2. Wzory i formuły obliczeniowe

2.1. Zapotrzebowanie na moc cieplną ze względu na potrzeby c.o.

5 czerwca 2006 została zatwierdzona norma PN-EN 12831:2006, będąca tłumaczeniem normy europejskiej EN 12831:2003. Nowa norma wprowadza wiele zmian w stosunku do dotychczasowych metod obliczania zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania budynków (PN-B-03406 z 1994 r.).

2.1.1. Metoda obliczeń zapotrzebowania na moc cieplną według PN-EN 12831:2006 [36]

Norma PN-EN 12831:2006 podaje sposób obliczania obciążenia cieplnego:

- poszczególnych pomieszczeń (przestrzeni ogrzewanych) w celu doboru grzejników,
- całego budynku lub jego części w celu doboru źródła ciepła.

Metoda zawarta w normie może być stosowana do budynków o wysokości pomieszczeń ograniczonej do 5 m, po założeniu, że są one ogrzewane w warunkach projektowych do osiągnięcia stanu ustalonego.

W załączniku informacyjnym (nienormatywnym) zamieszczono instrukcje obliczania projektowych strat ciepła w przypadkach szczególnych:

- pomieszczenia o dużej wysokości (powyżej 5 m),
- budynki o znacznej różnicy między temperaturą powietrza i średnią temperaturą promieniowania.

Norma podaje metodę uproszczoną, która może być stosowana do budynków mieszkalnych, w których krotność wymiany powietrza, o różnicy ciśnienia między wnętrzem a otoczeniem budynku równej 50 Pa, n_{50} jest niższa od 3 h^{-1}.

Całkowita projektowa strata ciepła przestrzeni ogrzewanej

Jest to ilość ciepła przenikająca z budynku do środowiska zewnętrznego w jednostce czasu, w określonych warunkach projektowych.

W normie PN-EN 12831 podano wzór do obliczania całkowitej projektowej straty ciepła przestrzeni ogrzewanej w podstawowych przypadkach:

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}, \text{ W} \tag{2.1}$$

gdzie: $\Phi_{T,i}$ – projektowa strata ciepła ogrzewanej przestrzeni i przez przenikanie, W,
$\Phi_{V,i}$ – projektowa wentylacyjna strata ciepła ogrzewanej przestrzeni i, W.

Różnica polega na tym, że w nowym wzorze nie występują dodatki do strat ciepła przez przenikanie. W nowej normie nie uwzględnia się wpływu przegród chłodzących po założeniu, że budynek jest dobrze zaizolowany. Natomiast jeśli tak nie jest, należy zastosować metodę dla budynków o znacznej różnicy między temperaturą powietrza i średnią temperaturą promieniowania (przypadek szczególny).

Projektowe obciążenie cieplne przestrzeni ogrzewanej

Jest to wymagany strumień ciepła umożliwiający osiągniecie określonych warunków projektowych.

W projektowym obciążeniu cieplnym przestrzeni ogrzewanej uwzględnia się dodatkowo nadwyżkę mocy cieplnej, wymaganą do skompensowania skutków osłabienia ogrzewania:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i}, \text{ W} \tag{2.2}$$

gdzie: $\Phi_{RH,i}$ – nadwyżka mocy cieplnej wymagana do skompensowania skutków osłabienia ogrzewania strefy ogrzewanej *i*, W.

Projektowe obciążenie cieplne budynku lub jego części

Projektowe obciążenie cieplne dla całego budynku (lub jego części) oblicza się analogicznie, w następujący sposób:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}, \text{ W} \tag{2.3}$$

gdzie: $\sum \Phi_{T,i}$ – suma strat ciepła przez przenikanie wszystkich przestrzeni ogrzewanych budynku z wyłączeniem ciepła wymienianego wewnątrz budynku, W,

$\sum \Phi_{V,i}$ – wentylacyjne straty ciepła wszystkich przestrzeni ogrzewanych z wyłączeniem ciepła wymienianego wewnątrz budynku, W,

$\sum \Phi_{RH,i}$ – suma nadwyżek mocy cieplnej wszystkich przestrzeni ogrzewanych wymaganych do skompensowania skutków osłabienia ogrzewania, W.

Zapotrzebowanie na ciepło do podgrzania powietrza wentylacyjnego i infiltrującego oraz przepływającego z jednej przestrzeni ogrzewanej do drugiej.

Wartości temperatury

W normie występuje określenie „projektowy” zamiast dotychczasowego słowa „obliczeniowy”.

Przyjmuje się, że temperatura wewnętrzna, stosowana do obliczania strat ciepła przez przenikanie, to temperatura operacyjna, a nie temperatura powietrza. Temperatura operacyjna oznacza średnią arytmetyczną z wartości temperatury powietrza wewnętrznego i średniej temperatury promieniowania.

Strefy klimatyczne

Podział Polski na strefy klimatyczne pokazano na rysunku 7. Podział według PN-EN 12831 odpowiada dokładnie dotychczasowemu podziałowi według normy PN-82/B-02403. Podział na strefy klimatyczne podany jest w załączniku krajowym do normy na obliczanie obciążenia cieplnego.

Projektowa temperatura zewnętrzna

Wartości projektowej temperatury zewnętrznej zamieszczono w tabeli 6. Projektowa temperatura zewnętrzna według PN-EN 12831 odpowiada obliczeniowej temperaturze powietrza na zewnątrz budynku zgodnie z PN-82/B-02403. Zmiany dotyczą jedynie używanego terminu oraz zamieszczenia wartości temperatury w załączniku krajowym do normy na obliczanie obciążenia cieplnego, a nie w osobnej normie.

Średnia roczna temperatura zewnętrzna

Załącznik krajowym do normy PN-EN 12831 podaje również wartości średniej rocznej temperatury zewnętrznej (tabela 6). Wartości te nie były podane w normie PN-82/B-02403, gdyż nie były potrzebne do obliczania zapotrzebowania na ciepło według normy PN-B-03406:1994. Obecnie są one wykorzy-

Tabela 6. Projektowa temperatura zewnętrzna i średnia roczna temperatura zewnętrzna

Strefa klimatyczna	Projektowa temperatura zewnętrzna, °C	Średnia roczna temperatura zewnętrzna, °C
I	–16	7,7
II	–18	7,9
III	–20	7,6
IV	–22	6,9
V	–24	5,5

Rys. 7. Podział terytorium Polski na strefy klimatyczne, według [35]

stywane do obliczania strat ciepła do gruntu oraz strat ciepła przez przenikanie do przyległych pomieszczeń.

Projektowa temperatura wewnętrzna

Norma PN-EN 12831 podaje wartości projektowej temperatury wewnętrznej (tabela 7). Wcześniej wartości *temperatury obliczeniowej w pomieszczeniach* podane były w normie PN-82/B-02402, a następnie w rozporządzeniu Ministra infrastruktury [20]. Norma PN-EN 12831 w zasadzie przytacza tabelę z rozporządzenia jedynie z drobnymi zmianami. Natomiast w stosunku do normy PN-82/B-02402 zmiana polega na obniżeniu temperatury w pomieszczeniach przeznaczonych do pobytu ludzi bez odzieży (np. łazienki, gabinety lekarskie) z 25 °C do 24 °C oraz rezygnacji z najwyższej temperatury 32 °C.

Projektowa strata ciepła przez przenikanie

Projektową stratę ciepła przestrzeni ogrzewanej *i* przez przenikanie oblicza się według zależności:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij})(\theta_{\mathrm{int},j} - \theta_e), \ \mathrm{W} \tag{2.4}$$

gdzie: $H_{T,ie}$ – współczynnik straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej *i* do otoczenia *e* przez obudowę budynku, W/K,

$H_{T,iue}$ – współczynnik straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewane *i* do otoczenia *e* przez przestrzeń nieogrzewaną *u*, W/K,

$H_{T,ig}$ – współczynnik straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej *i* do gruntu *g* w warunkach ustalonych, W/K,

Tabela 7. Projektowa temperatura wewnętrzna według PN-EN 12831

Przeznaczenie lub sposób wykorzystania pomieszczeń	Przykłady pomieszczeń	θ_{int}, °C
• Nieprzeznaczone na pobyt ludzi, • Przemysłowe – podczas działania ogrzewania dyżurnego (jeśli pozwalają na to względy technologiczne)	magazyny bez stałej obsługi, garaże indywidualne, hale postojowe (bez remontów), akumulatornie, maszynownie i szyby dźwigów osobowych	5
• Nie występują zyski ciepła, a jednorazowy pobyt ludzi znajdujących się w ruchu i okryciach zewnętrznych nie przekracza 1 h, • Występują zyski ciepła od urządzeń technologicznych, oświetlenia itp., przekraczające 25 W na 1 m^3 kubatury pomieszczenia	klatki schodowe w budynkach mieszkalnych, hale sprężarek, pompownie, kuźnie, hartownie, wydziały obróbki cieplnej	8
• Nie występują zyski ciepła, przeznaczone do stałego pobytu ludzi, znajdujących się w okryciach zewnętrznych lub wykonujących pracę fizyczną o wydatku energetycznym powyżej 300 W, • Występują zyski ciepła od urządzeń technologicznych, oświetlenia itp., wynoszące od 10 do 25 W na 1 m^3 kubatury pomieszczenia	magazyny i składy wymagające stałej obsługi, hole wejściowe, poczekalnie przy salach widowiskowych bez szatni, kościoły, hale pracy fizycznej o wydatku energetycznym powyżej 300 W, hale formierni, maszynownie chłodni, ładownie akumulatorów, hale targowe, sklepy rybne i mięsne	12
• Nie występują zyski ciepła, przeznaczone na pobyt ludzi: a) w okryciach zewnętrznych w pozycji siedzącej i stojącej, b) bez okryć zewnętrznych znajdujących się w ruchu lub wykonujących pracę fizyczną o wydatku energetycznym do 300 W, • Występują zyski ciepła od urządzeń technologicznych, oświetlenia itp., nieprzekraczające 10 W na 1 m^3 kubatury	sale widowiskowe bez szatni, ustępy publiczne, szatnie okryć zewnętrznych, pomieszczeniahale produkcyjne, sale gimnastyczne, kuchnie indywidualne wyposażone w paleniska węglowe	16
• Przeznaczone na stały pobyt ludzi bez okryć zewnętrznych, niewykonujących w sposób ciągły pracy fizycznej • Kotłownie i węzły cieplne	pokoje mieszkalne, przedpokoje, kuchnie indywidualne wyposażone w paleniska gazowe lub elektryczne, pokoje biurowe, sale posiedzeń, muzea i galerie sztuki z szatniami, audytoria	20
• Przeznaczone do rozbierania • Przeznaczone na pobyt ludzi bez odzieży	łazienki, rozbieralnie – szatnie, umywalnie, natryskownie, hale pływalni, gabinety lekarskie z rozbieraniem pacjentów, sale niemowląt i sale dziecięce w żłobkach, sale operacyjne	24

$H_{T,ij}$ – współczynnik straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej *i* do sąsiedniej przestrzeni *j* ogrzewanej do znacząco różnej temperatury, tzn. przyległej przestrzeni ogrzewanej w tej samej części budynku lub w przyległej części budynku, W/K,

$\theta_{\text{int},i}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej *i*, °C,

θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

Według nowej metody najpierw oblicza się współczynniki projektowych strat ciepła, a dopiero później mnoży się ich sumę przez różnicę temperatury wewnętrznej i zewnętrznej.

Wartość współczynnika straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej *i* na zewnątrz *e* $H_{T,ie}$ zależy od wymiarów i cech charakterystycznych elementów budynku oddzielających przestrzeń ogrzewaną od środowiska zewnętrznego, takich jak ściany, podłogi, stropy, drzwi i okna. Według normy PN-EN 12831:2006 uwzględnia się również liniowe mostki cieplne:

$$H_{T,ie} = \sum A_k U_k e_k + \sum \psi_l l_l e_l, \text{ W/K} \tag{2.5}$$

gdzie: A_k – powierzchnia elementu budynku k, m^2,
U_k – współczynnik przenikania ciepła przegrody k, W/(m^2·K),
ψ_l – współczynnik przenikania ciepła liniowego mostka cieplnego l, W/(m·K),
l_l – długość liniowego mostka cieplnego l między przestrzenią wewnętrzną a zewnętrzną, m,
e_k, e_l – współczynniki korekcyjne ze względu na orientację, z uwzględnieniem wpływów klimatu, takich jak różne izolacje, absorpcja wilgoci przez elementy budynku, prędkość wiatru i temperatura powietrza, w przypadku gdy wpływy te nie zostały wcześniej uwzględnione podczas określania wartości współczynnika U_k (EN ISO 6946).

Współczynnik przenikania ciepła U_k należy obliczać według:

- normy EN ISO 6946 – dla elementów nieprzezroczystych,
- normy EN ISO 10077-1 – dla drzwi i okien,
- na podstawie zaleceń podanych w europejskich aprobatach technicznych.

Współczynnik przenikania ciepła liniowego mostka cieplnego ψ_l powinien być określony według normy EN ISO 10211-2 (obliczenia numeryczne) lub w sposób przybliżony z wykorzystaniem wartości stabelaryzowanych podanych w normie EN ISO 14683. Wartości ujęte w tabelach, podane w normie EN ISO 14683, przeznaczone są do obliczeń wykonywanych w odniesieniu do całego budynku, a nie metodą „pomieszczenie po pomieszczeniu". Podział wartości pomiędzy pomieszczenia norma pozostawia do uznania projektanta instalacji.

W obliczeniach nie uwzględnia się nieliniowych mostków cieplnych.

Orientacyjne wartości współczynników korekcyjnych podane są w załączniku krajowym do normy 12831:2006:

$$e_k = 1{,}0, \quad e_l = 1$$

W związku z tym równanie (2.5) w praktyce upraszcza się do następującej postaci:

$$H_{T,ie} = \sum A_k U_k + \sum \psi_l l_l, \ \text{W/K} \tag{2.6}$$

Uproszczona metoda w odniesieniu do strat ciepła przez przenikanie

W obliczeniach strat ciepła przez przenikanie można uwzględnić mostki cieplne metodą uproszczoną. Polega ona na przyjęciu skorygowanej wartości współczynnika przenikania ciepła:

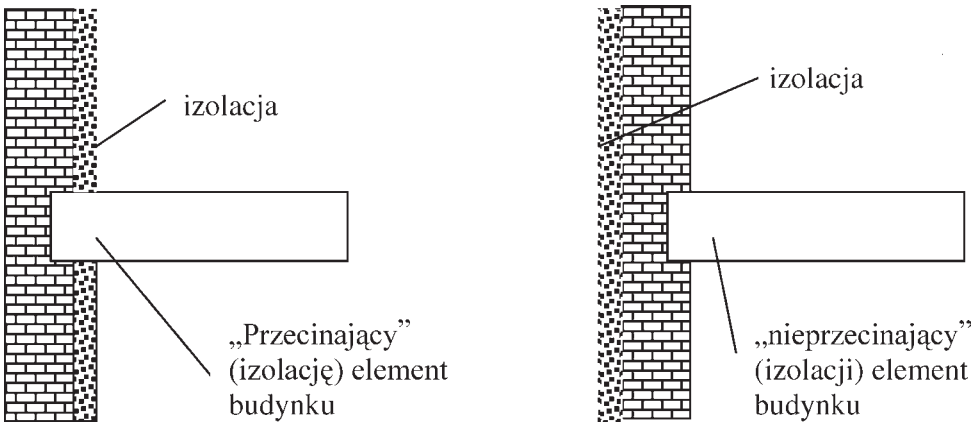
$$U_{kc} = U_k + \Delta U_{tb}, \ \text{W/(m}^2\text{·K)} \tag{2.7}$$

gdzie: U_{kc} – skorygowany współczynnik przenikania ciepła elementu budynku k, z uwzględnieniem liniowych mostków cieplnych, W/(m^{2}K),
U_k – współczynnik przenikania ciepła elementu budynku k, W/(m^2·K),
ΔU_{tb} – współczynnik korekcyjny w zależności od typu elementu budynku, W/(m^2·K).

Orientacyjne wartości współczynnika ΔU_{tb} podane są w tabelach 8–10. Pojęcie elementu budynku „przecinającego" i „nieprzecinającego" izolację pokazano na rysunku 8. Zaletą uproszczonej metody uwzględniania mostków cieplnych jest bezsprzecznie jej prostota stosowania. Natomiast wadą jest to, że obliczone straty ciepła mogą w niektórych przypadkach być zawyżone.

Straty ciepła przez przestrzeń nieogrzewaną

Norma PN-EN 12831:2006 wprowadza nowy sposób określania strat ciepła w przypadku przestrzeni nieogrzewanej, przyległej do przestrzeni ogrzewanej. Do tej pory obliczenia wykonywało się podobnie jak w przypadku przenikania bezpośrednio do przestrzeni zewnętrznej, przyjmując obliczeniową temperaturę w przestrzeni przyległej według normy PN-82/B-02403. Model przyjęty w nowej normie rozpatruje wymianę ciepła między przestrzenią ogrzewaną i i otoczeniem e przez przestrzeń nieogrzewaną u. Współczynnik projektowej straty ciepła oblicza się w tym przypadku w sposób następujący:



Rys. 8. Element budynku „przecinający” i „nieprzecinający” izolację

Tabela 8. Współczynnik korekcyjny dla pionowych elementów budynku ΔU_{tb}

Liczba stropów przecinających izolację	Liczba przecinanych ścian	ΔU_{tb}, dotyczy pionowych elementów budynku, W/(m^2·K)	
		kubatura przestrzeni ≤ 100 m^3	kubatura przestrzeni > 100 m^3
0	0	0,05	0
	1	0,10	0
	2	0,15	0,05
1	0	0,20	0,10
	1	0,25	0,15
	2	0,30	0,20
2	0	0,25	0,15
	1	0,30	0,20
	2	0,35	0,25

Tabela 9. Współczynnik korekcyjny ΔU_{tb} dla poziomych elementów budynku [19]

Element budynku			ΔU_{tb} poziomych elementów budynku, W/(m^2·K)
Lekka podłoga (drewno, metal itd.)			0
Ciężka podłoga (beton itd.)	Liczba boków będących w kontakcie ze środowiskiem zewnętrznym	1	0,05
		2	0,10
		3	0,15
		4	0,20

Tabela 10. Współczynnik korekcyjny ΔU_{tb} dla otworów [19]

Powierzchnia elementu budynku, m^2	ΔU_{tb} , W/(m^2·K)
0–2	0,50
>2–4	0,40
>4–9	0,30
>9–20	0,20
>20	0,10

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k U_k b_u + \sum_l \psi_l l_l b_u, \text{ W/K} \tag{2.8}$$

gdzie: A_k – powierzchnia elementu budynku k, m^2,
U_k – współczynnik przenikania ciepła przegrody k, W/(m^2·K),
b_u – współczynnik redukcji temperatury, uwzględniający różnicę między temperaturą przestrzeni nieogrzewanej i projektową temperaturą zewnętrzną,
ψ_l – współczynnik przenikania ciepła liniowego mostka cieplnego l, W/(m·K),
l_l – długość liniowego mostka cieplnego l między przestrzenią wewnętrzną a zewnętrzną, m.

Współczynnik b_u może być określony w jeden z następujących sposobów:

1. Jeśli temperatura przestrzeni nieogrzewanej jest znana:

$$b_u = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_u}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \tag{2.9}$$

gdzie: $\theta_{\text{int},i}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej i, °C,
θ_u – projektowa temperatura przestrzeni nieogrzewanej, °C,
θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

2. Jeśli temperatura przestrzeni nieogrzewanej nie jest znana, to

$$b_u = \frac{H_{ue}}{H_{ui} + H_{ue}} \tag{2.10}$$

gdzie: H_{iu} – współczynnik strat ciepła z przestrzeni ogrzewanej i do przyległej przestrzeni nieogrzewanej u, z uwzględnieniem:
– strat ciepła przez przenikanie (z przestrzeni ogrzewanej do przestrzeni nieogrzewanej),
– wentylacyjnych strat ciepła (strumień powietrza między przestrzenią ogrzewaną i nieogrzewaną),
H_{ue} – współczynnik strat ciepła z przestrzeni nieogrzewanej u do otoczenia e, z uwzględnieniem:
– strat ciepła przez przenikanie (do otoczenia i do gruntu),
– wentylacyjnych strat ciepła (między przestrzenią nieogrzewaną a otoczeniem).

W uproszczeniu wartości współczynnika redukcji temperatury można przyjmować wartości orientacyjne według tabeli 11.

Współczynnik redukcji temperatury b_u uwzględnia fakt, że temperatura przestrzeni nieogrzewanej w warunkach projektowych może być wyższa od temperatury zewnętrznej, a właśnie przez różnicę temperatury wewnętrznej i zewnętrznej mnoży się później współczynnik projektowej straty ciepła – równanie.

Straty ciepła do gruntu

Strumień strat ciepła do gruntu może być obliczony według normy EN ISO 13370 [13]:
– w sposób szczegółowy,
– w sposób uproszczony, zamieszczony w normie PN-EN 12831:2006.

Sposób uproszczony polega na wykorzystywaniu tabel i wykresów, sporządzonych dla wybranych przypadków. Norma PN-EN 12831:2006 podaje również uproszczony sposób obliczeń dla podziemia nieogrzewanego i podłogi podniesionej z wykorzystaniem współczynnika redukcji temperatury b_u.

Współczynnik straty ciepła przez przenikanie do gruntu

Według normy PN-EN 12831:2006 współczynnik straty ciepła przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej i do gruntu g w warunkach ustalonych oblicza się w następujący sposób:

Tabela 11. Współczynnik redukcji temperatury b_u [19]

Przestrzeń nieogrzewana	b_u
Pomieszczenie	
tylko z 1 ścianą zewnętrzną	0,4
z przynajmniej 2 ścianami zewnętrznymi bez drzwi zewnętrznych	0,5
z przynajmniej 2 ścianami zewnętrznymi z drzwiami zewnętrznymi (np. hale, garaże)	0,6
z trzema ścianami zewnętrznymi (np. zewnętrzna klatka schodowa)	0,8
Podziemie*	
bez okien/drzwi zewnętrznych	0,5
z oknami/drzwiami zewnętrznymi	0,8
Poddasze	
przestrzeń poddasza silnie wentylowana (np. pokrycie dachu z dachówek lub innych materiałów tworzących pokrycie nieciągłe) bez deskowania pokrytego papą lub płyt łączonych brzegami	1,0
inne nieizolowane dachy	0,9
izolowany dach	0,7
Wewnętrzne przestrzenie komunikacyjne (bez zewnętrznych ścian, krotność wymiany powietrza mniejsza niż 0,5 h^{-1})	0
Swobodnie wentylowane przestrzenie komunikacyjne (powierzchnia otworów/kubatura powierzchni > 0,005 m^2/m^3)	1,0
Przestrzeń podpodłogowa (podłoga nad przestrzenią nieprzechodnią)	0,8
Przejścia lub bramy przelotowe nieogrzewane, obustronnie zamknięte	0,9

* Pomieszczenie może być uważane za usytuowane w podziemiu, jeśli więcej niż 70% powierzchni ścian zewnętrznych styka się z gruntem.

$$H_{T,ig} = f_{g1} f_{g2} \left(\sum_k A_k U_{\text{equiv},k} \right) G_w, \ \text{W/K} \tag{2.11}$$

gdzie: f_{g1} – współczynnik korekcyjny, uwzględniający wpływ rocznych wahań temperatury zewnętrznej (zgodnie z załącznikiem krajowym do normy PN-EN 12831:2006 wartość orientacyjna wynosi 1,45),

f_{g2} – współczynnik redukcji temperatury, uwzględniający różnicę między średnią roczną temperaturą zewnętrzną i projektową temperaturą zewnętrzną,

A_k – powierzchnia elementu budynku k stykająca się z gruntem, m^2,

$U_{\text{equiv},k}$ – równoważny współczynnik przenikania ciepła elementu budynku k, $W/(m^2 \cdot K)$,

G_w – współczynnik uwzględniający wpływ wody gruntowej.

Współczynnik redukcji temperatury wynosi:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_{m,e}}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \tag{2.12}$$

gdzie: $\theta_{\text{int},i}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej i, °C,

$\theta_{m,e}$ – roczna średnia temperatura zewnętrzna, °C,

θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

Woda gruntowa ma najczęściej pomijalny wpływ na przepływ ciepła w gruncie, chyba że występuje na małej głębokości i jej strumień jest duży. Współczynnik uwzględniający wpływ wody gruntowej G_w oblicza się w jeden z następujących sposobów:

– w sposób szczegółowy według załącznika H do normy PN-EN ISO 13370:2001
– na podstawie wartości orientacyjnych, podanych w załączniku krajowym do normy PN-EN 12831:2006.

Załącznik krajowy do normy PN-EN 12831:2006 podaje dwie wartości orientacyjne współczynnika G_w:
– G_w = 1,15, jeśli odległość między założonym poziomem wody gruntowej i płytą podłogi jest mniejsza niż 1 m,
– G_w = 1,00 w pozostałych przypadkach.

Wymiar charakterystyczny podłogi

Kluczowym pojęciem w określaniu strat ciepła przez podłogę do gruntu jest wymiar charakterystyczny podłogi B', określony równaniem:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P}, \text{ m} \tag{2.13}$$

gdzie: A – pole powierzchni podłogi, m^2,
P – obwód podłogi (uwzględniający tylko ściany zewnętrzne), m.

W obwodzie podłogi P uwzględnia się długość całkowitą ścian zewnętrznych, oddzielających ogrzewany budynek od otoczenia zewnętrznego lub nieogrzewanej przestrzeni, leżącej poza izolowaną obudową budynku (np. dobudowane garaże, pomieszczenia gospodarcze itp.).

Wymiar charakterystyczny podłogi B' zdefiniowany jest w normie PN-EN ISO 13370:2001 w odniesieniu do całego budynku. Natomiast zgodnie z normą PN-EN 12831:2006 wymiar ten dla poszczególnych pomieszczeń powinien być określany w jeden z następujących sposobów:
– dla pomieszczeń bez ścian zewnętrznych stosuje się wartość B' obliczoną dla całego budynku,
– dla wszystkich pomieszczeń z dobrze izolowaną podłogą ($U_{\text{podłogi}}$ < 0,5 W/(m^2·K)) również stosuje się wartość B' obliczoną dla całego budynku,
– dla pozostałych pomieszczeń (pomieszczenia ze ścianami zewnętrznymi oraz jednocześnie ze słabo izolowaną podłogą) wartość B' należy obliczać oddzielnie dla każdego pomieszczenia.

Należy zwrócić uwagę, że wzoru (2.13) nie da się zastosować do pomieszczeń bez ścian zewnętrznych, gdyż obwód P wynosi wówczas zero (zgodnie z tym stosuje się wtedy wartość obliczoną dla całego budynku).

Równoważny współczynnik przenikania ciepła

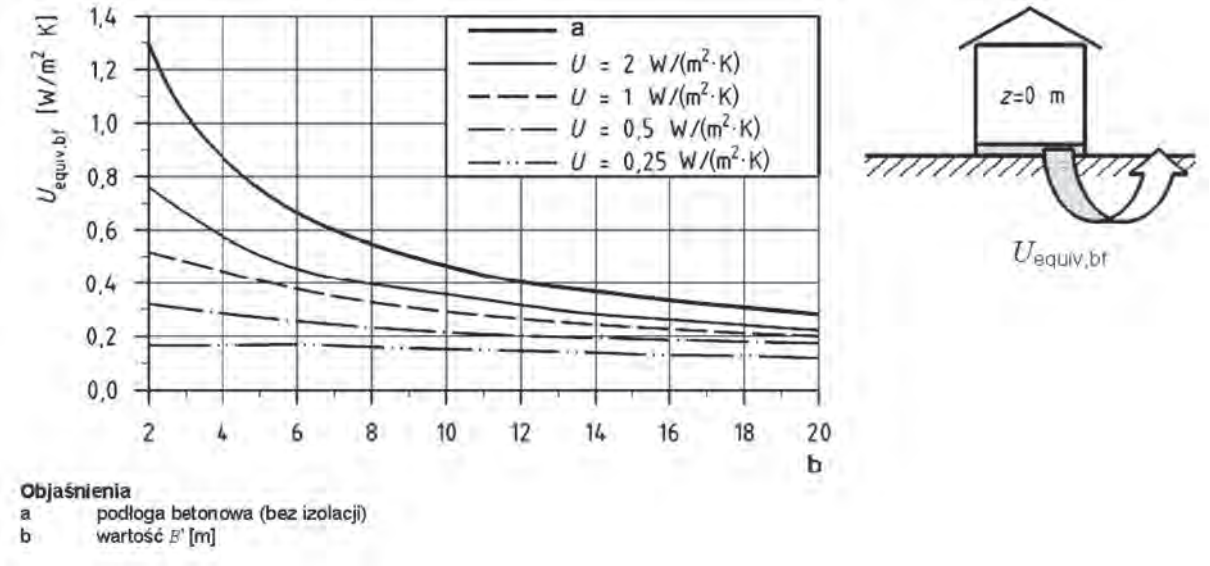
Wartości równoważnego współczynnika przenikania ciepła podłóg i ścian stykających się z gruntem można odczytać z wykresów (rys. 9–12) lub tabel 12–15. Należy zwrócić uwagę, że tabele i wykresy zostały opracowane tylko dla wybranych przypadków.

Straty ciepła między przestrzeniami ogrzewanymi do różnych wartości temperatury

Współczynnik $H_{T,ij}$ obejmuje ciepło przekazywane przez przenikanie z przestrzeni ogrzewanej i do sąsiedniej przestrzeni j ogrzewanej do znacząco innej temperatury. Przestrzenią sąsiednią może być przyległe pomieszczenie w tym samym mieszkaniu (np. łazienka), pomieszczenie należące do innej części budynku (np. innego mieszkania) lub pomieszczenie należące do przyległego budynku, które może być nieogrzewane. Współczynnik $H_{T,ij}$ oblicza się w następujący sposób:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} A_k U_k, \text{ W/K} \tag{2.14}$$

gdzie: f_{ij} – współczynnik redukcyjny temperatury, uwzględniający różnicę temperatury przyległej przestrzeni i projektowej temperatury zewnętrznej,
A_k – powierzchnia elementu budynku k, m^2,
U_k – współczynnik przenikania ciepła przegrody k, W/(m^2·K).



Rys. 9. Równoważny współczynnik przenikania ciepła podłogi na poziomie terenu [19]

Tabela 12. Równoważny współczynnik przenikania ciepła podłogi

Wartość B', m	$U_{equiv,bf}$ (dla z = 0 metrów) W/(m²·K)				
	bez izolacji	$U_{podłogi}$ = 2,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 1,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,5 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,25 W/(m²·K)
2	1,30	0,77	0,55	0,33	0,17
4	0,88	0,59	0,45	0,30	0,17
6	0,68	0,48	0,38	0,27	0,17
8	0,55	0,41	0,33	0,25	0,16
10	0,47	0,36	0,30	0,23	0,15
12	0,41	0,32	0,27	0,21	0,14
14	0,37	0,29	0,24	0,19	0,14
16	0,33	0,26	0,22	0,18	0,13
18	0,31	0,24	0,21	0,17	0,12
20	0,28	0,22	0,19	0,16	0,12

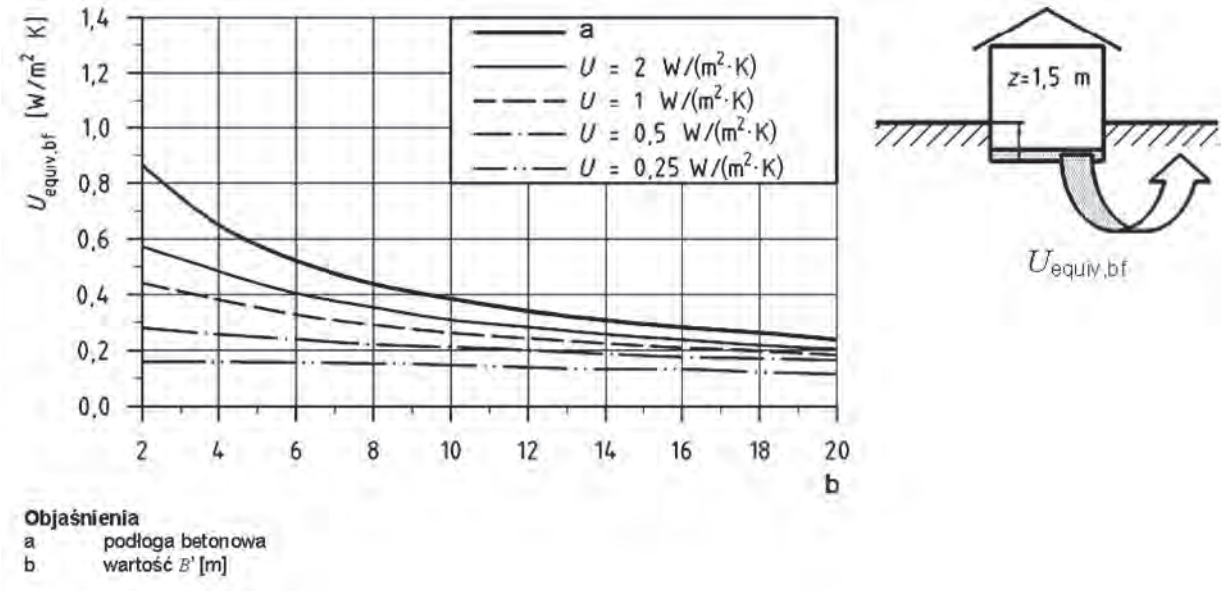
W przypadku strat ciepła **między przestrzeniami ogrzewanymi** do różnych wartości temperatury **nie uwzględnia się mostków cieplnych**.

Współczynnik redukcyjny temperatury określony jest następującym równaniem:

$$f_{ij} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_{\text{przyległej przestrzeni}}}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \tag{2.15}$$

gdzie: $\theta_{\text{int},i}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej i, °C,
$\theta_{\text{przyległej przestrzeni}}$ – projektowa temperatura przestrzeni przyległej, °C,
θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

Wartości orientacyjne temperatury przyległych przestrzeni ogrzewanych podano w tabeli 16, przy czym $\theta_{m,e}$ – roczna średnia temperatura zewnętrzna, °C.



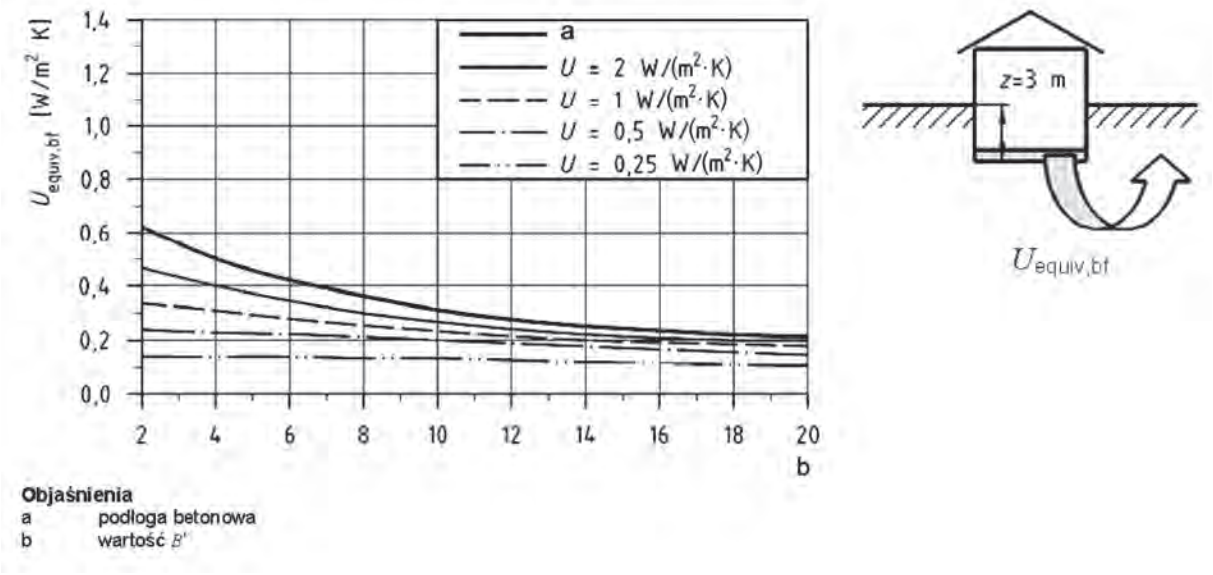
Rys. 10. Równoważny współczynnik przenikania ciepła podłogi ogrzewanego podziemia z płytą podłogi położoną 1,5 m poniżej poziomu terenu [19]

Tabela 13. Równoważny współczynnik przenikania ciepła podłogi ogrzewanego podziemia z płytą podłogi położoną 1,5 m poniżej poziomu terenu [19]

Wartość B', m	$U_{equiv,bf}$ (dla z = 0 metrów) W/(m²·K)				
	bez izolacji	$U_{podłogi}$ = 2,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 1,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,5 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,25 W/(m²·K)
2	0,86	0,58	0,44	0,28	0,16
4	0,64	0,48	0,38	0,26	0,16
6	0,52	0,40	0,33	0,25	0,15
8	0,44	0,35	0,29	0,23	0,15
10	0,38	0,31	0,26	0,21	0,14
12	0,34	0,28	0,24	0,19	0,14
14	0,30	0,25	0,22	0,18	0,13
16	0,28	0,23	0,20	0,17	0,12
18	0,25	0,22	0,19	0,16	0,12
20	0,24	0,20	0,18	0,15	0,11

Nowa norma wprowadza znaczne zmiany w zakresie przyjmowanej temperatury w sąsiednich pomieszczeniach. Do tej pory, jeśli rozpatrywano ścianę pomiędzy dwoma pokojami mieszkalnymi, to w obu pokojach przyjmowano temperaturę +20 °C. W związku z tym różnica temperatury wynosiła 0 K, a straty ciepła 0 W. Takie podejście było uzasadnione w czasie, kiedy w praktyce nie występowała możliwość indywidualnej regulacji temperatury wewnętrznej. Jednak ten sposób obliczeń nie jest już adekwatny, biorąc pod uwagę obecny stan prawny (obowiązek zapewnienia indywidualnej regulacji) i faktyczny sposób użytkowania lokali.

Często zdarza się, że mieszkania przez krótsze lub dłuższe okresy nie są używane (zwłaszcza na terenach atrakcyjnych wypoczynkowo). Wtedy, szczególnie w przypadku indywidualnego rozliczania kosztów ogrzewania, temperatura w mieszkaniu jest obniżona w stosunku do temperatury projektowej.



Rys. 11. Równoważny współczynnik przenikania ciepła podłogi ogrzewanego podziemia z płytą podłogi położoną 3,0 m poniżej poziomu terenu [19]

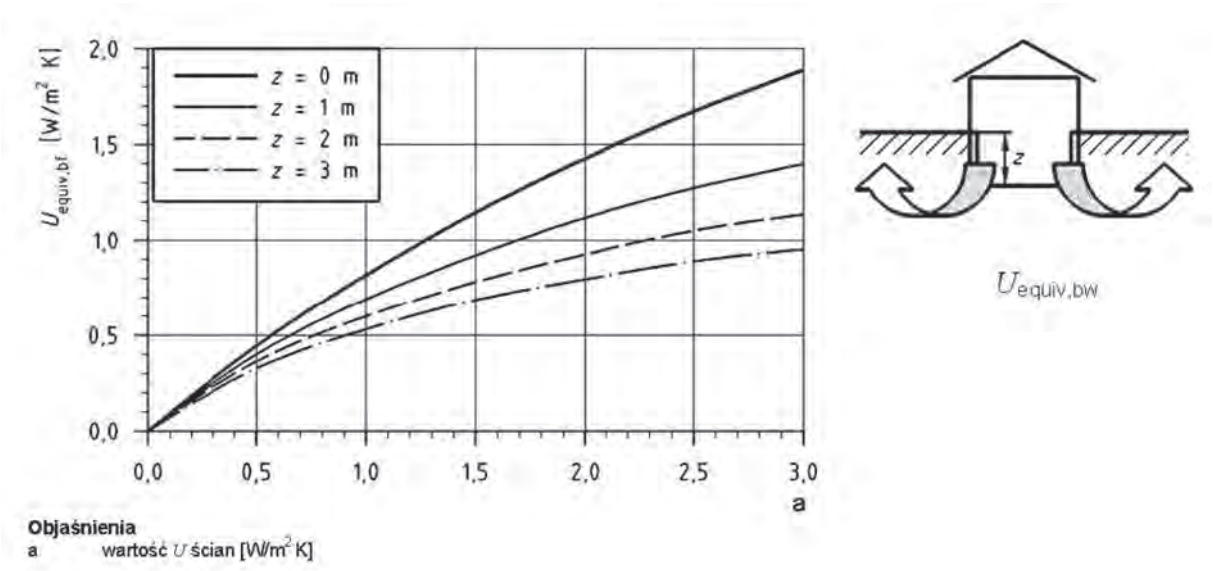
Tabela 14. Równoważny współczynnik przenikania ciepła podłogi ogrzewanego podziemia z płytą podłogi położoną 3,0 m poniżej poziomu terenu [19]

Wartość B', m	$U_{equiv,bf}$ (dla z = 0 metrów) W/(m²·K)				
	bez izolacji	$U_{podłogi}$ = 2,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 1,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,5 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,25 W/(m²·K)
2	0,63	0,46	0,35	0,24	0,14
4	0,51	0,40	0,33	0,24	0,14
6	0,43	0,35	0,29	0,22	0,14
8	0,37	0,31	0,26	0,21	0,14
10	0,32	0,27	0,24	0,19	0,13
12	0,29	0,25	0,22	0,18	0,13
14	0,26	0,23	0,20	0,17	0,12
16	0,24	0,21	0,19	0,16	0,12
18	0,22	0,20	0,18	0,15	0,11
20	0,21	0,18	0,16	0,14	0,11

Dlatego w praktyce często pojawia się różnica temperatury po obu stronach przegrody budowlanej. Ponieważ ściany wewnętrzne najczęściej nie są izolowane cieplnie, nawet przy stosunkowo małej różnicy temperatury mogą więc wystąpić znaczne straty ciepła.

Wskazane jest zatem izolowanie cieplne również przegród wewnętrznych, oddzielających pomieszczenia ogrzewane, jeśli pomieszczenia te należą do oddzielnych jednostek budynku (np. mieszkań lub lokali użytkowych). Izolację taką warto wykonywać z materiału, który oprócz izolacyjności cieplnej ma właściwości izolacji akustycznej.

Według nowej normy temperaturę w sąsiednim pomieszczeniu należy przyjmować tylko zgodnie z przeznaczeniem, jeśli pomieszczenie to należy do tej samej jednostki budynku (np. do mieszkania). Natomiast jeśli pomieszczenie należy do innej jednostki, to do obliczania straty ciepła przyjmuje się średnią arytmetyczną z projektowej temperatury wewnętrznej i rocznej średniej temperatury zewnętrz-



Rys. 12. Równoważny współczynnik przenikania ciepła ściany ogrzewanego podziemia [19]

Tabela 15. Równoważny współczynnik przenikania ciepła ściany ogrzewanego podziemia [19]

Wartość B', m	$U_{equiv,bf}$ (dla z = 0 metrów) W/(m²·K)				
	bez izolacji	$U_{podłogi}$ = 2,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 1,0 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,5 W/(m²·K)	$U_{podłogi}$ = 0,25 W/(m²·K)
2	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
4	0,50	0,44	0,39	0,35	0,32
6	0,75	0,63	0,54	0,48	0,43
8	1,00	0,81	0,68	0,59	0,53
10	1,25	0,98	0,81	0,69	0,61
12	1,50	1,14	0,92	0,78	0,68
14	1,75	1,28	1,02	0,85	0,74
16	2,00	1,42	1,11	0,92	0,79
18	2,25	1,55	1,19	0,98	0,84
20	2,50	1,67	1,27	1,04	0,88

Tabela 16. Temperatura przyległych przestrzeni ogrzewanych [19]

Ciepło przekazywane z przestrzeni ogrzewanej i do:	$\theta_{przyległej\ przestrzeni}$, °C
Przyległego pomieszczenia w tej samej jednostce budynku (np. w mieszkaniu)	powinna być określona na podstawie przeznaczenia pomieszczenia
Sąsiedniego pomieszczenia, należącego do innej jednostki budynku (np. do innego mieszkania)	$\frac{\theta_{int,i}+\theta_{m,e}}{2}$
Sąsiedniego pomieszczenia, należącego do oddzielnego budynku (ogrzewanego lub nieogrzewanego)	$\theta_{m,e}$

nej. Z kolei, jeżeli sąsiednie pomieszczenie należy do oddzielnego budynku (budynku przyległego), przyjmuje się roczną średnią temperaturę zewnętrzną.

Abstrahując w tym miejscu od oceny dokładności takiej metody obliczeń, nie można nie przyznać, że metoda ta umożliwia w doborze grzejników – przynajmniej w sposób przybliżony – uwzględniać ryzyko wystąpienia obniżonej temperatury wewnętrznej w sąsiednich jednostkach budynku.

Należy również zwrócić uwagę, że opisane straty ciepła uwzględnia się w obliczeniach obciążenia cieplnego poszczególnych pomieszczeń **w celu doboru grzejników**, natomiast nie uwzględnia się ich podczas określania obciążenia cieplnego całego budynku w celu doboru źródła ciepła. W skali całego budynku, jeśli część pomieszczeń będzie ogrzewana w sposób osłabiony, to uzyskana w ten sposób nadwyżka mocy pozwoli na pokrycie zwiększonego zapotrzebowania na ciepło w pomieszczeniach sąsiednich.

Obliczanie projektowej wentylacyjnej straty ciepła w przypadku wentylacji naturalnej

W normie PN-EN 12831 [19] zamiast dotychczasowego pojęcia „zapotrzebowanie na ciepło do wentylacji" występuje „projektowa wentylacyjna strata ciepła".

Dotychczasowa norma PN-B-03406:1994 określała zapotrzebowanie na ciepło do wentylacji na podstawie strumienia powietrza wymaganego ze względów higienicznych. Natomiast według normy PN-EN 12831 należy również określić strumień powietrza infiltrującego i przyjąć większą z tych dwóch wartości.

Projektowa wentylacyjna strata ciepła

Norma PN-EN 12831 podaje wzór do obliczania projektowej wentylacyjnej straty ciepła przestrzeni ogrzewanej:

$$\Phi_{V.i} = H_{V,i}(\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_e),\ \mathrm{W} \tag{2.16}$$

gdzie: $H_{V,i}$ – współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła, W/K,
$\theta_{\mathrm{int},i}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej i, °C,
θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

Współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła

Jak wynika z równania (2.16) współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła $H_{V,i}$ odnosi stratę ciepła do różnicy temperatury wewnętrznej i zewnętrznej. Współczynnik ten oblicza się w następujący sposób:

$$H_{V,i} = \dot{V}\rho c_p,\ \mathrm{W/K} \tag{2.17}$$

gdzie: $\dot{V}_i$ – strumień objętości powietrza wentylacyjnego przestrzeni ogrzewanej i, m^3/s,
ρ – gęstość powietrza w temperaturze $\theta_{i,\mathrm{int}}$, kg/m^3,
c_p – ciepło właściwe powietrza w temperaturze $\theta_{i,\mathrm{int}}$, J/(kg·K).

Dla uproszczenia pomija się zmienność gęstości i ciepła właściwego powietrza w funkcji temperatury i odnosi strumień powietrza do jednej godziny, równanie (2.17) przyjmuje wówczas następującą postać:

$$H_{V,i} = 0{,}34\dot{V}_i,\ \mathrm{W/K} \tag{2.18}$$

gdzie: $\dot{V}_i$ – strumień objętości powietrza wentylacyjnego przestrzeni ogrzewanej i, m^3/h.

Sposób określania strumienia objętości powietrza wentylacyjnego zależy od tego, czy w pomieszczeniu znajduje się instalacja wentylacyjna, czy nie.

Strumień objętości powietrza wentylacyjnego

W przypadku braku instalacji wentylacyjnej zakłada się, że powietrze dopływające do pomieszczenia charakteryzuje się parametrami powietrza zewnętrznego. Za wartość strumienia objętości powietrza wentylacyjnego należy przyjąć większą z dwóch wartości:

– wartość strumienia powietrza przez infiltrację V, $\dot{V}_{\mathrm{inf},i}$,
– minimalna wartość strumienia powietrza wentylacyjnego, wymagana ze względów higienicznych V, $\dot{V}_{\mathrm{min},i}$

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{\mathrm{inf},i}, \dot{V}_{\mathrm{min},i}), \ \mathrm{m^3/h} \tag{2.19}$$

Dokładną metodę określania strumienia objętości powietrza w budynku podano w PN-EN 13465 [17]. Natomiast norma PN-EN 12831 zawiera zależności uproszczone, które przytoczono w dalszej części.

Infiltracja przez obudowę budynku

W normie PN-EN 12831 podano wzór na obliczanie strumienia powietrza infiltrującego do przestrzeni ogrzewanej i:

$$\dot{V}_{\mathrm{inf},i} = 2V_i n_{50} e_i \varepsilon_i, \ \mathrm{m^3/h} \tag{2.20}$$

gdzie: V_i – kubatura przestrzeni ogrzewanej i (obliczona na podstawie wymiarów wewnętrznych), $\mathrm{m^3}$,
n_{50} – krotność wymiany powietrza wewnętrznego, wynikająca z różnicy ciśnienia 50 Pa między wnętrzem a otoczeniem budynku, z uwzględnieniem wpływu nawiewników powietrza (tab. 17), $\mathrm{h^{-1}}$,
e_i – współczynnik osłonięcia (tab. 18),
ε_i – współczynnik poprawkowy uwzględniający wzrost prędkości wiatru w zależności od wysokości położenia przestrzeni ogrzewanej ponad poziomem terenu (tab. 19).

Tabela 17. Krotność wymiany powietrza dotycząca całego budynku [19]

Konstrukcja	n_{50}, $\mathrm{h^{-1}}$		
	Stopień szczelności obudowy budynku (jakość uszczelek okiennych)		
	wysoki (wysoka jakość uszczelek w oknach i drzwiach)	średni (okna z podwójnym uszczelnieniem, uszczelki standardowe)	niski (pojedynczo szklone okna, bez uszczelek)
Domy jednorodzinne	<4	4–10	>10
Inne mieszkania lub budynki	<2	2–5	>5

Tabela 18. Współczynnik osłonięcia, według [19]

Klasy osłonięcia	Współczynnik e		
	Przestrzeń ogrzewana bez osłoniętych otworów	Przestrzeń ogrzewana z jednym osłoniętym otworem	Przestrzeń ogrzewana z więcej niż jednym odsłoniętym otworem
Brak osłonięcia (budynek w wietrznej przestrzeni, wysokie budynki w centrach miast)	0	0,03	0,05
Średnie osłonięcie (budynki na prowincji drzewami lub innymi budynkami wokół nich, przedmieścia)	0	0,02	0,03
Dobrze osłonięte (budynki średniowysokie w centrach miast, budynki w lasach)	0	0,01	0,02

Tabela 19. Współczynnik poprawkowy ze względu na wysokość [19]

Wysokość przestrzeni ogrzewanej ponad poziomem terenu (wysokość środka pomieszczenia ponad poziomem terenu), m	Współczynnik ε
0–10	1,0
>10–30	1,2
>30	1,5

Współczynnik 2 w równaniu (2.20) uwzględnia najgorszy przypadek, w którym całe infiltrujące powietrze wpływa do budynku z jednej strony.

Minimalny strumień objętości powietrza ze względów higienicznych

Minimalny strumień objętości powietrza, wymagany ze względów higienicznych, dopływający do przestrzeni ogrzewanej *i* może być określony w sposób następujący:

$$\dot{V}_{\min,i} = n_{\min} V_i, \ \mathrm{m^3/h} \tag{2.21}$$

gdzie: $n_{\min}$ – minimalna krotność wymiany powietrza na godzinę (tabela 20), $\mathrm{h^{-1}}$,
V_i – kubatura przestrzeni ogrzewanej *i* (obliczona na podstawie wymiarów wewnętrznych), $\mathrm{m^3}$.

Tabela 20. Minimalna krotność wymiany powietrza zewnętrznego [19]

Typ pomieszczenia	$n_{\min}$ $\mathrm{h^{-1}}$
Pomieszczenie mieszkalne (orientacyjnie)	0,5
Kuchnia lub łazienka z oknem	0,5
Pokój biurowy	1,0
Sala konferencyjna, sala lekcyjna	2,0

Krotności wymiany powietrza podane w tabeli 20 odniesione są do wymiarów wewnętrznych. Jeśli w obliczeniach stosowane są wymiary zewnętrzne, wartości krotności wymiany powietrza podane w tabeli należy pomnożyć przez stosunek między kubaturą wewnętrzną i zewnętrzną (w przybliżeniu można przyjąć 0,8).

W przypadku otwartych kominków należy przyjmować większe wartości strumienia powietrza, wymagane ze względu na proces spalania.

Projektowe obciążenie cieplne budynku lub jego części

Podczas obliczania strumienia powietrza infiltrującego do poszczególnych przestrzeni ogrzewanych w równaniu (2.20) występuje współczynnik 2, uwzględniający najgorszy przypadek, w którym całe infiltrujące powietrze wpływa do budynku z jednej strony. Natomiast w przypadku obliczania obciążenia cieplnego całego budynku, taka konieczność nie zachodzi, ponieważ najgorszy przypadek nie wystąpi jednocześnie w pomieszczeniach z obu stron budynku. Dlatego strumień powietrza infiltrującego dla budynku określa się w następujący sposób:

$$\sum \dot{V}_i = \max\left(0{,}5\sum \dot{V}_{\mathrm{inf},i}, \sum \dot{V}_{\min,i}\right), \ \mathrm{m^3/h} \tag{2.22}$$

Przykład

Obliczyć wartość projektowej wentylacyjnej straty ciepła dla pokoju mieszkalnego, dla następujących założeń:

– kubatura: 70 m^3,
– rodzaj budynku: wielorodzinny,
– stopień szczelności obudowy budynku: średni,
– klasa osłonięcia: średnie osłonięcie,
– liczba odsłoniętych otworów w przestrzeni ogrzewanej: 1,
– wysokość środka pomieszczenia ponad poziomem terenu: 14,5 m,
– lokalizacja: Poznań.

Obliczenia według PN-EN 12831:2006

Kolejność obliczeń projektowej wentylacyjnej straty ciepła według PN-EN 12831.

Wartość n_{50} przyjęto 3,5 h^{-1} (na podstawie tabeli 17).

Strumień powietrza infiltrującego do przestrzeni ogrzewanej *i*:

$$V_{\text{inf}} = 2Vn_{50}e\varepsilon = 2\cdot 70\cdot 3{,}5\cdot 0{,}02\cdot 1{,}2 = 11{,}72 \text{ m}^3/\text{h}$$

Minimalny strumień objętości powietrza, wymagany ze względów higienicznych:

$$V_{\text{min}} = 0{,}5\cdot 70 = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

Strumień objętości powietrza wentylacyjnego:

$$\dot{V}_i = \max\left(\dot{V}_{\text{inf}}, \dot{V}_{\text{min}}\right) = \max(5{,}88; 17{,}50) = 17{,}50 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$V_{\text{max}}(V_{\text{inf}}, V_{\text{min}}) = \max(11{,}72; 35) = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

W omawianym przykładzie minimalny strumień objętości powietrza, wymagany ze względów higienicznych, przewyższa strumień powietrza infiltrującego. Dzieje się tak w przypadku większości typowych budynków o wysokości do 10 m [2].

Współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła:

$$H_v = 0{,}34V_i = 0{,}34\cdot 35 = 11{,}9 \text{ W/K}$$

Projektowa wentylacyjna strata ciepła:

$$\Phi_v = H_v(\theta_{\text{int}} - \theta_e) = 11{,}9[20 - (-18)] = 452 \text{ W}$$

Obliczenia według PN-B-03406:1994

Dla porównania przedstawiono obliczenie „zapotrzebowania na ciepło do wentylacji” według PN-B-03406:1994:

$$Q_w = [0{,}34(t_i - t_e) - 9]V = [0{,}34(20 - (-18)) - 9]70 = 274 \text{ W}$$

W tym przypadku wartość projektowej wentylacyjnej straty ciepła według nowej normy jest większa niż według normy dotychczasowej.

Obliczanie projektowej wentylacyjnej straty ciepła w przypadku instalacji wentylacyjnej (wentylacja mechaniczna)

Jeżeli instalacja wentylacyjna nie jest zidentyfikowana, wentylacyjne straty ciepła określa się tak, jak w przypadku budynku bez instalacji wentylacyjnej (z wentylacją naturalną).

Powietrze nawiewane do przestrzeni ogrzewanej przez instalację wentylacyjną może mieć różną temperaturę. Norma PN-EN 12831 operuje wartością strumienia powietrza wentylacyjnego z założeniem, że jego temperatura jest równa projektowej temperaturze zewnętrznej. Natomiast w przypadku wyższej temperatury powietrza wartość strumienia jest odpowiednio redukowana obliczeniowo.

Projektowa wentylacyjna strata ciepła

Wzór określający projektową wentylacyjną stratę ciepła jest taki sam jak w przypadku wentylacji naturalnej:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i}(\theta_{\text{int},i} - \theta_e), \quad \text{W} \tag{2.23}$$

gdzie: $H_{V,i}$ – współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła, W/K,
$\theta_{i,\text{int}}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej i, °C,
θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

Współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła

Również współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła oblicza się w sposób analogiczny do przypadku wentylacji naturalnej. Współczynnik ten odnosi stratę ciepła do różnicy temperatury wewnętrznej i zewnętrznej.

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \rho c_p, \quad \text{W/K} \tag{2.24}$$

gdzie: $\dot{V}_i$ – strumień objętości powietrza wentylacyjnego przestrzeni ogrzewanej i, m^3/s,
ρ – gęstość powietrza w temperaturze $\theta_{i,\text{int}}$, kg/m^3,
c_p – ciepło właściwe powietrza w temperaturze $\theta_{i,\text{int}}$, J/(kg·K).

Pomijając dla uproszczenia zmienność wartości gęstości i ciepła właściwego powietrza w funkcji temperatury i odnosząc strumień powietrza do jednej godziny, równanie (1.25) przyjmuje następującą postać:

$$H_{V,i} = 0{,}34\dot{V}_i, \quad \text{W/K} \tag{2.25}$$

gdzie: $\dot{V}_i$ – strumień objętości powietrza wentylacyjnego przestrzeni ogrzewanej i, m^3/h.

Strumień objętości powietrza wentylacyjnego

Norma PN-EN 12831 podaje następujący sposób obliczania strumienia powietrza wentylacyjnego strefy ogrzewanej i w przypadku występowania instalacji wentylacyjnej:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{\text{inf},i} + \dot{V}_{su,i} f_{V,i} + \dot{V}_{\text{mech,inf},i}, \quad \text{m}^3/\text{h} \tag{2.26}$$

gdzie: $\dot{V}_{\text{inf},i}$ – strumień powietrza infiltrującego do przestrzeni ogrzewanej i, m^3/h,
$\dot{V}_{su,i}$ – strumień objętości powietrza doprowadzonego do przestrzeni ogrzewanej i, m^3/h,
$f_{V,i}$ – współczynnik redukcji temperatury,
$\dot{V}_{\text{mech,inf},i}$ – nadmiar strumienia objętości powietrza usuwanego z przestrzeni ogrzewanej i, m^3/h.

Obliczony w ten sposób strumień powietrza można określić jako „cieplnie równoważny” (w literaturze używane jest określenie „termicznie efektywny” – *thermisch wirksam*), tzn. taki, którego podgrzanie od temperatury zewnętrznej do temperatury powietrza wewnętrznego wymagałoby takiej samej ilości ciepła, co podgrzanie rzeczywistych strumieni dla rzeczywistych wartości temperatury. Ze względu na zapotrzebowanie na ciepło, strumień ten jest traktowany w dalszych obliczeniach, tak jak byłby to strumień powietrza o temperaturze zewnętrznej.

Określanie strumienia powietrza infiltrującego oraz minimalnego strumienia powietrza ze względów higienicznych, zostało już omówione.

Według normy PN-EN 12831 strumień powietrza wentylacyjnego V nie powinien być mniejszy od minimalnego strumienia powietrza ze względów higienicznych. Rozumiejąc literalnie zapis w normie, można dojść do wniosku, że wymaganie to dotyczy strumienia obliczonego według równania (2.22). Jednak należy zwrócić uwagę, że wartość uwzględnia współczynnik redukcji temperatury. Dlatego wydaje się wystarczające, aby nie mniejszy niż strumień minimalny był rzeczywisty strumień powietrza zewnętrznego, a nie strumień termicznie równoważny (patrz przykład). Odnoszenie wymagań higienicznych do strumienia zredukowanego obliczeniowo (cieplnie równoważnego), który może być znacz-

nie mniejszy od rzeczywistego, podważałoby natomiast m.in. celowość stosowania odzysku ciepła z powietrza wentylacyjnego.

Strumień powietrza doprowadzonego

Jeśli instalacja wentylacyjna jest zidentyfikowana, strumień powietrza infiltrującego do przestrzeni ogrzewanej i określa się na podstawie projektu instalacji.

Powietrze dostarczane do pomieszczenia ma zazwyczaj temperaturę wyższą od projektowej temperatury zewnętrznej. W tym przypadku należy pomnożyć strumień powietrza przez współczynnik redukcji temperatury:

$$f_{V,i} = \frac{\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_{su,i}}{\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_e} \tag{2.27}$$

gdzie: $\theta_{\mathrm{int},i}$ – projektowa temperatura wewnętrzna przestrzeni ogrzewanej i, °C,
$\theta_{su,i}$ – temperatura powietrza dostarczanego do przestrzeni ogrzewanej i, °C,
θ_e – projektowa temperatura zewnętrzna, °C.

Współczynnik redukcji temperatury umożliwia przeliczenie strumienia objętości powietrza dostarczanego o danej temperaturze na odpowiedni strumień powietrza o temperaturze zewnętrznej, którego podgrzanie do temperatury powietrza wewnętrznego wymaga takiej samej ilości ciepła.

Odzysk ciepła

Jeśli stosowany jest system odzysku ciepła, temperatura $\theta_{su,i}$ może być obliczona na podstawie efektywności (sprawności) odzysku ciepła. Jeśli przy odzysku ciepła nie zachodzi jednocześnie wymiana wilgoci (np. w wymienniku płytowym – rys. 62) oraz strumień powietrza nawiewanego równy jest strumieniowi powietrza wywiewanego, zachodzi następująca równość [7]:

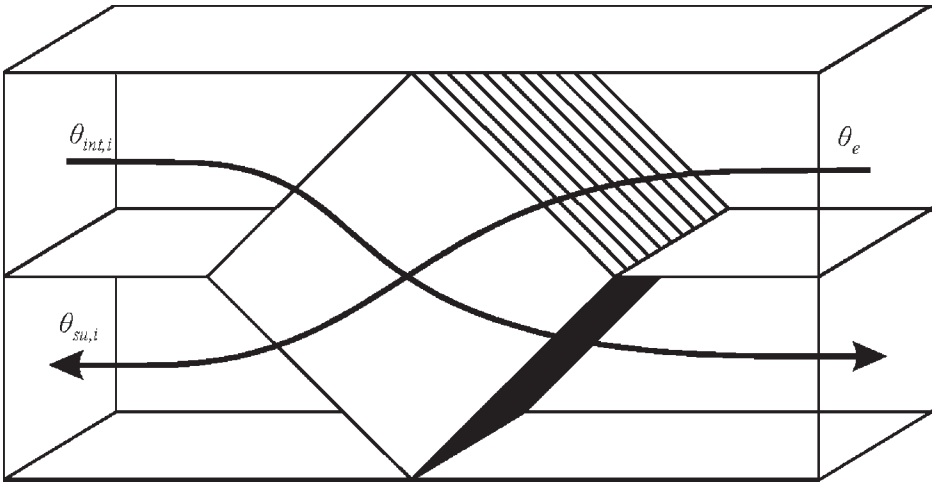
$$\theta_{su,i} = \theta_e + \eta_V (\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_e) \tag{2.28}$$

gdzie: η_V – efektywność (sprawność) odzysku ciepła,
pozostałe oznaczenia jw.

Układ temperatury pokazano na przykładzie wymiennika płytowego na rysunku 13.

Orientacyjne wartości efektywności odzysku ciepła różnych systemów podano w tabeli 21 [36].

Po podstawieniu temperatury powietrza dostarczanego z równania (2.27) do równania (2.28) otrzymamy:



Rys. 13. Schemat wymiennika płytowego [37]

Tabela 21. Porównanie systemów odzysku ciepła [38]

System odzysku ciepła	Efektywność odzysku ciepła (bez odzysku wilgoci)	Powietrze nawiewane i wywiewane w jednej centrali	Części ruchome	Możliwość wymiany wilgoci
Wymiennik płytowy	50–60%	tak	nie	nie
Rekuperacja pośrednia	40–50%	nie	tak	nie
Rurka cieplna	50–60%	tak	nie	nie
Wymiennik obrotowy bez odzysku wilgoci	65-80%	tak	tak	w małym stopniu
Wymiennik obrotowy z odzyskiem wilgoci	65–80%	tak	tak	tak

$$f_{V,i} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_e - \eta_V(\theta_{\text{int},i} - \theta_e)}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \tag{2.29}$$

$$f_{V,i} = \frac{(1-\eta_V)(\theta_{\text{int},i} - \theta_e)}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e} \tag{2.30}$$

Współczynnik redukcji temperatury w przypadku odzysku ciepła z powietrza usuwanego, przy podanych założeniach, można obliczyć z następującego równania:

$$f_{V,i} = 1 - \eta_V \tag{2.31}$$

Nadmiar strumienia powietrza usuwanego

Norma zakłada, że jeżeli strumień powietrza usuwanego z pomieszczenia jest większy od strumienia dostarczanego, to powstała różnica jest kompensowana przez strumień powietrza zewnętrznego, dopływającego przez obudowę budynku.

Jeżeli nadmiar strumienia powietrza usuwanego nie jest inaczej określony, to jego wartość w odniesieniu do całego budynku można obliczyć w następujący sposób:

$$\dot{V}_{\text{mech,inf},i} = \max(\dot{V}_{\text{ex}} - \dot{V}_{su},\ 0),\ \text{m}^3/\text{h} \tag{2.32}$$

gdzie: $\dot{V}_{\text{ex}}$ – strumień objętości powietrza usuwanego w odniesieniu do całego budynku, m^3/h,

$\dot{V}_{su}$ – strumień objętości powietrza doprowadzonego w odniesieniu do całego budynku, m^3/h.

W budynkach mieszkalnych strumień objętości powietrza doprowadzanego w odniesieniu do całego budynku jest często przyjmowany jako równy zeru.

Wartość nadmiaru strumienia powietrza usuwanego dla całego budynku, otrzymaną według równania (2.32) rozdziela się następnie na poszczególne przestrzenie budynku na podstawie ich przepuszczalności. Jeśli przepuszczalności nie zostały określone, rozdział strumienia powietrza zewnętrznego może być przeprowadzony w sposób uproszczony, proporcjonalnie do kubatury każdej przestrzeni:

$$\dot{V}_{\text{mech,inf},i} = \dot{V}_{\text{mech,inf}} \frac{V_i}{\sum V_i},\ \text{m}^3/\text{h} \tag{2.33}$$

gdzie: V_i – kubatura przestrzeni i, m^3.

W analogiczny sposób można rozdzielać strumień powietrza dostarczonego do całego budynku.

Projektowe obciążenie cieplne budynku lub jego części

Strumień powietrza infiltrującego dla całego budynku norma określa w następujący sposób:

$$\sum \dot{V}_i = 0,5\sum \dot{V}_{\mathrm{inf},i} + (1-\eta_V)\sum \dot{V}_{su,i} + \dot{V}_{\mathrm{mech,inf},i}, \ \mathrm{m^3/h} \tag{2.34}$$

Współczynnik 0,5 przed sumą strumieni powietrza infiltrującego wynika z tego, że do obliczania strumienia powietrza infiltrującego do poszczególnych przestrzeni ogrzewanych stosuje się współczynnik 2, uwzględniający najbardziej niekorzystny przypadek, w którym całe infiltrujące powietrze wpływa do budynku z jednej strony. Natomiast w przypadku obliczania obciążenia cieplnego całego budynku, taka konieczność nie zachodzi, ponieważ taka sytuacja nie wystąpi jednocześnie w pomieszczeniach z obu stron budynku.

Dodatkowo norma mówi, że jeśli dostarczane powietrze jest ogrzewane przez sąsiednią instalację (instalację wentylacyjną), należy uwzględnić to w obliczeniach wymaganego obciążenia cieplnego do zwymiarowania źródła ciepła.

Przykład

Obliczyć wartość projektowej wentylacyjnej straty ciepła dla pokoju mieszkalnego dla następujących założeń:

- kubatura: 35 m^3,
- rodzaj budynku: wielorodzinny,
- stopień szczelności obudowy budynku: średni,
- klasa osłonięcia: średnie osłonięcie,
- liczba odsłoniętych otworów w przestrzeni ogrzewanej: 1,
- wysokość środka pomieszczenia ponad poziomem terenu: 14,5 m,
- strumień objętości powietrza doprowadzonego do przestrzeni ogrzewanej: 25 m^3/h,
- nadmiar strumienia objętości powietrza usuwanego z przestrzeni ogrzewanej: 0 m^3/h,
- zastosowano wymiennik płytowy do odzysku ciepła z powietrza usuwanego o efektywności 60% (strumień powietrza usuwanego jest równy strumieniowi powietrza dostarczanego), brak recyrkulacji powietrza,
- lokalizacja – Poznań.

Obliczenia według PN-EN 12831:2006

Kolejność obliczeń przedstawiono na rysunku 14.

Wartość n_{50} przyjęto 3,5 h^{-1} (na podstawie tabeli 17), e = 0,02 (tabela 18), ε = 1,2 (tabela 19).

Strumień powietrza infiltrującego do przestrzeni ogrzewanej i:

$$\dot{V}_{\mathrm{inf}} = 2Vn_{50}e\varepsilon = 2\cdot 35\cdot 3,5\cdot 0,02\cdot 1,2 = 5,88\ \mathrm{m^3/h}$$

Temperatura powietrza dostarczanego do przestrzeni ogrzewanej z uwzględnieniem odzysku ciepła z powietrza usuwanego:

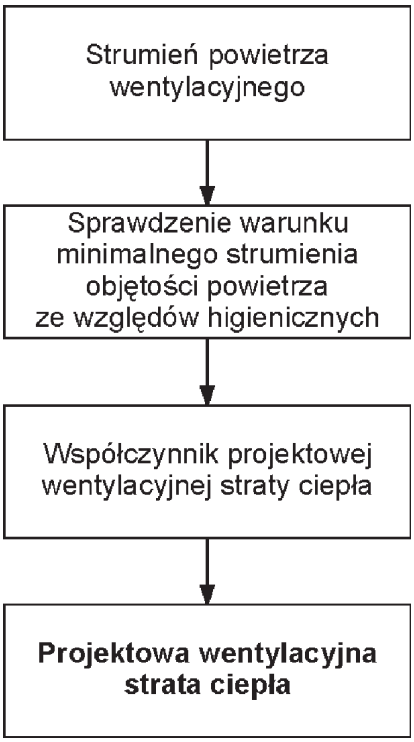
$$\theta_{su,i} = \theta_e + \eta_V(\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_e) = -18 + 0,6[20-(-18)] = 4,8\ ^\circ\mathrm{C}$$

Współczynnik redukcji temperatury według równania

$$f_{V,i} = \frac{\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_{su,i}}{\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_e} = \frac{20-4,8}{20-(-18)} = 0,4$$

Współczynnik redukcji temperatury można również obliczyć według równania

$$f_{V,i} = 1-\eta_V = 1-0,6 = 0,4$$



Rys. 14. Kolejność obliczeń projektowej wentylacyjnej straty ciepła według PN-EN 12831 [37]

Strumień objętości powietrza wentylacyjnego:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{\mathrm{inf},i} + \dot{V}_{su,i} f_{V,i} + \dot{V}_{\mathrm{mech,inf},i} = 5{,}88 + 25 \cdot 0{,}4 + 0 = 15{,}88 \text{ m}^3/\text{h}$$

Minimalny strumień objętości powietrza wymagany ze względów higienicznych:

$$\dot{V}_{\min} = 0{,}5 \cdot 35 = 17{,}50 \text{ m}^3/\text{h}$$

Obliczona wartość termicznie równoważnego strumienia objętości powietrza wentylacyjnego (15,88 m^3/h) jest mniejsza od wartości minimalnej, wymaganej ze względów higienicznych (17,50 m^3/h). Jednak obliczona w sposób podany w normie moc ciepła umożliwi podgrzanie strumienia powietrza 30,88 m^3/h, który jest prawie dwa razy większy od strumienia minimalnego. Dlatego do dalszych obliczeń wydaje się celowe przyjąć wartość zredukowaną 15,88 m^3/h. Wartość strumienia jest redukowana, ponieważ dalej, podczas obliczania strat ciepła, zakłada się, że powietrze jest podgrzewane od temperatury zewnętrznej.

Współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła:

$$H_{V,i} = 0{,}34\dot{V}_i = 0{,}34 \cdot 12 = 5{,}40 \text{ W/K}$$

Projektowa wentylacyjna strata ciepła:

$$\Phi_V = H_V(\theta_{\mathrm{int},i} - \theta_e) = 5{,}40 \cdot [20 - (-18)] = 205 \text{ W}$$

Natomiast, przyjmując zgodnie z zapisem w normie PN-EN 12831:2006 strumień objętości powietrza wentylacyjnego jako równy minimalnemu strumieniowi objętości powietrza wymaganemu ze względów higienicznych, współczynnik projektowej wentylacyjnej straty ciepła wynosi:

$$H_{V,i} = 0,34\dot{V}_i = 0,34 \cdot 17,5 = 5,95 \text{ W/K}$$

Projektowa wentylacyjna strata ciepła wynosi więc w tym przypadku:

$$\Phi_V = H_V(\theta_{\text{int},i} - \theta_e) = 5,95 \cdot [20 - (-18)] = 226 \text{ W}$$

Otrzymana w ten sposób wartość jest większa, ponieważ nie w pełni uwzględnia korzyści wynikające z zastosowania systemu odzysku ciepła z powietrza usuwanego.

2.2. Sprawność systemu grzewczego

2.2.1. Centralne ogrzewanie i wentylacja

Zgodnie z Rozporządzeniem [39] roczne zapotrzebowanie na energię (końcową) na potrzeby ogrzewania i wentylacji oblicza się z zależności

$$Q_{K,H} = \frac{Q_{H,nd}}{\eta_{H,\text{tot}}}, \quad \text{kWh/rok} \tag{2.35}$$

gdzie $Q_{K,H}$ – zapotrzebowanie na energię użytkową (ciepło użytkowe) przez budynek (lokal mieszkalny), obliczany z bilansów i aktualnych norm,

$\eta_{H,\text{tot}}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu grzewczego budynku – od wytwarzania (konwersji) ciepła do przekazania w pomieszczeniu określa się zgodnie z następującą zależnością (2.36):

$$\eta_{H,\text{tot}} = \eta_{H,g}\,\eta_{H,s}\,\eta_{H,d}\,\eta_{H,e} \tag{2.36}$$

gdzie: $\eta_{H,g}$ – średnia sezonowa sprawność wytworzenia nośnika ciepła z energii dostarczanej do granicy bilansowej budynku (energii końcowej),

$\eta_{H,s}$ – średnia sezonowa sprawność akumulacji ciepła w elementach pojemnościowych systemu grzewczego budynku(w obrębie osłony brednie: konwektorowe, bilansowej lub poza nią)

$\eta_{H,d}$ – średnia sezonowa sprawność transportu (dystrybucji nośnika ciepła w obrębie budynku (osłony bilansowej lub poza nią)),

$\eta_{H,e}$ – średnia sezonowa sprawność regulacji i wykorzystania ciepła w budynku (w obrębie osłony bilansowej).

2.2.2. Sprawność instalacji ciepłej wody użytkowej

Zgodnie z Rozporządzeniem [39] roczne zapotrzebowanie na energię (końcową) na potrzeby ogrzewania i wentylacji oblicza się z zależności

$$Q_{K,W} = \frac{Q_{W,nd}}{\eta_{W,\text{tot}}}, \quad \text{kWh/rok} \tag{2.37}$$

gdzie $Q_{K,W}$ – zapotrzebowanie ciepłą użytkowego na przygotowanie ciepłej wody użytkowej, kWh/rok,

$\eta_{W,\text{tot}}$ – średnia sezonowa sprawność całkowita systemu przygotowania ciepłej wody użytkowej:

$$\eta_{W,\text{tot}} = \eta_{W,g}\,\eta_{W,d}\,\eta_{W,s}\,\eta_{W,e} \tag{2.38}$$

gdzie: $\eta_{W,g}$ – średnia sezonowa sprawność wytworzenia (na potrzeby c.w.u) nośnika ciepła z energii dostarczanej do granicy bilansowej budynku (energii końcowej), (tab. 25)

Tabela 22. Sprawności wytwarzania ciepła (dla ogrzewania) w źródłach ciepła $\eta_{H,g}$ [39]

Lp.	Rodzaj źródła ciepła	$\eta_{H,g}$
1	Kotły węglowe wyprodukowane po 2000 r.	0,82
2	Kotły węglowe wyprodukowane w latach 1980–2000	0,65–0,75
3	Kotły węglowe wyprodukowane przed 1980 r.	0,50–0,65
4	Kotły na biomasę (słoma) wrzutowe z obsługą ręczną o mocy do 100 kW	0,63
5	Kotły na biomasę (drewno, polana, brykiet, pelety, zrębki) wrzutowe z obsługą ręczną o mocy do 100 kW	0,72
6	Kotły na biomasę (słoma) wrzutowe z obsługą ręczną o mocy powyżej 100 kW	0,70
7	Kotły na biomasę (słoma) automatyczne o mocy powyżej 100 kW do 600 kW	0,75
8	Kotły na biomasę (drewno, polana, brykiet, pelety, zrębki) automatyczne o mocy powyżej o mocy powyżej 100 kW do 600 kW	0,85
9	Kotły na biomasę (słoma, drewno) automatyczne z mechanicznym podawaniem paliwa o mocy powyżej 500 kW	0,85
10	Podgrzewacze elektryczne – przepływowe	0,94
11	Podgrzewacze elektrotermiczne	1,00
12	Elektryczne grzejniki bezpośrednie, konwektorowe, płaszczyznowe, promiennikowe i podłogowe kablowe	0,99
13	Ogrzewania podłogowe elektrowodne	0,95
14	Piece kaflowe	0,60–0,70
15	Piece olejowe pomieszczeniowe	0,84
16	Piece gazowe pomieszczeniowe	0,75
17	Kotły na paliwo gazowe lub płynne z otwartą komorą spalania (palnikami atmosferycznymi) i dwustawną regulacją procesu spalania	0,86
18	Kotły niskotemperaturowe na paliwo gazowe lub płynne z zamkniętą komorą spalania i palnikiem modulowanym • do 50 kW • 50–120 kW • 120–1200 kW	 0,87–0,91 0,91–0,97 0,94–0,98
19	Kotły gazowe kondensacyjne • do 50 kW(70/55 °C) • do 50 kW (55/45 °C) • 50–120 kW (70/55 °C) • 50–120 kW (55/45 °C) • 120–1200 kW (70/55 °C) • 120–1200 kW (55/45 °C)	 0,91–0,97 0,94–1,00 0,91–0,98 0,95–1,01 0,92–0,99 0,96–1,02
20	Pompy ciepła woda/woda w nowych/istniejących budynkach	3,8/3,5
21	Pompy ciepła glikol/woda w nowych/istniejących budynkach	3,5/3,3
22	Pompy ciepła powietrze/woda w nowych/istniejących budynkach	2,7/2,5
23	Węzeł cieplny kompaktowy z obudową • do 100 kW • powyżej 100 kW	 0,98 0,99
24	Węzeł cieplny kompaktowy bez obudowy • do 100 kW • 100–300 kW • powyżej 300 kW	 0,91 0,93 0,95

$\eta_{W,d}$ – średnia sezonowa sprawność transportu (dystrybucji) nośnika ciepła w obrębie budynku (osłony bilansowej lub poza nią),

$\eta_{W,s}$ – średnia sezonowa sprawność akumulacji ciepłej wody w elementach pojemnościowych systemu ciepłej wody (w obrębie budynku lub poza nią),

$\eta_{W,e}$ – średnia sezonowa sprawność regulacji i wykorzystania ciepła w budynku (w obrębie osłony bilansowej) – przyjmuje się 1,0.

Tabela 23. Sprawność układu akumulacji ciepła w systemie grzewczym $\eta_{H,s}$ [39]

Lp.	Parametry zbiornika buforowego i jego usytuowanie	$\eta_{H,s}$
1	Bufor w systemie grzewczym o parametrach 75/55 °C wewnątrz osłony termicznej budynku	0,93–0,97
2	Bufor w systemie grzewczym o parametrach 75/55 °C na zewnątrz osłony termicznej budynku	0,91–0,95
3	Bufor w systemie grzewczym o parametrach 55/45 °C wewnątrz osłony termicznej budynku	0,95–0,99
4	Bufor w systemie grzewczym o parametrach 55/45 °C na zewnątrz osłony termicznej budynku	0,93–0,97
5	Brak zasobnika buforowego	1,00

Tabela 24. Sprawność przesyłu (dystrybucji) ciepła (wartości średnie) $\eta_{H,d}$ [39]

Lp.	Rodzaj instalacji grzewczej	$\eta_{H,d}$
1	Źródło ciepła w pomieszczeniu (ogrzewanie elektryczne, piec kaflowy)	1,0
2	Ogrzewanie mieszkaniowe (kocioł gazowy, mini węzeł)	1,0
3	Ogrzewanie centralne wodne z lokalnego źródła ciepła * usytuowanego w ogrzewanym budynku z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami, które są zainstalowane w pomieszczeniach ogrzewanych	0,96–0,98
4	Ogrzewanie centralne wodne z lokalnego źródła ciepła * usytuowanego w ogrzewanym budynku z zaizolowanymi przewodami, armaturą i urządzeniami, które są zainstalowane w pomieszczeniach nieogrzewanych	0,92–0,95
5	Ogrzewanie centralne wodne z lokalnego źródła ciepła * usytuowanego w ogrzewanym budynku bez izolacji cieplnej na przewodach, armaturze i urządzeniach, które są zainstalowane w pomieszczeniach nieogrzewanych	0,87–0,90
6	Ogrzewanie powietrzne	0,95

* Węzeł cieplny, kotłownia gazowa, olejowa, węglowa, biopaliwa.

Tabela 25. Sprawność regulacji i wykorzystania ciepła $\eta_{H,e}$ [39]

Lp.	Rodzaj instalacji	$\eta_{H,g}$
1	Elektryczne grzejniki bezpośrednie: konwektorowe, płaszczyznowe i promiennikowe	0,98
2	Podłogowe: kablowe, elektryczno wodne	0,95
3	Elektryczne grzejniki akumulacyjne:konwektorowe i podłogowe kablowe	0,90
4	Elektryczne ogrzewanie akumulacyjne bezpośrednie	0,91–0,97
5	Ogrzewania wodne z grzejnikami członowymi lub płytowymi w przypadku regulacji centralnej, bez regulacji miejscowej	0,75–0,85
6	Ogrzewania wodne z grzejnikami członowymi lub płytowymi w przypadku regulacji miejscowej	0,86–0,91
7	Ogrzewanie wodne z grzejnikami członowymi lub płytowymi w przypadku regulacji adaptacyjnej i miejscowej	0,98–0,99
8	Ogrzewanie wodne z grzejnikami członowymi lub płytowymi w przypadku regulacji centralnej i miejscowej (zakres P-1 K)	0,97
9	Ogrzewanie wodne z grzejnikami członowymi lub płytowymi w przypadku regulacji centralnej i miejscowej (zakres P-2K)	0,93
10	Ogrzewanie podłogowe w przypadku regulacji centralnej, bez miejscowej	0,94–0,96
11	Ogrzewanie podłogowe lub ścienne w przypadku regulacji centralnej i miejscowej	0,97–0,98
12	Ogrzewania miejscowe przy braku regulacji automatycznej w pomieszczeniu	0,80–0,85

Tabela 26. Sprawność wytwarzania ciepła (do przygotowania ciepłej wody) w źródłach ciepła $\eta_{W,g}$ [39]

Lp.	Rodzaj źródła ciepła	$\eta_{H,g}$
1	Przepływowy podgrzewacz gazowy z zapłonem elektrycznym	0,84–0,99
2	Przepływowy podgrzewacz gazowy z zapłonem płomiennym dyżurnym	0,16–0,74
3	Kotły stałotemperaturowe (tylko ciepłą woda)	0,40–0,72
4	Kotły stałotemperaturowe dwufunkcyjne (ogrzewanie i ciepłą woda)	0,65–0,77
5	Kotły niskotemperaturowe o mocy do 50 kW	0,83–0,90
6	Kotły niskotemperaturowe o mocy ponad 50 kW	0,88–0,92
7	Kotły gazowe kondensacyjne o mocy do 50 kW	0,85–0,91
8	Kotły gazowe kondensacyjne o mocy ponad 50 kW	0,88–0,93
9	Elektryczny podgrzewacz akumulacyjny (z zasobnikiem bez strat)	0,96–0,99
10	Elektryczny podgrzewacz przepływowy	0,99–1,00
11	Pompy ciepła woda/woda	3,0/4,5*
12	Pompy ciepłą glikol/woda	2,6–3,8
13	Pompy ciepłą powietrze /woda	2,2–3,1
14	Węzeł cieplny kompaktowy z obudową	0,88–0,90
15	Węzeł cieplny kompaktowy bez obudowy	0,80–0,85
16	Węzeł cieplny kompaktowy z obudową (ogrzewanie i ciepła woda)	0,94–0, 97
17	Węzeł cieplny kompaktowy bez obudowy (ogrzewanie i ciepła woda)	0,88–0,96

*Sezonowy współczynnik wydajności grzejnej pompy ciepła (SPF).

Tabela 27. Sprawność przesyłu w instalacjach c.w.u [39]

Lp.	Rodzaj instalacji ciepłej wody użytkowej	$\eta_{W,d}$
1	Miejscowe przygotowanie cieplej wody, instalacje c.w.u. bez obiegów cyrkulacyjnych • miejscowe przygotowanie c.w.u. bezpośrednio przy punktach poboru c.w.u • miejscowe przygotowanie c.w.u. dla grupy punktów poboru wody w jednym pomieszczeniu sanitarnym, bez obiegu cyrkulacyjnego	 1,0 0,8
2	Mieszkaniowe węzły cieplne Kompaktowy węzeł cieplny dla pojedynczego lokalu mieszkalnego, bez obiegu cyrkulacyjnego	0,85
3	Centralne przygotowanie ciepłej wody, instalacja c.w.u. bez obiegów cyrkulacyjnych Instalacje ciepłej wody w budynkach jednorodzinnych	0,6
4	Centralne przygotowanie c.w.u. , instalacje z obiegami cyrkulacyjnymi ,piony instalacyjne nie izolowane, przewody rozprowadzające izolowane: Instalacje małe, do 30 punktów poboru c.w.u. Instalacje średnie, 30 – 100 punktów poboru c.w.u. Instalacje duże, powyżej 100 punktów poboru c.w.u.	 0,6 0,5 0,4
5	Centralne przygotowanie c.w.u. , instalacje z obiegami cyrkulacyjnymi ,piony instalacyjne i przewody rozprowadzające izolowane* Instalacje małe, do 30 punktów poboru c.w.u. Instalacje średnie, 30–100 punktów poboru c.w.u. Instalacje duże, powyżej 100 punktów poboru c.w.u.	 0,7 0,6 0,5
6	Centralne przygotowanie c.w.u. , instalacje z obiegami cyrkulacyjnymi z ograniczeniem czasu pracy**, piony instalacyjne i przewody rozprowadzające izolowane	
	Instalacje małe, do 30 punktów poboru c.w.u.	0,8
	Instalacje średnie, 30–100 punktów poboru c.w.u.	0,7
	Instalacje duże, powyżej 100 punktów poboru c.w.u.	0,6

* Przewody izolowane wykonane z rur stalowych, miedzianych, lub przewody nieizolowane wykonane z rur z tworzyw sztucznych

** Ograniczenie czasu pracy pompy cyrkulacyjnej do c.w.u w godzinach nocnych lub zastosowanie pomp obiegowych ze sterowaniem za pomocą układów termostatycznych.

Tabela 28. Średnia sezonowa sprawność akumulacji ciepłej wody [39]

Lp.	Parametry zasobnika ciepłej wody i jego usytuowanie	$\eta_{W,s}$
1	Zasobnik w systemie według standardu z lat 1970.	0,30–0,59
2	Zasobnik w systemie według standardu z lat 1977–1995	0,55–0, 69
3	Zasobnik w systemie według standardu z lat 1995–2000	0,60–0, 74
4	Zasobnik w systemie według standardu budynku niskoenergetycznego	0,83–0, 86

2.3. Przygotowanie ciepłej wody użytkowej

2.3.1. Podstawy prawne projektowania układów przygotowania c.w.u.

Z projektowaniem układów zarówno ciepłej, jak i zimnej wody jest związane kilka aktów prawnych. Podstawowymi dokumentami, których znajomość jest niezbędna są:

- norma PN 92/B-01706 *Instalacje wodociągowe – wymagania w projektowaniu* [19],
- rozporządzenie Ministra Infrastruktury w sprawie *Warunków technicznych, jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie* [12].

Norma PN 92/B-01706 podaje ogólne i szczegółowe wymagania dotyczące instalacji wody zimnej i ciepłej oraz zasady wymiarowania przewodów. Częścią normy jest załącznik A dotyczący ochrony przed wtórnym zanieczyszczeniem wody. Postanowienia normy należy stosować w projektowaniu instalacji zaopatrujących w wodę, o jakości odpowiadającej jakości wody do picia i potrzeby gospodarcze, obiekty budowlane i ich bezpośrednie otoczenie. Wymagania normy dotyczą instalacji wodociągowych nowych, rozbudowywanych i przybudowywanych, jeżeli nie istnieją inne szczegółowe przepisy dotyczące urządzeń wbudowywanych do instalacji. Z ważniejszych zapisów [12] dotyczących instalacji ciepłej wody użytkowej w aktualnym rozporządzeniu można wymienić konieczność projektowania układów energooszczędnych. Instalacja ciepłej wody powinna być zaprojektowana i wykonana w taki sposób, aby ilość energii cieplnej potrzebna do przygotowania tej wody była utrzymywana na racjonalnie niskim poziomie [według §118.1]. Konieczność projektowania instalacji cyrkulacyjnej: w budynkach, z wyjątkiem jednorodzinnych, zagrodowych i rekreacji indywidualnej, w instalacji ciepłej wody powinien być zapewniony stały obieg wody, także na odcinkach przewodów o objętości wewnątrz przewodu powyżej 3 dm^3 prowadzących do punktów czerpalnych [według §120.1]. Należy zwrócić uwagę na wymagania temperaturowe dotyczące c.w.u. Instalacja ciepłej wody powinna zapewniać uzyskanie w punktach czerpalnych temperaturę wody nie niższą niż 55 °C i nie wyższą niż 60 °C, przy czym instalacja ta powinna umożliwiać przeprowadzanie jej okresowej dezynfekcji termicznej w temperaturze wody nie niższej niż 70 °C [według §120.2] (nie dotyczy instalacji w domach jednorodzinnych). Konieczne jest również zabezpieczenia układu: instalacja ciepłej wody powinna mieć zabezpieczenie przed przekroczeniem dopuszczalnych dla danych instalacji ciśnienia i temperatury, zgodnie z wymaganiami Polskiej Normy dotyczącej zabezpieczeń instalacji ciepłej wody [według §120.4]. Zabezpieczeń układu ciepłej wody użytkowej dotyczy norma PN-76/B-02440 *Zabezpieczenie urządzeń ciepłej wody użytkowej* [21].

2.3.2. Rozbiór ciepłej wody użytkowej. Wyznaczanie zapotrzebowania na moc do przygotowania ciepłej wody użytkowej

Obliczenia układu przygotowania ciepłej wody użytkowej należy rozpocząć od wyznaczenia rozbiorów c.w.u. w obiekcie, dla którego instalacja jest obliczana. Podstawowymi wielkościami, których znajomość charakteryzuje instalację budynku są [19]:

• przepływ średni dobowy

$$q_{d,śr} = nq_j \tag{2.39}$$

• przepływ średni godzinowy

$$q_{h,śr} = \frac{q_{d,śr}}{\tau} \tag{2.40}$$

• przepływ godzinowy maksymalny

$$q_{h,\max} = q_{h,śr} N_h, \tag{2.41}$$

gdzie: q_j – dobowe, jednostkowe zapotrzebowanie na wodę na jednego mieszkańca; według PN 92/B-01706 dla budynków mieszkalnych wynosi ono 110–130 l/d,

n – liczba odbiorców,

τ – czas eksploatacji instalacji w czasie doby; norma PN 92/B-01706 podaje dla budynków mieszkalnych $\tau = 18$,

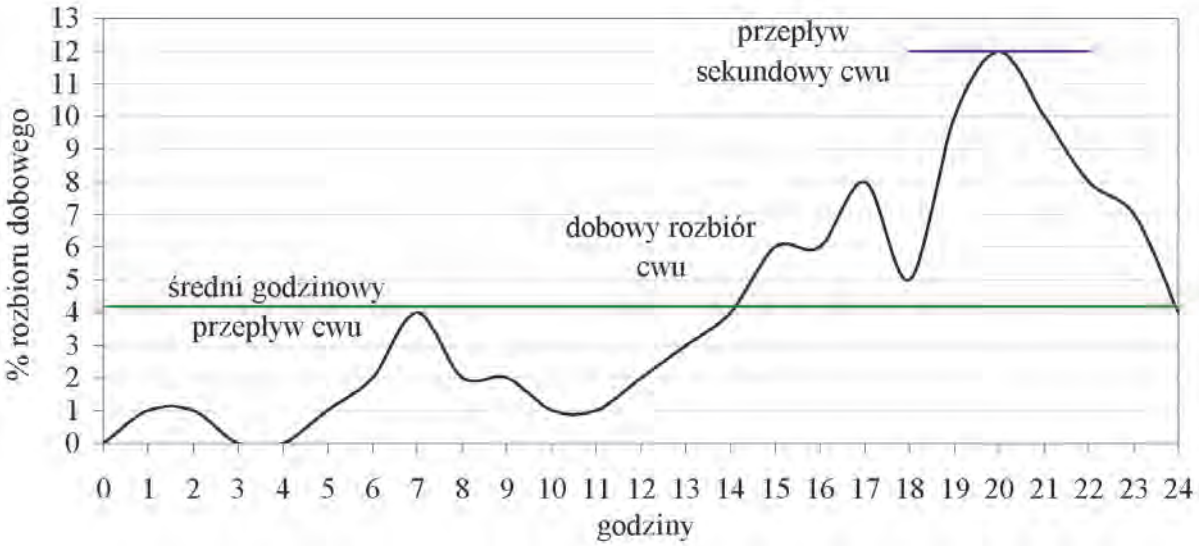
N_h – godzinowy współczynnik nierównomierności rozbioru c.w.u., który według PN 92/B-01706 wyraża się zależnością:

$$N_h = 9{,}32\, n^{-0{,}244} \tag{2.42}$$

• przepływ sekundowy, q_s – chwilowy przepływ w układzie, według którego obliczane są średnice przewodów; wielkość tego przepływu można wyznaczyć według zależności podanych w normie wodociągowej PN-92/B-01706; jego wartość zależy od rodzaju zainstalowanych w budynku punktów czerpalnych oraz związanych z nimi tzw. wypływów normatywnych, również podawanych przez PN-92/B-01706.

Na rysunku 15 przedstawiono przykładowy wykres rozbioru c.w.u. dla budynku mieszkalnego. Zaznaczono na nim przepływ średni i sekundowy dla obiektu.

Zapotrzebowania na moc do przygotowania ciepłej wody użytkowej oblicza się odpowiednio do typu projektowanego układu przygotowania c.w.u. z następujących wzorów:



Rys. 15. Przykładowy wykres dobowego rozbioru c.w.u. dla budynku mieszkalnego

- maksymalne zapotrzebowanie na moc cieplną:

$$Q_{cwu}^{h,\max} = q^{h,\max} c_p (t_{\text{cwu}} - t_{\text{wz}}), \text{ kW} \tag{2.43}$$

- średnie zapotrzebowanie na moc cieplną:

$$Q_{\text{cwu}}^{h\,\text{śr}} = q^{h\,\text{śr}} c_p (t_{\text{cwu}} - t_{\text{wz}}), \text{ kW} \tag{2.44}$$

gdzie: $q^{h\,\max}$ – przepływ godzinowy, maksymalny, kg/s,
$q^{h\,\text{śr}}$ – przepływ średni, godzinowy, kg/s,
c_p – ciepło właściwe wody, kJ/(kg·K),
t_{cwu} – obliczeniowa temperatura wody ciepłej, °C,
t_{wz} – obliczeniowa temperatura wody zimnej, °C.

Zapotrzebowanie maksymalne charakteryzuje moc urządzeń do przygotowania c.w.u. w układach baz akumulacji ciepła. Układy z pełną akumulacją dobiera się ze względu na średnie zapotrzebowanie mocy. W układach z akumulacją częściową oblicza się zredukowaną moc cieplną potrzebną do przygotowania c.w.u. Szerzej zagadnienia te omówiono w kolejnych punktach opracowania.

2.3.3. Układy przygotowania ciepłej wody użytkowej

Układy przygotowania ciepłej wody użytkowej można dzielić pod kątem wielu czynników. Ze względu na zakres niniejszego opracowania najistotniejszy jest podział na układy:

- bez zasobników (układy przepływowe),
- z zasobnikami ciepłej wody użytkowej,
- z podgrzewaczami pojemnościowymi ciepłej wody użytkowej.

Układy bez zasobników są to układy pracujące w dynamicznych warunkach, tzn. nie ma w układzie elementów wpływających na złagodzenie szczytów poboru c.w.u. Konieczny jest dobór wymienników ciepła oraz całego układu zasilania w ciepło na maksymalne wielkości przewidywanego rozbioru c.w.u. Byłoby niewygodne, gdyby automatyka w kotłowni nie miała możliwości realizowania zasady priorytetu c.w.u. Należałoby wtedy zapewnić moc źródła ciepła na poziomie $Q_{\text{co}} + Q_{\text{cwu}}^{h\,\max}$. Jednak należy pamiętać, że pobór maksymalny ciepła na potrzeby c.w.u. występuje w krótkim czasie, w którym można zasilać instalację c.w.u. kosztem instalacji c.o. Należy zwrócić uwagę na to, iż wartości normowe jednostkowego zużycia c.w.u. są większe niż rzeczywiste. Przeciętne zużycie średnie c.w.u. na 1 mieszkańca i dobę kształtuje się na poziomie 60–80 litrów, a miarodajne wartości do określania zapotrzebowania na moc cieplną wynoszą zgodnie z PN 92/B-01706 od 110 do 130 litrów.

Duże wahania w poborze ciepła nie służą również optymalizacji pracy układu i osiąganiu największych sprawności kotłów. Dotyczy to zwłaszcza większych jednostek, dla których nagłe zmiany mocy cieplnej (charakterystyczne dla układów c.w.u.) są trudne do osiągnięcia ze względu na bezwładność cieplną i długi czas rozruchu.

2.3.3.1. Układy z zasobnikami ciepłej wody użytkowej

Wahania w poborze ciepła wynikające z charakteru instalacji, jaką jest instalacja ciepłej wody użytkowej można złagodzić, stosując zasobniki ciepła. Układy z akumulacją są praktycznym rozwiązaniem zwłaszcza dla instalacji w obiektach o dużym zapotrzebowaniu na ciepłą wodę użytkową, a ponadto charakteryzujących się dużą nierównomiernością poboru c.w.u. Zastosowanie w układzie zasobników ciepła pozwala na gromadzenie energii w czasie zmniejszonego jej poboru i oddawanie jej w czasie zapotrzebowania szczytowego (większego niż aktualna dostawa ciepła).

Istotnymi parametrami w obliczaniu układów z zasobnikami są:

- **Współczynnik akumulacji**:
  $\varphi = 0$ oznacza brak akumulacji w układzie,
  $\varphi = 1$ oznacza pełną akumulację w układzie.

- **Współczynnik nierównomierności rozbioru wody**. Godzinowy współczynnik nierównomierności rozbioru wody charakteryzuje wielkość zmian zachodzących w rozbiorze ciepłej wody użytkowej w danym obiekcie. Współczynnik ten przedstawia wzór:

$$K_h = \frac{G_h^{\max}}{G_h^{\mathrm{sr}}} \tag{2.45}$$

Wartość współczynnika K_h zależy od przeznaczenia i wielkości obiektu, dla którego obliczana jest instalacja. Dla budynków mieszkalnych zależy on bezpośrednio od liczby mieszkańców. Dla innych obiektów wielkość rozbioru zarówno średniego, jak i maksymalnego należy opracować na podstawie analizy sposobu korzystania z instalacji c.w.u.

Przedstawiono dwie możliwości wyznaczenia wartości współczynnika nierównomierności rozbioru wody dla budynków mieszkalnych:

– według normy PN-92/B-01706 wielkość współczynnika nierównomierności rozbioru c.w.u. należy obliczać z zależności:

$$K_h = 9{,}32n^{-0{,}244} \tag{2.46}$$

gdzie n – liczba mieszkańców.

– według danych z literatury, np. [23], zależność pomiędzy liczbą mieszkańców a wielkością współczynnika K_h przedstawiono w tabeli 29.

Tabela 29. Współczynnik nierównomierności rozbioru c.w..u. w funkcji liczby mieszkańców

Liczba mieszkańców	Współczynnik K_h
50	4,5
100	3,5
150	3,0
200	2,9
300	2,7
500	2,5
1000	2,3
3000	2,1
6000	2,0

- **Współczynnik redukcji** określający wpływ zasobników na pracę układu przygotowania c.w.u. Pozwala określić zmniejszenie maksymalnej mocy potrzebnej do przygotowania c.w.u. ze względu na akumulację ciepła w układzie. Współczynnik zależy od wielkości współczynnika akumulacji oraz nierównomierności rozbioru wody i wyraża się wzorem:

$$\psi = \frac{1}{(K_h - 1)\varphi + 1} \tag{2.47}$$

- **Zredukowana moc układu przygotowania c.w.u.:**

$$Q_{\mathrm{cwu}}^{zr} = Q_{\mathrm{cwu}}^{h\max}\psi \tag{2.48}$$

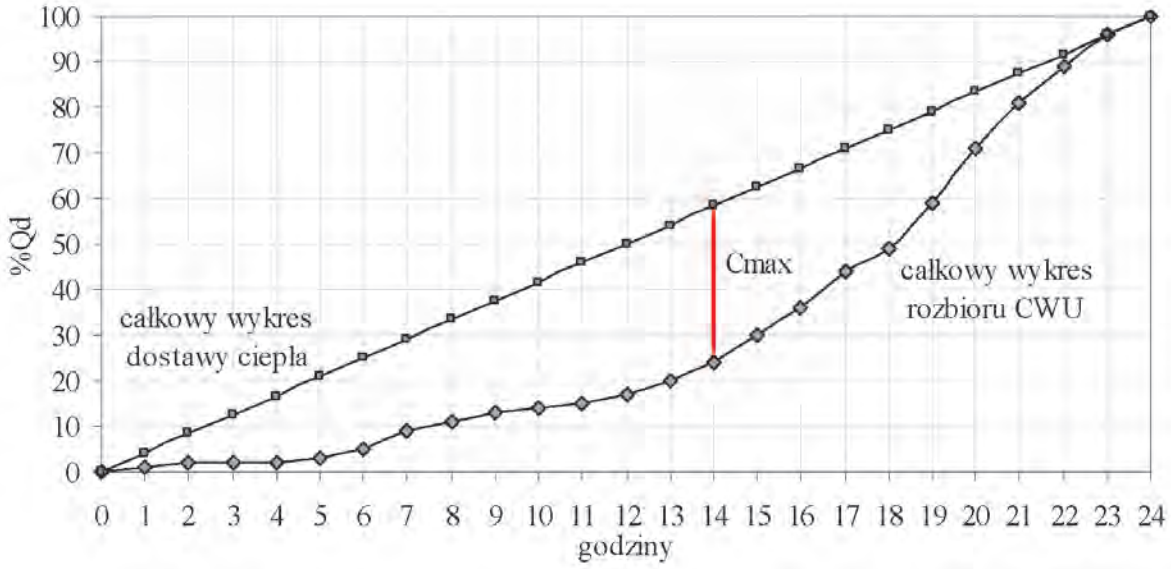
Układy ciepłej wody użytkowej z pełną akumulacją

Układ przygotowania ciepłej wody użytkowej, w którym zastosowano pełną akumulację, jest to układ pozwalający zachować stałą dostawę ciepła niezależnie od wielkości aktualnego poboru ciepłej wody użytkowej. Współczynnik akumulacji w takim układzie wynosi $\varphi = 1$. Układy z pełną akumulacją charakteryzują się dużymi objętościami zasobników, co stanowi ich główną wadę. Korzyścią ze stosowania pełnej akumulacji jest wyrównanie poboru ciepła przez układ przygotowania c.w.u. W kotłowniach opartych na kotłach De Dietrich, wyposażonych w automatykę, nie stanowi to już problemu i dlatego nie stosuje się układów z pełną akumulacją, dla których objętości zasobników byłyby niepotrzebnie przewymiarowane.

Ponieważ cechą układu jest stała dostawa ciepła, konieczne jest dokładne obliczenie takiego systemu, aby bez względu na wielkość poboru c.w.u. zachowana była jej wymagana temperatura. Aby prawidłowo obliczyć układ z pełną akumulacją, konieczne jest sporządzenie całkowego wykresu rozbioru c.w.u. Wykres taki przygotowuje się na podstawie dobowego rozbioru ciepłej wody użytkowej, sumując kolejne wielkości zużycia. Dla dobowego rozbioru c.w.u. przedstawionego na rysunku 15 wykres całkowy pokazano na rysunku 16, na którym przez porównanie wielkości poboru i dostawy ciepła określa się objętość zasobnika.

Objętość użytkowa zasobnika:

$$V_u = \frac{C_{\max} Q_d}{\rho c_p (t_g - t_d)}, \text{ m}^3, \tag{2.49}$$



Rys. 16. Całkowy wykres dostawy i rozbioru ciepła

gdzie: $C_{\max}$ – maksymalna odległość między krzywą rozbioru a krzywą dostawy ciepła (lub prostą pomocniczą, gdy krzywa dostawy przecina się z krzywą rozbioru – układ taki pokazano na rysunku 16), [%],

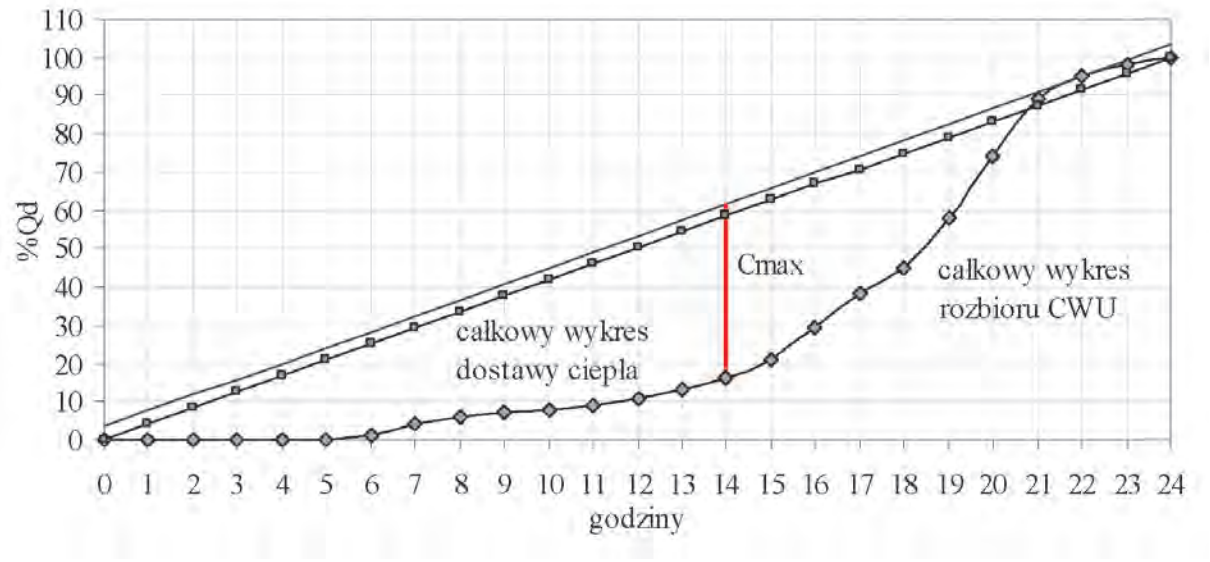
Q_d – dobowe zapotrzebowanie na ciepło do przygotowania c.w.u., kJ,

ρ – gęstość wody w temperaturze panującej w zasobniku, kg/m^3,

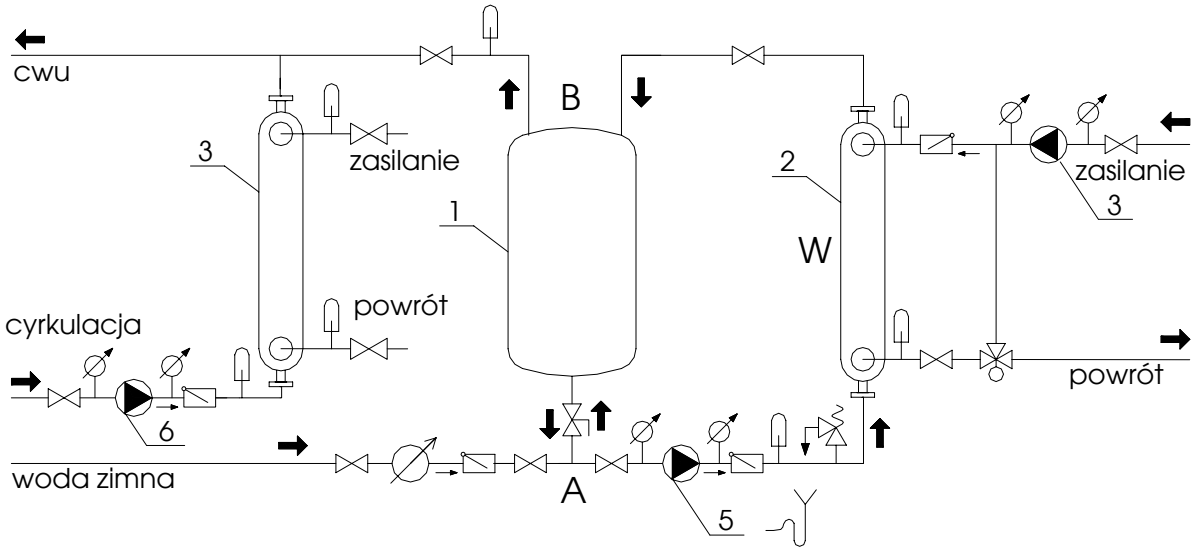
c_p – ciepło właściwe wody w temperaturze w zasobniku, kJ/(kg·K),

t_g – maksymalna temperatura w zasobniku, °C,

t_d – minimalna temperatura w zasobniku, °C.



Rys. 17. Zmodyfikowany wykres dostawy i rozbioru c.w.u.



Rys. 18. Układ przygotowania c.w.u. z zasobnikiem (pełna akumulacja): 1 – zasobnik, 2 – wymiennik ciepła, 3 – wymiennik ciepła dla cyrkulacji, 4 – pompa obiegu pierwotnego, 5 – pompa ładująca, 6 – pompa cyrkulacji

Wyznaczanie objętości zasobnika c.w.u. przy pełnej akumulacji

Na rysunku 17 przedstawiono sposób wyznaczenia wartości C_{max}, gdy zsumowana wielkość dostawy ciepła jest w pewnym okresie mniejsza niż suma rozbiorów c.w.u. Należy wtedy objętość zasobnika wyznaczyć na podstawie prostej pomocniczej, która powstaje przez równoległe przesunięcie prostej dostawy ciepła do punktu styczności z krzywą rozbioru c.w.u.

Wyznaczanie objętości zasobnika c.w.u. przy pełnej akumulacji

Na rysunku 18 przedstawiono schemat układu przygotowania ciepłej wody użytkowej z pełną akumulacją. Obieg wymiennika ciepła obliczany jest na $G^{h,śr}$ – przepływ średni godzinowy. Dotyczy to obiegu po stronie dostawy ciepła oraz obiegu ładowania zasobnika A–W–B. Pozostała część instalacji

c.w.u. obliczana jest na q_s (przepływ sekundowy). Ciśnienie wytwarzane w hydroforni zapewnia przepływ wody przez zasobnik do punktów czerpalnych. Pompa ładująca pracuje w obiegu A–W–B ze stałą wydajnością $G^{h\text{śr}}$. Zasada działania układu może być przedstawiona w uproszczeniu (q_{ch} – chwilowy przepływ w instalacji ciepłej wody użytkowej):

- gdy $q_{ch} > G^{h\,\text{śr}}$ następuje rozładowanie zasobnika (od dołu wypełnia go zimna woda wodociągowa),
- gdy $q_{ch} < G^{h\,\text{śr}}$ następuje ładowanie zasobnika (woda zimna jest wypychana przez napływającą od góry wodę ciepłą).

W przypadku układów z pełną akumulacją ważne jest, aby nie zakłócić obiegu stałoprzepływowego ładowania zasobnika. Dlatego obieg cyrkulacji włącza się za zasobnikiem. Z tego powodu konieczne jest zastosowanie indywidualnego wymiennika ciepła obliczonego na potrzeby układu cyrkulacji.

Układy ciepłej wody użytkowej z niepełną akumulacją

Rozwiązaniem, dużo częściej stosowanym niż układy z pełną akumulacją, są układy z akumulacją częściową. W znacznym stopniu wyrównują one wahania rozbioru ciepłej wody użytkowej, ich zasadniczą zaletą w stosunku do układów z pełną akumulacją są mniejsze objętości zasobników, a więc mniejsze powierzchnie (przestrzenie) konieczne do ich zainstalowania.

Obliczeniową objętość zasobnika można wyznaczyć z zależności:

$$V_z^{\text{obl}} = 90\varphi_{\text{obl}}\, n \log K_h,\ \text{dm}^3 \tag{2.50}$$

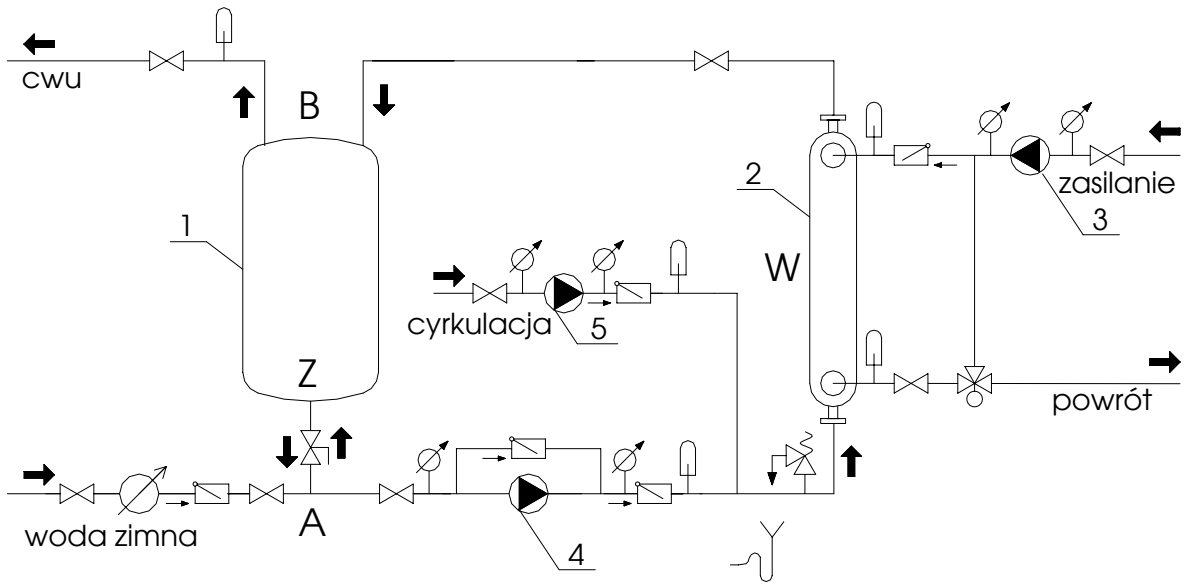
gdzie: φ_{obl} – założony współczynnik akumulacji pozwalający uzyskać zmniejszenie objętości zasobnika (w stosunku do pełnej akumulacji) i w wyraźnym stopniu wyrównać dostawę ciepła zaleca się przyjmować φ = 0,15–0,35,

n – liczba mieszkańców,

K_h – godzinowy współczynnik nierównomierności rozbioru c.w.u.

Po wyznaczeniu obliczeniowej objętości zasobnika należy dokonać jego doboru, następnie, gdy znamy jego objętość rzeczywistą, wyznaczamy rzeczywisty współczynnik akumulacji:

$$\varphi_{\text{rz}} = \frac{V_z^{\text{rz}}}{V_z^{\text{obl}}}\varphi_{\text{obl}} \tag{2.51}$$



Rys. 19. Układ przygotowania c.w.u. z zasobnikiem (niepełna akumulacja): 1 – zasobnik, 2 – wymiennik ciepła, 3 – pompa obiegu pierwotnego, 4 – pompa ładująca, 5 – pompa cyrkulacji

Gdy znamy współczynnik akumulacji, wówczas możemy wyznaczyć współczynnik redukcji, umożliwia on prawidłowe obliczenie układu przygotowania c.w.u. z uwzględnieniem wpływu zasobnika na jego pracę:

$$\psi = \frac{1}{(K_h - 1)\varphi + 1} \tag{2.52}$$

Na rysunku 19 przedstawiono schemat układu przygotowania c.w.u. z niepełną akumulacją. Dla prawidłowego działania układ wymaga zrównoważenia hydraulicznego. Obieg A–W–B, w którym pracuje pompa ładująca zasobnik, powinien być obliczony zgodnie z wynikającym ze współczynnika redukcji zmniejszeniem, czyli na przepływ $\psi G^{h\,\max}$ (moc wymiennika zaleca się dobrać jednak na przepływ $G^{h\,\max}$). Odcinek A–Z–B należy tak zdławić (ręczny zawór regulacyjny na odcinku A–Z), aby przepływ utrzymany był na poziomie $(1 - \psi)G^{h\,\max}$ podczas przepływu na odcinku A–W–B wynoszącym $\psi G^{h\,\max}$. Zrównoważenie takie zapobiegnie niedogrzewaniu wody w wymienniku podczas zbyt dużego przepływu. Ciśnienie potrzebne do pracy układu i instalacji zapewnia hydrofor. W przypadku gdy rozbiór c.w.u. jest mały, a woda w zbiorniku ma wystarczającą temperaturę, pompa ładująca nie działa. W przypadku obniżenia temperatury w zbiorniku poniżej zadanej uruchamiana jest pompa ładująca. Proces ładowania przebiega tak jak w układzie z pełną akumulacją, tzn. w czasie ładowania woda zimna jest wypierana z zasobnika, a w czasie rozładowania (pod wpływem ciśnienia wytwarzanego przez hydrofor) woda zimna wypełnia zasobnik od dołu. Układ cyrkulacji można włączyć do układu przygotowania c.w.u. Zaleca się zastosowanie osobnej pompy cyrkulacyjnej (w niektórych opracowaniach pompa ładująca jest również cyrkulacyjną) ze względu na różne parametry pracy w obu obiegach.

2.3.3.2. Układy połączeń zasobników c.w.u.

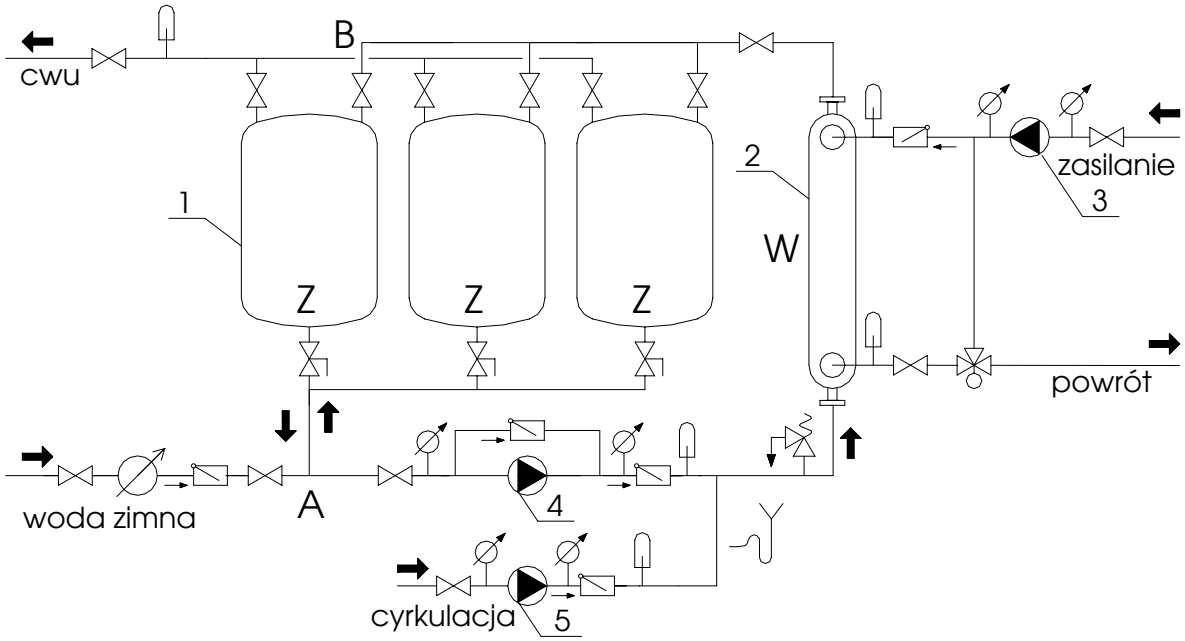
W układach przeznaczonych dla obiektów o dużym zużyciu ciepłej wody użytkowej lub w przypadku konieczności zastosowania pełnej akumulacji może zaistnieć konieczność połączenia ze sobą kilku zasobników. Stosowanie połączeń kilku zbiorników jest konieczne, gdyż pomimo możliwości wykonania zasobnika na zamówienie, istnieją pewne ograniczenia dotyczące jego wielkości, związane np. z szerokością lub wysokością pomieszczenia, opłacalnością wykonania, parametrami wytrzymałościowymi lub ograniczeniami związanymi chociażby z kosztami transportu.

Układy równoległe zasobników

Równoległe łączenie zasobników jest korzystne, gdyż umożliwia równomierne ładowanie i rozładowywanie zasobników. Aby jednak było to możliwe, konieczne jest zrównoważenie hydrauliczne układu. W przypadku gdy opory hydrauliczne poszczególnych obiegów nie są wyrównane, powstaje sytuacja, w której zasobniki są nierównomiernie ładowane i rozładowywane, co wpłynie na destabilizację pracy całego układu. Układ z trzema zasobnikami (niepełna akumulacja) połączonymi równolegle oraz układem dwóch wymienników do przygotowania c.w.u pokazano na rysunku 20. W obiegu ładowania zasobników zastosowano układ Tichelmanna. Wyrównanie długości wszystkich obwodów powoduje, iż spadki ciśnienia są również wyrównane. Układ oblicza się w sposób analogiczny do układu z jednym zasobnikiem, tzn. obieg ładowania obliczany jest zgodnie z wielkością współczynnika redukcji na przepływ $\psi G^{h\,\max}$, przepływ na odcinku od punktu A przez zasobniki należy zdławić do poziomu $(1 - \psi) G^{h\,\max}$, pozostała część układu liczona jest na przepływy sekundowe.

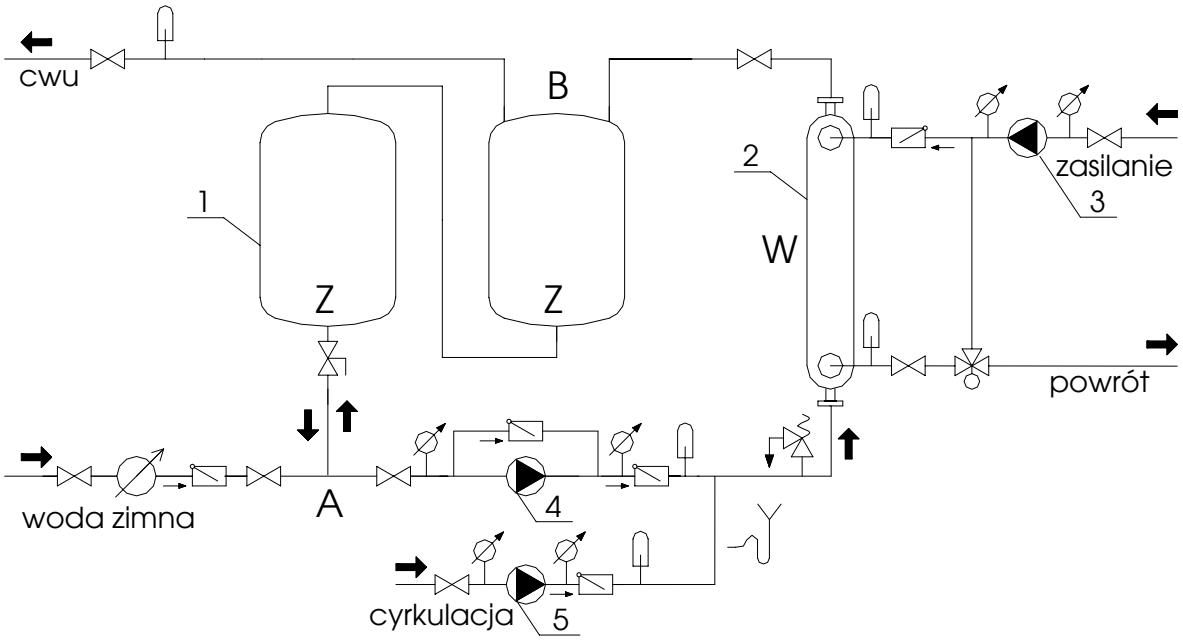
Układy szeregowe zasobników

Połączenie szeregowe zasobników jest łatwiejsze do zrealizowania pod względem hydraulicznym. Nie ma problemu związanego z tak dokładnym równoważeniem układu dla równomiernego przepływu przez zasobniki. Jednak układ ten ma inną wadę – brak komfortu odbiorców c.w.u. związanego ze zbyt niską temperaturą wody. Zasobniki łączone szeregowo mają bowiem możliwość gromadzenia chłodniejszej wody (woda jest gromadzona w zasobniku, który zaczyna pełnić rolę bufora). Tworzenie się stosunkowo grubej warstwy wychłodzonej wody (w stosunku do zasobników łączonych równolegle)



Rys. 20. Układ przygotowania c.w.u. z zasobnikami połączonymi równolegle (niepełna akumulacja): 1 – zasobnik, 2 – wymiennik ciepła, 3 – pompa obiegu pierwotnego, 4 – pompa ładująca, 5 – pompa cyrkulacji

może zwiększyć ryzyko rozwoju bakterii typu *Legionella*. Problem można wyeliminować, stosując dość częstą dezynfekcję zbiorników przez podwyższanie temperatury wody do poziomu około 70 °C. Układ z dwoma zasobnikami (niepełna akumulacja) połączonymi szeregowo przedstawiono na rysunku 21. Układ oblicza się w sposób analogiczny do układu z jednym zasobnikiem.

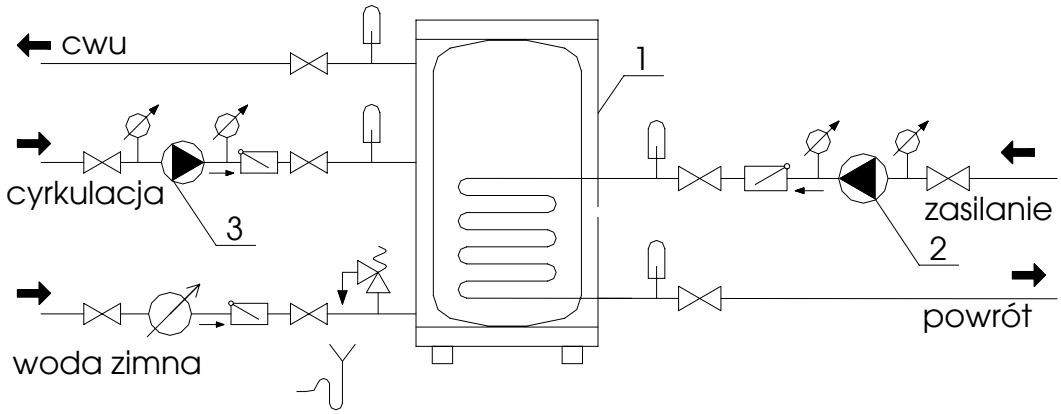


Rys. 21. Układ przygotowania c.w.u. z zasobnikami połączonymi szeregowo (niepełna akumulacja): 1 – zasobnik, 2 – wymiennik ciepła, 3 – pompa obiegu pierwotnego, 4 – pompa ładująca, 5 – pompa cyrkulacji

Układy z podgrzewaczami pojemnościowymi

Podgrzewacz pojemnościowy łączy funkcje zasobnika oraz wymiennika ciepła. Układy z tymi urządzeniami są typowym rozwiązaniem stosowanym w kotłowniach. Układy przygotowania c.w.u. na bazie wymienników pojemnościowych projektuje się zwykle jako instalacje z niepełną akumulacją. Schemat układu przedstawiono na rysunku 22. Połączenia zasobnika i wymiennika w jedno urządzenie znacznie upraszcza układ. Proces ładowania podgrzewacza realizowany jest przez pracę pompy, która wymusza przepływ czynnika grzewczego w obiegu kocioł–wężownica podgrzewacza. Ciepła woda gromadzona jest w zasobniku podgrzewacza. Jej pobór powoduje po pewnym czasie wychłodzenie wody w podgrzewaczu (przez napływ wody zimnej z wodociągu). W konsekwencji uruchomiona zostaje pompa ładująca. Pompa ta sterowana jest czujnikiem temperatury ciepłej wody, zlokalizowanym w górnej części zasobnika. Podgrzew wody następuje aż do osiągnięcia wymaganej temperatury c.w.u. Wtedy pompa zostaje wyłączona.

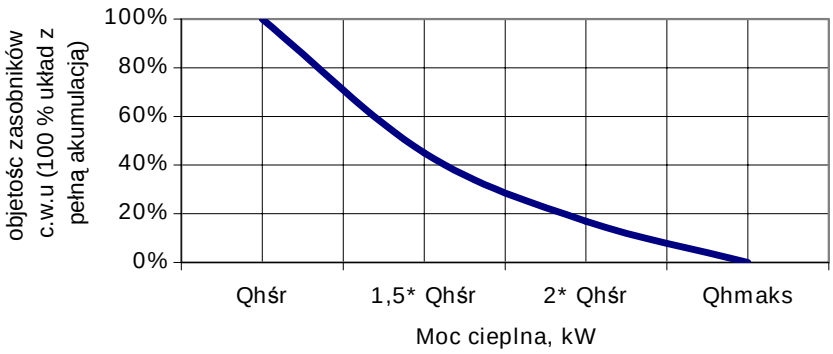
Szczegóły dotyczące obliczeń oraz doboru tych urządzeń przedstawiono w punkcie *dobór podgrzewaczy c.w.u.* niniejszego opracowania.



Rys. 22. Układ przygotowania c.w.u. z podgrzewaczem pojemnościowym: 1 – podgrzewacz pojemnościowy, 2 – pompa obiegu pierwotnego, 3 – pompa cyrkulacji

2.3.4. Objętość podgrzewaczy pojemnościowych c.w.u. a moc źródła ciepła

Zużycie cieplej wody użytkowej charakteryzuje się dużą nierównomiernością rozbioru, a maksymalne zapotrzebowanie na ciepłą wodę występuje w okresach krótkotrwałych. Aby zapewnić komfort dostawy ciepłej wody użytkowej, podczas wymiarowania mocy cieplnej źródeł, dochodziłoby niejednokrotnie do konieczności doboru zbyt dużych jednostek kotłowych.



Rys. 23. Zależność między mocą instalacji c.w.u. a pojemnością zasobników

W celu zmniejszenia zapotrzebowania na moc cieplną na potrzeby przygotowania ciepłej wody użytkowej stosuje się podgrzewacze pojemnościowe. Wielkość podgrzewacza, jak również moc źródła ciepła zależy od ilości zużywanej ciepłej wody użytkowej .

Teoretyczną zależność między objętością zasobnika c.w.u. a mocą cieplną instalacji przygotowania c.w.u. przedstawiono na wykresie opracowanym po założeniu, że w przykładowym rozbiorze c.w.u. i zapewnieniu jej parametrów (temperatury) na wymaganym poziomie należałoby zastosować określoną moc źródła ciepła dla określonej objętości zasobnika. Można stwierdzić, że im większa pojemność zasobników, tym mniejsza moc cieplna potrzebna na przygotowanie c.w.u. Uogólnioną zależność pokazano na rysunku 23. Pokazuje ona, że w układzie z pełną akumulacją, czyli dostawą ciepła na potrzeby c.w.u. w sposób ciągły na poziomie $Q^{h\ \text{śr}}$, pojemność zasobnika wyniosłaby 100% (określana według metody podanej w rozdziale dotyczącym zasobników c.w.u.), a przy dostawie ciepła na poziomie $Q^{h\ \max}$, pojemność zasobników wynosi zero, tzn. nie ma wówczas potrzeby stosowania zasobników. Jednak należy pamiętać, że moc cieplna na potrzeby c.w.u. jest wówczas maksymalna.

Wspomniana zasada priorytetu c.w.u. sprawia, iż kotłownia tak powinna być skonstruowana, aby moc układu zasilania c.w.u. (moc wymienników) była odpowiednia, ale nie ma konieczności wliczania tej mocy do mocy kotłów, w razie dużego udziału mocy układu przygotowania c.w.u. w mocy na potrzeby grzewcze konieczne jest uwzględnienie jedynie średniego zapotrzebowania na moc dla c.w.u. w ogólnym bilansie kotłowni.

Szczegóły dotyczące obliczeń oraz doboru tych urządzeń przedstawiono w punkcie *dobór podgrzewaczy c.w.u.*

Przykład obliczenia objętości zasobnika oraz zapotrzebowania na moc do przygotowania c.w.u.

Dla instalacji c.w.u. o rozbiorze dobowym, zgodnym z rysunkiem 15, dla dobowego zużycia ciepłej wody na poziomie 20 m^3/d, obliczyć objętość zasobnika oraz moc układu przygotowania ciepłej wody użytkowej dla założonej pełnej akumulacji oraz dla akumulacji częściowej. Wymagana temperatura c.w.u. wynosi 60 °C. Temperatura wody zimnej wynosi 10 °C.

Układ z pełną akumulacją: pojemność zasobnika dla pełnej akumulacji określa się w zależności od maksymalnej różnicy rzędnych między wykresem dostawy ciepła i rozbioru c.w.u. Dla układu z pełna akumulacją dostawa ciepła jest stała, równa średniemu zapotrzebowaniu na moc do przygotowania c.w.u. Dla rozbioru zgodnego z wykresem 2 $C_{\max}$ wynosi 34,3%.

Objętość zasobnika dla pełnej akumulacji:

$$V_{\max} = C_{\max} Q_d = 0{,}343 \cdot 20\,000 = 6860 \text{ l}$$

Średnie godzinowe zapotrzebowanie na c.w.u. wynosi:

$$G_h^{\text{śr}} = \frac{20\,000}{24} = 833 \ \text{l}/\text{h} = 0{,}23 \ \text{l}/\text{s}$$

Średnie zapotrzebowanie na moc wynosi:

$$Q_{\text{cwu}}^{h,\text{śr}} = q^{h,\text{śr}} c_p \left(t_{\text{cwu}} - t_{\text{wz}}\right) = 0{,}23 \cdot 4{,}19 \cdot 50 = 48 \text{ kW}$$

Układ z pełną akumulacją wymaga mocy wymiennika wynoszącej 48 kW oraz zasobnika o pojemności 6860 litrów.

Ponieważ układy z pełną akumulację charakteryzują się dużymi pojemnościami, nie stosuje się ich, projektując w zamian układy z akumulacją częściową.

Układ z akumulacją częściową

Założono współczynnik akumulacji: $\varphi = 0{,}25$.

Objętość podgrzewacza powinna wynieść:

$$V_Z^{rz} = 0{,}25 \cdot 6860 = 1715 \text{ litrów}$$

Do wyznaczenia zredukowanej mocy cieplnej konieczne jest obliczenie współczynnika nierównomierności rozbioru i współczynnika redukcji.

Maksymalne godzinowe zapotrzebowanie na c.w.u., zgodnie z wykresem 2, wynosi (maksymalny procent zużycia to 12% Q_D dla godziny między 19 a 20):

$$G_h^{\max} = 0{,}12 \cdot 20\,000 = 2400\ \mathrm{l/h} = 0{,}67\ \mathrm{l/s}$$

Maksymalne zapotrzebowanie na moc wynosi:

$$Q_{\mathrm{cwu}}^{h,\max} = q^{h,\max} c_p \left(t_{\mathrm{cwu}} - t_{\mathrm{wz}}\right) = 0{,}67 \cdot 4{,}19 \cdot 50 = 140\ \mathrm{kW}$$

Współczynnik nierównomierności rozbioru:

$$K_h = \frac{G_h^{\max}}{G_h^{\text{śr}}} = \frac{0{,}67}{0{,}23} = 2{,}9$$

Współczynnik redukcji:

$$\psi = \frac{1}{(K_h - 1)\varphi + 1} = \frac{1}{(2{,}9 - 1) \cdot 0{,}25 + 1} = 0{,}68$$

Zredukowane zapotrzebowanie na moc cieplną:

$$Q_{\mathrm{cwu}}^{zr} = Q_{\mathrm{cwu}}^{h\max} \psi = 0{,}68 \cdot 140 = 95\ \mathrm{kW}$$

Układ z akumulacją częściową wymaga doboru podgrzewacza pojemnościowego o mocy 95 kW oraz pojemności 1715 litrów.

2.3.5. Układy przygotowania c.w.u. na bazie urządzeń De Dietrich

Na podstawie rysunku 23 można stwierdzić, że w projektowaniu układów c.w.u. na bazie urzadzeń De Dietrich należy wykorzystywać zarówno możliwość zwiększenia mocy cieplnej instalacji c.w.u., jak i zasadę priorytetu c.w.u., bez konieczności zwiększania mocy kotłów. Konstrukcje wymienników ciepła w wymiennikach pojemnościowych zapewniają stosunkowo dużą moc, a także pojemność wymienników. Zaleca się, aby w przypadkach nietypowych instalacji przygotowania c.w.u., charakteryzujących się dużym i nierównomiernym rozbiorem c.w.u, przeprowadzić analizę rozbioru i dostawy c.w.u. (wykres rozbioru i dostawy) z założeniem, że w każdej chwili układ jest w stanie zapewnić określoną moc cieplną na potrzeby przygotowania c.w.u. – równą mocy wymiennika ciepła i dostosowania mocy dostarczanej do tej wielkości. Osobnym problemem jest fakt, czy do zapotrzebowania na moc cieplną kotłowni doliczać moc cieplną układu przygotowania c.w.u. Należy pamiętać o tym, że rozbiory c.w.u. pojawiają się w określonych przedziałach czasu i trwają relatywnie krótko. W tym czasie ograniczenie dostawy na c.o. nie stanowi problemu i nie wpłynie na zauważalne „niedogrzanie” ogrzewanych pomieszczeń.

Kotły De Dietrich mogą pracować w zmiennych warunkach obciążeń i dlatego dobór objętości zasobników dla układów przygotowania c.w.u. powinien być poprzedzony staranną analizą, aby niepotrzebnie nie stosować zasobników o zbyt dużych objętościach. Zasobniki powodują również odgazowanie wody ciepłej, która jest w nich gromadzona, co wpływa na znaczne zmniejszenie korozji w układzie.

2.3.6. Wymagania sanitarne

Instalacje ciepłej wody użytkowej mogą stać się miejscem rozwoju bakterii *Legionella*. Wywołują one zapalenie płuc (często kończące się śmiercią) lub w łagodnej formie objawy podobne do grypy. Bakterie te rozmnażają się w ciepłej wodzie. Warunkami sprzyjającymi rozwojowi bakterii są zbiorniki wody

o temperaturze w przedziale od 32 °C do 42 °C. Jak z tego wynika, zasobniki ciepłej wody stanowią duże niebezpieczeństwo rozwoju tych bakterii (szczególnie zasobniki łączone szeregowo, ze względu na możliwość tworzenia się dość grubych warstw chłodniejszej wody). Jak wynika z badań, bakterie *Legionella* giną w temperaturze wynoszącej około 65 °C. Rozwiązaniem pozwalającym uniknąć ich rozmnażania się jest okresowe podwyższanie temperatury w układzie oraz prawidłowa cyrkulacja w całej instalacji ciepłej wody użytkowej. Zgodnie z aktualnymi wymaganiami przedstawionymi w *Warunkach technicznych jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowanie* według §120.2 niezbędne jest przeprowadzanie okresowej dezynfekcji termicznej całej instalacji ciepłej wody. Wymagana temperatura procesu nie niższa niż 70 °C.

2.3.7. Metody obliczania instalacji c.w.u. według DIN 4708

Norma niemiecka DIN 4708 [4] podaje metodę obliczania zapotrzebowania na ciepło dla podgrzewaczy c.w.u. w budynkach mieszkalnych na podstawie mocy znamionowej. Według tej metody należy ustalić liczbę znamionową mocy N dla obiektu mieszkalnego, a następnie z tabel katalogowych dla zasobników ciepła odszukać wymagany podgrzewacz pojemnościowy w danej temperaturze na zasilaniu wodą grzewczą. Należy dobrać taki podgrzewacz, dla którego liczba N_l będzie większa lub równa współczynnikowi N.

Liczba znamionowa mocy N wyrażona jest wzorem:

$$N = \frac{\sum (n\, p\, v\, w_v)}{3{,}5 \cdot 5280} = \frac{\sum (n\, p\, \upsilon\, w_\upsilon)}{20370} \tag{2.53}$$

gdzie: n – liczba mieszkań w budynku, jest to liczba mieszkań o tej samej liczbie pomieszczeń, liczbie zamieszkałych osób i wyposażeniu w punkty poboru,

Tabela 30. Minimalna liczba osób

Liczba pomieszczeń	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0
Liczba osób p	2,0*	2,0*	2,0*	2,3	2,7	3,1	3,5	3,9	4,3	4,6	5,0	5,6

* Jeżeli w rozpatrywanym budynku przeważają mieszkania jedno- i /lub dwupokojowe, należy dla tych mieszkań podwyższyć liczbę p o 0,5.

Tabela 31. Zapotrzebowanie dla punktów poboru wody w_v

Lp.	Miejsce poboru wody	Oznaczenie	Pobór wody l	Zapotrzebowanie ciepła kWh
1	Wanna kąpielowa – 1600	NB 1	140	5,82
2	Wanna mała	KB	120	4,98
3	Wanna duża (1800·750)	GB	200	8,72
4	Kabina natryskowa normalna	BRN	40	1,62
5	Kabina natryskowa z jednym natryskiem górnym i dwoma natryskami bocznymi	BRK	100	4,07
6	Kabina natryskowa z baterią mieszającą i luksusowym natryskiem	BRL	75	3,02
7	Umywalka	WT	17	0,70
8	Bidet	BD	20	0,81
9	Zlewozmywak kuchenny	SP	33	1,16

p – liczba osób, rzeczywista liczba osób, lecz nie mniejsza niż podaje tabela 30,
v – liczba punktów poboru w każdym mieszkaniu, które uwzględnia się w obliczeniach,
w_v – zapotrzebowanie dla punktu poboru,
w_υ – zapotrzebowanie ciepła, w Wh, do przygotowania ciepłej wody użytkowej w przypadku uwzględnionych punktów poboru (tab. 31).

Wyposażenie sanitarne mieszkań i jego wpływ na obliczenie liczby znamionowej mocy N

Do obliczeń zdefiniowano pojęcie tzw. „mieszkania znormalizowanego zmodernizowanego". Dla takiego mieszkania ustalono:

- liczba pomieszczeń $r = 1$,
- liczba zamieszkałych osób $p = 3{,}5$,
- pobór wody $w = 5820$ Wh/pobór na jedną kąpiel w wannie (tabela 32).

Zapotrzebowanie na ciepło dla c.w.u. mieszkania znormalizowanego wynosi 3,5 osoby·5820 Wh = 20370 W·h, a to odpowiada liczbie znamionowej mocy równej $N = 1$.

Dla wanien kąpielowych spoza tabeli 31, o wyraźnie różniących się pojemnościach użytkowych od podanych w tabeli, należy obliczyć zapotrzebowanie według wzoru

$$w_v = \frac{c_p V \Delta T}{3600} \tag{2.54}$$

Tabela 32. Mieszkania z wyposażeniem normalnym

Istniejące wyposażenie mieszkań		Należy uwzględnić w obliczaniu mocy znamionowej
Typ pomieszczenia	Wyposażenie	
Łazienka	1 wanna lub 1 kabina natryskowa	Wanna 1600 l – według poz. 1 tab. 2
	1 umywalka	Nie uwzględnia się
Kuchnia	1 zlew kuchenny	Nie uwzględnia się

Tabela 33. Mieszkania z wyposażeniem komfortowym

Istniejące wyposażenie w każdym mieszkaniu		Należy uwzględnić w obliczaniu mocy znamionowej
Typ pomieszczenia	Wyposażenie	
	1 wanna kąpielowa*	1 wanna kąpielowa 1600 l (według tabeli 2 poz. 1–3)
	1 kabina natryskowa	Jeżeli istnieje możliwość jednoczesnego używania (odpowiednio według tab. 2 poz. 5–8)
Łazienka	1 umywalka	Nie uwzględniać
	1 bidet	Nie uwzględniać
Kuchnia	1 zlew kuchenny	Nie uwzględniać
	1 wanna kąpielowa	1 wanna kąpielowa 1600 l (według tab. 2 poz. 1–3, ale 50% zapotrzebowania w_v)
Pokój gościnny	1 kabina natryskowa	(uwzględnić 100% odpowiednio według tab. 2 poz. 4–5)
	1 umywalka	Uwzględnić 100%
	1 bidet	Uwzględnić 100%

* Wielkość różniąca się od wyposażenia normalnego.

gdzie: c_p – ciepło właściwe wody 4200 J/(kg·K),
V – pojemność wanny, l,
ΔT – różnica temperatury (przyjmuje się 35 K).

Punkty poboru uwzględniane podczas obliczania zapotrzebowania należy odczytać z tabeli 32 i 33 w zależności od wyposażenia mieszkania (normalne lub komfortowe). Po obliczeniu współczynnika zapotrzebowania N należy wyszukać w tabeli zasobników wymagany podgrzewacz pojemnościowy w danej temperaturze wody na zasilaniu wodą grzewczą t_v i temperaturze wody zmagazynowanej t_{sp}, dobierając taki podgrzewacz, którego liczba N_l jest co najmniej równa N.