

В качестве теплоносителя можно использовать не воду, а антифриз, тогда необходимо тщательней следить, чтобы не было утечек жидкости, так как это токсическое вещество, которое при нагревании более опасно.

Подводя итоги можно отметить, что в нынешнее время, в большинстве случаев, не все предприятия могут обеспечить необходимые нормы, предъявляемые к гаражным помещениям, что крайне плохо отражается не только на состоянии транспортных средств, но и в целом снижает производственные показатели предприятия АПК. В тоже время при современном ассортименте светотехнической продукции, электрических котлов и электрооборудования электрификация помещений такого назначения является достаточно простой и быстро окупаемой задачей.

Библиографический список

1. Тимофеев, Е. В. Повышение энергоэффективности в сельском хозяйстве [Текст] / Е. В. Тимофеев, А. Ф. Эрк, В. Н. Судаченко, В. А. Размук // Молодой ученый. - 2017. - № 4 (138). - С. 213-217.

2. Кожевникова, Н. Ю. Производственное освещение: учебно-методическое пособие : для студентов УрГАУ, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» [Текст] / Н. Ю. Кожевникова. - Екатеринбург: Изд-во УрГАУ, 2020. - 15 с.

3. Копейкина, Т. В. Применение светодиодных осветительных приборов для освещения производственных помещений [Текст] / Т. В. Копейкина // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. - 2015. - № 9-3. - С. 419-422.

УДК 631.372

УВЕЛИЧЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПОЛУОСИ ЗАДНЕГО МОСТА ТРАКТОРА ПРИ ПЕРЕОБОРУДОВАНИИ НА ПОЛУГУСЕНИЧНЫЙ ХОД

Фолomeев Анатолий Тимофеевич, студент ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ, folomeevat@internet.ru

Димитров Анатолий Анатольевич, магистрант ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ, diagrup12@gmail.com

Лебедев Анатолий Тимофеевич, д.т.н., профессор ФГБОУ ВО Ставропольский ГАУ

***Аннотация:** Выполнен расчет долговечности подшипников полуоси заднего моста трактора при переоборудовании на полугусеничный ход. На переоборудованном тракторе, происходит значительное увеличение долговечности подшипников полуоси в 2,24 раза, а при замене шариковых подшипников на роликовые дополнительно можно увеличить ресурс в 3,4 раза.*

***Ключевые слова:** полугусеничный ход, задний мост, долговечность подшипников.*

Введение. В настоящее время полугусеничный ход (ПГХ) находит все более широкое применение как при модернизации колесных движителей тракторов,

находящихся в эксплуатации, так и при производстве новых тракторов и комбайнов. Иностранными фирмами-производителями разработаны несколько комплектов ПГХ, которые можно применять для определенных моделей тракторов.

Тяговое усилие трактора МТЗ-80 переоборудованного на ПГХ при оптимальных скоростях движения в 1,83 раза выше, чем в стандартном исполнении МТЗ-80, где эта величина составляет 13,54 кН. Таким образом, тяговая характеристика свидетельствует об увеличении тягового класса переоборудованного трактора с 1,4 до 2,0, что позволяет расширить тяговые возможности тракторов с ПГХ [1]. В связи с этим необходимы исследования данного переоборудования на ПГХ с точки зрения долговечности наиболее нагруженных деталей заднего моста трактора.

Одним из способов увеличения долговечности подшипникового узла является замена шариковых радиальных подшипников на взаимозаменяемые роликовые с большей несущей способностью. Исходя из этого необходимо выполнить проверочный расчет подшипников полуосей.

Экспериментальная часть. Проведем расчет подшипников для колесного хода на тракторе МТЗ-80, возьмем правую полуось, в данном случае на полуось со стороны колеса будет воздействовать нормальная реакция R_H , которая определяется по формуле [2]:

$$R_H = 0,5 \cdot G_3 \cdot g, \quad (1)$$

где G_3 – масса трактора приходящиеся на задний мост, $G_3 = 2640$ кг.[3];

g – ускорение свободного падения.

$$R_H = 2640 \cdot 9,81 \cdot 0,5 = 12949 \text{ Н.}$$

В плоскости колеса действует касательная сила тяги F_K . Равная 13542 Н [1].

Определяем окружную силу F_{t2} цилиндрической прямозубой передачи [4]:

$$F_{t2} = (2 \cdot T \cdot 10^3) / d_2, \quad (2)$$

где $d_2 = 450$ мм – делительный диаметр ведомой шестерни [2];

$T = 4728$ Н·м – вращающий момент на полуоси [1].

$$F_{t2} = (2 \cdot 4728 \cdot 10^3) / 450 = 21013 \text{ Н.}$$

Радиальная сила F_{r2} определяется по формуле [4]:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(20^\circ); \quad (3)$$

$$F_{r2} = 21013 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ) = 7648 \text{ Н.}$$

Для проверки долговечности подшипников определим реакции в опорах полуоси [4].

Построим эпюры крутящих и изгибающих моментов (рисунок 1).

Для стандартного колесного трактора (рисунок 1, а):

Вертикальная плоскость [4]:

$$\sum M_A = 0: F_{r2} \cdot 0,045 + R_{BY} \cdot 0,435 - F_K \cdot 0,805 = 0;$$

$$R_{BY} = (13542 \cdot 0,805 - 7648 \cdot 0,045) / 0,435 = 24269 \text{ Н.}$$

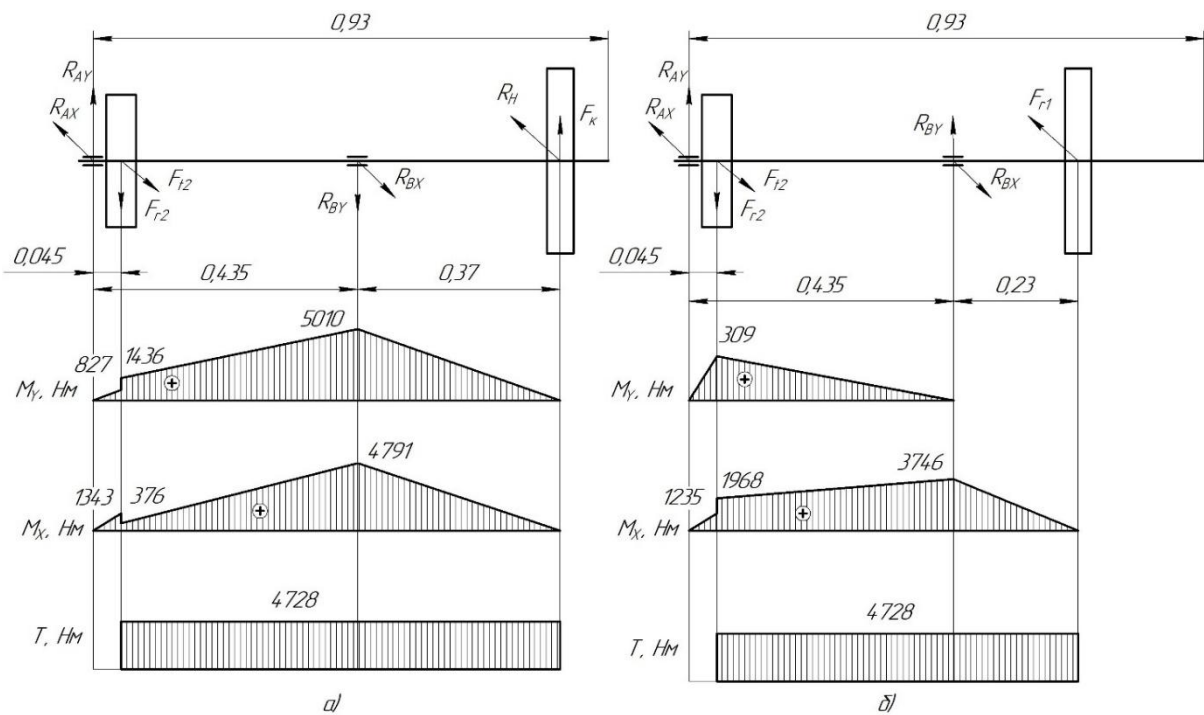
$$\sum M_B = 0: R_{AY} \cdot 0,435 - F_{r2} \cdot 0,39 - F_K \cdot 0,37 = 0;$$

$$R_{AY} = (7648 \cdot 0,39 + 13542 \cdot 0,37) / 0,435 = 18375 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum M_Y = 0: R_{AY} - F_{r2} - R_{BY} + F_K = 0;$$

$$18375 - 7648 - 24269 + 13542 = 0 \text{ Н.}$$

Условие $\sum M_Y = 0$ выполняется, значит расчет выполнен верно.



**Рис. 1. Эпюры крутящих и изгибающих моментов:
а) колесный ход; б) полугусеничный ход**

Горизонтальная плоскость [4]:

$$\sum M_A = 0: F_{t2} \cdot 0,045 + R_{BX} \cdot 0,435 - R_H \cdot 0,805 = 0;$$

$$R_{BX} = (12949 \cdot 0,805 - 21013 \cdot 0,045) / 0,435 = 21789 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0: R_{AX} \cdot 0,435 - F_{t2} \cdot 0,39 - R_H \cdot 0,37 = 0;$$

$$R_{AX} = (21013 \cdot 0,39 + 12949 \cdot 0,37) / 0,435 = 29853 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum M_X = 0: F_{t2} + R_{BX} - R_H - R_{AX} = 0;$$

$$21013 + 21789 - 12949 - 29853 = 0 \text{ Н.}$$

Условие $\sum M_X = 0$ выполняется, значит расчет выполнен верно.

Суммарные реакции [4]:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{29853^2 + 18375^2} = 35055 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{21789^2 + 24269^2} = 32615 \text{ Н.}$$

Определим эквивалентную динамическую нагрузку подшипников.

Для полуоси осевая сила незначительна ей пренебрегаем, поэтому эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле [4]:

$$R_E = V R_r K_b K_T, \quad (4)$$

где R_r - радиальная нагрузка подшипника; V - коэффициент вращения; K_b - коэффициент безопасности; K_T - температурный коэффициент.

$$R_E = 1 \cdot 35055 \cdot 1,1 \cdot 1 = 38561 \text{ Н.}$$

Определим расчетную долговечность при усреднённом скоростном режиме по формуле [4]:

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot n_i} \left(\frac{C}{R_E} \right)^3 \cdot a_1 \cdot a_{23}, \quad (5)$$

где n_i – частота вращения полуоси, m – показатель степени, для шариковых подшипников $m = 3$, для роликоподшипников 10/3; a_1 – коэффициент надежности, a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации; C – динамическая грузоподъемность [6,7].

При скорости 25 км/ч: частота вращения полуоси $n = 88,4 \text{ мин}^{-1}$ [3]:

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot 88,4} \left(\frac{83200}{38561} \right)^3 \cdot 1 \cdot 0,8 = 1515 \text{ ч.}$$

При замене на роликовые подшипники 42217 ГОСТ 8328-75. Величина динамической грузоподъемности C , которых равна соответственно $C = 119000 \text{ Н}$ [7]. Получим расчетную долговечность:

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot 88,4} \left(\frac{119000}{38561} \right)^{10/3} \cdot 1 \cdot 0,6 = 4822 \text{ ч.}$$

Далее проведем аналогичный расчет для переоборудованного трактора:

Окружная сила F_{t1} , передаваемая звездочкой, определяется по формуле [4]:

$$F_{t1} = (2 \cdot T \cdot 10^3) / d_1, \quad (6)$$

где $d_1 = 712 \text{ мм}$ – делительный диаметр звездочки [5];

$T = 4728 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – вращающий момент на полуоси [1].

$$F_{t1} = (2 \cdot 4728 \cdot 10^3) / 712 = 13280 \text{ Н.}$$

Предварительное натяжение гусеницы F_0 [4]:

$$F_0 = K \cdot q \cdot a \cdot g, \quad (7)$$

где K – коэффициент провисания (для наклоненных к горизонту до 45° – $K=3$); q – масса 1 м гусеницы, для гусеницы стандартной ширины $q = 46 \text{ кг/м}$;

a – межосевое расстояние, м; g – ускорение свободного падения $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$F_0 = 3 \cdot 46 \cdot 0,75 \cdot 9,81 = 1015 \text{ Н.}$$

Консольная сила F_{r1} (нагрузка на полуось со стороны ведущей звездочки), определяется по формуле [4]:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot (1,1 \dots 1,2) + F_0; \quad (8)$$

$$F_{r1} = 13280 \cdot 1,15 + 1015 = 16287 \text{ Н.}$$

Для проверки долговечности подшипников, переоборудованного трактора на полугусеничный ход, построим эпюры крутящих и изгибающих моментов (рисунок 1,б).

Вертикальная плоскость [4]:

$$\sum M_A = 0: F_{r2} \cdot 0,045 - R_{BY} \cdot 0,435 = 0;$$

$$R_{BY} = (7648 \cdot 0,045) / 0,435 = 791 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0: R_{AY} \cdot 0,435 - F_{r2} \cdot 0,39 = 0;$$

$$R_{AY} = (7648 \cdot 0,39) / 0,435 = 6857 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum M_Y = 0: R_{AY} - F_{r2} + R_{BY} = 0; 6857 - 7648 + 791 = 0 \text{ Н.}$

Условие $\sum M_Y = 0$ выполняется, значит расчет выполнен верно.

Горизонтальная плоскость [4]:

$$\sum M_A = 0: F_{t2} \cdot 0,045 + R_{BX} \cdot 0,435 - F_{r1} \cdot 0,665 = 0;$$

$$R_{BX} = (16287 \cdot 0,665 - 21013 \cdot 0,045) / 0,435 = 22725 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0: R_{AX} \cdot 0,435 - F_{t2} \cdot 0,39 - F_{r1} \cdot 0,23 = 0;$$

$$R_{AX} = (21013 \cdot 0,39 + 16287 \cdot 0,23) / 0,435 = 27451 \text{ Н.}$$

Проверка: $\sum M_X = 0: F_{t2} + R_{BX} - F_{r1} - R_{AX} = 0;$
 $21013 + 22725 - 16287 - 27451 = 0 \text{ Н.}$

Условие $\sum M_X = 0$ выполняется, значит расчет выполнен верно.

Суммарные реакции [4]:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{27451^2 + 6857^2} = 28295 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{22725^2 + 791^2} = 22739 \text{ Н.}$$

Определим эквивалентную динамическую нагрузку подшипников.

Для полуоси осевая сила отсутствует, поэтому эквивалентная нагрузка вычисляется по формуле (4)

$$R_E = 1 \cdot 28295 \cdot 1,1 \cdot 1 = 31125.$$

Расчетная долговечность по формуле (5):

При скорости 10 км/ч: частота вращения полуоси $n = 75 \text{ мин}^{-1}$ [3];

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot 75} \left(\frac{83200}{31125} \right)^3 \cdot 1 \cdot 0,8 = 3396 \text{ ч.}$$

При замене на роликовые подшипники 42217 ГОСТ 8328-75, получим расчетную долговечность:

$$L_H = \frac{10^6}{60 \cdot 75} \left(\frac{119000}{31125} \right)^{10/3} \cdot 1 \cdot 0,6 = 11600 \text{ ч.}$$

Выводы. Анализ расчетов показывает, что на переоборудованном на полугусеничный ход тракторе МТЗ-80, происходит значительное увеличение долговечности подшипникового узла в 2,24 раза, с 1515 ч. до 3396 ч. соответственно.

Полуоси заднего моста, при переоборудовании на полугусеничный ход, разгружены от массы трактора, что позволяет снизить эквивалентную динамическую нагрузку подшипников на 24%.

Так же был изучен эффект после замены шарикоподшипников 217 ГОСТ 8338-75 на роликовые радиальные подшипники 42217 ГОСТ 8328-75, расчеты показали, что замена увеличит долговечность подшипникового узла в 3,4 раза, с 3396 ч до 11600 ч. соответственно.

Библиографический список

1. Лебедев, А. Т. К вопросу повышения эффективности технологических процессов переоборудованием колесных тракторов на полугусеничный ход / А. Т. Лебедев, Р. В. Павлюк, Г. К. Сабынин, П. М. Чирва, Д. А. Шибитов // Наука в центральной России. - 2020. - № 6. - С. 5-12.
2. Шарипов, В. М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 2009. - 752 с.
3. БЕЛАРУС 80.1/82.1/820 руководство по эксплуатации. - URL: <https://mtz.ru/novosti/13-rukovodstva/48-belarus-80-1-82-1-820-rukovodstvo-po-ekspluatatsii>
4. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. – 9-е

изд., перераб. и доп./ под ред. И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2006. - 960 с.

5. Шаров, М. А. и др. Трактор ДТ-75 (устройство и эксплуатация) - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1970. - 256 с.

6. ГОСТ 8338-75. Подшипники шариковые радиальные однорядные. Основные размеры [Текст]; Дата введения 1976-07-01. – Москва: Изд-во стандартов 1976. - 12 с.

7. ГОСТ 8328-75. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами. Типы и основные размеры [Текст]; Дата введения 1976-01-01. - Москва: Изд-во стандартов 1976. - 27 с.

УДК 631.372

УТИЛИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ КАК ЖИЗНЕННО НЕОБХОДИМЫЙ ЭТАП РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

Щукин Павел Сергеевич, магистрант Института механики и энергетики имени В.П. Горячкина ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева

***Аннотация:** Производство экологических автомобилей – важнейшая задача, которая стоит перед человечеством. Надлежащая техническая документация по утилизации автомобильной техники поможет привести в соответствие производимы в России автомобили требованиям международных стандартов по утилизации и, в том числе, Директивы 2000/53/ЕС.*

***Ключевые слова:** автомобили, утилизация, авторециклинг, экология.*

Вышедшая из эксплуатации автомобильная техника, является, своего рода, мусором и из-за большого количества такого «мусора», его массы и токсичных веществ возникает сильная угроза для окружающей среды.

На рисунке 1 показано процентное соотношение содержания различных материалов и технических жидкостей в среднестатистическом легковом автомобиле, основываясь на анализе отечественных автомобилей и зарубежного производства.

Парк автомобилей в России возрастает ежегодно на 1,6-1,8 млн автомобилей в год. Опыт мировых лидеров показывает динамику ежегодного роста выходящих из эксплуатации автомобилей от 6 до 10%. Только в европейских странах перестают эксплуатироваться около 12 млн автомобилей, а если анализировать Россию, то лишь в Москве число таких автомобилей в течение года составит более 130 тыс.

Передовые страны мира открывают специализированные предприятия, занимающиеся сбором и утилизацией автомобилей, которые давно не эксплуатируются, а также сбором изношенных автомобильных компонентов. В то же время от возникновения каких-либо проблемных ситуаций в процессе утилизации автомобилей, существует определённая регулирующая этот процесс законодательная и нормативная база, создаваемая не один год с некоторыми трудностями.