacji [10] węzły szeregowo-szeregowe całkowicie pominięto, w wytycznych PIGPE [51] zaproponowano natomiast rozwiązania błędne, uniemożliwiające dostawę ciepła do ogrzewania ciepłej wody, podczas występowania wysokich temperatur powietrza zewnętrznego. W wyniku prowadzonych prac naukowo-badawczych w Politechnice Wrocławskiej w 1982 roku [39] zostały zaproponowane schematy technologiczne węzłów, zapewniające właściwą pracę kompleksowo zautomatyzowanych węzłów tego typu. Podobne rozwiązania układów technologicznych przyjęto także do stosowania w poznańskim systemie ciepłowniczym [30], i w Legnicy [15]. Mimo zbliżonych schematów węzłów, każdy z ośrodków badawczych przyjął inny sposób regulacji (parametr regulowany). WPEC Legnica i MPGC Wrocław [27] zastosowały w swoich węzłach stałowartościową regulację dwustawną temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń.

W WPEC Poznań zastosowano nadążną regulację temperatury wody zasilającej instalację centralnego ogrzewania w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego [30], [45]. Ze względu na istotne wady obu stosowanych w kraju sposobów regulacji są konieczne badania nad wyborem najkorzystniejszego układu regulacji dla węzłów tego typu.

Niezależnie od konieczności rozwiązania problemów związanych z automatyczną regulacją poszczególnych typów węzłów cieplnych, uzyskanie maksymalnie efektywnej ich pracy jest uzależnione również od prawidłowej

ich współpracy z resztą systemu ciepłowniczego, w tym od regulacji hydraulicznej systemu oraz doboru odpowiedniego wykresu centralnej regulacji temperatury wody sieciowej w źródle ciepła. Ciepłota i hydrauliczna analiza pracy węzłów w różnych warunkach eksploatacyjnych systemów ciepłowniczych, ze względu na złożoność i różnorodność, zarówno warunków pracy, jak i ich struktury jest możliwa jedynie po zastosowaniu teoretycznych modeli matematycznych. Propozycję prostych modeli matematycznych do analizy pracy węzłów cieplnych zaproponował w swych publikacjach Zinger [48]—[50].

Analizowane przez Zingera węzły posiadały jedynie regulację temperatury ciepłej wody oraz stały strumień masy wody sieciowej. Zinger podaje ogólne założenia i podstawowe równania charakterystyk cieplnych.

Aktualnie brak jest publikacji o modelach matematycznych zautomatyzowanych szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych, umożliwiających analizę zapotrzebowania ciepła i wody sieciowej w różnych warunkach eksploatacyjnych oraz z zastosowaniem różnych sposobów regulacji dostawy ciepła. Publikowane prace dotyczące tej problematyki proponują modele zbyt uproszczone [48], modele dynamiczne do analizy przebiegów przejściowych w układach regulacji [13], szczegółowe modele fragmentów systemu, jaki tworzy węzeł z budynkiem, instalacjami i klimatem zewnętrznym [24] oraz model do analizy hydraulicznej węzłów tego typu [44].

W szeregowo-szeregowych bezzasobnikowych węzłach cieplnych w ostatnich latach pojawił się także poważny problem jakości regulacji temperatury ciepłej wody. Okazało się, że charakterystyki powszechnie stosowanych regulatorów temperatury ciepłej wody typu MERTIK wykazują wysoki stopień niedopasowania do wprowadzonych do eksploatacji wysokoelektrywnych wymienników typu JAD i WWB. Zła jakość regulacji temperatury ciepłej wody, a zwłaszcza jej zawyżanie ponad 60°C , powoduje intensyfikację procesu korozji instalacji ciepłej wody i wymienników oraz zmniejszenie efektywności wykorzystania energii cieplnej zawartej w wodzie sieciowej. Przyczynia się także do przedwczesnego niszczenia urządzeń automatycznej regulacji. Jednym z podstawowych warunków podniesienia sprawności eksploatacyjnej tych węzłów jest więc opracowanie układów zapewniających wymaganą jakość regulacji temperatury ciepłej wody na wyjściu z węzła. Do interesujących rozwiązań należy zaproponowany przez A. Sadowskiego układ ze stabilizatorem temperatury [28]. Brak publikowanych badań jakości regulacji i temperatury ciepłej wody w tym układzie nie pozwala na ocenę rzeczywistej przydatności tego rozwiązania. Brak jest także publikowanych wyników badań zaproponowanych przez OBRC w Warszawie [1].

3. CEL I ZAKRES PRACY

Uznając, że podstawą racjonalizacji zużycia ciepła na potrzeby ogrzewania i ciepłej wody w budownictwie mieszkaniowym i użyteczności publicznej jest kompleksowa automatyzacja systemów ciepłowniczych, autor przedstawia w niniejszej pracy propozycje rozwiązania problemów naukowych, dających możliwość poprawnego opracowania układów technologicznych i automatycznej regulacji oraz doboru najkorzystniejszych - ze względu na efekty energetyczne, niezawodność działania i jakość zaopatrzenia w ciepło - parametrów pracy zautomatyzowanych węzłów cieplnych. W pracy zamieszczono także propozycje rozwiązania najistotniejszych problemów technicznych.

Pierwsza propozycja dotyczy automatyzacji zaopatrzenia w ciepło do ogrzewania budynków za pośrednictwem węzłów hydroelewatorowych.

Trudności w automatyzacji tych węzłów doprowadziły do zaniechania stosowania węzłów hydroelewatorowych na rzecz droższych pod względem inwestycyjnym i eksploatacyjnym węzłów wymiennikowych. Dość często proponuje się także kosztowną przebudowę istniejących już węzłów hydroelewatorowych na wymiennikowe. Autor proponuje do wyboru cztery skuteczne sposoby automatyzacji tych węzłów. Różnorodność proponowanych rozwiązań umożliwia zastosowanie węzłów tego typu w dużym zakresie ciśnień dyspozycyjnych spotykanych w systemach ciepłowniczych. Autor poleca zwłaszcza rozwiązanie z hydroelewatorem o podwójnej dyszy. Rozwiązanie to łączy w sobie w dużej mierze zalety trzech wcześniej opracowanych rozwiązań, tj. węzła z tzw. bocznikiem, węzła dwuhydroelewatorowego i węzła z pompą w przewodzie podsysającym hydroelewatora.

Zasadnicza idea tych rozwiązań została zaczerpnięta z literatury radzieckiej. Autor wprowadził do tych rozwiązań własne modyfikacje podnosząc ich skuteczność i funkcjonalność, a także określił warunki ich stosowania.

Poprawne techniczne rozwiązanie problemu automatyzacji hydroelewatorowych węzłów cieplnych wymaga dokładnej znajomości podstaw teoretycznych ich hydrauliki.

Podstawowym celem naukowym I części pracy jest opracowanie matematycznych modeli układów hydraulicznych zautomatyzowanych węzłów hydroelewatorowych oraz eksperymentalna weryfikacja tych modeli. Kolejnym celem jest teoretyczna i eksperymentalna analiza zmienności parametrów hydraulicznych pracy węzłów hydroelewatorowych w procesie automatycznej regulacji. Na podstawie uzyskanych wyników badań oraz korzystając z modeli matematycznych układów hydraulicznych, opracowano algorytmy obliczeń projektowych doboru podstawowych parametrów geometrycznych hydroelewatorów i urządzeń regulacyjnych.

Dla szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych autor proponuje niestosowany dotychczas w kraju sposób regulacji, tj. nadążną regulację wody powrotnej z instalacji centralnego ogrzewania w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego. Ten sposób regulacji zawiera wiele istotnych zalet w stosunku do stosowanych dotychczas innych sposobów regulacji, tj. nadążnej regulacji temperatury wody zasilającej instalację centralnego ogrzewania w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego i regulacji temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń. Na podstawie badań eksperymentalnych wykazano słuszność przyjętego rozwiązania i określono efekty energetyczne wynikające z ich stosowania. Dla regulacji tego typu zaproponowano zasadę doboru wykresu regulacji temperatury wody instalacyjnej, opisywanego w regulatorach typu pogodowego nastawami statycznymi.

Proponowany przez autora układ regulacji jest obecnie wdrażany we wrocławskim systemie ciepłowniczym.

Naukowe cele poznawcze tej części pracy to eksperymentalna weryfikacja teoretycznych wykresów regulacji temperatury wody powrotnej z instalacji centralnego ogrzewania oraz określenie zależności rzeczywistego zapotrzebowania ciepła do ogrzewania budynków mieszkalnych i strumienia masy wody sieciowej od temperatury powietrza zewnętrznego oraz zastosowanego układu regulacji.

Celem czwartej części pracy jest opracowanie i weryfikacja modeli matematycznych, całkowicie i częściowo zautomatyzowanych szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych wymiennikowych i hydroelewatorowych, a także sporządzenie algorytmów i programów symulacyjnych. Programy te mają służyć do analizy pracy węzłów cieplnych, a ściślej, obliczania w określonym przedziale czasu zapotrzebowania w węźle cieplnym na wodę sieciową o znanej temperaturze zasilania, określanie efektów zaniżonej lub zawyżonej dostawy ciepła do węzła oraz sporządzanie wykresów regulacyjnych temperatury wody sieciowej na wejściu do węzła.

Propozycje dotyczące sposobów poprawy skuteczności regulacji temperatury ciepłej wody w bezzasobnikowych węzłach cieplnych autor przedstawił we wcześniejszych publikacjach [35]-[37]. Są one zbieżne z wynikami badań R. Cieślukowskiego [5].

Ze względu na dostępność omawianych wyników badań w tych publikacjach nie będą one tutaj przytaczane.

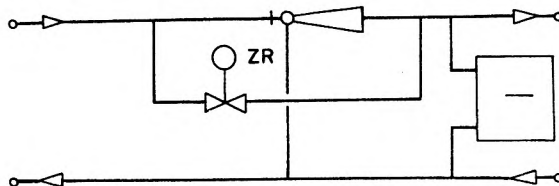
W niniejszej pracy pominięto dość istotne problemy z badań dynamiki analizowanych tu układów regulacji. Problemy te, zwłaszcza zasady doboru optymalnych nastaw dynamicznych regulatorów w układach regulacji dostawy ciepła do ogrzewania i układach regulacji temperatury ciepłej wody (regulacja elektroniczna), są obecnie przedmiotem dalszych badań prowadzonych przez autora w ramach Centralnego Programu Badawczo-Rozwojowego.

CZĘŚĆ I. OPIS MATEMATYCZNY HYDRAULIKI
ZAUTOMATYZOWANYCH WĘZŁÓW HYDROELEWATOROWYCH
I ANALIZA ICH PRACY

1. WPROWADZENIE
PRZEGLĄD MOŻLIWYCH DO ZASTOSOWANIA ROZWIĄZAŃ

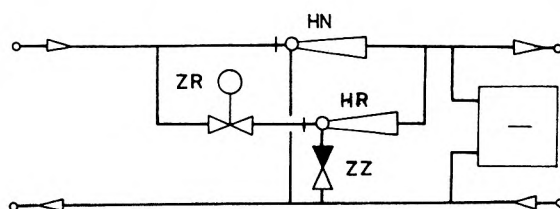
Automatyczna regulacja dostawy ciepła do centralnego ogrzewania w węzłach hydroelewatorowych jest technicznie znacznie trudniejsza do rozwiązania aniżeli regulacja stosowana w węzłach wymiennikowych lub zmieszania pompowego. Oprócz ilościowej regulacji strumienia wody sieciowej pobieranej z sieci zewnętrznej, w węzłach tych musi być jednocześnie prowadzona regulacja współczynnika zmieszania hydroelewatora. Utrzymywanie bowiem współczynnika zmieszania na stałym poziomie, z jednoczesnym ograniczeniem dopływu wody sieciowej powoduje proporcjonalne zmniejszenie strumienia wody w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania, co w konsekwencji może doprowadzić do jej rozregulowania.

Zastosowanie pełnej regulacji dwustawnej również nie rozwiązuje problemu cieplnego rozregulowania instalacji centralnego ogrzewania. Okazuje się bowiem, że podczas pracy takiego układu grzejniki położone w pobliżu węzła otrzymują w skali doby większe ilości ciepła niż grzejniki położone dalej. Ponadto regulacja dwustawna prowadzi do znacznego pogorszenia komfortu ogrzewanych pomieszczeń (okresowo zimne grzejniki) oraz powodując skokowe zmiany strumienia wody sieciowej utrudnia prowadzenie pracy źródła ciepła. Uzyskanie poprawnej pracy tych węzłów w całym zakresie regulacji wymaga wprowadzenia do klasycznego rozwiązania dodatkowych urządzeń oraz dość złożonych obliczeń hydraulicznych związanych z doбором podstawowych urządzeń (hydroelewatory, pompy, zawory regulacyjne).



Rys.1.1. Schemat ideowy węzła hydroelewatorowego z tzw. "bocznikiem"
Fig. 1.1. Schematic diagram of jet-pump substation with by-pass

Jednym z najprostszych rozwiązań układu automatycznej regulacji węzłów hydroelewatorowych jest zastosowanie tzw. bocznika (rys. 1.1) z zaworem regulacyjnym do regulacji ciągłej lub dwustawnej. Rozwiązanie to, jakkolwiek znane od dawna, nie znalazło szerszego zastosowania w krajowych systemach ciepłowniczych. Jednym z podstawowych powodów braku zainteresowania wśród projektantów i służb eksploatacyjnych tym rozwiązaniem była mała znajomość hydrauliki tego układu oraz brak zasad jego wymiarowania. Jak dotychczas pewne ogólne informacje na ten temat można znaleźć jedynie w publikacjach Čistoviča [7]. Informacje te jednak dotyczą jedynie współpracy węzłów tego typu z instalacjami jednorurowymi, mało u nas w kraju rozpowszechnionymi. Dla instalacji dwururowych wykonano badania cieplne i hydrauliczne w dwufunkcyjnym węźle hydroelewatorowym centralnego ogrzewania i ciepłej wody, usytuowanym w jednym z budynków mieszkalnych na terenie Wrocławia. Na podstawie wyników tych badań oraz analiz teoretycznych, zaproponowano zasady wymiarowania węzłów tego typu.

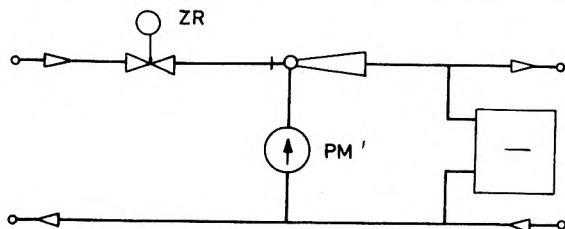


Rys. 1.2. Schemat ideowy węzła dwuhydroelewatorowego
Fig. 1.2. Schematic diagram of double jet-pump substation

Drugim z możliwych do zastosowania rozwiązań jest układ dwu równolegle połączonych hydroelewatorów (rys. 1.2), z których jeden - HN pracuje ze stałym, drugi zaś - HR - ze zmiennym strumieniem wody sieciowej w dyszy. Zmiany strumienia wody sieciowej są wymuszane zaworem regulacyjnym ZR, sterowanym regulatorem o działaniu krokowym lub dwustawnym. Rozwiązanie to opublikowane w Związku Radzieckim około 1975 roku [11] nie było u nas w kraju stosowane. Zasadniczym tego powodem jest dość złożony układ hydrauliczny dwóch równolegle połączonych hydroelewatorów i brak zasad ich doboru.

Informacje, jakie ukazały się na ten temat w literaturze radzieckiej podają jedynie wyrywkowe wyniki badań eksploatacyjnych takich węzłów [11] oraz teoretyczną analizę współpracy dwu równolegle połączonych hydroelewatorów (bez regulacji strumienia wody sieciowej) z jednorurową instalacją centralnego ogrzewania, po uwzględnieniu wpływu na tę współpracę ciśnień grawitacyjnych [9]. Opracowanie zasad wymiarowania zautomatyzowanych węzłów dwuhydroelewatorowych wymagało więc zbudowania modelu matematycz-

nego układu hydraulicznego takiego węzła oraz zweryfikowania go w typowych warunkach eksploatacyjnych, z typowymi hydroelewatorami.



Rys. 1.3. Schemat ideowy węzła hydroelewatorowego z pompą w przewodzie mieszającym
Fig. 1.3. Schematic diagram of jet-pump substation with a pump in suction duct of a jet-pump

Trzecim z rozwiązań umożliwiającym automatyczną regulację dostawy ciepła w węźle hydroelewatorowym jest układ z pompą wirową, zamontowaną w przewodzie podsysającym hydroelewatora. W najprostszym przypadku (rys. 1.3) układ regulacji pracuje dwustawnie, tj. w dwu punktach: 1 - zawór regulacyjny ZR całkowicie otwarty, pracuje tylko hydroelewator, pompa wirowa nie pracuje, 2 - zawór ZR całkowicie zamknięty, woda sieciowa nie płynie przez dyszę hydroelewatora, krążenie wody w instalacji centralnego ogrzewania wymusza pracującą pompą wirową. Pod względem obliczeniowym (dobór pompy i hydroelewatora) układ ten jest bardzo prosty. Jedynym utrudnieniem w obliczeniach jest określenie oporności niepracującej pompy oraz niepracującego hydroelewatora.

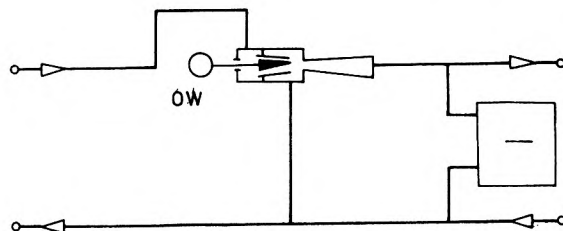
Ze względu na niebezpieczeństwo występowania uderzeń hydraulicznych oraz wyraźne pogorszenie komfortu cieplnego ogrzewanych pomieszczeń, opisana pełna regulacja dwustawna ma niewielkie szanse stosowania w węzłach cieplnych. Wprowadzana przez przedsiębiorstwa ciepłownicze modyfikacja [15] polegająca na stosowaniu regulacji dwustawnej z ograniczonym (od dołu) zakresem zmian strumienia wody sieciowej, lub na zastosowaniu regulacji ciągłej (krokowej) komplikuje znacznie obliczenia hydrauliczne węzła.

W układach tych okresowo lub w sposób ciągły występuje jednoczesna praca obu pomp, tj. pompy strumieniowej i pompy wirowej. Spadek ciśnienia w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania w tym wypadku jest równy sumie przyrostów ciśnień wytwarzanych przez pompę i hydroelewator.

Zarówno całkowity spadek ciśnienia w instalacji centralnego ogrzewania, jak i jego składniki zależą od ciśnienia dyspozycyjnego węzła Δp_w , charakterystyk hydraulicznych hydroelewatora, pompy wirowej oraz instalacji centralnego ogrzewania. Uzyskanie więc stałego strumienia wody instalacyjnej w całym zakresie regulacji strumienia wody sieciowej wymaga zesta-

wienia i przeanalizowania dość złożonego układu równań opisującego układ hydrauliczny tego węzła.

Publikowany w literaturze radzieckiej matematyczny opis takiego przypadku [32] umożliwia analizę układu hydraulicznego istniejącego węzła, brakuje natomiast w literaturze algorytmu umożliwiającego dobór poszczególnych urządzeń węzła dla zadanych parametrów jego pracy. Na podstawie analizy układu hydraulicznego zestawiono w niniejszej pracy zasady obliczeń i doboru poszczególnych urządzeń w węzłach tego typu.



Rys. 1.4. Schemat ideowy węzła hydroelewatorowego z regulowaną dyszą
Fig. 1.4. Schematic diagram of jet-pump substation with controlled nozzle

Jako czwarty ze znanych rozwiązań należy wymienić układ z hydroelewato-rem o zmiennym przekroju dyszy (rys. 1.4). Rozwiązanie to zostało przebadane i opisane w literaturze radzieckiej i niemieckiej [18], [21].

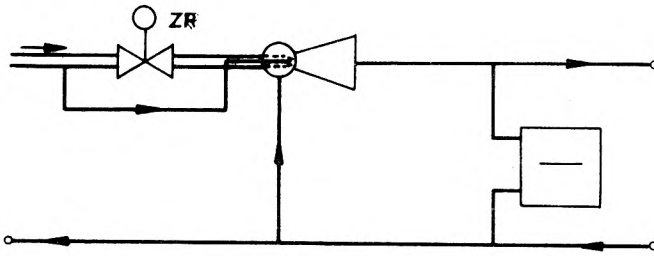
Hydroelewator w tym rozwiązaniu znacznie różni się konstrukcyjnie od hydroelewatorów stosowanych w węzłach niezautomatyzowanych i stanowi wspólną całość z silownikiem elektrycznym i iglicą regulacyjną. Stosowanie tego rozwiązania wymagałoby uruchomienia produkcji hydroelewatorów z urządzeniami regulacyjnymi lub importu urządzeń tego typu z ZSRR.

Oprócz opisanych czterech podstawowych układów regulacji w literaturze przytacza się również różne ich modyfikacje [34], [40], [41].

Zdaniem autora, obecnie do powszechnego stosowania w krajowych systemach ciepłowniczych nadają się trzy pierwsze z wymienionych tu rozwiązań. W dalszej części opracowania podano szczegółowy opis matematyczny układów hydraulicznych tych węzłów oraz zasady projektowania.

Duże szanse na szerokie stosowanie w krajowych systemach ciepłowniczych ma również nowe rozwiązanie zaproponowane przez autora, opisane zaś szczegółowo w dalszej części pracy.

Autor korzystając z podanej przez autorów radzieckich [8] idei zastąpienia dwu równolegle połączonych hydroelewatorów - jednym hydroelewato-rem z dwoma dyszami (rys. 1.5), opracował własną konstrukcję takiego hydroelewatora. Konstrukcja ta jest prostsza w wykonaniu oraz zapewnia dogodny montaż i dokładną regulację ustawienia dysz.

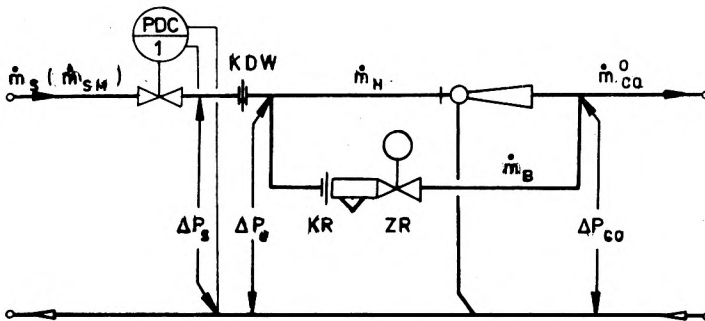


Rys. 1.5. Schemat ideowy węzła z hydroelewateorem o podwójnej dyszy
Fig. 1.5. Schematic diagram of jet-pump substation with double nozzle

2. MATEMATYCZNY OPIS I WYNIKI BADAŃ UKŁADÓW HYDRAULICZNYCH PROPONOWANYCH ROZWIĄZAŃ ZAUTOMATYZOWANYCH WĘZŁÓW HYDROELEWATOROWYCH

2.1. Układ hydrauliczny węzła hydroelewatorowego z bocznikiem

Analizowany układ (rys. 1.6) zakłada częściową regulację strumienia wody sieciowej w węźle cieplnym. Zakres regulacji jest ustalony przez podział strumienia wody sieciowej na hydroelewator i bocznik. Dolna granica zakresu regulacji zależy od wartości ciśnienia dyspozycyjnego w węźle, umożliwiającego uzyskanie maksymalnych wartości współczynnika zmieszania, w węzłach szeregowo-szeregowych zaś także od minimalnej wartości strumie-

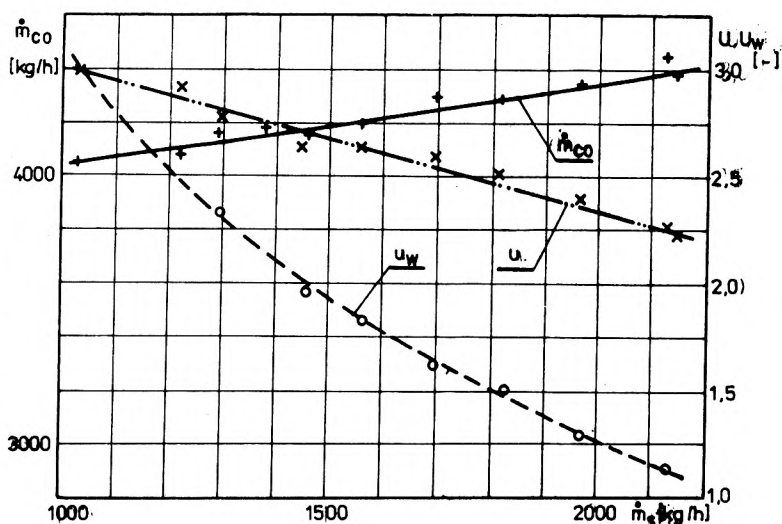


Rys. 1.6. Schemat obliczeniowy węzła hydroelewatorowego z bocznikiem
Fig. 1.6. Calculation diagram of jet-pump substation with by-pass

nia wody sieciowej niezbędnej do podgrzania ciepłej wody użytkowej. Najczęściej przyjmowany zakres regulacji będzie się mieścił w przedziale od 50% do 100%. W węzłach jednofunkcyjnych centralnego ogrzewania i szeregowo-równoległych zakres ten może być nieco większy.

W celu uzyskania należytej pracy układów regulacji bardzo istotny jest odpowiedni dobór i stabilizacja ciśnienia dyspozycyjnego w węźle

cieplnym. Z badań wynika, że jeśli stałe ciśnienie dyspozycyjne jest utrzymywane przed hydroelewatorem, to regulacja strumienia wody sieciowej w zakresie od ok. 40 do 100% powoduje zmiany strumienia wody instalacyjnej sięgające 10% (rys. 1.7). Uzyskanie stałego strumienia wody w instalacji wewnętrznej wymaga więc prowadzenia pracy węża ze zmiennym ciśnieniem dyspozycyjnym przed hydroelewatorem.



Rys. 1.7. Wyniki badań zmienności parametrów hydraulicznych węża z bocznikiem: strumienia masy wody instalacyjnej \dot{m}_{co} , współczynnika mieszania hydroelewatora u i współczynnika mieszania węża u_w podczas zmian strumienia masy wody sieciowej \dot{m}_s

Fig. 1.7. Variability of parameters of jet-pump substation with by-pass (\dot{m}_{co} , u , and u_w) during the change of net water volume stream

W dosyć prosty sposób można to uzyskać (proponycja autora) po zastosowaniu rozwiązania pokazanego na rys.1.6, w którym powszechnie znany układ węża z bocznikiem wyposażono dodatkowo w kryzę dławiącą KDW oraz regulator różnicy ciśnień PDC, utrzymujący różnicę między ciśnieniem przed kryzą KWD i ciśnieniem w przewodzie powrotnym węża. W wężach dwufunkcyjnych kryzę KWD można na ogół zastąpić innymi elementami węża (wymyenniki ciepłej wody) o odpowiedniej oporności.

W tak zmodyfikowanym układzie jest możliwe zmniejszenie zmian strumienia wody instalacyjnej do zaledwie paru procent. Skuteczność działania takiego rozwiązania zależy od wartości dobranej oporności kryzy KWD (sposób doboru tej oporności podano w dalszej części opracowania) oraz od jakości pracy regulatora różnicy ciśnień.

W matematycznym opisie hydrauliki tego węża (rys. 1.6) posłużono się następującym układem równań:

- równaniem spadku ciśnienia wody w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania

$$\Delta p_{co} = S_{co} \cdot \dot{m}_{co}^2 \quad [\text{kPa}], \quad (1.1)$$

- równaniem charakterystyki wodo-wodnej pompy strumieniowej [33], które dla cieczy nieściśliwych przyjmuje postać

$$\frac{\Delta p_{co}}{\Delta p_d} = \varphi_1^2 \beta_N \left[2 \varphi_2 + \left(2 \varphi_2 - \frac{1}{2} \right) \frac{\beta_N}{1 - \beta_N} u_N^2 + (2 - \varphi_3^2) \beta_N (1 + u_N)^2 \right], \quad (1.2)$$

przy czym $\beta_N = \frac{d_N^2}{d_{KN}^2}$

oraz równaniem opisującym strumień masy wody krążącej w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania:

$$\dot{m}_{co} = \varphi_1 \frac{\pi d_N^2}{4} \sqrt{\frac{2 \Delta p_d}{v_s}} (1 + u_N) + \dot{m}_B \quad [\text{kg/s}], \quad (1.3)$$

wyprowadzonym przez autora z równania spadku ciśnienia w dyszy hydroelewatora [33]:

$$\Delta p_d = \frac{8 v_s \dot{m}_{SN}^2}{\varphi_1^2 \pi^2 d^4}, \quad [\text{kPa}] \quad (1.4)$$

i definicji współczynnika zmieszania hydroelewatora w tym układzie

$$u_N = \frac{\dot{m}_{co}^N - \dot{m}_{SN}}{\dot{m}_{SN}} = \frac{\dot{m}_{co} - \dot{m}_B}{\dot{m}_{SN}}. \quad (1.5)$$

Rozwiązując zestawiony układ trzech równań dla różnych stopni otwarcia zaworu ZR, opisywanych tu zmianą strumienia wody \dot{m}_B płynącej przez bocznik, gdy wartości S_{co} , Δp_d , d_N , d_{KN} , v_s , φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 są zadane możemy obliczyć wartości \dot{m}_{co} , Δp_{co} , u_N . Umożliwia to określenie interesującego nas zakresu zmian strumienia wody instalacyjnej \dot{m}_{co} w całym zakresie regulacji strumienia wody sieciowej \dot{m}_B w boczniku.

2.2. Układ hydrauliczny węzłów dwuhydroelewatorowych

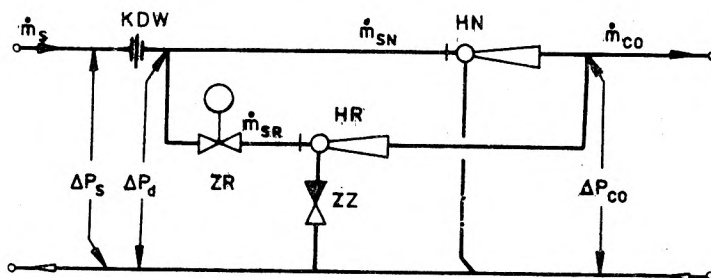
Ze względu na brak opublikowanych informacji opisujących układ hydrauliczny węzłów tego typu w procesie regulacji strumienia wody sieciowej w węźle i wynikające z tego trudności w należyтым doborze podstawowych urządzeń (hydroelewatorów, zaworu regulacyjnego) analizę pracy tego węzła oparto przede wszystkim na badaniach eksperymentalnych.

Badania prowadzono w szeregowo-szeregowym węźle cieplnym usytuowanym w budynku mieszkalnym we Wrocławiu.

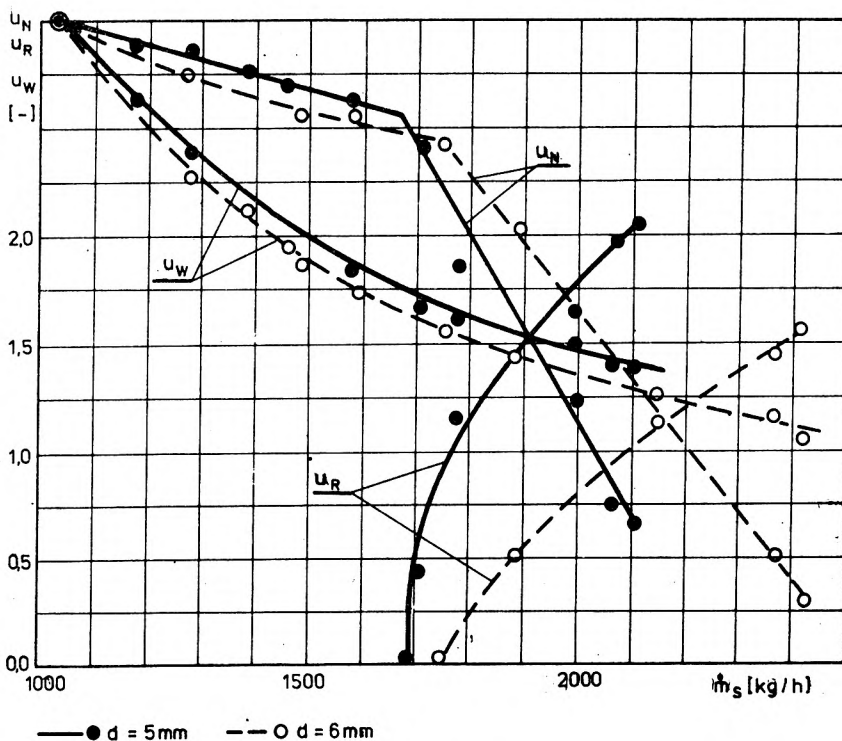
Węzeł był wyposażony w hydroelewatory o wymiarach:

= hydroelewator HN : średnica komory mieszania $d_{KN} = 25$ mm, średnica dyszy $d_N = 4,6$ mm,

= hydroelewator HR (z zaworem regulacyjnym): średnica komory mieszania $d_{KR} = 15$ mm, średnice dyszy $d_R = 5,0$ m do $d_R = 6,0$ m.



Rys. 1.8. Schemat obliczeniowy węzła dwuhydroelewatorowego
Fig. 1.8. Calculation scheme of double jet-pump substation

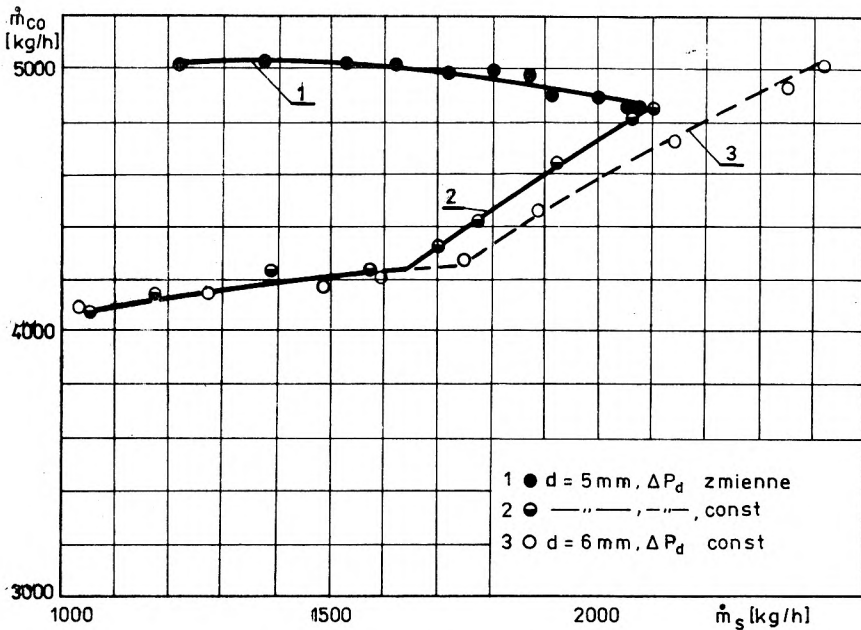


Rys. 1.9. Wyniki badań zmienności współczynników mieszania węzła i hydroelewatorów: u_w , u_R , u_N podczas zmian strumienia wody sieciowej \dot{m}_s
Fig. 1.9. Results of variability analysis of jet-pump mixing coefficients u_w , u_R , u_N during the changes of district heating water stream \dot{m}_s

Zawór regulacyjny ZR zamontowany w przewodzie przed hydroelewateorem HR (rys. 1.8) miał przepustowość (współczynnik przepływu) K_{VS} wynoszącą $1,3 \text{ m}^3/\text{h}$.

Pomiary hydrauliczne wykonano dla kilku średnic dyszy hydroelewatora HR oraz w całym zakresie otwarcia zaworu regulacyjnego ZR od 0-100%.

Wyniki pomiarów zmian wielkości charakteryzujących pracę węzła, tj. strumienia masy wody instalacyjnej \dot{m}_{CO} oraz współczynników mieszania hydroelewatorów: u_N , u_R i węzła u_W w funkcji zmian strumienia masy wody sieciowej pokazano na wykresach (rys. 1.9 i 1.10).



Rys.1.10. Wyniki badań zmienności strumienia masy wody instalacyjnej \dot{m}_{CO} podczas zmian strumienia masy wody sieciowej \dot{m}_S
 Fig.1.10. Results of variability analysis of central heating installation water volume stream \dot{m}_{CO} during the changes in district heating water volume stream \dot{m}_S

Z analizy tych wykresów wynika, że zmiana stopnia otwarcia zaworu regulacyjnego ZR, gdy ciśnienie dyspozycyjne ΔP_d przed hydroelewateorem HN jest stałe, powoduje zmianę współczynników mieszania obu hydroelewatorów i węzła, przy czym dużym zmianom strumienia wody sieciowej towarzyszą stosunkowo niewielkie zmiany strumienia wody krążącej w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania. Maksymalny spadek wartości strumienia \dot{m}_{CO} wynosi około 19%, gdy zawór regulacyjny ZR jest całkowicie zamknięty,

tj. strumień \dot{m}_g wynosi około 43% wartości nominalnej (obliczeniowej). W instalacjach budynków niskich (do 5 kondygnacji) takie zmiany strumienia \dot{m}_{CO} nie powinny powodować odczuwalnego rozregulowania cieplnego. Zmiany te mogą natomiast niekorzystnie wpływać na poprawny rozdział ciepła w instalacjach budynków wyższych.

Utrzymanie stałego strumienia wody instalacyjnej \dot{m}_{CO} w całym zakresie regulacji wymaga prowadzenia pracy węzła ze zmiennym ciśnieniem dyspozycyjnym przed hydroelevatorem HN. Ciśnienie to powinno rosnać w miarę przemykania się zaworu ZR. W dość prosty sposób można to uzyskać wyposażając węzeł cieplny w dodatkową kryzę dławiącą KWD (rys. 1.8) oraz regulator różnicy ciśnień PDC, utrzymujący na stałym poziomie różnicę między ciśnieniem przed kryzą KWD i ciśnieniem w przewodzie powrotnym węzła. W węzłach wielofunkcyjnych kryzę KWD na ogół można zastąpić innymi elementami węzła (np. wymiennikami ciepłej wody) o odpowiedniej oporności. Skuteczność takiego rozwiązania pokazano na wykresie (rys. 1.10). Krzywa (1) obrazuje zakres zmian strumienia masy \dot{m}_{CO} w węźle dwufunkcyjnym, w którym jako elementy o wymaganej oporności wykorzystano wymienniki I stopnia podgrzewu ciepłej wody, wraz z zaworem urządzenia termoregulacyjnego typu MERTIK. W badanym przypadku strumień masy wody instalacyjnej w czasie zamykania zaworu regulacyjnego wzrósł o ok. 1,8% w stosunku do strumienia obliczeniowego.

Zakres zmian współczynników mieszania poszczególnych hydroelevatorów w procesie regulacji zależy od wymiarów geometrycznych hydroelevatorów, w tym głównie od stosunku pola przekroju dyszy do pola przekroju komory mieszania. W badanym przypadku (rys. 1.9) współczynnik mieszania u_N hydroelevatora HN zmieniał się od ok. 0,5 do 3,0, współczynnik mieszania u_R hydroelevatora HR w miarę zamykania się zaworu ZR zmniejszał natomiast swą wartość od ok. 2,0 do 0. W chwili gdy wartość u_R osiąga 0 hydroelevator HR przestaje podsysać wodę z przewodu powrotnego. Dzięki zamontowaniu w rurze podsysającej tego hydroelevatora zaworu zwrotnego ZZ dalsza jego praca przebiega podobnie jak w węzłach z tzw. bocznikiem (rys. 1.6). Zmieniając dyszę hydroelevatora HR można zmniejszyć lub zwiększyć zakres jego pracy z podsysaniem. Badania wykazały, że zadając identyczną wartość ciśnienia dyspozycyjnego można uzyskać w węzłach dwuhydroelevatorowych wyższy strumień wody instalacyjnej aniżeli w węźle hydroelevatorowym z tzw. bocznikiem.

Do matematycznego opisu układu hydraulicznego węzłów tego typu (rys. 1.8) zestawiono następujący układ równań:

- równanie spadku ciśnienia wody w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania:

$$\Delta p_{CO} = S_{CO} \cdot \dot{m}_{CO}^2, \quad [\text{kPa}], \quad (1.6)$$

- równanie charakterystyki hydroelewatora HN

$$\frac{\Delta p_{c0}}{\Delta p_d} = \varphi_1^2 \beta_N \left[2 \varphi_2 + \left(2 \varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4} \right) \frac{\beta_N}{1 - \beta_N} u_N^2 - (2 - \varphi_3^2) \beta_N (1 + u_N)^2 \right], \quad (1.7)$$

w którym $\beta_N = \frac{d_N^2}{d_{KN}^2}$,

- równanie charakterystyki hydroelewatora z regulowanym strumieniem wody sieciowej HR

$$\frac{\Delta p_{c0}}{\Delta p_{dR}} = \varphi_1^2 \beta_R \left[2 \varphi_2 + \left(2 \varphi_2 - \frac{1}{\varphi_2} \right) \frac{\beta_R}{1 - \beta_R} u_R^2 - (2 - \varphi_3^2) \beta_R (1 + u_R)^2 \right], \quad (1.8)$$

w którym $\beta_R = \frac{d_R^2}{d_{KR}^2}$

$$\Delta p_{dR} = \Delta p_d - \Delta p_{ZR}, \quad [\text{kPa}],$$

oraz równanie opisujące strumień masy wody krążącej w instalacji centralnego ogrzewania w budynku

$$\dot{m}_{c0} = \varphi_1 \frac{\pi}{4} \left[d_N^2 \sqrt{\frac{2 \Delta p_d}{v_s}} (1 + u_N) + d_R^2 \sqrt{\frac{2 \Delta p_{dR}}{v_s}} (1 + u_R) \right], \quad [\text{kg/s}], \quad (1.9)$$

wyprowadzone przez autora z:

- równania bilansu masy wody instalacyjnej

$$\dot{m}_{c0} = \dot{m}_{c0}^N + \dot{m}_{c0}^R, \quad [\text{kg/s}],$$

- równania spadku ciśnienia w dyszy hydroelewatorów HN i HR oraz zależności określających współczynniki zmieszania obu hydroelewatorów.

Zestawiony układ równań umożliwia obliczenie wartości charakteryzujących pracę węzła: \dot{m}_{c0} , Δp_{c0} , u_N i u_R , gdy są znane wymiary geometryczne hydroelewatorów - d_N , d_{KN} , d_R , d_{KR} , ich sprawności określone współczynnikami φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 , charakterystyka instalacji centralnego ogrzewania budynku S_{c0} oraz parametry wody sieciowej w przewodzie zasilającym węzła - Δp_d , Δp_{ZR} , v_s .

Wykonując obliczenia dla różnych stopni otwarcia zaworu regulacyjnego ZR opisywanych tu poprzez wartość spadku ciśnienia Δp_{ZR} możemy uzyskać zmiany strumienia masy wody instalacyjnej \dot{m}_{c0} w całym zakresie regulacji strumienia wody sieciowej \dot{m}_{SR} przez hydroelewator HR.

W układzie równań pominięto wpływ ciśnienia grawitacyjnego na układ hydrauliczny węzła. Wpływ ten jest mało znaczący [9], uwzględnienie go w obliczeniach projektowych węzła spowodowałoby natomiast dużą komplikację w zapisie i rozwiązaniu układu równań.

Zestawiony matematyczny opis układu hydraulicznego zautomatyzowanych węzłów dwuhydroelewatorowych jest poprawny pod warunkiem znajomości rzeczywistych charakterystyk wewnętrznych stosowanych strumienic, a zwłaszcza współczynników sprawności ich poszczególnych elementów: φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 . Współczynniki te dla danego typu strumienicy określa się zazwyczaj doświadczalnie. Obecnie są w zasadzie znane jedynie wartości podawane dla strumienic stosowanych w ciepłownictwie w Związku Radzieckim [33]. Celowe było więc sprawdzenie rzeczywistych charakterystyk strumienic stosowanych u nas w kraju. Charakterystyki sprawdzono wrywkowo dla strumienic zastosowanych w typowych warunkach eksploatacyjnych eksperymentalnego zautomatyzowanego węzła dwuhydroelewatorowego, opisanego na początku tego rozdziału.

Równanie charakterystyki strumienic (1.7 i 1.8) sprawdzono dla wartości współczynników sprawności wynoszących według Sokołowa i Zingera [33]: $\varphi_1 = 0,95$, $\varphi_2 = 0,975$, $\varphi_3 = 0,9$, $\varphi_4 = 0,925$.

Równanie to przyjmuje następującą postać:

$$\frac{\Delta p_{co}}{\Delta p_d} = \beta \left[1,75 + 0,7 \frac{\beta}{1 - \beta} u^2 - 1,07 \beta (1 + u)^2 \right]. \quad (1.10)$$

Charakterystykę hydroelewatora HN sprawdzono w trzech punktach jego pracy.

Pomiar 1.

Dane: $\Delta p_d = 152$ kPa, $\Delta p_{co} = 7,26$ kPa, $u = 2,9$ gdy $\beta = 0,03385$. Podstawiając do równania (1.10) otrzymamy $0,04780 > 0,04757$. Różnica wartości obu stron nierówności wynosi $0,5\%$.

Pomiar 2.

Dane: $\Delta p_d = 152$ kPa, $\Delta p_{co} = 8,29$ kPa, $u = 2,13$ gdy $\beta = 0,03385$. Wynik podstawienia do równania (1.10): $0,05450 > 0,05099$. Różnica wartości obu stron nierówności wynosi: $6,6\%$.

Pomiar 3.

Dane: $\Delta p_d = 152$ kPa, $\Delta p_{co} = 10,24$ kPa, $u = 0$, gdy $\beta = 0,03385$. Wynik podstawienia do równania (1.10): $0,06734 > 0,05623$. Różnica obu stron nierówności wynosi $16,4\%$.

Hydroelewator HR sprawdzono w jednym punkcie pracy. Dane: $\Delta p_{dR} = 85,5$ kPa, $\Delta p_{co} = 10,24$ kPa, $u = 2,03$, gdy $\beta = 0,1111$. Wynik podstawienia do równania (1.10): $0,1197 > 0,1132$. Różnica obu stron nierówności wynosi $5,5\%$.

Z zestawionych obliczeń wynika, że charakterystyka teoretyczna jest zbliżona z charakterystyką rzeczywistą jedynie wówczas, gdy współczynniki zmieszania są wysokie (w tym wypadku $u = 2,9$). W pozostałych pomiarach rzeczywiste wartości współczynników zmieszania hydroelewatorów były większe niż wynikałoby to z charakterystyki teoretycznej. Dowodzi to, że przy-

Działanie układu hydraulicznego podczas pracy węzła można analizować w całym zakresie regulacji strumienia wody sieciowej na modelu matematycznym, składającym się z równań zawierających dokładne charakterystyki hydrauliczne obu pomp.

Do zestawienia tego układu posłużymy się opisem matematycznym zaproponowanym przez Sokołowa i Sofonową [32]. Podstawowym równaniem w tym układzie jest równanie charakterystyki hydraulicznej hydroelewatora

$$\frac{\Delta p_H}{\Delta p_d} = \varphi_1^2 \beta \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4} \right) \frac{\beta}{1-\beta} u^2 - (2 - \varphi_3^2) \beta (1 + u)^2 \right], \quad (1.12)$$

w którym $\beta = \frac{d^2}{d_k^2}$.

Spadek ciśnienia w dyszy hydroelewatora można opisać równaniem

$$\Delta p_d = S_d \cdot \dot{m}_S^2, \quad [\text{kPa}], \quad (1.13)$$

$$\text{w którym } S_d = \frac{1}{2 \varphi_1^2 A_d^2 v_S}, \quad [\text{kPa s}^2/\text{kg}^2] \quad (1.14)$$

jest opornością dyszy.

Charakterystykę hydrauliczną pompy wirowej na potrzeby obliczeń hydraulicznych układu można wystarczająco dokładnie opisać równaniem w postaci

$$\Delta p_p = -a_p \dot{m}_p^2 + \Delta p_{p0}, \quad [\text{kPa}]. \quad (1.15)$$

Strumień masy wody przetłaczanej przez pompę jest równy strumieniowi wody podsysanej przez hydroelewator

$$\dot{m}_p = u \dot{m}_S, \quad [\text{kg/s}]. \quad (1.16)$$

Spadek ciśnienia wody sieciowej w dyszy hydroelewatora można również zapisać w postaci

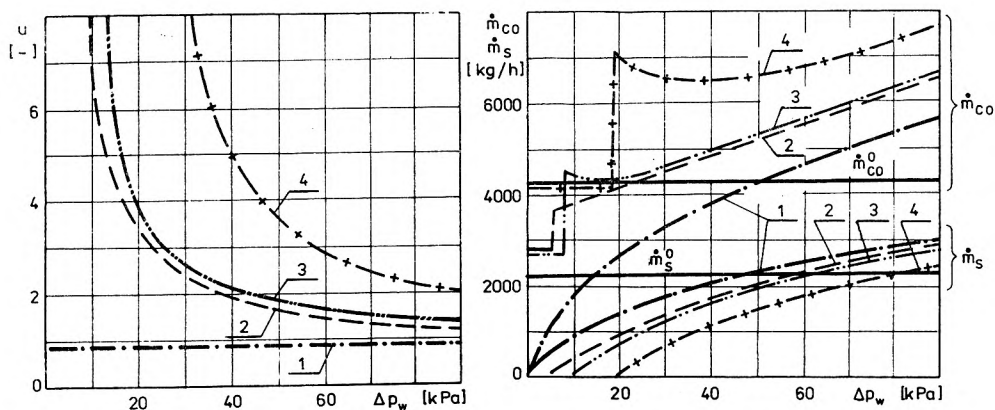
$$\Delta p_d = \Delta p_w - \Delta p_p, \quad [\text{kPa}]. \quad (1.17)$$

Spadek ciśnienia w instalacji centralnego ogrzewania można zapisać jako

$$\Delta p_{CO} = S_{CO} \cdot \dot{m}_{CO}^2 = S_{CO} (1 + u)^2 \dot{m}_S^2, \quad [\text{kPa}]. \quad (1.18)$$

Jeśli są znane wymiary hydroelewatora d , d_k , oporności instalacji centralnego ogrzewania S_{CO} i charakterystyka pompy wirowej a_p , Δp_{p0} , to dla zadanych wartości ciśnienia dyspozycyjnego węzła Δp_w możemy z układu równań (1.11-1.18) obliczyć spadki ciśnienia w dyszy hydroelewatora Δp_d , w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania Δp_{CO} , ciśnienia wytwarzane przez pompę Δp_p i hydroelewator Δp_H oraz strumienie masy wody sieciowej \dot{m}_S i instalacyjnej \dot{m}_{CO} .

Przedstawiony układ równań umożliwia nam więc prześledzenie zmian strumienia wody instalacyjnej w całym zakresie pracy zaworu regulacyjnego podczas pracy pompy wirowej.



Rys. 1.13. Wyniki analizy parametrów hydraulicznych węzła: u , \dot{m}_{co} , \dot{m}_s podczas zmiany ciśnienia dyspozycyjnego węzła Δp_w przy samodzielnej pracy hydroelewatora oraz jego wspólnej pracy z pompami wirowymi różnych typów. Opis warunków pracy 1-4 zamieszczono w tekście
 Fig. 1.13. Results of analysis of u , \dot{m}_{co} and \dot{m}_s parameters of the jet-pump tests during change of disposal pressure of Δp_w node at individual jet-pump work as well as at its cooperation with impeller pumps of various types

Na rysunku 1.13 przedstawiono wyniki obliczeń parametrów pracy przykładowego węzła, w zależności od wielkości dobranej pompy.

Badany węzeł dwufunkcyjny centralnego ogrzewania i ciepłej wody użytkowej w układzie szeregowo-szeregowym ma obliczeniowy strumień masy wody sieciowej \dot{m}_s^0 wynoszący 0,625 kg/s i instalacyjnej \dot{m}_{co}^0 wynoszący 1,19 kg/s. Współczynnik mieszania węzła u wynosi 0,9, oporność instalacji wewnętrznej S_{co} 5,6 kPa·s²/kg². Dla węzła dobrano hydroelewator nr 1 o średnicy komory mieszania d_k wynoszący 0,015 m i średnicy dyszy d 0,0091 m.

Na podstawie wyżej opisanego układu równań sporządzono wykresy wartości strumienia masy wody sieciowej \dot{m}_s , wody instalacyjnej \dot{m}_{co} i współczynnika mieszania węzła u , w zależności od wartości ciśnienia dyspozycyjnego Δp_w przed hydroelewatorem. Wykresy te sporządzono dla czterech różnych warunków pracy węzła:

- 1 - węzeł z wyłączoną pompą wirową,
- 2 - węzeł podczas wspólnej pracy hydroelewatora i pompy typu 32 PJM90, $n = 1450$ obr/min,

- 3 - węzeł podczas wspólnej pracy hydroelewatora i pompy typu 32 C013,
 4 - węzeł podczas wspólnej pracy hydroelewatora i pompy typu 40 PJM
 110, $n = 1450$ obr/min.

W przypadku 2. i 3. dobierając wydajność pompy kierowano się strumieniem wody podsysanej przez hydroelewator. W przypadku 4. pompę dobrano kierując się wartością strumienia wody krążącej w instalacji centralnego ogrzewania.

Z analizy uzyskanych wykresów hydraulicznych parametrów pracy węzła można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Istnieje taka wartość ciśnienia dyspozycyjnego węzła Δp_w (przed hydroelewatorem), poniżej której woda sieciowa przestaje wypływać z dyszy hydroelewatora, strumień wody instalacyjnej zaś gwałtownie spada do wartości równej wydajności pompy wirowej.

2. Zmieniając w procesie regulacji wartość strumienia masy wody sieciowej od $\dot{m}_s = 0$ do wartości obliczeniowej \dot{m}_s^0 , po zastosowaniu pomp 32 PJM90 i 32C0 13 uzyskujemy zmiany strumienia wody instalacyjnej od -12% do +37%, po zastosowaniu natomiast pompy 40 PJM 100 od -2,5% do +75%. Łączne zakresy zmian strumienia wody instalacyjnej w odniesieniu do wartości obliczeniowej wynoszą więc 50 i 77,5%. Dowodzi to małej przydatności regulacji ciągłej (krokowej) w węźle z pompą w przewodzie podsajającym hydroelewatora.

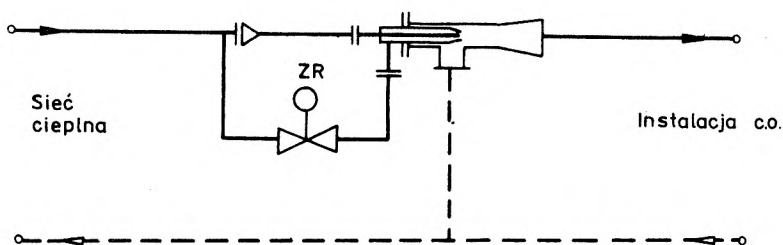
3. Dużą stabilizację strumienia wody instalacyjnej można uzyskać stosując regulację dwustawną, z utrzymaniem w dolnym zakresie regulacji pewnej minimalnej wartości strumienia wody sieciowej \dot{m}_B oraz wyłączaniem pompy wirowej po otwarciu się zaworu regulacyjnego ZR (układ z rys. 1.11). W analizowanym przypadku obliczeniową wartość strumienia masy wody instalacyjnej można uzyskać podczas wspólnej pracy hydroelewatora i pompy typu 32 C0 13 lub 32 PJM 90 dla wartości strumienia masy wody sieciowej $\dot{m}_s = \dot{m}_B$ wynoszącej 800 kg/h, co odpowiada ciśnieniu dyspozycyjnemu $\Delta p_w = 17$ i 21 kPa dla poszczególnych pomp. Zwiększenie strumienia wody sieciowej wymagałoby natychmiastowego wyłączenia pompy wirowej. Obliczeniowe wartości strumienia wody instalacyjnej i sieciowej w górnym zakresie regulacji uzyskuje się wtedy gdy ciśnienie dyspozycyjne węzła Δp_w wynosi 50 kPa.

4. Stosując regulację ciągłą strumienia wody sieciowej w analizowanym węźle, należałoby przyjąć wartość ciśnienia dyspozycyjnego $\Delta p = 40$ kPa jako punkt włączania i wyłączania pompy wirowej oraz ograniczyć zakres regulacji od dołu do \dot{m}_s 800 kg/h, (podobnie jak w regulacji dwustawnej). Zakres zmian strumienia masy wody instalacyjnej zmieniłby się wówczas od około -11% do +16%.

5. Pompa wirowa w układach ze wspólną pracą pompy i hydroelewatora może być dobierana na podstawie układu równań 1.11-1.18.

2.4. Opis konstrukcji i działania węzła z hydroelewátorem o podwójnej dyszy

Opisane w punktach 2.1 i 2.2 rozwiązania umożliwiające stosowanie regulacji ciągłej (krokowej) mają - jak już wspomniano - dość istotną wadę. W celu uzyskania poprawnej pracy wymagają znacznie wyższych ciśnień dyspozycyjnych aniżeli węzły hydroelewatorowe bez urządzeń automatycznej regulacji. Automatyzacja istniejących węzłów hydroelewatorowych wymagałaby więc znacznego zwiększenia ciśnienia dyspozycyjnego, a w razie braku rezerwy ciśnienia byłaby w ogóle niemożliwa. Tę niedogodność eliminuje rozwiązanie węzła z hydroelewátorem o podwójnej dyszy (rys. 1.14).

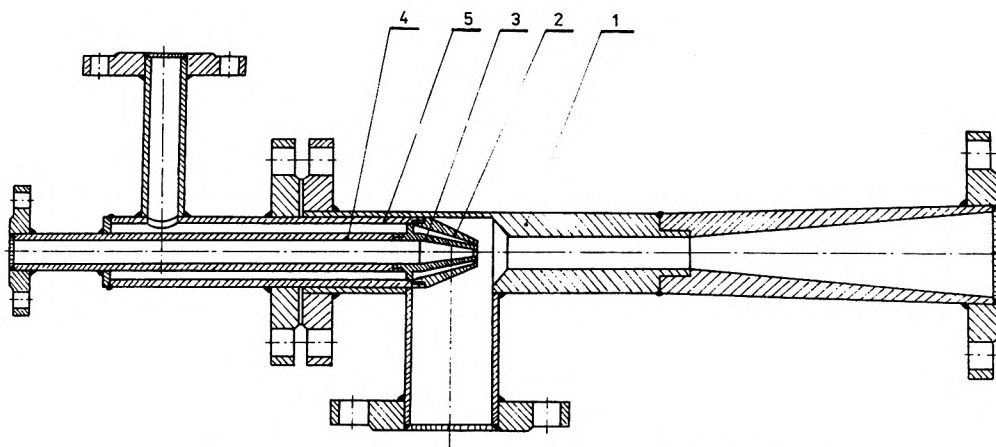


Rys. 1.14. Proponowany sposób rozwiązania węzła
z hydroelewátorem o podwójnej dyszy
Fig. 1.14. Proposed design of jet-pump station
with double nozzle

Po całkowitym otwarciu zaworu regulacyjnego hydroelewator w tym rozwiązaniu pracuje w podobnych warunkach hydraulicznych jak hydroelewator w węźle bez automatycznej regulacji. Pewna niewielka różnica istnieje jedynie w sprawności dyszy podwójnej w stosunku do dyszy pojedynczej. Zmiana strumienia wody sieciowej wskutek zamykania zaworu regulacyjnego powoduje w tym węźle zmiany współczynnika mieszania węzła oraz strumienia wody instalacyjnej, podobnie jak w węźle dwuhydroelewatorowym. Dodatkową zaletą jest mały koszt w stosunku do węzła dwuhydroelewatorowego (jeden hydroelewator, brak zaworu zwrotnego).

Analizując konstrukcję radziecką [8], rys. 1.5, pod względem dogodności w wykonaniu, montażu i eksploatacji uznano za celowe wprowadzenie istotnych zmian. Na rysunku 1.15 przedstawiono szczegółową konstrukcję układu połączenia węzła i hydroelewatora, opracowaną przez autora niniejszej pracy.

Cienki przewód (4) doprowadzający wodę sieciową do dyszy wewnętrznej (3) jest łączony współosiowo z przewodem (5) doprowadzającym wodę sieciową do dyszy zewnętrznej (2), podczas gdy w rozwiązaniu radzieckim (8) przewody te są łączone ukośnie.



Rys. 1.15. Proponowane rozwiązanie konstrukcyjne hydroelewatora o podwójnej dyszy
 Fig. 1.15. Proposed constructional solution of double nozzle jet-pump

Przewód (5) doprowadzający wodę sieciową stanowi jedną wspólną część z tuleją łączącą się z zewnętrzną dyszą (2). W rozwiązaniu radzieckim elementy te pozostawiono rozdzielone, podobnie jak w typowych hydroelewatorach.

Wprowadzone przez autora zmiany umożliwiają dokładny współosiowy montaż zespołu dyszowego poza hydroelewátorem (1). Jedynie poza hydroelewátorem możliwe jest ustawienie wylotów obu dysz dokładnie w jednej płaszczyźnie, a tym samym uzyskanie wymaganych pól powierzchni wylotowych z obu dysz. W razie łączenia przewodu przyłączonego (5) z tuleją poprzez uszczelkę przy kołnierzach, dokładne ustawienie dysz byłoby mocno utrudnione. Ponadto wynik tego montażu byłby niemożliwy do skontrolowania bez demontażu całego hydroelewátora, np. w celu obejrzenia dysz od strony króćca rury podsysającej.

W proponowanym rozwiązaniu można korzystać z istniejących typowych hydroelewátarów po usunięciu tulei wlotowej oraz niewielkim rozwiercieniu części wlotowej hydroelewátora.

Zgodnie z opracowaną dokumentacją techniczną wykonano na bazie hydroelewátora nr 2 (H20) prototypowe urządzenie i zaplanowano program badań w badanym węźle cieplnym w budynku mieszkalnym.

CZĘŚĆ II. ZASADY PROJEKTOWANIA
ZAUTOMATYZOWANYCH HYDROELEWATOROWYCH WĘZŁÓW CIEPLNYCH
ALGORYTMY OBLICZEN

1. WPROWADZENIE

Projektowanie zautomatyzowanych hydroelewatorów węzłów cieplnych obejmuje opis schematów technologicznych, zasady obliczeń hydraulicznych oraz zasady doboru podstawowych urządzeń (hydroelewatorów, pomp wirowych, zaworów regulacyjnych i kryz dławiących) czterech proponowanych do zastosowania rozwiązań węzłów:

- a) hydroelewatorowego z bocznikiem,
- b) dwuhydroelewatorowego,
- c) z pompą wirową w przewodzie podsysającym hydroelewatora,
- d) z hydroelewatorem o podwójnej dyszy.

Na wybór rozwiązania decydujący wpływ ma rodzaj stosowanej regulacji (ciągła lub krokowa - a, b, d oraz dwustawna - a-d).

Drugim istotnym kryterium decydującym o wyborze rozwiązania jest wartość ciśnienia dyspozycyjnego w przyłączy sieci cieplnej. Najniższe ciśnienie dyspozycyjne jest wymagane w rozwiązaniu c i d, najwyższe w rozwiązaniu a. Każda decyzja dotycząca wyboru rozwiązania musi więc być poprzedzona obliczeniem niezbędnego ciśnienia dyspozycyjnego dla przyjętego rozwiązania.

Trzecim kryterium wyboru rozwiązania są jego koszty i prostota obsługi. Najtańszym i najprostszym w obsłudze jest rozwiązanie a, najdroższe pod względem inwestycyjnym i eksploatacyjnym rozwiązanie c.

Wszystkie proponowane tu rozwiązania zakładają regulację częściową, tzn. o ograniczonym od dołu zakresie zmian strumienia wody sieciowej. Minimalny strumień wody sieciowej zaleca się przyjmować w zakresie 30-50% wartości obliczeniowej dla danego węzła. O wyborze wartości dolnego zakresu regulacji powinien decydować rodzaj stosowanego w danym systemie ciepłowniczym wykresu centralnej regulacji jakościowej oraz w przypadku rozwiązań a) i b) wartość dyspozycyjnej różnicy ciśnień w przyłączy sieci cieplnej.

W dwufunkcyjnych węzłach szeregowo-szeregowych minimalny strumień wody sieciowej powinien zapewnić podgrzanie wody ciepłej w najniekorzystniejszych warunkach (najniższa temperatura wody w sieci cieplnej, maksymalny pobór ciepłej wody) do temperatury co najmniej 45 °C. Dlatego też

dla węzłów szeregowo-szeregowych zaleca się przyjmować wyższą wartość minimalnego strumienia wody sieciowej (50-60%), lub odpowiednio zwiększać powierzchnię wymienników II stopnia podgrzewu ciepłej wody.

Wadą stosowania regulacji częściowej jest możliwość niewielkiego przegrzewania pomieszczeń w zakresie wysokich temperatur zewnętrznych, cenną zaletą jest natomiast ograniczenie zmiany strumienia wody w przewodach zewnętrznej sieci ciepłej.

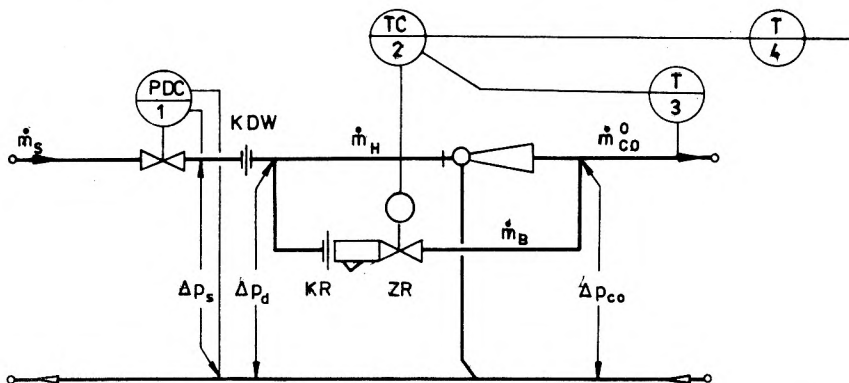
2. ZASADY WYMIAROWANIA WĘZŁA HYDROELEWATOROWEGO Z BOCZNIKIEM

2.1. Dane wyjściowe do obliczeń węzła

Do obliczeń należy zebrać wartości danych wyjściowych charakteryzujących instalację wewnętrzną centralnego ogrzewania Q_{co}^o , t_{zi}^o , t_{pi}^o , Δp_{co}^o oraz zapotrzebowanie wody z sieci ciepłej \dot{m}_s , a_N .

2.2. Wymiarowanie hydroelewatora

W obliczeniach zakłada się stałość strumienia masy wody instalacyjnej \dot{m}_{co} w skrajnych punktach zakresu regulacji oraz zmienność ciśnienia dyspozycyjnego w węźle przed hydroelewatorem Δp_d . Stałe ciśnienie



Rys. 2.1. Schemat obliczeniowy węzła z bocznikiem, z przykładowymi układami regulacji różnicy ciśnień (1) i ogrzewania budynku (2); (3) - czujnik temperatury wody instalacyjnej, (4) - czujnik temperatury powietrza zewnętrznego

Fig. 2.1. Calculation diagram of jet-pump with by-pass substation and exemplary control system of pressure difference (1) and building heating (2); installation water temperature detector (3), outer air temperature detector (4)

dyspozycyjne Δp_s utrzymywane jest natomiast na wejściu do węzła (rys. 2.1). Obliczenia podstawowych wymiarów hydroelewatora wykonujemy dla warunków pracy węzła, z całkowicie zamkniętym zaworem regulacyjnym ZR w przewodzie bocznikowym.

Minimalny obliczeniowy strumień masy wody sieciowej dla węzła wynosi

$$\dot{m}_{SN} = a_N \cdot \dot{m}_S^0, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.1)$$

Obliczeniowy strumień masy wody krążącej w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania wynosi

$$\dot{m}_{CO} = \frac{Q_{CO}^0}{C_w(t_{zi}^0 - t_{pi}^0)}, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.2)$$

Wymagany współczynnik mieszania wynosi

$$u_N = \frac{\dot{m}_{CO} - \dot{m}_{SN}}{\dot{m}_{SN}}. \quad (2.3)$$

Oporność instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania wynosi

$$S_{CO} = \frac{\Delta P_{CO}^0}{\dot{m}_{CO}^2}, \quad [\text{kPa} \cdot \text{s}^2 / \text{kg}^2]. \quad (2.4)$$

Optymalna średnica komory mieszania hydroelewatora [33] wynosi

$$d_{KN} = 0,00716 \sqrt[4]{\frac{595 - 390 n \left(\frac{u}{1+u} \right)}{S_{CO}}}, \quad [\text{m}]. \quad (2.5)$$

Optymalna średnica dyszy hydroelewatora [33] wynosi

$$d_N = \frac{d_{KN}}{(1 + u_N) \sqrt[4]{62,11 \cdot 10^4 \cdot S_{CO} \cdot d_{KN}^4 + 0,61 - 0,4n \left(\frac{u_N}{1 + u_N} \right)^2}} \cdot [\text{m}]. \quad (2.6)$$

Wartość n we wzorach (2.5) i (2.6) obliczamy z zależności

$$n = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_N}{d_{KN}} \right)^2}. \quad (2.7)$$

Ponieważ we wzorach (2.5) i (2.6) występują nie znane wartości d_N i d_{KN} , obliczenia wykonujemy więc metodą kolejnych przybliżeń obliczając wstępnie średnicę komory mieszania ze wzoru [33]

$$d_{KN} = \frac{0,032}{\sqrt[4]{S_{CO}}}, \quad [\text{m}], \quad (2.8)$$

następnie zaś przybliżoną wartość średnicy dyszy d_N ze wzoru (2.6) dla założonej wstępnie wartości współczynnika n oraz poprawioną średnicę komory mieszania d_{KN} ze wzoru (2.5).

2.3. Obliczenie niezbędnych ciśnień dyspozycyjnych przed hydroelewátorem

Niezbędne ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewátorem [33] podczas pracy wężła z całkowicie zamkniętym zaworem regulacyjnym ZR na boczniku wynosi

$$\Delta p_{dN} = 0,8734 \cdot 10^{-6} \frac{\dot{m}_{SN}^2}{d_N^4}, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.9)$$

Wymagane ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewátorem podczas jego pracy z całkowicie otwartym zaworem regulacyjnym ZR obliczamy z równania charakterystyki hydroelewátora

$$\Delta p_d = \Delta p_{Co}^0 \beta_N^{-1} \cdot \left[1,75 + 0,7 \frac{\beta_N}{1 - \beta_N} \cdot u_{NB}^2 - 1,07 \beta (1 + u_{NB})^2 \right]^{-1}, \quad [\text{kPa}], \quad (2.10)$$

gdzie $\beta_N = \frac{d_N^2}{d_{KN}^2}$.

Ponieważ we wzorze (2.10) występuje nie znana wartość współczynnika zmieszania hydroelewátora u_{NB} , wstępnie przybliżoną jego wartość możemy więc obliczyć ze wzoru

$$u_{NB} = \frac{\dot{m}_{Co} - \dot{m}_S}{\dot{m}_{SN}}. \quad (2.11)$$

Strumień masy wody sieciowej płynącej przez dyszę hydroelewátora obliczamy z zależności

$$\dot{m}_{SNB} = 1070 \cdot d_N^2 \sqrt{\Delta p_d}, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.12)$$

Poprawiamy wartość współczynnika zmieszania posługując się wzorem

$$u_{NB} = \frac{\dot{m}_{Co} - \dot{m}_S}{\dot{m}_{SNB}}. \quad (2.13)$$

Metodą kolejnych przybliżeń obliczamy wartości ciśnienia dyspozycyjnego Δp_d i współczynnika zmieszania u_{NB} aż do uzyskania założonej dokładności u_{NB} (np. 1%).

2.4. Dobór zaworu regulacyjnego ZR w przewodzie bocznikowym

Strumień masy wody sieciowej płynącej przez przewód bocznikowy wynosi

$$\dot{m}_B = \dot{m}_S - \dot{m}_{SNB}, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.14)$$

Spadek ciśnienia w przewodzie bocznikowym obliczymy ze wzoru

$$\Delta p_B = \Delta p_d = \Delta p_{Co}^0 \quad [\text{kPa}] \quad (2.15)$$

Współczynnik przepływu zaworu wyniesie

$$K_V = 35,65 \frac{\dot{m}_B}{\sqrt{\Delta P_B}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]. \quad (2.16)$$

Z katalogu zaworów regulacyjnych dobieramy zawór o współczynniku przepływu $K_{VS} \geq K_V$.

Dla przyjętego K_{VS} obliczamy rzeczywisty spadek ciśnienia w zaworze regulacyjnym ze wzoru

$$\Delta P_{ZR} = \left(35,65 \frac{\dot{m}_B}{K_{VS}} \right)^2, \quad [\text{kPa}] \quad (2.17)$$

Krzywą dławiącą w przewodzie bocznikowym możemy dobrać korzystając ze wzoru

$$d_{KB} = 33,4 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{\dot{m}_B^2}{\Delta P_{KR}}} \quad [\text{m}] \quad (2.18)$$

gdzie:

$$\Delta P_{KR} = \Delta P_B - \Delta P_{ZR} \quad [\text{kPa}].$$

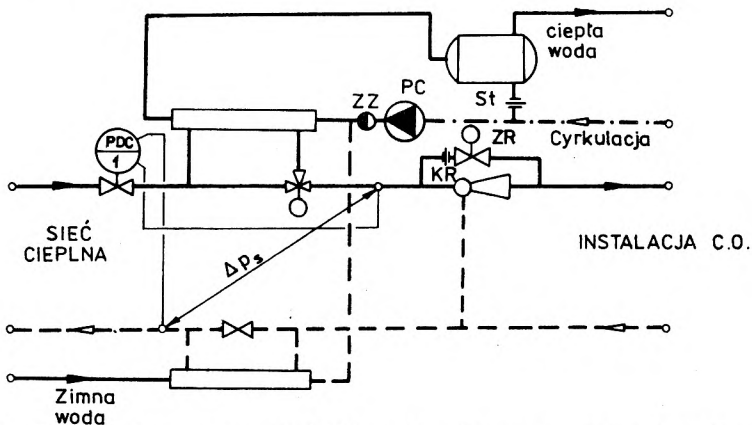
2.5. Obliczenie wymaganej (stabilizowanej) różnicy ciśnień na wejściu do węzła cieplnego

Wymagana oporność węzła po stronie wysokich parametrów (proponycja autora) wynosi

$$S_W = \frac{\Delta P_{dN} - \Delta P_d}{\dot{m}_S^2 - \dot{m}_{SN}^2}, \quad [\text{kPa} \cdot \text{s}^2/\text{kg}^2]. \quad (2.19)$$

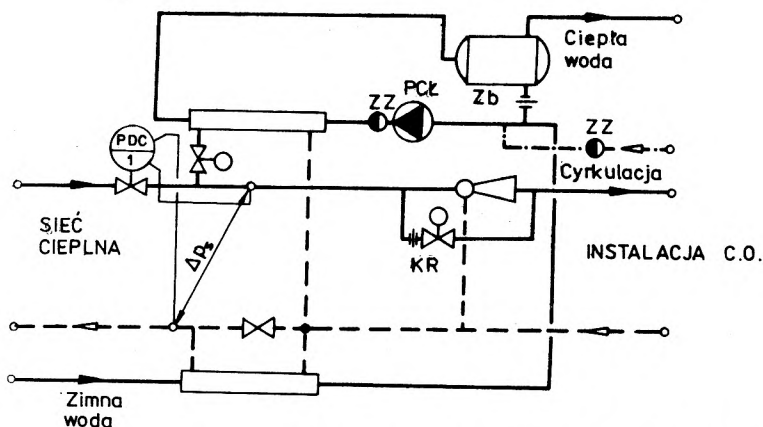
Stabilizowana różnica ciśnień (wg autora) wynosi

$$\Delta P_S = S_W \dot{m}_S^2 + \Delta P_d, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.20)$$



Rys. 2.2. Przykład sposobu stabilizacji ciśnienia dyspozycyjnego ΔP_S w węźle szeregowo-szeregowym

Fig. 2.2. Example of ΔP_S disposed pressure stabilization in "series-series" jet-pump substation



Rys. 2.3. Przykład sposobu stabilizacji ciśnienia dyspozycyjnego ΔP_s w węźle szeregowo-równoległym
 Fig. 2.3. Example of ΔP_s disposal pressure stabilization in series-parallel jet-pump substation

W węzłach dwufunkcyjnych należy określić część węzła, w której występuje wymagany spadek ciśnienia ΔP_s (rys. 2.2 i 2.3), w węźle jednofunkcyjnym centralnego ogrzewania natomiast (rys. 2.1) należy dobrać kryzę dławiacą KDW ze spadkiem ciśnienia

$$\Delta P_{KDW} = \Delta P_s = \Delta P_d, \quad [\text{kPa}], \quad (2.21)$$

o średnicy równej

$$d_{KW} = 33,4 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{\dot{m}_s^2}{\Delta P_{KDW}}}, \quad [\text{m}]. \quad (2.22)$$

Brak kryzy DKW, gdy ciśnienie dyspozycyjne węzła Δp_d jest stałe, spowoduje w procesie regulacji zmiany strumienia wody sieciowej, których wartość można obliczyć rozwiązując układ równań 1.1-1.5, opisanych w części I.

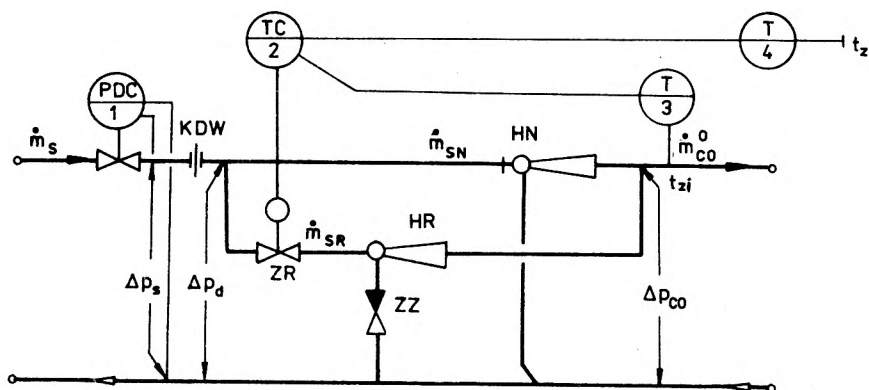
3. ZASADY WYMIAROWANIA WĘZŁA DWUHYDROELEWATOROWEGO

3.1. Dane wyjściowe do obliczeń węzła

Do obliczeń należy zestawić wartości danych: Q_{co}^0 , t_{zi}^0 ; t_{pi}^0 ; ΔP_{co}^0 , \dot{m}_s , a_N , podobnie jak w punkcie 2.1 dla węzła z bocznikiem.

3.2. Wymiarowanie hydroelewatora HN pracującego z nieregulowanym strumieniem wody sieciowej płynącej przez dyszę

W proponowanym rozwiązaniu (rys. 2.4) zakłada się stałość strumienia masy wody krążącej w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania w obu



Rys. 2.4. Schemat obliczeniowy dwuhydroelewatorowego węzła ciepłego z przykładowymi układami regulacji: różnicy ciśnień (1) i ogrzewania budynku (2); (3) - czujnik temperatury wody instalacyjnej, (4) - czujnik temperatury powietrza zewnętrznego
 Fig. 2.4. Calculation diagram of double jet-pump substation with examples of control systems of pressure difference (1) and building heating (2); temperature detector of installation water (3), temperature detector of outer air (4)

skrajnych punktach zakresu regulacji, a także zmienność ciśnienia dyspozycyjnego przed hydroelewatorami HN i HR. Stałe ciśnienie dyspozycyjne powinno być utrzymywane w punktach węzła, w których różnica ciśnień wynosi ΔP_s .

Wymiarowanie hydroelewatora HN wykonujemy dla warunków pracy węzła, gdy zawór ZR jest całkowicie zamknięty.

Obliczenia wykonujemy identycznie jak w przypadku węzła z bocznikiem (punkt 2.2, wzory 2.1-2.8).

3.3. Obliczenie niezbędnych ciśnień dyspozycyjnych przed hydroelewatorem HN

Niezbędne ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewatorem HN, gdy zawór regulacyjny ZR jest całkowicie zamknięty obliczamy ze wzoru (2.9).

Wymagane ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewatorem HN, gdy zawór regulacyjny ZR jest całkowicie otwarty wynosi

$$\Delta P_d = \Delta P_{co}^0 \beta_N^{-1} \left[1,75 + 0,7 \frac{\beta_N}{1 - \beta_N} \cdot u_N^2 - 1,07 \beta_N (1 + u_N)^2 \right]^{-1}, \text{ [kPa]} \quad (2.25)$$

przy czym $\beta_N = \frac{d_N^2}{d_{KN}^2}$, $u_N = 0,5$ - minimalna wartość współczynnika zmieszania hydroelewatora HN, zapewniająca jego należyłą pracę z podsysaniem, z całkowicie otwartym zaworem regulacyjnym ZR.

3.4. Obliczenia strumieni masy wody sieciowej i instalacyjnej płynącej przez hydroelewatory HN i HR z całkowicie otwartym zaworem ZR

Obliczenia poszczególnych wielkości proponuje się wykonywać korzystając z następujących wzorów:

- strumień masy wody sieciowej płynącej przez dyszę hydroelewatora HN ze wzoru

$$\dot{m}_{SNW} = 1070 d_N^2 \sqrt{\Delta p_d}, \quad [\text{kg/s}], \quad (2.24)$$

- strumień masy wody instalacyjnej płynącej przez hydroelewator HN ze wzoru

$$\dot{m}_{CON} = \dot{m}_{SNW}(1 + u_N), \quad [\text{kg/s}], \quad (2.25)$$

- strumień masy wody sieciowej płynącej przez dyszę hydroelewatora HR ze wzoru

$$\dot{m}_{SR} = \dot{m}_S - \dot{m}_{SNW}, \quad [\text{kg/s}], \quad (2.26)$$

- strumień masy wody instalacyjnej płynącej przez hydroelewator HR ze wzoru

$$\dot{m}_{COR} = \dot{m}_{CO} - \dot{m}_{CON}, \quad [\text{kg/s}], \quad (2.27)$$

oraz wymagany współczynnik zmieszania hydroelewatora HR ze wzoru

$$u_R = \frac{\dot{m}_{COR} - \dot{m}_{SR}}{\dot{m}_{SR}}. \quad (2.28)$$

3.5. Dobór zaworu regulacyjnego ZR

Współczynnik przepływu zaworu ZR wynosi

$$K_v = 35,65 \cdot \frac{\dot{m}_{SR}}{\sqrt{\Delta p_{ZR}}}, \quad [\text{m}^3/\text{h}], \quad (2.29)$$

przy czym $\Delta p_{ZR} = 0,3 \Delta p_d$ - założony spadek ciśnienia na zaworze regulacyjnym, spełniający warunek kryterium dławienia zworu, kPa.

Z katalogu zaworów regulacyjnych dobieramy zawór o $K_{vs} \geq K_v$.

Rzeczywisty spadek ciśnienia na zaworze regulacyjnym wynosi

$$\Delta p_{ZR}^{rz} = (35,65 \frac{\dot{m}_{SR}}{K_{vs}})^2, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.30)$$

3.6. Dobór hydroelewatora HR

Ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewatorem HR wynosi

$$\Delta p_{dR} = \Delta p_d - \Delta p_{ZR}^{rz}, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.31)$$

Średnicę dyszy hydroelewatora HR obliczamy ze wzoru

$$d_R = 30,6 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{\dot{m}_{SR}}{\Delta p_{dR}}}, \quad [\text{m}], \quad (2.32)$$

Średnicę komory mieszania hydroelewatora HR obliczamy z równania charakterystyki [33]

$$\frac{\Delta p_{CO}^0}{\Delta p_{dR}} = \beta_R \left[1,75 + 0,7 \frac{\beta_R}{1 - \beta_R} u_R^2 - 1,07 \beta_R (1 + u_R)^2 \right], \quad (2.33)$$

w którym niewiadomą jest

$$\beta_R = \frac{d_R^2}{d_{KR}^2}.$$

Ze względu na brak prostej metody rozwiązywania równania (2.33) w obliczeniach ręcznych możemy zastosować metodę kolejnych przybliżeń dla kolejno podstawianych wartości d_{KR} z katalogu hydroelewatorów, poczynając od $d_{KR} = d_{KN}$. Stopniowanie typowych średnic komór mieszania co 5 mm najczęściej nie pozwoli nam na uzyskanie założonego współczynnika zmieszania u_R hydroelewatora HR. Utrzymanie założonego strumienia masy wody instalacyjnej \dot{m}_{CO} wymagałoby więc wprowadzenia korekty ciśnienia dyspozycyjnego Δp_d i korekty średnicy dyszy d_N hydroelewatora HN.

Jak widać, złożoność układu hydraulicznego węzła dwuhydroelewatorowego bardzo komplikuje jego projektowanie. W projektowaniu zautomatyzowanych węzłów dwuhydroelewatorowych jest więc niezbędne skorzystanie z odpowiedniego programu komputerowego.

3.7. Obliczenie wymaganej (stabilizowanej) różnicy ciśnień na wejściu do węzła cieplnego

Obliczenia wykonuje się według wzorów 2.19-2.22 z rozdziału 2.5.

Rezygnacja ze stabilizacji obliczonej różnicy ciśnień Δp_s spowoduje zmiany strumienia wody instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania, których zakres można obliczyć rozwiązując układ równań 1.6-1.9, opisanych w części I.

4. ZASADY WYMIAROWANIA WĘZŁA HYDROELEWATOROWEGO Z POMPĄ WIROWĄ W PRZEWODZIE PODSYSAJĄCYM HYDROELEWATORA

4.1. Dobór hydroelewatora

Przed rozpoczęciem obliczeń należy określić wartości następujących danych wyjściowych: Q_{CO}^0 , t_{zi}^0 , t_{pi}^0 , C_w , \dot{m}_S^0 , Δp_{CO}^0 , S_p i S_{WN} .

Następnie obliczamy:

- obliczeniowy strumień wody instalacyjnej ze wzoru

$$\dot{m}_{co}^o = \frac{Q_{co}^o}{c_w(t_{zi}^o - t_{pi}^o)}, \quad [\text{kg/s}], \quad (2.34)$$

- oporność instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania ze wzoru

$$S_{co} \approx \frac{\Delta P_{co}^o}{(\dot{m}_{co}^o)^2}, \quad [\text{kPa} \cdot \text{s}^2 / \text{kg}^2], \quad (2.35)$$

oraz wymagany współczynnik mieszania wężła cieplnego ze wzoru

$$u = \frac{\dot{m}_{co}^o - \dot{m}_s^o}{\dot{m}_s^o}. \quad (2.36)$$

Oporność całkowita niskoparametrowej części wężła i instalacji centralnego ogrzewania wynosi

$$S_c = S_{co} + S_{WN} + S_p \left(\frac{u}{u+1} \right)^2, \quad [\text{kPa} \cdot \text{s}^2 / \text{kg}^2]. \quad (2.37)$$

Średnica komory mieszania hydroelewatora wg [33] wynosi

$$d_k = 0,00716 \sqrt[4]{\frac{595 - 390n \left(\frac{u}{u+1} \right)}{S_c}}, \quad [\text{m}]. \quad (2.38)$$

Średnica dyszy hydroelewatora wg [33] wynosi

$$d = \frac{d_k}{(1+u) \sqrt{62,11 \cdot 10^4 \cdot S_c \cdot d_k^4 + 0,61 - 0,4 \left(\frac{u}{u+1} \right)^2}}, \quad [\text{m}], \quad (2.39)$$

$$\text{przy czym } n = \frac{d_k^2}{d_k^2 + d^2}.$$

Wartość d należy wstępnie obliczyć dla założonego n oraz d_k obliczonego wstępnie z zależności (wg [33])

$$d_k = \frac{0,032}{\sqrt[4]{S_c}}, \quad [\text{m}], \quad (2.38a)$$

następnie drogą kolejnych przybliżeń korygować wartości d_k , d i n .

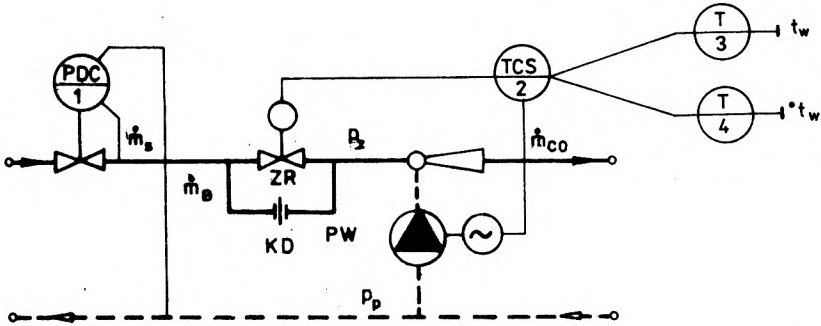
Niezbędne ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewatorem (wg [33]) oblicza się

$$\Delta P_w = 0,8734 \cdot 10^{-6} \frac{\dot{m}_s^o{}^2}{d^4}, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.40)$$

4.2. Dobór zaworu regulacyjnego

Ze względu na wymagania hydrauliczne systemu ciepłowniczego oraz konieczność zachowania wymaganego komfortu cieplnego ogrzewanych pomieszczeń, w zasadzie nie stosuje się pełnej regulacji dwustawnej.

Zakłada się, że w procesie regulacji strumień wody sieciowej nie może obniżyć się poniżej ok. 40% wartości obliczeniowej. W wężłach dwufunkcyjnych



Rys. 2.5. Schemat obliczeniowy węzła z pompą w przewodzie podsysającym hydroelewatora z przykładowymi układami regulacji: różnicy ciśnień (1) i ogrzewania budynku (2); (3) i (4) czujniki temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń

Fig. 2.5. Calculation diagram for node with pump in suction duct jet pump, with examples of control systems of: pressure difference (1) and building heating (2); temperature detectors for measuring the inner temperature of the heated compartments (3) and (4)

cyjnych o szeregowo-szeregowym układzie wymienników ciepłej wody, strumień wody sieciowej płynącej przez węzeł nie może być niższy od wartości zapewniającej podgrzanie ciepłej wody do wymaganej temperatury w całym sezonie ogrzewczym (co najmniej 45 °C w okresach szczytowego poboru). Projektując układ regulacji dwustawnej o ograniczonym zakresie regulacji, należy więc ustalić wartość strumienia wody sieciowej płynącej przez otwarty zawór regulacyjny \dot{m}_{sZR} oraz bocznik \dot{m}_B (rys. 2.5), korzystając ze wzorów:

$$\dot{m}_B = a_B \cdot \dot{m}_s^0, \quad [\text{kg/s}], \quad (2.41)$$

$$\dot{m}_{sZR} = \dot{m}_s^0 - \dot{m}_B, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.42)$$

Współczynnik przepływu zaworu regulacyjnego obliczymy ze wzoru

$$K_v = 35,65 \frac{\dot{m}_{sZR}}{\sqrt{\Delta P_{ZR}}}, \quad [\text{m}^3/\text{h}], \quad (2.43)$$

w którym ΔP_{ZR} – założony spadek ciśnienia na zaworze regulacyjnym, wynikający z wartości ciśnienia dyspozycyjnego w węźle cieplnym, kPa.

Z katalogu dobieramy zawór o $K_{vB} \geq K_v$.

Rzeczywisty spadek ciśnienia na zaworze regulacyjnym określamy na podstawie wzoru

$$\Delta P_{ZR}^{RZ} = \left(35,65 \frac{\dot{m}_{sZR}}{K_{vB}} \right)^2, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.44)$$

Średnicę otworu kryzy na przewodzie obejściowym (boczniku) zaworu regulacyjnego można obliczyć ze wzoru

$$d_{\text{KRB}} = 33,4 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{\dot{m}_B^2}{\Delta p_{\text{KR}}}}, \quad [\text{m}], \quad (2.45)$$

przy czym $\Delta p_{\text{KR}} = \Delta p_{\text{ZR}}^{\text{RZ}}$, [kPa].

4.3. Dobór pompy

Pompę dobieramy według parametrów przyjętych dla wspólnej pracy pompy wirowej i hydroelewatora po całkowitym zamknięciu zaworu regulacyjnego.

Wydajność pompy wynosi

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{\text{CO}}^0 - \dot{m}_B, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.46)$$

Przed obliczeniem wysokości podnoszenia pompy musimy określić wartości następujących wielkości:

- pole przekroju strumienia podsyanego na wlocie do komory mieszania ze wzoru (wg [33])

$$A_{\text{SP}} = A_{\text{KM}} \frac{\frac{A_{\text{KM}}}{A_d} - 1}{\frac{A_{\text{KM}}}{A_d}}, \quad [\text{m}^2], \quad (2.47)$$

- współczynniki we wzorze (2.54) (wg [32]) z zależności:

$$a_H = \varphi_1^2 \left[(2 - \varphi_2) \left(\frac{A_d}{A_{\text{KM}}} \right)^2 - \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4} \right) \frac{A_d^2}{A_{\text{KM}} A_{\text{SP}}} \right], \quad (2.48)$$

$$b_H = 2 \varphi_1^2 (2 - \varphi_3) \left(\frac{A_d}{A_{\text{KM}}} \right)^2, \quad (2.49)$$

$$c_H = \varphi_1^2 \left[2\varphi_2 \frac{A_d}{A_{\text{KM}}} - (2 - \varphi_3) \left(\frac{A_d}{A_{\text{KM}}} \right)^2 \right], \quad (2.50)$$

przy czym $\varphi_1 = 0,95$, $\varphi_2 = 0,975$, $\varphi_3 = 0,9$, $\varphi_4 = 0,925$,

- oporność dyszy hydroelewatora (wg [33]) ze wzoru

$$S_d = \frac{10^{-9}}{2 \varphi_1^2 A_d^2 v_s}, \quad [\text{kPa} \cdot \text{s}^2 / \text{kg}^2], \quad (2.51)$$

- spadek ciśnienia w dyszy hydroelewatora ze wzoru

$$\Delta p_d = S_d \cdot \dot{m}_B^2, \quad [\text{kPa}], \quad (2.52)$$

oraz wymagany współczynnik mieszania węzła ze wzoru

$$u = \frac{\dot{m}_{\text{CO}}^0 - \dot{m}_B}{\dot{m}_B}. \quad (2.53)$$

Wysokość podnoszenia pompy (wg [32]) wynosi

$$\Delta p_p = \Delta p_{co}^0 - \Delta p_d (c_H - b_H u - a_H \cdot u^2), \quad [\text{kPa}]. \quad (2.54)$$

Z katalogu pomp dobieramy pompę o wydajności i wysokości podnoszenia zbliżonej do wymaganej.

5. ZASADY WYMIAROWANIA WĘZŁA HYDROELEWATOROWEGO Z HYDROELEWATOREM O PODWÓJNEJ DYSZY

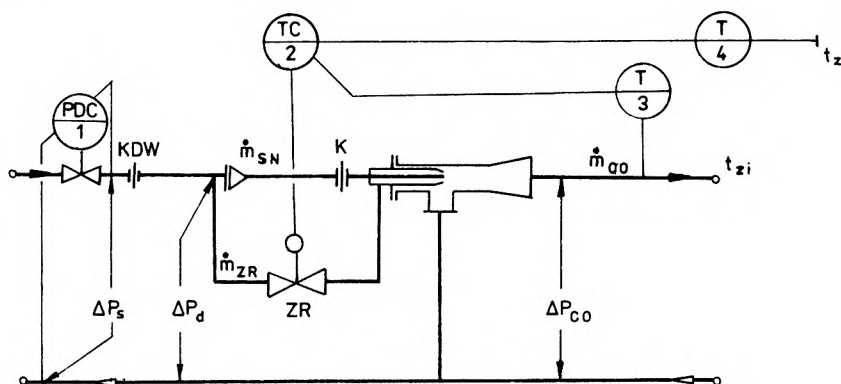
5.1. Dane wyjściowe do obliczeń węzła

Do obliczeń należy określić wartości następujących wielkości: Q_{co}^0 , t_{zi}^0 , t_{pi}^0 , Δp_{co}^0 , \dot{m}_s , a_N .

5.2. Wymiarowanie hydroelewatora

Zakłada się, że w procesie regulacji, strumień wody instalacyjnej będzie równy wartości obliczeniowej w obu skrajnych punktach zakresu regulacji. Założenie takie determinuje tok obliczeń projektowych węzła oraz niewielkie, rzędu paru procent, zmiany strumienia masy wody instalacyjnej wewnątrz przyjętego zakresu zmian strumienia masy wody sieciowej.

Doboru komory mieszania i dyszy wewnętrznej hydroelewatora dokonujemy dla warunków pracy węzła z całkowicie zamkniętym zaworem regulacyjnym ZR (rys. 2.6).



Rys. 2.6. Schemat obliczeniowy węzła z hydroelewATOREM o podwójnej dyszy, z przykładowymi układami regulacji: różnicy ciśnień (1), ogrzewania budynku (2); (3) - czujnik temperatury wody instalacyjnej, (4) czujnik temperatury powietrza zewnętrznego
Fig. 2.6. Calculation diagram of jet-pump with double nozzle substation with exemplary control systems for: pressure difference (1) and building heating (2); temperature detector of central heating installation water (3), detector of outer air temperature (4)

Obliczenia wykonywane są według wzorów 2.1-2.8 podanych w punkcie 2.2.

Niezbędne ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewátorem, gdy zawór regulacyjny ZR jest całkowicie zamknięty obliczamy ze wzoru (2.9).

5.3. Obliczenia średnicy dyszy zewnętrznej hydroelewátora

Obliczenia wykonujemy dla warunków pracy węzła, gdy zawór regulacyjny jest całkowicie otwarty.

Wymagany współczynnik zmieszania hydroelewátora wynosi

$$u_N = \frac{\dot{m}_{co} - \dot{m}_s}{\dot{m}_s}. \quad (2.55)$$

Zastępczą średnicę dyszy hydroelewátora (wg [33]) oblicza się ze wzoru

$$d_{zs} = \frac{d_{KN}}{(1 + u_N) \sqrt{62,11 \cdot 10^4 \cdot S_{co} \cdot d_{KN}^4 + 0,61 - 0,4n \left(\frac{u_N}{1 + u_N} \right)^2}}, \quad [m], \quad (2.56)$$

$$\text{przy czym } n = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_{zs}}{d_{KN}} \right)^2}.$$

Średnicę d_{zs} obliczamy metodą kolejnych przybliżeń, zakładając wstępnie, że n wynosi 1.

Wymagane pole powierzchni otworu wylotowego dyszy zewnętrznej wynosi

$$A_z = \frac{\pi}{4} (d_{zs}^2 - d_N^2), \quad [m^2] \quad (2.57)$$

a średnica dyszy zewnętrznej

$$d_z = \sqrt{\frac{4}{\pi} A_z + d_{zN}^2}, \quad [m]. \quad (2.58)$$

Niezbędne ciśnienie dyspozycyjne przed hydroelewátorem, gdy zawór regulacyjny jest całkowicie otwarty (wg [33]) wynosi

$$\Delta p_d = 0,001 \frac{m_s^2 v_s}{\varphi_1^2 2A_c^2}, \quad [kPa], \quad (2.59)$$

$$\text{przy czym } A_c = A_z + \frac{\pi d_N^2}{4}, \quad [m^2].$$

Aktualnie w literaturze przedmiotu brak jest informacji na temat wsności współczynnika sprawności φ_1 dla dysz podwójnych. Ponieważ współczynnik φ_1 dla dysz typowych hydroelewátarów ma wartość zaniżoną [33], zaleca się więc do czasu wykonania odpowiednich badań przyjmować również w obliczeniach z dyszą podwójną wartość 0,95.

5.4. Dobór zaworu regulacyjnego

Zawór regulacyjny ZR w przewodzie wody sieciowej dopływającej do dyszy zewnętrznej dobieramy przyjmując strumień masy wody płynącej przez zawór obliczony ze wzoru

$$\dot{m}_{ZR} = \dot{m}_S = \dot{m}_{SN}, \quad [\text{kg/s}]. \quad (2.60)$$

Współczynnik przepływu zaworu ZR wynosi

$$K_V = 35,65 \frac{\dot{m}_{ZR}}{\sqrt{\Delta p_{ZR}}}, \quad [\text{m}^3/\text{h}], \quad (2.61)$$

przy czym $\Delta p_{ZR} = (0,1-0,3) \Delta p_d$, [kPa].

Z katalogu zaworów regulacyjnych dobieramy zawór o współczynniku K_{VS} najbliższym K_V .

Rzeczywisty spadek ciśnienia na zaworze regulacyjnym obliczamy ze wzoru

$$\Delta p_{ZR}^{rz} = \left(35,65 \frac{\dot{m}_{ZR}}{K_{VS}} \right)^2, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.62)$$

W celu wyrównania ciśnień przed dyszami hydroelewatora, dobieramy kryzę dławicą na dopływie wody sieciowej do dyszy wewnętrznej. Średnicę otworu tej kryzy obliczamy ze wzoru

$$d_k = 33,4 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{\frac{\dot{m}_{SN}^2}{\Delta p_{ZR}^{rz}}}, \quad [\text{m}]. \quad (2.63)$$

5.5. Obliczanie stabilizowanej różnicy ciśnień w wysokoparametrowej części węzła cieplnego

Wymaganą oporność węzła po stronie wysokich parametrów oblicza się ze wzoru (2.19).

Stabilizowana różnica ciśnień (wg autora) wynosi

$$\Delta p_S = S_w \cdot \dot{m}_S^2 + \Delta p_d + \Delta p_{ZR}^{rz}, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.64)$$

W węzłach dwufunkcyjnych należy określić część węzła, w której występuje wymagany spadek ciśnienia Δp_S , w węźle jednofunkcyjnym natomiast należy dobrać kryzę dławicą KDW wg wzoru 2.22, podstawiając spadek ciśnienia obliczony ze wzoru

$$\Delta p_{KDW} = \Delta p_S - \Delta p_d - \Delta p_{ZR}^{rz}, \quad [\text{kPa}]. \quad (2.65)$$

CZĘŚĆ III. EKSPERYMENTALNE BADANIA PORÓWNAWCZE SPOSOBÓW REGULACJI DOSTAWY CIEPŁA DO CENTRALNEGO OGRZEWANIA W SZEREGOWO-SZEREGOWYCH WĘZŁACH CIEPLNYCH

1. WPROWADZENIE

Charakterystyczną cechą szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych są duże zmiany temperatury na wejściu do instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania. Największe zmiany tej temperatury występują w bezzasobnikowych węzłach typu bezpośredniego oraz w wymiennikowych, z wymiennikami o małych stałych czasowych i dużych wzmocnieniach, typu JAD i WWB. Uwzględniając tę cechę uznano, że dla węzłów cieplnych z szeregowym włączeniem wymienników ciepłej wody, najodpowiedniejszy jest jeden z następujących sposobów regulacji dostawy ciepła do ogrzewania:

1. Regulacja nadążna temperatury wody wracającej z instalacji centralnego ogrzewania w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego, potocznie nazywana pogodową.

2. Stałowartościowa regulacja dwustawna temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń.

Zastosowanie w węzłach tego typu regulacji nadążnej temperatury wody zasilającej jest zasadniczo sprzeczne z ideą stosowania tych węzłów (wykorzystanie akumulacyjności budynku do zmniejszenia chwilowych zmian poboru wody sieciowej przez węzeł), ponadto powodowałyby to przedwczesne zużycie siłowników elektrycznych przy zaworach regulacyjnych.

Wymienione dwa sposoby regulacji mają swoje wady i zalety. Zalecenie więc ich do powszechnego stosowania wymagałoby głębszej analizy popartej badaniami efektywności takich rozwiązań podczas ich pracy w typowych warunkach eksploatacyjnych. Badania takie wykonano w dwóch węzłach budynków mieszkalnych, zlokalizowanych na terenie Wrocławia. Węzły: hydroelewatorowy i wymiennikowy wyposażono w aparaturę pomiarowo-rejestrującą i przez trzy kolejne sezony ogrzewcze: 1984/85, 1985/86 oraz 1986/87 prowadzono w nich badania efektów automatycznej regulacji dostawy ciepła z zastosowaniem wybranych sposobów regulacji. W sezonach 1984/85 i 1986/87 badano regulację typu pogodowego, w sezonie 1985/86 natomiast regulację temperatury wewnętrznej w jednym z ogrzewanych pomieszczeń.

2. WYNIKI BADAŃ WĘZŁA HYDROELEWATOROWEGO

2.1. Charakterystyka badanego węzła cieplnego

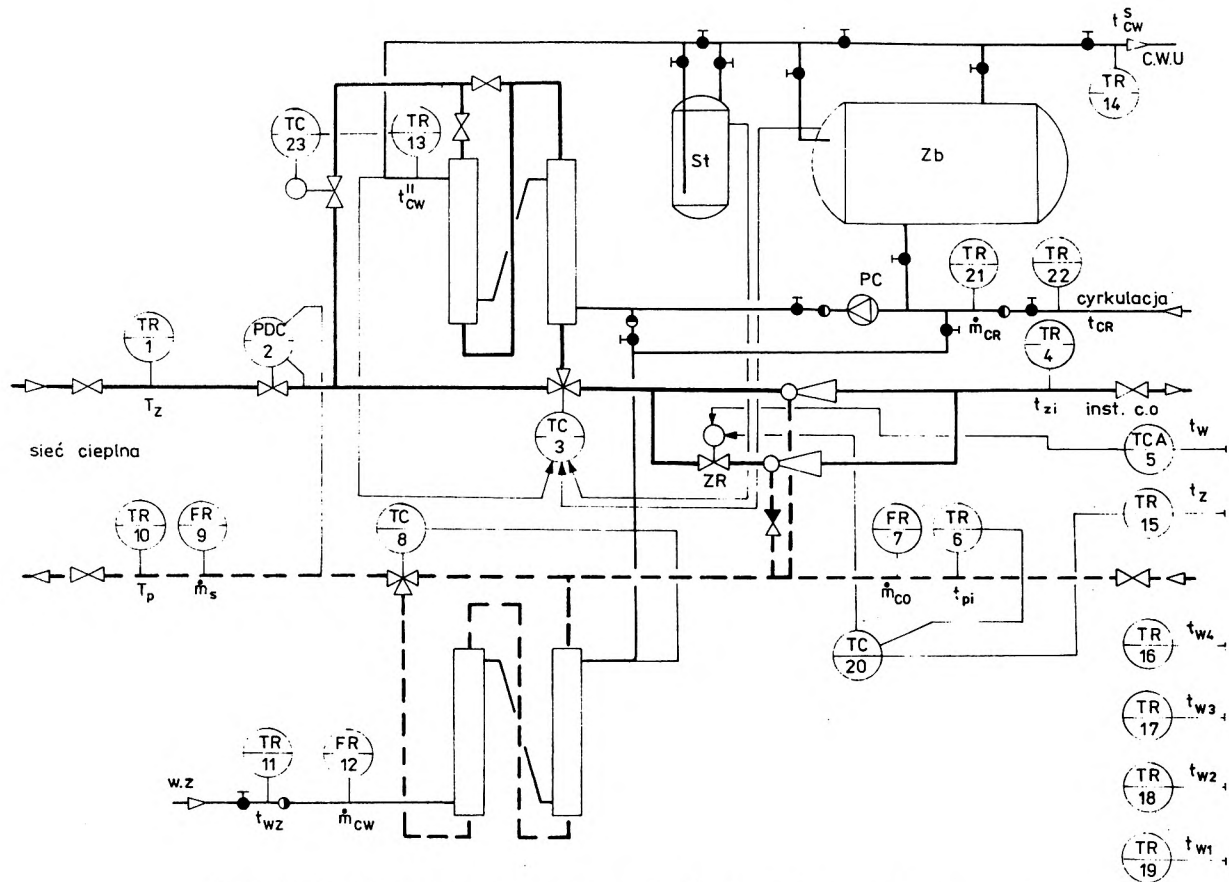
Badany węzeł cieplny jest usytuowany w 5-kondygnacyjnym budynku mieszkalnym we Wrocławiu przy ul. Czarnieckiego 42. Podczas pomiarów określono rzeczywiste obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania budynku ($Q_{Co}^0 = 165 \text{ kW}$). Wartość ta jest ok. 15% niższa od strat ciepła obliczonych według PN-56/B-03406 w dokumentacji projektowej węzła i instalacji centralnego ogrzewania budynku. Uwzględniając rzeczywiste zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania, obliczono zapotrzebowanie wody z sieci ciepłej w węźle ($\dot{m}_g^0 = 2250 \text{ kg/h}$) oraz zmniejszono parametry pracy instalacji w warunkach obliczeniowych ze $100/70 \text{ }^\circ\text{C}$ na $91/63 \text{ }^\circ\text{C}$. Budynek posiada dwururową instalację ogrzewczą wykonaną w tzw. układzie Tichelmanna. Obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania ciepłej wody $Q_{CW}^{\text{max,h}}$ wynosi 138 kW . Węzeł ciepłej wody wyposażono w wymienniki typu WWB1, po dwa łączone szeregowo na I i II stopniu. Układ funkcjonalny węzła posiada system przełączeń (rys. 3.1), umożliwiający wyłączanie po jednym wymienniku z każdego stopnia podgrzewu ciepłej wody oraz pracę węzła ciepłej wody w układzie:

- a) bezzasobnikowym,
- b) bezzasobnikowym ze stabilizacją temperatury ciepłej wody w pionowym zbiorniku przepływowym o pojemności 300 dcm^3 ,
- c) zasobnikowym z zasobnikiem o pojemności 2250 dcm^3 i pompą cyrkulacyjno-ładującą typu 40 PJM 90.

2.2. Urządzenia automatycznej regulacji

Węzeł wyposażono - zgodnie z przyjętym programem badań - w dwa alternatywnie pracujące układy automatycznej regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania (rys. 3.1):

1. Na układ elektronicznej regulacji temperatury EZRT składa się:
 - regulator typu R 303 fmy Wetron Weida,
 - zawór regulacyjny typu RE 15, o $K_{Vg} = 1.3 \text{ m}^3/\text{h}$, z siłownikiem typu KT1 fmy KLIMACT, z 4-minutowym czasem zamykania zaworu,
 - czujnik temperatury wody wracającej z instalacji centralnego ogrzewania, typu Pt 100 $\Omega/0 \text{ }^\circ\text{C}$, TSP-5071,
 - czujnik temperatury powietrza zewnętrznego typu Pt-100 $\Omega/0 \text{ }^\circ\text{C}$, TOPO31 M.
2. Na układ do regulacji temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń składa się:
 - regulator typu RWc 1-2 produkcji Spółdzielni Rzemieśniczej Metalowców i Elektryków we Wrocławiu,
 - zawór regulacyjny typu SW 15.386.40 fmy MERTIK,



Rys. 3.1. Schemat pomiarowy hydroelewatorowego węzła ciepłego
 Fig. 3.1. Measurement diagram of jet-pump substation

- termoregulator typu TR-01.386.01 fmy MERTIK,
- czujnik termistorowy temperatury, zamontowany w pomieszczeniu przyjętym za reprezentatywne - przedpokój mieszkania na III piętrze.

Na potrzeby regulacji temperatury na II stopniu podgrzewu ciepłej wody zamontowano również dwa alternatywnie pracujące zestawy urządzeń regulacyjnych:

1. Urządzenie termoregulacyjne bezpośredniego działania, na które składa się:

- termoregulator typu TR-01.386.01,
- dwudrogowy zawór regulacyjny ZV 20, 386.71.

2. Elektroniczny zestaw do regulacji temperatury ciepłej wody, na który składa się:

- elektroniczny regulator typu RG-5 produkcji MERA-LUMEL w Zielonej Górze,
- zawór regulacyjny typu 20000 A ($K_{vs} = 2,9 \text{ m}^3/\text{h}$), z siłownikiem KTO, z 2-minutowym czasem zamykania zaworu, fmy KLIMACT,
- czujnik temperatury ciepłej wody typu Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - TSP-5071.

2.3. Aparatura pomiarowa

Temperaturę wody w punktach zaznaczonych na schemacie węzła (rys.3.1) mierzono czujnikami typu Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$, TSP-5071, rejestrowano zaś rejestratorem typu MKVT o zakresach 0-100 $^\circ\text{C}$ i 0-150 $^\circ\text{C}$.

Temperaturę powietrza w czterech wybranych mieszkaniach (w przedpokojach mierzono opornikami termometrycznymi Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - DTGOOB i rejestrowano rejestratorem MKVT o zakresie 0-25 $^\circ\text{C}$.

Temperaturę powietrza zewnętrznego mierzono czujnikiem typu Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - TOP 31 M i rejestrowano rejestratorem MKVT o zakresie -25 do +25 $^\circ\text{C}$.

Strumienie masy wody sieciowej, instalacyjnej i wodociągowej mierzono podwójnymi kryzami typu ISA, współpracującymi z czujnikami typu m 111 i przetwornikami WT 20, rejestrowano zaś rejestratorem typu MKV, z zakresem pomiarowym 0-100 mV.

Ciśnienie w węźle mierzono manometrami wskazująco-rejestrującymi typu MR 192, o zakresach pomiarowych 0-0,6 MPa i 0-1,2 MPa. Spadek ciśnienia w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania mierzono manometrem typu odwrócona U-rurka.

2.4. Dobór nastaw statycznych i dynamicznych regulatora R 303

Zgodnie z instrukcją fabryczną montażu i eksploatacji regulatora R 303 nastawy statyczne (parametry wykresu regulacyjnego temperatur) oblicza się następująco:

$$k = \frac{t_{pi}^0 - t_{pi}'}{t_z' - t_z^0}, \quad (3.1)$$

$$V_{v1} = V_{vo} - k(t_w^0 - t_z^0), \quad [^{\circ}\text{C}]. \quad (3.2)$$

Dla parametrów obliczeniowych 100/70 °C nastawy te wynosiłyby $k = 1,17$, $V_{v1} = 25,5$ °C. Ze względu jednak na znaczną różnicę między projektowanym a rzeczywistym zapotrzebowaniem ciepła do ogrzewania budynku, dobór odpowiednich nastaw musiał być poprzedzony korektą wykresu regulacji temperatur w tej instalacji. Nowy wykres regulacyjny wyznaczono korzystając ze wzoru (wg[23])

$$t_{pi}' = t_w^0 + \left(\frac{t_{zi}^0 - t_{pi}^0}{2} - t_w^0 \right) \varphi^{\frac{1}{1+m}} + \frac{1}{2} \Delta t_{co}^0 \varphi \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3.3)$$

oraz wzoru

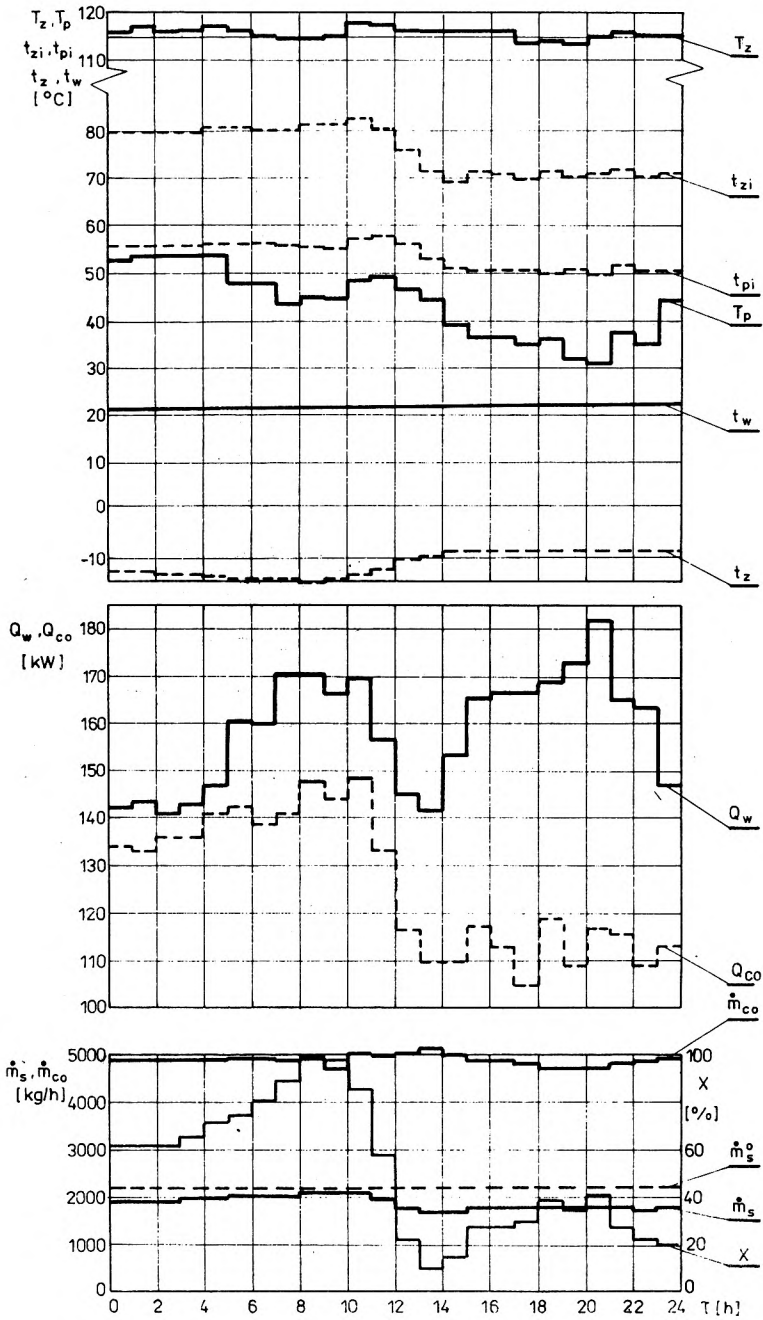
$$\Delta t_{co} = \Delta t_{co}^0 \frac{\dot{m}_{co}^0}{\dot{m}_{co}} \quad [\text{K}], \quad (3.4)$$

uwzględniającego wzrost spadku temperatury w grzejnikach, wskutek zmniejszenia strumienia masy wody w instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania.

Dla rzeczywistego zapotrzebowania ciepła ($\varphi = 0,84$) oraz zmniejszonego o 15% strumienia masy wody instalacyjnej wyliczono nowe temperatury obliczeniowe; wynoszą one 91/63 °C, temperaturę wody powrotnej $t_{pi}' = 34,3$ °C, gdy $t_z' = 12$ °C, a także wymagane nastawy statyczne regulatora ($k = 0,96$ i $V_{v1} = 26,5$ °C). Najniższa możliwa do nastawienia na regulatorze R 303 wartość k wynosi 1,0. Konieczna więc była dalsza korekta nastaw. Najbliższy możliwy do nastawienia wykres regulacyjny ma następujące wartości $k = 1$, $V_{v1} = 25$ °C.

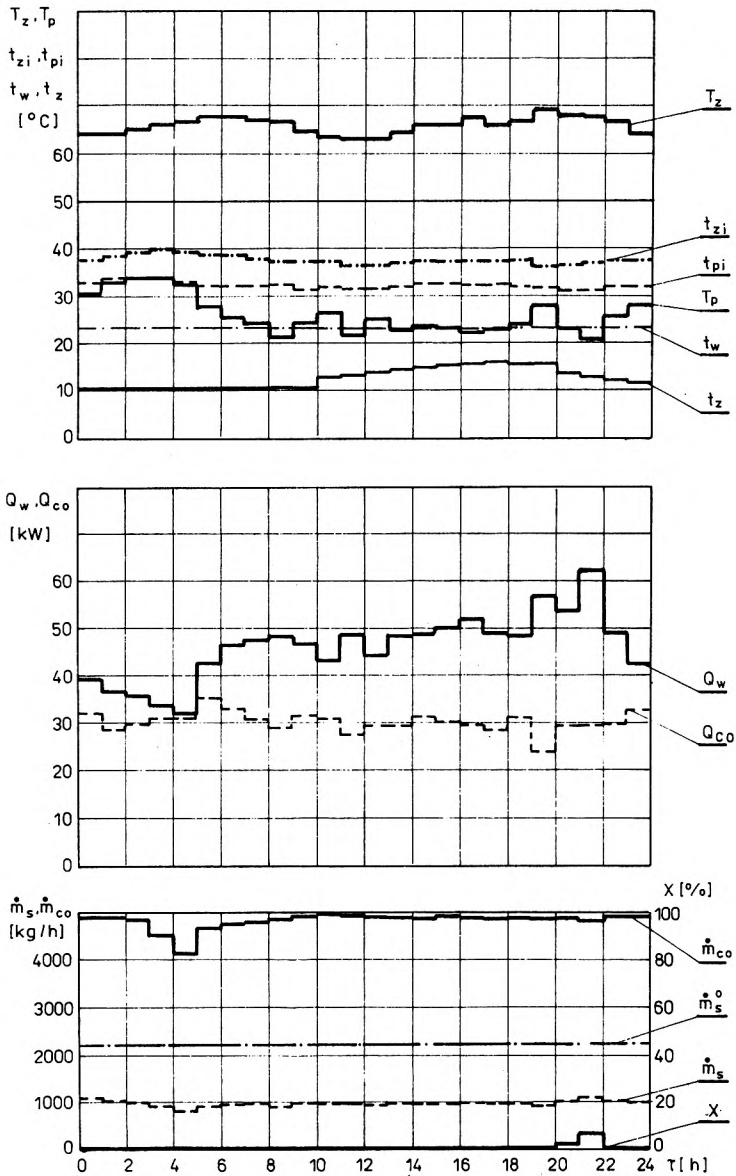
Podczas pomiarów wstępnych okazała się, że tak dobrane nastawy są za wysokie, powodują przegrzewanie mieszkań. Doświadczalnie obniżono wykres regulacyjny do linii opisanej nastawami: $k = 1,15$, $V_{v1} = 20$ °C. Realizowany wykres regulacyjny według tych nastaw pokazano na rys. 3.4.

Ograniczony zakres regulacji strumienia masy wody sieciowej (45-100%) umożliwiał regulatorowi utrzymywanie przyjętego wykresu regulacji tylko w zakresie temperatur zewnętrznych $t_z \leq 6^{\circ}$. Gdy $t_z > 6^{\circ}\text{C}$, wówczas wartości temperatury wody instalacyjnej powrotnej były nieco zawyżone, co powodowało przegrzewanie mieszkań (rys. 3.3 i 3.4). Nastawy dynamiczne dobrano doświadczalnie na podstawie charakterystyki skokowej obiektu i przebiegów przejściowych: czas zdwojenia T_u wynosi 12 dz i współczynnik proporcjonalności X_p wynosi 4 dz.

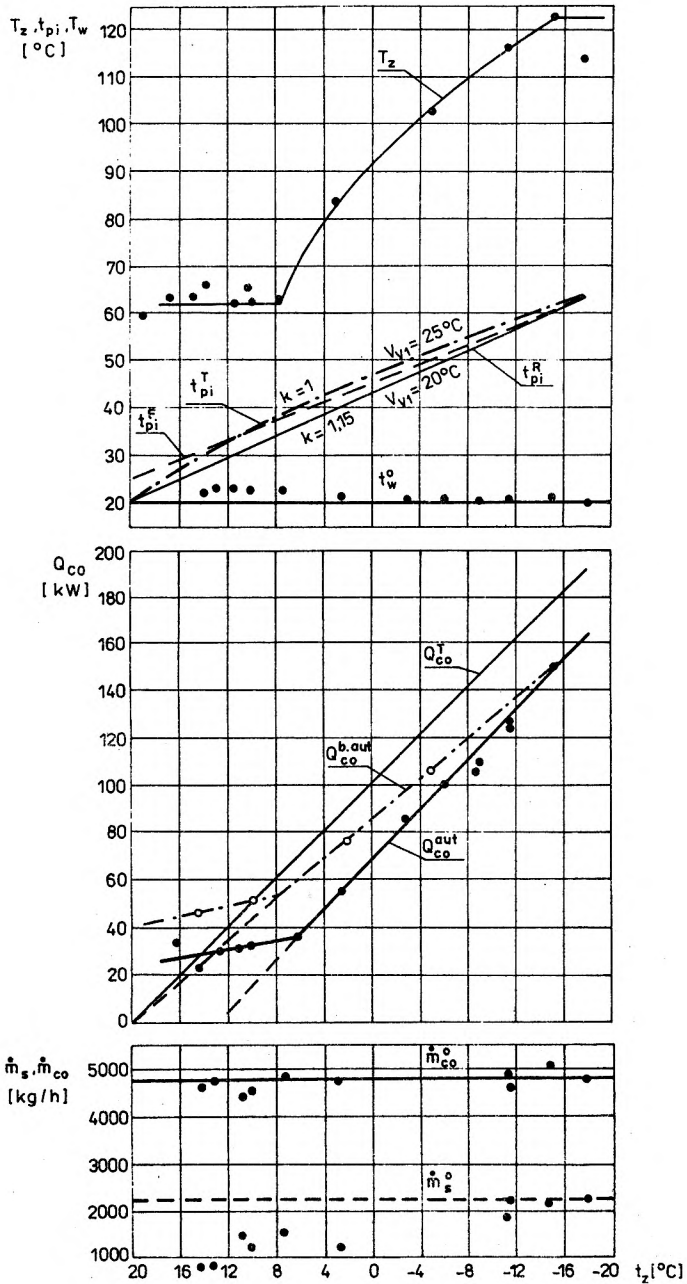


Rys. 3.2. Parametry pracy węzła z 17.01.1985 r. (czwartek)
- regulacja pogodowa

Fig. 3.2. Substation operation parameters on 17th January 1985 (Thursday)
- "weather type" control



Rys. 3.3. Parametry pracy węzła z 11.04.1985 r. (czwartek)
 - regulacja pogodowa
 Fig. 3.3. Substation operation parameters on 11th April 1985 (Thursday)
 - "weather type" control



Rys. 3.4. Średniodobowe wartości parametrów pracy węzła cieplnego z automatyczną regulacją typu pogodowego w sezonie ogrzewczym 1984/85
 Fig. 3.4. Mean 24-hour values of operation parameters of substation with "weather type" automatic control in heating season 1984/85

2.5. Wyniki badań efektywności układu regulacji pogodowej

Z zamieszczonego na rys. 3.4. wykresu wynika, że ilość zaoszczędzonego ciepła wskutek automatyzacji węzła cieplnego w badanym sezonie ogrzewczym, zależnie od temperatury zewnętrznej, wynosiła od 0% (gdy $t_z = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$) do 50% (gdy $t_z = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Gdy temperatura zewnętrzna wynosiła ponad $6\text{ }^{\circ}\text{C}$, wtedy zakres regulacji badanego węzła okazał się niewystarczający i powodował zawyżoną dostawę ciepła. Uzyskanie dalszych oszczędności wymagałoby rozbudowy układu regulacji o dodatkowe zawory regulacyjne [40],[41]. Uzyskany na podstawie badań wykres zapotrzebowania energii cieplnej potwierdza istnienie znacznych wewnętrznych zysków ciepła oraz zysków od nasłonecznienia powodujących, że gdy temperatura zewnętrzna wynosi $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, wtedy dostawa ciepła do ogrzewania spada do 0 (rys. 3.4).

Zapotrzebowanie wody z sieci cieplnej w węzłach tego typu zależy od wartości jej temperatury na zasilaniu, temperatury powietrza zewnętrznego oraz poboru ciepłej wody. Jak wykazały badania, wartość tego zapotrzebowania zmienia się dosyć wolno w czasie, wskutek tłumiącego i opóźniającego działania instalacji centralnego ogrzewania na wielkość regulowaną, jaką jest temperatura wody wracającej z instalacji oraz powolnych zmian temperatury zewnętrznej (rys. 3.2 i 3.3).

W celu uzyskania lepszej czytelności wykresów zamieszczonych w pracy, podane na nich wartości uśredniano w przedziałach jednogodzinnych.

Średniodobowe zapotrzebowanie wody sieciowej w badanym sezonie ogrzewczym zmieniało się wraz ze średniodobową temperaturą zewnętrzną od 100% ($t_z \leq -15\text{ }^{\circ}\text{C}$) do 45% ($t_z > 12\text{ }^{\circ}\text{C}$). Gdy temperatura zewnętrzna wynosiła ponad $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, wtedy zapotrzebowanie na wodę z sieci cieplnej osiągnęło minimum. Wynika to wyłącznie z przyjętego podziału strumienia wody sieciowej na obydwie hydroelewatory.

Przedstawiona na wykresach temperatura wewnętrzna jest wartością średnią z czterech czujników rozmieszczonych w przedpokojach, różnie usytuowanych w budynku mieszkań. Czujniki były zawieszane na wysokości około $1,8\text{ m}$ nad podłogą. Tak mierzona temperatura była o ok. $0,5\text{K}$ wyższa od temperatury powietrza w środku strefy przebywania ludzi - 1 m nad podłogą.

Wybór przedpokoju do pomiaru temperatury reprezentatywnej dla mieszkania, poprzedzono badaniami rozkładu temperatur powietrza w jednym z typowych mieszkań tego budynku. Pomiar wykazały, że temperatura powietrza w centralnie usytuowanym przedpokoju była dokładnie wartością średnią temperatur pozostałych pomieszczeń. Wyboru mieszkań do pomiarów dokonano po pomiarach rozkładu temperatury w poszczególnych mieszkaniach budynku. Również w czasie pomiarów właściwych, wrywkowo kontrolowano temperaturę w wybranych mieszkaniach.

Dobry doświadczalnie wykres regulacji temperatury wody powrotnej (linia t_{pi}^R na rys. 3.4), zapewniał dużą stabilność temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń ($t_w = 20-21$ °C dla $t_z \leq 6$ °C). Jeśli temperatura zewnętrzna wynosi ponad 6 °C, to przyjęty schemat technologiczny węzła powodował wzrost temperatury wewnętrznej do 23,3 °C.

Optymalny wykres regulacyjny powinien uwzględniać wszystkie dodatkowe zyski ciepła, tj. od urządzeń i osób znajdujących się w pomieszczeniu, z gotowania, ciepłej wody i nasłonecznienia. Ciepło dostarczone z systemu ciepłowniczego powinno w połączeniu z zyskami ciepła zapewnić stałą wartość temperatury wewnętrznej ogrzewanych pomieszczeń, podczas całego sezonu ogrzewczego.

Teoretyczne znalezienie takiego wykresu jest bardzo trudne. Okazuje się bowiem, że zastosowanie teoretycznego wykresu obliczonego na podstawie zależności (wg [23])

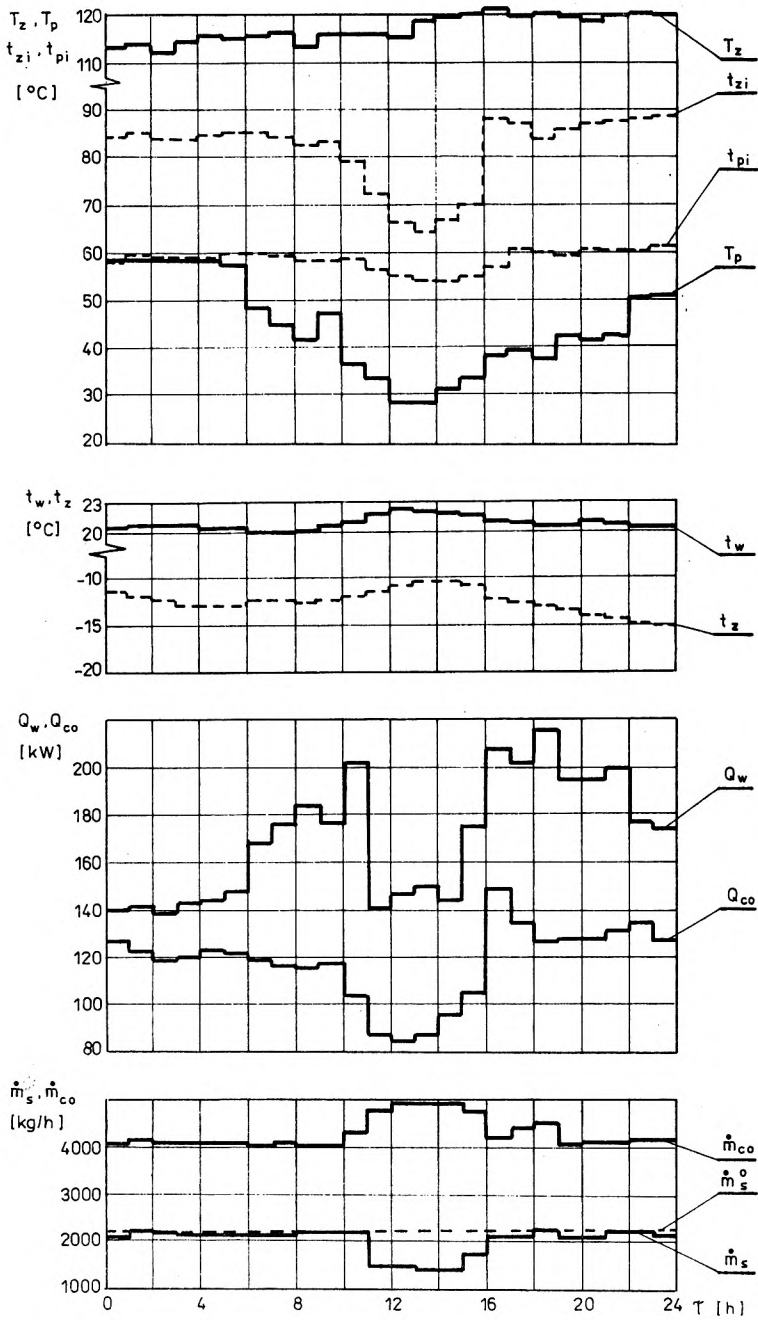
$$t_{pi} = t_w^o + \left(\frac{t_{zi}^o + t_{pi}^o}{2} - t_w^o \right) \varphi^{\frac{1}{1+m}} - \frac{1}{2} \Delta t_{co}^o \varphi \quad (3.5)$$

lub wykresu wyznaczonego zgodnie z instrukcją fabryczną montażu i eksploatacji regulatorów R 303 (wzory 3.1 i 3.2) prowadzi do znacznego przegrzewania mieszkań w całym zakresie wartości temperatury zewnętrznej, z wyłączeniem temperatury obliczeniowej [45]. Próbę korekty tego wykresu wykonano eksperymentalnie w dwu budynkach mieszkalnych we Wrocławiu. Okazało się, że wspólną cechą obu eksperymentalnie wyznaczonych wykresów jest to, że mogą być wyznaczone z równania (3.5) dla wartości współczynnika m wynoszącego 0. Czy właściwość tę będzie można uogólnić na inne budynki wykażą dalsze badania obecnie prowadzone na terenie Wrocławia w wybranych budynkach o różnych konstrukcjach, kubaturach i przeznaczeniu.

Jedną z istotnych zalet automatyzacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania jest zwiększenie efektywności wykorzystania ciepła wody z sieci ciepłej poprzez obniżenie jej temperatury na wyjściu z węzła ciepłego. W badaniach wykazano, że dzięki automatyzacji uzyskuje się obniżenie temperatury wody sieciowej o 5-8 K w stosunku do węzłów niezautomatyzowanych. W systemach ciepłowniczych zasilanych z EC może to wpłynąć na zwiększenie sprawności skojarzonego wytwarzania energii ciepłej i elektrycznej.

2.6. Wyniki badań efektywności układu regulacji dwustawnej temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń

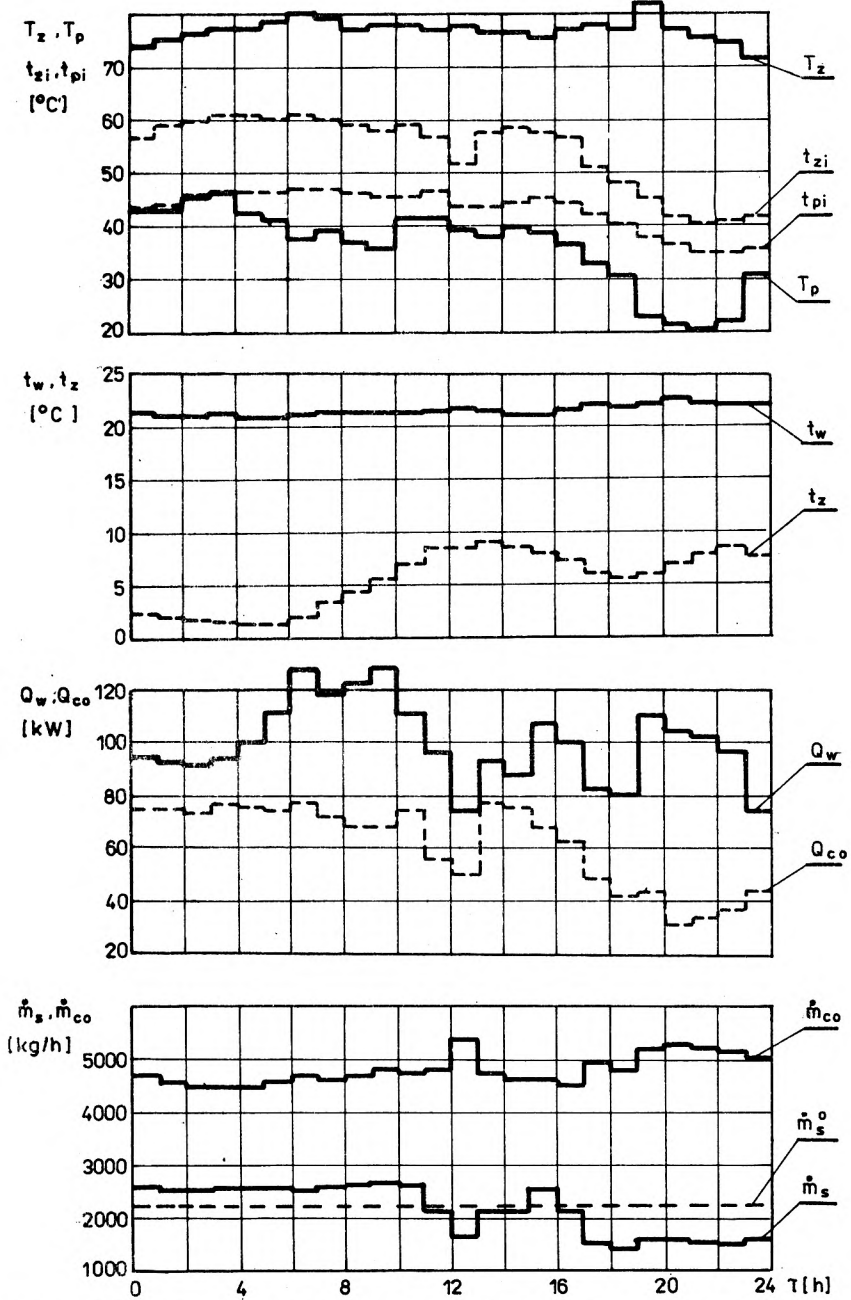
Jak wynika z rys. 3.7 zapotrzebowanie na ciepło do ogrzania budynku kształtuje się bardzo nierównomiernie. O dostawie ciepła decyduje tu temperatura powietrza wewnętrznego, w otoczeniu czujnika umieszczonego w pomieszczeniu reprezentatywnym. Niezwykle ważne jest nie tylko pomieszczenie, ale także miejsce umieszczenia czujnika, Układ regulacji bowiem



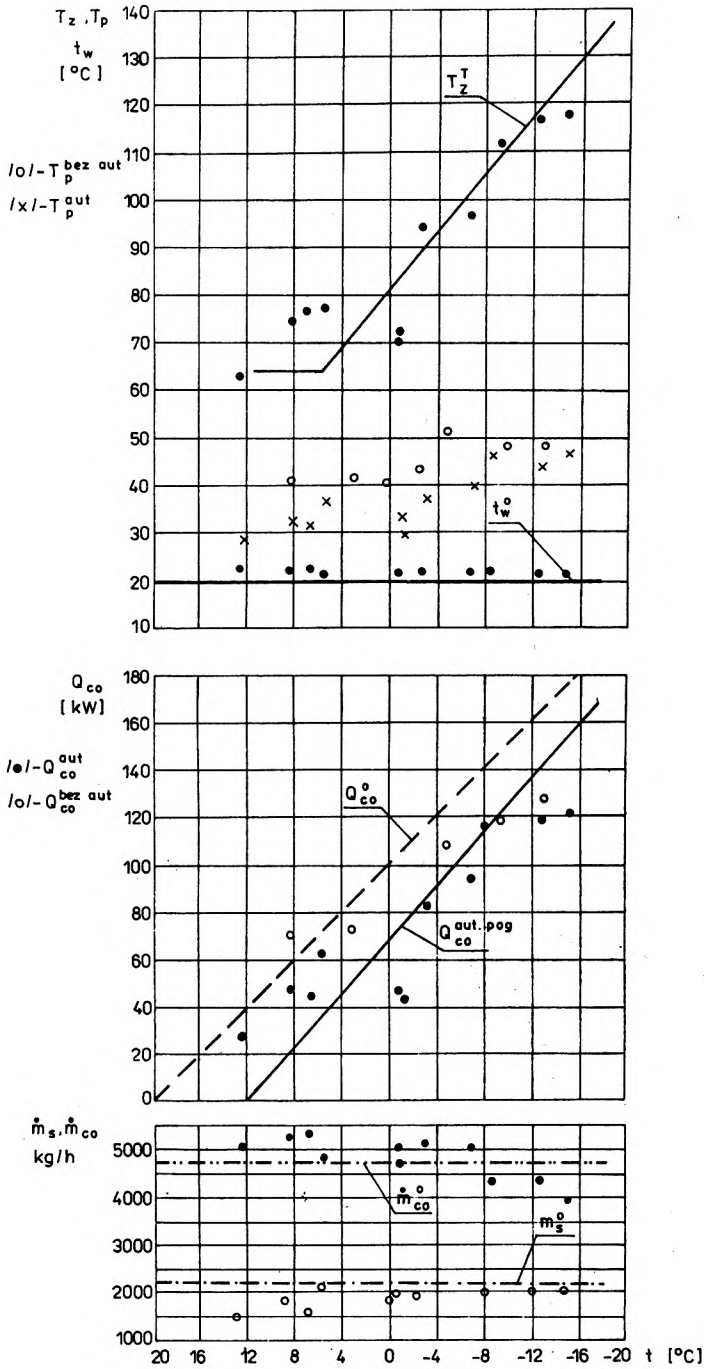
Rys. 3.5. Parametry pracy węzła z 8.02.1986 r. (sobota)

- regulacja temperatury wewnętrznej

Fig. 3.5. Substation operation parameters on 8th February 1986 (Saturday)
- inner temperature control



Rys. 3.6. Parametry pracy węzła z 24.03.1986 r. (poniedziałek)
 - regulacja temperatury wewnętrznej
 Fig. 3.6. Substation operation parameters on 24th March 1986 (Monday)
 - inner temperature control



Rys. 3.7. Średniodobowe wartości parametrów pracy węzła cieplnego z automatyczną regulacją temperatury wewnętrznej w sezonie ogrzewczym 1985/86
 Fig. 3.7. Mean 24-hour values of operation parameters of substation with automatic control of inner temperature during the heating season 1985/86

jest narażony na różne przypadkowe wpływy (ogrzewanie od umieszczonej zbyt blisko na ścianie lampy, nieszczelność drzwi od klatki schodowej, zmiana temperatury wskutek otwierania drzwi, przepływ gorącego powietrza z kuchni podczas gotowania, nagrzewanie czujnika przez promienie słoneczne padające na ścianę przez okno, itp.). Niewykluczone jest - jak wykazały obserwacje - celowe oddziaływanie mieszkańców poprzez np. chłodzenie czujnika.

Zastosowanie badanego układu regulacji powodowało zmniejszenie zużycia ciepła na ogrzewanie budynku w stosunku do okresu pracy węzła bez urządzeń automatycznej regulacji o następujące wartości:

2,9%, gdy t_z	-13 °C,	14,1%, gdy t_z	+3 °C
6,9	-10 °C	33,0%	+8 °C
17,0%	-5 °C		

Zapotrzebowanie na wodę z sieci cieplnej w węźle z regulacją dwustawną temperatury wewnętrznej zależy od wartości tej temperatury. Przekroczenie wartości nastawionej na regulatorze powoduje skokową zmianę strumienia masy wody sieciowej od wartości maksymalnej do minimalnej dla danego węzła.

Z badań wynika, że gwałtowne zmiany zapotrzebowania wody z sieci cieplnej występują najczęściej w godzinach przedpołudniowych, wskutek podniesienia się temperatury wewnętrznej od nasłonecznienia (rys. 3.5), a także wieczornych, kiedy pojawiają się duże zyski ciepła z gotowania (rys. 3.6). Skokowa zmiana strumienia wody sieciowej powoduje także skokową zmianę temperatury powierzchni grzejników i ilości ciepła dostarczanego do pomieszczenia (rys. 3.5), co niekorzystnie wpływa na komfort cieplny ogrzewanych pomieszczeń.

Ten niekorzystny wpływ regulacji dwustawnej na komfort cieplny spowodował konieczność podniesienia w badanym węźle minimalnej wartości strumienia masy wody sieciowej, co zmniejszyło zakres jego regulacji. W tak dobranym układzie regulacji, zapotrzebowanie wody z sieci cieplnej w węźle zmieniało się od 100% ($t_z < -15$ °C) do 65% ($t_z \geq 12$ °C) - rys. 3.7.

Temperatura powietrza wewnątrz pomieszczenia reprezentatywnego zmieniała się podczas pomiarów od 21 °C do 23 °C, gdy wartość nastawiona wynosiła 21 °C (rys. 3.5 i 3.6). Dowodzi to dobrego utrzymywania jedynie wartości minimalnej. Układ nie był w stanie oddziaływać skutecznie na szybkie obniżenie temperatury wewnętrznej po przekroczeniu wartości zadanej.

Powodem tego był ograniczony zakres regulacji układu oraz wpływ zysków ciepła (głównie od nasłonecznienia i gotowania).

Z badań wynika duża sprzeczność między wymaganiami komfortu cieplnego a warunkami decydującymi o skuteczności układu regulacji do utrzymania założonej temperatury powietrza wewnętrznego.

Przyczyną przyjęcia podczas badań za wartość zadaną dla regulatora temperatury wewnętrznej 21°C było stosunkowo wysokie położenie czujnika nad podłogą (około 1,8 m) oraz korzystniejsze warunki cieplne wybranego, jako reprezentatywnego, mieszkania w stosunku do pozostałych mieszkań w budynku (mieszkanie środkowe na III piętrze).

Badania wykazały, że temperatura wody powrotnej ze zautomatyzowanego węzła cieplnego do sieci cieplnej była o 5-7 K niższa, aniżeli w węźle z wyłączonymi urządzeniami automatycznej regulacji dostawy ciepła do ogrzewania budynku.

3. WYNIKI BADAŃ PROWADZONYCH W WĘZLE WYMIENNIKOWYM

3.1. Charakterystyka badanego węzła

Badany węzeł cieplny jest usytuowany w 5-kondygnacyjnym budynku mieszkalnym we Wrocławiu przy ul. Hauke-Bosaka 9. Obliczeniowe zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania ($t_g^0 = -18^{\circ}\text{C}$), obliczone wg PN-74/B-03406, wynosi 272 kW. Maksymalne godzinowe zapotrzebowanie ciepła dla potrzeb ciepłej wody wynosi 182 kW. Budynek ma dwururową, pompową instalację centralnego ogrzewania o parametrach 95/70 $^{\circ}\text{C}$, zasilaną z wymienników typu WCO-150 o powierzchni ogrzewalnej $15,6\text{ m}^2$.

Węzeł ciepłej wody wykonany w układzie szeregowym dwustopniowym (rys. 3.8), ma wymienniki typu WCW-100 o powierzchni ogrzewalnej $13,04\text{ m}^2$ na I stopniu oraz $9,3\text{ m}^2$ na II stopniu podgrzewu ciepłej wody. Za wymiennikami II stopnia zamontowano pionowy przepływowy zbiornik o pojemności 300 dm^3 do tłumienia oscylacji temperatury ciepłej wody.

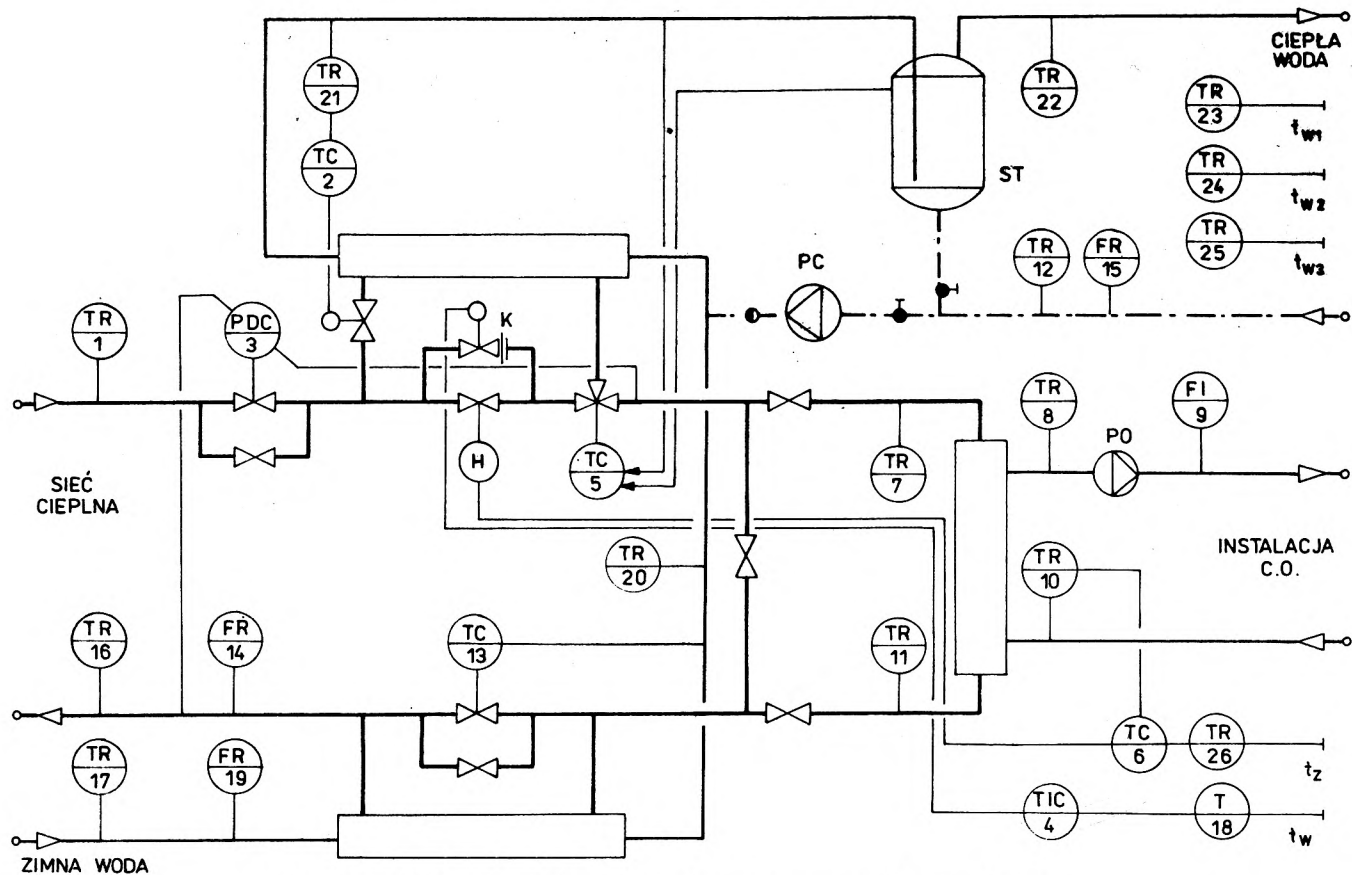
3.2. Urządzenia automatycznej regulacji

Węzeł wyposażono w dwa alternatywnie pracujące układy automatycznej regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania:

1. Zestaw elektronicznej regulacji temperatury EZRT podobny jak w węźle hydroelewatorowym - pkt 2.2). W węźle tym zastosowano zawór RE 40 ($K_{vs} = 9\text{ m}^3/\text{h}$) oraz siłownik typu KT1 o 1 minutowym czasie zamykania zaworu.

2. Zestaw do regulacji temperatury powietrza wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń budynku, podobny jak w węźle hydroelewatorowym, z zaworem regulacyjnym SV 32.386.43 fmy MERTIK. Czujnik temperatury powietrza wewnętrznego, współpracujący z regulatorem, był umieszczony w przedpokoju mieszkania na I piętrze.

Do regulowania temperatury na II stopniu podgrzewu ciepłej wody zamontowano także dwa alternatywnie pracujące zestawy urządzeń regulacyjnych.



Rys. 3.8. Schemat pomiarowy wymiennikowego węzła ciepłego
 Fig. 3.8. Measurement diagram of exchanger type substation

1. Urządzenie termoregulacyjne bezpośredniego działania fmy MERTIK, na które składa się:

- termoregulator typu TR-01.386.31,
- zawór regulacyjny SV 32.386.43 (ZV 32.386.73).

2. Elektroniczny zestaw do regulacji temperatury ciepłej wody, na który składa się:

- elektroniczny regulator typu RG-5 produkcji MERA-LUMEL w Zielonej Górze,
- zawór regulacyjny RE 40 ($K_{vs} = 9 \text{ m}^3/\text{h}$) z siłownikiem KT1 fmy KLI-MACT, o 4-minutowym czasie zamykania,
- czujnik temperatury ciepłej wody typu Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - 405-1235571.1, produkcji CSSR.

Na I stopniu podgrzewu ciepłej wody zastosowano urządzenie termoregulacyjne bezpośredniego działania fmy MERTIK z zaworem regulacyjnym OV 40.386.64 i termoregulatorem Tr - 386.30.

Jako ogranicznika strumienia wody sieciowej w węźle użyto regulatora bezpośredniego działania typu BRU-3A o średnicy nominalnej zaworu 32 mm.

3.3. Aparatura pomiarowa

Temperaturę wody w punktach zaznaczonych na schemacie węzła (rys.3.8) mierzono czujnikami typu Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - 405.12.35571.1 produkcji CSSR o stałej czasowej ok. 5 s, rejestrowano zaś rejestratorem MKVT o zakresach 0-100 $^\circ\text{C}$ i 0-150 $^\circ\text{C}$.

Temperaturę powietrza w czterech wybranych pomieszczeniach (przedpokoje) mierzono opornikami termometrycznymi Pt 100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - DTGOOB produkcji CSSR i rejestrowano rejestratorem MKVT o zakresie 0-25 $^\circ\text{C}$.

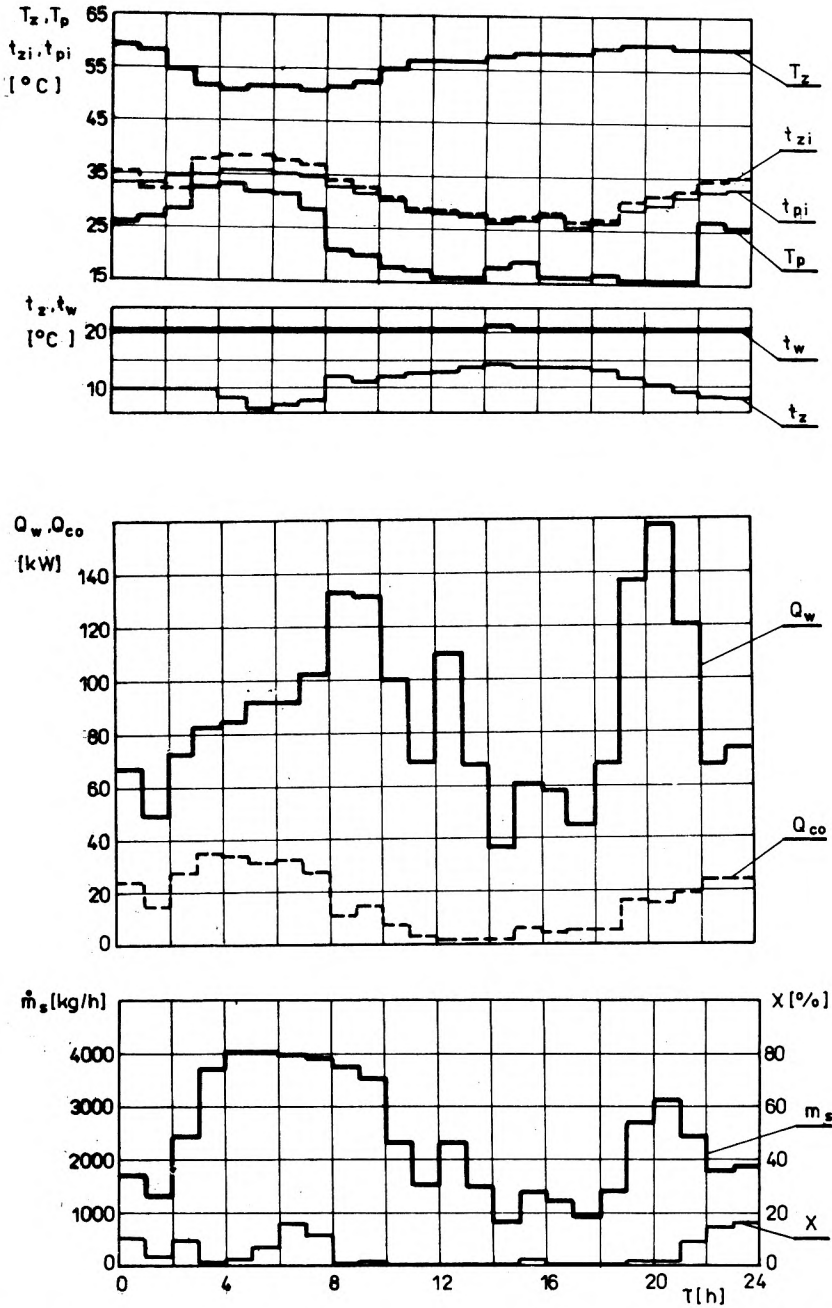
Temperaturę powietrza zewnętrznego mierzono czujnikiem Pt-100 $\Omega/0^\circ\text{C}$ - TOP 31/M i rejestrowano rejestratorem o zakresie od -25 do 25 $^\circ\text{C}$.

Strumienie masy wody sieciowej, instalacyjnej, wodociągowej i cyrkulacyjnej, mierzono podwójnymi krzami pomiarowymi typu ISA, współpracującymi z przepływomierzami tensometrycznymi typu EPA-01 i rejestrowano rejestratorami typu MKV o zakresie pomiarowym 0-100 mV.

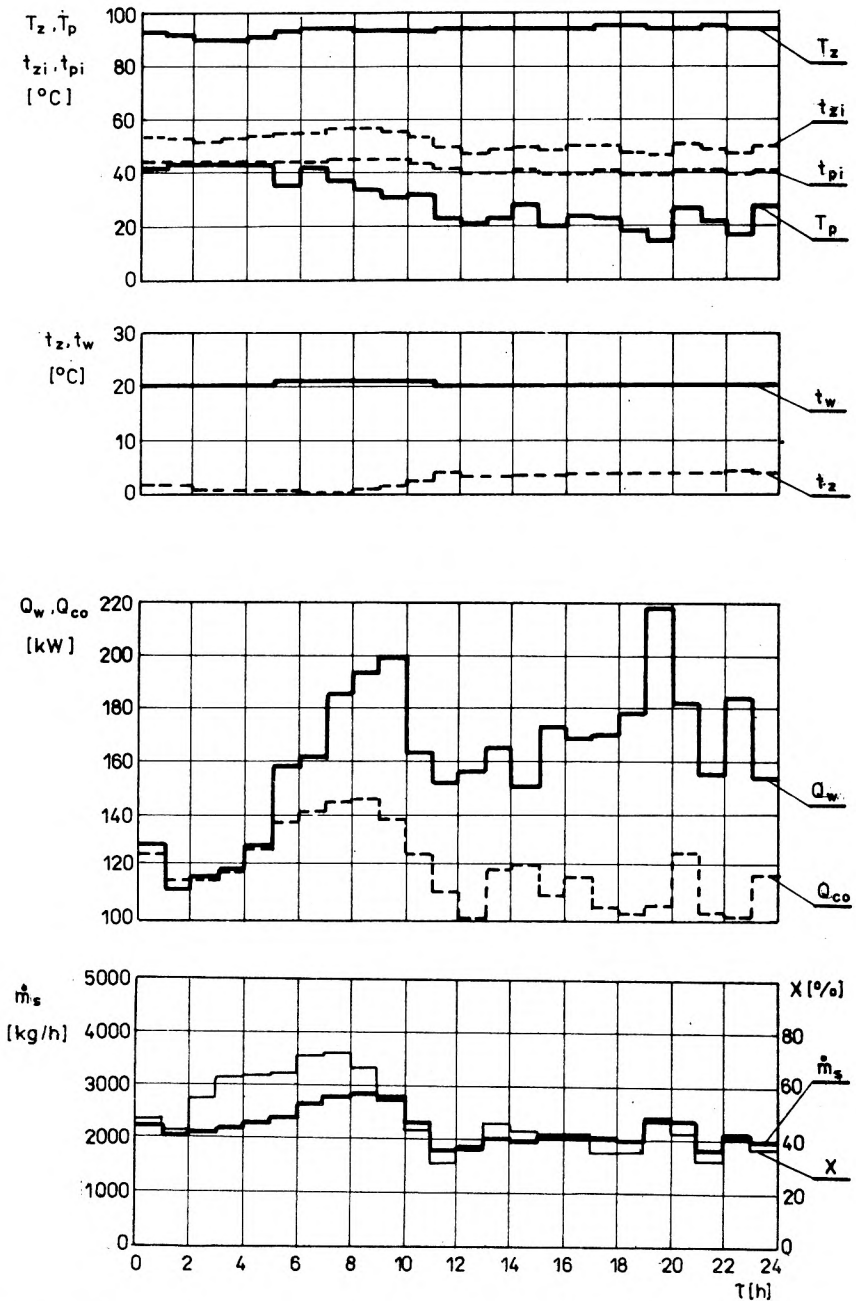
3.4. Wyniki badań efektywności układu regulacji pogodowej

3.4.1. Dobór nastaw statycznych regulatora

Podobnie jak w węźle hydroelewatorowym zastosowanie wykresu regulacyjnego, zgodnego z zaleceniami producenta (rys. 3.12) powodowało przegrzewanie pomieszczeń w całym (z wyjątkiem temperatury obliczeniowej) zakresie wartości temperatury zewnętrznej. Dobrany eksperymentalnie wykres zapewniający utrzymanie temperatury wewnętrznej bliskiej 20 $^\circ\text{C}$ ma podobne cechy jak wykres uzyskany dla węzła hydroelewatorowego. Może on być wyznaczony z równania 3.5 dla $m = 0$.

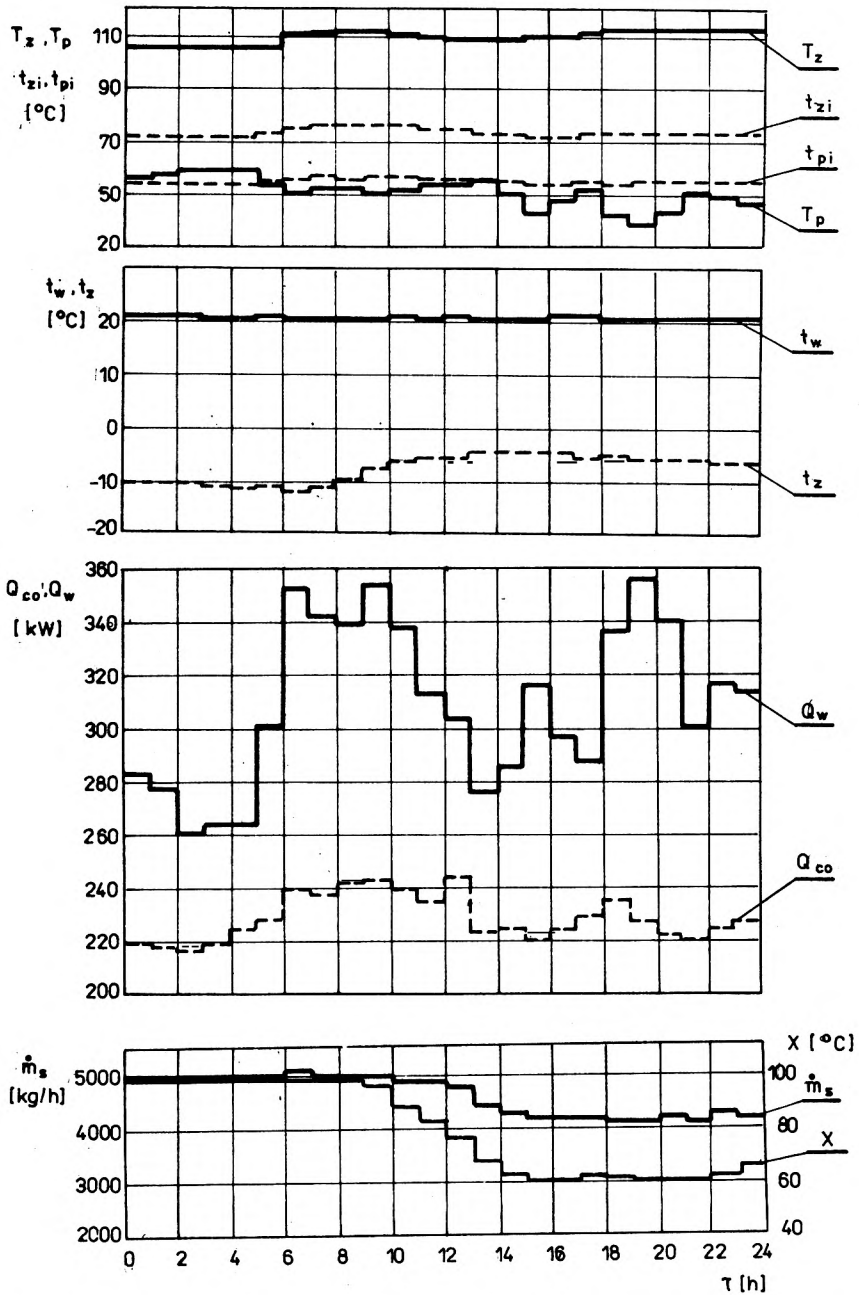


Rys.3.9. Parametry pracy węzła wymiennikowego z 14.04.1985 r. (niedziela)
 - regulacja pogodowa
 Fig.3.9. Operation parameters of exchanger type substation on 14th April
 1985 (Sunday) - weather type control



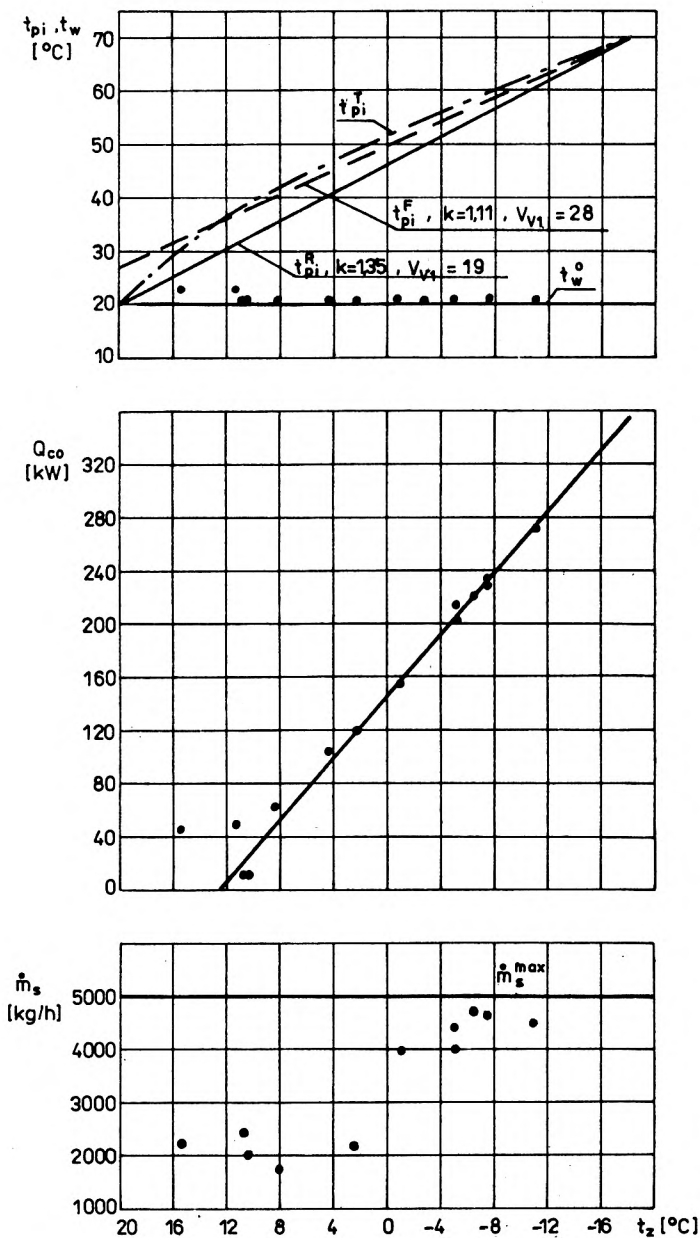
Rys. 3.10. Parametry pracy węzła wymiennikowego z 26.01.1985 r. (sobota)
- regulacja pogodowa

Fig. 3.10. Operation parameters of exchanger type substation
on 26th January 1985 (Saturday) - weather type control



Rys. 3.11. Parametry pracy węzła wymiennikowego z dnia 18.02.1985 r. (poniedziałek) - regulacja pogodowa

Fig. 3.11. Operation parameters of exchanger type substation on 18th February 1985 (Monday) - weather type control



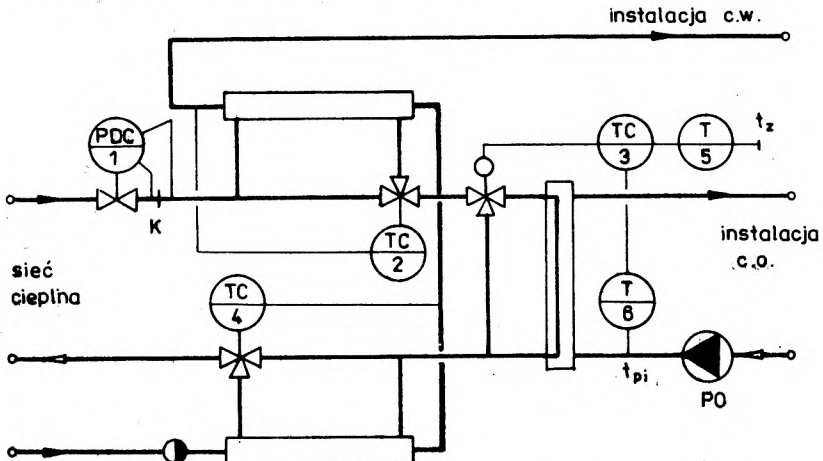
Rys. 3.12. Średniodobowe wartości parametrów pracy węzła wymiennikowego z automatyczną regulacją typu pogodowego w sezonie ogrzewczym 1984/85 i 1986/87

Fig. 3.12. Mean 24-hour values of working parameters of exchanger type substation with weather type automatic control, during the heating seasons 1984/85 and 1986/87

W badaniach efektywności układu regulacji zastosowano nieco większe od wymaganych nastawy statyczne: $k = 1,33$, $V_{v1} = 20,5$ °C. Zapewniało to utrzymanie w całym sezonie ogrzewczym średniodobowej temperatury wewnętrznej budynku w przedziale 20,5-21,0 °C. Maksymalne odchyłki temperatury wewnętrznej w budynku, w stosunku do wartości średniej, wynosiły około ± 1 K.

3.4.2. Zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania budynku

Pomiary wykazały, że rzeczywiste zapotrzebowanie na ciepło w warunkach obliczeniowych wynosi około 350 kW i jest o około 28% większe od projektowanego. Przyczyną tak dużej różnicy obu wartości może być powszechnie znana zła jakość produkcji, tzw. wielkiej płyty, z której wykonano przegrody zewnętrzne budynku. Z rysunku 3.12 wynika ściśle liniowy charakter zależności zapotrzebowania na ciepło od temperatury zewnętrznej (w tym sposobie regulacji). Interesujące jest tu zwłaszcza zbliżanie się zapotrzebowania na ciepło do wartości zerowej, gdy temperatura zewnętrzna jest bliska +12 °C. Wartość zysków ciepła od nasłonecznienia oraz zysków wewnętrznych (gdy $t_z = 12$ °C) w zupełności wystarcza na pokrycie strat ciepła budynku. Przyjęty schemat technologiczny węzła, zapewniający nadrzędność układu regulacji temperatury ciepłej wody nad dostawą ciepła do centralnego ogrzewania, powoduje w zakresie wysokich wartości temperatury zewnętrznej ($t_z > 8$ °C) zawyżanie dostawy ciepła do ogrzewania i niewielkie przegrzewanie mieszkań. Wyeliminowanie tej wady możliwe jest jedynie w schematach z zastosowaniem zaworów dwudrogowych



Rys. 3.13. Schemat zautomatyzowanego węzła wymiennikowego z dwudrogowym zaworem regulacyjnym w układzie regulacji dostawy ciepła do ogrzewania
Fig. 3.13. Diagram of automated exchanger type substation with two-way control valve within the control system of heat supply to the heating system

(rys. 3.13). Stosowanie takiego układu również ma pewne istotne wady. Jest ono droższe inwestycyjnie, powoduje podniesienie temperatury wody powrotnej w sieci ciepłej oraz konieczność stosowania dokładnej regulacji temperatury ciepłej wody, także na I stopniu jej podgrzewu.

Badania prowadzone w sezonie ogrzewczym 1984/85 wykazały, że zużycie ciepła na ogrzewanie budynku było mniejsze w węźle z pracującym układem regulacji centralnego ogrzewania w stosunku do pracy z wyłączonym układem. Oszczędności ciepła z tego powodu zmieniały się od 0 (gdy $t_z = -10\text{ }^\circ\text{C}$) do około 63% ($t_z = 10\text{ }^\circ\text{C}$).

3.4.3. Zapotrzebowanie na wodę z sieci ciepłej

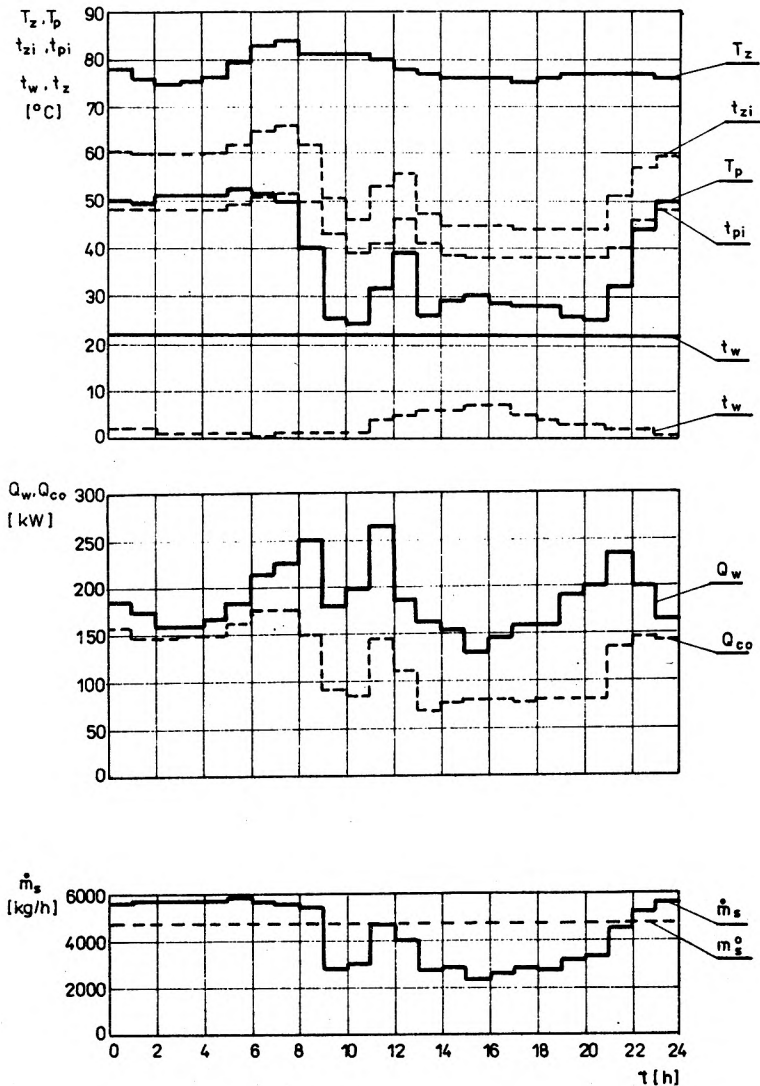
Zmienność zapotrzebowania na wodę z sieci ciepłej w węźle w ciągu doby pokazano na rys. 3.9-3.11. Podobnie jak w węźle hydroelewatorowym zmiany te zachodziły w sposób powolny, nadążając za zmianami temperatury powietrza zewnętrznego oraz zmianami zapotrzebowania na ciepło do podgrzewania ciepłej wody. Dopiero w zakresie wysokich wartości temperatury powietrza zewnętrznego, po całkowitym zamknięciu zaworu regulacyjnego (rys. 3.9), pojawiają się bardzo szybkie zmiany strumienia wody sieciowej. O przepływie wody sieciowej zaczyna wówczas decydować praca układu regulacji temperatury ciepłej wody. Jest to bardzo niestabilny okres pracy obu układów regulacji: centralnego ogrzewania i ciepłej wody. Dwudrogowe zawory do regulacji temperatury ciepłej wody na II stopniu dosyć często w tym okresie wpadają w drgania o dużej częstotliwości, mocno przy tym hałasując. Nietłumione drgania pojawiają się także okresowo w układzie regulacji dostawy ciepła do ogrzewania.

Średniodobowe wartości zapotrzebowania na wodę z sieci ciepłej zmieniały się w sezonie ogrzewczym od 100% (gdy $t_z \leq -10\text{ }^\circ\text{C}$) do ok. 40% ($t_z \geq 10\text{ }^\circ\text{C}$) - rys. 3.12.

3.5. Wyniki badań efektywności układu regulacji dwustawnej temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń

Na rysunkach 3.14 i 3.15 pokazano przykładowe przebiegi parametrów pracy węzła w wybranych dobach sezonu ogrzewczego. Wyniki badań potwierdzają uwagi i spostrzeżenia poczynione w analizie wyników badań układu regulacji tego typu w węźle hydroelewatorowym.

Oszczędności ciepła na ogrzewanie wskutek działania układu regulacji mieściły się - zależnie od temperatury zewnętrznej - od 0% ($t_z < -10\text{ }^\circ\text{C}$) do 35% ($t_z \geq 10\text{ }^\circ\text{C}$). Jak wynika z rys. 3.16, zużycie ciepła na ogrzewanie było w tym układzie regulacji nieco większe aniżeli w regulacji pogodowej. Podstawową przyczyną tej różnicy jest ograniczony zakres regulacji strumienia masy wody sieciowej (60-100%). Zmniejszenie minimalnego strumienia wody sieciowej poniżej 60% powodowało zauważalne pogorszenie komfortu cieplnego (okresowo chłodne grzejniki), co zgłaszane było przez mieszkań-

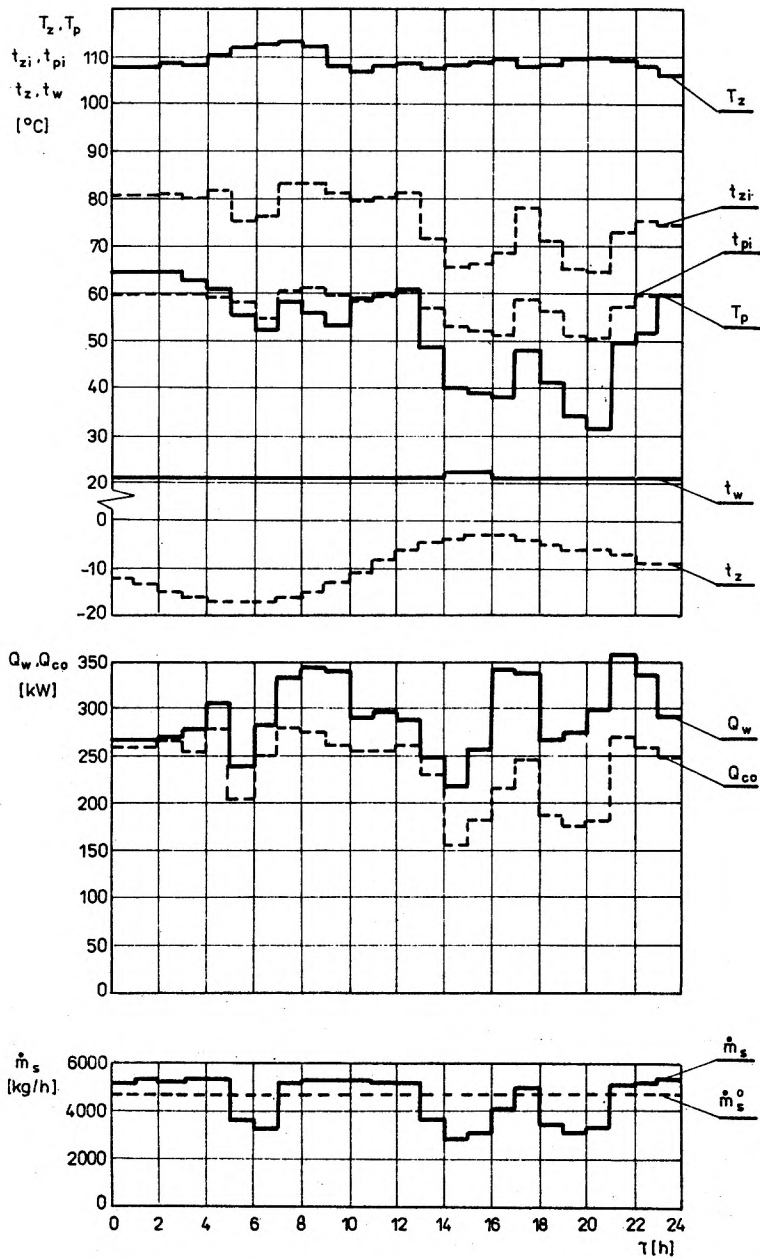


Rys. 3.14. Parametry pracy węzła wymiennikowego z 16.03.1986 r. (niedziela) - regulacja temperatury wewnętrznej

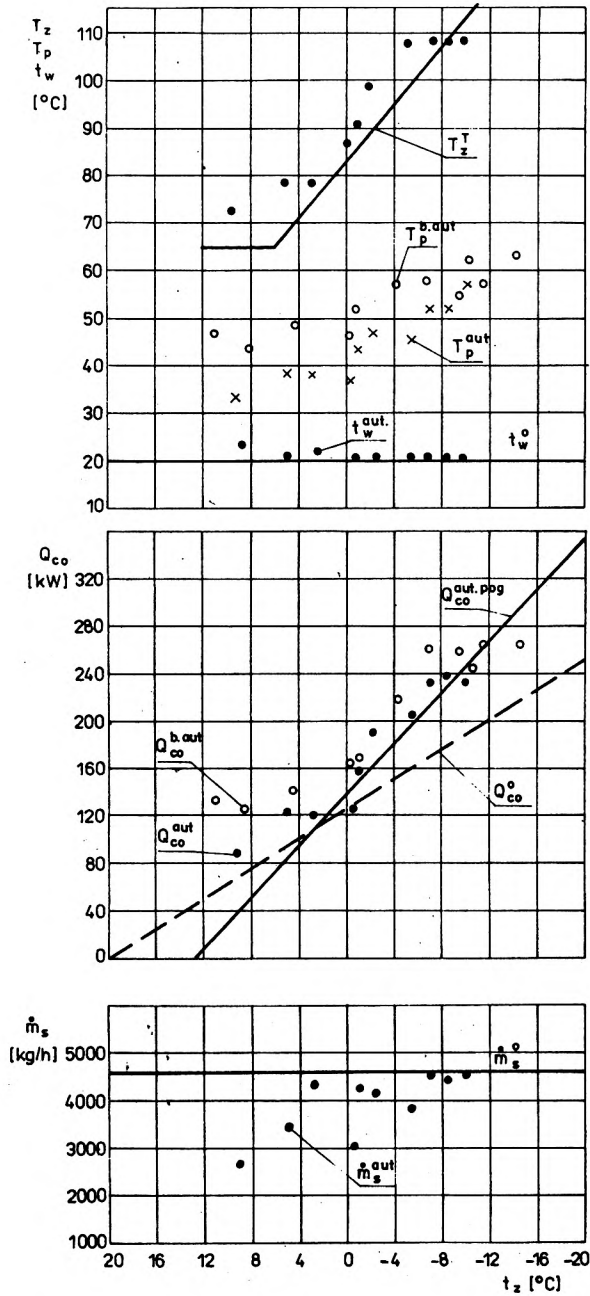
Fig. 3.14. Operation parameters of exchanger type substation on 16th March 1986 (Sunday) - inner temperature control

ców jako awaria instalacji ogrzewczej. Z kolei wysoka wartość dolnego zakresu regulacji powodowała okresowe przegrzewanie mieszkań, intensywne wietrzenie i wzrost zużycia ciepła na ogrzewanie.

Zapotrzebowanie na wodę z sieci ciepłej w węźle zmniejszało się w sposób skokowy w godzinach dużego nasłonecznienia, w okresach przygotowania posiłków (śniadania, obiadu, kolacji) - rys. 3.15.



Rys. 3.15. Parametry pracy węzła wymiennikowego z 27.02.1986 r. (czwartek) - regulacja temperatury wewnętrznej
 Fig. 3.16. Operation parameters of exchanger type substation on 27th February 1986 (Thursday) - inner temperature control



Rys.3.16. Średniodobowe wartości parametrów pracy węzła wymiennikowego z automatyczną regulacją temperatury wewnętrznej w sezonie ogrzewczym 1985/86
 Fig.3.16. Mean 24-hour values of operation parameters of exchanger type substation with inner temperature control during the heating season 1985/86

W sezonie ogrzewczym średniodobowe zapotrzebowanie na wodę sieciową zmieniało się od 100% ($t_z < -10$ °C) do 60% ($t_z > 9$ °C).

4. WNIOSKI KOŃCOWE Z BADAŃ SPOSOBÓW REGULACJI DOSTAWY CIEPŁA DO OGRZEWANIA BUDYNKÓW

Z dwu badanych sposobów regulacji, bardziej korzystny do automatyzacji szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych okazał się układ regulacji nadążnej temperatury wody wracającej z instalacji centralnego ogrzewania w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego.

Główne zalety tego sposobu regulacji w stosunku do regulacji temperatury wewnętrznej ogrzewanych pomieszczeń są następujące:

1. Korzystną cechą tego sposobu regulacji są powolne, nadążające za temperaturą powietrza zewnętrznego i poborem ciepła na potrzeby ciepłej wody, zmiany strumienia masy wody sieciowej w węźle i sieci cieplnej oraz brak uderzeń hydraulicznych występujących podczas regulacji dwustawnej. Powolne zmiany strumienia wody sieciowej ułatwiają regulację ciśnień i mocy cieplnej w ciepłowniach i elektrociepłowniach. Ponadto odpowiednio programując temperaturę wody sieciowej na wyjściu ze źródła ciepła można uzyskać dalsze ograniczenie zmian strumienia wody sieciowej.

W regulacji temperatury wewnętrznej ogrzewanych pomieszczeń, pojawienie się zysków ciepła od nasłonecznienia lub przygotowywania posiłków, powoduje niemal jednoczesną, skokową zmianę strumienia wody sieciowej do wartości minimalnej, wynikającej z przyjętego zakresu regulacji, w dużej liczbie ogrzewanych budynków.

2. Nadążająca za temperaturą zewnętrzną temperatura powierzchni grzejników (z zastosowaniem regulacji pogodowej), korzystnie wpływa na komfort cieplny ogrzewanych pomieszczeń. W układach regulacji dwustawnej skokowo, wskutek zamknięcia się zaworu regulacyjnego, obniża się temperatura powierzchni grzejników, co powoduje zmianę efektywnej temperatury komfortu cieplnego oraz niekorzystnie zmienia cyrkulację powietrza w pomieszczeniach. W okresach niskiej temperatury zewnętrznej takie działanie układu regulacji jest często zgłaszane przez mieszkańców jako awaria instalacji centralnego ogrzewania. Dodatkowo wadę tą pogłębia fakt, że zjawiska te występują w godzinach popołudniowych (duże zyski od gotowania), kiedy większość domowników przebywa w mieszkaniach, odpoczywając po pracy. Poziom komfortu cieplnego można poprawić ograniczając zakres regulacji. Prowadzi to jednak do pogorszenia jakości regulacji temperatury wewnętrznej (duży dodatni uchyb wielkości regulowanej) oraz do ograniczenia efektów energetycznych wynikających z automatycznej dostawy ciepła.

3. Największą wadą układu regulacji temperatury wewnętrznej są problemy związane z wyborem pomieszczeń reprezentatywnych dla wielkości regulowanej. Jak wykazały badania, bardzo trudne jest wyeliminowanie czynni-

ków przypadkowych fałszujących rzeczywiste zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania poprzez dogrzewanie lub chłodzenie czujnika temperatury. Miejsce montażu czujnika musi być dobrane bardzo starannie i w czasie eksploatacji często kontrolowane.

Niekorzystna jest także łatwość dostępu użytkowników do czujników i przewodów sygnałowych.

Podczas badań stwierdzono, że zarówno teoretyczne, jak i zalecane przez producenta regulatorów R 303 wykresy regulacyjne powodują przegrzewanie pomieszczeń.

Najlepsze efekty regulacji (najmniejsze odchyłki temperatury wewnętrznej w sezonie ogrzewczym) uzyskuje się po zastosowaniu wykresu teoretycznego, obliczonego z równania 3.5 dla $m = 0$. Jeśli wykres jest tak dobrany to uzyskuje się liniową zależność zużycia ciepła na ogrzewanie od temperatury zewnętrznej. Charakterystyczne przy tym jest to, że zapotrzebowanie ciepła, gdy temperatura zewnętrzna jest zbliżona do $+12^{\circ}\text{C}$ osiąga wartość 0. Stwierdzenie to ma bardzo istotne znaczenie dla modelowania i programowania dostawy ciepła do ogrzewania budynków.

Przydatność wniosków uzyskanych z badań nad doborem wykresów regulacyjnych dla regulatorów pogodowych, z regulacją temperatury wody wracającej z instalacji centralnego ogrzewania, jest aktualnie sprawdzana także dla innych budynków na terenie Wrocławia.

Węzły hydroelewatorowe stwarzają korzystniejsze warunki pracy dla siłowników elektrycznych przy zaworach regulacyjnych. Ograniczenie od dołu zakresu zmian przepływu wody sieciowej w węzłach tego typu zabezpiecza układ regulacji przed jego niestabilną pracą w okresie wysokiej temperatury zewnętrznej. Zmniejsza ponadto niekorzystne ze względu na źródło ciepła zmiany strumienia wody w sieci ciepłej.

W węzłach wymiennikowych szeregowo-szeregowych nadrzędność układu regulacji temperatury ciepłej wody nad układem regulacji dostawy ciepła do ogrzewania wywołuje oscylacyjne zmiany strumienia masy wody sieciowej w węźle, w okresie bardzo małego zapotrzebowania ciepła do ogrzewania.

Niezależnie od przyjętego typu węzła centralnego ogrzewania stosując zautomatyzowany szeregowo-szeregowy węzeł cieplny należy liczyć się z pewnym niewielkim przegrzewaniem pomieszczeń, gdy temperatura zewnętrzna jest wysoka. Stopień tego przegrzania można ograniczyć dobierając odpowiednio wykres temperatur wody zasilającej w sieci ciepłej (rys. 3.9).

Do opracowania odpowiednich wykresów możemy posłużyć się programem komputerowym, opisanym w następnym rozdziale.

CZĘŚĆ IV. MODELE SYMULACYJNE SZEREGOWO-SZEREGOWYCH WĘZŁÓW CIEPLNYCH

1. CEL I ZAKRES BADAŃ

Racjonalizacja pracy węzłów cieplnych wymaga, oprócz automatyzacji, także odpowiedniego doboru strumienia i temperatury wody sieciowej na wejściu do węzła cieplnego. W węzłach w pełni zautomatyzowanych bardzo istotna jest także znajomość zmienności zapotrzebowania wody sieciowej w węźle i sieci cieplnej. Umożliwia ona należyty dobór i eksploatację układów regulacji. Dobierając odpowiednio wykres regulacyjny temperatur wody zasilającej można maksymalnie ograniczyć zmiany strumienia wody w sieci cieplnej, stwarzając tym samym dogodniejsze warunki pracy urządzeń regulacyjnych w źródle, sieci cieplnej i w węzłach cieplnych. Na przykład zawyżone temperatury wody zasilającej powodują niestabilną pracę układu regulacji dostawy ciepła do ogrzewania w szeregowo-szeregowych węzłach wymiennikowych i mogą utrudnić regulację ciśnień w źródle i całej sieci cieplnej.

W węzłach częściowo zautomatyzowanych z urządzeniami utrzymującymi stały strumień masy wody sieciowej oraz z regulatorami temperatury ciepłej wody, bardzo istotny jest dobór odpowiedniego strumienia masy wody sieciowej, jeśli wykres regulacji temperatury wody sieciowej jest zadany oraz dobór wykresu, jeśli zadany jest strumień.

Dokładne ustalenie najkorzystniejszych wartości tych wielkości, wymaga prowadzenia bardzo złożonych analiz pracy węzłów w różnych warunkach eksploatacyjnych. Najdogodniejszą formą prowadzenia takich analiz są badania symulacyjne [12], [17], [46]. Opracowanie uniwersalnego modelu symulacyjnego tak złożonego systemu, jakim jest węzeł cieplny - z instalacjami centralnego ogrzewania i ciepłej wody, układem cyrkulacji ciepłej wody i ładowania zasobników, ogrzewanym budynkiem, klimatem w otoczeniu budynków, urządzeniami automatycznej regulacji, wymiennikami i pompami - jest bardzo trudne.

Procesy zachodzące w samym węźle są na tyle szybkie, patrząc od strony instalacji wewnętrznej centralnego ogrzewania, że mogą być uważane jako bezinercyjne. Procesy wymiany ciepła w ogrzewanym budynku i zasobniku ciepłej wody są natomiast na tyle wolne, że z punktu widzenia węzła, wartości zmiennych wejściowych od strony budynku i zasobnika można by uważać

za stałe (proces przejściowy w węźle zdąży ustalić się zanim nastąpi zauważalna zmiana sygnałów od strony ogrzewanego budynku).

Nasuwa się wobec tego wniosek, że ogólny problem modelowania układów hydraulicznych i procesów wymiany ciepła w tak złożonym i dynamicznie zróżnicowanym systemie, należy podzielić na zagadnienia cząstkowe, i w zależności od informacji, jaką chcemy uzyskać - do każdego zadania użyć innego modelu matematycznego.

Opracowane programy komputerowe spełniają trzy podstawowe funkcje:

1. Obliczają godzinowe lub średniodobowe zapotrzebowanie na wodę sieciową w węźle.

2. Obliczają wymagany zakres temperatury wody w sieci ciepłej zasilającej węzeł cieplny.

3. Obliczają średniodobową temperaturę ogrzewanych pomieszczeń, gdy pozostałe parametry pracy węzłów cieplnych są zadane.

Rozwiązanie tych zadań obejmuje również obliczenia strumieni masy i temperatur wody w charakterystycznych punktach układu, współczynników przenikania ciepła wymienników oraz mocy ciepłej instalacji centralnego ogrzewania i wymienników ciepła.

2. OPIS MODELI MATEMATYCZNYCH WĘZŁÓW CIEPLNYCH

2.1. Założenia ogólne

1. W przyjętych modelach matematycznych wymiany ciepła w budynku i węźle cieplnym (wymienniki i instalacja centralnego ogrzewania) korzysta się z równań wymiany ciepła w stanie ustalonym.

2. W modelach zakłada się, że wskutek dużej akumulacyjności ciepłej wody w budynku, chwilowe zmiany dostawy ciepła do ogrzewania, wynikające z nierównomierności poboru ciepła na potrzeby ciepłej wody, a także z niedoskonałej pracy układu regulacji temperatury ciepłej wody, nie powodują natychmiastowych zmian temperatury wewnętrznej. Średniodobowa wartość tej temperatury jest stała i wynika z sumarycznej mocy ciepłej przekazywanej do centralnego ogrzewania w ciągu doby.

3. Wszystkie grzejniki instalacji ogrzewczej są tego samego typu i mają jednakowe warunki wymiany ciepła, tzn. identyczne wartości temperatury zasilania i powrotu oraz temperatury otoczenia.

4. Inercyjność poszczególnych urządzeń jest pomijalna.

5. Straty ciepła przez przewody są pomijalne.

6. Dobowy wykres poboru ciepła na potrzeby ciepłej wody jest zadany w postaci wykresu słupkowego.

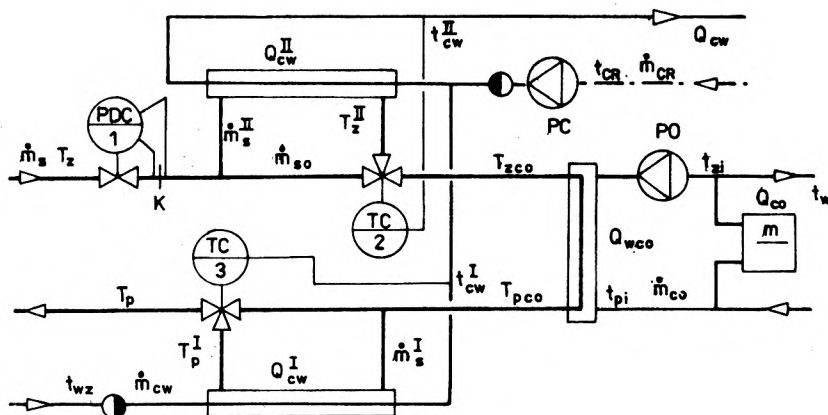
7. Dobowe wykresy temperatury powietrza zewnętrznego i temperatury wody sieciowej są również zadawane w formie wykresów słupkowych.

Przyjęte uproszczenia modelu rzeczywistego węzła i ogrzewanego budynku wynikają z przeznaczenia modelu symulacyjnego. W niniejszej pracy analizuje się dostawę ciepła do ogrzewania i ciepłej wody w stosunkowo dużych przedziałach czasu w okresie całego sezonu grzewczego. Wprowadzenie szczegółowych równań nieustalanej wymiany ciepła do analizy pracy węzłów o złożonych strukturach, w tak dużych przedziałach czasu, jest w tym wypadku nieuzasadnione (czasochłonne i kosztowne obliczenia, skomplikowana obsługa programów, ogromna ilość danych, drogi sprzęt komputerowy, itp.).

Słuszność przyjęcia tych uproszczeń sprawdzono eksperymentalnie w badawczych węzłach cieplnych budynków mieszkalnych.

2.2. Struktury badanych węzłów

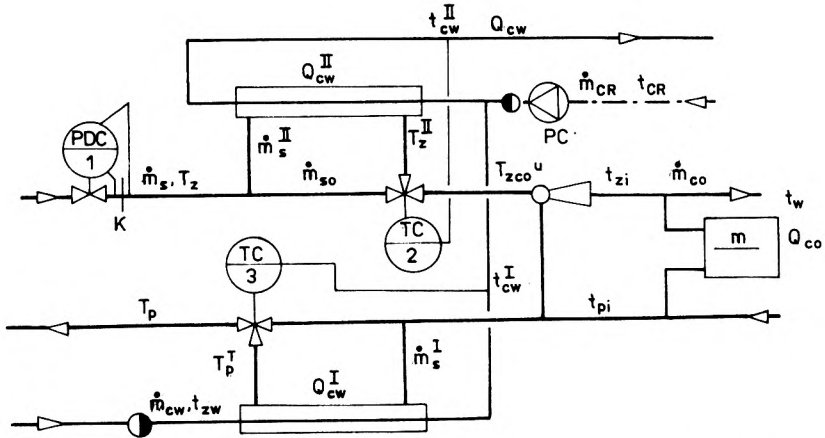
Jak już wspomniano na wstępie, niniejsza praca dotyczy wyłącznie węzłów centralnego ogrzewania i ciepłej wody z szeregowym włączeniem wymienników I i II stopnia do podgrzewu ciepłej wody. Są to układy bezzasobnikowe z cyrkulacją pompową. Obydwa stopnie podgrzewu ciepłej wody są wyposażone w układy automatycznej regulacji temperatury z zaworami dwudrogowymi.



Rys. 4.1. Schemat obliczeniowy węzła wymiennikowego z automatyczną regulacją temperatury ciepłej wody
Fig. 4.1. Computation diagram of the exchanger type substation with automatic control of domestic hot water temperature

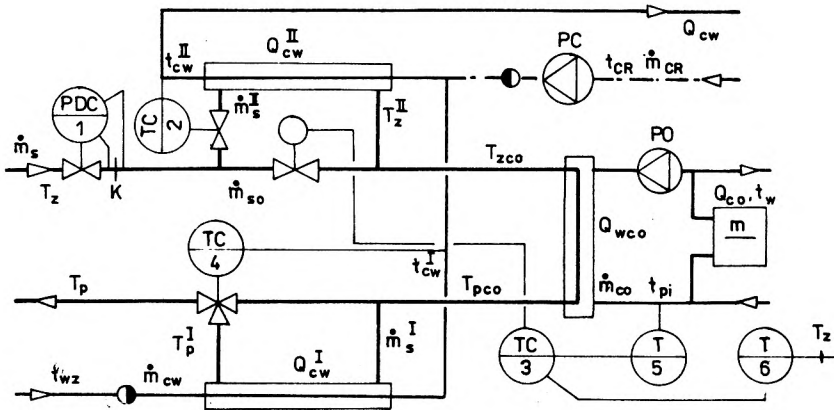
Węzły centralnego ogrzewania obejmują dwa najczęściej stosowane rozwiązania, tj. węzeł wymiennikowy oraz węzeł hydroelewatorowy. Modele matematyczne węzłów opracowano w dwu wariantach:

1. Bez automatycznej regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania, ze stałym strumieniem wody sieciowej w badanym przedziale czasu (rys. 4.1 i 4.2).



Rys. 4.2. Schemat obliczeniowy węzła hydroelewatorowego
Fig. 4.2. Calculation diagram of jet-pump substation

2. Z nadążną regulacją temperatury wody wracającej z instalacji centralnego ogrzewania w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego oraz z ogranicznikiem strumienia masy wody sieciowej na wejściu do węzła cieplnego (w pracy zamieszczono jedynie opis takiego modelu dla węzła wymiennikowego - rys. 4.3).



Rys. 4.3. Schemat obliczeniowy węzła wymiennikowego z automatyczną regulacją dostawy ciepła do ogrzewania i ciepłej wody
Fig. 4.3. Calculation diagram of exchanger type substation with automatic control of heat supply to the heating and domestic hot water systems

2.3. Matematyczny opis elementów węzłów ciepłych

Instalację centralnego ogrzewania współpracującą z węzłem hydroelewatorowym opisano równaniem charakterystyki cieplnej [31], [49]

$$Q_{co} = \frac{W_s(T_{zco} - t_w)}{0,5 + u + \frac{(t_{zi}^o + t_{pi}^o)/2 - t_w^o}{Q_{co}^o} \cdot \frac{W_s}{(Q_{co}/Q_{co}^o)^{\frac{m}{1+m}}}} \quad (4.1)$$

Instalację centralnego ogrzewania współpracującą z węzłem wymiennikowym opisano równaniem charakterystyki [31] w postaci

$$Q_{co} = \frac{W_{co}(t_{zi} - t_w)}{0,5 + \frac{(t_{zi}^o + t_{pi}^o)/2 - t_w^o}{Q_{co}^o} \cdot \frac{W_{co}}{(Q_{co}/Q_{co}^o)^{\frac{m}{1+m}}}} \quad (4.2)$$

Wymiennik ciepła centralnego ogrzewania opisano równaniem charakterystyki [31]

$$Q_w^{co} = \frac{(T_{zco} - t_{pi}) \left\{ 1 - \exp \left[-K_w^{co} A_w^{co} \left(\frac{1}{W_s} - \frac{1}{W_{co}} \right) \right] \right\}}{\frac{1}{W_s} - \frac{1}{W_{co}} \exp \left[-K_w^{co} A_w^{co} \left(\frac{1}{W_s} - \frac{1}{W_{co}} \right) \right]} \quad (4.3)$$

Bilans cieplny węzła centralnego ogrzewania opisano równaniem

$$Q_{co} = W_s(T_{zco} - T_{pco}) = W_{co}(t_{zi} - t_{pi}), \quad (4.4)$$

przy czym w węźle hydroslewatorowym $T_{pco} = t_{pi}$.

Równanie charakterystyki cieplnej wymienników I stopnia podgrzewu ciepłej wody (wg [31]) zapisano następująco

$$Q_{cw}^I = \frac{(T_{pco} - t_{zw}) \left\{ 1 - \exp \left[-K_I A_I \left(\frac{1}{W_m^I} - \frac{1}{W_w^I} \right) \right] \right\}}{\frac{1}{W_m^I} - \frac{1}{W_w^I} \exp \left[-K_I A_I \left(\frac{1}{W_m^I} - \frac{1}{W_w^I} \right) \right]} \quad (4.5)$$

Bilans cieplny wymienników I stopnia opisano równaniem

$$Q_{cw}^I \equiv W_s^I (T_{pco} - T_p^I) = W_{cw}^I (t_{cw}^I - t_{zw}). \quad (4.6)$$

Równanie charakterystyki cieplnej wymiennika II stopnia podgrzewu ciepłej wody (wg [31]) zapisano w postaci

$$Q_{cw}^{II} = \frac{(T_z - t_{cw}^I) \left\{ 1 - \exp \left[-K_{II} A_{II} \left(\frac{1}{W_m^{II}} - \frac{1}{W_w^{II}} \right) \right] \right\}}{\frac{1}{W_m^{II}} - \frac{1}{W_w^{II}} \exp \left[-K_{II} A_{II} \left(\frac{1}{W_m^{II}} - \frac{1}{W_w^{II}} \right) \right]} \quad (4.7)$$

Bilans cieplny wymienników II stopnia opisano równaniem

$$Q_{cw}^{II} \equiv W_s^{II} (T_z - T_z^{II}) = W_{cw}^{II} (t_{cw}^{II} - t_{cw}^I). \quad (4.8)$$

Bilans ciepła w punkcie mieszania wody sieciowej za wymiennikiem I stopnia opisano równaniem

$$W_s^I \cdot T_p^I + W_{so}^I \cdot T_{pco} = W_s \cdot T_p. \quad (4.9)$$

Bilans ciepła w punkcie mieszania wody sieciowej za wymiennikiem ciepła II stopnia podgrzewu ciepłej wody opisano równaniem

$$W_s^{II} \cdot T_z^{II} + W_{so}^{II} \cdot T_z = W_s \cdot T_{zco}. \quad (4.10)$$

Bilans ciepła przekazywanego w czynniku grzejnym na potrzeby centralnego ogrzewania i ciepłej wody opisano równaniem

$$\dot{m}_s \cdot C_w (T_z - T_p) = Q_{co} + Q_{cw}^I + Q_{cw}^{II}. \quad (4.11)$$

Zależność strat ciepła budynku od temperatury zewnętrznej i wewnętrznej opisano wzorem

$$Q_{co}^s = Q_{co}^o \cdot \frac{t_w - t_z}{t_w^o - t_z^o}. \quad (4.12)$$

Zależność zapotrzebowania ciepła do ogrzewania w funkcji temperatury zewnętrznej dla obliczeniowej temperatury powietrza wewnętrznego proponuje autor obliczać ze wzoru

$$Q_{co} = Q_{co}^o \cdot \frac{t_{zk} - t_z}{t_{zk} - t_z^o}. \quad (4.13)$$

Średniodobowa moc cieplna przekazana do budynku wynosi

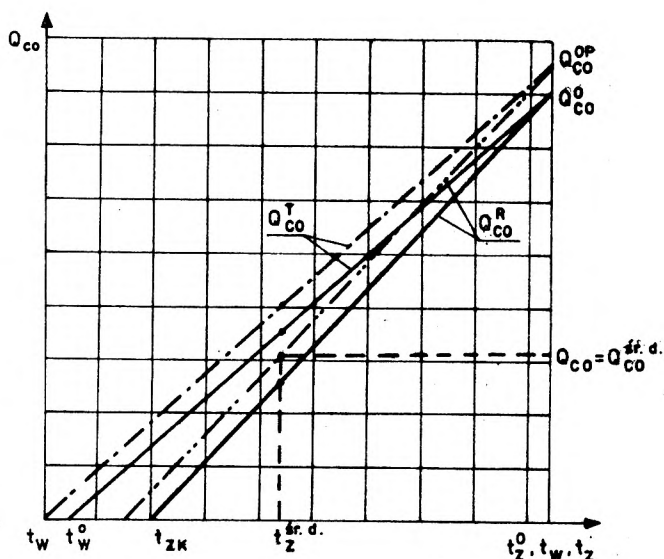
$$Q_{co}^{sr.d.} = \frac{\sum_{i=1}^J (Q_{co} \cdot \tau)_i}{24}. \quad (4.14)$$

Średniodobowa temperatura wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń wynikająca z wartości średniodobowej dostawy ciepła do budynku przez instalację, zyski wewnętrzne i nasłonecznienie (wg autora) może być obliczana ze wzoru

$$t_w^{sr.d.} = t_z^o + \frac{Q_{co}^{sr.d.}}{Q_{co}^o} + \frac{t_z^{sr.d.} - t_z^o}{t_{zk} - t_z^o} (t_w^o - t_z^o). \quad (4.15)$$

Zależności (4.13) i (4.15) mają charakter empiryczny. Zostały wprowadzone przez autora na podstawie pomiarów rzeczywistego zapotrzebowania ciepła w budynkach mieszkalnych (część III opracowania) oraz danych z literatury [18]. Wielkości wchodzące do tych zależności zilustrowano na rys. 4.4.

Proponowane formuły do obliczeń zapotrzebowania ciepła i temperatury wewnętrznej obowiązują dla $t_z < t_{zk}$ oraz $t_w < 22,5$ °C. Jeśli temperatura wewnętrzna pomieszczeń przekracza 22 °C, to rozpoczyna się intensyw-



Rys. 4.4. Zależność temperatury wewnętrznej ogrzewanych pomieszczeń od temperatury zewnętrznej i zapotrzebowania ciepła do ogrzewania budynku
 Fig. 4.4. Dependence of inner temperature of heat compartments on outer temperature and heat demand of the heated building

ne wietrzenie mieszkań przez otwieranie okien i zależność między obliczeniowymi stratami ciepła budynku a temperaturą wewnętrzną traci swój liniowy charakter. Jeśli temperatura zewnętrzna przekracza temperaturę końca sezonu ogrzewczego, to dostawa ciepła do ogrzewania budynku powinna być przerwana. Temperatura zewnętrzna końca sezonu ogrzewczego t_{zk} zależy od wartości temperatury wewnętrznej obliczeniowej. Dla badanych budynków wartość ta wynosiła około $12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, gdy $t_w^0 = 20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ilość ciepła potrzebnego do podgrzania wody cyrkulacyjnej zapisano w modelu zależnością

$$Q_{CR} \equiv \dot{m}_{CR}(t_{cw} - t_{CR}) \cdot Q_w \quad (4.16)$$

Strumień nasy wody cyrkulacyjnej autor proponuje obliczać w przyjętym modelu z zależności

$$\dot{m}_{CR} = \dot{m}_{pc} = \frac{\dot{m}_{pc} \cdot Q_{cw}^2}{(a_p + Q_{cw}^{\max h})^2} \quad (4.17)$$

Stosując tę zależność należy określić wydajność pompy cyrkulacyjnej \dot{m}_{cp} w okresie braku poboru ciepłej wody oraz wartość poboru ciepła na potrzeby ciepłej wody Q_{cw} , gdy wydajność pompy cyrkulacyjnej \dot{m}_{CR} wynosi 0. Wartość ta we wzorze (4.17) jest ustalona współczynnikiem

$$a_p = \frac{Q_{cw}}{Q_{cw}^{\max h}} \quad (4.18)$$

Punktem wyjścia do wyprowadzania wzoru (4.17) było równanie charakterystyki pompy wirowej

$$\Delta p = -a_p \dot{m}_p^2 + \Delta p_0. \quad (4.19)$$

W węzłach z automatyczną regulacją dostawy ciepła do centralnego ogrzewania, temperatura wody instalacyjnej powrotnej t_{pi} jest opisana zależnością realizowaną przez typowe regulatory "pogodowe",

$$t_{pi} = V_{v1} + k(t_w^0 - t_z). \quad (4.20)$$

Współczynnik przenikania ciepła wymienników ciepła typu WCO i WCW oblicza się w modelu węzła ze wzoru

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r} + \frac{\delta_B}{\lambda_B} + \frac{\delta_K}{\lambda_K} + \frac{1}{\alpha_m}}. \quad (4.21)$$

Współczynniki przyjmowania ciepła po stronie wewnętrznej rurek α_r oraz w przestrzeni międzyrurkowej α_m oblicza się z równań kryterialnych: Dla przepływu burzliwego $Re > 10000$ z równania Michiejewa [22]

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot p_{rc}^{0,43} \left(\frac{P_{rc}}{P_{rp}} \right)^{0,25}. \quad (4.22)$$

Dla przepływu w obszarze przejściowym $2000 \leq Re \leq 10000$

$$Nu = \varepsilon \cdot 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot p_{rc}^{0,43} \left(\frac{P_{rc}}{P_{rp}} \right)^{0,25}, \quad (4.23)$$

$$\text{przy czym } \varepsilon = 1 - 6 \cdot 10^5 Re^{-1,8} \quad (4.24)$$

Dla przepływów laminarnych zastosowano równanie kryterialne Michiejewa [19], [20] w postaci

$$Nu = 0,17 \cdot Re^{0,33} \cdot p_{rc}^{0,43} \cdot G_r^{0,1} \left(\frac{P_{rc}}{P_{rp}} \right)^{0,25}. \quad (4.25)$$

W zastosowanych wzorach, liczby kryterialne są określone następującymi zależnościami

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad - \text{liczba Nusselta}, \quad (4.26)$$

$$Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad - \text{liczba Reynoldsa}, \quad (4.27)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot C_w}{\lambda} \quad - \text{liczba Prandtla}, \quad (4.28)$$

$$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot d^3 \cdot \Delta t \cdot \rho^2}{\eta} \quad - \text{liczba Grashofa}. \quad (4.29)$$

Współczynnik przenikania ciepła dla wymienników typu WWB1 - czynnik grzejny w rurkach, obliczano z zależności [53]

$$K = 716,5 \cdot \dot{m}_1^{0,4357} \cdot \dot{m}_2^{0,2736} \cdot T_{1\acute{s}r}^{0,2472} \cdot t_{2\acute{s}r}^{0,0639} \cdot \Delta t_{lg}^{-0,0646} \cdot (\dot{m}_m / \dot{m}_w)^{0,1338}, \quad (4.30)$$

dla wymienników typu WWB2 - czynnik grzejny w rurkach

$$K = 817,4 \cdot \dot{m}_1^{0,3037} \cdot \dot{m}_2^{0,4174} \cdot T_{1\acute{s}r}^{0,1616} \cdot t_{2\acute{s}r}^{0,0829} \cdot \Delta t_{lg}^{-0,04678} \cdot (\dot{m}_m / \dot{m}_w)^{0,2833}. \quad (4.31)$$

Zanieczyszczenie powierzchni rurek wymiennika kamieniem uwzględniano stosując zależność

$$K_z = \frac{1}{1 + K \cdot \frac{\delta_k}{\lambda_k}}. \quad (4.32)$$

Współczynnik przenikania ciepła wymienników ciepła typu JAD oblicza się według wzoru [52]

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_o} + \frac{\delta_k}{\lambda_k}}, \quad (4.33)$$

przy czym współczynniki przejmowania ciepła dla wymienników typu JAD-3/18

$$\alpha_n = 2,44(C \cdot \dot{m}_1)^{0,75} \cdot B, \quad (4.34)$$

$$\alpha_o = 1,74 \cdot \dot{m}_2^{0,75} \cdot B, \quad (4.35)$$

dla wymienników typu JAD-6/50

$$\alpha_n = 0,9(C \cdot \dot{m}_1)^{0,75} \cdot B, \quad (4.36)$$

$$\alpha_o = 0,64 \cdot \dot{m}_2^{0,75} \cdot B. \quad (4.37)$$

Wartości współczynnika B zamieszczone w formie nomogramów [52] aproksymowano do postaci

$$B = 5 + 0,08361 t_{\acute{s}r} + 0,463 \cdot 10^{-5} t_{\acute{s}r}^2 - 0,57 \cdot 10^{-5} t_{\acute{s}r}^3 + \\ + 0,5658 \cdot 10^{-7} t_{\acute{s}r}^4 - 0,1715 \cdot 10^{-9} t_{\acute{s}r}^5. \quad (4.38)$$

Wartości współczynnika C [52] aproksymowano dla wymienników JAD-3/18 pracujących w instalacji centralnego ogrzewania w postaci wzorów

$$C = -5,8823 \cdot 10^8 \cdot \dot{m}^2 + 4,4117 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m} + 0,3647, \quad (4.39)$$

dla $\dot{m} < 2500$ kg/h,

$$C = 1,5 - 1,0058 \exp(-3,6886 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m}),$$

dla $\dot{m} \geq 2500$ kg/h,

$$(4.40)$$

przy podgrzewie ciepłej wody natomiast

$$C = 6,6115 \cdot 10^8 \cdot \dot{m}^2 - 4,3967 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m} + 0,314,$$

$$\text{dla } \dot{m} < 2500 \text{ kg/h,} \quad (4.41)$$

$$C = 1,31 - 0,8091 \exp(-3,8874 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m}),$$

$$\text{dla } \dot{m} \geq 2500 \text{ kg/h.} \quad (4.42)$$

Dla wymienników JAD-6/50 w instalacji centralnego ogrzewania uzyskano wzory aproksymacyjne w postaci

$$C = 3,1666 \cdot 10^8 \cdot \dot{m}^2 + 2,55 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m} + 0,3567,$$

$$\text{dla } \dot{m} < 4000 \text{ kg/h,} \quad (4.43)$$

$$C = 1,0943 - 0,607 \cdot \exp(-2,98 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m}),$$

$$\text{dla } \dot{m} \geq 4000 \text{ kg/h,} \quad (4.44)$$

przy podgrzewie ciepłej wody

$$C = 2,2346 \cdot 10^8 \cdot \dot{m}^2 + 2,0007 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m} + 0,314,$$

$$\text{dla } \dot{m} < 4000 \text{ kg/h,} \quad (4.45)$$

$$C = 1,032 - 0,555 \exp(-2,8563 \cdot 10^{-4} \cdot \dot{m}),$$

$$\text{dla } \dot{m} \geq 4000 \text{ kg h.} \quad (4.46)$$

Parametry określające własności czynników wymieniających energię cieplną są obliczane również ze wzorów aproksymacyjnych.

Gęstość wody oblicza się ze wzorów:

$$\rho = 1000, \quad t < 5 \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (4.47)$$

$$\rho = 1002,925 - 0,25 t, \quad 5 \leq t \leq 40 \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (4.48)$$

$$\rho = 1015,75 - 0,54 t, \quad 40 \leq t \leq 90 \text{ } ^\circ\text{C,} \quad (4.49)$$

$$\rho = 1040,7 - 0,82 t, \quad 90 \leq t \leq 150 \text{ } ^\circ\text{C.} \quad (4.50)$$

Współczynnik lepkości dynamicznej wody oblicza się z zależności

$$\eta = 241,4 \cdot 10^z \cdot 10^{7z}, \quad (4.51)$$

gdzie

$$z = \frac{1}{(t + 133,15) \cdot 247,8}.$$

Pojemność cieplną właściwą wody w modelu oblicza się ze wzoru

$$C_w = 4,1805 - 7,001 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1,1072 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 3,8858 \cdot 10^{-9} \cdot t^3. \quad (4.52)$$

Współczynnik przewodzenia ciepła wody oblicza się ze wzoru

$$\lambda = -922,47 + 2839,5 z - 1800,7 z^2 + 525,77 z^3 - 73,44 z^4, \quad (4.53)$$

gdzie

$$z = \frac{t + 273,15}{273,15}.$$

Współczynnik rozszerzalności objętościowej wody obliczany jest ze wzorów:

$$\beta = (0,06 t + 1,8) \cdot 10^{-4} \quad t < 20 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (4.54)$$

$$\beta = (0,085 t + 0,5) \cdot 10^{-4} \quad 20 \leq t \leq 50 \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (4.55)$$

$$\beta = (0,1375 t - 0,63) \cdot 10^{-4}, \quad t > 50 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (4.56)$$

3. ALGORYTMY PROGRAMÓW SYMULACYJNYCH WĘZŁÓW CIEPLNYCH

Na rysunkach 4.5 i 4.6 przedstawiono uproszczone schematy blokowe opracowanych przez autora programów symulacyjnych szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych: częściowo zautomatyzowanego węzła hydroelewatorowego i całkowicie zautomatyzowanego węzła wymiennikowego. Nie zamieszczono w pracy schematu blokowego programu symulacyjnego dla częściowo zautomatyzowanego węzła wymiennikowego, ze względu na jego duże podobieństwo do schematu blokowego węzła hydroelewatorowego.

3.1. Blok danych

Dane wejściowe do obliczeń numerycznych zawierają:

- numer funkcji programu dla węzłów częściowo zautomatyzowanych:

1 - obliczenie $\dot{m}_s = f(t_z, T_z, Q_{cw}, t_w^0)$

2 - obliczenie $t_w = (\dot{m}_s, T_z, t_z, Q_{cw})$,

3 - obliczenie $T_z = f(\dot{m}_s, T_z, Q_{cw}, t_w^0)$,

- informacje o wymiennikach ciepłej wody i centralnego ogrzewania w węźle: typ wymiennika, powierzchnia ogrzewalna, rodzaj i grubość zanieczyszczeń, niezbędne do obliczeń współczynnika przenikania ciepła wymiary geometryczne wymienników,

- wartości obliczeniowe temperatur wody: sieciowej, instalacyjnej, ciepłej użytkowej i cyrkulacyjnej, obliczeniowe moce cieplne i strumienie masy, obliczeniową temperaturę wewnętrzną i zewnętrzną, temperaturę zewnętrzną końca sezonu ogrzewczego,

- współczynnik zmieszania hydroelewatora u ,

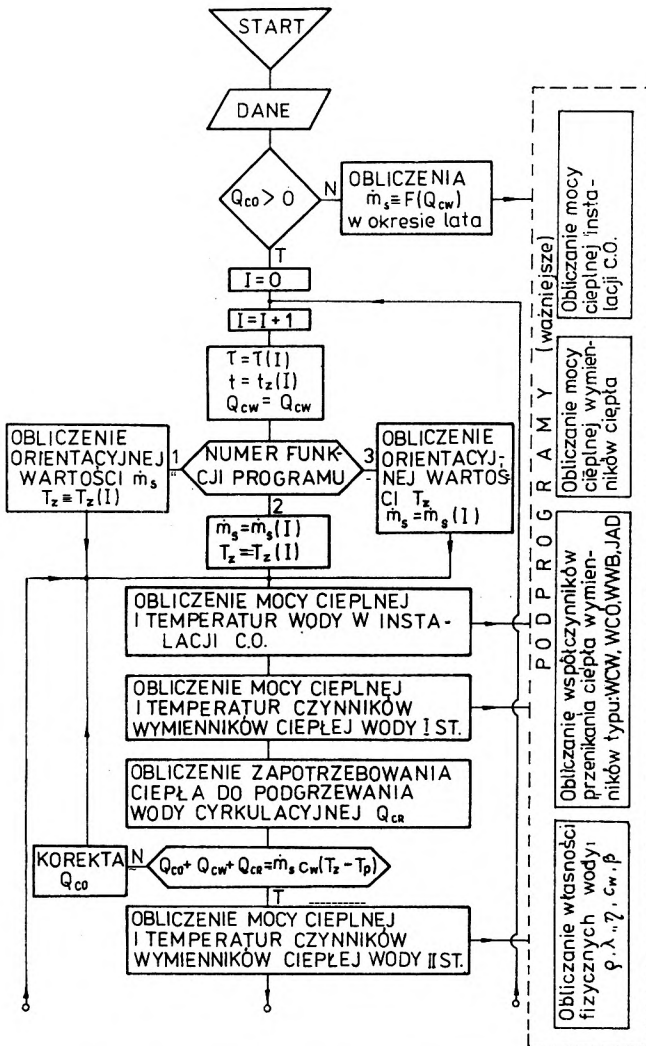
- współczynniki opisujące charakterystykę wydajności pompy cyrkulacyjnej,

- średniogodzinowe wartości: poboru ciepłej wody, temperatury zewnętrznej, temperatury wody sieciowej zasilającej węzeł, strumienia masy wody sieciowej w poszczególnych przedziałach czasowych w ciągu doby,

- czasy trwania poszczególnych przedziałów czasu,

- liczba przedziałów czasu.

Dla węzłów całkowicie zautomatyzowanych podaje się wartości nastaw statycznych regulatora pogodowego: k i V_{v1} oraz maksymalny dopuszczalny strumień masy wody sieciowej \dot{m}_s^{\max} . Dane dla węzłów tego typu nie za-

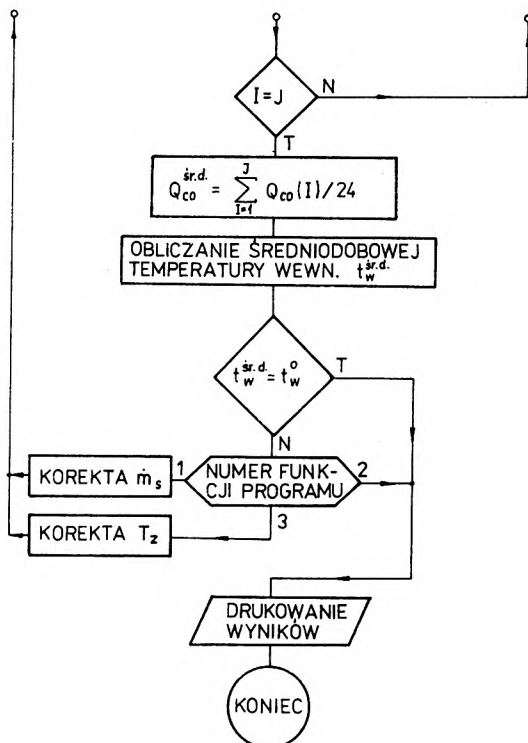


wierają informacji o numerze funkcji programu i zmianach strumienia masy wody sieciowej w ciągu doby.

3.2. Organizacja obliczeń, ograniczenia

Programy komputerowe zostały napisane w języku Fortran. Podstawowe równania opisujące poszczególne elementy węzłów - takie jak moce cieplne wymienników ciepła i instalacji centralnego ogrzewania, współczynniki przenikania ciepła, własności fizyczne czynników wymieniających ciepło - umieszczono w podprogramach.

Wartości parametrów poszczególnych elementów modelu są obliczane iteracyjnie. Na modelu analizuje się pracę węzła w poszczególnych przedzia-

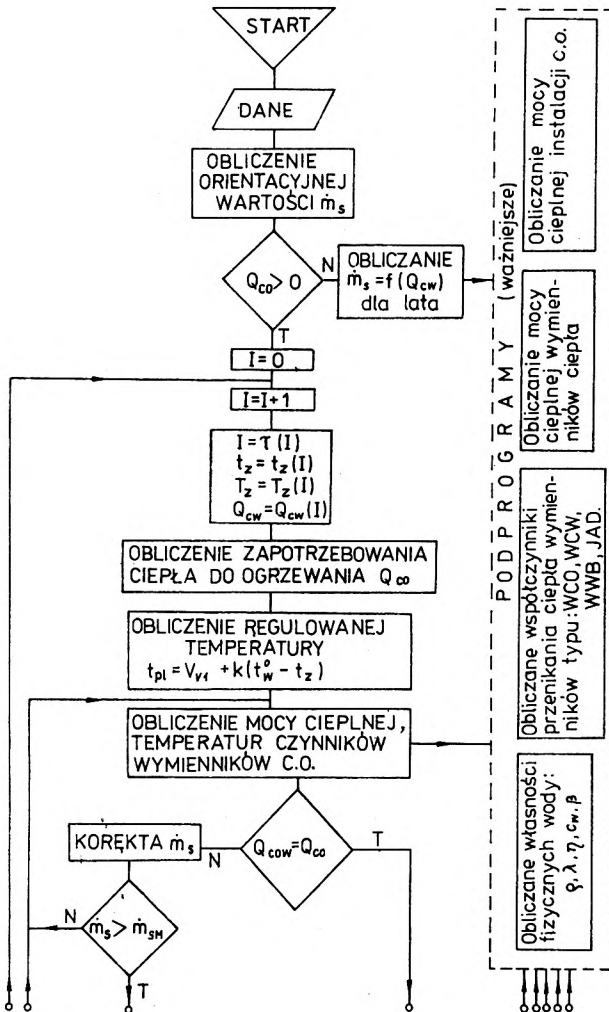


Rys. 4.5. Algorytm programu symulacyjnego szeregowo-szeregowego węzła hydroelewatorowego
 Fig. 4.5. Simulation programme algorithm of "series-series" jet-pump substation

łach czasu, nie krótszych od 0,25 h. Maksymalna liczba przedziałów J wynosi 99. Ze względu na inercyjność instalacji centralnego ogrzewania, zaleca się stosowanie godzinowych przedziałów czasu.

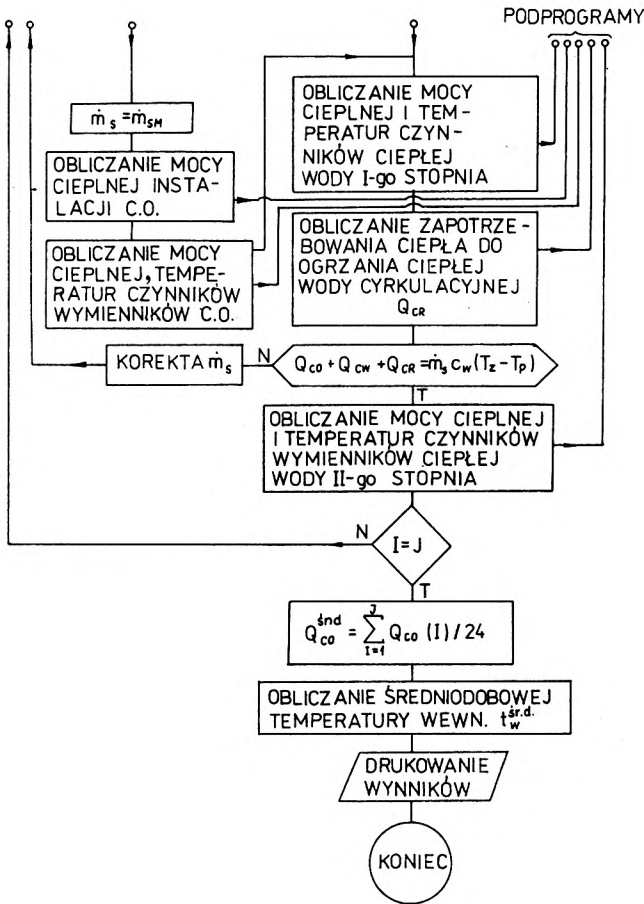
4. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA MODELI SYMULACYJNYCH WĘZŁÓW CIEPLNYCH

Przyjęte znaczne uproszczenia modelu matematycznego węzła, a zwłaszcza pominięcie inercyjności instalacji centralnego ogrzewania, przyjęcie dużej akumulacyjności cieplnej i traktowanie procesów wymiany ciepła jako ustalonych w analizowanych przedziałach czasu budziły obawy, iż zastosowany tu model symulacyjny znacznie różni się od pracy rzeczywistego wę-



zła cieplnego. W celu więc ustalenia przydatności modelu badano zgodność modeli z systemami rzeczywistymi.

Na potrzeby weryfikacji modeli korzystano z dwu badawczych węzłów cieplnych usytuowanych w budynkach mieszkalnych we Wrocławiu. Węzły te zostały szczegółowo opisane w części III.



Rys. 4.6. Algorytm programu symulacyjnego zautomatyzowanego szeregowo-szeregowego węzła wymiennikowego

Fig. 4.6. Simulation programme algorithm of automated "series-series" exchanger type substation

4.1. Badania zgodności wyników symulacji komputerowej z wynikami pomiarów parametrów pracy szeregowo-szeregowego węzła hydroelewatorowego

Prowadząc opisane w części III badania hydroelewatorowego węzła z różnymi układami regulacji, autor dysponował dużą liczbą wyników pomiarów parametrów pracy węzłów w różnych warunkach eksploatacyjnych trzech sezo-

Zestawienie danych z pomiaru i wyników obliczeń modelowych.
Pomiar z soboty 23.02.85 - węzeł hydroelewatorowy

Godz.	t_z	T_z	T_p	T_p^M	t_{zi}	t_{zi}^M	t_{pi}	t_{pi}^M	\dot{m}_s	Q_{cw}	Q_{co}	Q_{co}^M	ΔQ_{co}
	(w °C):								(w t/h)	(w kW)		(w %)	
1	-7,8	99,8	49,4	48,6	72,7	73,5	52,0	52,4	2,20	18,7	110,3	112,2	1,7
2	-7,9	100,2	52,0	52,5	73,4	73,6	52,6	52,6	2,22	13,4	111,0	113,0	1,8
3	-8,0	101,2	52,2	52,6	74,6	74,0	52,3	52,6	2,20	6,9	118,5	114,1	-3,7
4	-8,3	102,2	52,8	52,9	74,9	74,6	52,8	53,9	2,20	11,1	115,3	115,6	0,2
5	-8,2	104,4	52,8	53,8	75,8	76,2	53,3	53,8	2,21	12,5	120,1	120,1	0,0
6	-8,0	105,4	51,8	49,4	76,4	77,4	54,4	54,5	2,23	21,3	117,7	123,5	4,9
7	-7,8	104,2	48,6	45,7	75,0	75,8	53,6	53,5	2,19	29,7	112,2	118,7	5,7
8	-7,6	104,0	49,6	47,7	74,8	76,1	53,0	53,5	2,17	23,5	114,6	118,7	3,5
9	-6,8	102,4	44,8	43,0	72,0	73,8	52,8	52,0	2,13	34,1	108,6	112,0	3,1
10	-5,6	101,4	37,2	37,5	69,6	69,8	50,4	50,1	2,13	57,0	102,6	101,5	-1,0
11	-4,7	101,6	36,0	36,2	68,6	68,0	50,0	49,3	2,14	66,3	97,3	97,2	-0,1
12	-3,3	102,0	39,4	39,0	69,8	71,3	50,0	51,4	2,20	55,7	104,5	105,7	-1,1
13	-2,8	99,8	40,0	39,1	69,6	69,9	51,4	50,8	2,19	51,3	98,8	101,3	2,5
14	-1,8	100,0	40,1	41,9	71,6	72,5	50,5	53,2	2,35	49,1	114,6	109,6	-4,3
15	-1,5	100,0	41,7	40,3	70,3	71,3	51,6	52,7	2,34	58,1	100,9	105,1	4,1
16	-1,3	100,0	35,2	35,9	67,6	65,5	51,0	49,3	2,28	81,1	90,7	89,3	-1,5
17	-1,5	101,4	42,0	42,3	70,9	73,5	51,4	53,9	2,30	48,5	110,7	109,6	-0,9
18	-2,7	102,6	40,8	41,3	70,6	73,6	52,2	53,4	2,25	51,3	110,4	109,6	-0,7
19	-3,5	102,4	32,6	34,7	67,4	64,2	50,6	48,5	2,25	92,4	90,2	85,5	-5,2
20	-3,7	102,2	34,8	37,5	69,6	68,9	50,2	51,0	2,25	72,8	104,0	97,4	-6,3
21	-4,0	104,6	37,2	40,3	72,2	73,7	51,6	53,5	2,23	57,9	114,7	109,6	-4,4
22	-4,0	105,8	44,6	45,1	76,0	77,2	53,8	55,4	2,26	38,8	122,9	119,0	-3,1
23	-4,2	104,0	36,4	37,3	72,0	69,8	53,6	51,2	2,22	75,4	99,1	99,3	-0,2
24	-3,7	102,2	42,0	41,3	72,6	73,4	53,2	53,4	2,27	52,1	107,2	109,6	2,2
Śr.d.	-4,9	102,2	43,1	43,1	71,9	72,4	52,0	52,3	2,28	45,4	108,2	108,2	

nów ogrzewczych. Na potrzeby badań zgodności modelu i węzła rzeczywistego wybrano kilka dób, a następnie zadano w modelu identyczne dane wejściowe, jakie uzyskano podczas pomiarów.

Dane do obliczeń parametrów pracy węzła z soboty 23.02.1985 r.

Parametry obliczeniowe węzła, instalacji centralnego ogrzewania i ciepłej wody wynosiły:

$$Q_{co} = 167\ 000\ \text{W}, \quad t_{zi}^{\circ} = 91\ ^{\circ}\text{C}, \quad t_{pi}^{\circ} = 63\ ^{\circ}\text{C}, \quad m = 0,3, \quad u = 1,08,$$

$$Q_{cw}^{\text{maxh}} = 138\ 000\ \text{W}.$$

Obliczeniowa wartość temperatury powietrza wewnętrznego t_w° wynosiła $20\ ^{\circ}\text{C}$, zewnętrznego $t_z^{\circ} = -18\ ^{\circ}\text{C}$, temperatura zewnętrzna końca sezonu ogrzewczego t_{zk} wynosiła $12\ ^{\circ}\text{C}$.

Wymienniki ciepła na potrzeby ciepłej wody typu WWB1 miały powierzchnie ogrzewalne: I stopień - $A_1 = 6\ \text{m}^2$, II stopień - $A_2 = 3\ \text{m}^2$.

Zanieczyszczenie powierzchni ogrzewalnej wymienników przyjęto:

- na I stopniu $\delta_{k1} = 0,002\ \text{m}$, $\lambda_{k1} = 0,5\ \text{W/mK}$,
- na II stopniu $\delta_{k2} = 0,0001\ \text{m}$, $\lambda_{k2} = 0,5\ \text{W/mK}$.

Parametry obliczeniowe pompy cyrkulacyjnej ciepłej wody wynosiły:

$$m_{pc}^{\circ} = 1600\ \text{kg/h}, \quad a_p = 0,5.$$

Wartości danych wyjściowych stałych w ciągu doby wynosiły: $t_{wz} = 6\ ^{\circ}\text{C}$, $t_{cw}^{\circ} = 55\ ^{\circ}\text{C}$, $t_{CR} = 50\ ^{\circ}\text{C}$.

Dane będące funkcją czasu posiadały wartości: $T_z = f(\tau)$, $t_z = f(\tau)$, $\dot{m}_g = f(\tau)$, $Q_{cw} = f(\tau)$ podane w tabeli 4.1.

Liczba przedziałów czasu $J = 24$.

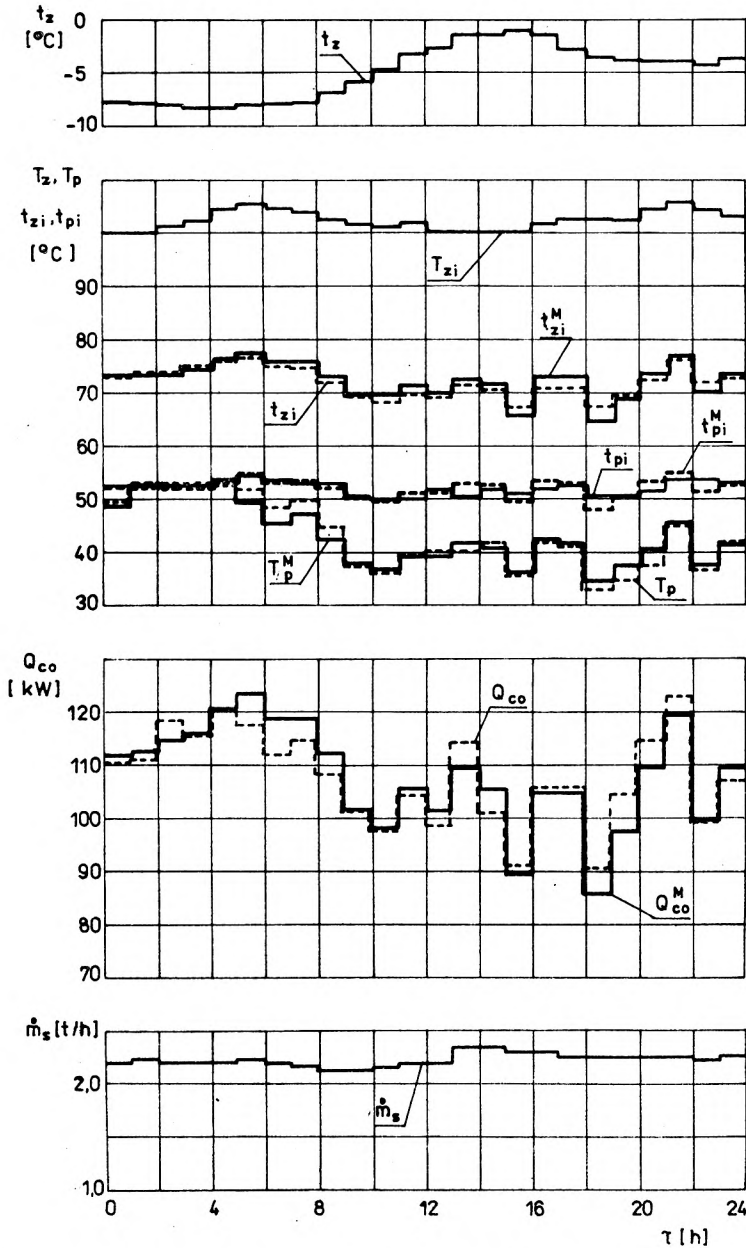
Czas trwania elementarnego przedziału czasowego $\tau_g = 1\ \text{h}$.

Program oblicza moc cieplną przekazywaną przez instalację do ogrzewania budynku $Q_{co} = f(\tau)$ oraz średniodobową temperaturę wewnętrznego powietrza w budynku $t_w^{\text{sr.d.}}$.

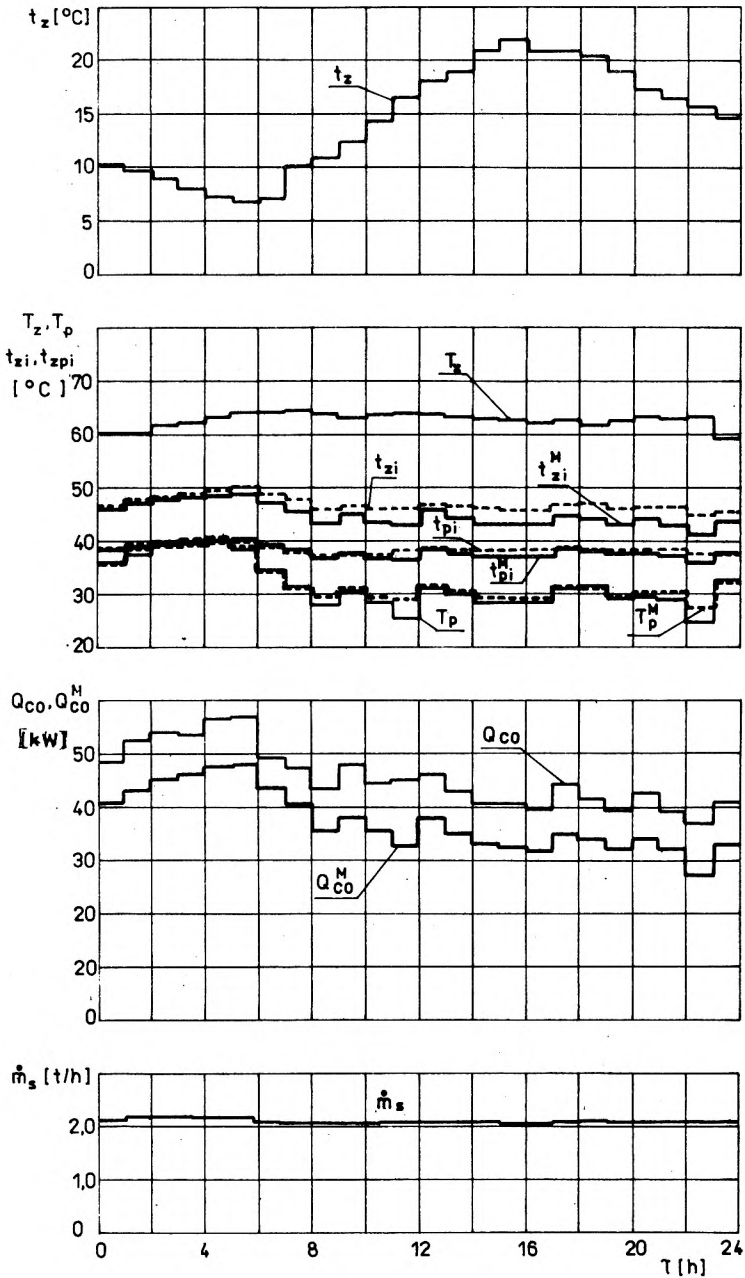
W tabeli 4.1 i na rys. 4.7 zestawiono uzyskane z pomiarów i symulacji komputerowej parametry pracy węzła cieplnego. Z punktu widzenia odbiorców ciepła najistotniejsza jest moc przekazana w poszczególnych godzinach analizowanej doby. Maksymalne odchyłki wynoszą tu od $-6,3\%$ do $+5,7\%$.

Średniodobowa dostawa ciepła do ogrzewania jest w obu przypadkach taka sama. Podobną zgodność uzyskano dla pozostałych parametrów, tj. t_{zi} , t_{pi} , T_p . Zmierzona temperatura wewnętrzna średniodobowa wyniosła $22,1\ ^{\circ}\text{C}$, w symulacji natomiast uzyskano temperaturę $23,8\ ^{\circ}\text{C}$.

Badania prowadzone w innym czasie wykazały, że opracowany model teoretyczny traci swą dokładność w razie znacznego nadmiaru ciepła przekazywanego do ogrzewania, powodującego wzrost temperatury wewnętrznej powyżej $23\ ^{\circ}\text{C}$.



Rys. 4.7. Zestawienie wyników pomiarów i symulacji komputerowej szeregowo-szeregowego węzła hydroelewatorowego - sobota 23.02.1985 r.
 Fig. 4.7. Comparison of measurements and computer simulation of results concerning the jet-pump substation (Saturday, 23rd February 1985)



Rys. 4.8. Zestawienie wyników pomiarów i symulacji komputerowej szeregowo-szeregowego węzła hydroelewatorowego - środa 20.04.1985 r.
 Fig. 4.8. Comparison of measurements and computer simulation of results for "series-series" jet-pump substation (Wednesday, 20th April 1985)

Na rys. 4.8 przedstawiono parametry pracy węzła, uzyskane wówczas, gdy $t_z = 6,7-22,0$ °C, $T_z = 58,8-64,2$. Zmierzona średniodobowa temperatura wewnętrzna $t_w^{\text{śr.d.}}$ wynosiła $24,0$ °C. Wyniki pomiarów i badań symulacyjnych tej doby wykazują znaczne rozbieżności.

Zdaniem autora, niezgodność ta wynika z braku uwzględnienia w modelu symulacyjnym strat ciepła wskutek nadmiernego wietrzenia mieszkań, poprzez otwieranie okien. Jak zaobserwowano, jest to zjawisko pojawiające się dopiero po przekroczeniu temperatury wewnętrznej ok. $22,0$ °C. Matematyczny opis tego procesu jest bardzo trudny ze względu na jego stochastyczny charakter i brak odpowiednich badań eksperymentalnych.

Z badań wynika, że opracowany model symulacyjny powinien być stosowany w zasadzie tylko do określania zapotrzebowania wody z sieci ciepłej i jej temperatury na wejściu do węzła ciepłego, jeśli temperatura wewnętrzna jest zadana.

Obliczenie temperatury wewnętrznej wówczas, gdy nadmiar ciepła przekazywanego do ogrzewania jest znaczny, należy traktować jedynie jako orientacyjne. Dokładne określenie temperatury wewnętrznej wymagałoby zastosowania złożonego modelu matematycznego, szczególnie opisującego bilans ciepła w budynku i straty do otoczenia oraz nieustalony charakter wymiany ciepła w przegrodach budowlanych budynku.

4.2. Badania zgodności wyników symulacji komputerowej z wynikami pomiarów parametrów pracy zautomatyzowanego szeregowo-szeregowego węzła wymiennikowego

Do weryfikacji eksperymentalnej wykorzystano opisane w części III wyniki pomiarów węzła wymiennikowego, z układem regulacji nadążnej temperatury wody instalacyjnej powrotnej, w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego.

Dalej przytoczono wyniki obliczeń symulacyjnych dla warunków dostawy ciepła w węźle w dniu 4.01.1987 r. (niedziela).

Dane do obliczeń:

Obliczeniowe wartości temperatury powietrza wewnętrznego i zewnętrznego wynosiły: $t_w^o = 20$ °C, $t_z^o = -18$ °C, $t_{zk} = 12$ °C.

Parametry obliczeniowe węzła i instalacji centralnego ogrzewania wynosiły: $t_{zi}^o = 95$ °C, $t_{pi}^o = 70$ °C, $Q_{co}^o = 355$ kW, $m = 0,36$, $Q_{cw}^{\text{maxh}} = 182$ kW, $\dot{m}_{co} = 10\ 700$ kg/h.

Powierzchnie ogrzewalne wymienników ciepła typu WCW 100 dla ciepłej wody wynosiły: na I stopniu - $A_1 = 14,04$ m², na II stopniu - $A_2 = 7,02$ m².

Zanieczyszczenie wymienników ciepłej wody kamieniem kotłowym przyjęto:

- na I stopniu: $\delta_{k1} = 0,003$ m, $\lambda_{k1} = 1,0$ W/mK,
- na II stopniu: $\delta_{k2} = 0,003$ m, $\lambda_{k2} = 1,0$ W/mK.

T a b e l a 4.2

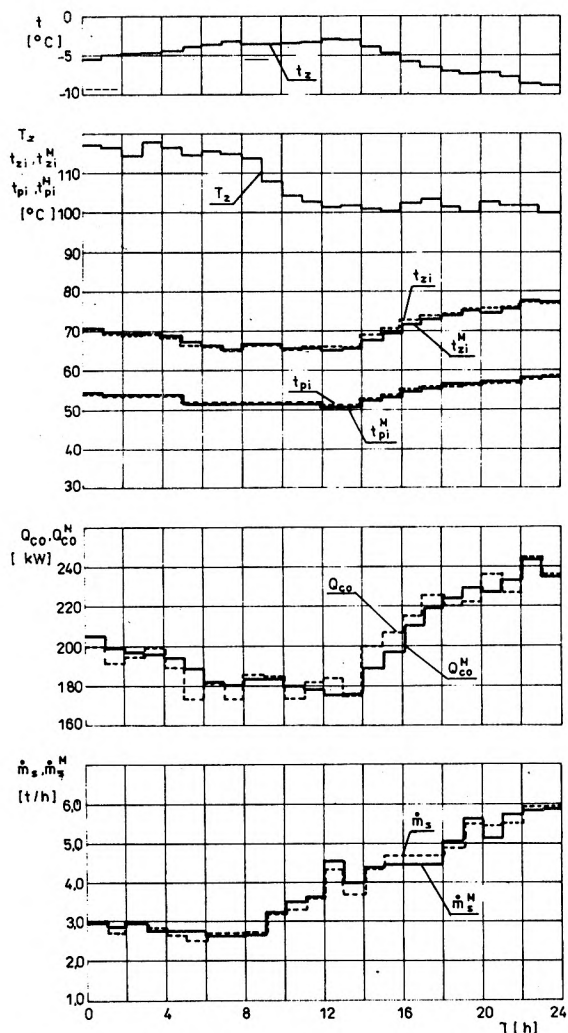
Zestawienie danych pomiaru i wyników obliczeń modelowych.
Pomiar z niedzieli 4.01.1987 - węzeł wymiennikowy

Godz.	t_z	T_z	T_p	T_p^M	t_{zi}	t_{zi}^M	t_{pi}	t_{pi}^M	Q_{cw}	Q_{co}	Q_{co}^M	\dot{m}_s	\dot{m}_s^M	$\Delta \dot{m}_s$
	(w °C)								(w kW)			(w t/h)		(w %)
1	-5,4	117,1	46,5	46,2	70,1	70,5	54,0	54,1	42,1	200,1	205,9	2,95	3,00	+1,6
2	-4,9	116,5	51,3	51,8	69,0	69,4	53,5	53,4	15,6	192,8	199,9	2,75	2,85	+3,5
3	-4,7	114,4	53,7	55,0	69,0	68,9	53,3	53,1	12,8	195,3	197,6	2,95	2,91	-1,3
4	-4,8	117,8	54,0	54,9	69,5	69,2	53,5	53,3	12,4	199,1	198,8	2,85	2,77	-2,8
5	-4,6	116,7	53,3	54,6	68,5	68,7	53,3	53,0	9,9	189,1	196,4	2,70	2,77	2,5
6	-3,9	114,4	52,0	53,6	66,0	67,1	52,0	52,1	10,7	174,2	188,1	2,55	2,71	6,2
7	-3,4	115,5	48,2	46,5	66,5	66,2	51,8	51,8	28,4	182,9	182,2	2,70	2,63	-2,5
8	-3,2	114,9	52,5	47,0	65,5	65,4	51,1	51,2	25,3	174,2	179,8	2,75	2,59	-5,8
9	-3,5	114,0	45,5	44,7	66,5	66,3	51,5	51,6	33,7	185,4	183,4	2,75	2,68	-2,5
10	-3,5	107,6	40,5	42,5	66,6	66,2	51,7	51,6	64,3	185,4	183,4	3,20	3,26	1,6
11	-3,2	104,5	39,5	41,8	65,5	65,7	51,5	51,2	79,0	174,2	179,8	3,35	3,56	6,2
12	-3,1	103,2	40,5	41,8	66,0	65,2	51,3	51,0	79,3	182,9	178,6	3,60	3,62	0,5
13	-2,8	102,0	38,0	41,6	66,0	64,8	51,2	50,6	143,3	184,1	175,1	4,40	4,55	3,4
14	-3,0	101,8	37,5	41,7	65,5	65,2	51,4	50,9	101,2	175,4	177,5	3,70	4,00	8,1
15	-4,0	100,7	42,5	44,2	69,0	67,5	52,9	52,2	97,5	200,3	189,3	4,40	4,30	-0,2
16	-4,7	100,5	47,0	46,2	70,5	68,9	53,8	53,1	84,6	207,8	197,6	4,70	4,47	-4,8
17	-5,8	102,5	51,0	48,9	72,5	71,4	55,2	54,6	66,2	215,2	210,6	4,70	4,43	-5,7
18	-6,5	103,3	53,5	51,8	73,8	73,0	55,7	55,5	49,8	225,2	218,9	4,75	4,47	-5,8
19	-7,0	101,8	51,0	52,2	73,8	74,1	56,1	56,2	69,2	220,2	224,8	4,90	5,08	3,6
20	-7,4	100,1	53,0	53,3	74,6	75,0	56,7	56,7	81,3	222,7	229,5	5,55	5,68	2,3
21	-7,2	102,3	53,5	52,0	76,0	74,6	57,0	56,5	75,7	236,4	227,2	5,50	5,16	-6,1
22	-7,7	101,5	52,5	53,4	75,3	75,7	57,0	57,1	88,5	227,7	233,1	5,55	5,73	3,2
23	-8,6	101,3	57,5	57,9	77,5	77,8	57,8	58,3	55,4	245,1	243,7	5,90	5,88	-0,3
24	-8,8	99,8	58,5	58,5	77,0	76,9	58,0	58,0	46,9	236,4	235,4	5,90	5,90	0,0
śr.d.	-5,0	107,2	48,8	49,2	70,0	69,7	53,8	53,6	57,2	201,3	201,5	3,96	3,96	

Wymiary geometryczne wymienników WCW przyjęto według danych katalogowych.

Wymienniki ciepła dla potrzeb centralnego ogrzewania typu WCO 150 posiadały łączną powierzchnię ogrzewalną $A_{co} = 15,6 \text{ m}^2$.

Zanieczyszczenie wymienników kamieniem przyjęto: $\delta_{kco} = 0,0002 \text{ m}$,
 $\lambda_{kco} = 1,0 \text{ W/mK}$.



Rys. 4.9. Zestawienie wyników pomiarów i symulacji komputerowej szeregowo-szeregowego, zautomatyzowanego węzła wymiennikowego - niedziela 4.01.1987 r.

Fig. 4.9. Comparison of measurements and computer simulation results for "series-series" automated exchanger type substation (Sunday, 4th January 1987)

Wymiary geometryczne wymienników WCO 150 przyjęto według danych katalogowych.

Parametry obliczeniowe pompy cyrkulacyjnej wynosiły: $\dot{m}_{pc}^0 = 200 \text{ kg/h}$, $a_p = 0,8$.

Wartości parametrów zmiennych w czasie wynosiły: $T_z = f(\tau)$, $t_z = f(\tau)$, $Q_{co} = f(\tau)$ podano w formie tablicowej - tab. 4.2.

Zmierzone parametry o stałych wartościach w ciągu doby wynosiły: $t_{wz} = 4 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{cw}^0 = 55 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{CR} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

Nastawy statyczne regulatora pogodowego przyjęto następujące: $V_{v1} = 20,3 \text{ }^\circ\text{C}$, $k = 1,33$.

Ograniczenie maksymalnego poboru wody sieciowej przez węzeł wynosiło $\dot{m}_s^{\text{max}} = 5900 \text{ kg/h}$.

Liczba przedziałów czasowych J wynosiła 24.

Czas trwania elementarnego przedziału wynosił $\tau_e = 1 \text{ h}$.

Program oblicza zapotrzebowanie wody sieciowej w węźle w funkcji czasu $\dot{m}_s = f(\tau)$.

W tabeli 4.2 i na rys. 4.9 zestawiono wyniki pomiarów z wynikami obliczeń symulacyjnych. Wyniki te wykazują dużą zbieżność i dowodzą pełnej przydatności modelu do analiz zapotrzebowania wody sieciowej w węźle.

Maksymalne różnice między wartościami strumienia masy wody sieciowej mieszczą się w przedziale od $-6,1\%$ do $+6,2\%$. Wartości tych odchyłek w zasadzie nie wykraczają poza zakres błędów pomiarowych.

4.3. Wnioski końcowe dotyczące opracowanych modeli symulacyjnych

Badania eksperymentalne wykazały przydatność opracowanych programów symulacyjnych do analizy zapotrzebowania wody z sieci oraz programowania temperatury wody sieciowej zasilającej w węzłach cieplnych o różnych strukturach i różnym stopniu ich automatyzacji. Przyjęty stopień szczegółowości modelu jest całkowicie wystarczający do realizacji wymienionych celów.

Trzecia z funkcji, dotycząca obliczeń dostawy ciepła do centralnego ogrzewania i średniodobowej temperatury powietrza w budynkach z węzłami częściowo zautomatyzowanymi (bez automatyki centralnego ogrzewania) może służyć jedynie do obliczeń w zakresie temperatur wewnętrznych średniodobowych poniżej $23 \text{ }^\circ\text{C}$.

Główną przyczyną braku pełnej przydatności modelu do obliczeń średniodobowej temperatury wewnętrznej jest nieuwzględnienie w modelu infiltracji powietrza w budynku, wskutek otwierania okien w okresie znacznego zawyższenia dostawy ciepła do ogrzewania oraz bezwładności cieplnej przegród budowlanych.

PODSUMOWANIE

1. Rezygnacja ze stosowanych węzłów hydroelewatorowych w automatyzowanych systemach ciepłowniczych jest nieuzasadniona. Węzły te posiadają wiele zalet. Są tańsze i prostsze w wykonaniu i eksploatacji w stosunku do innych węzłów centralnego ogrzewania. Są bardziej niezawodne.

2. Badania hydrauliki węzłów hydroelewatorowych wykazały, że istnieją rozwiązania zapewniające ich należytą pracę z układami dwustawnej i ciągłej regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania. Spośród proponowanych rozwiązań najwięcej zalet ma węzeł z hydroelewatorem o podwójnej dyszy. Opracowana nowa konstrukcja hydroelewatora z podwójną dyszą jest prosta w wykonaniu i montażu, zapewnia szczelność połączeń i niezawodność w eksploatacji.

3. Zaproponowany sposób doboru oporności wysokoparametrowej części węzła i stabilizacji ciśnienia dyspozycyjnego umożliwia utrzymanie stałego strumienia masy wody instalacyjnej w całym zakresie regulacji strumienia wody sieciowej.

4. Opracowane modele matematyczne układu hydraulicznego węzłów hydroelewatorowych stwarzają podstawy do zestawienia algorytmów obliczeń projektowych wykonywanych podczas doboru hydroelewatorów i urządzeń regulacyjnych, umożliwiając prowadzenie analizy teoretycznej hydrauliki tych węzłów.

5. Opracowane zasady projektowania zautomatyzowanych węzłów hydroelewatorowych umożliwiają automatyzację nowo projektowanych i istniejących węzłów tego typu.

6. W pracy wykazano, że najlepszym sposobem regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania w szeregowo-szeregowych węzłach cieplnych jest nadążna regulacja temperatury wody powrotnej z instalacji wewnętrznej w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego. Ten sposób regulacji zapewnia lepsze wykorzystanie ciepła oraz lepszy komfort cieplny ogrzewanych pomieszczeń, aniżeli dwustawna regulacja temperatury wewnętrznej. W stosunku do nadążnej regulacji temperatury wody zasilającej instalację wewnętrzną, a także nadążnej regulacji średniej temperatury wody instalacyjnej, zapewnia dogodniejsze warunki pracy siłowników elektrycznych do napędu zaworów regulacyjnych (zwiększa ich żywotność) oraz ogranicza zmiany strumienia wody sieciowej w węźle i sieci cieplnej.

7. Stosowane dotychczas wykresy regulacji temperatury wody powrotnej w instalacji centralnego ogrzewania powodują zawyżenie dostawy ciepła do ogrzewania budynków mieszkalnych ponad ich rzeczywiste potrzeby. W pracy zaproponowano sposób doboru nastaw statycznych regulatorów realizujących te wykresy, zapewniając utrzymanie średniodobowej temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń w granicach ok. $\pm 0,5$ K. Sposób ten sprawdzono do-

tychczas w dwu budynkach. Przed uogólnieniem tej metody będą niezbędne dalsze badania w innych budynkach.

8. Opracowując wykresy regulacji temperatury wody w sieci ciepłej na wyjściu ze źródła ciepła należy uwzględnić rodzaj zastosowanych urządzeń automatycznej regulacji w węzłach ciepłych. Zastosowanie niewłaściwego wykresu regulacyjnego może spowodować niestabilną pracę urządzeń regulacyjnych w węźle ciepłym oraz okresowe zniżenie lub zawyżenie temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń.

9. Opracowane modele symulacyjne szeregowo-szeregowych węzłów ciepłych, oparte na równaniach ustalonej wymiany ciepła w wymiennikach ciepła i instalacji centralnego ogrzewania są przydatne w analizie zapotrzebowania wody sieciowej w węźle i programowaniu wartości temperatury wody w sieci ciepłej.

10. Stosowanie tych modeli do obliczeń temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń, jeśli zawyżenie lub zniżenie dostawy ciepła jest znaczne, może powodować znaczne błędy w stosunku do rzeczywistych warunków pracy węzłów ciepłych i instalacji centralnego ogrzewania. Uzyskanie zadowalających wyników obliczeń temperatury wewnętrznej wymagałoby uwzględnienia w modelu bezwładności ciepłej przegród oraz strat ciepła wskutek wietrzenia poprzez otwieranie okien.

LITERATURA

- [1] BEDNARKIEWICZ M., ROSADA J., Automatyizacja systemów ciepłowniczych, Materiały Zjazdu Ogrzewników Polskich - Klimapol '87, Warszawa 1987.
- [2] BOJEK J., Instrukcja doboru elementów automatyki przy projektowaniu układów automatycznej regulacji w węzłach cieplnych c.w., c.o. i c.t. wymiennikowych typu szeregowo-równoległego, OERC, nr 185/84/5, Warszawa 1984. Praca niepublikowana.
- [3] CHMIELNICKI W., Wpływ rodzaju elementów na właściwości układu regulacji wymiennikowego węzła cieplnego. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Automatyizacja systemów ciepłowniczych, NOT, Wrocław 1983.
- [4] CHMIELNICKI W.J., ZAWADA B., Własności przepływowych wymienników ciepła. Nowa technika w inżynierii sanitarnej, Ogrzewanie i Wentylacja, nr 14, Arkady, Warszawa 1982.
- [5] CIEŚLUKOWSKI R., PILARCZYK A., Badania elementów wykonawczych automatyki w węzłach ciepłej wody użytkowej w aspekcie ich trwałości. Sympozjum nt. Problemy projektowania budowy i eksploatacji urządzeń ciepłowniczych, Szczecin-Swinoujście 1986.
- [6] ČISTOVIČ S.A., Nekatorye rezultaty i napravlenija issledovatel'skich rabot po avtomatičeskom regulirovaniju raschoda tepla v abonentskich vvodach i teplovych punktach. Avtomatizacija otopitel'nych kotel'nych, Vypusk 6, Nedra, Leningrad 1971.
- [7] ČISTOVIČ S.A., Avtomatičeskoe regulirovanie raschoda tepla v sistemach teplosnabženija i otoplenija, Stroizdat 1975.
- [8] ČISTOVIČ S.A., DRAČNEV V.G., Issledovanie novogo reguliruemogo elevator'nogo uzla, Vodospabženie i Sanitarnaja Technika, nr 5, 1979.
- [9] ČISTOVIČ S.A., LEBEDEV P.J., MELENTEV A.N., O režimach roboty sistemy otoplenija s dvochelevator'noj schemej abonentskogo vvoda. Teploenergetika, nr 7, 1977.
- [10] DOBRZAŃSKI J., KOZŁOWSKI B., Zasady projektowania automatycznej regulacji węzłów cieplnych w obiektach przyłączonych do sieci cieplnych zasilanych z elektrociepłowni i kotłowni. Prace COBRTI "INSTAL", nr 2-3, 1976.
- [11] DRAČNEV V.G., Issledovanie avtomatizirovannogo elevator'nogo abonentskogo vvoda, pereoborudovannogo po novoj scheme, Vodospabženie i Sanitarnaja Technika, nr 1, 1975.

- [12] FISHMAN G.S., Symulacja komputerowa, Pojęcia i metody. Państwowe Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 1981.
- [13] FRYDLIŃSKI S., OMYLIŃSKA B., SERWACH A., Symulacja komputerowa węzłów cieplnych - etap III. MERA-PIAP. Warszawa 1980. Praca niepublikowana.
- [14] JEDRZEJEWSKA-ŚCIBAK T., ROSADA J., Wybrane problemy ogrzewania budynków i rozwoju systemów ciepłowniczych. Referat dla PAN. Warszawa 1987.
- [15] KACZKOWSKI W., Nowe rozwiązania automatyzacji węzłów cieplnych. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Automatyzacja systemów ciepłowniczych, NOT, Wrocław 1983.
- [16] KOCZYK H., Modelowanie numeryczne wymiany ciepła wewnątrz pomieszczenia w analizie ogrzewań niestacjonarnych. Międzynarodowa Konferencja nt. Klimatyzacja i Ciepłownictwo - racjonalizacja rozwiązań konstrukcyjnych. Wrocław 1987.
- [17] KONDRATOWICZ L., Modelowanie symulacyjne systemów. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1978.
- [18] LIVČAK V.I., GRUDZINSKIJ M.M., LAPIR M.A., UDOVENKO V.E., BELJAKOV V.K., ELAGIN V.M., Primenenie regulatora "Elektronika E-1" dla awtomatičeskogo regulirovanija sistem otoplenija, Vodosnabženie i Sanitarna Technika, nr 3, 1983.
- [19] MAŃKOWSKI S., Koncepcja, zastosowanie i obliczanie pojemnościowo-przepływowych wymienników ciepła. Nowa technika w inżynierii sanitarnej, Ogrzewanie i Wentylacja, Arkady, Warszawa 1980.
- [20] MAŃKOWSKI S., Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej. Arkady, Warszawa 1981.
- [21] MEDER B., Wasserstrahlpumpen als Beimischorgane in Heizungsanlagen, HLH, nr 6, 1975.
- [22] MICHEJEV M.A., Osnovy teploperedaci. Gos. Energ. Izd. Moskva 1956.
- [23] MIELNICKI J.S., Centralne ogrzewanie, regulacja i eksploatacja. Arkady, Warszawa 1985.
- [24] OKOŁOWICZ-GRABOWSKA B., TURLEJSKI S., Model matematyczny procesów wymiany ciepła w pomieszczeniach. Konferencja naukowa nt. Badania systemowe w ogrzewnictwie, wentylacji, klimatyzacji i ciepłownictwie. Szklarska Poręba 1986. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, 1987.
- [25] PASEK K., RYLIK P., Nadążna regulacja średniej temperatury wody w węźle centralnego ogrzewania. Międzynarodowa Konferencja nt. Klimatyzacja i ciepłownictwo - racjonalizacja rozwiązań konstrukcyjnych, Wrocław 1987.

- [26] RYLIK P., CEROWSKA B., CEROWSKI C., Rozrzut nastaw statycznych regulatora R 303 i jego wpływ na dostawę ciepła. I Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Racjonalizacja użytkowania energii, Katowice 1984.
- [27] SADOWSKI A., Automatyka wrocławskiego systemu AWS - zakres stosowania i wstępne wyniki eksploatacyjne. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Automatyzacja systemów ciepłowniczych, NOT, Wrocław 1983.
- [28] SADOWSKI A., Nowe urządzenia i elementy automatyki związane z dostawą energii cieplnej dla potrzeb układów ciepłej wody użytkowej i nagrzewnic wentylacyjnych ogrzewania powietrznego. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Automatyzacja systemów ciepłowniczych. NOT, Wrocław 1987.
- [29] SERWACH A. (z zespołem), Opracowanie i wdrożenie nowych środków automatyki węzłów ciepłych. Etap I, MERA-PIAP, Warszawa 1982. Praca niepublikowana.
- [30] SKRZYPKOWIAK W., ŚWIĄTEK B., ZIELAZEK A., Automatyzacja węzłów ciepłych w poznańskim systemie ciepłowniczym w latach 1975-83. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Automatyzacja systemów ciepłowniczych, NOT, Wrocław 1983.
- [31] SOKOLOV E.J., Teplofikacija i teplovyje seti, M.-L., Energija, 1975.
- [32] SOKOLOV E.J., SAFONOVA J.A., Issledovanie sovmestnoj raboty strujnych i centrobeżnych nasosov v sistemach teplofikacji i centralizovannogo teplosnabżenija. Teploenergetika, nr 12, 1971.
- [33] SOKOLOV E.J., ZINGER H.M., Strujnye apparaty. Izd. 2-e. M. Energia, 1970.
- [34] ŠIPOVSKICH J.A., Avtomatičeskoe regulirovanie v sistemach otopenija s elevatorom. Vodospitanie i Sanitarna Technika, nr 2, 1975.
- [35] SYPOSZ J., Wyniki badań eksploatacyjnych układów regulacji temperatury ciepłej wody w węzłach ciepłych. COW, nr 1, 1987.
- [36] SYPOSZ J., GŁOWINKOWSKI J., Badania i opracowanie wytycznych stosowania układów regulacji temperatury c.w. z regulatorami elektronicznymi. Raport Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej, SPR nr 66/87. Praca niepublikowana.
- [37] SYPOSZ J., GŁOWINKOWSKI J., Wpływ cyrkulacji na pracę układu regulacji i temperatury c.w. w węzłach bezzasobnikowych. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Automatyzacja systemów ciepłowniczych. NOT, Wrocław 1987.
- [38] SYPOSZ J., GŁOWINKOWSKI J., Opracowanie wytycznych projektowania zautomatyzowanych szeregowo-szeregowych węzłów ciepłych. Raport In-

- stytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej, SPR nr 41/85. Praca niepublikowana.
- [39] SYPOSZ J., (z zespołem), Analiza i ocena stosowanych układów oraz metod regulacji szeregowo-szeregowych węzłów ciepłych. Raport Instytutu Inżynierii Chemicznej i Urządzeń Ciepłych Politechniki Wrocławskiej, SPR nr 10/82, Wrocław 1982. Praca niepublikowana.
- [40] SYPOSZ J., MARKWART A., Układ regulacji dostawy ciepła w węźle hydroelewatorowym. Opis patentowy nr 135 148, 1986.
- [41] SYPOSZ J., MARKWART A., Układ regulacji dostawy ciepła w węźle hydroelewatorowym. Opis patentowy nr 135 815, 1986.
- [42] WASILEWSKI W., Wybrane problemy wymiarowania węzłów ciepłych. COW, nr 2, 3, 1978.
- [43] WILCZAK T., Analiza działania zautomatyzowanych pełnoszeregowych węzłów ciepłych w budynkach mieszkalnych. Praca doktorska. Politechnika Poznańska 1986.
- [44] WILCZAK T., CHMIELEWSKI P., Teoretyczna analiza działania zautomatyzowanego węzła strumieniowego. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Postęp techniczny w ciepłownictwie. Poznań 1985.
- [45] WILCZAK T., Optymalne nastawy statyczne regulatorów układu centralnego ogrzewania. Konferencja Naukowo-Techniczna nt. Postęp techniczny w ciepłownictwie. Poznań 1985.
- [46] ZINGER N.M., Gidravličeskie i teplovyje režimy teplofikacionnych sistem. Energia, Moskva 1976.
- [47] ZINGER N.M., BURD A.L., Eksperimentalnoe issledovanie centralnogo teplogogo punkta pri avtomatičeskom regulirovanii otpuska tepla na otoplenie. Teploenergetika, nr 3, 1979.
- [48] ZINGER N.M., LJUBARSKAJA A.I., MONACHOV G.V., KAPLAN S.D., Rasrabotka metodov rascčeta abonentskich teplopotreblajajuščich ustanovok s primeneniem ECVM, Teploenergetika, nr 12, 1978.
- [49] ZINGER N.M., MIRKINA A.J., Matematičeskoe modelirovanie abonentskich teplofikacionnych vvodov. Teploenergetika, nr 2, 1969.
- [50] ZINGER N.M., MIRKINA A.I., Rascčet na ECVM oborudovanija abonentskich vvodov s nasledovatelnoj schemoj. Teploenergetika, nr 12, 1971.
- [51] Tymczasowe wytyczne wyposażenia węzłów ciepłych w urządzeniach automatycznej regulacji. Państwowy Inspektorat Gospodarki Paliwowo-Energetycznej. Warszawa 1978.
- [52] Węzły ciepłe z wymiennikami typu "JAD". Materiały do projektowania, COBRTI "Instal", Warszawa.

[53] Zasady doboru wymienników ciepła typu WWB1 i WWB2 w węzłach ciepłych. Przedsiębiorstwo Produkcji Urządzeń Komunalnych, Poznań 1983.

Pracę złożono 29 marca 1988 r.
W ostatecznej formie 25 lipca 1988 r.

MATHEMATICAL MODELLING AND ANALYSIS OF AUTOMATED HEAT SUBSTATIONS FOR CENTRAL HEATING AND DOMESTIC HOT WATER PURPOSES

Effective methods of automation of jet-pump substations have been proposed. On the basis of the carried out investigations mathematical models of hydraulics processes in substations have been established and the principles of their design were given.

Basing on the experiments performed, the usability of the follow-up control of temperature of return water from the central heating installation as a function of outer air temperature has been estimated. The way to select the controller static setting in such a type of regulation has been proposed.

In order to analyse and plane the parameters of the district heating water in substations and networks, the simulation models of series-series heat nodes of various structures and automation have been worked out. The models assumed theoretically have been experimentally verified.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ ТЕПЛОВЫХ УЗЛОВ

В работе предложены эффективные методы автоматизации гидроэлеваторных узлов. Опираясь на проведённые исследования, разработали математические модели гидравлики этих узлов, а затем представили принципы их проектирования.

На основе экспериментальных исследований была оценена пригодность для последовательно-последовательных тепловых узлов, не применяемой до сих пор в нашей стране, следящей регуляции температуры возвратной воды из центральной отопительной системы в функции температуры окружающего воздуха. Дано предложение способа подбора статических настроек регулятора при этом способе регуляции.

Для потребностей проведения анализа и программирования параметров сетевой воды в тепловых узлах и сетях были разработаны имитационные модели последовательно-последовательных тепловых узлов, имеющих разные структуры и степень автоматизации. Принятые теоретические модели были экспериментально проверены.

SPIS RZECZY

Oznaczenia	3
1. Wprowadzenie	6
1.1. Wstęp	6
2. Dotychczasowy stan wiedzy	7
3. Cel i zakres pracy	10
 Część I. Opis matematyczny hydrauliki zautomatyzowanych węzłów hydroelewatorowych i analiza ich pracy	
1. Wprowadzenie. Przegląd możliwych do zastosowania rozwiązań	12
2. Matematyczny opis i wyniki badań układów hydraulicznych proponowanych rozwiązań zautomatyzowanych węzłów hydroelewatorowych	16
2.1. Układ hydrauliczny węzła hydroelewatorowego z boczniakiem ...	16
2.2. Układ hydrauliczny węzłów dwuhydroelewatorowych	18
2.3. Układ hydrauliczny węzłów cieplnych z pompą wirową w przewodzie podsysającym hydroelewatora	24
2.4. Opis konstrukcji i działania węzła z hydroelewátorem o podwójnej dyszy	28
 Część II. Zasady projektowania zautomatyzowanych hydroelewatorów węzłów cieplnych	
1. Wprowadzenie	30
2. Zasady wymiarowania węzła hydroelewatorowego z boczniakiem	31
2.1. Dane wyjściowe do obliczeń węzła	31
2.2. Wymiarowanie hydroelewatora	31
2.3. Obliczenie niezbędnych ciśnień dyspozycyjnych przed hydroelewátorem	33
2.4. Dobór zaworu regulacyjnego ZR w przewodzie bocznikowym	33
2.5. Obliczenie wymaganej (stabilizowanej) różnicy ciśnień na wejściu do węzła cieplnego	34
3. Zasady wymiarowania węzła dwuhydroelewatorowego	35
3.1. Dane wyjściowe do obliczeń węzła	35
3.2. Wymiarowanie hydroelewatora HN pracującego z nieregulowanym strumieniem wody sieciowej płynącej przez dyszę	35
3.3. Obliczenie niezbędnych ciśnień dyspozycyjnych przed hydroelewátorem HN	36
3.4. Obliczenia strumieni masy wody sieciowej i instalacyjnej płynącej przez hydroelewatory HN i HR przy całkowicie otwartym zaworze ZR	37
3.5. Dobór zaworu regulacyjnego ZR	37
3.6. Dobór hydroelewatora HR	37
3.7. Obliczenie wymaganej (stabilizowanej) różnicy ciśnień na wejściu do węzła cieplnego	38

4. Zasady wymiarowania węzła hydroelewatorowego z pompą wirową w przewodzie podsysającym hydroelewatora	38
4.1. Dobór hydroelewatora	38
4.2. Dobór zaworu regulacyjnego	39
4.3. Dobór pompy	41
5. Zasady wymiarowania węzła hydroelewatorowego z hydroelewateorem o podwójnej dyszy	42
5.1. Dane wyjściowe do obliczeń węzła	42
5.2. Wymiarowanie hydroelewatora	42
5.3. Obliczenie średnicy dyszy zewnętrznej hydroelewatora	43
5.4. Dobór zaworu regulacyjnego	44
5.5. Obliczanie stabilizowanej różnicy ciśnień w wysokoparametrowej części węzła cieplnego	44

Część III. Eksperymentalne badania porównacze sposobów regulacji dostawy ciepła do centralnego ogrzewania w szeregowo-szeregowych węzłach cieplnych

1. Wprowadzenie	45
2. Wyniki badań węzła hydroelewatorowego	46
2.1. Charakterystyka badanego węzła cieplnego	46
2.2. Urządzenia automatycznej regulacji	46
2.3. Aparatura pomiarowa	48
2.4. Dobór nastaw statycznych i dynamicznych regulatora R 303 ..	48
2.5. Wyniki badań efektywności układu regulacji pogodowej	53
2.6. Wyniki badań efektywności układu regulacji dwustawnej temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń	54
3. Wyniki badań prowadzonych w węźle wymiennikowym	59
3.1. Charakterystyka badanego węzła	59
3.2. Urządzenia automatycznej regulacji	59
3.3. Aparatura pomiarowa	61
3.4. Wyniki badań efektywności układu regulacji typu pogodowego.	61
3.4.1. Dobór nastaw statycznych regulatora	61
3.4.2. Zapotrzebowanie ciepła do ogrzewania budynku	66
3.4.3. Zapotrzebowanie wody sieciowej	67
3.5. Wyniki badań efektywności układu regulacji dwustawnej temperatury wewnątrz ogrzewanych pomieszczeń	67
4. Wnioski końcowe z przeprowadzonych badań sposobów regulacji dostawy ciepła do ogrzewania budynków	71

Część IV. Modele symulacyjne szeregowo-szeregowych węzłów cieplnych

1. Cel i zakres badań	73
2. Opis modeli matematycznych węzłów cieplnych	74
2.1. Założenia ogólne	74
2.2. Struktury badanych węzłów	75
2.3. Matematyczny opis elementów węzłów cieplnych	76

3. Algorytmy programów symulacyjnych węzłów cieplnych	83
3.1. Blok danych	83
3.2. Organizacja obliczeń, ograniczenia	84
4. Weryfikacja eksperymentalna modeli symulacyjnych węzłów cieplnych	85
4.1. Badania zgodności wyników symulacji komputerowej z wynikami pomiarów parametrów pracy szeregowo-szeregowego węzła hy- droelewatorowego	87
4.2. Badania zgodności wyników symulacji komputerowej z wynikami pomiarów parametrów pracy zautomatyzowanego szeregowo-sze- regowego węzła wymiennikowego	92
4.3. Wnioski końcowe dotyczące opracowanych modeli symulacyjnych	95
Podsumowanie	96
Literatura	98

CONTENTS

Denotations	3
1. Introduction	6
1.1. Preface	6
2. State of science	7
3. Purpose and scope of the work	10
Part. I. Mathematical description of hydraulics and operation analysis of automated jet-pump substations	
1. Introduction. A review of possibly applicable solutions	12
2. Mathematical description and hydraulics study results of the proposed solutions of automated hydroelevator nodes	16
2.1. Hydraulics of jet-pump substation with by-pass	16
2.2. Hydraulics of double jet-pump substations	18
2.3. Hydraulics of heat substations with an impeller pump in hy- droelevator suction pipe	24
2.4. Description of double-nozzle jet-pump substation structure and operation	28
Part II. Principles of automated jet-pump substations design	
1. Introduction	30
2. Prinziples of dimensioning jet-pump with by-pass	31
2.1. Output data for substation calculation	31
2.2. Jet-pump dimensioning	31
2.3. Calculation of indispensable disposal pressures at the jet- -pump	33
2.4. Selection of ZR control valve in by-pass	33
2.5. Calculation of required (stabilized) pressure difference at substation entrance	34
3. Principles of double jet-pump substation dimensioning	35
3.1. Initial data for substation calculation	35
3.2. Dimensioning of HN jet-pump operating on irregular district heating water stream flowing through the nozzle	35
3.3. Calculation of indispensable disposal pressures at HN jet- -pump	36
3.4. Calculation of the streams of district heating water and central heating water volumes flowing through HN and HR jet-pumps with completely opened ZR valve	37
3.5. Selection of ZR control valve	37
3.6. Selection of HB jet-pump	37
3.7. Calculation of required (stabilized) pressure difference at substation entrance	38

4. Principles of dimensioning jet-pump substation with impeller pump in suction duct of jet-pump	38
4.1. Selection of jet-pump	38
4.2. Selection of control valve	39
4.3. Selection of pump	41
5. Principles of dimensioning jet-pump substation with double-nozzle jet-pump	42
5.1. Initial data for substation calculation	42
5.2. Jet-pump dimensioning	42
5.3. Calculation of jet-pump outer nozzle diameter	43
5.4. Selection of control valve	44
5.5. Calculation of stabilized pressure difference in the high parameter part of heat substation	44
 Part III. Experimental comparative study on methods of heat supply control in central heating installation by "series-series" heat centres	
1. Introduction	45
2. Results of jet-pump joint examination	46
2.1. Characteristics of examined heat substation joints	46
2.2. Automatic control devices	46
2.3. Measuring apparatus	48
2.4. Selection of static and dynamic setting for R303 controller	48
2.5. Results of effectiveness analysis of "weather type" control system	53
2.6. Results of effectiveness analysis of double setting control system for the inner temperature of head compartment	54
3. Results of examination within substation of exchanger type ...	59
3.1. Characteristics of the examined substation	59
3.2. Automatic control devices	59
3.3. Measuring apparatus	61
3.4. Results of effectiveness tests of "weather type" control system	61
3.4.1. Selection of static setting of controller	61
3.4.2. Heat demand for the building heating	66
3.4.3. Demand for distric heating water	67
3.5. Results of effectiveness tests of double setting control system of inner temperature of heated compartment	67
4. Conclusions of the investigations on methods of heat supply control for the building heating	71
 Part IV. Simulation models of "series-series" heat substations	
1. Purpose and scope of investigations	73
2. Description of mathematical models od substations	74

2.1. General assumptions	74
2.2. Structures of substations tested	75
2.3. Mathematical description of substation elements	76
3. Simulation programme algorithms of heat substations	83
3.1. Data blocks	83
3.2. Calculations, restrictions	84
4. Experimental verification of simulation models of heat substations	85
4.1. Analysis of conformity of computer simulation results to results of working parameters measurements of "series-series" jet-pump type substation	87
4.2. Analysis of conformity of computer simulation results to results of working parameters measurements of automated "series-series" exchanger type substation	92
4.3. Conclusions concerning the established simulation models ...	95
Summary	96
Bibliography	98

PRACE NAUKOWE INSTYTUTU INŻYNIERII CHEMICZNEJ
I URZĄDZEŃ CIEPLNYCH
(wydane w latach 1984—1988)

Nr 43, Monografie nr 25, J. Jeżowiecki, A. Tiukało, <i>Modelowanie matematyczne poboru ciepłej wody użytkowej</i> , Wrocław 1984	65,—
Nr 44, Konferencje nr 6, <i>Klimatyzacja i ciepłownictwo — oszczędność energii</i> , Wrocław 1984	198,—
Nr 45, Konferencje nr 7, <i>Mechanical Processes in Chemical Engineering — Selected Problems</i> , Wrocław 1984	115,—
Nr 46, Konferencje nr 8, <i>Mass and heat transfer in process engineering. Selected problems</i> , Wrocław 1986	183,—
Nr 47, Konferencje nr 9, <i>Badania systemów w ogrzewnictwie, wentylacji, klimatyzacji i ciepłownictwie</i> , Wrocław 1987	230,—
Nr 48, Monografie nr 26, J. Zaleski, <i>Stochastyczne modelowanie procesu poboru wody w instalacjach wewnętrznych i jego zastosowania</i> , Wrocław 1987	180,—
Nr 49, Monografie nr 27, A. Tiukało, <i>Symulacja systemów zaopatrzenia budynków w wodę — podstawy i zastosowania</i> , Wrocław 1987	135,—
Nr 50, Konferencje nr 10, <i>Klimatyzacja i ciepłownictwo — racjonalizacja rozwiązań konstrukcyjnych</i> , Wrocław 1987	350,—
Nr 51, Monografie nr 28, D. Werszko, <i>Poddźwiękowe strumienice gazowe — metodyka obliczeń optymalnych wymiarów geometrycznych i charakterystyk</i> , Wrocław 1988	170,—
Nr 52, Konferencje nr 11, <i>Chemical Engineering, Problems of Momentum Heat, and Mass Transfer</i> , Wrocław 1988	410,—



Cena zł 210,—

Subscription should be sent (at any time of the year) to:

„Ars Polona”

Krakowskie Przedmieście 7, 00-068 Warszawa

or OR PAN, 00-901 Warszawa, PKiN, POLAND

Bank account number: PKO BP XV Oddz. W-wa 1658-201045-139-11

Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej
ma stałe na składzie Księgarnia Wr 49
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
oraz Wojewódzka Księgarnia Techniczna
ul. Świdnicka 8, 50-067 Wrocław

ISSN 0084-2850