

УДК 621.86

ВЛИЯНИЕ СИЛ ВЯЗКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДЕМПФИРОВАНИЯ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ЗАЗОРАХ В ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК

Лагерев И.А., Мильто А.А., Лагерев А.В.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье рассматриваются закономерности влияния сил вязкого сопротивления, создаваемых демпферными устройствами в цилиндрических шарнирах узлов соединения звеньев крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин, на эффективность демпфирования колебаний металлоконструкции в процессе эксплуатации, обусловленных наличием повышенных зазоров вследствие изнашивания отверстий шарнирных проушин. Показано, что силы вязкого сопротивления следует рассматривать как дополнение к создаваемым демпферными устройствами силам упругого сопротивления, так как последние определяют эффективность демпфирования в целом. Основная роль сил вязкого сопротивления заключается в диссипации энергии колебательного поворотного движения сопрягаемых звеньев металлоконструкции вследствие колебательного смещения шарнирного пальца в пределах зазора шарнира вплоть до полного затухания колебаний. Применительно к рассмотренной крано-манипуляторной установке мобильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А влияние действия сил вязкого сопротивления практически не наблюдается при коэффициенте вязкого демпфирования менее $0,01 \text{ МН} \cdot \text{с}/\text{м}$, в интервале $0,01 \dots 0,05 \text{ МН} \cdot \text{с}/\text{м}$ такое влияние начинает проявляться все более заметно, в интервале $0,05 \dots 0,4 \text{ МН} \cdot \text{с}/\text{м}$ имеет место интенсивное демпфирование колебательного смещения шарнирного пальца в пределах зазора, а при коэффициенте вязкого демпфирования более $0,4 \text{ МН} \cdot \text{с}/\text{м}$ колебательный процесс становится аperiodическим с практически полным затуханием в пределах одного колебания шарнирного пальца.

Ключевые слова: крано-манипуляторная установка, шарнир, зазор, демпфирование, вязкое сопротивление, колебания, динамика, напряженное состояние

Как показывает опыт эксплуатации крано-манипуляторных установок с шарнирно-сочлененными грузовыми стрелами мобильных транспортно-технологических машин [1], одним из типовых эксплуатационных дефектов их металлоконструкций является прогрессирующий с течением времени эксплуатации износ внутренних поверхностей отверстий проушин, образующих вращательные цилиндрические шарнирные соединения между смежными звеньями кинематической цепи и в узлах крепления силовых приводных гидроцилиндров к звеньям, который вызывает появление в них повышенных зазоров. Регламентированная нормативно-распорядительной документацией Ростехнадзора России [2] допустимая величина указанных зазоров достаточна велика, составляя $2 \dots 4 \text{ мм}$ ($\sim 4 \dots 10 \%$ номинального диаметра отверстий проушин). Проведенные ранее исследования [3-5] показали существенное влияние указанных повышенных зазоров на кинематику, динамику и, в значительной степени, на напряженно-деформированное состояние звеньев крано-манипуляторных установок. Согласно [6] в случае повышенных зазоров, близких по величине к допустимым, пиковые значения динамических напряжений в звеньях крано-манипуляторных установок в момент соударения шарнирного пальца с проушиной могут в $5 \dots 6$ раз превышать номинальные, а линейное ускорение перемещаемого груза в этот момент может скачкообразно достигать $18 \dots 20 \text{ м}/\text{с}^2$.

В качестве одного из возможных путей снижения указанного негативного влияния повышенных зазоров на уровень динамического напряженно-деформированного состояния шарнирно-сочлененных стрел крано-манипуляторных установок и, таким образом, на повышения их усталостной прочности и остаточного ресурса были предложены конструкции демпферных устройств с упругими амортизирующими элементами в виде пружин растяжения-сжатия [7], кольцевых и дуговых упругих элементов. Представленные в [9] результаты анализа функционирования данных демпферных устройств при повышенных зазорах в шарнирных соединениях показали их эффективность. Они позволяют обеспечить существенное снижение дополнительных ударных нагрузок, возникающих в момент выбора зазора, замедление роста зазора и ограничение величины зазора заданным значением, которое не будет превышено в течение всего срока службы шарнирного соединения независимо от интенсивности его нагруженности.

Функциональным недостатком упругих демпферных устройств шарнирных соединений стрел крано-манипуляторных установок [7] является то, что пружины и кольца являются исключительно упругими амортизирующими элементами. Они обеспечивают снижение уровня динамических ударных нагрузок за счет возникающей при их деформировании упругой силы, т.е. за счет преобразования кинетической энергии перемещения шарнирного пальца в зазоре в потенциальную энергию пружин или колец. Накопленная в процессе деформирования этих элементов потенциальная энергия остается в упругой системе «пружины (кольца)-шарнирный палец» и затем возвращается практически в полном объеме при их разгрузке.

Более эффективное снижение уровня динамических ударных нагрузок на транспортируемый груз и металлоконструкцию крано-манипуляторной установки в процессе эксплуатации может быть связано с преобразованием кинетической энергии шарнирного пальца частично в потенциальную, а частично в другие виды энергии (например, тепловую) с последующим безвозвратным ее диссипативным рассеиванием.

С этой целью была предложена и обоснована конструкция вязко-упругого демпферного устройства для шарнирных соединений смежных секций грузоподъемных стрел с амортизирующими элементами, создающими силы как упругого, так и вязкого сопротивления перемещению шарнирного пальца в пространстве зазора (рис. 1). Конструктивно оно оформлено как развитие конструкций ранее предложенных упругих демпферных устройств [7]. Принцип его действия основан на том, что помимо упругих амортизирующих элементов, оказывающих тормозящее воздействие на перемещение шарнирного пальца за счет возникновения пропорциональной величине смещения силы упругого сопротивления, в конструкцию демпфера включены гидравлические амортизирующие элементы. Они оказывают дополнительное тормозящее воздействие за счет возникновения пропорциональной величине и скорости смещения силы вязкого сопротивления. Для этого к глухой крышке 16 со стороны внутренней полости D неподвижно крепятся с помощью штифтов 18 демпферные гидроцилиндры 17, штоки которых упираются в металлическое кольцо 12. Число демпферных гидроцилиндров равно числу упругих амортизирующих элементов (пружины растяжения-сжатия или колец) 13, а их положение в окружном направлении вокруг хвостовика 11 шарнирного пальца 3 совпадает с положением продольных осей упругих амортизирующих элементов. Каждый демпферный гидроцилиндр посредством двух трубопроводов (рабочего 20 и обратного 21) соединен с общим блоком гидравлических сопротивлений 19, который неподвижно закреплен на глухой крышке 16 с наружной стороны. Герметичная система, состоящая из связанных между собой внутренних полостей демпферных гидроцилиндров, рабочих и обратных трубопроводов и блока гидравлических сопротивлений полностью заполняется вязкой рабочей жидкостью (например, смазочным минеральным маслом или синтетической жидкостью для гидроприводов машин и механизмов). Совокупность демпферных гидроцилиндров, рабочих и обратных трубопроводов и блока гидравлических сопротивлений формирует гидравлическое демпферное устройство.

В начальный период эксплуатации крано-манипуляторной установки, когда зазоры δ_{w1} и δ_{w2} (рис. 2) соответствуют своим номинальным значениям согласно чертежа, т.е. являются практически незначимыми, хвостовик 11 шарнирного пальца 3 свободно вращается внутри металлического кольца 12, не оказывая на него никакого давления. В исходном положении относительно хвостовика металлическое кольцо удерживается упругими амортизирующими элементами (пружины растяжения-сжатия или кольцами) 13, имеющими равную длину или наружный диаметр. По мере формирования зазоров δ_{w1} и δ_{w2} эксплуатация крано-манипуляторной установки начинает сопровождаться перекосом при поворотном движении секций относительно продольной оси шарнирного соединения и ударными явлениями [4, 6], связанными с попеременным практически мгновенным изменением пар точек опирания $\Gamma_1 - \Gamma_4$ и $\Gamma_2 - \Gamma_3$ проушин 4 на шарнирный палец. При перекосе любой из смежных секций 1 или 5 грузоподъемной стрелы относительно исходного нейтрального положения 0-0 происходит относительное смещение хвостовика шарнирного пальца. На рис. 2 исходное нейт-

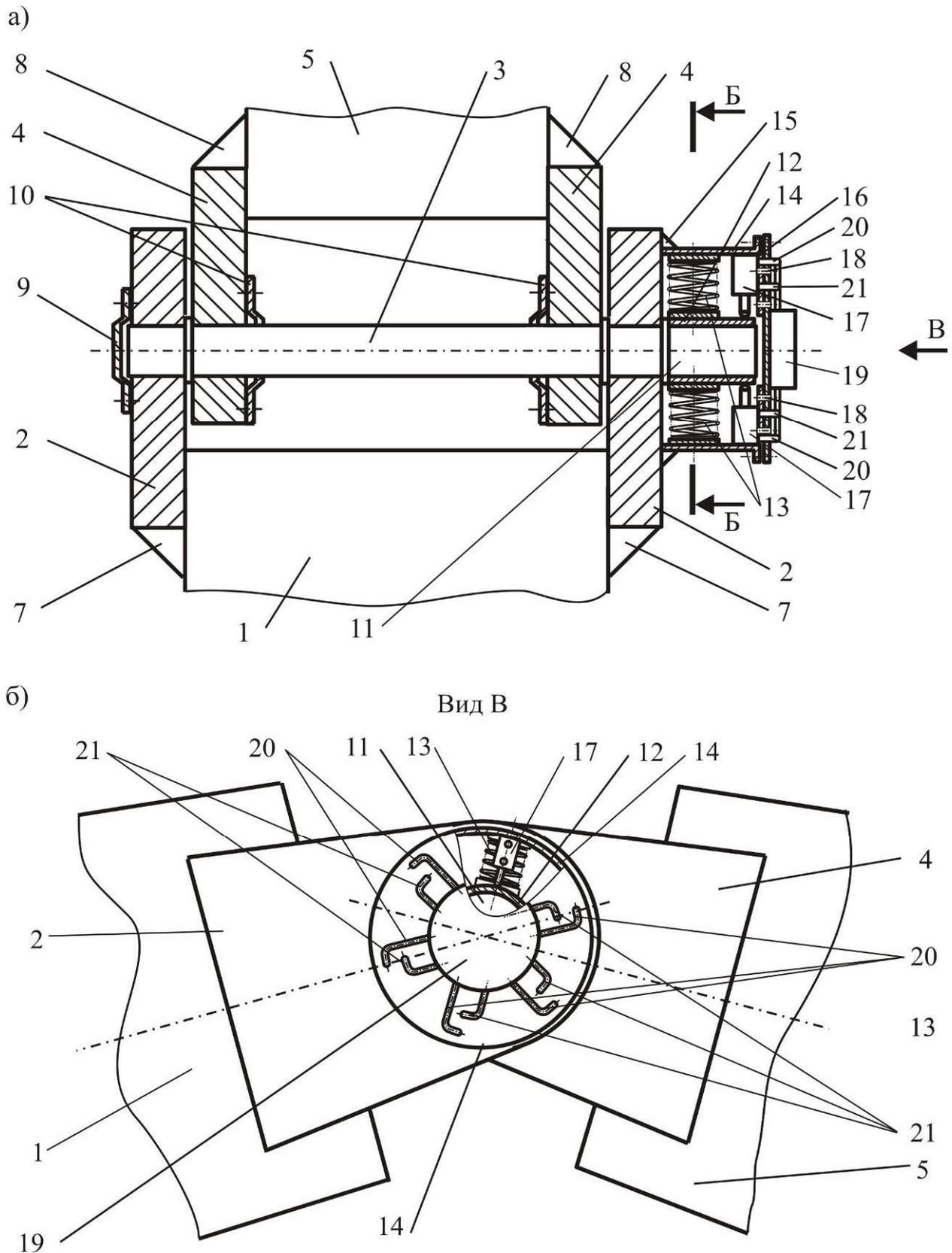


Рис. 1. Конструкция шарнирного узла соединения смежных секций грузоподъемной стрелы с установленным вязко-упругим демпферным устройством:
 а – продольный разрез; б – вид снаружи

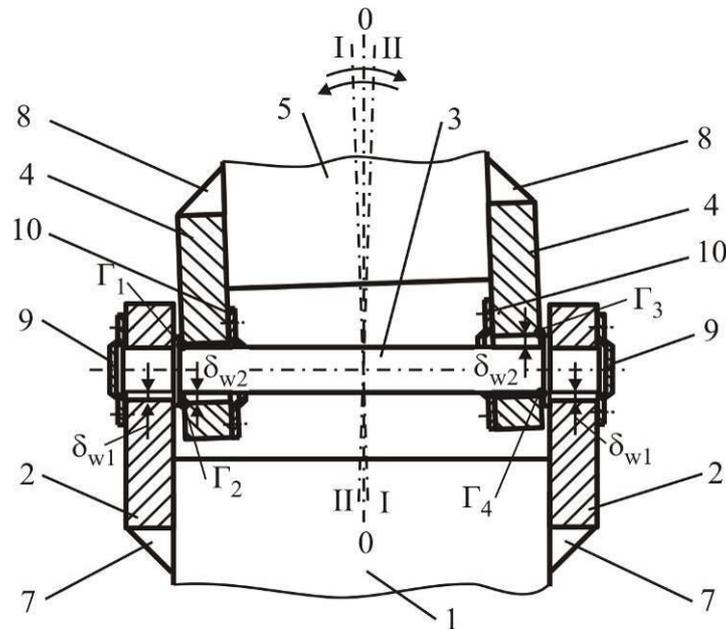


Рис. 2. Схема формирования относительного перекоса смежных секций стрелы при наличии повышенных зазоров в цилиндрическом шарнире [9]

тральное положение поперечного сечения хвостовика показано тонкими линиями с центром сечения в точке O_0 , а смещенное положение вследствие перекоса до крайнего положения I-I – основными линиями с центром смещенного сечения в точке O_I . Таким образом, при перекосе секции стрелы поперечное сечение хвостовика смещается по линии O_0-O_I . Вместе со смещением хвостовика происходит соответствующее смещение металлического кольца. Так как втулка 14, неподвижно закрепленная на поверхности проушины 4 секции 5 грузоподъемной стрелы, при этом не смещается, то происходит деформация упругих амортизирующих элементов (пружин растяжения-сжатия или колец): часть этих элементов, располагающихся в направлении смещения хвостовика по линии O_0-O_I , испытывает сжатие, а другая часть, располагающихся в противоположном направлении смещения хвостовика по линии O_0-O_I , – растяжение. Во всех деформированных упругих амортизирующих элементах возникают упругие усилия F_1, F_2, \dots, F_6 (рис. 3). Усилия в отдельных пружинах или кольцах пропорциональны их жесткости и величине их сжатия относительно исходной длины. Усилия, возникающие в отдельных упругих амортизирующих элементах, суммируются, создавая общее усилие упругого сопротивления F , направленное против направления смещения хвостовика по линии O_0-O_I и передающееся посредством металлического кольца на хвостовик и шарнирный палец в целом, оказывая на последний тормозящее воздействие. Одновременно смещение металлического кольца приводит к его воздействию на штоки демпферных гидроцилиндров 17, расположенных в направлении этого смещения. Штоки, принудительно перемещаясь вовнутрь демпферных гидроцилиндров, вызывают вытеснение вязкой рабочей жидкости из внутренних полостей гидроцилиндров по рабочим трубопроводам 20 в блок гидравлических сопротивлений 19. Так как жидкость обладает физическим свойством несжимаемости в широком диапазоне давлений, то весь вытесненный объем жидкости, пройдя блок гидравлических сопротивлений, по обратным трубопроводам возвращается в противоположные внутренние полости демпферных гидроцилиндров. В принудительно прокачиваемой через блок гидравлических сопротивлений 19, образованной большим числом гидравлических сопротивлений в виде цилиндрических и плоских капилляров, прецизионных щелей, поворотов, расширений или сужений и др., вязкой рабочей жидкости происходит значительная по величине потеря давления, которая приводит к появлению вязких сил V_1, V_2, V_3 (рис. 3) со стороны штоков демпферных гидроцилиндров, препятствующих смещению металлического

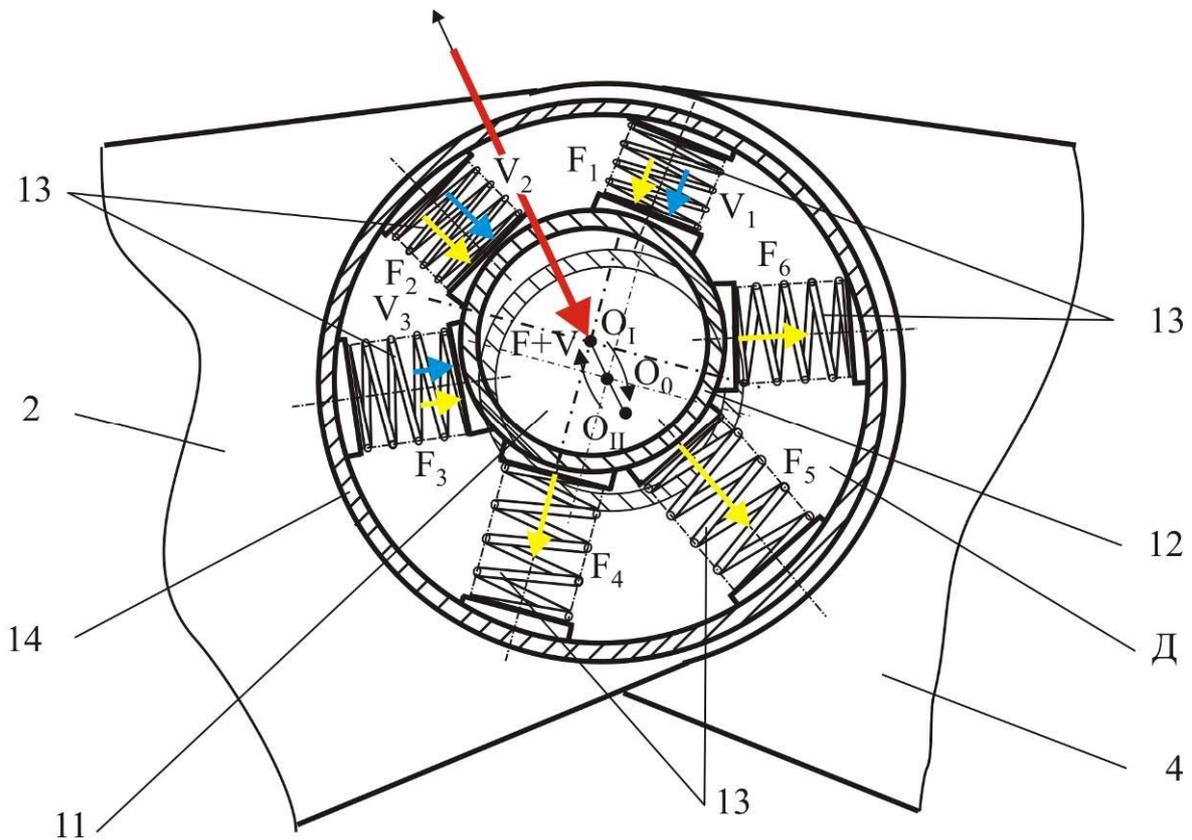


Рис. 3. Схема функционирования вязко-упругого демпферного устройства

кольца 12. Вязкие силы, возникающие в отдельных демпферных гидроцилиндрах, также суммируются, создавая общее усилие вязкого сопротивления V , направленное против направления смещения хвостовика по линии O_0-O_I и передающееся посредством металлического кольца на хвостовик и шарнирный палец в целом, оказывая на последний тормозящее воздействие, дополняющее тормозящее воздействие усилия F от упругих амортизирующих элементов. При изменении пары точек опорения проушин 4 на шарнирный палец 3, т.е. при переходе из крайнего положения I-I в крайнее положение II-II, поперечное сечение хвостовика смещается по линии $O_I-O_0-O_{II}$. При этом аналогичным образом возникают усилия сопротивления F и V , тормозящие смещение хвостовика по линии $O_I-O_0-O_{II}$. Автоматическое возникновение тормозящих сил F и V , величина и направление действия которых соответствуют величине и направлению смещения шарнирного пальца, вызывает снижение величины ударного ускорения и, как следствие, снижение уровня дополнительных ударных нагрузок и напряжений в металлоконструкциях смежных секций 1 и 5 грузоподъемной стрелы. При этом работа силы вязкого сопротивления V в пределах величины смещения шарнирного пальца определяет ту часть его кинетической энергии, которая превращается в блоке гидравлических сопротивлений в теплоту и вследствие теплопроводности и конвекции отводится и безвозвратно диссипативно рассеивается в соседних элементах металлоконструкции краноманипуляторной установки и в окружающей среде.

Для выявления степени влияния сил вязкого сопротивления V на количественные характеристики процесса вязко-упругого демпфирования была рассмотрена работа той же гидравлической краноманипуляторной установки мобильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [4, 10], которая ранее в [9] рассматривалась при анализе характеристик процесса упругого демпфирования. Также как и в [9] моделировались динамические процессы, обусловленные наличием повышенного зазора (величиной до $\delta_{w \max} = 2$ мм) в цилиндрическом шарнирном соединении рукояти краноманипуляторной установки с грузозахватным органом при повороте колонны с грузом номинального веса

$G_n = 7,5$ кН из состояния покоя с постоянным угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0,16$ рад/с² (9 град/с²) в пределах угла поворота $\Delta q_1 = 90^\circ$, т.е. в течение промежутка времени $\Delta t = 4,43$ с.

Для проведения необходимых динамических расчетов был использован программный комплекс KBСrane Dynamics [11], базирующийся на ранее разработанных математических моделях и универсальных методиках динамического анализа и определения напряженно-деформированного состояния металлоконструкций гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин [12-15]. Для визуализации результатов расчета применялся программный комплекс KBСrane Graphics [18].

В расчетах сила вязкого сопротивления демпферного устройства задавалась как линейная функция линейной скорости смещения центра торцевого сечения шарнирного пальца

$$V = \alpha \dot{q} \quad \text{или} \quad V = \alpha \frac{du_R}{d\tau}, \quad V = \alpha \frac{du_L}{d\tau}, \quad (1)$$

где u_R (u_L) - линейное смещение центра правого (левого) торцевого сечения шарнирного пальца (деление торцевых сечений на «правое» и «левое» носит произвольный характер, так как математическая модель предполагает совпадение всех количественных характеристик законов движения центров торцевых сечений шарнирного пальца с учетом разнонаправленности направления смещения).

Присутствующий в зависимости (1) коэффициент пропорциональности α представляет собой коэффициент вязкого демпфирования, интегрально отражающий как вязкие свойства рабочей жидкости, так и конструктивное исполнение блока гидравлических сопротивлений.

Влияние сил вязкого сопротивления исследовалось на количественные характеристики законов изменения во времени величин смещения центра торцевых сечений шарнирного пальца из исходного положения $u_R(\tau)$ и $u_L(\tau)$ и его ускорения $a(\tau)$, а также величин напряжений в наиболее нагруженных сечениях металлоконструкций стрелы $\sigma_2(\tau)$ и рукояти $\sigma_3(\tau)$ крано-манипуляторной установки (название звеньев металлоконструкции соответствует [4, 12]).

На рис. 4 и 5 приведены графики названных законов при номинальном весе перемещаемого груза и двух уровнях упругого демпфирования - значительном (коэффициент жесткости демпферного устройства $C = 20$ МН/м) и менее значительном ($C = 5$ МН/м). Зазоры в шарнире δ_w были взяты 0,4 мм и 2,0 мм соответственно. Для данных значений жесткости C указанные зазоры являются большими [9], т.е. в процессе поворота колонны соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины шарнира не происходит. Графики для других значений коэффициента C качественно сходны между собой, однако наблюдаются количественные расхождения их характеристик.

Для каждого из представленных на рис. 4 и 5 законов изменения во времени параметров движения шарнирного пальца $u_{R(L)}(\tau)$, $a(\tau)$ и напряженного состояния наиболее нагруженных сечений металлоконструкции крано-манипуляторной установки $\sigma_2(\tau)$, $\sigma_3(\tau)$ были рассмотрены следующие их количественные характеристики (рис. 6):

- максимальное смещение центра торцевого сечения шарнирного пальца из исходного положения при первом $u_{\max,1}$ и втором $u_{\max,2}$ колебаниях;

- размах смещения центра торцевого сечения шарнирного пальца при первом $R_{u,1}$ и втором $R_{u,2}$ колебаниях:

$$R_{u,1} = u_{\max,1},$$

$$R_{u,2} = u_{\max,2} - u_{\min,2};$$

- установившееся смещение центра торцевого сечения шарнирного пальца u_{eq} при полном затухании колебательного процесса;

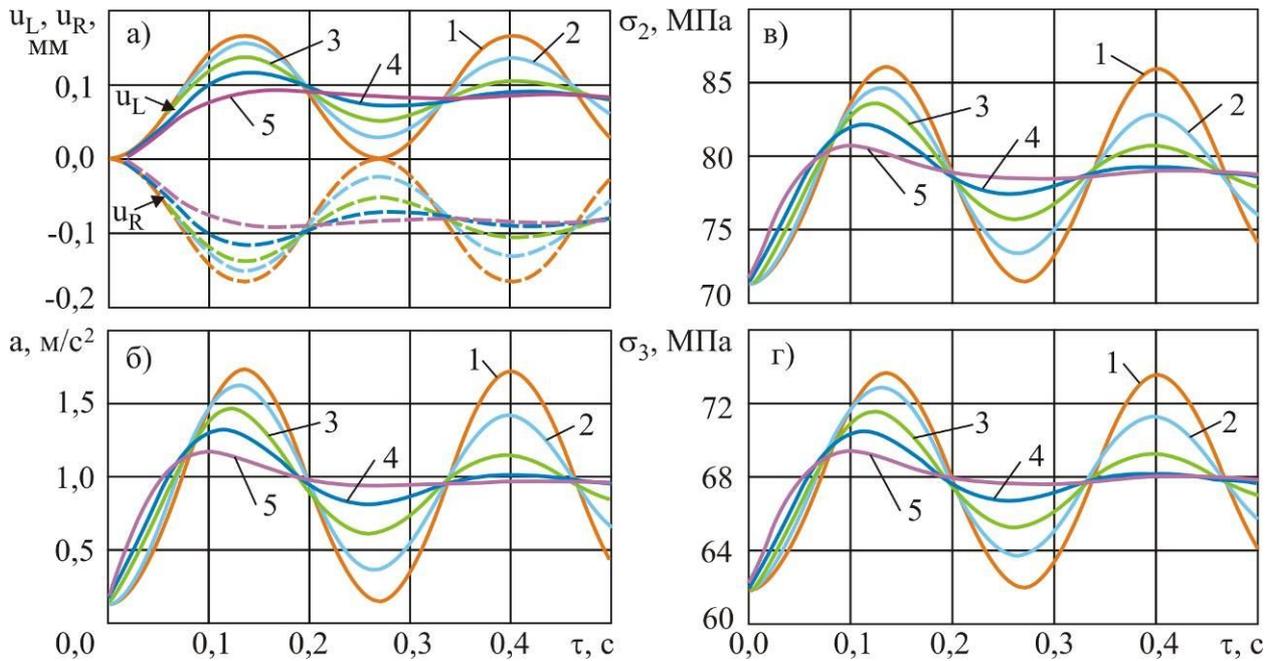


Рис. 4. Графики изменения во времени (в течение первых 0,5 с) расчетных параметров при наличии вязко-упругого демпфирования с $C = 20$ МН/м и различными значениями α :
 а – смещение торцевых сечений шарнирного пальца; б – линейное ускорение смещения шарнирного пальца; в – напряжение в наиболее нагруженном сечении стрелы;
 г - напряжение в наиболее нагруженном сечении рукоятки
 (1 - $\alpha = 0,001$ МН·с/м; 2 - $\alpha = 0,1$ МН·с/м; 3 - $\alpha = 0,25$ МН·с/м; 4 - $\alpha = 0,5$ МН·с/м; 5 - $\alpha = 1$ МН·с/м)

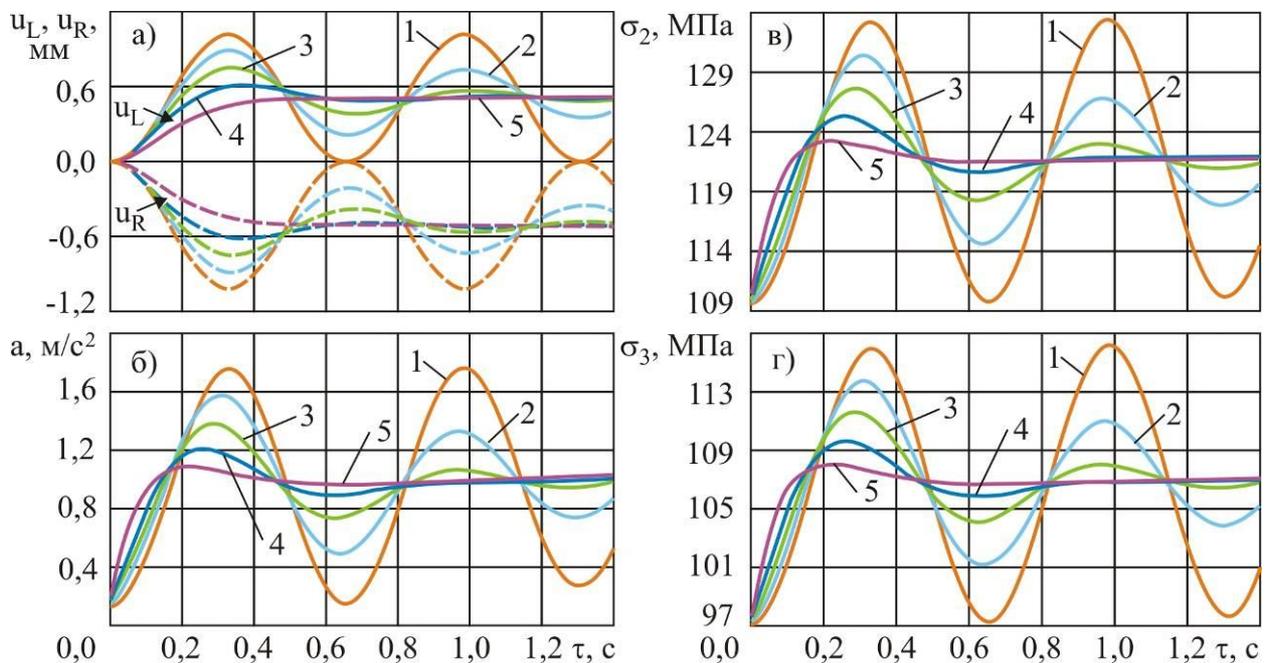


Рис. 5. Графики изменения во времени (в течение первых 1,4 с) расчетных параметров при наличии вязко-упругого демпфирования с $C = 5$ МН/м и различными значениями α :
 а – смещение торцевых сечений шарнирного пальца; б – линейное ускорение смещения шарнирного пальца; в – напряжение в наиболее нагруженном сечении стрелы;
 г - напряжение в наиболее нагруженном сечении рукоятки
 (1 - $\alpha = 0,001$ МН·с/м; 2 - $\alpha = 0,1$ МН·с/м; 3 - $\alpha = 0,25$ МН·с/м; 4 - $\alpha = 0,5$ МН·с/м; 5 - $\alpha = 1$ МН·с/м)

- максимальное линейное ускорение центра торцевого сечения шарнирного пальца при первом $a_{\max,1}$ и втором $a_{\max,2}$ колебаниях;

- размах изменения линейного ускорения центра торцевого сечения шарнирного пальца при первом $R_{a,1}$ и втором $R_{a,2}$ колебаниях:

$$R_{a,1} = a_{\max,1} - \ddot{q}_1,$$

$$R_{a,2} = a_{\max,2} - a_{\min,2};$$

- максимальное напряжение в стреле при первом $\sigma_{2\max,1}$ и втором $\sigma_{2\max,2}$ колебаниях;

- размах изменения напряжения в стреле при первом $R_{\sigma_{2,1}}$ и втором $R_{\sigma_{2,2}}$ колебаниях:

$$R_{\sigma_{2,1}} = \sigma_{2\max,1} - \sigma_{2,st},$$

$$R_{\sigma_{2,2}} = \sigma_{2\max,2} - \sigma_{2\min,2};$$

- максимальное напряжение в рукояти при первом $\sigma_{3\max,1}$ и втором $\sigma_{3\max,2}$ колебаниях;

- размах изменения напряжения в рукояти при первом $R_{\sigma_{3,1}}$ и втором $R_{\sigma_{3,2}}$ колебаниях:

$$R_{\sigma_{3,1}} = \sigma_{3\max,1} - \sigma_{3,st},$$

$$R_{\sigma_{3,2}} = \sigma_{3\max,2} - \sigma_{3\min,2};$$

- установившиеся напряжения в стреле $\sigma_{2,eq}$ и рукояти $\sigma_{3,eq}$ при полном затухании колебательного процесса;

- момент времени достижения максимального значения параметров движения при первом $\tau_{1\max}$ колебании;

- длительность первого колебания шарнирного пальца $\Delta\tau_1$;

- величина кинетической энергии E_1 , безвозвратно поглощенной демпферами за первое колебание;

- коэффициенты динамичности $k_{dyn,2}$ и $k_{dyn,3}$, характеризующие напряженное состояние в стреле и рукояти соответственно:

$$k_{dyn,2eq} = \sigma_{2,eq} / \sigma_{2,st},$$

$$k_{dyn,3eq} = \sigma_{3,eq} / \sigma_{3,st};$$

- установившиеся коэффициенты динамичности $k_{dyn,2eq}$ и $k_{dyn,3eq}$, характеризующие напряженное состояние в стреле и рукояти соответственно при полном затухании колебательных процессов:

$$k_{dyn,2} = \sigma_{2\max,1} / \sigma_{2,st},$$

$$k_{dyn,3} = \sigma_{3\max,1} / \sigma_{3,st};$$

- отношения максимальных значений перечисленных выше параметров при втором колебании к максимальным их значениям при первом колебании:

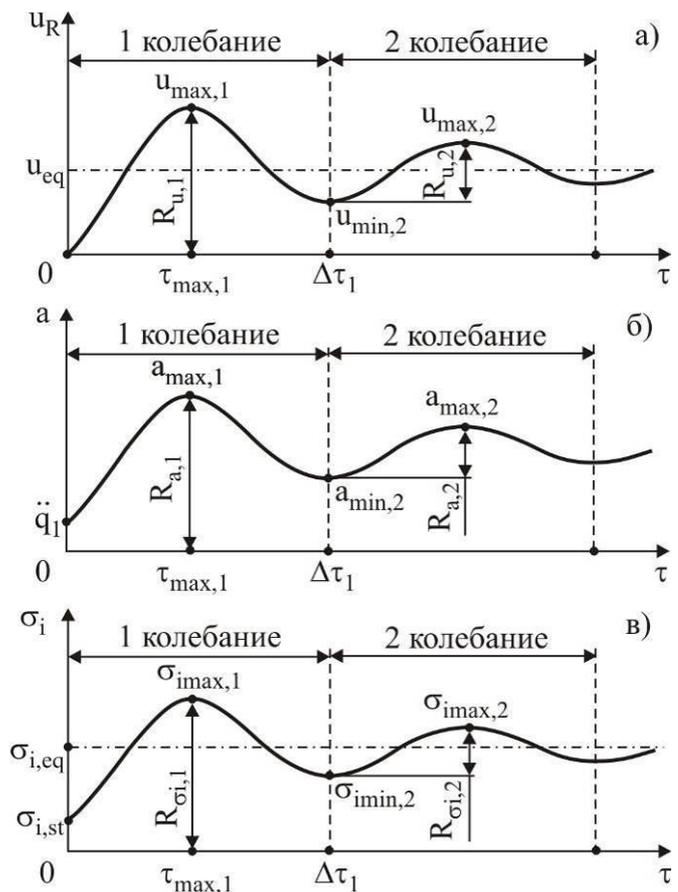


Рис. 6. Расчетные схемы для определения количественных характеристик движения шарнирного пальца и напряженного состояния:
 а – смещение шарнирного пальца;
 б – ускорение шарнирного пальца;
 в – напряжение в металлоконструкции

$$\chi_u = \frac{u_{\max,2}}{u_{\max,1}}; \quad \chi_a = \frac{a_{\max,2}}{a_{\max,1}}; \quad \chi_{\sigma_2} = \frac{\sigma_{2\max,2}}{\sigma_{2\max,1}}; \quad \chi_{\sigma_3} = \frac{\sigma_{3\max,2}}{\sigma_{3\max,1}},$$

где $X_{\min,2}$ - минимальное значение параметра X при втором колебании; $\sigma_{2,st}$, $\sigma_{3,st}$ - напряжение в стреле и рукояти соответственно в стационарном режиме (при отсутствии зазора).

Графики зависимости перечисленных характеристик от величины α при значении жесткости $C = 20$ МН/м приведены на рис. 7. Видно, что применительно к рассмотренной в

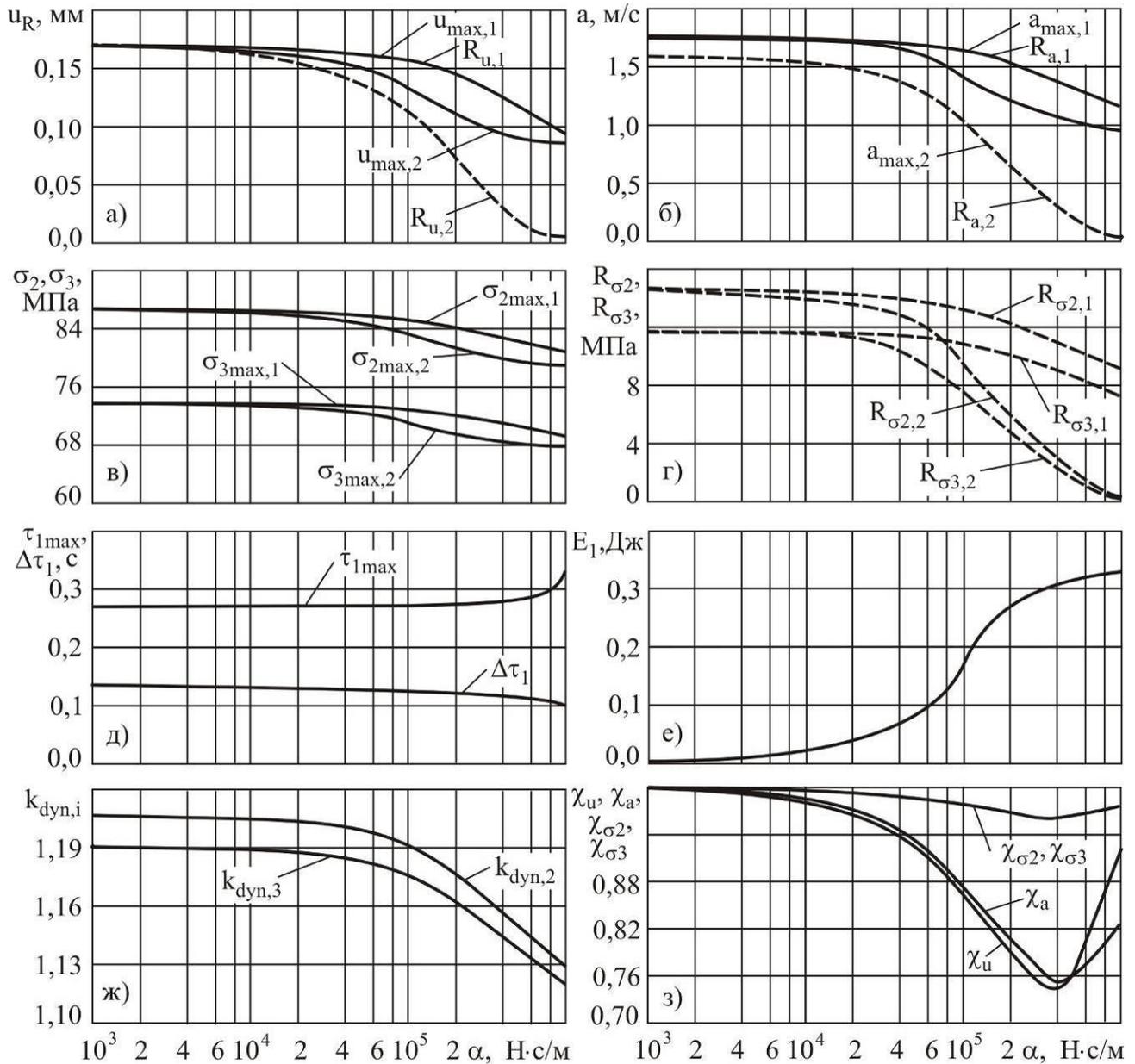


Рис. 7. Зависимости характеристик закона смещения шарнирного пальца при максимально допустимом зазоре в шарнире (безударное смещение) от величины коэффициента вязкого демпфирования α для демпферного устройства жесткости $C = 20$ МН/м:

- а – смещение шарнирного пальца; б – ускорение шарнирного пальца; в – напряжения в металлоконструкции; г – размах напряжений; д - момент времени достижения максимального значения параметров движения при первом колебании и длительность первого колебания; е - кинетическая энергия, поглощенная демпферами за первое колебание;
- ж – коэффициент динамичности напряжений; з - отношение максимальных значений параметров при втором и первом колебаниях

данной статье крано-манипуляторной установке мобильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А и режима ее эксплуатации [4, 10] влияние действия сил вязкого сопротивления практически не наблюдается при коэффициенте вязкого демпфирования $\alpha < 0,01$ МН·с/м, в интервале $0,01 < \alpha < 0,050$ МН·с/м такое влияние начинает проявляться все более заметно, в интервале $0,05 < \alpha < 0,3 \dots 0,4$ МН·с/м имеет место интенсивное демпфирование колебательного смещения шарнирного пальца в пределах зазора, а при $\alpha > 0,4$ МН·с/м вязкое демпфирование обеспечивает аperiodический характер процесса с практически полным затуханием в пределах одного колебания шарнирного пальца.

С увеличением коэффициента вязкого демпфирования α , т.е. с увеличением вязкостной составляющей в процессе вязко-упругого демпфирования, наблюдается уменьшение максимальных значений и амплитуд смещения u_R (u_L) и линейного ускорения a центра торцевого сечения шарнирного пальца из исходного положения, напряжений в наиболее нагруженных сечениях металлоконструкций стрелы σ_2 и рукояти σ_3 крано-манипуляторной установки, момента времени достижения первого максимального значения этих характеристик $\tau_{1\max}$. Однако влияние сил вязкого сопротивления на снижение указанных динамических характеристик оказывается достаточно скромным. Даже при наибольшем уровне вязкого демпфирования ($\alpha = 1$ МН·с/м), обеспечивающем затухание колебаний шарнирного пальца практически за один период, уменьшение величин максимальных напряжений в звеньях крано-манипуляторной установки $\sigma_{i\max,1}$ и $\sigma_{i\max,2}$ и коэффициентов динамичности $k_{dyn,i}$ составляет лишь 5...8%, хотя линейное ускорение уменьшается на 34%. Заметное снижение величины момента времени достижения первого максимального значения динамических характеристик $\tau_{1\max}$ начинает наблюдаться только при наибольших уровнях вязкого демпфирования ($\alpha > 400$ кН·с/м), достигая максимально 25%.

С увеличением коэффициента вязкого демпфирования α наблюдается увеличение длительности первого колебания шарнирного пальца $\Delta\tau_1$ (максимально – до 22%) и величины безвозвратно поглощенной демпфером за первое колебание кинетической энергии E_1 . Обращает внимание тот факт, что скорость изменения кинетической энергии

$$\dot{E}_1 = dE_1 / d\alpha$$

является экстремальной функцией - ее максимум приходится на значение $\alpha \sim 0,1$ МН·с/м.

Изменение отношений χ_X в зависимости от изменения коэффициента вязкого демпфирования α носит экстремальный характер: при малых значениях коэффициента α они уменьшаются от 1,0 до некоторых минимальных величин при $\alpha \sim 0,3 \dots 0,4$ МН·с/м, а затем достаточно быстро начинают возрастать до 1,0. Такое поведение зависимостей $\chi_X \sim \chi_X(\alpha)$ можно объяснить тем, что при $\alpha > 0,4$ МН·с/м колебания шарнирного пальца приобретают аperiodический характер, их затухание происходит очень интенсивно и значения $X_{\max,1}$ и $X_{\max,2}$ сближаются по величине (рис. 7).

При затухании колебательных процессов смещения центров торцевых сечений шарнирных пальцев $u_{R(L)}$ и напряжений в звеньях крано-манипуляторной установки σ_i указанные параметры стремятся к своим установившимся значениям, соответствующим условию полного прекращения колебаний. Установившиеся значения этих параметров u_{eq} , $\sigma_{i,eq}$ и коэффициентов динамичности $k_{dyn,ieq}$ не зависят от коэффициента вязкого демпфирования α , однако он определяет длительность их достижения. Установившееся смещение $u_{eq} \neq 0$, т.е. продольная ось шарнирного пальца не возвращается в свое исходное нейтральное положение параллельно оси отверстия шарнира, а составляет с ней угол перекося

$$\gamma_{eq} = \arcsin(2u_{eq} / l_h),$$

где l_h - длина шарнирного пальца.

Аналогично, установившиеся напряжения $\sigma_{i,eq}$ в звеньях крано-манипуляторной установки при полном затухании колебаний не возвращаются к своим исходным значениям $\sigma_{i,st}$ в стационарном режиме работы при отсутствии зазора, оставаясь на более высоком уровне.

Расчетное определение установившихся значений параметров применительно к крано-манипуляторной установке мобильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А показало (значение в скобках соответствует $C = 5$ МН/м):

- установившееся смещение центра торцевого сечения шарнирного пальца $u_{eq} = 0,089$ мм, его угол перекося $\gamma_{eq} = 2'27''$ ($14'59''$);

- установившееся напряжение в стреле $\sigma_{2,eq} = 78,9$ (121,8) МПа, что составляет $\sigma_{2,eq} = 1,1$ (1,1) $\sigma_{2,st} = 0,92$ (0,92) $\sigma_{2,max,1}(\alpha = 0)$;

- установившееся напряжение в рукояти $\sigma_{3,eq} = 78,9$ (107,1) МПа, что составляет $\sigma_{3,eq} = 1,1$ (1,1) $\sigma_{3,st} = 0,92$ (0,92) $\sigma_{3,max,1}(\alpha = 0)$;

- установившиеся коэффициенты динамичности для стрелы и рукояти $k_{dyn,2eq} = k_{dyn,3eq} = 1,1$ (1,1), что в 1,09 (1,1) раза ниже, чем соответствующие коэффициенты динамичности $k_{dyn,i}(\alpha = 0)$.

Выявленные в процессе моделирования динамики поворотного движения крано-манипуляторной установки перекося оси шарнирного пальца относительно отверстия шарнира и превышение установившимися значениями напряжений в металлоконструкции величин напряжений в условиях отсутствия повышенного зазора в шарнире обусловлены действием на установку углового ускорения \ddot{q}_1 и связанных с ним инерционных нагрузок, которые деформируют упругие амортизационные элементы демпферных устройств, вызывая их неравномерное сжатие.

Представляет интерес сравнение индивидуальных вкладов сил упругого и вязкого сопротивления в эффективность демпфирования колебательного смещения шарнирного пальца в пределах повышенного зазора в цилиндрическом шарнире. Сравнение было проведено для двух случаев, когда уровень упругого демпфирования характеризуется жесткостью демпферного устройства $C = 20$ МН/м (является значительным, но не предельно возможным по конструктивным соображениям) и $C = 5$ МН/м (является мало значительным, а уровень вязкого демпфирования – коэффициентом $\alpha = 1$ МН·с/м (является близким к предельно возможному)). Для оценки вклада сил упругого сопротивления были использованы результаты расчетов, представленные в работе [9]. Количественно соотношение индивидуальных вкладов применительно к анализируемому динамическому параметру $X_i = X_i(C; \alpha)$ оценивалось с помощью следующих коэффициентов влияния:

- для оценки вклада сил упругого сопротивления

$$\psi_c = \frac{X_i(C = 0; \alpha = 0)}{X_i(C; \alpha = 0)};$$

- для оценки вклада сил вязкого сопротивления

$$\psi_\alpha = \frac{X_i(C; \alpha = 0)}{X_i(C; \alpha)};$$

- для оценки совместного вклада сил упругого и вязкого сопротивления

$$\psi = \psi_c \psi_\alpha = \frac{X_i(C = 0; \alpha = 0)}{X_i(C; \alpha)}.$$

Полученные результаты приведены в таблице. Для всех исследованных динамических параметров коэффициенты влияния ψ_c существенно превышают коэффициенты ψ_α , т.е. при демпфировании колебаний металлоконструкций крано-манипуляторных установок, обуслов-

ленных наличием повышенных зазоров в шарнирных соединениях звеньев, определяющим является вклад сил упругого сопротивления, а силы вязкого сопротивления играют вспомогательную роль. Это особенно характерно для динамического напряженного состояния звеньев, характеризуемого величиной напряжений σ_i и коэффициентов динамичности $k_{dyn,i}$: снижение уровня напряжений обеспечивается практически только за счет упругого демпфирования (снижение на 85%, т.е. почти в 2 раза), тогда как вязкое демпфирование обеспечивает дополнительное снижение уровня напряжений лишь на 6...7%. Важно отметить, что значения коэффициентов влияния ψ_c , ψ_α и ψ практически одинаковы для различной жесткости демпферного устройства C в широком диапазоне ее значений.

Таблица

Результаты оценки индивидуальных вкладов сил упругого и вязкого сопротивления в эффективность демпфирования колебательного смещения шарнирного пальца

Динамический параметр X_i	Величина параметра при сочетании			Коэффициенты влияния		
	$C = 0, \alpha = 0$	$C, \alpha = 0$	C, α	ψ_c	ψ_α	ψ
Максимальное линейное ускорение шарнирного пальца a , м/с^2	9,57	$\frac{1,76}{1,76}$	$\frac{1,16}{1,22}$	$\frac{5,44}{5,45}$	$\frac{1,52}{1,44}$	$\frac{8,25}{7,84}$
Максимальное напряжение в стреле σ_2 , МПа	160,1	$\frac{86,2}{133,1}$	$\frac{80,7}{125,3}$	$\frac{1,86}{1,20}$	$\frac{1,07}{1,06}$	$\frac{1,98}{1,28}$
Максимальное напряжение в рукояти σ_3 , МПа	136,2	$\frac{73,6}{115,9}$	$\frac{69,2}{109,7}$	$\frac{1,85}{1,18}$	$\frac{1,06}{1,04}$	$\frac{1,97}{1,24}$
Коэффициент динамичности для стрелы $k_{dyn,2}$	2,12	$\frac{1,21}{1,22}$	$\frac{1,13}{1,14}$	$\frac{1,76}{1,74}$	$\frac{1,07}{1,06}$	$\frac{1,88}{1,85}$
Коэффициент динамичности для рукояти $k_{dyn,3}$	2,11	$\frac{1,19}{1,20}$	$\frac{1,12}{1,13}$	$\frac{1,77}{1,76}$	$\frac{1,06}{1,06}$	$\frac{1,88}{1,86}$

Примечание: В числителе – для $C = 20$ МН/м, в знаменателе – для $C = 5$ МН/м.

Подводя итоги выполненному анализу степени влияния сил вязкого сопротивления, создаваемых демпферными устройствами в цилиндрических шарнирах узлов соединения звеньев крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин, на эффективность демпфирования колебаний металлоконструкции в процессе эксплуатации, можно сделать следующие выводы.

1. Сравнение индивидуальных вкладов сил упругого и вязкого сопротивления в эффективность демпфирования колебательного смещения шарнирного пальца в пределах повышенного зазора в цилиндрическом шарнире показывает, что преобладающее влияние имеют силы упругого сопротивления, которые и преимущественно определяют значения амортизирующих характеристик демпферных устройств шарниров.

2. Силы вязкого сопротивления имеют существенно меньшее значение с точки зрения снижения уровня динамического напряженного состояния в металлоконструкции крано-манипуляторной установки, однако их определяющая роль состоит в другом - именно они обеспечивают безвозвратную диссипацию кинетической энергии в колебательной системе и затухание колебаний шарнирного пальца в совокупности с колебаниями смежных звеньев крано-манипуляторной установки вплоть до их полного прекращения.

Список литературы.

1. Справочник по техническому обслуживанию, ремонту и диагностированию грузоподъемных кранов: в 2-х т. Т.1 / В.С. Котельников, Н.А. Шишков, А.С. Липатов, Л.А. Невзоров, А.М. Горлин. – М.: Госгортехнадзор России, 1996. – 392 с.
2. Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Часть 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные.

- РД 10-112-2-09. – Введены в действие с 01.05.2009. – М.: ООО «НИИКраностроения», 2009. – 120 с.
3. Лагерев, И.А. Моделирование поворотного движения крано-манипуляторной установки при повышенных зазорах в шарнирных соединениях звеньев / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 2. – С. 71-80. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N2/2016-02-07.pdf>.
 4. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2015. – 186 с.
 5. Лагерев, И.А. Динамика гидравлических крано-манипуляторных установок при наличии зазоров в шарнирных соединениях звеньев / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Приводы и компоненты машин. – 2015. - № 2. - С. 2-4.
 6. Лагерев, И.А. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. - № 2. – С. 37-43. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-05.pdf>.
 7. Патент 160246 Российская Федерация В66С 23/64. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. – Заявл. 29.07.15, № 2015131596. Опубл. 10.03.16. – Бюл. № 7.
 8. Лагерев, И.А. Оптимизация упругих элементов демпферных устройств для цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин / И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 2. – С. 27-50. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N2/2016-02-03.pdf>.
 9. Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах / И.А. Лагерев, А.А. Мильто, А.В. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2016. - № 1. – С. 18-36. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-03.pdf>.
 10. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013. - № 1. – С. 4-7.
 11. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ KBCrane Dynamics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614195 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
 12. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method // International Review on Modelling and Simulations. 2015. Vol. 8, N. 2. P. 223–226.
 13. Лагерев, А.В. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2013. - № 3. - С. 24–31.
 14. Лагерев, А.В. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев, А.А. Мильто // Вестник Брянского государственного университета. - 2013. - № 4. - С. 21–26.
 15. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // International Review on Modelling and Simulations. 2014. Vol. 7, N. 4. P. 644–652.
 16. Лагерев А.В., Мильто А.А. Программа для ЭВМ KBCrane Graphics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614196 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

Сведения об авторах

Лагереv Игорь Александрович – кандидат технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *lagerev-bgu@yandex.ru*.

Мильто Андрей Александрович – кандидат технических наук, *miltoandrey@ya.ru*.

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *bsu-avl@yandex.ru*.

THE INFLUENCE OF FORCES OF VISCOUS RESISTANCE ON THE EFFICIENCY OF DAMPING IN HINGES WITH LARGE GAPS IN THE CRANE-MANIPULATOR INSTALLATIONS

Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article considers regularities of the influence of forces of viscous resistance generated by the damper device in the cylindrical hinges of the nodes connect the links of the crane-manipulator units mobile transport-technological machines. The specified effect is considered on the efficiency of the damping of oscillations of the metal in the process of operation, due to the presence of increased clearances due to wear of the holes of the hinge eyes. It is shown that the force of viscous resistance should be considered in addition to the generated damping devices forces of elastic resistance, as the latter determine the effectiveness of damping in general. The main role of forces of viscous resistance is the dissipation of energy of an oscillatory turning movement of the mating parts of the metal structures due to oscillatory displacement of the hinge pin within the hinge gap until the complete decay of oscillations. Considered in relation to the crane-manipulator installing mobile transport-technological machines AST-4-A the effect of the action of forces of viscous resistance is almost not observed when the coefficient of viscous damping less than 0.01 MN·s/m, in the range 0,01...0,05 MN·s/m this influence begins to manifest itself more and more noticeable, in the range of 0,05...0,4 MN·s/m has a lot of damping vibrational displacement of the hinge pin within the gap, while the coefficient of viscous damping more than 0.4 MN·s/m oscillatory process becomes aperiodic with an almost complete attenuation in the range of one oscillation of the hinged finger.

Keywords: crane-manipulator installation, hinge, gap, damping, viscous resistance, vibration, dynamics, stress state

References

1. Kotelnikov V.S., Shishkov N.A., Lipatov A.S., Gorlin A.M. *Spravoshnik po tekhnicheskomu obsluzhivaniyu, remontu b diagnostirovaniyu gruzopodemnykh kranov. Vol. 1* [Guide for maintenance, repair and diagnostics of hoisting cranes]. Moscow, Gosgortekhnadzor Rossii, 1996. 392 p.
2. RD 10-112-2-09. *Metodicheskiye rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodyemnykh mashin. Ch. 2. Krany strelovyye obshchego naznacheniya i krany-manipulyatory gruzopodyemniye*. Moscow, ООО «НИИКраностройениа», 2009. 120 p.
3. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Modeling of rotary movement of the articulating cranes with increased gaps in the hinge joints of the links. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 71-80. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N2/2016-02-07.pdf>.
4. Lagerev A.V., Milto A.A., Lagerev I.A. *Dinamiko-prochnostnoy analiz gidravlicheskiikh krano-manipulyatornykh ustanovok mobilnykh mashin* [Dynamic and mechanical analysis of hydraulic crane-manipulating installations of mobile machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 186 p.
5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Dynamics simulation of hydraulic crane-manipulator with gaps in hinge joints of a boom, *Privody i komponenty machin*, 2015, No.2, pp. 2–4.
6. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes, *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo*

universiteta, 2015, No.2, pp. 37-43. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2015-N2/2015-02-05.pdf>.

7. Patent RU 160246. *Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely kranomanipulyatornoy ustanovki* [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 29.07.2015. Published 10.03.2016.

8. Lagerev I.A. Optimization of elastic elements of a damping devices for cylindrical hinges in crane-manipulating installations of mobile machines. *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 27-50. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N2/2016-02-03.pdf>.

9. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of crane-manipulating installations at large gaps, *Nauchno-tehnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-02.pdf>.

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization, *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7.

11. Lagerev A.V., Milto A.A. *KBCrane Dynamics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [KBCrane Dynamics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614195, 2014.

12. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes using Finite Element Method, *International Review on Modelling and Simulations*, 2015, Vol. 8, No. 2. pp. 223–226.

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31.

14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-26.

15. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes. *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol.7, No.4, pp. 644–652.

16. Lagerev A.V., Milto A.A. *KBCrane Graphics. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [KBCrane Graphics. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2014614196, 2014.

Authors' information

Igor A. Lagerev - Candidate of Technical Sciences, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, lagerev-bgu@yandex.ru.

Andrey A. Milto – Candidate of Technical Sciences, miltoandrey@ya.ru.

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru.