

ПРОБЛЕМА КИНЕМАТИЧЕСКОГО НЕСООТВЕТСТВИЯ В ПРИВОДЕ ХОДОВОЙ СИСТЕМЫ ПАХОТНО-ПРОПАШНОГО ТРАКТОРА

В.М. Кюрчев, канд. техн. наук, профессор (ТГАТУ, г. Мелитополь, Украина)

Аннотация

Рассмотрен вопрос взаимосвязи коэффициента кинематического несоответствия (K_v) в приводе ходовой системы пахотно-пропашного трактора с его конструктивными параметрами. Выведена зависимость, позволяющая удерживать значение коэффициента K_v в требуемом диапазоне при изменении вертикальных нагрузок на переднем и заднем мостах пахотно-пропашного трактора.

The question intercommunication coefficient of kinematics disparity (K_v) is considered in the drive of the working system of the arable-cultivated tractor with his structural parameters. Dependence, allowing to retain the value of coefficient K_v in the required range at the change of the vertical loadings on the front and back bridges of the arable-cultivated tractor, is shown out.

Введение

Украинская промышленность освоила выпуск колесных тракторов серии ХТЗ-160 (рис. 1), которые по своим тягово-энергетическим показателям относятся к энергетическим средствам тягового класса 3, а по параметрам ходовой системы – к тракторам универсально-пропашного назначения класса 2. В связи с этим предложено относить их к тракторам пахотно-пропашного назначения.



Рисунок 1. Пахотно-пропашной трактор серии ХТЗ-160

Так как у данного энергетического средства применяется блокированный привод переднего и заднего мостов, то оно является полноприводным. При его эксплуатации радиусы качения колес заднего ($R_{кз}$) и переднего ($R_{кп}$) мостов, вследствие разного давления в шинах, неодинакового их износа и разной вертикальной нагрузки, неодинаковы.

При одинаковой частоте вращения колес (ω_k), но разных радиусах их качения в приводе ходовой системы такого трактора возникает кинематическое несоответствие, суть которого проявляется в неравенстве поступательных скоростей движения его передней ($V_{п}$) и задней ($V_{з}$) осей.

На практике условие $V_{п} \neq V_{з}$ устраняется принудительно за счет разного буксования передних и задних движителей полноприводного энергетического средства. Вместе с тем, проявление кинематического несоответствия является весьма нежелательным, так как оно вызывает повышенный износ шин и расход топлива трактором из-за потерь мощности в его ходовой системе.

Вопросу поиска путей снижения негативных последствий кинематического несоответствия движителей полноприводного трактора уделялось много внимания [1-3]. В данной статье представлен более полный и информативный вариант решения этой проблемы.

Основная часть

Кинематическое несоответствие в ходовой системе полноприводного трактора принято оценивать соответствующим коэффициентом:

$$K_v = V_{п}/V_{з}.$$

Если учесть, что

$$V_{п} = \omega_k \cdot R_{кп};$$

$$V_{з} = \omega_k \cdot R_{кз},$$

то получим следующее:

$$K_v = R_{кп}/R_{кз}.$$

В идеале значение коэффициента K_v должно равняться 1:

$$K_{v_{опт}} = R_{кп}/R_{кз} = 1 \quad (1)$$

Но, как уже подчеркивалось выше, условие (1) выдержать практически невозможно. Из-за пространственных (вертикальных и горизонтальных) колебаний тягового сопротивления агрегируемых машин/орудий, а также вертикальных колебаний неровностей агротехнического фона равенство радиусов качения передних и задних движителей трактора является случайным и мгновенным. В действительности значение коэффициента K_v постоянно отклоняется от 1 в ту или другую сторону. И чем больше это отклонение, тем хуже согласованность движения передних и задних движителей энергетического средства. В результате повышается буксование движителей, что приводит как к росту энергетических потерь, так и к нежелательному разрушению структуры почвы.

Поэтому для устранения указанных недостатков попробуем установить, какие параметры энергетического средства оказывают самое существенное влияние на величину коэффициента кинематического несоответствия K_v .

Для этого выражения для расчета радиусов качения передних и задних колес трактора представим в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} R_{кп} &= R_{п0} - U_{п}; \\ R_{кз} &= R_{з0} - U_{з}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $R_{п0}$, $R_{з0}$ – свободные радиусы передних и задних колес трактора;

$U_{п}$, $U_{з}$ – радиальная деформация (прогиб) передних и задних шин трактора.

В свою очередь, известно [4], что

$$\left. \begin{aligned} U_{п} &= \frac{G_{п}}{\pi \cdot \rho_{п} \cdot \sqrt{4 \cdot R_{п0} \cdot r_{п}}}; \\ U_{з} &= \frac{G_{з}}{\pi \cdot \rho_{з} \cdot \sqrt{4 \cdot R_{з0} \cdot r_{з}}}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $G_{п}$, $G_{з}$ – вертикальные нагрузки на передние и задние колеса трактора;

$\rho_{п}$, $\rho_{з}$ – давление воздуха в шинах передних и задних колес трактора;

$r_{п}$, $r_{з}$ – радиусы передней и задней шин энергетического средства в поперечном разрезе.

С учетом выражений (2) и (3), выражение для определения коэффициента кинематического несоответствия K_v принимает следующий окончательный вид:

$$K_v = \frac{\rho_{з} \cdot \sqrt{R_{з0} \cdot r_{з}} \cdot (2\pi\rho_{п} \cdot \sqrt{R_{п0} \cdot r_{п}} - G_{п})}{\rho_{п} \cdot \sqrt{R_{п0} \cdot r_{п}} \cdot (2\pi\rho_{з} \cdot \sqrt{R_{з0} \cdot r_{з}} - G_{з})} \quad (4)$$

Полученное условие (4) однозначно связывает коэффициент кинематического несоответствия в приводе трактора с его конструктивными параметрами. Поэтому

именно правильный выбор последних позволит обеспечить работу колесного энергетического средства с минимальным отклонением значения K_v от единицы.

Рассмотрим выражение (4) по отношению к пахотно-пропашному трактору серии ХТЗ-160. Для него имеем $R_{п0} = R_{з0} = R$.

Более того, с достаточной для практики точностью, можно принять, что

$$r_{п} = r_{з} = r$$

С учетом этого выражение (4) после соответствующих упрощений примет следующий вид:

$$K_v = \frac{\rho_{з} \cdot (2\pi\rho_{п} \cdot \sqrt{R \cdot r} - G_{п})}{\rho_{п} \cdot (2\pi\rho_{з} \cdot \sqrt{R \cdot r} - G_{з})}$$

Из него легко устанавливаем, что обеспечения идеального (оптимального) значения коэффициента кинематического несоответствия $K_v = 1$ можно достичь при соблюдении следующего условия:

$$\frac{\rho_{з}}{\rho_{п}} = \frac{G_{з}}{G_{п}} \quad (5)$$

Практически выражение (5) указывает на то, что для обеспечения оптимального кинематического несоответствия в приводе ходовой системы полноприводного трактора с одинаковыми колесами отношения давления воздуха в шинах задних колес к давлению воздуха в передних движителях должен быть таким же, как и отношение вертикальной нагрузки на задний мост к вертикальной нагрузке на передний мост энергетического средства.

С другой стороны, выражение (5) предупреждает, что неконтролируемое давление воздуха в шинах полноприводного колесного энергетического средства может привести к нежелательному кинематическому несоответствию в приводе его движителей. Результатом такого положения вещей может быть ускоренный износ протекторов шин и другие, упомянутые выше, негативные последствия.

Вертикальные нагрузки на передние ($G_{п}$) и задние ($G_{з}$) колеса трактора можно определить рассмотрев условия равновесия машинно-тракторного агрегата в продольно-вертикальной плоскости. Далее, в соответствии с условием (5), можно установить давление воздуха в шинах соответствующих движителей энергетического средства.

Следует подчеркнуть, что условие (5) может строго выполняться лишь тогда, когда будут оставаться постоянными нагрузка $G_{п}$ и $G_{з}$. В действительности этого не происходит, но чем точнее определены эти конструктивные параметры, тем ближе к единице будет коэффициент кинематического несоответствия K_v .

Лабораторно-полевыми исследованиями установлено, что для обеспечения минимального вреда для структуры почвы, а также минимальных расхо-

ЛИТЕРАТУРА

дов энергии на несогласованный кинематический режим движения передних и задних движителей полноприводного энергетического средства, существенного уменьшения износа протекторов его шин, коэффициент кинематического несоответствия должен находиться в пределах $0,97 \dots 1,03$ [5, 6].

Значение K_v , постоянно близкое к единице, можно получить, применив автоматическую систему, которая в режиме реального времени фиксировала бы вертикальные нагрузки на мостах энергетического средства и рассчитывала отношение этих величин, по полученной величине отношения параметров G_n и G_z , регулировала давление воздуха в шинах колес трактора, согласно условию (5).

Выводы

Для обеспечения оптимального кинематического несоответствия в приводе ходовой системы полноприводного пахотно-пропашного трактора с одинаковыми колесами, отношения давления воздуха в шинах задних колес к давлению воздуха в передних движителях должно быть таким же, как и отношение вертикальной нагрузки на задний мост к вертикальной нагрузке, которая приходится на передний мост энергетического средства.

1. Скойбеда, А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин / А.Т. Скойбеда. – Мн: Наука и техника, 1979. – 280 с.

2. Кацыгин, В.В. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / В.В. Кацыгин [и др.]. – Мн: Наука и техника, 1982. – 282 с.

3. Кутьков, Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: учеб. / Г.М. Кутьков. – 2 изд., перераб. и доп. – М.: ИНФРА-М, 2014. – 506 с.

4. Тракторы. Теория: учеб. для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В.В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

5. Надыкто, В.Т. Агрегатирование модульных энергетических средств / В.Т. Надыкто. – Мелитополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.

6. Надыкто, В.Т. К вопросу кинематического несоответствия в приводе колес модульного энергетического средства / В.Т. Надыкто // Вестник аграрной науки Причерноморья, 2002. – Вып. 4 (18), т. 2.

УДК 631.348.45

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 3.11.2014

К ОБОСНОВАНИЮ СИЛОВОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ КАПЛИ ПЕСТИЦИДА НА ОБРАБАТЫВАЕМУЮ ПОВЕРХНОСТЬ

И.С. Крук, канд. техн. наук, доцент (БГАТУ)

Аннотация

В статье получены зависимости, позволяющие определить силу воздействия падающей капли пестицида на обрабатываемую поверхность и предельную силу, не приводящую к ее повреждению. Приведено условие, при котором не будет происходить повреждение обрабатываемой поверхности падающей каплей пестицида.

In the article dependences for determining the impact force of a falling drop of the pesticide on the treated surface and ultimate power, resulting in damage are received. Conditions under which there will be no damage to the treated surface falling drop pesticide are presented.

Введение

Факел распыла пестицидов представляет собой направленное движение воздушно-капельной струи, состоящей из капель различного диаметра и массы. Наименьшая высота установки распылителя над обрабатываемой поверхностью соответствует расстоянию, когда осуществляется двойное перекрытие факелов распыла в момент падения капель и при этом не повреждается объект обработки. В растениеводстве методом опрыскивания осуществляется как довсходовое, так и послеvсходовое внесения средств химизации. Поэтому при установке распылителя

необходимо учитывать воздействие факела распыла как на растение (стебли и листья), так и на почву. Предельно допустимая сила $[F]_1$, не приводящая к повреждению растений, зависит от биологических особенностей и принимается наименьшей из допустимых сил на повреждение стеблей и листьев растения. Величина допустимого усилия, не приводящего к повреждению растений, уменьшается при увеличении расстояния до точки его приложения от основания к верху и зависит от диаметра стебля у основания (рис. 1). Допустимая сила повреждения почвы $[F]_2$ зависит от ее физико-механических свойств и состояния во время обработки.