

Отметим, что отличия выявляются ввиду несколько отличающейся жесткости рам – так, в режиме кручения старая рама примерно на 13 % жестче новой, поэтому для более корректного сравнения необходимо проводить дополнительные расчеты с использованием методов имитационного моделирования динамического нагружения созданных математических моделей рам в составе виртуального автопоезда, позволяющих моделировать дорожные условия [8, 9].

Литература. 1. Капуста П.П. Моделирование эксплуатационной нагруженности и расчет надежности деталей машин на стадии проектирования// Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов: Специальный выпуск - Материалы V международной научно - техн. конф. "Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века" в г. Севастополе 8 - 11 сентября 1998 г. в 3 - х томах. Т. 2 - Донецк: Дон. ГТУ. Вып. 6, 1998. - С. 38 – 41. 2. Почтенный Е.К., Капуста П.П. Суммирование усталостных повреждений при реальном многорежимном нагружении// Тез. докл. Международной научно-технической конференции "Оценка и обоснование prolongation ресурса элементов конструкций"/ Отв. ред. В.Т. Трощенко: В 2 томах. – Киев, 2000. – Т. 1. – С. 195 –196; 3. Капуста П.П. Ресурсное проектирование несущих деталей АТС.// Автомобильная промышленность. - 2000. - №2. - С. 59 – 61. 4. Капуста П.П. Принципы ресурсного проектирования несущих систем и деталей мобильных транспортных машин.// В сб. Материалы МНК "Механика машин на пороге III тысячелетия"/ Под общ. ред. акад. М.С. Высоцкого; - Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2001. – С. 433 – 438. 5. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС.// Автомобильная промышленность. –2001. - № 11. - С. 15-18. 6. Капуста П.П. Методология обеспечения требуемой надежности несущих систем и элементов машин на ранних стадиях проектирования// В сб. Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике.- Мн.: УП "Технопринт", 2001. – С. 244 – 249. 7. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1972. – 308 с. 8. Капуста П.П. Математическая модель как инструмент ресурсного проектирования АТС.// Автомобильная промышленность. – 2001. - № 11. - С. 15-18. 9. Капуста П.П. Проектная вероятностная оценка долговечности деталей машин при нерегулярном нагружении// Автореферат дисс. на соиск. ученой. степ. канд. техн. наук. – Мн., 1997. - 19 с.

УДК 629.114-585

А.А. Калина

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПИТАЮЩЕГО АППАРАТА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА И ЕГО ПРИВОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПАКЕТА ADAMS

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В конструкциях кормоуборочных комбайнов наибольшее применение нашли четырехвальцовые питающие аппараты, что объясняется рядом преимуществ [1]. Из четырех вращающихся вальцов два нижних – неподвижные, а два верхних – подъемные и подпружиненные совершают сложное движение в пространстве. Кроме того, частота вращения вальцов постоянно изменяется во времени (при подъеме вальцы ускоряются,

при опускании – замедляются), что ухудшает процесс протягивания массы, увеличивает нагруженность привода и вызывает необходимость усложнения его конструкции.

Приводы питающих аппаратов отличаются разнообразием схем, что, с одной стороны, говорит об отсутствии необходимой эффективности и универсальности хотя бы одной из них, а с другой – о продолжении интенсивного поиска оптимального варианта. Решение может быть найдено на пути соединения теории и практики.

В настоящее время практические вопросы, связанные с изготовлением и испытанием образцов удобно решать при помощи пакетов объектного моделирования, позволяющих создавать имитационные модели и визуализировать движение и взаимодействие частей конструкции при различных условиях нагружения. Одним из известных является пакет ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), созданный американской фирмой MDI и имеющий большую библиотеку компонентов, сочленений и силовых факторов /2/.

Создание в среде ADAMS модели питающего аппарата кормоуборочного комбайна с экспериментальным приводом и учетом конструкции механизма подпрессовки (расчетная схема питающего аппарата показана на рисунке 1) позволило выявить некоторые особенности его работы. Например, независимо от характера изменения нагрузки, величина вертикального перемещения верхнего заднего вальца в два – три раза превышает величину перемещения верхнего переднего вальца, что способствует увеличению размаха и частоты колебаний угловой скорости каждого из двух вальцов и упругого момента в валах привода вальцов и тем самым усугубляет негативные явления в работе питающего аппарата, описанные выше.

При установке на рычаг верхних вальцов дополнительного демпфера, ограничивающего высоту подъема вальцов, но допускающего их свободное опускание, указанные величины изменяются (см. рис. 2).

Место установки на рычаге и характеристики демпфера нужно выбирать в зависимости от типа убираемой культуры и вида выполняемой технологической операции. Кроме того, следует учитывать наличие в приводе питающего аппарата предохранительно – остановочных устройств, максимальное время срабатывания которых ограничено. Удалось установить взаимосвязь указанных параметров демпфера и времени срабатывания предохранительных устройств.

Литература. 1. Баранов А. А., Особов В. И. Анализ схем питающих аппаратов. //Тракторы и с/х машины, 1997, № 6. С.22-24. 2. Using ADAMS /View. Version 9/Mechanical Dynamics, Inc., USA, 1998.

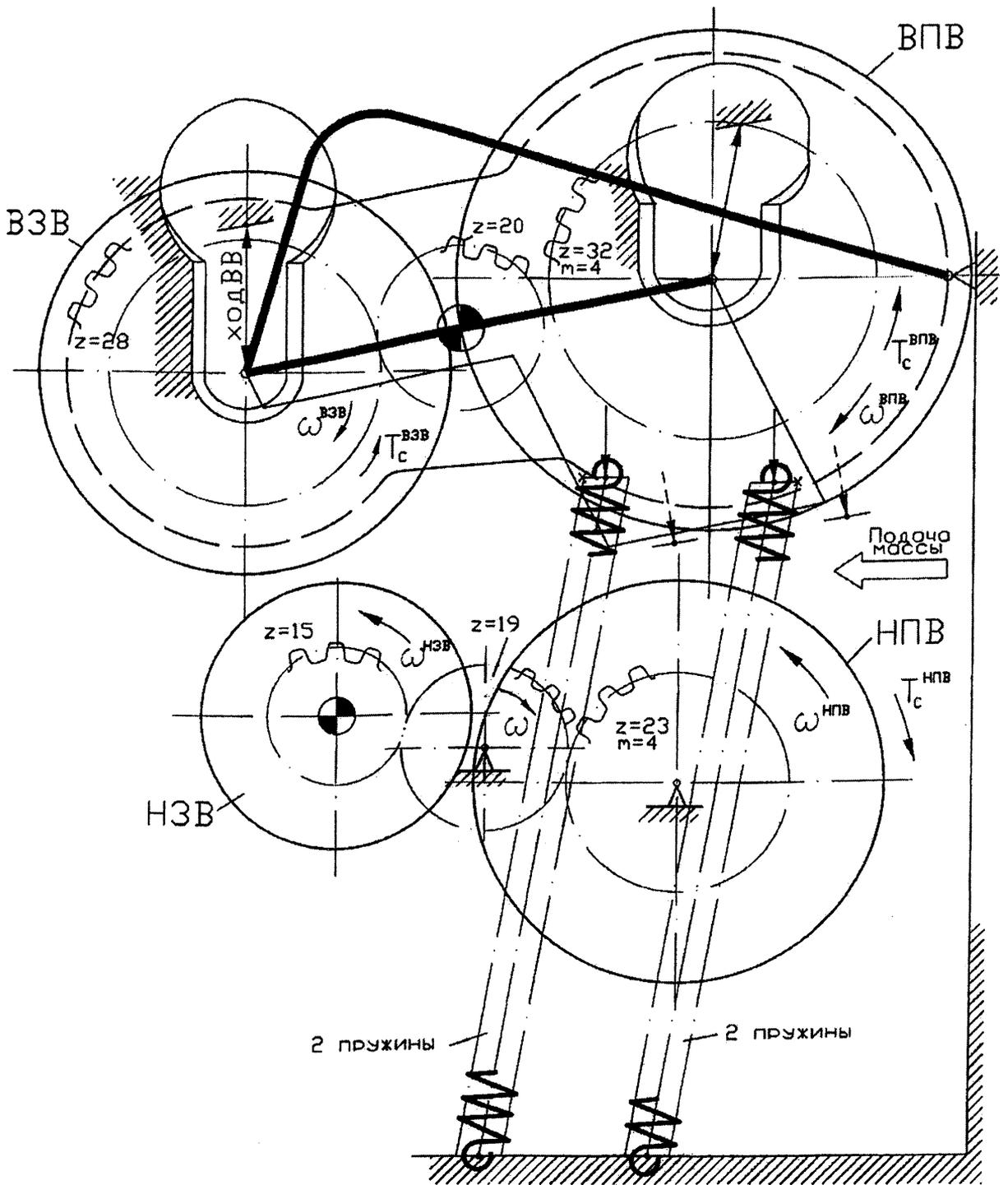


Рис. 1. Расчетная схема питающего аппарата: ВПВ и ВЗВ – передний и задний верхние вальцы, соответственно; НПВ и НЗВ – передний и задний нижние вальцы; ω и T_c – угловые частоты вальцов и моменты сопротивления при подаче зеленой массы.

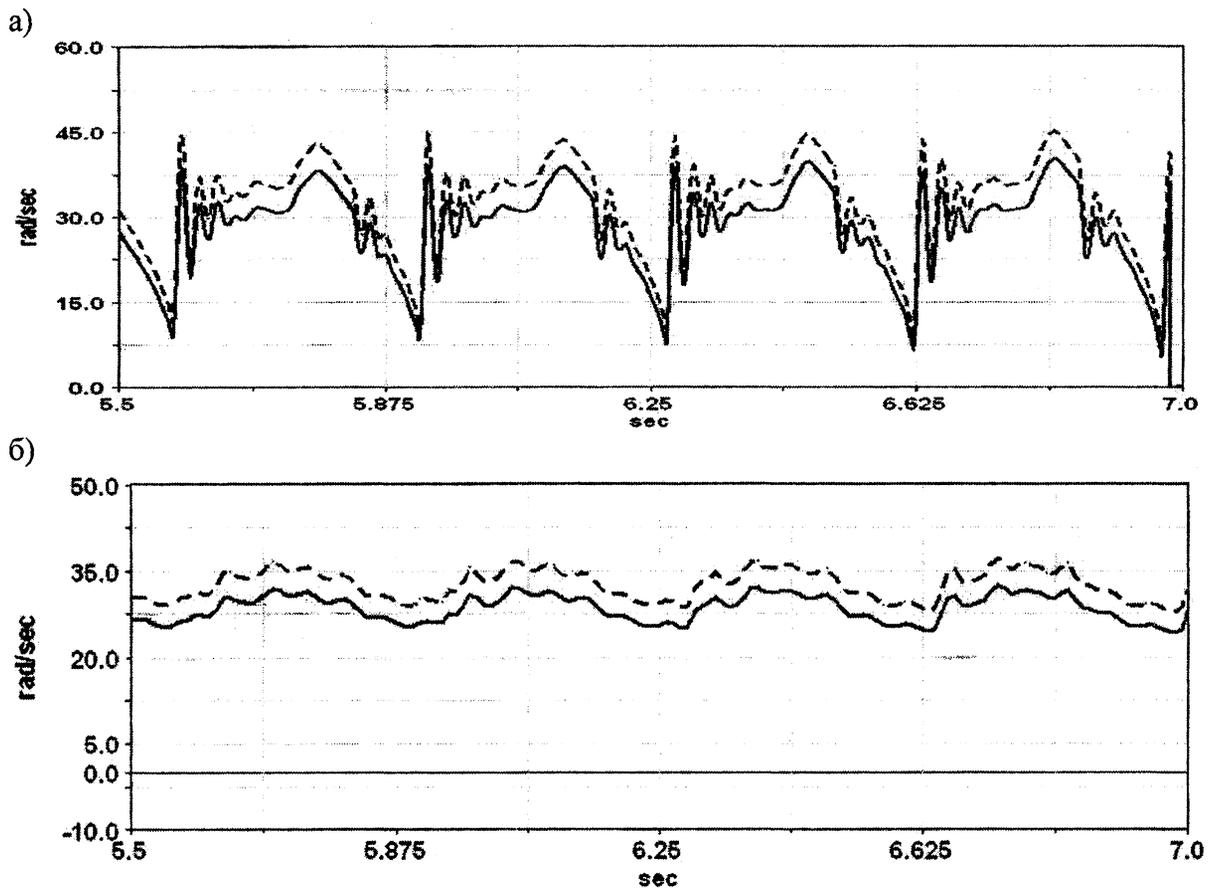


Рис. 2. Частота вращения верхнего переднего (сплошная линия) и верхнего заднего (пунктирная линия) валцов:
а – без дополнительного демпфера; б- с дополнительным демпфером.

УДК 629.11.012.8

А.В. Шмелёв¹, А.А. Ракицкий²

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕССОР ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

¹Институт механики машин НАН Беларуси, Минск, Беларусь

²НИРУП «Белавтотракторостроение» НАН Беларуси, Минск, Беларусь

Параметры подвески автомобиля определяют характер и величину внешних воздействий, передаваемых на раму автомобиля, а, следовательно, и на перевозимый груз и на водителя, что напрямую связано с эксплуатационными характеристиками автомобиля. Расчет и уточнение этих параметров на стадии проектирования имеет очень важное значение. Некоторые из них достаточно сложно, а иной раз и невозможно определить на стадии проектирования, используя существующие методы расчета.

Данная работа представляет развитие подхода компьютерного моделирования для определения кинематических и динамических параметров подвески грузового автомобиля, оборудованной листовыми рессорами. Разрабатываемые методы предусматривают создание в программном пакете ADAMS/VIEW трехмерных динамико-кинематических моделей узлов подвески, описание всех кинематических связей, шарниров и соединений с учетом возможных ограничений и граничных условий. Это по-