

АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКОГО И ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВодОВ ФРЕЗЕРНОЙ МАШИНЫ

Козлович П.А.; Гриценко П.А.

*Мозырский государственный педагогический университет,
инженерно-педагогический факультет*

Характерной чертой современных мелиоративных машин с механическим приводом рабочих органов является сложная и, как правило, разветвленная трансмиссия. Рабочий режим мелиоративных машин отличается наличием резкопеременных нагрузок. Достоверное определение этих нагрузок связано с большими трудностями, поэтому необходимо постоянное и всестороннее изучение процессов формирования нагрузок в различных режимах работы. Проведен ряд исследований мелиоративных машин, в результате чего получен материал, позволивший установить важные закономерности в процессе формирования динамических нагрузок в элементах привода.

Случайный характер формирования сил сопротивления грунтов резанию и копанию, разные прочность и влажность грунта, наличие включений в виде погребенной древесины, пней и корневых остатков, колебания машин в вертикальной и горизонтальной плоскостях при движении по поверхности земли, обрушения грунта в случайные моменты времени, все это вызывает необходимость подхода к изучению нагрузок в элементах привода с позиций теорий случайных функций.

В настоящее время динамическая составляющая нагрузок в рабочем режиме еще довольно часто учитывается коэффициентом динамичности.

Современный подход к расчету надежности и долговечности машин, к выбору наиболее рационального типа привода и его параметров в условиях действия переменных нагрузок требует изучения динамических свойств приводов, которые оцениваются частотными характеристиками. Таким образом, можно на стадии проектирования оценить динамические свойства различных типов привода и выбрать из них оптимальный. Современные мелиоративные машины, как правило, имеют механический привод рабочих органов. Применение гидропередач упрощает конструкцию привода, придавая ему в некоторых случаях новые качества. Гидропривод прост в управлении, надежен в эксплуатации, уровень динамиче-

ских нагрузок в элементах привода значительно ниже, чем в механических передачах. Другое качество гидрообъемного привода заключается в том, что процесс реализации его кинетической энергии также является управляемым. Это в конечном итоге определяет надежное ограничение действующих в системе усилий, а также способствует снижению энергетических затрат.

Одним из основных параметров привода, характеризующих состояние систем, является жесткость, которая в гидрообъемном приводе быть изменена в широких пределах, что может в принципе обеспечить наиболее благоприятный режим работы машины при переменном законе нагружения.

Следует отметить, что упрощенный подход к расчету гидропривода без учета динамических характеристик и без взаимосвязей различных параметров машины приводит к недопустимым погрешностям в оценке процесса работы системы гидропривода, что в конечном счете снижает эффективность его использования на мелиоративных машинах.

Привод мелиоративных машин представляют сложную динамическую систему, на вход которой (рабочие органы) поступает случайная по частоте колебания и амплитуде нагрузка, возникающая в процессе взаимодействия грунта с рабочими органами. Величина и характер динамических нагрузок в различных участках привода, как правило, отличается от нагрузки на исполнительных органах. Динамические нагрузки в элементах привода определяются с одной стороны величиной и характером нагрузки на исполнительном органе, а с другой — динамическими свойствами самой системы.

Для аналитического исследования процесса формирования динамических нагрузок и математического описания работы привода, механизм представляется в виде условной схемы, т.е. к приведенной 2-х массовой системе. Для практических расчетов работа привода в установленном режиме достаточно точно описывается системой линейных дифференциальных уравнений с

постоянными коэффициентами, учитывающей свойства привода, характеристику дизельного двигателя и внешнюю нагрузку.

Изучение и сравнительную оценку динамических свойств механического и гидрообъемного привода мелиоративных машин удобно проводить с позиций теории случайных функций и статической динамики. Методы исследований известны в теории автоматического регулирования.

Точное количественное представление о поведении привода при изменяющейся случайно нагрузке можно получить при сравнении амплитудно-частотных характеристик механического и гидравлического привода.

Как показали исследования применение гидрообъемного привода в фрезерной машине МТП-44А увеличивает коэффициент использования двигателя с 0,58 (при механическом приводе) до 0,77. Кроме этого снижение динамических нагру-

зок приведет к увеличению надежности машины за счет повышения усталостной прочности элементов привода.

Литература

1. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. – Гидравлика и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1982.
2. Гриценко П.А. Разработка и обоснование технических средств, повышающих производительность и надежность фрезерных машин, взаимодействующих с застарелой почвой. Дисс. Канд. техн. наук. г. Горки, БСХА, 1985.
3. Калекин А.А. Гидравлика и гидравлические машины. – М.: «Мир», 2005.
4. Яковлев Н.А. Гидравлика и ее применение в гидромашинах. Л.: ЛПИ, 1986.

ОБОСНОВАНИЕ МЕСТА УСТАНОВКИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ В ТРАНСМИССИИ ЗЕМЛЕРОЙНОЙ МАШИНЫ

Козлович П.А.; Гриценко П.А.

*Мозырский государственный педагогический университет,
инженерно-педагогический факультет*

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]. Наибольшее полное 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 транс-

миссии (ближе к рабочему органу либо к двигателю, либо в середине трансмиссии).

Рассмотрим эти вопросы на применяемых в машинах для глубокого фрезерования застарелых почв много дисковых фрикционных муфтах. Вращающий момент, передаваемый многодисковой муфтой [2] определяется по формуле:

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

Где f — коэффициент трения; q — удельное давление; R, R_0 — наружный и внутренний радиус дисков.

То есть, для геометрически подобных муфт на 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).