

Математическая модель принудительных систем смазки сельскохозяйственных машин и оборудования

Mathematical model of force lubrication systems of agricultural machinery and equipment

О. Л. МАЛОМЫЖЕВ¹, канд. техн. наук

Н. Е. ФЕДОТОВА², канд. экон. наук

И. С. МЕДВЕДЕВА², студ.

И. С. ПРОКОП'ЕВ¹, студ.

¹ Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия, olm@bk.ru

² Филиал Иркутского национального исследовательского технического университета в г. Усолье-Сибирское, Усолье-Сибирское, Россия, oip@istu.edu

O. L. MALOMYZHEV¹, PhD in Engineering

N. E. FEDOTOVA², PhD in Economics

I. S. MEDVEDEVA², Student

I. S. PROKOP'EV¹, Student

¹ Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia, olm@bk.ru

² Branch of Irkutsk National Research Technical University in Ussolye-Sibirskoye, Ussolye-Sibirskoye, Russia, oip@istu.edu

Ресурс работы двигателей и трансмиссий сельскохозяйственных машин и оборудования зависит от интенсивности износа взаимодействующих деталей (трибосопряжений). В свою очередь, интенсивность износа трибосопряжений определяется величиной потерь на трение и тепловыделением. Оптимизацию работы взаимодействующих деталей и увеличение их ресурса обеспечивает подача к ним рационального количества смазочного материала (масла). Существующие методики расчета систем подачи масла основаны на определении объемных подач. Известно, что в двигателях, трансмиссиях и гидроприводах сельскохозяйственных машин масло насыщается пузырьками газа и приобретает физико-химические свойства двухфазной газомасляной смеси, отличные от свойств масла в чистом виде. Это значительно влияет на потери трения и тепловыделение и вызывает более интенсивный износ. На основе разработанных математических моделей проведен анализ влияния на физические свойства (плотность, вязкость) масла содержания в нем газовых пузырьков. Проведен анализ систем смазки двигателей и трансмиссий сельскохозяйственных машин и определены их параметры, в том числе виды каналов принудительных систем смазки, наиболее существенно влияющие на возникновение двухфазной газомасляной среды. Предложены расчетные зависимости движения двухфазной газомасляной смеси по каналам принудительных систем смазки, позволяющие на стадии проектирования механизмов определить рациональные параметры каналов. Это позволяет обеспечить подачу нужного количества смазочного материала для минимизации потерь на трение, соблюдения необходимого теплового режима деталей и минимизации их износа. Применение предложенной математической модели позволит уменьшить количество ресурсных испытаний при создании новых сельскохозяйственных машин и оборудования.

Ключевые слова: детали машин; система смазки; плотность масла; двухфазная газомасляная смесь; кавитация; износ.

The service life of engines and transmissions of agricultural machinery and equipment depends on wear intensity of their interacting parts (friction units). In its turn, the wear intensity of friction units is determined by friction losses and heat liberation in them. Optimization of operation of interacting parts and extension of their service life are provided by supply of rational amount of lubricant. Existing calculation methods of oil supply systems are based on the determination of volumetric flows. It is known that in engines, transmissions and hydraulic drives of agricultural machines, the oil is saturated with gas bubbles and gets the physical and chemical properties that differ from the properties of pure oil. That has significant influence on friction losses and heat liberation and causes more intense wear. On the base of the developed mathematical models, the impact of gas bubbles contained in oil on its physical properties (density, viscosity) has been analyzed. The lubrication systems of engines and transmissions of agricultural machinery have been analyzed, their parameters have been determined, including the types of channels of force lubrication systems which significantly influence on the formation of two-phase gas-oil medium. The article proposes the computational dependencies of motion of two-phase gas-oil mixture through the channels of force lubrication systems, which allow to determine rational parameters of channels at the stage of machinery design. That allows to ensure the supply of necessary amount of lubricant for minimization of friction losses, maintaining the required thermal regime of parts and minimization of their wear. Application of suggested mathematical model will allow to decrease the amount of life tests.

Keywords: machine parts; lubrication system; oil density; two-phase gas-oil mixture; cavitation; wear.

Введение

Одна из важных задач эксплуатации с.-х. машин и оборудования — повышение их ресурса. Ресурс зависит в основном от интенсивности износа взаимодействующих деталей (трибосопряжений). Износ трибосопряжений определяется величиной потерь на трение и тепловыделением в них. Оптимизация работы взаимодейст-

вующих деталей и увеличение их ресурса обеспечиваются подачей рационального количества смазочного материала (масла). Существующие методики расчета систем подачи масла основаны на определении объемных подач. Известно, что в двигателях, трансмиссиях и гидроприводах с.-х. машин масло насыщается пузырьками газа и принимает физические и химические свойства, от-

личные от свойств масла в чистом виде. Это оказывает значительное влияние на потери трения и тепловыделение и вызывает более интенсивный износ. Создание методик, учитывающих переход масла в двухфазное состояние, позволяет на стадии проектирования систем и механизмов обеспечить наиболее рациональную подачу смазочной среды к трибосопряжениям и повысить срок их службы.

Цель исследования

Цель исследования — проведение анализа систем смазки двигателей и трансмиссий с.-х. машин и определение их параметров, в т.ч. видов каналов принудительных систем смазки, наиболее существенно влияющих на возникновение двухфазной газомасляной среды.

Материалы и методы

Движение двухфазной газомасляной смеси по каналам принудительных систем смазки механизмов машин зависит от ряда параметров, основные из которых — плотность и вязкость газомасляной смеси. Так, математические модели определения плотности двухфазной смеси и методики расчета подач смазочного материала к элементам трансмиссий, приведенные в [1, 2], требуют учета и анализа плотности двухфазной среды в зависимости от давления P_i и температуры T_i , воздействующих на газомасляную среду, а также параметров равновесной растворимости P_p и T_p .

Исходя из классификации каналов линий подачи, приведенной в [1], выполнен анализ наиболее существенных изменений плотности газомасляной смеси для различных каналов. На рис. 1, 2 показаны изменения относительной плотности смазочного материала, которые получены с использованием модели, приведенной в [2, 3].

На графиках представлено влияние на плотность газомасляной смеси воздействующих на нее давления и температуры при различных значениях P_p и T_p . Графики указывают на относительно небольшое влияние температуры на изменение плотности масла, которое не превышает 2,5 %. Следовательно, при проведении приближенных расчетов этим влиянием можно пренебречь.

Для канала с радиальным вращением [1]:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dr} - \rho \omega^2 r = -(\alpha + \varphi) r \rho V_r \frac{dV_r}{dr}; \\ \frac{d}{dr}(\rho_r V_r) = 0; \\ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} = A V_r \frac{dP}{dr}. \end{cases}$$

Если опустить индексы и учесть, что $\rho = \Psi \rho_M$; $C = \rho_r(1 - \Psi)/\Psi$, система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} \frac{dP}{dr} - \rho_M \omega^2 \Psi r = -(\alpha + \varphi) \rho_M \Psi V_r \frac{dV_r}{dr}; \\ \frac{d}{dr}(\Psi_r V) = 0; \\ \frac{d}{dr} = \frac{A}{\rho_r} V_r \frac{dP}{dr}. \end{cases}$$

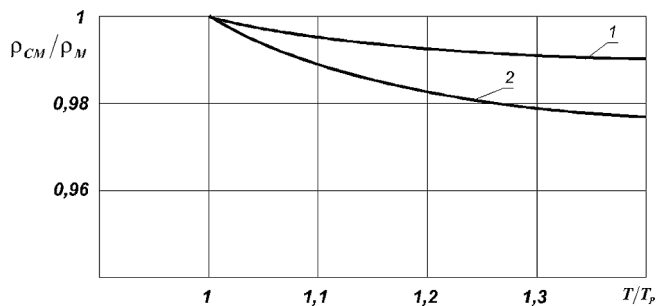


Рис. 1. Влияние температуры на изменение плотности газомасляной смеси:

1 — $T_p = 273$ K; 2 — $T_p = 300$ K

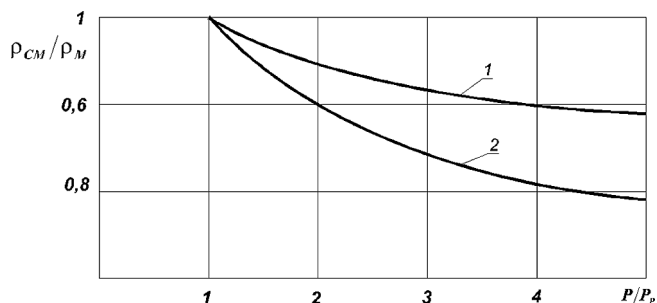


Рис. 2. Влияние давления на изменение плотности газомасляной смеси:

1 — $P_p = 4 \cdot 10^5$ Па; 2 — $P_p = 2 \cdot 10^5$ Па

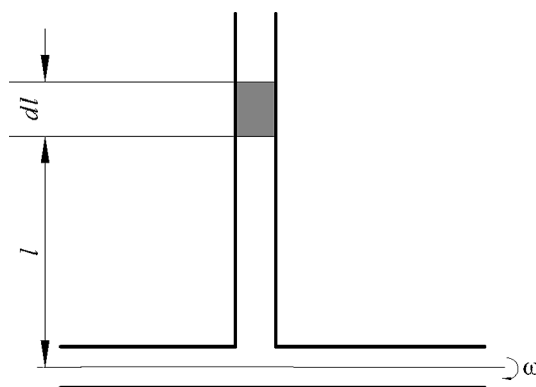


Рис. 3. Расчетная схема для центробежных потерь напора

Проведение расчетов по полученным системам затруднительно, однако сравнивая системы между собой, можно отметить, что различие заключается лишь в члене $\rho \omega^2 r$, описывающем плотность центробежных сил при радиальном вращении канала.

Таким образом, необходимо провести оценку величины $\rho \omega^2 r$. Расчетная схема для ее оценки приведена на рис. 3. Величину центробежной силы для сечения l запишем как:

$$F_l = \rho l \frac{\omega^2 l^2}{l} f l,$$

где f — площадь поперечного сечения канала.

Давление, создаваемое центробежной силой в этом сечении:

$$P_l = \rho_l \omega^2 l^2.$$

Давление, создаваемое центробежной силой на радиально вращающемся участке $l + \Delta l$:

$$P_{l+\Delta l} = \rho_{l+\Delta l} \omega^2 (l + \Delta l)^2.$$

Следовательно, изменение давления, создаваемого центробежной силой на участке Δl , составит:

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_{l+\Delta l} - P_l = \omega^2 [P_{l+\Delta l}(l + \Delta l)^2 - \rho_l l^2] = \\ &= \omega^2 [l^2(\rho_{l+\Delta l} - \rho_l) + 2l\Delta l\rho_{l+\Delta l} + \Delta l^2\rho_{l+\Delta l}]. \end{aligned} \quad (1)$$

Используя выражения для плотности газомасляной смеси

$$\psi_k = \psi_0 \chi; \quad \rho_i = \psi_i \rho_m,$$

изменение плотности запишем как:

$$\rho_{l+\Delta l} = \rho_l \chi_{\Delta l}.$$

В соответствии с уравнением плотности газомасляной смеси

$$\chi_{\Delta l} = \left(1 + \frac{kRTe^{B/T}(P_{l+\Delta l} - P_l)}{P_{l+\Delta l}} \right)^{-1}.$$

Теперь можно записать уравнение (1), пренебрегая величиной Δl^2 как имеющей второй порядок малости:

$$\Delta P = \omega^2 l \rho_l [l(\psi_{\Delta l} - 1) + 2\Delta l \chi_{\Delta l}].$$

Подставив значение $\chi_{\Delta l}$ и перенеся его знаменатель в левую часть, получим:

$$\Delta P \left(1 + \frac{kRTe^{B/T} \Delta P}{P_{l+\Delta l}} \right) = \omega^2 l \rho_l \left[-l \frac{kRTe^{B/T} \Delta P}{P_{l+\Delta l}} + 2\Delta l \right].$$

Учитывая, что $(\Delta P)^2$ также обладает вторым порядком малости, запишем:

$$\frac{\Delta P}{\Delta l} = (2\omega^2 l \rho_l) / \left(1 + \frac{\omega^2 l^2 \rho_l RTe^{B/T}}{P_{l+\Delta l}} \right).$$

Определим из последнего плотность центробежных сил:

$$\lim_{\Delta l \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta l} = (2\omega^2 l) / \left(\frac{1}{\rho_l} - \frac{\omega^2 l^2 RTe^{B/T}}{P_l} \right). \quad (2)$$

Используя уравнение состояния газа, получим:

$$\frac{RT}{P} = \frac{\mu}{\rho_\Gamma}.$$

Тогда (2) запишем как:

$$\frac{dP}{dl} = (2\omega^2 l) / \left(\frac{1}{\rho_l} + \frac{\omega^2 l^2 \mu Ke^{B/T}}{\rho_\Gamma} \right).$$

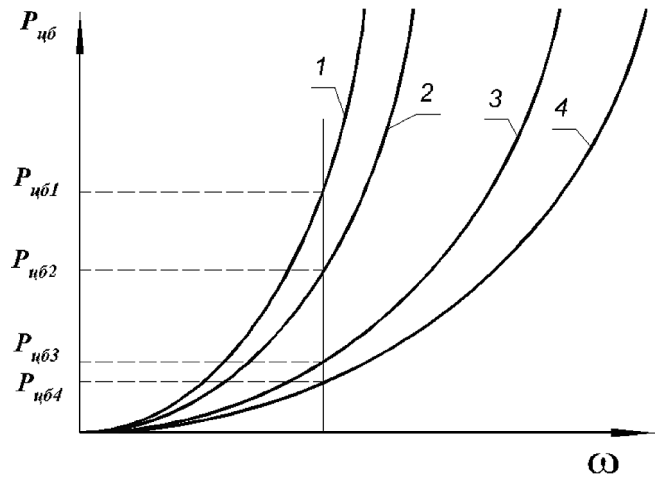


Рис. 4. Значения $P_{цб}$ в зависимости от частоты вращения канала:

1 — по материалам работы [4]; 2–4 — по предлагаемой формуле

Полученное выражение позволяет определить величину давления, создаваемого центробежными силами в газомасляной смеси, в выражении:

$$\Delta P + P_{цб} + P_{ст} = (\alpha_z + \varphi_z) \frac{G^2}{2\rho_i f_i^2}.$$

Окончательно выразим:

$$P_{цб} = 2\omega^2 \int_{l_0}^l (ldl) / \left(\frac{1}{\rho_{l_0}} + \frac{\omega^2 l^2 \mu Ke^{B/T}}{\rho_\Gamma} \right).$$

Обозначив

$$D = \frac{\omega^2}{\rho_\Gamma} \mu Ke^{B/T},$$

после интегрирования получим:

$$P_{цб} = \frac{\omega^2}{D} \ln \left(\frac{1/\rho_{l_0} + Dl^2}{1/\rho_{l_0} + Dl_0^2} \right). \quad (3)$$

Значение величины $P_{цб}$, получаемое с использованием формулы (3), будет зависеть от плотности смазочного материала на входе во вращающийся канал ρ_{l_0} , в отличие от формулы, используемой в методике [4], где плотность смазочного материала — постоянная величина, а значение $P_{цб}$ — лишь функция частоты вращения и длины канала.

На рис. 4 приведены графики изменения $P_{цб}$ в зависимости от частоты вращения канала, полученные по зависимости из методики [4] и по формуле (3), для различных плотностей смазочного материала на входе во вращающийся канал. Полагая, что увеличение $P_{цб}$ приведет к снижению статического давления на входе в канал, а следовательно, к снижению плотности смазочного материала, отметим, что $P_{цб}$ — самоограничивающая

ся величина, значение которой находится в реальных пределах.

Из рис. 4 видно, что при одинаковой частоте вращения радиально вращающихся каналов объемный расход масла, передаваемого под действием центробежной силы, может отличаться в несколько раз. Следовательно, потребители масла могут испытывать значительное масляное голодание и быстро изнашиваться. Подтверждающие результаты приведены в работе [5].

Результаты и их обсуждение

Полученные результаты позволяют принять математическую модель системы смазки в относительно простом для проведения расчетов виде, причем она учитывает движение газомасляной смеси переменной плотности.

Следует отметить, что для расчетов по разработанной модели системы смазки требуется значение кинематической вязкости смазочного материала, которая будет представлять собой функцию удельного соотношения газовой и масляной фаз.

Проведенные экспериментальные исследования позволили сделать вывод, что в линиях подачи смазки без радиального вращения масло содержит около 20 % газа в нерастворенном состоянии. Поскольку в маслах содержатся антивспенивающие присадки, снижающие величину коэффициента поверхностного натяжения, образующиеся пузырьки имеют относительно небольшой диаметр. При указанных условиях в линиях подачи смазки наблюдается так называемое пузырьковое течение. Такой тип течения двухфазной смеси характеризуется высокой степенью взаимодействия фаз, и его можно рассматривать с использованием уравнений для гомогенного потока. В таком случае коэффициент потерь на трение можно найти как функцию гомогенного числа Рейнольдса [6]:

$$Re = \frac{d\omega}{\nu_{см}},$$

где $\nu_{см}$ — вязкость смеси для гомогенного числа Рейнольдса.

Таким образом, точность расчета по предлагаемой модели в значительной мере зависит от правильности выбора вязкости гомогенной смеси. Вязкость может быть принята [6]:

$$\nu_{см} = \nu_M$$

при условии, что большая часть жидкой фазы движется вдоль стенок каналов.

Для некоторых случаев вязкость может быть определена как средневзвешенная между вязкостями жидкой и газообразной фаз:

$$\nu_{см} = \nu_M \frac{\rho_M}{\rho_{см}} \left(1 + 1,5 \left[1 - \frac{\rho_{см}}{\rho_M} \right] \right),$$

где $\rho_M, \rho_{см}$ — плотности масла и газомасляной смеси.

Предпочтение отдано этой зависимости в силу того, что она получена на основе экспериментальных исследований газомасляных смесей.

Выводы

Полученные зависимости позволяют определить основные параметры движения газомасляной среды по различным каналам, в т.ч. имеющим радиальное вращение, при необходимости скорректировать геометрические параметры каналов и обеспечить рациональную подачу масла к деталям двигателей, трансмиссий и гидроприводов с.-х. техники. Применение предложенной математической модели позволит уменьшить количество ресурсных испытаний при создании новых с.-х. машин и оборудования.

Литература и источники

1. Маломыжев О. Л., Семенов А. Г., Скutel'ник В. В. Разработка методики расчета системы смазки деталей машин // Вестник СибАДИ. 2013, № 4 (32). С. 98—104.
2. Маломыжев О. Л., Федотова Н. Е., Бурунова А. Н. и др. Математическая модель определения плотности двухфазной газомасляной смеси // Вестник ИргТУ. 2016, № 1 (108). С. 123—129.
3. Бектемиров А. С., Маломыжев О. Л., Скutel'ник В. В. Исследование параметров растворимости газа в маслах // Вестник ИргТУ. 2010, № 5 (45). С. 125—128.
4. Борисенко А. И., Костиков О. Н., Чумаченко В. И. Потери давления при течении жидкости во вращающемся канале, ось которого перпендикулярна оси вращения // Инженерно-физический журнал. 1975, т. 29, № 6. С. 1024—1030.
5. Скutel'ник В. В., Маломыжев О. Л. Исследование влияния повышенных температур на теплофизические свойства сталей, используемых в трансмиссиях транспортных машин // Вестник ИргТУ. 2011, № 12 (59). С. 167—176.
6. Баттерворс Д., Хьюитт Г. Теплопередача в двухфазном потоке. М.: Энергия, 1980. 325 с.

References

1. Malomyzhev O. L., Semenov A. G., Skutel'nik V. V. Development of calculation method of machine parts lubrication system. *Vestnik SibADI*, 2013, no. 4 (32), pp. 98—104 (in Russ.).
2. Malomyzhev O. L., Fedotova N. E., Burunova A. N., Zinov'ev A. M. Mathematical model for determining the density of two-phase gas-oil mixture. *Vestnik IrGTU*, 2016, no. 1 (108), pp. 123—129 (in Russ.).
3. Bektemirov A. S., Malomyzhev O. L., Skutel'nik V. V. Study of gas solubility parameters in oils. *Vestnik IrGTU*, 2010, no. 5 (45), pp. 125—128 (in Russ.).
4. Borisenko A. I., Kostikov O. N., Chumachenko V. I. Pressure losses for liquid flow in the rotating channel whose axis is perpendicular to the axis of rotation. *Inzhenerno-fizicheskiy zhurnal*, 1975, vol. 29, no. 6, pp. 1024—1030 (in Russ.).
5. Skutel'nik V. V., Malomyzhev O. L. Study of high temperatures' effect on the thermophysical properties of steels used in transmissions of transport vehicles. *Vestnik IrGTU*, 2011, no. 12 (59), pp. 167—176 (in Russ.).
6. Battervors D., Kh'yuit G. *Teploperedacha v dvukhfaznom potoke* [Heat transfer in two-phase flow]. Moscow, Energiya Publ., 1980, 325 p.