Mgr inż. JERZY BOGDAN ZEMBROWSKI
Zakład Ciepłownictwa, Ogrzewnictwa i Wentylacji
Politechniki Białostockiej

Akumulacyjność zasobników ciepłej wody użytkowej w stanie przepływu jednokierunkowego

Zasobnik ciepła jest nie tylko najistotniejszym elementem węzła c.o. i c.w.u. po stronie ciepłej wody użytkowej, ale i elementem wywierającym duży wpływ na pracę sekcji centralnego ogrzewania oraz na pracę i sprawność całego węzła [8]. Potrzeba stosowania zasobnika ciepła w układzie funkcjonalnym węzła wynika z niezbędnych oszczędności energetycznych podczas eksploatacji węzła c.o. i c.w.u. Oszczędności te dotyczą przede wszystkim ograniczenia zainstalowanej mocy cieplnej wymienników c.w.u. oraz związanego z tym zmniejszenia poborów wody sieciowej z m.s.c. w ciągu doby. Konsekwencją tego jest zwiększenie przepustowości sieci cieplnej zasilającej przyłączone węzły. Oszczędności wynikające ze stosowania zasobnika są tym większe, im większa jest nierównomierność rozbiorów wody ciepłej w instalacji c.w.u. przyłączonej do węzła.

Określanie niezbędnej objętości zasobnika c.w.u. dla danych odbiorców zasilanych z węzła jest już dobrze znane i opisane [1, 5]. Dobór objętości zasobnika charakteryzującego się pełną akumulacyjnością oparty jest na całkowitym wykresie zapotrzebowania na ciepło na potrzeby c.w.u. w ciągu doby. Objętość tak określona V_o umożliwia zaprojektowanie powierzchni wymiany ciepła wymienników I i II stopnia c.w.u. dla wartości mocy najmniejszej z możliwych, tj. wartości średniej. Oczywiście w przypadku niestosowania zasobników, obliczeniowa jest moc maksymalna. Ze względów ekonomicznych oraz projektowych, w węzłach stosuje się zasobniki o mniejszej objętości V_z, których zdolności akumulacyjne określa się współczynnikiem akumulacyjności cieplnej φ, wynikającym z zależności

$$\varphi = \frac{V_z}{V_o} \tag{1}$$

Stosowanie zasobników o niepełnej akumulacyjności umożliwia zredukowanie obliczeniowej mocy cieplnej wymienników c.w.u. w węźle Q^{w}_{cwu} w mniejszym stopniu, tj. do wartości $Q^{śr}_{cwu} < Q^{w}_{cwu} < Q^{max}_{cwu}$. Obliczeniową moc cieplną oblicza się z zależności

$$Q^{w}_{cwu} = \Psi Q^{max}_{cwu}, \text{ kW} \tag{2}$$

gdzie: Ψ — współczynnik redukcji mocy cieplnej wymienników c.w.u.

Współczynnik redukcji Ψ optymalizuje obliczeniową moc wymienników w zależności od zastosowanej objętości zasobnika oraz charakterystyki odbiorców (przewidywanych nierównomierności rozbiorów c.w.u.) i określony jest wg [5] równaniem

$$\Psi = \frac{1}{(K_h - 1)\varphi + 1} \tag{3}$$

natomiast wg [2] równaniem

$$\Psi = 1 - \left(1 - \frac{1}{K_h}\right)\varphi^{0,25} \tag{4}$$

gdzie: k_h — godzinowy współczynnik nierównomierności rozbioru c.w.u. w ciągu doby.

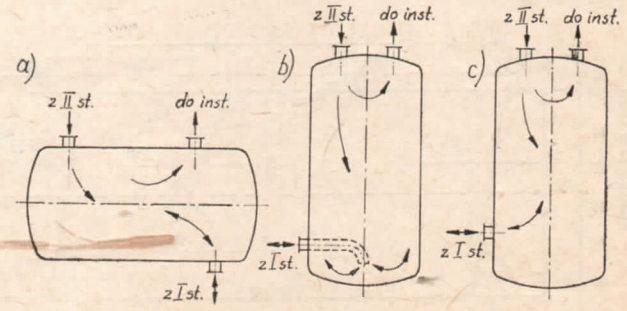
Z przedstawionych zależności wynika główny cel stosowania zasobnika c.w.u. — redukcja obliczeniowej mocy cieplnej wymienników I i II stopnia c.w.u. Oczywiście z faktu redukcji mocy wynika dodatkowe zadanie do spełnienia przez zasobnik, tzn. przejęcie części obciążeń cieplnych podczas znacznych rozbiorów c.w.u. (większych niż średnie). Fakt ten oraz przedstawione zależności zostały potwierdzone empirycznie w pracy [1].

Należy zauważyć, że zasobnik ciepła (zawierający pewną objętość wody) powoduje tłumienie wahań temperatury c.w.u. opuszczającej węzeł — wahań spowodowanych zmianami rozbiorów w budynku.

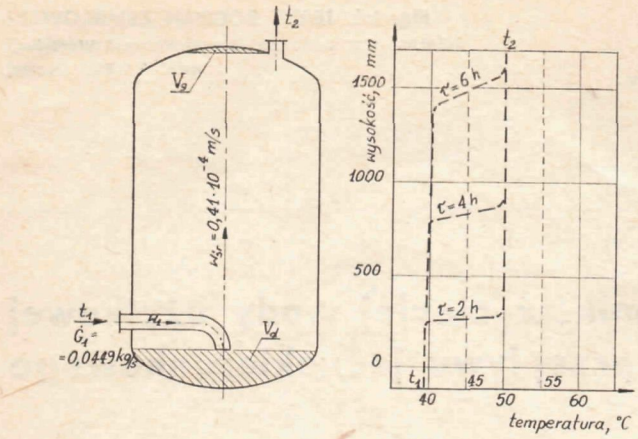
Obecnie w kraju do akumulacji ciepła stosuje się zasobniki poziome lub pionowe produkowane seryjnie o układzie króćców dolotowych przedstawione na rysunku 1a, b. W przypadkach szczególnych łączy się ze sobą równolegle lub szeregowo kilka zbiorników. Ze względu na niewystarczającą produkcję typowych zasobników, bądź konieczność użycia dużych objętości, często stosuje się zbiorniki hydroforowe jako zasobniki (rys. 1c). Z uwagi na większą przestrzeń nieużyteczną w dolnej części zasobników poziomych, wskazane jest stosowanie zasobników pionowych [3].

Na podstawie wniosków z eksploatacji pracujących węzłów zasobnikowych c.o. i c.w.u. na terenie miasta Białegostoku [7] oraz na podstawie opinii z innych ośrodków w kraju, można generalnie stwierdzić, że rzeczywiste zdolności akumulacyjne zainstalowanych zasobników odbiegają od zakładanych. Zmniejszone zdolności akumulacyjne (sprawność magazynowania ciepła) objawiają się szczególnie podczas okresu rozładowania zasobnika. Dotyczy to występowania rozbiorów maksymalnych w instalacji c.w.u. Szczególnie częstym przypadkiem jest praca zasobnika podczas postoju pomp cyrkulacyjnych (brak prądu, niesprawne sterowanie, celowe wyłączenia itp). Praca zasobnika w tym stanie cechuje się jednokierunkowym przepływem wody. Wskutek samoregulacji przez II stopień wymienników c.w.u. popłynie minimalna ilość wody wodociągowej.

Rozpatrując geometrię przepływu wody przez pionowy zasobnik, można łatwo określić udział nieużytecznej przestrzeni w całej objętości. W typowych zasobnikach udział ten wynosi 5÷15%, natomiast w adaptowanych zbiornikach hydroforowych 10÷20% (w zależności od objętości nominalnej, tj.



Rys. 1. Rodzaje stosowanych zbiorników na cele akumulacji ciepłej wody użytkowej: a) zasobnik poziomy, b) zasobnik pionowy, c) zbiornik hydroforowy



Rys. 2. Rozkład temperatury wody w zasobniku przy przepływie fali zimnej. V_g, V_d — objętość przestrzeni nieużytecznej górnej i dolnej

od wielkości zbiornika) [7]. Oznaczałoby to, że w procesie akumulacji ciepła bierze udział 85÷95% objętości geometrycznej w przypadku zasobników oraz 80÷90% w przypadku zbiorników hydroforowych. W celu weryfikacji tych wartości. dokonano eksperymentu polegającego na zbadaniu przepływu fali zimnej przez zasobnik o objętości $V_z = 2$ m³ (wielkość K — 243, wg COBRTI Instal). Przed pomiarem w zbiorniku uzyskano wyrównanie temperatury wody w całej objętości, której wartość wynosiła 50,5°C, natomiast przepływu fali dokonano przy jej temperaturze czołowej wynoszącej 39,5°C. Wybrane warunki temperaturowe odpowiadają opisanemu stanowi z jednokierunkowym przepływem (gdy do zasobnika wpływa woda wodociągowa opuszczająca wymienniki I stopnia). Zabezpieczając się przed hydrodynamicznymi zakłóceniami podczas eksperymentu, przepływ zmniejszono do wartości $\dot{G}_1 = 0,0449$ kg/s; odpowiadająca prędkość wody wypływającej z króćca dolotowego wyniosła $w_1 = 0,004$ m/s. Średnia prędkość przepływu wody przez zbiornik wyniosła $w_{śr} = 0,41 \cdot 10^{-4}$ m/s, co dało liczbę *Reynoldsa* Re = 80.

Uzyskano zjawisko wyporu wody ciepłej zalegającej w zasobniku przez warstwy wody odpowiadające fali zimnej wpływającej do zasobnika. Sposób przepływu podczas eksperymentu oraz rozkład temperatury wody w zasobniku w czasie wynoszącym 2, 4 i 6 godzin, przedstawiono na rysunku 2. Uzyskane charakterystyki na wlocie i wylocie z zasobnika przedstawiono linią ciągłą na rysunku 3.

Zauważyć trzeba, że z powodu wymiany ciepła w przewodach doprowadzających przy małym przepływie wody, nie było możliwe uzyskanie typowego wymuszenia skokowego — zniekształcenie skoku wyniosło $\Delta\tau = 1$ h. Średnie przesunięcie fazowe (z pomiarów trzykrotnych 7,48; 7,50; 7,51) wyniosło $\tau_{rz} = 7,5$ h. Ilość wypartej wody o niezmienionej temperaturze wyniosła

$$\frac{\dot{G}_1 \tau_{zr}}{\varrho_z} = \frac{0,0449 \text{ kg/s} \cdot 7,5 \cdot 3600 \text{ s}}{0,9831 \text{ kg/dm}^3} = 1226,9 \text{ dm}^3$$

Tak określona objętość stanowi 61,3% całkowitej objętości zasobnika. Biorąc pod uwagę, że w analizowanym zasobniku objętość przestrzeni nieużytecznej wyniosła 8%, całkowita objętość nieużyteczna stanowi 92%. Różnica między objętością oczekiwaną a uzyskaną wynosi ok. 30%. Objętość ta wzięła udział w wymianie ciepła pomiędzy górnymi a dolnymi warstwami wody w obrębie występowania między nimi gradientu temperatury grad $t \neq 0$.

Przepływ fali zimnej, której obrazem jest różnica temperatury Δt_1 w czasie $\Delta\tau_1$, jest przyśpieszony w stosunku do przepływu dynamicznego o przepływ ciepła zgodnie z prawem *Fouriera* (chłodzenie górnych i ogrzewanie dolnych warstw wody). Obrazem tego przyśpieszenia jest czas $\Delta\tau_w$. Wymiana ciepła spowodowała, że początkowa różnica temperatury Δt_1 zmniejszyła się do wartości Δt_2. Zmniejszył się również występujący gradient temperatury — obrazem tego jest zmiana kąta nachylenia wymuszenia β_1 do wartości β_2 odpowiadającej nachyleniu odpowiedzi (rys. 3).

Ponieważ przebieg przepływu fali zimnej został zniekształcony do wielkości końcowych Δt_2 oraz β_2 głównie dzięki oddziaływaniu cieplnemu, można określić sprawność cieplną (magazynowania ciepła) zasobnika pracującego jako przepływowy wzorem

$$\eta_c = 1 - \frac{\operatorname{tg}\beta_1 - \operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\beta_1} \tag{5}$$

Biorąc pod uwagę, że $\operatorname{tg}\beta_1 = \Delta t_1/\Delta\tau_1$ oraz $\operatorname{tg}\beta_2 = \Delta t_2/\Delta\tau_2$, po przekształceniach otrzymuje się

$$\eta_c = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \frac{\Delta\tau_1}{\Delta\tau_2} \tag{6}$$

gdzie:

β_1, β_2 — kąty nachylenia wymuszenia i odpowiedzi,
Δt_1, $\Delta\tau_1$ — skok i czas trwania wymuszenia,
Δt_2, $\Delta\tau_2$ — skok i czas trwania odpowiedzi.

Z równania (6) wynika, że zasobnik ma tym większe zdolności magazynowania ciepła, im cechy odpowiedzi Δt_2 oraz $\Delta\tau_2$ są bardziej zbliżone do zadanego wymuszenia Δt_1 i $\Delta\tau_1$. Zaznaczyć też trzeba, że im przepływ wody przez zasobnik będzie mniejszy, tym mniejsze wartości osiągać będzie η_c (ze względu na wydłużony czas przepływu ciepła między warstwami). Odwrotna relacja zajdzie tylko do pewnej granicy zwiększenia przepływu wody — do chwili gdy pojawiać się będzie oddziaływanie zakłóceń hydrodynamicznych wewnątrz zbiornika.

W omawianym przypadku (rys. 3) wielkości charakterystyczne wyniosły: $\Delta t_1 = 11,0$°C; $\Delta t_2 = 8,4$°C; $\Delta\tau_1 = 1$ h; $\Delta\tau_2 = 1,5$ h, natomiast obliczona ze wzoru (6) sprawność cieplna wynosi $\eta_c = 50,9\%$.

Rozpatrując wpływ kształtu geometrycznego zasobnika, a ściślej drogi przepływu stykających się ze sobą warstw o różnych wartościach temperatury, określić można geometryczną sprawność zasobnika jako

$$\eta_g = \frac{\tau_{rz}}{\tau_t} \tag{7}$$

gdzie:

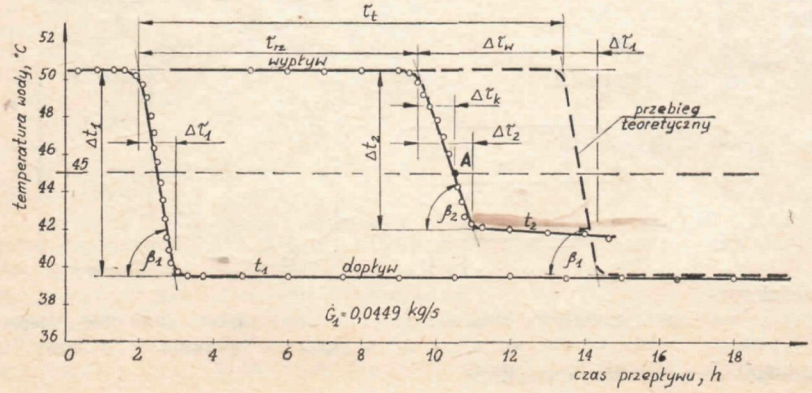
τ_{rz} — rzeczywisty czas przepływu fali zimnej przez zasobnik,
τ_t — teoretyczny czas wypływu z zasobnika wody o niezmienionej temperaturze, określony jako:

$$\tau_t = \frac{V_z \varrho_z}{\dot{G}_1}, \text{ s} \tag{8}$$

gdzie:

V_z — geometryczna objętość zasobnika, m³,
$\dot{G}_1$ — natężenie przepływu wody, kg/s,
ϱ_z — średnia gęstość wody w zasobniku, kg/m³.

Z analizy wzoru (7) wynika, że gdy $\tau_{rz} = \tau_t$, zasobnik akumuluje ciepło całą swoją objętością ($\eta_g = 100\%$) i odwrotnie:



Rys. 3. Przepływ fali zimnej przez zasobnik: t_1 — temperatura na dopływie, t_2 — temperatura na wypływie, τ_t — teoretyczny czas rozładowania, τ_{rz} — rzeczywisty czas rozładowania zasobnika

im czas rzeczywisty przepływu τ_{rz} bardziej odbiega od teoretycznego τ_t, tym mniejsze są jego zdolności akumulacyjne. Sprawność η_g jest miarą jakości organizacji drogi przepływu wody przez zasobnik. Znajduje tu potwierdzenie wniosek przedstawiony w pracy [5], że w dużych i smukłych zasobnikach pionowych sprawność magazynowania będzie większa niż w zasobnikach małych i niskich.

W omawianym przypadku (rys. 3) czas przepływu wyniósł: $\tau_t = 11{,}3$ h (z uwzględnieniem nieużytecznej przestrzeni stanowiącej 8%), $\tau_{rz} = 7{,}5$ h. Obliczona ze wzoru (7) sprawność geometryczna wynosi $\eta_g = 66{,}4\%$.

Znajomość analitycznego ujęcia ilości ciepła wymienionego między warstwami o różnych wartościach temperatury, podczas przepływu wody przez zasobnik, jest niezbędna do przeprowadzenia szczegółowych badań jego pracy w węzłach c.o. i c.w.u. W pracy [6] podano teoretyczny sposób obliczenia ilości wymienianego ciepła w zamkniętych zbiornikach w warunkach płynów uwarstwionych statecznie. Całkowitą ilość ciepła wymienianego między warstwami o różnych wartościach temperatury (odniesioną do powierzchni wymiany ciepła) oblicza się wg równania

$$q_c = \int_{\tau_o}^{\tau_k} \left[\int_{h_o}^{h_k} \dot{q}_t(h,\tau)\, dh + \int_{h_o}^{h_k} \dot{q}_l(h,\tau)\, dh \right] d\tau, \quad \mathrm{J/m^2} \tag{9}$$

gdzie:

$\dot{q}_t$, $\dot{q}_l$ — gęstość strumienia ciepła wymienianego w warunkach turbulentnych i laminarnych, W/m²,

h — wysokość uwarstwienia w pionie,

τ — czas,

h_o, h_k — granice strefy występowania $\dot{q}_{t,l} \geqslant 0$, m,

τ_o, τ_k — granice czasu występowania wymiany ciepła, s.

Gęstość strumienia ciepła wymienianego określa się z zależności

$$\dot{q}_t(h,\tau) = -c_p \varrho_{śr} K_t \frac{\partial t_{śr}}{\partial h}, \quad \mathrm{W/m^2} \tag{10}$$

$$\text{oraz} \quad \dot{q}_l(h,\tau) = -\lambda \frac{\partial t_{śr}}{\partial h}, \quad \mathrm{W/m^2} \tag{11}$$

gdzie:

c_p — średnie ciepło właściwe wody, kJ/(kg · K),

$\varrho_{śr}$ — gęstość średnia wody w rozpatrywanej płaszczyźnie wymiany ciepła, kg/m³,

$\frac{\partial t_{śr}}{\partial h}$ — gradient średnich wartości temperatury w kierunku wymiany ciepła, K/m,

K_t — współczynnik turbulentnej wymiany ciepła, m²/s,

λ — współczynnik przewodności cieplnej wody, W/m · · K).

Podany sposób umożliwia analityczne rozwiązanie ilości wymienianego ciepła — nie uwzględnia jednak wpływu zakłóceń hydrodynamicznych przepływu, występujących podczas rozbiorów c.w.u. Analityczne obliczenia tego ciepła podane w pracy [6] można zweryfikować podaną w niniejszym artykule metodą przepływu fali zimnej.

W omawianym przypadku (rys. 3) użytkowa objętość zasobnika obejmować będzie warstwy wody o temperaturze 45°C (minimalnej użytkowej) — oznaczonej punktem *A*. Dodatkowy czas poboru wody do celów użytkowych wyniesie $\Delta\tau_k$. Sprawność użytkową zasobnika określić można równaniem

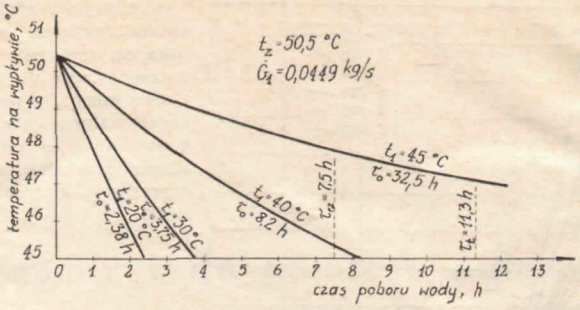
$$\eta_u = \frac{V_u}{V_z} = \frac{\dot{G}_1(\tau_{rz} + \Delta\tau_k)}{V_z \varrho_z} \tag{12}$$

Zasobniki należy tak projektować, aby mimo występującej wymiany ciepła ($\eta_c < 1$) objętość użytkowa była zbliżona do objętości zawartej w zbiorniku ($V_u \approx V_z$). Ponieważ w omawianym eksperymencie dodatkowy czas poboru wody wyniósł $\Delta\tau_k = 1{,}0$ h, obliczona sprawność użytkowa zasobnika wynosi $\eta_u = 69{,}5\%$.

Przedstawione rozważania dotyczą zasobników przepływowych o jednokierunkowym przepływie wody (dopływie od dołu i wypływie od góry), z występującym uwarstwieniem temperaturowym. Zachodzi tutaj pytanie, jak się będzie zmieniać akumulacyjność zasobnika w przypadku odwrotnym, tj. gdy podczas przepływu przez zbiornik występować będzie ciągłe wymieszanie w całej jego objętości wody o różnych wartościach temperatury. Taki przepływ zrealizowany może być przez odpowiednie ukształtowanie wnętrza zbiornika, wlotu i wylotu wody lub przez ciągłą cyrkulację wymuszoną przez pompę.

W celu przeanalizowania tego zjawiska ułożono bilans ciepła i masy układu: zasilanie — zasobnik — instalacje. Bilans dla pierwszej chwili czasowej $\Delta\tau$ ma postać

$$\dot{G}_1 t_1 c_p \Delta\tau + (V_z \varrho_z - \dot{G}_1 \Delta\tau)\, t_z c_p = V_z \varrho_2(\tau)\, t_2(\tau)\, c_p, \quad \mathrm{kJ} \tag{13}$$



Rys. 4. Wartości temperatury wody na wypływie z zasobnika przy założeniu jego pracy w stanie ciągłego mieszania: τ_o — czas rozładowania

Dla chwili n-tej po prostych przekształceniach uzyskuje się równanie opisujące aktualną temperaturę t_2 wody wypływającej z zasobnika

$$t_2(\tau)_n = \frac{\varrho_z(\tau)_{n-1}}{\varrho_2(\tau)_n} t_z(\tau)_{n-1} - \frac{\dot{G}_1 \Delta\tau}{V_z \varrho_2(\tau)_n} [t_z(\tau)_{n-1} - t_1], \quad °\mathrm{C} \tag{14}$$

gdzie:

$\dot{G}_1$ — natężenie przepływu wody z zasobnika (aktualny rozbiór c.w.u.), kg/s,

t_1 — temperatura wody wodociągowej podgrzanej w wymiennikach I stopnia, °C,

c_p — ciepło właściwe wody (przyjęto jako niezmienne), kJ/(kg · K),

τ — czas,

$t_2(\tau)_n$ — temperatura wody wypływającej z zasobnika do instalacji c.w.u. w n-tej chwili czasowej, °C,

$t_z(\tau)_{n-1}$ — średnia temperatura wody w zasobniku w n-1 chwili czasowej, °C,

V_z — geometryczna objętość wody w zasobniku, m³,

$\varrho_2(\tau)_n$ — gęstość wody opuszczającej zasobnik w n-tej chwili, kg/m³,

$\varrho_z(\tau)_{n-1}$ — średnia gęstość wody w zasobniku w n-1 chwili czasowej, kg/m³,

$\Delta\tau$ — odstęp elementarnej chwili czasowej, s.

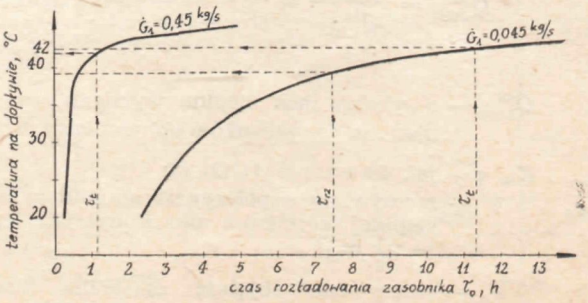
Równanie (14) słuszne jest przy założeniu, że przez izolację zbiornika nie przepływa ciepło do otoczenia, tj. $Q_{str} = 0$. Rozwiązując to równanie numerycznie dla założonego kroku czasowego $\Delta\tau$ do spełnienia równości $t_2(\tau)_n = 45$°C z założoną dokładnością), uzyskuje się rozwiązanie w postaci

$$\tau_o = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta\tau_i, \quad \mathrm{s} \tag{15}$$

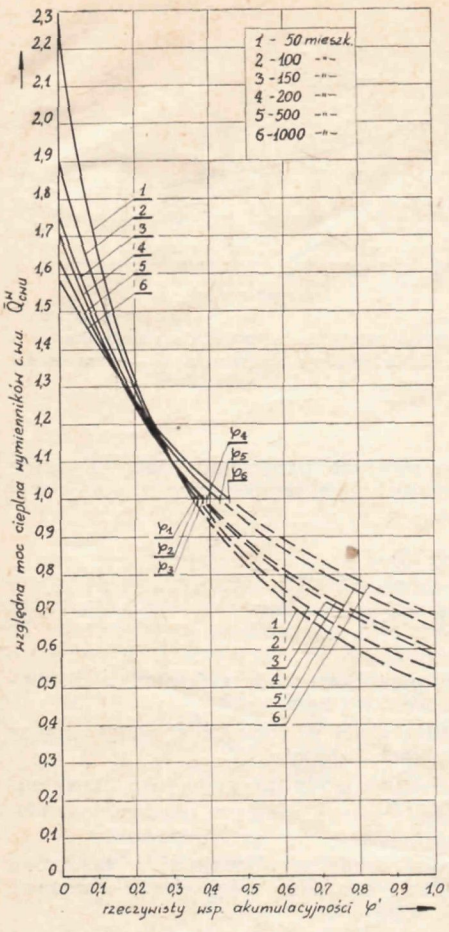
gdzie:

τ_o — czas trwania zdolności akumulacyjnych zasobnika (czas rozładowania), s.

Dla zadanych warunków eksperymentu t_z oraz $\dot{G}_1$ uzyskano rozwiązanie $t_2 = f(\tau)$ przy temperaturze wody dopływającej $t_1 = 20, 30, 40, 45$°C. Rozwiązanie to przedstawiono na rys. 4. Przekształcając równanie (14) można łatwo określić wpływ temperatury na wejściu t_1 na czas rozładowania zasobnika τ_o, tj. zależność $\tau_o = f(t_1)$. Zależność tę pokazano na



Rys. 5. Wpływ temperatury wody na dopływie do zasobnika na czas jego rozładowania przy założeniu pracy w stanie ciągłego mieszania



Rys. 6. Wpływ zdolności akumulacyjnych zasobnika na rzeczywiste zapotrzebowanie na ciepło z sieci miejskiej podczas maksymalnego rozbioru c.w.u.: φ_{1-6} — obliczeniowe wartości współczynników akumulacyjności

rys. 5. Na rysunku tym przedstawiono też zależność dla przepływu dziesięć razy większego, tj. wynoszącego 0,45 kg/s.

Z porównania obu stanów pracy zasobnika (z przepływem uwarstwionym i ciągłym mieszaniem) wynika, że biorąc pod uwagę niską sprawność rzeczywistą typowego zasobnika rzeczywisty czas rozładowania wyniósł $\tau_{rz} = 7{,}5$ h), przy ciągłym mieszaniu uzyskuje się dłuższy okres akumulacji, tj. 8,2 h. Jednakże biorąc pod uwagę czas użytkowy (8,5 h), uzyskano by sprawność użytkową podobną. Zauważyć też trzeba, że aby uzyskać w tym stanie czas pracy zasobnika dłuższy niż teoretyczny układu wyporowego, należy podnieść temperaturę wody wlotowej ponad 42°C. Przy niskich wartościach temperatury zasilania uzyskuje się zdecydowanie niekorzystny czas pracy zasobnika — około 2÷3 godzin.

Biorąc pod uwagę fakt, że zasobniki ciepłej wody użytkowej pracujące w węzłach c.o. i c.w.u. w warunkach rzeczywistych mają niższą sprawność niż się oczekuje, należy określić jak wpływa to na wymagane pobory wody sieciowej do węzła. Pobory te są odzwierciedleniem niezbędnej mocy cieplnej w celu zapewnienia temperatury c.w.u. w wymaganym zakresie 45÷55°C.

Wykorzystując równania (2) i (3) oraz oznaczając wymaganą moc cieplną wymienników c.w.u. w warunkach nowej objętości akumulacyjnej zasobnika jako $\dot{Q}'_{cwu}$, uzyskuje się zależność

$$\bar{Q}^w_{cwu} = \frac{\dot{Q}'_{cwu}}{\dot{Q}^w_{cwu}} = \frac{(K_h - 1)\,\varphi + 1}{(K_h - 1)\,\varphi' + 1} \qquad (16)$$

gdzie:

$\bar{Q}^w_{cwu}$ — względna moc cieplna wymienników odniesiona do warunków obliczeniowych,

$\dot{Q}^w_{cwu}$, K_h, φ — jak we wzorze (1), (2), (3),

φ' — rzeczywisty współczynnik akumulacyjności cieplnej zasobnika określony jako $\varphi' = V'_z / V_o$,

V'_z — rzeczywista objętość zasobnika biorąca udział w akumulacji, m³.

W równaniu (16) założono, że nowa objętość zasobnika nie zmieni nierównomierności rozbioru c.w.u. w instalacji. Obliczeń względnej mocy cieplnej $\bar{Q}^w_{cwu}$ dokonano dla liczby mieszkańców w zakresie 50÷1000, a wyniki przedstawiono na rys. 6. Z rysunku tego widać, że najbardziej wrażliwe na zmiany akumulacyjności zasobników są węzły zasilające niedużą liczbę mieszkańców (50÷100). Spadek wartości φ' o 10% zwiększy wymaganą moc cieplną wymienników c.w.u. o 9% dla 1000 mieszkańców, natomiast dla 50 mieszkańców o 19%. Biorąc pod uwagę zaobserwowany spadek φ' o 30%, wymagana moc zwiększy się o 33% dla 1000 mieszkańców oraz 82% dla 50 mieszkańców w stosunku do wartości obliczeniowej.

Przy kryzowaniu nadwyżki ciśnienia dyspozycyjnego wody sieciowej w węźle, spadek φ' wywoła poważne niedobory mocy wymienników c.w.u. — tłumaczy to częste narzekania odbiorców ciepłej wody użytkowej na spadki jej temperatury w okresie maksymalnych rozbiorów. Zjawisku temu doraźnie zapobiec można przez zwiększenie przepływów maksymalnych wody sieciowej do węzła zautomatyzowanego lub przez zabudowę dodatkowej objętości zasobnika w węźle niezautomatyzowanym.

Reasumując, należy stwierdzić, że obecnie produkowane i stosowane zasobniki ciepła mają niewielkie zdolności akumulacyjne. Fakt ten wpływa na obniżenie parametrów eksploatacyjnych węzłów c.o. i c.w.u., zwłaszcza podczas postoju pomp cyrkulacyjnych.

Wszechstronnych badań wymaga problem organizacji przepływu wody przez zasobnik — dotyczy to szczególnie zbiorników o jednokierunkowym przepływie. Podstawowy cel to: zmniejszenie ilości wymienianego ciepła wskutek przepływu przez zbiornik. Oddzielnych badań wymaga ustalenie optymalnego przepływu rozładowującego zasobnik, przy którym osiąga się maksymalne wskaźniki sprawności. Ustalenie takiego przepływu da jednoznaczną odpowiedź na stawiane od lat pytanie dotyczące sposobu łączenia grupy zasobników w węźle (szeregowo czy równolegle?).

Rozwiązać należy również problem kształtu zasobnika pracującego klasycznie, jego smukłości oraz usytuowania króćców dolotowych tak, by zasobnik nie stracił swych zdolności akumulacyjnych nawet w przypadku awarii pomp cyrkulacyjnych czy niesprawnego sterowania — faktów występujących w krajowych węzłach dość powszechnie.

PIŚMIENNICTWO

[1] Mańkowski S.: *Pojemność zasobnika ciepłej wody użytkowej.* COW 8/1972

[2] Wasilewski W.: *Współpraca instalacji c.o. i c.w.u.* COW 8/74

[3] Mańkowski S.: *Dwustronna wymiana ciepła przy konwekcji wymuszonej i swobodnej w wymienniku pojemnościowo-przepływowym.* Prace naukowe — budownictwo nr 44. Politechnika Warszawska 1976

[4] Wasilewski W.: *Przepływ wody wodociągowej w węźle cw.g. z zasobnikiem.* COW 1/1977

[5] Mańkowski S.: *Projektowanie instalacji ciepłej wody użytkowej.* COW 8/1972

[6] Pieńkowski K.: *Wymiana ciepła w płynach termicznie stratyfikowanych.* Zeszyty Naukowe. Politechnika Białostocka 1982

[7] Zembrowski J.B.: *Określenie charakterystyk eksploatacyjnych oraz możliwości regulacji wymiennikowych węzłów c.o. i c.w.u.* Etap IIb: *Praca węzła c.o. i c.w.u. z zasobnikiem w warunkach rzeczywistych — wyniki badań i pomiarów.* Praca naukowo-badawcza nr 106/79. Politechnika Białostocka 1982

[8] Zembrowski J.B.: *Rozregulowanie hydrauliczne i cieplne wymiennikowych węzłów cieplnych centralnego ogrzewania i ciepłej wody użytkowej.* COW 7—8/1983

Czytelnictwo czasopism technicznych najdogodniejszą formą uzupełniania wiedzy fachowej

CONTENTS

WILCZYŃSKA Z., WILCZYŃSKI Z.

Two-sectional tariff for the thermal energy supply. COW, No. 3/84, pp. 67

Assumptions for the two-sectional tariff of charge for the thermal energy supply are presented in the paper. Advantages following from application of size a tariff by the thermal energy enterprises are discussed.

ZEMBROWSKI J. B.

Accumulativeness of the reservoirs of useful hot water under conditions of one-way flow. COW, No. 3/84, pp. 69

The phenomenon of one-way hydrostatic lift during flow of the useful hot water through the vertical reservoir is presented and compared with effects of its work in the state of constant mixing. Operation parameters of the reservoir, such as thermal, geometrical and useful efficiency are determined. The effect of reduced accumulative properties of the reservoir on the thermal power of the heating system and the useful hot water network is analyzed.

WILCZAK T.

Method of an optimum choice of orifices for the liquif flow intensity estimation. COW, No. 3/84, pp. 73

The method of an optimum choice of orifices with by-disc measurement for the liquid flow intensity estimation is presented in two variants. Also equations describing the variability of calculation parameters according to the Polish standard PN-65/M-53950 are presented in the form of tables and graphs.

NANTKA M.

Influence of dimensions and form of divlling houses on their thermal requirements. COW. No. 3/84, pp. 76

Specification of data concerning the balance o warmth losses in the dwelling houses indgiven possibility of and a reduction of the thermal requirements is estkmated.

LASKOWSKI L.

Designing passive solar installation systems in small dwelling houses (part II). COW, No. 3/84, pp. 81

The estimat on methods of officiency of passive solar installation systems are reviewod. Baste principles of setting up the thermal solar energy balance of sun heated houses and comparative establishement of heating sesons are discussed. An algorythm of designing passive solar installation systems in small dwelling houses in accardance with the development program of PROBS to proposed.

DYRCZ J.

Starting of aerial heating installations taking into consideration accumulativeness of walls. COW, No. 3/84, pp.87

Problems of starting of aerial heating installations in the industrial rooms taking into consideration of the warmth accumulation in partitions, are presented.

MIERZWIŃSKI S.

Energetistic aspects of the air movement formation in ventilated rooms. COW, No. 3/84, pp. 89

Aerodynamical phenomena affecting the ventilation process, such as: aerodynamical mixing, generation of secondary and slightly turbulent flows, roof contours, infiltration and convection and their connection with geometrical parameters of the object and energy expenditures for ventilation are analyzed.

KURZFASSUNGEN

WILCZYŃSKA Z., WILCZYŃSKI Z.

Der Zweiglied-Gebührentarif für Wärmenergiezufuhr. COW, Nr. 3/84, S. 67

Der Artikel stellt die Annahmen des Zweiglied-Gebührentarifes für Verrechnung der Wärmenergiezufuhr dar, wie auch Vorteile des Einsatzes dieses Tarifs durch wärmeenergetische Unternehmen gewonnen.

ZEMBROWSKI J. B.

Speicherfähigkeit der Warmbrauchwasserspeicher unter dem Zustand der Einwegströmung. COW, Nr. 3/84, S. 69

Der Einwegwärmeauftrieb während des Warmbrauchwasserdurchflusses durch senkrechten Speicher wurde analysiert und verglichen mit der Leistung des Speichers unter Dauermischung. Die Betriebsparameter des Speihers, dh.: thermischer Wirkungsgrad, geometrische-und Betriebsleistung wurden bestimmt und der Einfluss geminderter Speicherkapazität des Speichers auf erforderliche Wärmestärke der Zentralheizungsanlagen und Warmbrauchwasserstelle erörtert

WILCZAK T.

Verfahren zur optimalen Auswahl der Blenden zur Messung der Flüssigkeitsdurchflussstärke. COW, Nr. 3/84, S. 73

Zwei Variante des Verfahrens zur optimalen Auswahl der Blenden mit Scheibenmessung zur Messung der Flüssigkeitsdurchflussstärke wurden erörtert und Gleichungen, die Anderung der im Standard PN-65/M-53950 in form von Tabellen und Diagrammen geschilderten Berechnungsparameter beschreiben, angegeben.

NANTKA M.

Die Bedeutung von Gebäudeabmessungen-und Abriss für seinen Wärmebedarf. COW, Nr. 3/84, S. 76

Zusammenstellen der Angaben zur Bilanz der Wärmeverluste des Bauten und Analyse der Wahrscheinlichkeit der Minderung des Wärmebedarfes.

LASKOWSKI L.

Entwerfen passiver Sonnensysteme für Kleinwohngebäude. COW, Nr. 3/84, S. 81

Es wurde ein Übersicht über Bewertlungsverfahren der Leistung passiver Sonnensysteme durchgeführt. Hauptprinzipien der Durchführung der Bilanz von Wärmeenergie wurden besprochen und darüberhinaus wurde der Algorithmus für Entwerfen passiver Sonnensysteme bei Kleinwohngebäuden nach entwickeltem PROBS-Programm vorgeschlagen.

DYRCZ J.

Der Anlauf der Luftheizungsanlagen unter Berücksichtigung der Wändenspeicherfähigkeit. COW, Nr. 3/84, S. 87

Die Probleme des Anlaufes der Luftheizungsanlagen in den Industriehallen installiert unter Berücksichtigung des Einflusses der Wärmespeicherung durch Verschläge wurden besprochen.

MIERZWIŃSKI S.

Energetische Aspekte des Luftumlaufs in gelüfteten Räumen. COW, Nr. 3/84, S. 89

Es wurden folgende aerodynamische Erscheinungen analysiert, die von entscheidender Bedeutung für Lüftung sind: aerodynamische Mischung, Generieren von Sekundär-und leicht turbulenten Strömungen, Dachumströmung, Versickerung und Wärmeströmung wie auch Verbindung genannter Faktore mit geometrischen Parametern des Objektes und die zur Lüftung notwendige Energie besprochen.