



Рис. 4. Зависимость буксования от нагрузки

3. Определяется зависимость  $F_k = f(\delta)$  при различных нагрузках (рис. 3), при этом отмечаются соответствующие значения  $F_{kmax}$  и  $\delta_{opt}$ , а затем эти значения наносятся на график (рис. 2).

4. Определяется зависимость  $\eta_k = (1 - \delta_{opt}) \left( 1 - \frac{F_{Cпр}}{F_{kmax}} \right)$  при различных вертикальных нагрузках и наносится на график (рис. 2).

5. Оптимальную нагрузку  $G_{opt}$  можно определить аналитически, решая уравнение  $\frac{\partial \eta_k}{\partial G} = 0$ .

**Выводы.** Анализ зависимости тягово-сцепных свойств шины от вертикальной нагрузки показывает, что эта нагрузка может быть: оптимальной  $G_{opt}$  (при максимальном КПД

$\eta_k \rightarrow \max$ ), допустимой  $G_{доп}$  (в зависимости от скорости движения и давления воздуха) и предельной  $G_{пред}$  (при критическом усилии  $F_k \rightarrow \max$ ).

При выборе шин ведущих колес следует ориентироваться на диапазон  $G_{opt} \dots G_{доп}$ , отдавая предпочтение  $G_{opt}$ .

В справочных данных по шинам ведущих колес тракторов «Беларусь» отсутствуют данные по оптимальной нагрузке, которая соответствует максимальному коэффициенту полезного действия.

Приведенные расчеты дают возможность оценить тягово-сцепные качества и код шин при различных режимах нагрузки, давления воздуха и скорости движения.

#### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГНТП «Белавтотракторостроение». Задание АТ-02.15 «Создать семейство универсально-пропашных тракторов семейства «Беларусь» мощностью двигателя 80...100 л.с. с целью повышения технико-экономических и эксплуатационных качеств, энергонасыщенности, улучшения условий тракториста». Отчет по НИР. Этап АТ-15.06.01.04 «Определить тягово-сцепные характеристики шин ведущих колес тракторов мощностью 80...100 л.с.» БГПА (рукопись). – Мн., 2002. – 36 с.
2. ГНТП «Белавтотракторостроение». Задание АТ-02.19 «Создать базовую модель колесного трактора общего назначения тягового класса 5.0 мощностью до 350 л.с. для выполнения энергоемких работ в сельском хозяйстве, промышленности, строительстве и других отраслях». Отчет по НИР. Этап АТ-19.06.01.12 «Определить распределение вертикальных нагрузок по осям трактора и дать рекомендации по их рациональному распределению» БГПА (рукопись). – Мн., 2002. – 28 с.
3. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. – М: Машиностроение, 1996. – 194 с.
4. Тракторы. Теория. Под редакцией проф. В.В. Гуськова. – М: Машиностроение, 1984. – 374 с.

Статья поступила в редакцию 06.06.2007

УДК 631.301 (ББК 38.623)

Козлович П.А., Гриценко П.А.

### МЕСТО УСТАНОВКИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ В ТРАНСМИССИИ ЗЕМЛЕРОЙНОЙ МАШИНЫ

**Введение.** Для защиты элементов привода землеройных машин и машин для фрезерования застарелых почв применяют предохранительные муфты. Тензометрические замеры нагрузок на машинах для фрезерования застарелых почв показали, что фактический коэффициент динамичности колеблется в пределах 1,8...3,8 в зависимости от условий фрезерования и структурно-механических свойств залежи [1]. Наиболее полно требованиям защиты от перегрузок привода отвечают фрикционные предохранительные муфты из-за наибольшей точности срабатывания и чувствительности, что позволяет достаточно полно использовать мощность двигателя трактора и избежать дополнительных динамических нагрузок, предохранить трансмиссию от перегрузок.

При проектировании новой машины весьма важно не только рассчитывать конструктивные параметры предохранительной муфты, но и определить рациональное место ее установки в трансмиссии (ближе к рабочему органу либо к двигателю, либо в середине трансмиссии).

**Положение предохранительной муфты в трансмиссии землеройной машины.** Рассмотрим эти вопросы на применяемых в машинах для глубокого фрезерования застарелых почв многодисковых фрикционных муфтах. Вращающий момент, передаваемый многодисковой муфтой [2], определяется по формуле:

Гриценко Петр Александрович, к.т.н., доцент кафедры основ машиностроения Учреждения образования «Мозырский государственный педагогический университет» им. И.П. Шамякина».

Козлович Петр Андреевич, студент 5-го курса инженерно-педагогического факультета Учреждения образования «Мозырский государственный педагогический университет» им. И.П. Шамякина».

$$M = \frac{2}{3} \pi f q n (R^3 - R_0^3), \quad (1)$$

где  $f$  - коэффициент трения;  $q$  - удельное давление;  $R, R_0$  - наружный и внутренний радиус дисков.

То есть, для геометрически подобных муфт па основании уравнения (1) запишем:

$$D \sim \sqrt[3]{M}, \quad (2)$$

где  $D$  - диаметр муфты;  $\sim$  знак пропорциональности.

Существующие фрикционные дисковые муфты хорошо согласуются с зависимостью (2).

Согласно теории подобия вес, а, следовательно, и масса сплошных деталей пропорциональны кубу их линейных размеров. Тогда с учетом выражения (2) вес муфты пропорционален передаваемому крутящему моменту, т.е.

$$G \sim m \sim M. \quad (3)$$

Формулы (2) и (3) дают возможность определить закон изменения момента инерции муфты или величины, ей пропорциональной:

$$I \sim GD^2 \sim M^{\frac{5}{3}}. \quad (4)$$

При переносе маховой массы с одного вала на другой моменты инерции ( $I_1, I_2$ ) вращающие моменты ( $M_1, M_2$ ) определяются по формулам:

$$\begin{aligned} I_2 &= I_1 \cdot u^2, \\ M_2 &= M_1 \cdot u, \end{aligned} \quad (5)$$

где  $u$  - передаточное отношение;  $I = G \cdot D^2$  - момент инерции. Из уравнения (5) получаем

$$\frac{I_2}{I_1} = \frac{M_2^2}{M_1^2},$$

т.е.  $I \sim M^2, I \sim GD^2 \sim M^2$

(6)

Анализ формул (4) и (6) показывает, что при переносе муфты с быстроходного вала ( $I_1; M_1$ ) на тихоходный ( $I_2; M_2$ ) ее момент инерции увеличивается медленнее, чем этого требует условие сохранения эквивалентной системы. Отсюда

УДК 678.05

**Граховская Е.В., Барсуков В.Г.**

## ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДЕТАЛЕЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА В ОДНОЧЕРВЯЧНЫХ ЭКСТРУДЕРАХ С УСИЛЕННЫМ СЕРДЕЧНИКОМ ПРИ ОТСУТСТВИИ МАТЕРИАЛА В МЕЖВИТКОВОЙ ЗОНЕ

**Введение.** При переработке полимерных материалов основные детали рабочего механизма одночервячных экструдеров (червяк и цилиндр) изнашиваются под действием комплекса факторов, главными из которых являются абразивное воздействие перерабатываемого материала и контактное взаимодействие этих деталей между собой. Изнашивание внутренней поверхности цилиндров и гребней витков червяков представляет значительную проблему, ограничивающую срок службы экструдеров, а также повышающую расходы на их изготовление в различных вариантах износостойкого исполнения [1,2].

*Граховская Екатерина Владимировна, ГНУ «Научно-исследовательский центр проблем ресурсосбережения Национальной академии наук Беларуси».*

*Беларусь, 230023, г. Гродно, пл. Тизенгауза, 7.*

*Барсуков Владимир Георгиевич, УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы».*

*Беларусь, 230023, г. Гродно, ул. Э.Ожешко, 22.*

следует, что с переносом муфты от двигателя к рабочему органу ее приведенный момент инерции уменьшается. Если предположить, что момент инерции ведомой части муфты составляет определенную и постоянную часть от момента инерции всей муфты, а также что величина динамических нагрузок, действующих на рабочий орган фрезерной машины при стопорении, приблизительно пропорциональна суммарному приведенному моменту инерции тормозящихся масс в степени  $\frac{1}{2}$ , то приведенный выше анализ дает возможность сделать вывод о целесообразности установки муфты как можно ближе к рабочему органу.

На основании вышеуказанных теоретических выводов был разработан и исследован рабочий орган фрезерной почвообрабатывающей машины МТП – 44А со встроенной во фрезу (рабочий орган) фрикционной предохранительной муфтой [3], агрегируемой трактором Т – 170Б.

Анализ сравнительных испытаний с серийным образцом машины МТП – 44А, где муфта фрикционная предохранительная устанавливалась в начале трансмиссии, показал высокую эксплуатационную надежность машины и снижение среднемаксимального крутящего момента на карданном валу (начало трансмиссии) на 56%, на валу рабочего органа (конец трансмиссии) на – 71%.

**Вывод.** Испытания подтверждают целесообразность установки предохранительных муфт как можно ближе к рабочему органу.

### СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Гриценко П.А. Разработка и обоснование технических средств повышающих производительность и надежность фрезерных машин, взаимодействующих с закустаренной почвой. - Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. Наук. – Горки, 1985.
2. Ряховский С.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л., 1991.
3. А.С. №1037850 (СССР). Фрезерная почвообрабатывающая машина. Гриценко П.А., Каменко М.Х., Шейнин Е.И. и др. - 4- Оpubл. ХБ.И. №32,1983.

*Статья поступила в редакцию 14.03.2007*