

**МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ**  
**Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу**

**РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО  
ПРИСТРОЮ ДИЗЕЛІВ ТЕПЛОВОЗІВ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**з дисципліни**  
**«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»**

**Харків – 2018**

Методичні вказівки розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 29 серпня 2016 р., протокол № 1.

Методичні вказівки призначені для курсового та дипломного проектування студентів різних форм навчання спеціальності «Залізничний транспорт» освітньої програми «Локомотиви та локомотивне господарство».

Укладачі:

доц. А. Ф. Агулов,  
старші викладачі В. І. Коваленко, А. Л. Сумцов

Рецензент

проф. Д. С. Жалкін

РОЗРАХУНОК ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ  
ДИЗЕЛІВ ТЕПЛОВОЗІВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
з дисципліни  
*«ТЕОРІЯ ТА КОНСТРУКЦІЯ ЛОКОМОТИВІВ»*

Відповідальний за випуск Коваленко В. І.

Редактор Ібрагімова Н. В.

---

Підписано до друку 30.03.17 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 2,25. Тираж 50. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет  
залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.

## Вступ

Сукупність вузлів та агрегатів тепловоза, призначених для відведення тепла від частин дизеля та наддувного повітря, підтримання заданого температурного режиму дизеля і розсіювання цього тепла в навколишнє середовище, називається системою охолодження або охолоджувальним пристроєм.

Охолоджувальні пристрої містять радіатори для охолодження води і масла, повітря, проміжні теплообмінники для охолодження масла дизеля або гідروперадчачі водою, вентилятори з приводом, повітряні канали для підведення та відведення атмосферного повітря, трубопроводи і насоси для забезпечення циркуляції охолоджуючих рідин, а також прилади для регулювання і контролю роботи системи охолодження дизелів тепловозів.

Радіатори на сучасних тепловозах виконуються з окремих стандартних секцій, об'єднаних колекторами для підведення та відведення охолоджуючої рідини. Це дозволяє використовувати на різних локомотивах однакові типові секції, що знижує вартість їх виробництва і значно покращує зручність обслуговування та ремонту. Схеми розташування секцій у поперечному перерізі холодильної камери сучасних тепловозів подані в додатку А.

До охолоджувальних пристроїв тепловозів висуваються такі вимоги:

- забезпечення розсіювання тепла в навколишнє середовище, при якому можлива нормальна реалізація номінальної потужності без обмежень за часом і в будь-яких експлуатаційних умовах;
- висока експлуатаційна надійність;
- мінімальні витрати потужності на власне функціонування;
- мінімальні габарити та маса;
- невисока вартість виробництва;
- мінімальні витрати кольорових металів;
- зручність обслуговування в експлуатації;
- технологічність і невелика вартість ремонту;
- можливість автоматичного управління в експлуатації.

У курсовому проекті в результаті розрахунку охолоджувального пристрою тепловоза потрібно визначити необхідну кількість секцій радіатора, температуру охолоджуючих рідин і повітря на виході з секцій, потрібні втрати повітря через секції радіатора, подачу циркуляційного насоса, а також основні параметри вентиляторів: тиск, подача, діаметр вентиляторів, частота його обертання, потрібна потужність.

## 1 Розрахунок кількості секцій радіатора

Розрахунок охолоджувального пристрою тепловоза виконується для номінального режиму його силової установки. Основні дані, необхідні для проведення розрахунку (ефективна потужність дизеля, питомі витрати палива, тепловідведення у воду, масло та інші), наведені в додатку Б.

Потрібна кількість секцій радіатора, температура води (масла) і повітря, потрібна подача водяного (масляного) насоса і витрати повітря через секції розраховуються шляхом спільного розв'язання фундаментальних рівнянь теплового балансу і теплопередачі для повітря та охолоджуючих рідин:

$$Q = G_{ж} * C_{рж} (t_1 - t_2), \quad (1)$$

$$Q = G_{вз} * C_{рвз} (\tau_2 - \tau_1), \quad (2)$$

$$Q = K * F * Z \left( \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right), \quad (3)$$

де  $Q$  – кількість тепла, відведеного від охолоджуючої рідини в даному контурі, кДж/с (кВт);

$t_1$  і  $t_2$  – температури рідини перед секціями холодильної камери і після них, °С, відповідно;

$\tau_1$  і  $\tau_2$  – температури повітря перед секціями холодильної камери і за ними, °С, відповідно;

$C_{рж}$  і  $C_{рвз}$  – питомі теплоємності охолоджуючих рідин і повітря, кДж/(кг°С). Для води  $C_{рж} = 4,19$  кДж/(кг°С), для повітря  $C_{рвз} = 1,0$  (кДж/кг°С);

$Z$  – кількість водяних або масляних секцій у контурі;

$K$  – коефіцієнт теплопередачі від рідин до повітря, кВт/(м<sup>2</sup>\*°С);

$F$  – поверхня однієї секції, яка омивається повітрям, м<sup>2</sup>;

$G_{ж}$  – витрати охолоджувальної рідини в контурі системи охолодження, кг/с;

$G_{вз}$  – витрати повітря через групу секцій, кг/с.

Кількість тепла, кДж, яка має бути відведена в навколишнє середовище в контурі,

$$Q = \frac{g}{100} Q_{д}, \quad (4)$$

де  $Q_{д}$  – кількість тепла, яка вводиться в тепловозний дизель з паливом, кДж/с.

Значення  $g$  ( $g_{м}$ ,  $g_{в}$ ,  $g_{вм}$ ) у відсотках приймаємо за даними додатка Б.

$$Q_{д} = \frac{g_e * Ne * Q^H_p}{3600}, \quad (5)$$

де  $g_e$  – питомі витрати палива дизелем, кг/(кВт \* год);

$Ne$  – ефективна потужність тепловозного дизеля, кВт;

$Q^H_p = 42500$  кДж/кг – нижча теплота згоряння дизельного палива.

При розрахунках необхідно приймати:

а) максимальну температуру води на виході з дизеля:

- для систем охолодження відкритого типу  $t_1^в = 90 \div 95$  °С;

- для систем охолодження закритого типу  $t_1^в = 105 \div 110$  °С;

б) максимальну температуру масла на виході з дизеля  $t_1^м = 80 \div 85$  °С;

в) максимальну температуру води на виході з охолоджувача наддувного повітря для схеми рисунку В.8 –  $t_1^{вв} = 55$  °С, для схем на рисунках В.6, В.7 –  $t_1^{ввм} = 75 - 78$  °С;

г) максимальну температуру води на виході з водомасляного теплообмінника для схеми на рисунку В.5 –  $t_1^{вм} = 70 \div 75$  °С, для схем на рисунках В.4, В.9 –  $t_1^{ввм} = 70 \div 75$  °С;

д) температуру зовнішнього повітря  $\tau_1 = 40$  °С;

е) питомі теплоємності: для води  $C_{рв} = 4,19$  кДж/(кг $^{\circ}$ С), для повітря  $C_{рвз} = 1$  кДж/(кг $^{\circ}$ С).

Питома теплоємність дизельного масла М14 визначається залежно від його температури  $t$  з виразу

$$C_{рм} = 1,75 + 4,4 \cdot 10^{-3} t. \quad (6)$$

Коефіцієнти теплопередачі, Вт/(м $^2$ \*К), від води до повітря (для водяних секцій)  $K_v$  і від масла до повітря (для масляних секцій)  $K_m$  визначають залежно від масової швидкості повітря та лінійних швидкостей води  $V_v$  і масла  $V_m$  в секціях з виразів:

- при  $V_v = 0,9 \div 1,2$  м/с

$$K_v = 8,143 + 6 \cdot U_m - 5,41 \cdot 10^{-2} \cdot U_m - 1,578 \cdot 10^{-3} \cdot U_m^3; \quad (7)$$

- при  $V_m = 0,12$  м/с

$$K_m = 12,952 + 1,34 \cdot U_m - 5,247 \cdot 10^{-2} \cdot U_m - 1,21 \cdot 10^{-5} \cdot U_m^3; \quad (8)$$

- при  $V_m = 0,18$  м/с

$$K_m = 11,36 + 2,41 \cdot U_m - 0,161 \cdot U_m^2 + 3,36 \cdot 10^{-3} U_m^3; \quad (9)$$

- при  $V_m = 0,25$  м/с

$$K_m = 14,58 + 0,966 \cdot U_m + 6,177 \cdot 10^{-2} \cdot U_m^2 - 4,17 \cdot 10^{-3} \cdot U_m^3; \quad (10)$$

- при  $V_m = 0,35$  м/с

$$K_m = 12,77 + 2,976 \cdot U_m - 0,1929 \cdot U_m^2 + 4,285 \cdot 10^{-3} \cdot U_m^3. \quad (11)$$

Масова швидкість повітря  $U_v$  у водяних секціях приймається рівною  $6 - 10$  кг/(м $^2$  · с). При цьому масова швидкість повітря в масляних секціях  $U_m$ , кг/(м $^2$  · с), залежить від їх розміщення відносно водяних:

а) при однорядному розміщенні секцій в охолоджувальній камері (рисунок В.5) масова швидкість повітря в масляних секціях визначається з умови рівності опору масляних і водяних

секцій, розміщених в одному ряду за фронтом повітряного потоку.

Опір секцій проходженню повітря, Н/м<sup>2</sup> (Па), може бути розрахований за емпіричними залежностями:

- для стандартних водяних секцій

$$h_B = 4,6 \cdot U_B^{1,83}; \quad (12)$$

- для стандартних масляних секцій

$$h_M = 4,8 \cdot U_M^{1,75}. \quad (13)$$

При  $h_B = h_M$  одержимо

$$4,6 \cdot U_B^{1,83} = 4,8 \cdot U_M^{1,75}. \quad (14)$$

Із співвідношення (14) за значенням масової швидкості повітря  $U_M$  у водяних секціях розраховуємо масову швидкість повітря  $U_M$  в масляних секціях;

б) при дворядному (послідовному) розміщенні масляних і водяних секцій (рисунок В.7) масова швидкість повітря в масляних секціях  $U_M$  визначається з умови, що кількість повітря, яка проходить через масляні та водяні секції, однакова, тобто

$$U_M \cdot w_1^M = U_B \cdot w_1^B, \quad (15)$$

звідки

$$U_M = U_B \frac{w_1^B}{w_1^M}, \quad (16)$$

де  $w_1^B$  та  $w_1^M$  – площі живого перерізу для проходження повітря відповідно у водяній і масляній секціях, м<sup>2</sup>.

Опір двох рядів секцій, Н/ м<sup>2</sup>, у цьому випадку

$$h_C = h_M + h_B = 4,8 \cdot U_M^{2,75} + 4,6 \cdot U_B^{1,83}. \quad (17)$$

Витрати охолоджувальної рідини (води  $G_B$  або масла  $G_M$ ) і повітря  $G_P$  через секції розрахованого контура, кг/с, визначаються за виразами

$$G_B = V_B * w_2^B * Z_B * \rho_B ; \quad (18)$$

$$G_M = V_M * w_2^M * Z_M * \rho_M ; \quad (19)$$

- для водяних секцій

$$G_P = U_B * w_1^B * Z_B ; \quad (20)$$

- для масляних секцій

$$G_P = V_M * w_1^M * Z_M, \quad (21)$$

де  $V_B$  і  $V_M$  - лінійні швидкості течії відповідно води і масла у трубках секцій, м/с;

$\rho_B$  і  $\rho_M$  - питома маса відповідно води і масла; можна прийняти  $\rho_B = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_M = 900$  кг/м<sup>3</sup>;

$w_2^B$  і  $w_2^M$  - площа живого перерізу для проходження рідини відповідно у водяних і масляних секціях, м<sup>2</sup>;

$Z_B$  і  $Z_M$  - відповідно кількість водяних і масляних секцій контура.

Значення  $w_1^B$ ,  $w_1^M$ ,  $w_2^B$ ,  $w_2^M$ , а також площі теплообміну  $F$  однієї секції, яка омивається повітрям, приймаємо за даними таблиці додатка Г.

Різниця температур води при вході до секцій охолоджувального пристрою і при виході з них звичайно приймається 6÷10 °С, а різниця температур для масла 9÷15 °С.

Зазначимо, що внаслідок нелінійності закону зміни температур повітря і охолоджувальної рідини при протіканні їх у секції холодильника в рівнянні теплопередачі (3) треба було б приймати середню логарифмічну різницю температур води (масла) і повітря

$$\Delta t = \frac{(t_1 - \tau_1) - (t_2 - \tau_2)}{\ln\left(\frac{t_1 - \tau_1}{t_2 - \tau_2}\right)} . \quad (22)$$



При цьому шукані величини стоять під знаком логарифма, що значно ускладнило б розв'язання системи рівнянь.

У нашому випадку зміна температур теплоносіїв у процесі їх протікання через секцію невелика, тому допустима заміна в рівнянні теплопередачі середньої логарифмічної різниці температур середньою арифметичною різницею:

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}. \quad (23)$$

## 2 Розрахунок водомасляного теплообмінника

Досвід експлуатації тепловозів показує, що масляні секції працюють недостатньо надійно, особливо в зимових умовах. Тому на сучасних тепловозах масляні секції не встановлюють, а застосовують систему охолодження масла з проміжним теплоносієм. У цьому випадку у холодильній камері розміщуються тільки однотипні водяні секції і додатково на тепловозі ставлять водомасляний теплообмінник, у якому масло охолоджується водою, що виконує роль проміжного теплоносія. Вода у свою чергу охолоджується у водяних секціях додаткового контура з відведенням тепла в навколишнє середовище.

Площина теплообміну для водомасляного теплообмінника розраховується за формулою

$$F_{\text{ТО}} = \frac{Q_{\text{М}}}{K_{\text{ТО}} (t_{\text{ср}}^{\text{М}} - t_{\text{ср}}^{\text{ВМ}})}, \quad (24)$$

де  $Q_{\text{М}}$  – кількість тепла, яке відводиться від дизеля з маслом, кДж/с;

$K_{\text{ТО}}$  – коефіцієнт теплопередачі теплообмінника, кДж/м<sup>2</sup>•К:

- при швидкості води  $V_{\text{В}} = 1,0$  м/с

$$K_{\text{ТО}} = 0,001 (200,42 + 377,2 \cdot V_{\text{М}} - 0,7 \cdot V_{\text{М}}^2 - 18,9 \cdot V_{\text{М}}^3); \quad (25)$$

- при швидкості води  $V_{\text{В}} = 1,5$  м/с

$$K_{\text{ТО}} = 0,001 (190,5 + 625,7 \cdot V_{\text{М}} - 167,44 \cdot V_{\text{М}}^2 + 21,1 \cdot V_{\text{М}}^3); \quad (26)$$

- при швидкості води  $V_B = 2,0$  м/с

$$K_{то} = 156,73 + 898,3 \cdot V_m - 398,6 \cdot V_m^2 + 82 \cdot V_m^3. \quad (27)$$

Швидкість масла в водомасляному теплообміннику приймається рівною  $1 \div 1,4$  м/с.

Середня температура масла  $t_{cp}^M$  та середня температура води  $t_{cp}^{BM}$  в водомасляному теплообміннику визначається за такими виразами:

$$t_{cp}^M = \frac{t_1^m + t_2^m}{2}, \quad (28)$$

$$t_{cp}^{BM} = \frac{t_{вх}^{BM} + t_{вих}^{BM}}{2}, \quad (29)$$

де  $t_1^m$  і  $t_2^m$  – температури масла відповідно на вході та виході з теплообмінника, °С;

$t_{вх}^{BM}$  і  $t_{вих}^{BM}$  – температури води відповідно на вході та виході з теплообмінника, °С.

$$t_2^m = t_1^m - \frac{3600 \cdot Q_m}{\rho_m \cdot V_m \cdot C_m}; \quad (30)$$

де  $V_m$  – подача масляного насоса, м<sup>3</sup>/год;

$C_m$  – питома теплоємність масла, кДж/кг•К.

$$t_{вих}^{BM} = t_{вх}^{BM} + \frac{Q_m}{G_B \cdot C_B}, \quad (31)$$

де  $C_B$  – питома теплоємність води,  $C_B = 4,19$  кДж/(кг•К);

$G_B$  – подача водяного насоса контура охолодження води масла охолоджувального пристрою, кг/с.

### 3 Розрахунок вентиляторів охолоджувального пристрою

В охолоджувальних пристроях тепловозів застосовують восьмилопатеві вентилятори типу УК-2М. Безрозмірні аеродинамічні характеристики цих вентиляторів наведені в додатку Д. Вздовж осі абсцис (додаток Д) відкладені значення коефіцієнта подачі

$$\bar{V} = \frac{V}{K_B}, \quad (32)$$

де  $V$  – подача вентилятора,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$K_B$  – вимірник подачі,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

$$K_B = F_K \cdot V; \quad (33)$$

$$F_K = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (34)$$

де  $D_K$  – діаметр вентиляторного колеса, м;

$V$  – колова швидкість вентиляторного колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Уздовж осі ординат на рисунку додатка Г відкладені значення коефіцієнта напору

$$\bar{H} = \frac{H}{K_H}, \quad (35)$$

де  $H$  – напір, що створює вентилятор,  $\text{Н}/\text{м}^2$  ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}^2 \cdot \text{м}^2$ );

$K_H$  – вимірник напору,  $\text{Н}/\text{м}$  ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2 / \text{м}^2 \cdot \text{с}^2$ ),

$$K_H = \rho_{\text{вз}} V^2, \quad (36)$$

де  $\rho_{\text{вз}}$  – густина повітря перед вентилятором,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ,

$$\rho_{\text{вз}} = 100000 / (R_{\text{вз}} (\tau_{2\text{ср}} + 273)), \quad (37)$$

де  $R_{\text{вз}} = 287$  Дж/(кг $\cdot$ °К) – питома газова стала повітря;

$\tau_{2\text{ср}}$  – середня температура в холодильній камері, °С,

$$\tau_{2cp} = \frac{G_{B3}^I * \tau_2^I + G_{B3}^{II} * \tau_2^{II} + \dots + G_{B3}^K * \tau_2^K}{G_{B3}^I + G_{B3}^{II} + \dots + G_{B3}^K}; \quad (38)$$

де  $G_{B3}^I$  – витрата повітря через групи секцій, кг/с;

$\tau_2^I$  – температура повітря після проходження групи секцій, °С.

$$B = \frac{G_{B3}^I + G_{B3}^{II} + \dots + G_{B3}^K}{\rho_{B3}}. \quad (39)$$

Напір, щостворює вентилятор, Н/м (Па),

$$H = h_{ж} + h_c + h_{хк} + h_d, \quad (40)$$

де  $h_{ж}$  – опір жалюзі холодильної камери проходженню потоку, Н/м<sup>2</sup>;

$h_c$  – опір секції охолоджувального пристрою проходженню повітря, Н/м<sup>2</sup>;

$h_{хк}$  – опір від звужень, розширень проходів і поворотів повітряного потоку в холодильній камері, Н/м<sup>2</sup>;

$h_d$  – величина, що відповідає динамічним втратам енергії з повітряним потоком за вентилятором.

У курсовому проекті можна прийняти:

а) при однорядному розміщенні секцій, Н/м<sup>2</sup>,

$$h_{ж} = 0,2h_c; \quad h_{хк} = 0,8h_c; \quad h_d = 0,9h_c; \quad (41)$$

б) при дворядному розміщенні секцій, Н/м<sup>2</sup>,

$$h_{ж} = 0,1h_c; \quad h_{хк} = 0,4h_c; \quad h_d = 0,45h_c. \quad (42)$$

На графіку (додаток В), крім кривих  $\bar{H} = f(\bar{B})$ , нанесені також дослідні залежності ККД вентилятора  $\eta_v = f(\bar{B})$ .

Основні параметри вентиляторів охолоджувального пристрою визначаються в такому порядку. Потрібна подача повітря вентилятором, В, м<sup>3</sup>/с, і напір, Н, Н/м<sup>2</sup>, визначаються відповідно за формулами (39) і (40). Попередньо треба прийняти значення масової швидкості повітря  $U_v$ . Приймавши значення кута установлення лопатей  $\alpha$ , визначають значення коефіцієнтів

подачі  $\bar{V}$  і напору  $\bar{H}$ , при яких ККД вентилятора має найбільшу величину. Потім розраховують вимірники подачі та напору:

$$K_B = \frac{V}{\bar{V}}; \quad (43)$$

$$K_H = \frac{H}{\bar{H}}. \quad (44)$$

Підставивши вирази величин, отримаємо

$$K_B = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \cdot \pi \cdot D_k \cdot n = \frac{\pi^2 \cdot D_k^3 \cdot n}{4}; \quad (45)$$

$$K_H = \rho_{вз} \cdot \pi^2 \cdot D_k \cdot n^2. \quad (46)$$

Звідси знаходимо:

1) діаметр вентиляторного колеса, м,

$$D_k = \sqrt[4]{\frac{16 \rho_{вз} \cdot K_B^2}{\pi^2 \cdot K_H}}; \quad (47)$$

2) частоту обертання вентиляторного колеса,  $s^{-1}$ ,

$$n = \sqrt[4]{\frac{1}{16 \cdot \pi^2 \cdot \rho_{вз}^3} \cdot \frac{K_H^3}{K_B^2}}; \quad (48)$$

3) потужність привода вентилятора, кВт,

$$N = \frac{B \cdot H}{1000 \cdot \eta_B}, \quad (49)$$

де  $\eta_B$  – ККД вентилятора (прийнято раніше).

## 4 Розрахунок водо-водяного теплообмінника

### 4.1 Тепловий розрахунок

Питома вага води  $j_B$  двигуна визначається за таблицю П.11 [13] для середньої температури, там же визначається теплоємність води двигуна  $C_{рв}$ .

Температура води двигуна на виході двигуна з холодильника, °С,

$$t_2 = t_1 - \frac{Q_B}{G_B * j_B * C_{рв}}, \quad (50)$$

де  $t_1$  – температура води на виході з двигуна (на вході до холодильника).

Середня температура води двигуна, °С,

$$t_{сеп}^B = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (51)$$

Питома вага технічної води  $J_B$  визначається за таблицею П.11 [13] для середньої температури, там же визначається теплоємність води  $C_{ртв}$ .

Температура води на виході з холодильника, °С,

$$t_{ТВ}^{II} = t_{ТВ}^I + \frac{Q_B}{G_{ТВ} * J_{ТВ} * C_{ртв}}, \quad (52)$$

де  $t_{ТВ}^I$  – температура технічної води на вході до холодильника.

Середня температура води, °С,

$$t_{ТВ}^{сеп} = \frac{t_{ТВ}^I + t_{ТВ}^{II}}{2}. \quad (53)$$

Діаметр охолоджувальних трубок  $d_1$  і  $d_2$  ( $d_1$  – зовнішній діаметр трубки, мм;  $d_2$  – внутрішній діаметр трубки, мм) і кількість трубок у холодильнику  $N$  задається викладачем.

Швидкість технічної води в трубках, м/с,

$$V_{ТВ} = \frac{G_{ТВ}}{2825d^2 \cdot N} \quad (54)$$

Внутрішній діаметр корпусу  $D_k^2$  холодильника приймається залежно від кількості трубок  $N$ . Площа живого перерізу для проходження води двигуна,  $m^2$

$$f = 0.785(D_k^2 - N \cdot d_1^2) \quad (55)$$

Швидкість води двигуна в міжтрубному просторі,  $m/s$ , визначається з формули

$$V_B = G_{ТВ} / (3600 \cdot f) \quad (56)$$

Гідравлічний діаметр еквівалентного перерізу для проходження води двигуна,  $m$ ,

$$d_r = 4f / (\pi \cdot d_1 \cdot N) \quad (57)$$

Коефіцієнт кінематичної в'язкості  $\nu$  води двигуна при середній температурі визначається за таблицею П 11 [13].

Критерій Рейнольдса для води двигуна

$$Re = V_B \cdot d_r / \nu \quad (58)$$

Коефіцієнт теплопровідності визначається за таблицею П.11 [13].

Критерій Прандтля для води двигуна

$$Pr = 3600 \cdot \nu / a \quad (59)$$

Критерій Нусельта

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (60)$$

Коефіцієнт теплопровідності води двигуна  $\lambda$  при  $t_B^{сеп}$  визначається за таблицею П.11 [13]. Коефіцієнт тепловіддачі від води двигуна до стінок трубки,  $ккал/m^3 \cdot год \cdot ^\circ C$ ,

$$\alpha_1 = \frac{\lambda * Nu}{d_r} . \quad (61)$$

Коефіцієнт теплопровідності від стінки трубки до технічної води  $\alpha_2$  визначається за номограмою Н.6 [3] залежно від швидкості води, діаметра трубки  $d_2$  та середньої температури.

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубки визначається за таблицею 9 [3].

Товщина стінки трубки, м,

$$\delta = \frac{d_1 - d_2}{2} . \quad (62)$$

Коефіцієнт теплопередачі, ккал/м<sup>2</sup>·год·°С,

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{тр}} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{2d_1}{d_1 + d_2}} . \quad (63)$$

Коефіцієнт, що враховує забруднення трубки  $\eta_3$  визначається за роботою [3]. Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням забруднення трубки  $K_p$ , ккал/м<sup>2</sup>·год·°С,

$$K_p = K * \eta_3 . \quad (64)$$

Середньологарифмічний температурний напір, °С,

$$\Delta t = \frac{(t_1 - t_{ТВ}^I) - (t_2 - t_{ТВ}^{II})}{2,3 * \lg \frac{t_1 - t_{ТВ}^I}{t_2 - t_{ТВ}^{II}}} . \quad (65)$$

## 4.2 Розрахунок поверхні охолодження

Необхідна поверхня охолодження теплообмінника, м<sup>2</sup>,

$$F_T = Q_v / (K_p * \Delta t) . \quad (66)$$

Довжина трубок  $l_{тр}$  між трубними досками приймається конструктивно залежно від місця встановлення холодильника.

Фактична поверхня охолодження, м<sup>2</sup>,



$$F_K = \pi * d_1 * l_{\text{тр}} * N. \quad (67)$$

Коефіцієнт запасу холодильника  $\eta_{\text{зап}}^I$  по дійсній поверхні охолодження

$$\eta_{\text{зап}}^I = \frac{F_K}{F_T}. \quad (68)$$

### 4.3 Розрахунок гідравлічного опору води

Товщина трубної доски  $S$  приймається в межах  $S = (0,012 \div 0,020)$  м. Повна довжина трубок, м,

$$Z = l_{\text{тр}} + 2S. \quad (69)$$

Діаметр патрубків входу і виходу технічної води  $d_{\text{пат}}$  приймається залежно від кількості води  $G_{\text{ТВ}}$ . Швидкість води в патрубках, м/с,

$$V_{\text{ТВ}}^I = \frac{G_{\text{ТВ}}}{2825 * d_{\text{пат}}^2}. \quad (70)$$

Коефіцієнт опору тертя

$$\lambda_{\text{тер}} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re^I}}, \quad (71)$$

де  $Re^I$  - критерій Рейнольдса для технічної води,

$$Re^I = (V_{\text{ТВ}} * d_2) / \nu_{\text{ТВ}}, \quad (72)$$

де  $\nu_{\text{ТВ}}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості води при середній температурі, за таблицею П.11 [13]. Втрати напору на тертя в патрубках, мм вод. ст.,

$$\Delta P_{\text{ТВ}}^I = \lambda_{\text{тер}} * j_B \frac{Z * V_{\text{ТВ}}^2}{d_2 * 2g}. \quad (73)$$

Коефіцієнт місцевого опору  $\xi_1$  при вході і виході в трубку і з трубного простору визначається за таблицею П.11 [14]. Втрати

напору при вході технічної води в трубний простір і виходу із нього, мм вод. ст.,

$$\Delta P_{\text{ТВ}}^{\parallel} = 2 * \xi_1 - \frac{V_{\text{ТВ}}^2}{2g} * J_{\text{В}} . \quad (74)$$

Коефіцієнт місцевого опору  $\xi_2$  для вхідного і вихідного патрубків визначається за таблицею 13 [14]. Втрати напору на вході і виході з патрубків, мм вод. ст.,

$$\Delta P_{\text{ТВ}}^{\text{'''}} = 2 * \xi_2 - \frac{V_{\text{ТВ}}^2}{2g} * J_{\text{В}} \quad (75)$$

Повні втрати напору технічної води, мм вод. ст.,

$$\Delta P_{\text{ТВ}} = (\Delta P_{\text{ТВ}}^{\perp} + \Delta P_{\text{ТВ}}^{\parallel} + \Delta P_{\text{ТВ}}^{\text{'''}}) \Pi_3, \quad (76)$$

де  $\Pi_3$  – коефіцієнт забруднення (приймається  $\Pi_3 = 1,1 \div 1,15$ ).

#### 4.4 Розрахунок гідравлічного опору для води двигуна

Швидкість води двигуна в патрубках, м/с,

$$V_{\text{В}}^{\parallel} = \frac{G_{\text{В}}}{2825 * d_{\text{пат}}^2} . \quad (77)$$

Коефіцієнт опору тертя

$$\lambda_{\text{тер}}^{\text{В}} = 0,3164 / \sqrt[4]{Re} , \quad (78)$$

де  $Re$  – критерій Рейнольдса для води двигуна, за таблицею 13 [14].

Гідравлічний діаметр живого перерізу для проходження води двигуна, м,

$$d_r^{\perp} = \frac{4f}{\pi \cdot d_1 \cdot N + \pi \cdot D \cdot K_{\text{в}}} \quad (79)$$

Втрати напору на тертя, мм вод. ст.,

$$\Delta P^I_{ВД} = \lambda^B_{тер} \frac{z}{d_r} \cdot \frac{v_B^2}{2g} \cdot J_B . \quad (80)$$

Коефіцієнт місцевого опору на вхід до міжтрубного простору  $\xi'_1$  визначається за таблицею 13 [14]. Коефіцієнт місцевого опору на виході з міжтрубного простору  $\xi'_2$  визначається також за таблицею 13 [14].

Втрати напору на вхід до міжтрубного простору і на вихід із нього, мм вод. ст.,

$$\Delta P^{II}_{ВД} = (\xi_1 + \xi_2) \frac{(v_B^I)^2}{2g} J_B . \quad (81)$$

Коефіцієнт місцевого опору для вхідного і вихідного патрубків  $\xi'_3$  визначається за таблицею 13 [14]. Втрати напору в патрубках входу і виходу води з двигуна, мм вод. ст.,

$$\Delta P^{III}_{ВД} = 2 * \xi'_3 \frac{(v_B^I)^2}{2g} J_B . \quad (82)$$

Коефіцієнт, що враховує можливість забруднення,  $\eta^I_{заб}$  приймається в межах від 1,1 до 1,5. Повні втрати напору води в двигуні, мм вод. ст.,

$$\Delta P_{ВД} = (\Delta P^I_{ВД} + \Delta P^{II}_{ВД} + \Delta P^{III}_{ВД}) \eta^I_{заб} . \quad (83)$$

## 5 Розрахункові схеми охолоджувальних пристроїв

Розрахункові схеми охолоджувальних пристроїв (системи охолодження) тепловозів наведені на рисунках у додатку Д. На цих схемах визначено температури:

$t_1^B$  і  $t_2^B$  – води, яка охолоджує дизель перед секціями і після них;

$t_1^M$  і  $t_2^M$  – масла перед секціями і після них (або до теплообмінника і після нього);

$t_1^{BB}$  і  $t_2^{BB}$  – води, яка охолоджує наддувне повітря;

$t_1^{BM}$  і  $t_2^{BM}$  – води, що охолоджує масло, перед секціями та на виході з них (у схемі, де є водомасляний теплообмінник);

$t_1^{BBM}$  і  $t_2^{BBM}$  – води, що охолоджує масло та наддувне повітря перед секціями та на виході з них (у схемах, де є повітроохолоджувачі);

$t_3^{BBM}$  – води у трубопроводі між масляним теплообмінником і повітроохолоджувачем;

$\tau_1$  – зовнішнього повітря (на вході до секції);

$\tau_2^B$  – повітря після секцій, у яких охолоджується вода дизеля;

$\tau_2^M$  – повітря після масляних секцій;

$\tau_2^{BB}$  – повітря після секцій, у яких охолоджується вода, що циркулює в контурі повітроохолоджувача;

$\tau_2^{BM}$  – повітря після секцій, у яких охолоджується вода, що циркулює в контурі водомасляного теплообмінника;

$\tau_2^{BBM}$  – повітря після секцій, у яких охолоджується вода, що циркулює в контурі водомасляного теплообмінника і повітроохолоджувача;

$\tau'_2$  і  $\tau_2$  – повітря відповідно після першого (зовнішнього) і другого (внутрішнього) ряду секцій (при дворядному розміщенні секцій).

На схемах у додатку В прийнято такі умовні позначення:

1 – дизель; 2 – водомасляний теплообмінник; 3 – повітроохолоджувач; 4 і 5 – водяні насоси I і II контурів; 6 – секції для охолодження води дизеля (I контур); 7 – секції для охолодження води другого контура; 8 – масляний насос; 9 – масляні секції.

## Список літератури

1 Камаев, А. А. Конструкция, расчёт и проектирование локомотивов [Текст] / А. А. Камаев, Н. Г. Апанович, В. А. Камаев. – М. : Машиностроение, 1981. – 351 с.

2 Фуфрянский, Н. А. Развитие локомотивной тяги [Текст] / Н. А. Фуфрянский, А. Н. Долганов, А. С. Нестрахов. – М. : Транспорт, 1988. – 344 с.

3 Малинов, М. С. Охлаждающие устройства тепловозов [Текст] / М. С. Малинов, Ю. А. Куликов, Е. Б. Черток. – М. : Транспортное машиностроение, 1971. – 259 с.

4 Боднар, Є. Б. Теорія та конструкція локомотивів [Текст] : підручник / Б. Є. Боднар, Є. Г. Нечаєв, Д. В. Бобир. – Дніпропетровськ : ПП «Ліра ЛТД», 2010. – 358 с.

5 Теория и конструкция локомотивов [Текст] : учебник / Г. С. Михальченко, В. Н. Кашников, В. С. Коссов, В. А. Симонов. – М. : Маршрут, 2006. – 583 с.

6 Меклиджанов, Г. С. Тепловоз ТЭМ7 [Текст] / Г. С. Меклиджанов. – М. : Транспорт, 1989. – 295 с.

7 Филонов, С. П. Тепловоз 2ТЭ116 [Текст] / С. П. Филонов, А.И. Гибалов, Е.Н. Никитин. – М. : Транспорт, 1996. – 334 с.

8 Тепловоз ТЭМ2У [Текст] / Е. Ф. Сдобников, Г. А. Карабан, В. А. Бажинов [и др.]. – М. : Транспорт, 1988. – 253 с.

9 Тепловозы 2ТЭ10М и 3ТЭ10М [Текст] / С. П. Филонов, А. Е. Зиборов, В. В. Ренкунас [и др.]. – М.: Транспорт, 1986. – 288 с.

10 Пасажирский тепловоз ТЭП70 [Текст] / Ю. В. Хлебников, В. Г. Быков, В. Н. Морошкин [и др.]. – М. : Транспорт, 1976. – 231 с.

11 Филонов, С.П. Тепловоз 2М62 [Текст] / С. П. Филонов, В. В. Разумейчик, А. Е. Зиборов [и др.]. – М. : Транспорт 1987. – 184 с.

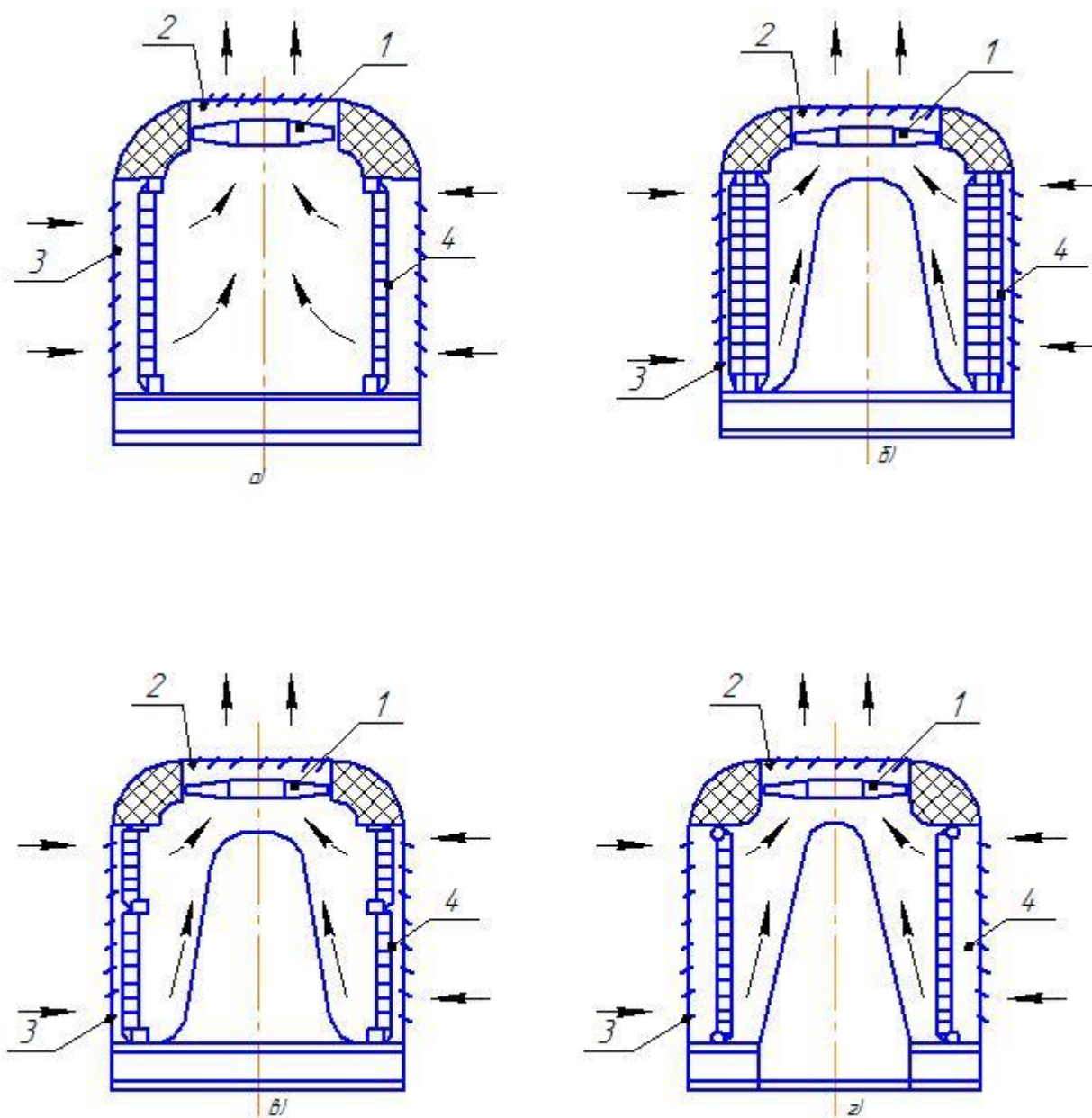
12 Нотик, З. Х. Тепловозы ЧМЭЗ, ЧМЭЗТ, ЧМЭЗЭ [Текст] : учеб. пособие / З. Х. Нотик. – М. : Транспорт, 1996. – 444 с.

13 Михеев, А. В. Теплотехнические расчеты охлаждающих систем [Текст] / А. В. Михеев. – М. : Машиностроение, 1984. – 215 с.

14 Муратов, О. И. Проектирование и расчет гидравлических сооружений и систем [Текст] / О. И. Муратов. – М. : Гидравлика, 1973. – 183 с.

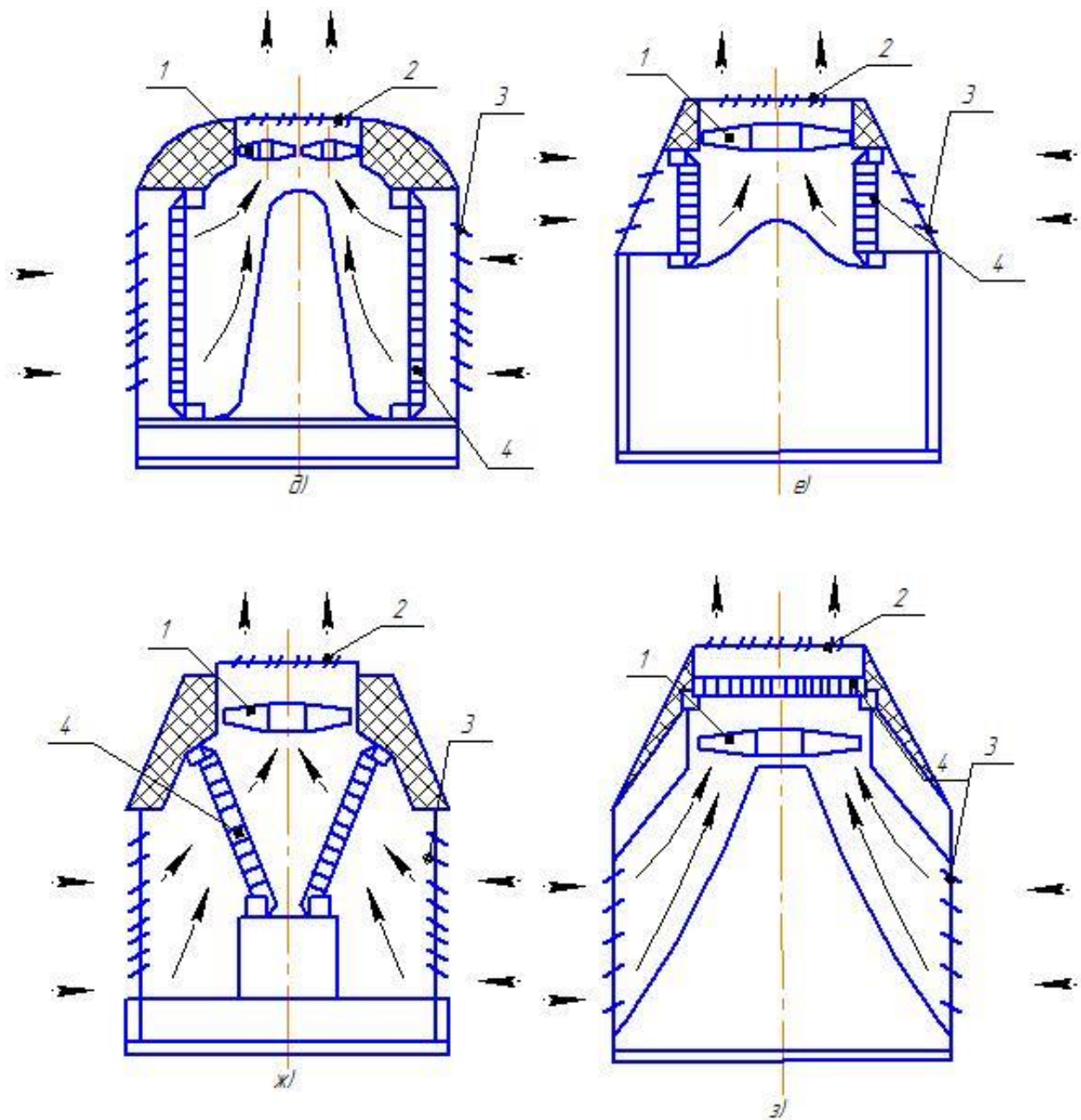
## Додаток А

### Схеми поперечних перерізів холодильних камер



а) ТЭМ2, ТЭМ7; б) ТЭЗ; в) 2ТЭ10Л, 2ТЭ10В, 2ТЭ10М, 3ТЭ10М;  
г) 2ТЭ121, ТЭП60, ТЭП70; 1 – вентиляторне колесо; 2 – верхні жалюзі; 3 – бокові жалюзі; 4 – секції радіатора

Рисунок А.1 – Схеми поперечних перерізів холодильних камер тепловозів



д) 2ТЭ116; е) ТГ16, ТЭП70 (перші номери); ж) ТЭ109; з) дослідний;  
 1 – вентиляторне колесо; 2 – верхні жалюзі; 3 – бокові жалюзі;  
 4 – секції радіатора

Рисунок А.1, аркуш 2

## Додаток Б

### Основні вихідні дані

Величина	ВАРІАНТ ЗАВДАННЯ								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Серія тепловоза	ТЭМ2	ТЭМ7	ТЭЗ	2ТЭ10Л	2ТЭ10В	2М62	2ТЭ116	ТЭП60	ТЭП70
Тип дизеля	ПД1М	2Д49	2Д100	10Д100	10Д100	14Д40	5Д49	11Д45	5Д49
Ефективна потужність Ne, кВт	880	1470	1470	2200	2200	1470	2200	2200	2940
Питомі витрати палива, г/кВт год	225	211	231	218	218	220	214	230	210
Тепловідведення у воду дизеля, %	22,5	15,5	15,0	11,5	11,5	18,2	14,0	17,0	13,0
Тепловідведення в масло, %	3,5	8,2	11,0	10,0	10,0	9,7	7,8	8,8	6,5
Тепловідведення у воду наддувального повітря, %	2,5	8,7	-	8,0	8,0	-	6,3	4,5	7,5
Кількість вентиляторних коліс	1	1	1	1	1	1	4	2	2
Робоча довжина секцій, мм	1206	1206	1206	535 1206	535 1206	1206	1206	1206	1206
Подача масляного насоса, м	-	77	-	120	120	55	100	80	100
Розрахункова схема	8	9	10	13	4	5	7	6	12



## Додаток В

### Розрахункові схеми систем охолодження

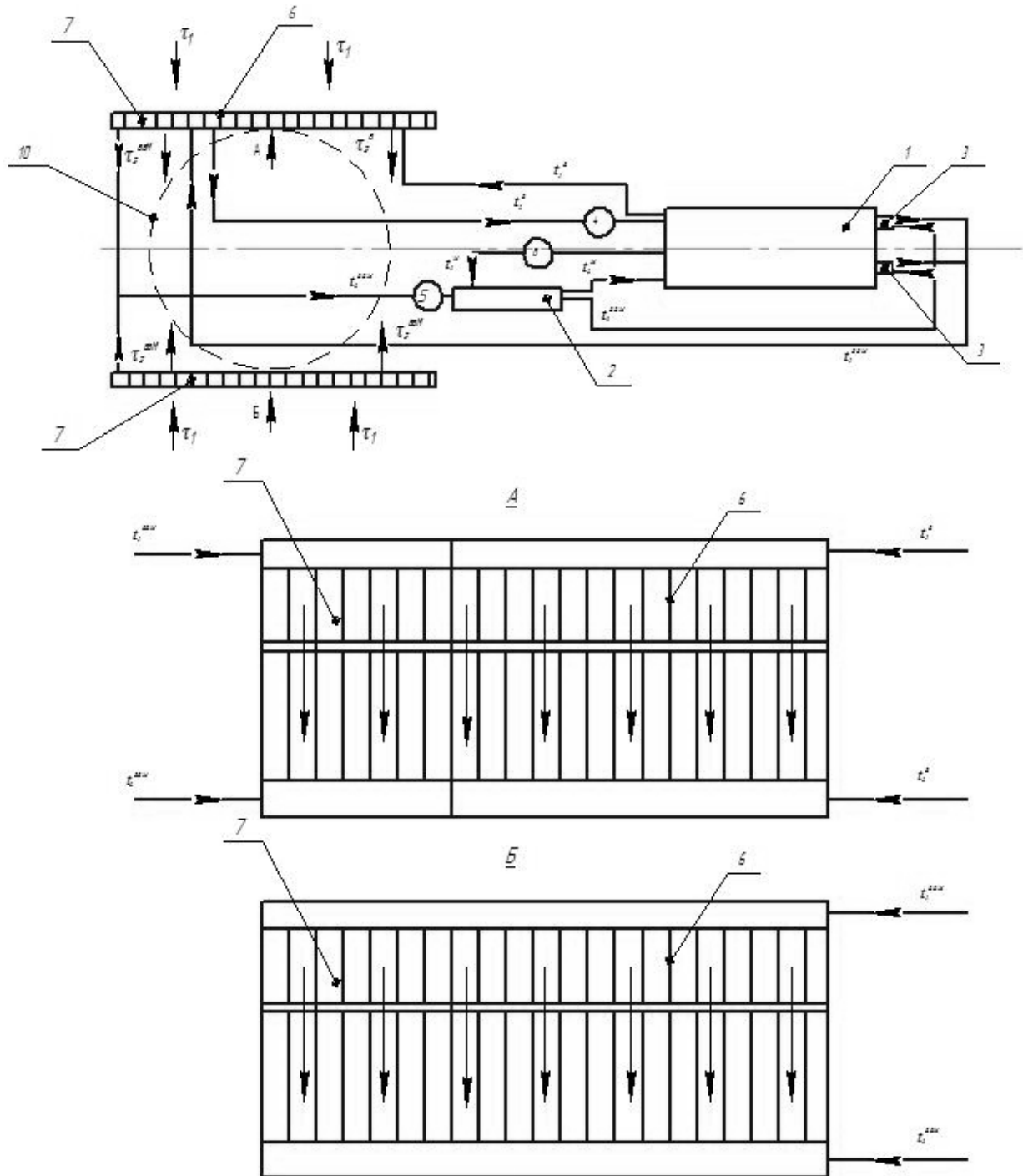


Рисунок В.1 – Розрахункова схема системи охолодження з двоярусним однорядним розташуванням водяних секцій із використанням водомасляного теплообмінника

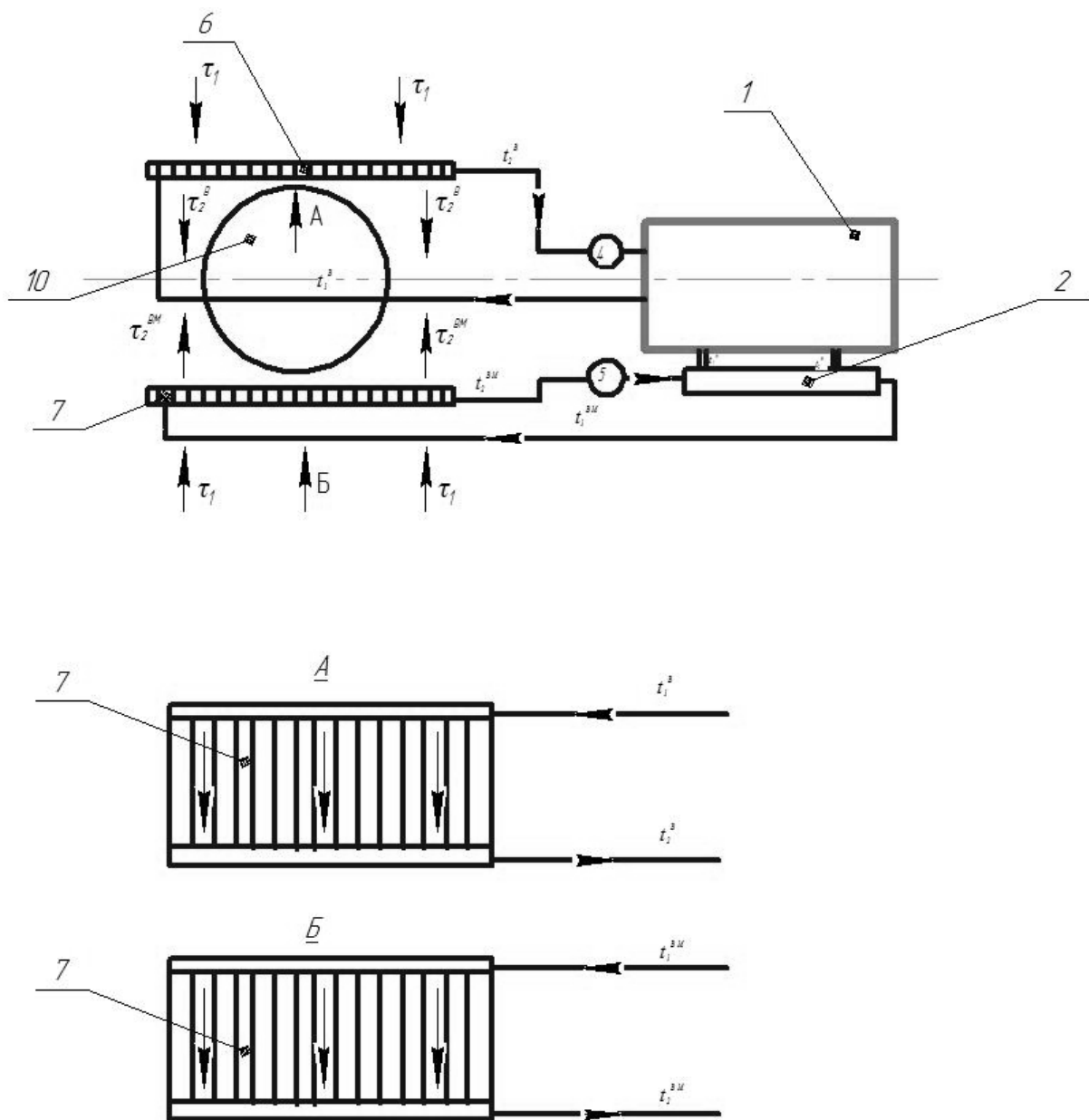


Рисунок В.2 – Розрахункова схема системи охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій і з використанням водомасляного теплообмінника

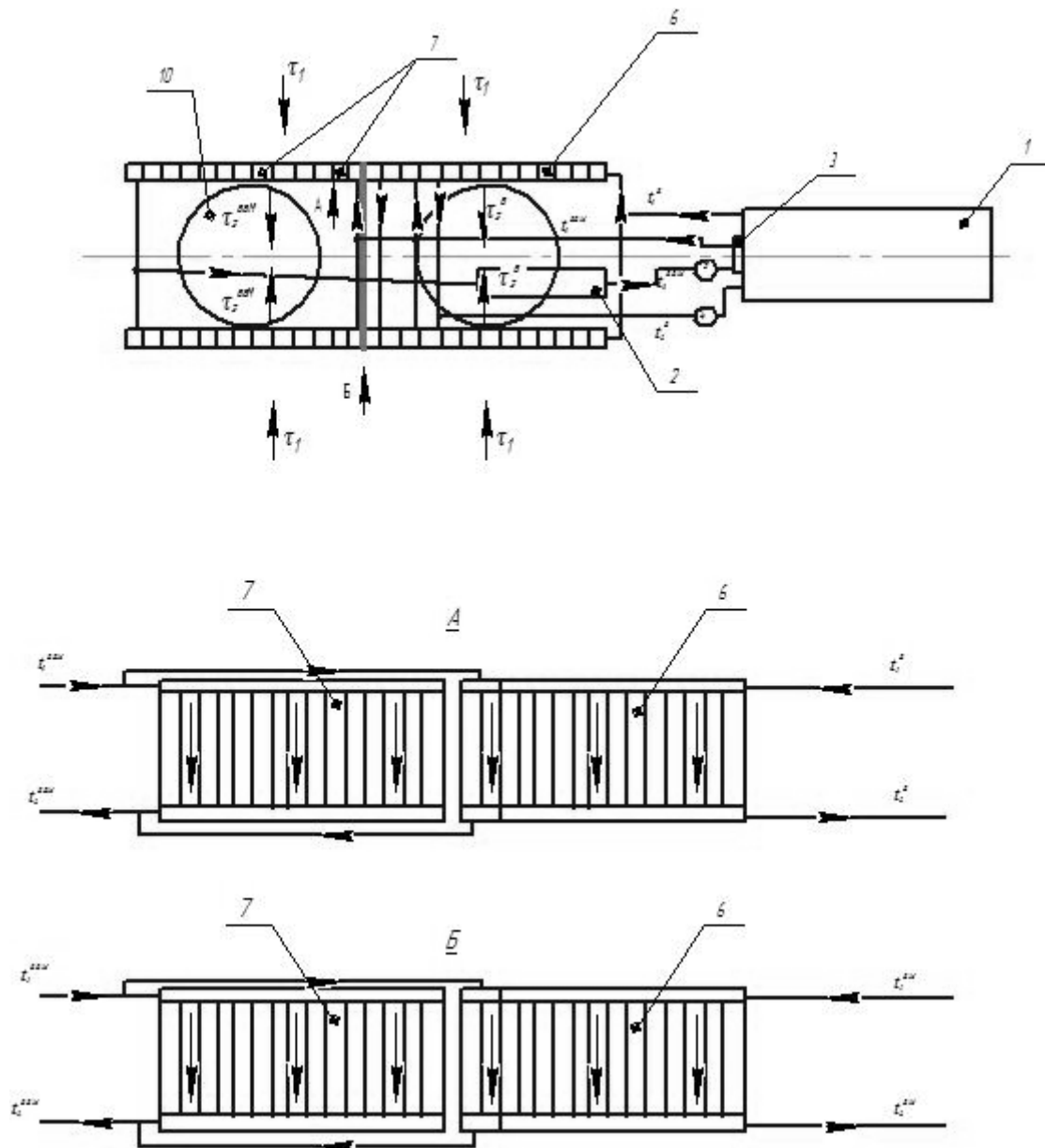


Рисунок В.3 – Розрахункова схема системи охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій з використанням водомасляного теплообмінника, двох вентиляторів і розділених відсіків холодильної камери

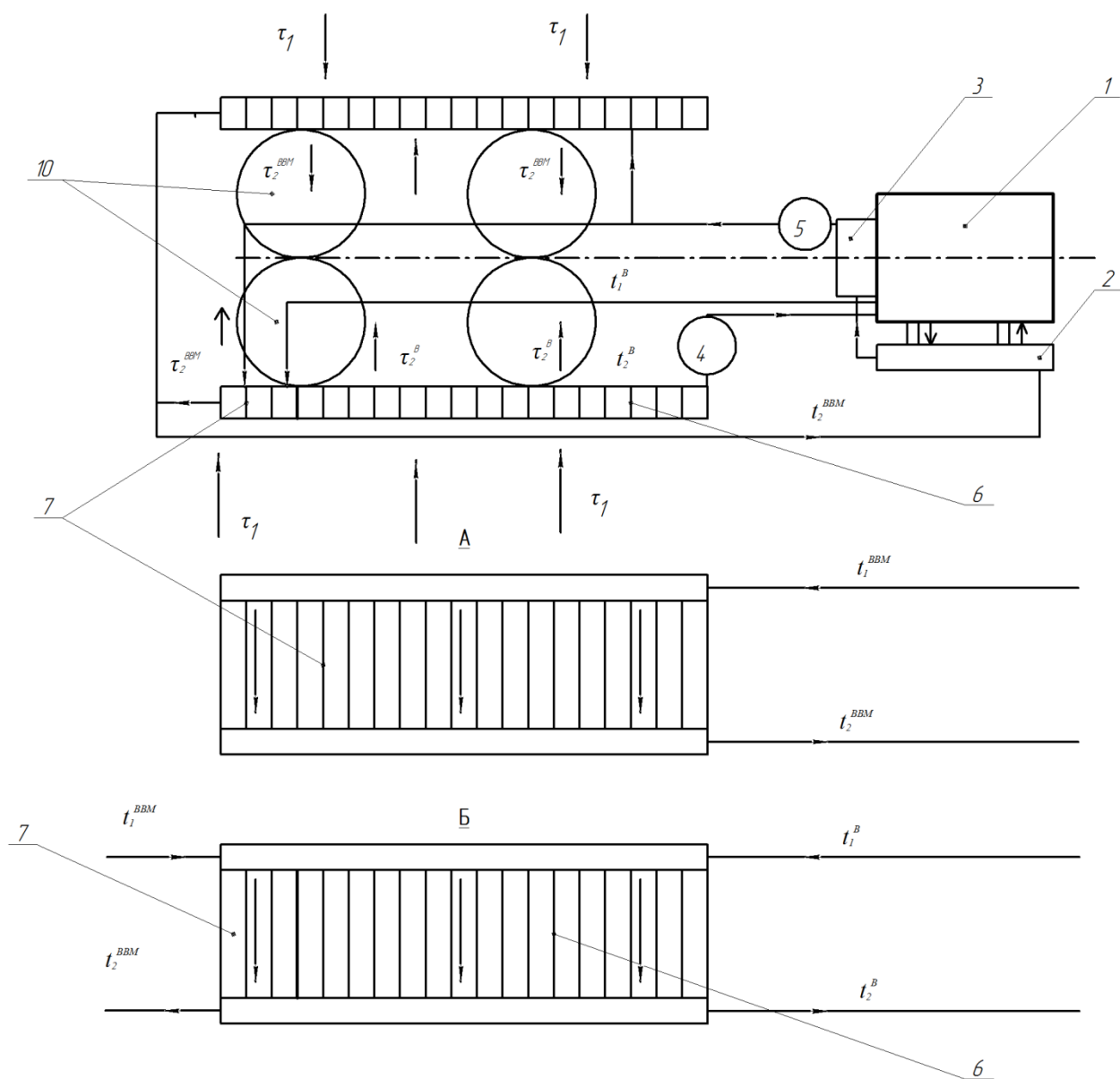


Рисунок В.4 – Розрахункова схема системи охолодження з однорядним розташуванням водяних секцій і з використанням водомасляного теплообмінника та чотирьох вентиляторних коліс

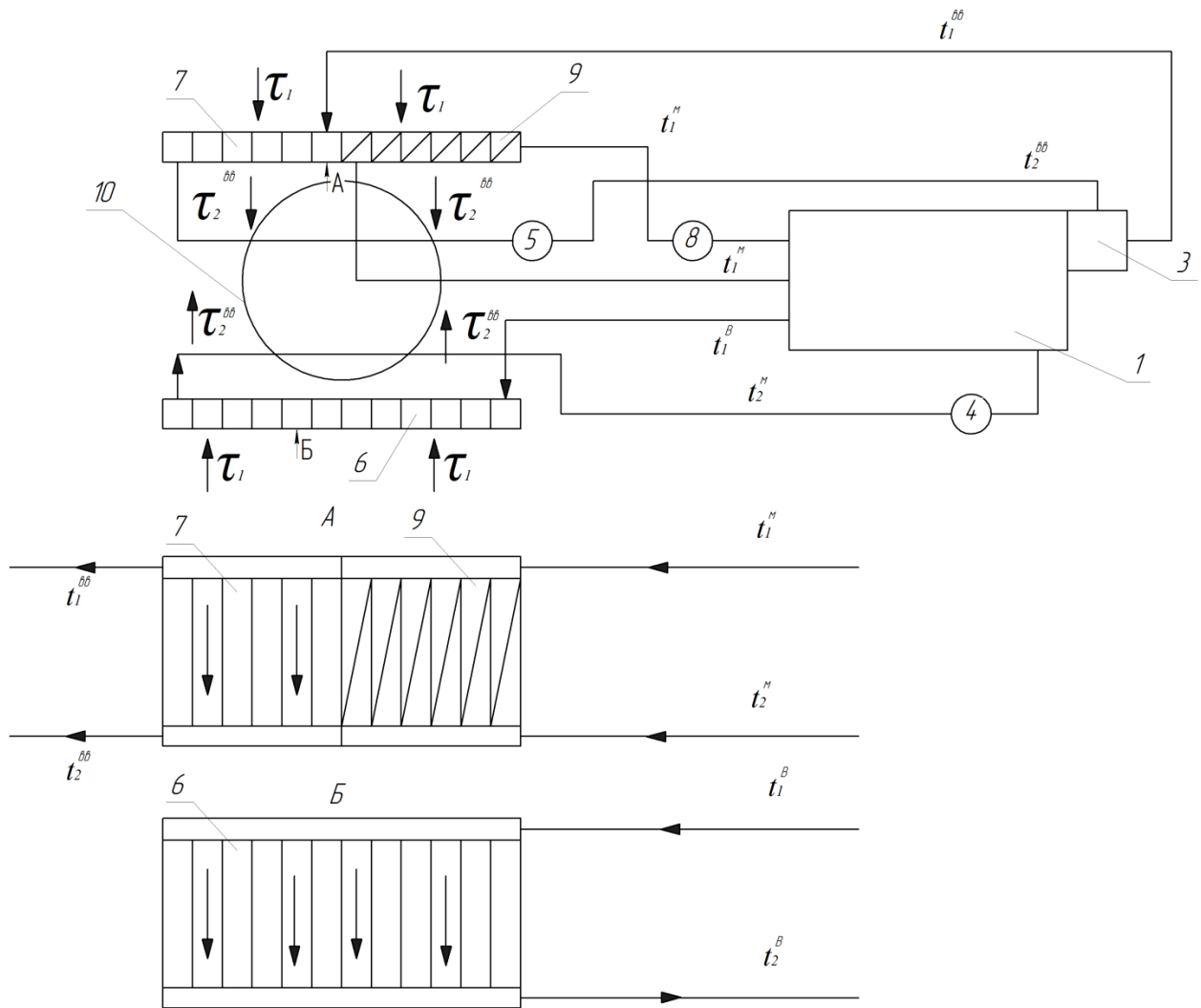


Рисунок В.5 – Розрахункова схема системи охолодження тепловозів з однорядним розташуванням секцій, трьома контурами та з використанням масляних секцій

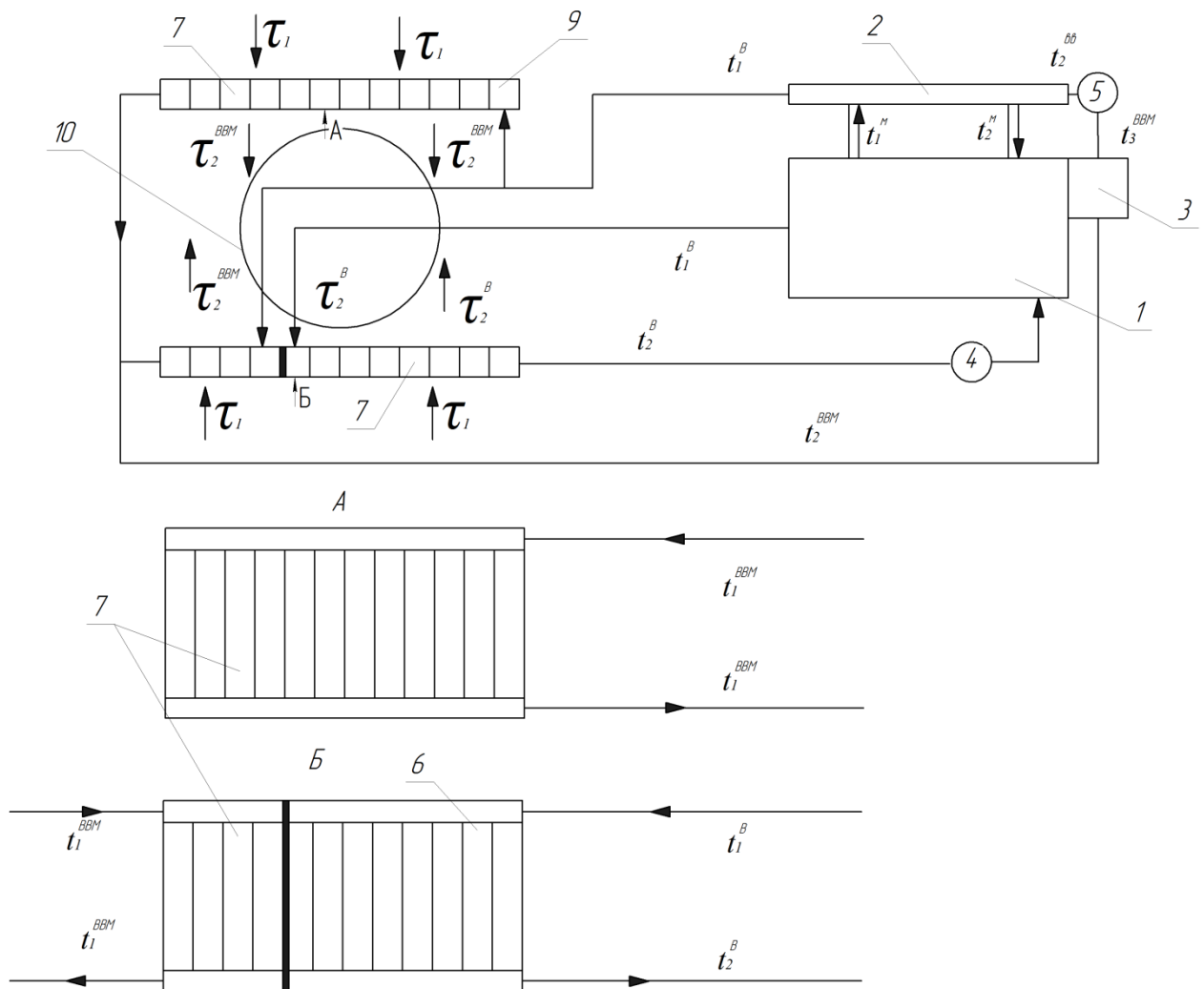


Рисунок В.6 – Розрахункова схема системи охолодження тепловозів з однорядним розташуванням водяних секцій і з водомасляним теплообмінником

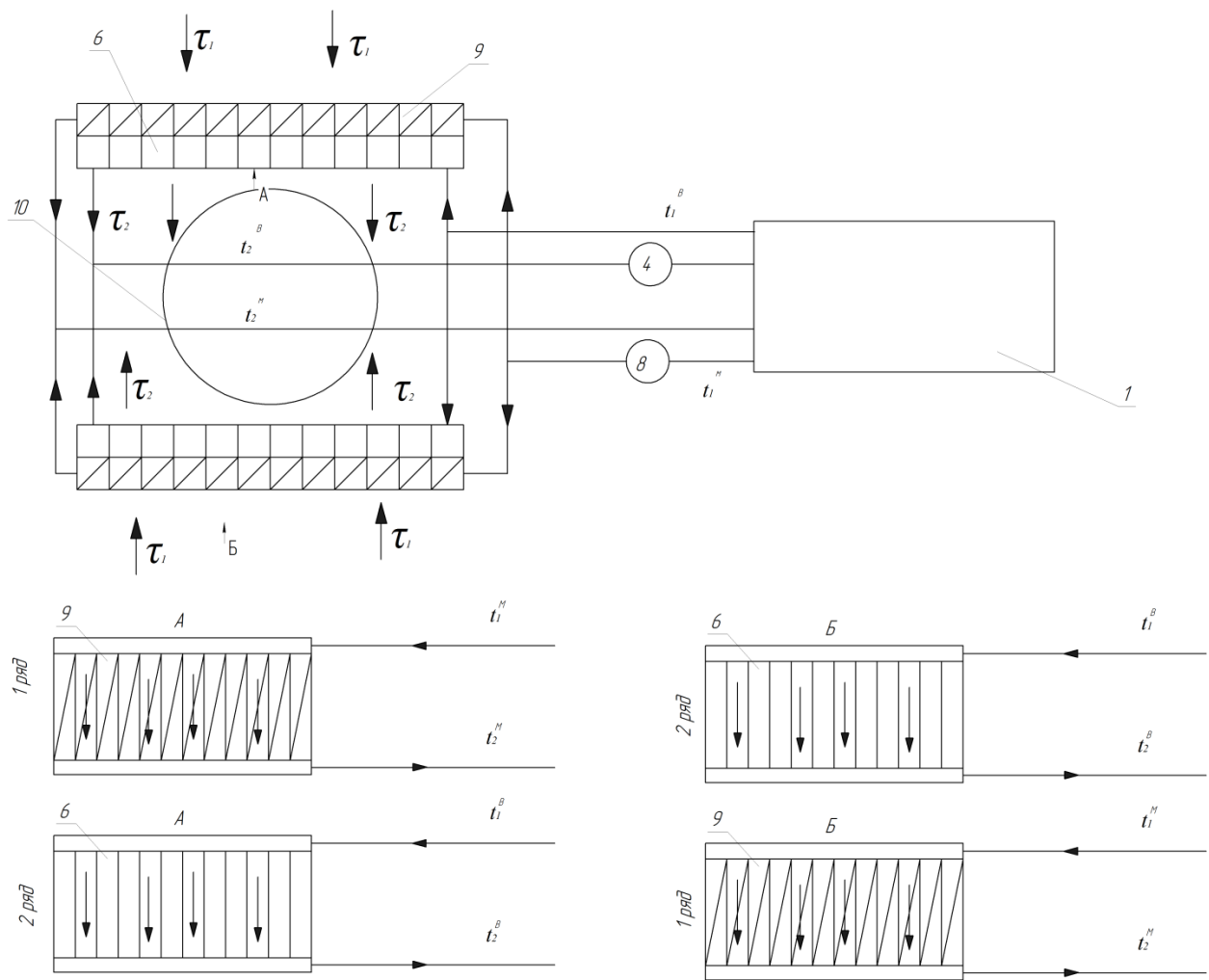


Рисунок В.7 – Розрахункова схема системи охолодження тепловозів з двоярядним розташуванням секцій і з використанням масляних секцій

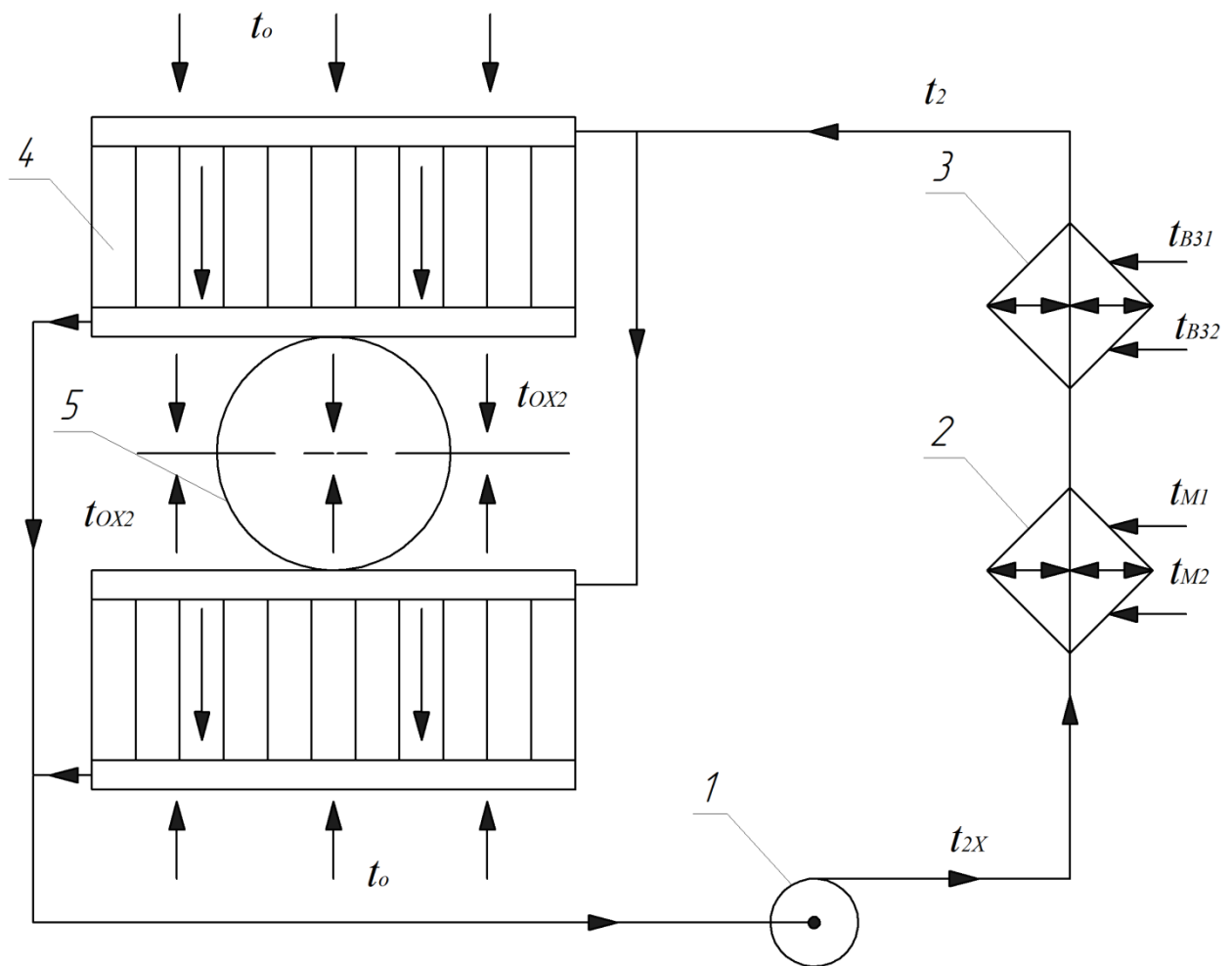


Рисунок В.8 – Розрахункова схема моделювання системи охолодження тепловозів



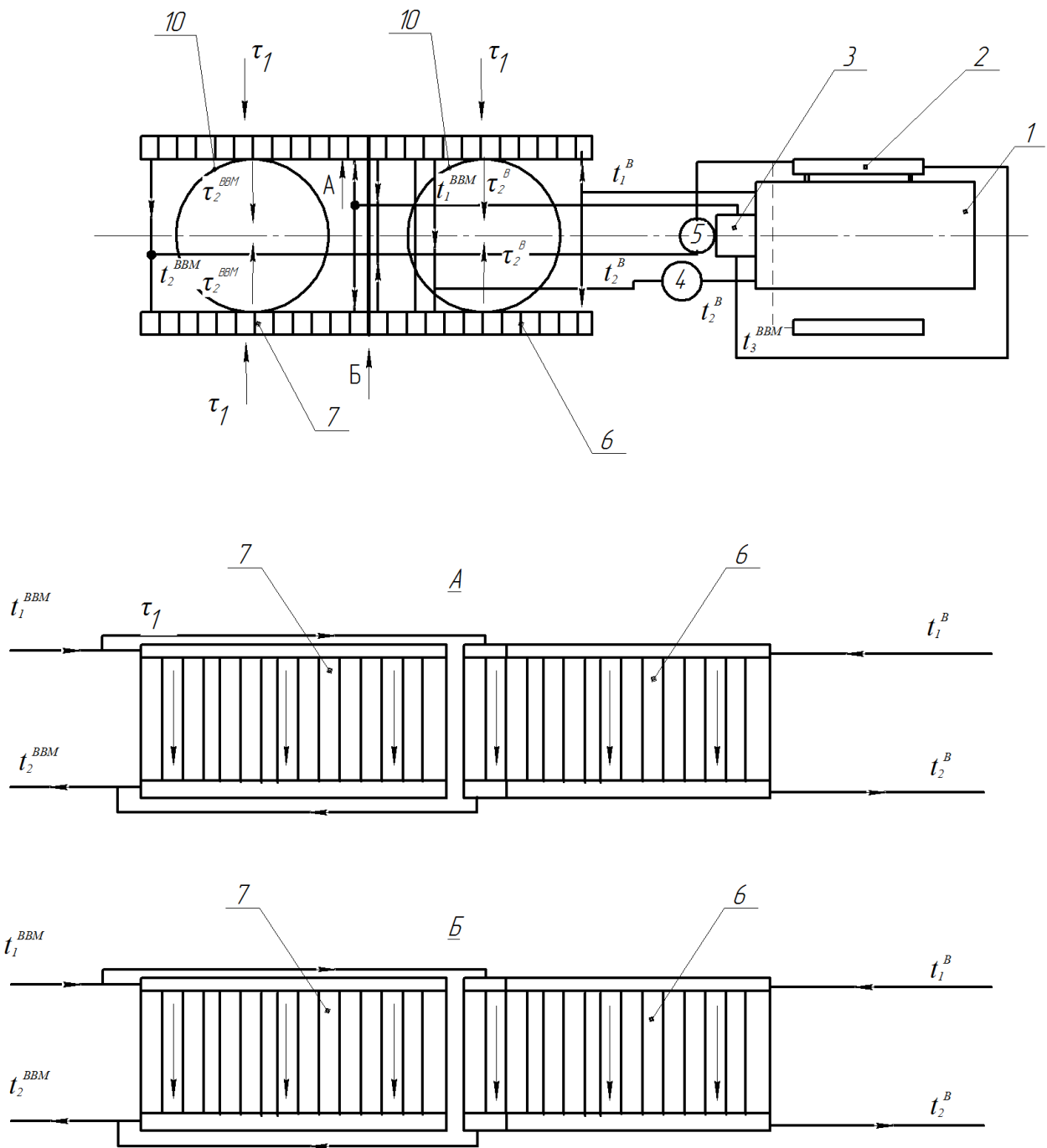


Рисунок В.9 – Розрахункова схема системи охолодження тепловозів з однорядним розташуванням водяних секцій з водомасляним теплообмінником, двома вентиляторами та з розділеними відсіками холодильної камери

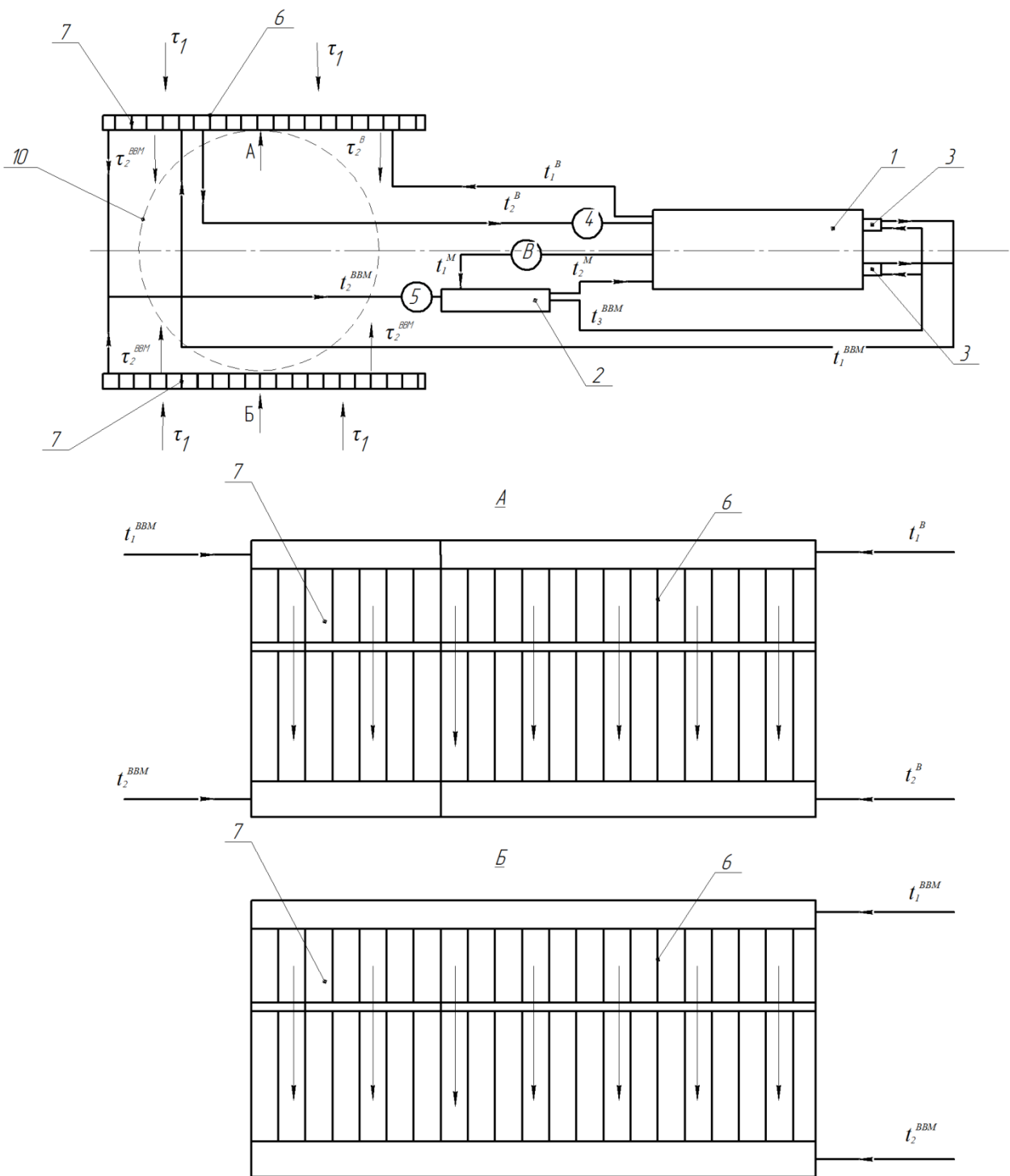


Рисунок В.10 – Розрахункова схема системи охолодження тепловозів з двоярусним однорядним розташуванням водяних секцій із використанням водомасляного теплообмінника

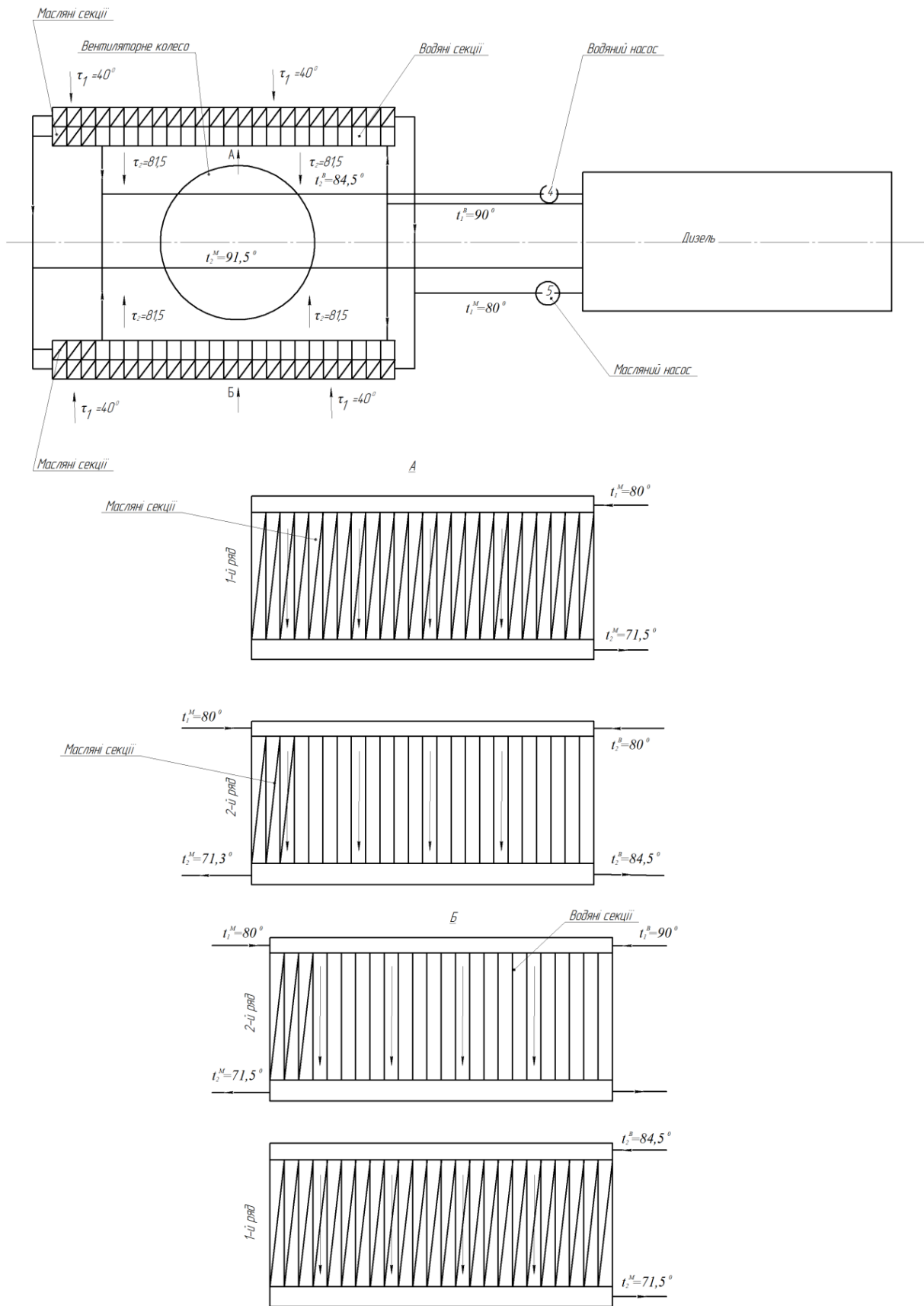


Рисунок В.11 – Схема системи охолодження, складеної за результатами розрахунку

## Додаток Г

### Основні параметри секцій радіатора

Величина	Водяна секція			Масляна секція
	ВВ12	ВВ7	ВВ5	ВМ12
Відстань між центрами отворів кріплення, мм	1356	860	686	1356
Розміри поверхні теплообміну, мм:				
висота	1206	710	585	1206
ширина	152,5	152,5	152,5	152,5
глибина	187	187	187	187
Розміри трубки, мм	19,5•2,2	19,5•2,2	19,5•2,2	13,5•2,9
Товщина стінки трубки, мм	0,55	0,55	0,55	0,55
Крок розміщення трубок, мм:				
по фронту	16	16	16	14
по глибині	22	22	22	24
Кількість рядів трубок по глибині	8	8	8	8
Розміщення трубок у пучку	шахове			коридорне
Кількість трубок у секції	68	68	68	80
Пластини оребрення:				
крок, мм	2,3	2,3	2,3	3,28
товщина, мм	0,1	0,1	0,1	0,1
кількість у секції	525•2	302•2	232•2	364•2
Живий переріз для проходження повітря, м <sup>2</sup>	0,149	0,0786	0,0662	0,1135
Живий переріз для проходження води, м <sup>2</sup>	0,00132	0,00132	0,00132	0,00336
Повернення теплообміну для повітря, м <sup>2</sup>	29,6	16,9	13,1	19,3
Повернення теплообміну для рідини, м <sup>2</sup>	3,04	1,77	1,35	3,76

## Додаток Д

### Безрозмірні аеродинамічні характеристики осьових вентиляторів типу УК-2

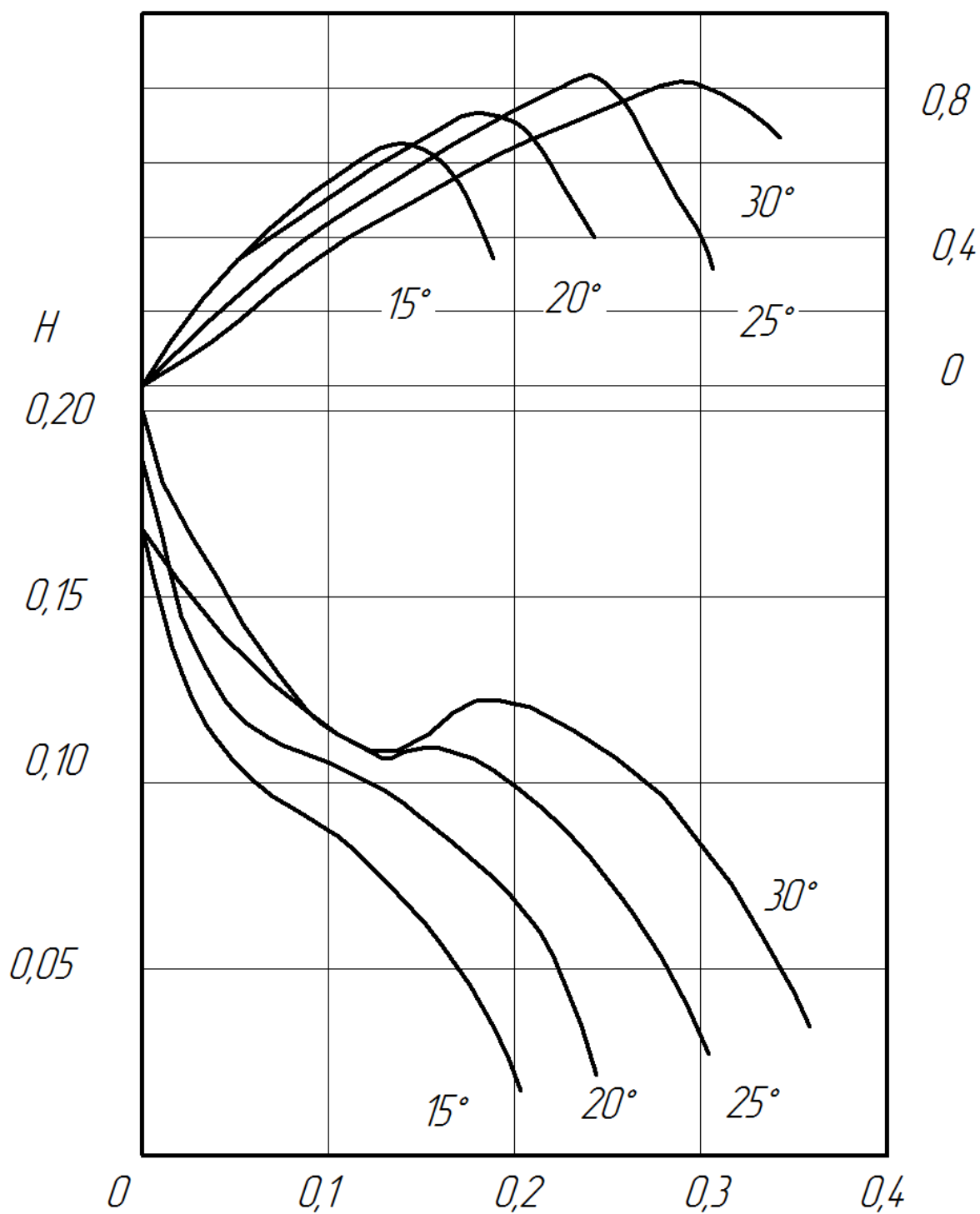


Рисунок Д.1

