

## Метод расчета подач масла к деталям агрегатов сельскохозяйственных машин

### A method for calculation of oil supply to the parts of units of agricultural machinery

О. Л. МАЛОМЫЖЕВ<sup>1</sup>, канд. техн. наук  
Н. Е. ФЕДОТОВА<sup>2</sup>, канд. экон. наук  
В. В. СКУТЕЛЬНИК<sup>1</sup>, канд. техн. наук

<sup>1</sup> Иркутский национальный исследовательский технический университет, Иркутск, Россия, olm@bk.ru

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

O. L. MALOMYZHEV<sup>1</sup>, PhD in Engineering  
N. E. FEDOTOVA<sup>2</sup>, PhD in Economics  
V. V. SKUTEL'NIK<sup>1</sup>, PhD in Engineering

<sup>1</sup> Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russia, olm@bk.ru

<sup>2</sup> Branch of Irkutsk National Research Technical University in Usolye-Sibirskoye, Usolye-Sibirskoye, Russia, oip@istu.edu

В двигателях и агрегатах трансмиссий сельскохозяйственных машин широко используются принудительные системы смазки, в которых масло под действием масляных насосов подается к потребителям, снижая тем самым непроизводительные затраты на трение и обеспечивая необходимые тепловые режимы деталей. Для расчета систем смазки при проведении проекторочных и конструкторско-доводочных работ используются математические модели, которые представляют собой сложные системы, состоящие из большого количества нелинейных уравнений. Такие системы требуют разработки специальных методов решения. Метод решения системы линейных и нелинейных уравнений, описывающих движение масла по каналам принудительных систем смазки, должен обеспечивать простоту, однозначность и высокую достоверность расчетов. Проведен анализ влияния рассчитываемых величин друг на друга, выделены три основные зависимости: коэффициент потерь на трение для каждого из участков линий подач представляет собой функцию от объемного расхода масла; плотность масла представляет собой функцию от давления на входе-выходе участка линии подачи; давление, обусловленное действием центробежных сил, представляет собой функцию от плотности смазочного материала на входе во вращающийся участок. На основе выполненного анализа разработан метод решения математической модели принудительной системы смазки, соответствующий предложенным требованиям. Для проверки достоверности метода выполнен расчет системы смазки планетарной коробки передач, проведены измерения суммарного объемного расхода масла в процессе ее функционирования на различных режимах. Полученные результаты указывают на высокое совпадение рассчитанных и измеренных значений объемного расхода масла, что подтверждает достоверность предложенного метода решения системы уравнений и возможность его использования для расчета систем смазки.

**Ключевые слова:** трансмиссия; двигатель; принудительная система смазки; расчет; метод; математическая модель.

Force lubrication systems are widely used in engines and transmission units of agricultural machinery; the oil in them is supplied to consumers by the action of oil pumps, thus reducing the nonproductive friction losses and providing the necessary thermal conditions for parts. For calculation of lubrication systems when carrying out the design and further development works, mathematical models are used, representing the complex systems consisting of large number of nonlinear equations. Such systems require the development of special solution methods. A solution method of system of linear and nonlinear equations describing the oil movement through the channels of force lubrication systems should provide the simplicity, unambiguity and high accuracy of calculations. The analysis of mutual influence of the calculated quantities is performed. The three main dependencies are pointed out: the coefficient of friction losses for each of the supply line sections is a function of the volumetric flow rate of oil; the oil density is a function of the pressure in input-output section of the supply line; the pressure by the action of centrifugal forces is a function of the oil density at the input of rotating section. Based on the performed analysis, a solution method for mathematical model of force lubrication system satisfying the suggested requirements is developed. To validate the method, the system of planetary transmission lubrication is calculated; the total volumetric flow rate of oil in the process of its operation under various modes is measured. The obtained results show the good match of calculated and measured values of the volumetric flow rate of oil, which confirms the accuracy of the proposed solution method for system of equations and the possibility of its use for calculation of lubrication systems.

**Keywords:** transmission; engine; force lubrication system; calculation; method; mathematical model.

#### Введение

Двигатели и агрегаты трансмиссий сельхозмашин [1, 2] могут быть оборудованы принудительными системами смазки, в которых масло под действием масляных насосов подается к потребителям, снижая непроизводительные затраты на трение и обеспечивая необходимые тепловые режимы деталей.

Для расчета систем смазки при проведении проекторочных и конструкторско-доводочных работ используются математические модели, которые представляют собой сложные системы, состоящие из большого количества нелинейных уравнений. Такие системы требуют разработки специальных методов решения.

#### Цель исследования

Цель исследования — разработать метод решения системы линейных и нелинейных уравнений, описывающих движение масла по каналам принудительных систем смазки. Метод должен обеспечивать простоту, однозначность и высокую достоверность расчетов.

## Материалы и методы

В работах [3–5] предложена следующая математическая модель системы смазки:

$$\left\{ \begin{aligned} P_1 - P_2 \pm P_{цб_1} &= \\ &= (\alpha_1 + \varphi_1(t_{ср_1}, P_{ср_1})) \times \\ &\times \frac{G_1^2}{2f_1^2 \rho_{см_1}(t_{ср_1}, P_{ср_1})}; \\ \dots \dots \dots \\ P_i - P_{i+1} \pm P_{цб_i} &= \\ &= (\alpha_i + \varphi_i(t_{ср_i}, P_{ср_i})) \times \\ &\times \frac{G_i^2}{2f_i^2 \rho_{см_i}(t_{ср_i}, P_{ср_i})}; \\ \sum_{k=1}^n G_{k_n} &= 0, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где

$$P_{цб_i} = \rho_{см_i} \frac{\omega_i^2}{2} (\sin^2 \Psi_i) (r_{к_i}^2 - r_{н_i}^2);$$

$$\varphi_i = \sum_{i=1}^n \left( \xi_i + \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \right);$$

$$\rho_{см_i} =$$

$$= \begin{cases} \rho_M \left[ 1 + KR t_i \left( \frac{P_p}{P_i} e^{B/T_p} - e^{B/t_i} \right) \right] \\ \text{при } P_i < P_p; t_i > T_p; \\ \rho_M \text{ при } P_i \geq P_p; t_i \leq T_p. \end{cases}$$

Здесь для каждого  $i$ -го участка подачи масла:  $P_i, P_{i+1}$  — давления на входе и выходе, Па;  $P_{цб_i}$  — давление, обусловленное действием центробежных сил (для радиально вращающегося участка), Па;  $\alpha_i$  — коэффициент неравномерности потока масла (коэффициент Дарси);  $\varphi_i$  — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений;  $t_{ср_i}$  — среднее арифметическое значение температуры масла, К;  $P_{ср_i}$  — среднее арифметическое значение давления, Па;  $G_i$  — массовый расход масла, кг/с;  $f_i$  — площадь поперечного сечения, м<sup>2</sup>;  $\rho_{см_i}$  — плотность газомасляной смеси, кг/м<sup>3</sup>;  $\omega_i$  — частота вращения (для радиально вращающегося участка), рад/с;  $\rho_M$  — плот-

ность масла, кг/м<sup>3</sup>;  $\Psi_i$  — угол наклона к оси вращения (для радиально вращающегося участка), рад;  $r_{н_i}, r_{к_i}$  — радиусы входа и выхода масла (для радиально вращающегося участка), м;  $\xi_i$  — коэффициент местных гидравлических сопротивлений;  $\lambda_i$  — коэффициент, учитывающий потери на трение масла;  $l_i$  — длина участка, м;  $d_i$  — гидравлический диаметр участка, м;  $K$  — коэффициент, учитывающий растворимость газа в масле от температуры, К [5];  $B$  — коэффициент, учитывающий растворимость газа в масле от давления, Па [5];  $R$  — универсальная газовая постоянная, Дж/(моль · К);  $P_p$  — давление равновесной растворимости, Па;  $T_p$  — температура равновесной растворимости, К.

Данная математическая модель представляет собой сложную систему, состоящую из линейных и нелинейных уравнений, для решения которой необходимо применить специальные методы. Следует отметить, что входящие в уравнения параметры зависят от температуры, но для повышения точности расчета необходимы дополнительные уравнения, позволяющие определять текущие температуры деталей и масла. В предлагаемом методе решения текущие температуры деталей и масла  $t_i$  и  $t_{ср_i}$  задаются как средняя температура масла в камере рассчитываемой сборочной единицы, следовательно, все зависящие от нее параметры рассматриваются как постоянные величины.

В результате анализа влияния рассчитываемых величин друг на друга выделены три основные зависимости. Во-первых, коэффициент потерь на трение для каждого из участков линий подачи представляет собой функцию от объемного расхода масла. Во-вторых, плотность масла представляет собой функцию от давления на входе-выходе участка линии подачи. В-третьих, давление, обусловленное действием центробежных сил, представляет собой функцию от плотности смазочного материала на входе во вращающийся участок.

Для решения системы уравнений предлагается применять итерационный метод, включающий три вида итераций:

1) решение системы уравнений с использованием предварительно заданных значений коэффициентов потерь на трение и плотностей смазочного материала для каждого из выделенных участков линий подачи смазочного материала;

2) уточнение коэффициентов потерь на трение по полученным значениям подачи смазочного материала и повторное решение системы уравнений;

3) уточнение значений плотности смазочного материала по полученным значениям давления на входе-выходе участков линий подачи смазочного материала и повторное выполнение пунктов 1 и 2.

Итерации выполняются до тех пор, пока не будет достигнута необходимая точность расчета.

При выполнении итераций 1 решается система квадратных и линейных уравнений. Для этого предлагается применить метод Гаусса [6], используемый для решения систем линейных уравнений. На первом шаге итерации задаются приближенные величины подачи для каждого из выделенных участков линий подачи системы смазки, при этом квадратные уравнения принимают вид:

$$\Delta P_i + P_{цб_i} = (\alpha_i + \varphi_i(t_{ср_i})) \frac{\bar{G}_i G_i}{2f_i^2 \rho_{см_i}(t_{ср_i})},$$

где  $\bar{G}_i, G_i$  — предварительно заданная и искомая величины подачи.

Система уравнений (1) превращается в систему линейных уравнений. После ее решения проводится сравнение заданных и искоемых величин подачи. Если различия между ними не превышают необходимую точность, то расчет повторяется. Но для последующего шага итерации предварительно заданная величина подачи определяется как среднее арифметическое между заданной величиной для предыдущей итерации и полученной в результате ее выполнения величиной подачи:

$$\bar{G}_{i+1} = \frac{\bar{G}_i + G_i}{2}.$$

В результате для решения системы квадратных уравнений удалось применить метод решения системы линейных уравнений. Наиболее удобным методом решения системы

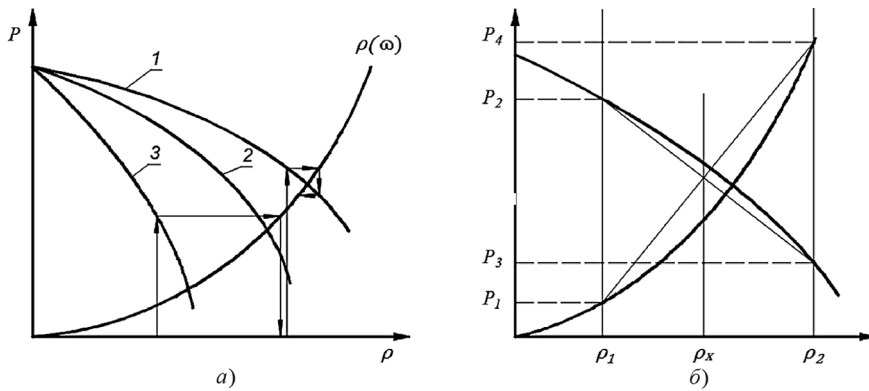


Рис. 1. Метод простых итераций (а) и метод секущих (б)

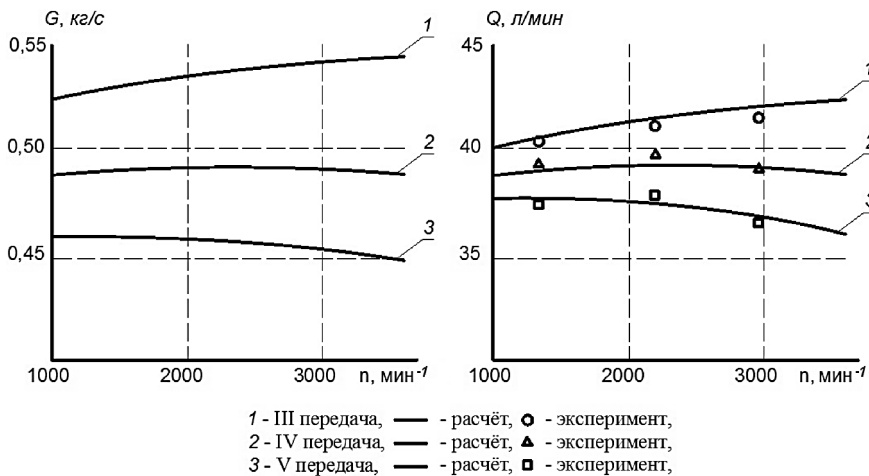


Рис. 2. Массовые  $G$  и объемные  $Q$  (суммарные) величины расхода масла через коробку передач, полученные расчетным и экспериментальным путями

линейных уравнений оказался метод Гаусса.

Итерацию 2 предложено проводить в следующей последовательности. Коэффициенты потерь на трение определяются исходя из предварительно заданных величин подач. После выполнения итерации 1 коэффициенты потерь на трение определяются по полученным величинам подач и сравниваются с предыдущими. Если их различия превышают заданную точность, то расчет повторяется с использованием полученных коэффициентов.

Наибольшую сложность представляет выполнение итерации 3, так как она обусловлена зависимостью плотности смазки не только от давления на входе-выходе участков линий подач, но и от давления, обусловленного действием центробежных сил в радиально вращающихся каналах. В свою очередь, давление, обусловленное действием

центробежных сил, зависит от плотности смазки.

Проведен анализ методов решения, на основании которого выбран метод, обеспечивающий достоверное решение для рассматриваемой задачи. На рис. 1, а представлены графики 1–3 изменения давления на входе в радиально вращающийся канал в зависимости от плотности смазочного материала для различных частот вращения, а также график изменения плотности газомасляной смеси в зависимости от давления, обусловленного действием центробежных сил, где  $\omega_1 < \omega_2 < \omega_3$ .

Из графиков на рис. 1, а видно, что применение метода простых итераций обеспечивает сходимость только для каналов, вращающихся с относительно малой частотой. По этой причине для выполнения итерации 3 применен метод секущих [6], обеспечивающий сходимость для рассматриваемой системы уравнений.

Геометрическая интерпретация данного метода приведена на рис. 1, б.

Для реализации метода секущих необходимо задать два исходных значения плотности  $\rho_1$  и  $\rho_2$ . С их использованием определяются величины давлений  $P_1, P_2$  и  $P_3, P_4$ . Полученные точки дают возможность определить значение плотности  $\rho_x$ , которая служит исходной границей для последующей итерации. Предлагаемый метод позволяет получить искомые величины при минимальном числе итераций.

При проведении расчета система смазки разбивается на отдельные участки, не имеющие разветвлений, характеризующиеся близкими значениями диаметров и наличием вращения. Для каждого участка определяются геометрические размеры, выбираются коэффициенты местных гидравлических сопротивлений, задаются частоты вращения для радиально вращающихся участков, определяются углы их наклона к оси вращения. Для расчета, как правило, выбирается около 10–30 участков.

Для реализации предложенного метода решения системы уравнений, описывающих работу принудительных систем смазки, требуется применение средств вычислительной техники.

## Результаты и их обсуждение

С целью проверки достоверности предложенного метода выполнен расчет системы смазки планетарной коробки передач, а также проведены измерения суммарного объемного расхода масла в процессе ее функционирования на различных режимах работы. Результаты расчета массовых  $G$  и объемных  $Q$  расходов масла приведены на рис. 2.

## Выводы

Полученные результаты указывают на высокое совпадение рассчитанных и измеренных значений объемного расхода масла, что подтверждает достоверность предложенного метода решения системы уравнений (1) и возможность его использования для расчета систем смазки при проведении проекторочных и конструкторско-доводочных работ.

## Литература и источники

1. Раднаев Д. Н., Калашников С. С., Шуханов С. Н. Оптимизация технологического комплекса машин в растениеводстве // *Аграрная наука*. 2015, № 8. С. 28—30.
2. Баранов А. В., Вагнер В. А., Тарасевич С. В. и др. Проблема оценки износа сопряжений зубчатых колес транспортных машин и энергетического оборудования // *Ползуновский вестник*. 2010, № 1. С. 99—105.
3. 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.
4. Маломыжев О. Л., Федотова Н. Е., Медведева И. С. и др. Математическая модель принудительных систем смазки сельскохозяйственных машин и оборудо-

вания // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016, № 4. С. 48—51.

5. Маломыжев О. Л., Федотова Н. Е., Бурунова А. Н. и др. Математическая модель определения параметров двухфазной газомасляной смеси // *Вестник ИрГТУ*. 2016, № 1 (108). С. 123—129.
6. Амосов А. А., Дубинский Ю. А., Копченев Н. В. *Вычислительные методы*: Учеб. пособие. М.: ИД МЭИ, 2008. 762 с.

## References

1. Radnaev D. N., Kalashnikov S. S., Shukhanov S. N. Optimization of the technological complex of machinery in crop production. *Agrarnaya nauka*, 2015, no. 8, pp. 28—30 (in Russ.).
2. Baranov A. V., Vagner V. A., Tarasevich S. V., Baranova Yu. A., Ponomareva A. N. Problem of wear assessment of toothed gears couplings of transport

vehicles and energy equipment. *Polzunovskiy vestnik*, 2010, no. 1, pp. 99—105 (in Russ.).

3. 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.).
4. Malomyzhev O. L., Fedotova N. E., Medvedeva I. S., Prokop'ev I. S. Mathematical model of force lubrication systems of agricultural machinery and equipment. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2016, no. 4, pp. 48—51 (in Russ.).
5. Malomyzhev O. L., Fedotova N. E., Burunova A. N., Zinov'ev A. M. Mathematical model for two-phase gas-oil mixture parameter determination. *Vestnik IrGTU*, 2016, no. 1 (108), pp. 123—129 (in Russ.).
6. Amosov A. A., Dubinskiy Yu. A., Kopchenov N. V. *Vychislitel'nye metody* [Computational methods]. Moscow, Moscow Power Engineering Institute Publ., 2008, 762 p.