

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ БАКАХ ЛЕСНЫХ МАШИН****Р. С. Тимохов, О. М. Тимохова, Д. И. Шакирзянов**Ухтинский государственный технический университет  
Российская Федерация, 169300, г. Ухта, ул. Первомайская, 13

Тяжёлые погодные условия оказывают значительное влияние на эксплуатацию лесных машин, оснащённых гидравлическим оборудованием. Исследования показали, что 75 % парка машин в период от 7 до 9 месяцев в году работают в условиях отрицательных температур, сильных ветров, осадков в виде дождя и снега, а также при сокращённом световом дне.

Пониженный тепловой режим работы гидросистем в условиях Крайнего Севера (Коми республика) является характерной особенностью эксплуатации современных лесных машин. Трудности в обеспечении оптимального теплового режима и состояния основных узлов и агрегатов машины, и особенно гидравлической системы приводят к повышенному износу деталей, сокращению срока службы и соответственно их более частой замене [1].

Накопленный опыт эксплуатации гидравлических систем позволяет говорить о том, что работоспособность гидросистем находится в прямой зависимости от тепловой нагрузки элементов всей системы [2]. Работа машин, механизмов, узлов и систем в условиях Крайнего Севера, протекает в достаточно тяжёлых эксплуатационных режимах [3].

Исследование теплообмена в гидравлических баках лесных машин на Крайнем Севере является актуальной задачей, связанной с оптимизацией работы этих машин в экстремальных климатических условиях. На Крайнем Севере характерны низкие температуры, что может приводить к замерзанию рабочей жидкости в гидравлических системах и снижению эффективности работы оборудования.

Целью данного исследования является изучение процессов теплообмена в гидравлических баках лесных машин на Крайнем Севере и разработка рекомендаций по оптимизации системы охлаждения для предотвращения замерзания рабочей жидкости.

**Ключевые слова:** теплообмен, тепловой режим, гидравлические баки, лесные машины, Крайний Север. Республика Коми.

*Conifers of the boreal area. 2024, Vol. XLII, No. 5, P. 56–60***THEORETICAL STUDY OF HEAT TRANSFER IN HYDRAULIC TANKS OF FORESTRY MACHINES****R. S. Timokhov, O. M. Timokhova, D. I. Shakirzyanov**Ukhta State Technical University  
13 Pervomayskaya St., Ukhta, 169300 Russian Federation

Severe weather conditions have a significant impact on the operation of forestry machines equipped with hydraulic equipment. Research has shown that 75% of the vehicle fleet operates in conditions of sub-zero temperatures, strong winds, rain and snow, and reduced daylight hours for 7 to 9 months of the year.

The reduced thermal operating conditions of hydraulic systems in the Far North (Komi Republic) are a characteristic feature of the operation of modern forestry machines. Difficulties in ensuring optimal thermal conditions and the condition of the main components and assemblies of the machine and, especially, the hydraulic system lead to increased wear of parts, reduced service life and, accordingly, their more frequent replacement [1].

The accumulated experience in operating hydraulic systems allows us to say that the performance of hydraulic systems is directly dependent on the thermal load of the elements of the entire system [2]. The operation of machines, mechanisms, components and systems in the Far North proceeds under rather severe operating conditions [3].

The study of heat transfer in hydraulic tanks of forestry machines in the Far North is an urgent task related to optimizing the operation of these machines in extreme climatic conditions. The Far North is characterized by low temperatures, which can lead to freezing of the working fluid in hydraulic systems and a decrease in the efficiency of equipment.

The purpose of this study is to study heat exchange processes in hydraulic tanks of forestry machines in the Far North and develop recommendations for optimizing the cooling system to prevent freezing of the working fluid.

**Keywords:** Heat transfer, Thermal regime, Hydraulic tank, Forestry machines, Far North, Komi Republic.

Из всех элементов гидравлической системы наиболее активно в теплообмене с окружающей средой участвует гидравлический бак. От его объема, конструкции, геометрических размеров и материала, из которого он выполнен, зависят условия теплообмена [4]. Особенно важно, чтобы при эксплуатации в условиях отрицательных температур обеспечить поступление рабочей жидкости к насосу, в количестве достаточном для эффективной работы гидропривода, а также исключить интенсивную теплоотдачу в окружающую среду. Поэтому теоретические исследования условий теплообмена гидравлического бака лесных машин имеют первостепенное значение.

### ОБЪЕКТЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Рассмотрим процесс нагрева и охлаждения гидравлического бака. При работе системы температура рабочей жидкости не является стационарной, а изменяется со временем (рис. 1).

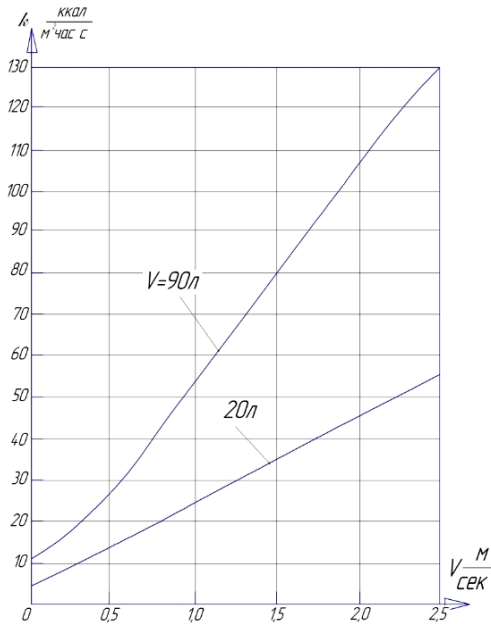


Рис. 1. Расчётно-теоретическая зависимость изменения коэффициента конвективной теплоотдачи  $k$  от действительной скорости воздуха и объёма гидробака (температура воздуха  $-45^\circ\text{C}$ ).

Согласно закону Ньютона–Рихмана уравнение теплового баланса для гидравлического бака представим в следующем виде:

$$\sum (C_\delta \rho_\delta) V_\delta \frac{dT}{d\tau} = \kappa_\delta S_\delta (T_\delta - T_\beta) d\tau, \quad (1)$$

где

$$\sum (C_\delta \rho_\delta) = \left[ \frac{1}{\gamma_{\text{ж}}} (C_o - dT_x) \cdot \rho_{\text{ж}} + C_M (1 - v \cdot T_x) \cdot \rho_M \right],$$

где  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_M$  – плотность рабочей жидкости и материала бака;  $V_\delta$  – объём гидробака;  $\kappa_\delta$  – коэффициент теплопередачи, отнесенный к внешней поверхности гидравлического бака;  $T_\delta$  – температура стенки гидробака;  $S_\delta$  – площадь внешней поверхности гидробака.

Скорость поступления тепла  $Q_\delta^T$  от корпуса гидробака в окружающую среду, согласно формуле (1), можно определить из следующего выражения:

$$Q_\delta^T = \kappa_\delta S_\delta (T_\delta - T_\beta) d\tau. \quad (2)$$

В рассматриваемом случае коэффициент теплопередачи является функцией формы гидробака, его размеров, температуры стенок бака и окружающего воздуха, физических параметров жидкости и воздуха и т. д.

В тепловых расчётах коэффициент теплопередачи с достаточной точностью определяют по формуле

$$\kappa_\delta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3)$$

где  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от рабочей жидкости к стенкам гидробака и от стенок к окружающему воздуху;  $\lambda_M$  – коэффициент теплопроводности материала стенки;  $\delta$  – толщина стенки.

Коэффициент теплоотдачи отнесём к внутренней  $S_1$  и внешней  $S_2$  площади гидробака с площадью покрытия  $S_\alpha$ , тогда выражение 3 примет следующий вид:

$$\kappa_\delta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda_M S_\alpha} + \frac{1}{\alpha_2 S_2}}. \quad (4)$$

Умножив все три члена знаменателя формулы 4 на  $S_2$  ( $S_2 = S_\alpha$ ) и получим:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{S_2}{\alpha_1 S_1} + \frac{\delta}{\lambda_M} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (5)$$

Расчётная площадь внутренней поверхности гидробака определяется следующим образом: вся смачиваемая поверхность равна действительной, а остальная поверхность, не соприкасающаяся с рабочей жидкостью равна 0,5 действительной [5].

Расчётная площадь поверхности гидробака  $S_\delta$  в  $\text{м}^2$  связана с объёмом масла в гидробаке  $V_\delta$  следующей зависимостью:

$$S_\delta = 0,065 \sqrt[3]{V^2}. \quad (6)$$

Движение рабочей жидкости в гидробаке подчиняется ламинарному режиму. В качестве основных критериальных уравнений для определения коэффициентов теплоотдачи используются следующие зависимости:

а) коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  при ламинарном движении от нагретой рабочей жидкости к внутренней стенке гидробака определяется по формулам:

$$N_u = 0,33 \sqrt{R_e} \sqrt[3]{P_r}, \quad (7)$$

где  $N_u$  – критерий Нуссельта;  $R_e$  – критерий Рейнольдса;  $P_r$  – критерий Прандтля.

$$N_u = \frac{\alpha_1 \cdot L}{\lambda_{\text{ж}}} = \frac{\alpha_1 \cdot L}{\lambda_0 (1 + v_{\text{ж}} T_x)}, \quad (8)$$

$$Re = \frac{vC_{ж}}{\lambda} = \frac{UL}{\exp \lg v_0 \left( \frac{T_0}{T_{ж}} \right)^n}, \quad (9)$$

$$P_r = \frac{vC_{ж}}{\lambda_{ж}} = \frac{\exp \ln v_0 \left( \frac{T_0}{T_{ж}} \right)^n \frac{1}{\gamma_{ж}} (C_0 - dT_x)}{\lambda_0 (1 + B_{ж} T_x)}. \quad (10)$$

Коэффициент теплоотдачи  $\alpha_1$  после преобразования формулы 7 равен:

$$\alpha_1 = 0,33 \frac{\lambda_0 (1 + e_{ж} T_x)}{L} \sqrt[3]{Re} \sqrt[3]{P_r}. \quad (11)$$

Физические параметры, входящие в выражение 11, следует выбирать в зависимости от температуры.

б) зависимость теплоотдачи от поверхности гидробака в окружающую среду, при ламинарном движении потока воздуха, имеет следующий вид:

$$N_u = 0,037 Re^{0,8} P_r. \quad (12)$$

После подстановки получим коэффициент теплоотдачи от поверхности гидробака  $\alpha_2$ :

$$\alpha_2 = 0,037 \frac{\lambda_{0M} (1 + d_M T_x)}{L} Re^{0,8} P_r. \quad (13)$$

После подстановки формул 11, 13 в выражение 5 найдем:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{LS_2}{0,33\lambda_0 (1 + e_{ж} T_x) \sqrt[3]{Re} \sqrt[3]{P_r} S_1} + \frac{\delta}{\lambda_{0M} (1 + d_M T_x)} + \frac{L}{\lambda_{0M} (1 + d T_x) Re^{0,8} P_r}}. \quad (14)$$

Для нахождения  $T = f(\tau)$  решаем дифференциальное уравнение:

$$\frac{dT}{d\tau} - \frac{\kappa S_{\delta}}{\sum C_{\delta} \rho_{\delta} V_{\delta}} (T_{\delta} - T_B) = 0, \quad (15)$$

откуда:

$$\ln(T_{\delta} - T_B) = \frac{\kappa S_{\delta}}{\sum C_{\delta} \rho_{\delta} V_{\delta}} \tau + C_1, \quad (16)$$

где  $C_1$  – постоянная интегрирования.

$$C_1 = \ln(T_1 - T_B),$$

где  $T_1$  – температура стенки в определенный интервал времени.

Окончательно выражение 16 имеет вид

$$\ln \frac{T_{\delta} - T_B}{T_1 - T_B} = \exp \left( - \frac{\kappa S_{\delta}}{\sum C_{\delta} \rho_{\delta} V_{\delta}} \tau \right). \quad (17)$$

Для определения скорости теплообмен и общего количества тепла, переданного за определенный промежуток времени в окружающую среду, рассмотрим тепловые потери за счет конвективного теплообмена.

За время от  $\tau = 0$  до  $\tau = \tau_1$ , вычислим  $Q_{пот. \delta}^T$  при помощи отношения:

$$Q_{пот. \delta}^T = \int_{\tau=0}^{\tau=\tau_1} Q_{\delta}^T d\tau, \quad (18)$$

т. е.

$$Q_{пот. \delta}^T = \sum (C_{\delta} - \rho_{\delta}) V_{\delta} (T_{\delta} - T_B) \times \left[ 1 - \exp - \frac{\kappa_{\delta} S_{\delta}}{\sum (C_{\delta} - \rho_{\delta}) V_{\delta}} \tau \right]. \quad (19)$$

На величину изменения теплового потока гидробака большое влияние оказывает размещение его на механизме. Наиболее часто бак устанавливают сзади кабины водителя. В этом случае теплообмен с окружающей средой идет очень интенсивно, и температура окружающего воздуха оказывает большое влияние на изменение температуры рабочей жидкости. Кроме конвективного теплообмена гидравлический бак с большой площадью по отношению к другим узлам и деталям гидравлического механизма также участвует в лучистом теплообмене [6].

Недооценка потери тепла излучением может качественно сказаться на выборе конструкции бака, его размещения и работе механизма в целом [7].

Количество тепла, переданное гидравлическим баком в окружающую среду посредством излучения, определяется из выражения:

$$Q_{из. \delta}^T = E_{1,2} S_{\delta}, \quad (20)$$

где  $E_{1,2}$  – плотность теплового потока излучением от стенок гидравлического бака.

Или

$$Q_{из. \delta}^T = \sigma \epsilon_{пр} \left[ \left( \frac{T_{\delta}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_B}{100} \right)^4 \right] S_{\delta}, \quad (21)$$

где  $\epsilon_{пр}$  – степень черноты корпуса гидравлического бака.

Тогда суммарные количества тепла, переданные излучением и конвекцией равно:

$$Q_{общ. пот. \delta}^T = Q_{пот. \delta}^T + Q_{из. \delta}^T, \quad (22)$$

или

$$Q_{общ. пот. \delta}^T = \sum (C_{\delta} \rho_{\delta}) V_{\delta} (T_{\delta} - T_B) \times \left[ 1 - \exp - \frac{\kappa_{\delta} S_{\delta}}{\sum (C_{\delta} - \rho_{\delta}) V_{\delta}} \tau \right] + \sigma \epsilon_{пр} \left[ \left( \frac{T_{\delta}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_B}{100} \right)^4 \right] S_{\delta}. \quad (23)$$

Анализируя формулу (23), можно сказать, что на величину тепловых потерь большое влияние оказывает объем гидравлического бака, температура окружающего воздуха, вид рабочей жидкости и место размещения бака на механизме (рис. 2).

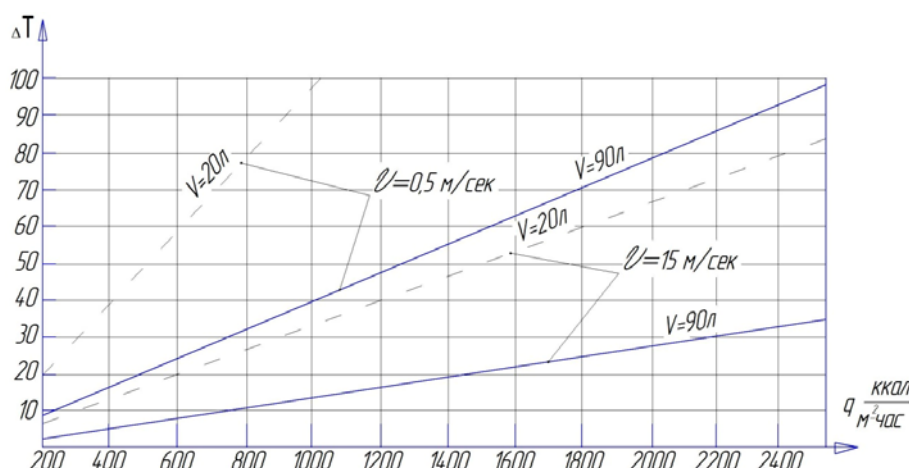


Рис. 2. Зависимость перепада температуры рабочей жидкости в зависимости от среднего по поверхности удельного теплового потока, объема бака и скорости воздуха (температура воздуха  $-45^\circ\text{C}$ )

Из уравнения (23) следует, что для уменьшения тепловых потерь конвекции и теплоизлучением, гидравлический бак необходимо изолировать от прямого контакта с окружающей средой с помощью утеплительных чехлов [8]. При подготовке к пуску гидросистемы необходимо уменьшить объем масла, который в первый момент участвует в циркуляции по системе, за счёт внедрения в бак циркуляционного бачка.

Для недопущения работы насоса в период запуска в режиме кавитации, необходимо проводить подогрев рабочей жидкости, для чего в циркуляционный бачок ввести теплообменник, подключенный к общей системе охлаждения двигателя, что обеспечивает, прогрев жидкости по мере прогрева двигателя. При работе на холостых оборотах тепло, поступающее от охлаждающей жидкости, позволит поддержать тепловой режим системы в оптимальных пределах.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведены теоретические исследования в виде уравнений, которые характеризуют изменение температуры рабочей жидкости во времени на всех участках и позволяют исследовать влияние различных конструктивных параметров на работу гидравлических систем.

Анализ полученных зависимостей позволил выявить основные факторы, влияющие на эффективность теплообмена. Одним из них является толщина стенок гидравлического бака – чем она больше, тем меньше эффективность охлаждения. Вторым важным фактором является скорость потока жидкости – чем больше скорость, тем лучше происходит отвод тепла.

По результатам исследования были разработаны следующие рекомендации по оптимизации системы охлаждения:

- недооценка потери тепла излучением может качественно сказаться на выборе конструкции бака, его размещения и работе механизма в целом;
- гидравлический бак необходимо изолировать от прямого контакта с окружающей средой с помощью утеплительных чехлов;
- при подготовке к пуску гидросистемы необходимо уменьшить объем масла, который в первый мо-

мент участвует в циркуляции по системе, за счёт внедрения в бак циркуляционного бачка;

- для недопущения работы насоса в период запуска в режиме кавитации, необходимо проводить подогрев рабочей жидкости;
- при работе на холостых оборотах тепло, поступающее от охлаждающей жидкости, позволит поддержать тепловой режим системы в оптимальных пределах.

Предложенные рекомендации позволяют предотвратить замерзание гидравлической жидкости и обеспечить стабильную работу оборудования даже при экстремально низких температурах Крайнего Севера.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода : справочник. 2-е изд., перераб. Киев : Техника, 1977. 320 с
2. Алексеева Т. В. Оптимальные параметры гидропривода землеройно-транспортных машин // Гидропривод и гидро-автоматика в машиностроении : сб. статей. М. : Машиностроение, 1966. С. 209–219.
3. Пархомчук А. А. О надёжности гидропривода лесных машин. 2016. № 2(8). С. 165–166.
4. Буренин В. В. Новые конструкции силовых гидроцилиндров // Приводная техника. 1999. № 3–4. С. 58–61.
5. Павлов А. И., Полянин И. А., Лощенов П. Ю. Теоретические исследования динамических свойств элементов гидропривода лесных машин при диагностировании в функциональном режиме // Вестник МарГТУ. 2012. № 1. С. 44–52.
6. Тимохов Р. С. Повышение работоспособности гидравлических систем лесных машин в зимних условиях эксплуатации: на примере Республики Коми: специальность 05.21.01 «Технология и машины лесозаготовок и лесного хозяйства»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Тимохов Роман Сергеевич ; Поволжский государственный технологический университет. Йошкар-Ола, 2018. – 232 с. – Текст: непосредственный.
7. Тимохов Р. С., Бурмистров В. А. Методика проведения эксплуатационных испытаний гидравли-

ческих систем тракторов // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2015. № 8 (часть 5). С. 855–858.

8. Попиков П. И. Основные направления совершенствования гидропривода технологического оборудования и рабочих органов лесных машин // 70 лет кафедре механизации лесного хозяйства и проектирования машин Воронежского государственной лесотехнической академии: межвузовский сборник научных трудов / Федеральное агентство по образованию, Воронежская государственная лесотехническая академия; ответственный редактор: И. М. Бартенев. Воронеж: Воронежская государственная лесотехническая академия, 2007. С. 58–65.

## REFERENCES

1. Abramov Ye. I., Kolesnichenko K. A., Maslov V. T. Elementy gidroprivoda: spravochnik. 2-e izd., pererab. Kiyev : Tekhnika, 1977. 320 s
2. Alekseyeva T. V. Optimal'n-yye parametry gidroprivoda zemleroyno-transportnykh mashin // Gidroprivod i gidro-avtomatika v mashinostroyenii : sb. statey. M. : Mashinostroyeniye, 1966. S. 209–219.
3. Parkhomchuk A. A. O nadëzhnosti gidroprivoda lesnykh mashin. 2016. № 2(8). S. 165–166.
4. Burenin V. V. Novyye konstruksii silovykh gidrot-silindrov // Privodnaya tekhnika. 1999. № 3–4. S. 58–61.
5. Pavlov A. I., Polyanin I. A., Loshchenov P. Yu. Teoreticheskiye issledovaniya dinamicheskikh svoystv elementov gidroprivoda lesnykh mashin pri diagnostirovani v funktsional'nom rezhime // Vestnik MaRGTU. 2012. № 1. S. 44–52.
6. Timokhov R. S. Povysheniye rabotosposobnosti gidravlicheskh sistem lesnykh mashin v zimnykh usloviyakh ekspluatatsii: na primere Respubliki Komi: spetsial'nost' 05.21.01 "Tekhnologiya i mashiny lesozagotovok i lesnogo khozyaystva" : avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk / Timokhov Roman Sergeyevich ; Povolzhskiy gosudarstvennyy tekhnologicheskii universitet. Yoshkar-Ola, 2018. 232 s. Tekst: neposredstvennyy.
7. Timokhov R. S., Burmistrov V. A. Metodika provedeniya ekspluatatsionnykh ispytaniy gidravlicheskh sistem traktorov // Mezhdunarodnyy zhurnal prikladnykh i fundamental'nykh issledovaniy. 2015. № 8 (chast' 5). S. 855–858.
8. Popikov P. I. Osnovnyye napravleniya sovershenstvovaniya gidroprivoda tekhnologicheskogo oborudovaniya i rabochikh organov lesnykh mashin // 70 let kafedre mekhanizatsii lesnogo khozyaystva i proyektirovaniya mashin Voronezhskogo gosudarstvennoy lesotekhnicheskoy akademii: mezhvuzovskiy sbornik nauchnykh trudov / Federal'noye agentstvo po obrazovaniyu, Voronezhskaya gosudarstvennaya lesotekhnicheskaya akademiya; otvetstvennyy redaktor. Voronezh : Voronezhskaya gosudarstvennaya lesotekhnicheskaya akademiya, 2007. S. 58–65.

© Тимохов Р. С., Тимохова О. М.,  
Шакирзянов Д. И., 2024

Поступила в редакцию 05.04.2024  
Принята к печати 11.10.2024