

УДК 630\*36.001.6

**А. Р. Гороновский**, кандидат технических наук, доцент, проректор по воспитательной работе (БГТУ);  
**С. А. Голякевич**, кандидат технических наук, ассистент (БГТУ);  
**С. П. Мохов**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой (БГТУ);  
**М. К. Асмоловский**, кандидат технических наук, доцент (БГТУ)

### ОЦЕНКА РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ НЕСУЩЕЙ КОНСТРУКЦИИ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ «БЕЛАРУС»

Публикация посвящена анализу режимов нагружения несущей конструкции погрузочно-транспортной машины на различных операциях технологического цикла. Рассмотрены варианты нагружения несущей конструкции для различной массы погружаемых и перевозимых сортиментов в зависимости от параметров механизма блокирования шарнира сочленения полурам. Выполнена оценка динамики процесса торможения манипулятора при опускании пачки сортиментов. Проведен конечно-элементный расчет и анализ напряженно-деформированного состояния шарнирного сочленения полурам погрузочно-транспортной машины.

The publication is devoted to the analysis of load bearing structure modes of cargo transport machine for various operations of the technological cycle. The variants of load bearing structure for different mass submerged and transported assortments depending on the parameters of the mechanism locking hinge joints semiframes. The estimation of the dynamics of the process of inhibition of the manipulator when lowering pack assortments. Proved finite element calculation and analysis of the stress-strain state of frame articulation cargo transport machine.

**Введение.** Конкуренция на рынке лесозаготовительных машин ставит перед учеными и конструкторами задачу постоянного совершенствования их технических характеристик и эксплуатационных качеств [1]. Так, на ПО «МТЗ» совместно с БГТУ ведутся работы по совершенствованию погрузочно-транспортной машины (форвардера) МЛПТ-354 с колесной формулой 4К4. Требование лесозаготовителей к повышению грузоподъемности и скоростям выполнения операций при сохранении конструктивной массы форвардера приводят к возрастанию статической и динамической нагруженности его несущей конструкции и необходимости ее совершенствования [2]. Теоретические и экспериментальные исследования работы форвардера показали, что наиболее нагруженными узлами несущей конструкции форвардера являются шарнирное сочленение его полурам и опора манипулятора.

**Основная часть.** В процессе выполнения погрузочных операций [3] величины статических крутящих и изгибающих моментов, действующих на шарнирное сочленение форвардера, изменяются, как показано на рис. 1. Данные приведены с учетом требуемого дальнейшего увеличения грузоподъемности форвардера с 5000 до 9000 кг без изменения его прочих компоновочных параметров и массы базового шасси, т. е. при доведении коэффициента использования форвардера по массе до 1, что соответствует лучшим мировым аналогам.

Смещение зависимостей вдоль оси абсцисс относительно нуля (рис. 1) объясняется консольным расположением центра тяжести энергетического модуля форвардера, что приводит

к возникновению статического момента изгиба величиной до 2,5 кН·м (при повернутом на 90° манипуляторе). Нелинейное уменьшение момента кручения в шарнире при увеличении загрузки форвардера вызвано ростом восстанавливающего момента технологического модуля при одновременном увеличении жесткости его колес.

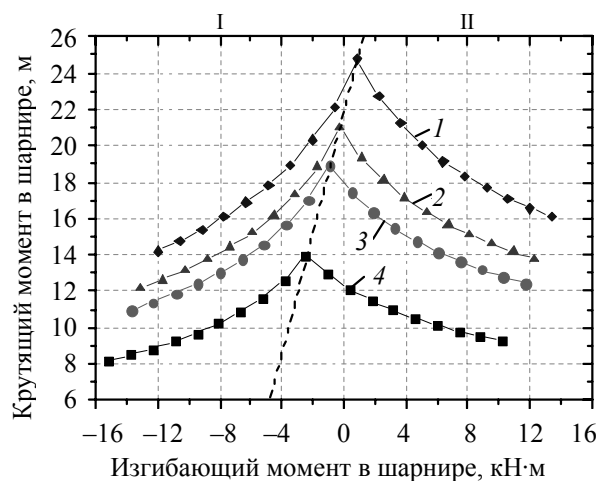


Рис. 1. Нагруженность шарнира на погрузочных операциях при вылете манипулятора 5,3 м и равномерном поднимании сортимента:  
 I – Погружены сортименты длиной 6 м;  
 II – Погружены сортименты длиной 4 м.  
 Масса поднимаемого сортимента:  
 1 – 457 кг; 2 – 302 кг; 3 – 213 кг; 4 – без сортимента

Значительное влияние на нагруженность шарнира сочленения полурам в процессе работы манипулятора оказывают параметры механизма его блокирования. Так, зависимости изменения

момента кручения в шарнире при проведении погрузочно-разгрузочных операций для различных масс поднимаемых сортиментов и крутильной жесткости механизма блокирования полурам представлены на рис. 2.

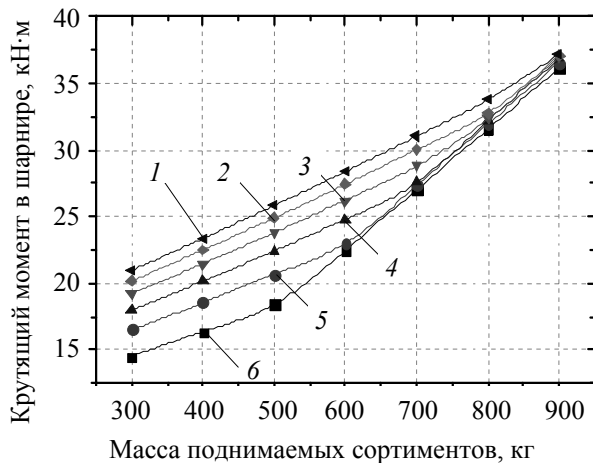


Рис. 2. Нагруженность шарнира сочленения полурам на погрузочных операциях при вылете манипулятора 5,3 м и равномерном поднимании пачек сортиментов различной массы:

1 –  $C_{ш7} = 2 \cdot 10^6$  Н·м/рад; 2 –  $C_{ш7} = 1,75 \cdot 10^6$  Н·м/рад;  
3 –  $C_{ш7} = 1,5 \cdot 10^6$  Н·м/рад; 4 –  $C_{ш7} = 1,25 \cdot 10^6$  Н·м/рад;  
5 –  $C_{ш7} = 1,0 \cdot 10^6$  Н·м/рад; 6 –  $C_{ш7} = 0,5 \cdot 10^6$  Н·м/рад

Установлены две характерные зоны изменения кривых крутящего момента: при отрыве от поверхности колеса технологического модуля, противоположной стороне проведения погрузочных работ, и без отрыва. При работе без отрыва колеса величина крутящего момента в шарнире сочленения линейно возрастает. Интенсивность нарастания крутящего момента составляет с 2,0–2,4 кН·м на 100 кг массы поднимаемой пачки при вылете манипулятора 5,3 м. Характерно, что в процессе работы в данной зоне при меньшей крутильной жесткости механизма блокирования достигается меньшая нагруженность шарнирного сочленения моментом кручения. Так, разница в моменте кручения при крутильной жесткости  $2 \cdot 10^6$  Н·м/рад и  $1,0 \cdot 10^6$  Н·м/рад составляет 4,3 кН·м. Существенное снижение крутящего момента в шарнире объясняется тем, что при меньшей крутильной жесткости механизма блокирования большая часть нагрузки кручения в раме перераспределяется на участок между колесами технологического модуля и местом установки манипулятора. Однако при меньшей крутильной жесткости механизма блокировки отрыв колеса технологического модуля наблюдается при меньшей массе поднимаемых сортиментов.

Отрыв колес технологического модуля форвардера от поверхности движения сопровождается

увеличением интенсивности нарастания крутящего момента в шарнире до 4,15 раза. Для порожнего форвардера МЛПТ-354 при крутильной жесткости механизма блокирования  $0,5 \cdot 10^6$  Н·м/рад и вылете манипулятора, равном 5,3 м, отрыв происходит при массе поднимаемых сортиментов 493 кг (рис. 2). Точка перегиба кривой крутящего момента на рис. 2 соответствует отрыву от поверхности колеса технологического модуля.

Снижая жесткость механизма блокирования, для области работы без потери устойчивости технологического модуля, можно уменьшить моменты кручения, действующие в шарнире, до 1,32 раза. Для этого на типичной погрузочно-разгрузочной операции при увеличении массы поднимаемых сортиментов от 400 кг до 900 кг необходимо пропорционально изменить жесткость механизма блокирования от 500 кН·м/рад до 2000 кН·м/рад. При этом учтено, что на переходных режимах работы, в момент разгона и торможения при подъеме и опускании сортиментов, действующие динамические грузовые моменты манипулятора могут значительно превышать статическую величину. Так, при опускании сортиментов массой 600 кг со скоростью 0,6 рад/с в момент торможения в конструкции форвардера возбуждается колебательный процесс, представленный на рис. 3 (данные приведены для крутильной жесткости механизма сочленения полурам, соответствующей форвардеру МЛПТ-354 и равной  $2 \cdot 10^6$  Н·м/рад). Коэффициент динамичности грузового момента манипулятора при времени торможения, равном 0,1 с, лежит в диапазоне 2,18–2,3 (рис. 3, а). При увеличении времени торможения до 0,2 с коэффициент динамичности не превышает 1,64, а при времени торможения 0,6 с – 1,22. Характерно, что больший коэффициент динамичности грузового момента манипулятора соответствует большей загруженности грузовой платформы сортиментами, а больший коэффициент динамичности крутящего момента в шарнире полурам, напротив – меньшей загруженности платформы. В момент торможения манипулятора при опускании сортиментов коэффициенты динамичности момента кручения в шарнире сочленения лежат в диапазонах: 2,42–2,91 при времени торможения 0,1 с; 1,69–1,90 при 0,2 с и 1,22–1,24 при времени торможения 0,6 с.

Изменение коэффициентов динамичности момента кручения в шарнире сочленения в зависимости от массы погруженных сортиментов носит нелинейный характер. Если в процессе торможения происходит отрыв колеса технологического модуля от поверхности движения, то интенсивное увеличение динамической составляющей момента кручения в шарнире,

аналогично рассмотренному выше на рис. 2. В качестве примера на рис. 3 для кривых 3, 5, 7 опускание сортимента происходит без отрыва колеса, а для кривых 1, 2 имеет место отрыв колеса одного борта технологического модуля.

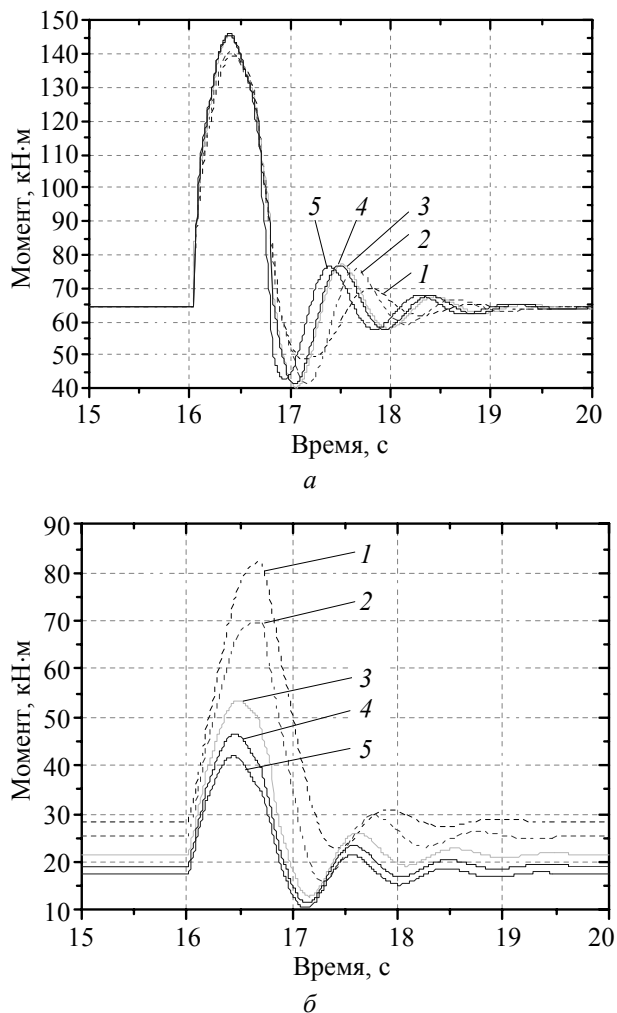


Рис. 3. Момент кручения в шарнире сочленения полурам и опоре манипулятора форвардера при опускании пачки сортиментов массой 600 кг манипулятором на вылете 5,3 м при различной загрузке грузовой платформы сортиментами длиной 6 м:  
*а* – момент на опоре манипулятора;  
*б* – момент кручения в шарнире;  
 1 – порожний форвардер; 2, 3, 4, 5 – погружены сортименты длиной 6 м и массой 1000 кг, 3000 кг, 5000 кг и 7000 кг соответственно

В процессе возрастания момента кручения происходит депланация поперечного сечения шарнира на угол до  $15^\circ$ , что связано с деформациями колес технологического и энергетического модуля и ограниченной крутильной жесткостью механизма блокирования. Это учтено при моделировании напряженно-деформированного состояния шарнира сочленения полурам форвардера

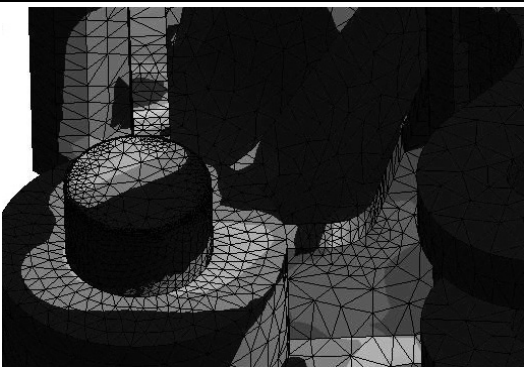
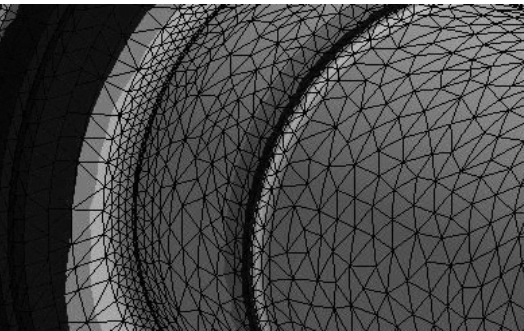
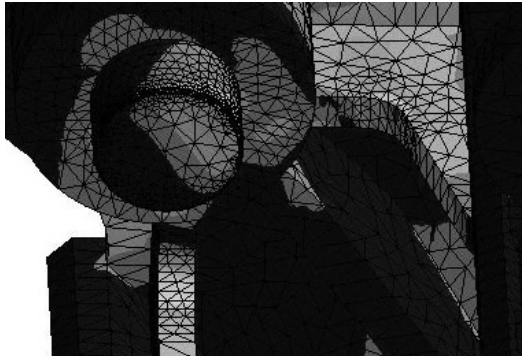
МЛПТ-354. В процессе моделирования массовые параметры опускаемой пачки сортиментов выбирались таким образом, чтобы обеспечить номинальное значение грузового момента брутто манипулятора (50 кН·м) на каждом из вылетов от 3,6 м до 5,4 м. По мере сокращения вылета стрелы манипулятора масса опускаемой пачки сортиментов увеличивалась. Время торможения пачки сортиментов варьировалось от 0,1 с до 0,6 с. Начальная угловая скорость манипулятора перед торможением – 0,6 рад/с.

Исследованиями напряженно-деформированного состояния шарнирного сочленения полурам форвардера МЛПТ-354 установлены элементы с наибольшими действующими эквивалентными напряжениями. Это внутренние боковые ребра жесткости, галтель на трубе горизонтального шарнира, элементы боковых граней шарнира, относящихся к энергетическому модулю форвардера и др.

В таблице приведены значения эквивалентных напряжений по элементам шарнира, соответствующие наиболее нагруженным режимам. Анализ полученных данных показал, что максимальные статические эквивалентные напряжения в элементах шарнира № 1, 2, 4, 5 достигаются при удержании сортимента на вылете манипулятора 3,66 м, а в элементах № 3, 6, 7 – на вылете 5,36 м, что вызвано особенностями компоновки шарнира и его расположения. Между тем во всех рассмотренных элементах (кроме № 4) максимальные эквивалентные динамические напряжения, возникающие при торможении манипулятора на вылете 5,36 м, превышают аналогичные для вылета 3,66 м на величину до 30 МПа. Это обусловлено нижеследующими причинами. Величина момента инерции манипулятора относительно горизонтальной оси поворота стрелы на вылете 5,36 м больше на  $2361,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ , что при равном замедлении манипулятора приводит к непосредственному росту динамических составляющих реакций и моментов в его опоре, а следовательно, и в шарнире сочленения полурам.

Наряду с этим для реализации грузового момента манипулятора в 50 кН при вылете манипулятора 5,36 м требуется меньшая на 447 кг масса пачки сортиментов, что отрицательно сказывается на устойчивости технологического модуля форвардера. Поэтому коэффициент динамичности эквивалентных напряжений в галтели при режиме с вылетом манипулятора 5,36 м составляет 1,77, а для режима с вылетом 3,66 м – 1,5. Величина максимальных динамических эквивалентных напряжений для вылета 3,66 м на этом участке больше на 7,15 МПа, что объясняется большей на 24,3 МПа величиной статических эквивалентных напряжений за счет большего на 3,3 кН·м статического изгибающего момента и на 2,6 кН статической вертикальной реакции в шарнире.

## Напряженно-деформированное состояние элементов шарнирного сочленения полурам

Наименование элемента шарнира	Общий вид напряженного состояния элемента шарнира	Значения максимальных (статических) эквивалентных напряжений, МПа	
		M2	M8
1. Нижнее левое ребро жесткости		254,0 (139,6)	235,9 (144,3)
2. Нижнее центральное ребро жесткости		52,6 (29,4)	48,3 (29,8)
3. Нижнее правое ребро жесткости		137,4 (60,3)	117,0 (55,1)
4. Галтель на горизонтальном шарнире		192,7 (108,9)	199,85 (133,2)
5. Верхнее левое ребро жесткости		181,6 (101,1)	170,5 (105,6)
6. Верхнее центральное ребро жесткости		47,5 (21,4)	41,8 (20,9)
7. Верхнее правое ребро жесткости		199,8 (92,6)	170,7 (85,3)

**Заключение.** По результатам проведенных исследований для ПО «МТЗ» предложен ряд конструктивных изменений для несущей конструкции проектируемого форвардера повышенной грузоподъемности.

## Литература

1. Механика машин на пороге III тысячелетия: материалы Междунар. науч. конф., Минск, 23–24 нояб. 2000 г. / редкол.: М. С. Высоцкий [и др.]. Минск.: НИРУП «Белавтотракторостроение», 2001. С. 187–192.

2. Жуков А. В. Теоретические основы выбора технических параметров и улучшения эксплуатационных свойств специальных лесных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01. Л., 1987. 35 с.

3. Ушаков Г. М. Обоснование технологии лесосечных работ при заготовке сортиментов многооперационными машинами: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / Г. М. Ушаков. Л., 1989. 16 с.

Поступила 27.02.2014