

# ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ ОТДЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИЙ С ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМОЙ СМАЗКИ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННЫХ ТРАКТОРОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО НАЗНАЧЕНИЯ

УДК 631.372

**ШУХАНОВ Станислав Николаевич**, Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежовского

**МАЛОМЫЖЕВ Олег Львович**, Иркутский национальный исследовательский технический университет

**СКУТЕЛЬНИК Виталий Викторович**, Иркутский национальный исследовательский технический университет

*В статье проведен анализ специфики работы агрегатов трансмиссий энергонасыщенных тракторов сельскохозяйственного назначения с целью определения параметров оптимизации их теплового режима. Определены наиболее значимые факторы, обеспечивающие отвод тепла от деталей трансмиссий, имеющие принудительную систему смазки, а также внешний теплообменник (радиатор). Выведены основные расчетные зависимости, позволяющие проводить расчет температур, как средних температур агрегатов в целом, так и их отдельных деталей. Предложенные уравнения позволяют на стадии проектирования трансмиссий оценить их теплонапряженность и подобрать при необходимости требуемую эффективность радиатора охлаждения масла трансмиссии.*

Успешное развитие агропромышленного комплекса предполагает создание технических средств и технологий нового поколения. Первостепенное значение в сельскохозяйственном производстве отводится использованию энергонасыщенных тракторов как наиболее прогрессивных машин.

В агрегатах с принудительной смазкой масло через каналы, выполненные в деталях агрегата, подается под давлением к зонам трения и деталям, нуждающимся в охлаждении. На выходе из каналов масло разбрызгивается по объему агрегата, стекает по неподвижным поверхностям деталей и картера в поддон, откуда отсасывается откачивающим насосом. Движение масла по каналам от входа в агрегат и до подхода к дросселирующим отверстиям отражает процесс теплопереноса движущейся средой [3].

На основе уравнения закона теплопроводности Фурье [2] для  $i$ -й детали агрегата можно записать в следующем виде

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i - \sum_{j=1}^n \lambda_{s,i,j} (T_i - T_j) - \sum_{j=1}^n \alpha_{s,i,j} (T_i - T_j) - \sum_{j=1}^n \varepsilon_{s,i,j} \times (T_i^4 - T_j^4), \quad (1)$$

где  $C_i$  – эффективная теплоемкость детали  $i$ .

В уравнении (1) параметры являются не теплофизическими характеристиками: удельной теплоемкостью ( $c$ ), коэффициентом теплоотдачи ( $\alpha$ ), коэффициентом теплопроводности ( $\lambda$ ) и степенью черноты ( $\varepsilon$ ), приводящимися в справочниках для линейных потоков [1, 4], а их эффективными значениями, зависящими от неравномерности температурного поля деталей.

Теплообмен деталей включает в себя все процессы для агрегата со смазкой окунаем и дополняется взаимодействием деталей с маслом, протекающим по выполненным в них каналам, тогда, пренебрегая теплообменом излучением (вследствие относительно малой температуры деталей), имеем:

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i - \sum_{j=1}^n \lambda_{s,i,j} \cdot (T_i - T_j) - \sum_{j=1}^n \alpha_{s,i} (T_i - T_o) - \alpha_{s,i,c} (T_i - T_{o,i}),$$

где  $\alpha_{s,i}$  – коэффициент интенсивности теплообмена  $i$ -й детали с маслом, находящимся в объеме картера и имеющим сосредоточенную температуру  $T_o$ ;  $\alpha_{s,i,c}$  – коэффициент интенсивности теплообмена  $i$ -ой детали с маслом, движущимся по каналу, выполненному в детали, и обладающему сосредоточенной температурой  $T_{o,i}$ .

Остальные величины соответствуют рассмотренным для агрегата со смазкой окунаем





ем.

Уравнение для масла, проходящего по каналу, выполненному в *i*-й детали:

$$T_{o,вн} = \frac{\sum(g_{\varepsilon}T_{o,н})}{\sum g_{\varepsilon,i}} \quad (4)$$

$$C_{o,i} \frac{dT_{o,i}}{dt} = Q_{o,i} - \alpha_{\varepsilon,i,c}(T_{o,i} - T_i) - g_{\varepsilon,i}(T_{o,i,н} - T_{o,i,вн}),$$

где  $C_{o,i}$  – теплоемкость масла, находящегося в канале *i*-й детали;  $Q_{o,i}$  – тепловыделение в масле, находящимся в канале *i*-й детали, обусловленное трением и потерями энергии при преодолении местных сопротивлений.

В качестве  $T_{o,i}$  берется среднеарифметическое температур масла на входе ( $T_{o,i,н}$ ) и выходе ( $T_{o,i,вн}$ ) из канала *i*-й детали.

Для масла, поступающего во внутреннее пространство картера и затем откачиваемого из него:

$$C_o \frac{dT_o}{dt} = Q_o - \sum_{j=1}^n \alpha_{\varepsilon,i}(T_o - T_i) - g_{\varepsilon,o}(T_{o,н} - T_{o,вн}) - K_{\varepsilon}(T_o - T_{\varepsilon}),$$

где  $K_{\varepsilon}$  – коэффициент интенсивности собственного теплорассеивания агрегата. При этом эффективная теплоемкость масла включает в себя теплоемкость картера агрегата.

Модель теплового состояния агрегата с принудительной системой смазки будет иметь вид

$$\begin{cases} C_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i - \sum_{j=1}^n \lambda_{\varepsilon,i,j}(T_i - T_j) - \sum_{j=1}^n \alpha_{\varepsilon,i}(T_i - T_o) - \alpha_{\varepsilon,i,c}(T_i - T_{o,i}), i = 1, n \\ C_{o,i} \frac{dT_{o,i}}{dt} = Q_{o,i} - \alpha_{\varepsilon,i,c}(T_{o,i} - T_i) - g_{\varepsilon,i}(T_{o,i,н} - T_{o,i,вн}), i = 1, n \\ C_o \frac{dT_o}{dt} = Q_o - \sum_{j=1}^n \alpha_{\varepsilon,i}(T_o - T_i) - g_{\varepsilon,o}(T_{o,н} - T_{o,вн}) - K_{\varepsilon}(T_o - T_{\varepsilon}), i = 1, n. \end{cases} \quad (2)$$

В приведенном виде система уравнений (2) не является замкнутой, т.к. количество подлежащих определению параметров превышает число уравнений. Для ее однозначного решения необходимо указать температуру масла на входе в агрегат ( $T_{o,вн}$ ) и наложить условия связи между масляными потоками в различных каналах. Для масла, поступающего из канала в один или несколько следующих за ним:

$$T_{o,i,н} = T_{o,i-1,вн}. \quad (3)$$

Если происходит соединение масляных потоков, обладающих различной температурой, из нескольких каналов в один, считая, что в узле  $\sum g_{\varepsilon,i} \cdot T_{o,i} = 0$ , температура масла на входе в суммирующий канал определится следующим образом:

Для оценки величин  $Q_i$ ;  $g_{\varepsilon,i}$ ; и других необходимо знать расходы масла через каналы, выполненные в деталях агрегата, что производится при гидравлическом расчете масляного тракта.

Сложив почленно уравнения системы (2), получим следующие уравнения:

полное тепловыделение в агрегате:

$$Q = \sum_{i=1}^n (Q_i + Q_{o,i} + Q_o);$$

эффективная теплоемкость агрегата:

$$C = \sum_{i=1}^n (C_i + C_{o,i} + C_o);$$

$$G(T_{o,н} - T_{o,вн}) = \sum_{i=1}^n [g_{\varepsilon,i}(T_{o,i,н} - T_{o,i,вн}) + g_{\varepsilon,o} \cdot (T_{o,н} - T_{o,вн})],$$

В итоге получим уравнение

$$C \frac{dT_o}{dt} = Q - G(T_{o,н} - T_{o,вн}) - K_{\varepsilon}(T_o - T_{\varepsilon}). \quad (5)$$

Рассматривая вошедшие в него параметры, можно показать, что температура масла на выходе из агрегата (перед откачивающим насосом) является сосредоточенной (точечной) оценкой теплового состояния агрегата в целом.

Решение уравнения (5) приводится к виду

$$T_{r,o,н} = T_{r,qo,н} + (T_{r,o,o,н} - T_{r,q,o,н}) \cdot \exp(-\tau \cdot t),$$

где  $T_{r,o}$  – значение температуры масла на выходе из агрегата в приращении к температуре окружающей среды;

$$T_{r,o,н} = T_{o,н} - T_{\varepsilon},$$

$T_{r,qo,н}$  – установившаяся температура масла на выходе масла из агрегата;

$$T_{r,qo,н} = \frac{2 \cdot Q + T_{r,o,вн}(2 \cdot G - K_{\varepsilon})}{2 \cdot G + K_{\varepsilon}};$$

$T_{r,o,o,н}$  – температура масла на выходе из агрегата в начале переходного процесса;  $T_{r,o,вн}$  – температура масла на входе в агрегат;  $\tau$  – постоянная времени переходного процесса;  $\tau = (2G + K_{\varepsilon})/C$ .

В трансмиссии с принудительной системой смазки различные агрегаты соединены общей гидросистемой, включая теплорассеивающий элемент (радиатор). Образующий замкнутый масляный тракт описывается системой уравне-

ний вида (5) с условиями связи (3), (4).

Уравнение (5) позволяет оценить общий уровень теплового состояния агрегата, а система (2) установить температуры деталей и характер их распределения.

Анализ теплового состояния начинается с оценки установившегося режима. Система уравнений модели в этом случае принимает следующий вид:

$$\begin{cases} Q_i = \sum_{j=1}^n \lambda_{e,i,j} (T_i - T_j) - \alpha_{e,i} (T_i - T_o) - \alpha_{e,i,c} (T_i - T_{o,i}), i = 1, n \\ Q_{o,i} = \alpha_{e,i,c} (T_{o,i} - T_i) - g_{e,i} (T_{o,i,H} - T_{o,i,ВН}), i = 1, n \\ Q_o = \sum_{j=1}^n \alpha_{e,i} (T_o - T_i) - g_{e,o} (T_{o,H} - T_{o,ВН}) - K_e (T_o - T_e), i = 1, n; \end{cases} \quad (6)$$

$$Q = G (T_{o,H} - T_{o,ВН}) + K_e (T_o - T_e).$$

Если определить температуру масла из уравнения (6), то можно рассчитать собственное температурное поле агрегата в приращениях к температуре масла ( $T_{r,i} = T_i - T_o$ ;  $T_{r,o,i} = T_{o,i} - T_o$ ) из системы уравнений

$$\begin{cases} Q_i = \sum_{j=1}^n \lambda_{e,i,j} (T_i - T_j) - \alpha_{e,i} (T_i - T_o) - \alpha_{e,i,c} (T_i - T_{o,i}), i = 1, n \\ Q_{o,i} = \alpha_{e,i,c} (T_{o,i} - T_i) - g_{e,i} (T_{o,i,H} - T_{o,i,ВН}), i = 1, n. \end{cases}$$

Рассматривая при анализе агрегата с принудительной системой смазки теплоперенос подвижной средой как источник (сток) тепла мощностью

$$Q_{o,i} = g_{e,i} \cdot (T_{o,i,H} - T_{o,i,ВН})$$

и обозначив

$$Q_{e,i} = Q_i + Q_{o,i} + \overline{Q_{o,i}},$$

$$Q_{e,o} = Q_o - Q_{o,i},$$

получим систему уравнений:

$$\begin{cases} Q_{e,i} = \sum_{j=1}^n \lambda_{e,i,j} (T_i - T_j) + \alpha_{e,i} (T_i - T_o), i = 1, n \\ Q_{e,o} = \sum_{j=1}^n \alpha_{e,i} (T_o - T_i) - K_e (T_o - T_e), i = 1, n. \end{cases} \quad (7)$$

Предложенный подход к расчету систем смазки и охлаждения трансмиссий сельскохозяйственных машин позволяет наиболее просто провести определение необходимых параметров принудительной смазки деталей, потребного для нее расхода масла и оценки необходимой эффективности радиатора охлаждения масла.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 721 с.
2. Лыков А.В. Теория теплопроводности. – М.: Высш. школа, 1967. – 736 с.
3. Маломыжев О.Л., Семенов А.Г., Скutel'ник В.В. Разработка методики расчета системы смазки деталей машин // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2013. – № 4 (32). – С. 98–104.
4. Чиркин В. С. Теплофизические свойства материалов: справочник. – М.: ФИЗМАТГИЗ, 1959. – 356 с.

**Шуханов Станислав Николаевич**, д-р техн. наук, проф. кафедры «Техническое обеспечение агропромышленного комплекса», Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского. Россия. 664038 г. Иркутск, пос. Молодежный, 1/1. Тел.: (83952) 23-74-91.

**Маломыжев Олег Львович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт», Иркутский национальный исследовательский технический университет. Россия.

**Скutel'ник Виталий Викторович**, канд. техн. наук, доцент кафедры «Менеджмент и логистика на транспорте», Иркутский национальный исследовательский технический университет. Россия. 664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83. Тел.: (83952) 40-51-35.

**Ключевые слова:** сельскохозяйственные машины; трансмиссии; теплонапряженность деталей; принудительная система смазки.

#### CALCULATION FEATURES OF THERMAL REGIMES FOR INDIVIDUAL TRANSMISSION UNITS WITH FORCED LUBRICATION SYSTEM FOR HIGH POWER AGRICULTURAL TRACTORS

**Shuhanov Stanislav Nikolaevich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of the chair "Technical support of agricultural complex", Irkutsk State Agrarian University named after A.A. Izhevskiy. Russia.

**Malomyzhev Oleg L'vovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Automobile Transport", Irkutsk National Research Technical University. Russia.

**Skutel'nik Vitaliy Viktorovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the chair "Transport Management and Logistics", Irkutsk National Research Technical University. Russia.

**Keywords:** agricultural machinery; transmission; heat and tension of the parts; force-feed lubrication system.

*The article focuses on the analysis of agricultural tractor's transmission units and aims to determine parameters for optimizing their thermal regime. The most significant factors in reducing the heat of the transmission components, which possess forced lubrication system and external heat exchanger (radiator), were identified. Basic calculation dependencies were pointed out, that allow calculating temperatures including average temperatures of the units in general, and their individual parts. The proposed equations allow estimating the heat release rate at the phase of design and construction of these transmissions and selecting the required radiator efficiency for oil cooling in the transmission if needed.*

