

Пудов Евгений Юрьевич¹, кандидат технических наук, Занг Куок Кхань², аспирант, Кузин Евгений Геннадьевич^{1*}, доцент, Шахманов Виталий Николаевич¹, кандидат технических наук, заведующий кафедрой, Кривенко Александр Евгеньевич², кандидат технических наук, доцент

¹Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, 650000, Россия, г. Кемерово, ул. Весенняя, 28

² Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», 119049, Россия, г. Москва, Ленинский проспект, д. 4.

*E-mail: kuzinevgen@gmail.com

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ И ТИПА РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ РАВНОВЕСИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ КАРЬЕРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Аннотация: Часть мощности, представляющая потери в гидравлической системе во время работы будет преобразована в тепло для нагрева рабочей жидкости. Одновременно с процессом нагрева рабочей жидкости происходит передача тепла от этой системы в окружающую среду. Термодинамическое равновесие гидравлической системы в карьерных горных машинах достигается, когда количество потери энергии, преобразованной в тепло в гидросистеме, станет равно значению теплового потока, отдаваемого в окружающую среду из этой системы. Термодинамическое равновесие гидравлической системы существенно влияет на эффективность работы, надежность и частоту возникновения отказов гидросистемы, срок службы рабочей жидкости и гидравлических элементов. При установлении теплового равновесия температура рабочей жидкости становится стабильной и максимальной для данного режима работы гидравлической системы. Термодинамическое равновесие гидравлической системы может измениться из-за влияния многих факторов, два главных из которых - температура окружающей среды (внешний фактор) и тип рабочей жидкости (внутренний фактор). В статье приведены результаты исследования влияния этих двух факторов на изменение теплового равновесия, а также максимальную рабочую температуру рабочей жидкости в гидросистеме карьерного экскаватора.

Ключевые слова: гидравлический экскаватор, гидравлическая система, вязкое трение, потеря мощности, температура рабочей жидкости, термодинамический баланс, теплопередача, естественная конвекция, вынужденная конвекция, инфракрасная термография.

Информация о статье: принята 16 ноября 2020 г.

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-45-50

Введение

Тепловой нагрев рабочей жидкости вызывается процессами диссипации энергии и по сути является потерями мощности гидравлической системы. По мере увеличения температуры рабочей жидкости (РЖ) ее вязкость уменьшается, что приводит к уменьшению потерь мощности на вязкостное трение (внутренние процессы в системе), с другой стороны, возрастает потеря мощности из-за утечек жидкости через уплотнения. Каждая рабочая жидкость будет иметь свои определенные теплофизические свойства. Таким образом, для определенной гидравлической системы необходим подбор рабочей жидкости, учитывающий различные теплофизические свойства, для минимизации потерь мощности при работе в определенных условиях в данной системе. Большинство гидравлических систем на горных предприятиях работают в широком диапазоне температур, при этом помимо нормированных значений вяз-

кости рабочей жидкости необходимо провести анализ и построение графиков индекса вязкости, и соответствующих им графиков потерь энергии в системе. Следовательно, исследование влияния рабочей жидкости на изменение общей характеристики потери мощности гидравлической системы позволит разработать теоретические основы для определения и регулирования точки теплового равновесия этой системы в диапазонах оптимальной температуры, помогающего продлить срок службы рабочей жидкости, снизить потери мощности и повысить эффективность работы гидравлических систем.

На тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду от гидравлической системой, влияют многие природные факторы окружающей среды, такие как: температура окружающего воздуха, запыленность, скорость ветра, влажность, солнечное излучение и т. д. В работе [1] авторы показывают, что наибольшее влияние на процесс теплоотдачи гидравлической системы оказывает температура окружающей

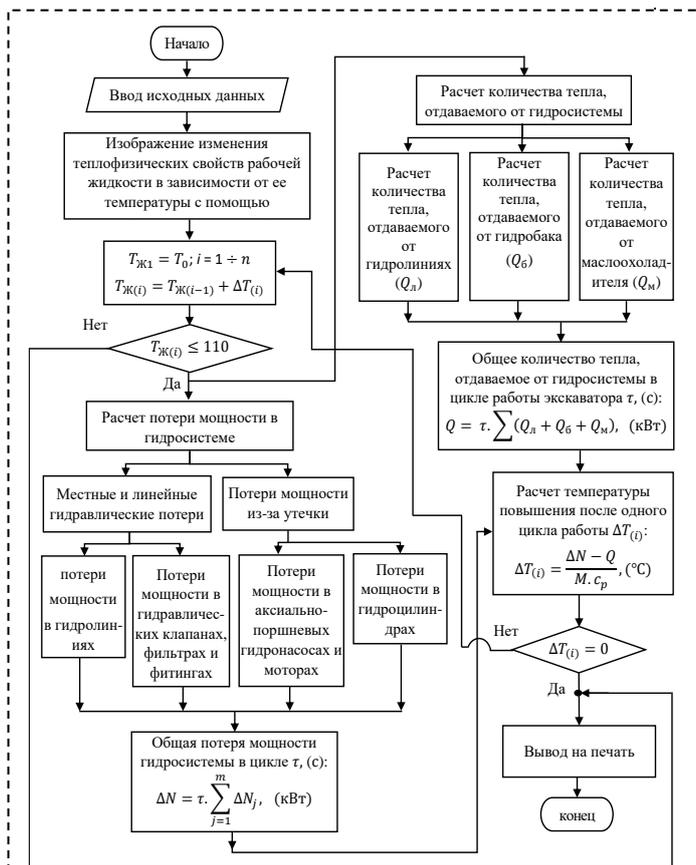


Рис. 1. Блок-схема алгоритма для процесса расчета и моделирования

Fig. 1. Block diagram of the algorithm for the calculation and simulation process

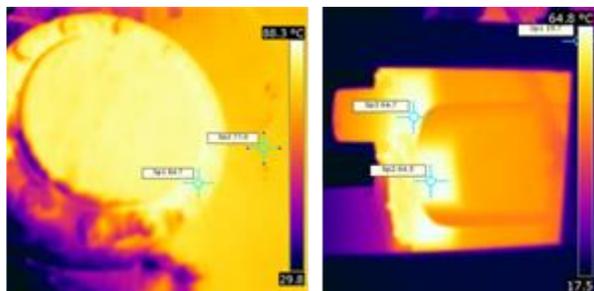


Рис. 2. Термограммы элементов гидросистемы

Fig. 2. Thermograms of hydraulic system elements

среды. При постоянной температуре рабочей жидкости чем выше температура окружающей среды, тем меньше тепловой поток излучается от гидравлической системы и наоборот. Следовательно, можно видеть, что для той же гидравлической системы, но работающей в местах с разной температурой окружающей среды, максимальная рабочая температура рабочей жидкости в системе также будет различной.

Исследование влияния температурных факторов окружающей среды и типов рабочей жидкости на тепловое равновесие гидравлической системы поможет выбрать рабочую жидкость, подходящую для гидросистемы и условий окружающей среды эксплуатации карьерных горных машин, расчет и

проектирование конструктивных параметров маслоохладителя для регулирования длительно стабильной рабочей температуры рабочей жидкости в оптимальном диапазоне температуры.

Постановка задачи

Карьерные гидравлические экскаваторы представляют собой горную гидравлическую машину циклического действия. Каждый рабочий цикл гидравлического экскаватора состоит из четырех рабочих процессов: процесс разгрузки; процесс подъема и поворота; процесс разгрузки и процесс возврата и опускания. Гидравлическая система карьерного гидравлического экскаватора очень сложна. Таким образом, расчет и моделирование состояния теплового равновесия гидравлической системы карьерного экскаватора очень сложны, а объем вычислительной работы велик, это требует применения знания многих специальных дисциплин, таких как: гидравлика, гидропривод, теплопередача, механика, горные машины и т. д. Требуется учитывать параметры конструкции как отдельных гидравлических элементов, а также самой гидравлической системы в целом. Используются методики расчета отдельных гидравлических элементов, теплообменных аппаратов, параметры теплопередачи и т. д. приведенные в литературе [2 - 13].

Для расчета и моделирования теплового равновесия гидравлической системы карьерного экскаватора необходимо решить следующие основные задачи: разработать математические модели параметров теплофизических свойств рабочей жидкости от ее температуры; рассчитать потери мощности в гидравлической системе (включая потери мощности из-за вязкого трения и утечки); выполнить расчет теплового потока, отдаваемого в окружающую среду от основных гидравлических элементов (гидролинии, гидроцилиндры, гидробак и маслоохладитель); провести моделирование с использованием программного обеспечения Simulink в Matlab; проверить достоверность результатов моделирования. В рамках статьи мы не можем конкретно изложить полное содержание методики расчета. Методика расчета и моделирования состояния теплового равновесия гидравлической системы кратко описывается блок-схемой алгоритма, представленной на рис. 1.

Проверку адекватности разработанной модели целесообразно выполнять при помощи метода инфракрасной термографии [14, 15]. Термограммы элементов гидравлической системы приведены на рис. 2.

Результаты моделирования и обсуждение

Основные параметры гидросистемы экскаватора Komatsu PC750SE-7 [16] и 5 типов рабочей жидкости - Shell Tellus-S2V-22/32/46/68/100 [17], используемые для процесса моделирования: рабочая жидкость Shell Tellus-S2V-46 при $T_{ж} = 40^{\circ}\text{C}$: плотность $\rho = 858,4 \text{ кг/м}^3$, динамический коэффициент вязкости

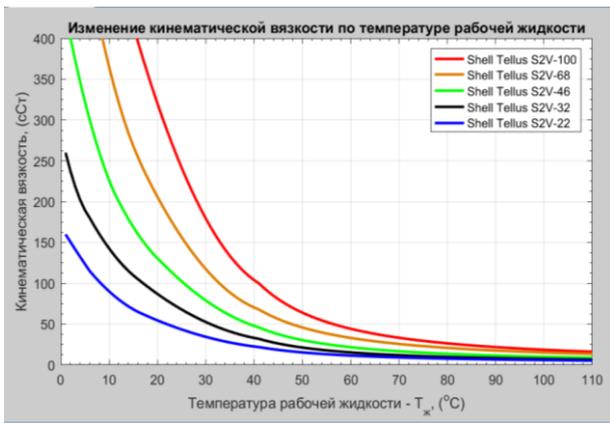


Рис. 3. Изменение кинематической вязкости по температуре рабочей жидкости

Fig. 3. The change of the kinematic viscosity of the hydraulic liquid with its temperature

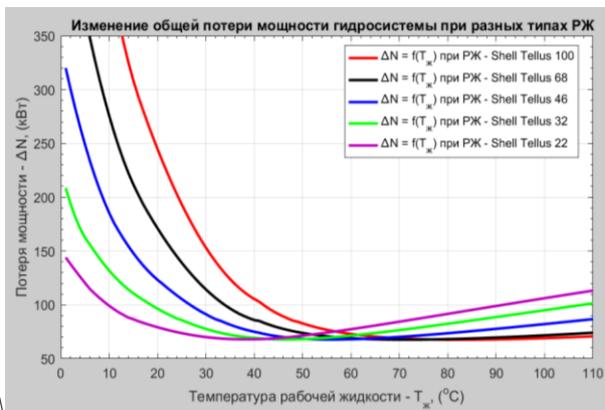


Рис. 4. Изменение общей потери мощности гидросистемы при разных типах рабочих жидкостей

Fig. 4. Change in the total power loss of the hydraulic system for different types of hydraulic fluid

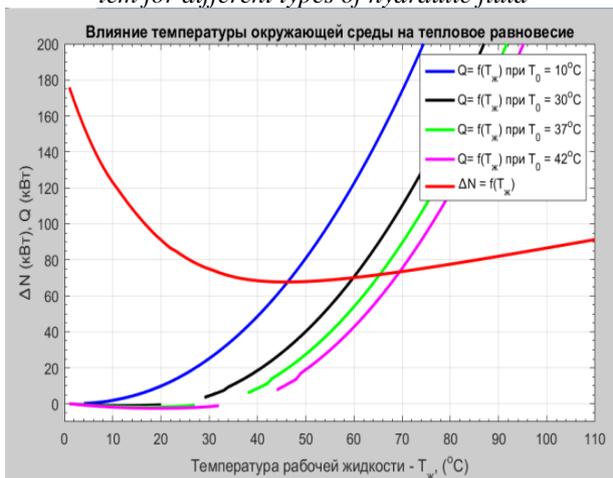


Рис. 5. Влияние температуры окружающей среды на тепловое равновесие гидросистемы

Fig. 5. Influence of ambient air temperature on thermal equilibrium of the hydraulic system

РЖ $\nu = 46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплопроводности РЖ $\lambda_{\text{ж}} = 0,1262 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$, коэффициент температуропроводности РЖ $a = 7,332 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$, удельная теплоемкость РЖ $c_p = 2005,24 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$, температурный коэффициент объёмного расширения рабочей жидкости $\beta = 7,5 \cdot 10^{-4} \text{ °C}^{-1}$; маслоохладитель:

$S_1 = 18 \text{ мм}$; $S_2 = 23 \text{ мм}$; $L_1 = 918 \text{ мм}$; $L_2 = 62 \text{ мм}$; $L_3 = 1200 \text{ мм}$; $S_p = 3,5 \text{ мм}$; $\delta_p = 0,5 \text{ мм}$; размеры овалных труб: $a = 16 \text{ мм}$; $b = 6 \text{ мм}$; $\delta_{\text{тр}} = 0,75 \text{ мм}$; $z = 3$; $m = 51$; материал трубки и ребер – алюминиевый сплав $\lambda_{\text{тр}} = \lambda_p = 160 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$; главные параметры вентилятора: число = 7, $\eta_q = 890 \text{ об}/\text{мин}$; $D = 1250 \text{ мм}$; $d = 360 \text{ мм}$; $b = 120 \text{ мм}$, $\theta = 40^\circ = 2\pi/9 \text{ рад}$; $T_{\text{ж}} = (0 \div 110)^\circ\text{C}$; Диапазон изменения температуры окружающей среды (соответствует изменению температуры среды за четыре сезона в году во Вьетнаме): $T'_c = T_0 = (10 \div 42)^\circ\text{C}$; гидромоторы поворота платформы $\times 2$: 255 (см³/об), 260 (об/мин), 31,4 (кВт); гидробак: коэффициент теплопроводности материала стенки бака $\lambda = 45,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{°C}}$, предполагая, что толщина стенки гидробака одинакова - $\delta_c = 5 \text{ мм}$, размер гидробака в метр $a \times b \times H = 0,8 \times 0,7 \times 1,005$, объемный гидробак 440 л; главные гидронасосы $\times 2$: НРV160+160; число гидроцилиндры: стрелы $\times 2$, рукоятки $\times 2$ и ковша $\times 1$ и т. д.

Результаты расчета и моделирования представлены на рис. 3 - 6 ниже:

Результаты моделирования, представленные на рис. 3, показывают, что:

- при повышении температуры рабочей жидкости кинематическая вязкость всех пяти рабочих жидкостей очень быстро уменьшается. В диапазоне температур $(0 \div 40)^\circ\text{C}$ наклон кривых характеристики вязкости очень большой, и он постепенно уменьшается в диапазоне температур $(40 \div 110)^\circ\text{C}$, что означает скорость уменьшения вязкости в диапазоне температур $(0 \div 40)^\circ\text{C}$ больше, чем в диапазонах $(40 \div 110)^\circ\text{C}$;

- при одинаковом значении температуры вязкость рабочих жидкостей разная, поэтому их кривые вязкостной характеристики не пересекаются.

Из рис. 4 видно, что:

- характеристики потери мощности представляют собой кривые, которые можно разделить на 2 части со следующими характеристиками: в первой части, при постепенном повышении температуры рабочей жидкости, потеря мощности гидросистемы будет постепенно уменьшаться и достигать минимального значения в диапазоне температур $(35 \div 65)^\circ\text{C}$ в зависимости от типа рабочей жидкости; вторая часть находится справа от минимальной точки до максимально допустимой температуры 110°C , в этой части потеря мощности будет увеличиваться по мере увеличения температуры рабочей жидкости. Причина этого явления заключается в том, что при повышении температуры рабочей жидкости ее вязкость быстро уменьшается, что приводит к быстрому

Таблица 1. Общая потеря мощности гидросистемы при разных температурах рабочей жидкости
 Table 1. Total power loss of the hydraulic system at different working fluid temperatures

Рабочая жидкость	Количество общей потери мощности гидросистемы ΔN , (кВт) при разных температурах РЖ										
	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C	70°C	80°C	90°C	100°C	110°C
Shell Tellus 100	386,12	233,43	146,30	102,88	81,27	72,30	68,63	67,57	67,95	69,19	70,96
Shell Tellus 68	260,41	164,01	110,12	85,02	73,06	68,70	67,63	68,23	69,77	71,86	74,30
Shell Tellus 46	175,94	119,53	88,79	74,01	68,21	68,14	70,47	73,98	78,10	82,55	87,16
Shell Tellus 32	126,71	93,86	76,25	68,92	68,34	71,86	77,06	83,01	89,27	95,64	102,0
Shell Tellus 22	95,86	77,88	69,53	68,08	71,89	78,03	85,04	92,34	99,65	106,86	113,9

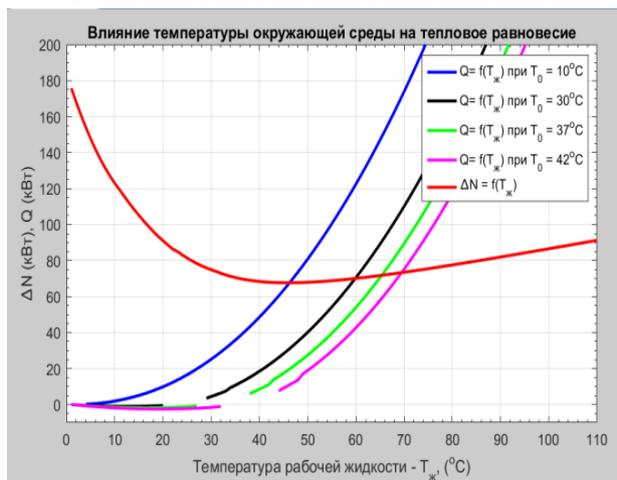


Рис. 6. Влияние типа рабочей жидкости на тепловое равновесие гидросистемы
 Fig. 6. Influence of the type of hydraulic fluid on the thermal equilibrium of the hydraulic system

уменьшению потери мощности из-за вязкого трения; наоборот, низкая вязкость рабочей жидкости будет увеличивать утечку и потерю мощности, вызванные этим явлением.

- Чем ниже вязкость рабочей жидкости, тем больше потеря мощности при высокой температуре рабочей жидкости, как показано в табл. 1.

Результаты моделирования, представленные на рис. 5, показывают, что:

- когда температура рабочей жидкости постоянна, чем выше температура окружающей среды (T_0 , °C), тем меньше тепловой поток (Q , кВт), отдаваемый от гидросистемы. В частности, когда температура окружающей среды увеличивается с 10°C до 42°C, тепловой поток, отдаваемый в окружающую среду от гидросистемы, уменьшится: в 6,3 раза при температуре РЖ $T_{ж} = 46^\circ\text{C}$; 4,7 раза при $T_{ж} = 50^\circ\text{C}$; 3,02 раза при $T_{ж} = 60^\circ\text{C}$; 2,5 раза при $T_{ж} = 65^\circ\text{C}$; 2,37 раза при $T_{ж} = 70^\circ\text{C}$.

- При повышении температуры окружающей среды (T_0) точка теплового равновесия гидросистемы постепенно смещается в правую часть графика, то есть высокую температуру рабочей жидкости ($T_{ж\max}$) в гидросистеме также увеличивается, в частности: при $T_0 = 10^\circ\text{C}$, то $T_{ж\max} = 45,5^\circ\text{C}$; при $T_0 = 30^\circ\text{C}$ то $T_{ж\max} = 59,5^\circ\text{C}$; при $T_0 = 37^\circ\text{C}$ то $T_{ж\max} = 65^\circ\text{C}$ и при $T_0 = 42^\circ\text{C}$ то

$T_{ж\max} = 69,5^\circ\text{C}$ (рабочая жидкость это Shell Tellus - 46).

Из результатов, полученных на рис. 6, видно, что когда температура окружающей среды не изменяется $T_0 = 42^\circ\text{C}$, изменение типа рабочей жидкости изменит точку теплового равновесия, а также максимальную рабочую температуру рабочей жидкости в гидросистеме $T_{ж\max}$, а именно: $T_{ж\max} = 73^\circ\text{C}$ при РЖ Shell Tellus-22; $T_{ж\max} = 71,5^\circ\text{C}$ при РЖ Shell Tellus-32; $T_{ж\max} = 69,5^\circ\text{C}$ при РЖ Shell Tellus-46; $T_{ж\max} = 68,5^\circ\text{C}$ при РЖ Shell Tellus-68 и $T_{ж\max} = 67^\circ\text{C}$ при РЖ Shell Tellus-100.

Заключение

1. Характеристика общей потери мощности гидросистемы карьерного экскаватора имеет форму кривой с минимальным значением в средней части. Левая часть характеристики (слева от минимальной точки) характеризуется тем, что по мере увеличения температуры рабочей жидкости общая потеря мощности уменьшается. С правой стороны характеристики, при повышении температуры суммарные потери мощности начинают возрастать. Каждая рабочая жидкость отличается положением минимальной точки (минимумом потерь мощности) на характеристике общей потери мощности (рис. 3, табл. 1).

2. Повышение температуры окружающей среды приводит к возрастанию максимальной рабочей температуры рабочей жидкости в гидросистеме. Влияние температуры окружающей среды на тепловое равновесие или максимальную рабочую температуру рабочей жидкости в гидравлической системе карьерной машины весьма существенно. По результатам моделирования, представленным на рис. 5, мы можем более четко увидеть это: максимальная температура рабочей жидкости ($T_{ж\max}$) Shell Tellus-46 в гидросистеме экскаватора Komatsu PC750SE-7 изменяется примерно на 24,5°C, когда температура окружающей среды (T_0) изменяется с 10°C на 42°C (соответствует самой низкой температуре зимой и самой высокой летом во Вьетнаме).

3. Изменение типа рабочей жидкости приводит к изменению точки теплового равновесия, а также максимальной рабочей температуры в

гидравлической системе. При замене рабочей жидкости Shell Tellus-100 на Shell Tellus-22 максимальная рабочая температура рабочей жидкости в гидравлической системе повысится примерно на 6°C при температуре окружающей среды $T_0 = 42^\circ\text{C}$ (рис. 6). Таким образом, обоснование выбора рабочей жидкости, подходящей для гидравлической системы конкретного карьерного экскаватора и его максимальной рабочей температуры, с учетом температуры окружающей среды, позволит уменьшить потери мощности и обеспечить высокий уровень эффективности эксплуатации.

4. Характеристика общей потери мощности гидравлической системы карьерного гидравлического экскаватора в частности, а также других карьерных гидравлических машин в целом, зависит в основном от температуры и типа рабочей жидкости. Следовательно, чтобы максимальная рабочая температура рабочей жидкости находилась в оптимальном диапазоне при изменении температуры окружающей среды, необходимо отрегулировать характеристику процесса теплоотдачи этой системы. Самый простой способ отрегулировать характеристику процесса теплоотдачи - изменить конструктивные параметры маслоохладителя. Контролировать и настраивать работу системы охлаждения помогут исследования на конкретной горной машине в условиях ее эксплуатации с помощью теплового контроля, включая метод инфракрасной термографии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Падучин Д. А., Иванов С. Л., Гладилин Д. В. и др. Систематизация факторов, влияющих на надежность карьерных гидравлических экскаваторов. *Master's journal*. 2017. № 1. с. 98-104.
2. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. «Энергия» 1977. 344 с.
3. Лаптева Е. А., Фарахов Т. М. Математические модели и расчет тепломассообменных характеристик аппаратов. «Отечество», Казань 2013. 184 с.
4. Лаптев А. Г. Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. Издательство Казанского университета 2007. 500 с.

5. Дульнев Г. Н. Теория тепло- и массообмена. Учебное пособие. Санкт-Петербург. 2012. 194 с.

6. Каневец Г. Е. Обобщенные методы расчета теплообменников. Киев «Наукова Думка». 1979. 347 с.

7. Кутателадзе С. С., Боришанский В. М. Справочник по теплопередаче. Москва «Государственное энергетическое издательство». 1958. 418 с.

8. J. P. Holman. Heat Transfer Tenth Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» 2009. p. 758.

9. W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett, Young I. Cho. Handbook of heat transfer Third Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» 1998. p. 1501.

10. Gregory Nellis, Sanford Klein. Heat transfer. Publisher «Cambridge University press» 2009. p. 1143.

11. Хоанг Т. Д. Теплопередача и расчёт теплообменника. «Научно-техническое издательство». Ханой, 2001. 350 с.

12. Гнуен Н. Х., Хуинь Н. Х. Гидравлическая система управления. Издательство «Образование». 2000. 276 с.

13. Чуан Х. Т., Фу Н. Д., Чан В. Т., Нгуен Т. Т. Расчет и проектирование двигателей внутреннего сгорания (том 3). Издательство «Образование». 1996. 307 с.

14. Gerike B., Drozdenko Yu., Kuzin E., Ananyin I., Kuziev D. Formation of comprehensive service system of belt conveyor gearboxes. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103011.

15. Kuzin E., Bakin V., Dubinkin D. Mining equipment technical condition monitoring. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103020.

16. Catalog Komatsu PC750LC-7; Komatsu PC750SE-7; Shop Manual Komatsu PC650-5, PC710-5; Инструкция по эксплуатации и техобслуживанию PC750-7, PC800-7;

17. Catalog Shell Tellus S2V-22, Catalog Shell Tellus S2V-32, Catalog Shell Tellus S2V-46, Catalog Shell Tellus S2V-68, Catalog Shell Tellus S2V-100.

Evgeniy Yu. Pudov¹, C. Sc. in Engineering, **Zang Kuok Khan**², Postgraduate, **Evgeniy G. Kuzin**^{1*}, Associate Professor, **Vitaly N. Shakhmanov**¹, C. Sc. in Engineering, Head of the Department, **Alexander E. Krivenko**², C. Sc. in Engineering, Associate Professor

¹T. F. Gorbachev Kuzbass State Technical University, 28, Vesennyaya St., Kemerovo, 650000, Russian Federation

² National Research Technological University "MISiS", Moscow, Leninsky prospect, 4, 119049, Russia

E-mail: kuzinevgen@gmail.com

INFLUENCE OF AMBIENT TEMPERATURE AND TYPE OF WORKING FLUID ON THERMODYNAMIC EQUILIBRIUM OF HYDRAULIC SYSTEM OF EXCAVATORS

Abstract: The portion of the power representing the losses in the hydraulic system during operation will be converted into heat to heat the working fluid. Simultaneously with the process of heating the working fluid, heat is transferred from this system to the environment. Thermodynamic equilibrium of the hydraulic system in open-pit mining machines is achieved when the amount of energy loss, converted into heat in the hydraulic system, becomes equal to the value of the heat flux released to the environment from this system. Thermodynamic equilibrium of the hydraulic system significantly affects the efficiency of operation, reliability and frequency of hydraulic system failures, service life of the working fluid and hydraulic elements. When thermal equilibrium is established, the temperature of the working fluid becomes stable and maximum for a given operating mode of the hydraulic system. The thermodynamic equilibrium of a hydraulic system can change due to the influence of many factors, two of which are the ambient temperature (external factor) and the type of working fluid (internal factor). The article presents the results of a study of the influence of these two factors on the change in thermal equilibrium, as well as the maximum operating temperature of the working fluid in the hydraulic system of a mining excavator.

Keywords: hydraulic excavator, hydraulic system, viscous friction, power loss, hydraulic fluid temperature, thermodynamic balance, heat transfer, natural convection, forced convection, infrared thermography.

Article info: received November 17, 2020

DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-45-50

REFERENCES

1. Paduchin D. A., Ivanov S. L., Gladilin D. V. i dr. Sistematizatsiya faktorov, vliyayu-shchikh na nadezhnost' kar'yernykh gidravlicheskiykh ekskavatorov. Master's journal. 2017. № 1. s. 98-104.
2. Mikheyev M. A., Mikheyeva I. M. Osnovy teploperedachi. «Energiya» 1977. 344 s.
3. Lapteva Ye. A., Farakhov T. M. Matematicheskiye modeli i raschet teplomassoobmennyykh kharakteristik apparatov. «Otechestvo», Kazan' 2013. 184 s.
4. Laptev A. G. Modeli pogranichnogo sloya i raschet teplomassoobmennyykh protsessov. Izdatel'stvo Kazanskogo universitet 2007. 500 s.
5. Dul'nev G. N. Teoriya teplo- i massoobmena. Uchebnoye posobiye. Sankt-Peterburg. 2012. 194 s.
6. Kanevets G. Ye. Obobshchennyye metody rascheta teploobmennikov. Kiyev «Naukova Dumka». 1979. 347 s.
7. Kutateladze S. S., Borishanskiy V. M. Spravochnik po teploperedache. Moskva «Gosudarstvennoye energeticheskoye izdatel'stvo». 1958. 418 s.
8. J. P. Holman. Heat Transfer Tenth Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» 2009. r. 758.
9. W. M. Rohsenow, J. R. Hartnett, Young I. Cho. Handbook of heat transfer Third Edition. Publisher «McGraw-Hill Education» 1998. r. 1501.
10. Gregory Nellis, Sanford Klein. Heat transfer. Publisher «Cambridge University press» 2009. r. 1143.
11. Khoang T. D. Teploperedacha i raschet teplo-obmenika. «Nauko-tehnicheskoye izdatel'stvo». Kha-noy, 2001. 350 s.
12. Gnuyen N. KH., Khuin' N. KH. Gidravlicheskaya sistema upravleniya. Izdatel'stvo «Obrazovaniye». 2000. 276 s.
13. Chuan KH. T., Fu N. D., Chan V. T., Nguyen T. T. Raschet i proyektirovaniye dvigateley vnutrennego sgoraniya (tom 3). Izdatel'stvo «Obrazovaniye». 1996. 307 s.
14. Gerike B., Drozdenko Yu., Kuzin E., Anan'yin I., Kuziev D. Formation of comprehensive service system of belt conveyor gearboxes. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103011.
15. Kuzin E., Bakin V., Dubinkin D. Mining equipment technical condition monitoring. E3S Web of Conferences. Electronic edition. 2018. DOI: 10.1051/e3sconf/20184103020.
16. Catalog Komatsu PC750LC-7; Komatsu PC750SE-7; Shop Manual Komatsu PC650-5, PC710-5; Instruksiya po ekspluatatsii i tekhobsluzhivaniyu PC750-7, PC800-7;
17. Catalog Shell Tellus S2V-22, Catalog Shell Tellus S2V-32, Catalog Shell Tellus S2V-46, Catalog Shell Tellus S2V-68, Catalog Shell Tellus S2V-100.

Библиографическое описание статьи

Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кузин Е.Г., Шахманов В.Н., Кривенко А.Е. Влияние температуры окружающей среды и типа рабочей жидкости на термодинамическое равновесие гидравлической системы карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика – 2021. – № 1 (153). – С. 45-50.

Reference to article

Pudov E.Yu., Zang K.K., Kuzin E.G., Shakhmanov V.N., Krivenko A.E., Influence of ambient temperature and type of working fluid on thermodynamic equilibrium of hydraulic system of excavators. Mining Equipment and Electromechanics, 2021, no.1 (153), pp. 45-50.