

воляет сократить затраты труда на 205 тыс. чел.-ч, топлива – на 568,5 т, эксплуатационные затраты – более чем на 10 млрд. руб. /1/.

В кормопроизводстве необходимо широко применять ресурсосберегающие и не зависящие от погодных условий технологии заготовки кормов, поставляя хозяйствам необходимые комплексы современных кормоуборочных машин.

Наиболее перспективными технологиями в этой отрасли являются: многоукосная заготовка консервированных кормов из трав с применением химических и биологических консервантов; заготовка сена, сенажа и силоса в рулонах с упаковкой в полимерные рукава и пленку; заготовка измельченных провяленных трав и силосных культур с упаковкой в крупногабаритные полимерные рукава; заготовка зерна в измельченном (плющеном) виде с упаковкой в крупногабаритные полимерные рукава.

Применение этих технологий обеспечивает минимальные потери кормов (не более 8 %) и получение продукции до 80 % 1-го класса. Использование новых способов заготовки кормов и комплексов машин для их реализации позволяют не только снизить стоимость кормовой единицы, но и с каждого гектара кормовых угодий получить дополнительно 10 ц молока или 1,2 ц мяса.

Заключение

Перспективные направления механизации растениеводства должны обеспечить в ближайшей перспективе снижение энергоемкости единицы производимой продукции не менее чем в 1,4 раза, а материалоёмкости – в 1,8 раза.

Литература

1. Перспективные направления инновационного развития механизации сельского хозяйства Беларуси / В.Самосюк, В.Азаренко. – Аграрная экономика. – № 9. – 2008. – С.33 – 41.

2. Интенсификация сельскохозяйственного производства – основа возрождения села, энергетической и продовольственной безопасности: академические чтения, посвященные 85-летию академика М.М.Севернева / РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси». – Минск, 2006. – 75 с.

УДК 631. 43

ОБОСНОВАНИЕ ПУТЕЙ СНИЖЕНИЯ РАЗРУШЕНИЯ СТРУКТУРЫ ПОЧВЫ ОТ ДЕЙСТВИЯ КАСАТЕЛЬНОЙ СИЛЫ ТЯГИ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

Орда А. Н., д. т. н., профессор, Шкляревич В. А., ст. преподаватель
УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

Рассмотрены пути повышения касательной силы тяги гусеничного движителя и предложена конструкция гусеничного движителя, обеспечивающая более эффективную реализацию касательной силы тяги гусеничного движителя.

Введение

Движитель преобразует мощность двигателя в касательную силу тяги машины. Проходимость машин тем выше, чем больше касательная сила тяги и чем меньше сила сопротивления перекатыванию машины.

При взаимодействии движителя с почвой действуют силы сопротивления почвы сдвигу, силы трения между опорной поверхностью движителя и почвой и силы среза почвенных кирпичей боковыми гранями почвозацепов.

Передача крутящего момента через движитель связана с его буксованием относительно опорной поверхности. При этом происходит деформация и сдвиг почвы в горизонтальной плоскости.

Основная часть

Касательная сила тяги движителя находится по выражениям вида [1, 2]:

$$P_K = b \int_0^{L_{op}} \tau_x dL + \sum_1^n \tau_{cp} h_n = \frac{b}{\delta} \int_0^{S_{max}} \tau_x dS + \sum_1^n \tau_{cp} h_n, \quad (2)$$

где b — ширина пятна контакта движителя с почвой; τ_{δ} — касательное напряжение, развиваемое вдоль контактной поверхности; S , L_{on} — площадь и длина опорной поверхности движителя; δ — коэффициент буксования гусеницы; s — скольжение элемента движителя по почве в данной точке ($s = \delta L$); L — расстояние до рассматриваемого сечения движителя от начала пятна контакта; h_n — высота почвозацепа; τ_{cn} — условное напряжение среза почвы по боковым граням зацепа.

Реализация касательной силы тяги P_k обусловлена проскальзыванием s гусеницы по поверхности почвы, что приводит к снижению поступательной скорости движителя. Определим суммарную касательную силу тяги P_k при проскальзывании гусеницы s .

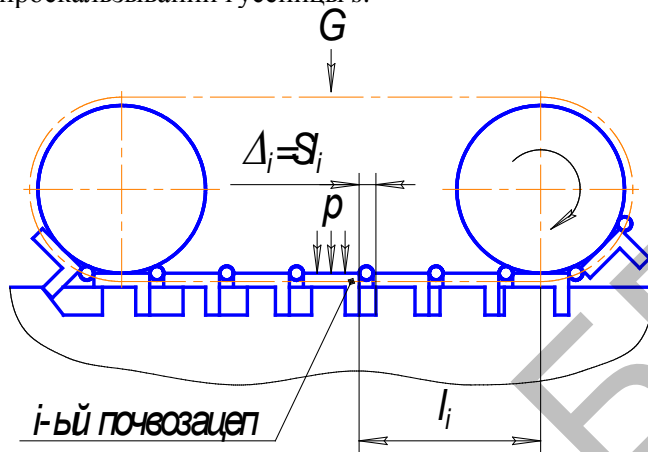


Рисунок 1 — Определение силы сдвига на i -ом почвозацепе гусеницы [3]

Рассмотрим i -ый почвозацеп гусеницы. Из рисунка 1 видно, что величина деформации сдвига почвы i -ым почвозацепом Δ_i равняется [3]:

$$\Delta_i = s \cdot l_i. \quad (3)$$

Произведя суммирование усилий сдвига P_S на каждом почвозацепе, получим следующее выражение для определения касательной силы тяги P_k :

$$P_k = \sum_{i=1}^n P_{S_i}. \quad (4)$$

Данная сумма представляет собой общую касательную силу тяги P_k при проскальзывании s и нормальном давлении p . Выбрав иную величину проскальзывания, получим другую величину P_k .

В большинстве случаев максимум коэффициента сцепления соответствует буксованию $\delta = 0,25 - 0,3$ (рисунок 2). Увеличение буксования или дальнейший рост коэффициента буксования приводит не к росту, а к уменьшению коэффициента сцепления из-за практически полного разрушения (среза) почвы под гусеницами (во втором случае характер увеличения φ с ростом δ резко изменяется).

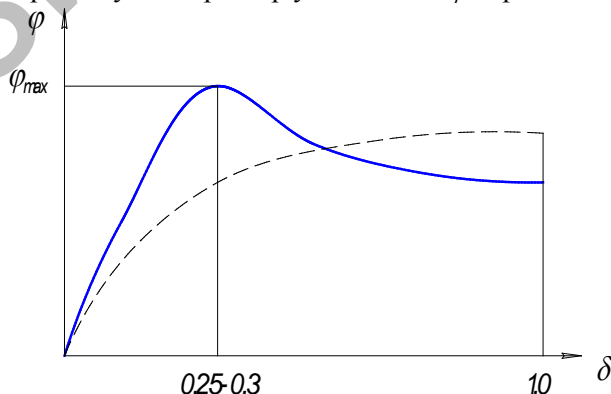


Рисунок 2 — Зависимость коэффициентов сцепления φ и буксования δ [4]

Срез почвы происходит при значении δ меньше единицы, что подтверждает график опытной зависимости на рисунке 2. Срез почвы под задним звеном опорной ветви приводит к перераспределению касательных усилий на остальных звеньях или почвозацепах. Задний почвозацеп является наиболее нагруженным и исключение его из работы приведет к срезу почвы всеми остальными почвозацепами.

Зависимость коэффициента сцепления φ от давления на почву представлена на рисунке 3, а; влияние высоты почвозацепа h_n на коэффициент сцепления φ отражено на рисунке 3, б. Следует учитывать, что увеличение высоты почвозацепа ведет к увеличению сопротивления движению машины за счет большей работы погружения и выема ее из почвы.

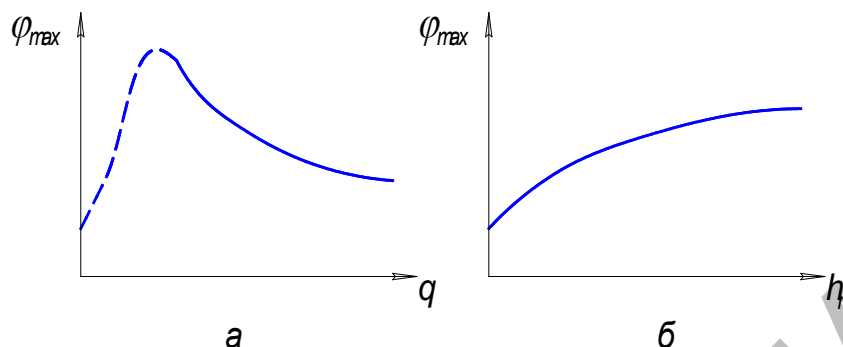


Рисунок 3 — Зависимость максимального коэффициента сцепления φ_{max} от среднего давления гусеницы на почву q (а) и высоты почвозацепов h_n (б) [4]

В случае гладкой гусеницы $h_n = 0$. В этом случае значение максимального коэффициента сцепления φ_{max} равняется коэффициенту трения скольжения опорной ветви гусеницы по почве μ , то есть $\varphi_{max} = \mu$.

В работе [5] на основании исследований получено: увеличение шага почвозацепов до значений 390...410 мм позволяет увеличить силу тяги по сцеплению на 9 – 11 %; уменьшение высоты почвозацепов до значений 22...24 мм не оказывает существенного влияния на силу тяги по сцеплению.

С целью предотвращения среза почвы почвозацепами гусеничного движителя предложено изобретение (патент № 1117248), схема которого представлена на рисунке 4. Гусеница состоит из шарнирно соединенных траков 1, в которой почвозацепы 2 установлены на направляющих 3, закрепленных на траках 1. Между почвозацепами 2 и траками 1 установлены механические пружины сжатия 4. Данное изобретение позволяет уменьшить продольную деформацию почвы на величину сжатия пружин 4, происходящего в результате развития касательной силы тяги. При этом вероятность наступления критической деформации почвы, при которой происходит ее срез, значительно уменьшится. Поэтому уменьшится разрушение структуры почвы и увеличится сцепление гусеничного движителя с почвой. Таким образом, использование гусеницы с подпружиненными почвозацепами позволяет повысить касательную силу тяги P_k и увеличить тяговый КПД гусеничного движителя.

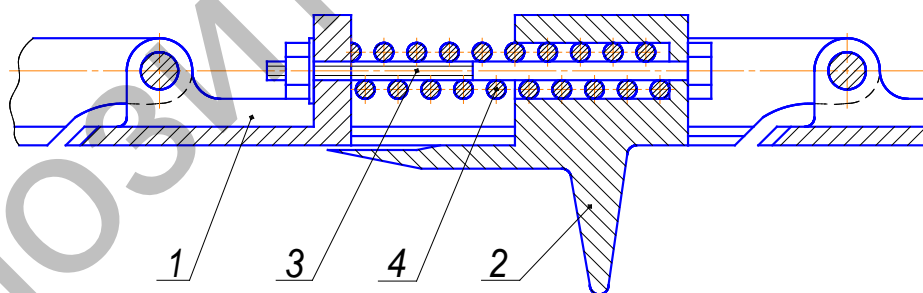


Рисунок 4 — Гусеница с подпружиненными почвозацепами

Заключение

Максимальная величина касательной силы тяги соответствует коэффициенту буксования $\delta = 0,25 - 0,3$. При дальнейшем росте величины касательной силы тяги сцепление движителя с почвой ухудшается из-за практически полного среза почвы под гусеницами. Поэтому с целью предотвращения среза почвы почвозацепами предложена конструкция гусеничного движителя, обеспечивающая увеличение касательной силы тяги движителя и сцепление гусеничного движителя с почвой.

Литература

1. Скотников, В. А. Проходимость машин / В. А. Скотников, А. В. Пономарев, А. В. Климанов. - Мн: Наука и техника, 1982. - 328 с.

2. Гуськов, А. В. Оптимизация потребительских свойств и параметров колесных тракторов семейства «Беларус»: монография/А. В. Гуськов. Могилев: Бел.–Рос. ун-т, 2008.–210 с.
3. Кулен, А. Современная земледельческая механика / А. Кулен, Х. Куиперс. Пер. с англ. А. Э. Габриэляна; Под редакцией Ю. А. Смирнова. - М.: Агропромиздат, 1986. - 349 с.
4. Забавников, Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Н. А. Забавников – М: Машиностроение, 1975. – 448 с.
5. Кулабухов, А. В. Улучшение тягово-сцепных качеств нусеничных тягачей путем выбора геометрических параметров грунтозацепов / А. В. Кулабухов: автореф. дис. ... к-та техн. наук: Бел. – Рос. ун-т. – Могилев, 2008. – 26 с.

УДК 621.43.001.4

НАДДУВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

¹Тимошенко В.Я., к.т.н., доцент, Жданко Д.А., ассистент, Кецко В.Н., ст. преподаватель, Шейко, к.с.-х.н., доцент, ²Смолякова О.Ф., к.п.н., доцент

¹УО «Белоусский государственный аграрный технический университет», г. Минск
² УО «Мозырский государственный педагогический университет им. И.П. Шамякина», г. Мозырь, Республика Беларусь

Рассмотрены вопросы наддува гидросистем трактора в целях повышения их безотказности и долговечности.

Введение

Безотказность и долговечность гидрооборудования зависят от многочисленных конструктивных, технологических, производственных и эксплуатационных факторов. По информации зарубежных компаний Vickers, Parker, Bosch, Rexroth, Hydac, Sauer-Danfoss, специализирующихся на изготовлении гидравлического оборудования, до 70...80% всех отказов в гидравлических системах и связанный с этим ремонт гидрооборудования возникает из-за загрязнения рабочих жидкостей или применения не предназначенных для гидравлического привода. Существует причинно-следственная связь между эксплуатационными свойствами рабочей жидкости и параметрами ее фильтрации, которые, в свою очередь, зависят от режимов работы и условий эксплуатации гидропривода.

Так, известно, что повышение тонкости фильтрации жидкости в гидравлической системе с 20...25 до 5 мкм увеличивает срок службы аксиально-поршневых насосов, более чем в 10 раз, а гидроаппаратуры – в 5...7 раз. По зарубежным данным, из 100 аварийных ситуаций в гидравлических системах 90 происходит вследствие загрязнения рабочих жидкостей.

Так, при выполнении полевых сельскохозяйственных работ пыль проникает в гидробак, главным образом, через сапун. При этом механические частицы, прошедшие вместе с воздухом через фильтрующую набивку сапуна гидробака, остаются в рабочей жидкости. Через сапун в гидробак в зависимости от условий работы поступает до 0,30...0,35 м³/ч воздуха, в 1 м³ которого содержится от 0,06 до 160 г пыли. По другим данным, массовая концентрация загрязнений в жидкостях гидросистем тракторов и комбайнов колеблется в пределах 150...1200 мг/л. При одной и той же концентрации в жидкости может быть разное количество частиц механических примесей различных размеров.

Приведенные данные указывают на необходимость не только контроля состояния рабочей жидкости гидравлических систем, состояния их фильтров, периодической очистки жидкостей, но и снижения количества механических примесей, попадающих вместе с воздухом в гидробак.

Основная часть

Загрязнение рабочей жидкости происходит из-за попадания в нее продуктов износа деталей гидрооборудования и механических примесей содержащихся в воздухе прошедшего в гидробак через его сапун.

Гидравлический бак в процессе работы гидросистемы периодически «дышит», т.е. из него забирается рабочая жидкость на потребитель, а освободившийся объем через сапун заполняется воздухом. Сапун обычно представляет собой фильтр грубой очистки воздуха и не способен полностью очистить его от механических примесей. Более тонкая очистка поступающего в гидробак воздуха увеличивает его сопротивление, что вызывает разряжение в гидробаке и кавитацию рабочей жидкости. В силу этого в сапун гидробака не устанавливаются фильтрующие элементы более тонкой очистки воздуха.

Сельскохозяйственная техника работает в условиях запыленности и при «дыхании» гидробака механические примеси, попавшие в гидробак с воздухом, остаются в гидробаке и рабочей жидкости.