

ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА КОЛЕС САМОХОДНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ МАШИНЫ

Д. В. Джасов

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Б. Попов, канд. техн. наук, доцент

Одним из наиболее ответственных узлов самоходной сельскохозяйственной машины (ССМ), обеспечивающим ей необходимые ходовые свойства, является механизм поворота колес (МПК) управляемого моста.

МПК представляет собой шарнирно-рычажный механизм, обеспечивающий согласованный поворот правого и левого управляемых колес на необходимые углы для движения ССМ по криволинейной траектории с минимальным уводом.

МПС тракторов и автомобилей широко освещены в специальной технической литературе [1]–[3]. Однако очень мало внимания уделено математическому моделированию, позволяющему в доступной форме определить для всех положений механизма требуемое усилие для поворота колес и требуемое давление в гидросистеме, что крайне важно при проектировании рулевого управления для обеспечения его эффективного функционирования.

Одним из вариантов для кинематического и силового анализа рычажного механизма является использование современных компьютерных технологий автоматизации инженерных расчетов и всестороннего исследования механических систем. К числу пакетов, позволяющих проводить такой анализ для МПК, относится ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), который в отдельных отраслях машиностроения является стандартом. Программный комплекс сертифици-

рован по ISO 9001, 9002 и гарантирует правильность расчетов при точном воспроизведении исследуемого объекта и действующих на него нагрузок [4].

Проведенное моделирование различных типов рычажных механизмов сельскохозяйственных машин при помощи данного пакета показало его высокую эффективность при выполнении определенных типов задач.

На рис. 1 представлена математическая модель МПК, сформированная в ADAMS. Исследуемая модель механизма поворота колес состоит из: балки моста, шкворней колес, рычагов, ступиц, колес, гидроцилиндров и поперечной тяги.

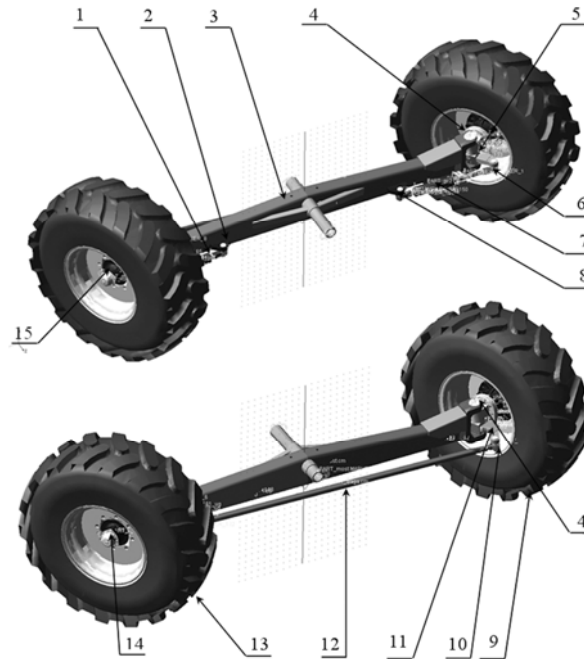


Рис. 1. Расчетная модель механизма поворота колес:

- 1, 7 – гидроцилиндры; 2, 8 – шарнир крепления гидроцилиндра с балкой моста;
3 – балка моста управляемых колес; 4 – наклонные шкворни; 5, 11 – кулаки управляемых колес; 6 – шарнир крепления гидроцилиндра с кулаком;
9, 13 – колеса; 10 – шарнир крепления тяги с кулаком; 12 – поперечная синхронизирующая тяга; 14, 15 – ступица колеса

При создании модели механизма использовались внутренние функции программы: JOINT (сочленение, связь), GRAVITY (сила тяжести), MOTION (движение), SFORCE (однокомпонентная сила вокруг одной из осей или крутящий момент вокруг одной из осей) и другие внутренние функции программы.

Определение требуемого давления. После создания кинематических связей модели для проведения силового анализа необходимо приложить к модели внешние силовые факторы (и движущие, и сопротивления) в направлении действия этих факторов.

Для задания внешней нагрузки на кулаки колес определим значение момента сопротивления повороту колеса. Момент сопротивления повороту колеса состоит из момента трения и момента сопротивления перекачиванию.

С учетом вышеизложенного момент сопротивления повороту колеса определится из выражения (1).

$$M_{\text{ск}} = F_a (f_{\text{тр}} R_{\text{тр}} + f_{\text{сп}} L_{\text{обк}}), \quad (1)$$

где $M_{с.к}$ – момент сопротивления повороту колеса; F_a – вертикальная реакция на колесе; $R_{тр}$ – радиус трения колеса; $f_{тр}$ – коэффициент трения колеса по опорной поверхности; $f_{сп}$ – коэффициент сопротивления перекачиванию; $L_{обк}$ – плечо обкатки.

Зная реакцию на колесе и момент сопротивления, задаем их в виде многокомпонентной силы GFOTIRE1, действующей на тело модели stupica1, и GFOTIRE2, действующей на тело модели stupica2.

Давление в гидросистеме, необходимое для поворота колес, определим косвенным способом.

После проведения расчета в модуле Adams/Solver запрашиваем силу в этом шарнире и по формуле (2) проводим расчет давления в гидросистеме, зная параметры гидроцилиндров и запрошенные реакции и скорости гидроцилиндров.

$$P_{гц}(t) = \frac{F'(t)V_{гц1}(t)}{(S_{гц,пор}V_{гц1}(t) + S_{гц,шт}V_{гц2}(t))\eta}, \quad (2)$$

где $F'(t)$ – запрашиваемая величина реакции на гидроцилиндре по результатам расчета, на котором задано движение (в нашем случае левый ГЦ, работающий поршневой полостью); $V_{гц1}(t)$ – запрашиваемая скорость гидроцилиндра, работающего поршневой полостью; $V_{гц2}(t)$ – запрашиваемая скорость гидроцилиндра, работающего штоковой полостью; $S_{гц,пор}$ и $S_{гц,шт}$ – площади поршневой и штоковой полостей гидроцилиндров, соответственно.

Результат расчета в виде графика изменения потребного давления в гидросистеме зерноуборочного комбайна КЗС-10К при повороте колес в зависимости от времени, сформированный в ADAMS/Solver, показан на рис. 2.

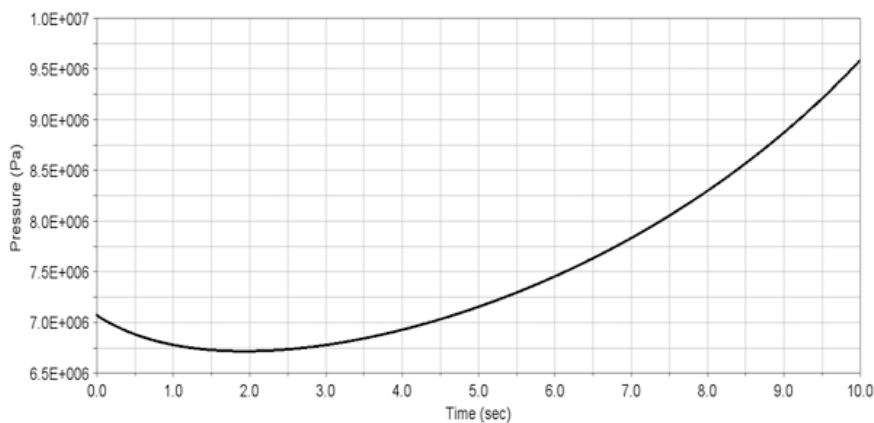


Рис. 2. График изменения потребного давления в гидросистеме

По результатам расчета модели механизма поворота колес проводится анализ механизма исходя из критериев работоспособности [5].

Заключение

Сформированная в пакете для исследования механических систем ADAMS расчетная модель механизма поворота колес сельскохозяйственной машины позволяет быстро и адекватно проводить всесторонний анализ с последующим выводом графических результатов расчета. Пакет ADAMS может заменить дорогостоящие и длительные натурные эксперименты быстрым и подробным компьютерным модели-

рованием, обеспечивая предприятию экономию значительных средств и выход на рынок с всесторонне оптимизированными изделиями.

Можно выделить некоторые достоинства и недостатки применения пакета ADAMS в процессе проектирования новых изделий механизмов поворота колес сельскохозяйственных уборочных машин по сравнению с математическим моделированием.

К достоинствам следует отнести:

- наглядность модели и визуализация результатов расчета;
- возможность подробного компьютерного моделирования и исследования механизма поворота колес на этапе исследования поведения всего комбайна в движении;
- возможность учета с помощью встроенного модуля Durability, податливости элементов конструкции на поведение исследуемой модели;
- возможность быстрой предварительной оценки прочности конкретных элементов модели на этапе прототипирования конструкции;
- определение кинематических (перемещение, скорости, ускорения и пр.) и силовых параметров (реакции, моменты, силы контакта и пр.) исследуемой модели по результатам расчета сразу во всех элементах конструкции;
- удобство вывода и интерпретация результатов расчета в виде различных графиков и таблиц.

К недостаткам можно отнести трудоемкость создания новой модели механизма поворота колес по сравнению с созданием его математической модели векторным способом, предложенной в статье [5] для его оценки по критерию определения углов увода, критерию правильности замыкания полостей гидроцилиндров, оценки максимального потребного давления и пр. В пакете нет возможности автоматической регенерации габаритных размеров деталей конструкции при изменении определенных кинематических параметров механизма (например, длина рычага) для случая, когда требуется провести еще и оценку податливости элементов и их прочностных свойств. Что бы это сделать, необходимо создать полностью параметризованную модель средствами самого пакета, что опять же приводит к большой трудоемкости.

В связи с вышеописанным, наиболее оптимальным процесс разработки нового изделия будет выглядеть следующим образом. Сначала необходимо подобрать кинематическую схему механизма, отвечающую техническому заданию и необходимым критериям, с помощью математической модели [5]. Затем провести подробное исследование модели с помощью пакета ADAMS на этапе прототипирования компоновочной схемы в пакетах 3D-моделирования (PRO-E, SolidWork). По результатам подробного исследования этой модели при необходимости ввести изменения в конструкцию и оформить ее в виде КД.

Л и т е р а т у р а

1. Гуськов, В. В. Тракторы: теория / В. В. Гуськов. – М. : Машиностроение, 1988. – С. 210.
2. Наумов, Е. С. Рулевое управление колесных тракторов : учеб. пособие / Е. С. Наумов, В. М. Шарипов, И. М. Эглит. – М., 1999. – С. 5.
3. Гришкевич, А. И. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А. И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1987. – С. 200.
4. Using ADAMS/ Solver. Version 9, Part number 91 SOLVUG-01, Mechanical Dynamics, Inc., USA, 1998. – 653 p.
5. Джасов, Д. В. Математическое описание механизма поворота колес самоходной сельскохозяйственной машины / Д. В. Джасов, О. В. Рехлицкий, Ю. В. Чупрынин // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 2 (27).