

Teoretyczne zagadnienia zastosowania rozdzielaczy hydraulicznych i zbiorników buforowych w nowoczesnych instalacjach grzewczych

Aleksander Szkarowski
Politechnika Koszalińska

Leopold Naskręt
Thermatic CB-Polska INC., Warszawa

1. Wstęp

W ostatnich latach opracowano wiele nowych systemów grzewczych, których zasadniczym kierunkiem poszukiwań była ekonomizacja procesu przygotowania i dostawy ciepła do odbiorcy, zminimalizowanie strat, a tym samym kosztów zużycia energii.

Istotę planowanej energooszczędnej gospodarki cieplnej, poza założeniami wynikającymi z koncepcji architektoniczno-budowlanej, stanowi odpowiednie sprecyzowanie następujących kryteriów projektowych:

- rodzaju i ilości źródła (źródeł) ciepła;
 - sposobu dystrybucji energii cieplnej;
 - rodzaju urządzeń grzewczych w układach odbiorczych;
 - systemu regulacji;
- oraz założeń jakościowych uwzględniających:
- specyfikę układów wymagających obniżonej temperatury czynnika grzewczego;
 - specyfikę układów wymagających podwyższonej temperatury czynnika grzewczego;
 - okresowe przegrzewy w układzie przygotowania ciepłej wody;
 - kojarzenie ciepła uzyskanego ze źródeł alternatywnych z energią cieplną źródła podstawowego;

- wykorzystanie ciepła strumienia powracającego z instalacji, przy braku rozbioru.

W tak zdefiniowanym systemie gospodarowania energią ciepłą, wykorzystuje się, na coraz większą skalę, urządzenia akumulujące energię ciepłą, kojarzące przestrzenie hydrauliczne i rozwiązania umożliwiające przeprowadzenie procesów technologicznych uwzględniając warunki lokalne, np. z wykorzystaniem przyłącza energetycznego. Wśród takich opracowań należy wymienić akumulatory (bufory) ciepła, szczególnie zasobniki ciepła z wbudowanymi segmentami uwarstwiającymi, wielofunkcyjne pionowe i szeregowe rozdzielacze hydrauliczne, rozdzielacze hydrauliczne systemu ZORT, miniwęzłki realizujące zasadę indywidualnego przygotowania c.w.u. w mieszkaniu odbiorcy. Można wymienić liczne przykłady skutecznego zastosowania tych rozwiązań w budownictwie mieszkaniowym, użyteczności publicznej i przemysłowym. Inżynierskie i projektowe kwestie ich zastosowania są szeroko poruszane w literaturze technicznej [1-11].

Zaskakującym na tym tle jest fakt, że praktycznie brakuje jakiegokolwiek, szczegółowo opracowanej teorii działania omawianych urządzeń. Nie dziwi więc, że dość liczne są skargi mieszkańców budynków wyposażonych w najnowocześniejsze węzły ciepłne. Dotyczą one przegrzania lub niedogrzenia budynków, czy też, najczęściej niewystarczająco wysokiej temperatury c.w.u. Brak teorii powoduje, że takie przypadki eliminowane są metodą prób i błędów, czyli zmian wnoszonych w wyposażenie węzłów ciepłnych a następnie obserwacji ich działania.

W instalacjach ciepłnych, zasilających dobrze termoizolowane obiekty, pojawia się coraz częściej problem konieczności obniżenia temperatury powrotu czynnika grzewczego i odzyskania niewykorzystanej w obwodach odbiorczych układu energii ciepłej zawartej w strumieniu powrotnym. Dzieje się tak za sprawą coraz doskonalszych materiałów, izolujących termicznie obiekty budowlane, udoskonalonych układów instalacyjnych, wyposażonych w nadążną armaturę i automatykę, jak również instalacji o małym zładzie i, co za tym idzie, o małej bezwładności ciepłej.

Niniejszy artykuł, stanowi próbę wypełnienia tej teoretycznej luki na podstawie rozległych opracowań autorów w zakresie doskonalenia sposobów, technologii akumulowania i rozdzielenia energii w układach ciepłowniczych.

2. Modele matematyczne wybranych układów ciepłnych

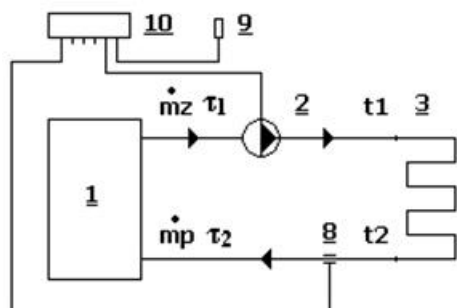
Przystępując do teoretycznego opracowania układów ciepłnych, wstępnie dokonano klasyfikacji istniejących systemów kojarzenia przestrzeni hydraulicznych obiegów pierwotnego (obiegów źródłowych) i wtórnego (obiegów

odbiorczych, grzewczych). Kierując się złożonością układów, zaproponowano następujący podział:

- prosty układ cieplny;
- układ cieplny z transformacją parametrów;
- układ cieplny ze sprzęgłem hydraulicznym lub z akumulatorem warstwowym;
- układ cieplny z akumulatorem ciepła wyposażonym w przydenną płytę perforowaną;
- układ cieplny z akumulatorem ciepła wyposażonym w segment uwarstwiający;
- układ cieplny wyposażony w warstwowy akumulator ciepła z wieloma segmentami uwarstwiającymi.

2.1. Prosty układ cieplny

W prostym układzie cieplnym, działającym bez transformacji parametrów medium grzewczego (rys. 1a), strumień czynnika grzewczego \dot{m}_z wypływający ze źródła ciepła (1) o temperaturze τ_1 , za pomocą pompy obiegowej (2), zasila układ odbiorczy (3) czynnikiem o takiej samej temperaturze, czyli $t_1 = \tau_1$. Sterownik (10) zapewnia regulację układu z wykorzystaniem informacji dostarczanej przez czujniki temperatury (8 i 9).

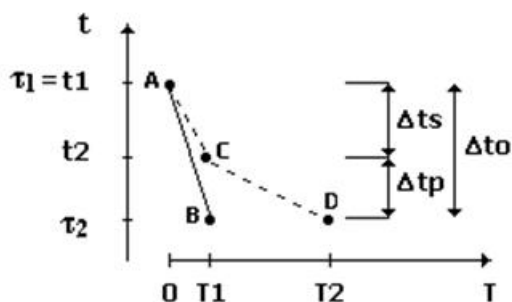


Rys.1a. Schemat pracy prostego układu cieplnego

Fig.1a. Diagram of simple thermal system

W układzie odbiorczym, następuje w czasie T_1 schłodzenie czynnika (odcinek A-B, rys. 1b) do temperatury $t_2 = \tau_2$, czyli do obliczeniowej temperatury powrotu czynnika grzewczego do źródła ciepła. Następnie, czynnik powraca do źródła ciepła celem ponownego podgrzania. Układ pracuje ekonomicznie i jego sprawność cieplna jest wysoka, jeżeli zapotrzebowanie na ciepło jest stałe a schłodzenie powracającego czynnika Δt_s , jest równe schłodzeniu obliczeniowemu Δt_o , czyli $\Delta t_s = \Delta t_o = \tau_1 - \tau_2$ (rys.1b).

Jeżeli jednak, do źródła ciepła powraca strumień $\dot{m}_p = \dot{m}_z$, schłodzony w tym samym czasie do temperatury $t_2 > \tau_2$ (odcinek A-C, rys. 1b), to można wnioskować o niewykorzystanym potencjale energetycznym $\Delta t_p = t_2 - \tau_2$ i odpowiednim zmniejszeniu sprawności układu.



Rys. 1b. Poglądowe wykresy przebiegu schładzania czynnika grzewczego

Fig. 1b. Schedules of cooling of the heat medium

W przypadku braku jakichkolwiek działań, niewykorzystane ciepło \dot{Q}_p zostaje zakumulowane w masie zładu instalacji. Powoduje to przegrzanie pomieszczeń i obniżenie komfortu cieplnego, zmuszając użytkowników do zwiększonego wentylowania pomieszczeń, czyli do powstawania wyraźnych, nieuzasadnionych strat ciepła.

Chcąc w tym przypadku przywrócić wysoką sprawność układu cieplnego, należy dążyć do osiągnięcia obliczeniowej temperatury strumienia czynnika powrotnego. Uzyskuje się to przez odłączenie źródła ciepła i zatrzymanie pompy obiegowej na skutek sygnału, przekazanego przez czujnik temperatury (8). Schłodzenie czynnika grzewczego do temperatury τ_2 (odcinek C-D, rys. 1b), następuje w czasie T_2 . Po upływie tego czasu, impuls przekazany przez czujnik temperatury ponownie uruchamia pompę obiegową i źródło ciepła.

Przyjmując, że $\dot{m} = \dot{m}_z = \dot{m}_p$, elementarną zmianę strumienia entalpii czynnika grzewczego, podczas jego przepływu przez układ odbiorczy, możemy zapisać, jako:

$$d\dot{Q} = \dot{m}_p dt \quad (1)$$

W takim przypadku, niewykorzystaną ilość ciepła powracająca z układu odbiorczego opisuje zależność:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p \int_{\tau_2}^{t_2} dt = \dot{m}_p t \Big|_{\tau_2}^{t_2} = \dot{m}_p (t_2 - \tau_2) \quad (2)$$

a ilość ciepła doprowadzona do układu odbiorczego:

$$\dot{Q}_d = \dot{m}c_p \int_{\tau_2}^{\tau_1} dt = \dot{m}c_p t \Big|_{\tau_2}^{\tau_1} = \dot{m}c_p (\tau_1 - \tau_2). \quad (3)$$

Sprawność układu cieplnego można określić, jako:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_d}, \quad (4)$$

gdzie \dot{Q}_s - ilość ciepła odebrana przez układ odbiorczy, czyli:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_d - \dot{Q}_p. \quad (5)$$

Po podstawieniu do wzoru (4), wzoru (5) i dalej (2) i (3) otrzymujemy:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_d} = \frac{\dot{Q}_d - \dot{Q}_p}{\dot{Q}_d} = 1 - \frac{\dot{Q}_p}{\dot{Q}_d} = 1 - \frac{\dot{m}c_p (t_2 - \tau_2)}{\dot{m}c_p (\tau_1 - \tau_2)}. \quad (6)$$

Upraszczając wzór (6), można zapisać:

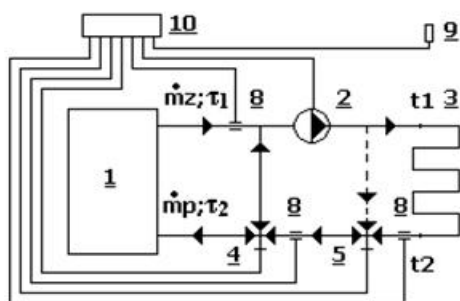
$$\eta = 1 - \frac{(t_2 - \tau_2)}{(\tau_1 - \tau_2)} \quad (7)$$

$$\text{lub } \eta = \frac{\tau_1 - t_2}{\tau_1 - \tau_2}. \quad (8)$$

Ten analityczny sposób oceny sprawności układu cieplnego dowodzi, że występuje konieczność dążenia do obliczeniowego schłodzenia czynnika grzewczego w układzie odbiorczym.

2.2. Układ z transformacją parametrów

Prosty sposób poprawy sprawności, wykorzystania wyprodukowanej przez źródło energii czynnika grzewczego, przedstawia układ cieplny na rys. 2a. Układ ten, został wyposażony w dwa zawory trójdrożne, z których pierwszy (5), ma zadanie podnosić temperaturę powrotu czynnika do źródła ciepła. Funkcją drugiego zaworu (4), po wyemitowaniu impulsu przez czujnik temperatury (8) do panelu sterującego jest, po odłączeniu źródła ciepła, odcięcie powracającego strumienia o temperaturze $t_2 > \tau_2$ do źródła ciepła i skierowanie go powtórnie do obiegu odbiorczego, celem dalszego schłodzenia.

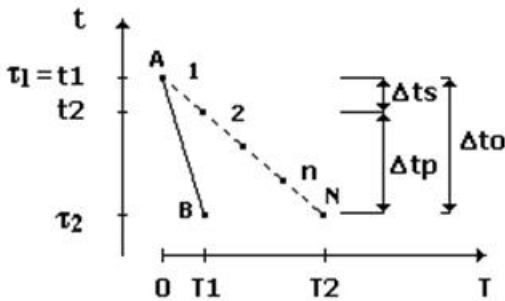


Rys. 2a. Schemat układu cieplnego z transformacją temperatury
Fig. 2a. Diagram of thermal system with transformation of temperature

W przedstawionym układzie, przyjmuje się, że jego sprawność cieplna jest wysoka, jeżeli schłodzenie Δt_s powracającego czynnika, jest równe schłodzeniu obliczeniowemu Δt_o , czyli $\Delta t_s = \Delta t_o = \tau_1 - \tau_2$ w czasie T_1 , (odcinek A-B, rys. 2b) po jednokrotnym obiegu w układzie odbiorczym strumienia masy \dot{m} . Jeżeli jednak, po jednokrotnym obiegu do źródła ciepła powraca strumień $\dot{m}_p = \dot{m}_z$, schłodzony w tym samym czasie do temperatury $t_2 > \tau_2$ (odcinek A-1, rys. 2b), to można wnioskować o niewykorzystanym potencjale energetycznym $\Delta t_p = t_2 - \tau_2$ i odpowiednim zmniejszeniu sprawności układu.

W celu przywrócenia wysokiej sprawności układu cieplnego, należy obniżyć temperaturę strumienia czynnika powrotnego, kierując go ponownie do układu odbiorczego za pomocą zaworu (4), jednocześnie wyłączając źródło ciepła. Schłodzenie czynnika grzewczego do temperatury τ_2 osiąga się w czasie T_2 , po n obiegach czynnika grzewczego w układzie odbiorczym (odcinki A-1; 1-2... n-N, rys. 2b). Po tym czasie, impuls przekazany przez czujnik temperatury (8) do sterownika spowoduje zadziałanie zaworu (4), który skieruje strumień powrotny, już o temperaturze τ_2 , do źródła ciepła i ponownie je uruchomi.

Niewykorzystane ciepło \dot{Q}_p w układzie odbiorczym, według wzoru (2), jest magazynowane w masie zładu instalacji. W kolejnych, n obiegach czynnika grzewczego, są realizowane cykle schłodzenia $\Delta t_i = t_1 - t_{2(i)} = \dots t_{2(i-1)} - t_{2(i)} \dots = t_{2(n-1)} - t_2$, zgodnie z przeznaczeniem instalacji odbiorczej (np. w przypadku instalacji c.o. do pomieszczeń ogrzewanych). W każdym i -tym cyklu schładzania czynnika grzewczego, temperatura powrotu czynnika $t_{2(i)}$ z układu odbiorczego jest temperaturą zasilania czynnika grzewczego w następnym cyklu, aż do osiągnięcia w ostatnim, n -tym cyklu, temperatury powrotu, odpowiadającej obliczeniowej temperaturze powrotu czynnika grzewczego do źródła ciepła, tj. $t_{2(n)} = \tau_2$.



Rys. 2b. Poglądowe wykresy przebiegu schładzania czynnika grzewczego
Fig. 2b. Courses of the heat medium cooling

Przyjmując w pierwszym przybliżeniu, że schłodzenie $\Delta t_i = \tau_2 - t_2$, jest stałe dla każdego (pojedynczego) obiegu strumienia czynnika w układzie odbiorczym wnioskujemy, że po n obiegach czynnika w obwodzie odbiorczym, w czasie T_2 , możemy zapisać zależności:

$$\Delta t_s = \Delta t_o = \tau_1 - \tau_2 = \Delta t_i n = (\tau_2 - t_2) n . \quad (9)$$

Sprawność układu, tak jak i w poprzednim przypadku, oblicza się ze wzoru (6). Korzystając z wyrażenia (9), po podstawieniu i uproszczeniach otrzymujemy:

$$\eta = 1 - \frac{t_2 - \tau_2}{n(\tau_1 - t_2)} . \quad (10)$$

Wymagane schłodzenie czynnika grzewczego w tym rozwiązaniu, również jest osiągnięte na drodze odłączenia źródła ciepła, aż do uzyskania obliczeniowej temperatury powrotu, jak w układzie prostym. Można jednak stwierdzić, że cały ten proces jest bardziej uporządkowany i w mniejszym stopniu powoduje naruszenie komfortu cieplnego, ponieważ informacja o temperaturze powrotu w przypadku obiegu pompowego, jest bardziej wiarygodna w porównaniu z grawitacyjnym ruchem czynnika w układzie prostym.

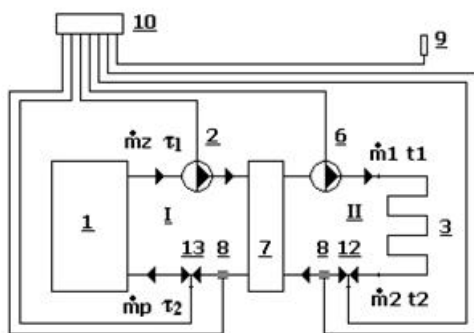
Należy zauważyć, iż założenie $\Delta t_i = \tau_2 - t_2 = \text{const}$ nie jest w rzeczywistości realizowane, ponieważ w każdym następnym cyklu w instalacji odbiorczej, krąży coraz bardziej schłodzony czynnik grzewczy. Czynna różnica temperatur maleje, a wraz z nią zmniejsza się ilość odbieranego od czynnika ciepła. Odpowiednio zmniejsza się wartość Δt_i . Nie wpływa to jednak w sposób istotny na powyższe rozważanie, bowiem skutkuje tylko większą ilością n obiegów, potrzebnych do uzyskania obliczeniowego schładzania czynnika.

Bardziej istotnym jest fakt, że o włączeniu źródła ciepła, zwłaszcza w przypadku prostego układu (rys. 1a), może zadecydować wcześniej czujnik (9)

temperatury powietrza wewnętrznego lub innego parametru technologicznego, mającego pierwszeństwo w logice sterownika (10). Źródło ciepła zostanie zatem uruchomione jeszcze przed osiągnięciem obliczeniowej temperatury powrotu.

2.3. Układ cieplny ze sprzęgłem hydraulicznym lub buforem

Na rys. 3a przedstawiono schemat układu cieplnego, wyposażonego w pionowy rozdzielacz hydrauliczny (7) (PRH). Urządzenie to wyraźnie dzieli cały układ na dwa obiegi: kotłowy obieg pierwotny (I) i odbiorczy obieg wtórny (II) z własną pompą (6). Jednocześnie nie są to obiegi w pełni niezależne, bowiem stanowią one wspólną przestrzeń hydrauliczną.



Rys. 3a. Schemat układu z pionowym rozdzielaczem hydraulicznym
Fig. 3a. Diagram of thermal system with vertical hydraulic divider

Rys. 3b przedstawia schemat pracy PRH z całkowitym przepływem „na wprost”. Występuje on w warunkach, gdy suma mas czynnika grzewczego po stronie pierwotnej równa jest sumie mas strumieni po stronie odbiorczej:

$$\dot{m}_z + (-\dot{m}_p) = \dot{m}_1 + (-\dot{m}_2) \quad \text{oraz} \quad \dot{m}_z = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_p = \dot{m}. \quad (11)$$

Teoretycznie zdarza się to, gdy moc produkowana przez źródło lub kilka źródeł ciepła równa jest zapotrzebowaniu na ciepło po stronie instalacji odbiorczych; przykładowo w warunkach obliczeniowych, to znaczy przy obliczeniowej temperaturze powietrza zewnętrznego. W tak ustalonych warunkach pracy:

$$\tau_1 = t_1 > \tau_2 = t_2 \quad \text{i} \quad \Delta t_o = \Delta t. \quad (12)$$

Sprawność układu wyrażamy ze wzoru (4):

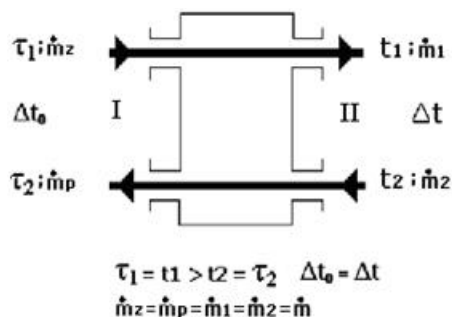
$$\eta = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_d},$$

ale:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_d - \dot{Q}_{str}, \quad (13)$$

gdzie \dot{Q}_{str} są stratami cieplnymi przesyłowymi, sprawność układu ostatecznie wyniesie:

$$\eta = 1 - \frac{\dot{Q}_{str}}{\dot{Q}_d} \quad (14)$$

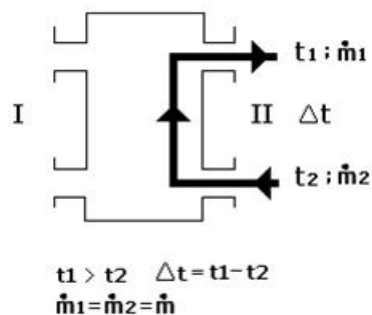


Rys. 3.b. Schemat pracy rozdzielacza z całkowitym przepływem „na wprost”

Fig. 3b. Diagram of full through flow work of the divider

Z tego wynika, że im mniejsze są straty przesyłowe, tym wyższa jest sprawność układu.

Przeanalizujmy teraz stan pracy PRH, kiedy temperatura powrotu czynnika grzewczego do źródła ciepła jest wyższa od temperatury obliczeniowej, czyli $t_2 > t_2$. Wówczas, wskutek impulsu, przekazanego przez czujnik temperatury strumienia powrotnego do panelu sterującego następuje odłączenie źródła ciepła i pompy (2), a w konsekwencji zostaje odcięty dopływ energii cieplnej do układu. Zasadniczo ulega zmianie sposób pracy układu. Ten stan pracy PRH ilustruje rys. 3c.



Rys. 3c. Schemat pracy rozdzielacza z całkowitym przepływem czynnika grzewczego w obiegu wtórnym „z dołu do góry”

Fig. 3c. Diagram of work with full return flow of the secondary heat medium

Praca z całkowitym przepływem czynnika grzewczego po wtórej stronie układu cieplnego „z dołu do góry” ma miejsce wówczas, gdy wszystkie pompy (2) obiegu pierwotnego są wyłączone. Cały strumień objętości czynnika grzewczego obiegu odbiorczego, generowany przez pompy (6) przepływa cy-

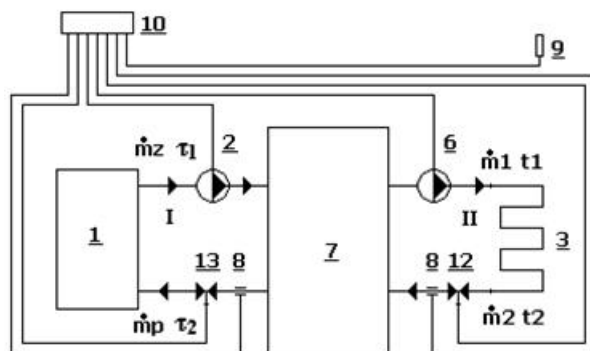
klicznie przez PRH od powrotu do zasilania obiegu wtórnego, co powoduje przyspieszone obniżanie temperatury czynnika grzewczego, zasilającego pracujące układy odbiorcze. Zapewnia to maksymalną sprawność pomp w obwodzie wtórnym i jednocześnie skuteczne funkcjonowanie automatyki instalacji (przyamykanie lub wręcz zamknięcie zaworów termostatycznych w układach grzewczych, itp.). Tym samym wpływa to na podniesienie sprawności przedstawionego układu cieplnego.

Porównując pracę tego układu z układem przedstawionym na rys. 2b, sprawność układu wyrażamy wzorem (10):

$$\eta = 1 - \frac{t_2 - \tau_2}{n(\tau_1 - t_2)}$$

Z uwagi na to, że pojemność rozdzielacza hydraulicznego jest niewielka w stosunku do objętości całego zładu, nie ma to większego wpływu na sprawność rozpatrywanego układu. Możliwe są również inne schematy pracy PRH, na przykład z całkowitym przepływem „z góry w dół”, jak również z częściowym podziałem strumieni „na wprost” i przez PRH w dół lub w górę. PRH pełni, swego rodzaju funkcję zaworu trójdrogowego, w którym, zmiana stanów pracy i współczynnika zmieszania, następuje automatycznie, nie wymagając żadnych siłowników i nie powodując antagonizmów hydraulicznych pomiędzy obiegami I i II.

W układzie przedstawionym na rys. 4a, jest możliwe akumulowanie ciepła, które nie zostało wykorzystane w układzie odbiorczym oraz obniżenie do wartości obliczeniowej, temperatury czynnika powracającego do źródła ciepła. W miejscu PRH znajduje się urządzenie (7), które pełni funkcję PRH. Posiada ono jednak znacznie większą pojemność i może być akumulatorem ciepła.



Rys. 4a. Schemat układu cieplnego wyposażonego w zbiornik buforowy
Fig. 4a. Diagram of thermal system with buffer tank

Zbadamy możliwości akumulacyjne akumulatora na przykładzie stanu pracy zilustrowanego na rys. 3c. Założmy, że powrotny strumień czynnika grzewczego \dot{m}_2 , o temperaturze $t_2 > \tau_2$, wpływa do zasobnika ciepła (rys. 4b). Impuls wysłany do sterownika przez czujnik temperatury strumienia powrotnego powoduje odłączenie źródła ciepła, zatrzymanie pompy (2) i odcięcie zaworem (4), strumienia \dot{m}_p powracającego do źródła ciepła. Wpływający strumień powrotny z instalacji miesza się z przydenną warstwą zalegającego tam czynnika grzewczego o temperaturze τ_2 . Objętość zbiornika, w której zachodzi zmieszanie, wynosi $S \cdot h_m$ (S – pole przekroju zbiornika). W niej zostaje zmagazynowane niewykorzystane ciepło \dot{Q}_p , zawarte w masie powracającego strumienia i ustala się temperatura zmieszania t_m .

W zasobniku powstaje masa objętości zmieszania o temperaturze t_m w wyniku złożonego procesu wzajemnego oddziaływania: masy powracającego strumienia o temperaturze t_2 , charakteryzującego się współczynnikiem α , masy strumienia czynnika poddanego zjawisku konwekcji, charakteryzującego się współczynnikiem β i masy strumienia czynnika poddanego zjawisku dyfuzji, charakteryzującego się współczynnikiem γ .

Przyjmuje się model pracy zasobnika, jak na rys. 4b, gdzie:

I – obieg pierwotny;

II – obieg wtórny;

τ_1 – temperatura zasilania w obiegu pierwotnym;

τ_2 – temperatura powrotu w obiegu pierwotnym;

Δt_o – obliczeniowe schłodzenie czynnika grzewczego w obiegu pierwotnym;

H – czynna wysokość akumulatora ciepła;

h_m – wysokość strefy zmieszania czynnika grzewczego;

t_1 – temperatura czynnika grzewczego zasilającego obieg wtórny;

t_2 – temperatura powrotu czynnika grzewczego w obiegu wtórnym;

t_m – temperatura zmieszania;

Δt – schłodzenie czynnika grzewczego w obiegu wtórnym;

\dot{m} – strumień masy czynnika grzewczego;

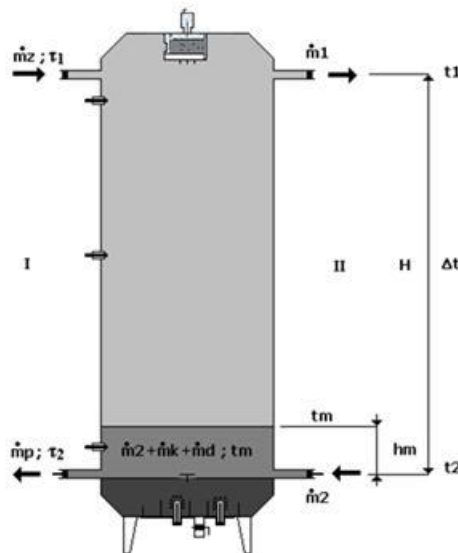
\dot{m}_z – zasilający strumień czynnika grzewczego obiegu pierwotnego;

\dot{m}_p – powrotny strumień czynnika grzewczego pierwotnego;

\dot{m}_1 – zasilający strumień czynnika grzewczego obiegu wtórnego;

\dot{m}_2 – powrotny strumień czynnika grzewczego obiegu wtórnego;

- $V = S \cdot H$ – czynna objętość zasobnika ciepła;
 V_m – objętość mieszania czynnika grzewczego w zasobniku ciepła;
 $V_p = \alpha V$ – objętość strumienia czynnika grzewczego powrotnego;
 $V_k = \beta V$ – objętość strumienia czynnika grzewczego poddana zjawisku konwekcji;
 $V_d = \gamma V$ – objętość strumienia czynnika grzewczego poddana zjawisku dyfuzji;
 α – współczynnik charakteryzujący udział w objętości zasobnika ciepła, strumienia powrotnego czynnika grzewczego;
 β – współczynnik charakteryzujący udział w objętości zasobnika ciepła, strumienia czynnika grzewczego poddanego zjawisku konwekcji;
 γ – współczynnik charakteryzujący udział w objętości zasobnika ciepła, strumienia czynnika grzewczego, poddanego zjawisku dyfuzji;
 H – wysokość słupa czynnika grzewczego w akumulatorze ciepła;
 T – czas;
 S – pole powierzchni przekroju zasobnika ciepła;
 ρ – gęstość czynnika grzewczego;
 c_p – ciepło właściwe czynnika grzewczego;
 h_m – wysokość słupa mieszania czynnika grzewczego.



Rys. 4b. Schemat zasobnika ciepła z funkcją sprzęgła hydraulicznego
Fig. 4b. Diagram of buffer tank with hydraulic distributor function

Elementarną niewykorzystaną ilość ciepła, powracającą do zasobnika z układu odbiorczego, możemy zapisać w postaci:

$$d\dot{Q}_p = \rho \dot{V} c_p dt \quad (15)$$

$$\text{lub} \quad d\dot{Q}_p = \rho c_p \frac{V}{T} dt . \quad (16)$$

Strumień powrotny, wpływający do zasobnika, posiada zakumulowaną energię cieplną w układzie odbiorczym:

$$\dot{Q}_p = \rho \frac{\Delta V}{T} c_p \int_{\tau_2}^{t_2} dt = \rho \frac{(V_2 - V_1)}{T} c_p (t_2 - \tau_2) = \rho \frac{\Delta V}{T} c_p (t_2 - \tau_2) \quad (17)$$

gdzie: $\Delta V = V_2 - V_1$, jest objętością strumienia powrotnego.

Wzór można w uproszczeniu zapisać:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p c_p (t_2 - \tau_2) = \alpha \dot{m} c_p (t_2 - \tau_2), \quad (18)$$

a ostatecznie:

$$\dot{Q}_p = \alpha \dot{m} c_p (t_2 - \tau_2). \quad (19)$$

Zakłada się, że powracająca do zasobnika elementarna strumień mocy $d\dot{m}_p$, o temperaturze t_2 , ulega zmieszaniu z warstwą przydenną zalegającego tam czynnika grzewczego, o temperaturze τ_2 . W elementarnej objętości zmieszania dV_m zasobnika ciepła jest zmagazynowane niewykorzystane ciepło $d\dot{Q}_p$, zawarte w masie powracającego strumienia i ustala się temperatura mieszaniny czynnika grzewczego t_m .

Z przyjętego założenia, że ilość ciepła zawarta w objętości strumienia powrotnego, odpowiada ilości ciepła zawartego w objętości zmieszania w zasobniku otrzymuje się równanie:

$$d\dot{Q}_p = d\dot{Q}_m, \quad (20)$$

gdzie $d\dot{Q}_m$ jest ciepłem zawartym w elementarnej objętości cząsteczki zmieszania, czyli:

$$d\dot{Q}_m = \rho \frac{V_m}{T} c_p dt, \quad (22)$$

zaś

$$V_m = V_p + V_k + V_d \quad \text{lub} \quad V_m = \alpha V + \beta V + \gamma V \quad (23)$$

Po rozwinięciu wzoru (22) uzyskuje się:

$$\begin{aligned} d\dot{Q}_m &= \rho \frac{V_m}{T} c_p dt = \frac{\rho(V_p + V_k + V_d)}{T} c_p dt = \\ &= \rho \frac{(\alpha V + \beta V + \gamma V)}{T} c_p dt = \rho \frac{V}{T} (\alpha + \beta + \gamma) c_p dt. \end{aligned} \quad (24)$$

Ciepło zawarte w objętości zbiornika w której zachodzi zmieszanie ΔV_m w przedziale $\langle V_I; V_{II} \rangle$, gdzie $V_I = 0$, a $V_{II} = S \cdot h_m$ wynosi:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_m &= \rho \frac{\Delta V_m}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt = \rho \frac{V_p + V_k + V_d}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt = \rho \frac{V_p}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt + \\ &+ \rho \frac{V_k}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt + \rho \frac{V_d}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt = \rho \frac{\alpha V}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt + \rho \frac{\beta V}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt + \\ &+ \rho \frac{\lambda V}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt = \frac{\alpha m}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt + \frac{\beta m}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt + \frac{\lambda m}{T} c_p \Big|_{\tau_2}^{t_m} dt = \\ &= \dot{m} c_p [\alpha(t_m - \tau_2) + \beta(t_m - \tau_2) + \gamma(t_m - \tau_2)]. \end{aligned} \quad (25)$$

Z założenia, że $\dot{Q}_p = \dot{Q}_m$, otrzymujemy:

$$\alpha \dot{m} c_p (t_2 - \tau_2) = \dot{m} c_p [\alpha(t_m - \tau_2) + \beta(t_m - \tau_2) + \gamma(t_m - \tau_2)]. \quad (26)$$

a po uproszczeniach, temperaturę zmieszania wyraża wzór:

$$t_m = \frac{2\alpha t_2 - \tau_2(\alpha - \beta - \gamma)}{\alpha + \beta + \gamma}. \quad (27)$$

Całkowite ciepło \dot{Q}_{cm} zakumulowane w zasobniku, wskutek cyklicznego zasilania bufora strumieniem niewykorzystanej energii cieplnej, po przyjęciu, że kolejne masy mieszania $\dot{m}_{(i)}$ o temperaturze mieszania $t_{m(i)}$, układają się odpowiednio warstwami, tzn., $t_{m(1)} > t_{m(2)} > \dots > t_{m(i)} \dots > t_{m(n-1)} > t_{m(n)}$, można zapisać wzorem:

$$\dot{Q}_{cm} = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_{m(i)}, \quad (28)$$

a w rozwinięciu otrzymuje się:

$$\dot{Q}_{cm} = \dot{m}c_p \sum_{i=1}^n \left[\alpha(t_{m(i)} - t_{2(i)}) + \beta(t_{m(i)} - \tau_2) + \gamma(t_{m(i)} - \tau_2) \right]. \quad (29)$$

3. Uwagi końcowe

W opracowaniu przedstawiono wyniki opracowania obliczone z modelu matematycznego dla trzech, z sześciu wstępnie sklasyfikowanych układów cieplnych, na drodze spójnej teorii działania nowoczesnych urządzeń do akumulacji i rozdziału ciepła, usprawniających funkcjonowanie węzłów cieplnych i całego układu cieplnego. Autorzy zamierzają kontynuować tę pracę i wyniki przedstawić w kolejnych opracowaniach.

Literatura

1. **Mizielińska K.:** Zastosowanie specjalnych rozdzielaczy hydraulicznych. COW, 1995, nr 1.
2. **Mizielińska K.:** Układy hydrauliczne w źródłach ciepła z kilkoma kotłami. PI, 1996, nr 5.
3. **Mizielińska K.:** Zastosowanie pionowego rozdzielacza hydraulicznego w modernizowanych, małych źródłach ciepła. PI, 1996 nr 6.
4. **Mizielińska K.:** Zort-System. PI, 1997, nr 1, 3, 5.
5. **Naskręt L.:** Energooszczędne systemy grzewcze. MI, 2005, nr 4(80).
6. **Naskręt L.:** Sprawny akumulator. MI, 2005, nr 9(85).
7. **Szkarowski A., Łatowski L.:** Ciepłownictwo. Wyd.I. WTN. Warszawa, 2006.
8. **Szkarowski A., Naskręt L.:** Uzgadnianie parametrów. MI, 2006, nr 10(98).
9. **Szkarowski A., Naskręt L.:** Obieg zespolony. MI, 2007, nr 4(104).
10. **Szkarowski A., Naskręt L.:** Stos energetyczny. MI, 2007, nr 5(105).
11. **Szkarowski A., Naskręt L., Szokalski W.:** Oszczędzanie zespolone. MI, 2007, nr 10(110).

Theoretical Issues of Use of Hydraulic Dividers and Buffer Tanks in Heating Systems

Abstract

In recent years, many new solutions improving operation of heating system have been introduced: heat layered storages, heat storages with segments for connection of secondary source of heat, multifunctional vertical and serial hydraulic distributors, distributors of ZORT system, heating mini-central for individual preparation of hot water.

Surprising is the fact, that virtually there is no detailed rule of operation for the above equipments. However this abstract is an attempt to fill in the theoretical gap in field of technology of accumulation and distribution of heat in heating systems.

In thermal systems, feedings well thermally insulated objects, the problem of necessity to lower temperature of return of heat medium and the recovery of unused in the receiving circuits of the system thermal energy contained in returning stream appears more and more often. This is due to more and more perfect materials, thermally insulating buildings, improved installation circuits, equipped with armature and automatics, and also installations with small framing and, as a result, small thermal inertia.

The following categorization was proposed:

- the basic heat system;
- the heat system with transformation of temperature;
- the heat system with a hydraulic distributor or with layered buffer;
- the system with heat storage equipped with near-bottom plate;
- the system equipped with heat layered storage with many layering segments.

For the first two systems, rough schemes were introduced (Fig. 1a, Fig. 2a) and diagrams of heat agent cooling, during its flow via pipe lines of the system (Fig. 1b, Fig. 2b).

The third system was dealt separately for each of its two characteristic types:

- with vertical hydraulic distributor (Fig. 3a);
- with heat layered storage in a position of distributor (Fig. 4a).

Two, the most important ways of distributor operation are discussed (Fig. 3b, Fig. 3c).

For all, discussed above systems a mathematical apparatus was formed, which allows calculation of proper technical operation for assigned parameters in order to improve proficiency of the system (formulas (1)-(29)).