

Литература

1. Когаев, В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени (Б-ка расчетчика) / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
2. Решетов, Д.Н. Надежность машин: учеб. пособие для машиностроительных спец. вузов / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев; под. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
3. Басинюк, В.Л. Проведение ускоренных испытаний образца с покрытием из композиционного материала / В.Л. Басинюк, А.А. Глазунова, Е.И. Мардосевич // Машиностроение и техносфера XXI. Сборник трудов XV международной научно-технической конференции в г. Севастополь. В 4-х т. Т. 1. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – С. 104 – 106.
4. Заявка № 20071321 РБ, МПК 8 G01N3/00. Способ контроля механических свойств композиционных материалов / В.Л. Басинюк, П.А. Витязь, А.А. Глазунова, Е.И. Мардосевич; заявитель: Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси; №20071321; заявл. 30.10.2007.

УДК 73.31.17:733.31.17.44.17

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАШЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ПРИ КОМПЛЕКСНОМ УПРАВЛЕНИИ ЖЕСТКОСТНЫМИ И ДЕМПФИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ

И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, А.А. Глазунова, Е.И. Мардосевич
ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск

Введение. При функционировании трактора вследствие особенностей работы его основных узлов и механизмов в ряде случаев в них возникают значительные по амплитуде собственные затухающие колебания. Это не только создает дополнительную динамическую нагруженность этих узлов, но и в ряде случаев оказывает влияние на безопасность функционирования трактора. В связи с этим в области гашения колебаний проведен и постоянно проводится значительный объем исследований и, как показывает анализ их результатов и опыта практического использования, все более широкое применение находят системы активной защиты от вибраций.

Постановка задачи. Целью исследований являлась оценка эффективности гашения колебаний при одновременном управлении жесткостными и демпфирующими свойствами системы.

Методы исследований. В системах активного гашения колебаний основным фактором управления, как правило, являются демпфирующие свойства системы, которые оказывают наиболее существенное влияние на амплитуду колебаний давления. При этом изменение демпфирующих свойств системы оказывает неоднозначное влияние на параметры колеба-

ний: с одной стороны, рост величины коэффициента затухания колебаний приводит к снижению их амплитуды и возрастанию интенсивности затухания колебаний, с другой, — к определенному возрастанию жесткости системы. В связи с этим значительный научный и практический интерес представляют вопросы активного управления параметрами колебаний, основывающиеся на изменении как демпфирующих, так и жесткостных свойств системы.

Как показано в работе [1], для гидроприводов навесных устройств тракторов ускорения \ddot{x}_m при собственных колебаниях поднимаемой массы m могут быть описаны зависимостью, приведенной к безразмерному виду

$$\ddot{x}_m = \ddot{x}_m / (\omega_m \cdot V) = -e^{-\pi u_m t / T_m} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot t / T_m + u_m), \quad (1)$$

где ω_m — круговая частота собственных колебаний массы m ; V — скорость подъема груза навесным устройством; u_m — коэффициент затухания колебаний; T_m — период затухания колебаний; t — текущее время, $\pi = 3,1415 \dots$

В конкретизированных условиях применения значения V и ω стационарны. В рассматриваемом случае значение коэффициента затухания u_m представлено как функция

$$u_m = u_{m0} \cdot \left(1 + k_{u1} \cdot \frac{t}{T_m} \right), \quad (2)$$

где k_{u1} — коэффициент, учитывающий интенсивность возрастания коэффициента затухания во времени.

Результаты исследований \ddot{x}_m при $u_m = 0,05$ приведены на рис. 1.

Графики зависимостей \ddot{x}_m от комплексного повышения демпфирующих свойств и увеличения жесткости системы до номинальной за заданный интервал времени приведены на рис. 2.

Анализ приведенных выше графиков показывает следующее.

Воздействие управляемого увеличения демпфирующих свойств и жесткости гидромеханической системы навесного устройства гидропривода в начальный момент движения штоков гидроцилиндров нагруженных навесных устройств на параметры ускорений поднимаемой навесным устройством массы, определяющие соответствующие колебания давления в гидроприводе, сходны (рис. 1 и 2). Вместе с тем, существенно различны с позиций влияния на ресурсные характеристики, поскольку давление определяется не только амплитудой колебаний, но и его средним значением. Плавное увеличение жесткости гидромеханической системы навесного устройства трактора в начальный момент движения штоков гидроцилиндров более эффективно (рис. 2, а, з) с позиций снижения максимальных значений

амплитуд колебаний \bar{x}_m и давления, чем увеличение демпфирующих свойств. При этом эффективность существенно возрастает при одновременном увеличении этих параметров. Конструктивно это может быть реализовано с использованием специального с управляемыми жесткостными параметрами гидроаккумулятора, а параметры управления подобраны с учетом требований к их плавному увеличению.

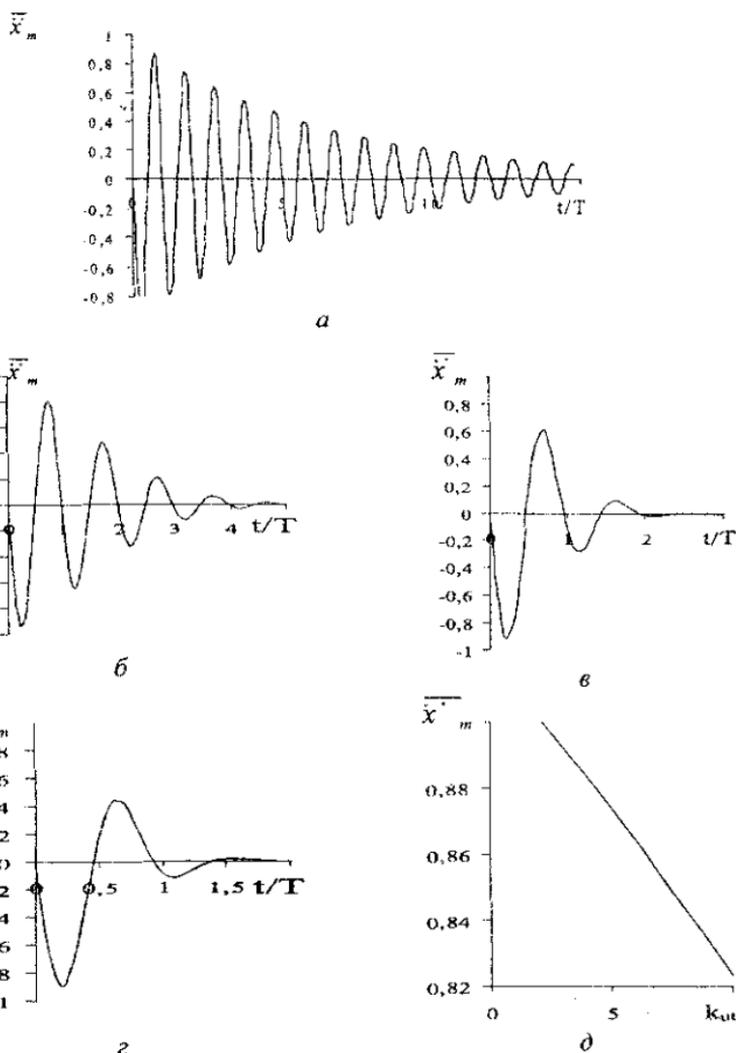


Рис. 1. Колебания \bar{x}_m при значениях k_{uf} , соответственно равных $k_{uf}=0$ (а), $k_{uf}=1$ (б), $k_{uf}=5$ (в), $k_{uf}=10$ (г), и зависимость максимальной амплитуды колебаний \bar{x}_m от k_{uf}

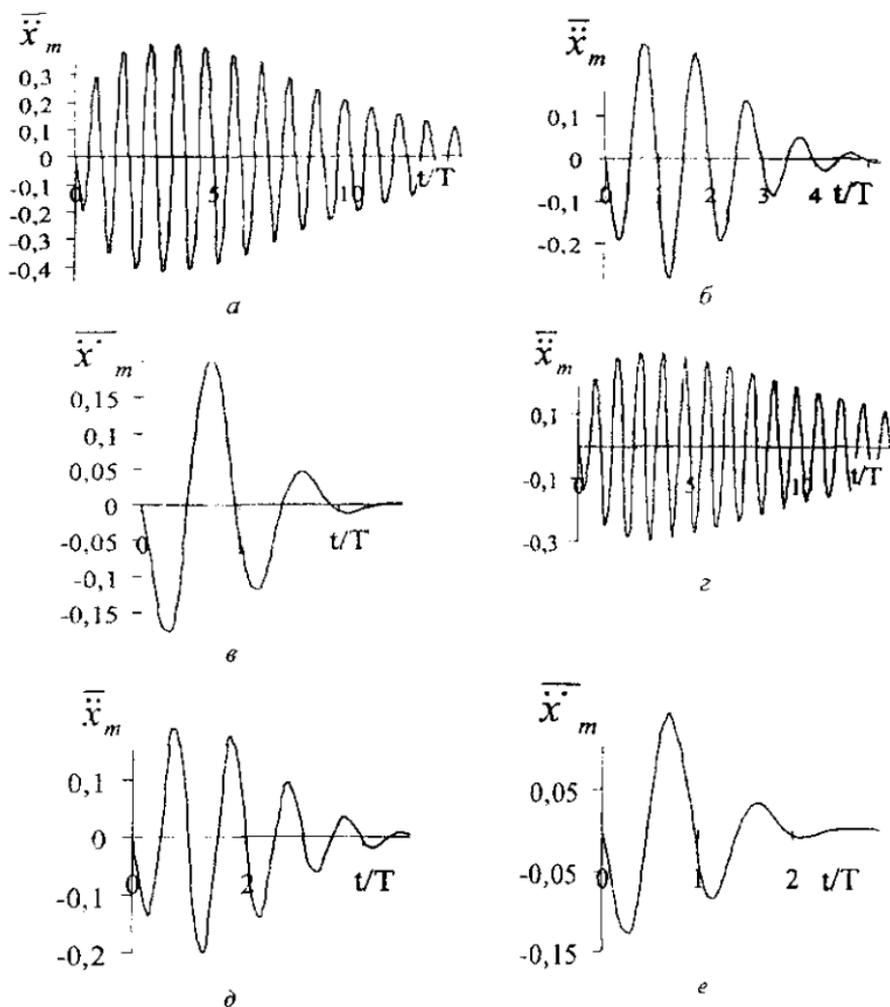


Рис. 2. Колебания значения $\overline{\dot{x}_m}$ при значениях k_{ur} , соответственно равных $k_{ur} = 0$ (а, з), $k_{ur} = 1$ (б, д), $k_{ur} = 5$ (в, е), при изменении жесткости до номинальной за период колебаний (а, б, в) и за два периода колебаний (з, д, е)

Заключение. Одним из эффективных способов снижения амплитуды собственных затухающих колебаний в гидромеханических и механических системах трактора может быть использование устройств, позволяющих осуществить управление демпфирующими и жесткостными свойствами.

Литература

1. Усс, И.Н. Испытания и мониторинг технического состояния приводов тракторов / И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич. – Гомель: ИММС, 2008. – 148 с.

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ В АГРЕГАТАХ ИНДИВИДУАЛЬНОГО ДОЕНИЯ

В.Г. Кухтов, А.С. Гринченко, А.И. Алферов

*Харьковский национальный технический университет сельского
хозяйства им. П. Василенка*

Водокольцевые вакуумные насосы (ВВН) известны и распространены в различных отраслях, таких, как химическая, текстильная, пищевая, металлургическая [1, 2]. Вакуумные насосы роторного типа, которыми зачастую оснащены как стационарные доильные установки, так и агрегаты индивидуального доения, имеют недостатки, связанные с интенсивным изнашиванием торцевых поверхностей ротора и крышек при перекосе ротора по отношению к корпусу [3]. Водокольцевой насос, в силу своих конструктивных особенностей, лишен этих недостатков. Предложение оснащать водокольцевыми вакуумными насосами агрегаты индивидуального доения нашло поддержку у производителей сельскохозяйственного оборудования [4].

ВВН отличаются простотой конструкции, надежностью в эксплуатации, низким уровнем шума, что очень важно для процесса доения; для обслуживания насоса не требуется высококвалифицированный персонал. Конструкция ВВН предусматривает зазоры между корпусом насоса и лопастями крыльчатки, таким образом, возможен износ только вала с подшипниками и уплотняющих элементов.

При испытаниях агрегаты индивидуального доения, оснащенные ВВН, хорошо себя зарекомендовали, и экспериментальная партия была введена в эксплуатацию. После года интенсивного доения был замечен ряд недостатков. Так как вода, подаваемая в систему, бралась из подручных источников фермеров, а ее качество оставляло желать лучшего, то при интенсивной работе агрегата и обильном испарении на лопастях стальной крыльчатки был обнаружен слой накипи. Нарастание такого слоя накипи изменяло геометрию крыльчатки, что приводило к постепенному снижению производительности насоса и в дальнейшем к заклиниванию крыльчатки в корпусе насоса.