

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра експлуатації та ремонту рухомого складу

СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ЗМАЩЕННЯ ТЕПЛОВОЗІВ

Конспект лекцій

Частина 1

Допоміжне обладнання локомотивів

Харків – 2023

Системи охолодження та змащення тепловозів: Конспект лекцій.
Ч. 1. Допоміжне обладнання локомотивів / Д. О. Аулін, О. В. Клименко,
С. В. Михалків, М. В. Максимов. – Харків: УкрДУЗТ, 2023. – 68 с.

Конспект лекцій відповідає напряму підготовки здобувачів базової вищої освіти 273 «Залізничний транспорт» з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Викладено вимоги до конструкцій систем охолодження та змащення тепловозів, принципи розрахунку технічних характеристик, конструкцій основних елементів, вузлів та агрегатів. Призначено для здобувачів вищої освіти II-V-го курсів усіх форм навчання.

Іл. 43, табл. 4, бібліогр.: 8 назв.

Конспект лекцій розглянуто і рекомендовано до друку на засіданні кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу 12 червня 2023 р., протокол № 19.

Рецензент

проф. Д. С. Жалкін

ЗМІСТ

Тематичний план навчальної дисципліни.....	4
Вступ.....	5
1 Системи охолодження тепловозів.....	7
1.1 Призначення та класифікація систем охолодження тепловозів.....	7
1.2 Конструкція та основні технічні параметри секцій радіатора.....	11
1.3 Принципи теплового розрахунку контуру системи охолодження.....	16
1.4 Конструкція охолоджуючих пристроїв тепловозів.....	22
1.5 Приводи вентиляторів охолоджуючих пристроїв.....	27
1.6 Вентилятори охолоджуючих пристроїв тепловозів.....	43
1.7 Особливості систем охолодження сучасних тепловозів.....	49
2 Система змащення тепловоза.....	51
2.1 Призначення, вимоги та класифікація систем змащення.....	51
2.2 Схеми масляних систем та показники очищення моторної оливи.....	54
2.3 Охолодження моторної оливи тепловозних дизелів.....	58
Контрольні питання.....	66
Список літератури.....	67

ТЕМАТИЧНИЙ ПЛАН НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

1 Системи охолодження тепловозів.

- 1.1 Призначення та класифікація систем охолодження тепловозів.
- 1.2 Конструкція та основні технічні параметри секцій радіатора.
- 1.3 Принципи теплового розрахунку контуру системи охолодження.
- 1.4 Конструкція охолоджуючих пристроїв тепловозів.
- 1.5 Приводи вентиляторів охолоджуючих пристроїв.
- 1.6 Вентилятори охолоджуючих пристроїв тепловозів.
- 1.7 Особливості систем охолодження сучасних тепловозів.

2 Система змащення тепловоза.

- 2.1 Призначення, вимоги та класифікація систем змащення.
- 2.2 Схеми масляних систем та показники очищення моторної оливи.
- 2.3 Охолодження моторної оливи тепловозних дизелів.

ВСТУП

Роботу пристроїв допоміжних систем тепловоза значною мірою визначають техніко-економічні показники тягового рухомого складу (ТРС) – його економічність, екологічність й інші [1]. Тому вивчення принципів роботи і конструкції систем охолодження та змащення тепловозів, умов роботи їх в експлуатації, способів підтримки їхньої працездатності має бути невід'ємною частиною комплексу знань у процесі навчання здобувачів, що спеціалізуються в галузі тягового рухомого складу. Метою дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» розділу «Допоміжне обладнання локомотивів» є вивчення:

- конструкцій допоміжних систем та їхніх елементів, еволюції;
- принципів вибору параметрів і проектування окремих елементів допоміжних систем;
- методів розрахунку елементів допоміжних систем тепловозів і оптимізації їхніх конструкцій.

Представлений розділ дисципліни дає можливість фахівцеві розуміти фізичну основу ряду конструкторських рішень, прийнятих при проектуванні допоміжних систем тепловозів, оволодіти методами аналізу причин несправності допоміжних систем і розробляти ефективні заходи щодо їх виявлення та усунення. Вивчення дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів» розділу «Допоміжне обладнання локомотивів» базується на відомостях, отриманих здобувачами при вивченні дисциплін: «Вища математика», «Фізика», «Гідравліка», «Теоретична механіка», «Теплотехніка», «Обчислювальна техніка», «Загальний курс залізниць».

Вивчивши цей розділ, здобувач повинен знати:

- конструкцію допоміжних систем тепловозів вітчизняного магістрального серійного і дослідного ТРС;

- призначення окремих елементів допоміжних систем тепловозів, режими і умови їх роботи;
- принципи вибору параметрів окремих елементів допоміжних систем тепловозів;
- методи теплового та гідравлічного розрахунків елементів допоміжних систем тепловозів.

Вивчивши розділ, здобувач повинен вміти:

- проводити обґрунтований вибір параметрів і конструкцій окремих елементів допоміжних систем тепловозів;
- здійснювати оцінювання прийнятого конструкторського рішення з точки зору маси, габариту рухомого складу, надійності, економічності та екологічності.

Вивчивши дисципліну, здобувач повинен мати уявлення:

- про сучасні досягнення в області магістрального локомотивобудування;
- перспективи розвитку конструкцій допоміжних систем ТРС;
- сучасні методи оптимізації та автоматизації розрахунків конструкцій із застосуванням сучасних комп'ютерних програм.

У першій частині конспекту лекцій розглянуто будову, призначення, принципи роботи і класифікації різних конструкцій систем охолодження та змащення тепловозів.

Для закріплення вивченого матеріалу є ряд контрольних питань.

1 СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТЕПЛОВОЗІВ

1.1 Призначення та класифікація систем охолодження тепловозів

Система охолодження має забезпечувати циркуляцію охолоджуючої рідини (води) в теплообмінних пристроях, призначених для охолодження елементів дизеля, моторної оливи та наддувочного повітря [1].

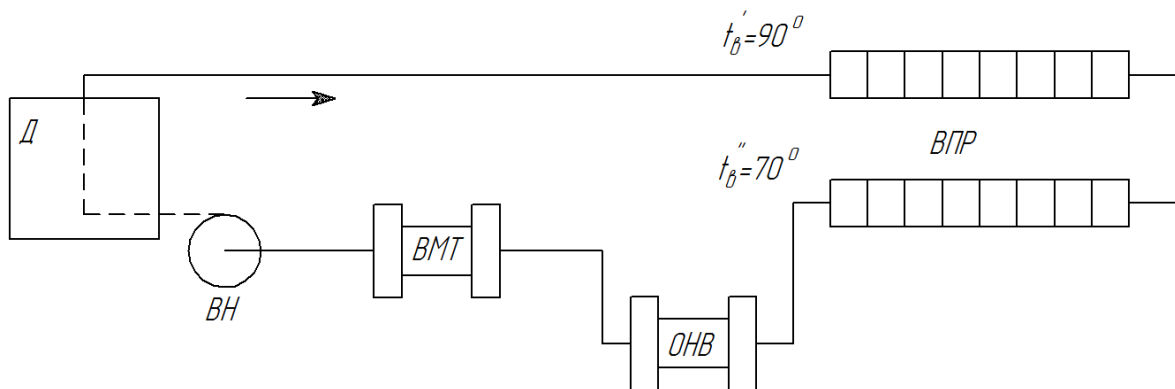
Вимоги до систем охолодження:

- підтримання температури води на виході з дизеля на рівні $90 \div 95 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (до $115 \text{ }^{\circ}\text{C}$);
- підтримання температури моторної оливи на виході з дизеля на рівні $85 \div 88 \text{ }^{\circ}\text{C}$;
- глибоке охолодження наддувочного повітря, особливо при підвищених потужностях дизеля.

Системи охолодження класифікують за такими ознаками:

а) за кількістю контурів:

- одноконтурні системи охолодження (рисунок 1.1);



Д – дизель; ВН – водяний насос; ВМТ – водомасляний теплообмінник;
ОНП – охолоджувач наддувочного повітря; ВПР – водоповітряний
радіатор

Рисунок 1.1 – Схема одноконтурної системи охолодження

Основною перевагою одноконтурних систем охолодження є простота конструкції. Недоліком є складність роздільного регулювання та підтримання оптимального рівня температур в теплообмінних пристроях;

- двоконтурні системи охолодження (основний тип систем охолодження) (рисунок 1.2);

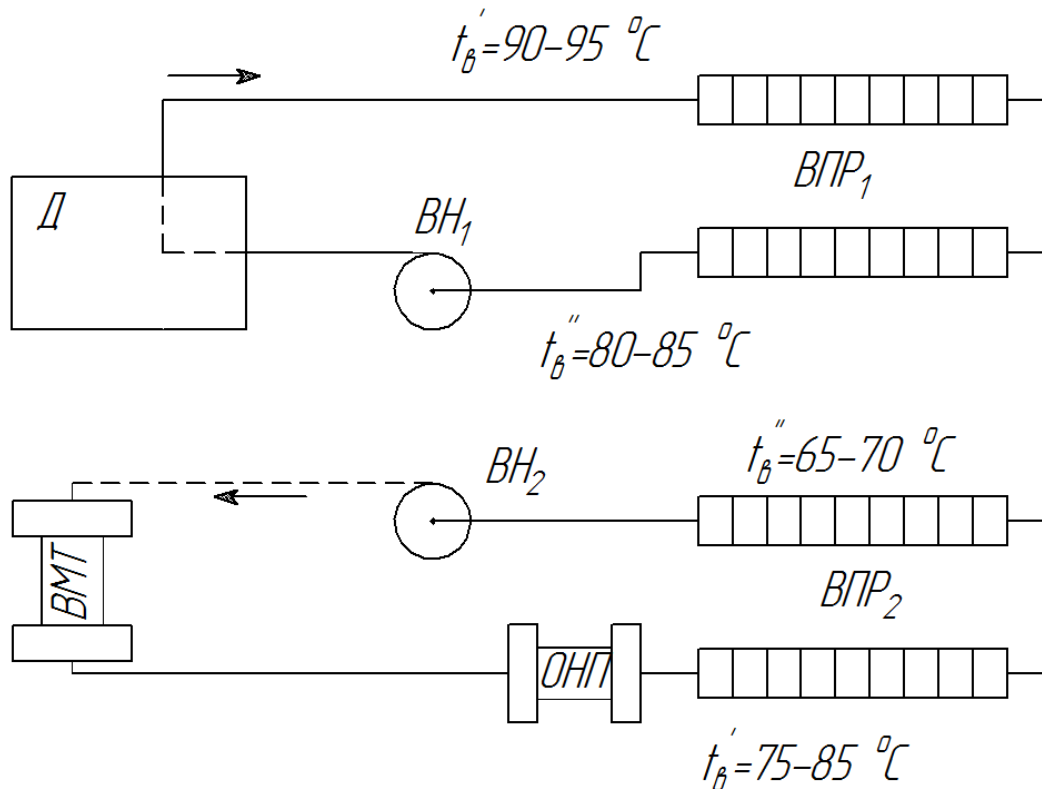


Рисунок 1.2 – Схема двоконтурної системи охолодження

Перевагою двоконтурних систем охолодження є можливість встановлення в контурах різного рівня температур, що забезпечує підвищення паливної економічності дизеля. Такі системи застосовують на тепловозах серії 2М62, 2ТЕ10М, 2ТЕ116, ТЕП70.

Недоліком двоконтурних систем є ускладнення конструкції системи охолодження [3].

Найбільшу економічність дизеля можливо отримати при роздільному регулюванні температури теплоносіїв у 3 контурах, але це приводить до суттєвого ускладнення конструкції системи охолодження;

б) способом охолодження моторної оливи. Існують системи охолодження моторної оливи:

- у водомасляному теплообміннику ВМТ (основний тип систем);
- у маслоповітряному радіаторі МПР.

Двоконтурна система охолодження з охолодженням моторної оливи в МПР (рисунок 1.3).

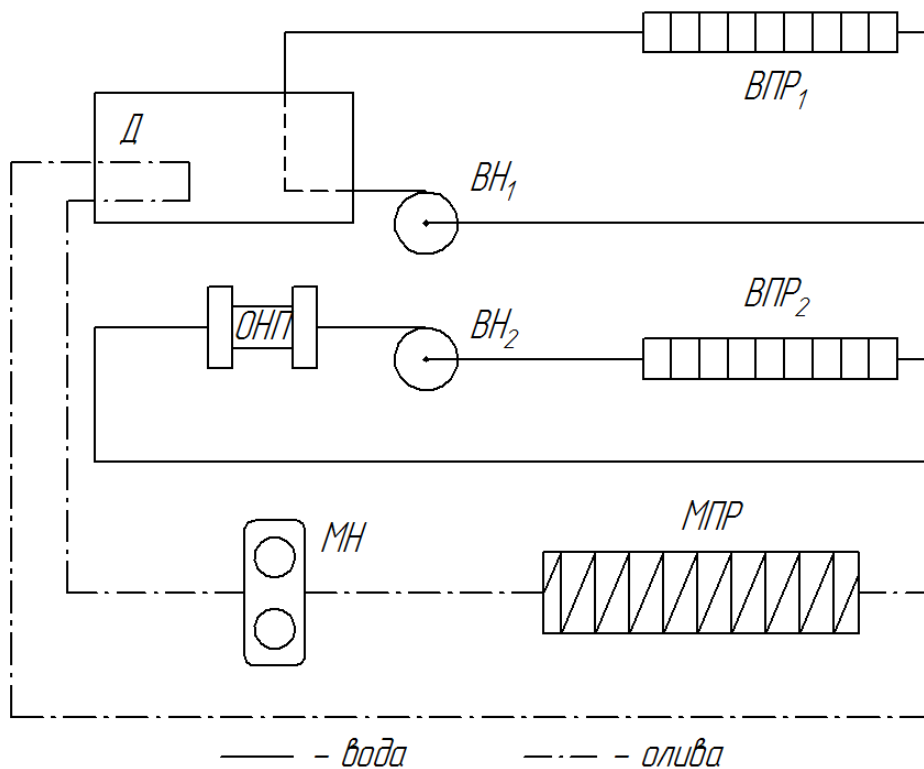


Рисунок 1.3 – Схема двоконтурної системи охолодження з охолодженням моторної оливи МПР (ТЕМ2)

Недоліком цієї системи охолодження є низька надійність та невисока теплорозсіювальна здатність маслоповітряних радіаторів;

в) способом охолодження наддувочного повітря. Існують системи охолодження наддувочного повітря в водоповітряному ОНП або повітряно-повітряному охолоджувачі ППО;

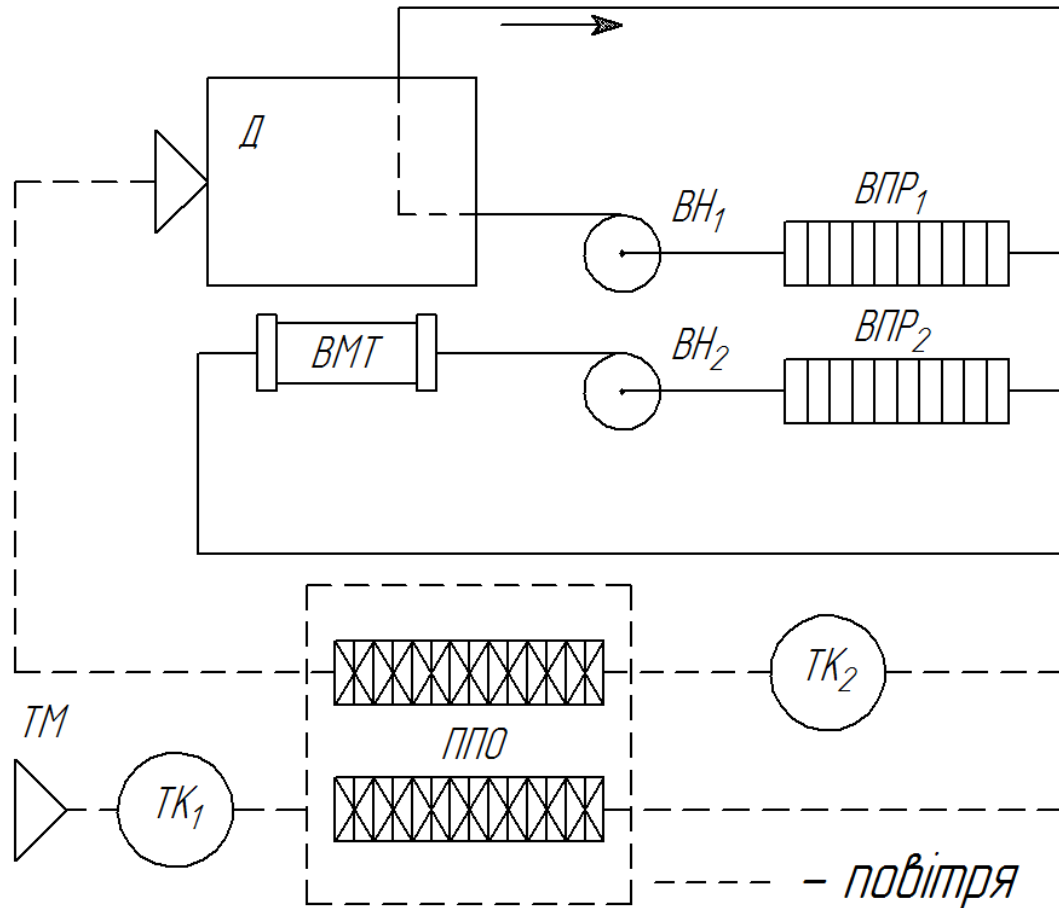


Рисунок 1.4 – Схема двоконтурної системи охолодження з охолодженням наддувочного повітря в повітряно-повітряному ОНВ.

Перевагою використання ППО замість ОНП є зменшення маси охолоджуючих пристроїв на 2 т, а також зменшення потужності приводу вентиляторів на 70 кВт.

г) допустимою температурою в контурі охолодження дизеля:

- відкриті системи охолодження;
- закриті системи охолодження.

У відкритих системах охолодження водяний розширювальний бак сполучений з атмосферою, тому гранична температура води $t_g = 90-95 \text{ }^\circ\text{C}$. У закритих системах (системи з високою температурою охолоджувальної рідини), водяний розширювальний бак сполучений з атмосферою через паро-повітряний клапан. У цьому випадку вода в системі знаходиться під надлишковим тиском $0,05 \div 0,075 \text{ МПа}$. Це дає змогу доводити температуру в I контурі (контур охолодження дизеля) до $110-115 \text{ }^\circ\text{C}$. Підвищення температури води на $10 \text{ }^\circ\text{C}$ дає змогу зменшити питому ефективну витрату палива g_e приблизно на $15 \frac{\%}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$, крім того зменшується кількість секцій радіатора та потужність приводів вентиляторів [2].

Недоліки закритих систем охолодження:

- зниження надійності;
- збільшення тепловідводу в моторну оливу, внаслідок цього збільшення витрати моторної оливи «на угар»;
- збільшення кавітаційного зносу циліндрових втулок.

1.2 Конструкція та основні технічні параметри секцій радіатора

Секції радіатора – це теплообмінні пристрої поверхневого типу, що складаються з двох кінцевих колекторів та розташованого між ними пучка плоскоовальних трубок, що мають колективне оребрення.

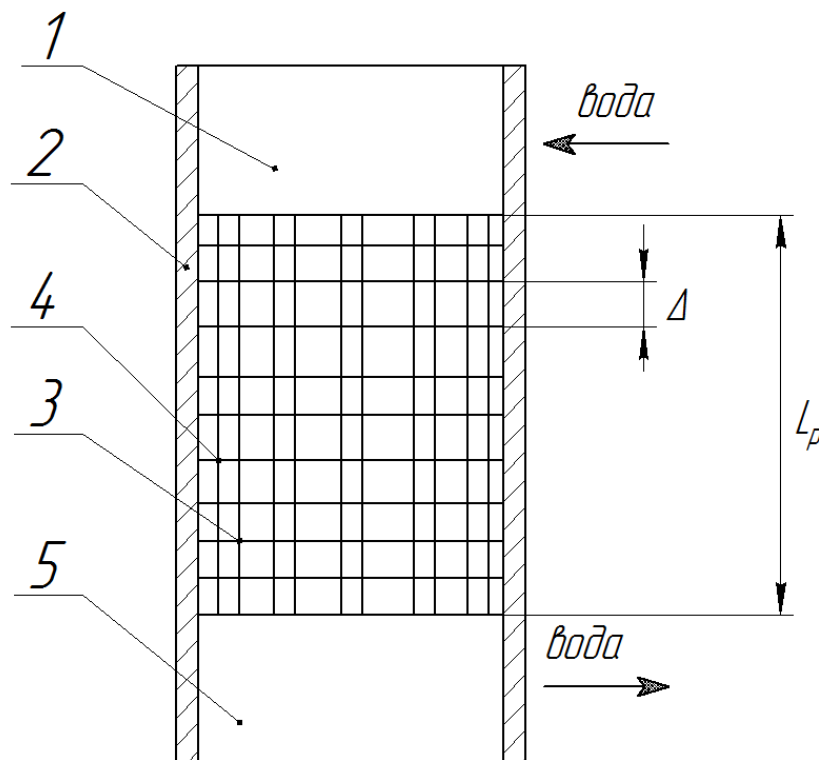
Ребра виготовлені з мідних пластин товщиною $0,1 \text{ мм}$. Трубки секцій радіатора виготовлені з томпаку (латунь з підвищеним вмістом міді $88-97 \%$). З'єднання трубок з ребрами виконуються двома способами:

- методом занурення в припій, після чого залишки припою видаляються на спеціальних установках;
- методом спікання, трубки покривають шаром припою товщиною від $0,02$ до $0,04 \text{ мм}$., оребрюють та зібрану секцію нагрівають у газовій печі.

Секції, виготовлені першим способом, мають позначення ВП, другим способом – ВС (рисунок 1.5).

Переважним є метод спікання, він має такі переваги:

- зменшення витрат припою в 2-3 рази;
- можливість зменшення шагу оребрення з 2,8 до 2,3 мм, у результаті чого теплорозсіювальна здатність секцій вища на 10-16 %.



- 1 – впускний водяний колектор; 2 – боковий захисний щиток;
3 – водяні трубки; 4 – колективні ребра; 5 – випускний водяний колектор;
 Δ – шаг оребрення; L_p – робоча довжина трубок

Рисунок 1.5 – Схема секції типу ВС

Водоповітряні секції виготовляють з різною довжиною трубок (таблиця 1.1).

Таблиця 1.1 – Параметри секцій радіатора типу ВС

	BC12	BC7	BC5
L_p	1206 мм	702 мм	535 мм
Δ	2,83 мм	2,3 мм	3,28 мм

Від шагу оребрення залежить коефіцієнт оребрення секції

$$f = \frac{F_{нов}}{F_{вод}}, \quad (1.1)$$

де $F_{нов}$ – площа поверхні секції зі сторони повітря;

$F_{вод}$ – площа поверхні секції зі сторони води.

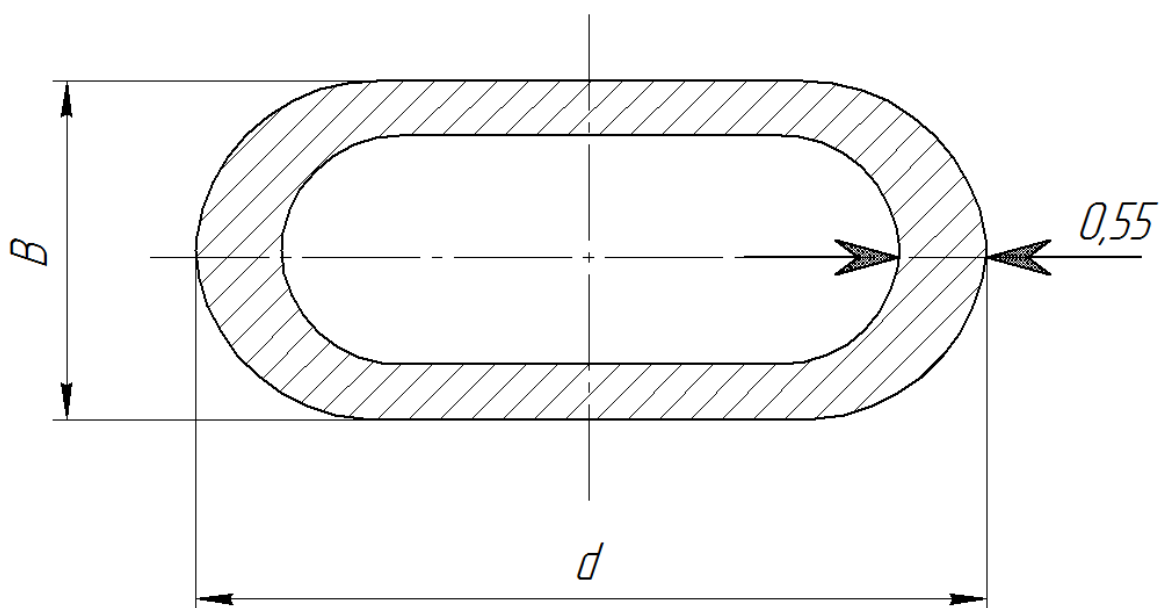
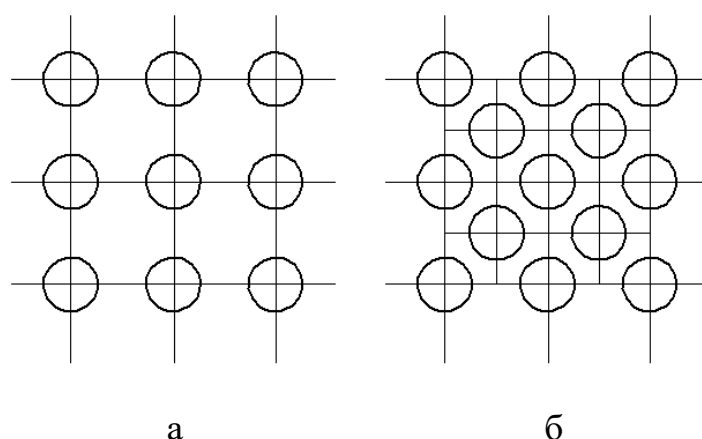


Рисунок 1.6 – Поперечний перетин трубки секції радіатора

Таблиця 1.2 – Основні параметри секцій радіатора

Тип секцій	d, мм	b, мм	Гідравлічний діаметр трубки d_r , мм	Кількість трубок в радіаторі n_p	Живий перетин трубки для проходження рідини ω_p , m^2	Товщина стінки трубки δ , мм
Водо-повітряні ВС, ВП	19	2,2	2,4	62	0,00132	0,55
Масло-повітряні МВ	17,5	4,0	6,08	80	0,00366	0,55/05

Збільшення живого перетину для проходження моторної оливи секцій типу МВ приводить до зниження гідравлічного опору секцій, але одночасно приводить до збільшення аеродинамічного опору. Для зменшення аеродинамічного опору у секцій МВ збільшують шаг орєбрення та застосовують коридорне розміщення трубок (рисунок 1.7, а).



а – коридорне розміщення трубок в радіаторі, секції типу МВ;

б – шахове розміщення трубок, секції типу ВС, ВП

Рисунок 1.7 – Схема розміщення трубок в радіаторі

Шахове розміщення трубок в радіаторі (рисунок 1.7, б) більш компактне, що дає змогу збільшити теплорозсіювальну здатність секції [4].

Основною характеристикою секції радіатора є коефіцієнт теплопередачі k , знаючи його значення можливо за допомогою рівняння теплопередачі визначити теплорозсіювальну здатність секції Q_c , Вт,

$$Q_c = k \cdot F_{нов} \cdot \Delta t, \quad (1.2)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі;

$F_{нов}$ – площа поверхні секції зі сторони повітря;

Δt – розрахунковий температурний напір між водою та повітрям.

Можливий тепловідвід від 1 м² поверхні секції при $\Delta t = 1$ °С

$$k = \frac{\alpha_{нов} \cdot \alpha_{pid}}{\alpha_{нов} \cdot f + \alpha_{pid}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°С}, \quad (1.3)$$

де $\alpha_{нов}$ – коефіцієнт теплопередачі від стінки трубки до повітря;

α_{pid} – коефіцієнт теплопередачі від рідини до стінки трубки;

f – коефіцієнт оребрення трубки;

$$k = \frac{1}{\left(1/\alpha_{pid} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \cdot F_{вод} / F_{нов} + 1/\alpha_{нов}}, \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°С}, \quad (1.4)$$

де δ – товщина стінки трубки, мм;

λ – коефіцієнт теплопередачі матеріалу стінок трубки, $\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{°С}$;

Вода, що використовується в якості теплоносія, має високі значення теплопередачі $[\alpha_{\text{вод}} = 4650 - 6400 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}]$ порівняно з охолоджуючим теплоносієм – повітрям $[\alpha_{\text{пов}} = 58 - 175 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}]$, тому важливим стає коефіцієнт оребрення f .

Коефіцієнт теплопередачі серійних водяних секцій залежить головним чином від коефіцієнту тепловіддачі $\alpha_{\text{пов}}$ поверхні секції до повітря, що проходить через секцію. При характерних швидкостях руху повітря через радіатор 7-12 м/с $k = 51 - 81 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$.

1.3 Принципи теплового розрахунку контуру системи охолодження

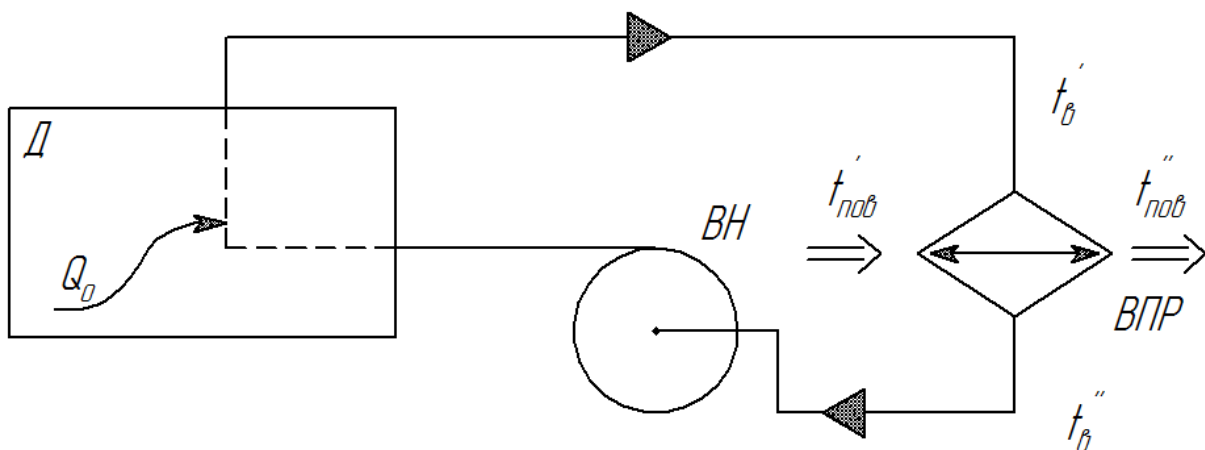


Рисунок 1.8 – Схема контуру системи охолодження

Вихідні дані для розрахунку:

- 1) тепловідвід у воду контуру системи охолодження Q_0 , Вт;
- 2) температура води на вході в радіатор $t_в^1$, $^\circ\text{С}$;
- 3) допустимий перепад температури води у внутрішній системі охолодження дизеля $[\Delta t_в]$, $^\circ\text{С}$. Для попередження температурних деформацій циліндрових втулок $[\Delta t_в]$ завдають від 6 до 12 $^\circ\text{С}$.

Параметри, що необхідно визначити:

- 1) розрахункову подачу водяного насосу V_g , м³/год;
- 2) необхідну кількість секцій радіатора в контурі системи охолодження n_c ;
- 3) температуру води на виході з радіатора t_g'' , °C;
- 4) температуру повітря на виході з радіатора $t_{пов}''$, °C.

Тепловий баланс у внутрішній системі охолодження дизеля.

Рівняння теплового балансу, Вт,

$$Q_g = c_{pg} \cdot (t_g' - t_g'') \cdot V_g \cdot \rho_g, \quad (1.5)$$

де c_{pg} – питома теплоємність води при постійному тиску, $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$;

ρ_g – густина води.

З рівняння теплового балансу перепад $(t_g' - t_g'')$ води складає, °C,

$$(t_g' - t_g'') = \frac{Q_g}{c_{pg} V_g \cdot \rho_g} \leq [\Delta t_g]. \quad (1.6)$$

З отриманої нерівності можна зробити висновок, що подача водяного насосу має відповідати таким вимогам, м³/с:

$$V_g > \frac{Q_g}{c_{pg} \cdot [\Delta t_g] \cdot \rho_g}. \quad (1.7)$$

Розрахункова подача водяного насосу, м³/с,

$$V_g = (1,2 \div 1,3) \cdot \frac{Q_g}{c_{pg} \cdot [\Delta t_g] \cdot \rho_g}. \quad (1.8)$$

Тепловий баланс у радіаторі [4].

Тепловідвід від води в радіаторі, Вт,

$$Q_{\epsilon} = c_{p\epsilon} \cdot (t'_{\epsilon} - t''_{\epsilon}) \cdot V_{\epsilon} \cdot \rho_{\epsilon} = c_{p\epsilon} \cdot (t'_{\epsilon} - t''_{\epsilon}) \cdot u_{\epsilon} \cdot \omega_{\epsilon} \cdot n_{\epsilon}, \quad (1.9)$$

де u_{ϵ} – масова швидкість води в трубках радіатора, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right]$;

ω_{ϵ} – живий перетин секції для проходження води, $[\text{м}^2]$.

Значення u_{ϵ} для тепловозних радіаторів приймається на рівні 800-1500 $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right]$.

Тепловідвід від радіатора в повітря, Вт,

$$Q_{\text{нов}} = c_{p\text{нов}} \cdot (t''_{\text{нов}} - t'_{\text{нов}}) \cdot V_{\text{нов}} \cdot \rho_{\text{нов}} = c_{p\text{нов}} \cdot (t''_{\text{нов}} - t'_{\text{нов}}) \cdot u_{\text{нов}} \cdot \omega_{\text{нов}} \cdot n_{\epsilon}, \quad (1.10)$$

де $u_{\text{нов}}$ – масова швидкість повітря в секції радіатора, $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right]$;

$\omega_{\text{нов}}$ – живий перетин секції для проходження повітря, $[\text{м}^2]$;

$c_{p\text{нов}}$ – питома теплоємність повітря, $\left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}\right]$.

Для тепловозних радіаторів масову швидкість повітря $u_{\text{нов}}$ задають в межах від 8 до 14 $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}\right]$.

Умова нормальної роботи системи охолодження, Вт,

$$Q_{\epsilon} = Q_{\text{нов}}.$$

Теплопередача в радіаторі, Вт,

$$Q_{\epsilon.\text{нов.р}} = k \cdot F_{\text{нов}} \cdot \Delta t \cdot n_{\epsilon}, \quad (1.11)$$

де $Q_{\epsilon.\text{нов.р}}$ – можливий тепловідвід від води до повітря в радіаторі, Вт;

k – коефіцієнт теплопередачі радіатора, $Вт / м^2 \cdot ^\circ C$;

$F_{нов}$ – площа поверхні радіатора зі сторони повітря;

Δt – розрахунковий температурний напір між водою та повітрям, $^\circ C$.

При розрахунку тепловозних радіаторів в якості розрахункового приймають середньоарифметичний температурний напір $^\circ C$:

$$\Delta t = (t'_e)_{сер} - (t''_{нов})_{сер} = \frac{t'_e + t''_e}{2} - \frac{t'_{нов} + t''_{нов}}{2}, \quad (1.12)$$

де $\left. \begin{matrix} (t'_e)_{сер} \\ (t''_{нов})_{сер} \end{matrix} \right\}$ – температура в межах радіатора;

Умова нормальної роботи радіатора в складі системи охолодження:

$$Q_e = Q_{нов} = Q_{в.нов.р}.$$

Складаємо систему з рівнянь теплового балансу та теплопередачі

$$\begin{cases} Q_e = c_{рв} \cdot (t'_e - t''_e) \cdot u_e \cdot \omega_e \cdot n_c, Вт; \\ Q_{нов} = c_{рнов} \cdot (t''_{нов} - t'_{нов}) \cdot u_{нов} \cdot \omega_{нов} \cdot n_c, Вт; \\ Q_{в.нов.р} = k \cdot F_{нов} \cdot \Delta t \cdot n_c, Вт; \\ Q_e = Q_{нов} = Q_{в.нов.р}, Вт. \end{cases} \quad (1.13)$$

Вирішивши систему рівнянь, можна отримати формулу для розрахунку кількості секцій у системі охолодження, од.:

$$n_c = \frac{Q_e}{t'_d - t''_{нов}} \cdot \left(\frac{1}{k \cdot F_{нов}} + \frac{1}{2c_{рв} \cdot u_e \cdot \omega_e} + \frac{1}{2c_{рнов} \cdot u_{нов} \cdot \omega_{нов}} \right) \quad (1.14)$$

При масових швидкостях води u_g , менших за $800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}}$, можливе замерзання води в трубках секцій у холодний період року.

Температури води та повітря на виході з радіатора можна визначити за допомогою рівнянь теплового балансу, знаючи число секцій радіатора n_c :

$$t_g'' = t_g' - \frac{Q_g}{c_{pg} \cdot (u_g)_f \cdot \omega_g \cdot n_c}, \quad (1.15)$$

$$t_{нов}'' = t_{нов}' + \frac{Q_g}{c_{пнов} \cdot u_{нов} \cdot \omega_{нов} \cdot n_c}, \quad (1.16)$$

де $(u_g)_f$ – фактична масова швидкість води в трубках радіатора, яка залежить від способу з'єднання секцій радіатора між собою.

Паралельне з'єднання секцій радіатора (рисунок 1.9).

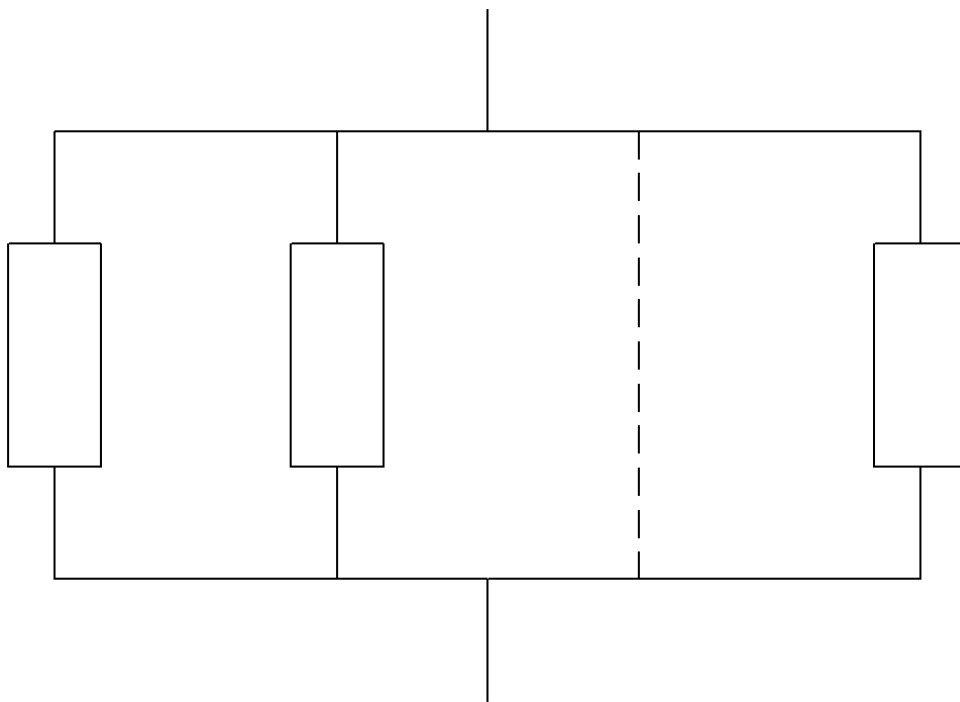


Рисунок 1.9 – Схема паралельного з'єднання секцій радіатора

$$(u_6)_\phi = \frac{V_6 \cdot \rho_6}{\omega_6 \cdot n_c}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right]. \quad (1.17)$$

Для штучного збільшення фактичної швидкості води в трубках застосовують послідовно-паралельне з'єднання секцій (рисунок 1.10).

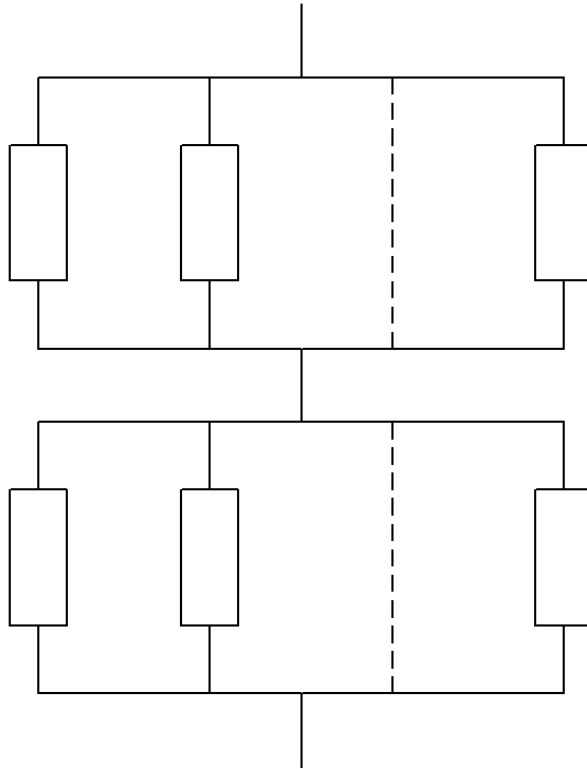


Рисунок 1.10 – Схема послідовно-паралельного з'єднання секцій радіатора

$$(u_6)_\phi = 2 \cdot \frac{V_6 \cdot \rho_6}{\omega_6 \cdot n_c}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{с}} \right]. \quad (1.18)$$

Такий спосіб з'єднання секцій застосовують у другому контурі системи охолодження.

1.4 Конструкція охолоджуючих пристроїв тепловозів

Класифікація охолоджуючих пристроїв:

- за способом розміщення в кузові локомотива:

- а) арочні;
- б) дахові;
- в) торцеві;

- способом монтажу обладнання:

а) каркасні охолоджуючі пристрої – обладнання змонтоване на каркасі кузова локомотива;

б) блочні – обладнання змонтоване на власному окремому каркасі.

Блочні охолоджуючі пристрої відрізняються від каркасних більш високою технологічністю технічного обслуговування та ремонту [7];

- взаємним розташуванням секцій радіатора:

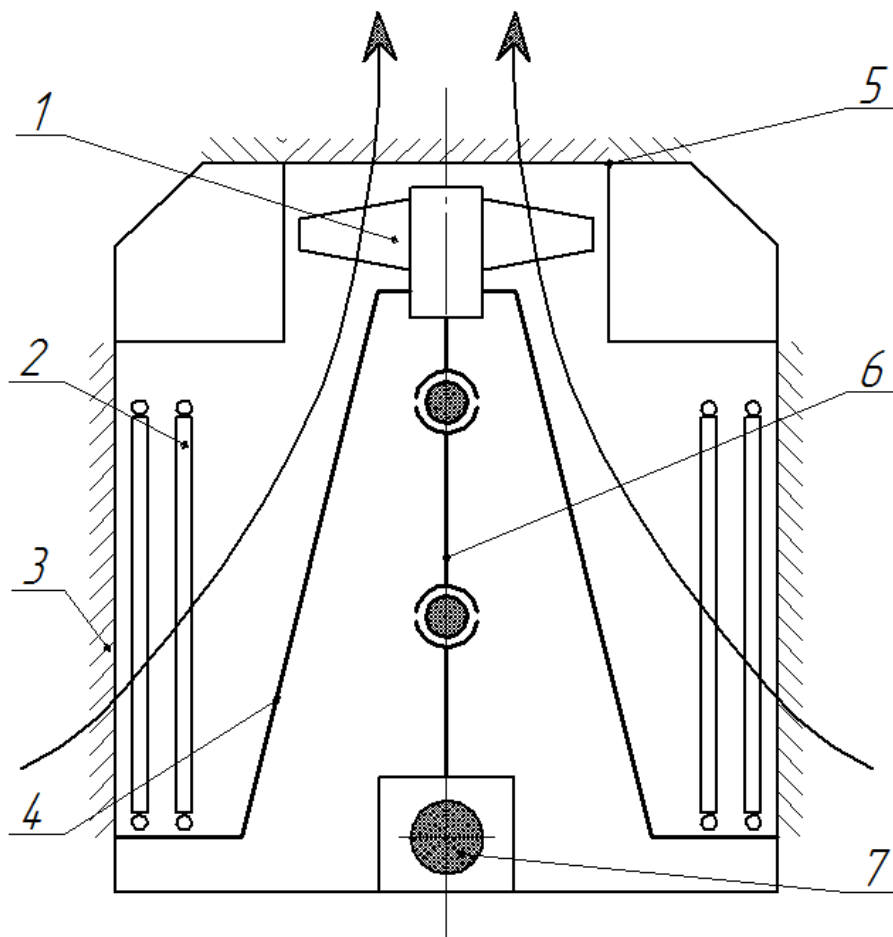
- а) однорядне та дворядне;
- б) одноярусне та двоярусне;
- в) V-подібне розташування секцій;

- розташуванням радіатора відносно вентилятора:

- а) охолоджуючі пристрої всмоктувального типу;
- б) охолоджуючі пристрої нагнітального типу.

Досить широке розповсюдження на тепловозах отримали арочні каркасні охолоджуючі пристрої всмоктувального типу.

Каркасні охолоджуючі пристрої всмоктувального типу з дворядним розташуванням секцій (рисунок 1.11).



1 – вентилятор; 2 – секції радіатора з робочою довжиною трубок $L_p=1206$ мм; 3 – бокові жалюзі; 4 – арка охолоджуючого пристрою; 5 – дахові жалюзі; 6 – вентилятор; 7 – привід вентилятора

Рисунок 1.11 – Схема арочного каркасного охолоджуючого пристрою з дворядним розташуванням секцій (ТЕЗ)

Недоліки конструкції:

- зменшення теплорозсіювальної здатності секцій, встановлених у другому ряду;
- відносно великий аеродинамічний опір радіатора.

Каркасні охолоджуючі пристрої всмоктувального типу з двоярусним розташуванням секцій (рисунок 1.12).

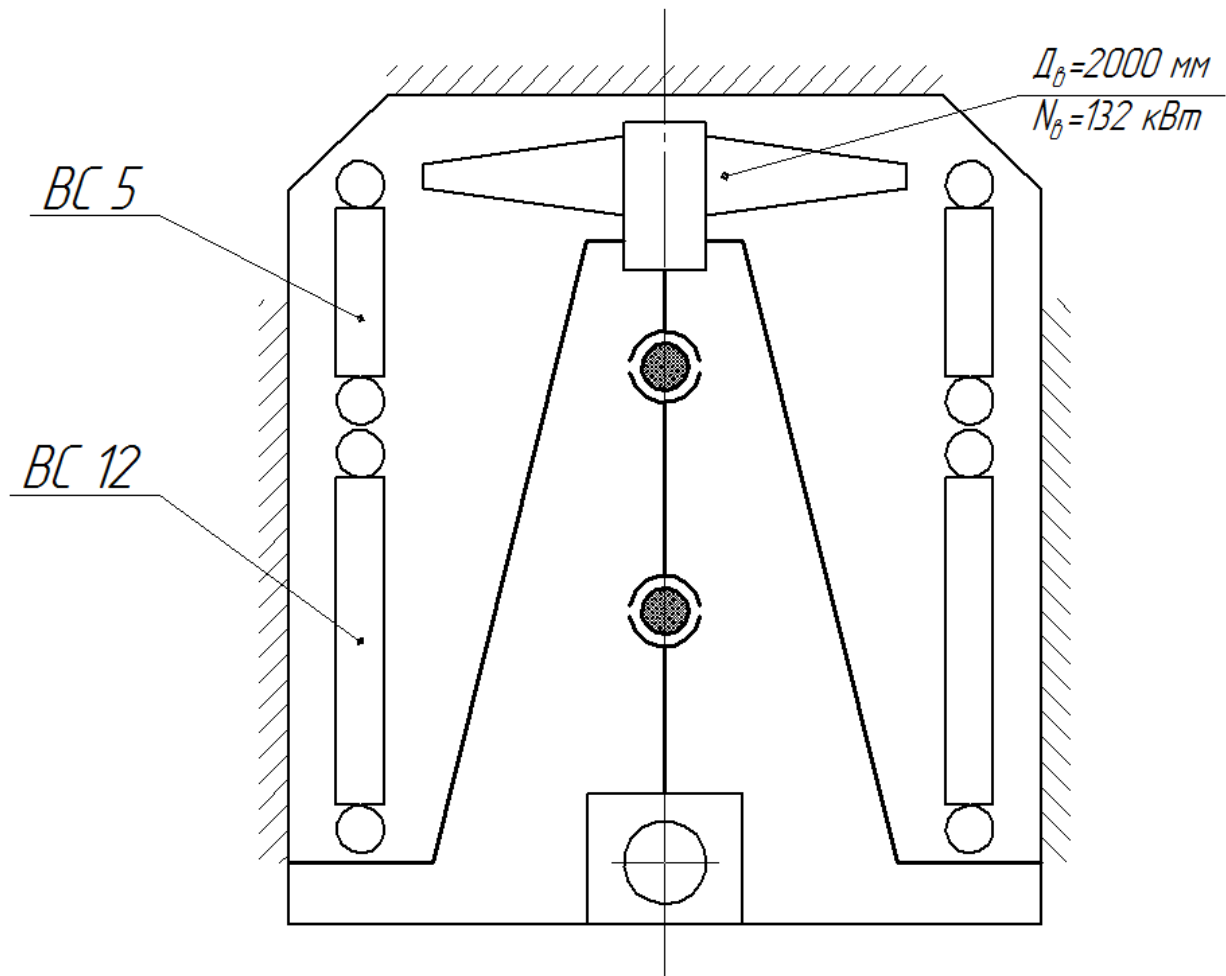


Рисунок 1.12 – Схема арочного каркасного охолоджуючого пристрою з двоярусним розташуванням секцій (2TE10M)

Недоліки конструкції:

- значна нерівномірність температури води по висоті фронту радіатора;

- всмоктування відпрацьованих газів дизеля в шахту охолоджуючого пристрою через значну його висоту.

Дахові охолоджуючі пристрої.

Перевагою дахових охолоджуючих пристроїв є компактність фронту радіатора по висоті та зручність компоновки на тепловозі, особливо у варіанті блочних охолоджуючих пристроїв.

Дахові охолоджуючі пристрої нагнітального типу (рисунок 1.13).

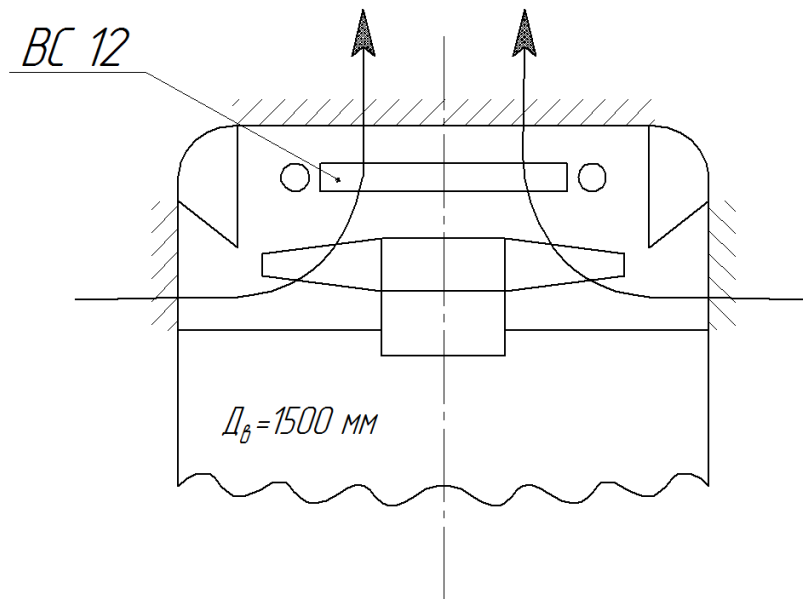


Рисунок 1.13 – Схема дахового охолоджуючого пристрою нагнітального типу (ДР1)

Недоліки конструкції – різке збільшення аеродинамічного опору радіатора через завихрення потоку охолоджуючого повітря на виході з вентиляторного колеса. Встановлено, що охолоджуючі пристрої нагнітального типу доцільно використовувати, якщо площа фронту радіатора співрозмірна з площею вентиляторного колеса [8].

Переваги конструкції – вентилятор працює на холодному потоці повітря, що при рівних інших умовах збільшує масову продуктивність вентилятора.

Дахові охолоджуючі пристрої всмоктувального типу (рисунок 1.14).

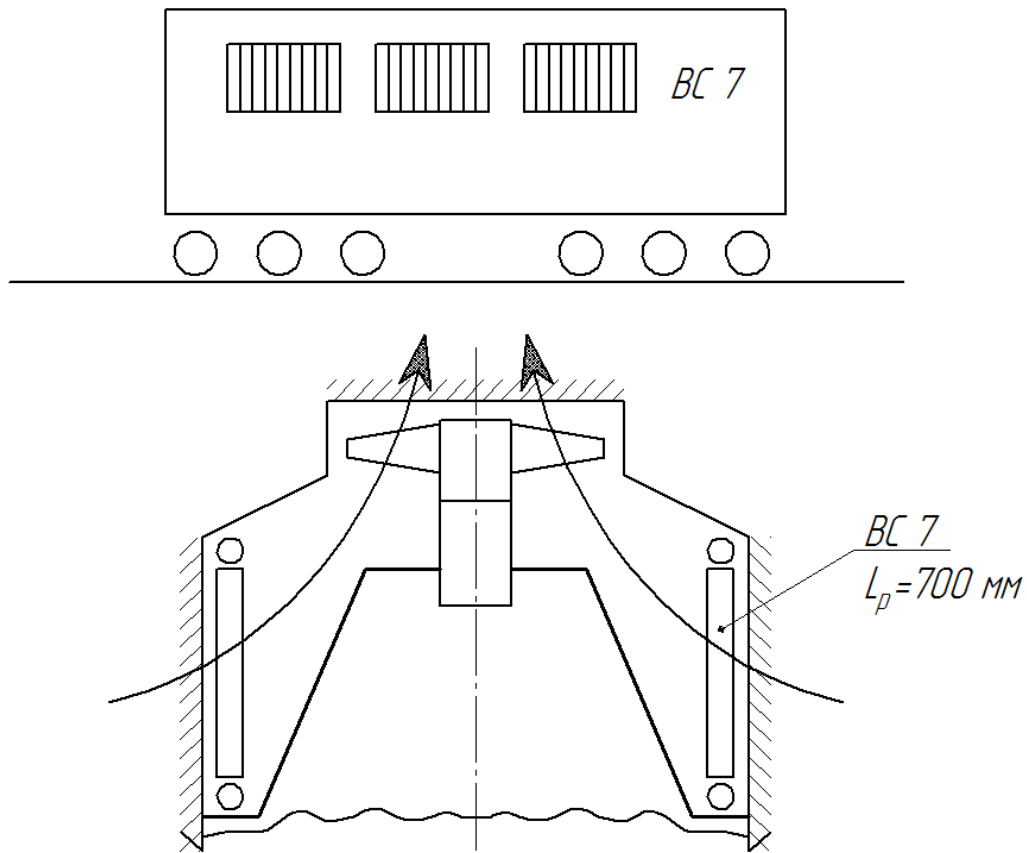


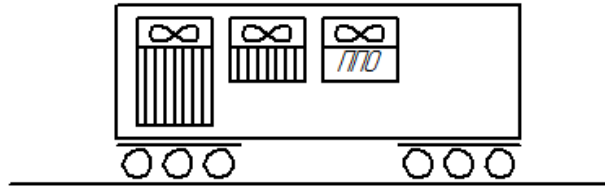
Рисунок 1.14 – Схема дахового охолоджуючого пристрою нагнітального типу (ТЕП70 перший варіант)

Недоліки конструкції – збільшення сумарної довжини фронту радіатора, особливо зі зростанням потужності дизеля.

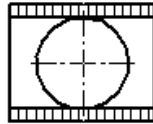
Випробування перших тепловозів серії ТЕП70 показали недостатню теплорозсіювальну здатність дахового охолоджуючого пристрою, яке було замінено на арочне від тепловозу ТЕП60.

Комбіновані блочні охолоджуючі пристрої (рисунок 1.15)

ТЕП 75

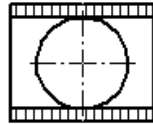


Арачний блок



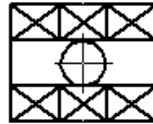
*ВС 12
Д_б = 1600 мм*

Даховий блок



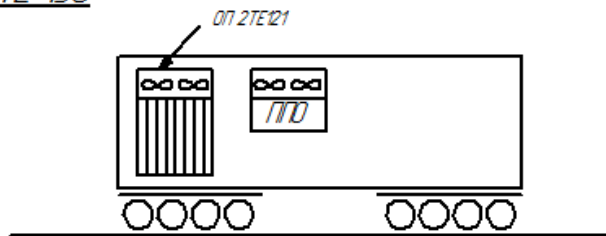
*ВС 7
Д_б = 1400 мм*

Даховий ППО

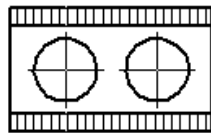


(ТЕП 70, I вар.)

ТЕ 136

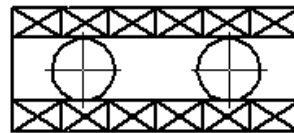


Арачний блок



*ВС 12
Д_б = 1700 мм*

Даховий ППО



*Д_б = 1100 мм
(2ТЕ116)*

Рисунок 1.15 – Схеми комбінованих охолоджуючих пристроїв

1.5 Приводи вентиляторів охолоджуючих пристроїв

Класифікація приводів.

Усі приводи можна розділити на дві групи:

I група – приводи, що забезпечують дискретне (релейне) регулювання частоти обертання вентилятора при незмінній позиції контролера машиніста (ПКМ);

II група – приводи, що забезпечують плавне регулювання частоти обертання вентилятора при незмінній ПКМ.

Приводи I групи забезпечують тільки підключення або відключення вентилятора від джерела енергії, в цьому випадку витрати потужності на роботу охолоджуючих пристроїв в 2-6 разів більші ніж при плавному регулюванні частоти обертання вентилятора [8].

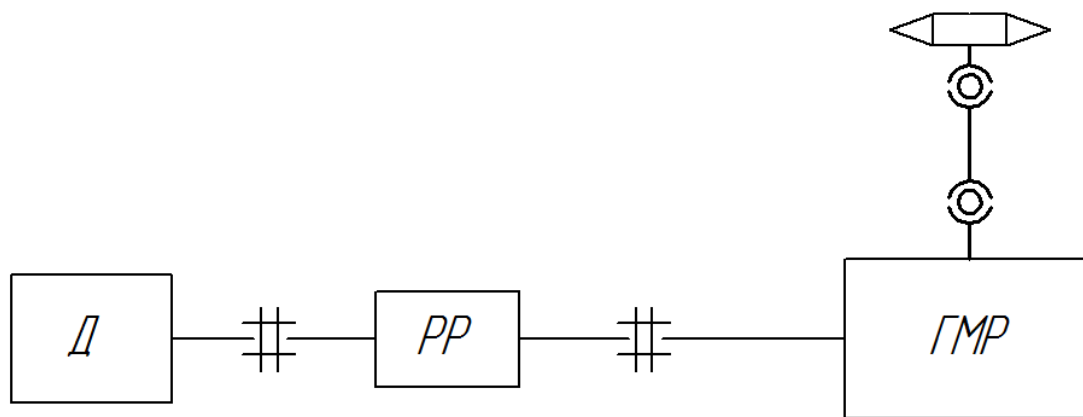
До першої групи відносяться:

- механічний привід з муфтою зчеплення (ТЕМ2);
- електричний привід постійного струму (ЧМЕЗ, ТГМ4);
- асинхронний електричний привід (2ТЕ116).

До другої групи відносяться:

- гідромеханічні приводи;
- асинхронні електричні приводи сучасних тепловозів.

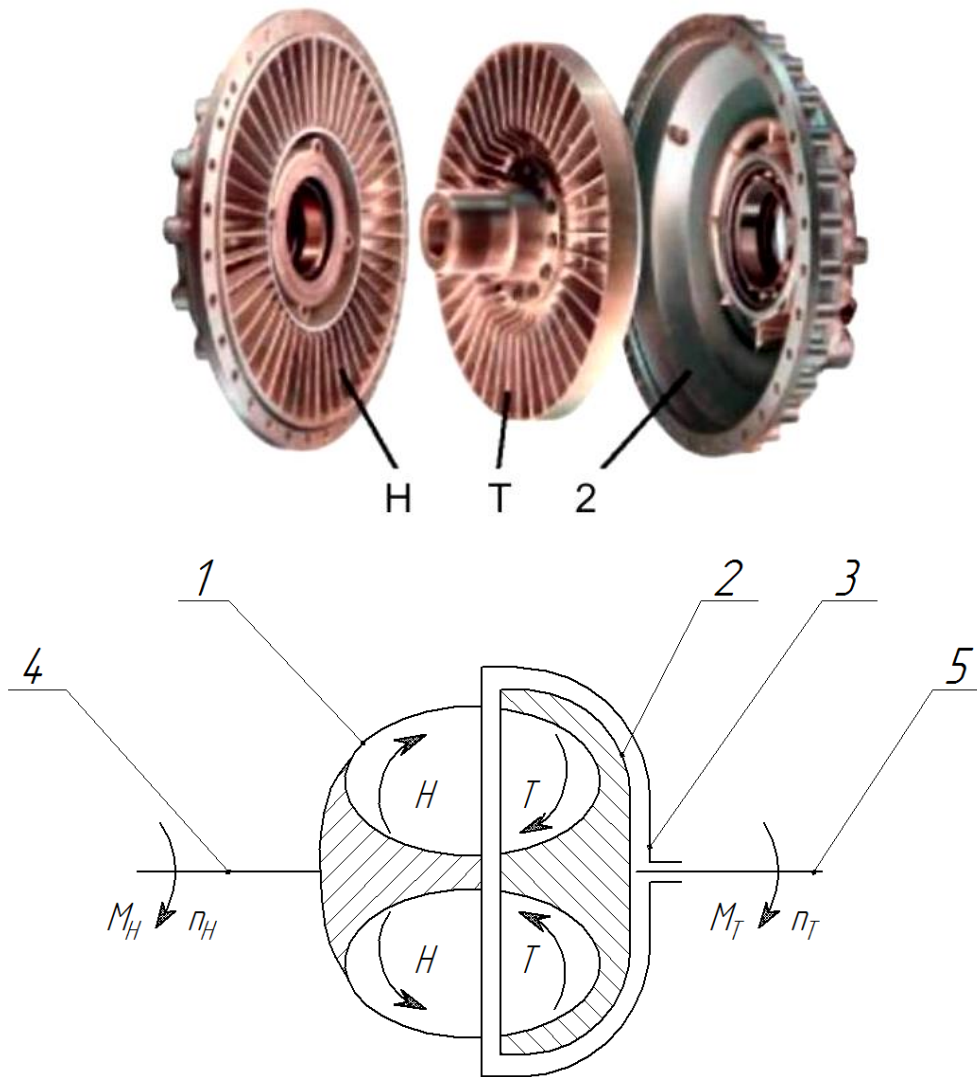
Гідромеханічні приводи.



Д – дизель; РР – розподільчий редуктор; ГМР – гідромеханічний редуктор

Рисунок 1.16 – Схеми гідромеханічного приводу вентилятора

Основним елементом гідромеханічного редуктора є вбудована в нього гідромуфта (рисунок 1.17).



1 – робоче колесо відцентрового насосу; 2 – робоче колесо відцентрової турбіни; 3 – кожух (обертається); 4 – насосний вал; 5 – вал турбіни;
 M_H – момент на валу насосу; M_T – момент на валу турбіни; n_H – частота обертання насосу; n_T – частота обертання турбіни

Рисунок 1.17 – Загальний вигляд та схема гідродмуфти приводу вентилятора

Гідродинамічною муфтою називають гідромашину, що забезпечує передачу енергії від вхідного валу до вихідного за рахунок взаємодії рідини з лопатями без зміни величини крутного моменту. Складається з

двох практично однакових лопатевих коліс: відцентрового насосного колеса Н і доцентрового турбінного колеса Т, які мають прямі радіальні лопаті й обертаються разом з кожухом З, який запобігає витoku робочої рідини з кола циркуляції гідромуфти. Кількість прямих радіальних лопатей у Н на дві одиниці більше ніж у Т для зменшення пульсації потоку рідини й можливості появи резонансних коливань у колі циркуляції гідромуфти. Принцип дії гідромуфти полягає в такому: внаслідок обертання Н на кожен частину рідини діє відцентрова сила, що забезпечує течію всієї маси потоку рідини від входу (центра) до виходу (периферії) колеса. Отже, механічна енергія вала дизеля, яка підводиться до лопатей Н, перетворюється в кінетичну й потенційну енергії потоку рідини. Пройшовши по каналах між лопатями, рідина викидається з Н і переміщується в осьовому напрямку, потрапляючи на лопаті Т й змушуючи колесо обертатися у бік обертання Н. Гідромуфта дає змогу підключати та відключати вентилятор від дизеля, а також демпфує крутильні коливання валопроводів [5].

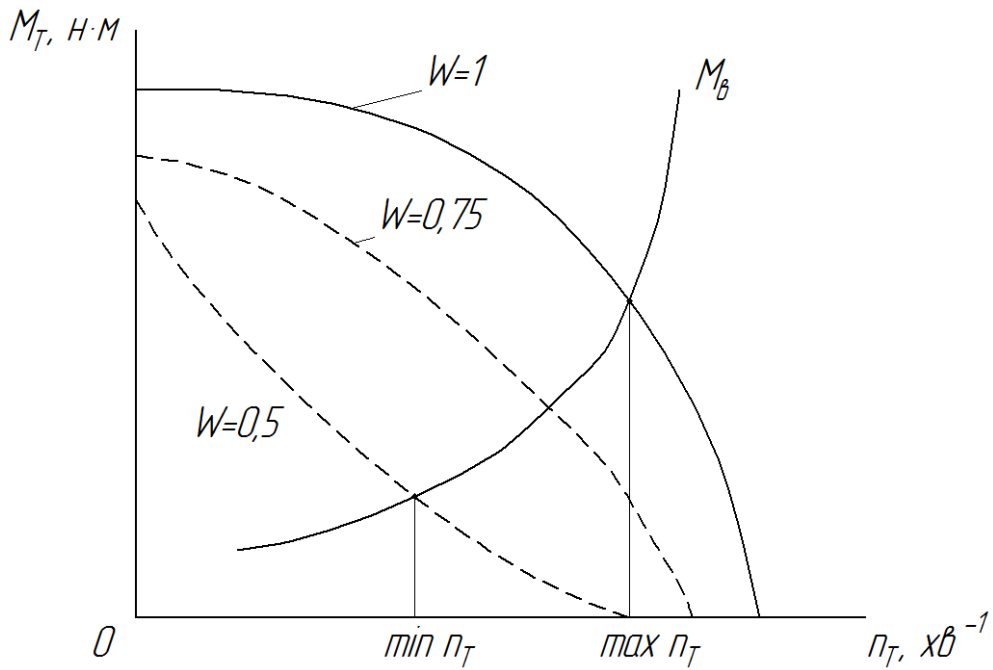
Включення гідромуфти здійснюється за рахунок заповнення контуру циркуляції мастилом, а відключення – зливом мастила з контуру.

Сумісна робота гідромуфти та вентилятора ($PKM = const$; $n_n = const$) (рисунок 1.18).

Плавне регулювання частоти обертання вентилятора можливе за рахунок плавної зміни ступеню заповнення контуру циркуляції мастилом W . Механізм, що забезпечує регулювання ступеню заповнення контуру керується сигналами системи САРТ – система автоматичного регулювання температури теплоносіїв дизеля.

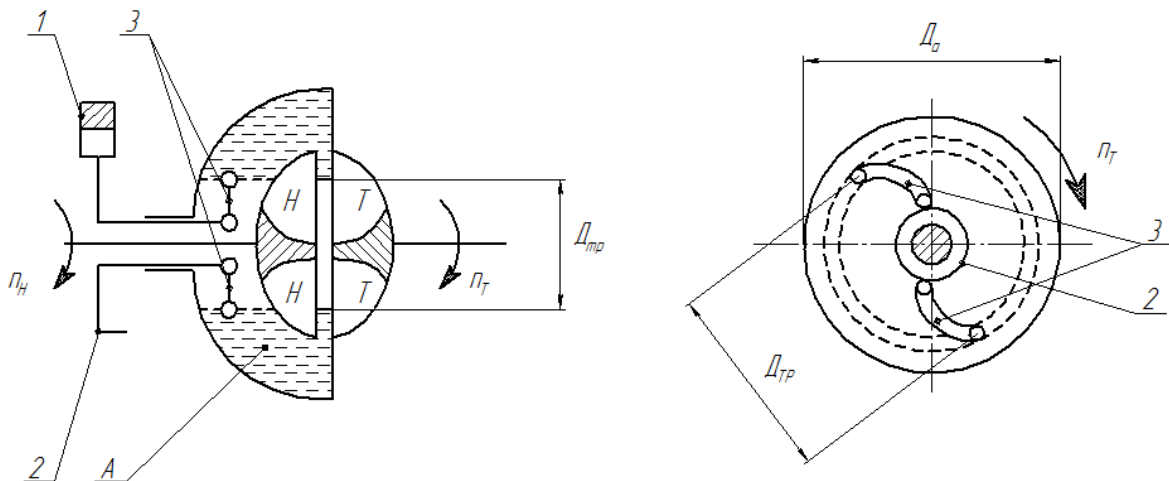
Змінювати ступінь заповнення контуру циркуляції можна за рахунок регулювання наповнення гідромуфти на вході або на виході мастила.

Муфта змінного наповнення тепловозу 2М62 (рисунок 1.19).



M_0 – момент опору обертання вентилятора; $n_{Тном}$ – номінальна частота обертання вентилятора; $n_{Тmin}$ – мінімальна частота обертання вентилятора; W – ступінь заповнення контуру циркуляції мастилом

Рисунок 1.18 – Залежності сумісної роботи гідромумфи та вентилятора



1 – зубчаста рейка; 2 – поворотна втулка з зубчастим вінцем;
3 – черпакові трубки

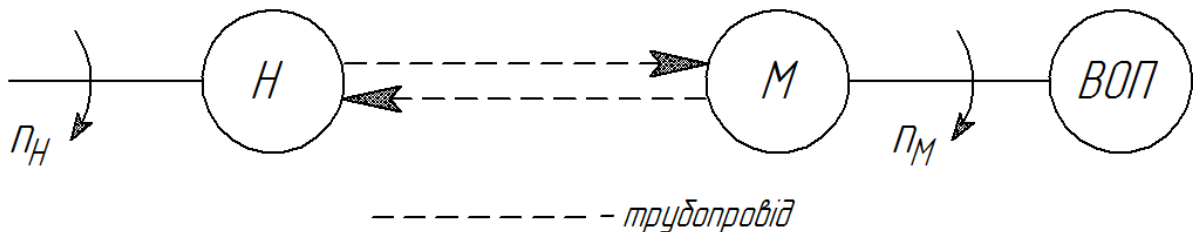
Рисунок 1.19 – Залежності сумісної роботи гідромумфи та вентилятора

При повороті втулки черпакові трубки змінюють своє положення так, що змінюється діаметр розташування кінців трубок D_{mp} . При збільшенні діаметра D_{mp} зменшується об'єм мастила в порожнині А, тоді відповідно закону сполучених посудів зменшується об'єм мастила і в контурі циркуляції гідромуфти

$$D_{mp} \uparrow \rightarrow W \downarrow \rightarrow n_T \downarrow .$$

Керування поворотом черпакових трубок здійснюється пневматичним механізмом, встановленим в системі САРТ.

Гідростатичний привід вентиляторів.



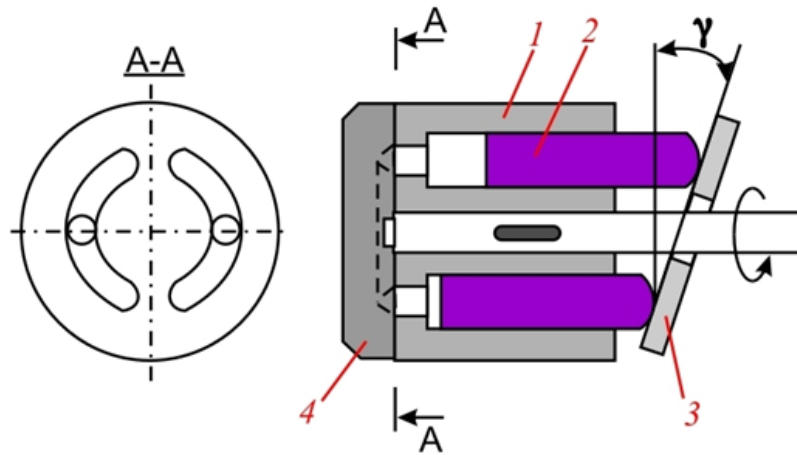
Н – гідронасос; М – гідромотор; ВОП – вентилятор охолоджуючого пристрою

Рисунок 1.20 – Схема гідростатичного приводу

Гідростатичний привід, на відміну від гідродинамічного, працює при високому тиску і на високих швидкостях течії робочої рідини ($P_{ж}=10\text{МПа}$).

У гідростатичних приводах використовують аксіально-поршневі гідромашини (рисунок 1.21), які мають властивість зворотності, тобто можуть працювати як насос і як мотор.

У гідронасосах з похилою шайбою головки поршнів 2 опускаються на нерухому похилу шайбу 3. Кількість поршнів зазвичай обирають 5—9 (рисунок 1.21).



1 – ротор; 2 – поршень; 3 – похила шайба; 4 – розподільчий золотник

Рисунок 1.21 – Аксіально-поршневий насос із похилою шайбою

При обертанні ротора (у випадку роботи в режимі насоса) поршні, ковзаючи своїми головками по похилій шайбі 3, здійснюють зворотно-поступальний рух. При русі поршня убік шайби відбувається всмоктувальний хід, при зворотному русі— нагнітальний.

Усмоктування й нагнітання рідини відбувається через нерухомий розподільчий золотник 4, у якому зроблено два серпоподібних поглиблення, одне з яких з'єднане з усмоктувальним трубопроводом, а інше – з нагнітальним. При обертанні ротора робочі камери позмінно сполучаються то з лінією всмоктування, то з лінією нагнітання, або замикаються між собою в моменти, коли вихідні канали з робочих камер опиняються в перемиканнях між серпоподібними поглибленнями [8].

Модифікацією аксіального роторно-поршневого насоса з похилою шайбою є насос наведений на рисунку 1.22. У цьому насосі поршні

шарнірно пов'язані з похилим блоком, що запобігає відриву поршнів від диска.

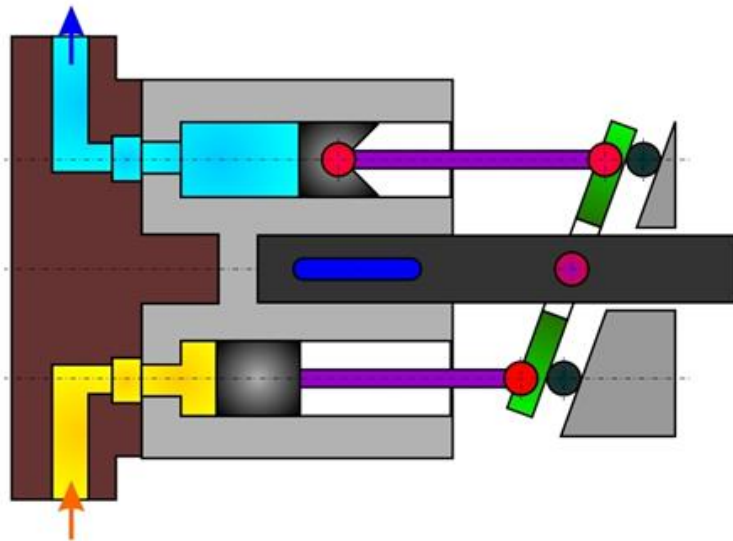


Рисунок 1.22 – Модифікований аксіально-поршневий насос із похилим диском

За один оберт вхідного вала и блока циліндрів кожен поршень здійснює 2 ходи – всмоктування та нагнітання.

Хід поршню, мм,

$$h = D \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (1.19)$$

де D – основний розмір гідромашини;

γ – кут нахилу диска.

Подача насосу за один оберт:

$$q = F_{\Pi} \cdot h \cdot z_{\Pi} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z_{\Pi} \quad (1.20)$$

де F_{II} – площа поршня;

z_y – кількість циліндрів.

d – діаметр циліндра.

Продуктивність насосу, $\text{см}^3/\text{хв}$,

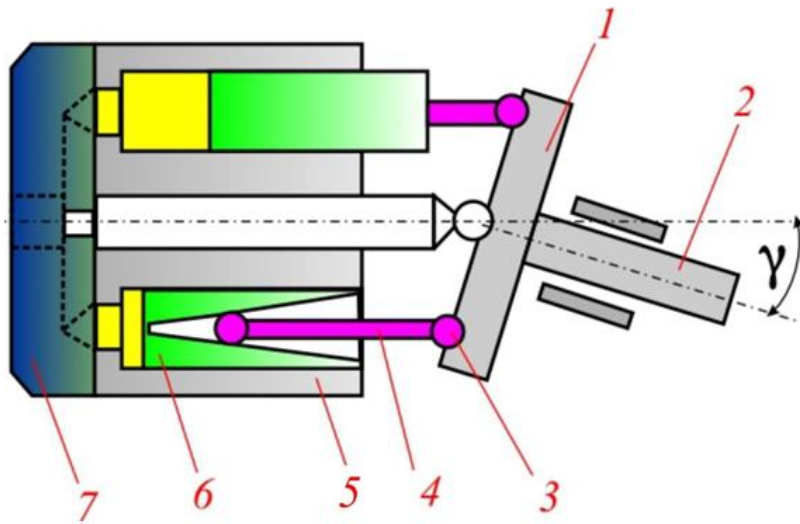
$$Q_n = n_n \cdot q \cdot \eta_{об}, \quad (1.21)$$

де $\eta_{об}$ – об'ємний ККД гідромашини.

Змінюючи кут γ , можна регулювати продуктивність насосу при незмінній частоті обертання вхідного вала. Такі насоси були встановлені на дослідних дизель-поїздах ДР-2. Вони виявилися складними в обслуговуванні та ремонті та в два рази дорожчі ніж нерегульовані. Тому на тепловозах (ТЕП70) в гідростатичних приводах застосовують нерегульовані аксіально-поршневі машини з нахиленим блоком циліндрів (рисунок 1.23).

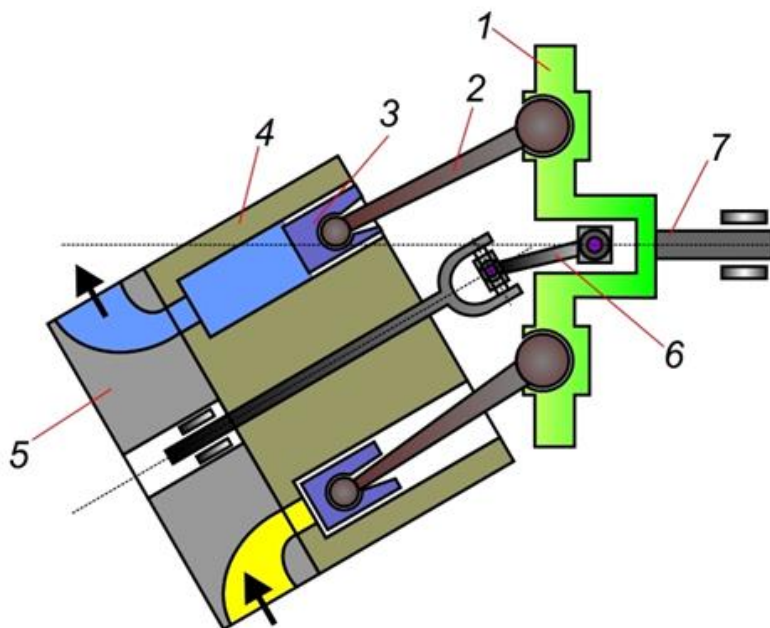
В аксіальних роторно-поршневих гідронасосах із похилим блоком поршні з'єднуються з приводним похилим диском за допомогою шатунів. Тому при обертанні похилої шайби, разом з нею обертається й ротор, а поршні здійснюють зворотно-поступальний рух. Передача крутного моменту на ротор здійснюється шатунами 4, що входять усередину поршнів 6.

Серед аксіальних роторно-поршневих насосів з похилим блоком велике поширення набули насоси з подвійним несилосим карданом (рисунок 1.24).



1 — упорний диск; 2 — вхідний вал; 3 — сферична голівка шатуна;
4 — шатун; 5 — блок циліндрів (ротор); 6 — поршень; 7 — нерухомий розподільник

Рисунок 1.23 — Аксіально-поршневий насос із похилим блоком



1 — упорний диск; 2 — шатун; 3 — поршень; 4 — блок циліндрів (ротор);
5 — нерухомий розподільник; 6 — подвійний кардан; 7 — вхідний вал

Рисунок 1.24 — Аксіально-поршневий насос із похилим блоком карданного типу

У цього насоса упорний диск 1 жорстко пов'язаний із валом 6, шарнірно пов'язаний зі сферичними головками шатунів 2. Інші сферичні головки цих шатунів шарнірно прикріплені до поршнів 3, які здійснюють зворотно-поступальний рух у блоці циліндрів (роторі) 4. Ротор обертається, обертання від валу 6 через подвійний кардан 7. Підвідні та відвідні трубопроводи приєднуються до нерухомого розподільника 5. При зміні нахилу розподільника відносно валу 6 змінюється хід кожного поршня та робочий об'єм насоса [7].

Для всіх аксіально-поршневих насосів характерний торцевий розподіл рідини, тобто наявність пристрою, що забезпечує позмінне сполучення робочих камер з порожнинами всмоктування й нагнітання насоса, а також замиканням робочих камер у проміжні моменти. Зміна робочого об'єму, а отже, й продуктивності в регульованих аксіально-поршневих насосах здійснюється зміною кута нахилу блоку циліндрів або диска, що може виконуватись у ручну або автоматично залежно від тиску насоса.

Хід поршню, мм,

$$h = D \cdot \operatorname{tg} \gamma = \operatorname{const} . \quad (1.22)$$

Застосовують зворотні аксіально-поршневі машини серії МН 250/100. 250 – подача за один оберт, см³/об; 100 – номінальний робочий тиск, кг/см³.

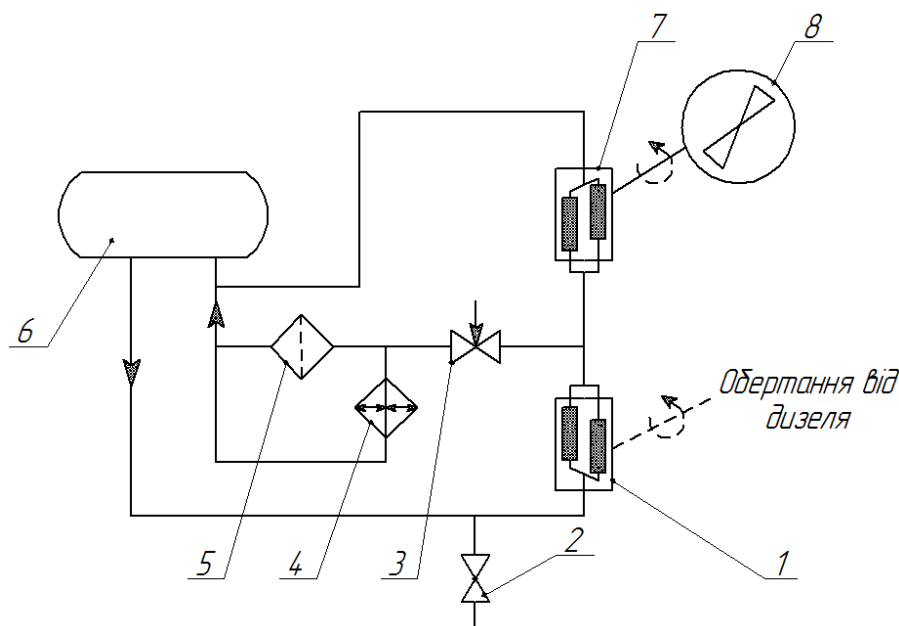
Номінальна продуктивність насосу МН 250/100 складає:

$$Q_n^{\text{ном}} = n_n \cdot q \cdot \eta_{\text{об}} = 1440 \cdot 250 \cdot 0,96 = 0,346 \cdot 10^6, \text{ см}^3/\text{хв}.$$

При такій подачі насосу частота обертання валу гідромотору складатиме:

$$n_m = \frac{Q_n^{ном}}{q} \cdot \eta_{об} = \frac{0,346 \cdot 10^6}{250} \cdot 0,96 = 1330 \text{ хв}^{-1};$$

Отже, вентилятори для гідростатичних приводів необхідно розраховувати для частоти обертання 1330 хв⁻¹.



1 – гідронасос; 2 – зливний клапан; 3 – терморегулятор; 4 – холодильник;
5 – фільтр; 6 – масляний бак; 7 – гідромотор; 8 – вентилятор

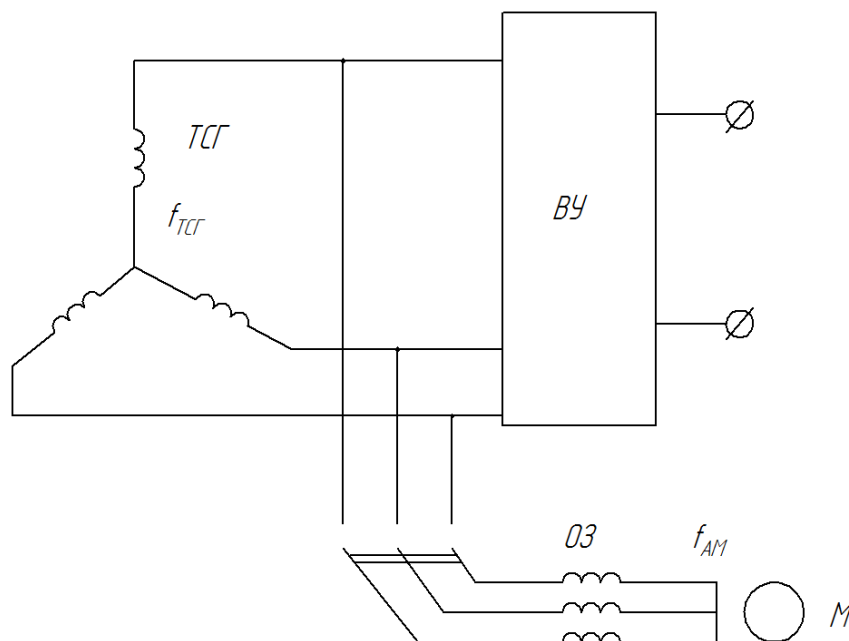
Рисунок 1.25 – Схема гідростатичного привода вентилятора тепловоза ТЕП70

В експлуатації використання гідростатичного приводу сприяє економічній витраті потужності, що споживається допоміжними агрегатами, особливо при малих та середніх режимах навантаження силової установки. До недоліків можна віднести: наявність трубопроводів високого тиску

(тиск робочої рідини до 10 МПа), необхідність використання мастила високої якості [7].

Електричний привод вентиляторів змінного струму.

У приводах змінного струму використовуються асинхронні трифазні електродвигуни, які отримують живлення змінним струмом від робочих обмоток тягового синхронного генератора.



ТСТГ – тяговий синхронний генератор; ВУ – випрямна установка;
К – контактор включення мотора вентиляторів; М – мотор; ОЗ – обмотка збудження асинхронного мотора

Рисунок 1.26 – Схема електричного асинхронного привода вентиляторів тепловоза 2ТЕ116

Частота обертання ротора асинхронного мотора, хв^{-1} ,

$$n_{AM} = \frac{60 - f_{AM}}{P_{AM}} \cdot (1 - S), \quad (1.23)$$

де f_{AM} – частота живильної напруги, Гц;

P_{AM} – кількість пар полюсів асинхронного мотора;

S – ковзання асинхронного двигуна (0,02-0,05).

Частота живильної напруги f_{AM} дорівнює частоті напруги тягового генератора, Гц,

$$f_{AM} = f_{TCG} = \frac{P_{TCG} \cdot n_{TCG}}{60}. \quad (1.24)$$

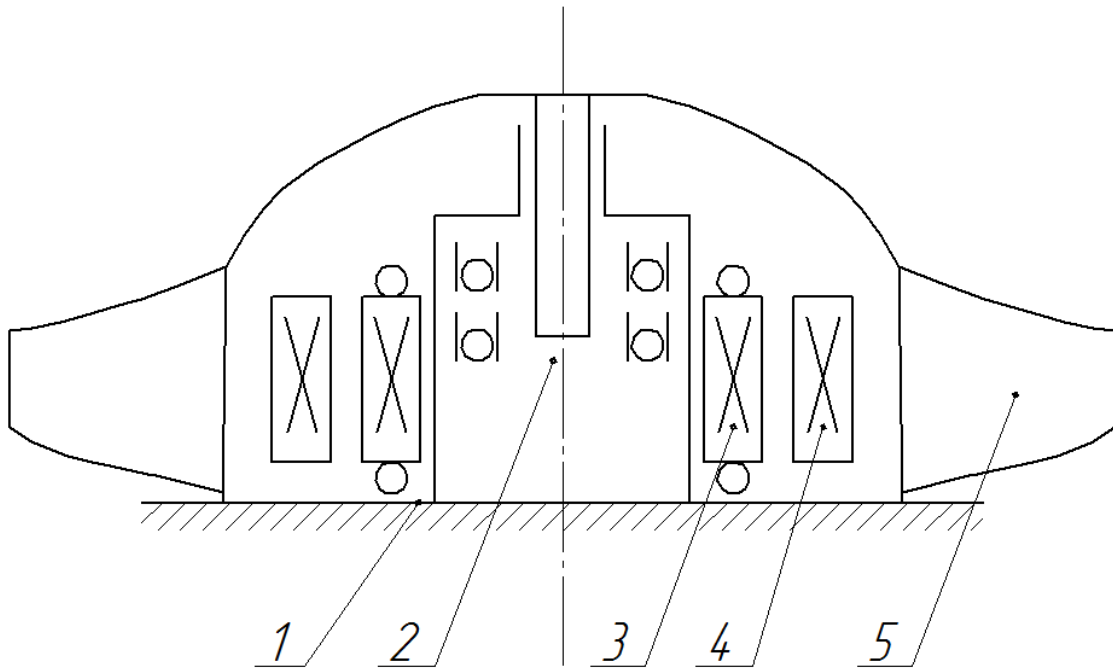
Отже, при незмінній ПКМ $n_{КВД} = const$, $n_{TCG} = const$, $f_{AM} = f_{TCG} = const$, $n_{AM} = const$, тобто асинхронний привод змінного струму можна віднести до нерегульованих.

При $n_{TCG} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ та при $P_{AM} = 6$ (генератор ГС501А),
 $f_{AM} = f_{TCG} = \frac{6 \cdot 1000}{100} = 100 \text{ Гц}$.

В охолоджуючих пристроях тепловозів 2ТЕ116 використані асинхронні мотор-вентилятори АМВ-37 з трифазним електродвигуном із зовнішнім короткозамкненим ротором, вбудованим у вентиляторне колесо (рисунок 1.27).

Переваги конструкції:

- простота та зручність монтажу в охолоджуючому пристрої;
- високий ККД;
- низька маса та висока надійність.



1 – остов (нерухома частина); 2 – вал електродвигуна з підшипниковим вузлом; 3 – осердя статора з обмоткою збудження; 4 – осердя ротора з короткозамкненою обмоткою; 5 – вентиляторне колесо

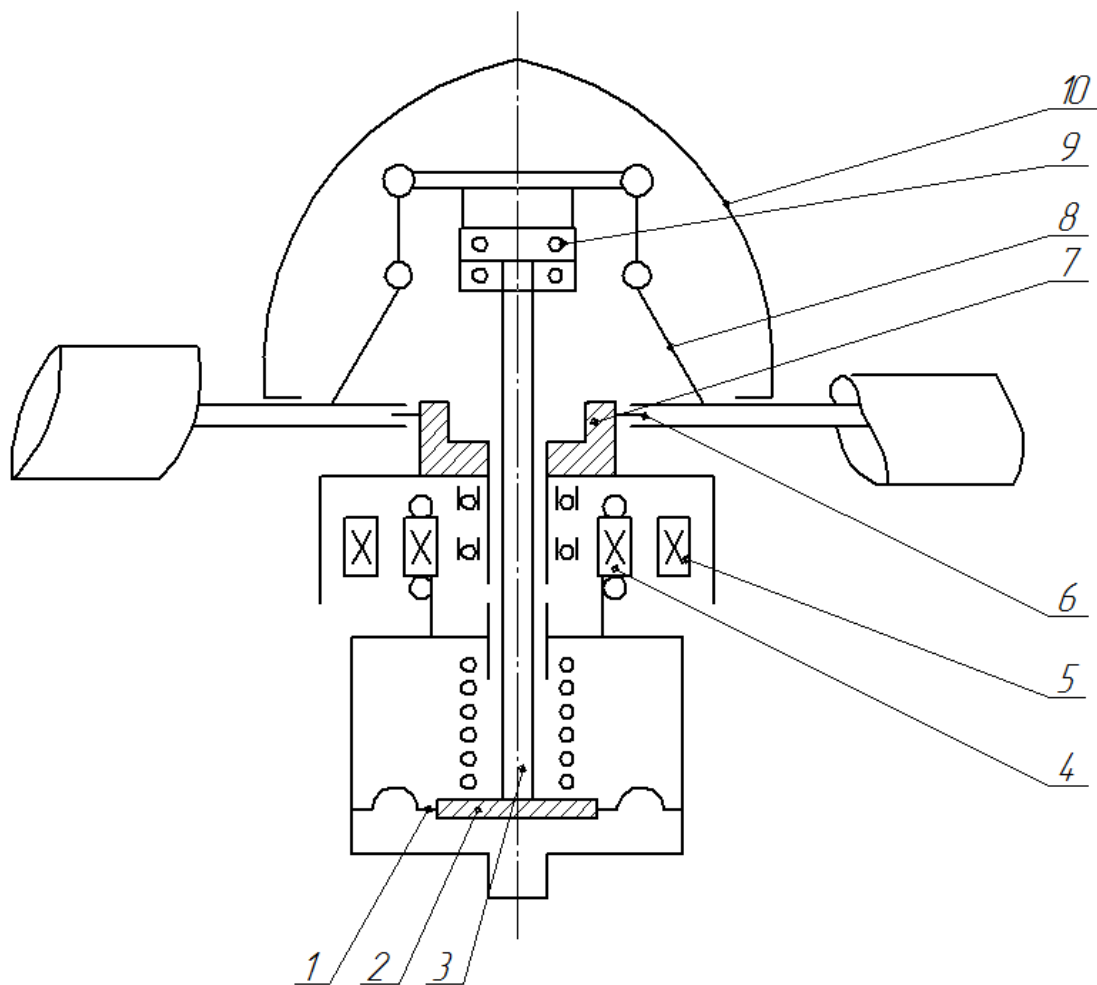
Рисунок 1.27 – Схема АМВ-37

Недоліки конструкції:

- дискретне (релейне) регулювання витрати повітря через секції радіатора при $n_{TCF} = const$. При дискретному регулюванні витрати енергії в 2,5-6 разів більші ніж при плавному регулюванні;

- необхідність встановлення в охолоджуючому пристрої значної кількості мотор-вентиляторів (2ТЕ116 – 4 од.).

Для реалізації плавного регулювання продуктивності вентилятора при незмінній ПКМ на тепловозах 2ТЕ121 використовували мотор-вентилятори типу АМВ-75 з механізмом повороту лопатей вентиляторного колеса (рисунок 1.28).



1 – мембрана (діафрагма); 2 – зворотна пружина механізму повороту лопатей; 3 – штанга; 4 – статор з обмоткою збудження; 5 – ротор з зовнішньою короткозамкненою обмоткою; 6 – шворінь; 7 – втулка; 8 – важільна система; 9 – підшипниковий вузол; 10 – кок

Рисунок 1.28 – Схема АМВ-75

Керування поворотом лопатей вентилятора здійснюється автоматично за допомогою датчиків температури, встановленими в системі САРТ.

Переваги конструкції:

- можливість скорочення числа мотор-вентиляторів до 2 при забезпеченні достатнього діапазону регулювання їхньої продуктивності;

- плавне та економічне регулювання продуктивністю вентиляторів.

Недолік – суттєве ускладнення конструкції приводу.

Для реалізації плавного регулювання частоти обертання вентиляторів, обладнаних асинхронним приводом, на закордонних та сучасних тепловозах використовуються керовані напівпровідникові перетворювачі, встановлені в колі між тяговим синхронним генератором та асинхронним електродвигуном. При цьому $f_{AM} \neq f_{TCF}$, а також $n_{AM} = var$ при $n_{TCF} = const$. [3]

1.6 Вентилятори охолоджуючих пристроїв тепловозів

В охолоджуючих пристроях тепловозів застосовують осьові вентилятори, які на відміну від відцентрових пристосовані до роботи з високою продуктивністю та відносно невисоким напором.

В охолоджуючих пристроях тепловозів використовують загальнопромислові вентилятори таких серій:

- серія «У» (ТЕМ2) – лопаті прямі, не закручені по довжині, встановлені під відповідним кутом до горизонту. У вентиляторах цієї серії лопаті порожні, виготовлені зі сталі товщиною 2 мм.

Недолік – невисокий ККД $\eta_e^{max} = 0,6 - 0,72$.

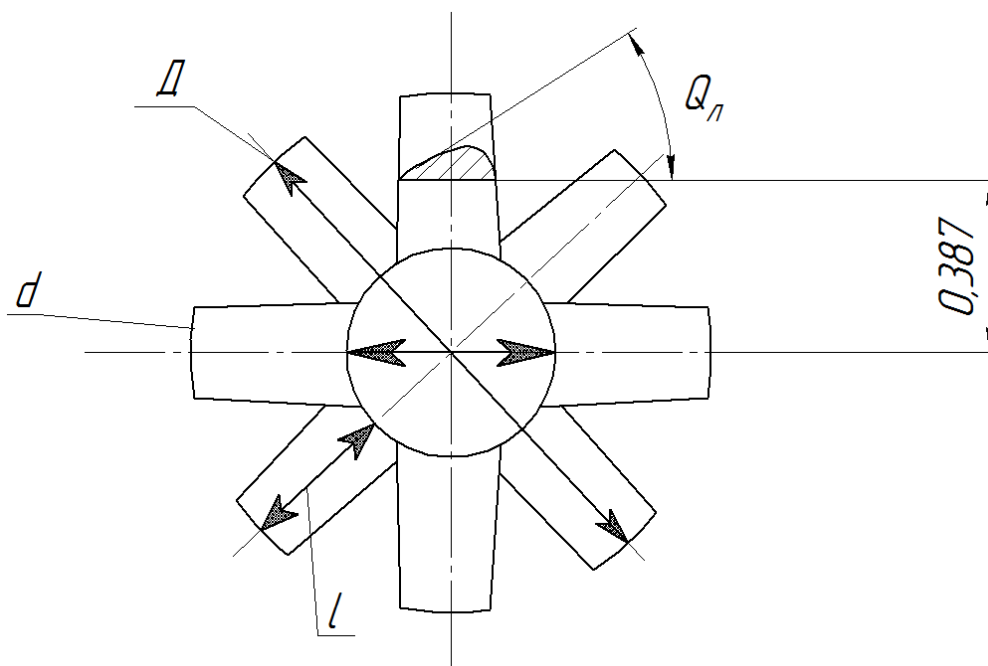
Перевагою є простота конструкції;

- серія «УК-2» мають лопаті з нелінійним законом закручування по довжині.

Недолік – суттєве ускладнення технології виготовлення.

Перевага – ККД $\eta_e^{max} = 0,8 - 0,85$;

- серія «УК-2М» (більшість тепловозів, що експлуатуються) – лопаті з лінійним законом закручування по довжині (рисунок 1.29).



D – діаметр вентиляторного колеса, визначається при розрахунку охолоджуючого пристрою; d – діаметр втулки $d = 0,45D$; l – довжина лопаті $l = 0,275D$; b – ширина лопаті $b = 0,157D$; θ_l – кут встановлення лопатей вентилятора, визначається при розрахунку охолоджуючого пристрою; z_l – кількість лопатей, визначається при розрахунку охолоджуючого пристрою

Рисунок 1.29 – Схема вентиляторного колеса серії «УК-2М»

Переваги:

- спрощення технології виготовлення;
- ККД $\eta_e^{\max} = 0,8 - 0,85$.

На сучасних тепловозах передбачається встановлення нових вентиляторних установок з лопатями, виготовленими з пластмаси, зі змінною шириною та нелінійним законом закручування лопатей по довжині. Перевагою таких вентиляторів є менша маса, спрощення технології виготовлення та ККД $\eta_e^{\max} = 0,8 - 0,85$.

Усі вентилятори однієї серії, але різних діаметрів геометрично подібні. Це означає, що всі основні розміри вентиляторів пропорціональні діаметру його коліс.

Отже, для проєктування вентилятора необхідно знати його основні конструкційні параметри:

- діаметр вентиляторного колеса D , м;
- кут встановлення лопатей Θ_d ;
- кількість лопатей z_d ;
- номінальну частоту обертання n , хв^{-1} .

Для визначення цих параметрів попередньо визначають технічні вимоги до продуктивності та напору вентилятора.

Принципи визначення необхідної продуктивності вентилятора.

Необхідну продуктивність вентилятора можна визначити за результатами теплового розрахунку.

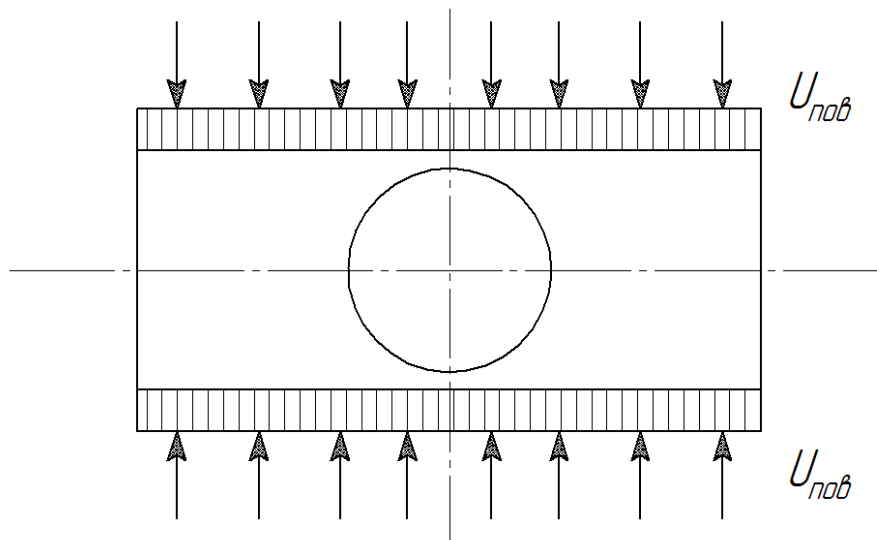


Рисунок 1.30 – Схема для теплового розрахунку вентилятора

$$Q_6 = (1,05 \div 1,1) \cdot \frac{u_{нов} \cdot \omega_{нов}}{\rho_{нов}} \cdot z_c, \text{ М}^2/\text{с}, \quad (1.25)$$

де $u_{нов}$ – масова швидкість повітря в секції радіатора, $[\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}]$;

$\omega_{нов}$ – живий перетин секції для проходження повітря, $[\text{м}^2]$;

$\rho_{нов}$ – густина повітря, $[\text{кг}/\text{м}^3]$;

z_c – кількість секцій, що обдуваються одним вентилятором.

Принципи визначення необхідного напору вентилятора.

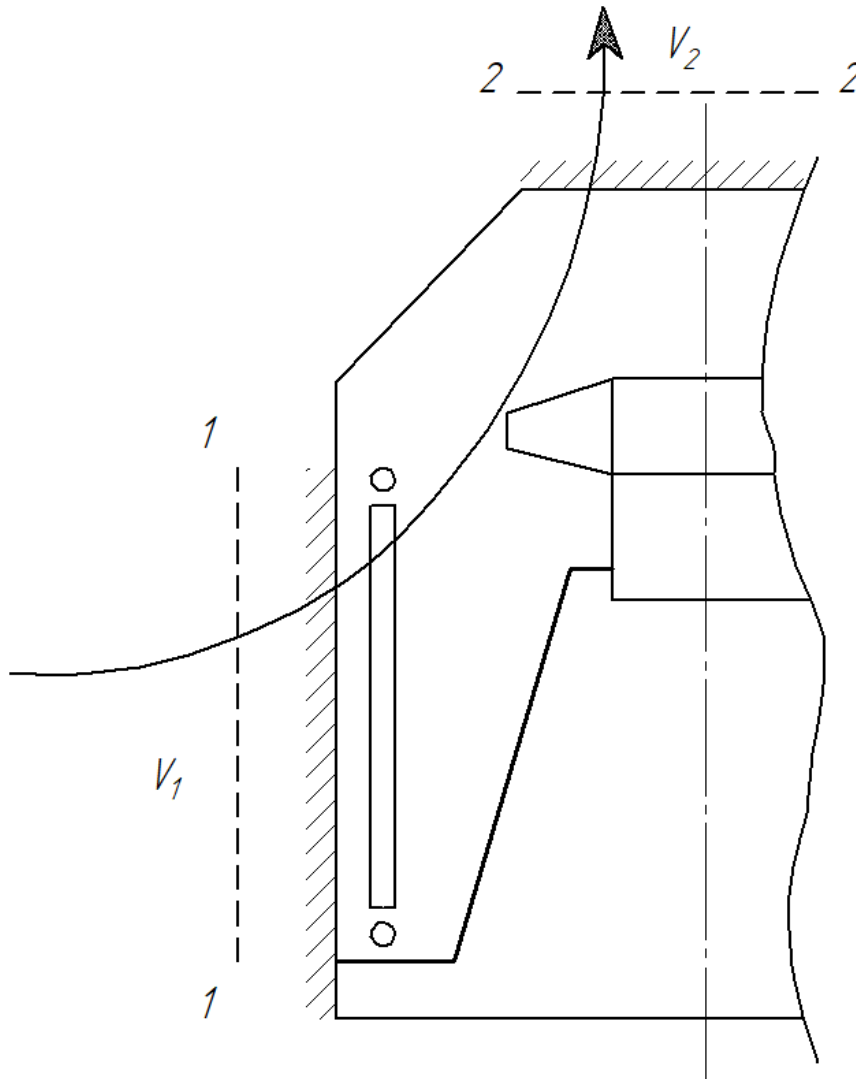


Рисунок 1.31 – Схема мережі охолоджуючого пристрою

Необхідний напір вентиляторної установки можна визначити в ході розрахунку аеродинамічної мережі охолоджуючого пристрою, через яку проходить повітря, що переміщається вентилятором [8].

Рівняння Бернуллі для мережі охолоджуючого пристрою, Па,

$$P_{нов} = \rho_{нов} \cdot H_{нов} = \rho_{нов} \cdot g \cdot h + (P_2 - P_1) \cdot \rho_{нов} \cdot \alpha_2 \cdot \frac{V_2^2}{2} - \rho_{нов} \cdot \alpha_1 \cdot \frac{V_1^2}{2} + \sum(\Delta p_i), \quad (1.26)$$

де $P_{нов}$ – тиск повітря, що створюється вентилятором, Па;

$H_{нов}$ – напір повітря, що утворюється вентилятором, допускають, що

$$P_{нов} = H_{нов} \text{ [Па]};$$

h – висота підйому повітря в охолоджуючому пристрої, м;

P_1, P_2 – статичний тиск повітря в перетинах 1-1 та 2-2, Па;

V_1, V_2 – швидкості повітря в перетинах 1-1 та 2-2, м/с²;

$\sum(\Delta p_i)$ – сумарні втрати тиску на місцеві опори проходження повітря,

Па.

При інженерних розрахунках охолоджуючих пристроїв можна використовувати рівняння Бернуллі в такому вигляді, Па:

$$H_{нов} = k_n \cdot \left(\sum(\Delta p_i) + \frac{\rho_{нов} \cdot V_2^2}{2} \right) = k_n \cdot (\Delta p_{бж} + \Delta p_c + \Delta p_{ш} + \Delta p_{вж} + p_{дин}), \quad (1.27)$$

де $k_n = 1,25 - 1,35$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність потоку повітря в мережі;

$p_{дин}$ – динамічний напір повітря на виході з мережі $p_{дин} = \frac{\rho_{нов} \cdot V_2^2}{2}$, Па;

$\Delta p_{бж}, \Delta p_c, \Delta p_{ш}, \Delta p_{вж}$ – втрати тиску повітря в бокових жалюзі, секціях радіатора, шахті охолоджуючого пристрою, верхніх жалюзі, Па.

Втрати тиску повітря у вентиляторному колесі враховують окремо при розрахунку потужності на валу вентилятора через ККД вентилятора. Необхідна потужність вентилятора, Вт,

$$N_{\epsilon} = \frac{Q_{\epsilon} \cdot H_{\epsilon}}{\eta_{\epsilon}}, \quad (1.28)$$

де $\eta_{\epsilon} = 0,8$ – ККД вентилятора.

Досвід проєктування вентиляторів показав, що у зв'язку з вихровою течією повітря в верхніх жалюзі значення $\Delta p_{\text{в.ж}}$ розрахувати дуже складно, тому втрати $\Delta p_{\text{в.ж}}$ прийнято враховувати через зниження ККД вентиляторної установки

$$(\eta'_{\epsilon} \approx 0,6) < (\eta_{\epsilon} \approx 0,8).$$

Вентиляторна установка – це вентилятор з приєднаними вихідними пристроями, тобто верхніми жалюзі. У цьому випадку напір вентиляторної установки, Па,

$$H'_{\epsilon} = \Delta p_{\text{в.ж}} + \Delta p_c + \Delta p_{\text{ш}} + p_{\text{дин}}, \quad (1.29)$$

$$N_{\epsilon} = \frac{Q_{\epsilon} \cdot H'_{\epsilon}}{\eta'_{\epsilon}} = \frac{Q_{\epsilon} \cdot H_{\epsilon}}{\eta_{\epsilon}}. \quad (1.30)$$

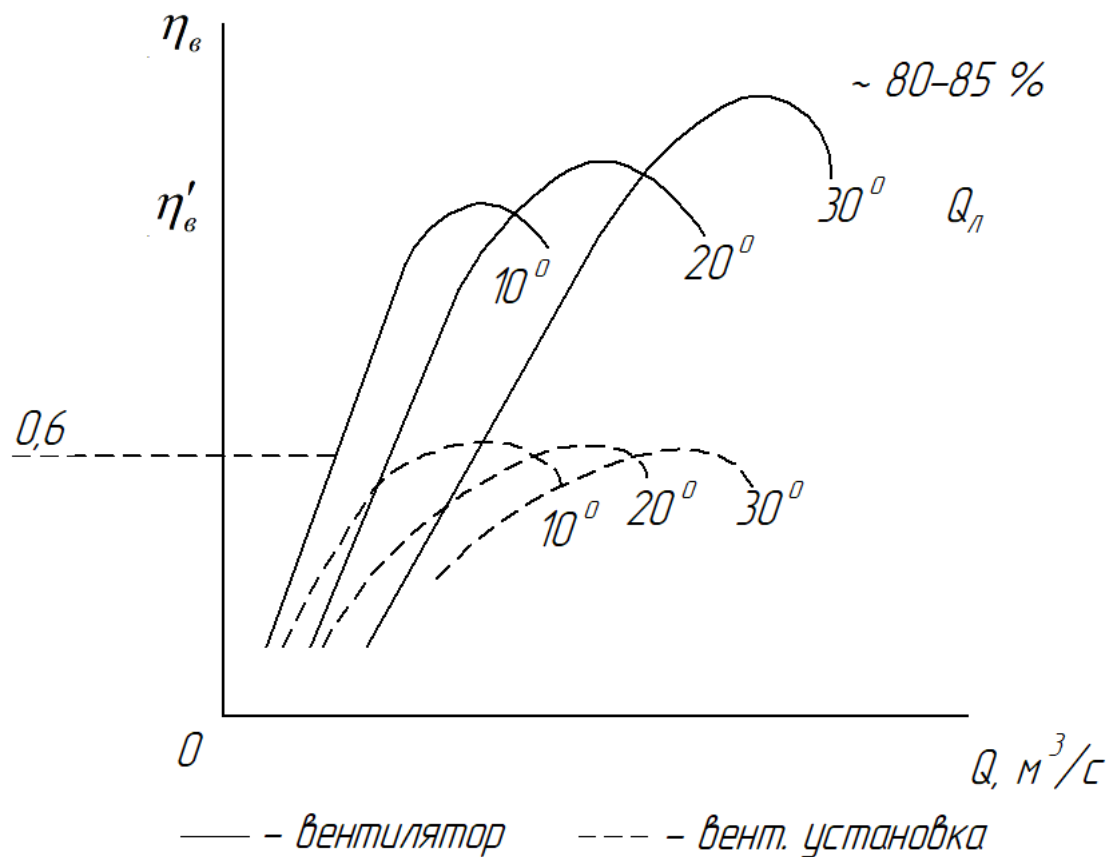


Рисунок 1.32 – Залежності продуктивності від ККД вентилятора та вентиляторної установки від та θ_i

1.7 Особливості систем охолодження сучасних тепловозів

1 Системи охолодження двоконтурні з високою температурою води в контурі охолодження дизеля (гарячий контур) та глибоким охолодженням наддувочного повітря в холодному контурі.

2 Для попередження переохолодження моторної оливи передбачається:

- керований перепуск води з гарячого контуру в холодний;
- термостат, встановлений в масляній системі паралельно з водо-масляним теплообмінником.

3 Для скорочення гарячого простою, тобто простою з працюючими дизелями, передбачається злив води з радіаторів в термоізолювані ємності. Крім того, передбачається періодичний підігрів води від деповських джерел електроенергії або тепла, або використання автономних підігрівачів.

4 Для можливості гравітаційного зливу води розроблена нова конструкція секцій з робочою довжиною трубок 850 мм. Живий перетин збільшений в два рази, оребрення трубок гофроване [7].

5 Розміщення секцій передбачається в уніфікованих дахових блоках всмоктувального типу. Розташування секцій у блоці дворядне, що дає змогу скоротити довжину фронту радіатора (рисунок 1.33).

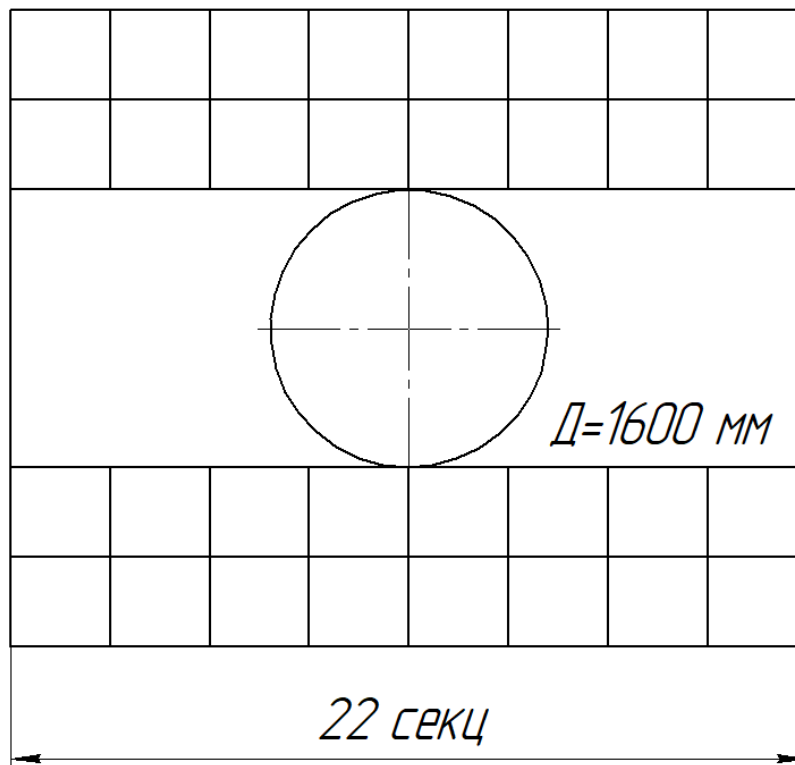


Рисунок 1.33 – Схеми розташування секцій в даховому блоці

6 Блоки охолоджуючих пристроїв уніфіковані, з асинхронним приводом, який забезпечує плавне регулювання частоти обертання вентилятора.

2 СИСТЕМА ЗМАЩЕННЯ ТЕПЛОВОЗА

2.1 Призначення, вимоги та класифікація систем змащення

Масляна система призначена для зберігання, очищення та охолодження моторної оливи, а також для її подання під завданним тиском до вузлів дизеля та тепловоза.

Вимоги до масляної системи тепловоза:

- забезпечення рідинного режиму тертя у вузлах, що змащуються;
- відведення завданої кількості тепла від елементів дизеля;
- відведення продуктів зношування від вузлів, що змащуються.

Класифікація масляних систем:

а) за способом охолодження моторної оливи:

- у водо-масляному теплообміннику (більшість тепловозів);
- масло-повітряних секціях радіатора (ТЕМ2).

Другий спосіб охолодження моторної оливи має значні недоліки: коефіцієнт теплопередачі масло-повітряних радіаторів майже в 50 разів менший ніж в водо-масляному теплообміннику; низька надійність секцій, особливо в холодний період року [4];

б) за способом зберігання моторної оливи:

- у масляній ванні піддона картера (більшість тепловозних дизелів);
- окремому масляному баку (М756, 1Д12 – швидкохідні дизелі);

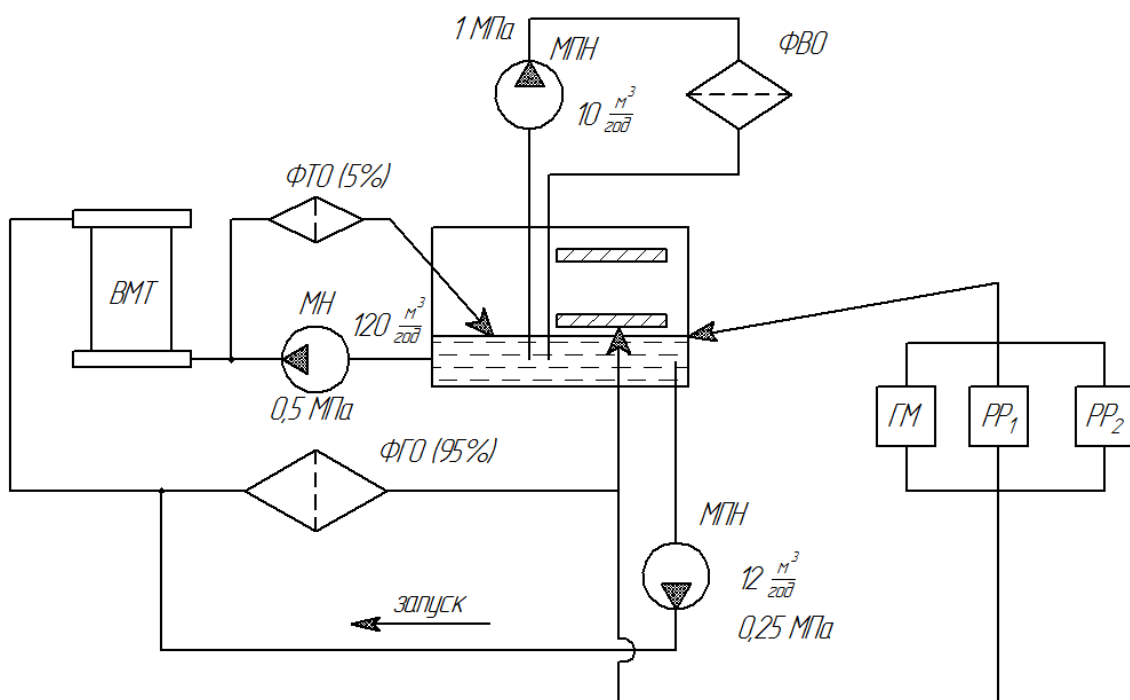
в) за способом очищення моторної оливи:

- з частково-потоківими фільтрами тонкого очищення (Д50, ПД-1М, 10Д100):

- з повно-потоківими фільтрами тонкого очищення (Д49, 14Д40, 11Д45).

Зовнішня масляна система містить декілька контурів (рисунок 2.1):

- основний контур, призначений для очищення та охолодження моторної оливи, а також для її подання до внутрішньої системи змащення дизеля;
- контур відцентрового очищення моторної оливи;
- контур для передпускового прокачування моторної оливи;
- контур для подання моторної оливи до допоміжних вузлів та агрегатів тепловоза.



МН – масляний насос (має привід від колінчастого вала дизеля); МПН – маслопрокачувальний насос контурів відцентрового очищення та контуру передпускового прокачування; ВМТ – водо-масляний теплообмінник; ФГО – фільтр грубого очищення моторної оливи; ФТО – фільтр тонкого очищення моторної оливи; ФВО – фільтр відцентрового очищення моторної оливи; ГМ – гідромуфта приводу вентилятора; РР₁, РР₂ – розподільчі редуктори приводу допоміжного обладнання

Рисунок 2.1 – Схема масляної системи тепловоза 2ТЕ10М

Конструкція фільтрів очищення моторної оливи.

У масляних системах більшості серій тепловозів використовують фільтри грубого та тонкого очищення (таблиця 2.1).

Таблиця 2.1 – Класифікація фільтрів очищення моторної оливи

Призначення	Тип фільтру	Дизель
ФГО	пластинчасто-щілинний	10Д100, ПД1М
	сітчасто-щілинний*	М756, 1Д12
	сітчасто-дисковий	Д49, 14Д40, 11Д45
ФТО	з паперовими фільтрувальними елементами	10Д100, ПД1М
	з фільтрувальними елементами типу «Нарва-6»	Д49, 14Д40, 11Д45
Фільтри відцентрового очищення (ФВО)		Д49, 14Д40, 11Д45
* у фільтр грубого очищення моторної оливи вмонтований патрон тонкого очищення, через який проходить 8-10 % потоку моторної оливи		

Коефіцієнтом очищення називають відношення:

$$\eta = \frac{x - x_{\phi}}{x}, \quad (2.1)$$

де x – концентрація домішок на вході у фільтр;

x_{ϕ} – концентрація домішок на виході з фільтра.

Таблиця 2.2 – Основні характеристики фільтрів очищення моторної оливи

Тип фільтра	Тонкість відсіву, мм	Пропускна здатність, м ³ /год	Гідравлічний опір, МПа	Коефіцієнт очищення
пластинчасто-щілинний	0,15	19-38	до 0,15	$1 \cdot 10^{-6}$
сітчасто-дисковий	0,14	19-38	до 0,15	$1 \cdot 10^{-6}$
з паперовими фільтрувальними елементами	0,003	5-6,5	до 0,25	$(2-4) \cdot 10^{-4}$
з фільтрувальними елементами типу «Нарва-6»	0,002	20	до 0,18	$(2-4) \cdot 10^{-4}$
ФВО	0,002*	5	0,85 – 1,04**	$(1-3) \cdot 10^{-6}$

* застосування ФВО збільшує строк служби моторної оливи в 1,5 раза та зменшує швидкість зносу колінчастих валів на 30-50 %;

** необхідний тиск моторної оливи на вході у ФВО

2.2 Схеми масляних систем та показники очищення моторної оливи

Схема фільтру очищення моторної оливи наведена на рисунку 2.2.

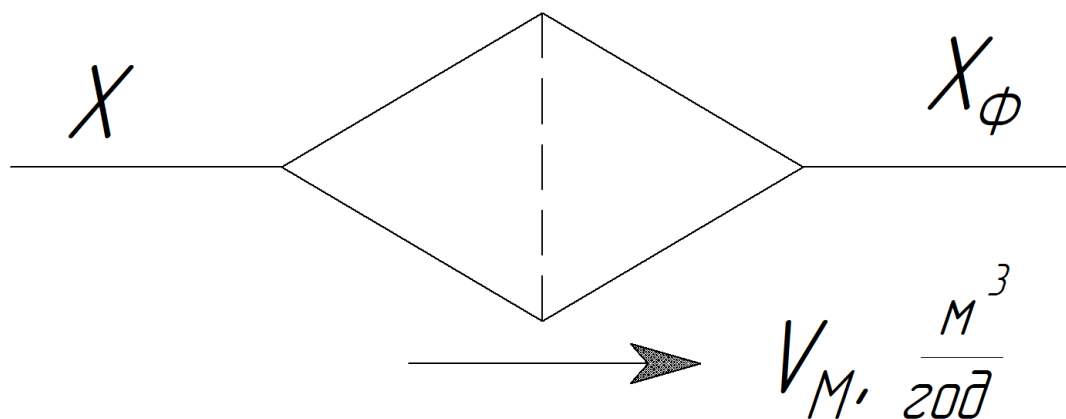


Рисунок 2.2 – Схема фільтру очищення моторної оливи

Комплексною характеристикою системи очищення моторної оливи є швидкість накопичення домішок у фільтрах, тобто кількість домішок у кілограмах, що затримується фільтром за 1 годину роботи, кг/год,

$$g_{\phi} = x \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo} - x_{\phi} \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo} = (x - x_{\phi}) \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo}, \quad (2.2)$$

$$x - x_{\phi} = x \cdot \eta; \quad (2.3)$$

тоді

$$g_{\phi} = x \cdot \eta \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo}, \text{ кг/ГОД.}$$

Схема очищення моторної оливи з частково-потокowymi фільтрами тонкого очищення (рисунок 2.3).

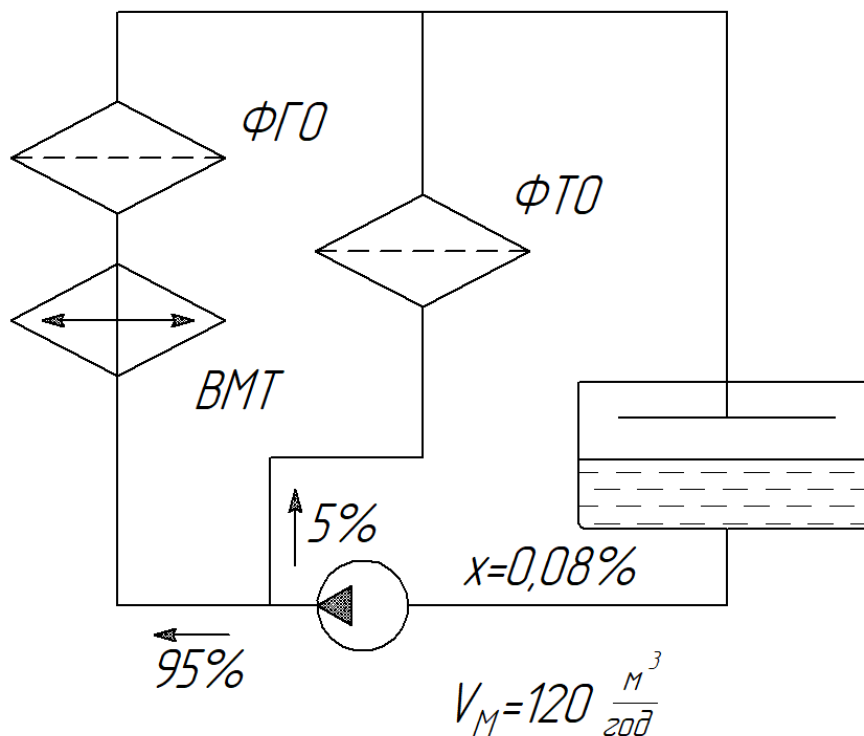


Рисунок 2.3 – Схема очищення моторної оливи з частково-потокowymi фільтрами тонкого очищення (10Д100)

У таких системах

$$x = 0,08\% ;$$

$$V_{\Phi TO} = 0,95 \cdot V_{MH} = 114 \text{ м}^3/\text{ГОД};$$

$$V_{\Phi TO} = 0,05 \cdot V_{MH} = 6 \text{ м}^3/\text{ГОД};$$

$$g_{\Phi TO} = 0,08 \cdot 10^{-2} \cdot 1 \cdot 10^{-6} \cdot 114 \cdot 865 = 0,08 \text{ г/ГОД};$$

$$g_{\Phi TO} = 0,08 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-4} \cdot 6 \cdot 865 = 1,2 \text{ г/ГОД}.$$

Схема очищення моторної оливи з повно-потокowymi фільтрами тонкого очищення (рисунок 2.4).

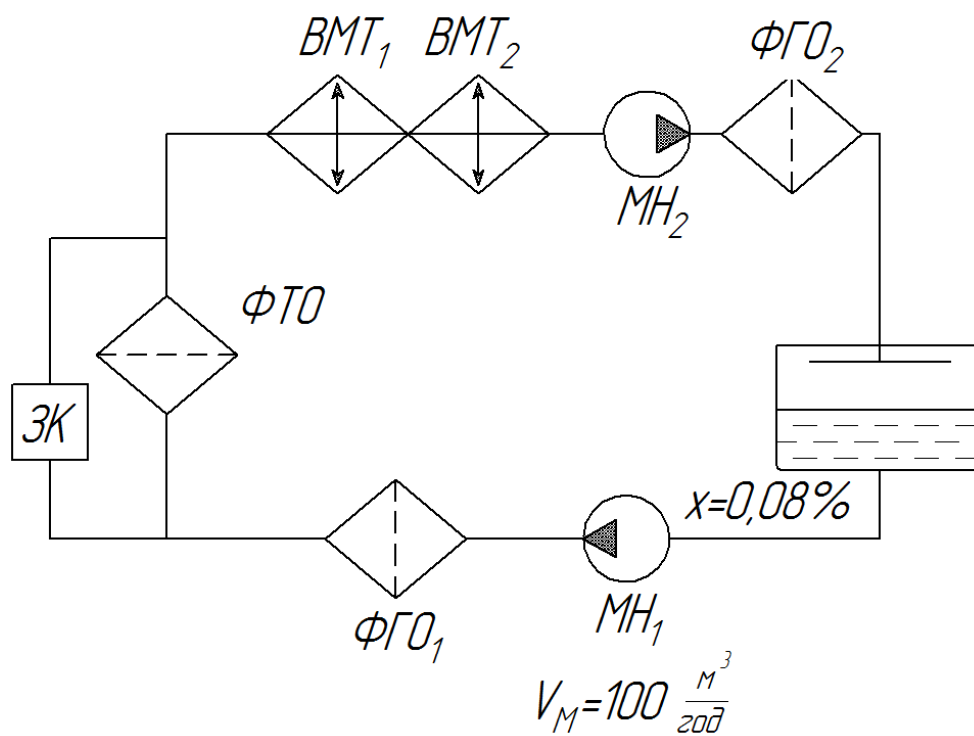


Рисунок 2.4 – Схема очищення моторної оливи з частково-потокowymi фільтрами тонкого очищення (10Д100)

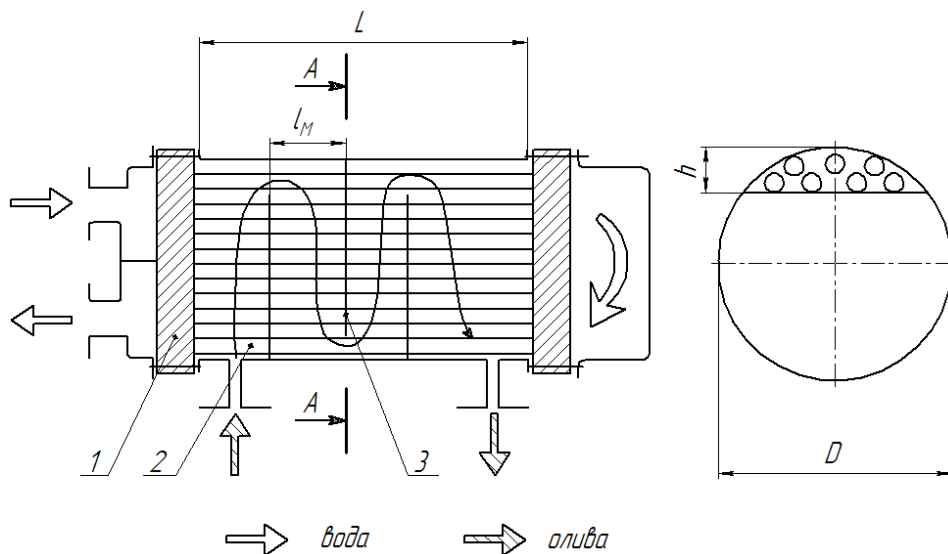
$$g_{\text{ФГО}} = x \cdot \eta_{\text{ФГО}} \cdot V_{\text{МН}} \cdot \rho_{\text{мо}} = 0,08 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-4} \cdot 100 \cdot 865 = 21 \text{ г/год.}$$

Після введення повно-потоківих ФГО строк служби моторної оливи збільшився, а також суттєво збільшився моторесурс дизеля. У цій схемі ФГО є резервними, вони очищують моторну оливу при засміченні ФГО та спрацюванні запобіжного клапана [7].

2.3 Охолодження моторної оливи тепловозних дизелів

Конструкція та основні характеристики водо-масляних теплообмінників (ВМТ).

На тепловозах використовують кожухотрубні ВМТ з протипотоково-перехресною течією теплоносіїв і зовнішнім омиванням трубок моторною оливою (рисунок 2.5).



1 – трубна решітка; 2 – водяні трубки (150-300 од.); 3 – перегородки

Рисунок 2.5 – Схема ВМТ

Трубки ВМТ можуть бути гладкі (рисунок 2.6) або оребрені (рисунок 2.7) із зовнішньої сторони.

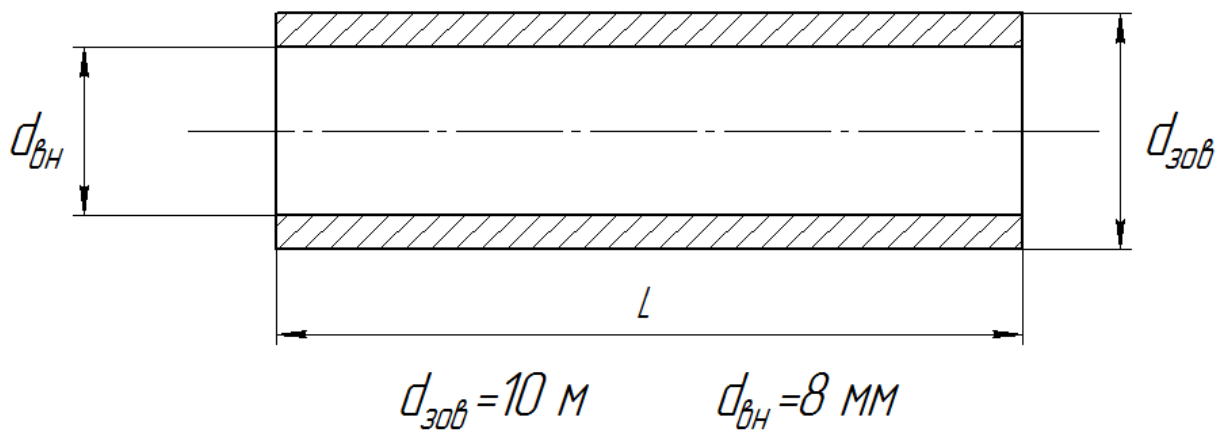


Рисунок 2.6 – Гладкі трубки ВМТ (2ТЕ10М, 2М62)

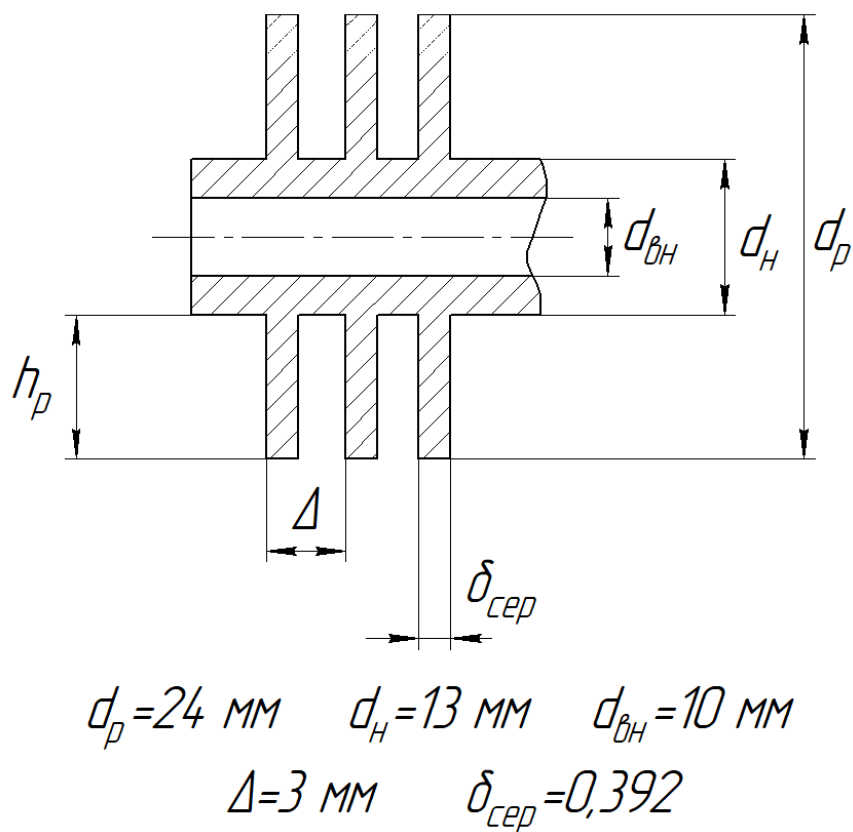
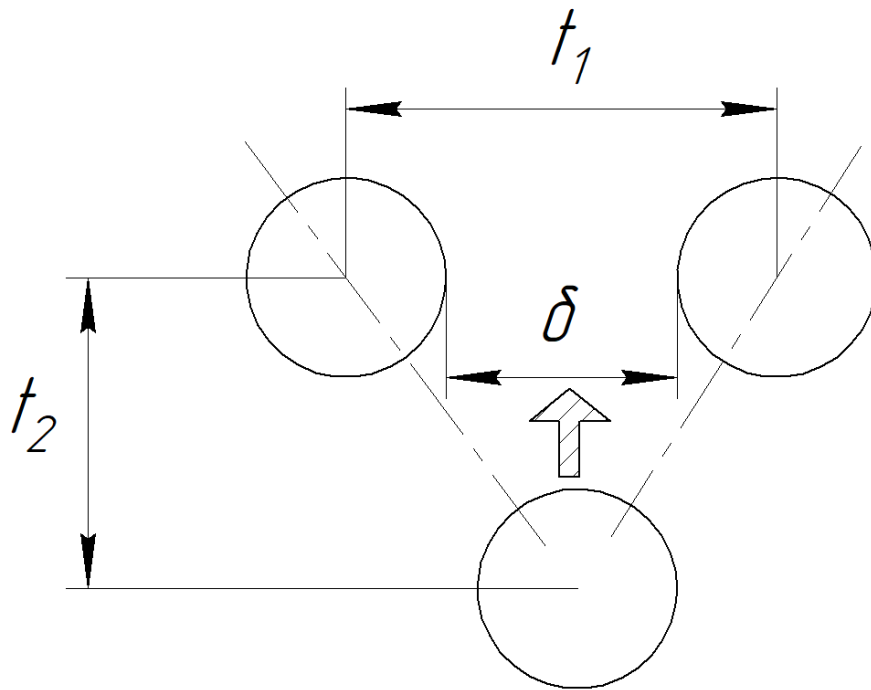


Рисунок 2.7 – Оребрені трубки ВМТ (2ТЕ116, ТЕП70)

У трубних пучках трубки розташовані по вершинах рівносторонніх трикутників (рисунок 2.8).



t_1 – шаг розбивання трубок по фронту течії моторної оливи
($t_1 = 13$ мм (гладкі трубки); $t_1 = 27$ мм ребрені трубки);

δ – перемичка для проходження моторної оливи, $\delta = 3$ мм;

$t_2 = t_1 \cdot \sin 60$ – шаг розбивки трубок по глибині течії моторної оливи

Рисунок 2.8 – Розташування трубок у пучках

Коефіцієнт ребрення трубок із гвинтовими ребрами:

$$f = \frac{F_{mo}}{F_e} = 8;$$

гладких трубок:

$$f = \frac{F_{mo}}{F_6} = \frac{\pi \cdot d_{зог} \cdot L}{\pi \cdot d_{вн} \cdot L} = \frac{d_{зог}}{d_{вн}} = 1,25.$$

Значення f впливає майже на всі технічні параметри ВМТ:

- F_{mo} – площа ВМТ зі сторони моторної оливи;
- L – робоча довжина трубок ВМТ;
- n_{mp} – кількість трубок;
- D – діаметр трубного пучка;
- l_m – відстань між перегородками;
- h – висота вікна перегородки;
- i_{mo} – число ходів моторної оливи ($i_{mo} = 3-14$).

Принцип теплового розрахунку системи охолодження моторної оливи.

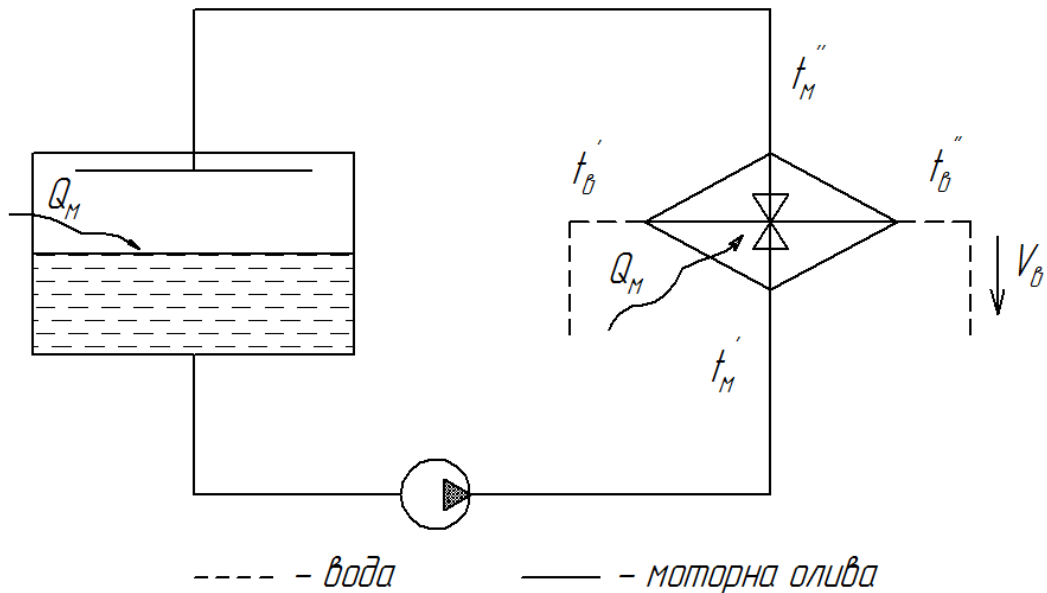


Рисунок 2.9 – Схема для теплового розрахунку системи охолодження моторної оливи

Вихідні дані для розрахунку основних технічних параметрів ВМТ:

- Q_{mo} – тепловідвід від моторної оливи до води, кВт;
- t'_e, t'_{mo} – температури води та моторної оливи на вході в ВМТ;
- V_e – витрата води через ВМТ;
- $[\Delta t_{mo}]$ – допустима різниця температур моторної оливи у внутрішній

масляній системі дизеля.

Необхідно визначити:

- t''_e, t''_{mo} – температури води та моторної оливи на виході з ВМТ;
- V_{mo} – витрату моторної оливи через ВМТ.

Рівняння теплового балансу для внутрішньої масляної системи дизеля, Вт,

$$Q_{mo} = c_{rho_{mo}} \cdot (t'_{mo} - t''_{mo}) \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo}, \quad (2.4)$$

Тоді необхідна продуктивність масляного насоса, м³/с,

$$V_{mo} = \frac{Q_{mo}}{c_{rho_{mo}} \cdot \rho_{mo} \cdot [\Delta t_{mo}]} \cdot (1,2 \div 1,3), \quad (2.5)$$

Рівняння теплового балансу для ВМТ, Вт,

$$Q_{mo} = c_{rho_{mo}} \cdot (t'_{mo} - t''_{mo}) \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo} = c_{rho_e} \cdot (t''_e - t'_e) \cdot V_e \cdot \rho_e, \quad (2.6)$$

Тоді

$$t''_{mo} = t'_{mo} - \frac{Q_{mo}}{c_{rho_{mo}} \cdot V_{mo} \cdot \rho_{mo}}, \quad ^\circ\text{C} \quad (2.7)$$

$$t''_e = t'_e + \frac{Q_{mo}}{c_{rho_e} \cdot V_e \cdot \rho_e}, \quad ^\circ\text{C} \quad (2.8)$$

Принцип теплового розрахунку ВМТ.

Розрахунок ВМТ проводиться в два етапи:

- I етап – тепловий розрахунок ВМТ, метою якого є знаходження F_{mo} , м²;

- II етап – гідравлічний розрахунок ВМТ, метою якого є знаходження усіх основних технічних параметрів ВМТ (L , D та ін.).

Значення F_{mo} за рівнянням теплопередачі в ВМТ, Вт,

$$Q_{mo} = k \cdot F_{mo} \cdot \Delta t, \quad (2.9)$$

$$F_{mo} = \frac{Q_{mo}}{k \cdot \Delta t}, \text{ м}^2, \quad (2.10)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі ВМТ, $\frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$;

Δt – розрахунковий температурний напір між моторною оливою та водою $^\circ\text{C}$.

В якості розрахункового приймають середній логарифмічний температурний напір між теплоносіями

$$\Delta t = \frac{(t'_{mo} - t''_e) - (t''_{mo} - t_{всеп})}{2,31 \cdot \lg \left(\frac{t'_{mo} - t''_e}{t''_{mo} - t_{всеп}} \right)}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2.11)$$

де $t_{всеп}$ – середня температура води в межах ВМТ, $^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі ВМТ залежить від швидкостей та режимів течії води та моторної оливи, а також від конструкції водяних трубок, тобто від коефіцієнту оребрення, $\frac{Вт}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$,

$$k = \frac{\alpha_{\epsilon} \cdot \alpha_{mo}}{\alpha_{\epsilon} + \chi \cdot \alpha_m}, \quad (2.12)$$

де α_{ϵ} – коефіцієнт теплопередачі від стінки трубки до води, $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$;

α_{mo} – коефіцієнт теплопередачі від моторної оливи до стінок водяних трубок, $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$;

χ – коефіцієнт оребрення трубок $\chi = \frac{F_{mo}}{F_{\epsilon}}$.

Значення α_{ϵ} та α_{mo} визначають за критеріальними рівняннями, що отримані методами теорії подібності.

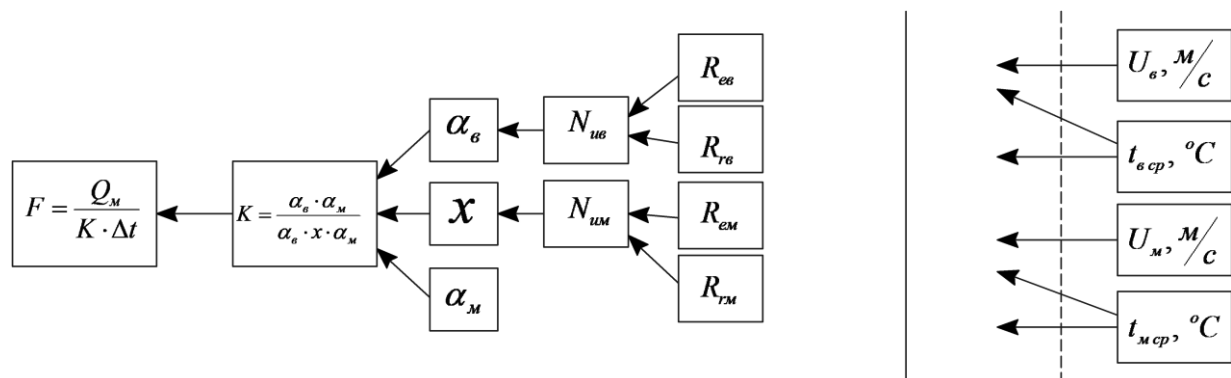


Рисунок 2.10 – Схема теплового розрахунку ВМТ

N_u – число Нуссельта – визначає інтенсивність тепловіддачі (безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі);

P_r – число Прандтля – визначає теплофізичний стан теплоносія:

$$P_r = \frac{\nu \cdot c_p \cdot \rho}{\lambda}, \quad (2.13)$$

де ν – кінематичний коефіцієнт в'язкості, $м^2/с$;

λ – коефіцієнтом теплопровідності, Вт/(м·К);

c_p – питома теплоємність, Дж/(кг·К);

ρ – густина, кг/м³.

R_e – число Рейнольдса – визначає режим течії теплоносіїв;

u_e, u_{mo} – швидкості течії води та моторної оливи.

Через те, що коефіцієнт опору течії в трубках з ребрами більший ніж у гладких:

$$f_{op} > f_{gl},$$

то і коефіцієнт теплопередачі трубках з ребрами буде більший ніж у гладких трубках:

$$F_{op} > F_{gl}.$$

Крім того, при застосуванні трубках з ребрами замість гладких, зменшується необхідний об'єм трубного пучка водо-масляного теплообмінного пристрою, м³ [8]:

$$V_{mp} = \frac{\pi \cdot D}{4} \cdot L, \quad (2.14)$$

при усіх рівних умовах це зниження складає 25-30 %.

Принципи гідравлічного розрахунку ВМТ:

- кількість трубках ВМТ вибирається так, щоб при заданій витраті води V_e забезпечити задану швидкість течії води в трубках u_e (швидкість течії води визначають емпірично на основі даних з досвіду проектування ВМТ):

$$n_{mp} = i_{\epsilon} \cdot \frac{4 \cdot V_{\epsilon}}{\pi \cdot d_{\epsilon n}^2 \cdot u_{\epsilon}} \quad (2.15)$$

- діаметр трубного пучка, м,

$$D = 1.05 \cdot t_1 \sqrt{\frac{n_{mp}}{\eta_{mp}}}, \quad (2.16)$$

де t_1 – крок розташування трубок по фронту течії моторної оливи;

η_{mp} – коефіцієнт заповнення трубної решітки ($\eta_{mp} = 0,82 - 0,86$);

- робоча довжина трубок обирається так, щоб отримати необхідну площу ВМТ зі сторони моторної оливи, м,

$$L = \frac{F_{заг}}{F_{мо} \cdot n_{mp}} = \frac{F_{заг}}{\pi \cdot d_{\epsilon n} \cdot \chi \cdot n_{mp}}, \quad (2.17)$$

- висота вікна перегородки h та відстань між перегородками l_m обирають так, щоб при заданій витраті моторної оливи через ВМТ $V_{мо}$ забезпечити необхідну швидкість течії моторної оливи між водяними трубками;

- число ходів моторної оливи:

$$i_{мо} = \frac{L}{l_m}. \quad (2.18)$$

Отримані значення технічних параметрів ВМТ оказують вплив на необхідну потужність водяних та масляних насосів.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1 Яке призначення і як класифікуються системи охолодження теплоносіїв дизеля?

2 Як визначається продуктивність та потужність водяних насосів системи охолодження?

3 Які особливості конструкції та виготовлення секції водоповітряних радіаторів?

4 Які основні параметри і показники роботи секції водоповітряних радіаторів?

5 Який фізичний зміст та основні принципи визначення коефіцієнту теплопередачі секцій водоповітряного радіатора: фізичний зміст, принципи визначення?

6 Які основні принципи визначення числа секцій водоповітряного радіатора?

7 Які існують способи з'єднань секцій водоповітряних радіаторів? Вибір способу з'єднання секцій.

8 Які переваги та недоліки мають дворядні ародні охолоджуючі пристрої тепловозів?

9 Механічний привід вентилятора охолоджуючого пристрою тепловоза: схема приводу, переваги і недоліки.

10 Гідродинамічний привід вентилятора охолоджуючого пристрою тепловоза: схема приводу, схема гідромуфти змінного наповнення.

11 Гідростатичний привід вентилятора: схеми аксіально-поршневий гідравлічної машини і приводу.

12 Електричний привід вентилятора охолоджуючого пристрою тепловоза: схема приводу, схема асинхронного мотор-вентилятора типу АМВ-37.

13 Електричний привід вентилятора охолоджуючого пристрою тепловоза: схема приводу, схема асинхронного мотор-вентилятора типу АМВ-75.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Теорія та конструкція локомотивів: навч. посіб. Ч. 1. Загальні характеристики та будова локомотивів / Е. Д. Тартаковський, А. Ф. Агулов, Г. Г. Басов, А. П. Фалендиш. Харків: УкрДАЗТ, 2006. 75 с.

2 Агулов А. Ф, Фалендиш А. П. Методичні вказівки до курсового і дипломного проектування з дисципліни «Теорія та конструкція локомотивів». Ч. 4. Вписування екіпажів у криві. Харків: УкрДАЗТ, 2007. 37 с.

3 Теорія та конструкція локомотивів. Методичні вказівки до самостійної роботи. Ч. 1. Допоміжні системи та механічна частина тепловозів / А. П. Фалендиш, А. Ф. Агулов, Г. Г. Басов, П. О. Харламов. Харків: УкрДАЗТ, 2008. 64 с.

4 Тартаковський Е. Д., Агулов А. Ф., Фалендиш А. П. Теорія та конструкція локомотивів. Вибір та розрахунок основних вузлів локомотивів: навч. посіб. Харків: УкрДАЗТ, 2009. 160 с.

5 Ресорне підвішування тягового рухомого складу: конспект лекцій. Ч. 1. Механічна частина ТРС / Д. О. Аулін, А. Л. Сумцов, О. В. Клименко, Ю. В. Жовтий. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 52 с.

6 Пристрої зв'язку кузова локомотива з візками: конспект лекцій. Ч. 2. Механічна частина ТРС / Д. О. Аулін, О. О. Анацький, О. В. Клименко, В. І. Коваленко. Харків: УкрДУЗТ, 2021. 54 с.

7 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Допоміжні системи та устаткування: підручник для вузів. Дніпропетровськ: Ліра ЛТД, 2008. 372 с.

8 Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобирь Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: підручник для вузів. Дніпропетровськ: Ліра ЛТД, 2010. 358 с.

СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ТА ЗМАЩЕННЯ ТЕПЛОВОЗІВ

Конспект лекцій

Частина 1

Допоміжне обладнання локомотивів

Відповідальний за випуск Клименко О. В.

Підписано до друку 30.06.2023 р.
Умовн. друк. арк. 4,25. Тираж . Замовлення № .
Видавець та виготовлювач Український державний університет залізничного
транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха,7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018