

УДК 621.86

ЭФФЕКТИВНОСТЬ УПРУГОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ В ШАРНИРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ СТРЕЛ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ЗАЗОРАХ

И.А. Лагереv, А.А. Мильто, А.В. Лагереv

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

В статье выполнен анализ динамических процессов в цилиндрических шарнирах с повышенными зазорами для шарнирно-сочлененных грузовых стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин при эксплуатации. Предложена конструкция демпферного устройства для шарнирных соединений, которое создает тормозящее усилие упругого сопротивления смещению шарнирного пальца в пределах повышенного зазора. Рассмотрен механизм действия демпферного устройства и выполнен анализ эффективности воздействия демпферного устройства на снижение уровня динамического напряженного состояния в элементах металлоконструкции грузовой стрелы в зависимости от величины зазора и жесткости демпферного устройства. Демпферное устройство с упругими амортизирующими элементами существенно снижает дополнительные ударные нагрузки в момент выбора зазора в шарнире, замедляют рост зазора в шарнирном соединении, ограничивают величину зазора заданным значением, которое не должно быть превышено в течение всего срока службы шарнирного соединения независимо от интенсивности его нагруженности.

Ключевые слова: установка крано-манипуляторная, машина мобильная, шарнир цилиндрический, зазор, нагрузка динамическая, устройство демпферное, элемент упругий амортизирующий, напряженное состояние

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых ученых-кандидатов наук № МК-92.2014.8.

В процессе эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин в узлах соединения смежных секций шарнирно-сочлененных грузоподъемных стрел крано-манипуляторных установок в проушинах цилиндрических шарниров наблюдается прогрессирующее во времени увеличение диаметра отверстий относительно своего номинального значения вследствие их ударно-фрикционного изнашивания [1].

В нормативно-распорядительной документации Ростехнадзора России, регламентирующей порядок экспертного обследования технического состояния стреловых кранов и кранов-манипуляторов [2, 3], следует обращать особое внимание на наличие такого дефекта, как люфт шарнирных соединений, связанный с выработкой отверстий в проушинах. Аналогичное требование предъявляется и при проведении технического освидетельствования грузоподъемных машин [4, 5]. Предельно допустимое увеличение диаметра отверстий относительно своего номинального размера по чертежу, при достижении которого необходим ремонт и восстановление шарниров, составляет 2 мм при номинальном диаметре отверстия до 50 мм включительно, 3 мм – при номинальном диаметре от 50 до 100 мм включительно и 4 мм – при номинальном диаметре более 100 мм [3].

Наличие повышенных зазоров (люфта) в отверстиях цилиндрических шарниров узлов соединения смежных секций грузоподъемных стрел является источником дополнительных ударных динамических нагрузок при взаимном перемещении секций, оказывающих негативное воздействие на импульсное повышение уровня напряженно-деформированного состояния всей металлоконструкции крана-манипулятора, а также (в случае отсутствия гибкого подвеса) и на транспортируемый груз [6-8]. Повышенные зазоры в сочетании с неравномерным износом отверстий проушин и шарнирных пальцев также приводят к нарушению кинематической точности шарнирно-сочлененных грузоподъемных стрел и снижают точность позиционирования грузозахватного (рабочего) органа крано-манипуляторной установки. Возникающие при этом значительные инерционные силы непрогнозируемого направления могут являться одной из основных причин трещин в сварных швах и основном материале стреловой металлоконструкции.

Механизм формирования дополнительной динамической нагруженности крано-манипуляторных установок при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирах и пе-

речень конструктивных и режимных факторов, качественно и количественно характеризующих этот механизм, могут быть выявлены при анализе кинематики элементов шарнирного соединения при отработке движений звеньев грузовой стрелы с учетом изменения их размеров во время эксплуатации крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин

Конструкция узла соединения смежных секций шарнирно-сочлененной грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки (рис. 1) образована двумя парами проушин 2 и 4, каждая из которых закреплена на конце металлоконструкции одной из соединяемых смежных секций стрелы: проушины 2 - на секции 1 с помощью сварных швов 7, проушины 4 - на секции 5 с помощью сварных швов 8. Проушины изготовлены из толстостенного листового проката и имеют соосные отверстия для установки в них шарнирного пальца 3 для создания цилиндрического шарнирного соединения. Приводной гидроцилиндр 6 обеспечивает взаимный поворот смежных секций вокруг оси шарнира. Для предохранения поверхностей контактирования шарнирного пальца и отверстий проушин от попадания загрязнений (пыли, влаги, абразивных частиц и т.п.) и возможности их смазки устанавливаются крышки – глухие 9 и с центральным отверстием 10 для прохождения шарнирного пальца.

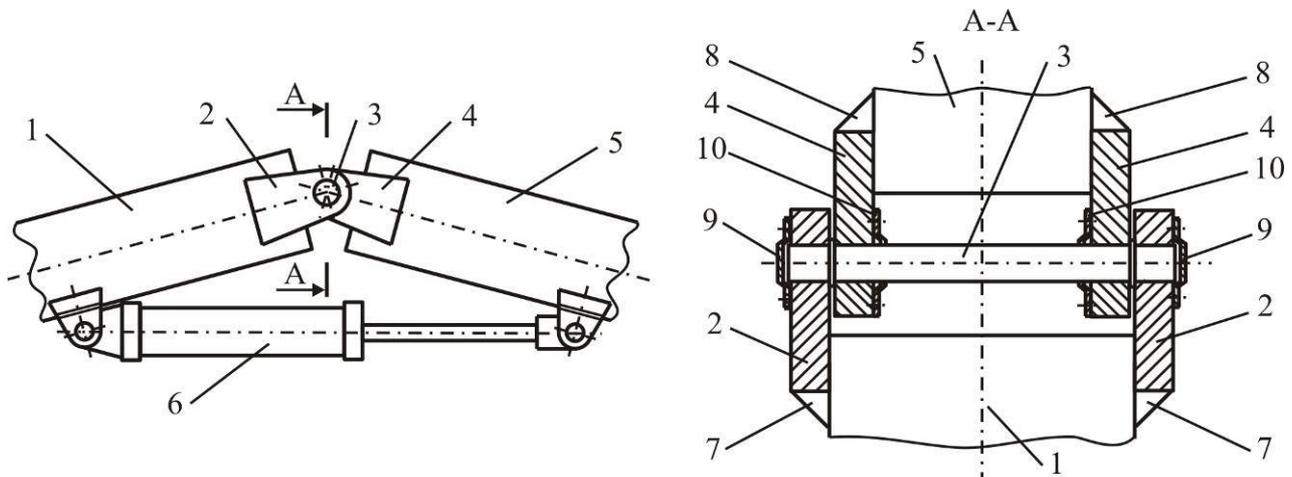


Рис. 1. Конструкция узла соединения смежных секций шарнирно-сочлененной грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки

С течением времени эксплуатации крано-манипуляторной установки из-за процессов ударно-фрикционного изнашивания поверхности отверстий проушин в условиях соударения и проскальзывания между ними и поверхностью шарнирного пальца 3 при действии высокого контактного давления, обусловленного, в первую очередь, весом транспортируемого груза, происходит постепенная выработка отверстий проушин, т.е. увеличение их диаметра [1]. Как результат, в цилиндрическом шарнирном соединении появляются зазоры (рис. 2):

- δ_{w1} – между поверхностью отверстия проушины 2 и поверхностью шарнирного пальца;
- δ_{w2} – между поверхностью отверстия проушины 4 и поверхностью шарнирного пальца.

При наличии указанных зазоров δ_{w1} и δ_{w2} появляется возможность взаимного перекоса вертикальных плоскостей, в которых совершается движение смежных секций относительно исходного нейтрального положения 0-0 (рис. 2). Диапазон значений перекоса секции 5 относительно секции 1 характеризуют крайние положения I-I и II-II, причем крайнее положение I-I обусловлено опиранием проушин 4 на шарнирный палец в крайних точках Γ_1 и Γ_4 (рис. 2), а крайнее положение II-II – опиранием в крайних точках Γ_2 и Γ_3 . В процессе совершения относительного поворотного движения смежных секций грузоподъемной стрелы с помощью приводного гидроцилиндра в условиях естественного раскачивания транспортируемого груза будет происходить попеременное практически мгновенное изменение пар точек опирания проушин 4 на шарнирный палец, сопровождающееся ударом.

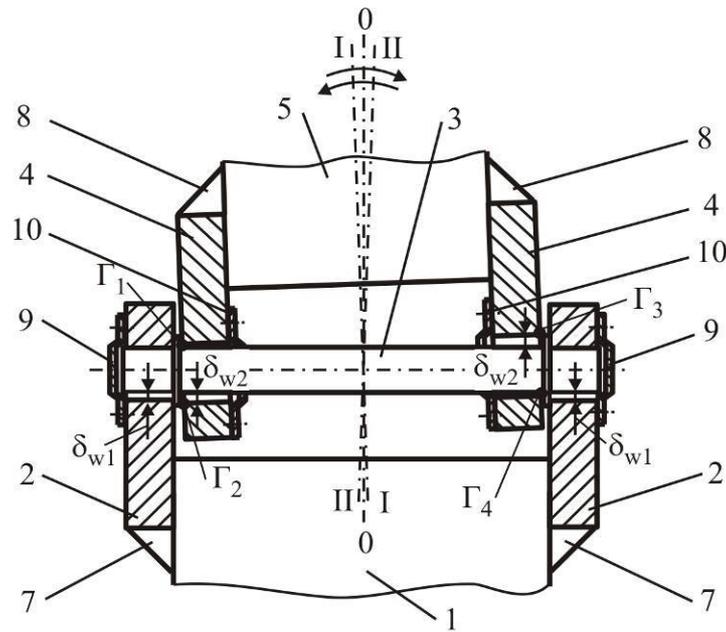


Рис. 2. Схема формирования относительного перекоса смежных секций стрелы при наличии повышенных зазоров в цилиндрическом шарнире

С целью снижения уровня динамических ударных нагрузок на транспортируемый груз и металлоконструкцию крано-манипуляторной установки в процессе эксплуатации в [9] была предложена и обоснована конструкция специального демпферного устройства с упругими амортизирующими элементами для шарнирных соединений смежных секций грузоподъемных стрел (рис. 3). Принцип действия основан на том, что упругие амортизирующие элементы оказывают тормозящее действие на перемещение шарнирного пальца за счет возникновения силы упругого сопротивления, величина которой возрастает пропорционально величине смещения шарнирного пальца из положения равновесия, а направление строго противоположно направлению смещения. Для реализации указанного принципа шарнирный палец выполняется удлиненным за счет хвостовика 11. На хвостовик устанавливается металлическое кольцо 12, которое имеет скользящую посадку, обеспечивающую возможность его свободного скольжения по поверхности хвостовика. К наружной поверхности металлического кольца по периметру одним своим концом неподвижно крепятся упругие амортизирующие элементы, представляющие собой пружины растяжения-сжатия 13 равной длины. Вторым концом эти пружины неподвижно крепятся к втулке 14, которая с помощью кругового сварного шва 15 неподвижно закреплена на проушине 4 секции 5 грузоподъемной стрелы. Пружины растяжения-сжатия располагаются радиально по отношению к продольной оси шарнирного пальца. Для предохранения поверхности контактирования хвостовика и металлического кольца 12, а также пружин растяжения-сжатия от загрязнений (пыли, влаги, абразивных частиц и т.п.) и возможности их смазки устанавливается глухая крышка 16, которая с помощью разъемного болтового соединения закрепляется на втулке 14. Внутренняя полость В заполняется пластичным смазочным материалом - консистентной смазкой.

На рис. 4 показана схема функционирования демпферного устройства. 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 шарнирного пальца свободно вращается внутри металлического кольца, не оказывая на него никакого давления. В исходном положении относительно хвостовика металлическое кольцо удерживается упругими амортизирующими элементами (пружинами растяжения-сжатия), имеющими равную длину.

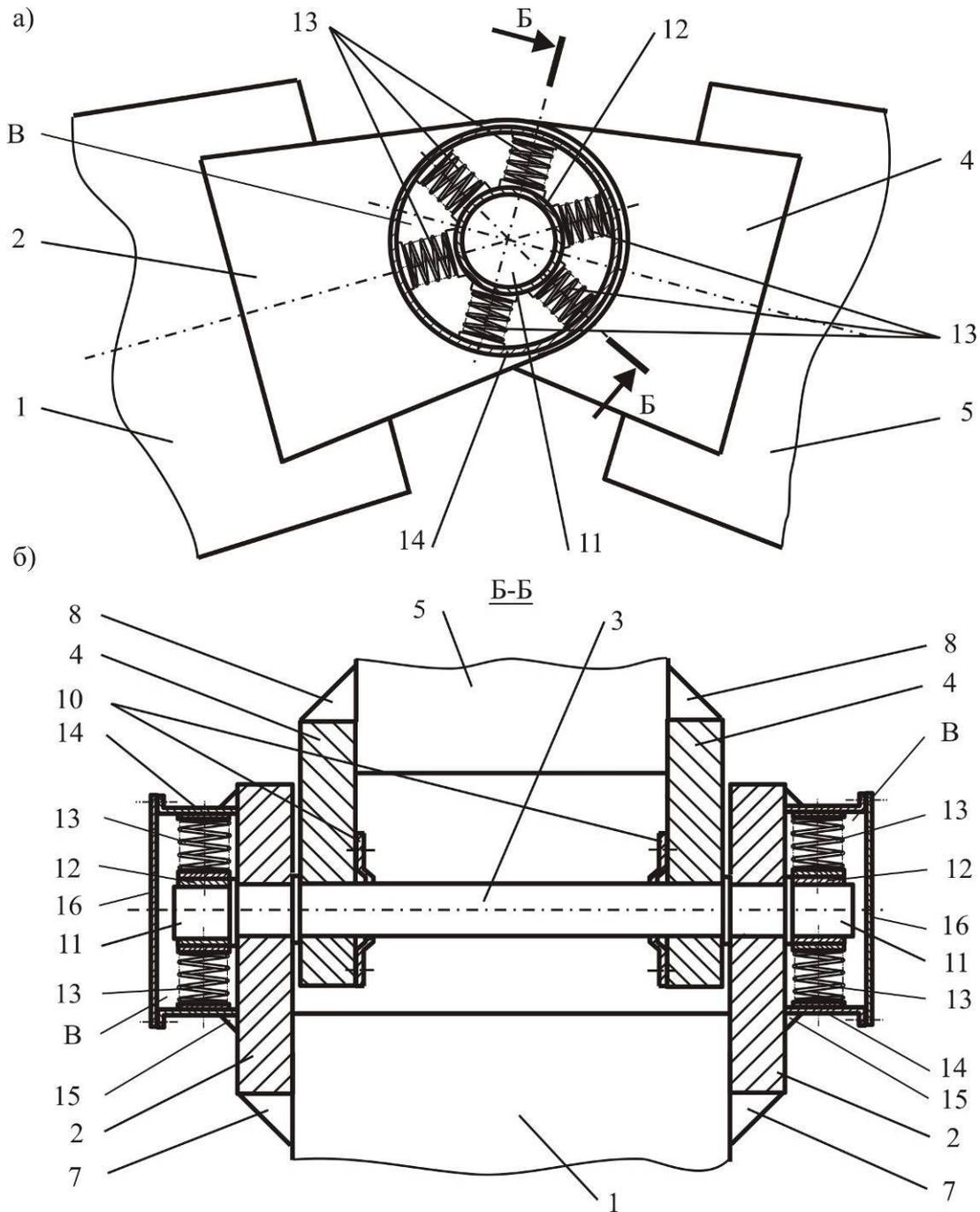


Рис. 3. Конструкция шарнирного узла соединения смежных секций грузоподъемной стрелы с установленным упругим демпферным устройством [11]:
а – продольный разрез; б – поперечный разрез

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, связанными с попеременным практически мгновенным изменением пар точек опирания проушин 4 на шарнирный палец. При перекосе любой из смежных секций, например, секции 5 относительно исходного нейтрального положения 0-0 (рис. 2) происходит относительное смещение хвостовика шарнирного пальца. На рис. 4 исходное нейтральное 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 .

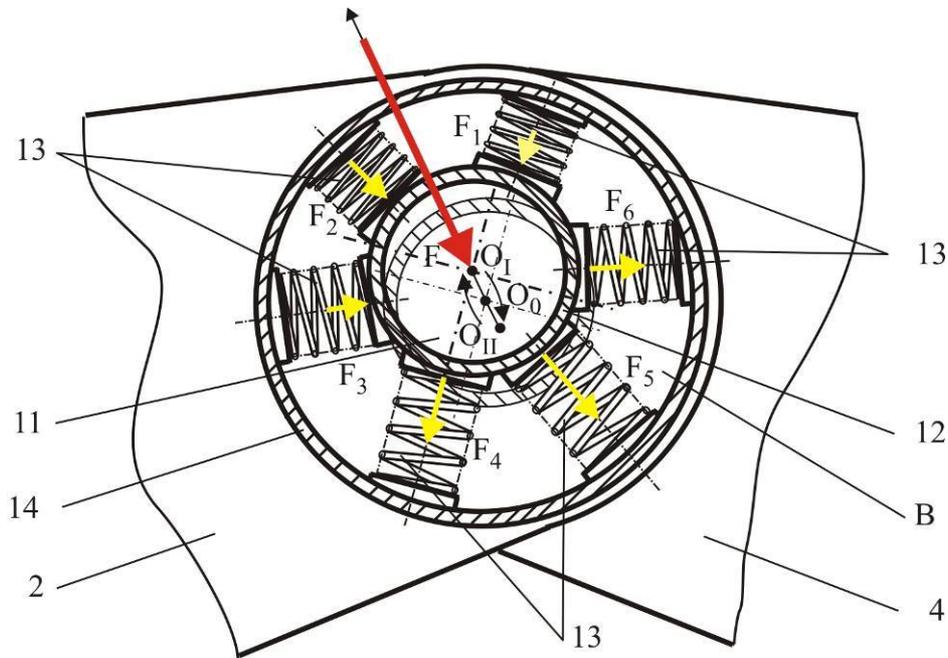


Рис. 4. Схема функционирования упругого демпферного устройства

Таким образом, при перекосе секции стрелы поперечное сечение хвостовика смещается по линии O_0-O_I . Вместе с его смещением 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 пружин растяжения-сжатия: часть этих пружин, 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 пружинах возникают упругие усилия F_1, F_2, \dots, F_6 (рис. 4). Усилия в отдельных пружинах пропорциональны их жесткости и величине их сжатия (или растяжения) относительно исходной длины. Усилия, возникающие в отдельных пружинах растяжения-сжатия, суммируются, создавая результирующую силу упругого сопротивления F , направленную против направления смещения хвостовика по линии O_0-O_I и передающуюся посредством металлического кольца на хвостовик и шарнирный палец в целом, оказывая на последний тормозящее воздействие. При изменении пары точек опирания проушин 4 на шарнирный палец, 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 возникает результирующая сила упругого сопротивления F , тормозящая смещение хвостовика по линии $O_I-O_0-O_{II}$.

Возникновение тормозящей силы F , величина и направление действия которой 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, чем и достигается положительный результат от использования демпферного устройства [9].

Для количественной оценки эффективности функционирования демпферного устройства предложенной конструкции была рассмотрена работа гидравлической крано-манипуляторной установки мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [2, 10]. Моделировались динамические процессы, обусловленные наличием повышенного зазора (величиной до $\delta_{w\max} = 2$ мм) в цилиндрическом шарнирном соединении рукояти крано-манипуляторной 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 (рис. 5).

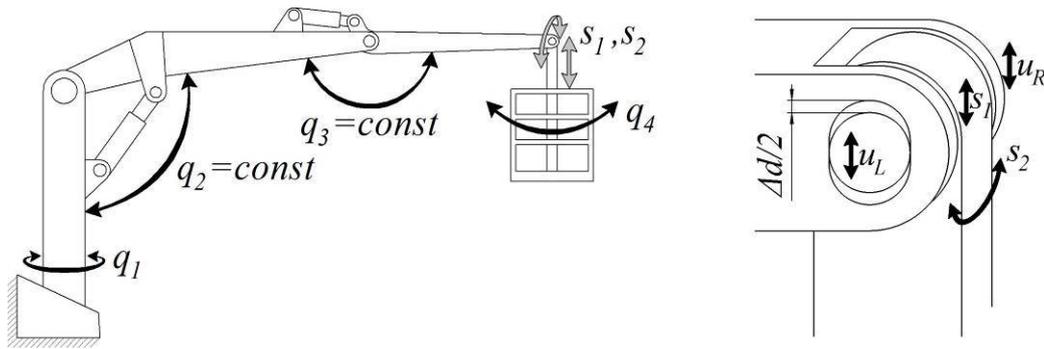


Рис. 5. Расчетная схема трехзвенной крано-манипуляторной установки энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов с повышенным зазором в шарнире рукоятки [8]

Для проведения необходимых динамических расчетов был использован программный комплекс KVCrane 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 KVCrane Graphics [16].

Предварительный этап исследования включал проведение динамического анализа работы шарнирного соединения в условиях отсутствия демпферного устройства, т.е. для случая $C = 0$. Исследовалось влияние таких геометрических и режимных параметров, как величина зазора δ_w и вес транспортируемого груза G на количественные характеристики законов изменения во времени величин смещения центра торцевого сечения шарнирного пальца из исходного положения $u_R(\tau)$ и его ускорения $a(\tau)$, а также величин напряжений в наиболее нагруженных сечениях металлоконструкций стрелы $\sigma_2(\tau)$ и рукоятки $\sigma_3(\tau)$ крано-манипуляторной установки.

На рис. 6 приведены графики названных законов для максимально допустимого зазора в шарнире $\delta_{w\max} = 2$ мм при номинальном весе перемещаемого груза. Для других значений зазора и веса перемещаемого груза качественный характер графиков аналогичен приведенным на рис. 6.

Из приведенных графиков $\sigma_2(\tau)$ и $\sigma_3(\tau)$ видно, что смещение торцевого сечения шарнирного пальца в пределах имеющегося зазора не оказывает влияния на напряженно-деформированное состояние металлоконструкций звеньев крано-манипуляторной установки. Однако в момент соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины скачкообразно возрастают как напряжения в звеньях, так и ускорение его смещения a . Процесс соударения имеет достаточно сложный колебательный характер: на графиках $a(\tau)$, $\sigma_2(\tau)$ и $\sigma_3(\tau)$ наблюдаются несколько (6...8) пиков, причем один из них, наиболее значительный, характеризуется относительно большой длительностью (до 80...90% всей продолжительности соударения), а длительность остальных – на 1...2 порядка меньше. При соударении также наблюдается весьма кратковременная колебательная динамическая разгрузка звеньев, обусловленная снижением величин напряжений σ_2 и σ_3 ниже их стационарных значений на $\Delta\sigma_2$ и $\Delta\sigma_3$ соответственно.

На рис. 7 и 8 приведены графики, характеризующие влияние изменения зазора δ_w на основные количественные характеристики исследованных законов $u_R(\tau)$, $a(\tau)$, $\sigma_2(\tau)$ и $\sigma_3(\tau)$. В их числе рассматривались следующие параметры:

- частота соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины

$$f_w = 1/T_{imp} ;$$

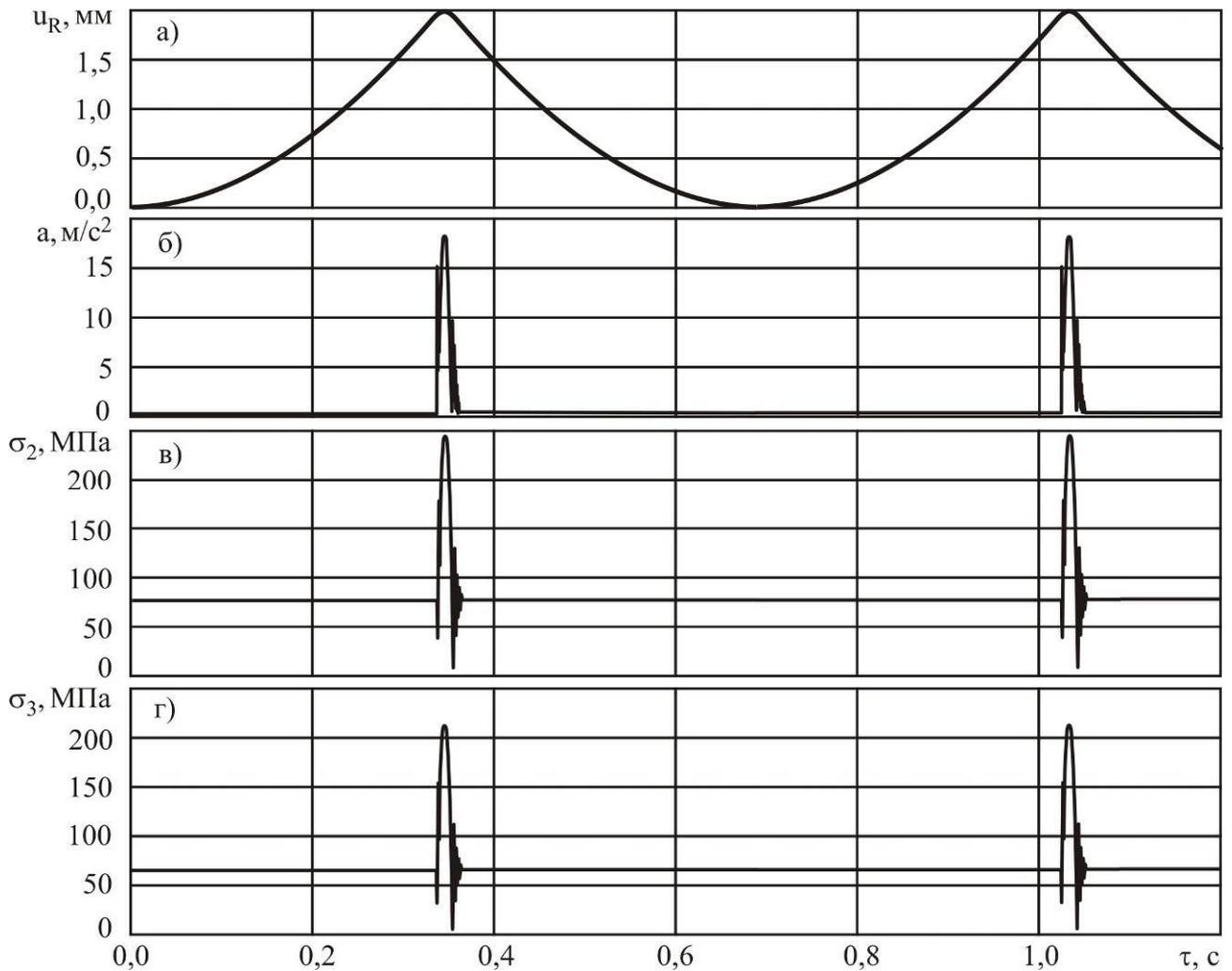


Рис. 6. Графики изменения во времени (в течение первых 1,2 с):
 а – смещения торцевого сечения шарнирного пальца; б – линейного ускорения смещения шарнирного пальца; в – напряжения в наиболее нагруженном сечении стрелы;
 г - напряжения в наиболее нагруженном сечении рукояти

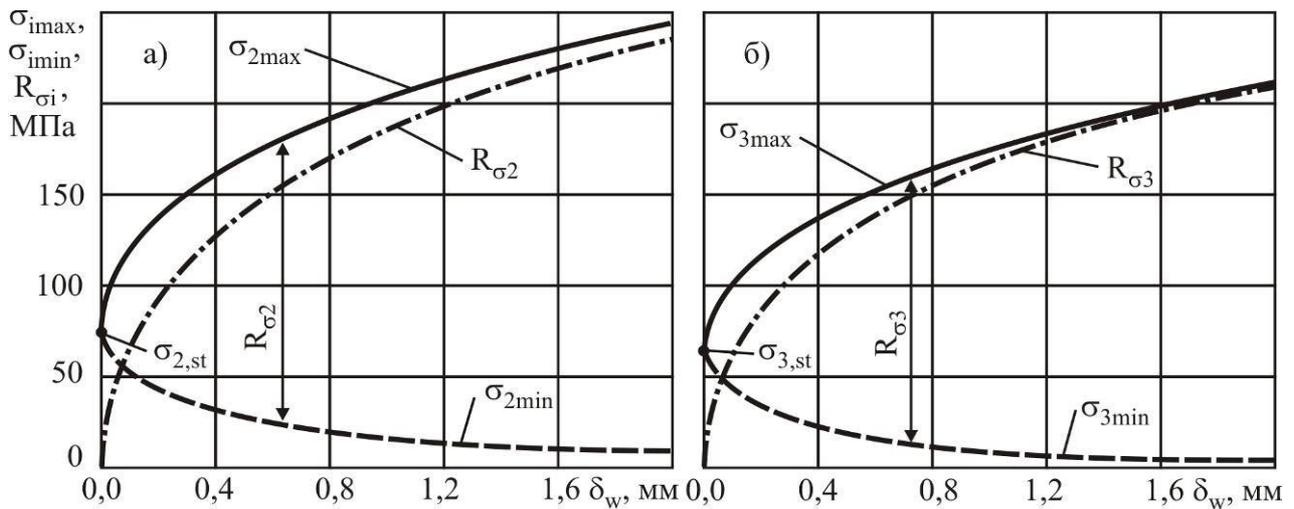


Рис. 7. Влияние величины зазора в шарнирном соединении на граничные значения и размах динамических напряжений при номинальном весе груза: а – в стреле; б – в рукояти

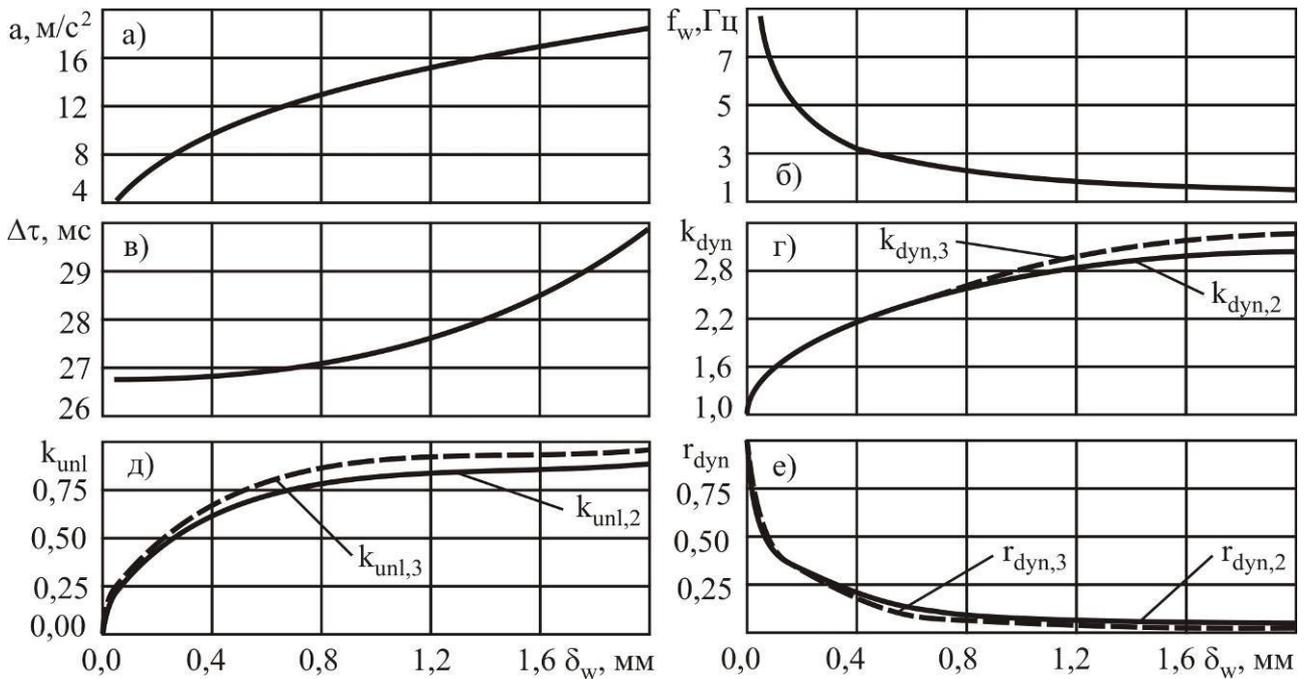


Рис. 8. Влияние величины зазора в шарнирном соединении на динамические характеристики (при номинальном весе груза):

а – максимальное ускорение в момент соударения шарнирного пальца a ; б – частота соударения шарнирного пальца f_w ; в – продолжительность соударения $\Delta\tau$; г – коэффициент динамичности k_{dyn} ; д – коэффициент динамической разгрузки k_{unl} ; е - коэффициент асимметрии динамического напряженного состояния r_{dyn}

- продолжительность соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины $\Delta\tau$;
- максимальное значение линейного ускорения смещения шарнирного пальца при его соударении с поверхностью проушины a ;
- максимальные значения динамических напряжений в наиболее нагруженных сечениях металлоконструкции стрелы σ_{2max} и рукояти σ_{3max} крано-манипуляторной установки;
- минимальные значения динамических напряжений в наиболее нагруженных сечениях металлоконструкции стрелы σ_{2min} и рукояти σ_{3min} крано-манипуляторной установки;
- коэффициент динамичности

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

характеризующий степень отклонения динамического напряженного состояния при соударении от стационарного напряженного состояния;

- коэффициент динамической разгрузки

$$k_{unl,i} = \Delta\sigma_i / \sigma_{i,st},$$

характеризующий степень динамического снижения уровня стационарного напряженного состояния при соударении шарнирного пальца с поверхностью проушины шарнира;

- коэффициент асимметрии динамического напряженного состояния

$$r_{dyn,i} = (\sigma_{i,st} - \Delta\sigma_i) / k_{dyn,i} \sigma_{i,st} = (1 - k_{unl,i}) / k_{dyn,i};$$

- размах динамических напряжений

$$R_{\sigma i} = \sigma_{i,max} - \sigma_{i,min} = (k_{dyn,i} + k_{unl,i}) \sigma_{i,st}$$

где T_{imp} - промежуток времени между двумя соударениями; $\sigma_{i,st}$ - напряжение в i -й секции крано-манипуляторной установки в стационарном режиме (при отсутствии зазора).

С увеличением зазора наблюдается монотонный нелинейный рост таких характеристик динамических процессов, как продолжительность $\Delta\tau$ и ускорение при соударении a ,

напряжения в элементах металлоконструкции σ_2 и σ_3 , коэффициенты динамичности $k_{dyn,i}$ и динамической разгрузки $k_{unl,i}$, размах динамических напряжений $R_{\sigma i}$. Частота соударений f_w и коэффициент асимметрии $r_{dyn,i}$ с ростом δ_w , наоборот, снижаются. Такое поведение исследованных характеристик динамических процессов есть, главным образом, результат того, что при увеличении зазора шарнирный палец проходит больший путь до соударения с поверхностью проушины цилиндрического шарнира и, следовательно, приобретает большую линейную скорость к моменту соударения (рис. 9).

На рис. 10 приведены графики, характеризующие влияние относительной величины веса перемещаемого груза G/G_n при нескольких различных значениях зазора δ_w на основные количественные характеристики исследованных законов $u_R(\tau)$, $a(\tau)$, $\sigma_2(\tau)$ и $\sigma_3(\tau)$. При анализе этих графиков можно отметить ряд закономерностей:

1) частота соударения шарнирного пальца f_w практически не зависит от относительного веса груза G/G_n (рис. 10, б), а явля-

ется лишь функцией величины зазора δ_w , т.е. средняя линейная скорость перемещения шарнирного пальца $\bar{v}_p = 2\delta_w f_w$ в пределах зазора между двумя последовательными соударениями с поверхностью проушины шарнира также не зависит от G/G_n ;

2) коэффициент динамичности $k_{dyn,i} = \sigma_{i,max}(G/G_n) / \sigma_{i,st}(G/G_n)$ возрастает с уменьшением отношения G/G_n (рис. 10, ж, з), особенно для малых зазоров δ_w , однако этот рост происходит более медленно, чем уменьшение величины напряжения в металлоконструкции секций стрелы при стационарном режиме (отсутствии зазора) $\sigma_{i,st}(G/G_n)$, вследствие чего максимальное динамическое напряжение $\sigma_{i,max}(G/G_n)$ также уменьшается по мере уменьшения веса перемещаемого груза.

Проведенный анализ динамических процессов при эксплуатации крано-манипуляторных установок, имеющих повышенные зазоры в шарнирных соединениях смежных секций грузоподъемной стрелы, свидетельствует о необходимости учета их влияния на нагруженность несущих металлоконструкций при оценке усталостной прочности, живучести и остаточного ресурса.

При решении указанных задач учет наличия повышенных зазоров и их влияния на коррекцию количественных параметров графиков нагружения [6] элементов металлоконструкции в расчетных сечениях может быть выполнен на основе предварительно выполненных расчетов динамического напряженного состояния для нескольких сочетаний величин зазора $\delta_w \in (0; \delta_{w,max}]$ и веса транспортируемого груза $G \in (0; G_n]$. Обработка полученных результатов методами сплайн-функций [17] позволяет построить интерполяционные кубические полиномы для основных характеристик, определяющих количественные параметры графиков нагружения:

- частоты соударения шарнирного пальца

$$f_w = a_f + b_f \left(\frac{G}{G_n} \right) + c_f \left(\frac{G}{G_n} \right)^2 + d_f \left(\frac{G}{G_n} \right)^3; \quad (1)$$

- напряжения в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции i -й секции крано-манипуляторной установки в стационарном режиме (при отсутствии зазора)

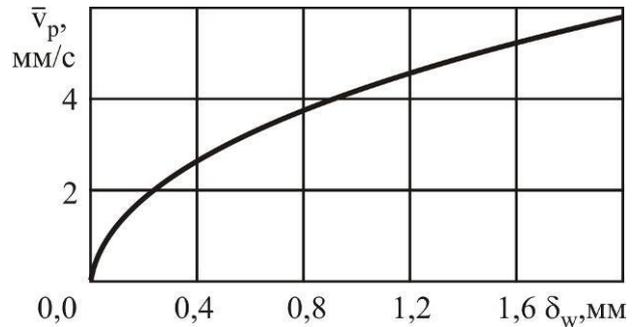


Рис. 9. Средняя линейная скорость смещения шарнирного пальца в зазоре

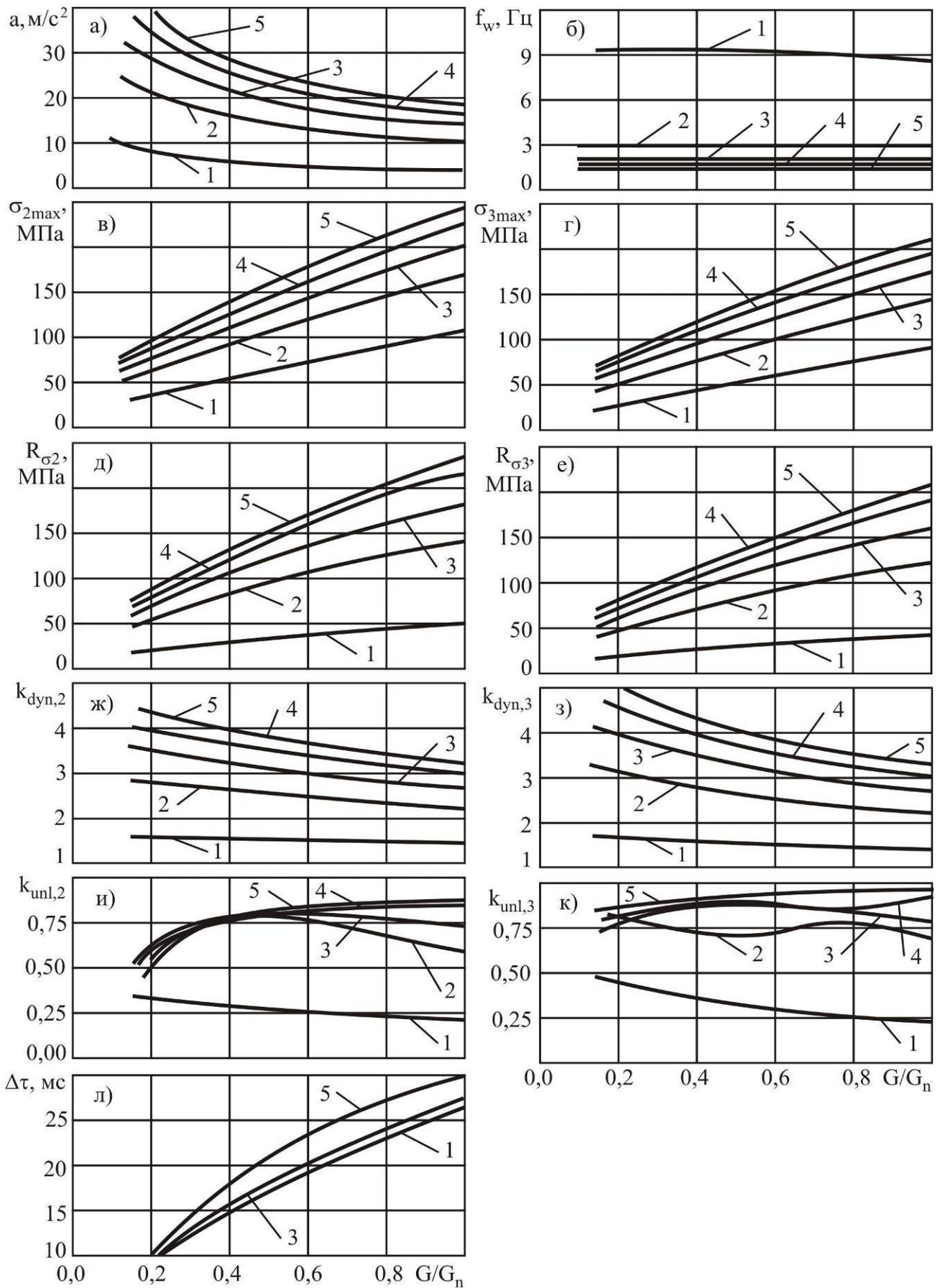


Рис. 10. Влияние веса перемещаемого груза на характеристики динамических процессов:
 1 - $\delta_w = 0,05 \text{ мм}$; 2 - $\delta_w = 0,5 \text{ мм}$; 3 - $\delta_w = 1,0 \text{ мм}$; 4 - $\delta_w = 1,5 \text{ мм}$; 5 - $\delta_w = 2,0 \text{ мм}$

$$\sigma_{i,st} = a_{i,st} + b_{i,st} \left(\frac{G}{G_n} \right) + c_{i,st} \left(\frac{G}{G_n} \right)^2 + d_{i,st} \left(\frac{G}{G_n} \right)^3; \quad (2)$$

- коэффициента динамичности в i -й секции крано-манипуляторной установки

$$k_{dyn,i} = \left(a_{d0i} + b_{d0i} \delta_w + c_{d0i} \delta_w^2 + d_{d0i} \delta_w^3 \right) \exp \left[\left(a_{d1i} + b_{d1i} \delta_w + c_{d1i} \delta_w^2 + d_{d1i} \delta_w^3 \right) \frac{G}{G_n} \right]; \quad (3)$$

- размаха динамических напряжений в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции i -й секции крано-манипуляторной установки

$$R_{\sigma i} = \left(a_{R0i} + b_{R0i} \delta_w + c_{R0i} \delta_w^2 + d_{R0i} \delta_w^3 \right) \left(\frac{G}{G_n} \right)^{(a_{R1i} + b_{R1i} \delta_w + c_{R1i} \delta_w^2 + d_{R1i} \delta_w^3)}; \quad (4)$$

- амплитуды динамических напряжений в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции i -й секции крано-манипуляторной установки

$$A_{\sigma i} = \frac{1}{2} \left(a_{R0i} + b_{R0i} \delta_w + c_{R0i} \delta_w^2 + d_{R0i} \delta_w^3 \right) \left(\frac{G}{G_n} \right)^{(a_{R1i} + b_{R1i} \delta_w + c_{R1i} \delta_w^2 + d_{R1i} \delta_w^3)}; \quad (5)$$

- среднего значения динамических напряжений в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции i -й секции крано-манипуляторной установки

$$\bar{\sigma}_i = k_{dyn,i} \sigma_{i,st} - A_{\sigma i}; \quad (6)$$

- коэффициента асимметрии динамического напряженного состояния в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции i -й секции крано-манипуляторной установки

$$r_{dyn,i} = 1 - \frac{R_{\sigma i}}{k_{dyn,i} \sigma_{i,st}}, \quad (7)$$

где a_f, b_f, c_f, d_f - коэффициенты кубической сплайн-аппроксимации функции $f_w = f_w(G/G_n)$; $a_{i,st}, b_{i,st}, c_{i,st}, d_{i,st}$ - коэффициенты кубической сплайн-аппроксимации функции $\sigma_{i,st} = \sigma_{i,st}(G/G_n)$; $a_{d0i}, b_{d0i}, c_{d0i}, d_{d0i}$ и $a_{d1i}, b_{d1i}, c_{d1i}, d_{d1i}$ - коэффициенты кубической сплайн-аппроксимации коэффициентов A и B соответственно в функции $k_{dyn,i} = A \exp[B(G/G_n)]$; $a_{R0i}, b_{R0i}, c_{R0i}, d_{R0i}$ и $a_{R1i}, b_{R1i}, c_{R1i}, d_{R1i}$ - коэффициенты кубической сплайн-аппроксимации коэффициентов A и B соответственно в функции $R_{\sigma i} = A(G/G_n)^B$.

Анализ эффективности реализации предложенной конструкции демпферного устройства [9], создающего силу упругого сопротивления смещению шарнирного пальца из исходного положения, был проведен на основе ранее разработанного метода моделирования динамики и нагруженности крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах и наличии сил сопротивления в цилиндрических шарнирах узлов соединения смежных секций стрелы [8]. При этом также исследовалось влияние величины зазора δ_w и веса транспортируемого груза G в зависимости от жесткости демпферного устройства C на количественные характеристики законов изменения во времени величин смещения центра торцевого сечения шарнирного пальца из исходного положения $u_R(\tau)$ 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. Сравнение этих результатов с результатами проведенного выше анализа для случая отсутствия демпферного устройства (т.е. для случая $C = 0$) позволило выявить те закономерности динамических процессов в шарнирных соединениях, которые обусловлены реализацией режима упругого демпфирования.

В качестве примера на рис. 11 приведены графики законов изменения во времени напряжения в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции стрелы $\sigma_2(\tau)$ для зазора в шарнире $\delta_w = 0,4$ мм при номинальном весе перемещаемого груза и трех характерных значе-

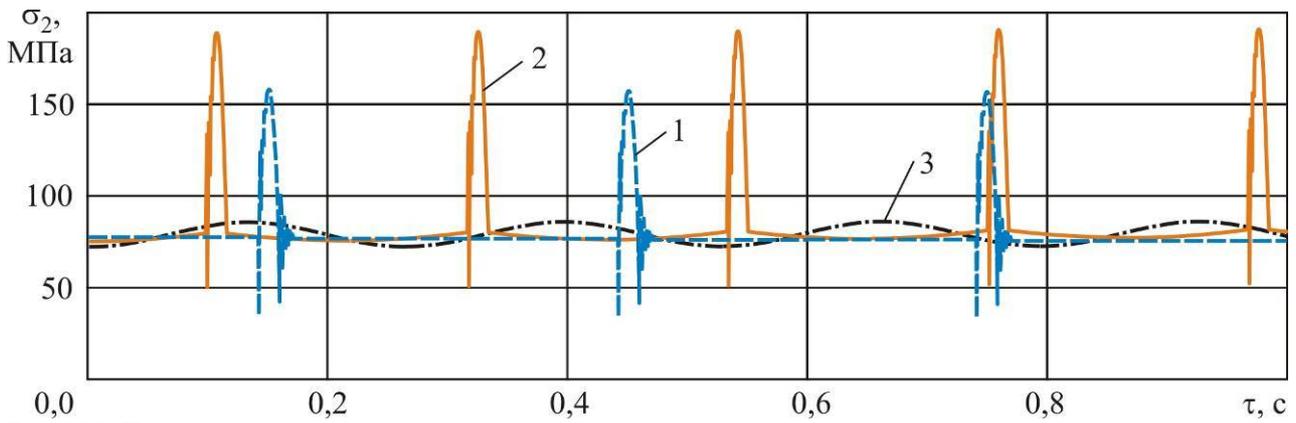


Рис. 11. График изменения во времени напряжения в наиболее нагруженном сечении стрелы σ_2 (зазор $\delta_w = 0,4$ мм, вес груза $G = G_n$): 1 - $C = 0$; 2 - $C = 5$ МН/м; 3 - $C = 20$ МН/м

ниях жесткости демпферного устройства. Качественный вид графиков $\sigma_3(\tau)$ и $a(\tau)$ аналогичен представленным на рис. 11.

Из сравнения графиков на рис. 7 и 12 хорошо видно, что присутствие демпфера оказывает значительное воздействие не только на количественные характеристики, но и на качественные закономерности динамических процессов, протекающих в металлоконструкции секций крано-манипуляторной установки при наличии повышенных зазоров в ее шарнирных соединениях. Это воздействие неоднозначно: в зависимости от величины жесткости C демпферное устройство может оказывать как позитивное, так и негативное влияние на динамическое напряженное состояние металлоконструкции. Как видно из анализа графиков $\sigma_{2max}(\delta_w)$ на рис. 12, при малых зазорах в шарнире (в интервале значений $\delta_w \in [0; \delta_{th}]$) мак-

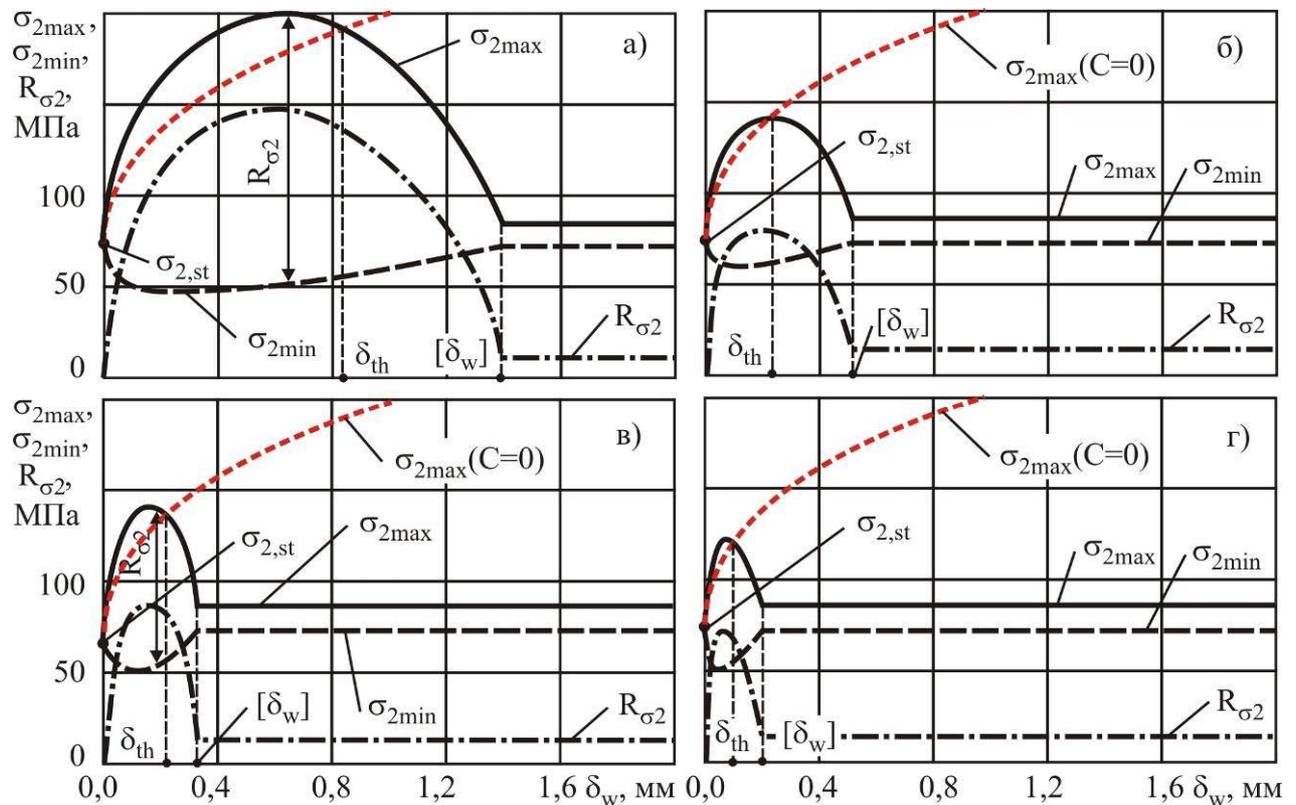


Рис. 12. Влияние величины зазора δ_w в шарнирном соединении при различных значениях жесткости демпферного устройства C на граничные значения и размах динамических напряжений в стреле при номинальном весе груза:

а - $C = 5$ МН/м; б - $C = 10$ МН/м; в - $C = 20$ МН/м; г - $C = 40$ МН/м;

симальные динамические напряжения $\sigma_{i\max}$, возникающие в момент соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины, при наличии упругого демпфирования оказываются несколько выше, чем при его отсутствии. Пороговое значение зазора δ_{th} , при превышении которого начинает проявляться положительное действие демпферного устройства, обратно пропорционально зависит от его жесткости C : чем жесткость выше, тем δ_{th} меньше (кривая 4 на рис. 13). Это явление может быть объяснено тем обстоятельством, что при малых значениях зазора и, соответственно, малых возможных смещениях шарнирного пальца действующие силы упругого сопротивления F_j со стороны амортизирующих элементов (рис. 4) оказываются незначительными по величине и поэтому неэффективными для торможения, так как они прямо пропорционально зависят от степени деформирования:

$$F_j = c_j u_j,$$

где c_j , u_j - жесткость и величина деформирования j -го упругого амортизирующего элемента соответственно.

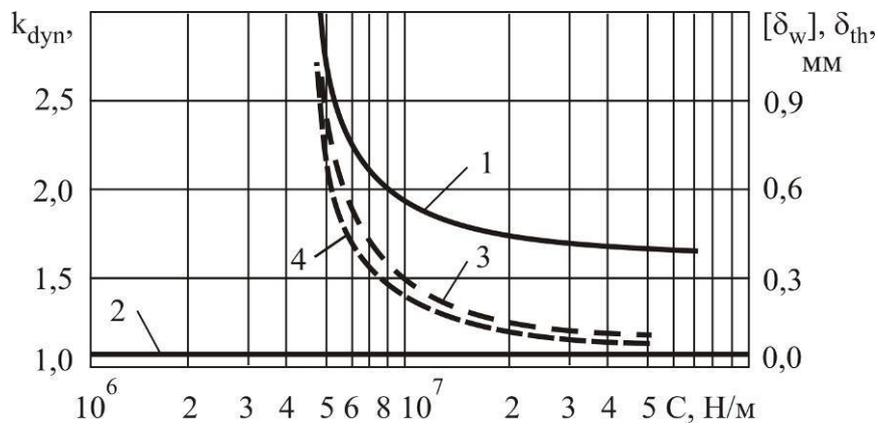


Рис. 13. Влияние жесткости демпферного устройства C на максимальный и установившийся коэффициенты динамичности для стрелы, пороговое δ_{th} и предельное $[\delta_w]$ значения зазора: 1 – максимальный коэффициент динамичности $(k_{dyn,2})_{\max}$; 2 – установившийся коэффициент динамичности $(k_{dyn,2})_{st}$; 3 - предельный зазор $[\delta_w]$; 4 – пороговый зазор δ_{th}

Принципиальное отличие поведения графиков $\sigma_{i\max}(\delta_w)$, $\sigma_{i\min}(\delta_w)$ и $R_{\sigma}(\delta_w)$ для случаев наличия (рис. 12) и отсутствия (рис. 7) демпферного устройства обусловлено тем, что демпферное устройство играет роль не только амортизатора динамических процессов в шарнирном соединении, но и ограничителя максимально возможного износа отверстия проушины в процессе эксплуатации крано-манипуляторной установки. Максимально возможный износ определяет предельный зазор $[\delta_w]$ в шарнире, являющийся по своему физическому смыслу минимальным зазором, при котором уже не происходит соударения шарнирного пальца с поверхностью проушины вследствие того, что упругие амортизирующие элементы, деформируясь, полностью поглощают кинетическую энергию шарнирного пальца в процессе его смещения из исходного положения в пределах от 0 до $u_{R(L)} = [\delta_w]$ и поэтому не позволяют ему отклониться от исходного положения более, чем на величину $[\delta_w]$. Предельное значение зазора $[\delta_w]$ обратно пропорционально зависит от жесткости C демпферного устройства: чем жесткость выше, тем $[\delta_w]$ меньше (кривая 3 на рис. 13). Это также иллюстрируется рис. 14, на котором представлены зависимости коэффициента динамичности k_{dyn} от величины зазора в цилиндрическом шарнире при различных значениях жесткости C демпферного устройства.

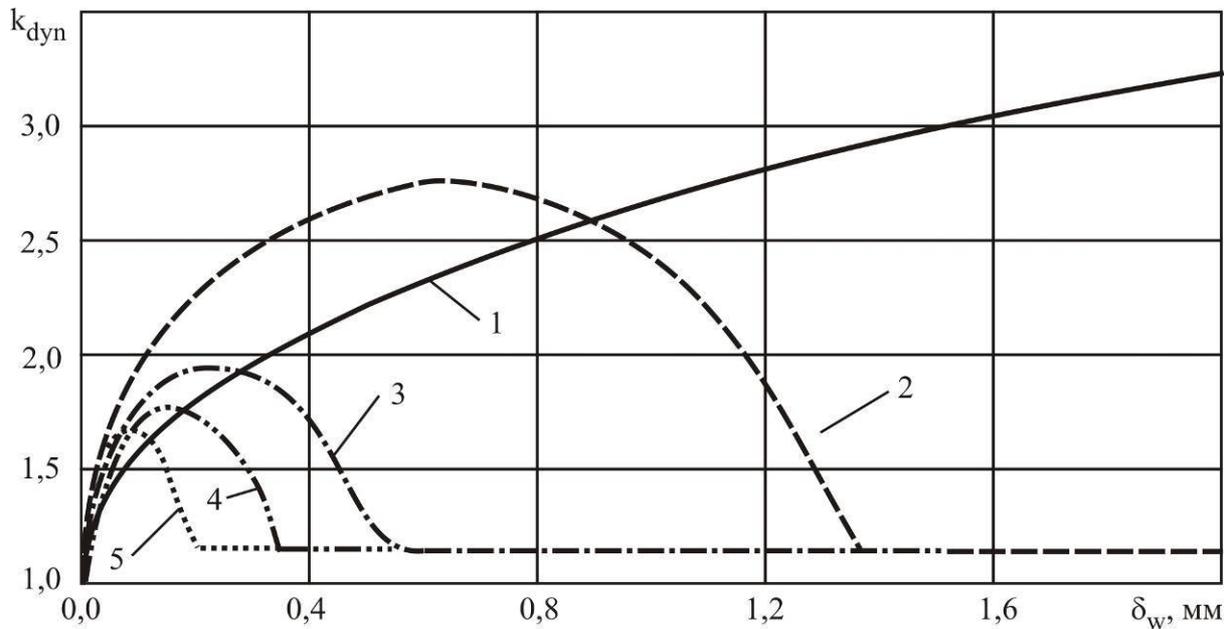


Рис. 14. Зависимость коэффициента динамичности k_{dyn} от величины зазора в цилиндрическом шарнире при различных значениях жесткости C демпферного устройства: 1 – $C = 0$; 2 – $C = 5$ МН/м; 3 – $C = 10$ МН/м; 4 – $C = 20$ МН/м; 5 – $C = 40$ МН/м

Таким образом, при целенаправленном выборе жесткости демпферного устройства, т.е. при целенаправленном выборе размеров и количества упругих амортизирующих элементов можно управлять величиной износа шарниров в процессе эксплуатации, что позволяет гарантированно исключить рост величин зазоров δ_w в цилиндрических шарнирных соединениях секций грузоподъемной стрелы свыше нормированных значений [3]. При проведении ремонтных мероприятий уже эксплуатирующихся крано-манипуляторных установок, не оснащенных демпферными устройствами шарниров, является целесообразной их установка. При выборе жесткости следует ориентироваться на такое значение C , для которого величина предельного зазора $[\delta_w]$ будет меньше, чем величина уже сформировавшегося в шарнире зазора. Это позволит существенно улучшить динамическое состояние металлоконструкций крано-манипуляторной установки за счет исключения соударений шарнирного пальца с поверхностью проушины и реализации режима работы $\delta_w > [\delta_w]$, для которого характерны минимальные значения максимальных динамических напряжений $\sigma_{i\max}$ и размаха динамических напряжений $R_{\sigma i}$, а также установившийся коэффициент динамичности $(k_{dyn,2})_{st}$ (прямая 2 на рис. 13). Величина $(k_{dyn,2})_{st}$ является минимальной, существенно (в несколько раз) отличаясь как от величины коэффициента динамичности в случае отсутствия демпферного устройства (кривая 1 на рис. 13), так величины коэффициента динамичности в случае наличия демпферного устройства при зазорах $\delta_w < [\delta_w]$.

На рис. 15 показаны графики изменения во времени показателей работы крано-манипуляторной установки при различной жесткости демпферного устройства C и большом зазоре в шарнирном соединении $\delta_w > [\delta_w]$ (соударения не происходит). В этом случае основные количественные характеристики динамических процессов не зависят от жесткости демпферного устройства. Исключение составляет частота f_w колебательного смещения шарнирного пальца при больших зазорах $\delta_w > [\delta_w]$: с ростом C она возрастает, т.е. промежуток времени между двумя моментами времени максимального смещения шарнирного пальца из исходного положения уменьшается. Очевидно, это связано с уменьшением амплитуды смещения шарнирного пальца.

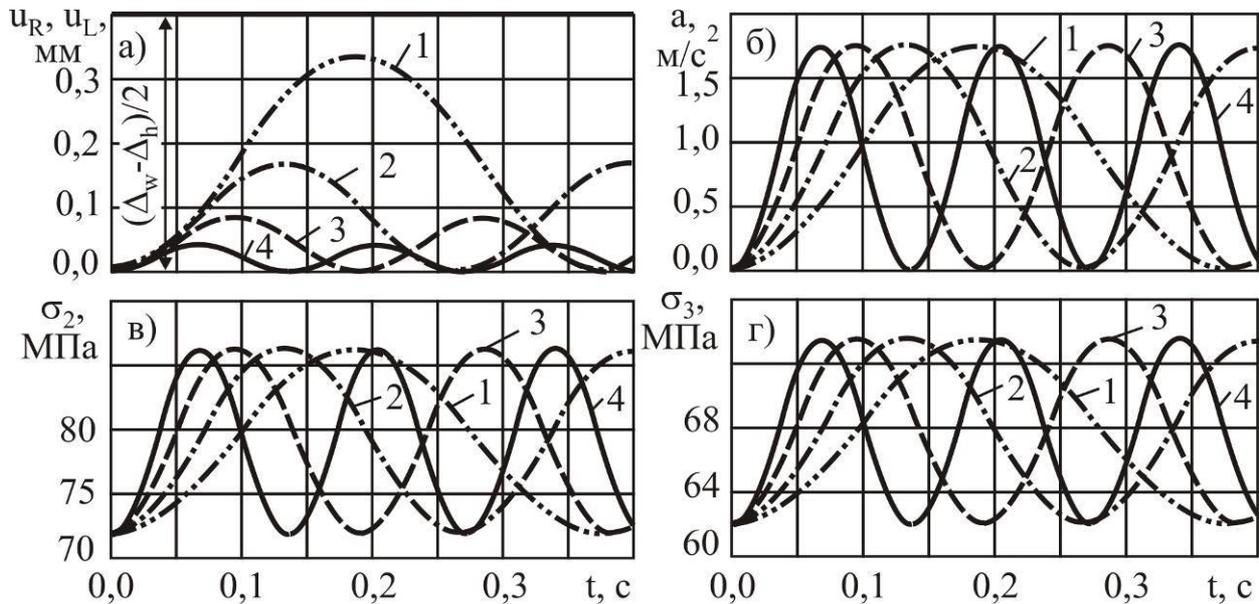


Рис. 15. Изменение во времени показателей работы крано-манипуляторной установки при различной жесткости демпферного устройства C и большом зазоре в шарнирном соединении (соударения не происходит): а – смещение центров торцевых сечений (R – правого, L – левого) шарнирного пальца из нейтрального положения; б – ускорение смещения шарнирного пальца; в – максимальное напряжение в стреле; г – максимальное напряжение в рукояти (1 – $C = 10$ МН/м; 2 – $C = 20$ МН/м; 3 – $C = 40$ МН/м; 4 – $C = 80$ МН/м)

Вес перемещаемого груза также как и в случае отсутствия демпферного устройства (рис. 10) оказывает заметное влияние на количественные характеристики динамических процессов. На рис. 16 показано совместное влияние жесткости демпферного устройства C и веса перемещаемого груза G на величину предельного зазора $[\delta_w]$ и частоту f_w колебательного смещения шарнирного пальца при больших зазорах $\delta_w > [\delta_w]$ (без соударения). На рис. 17, как пример, показано влияние веса перемещаемого груза на характеристики динамических

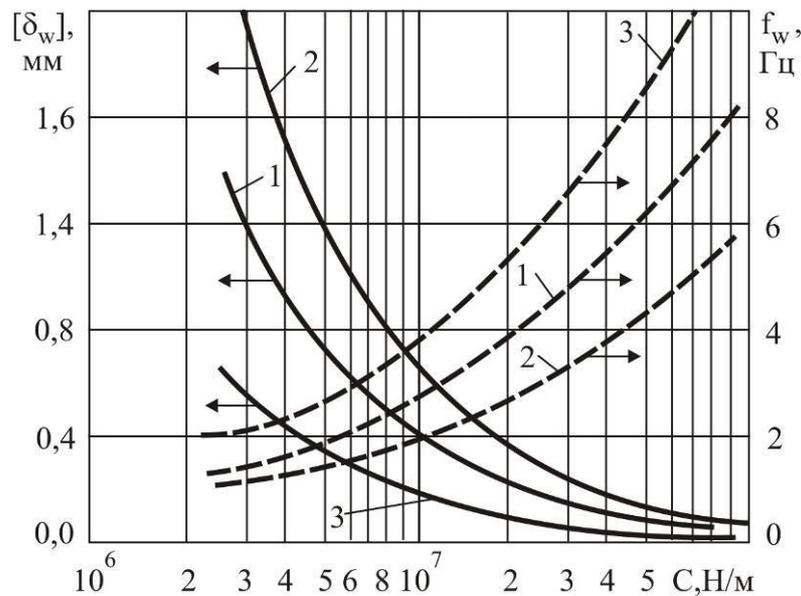


Рис. 16. Влияние жесткости демпферного устройства C и веса перемещаемого груза G на величину предельного зазора $[\delta_w]$ и частоту f_w колебательного смещения шарнирного пальца при больших зазорах $\delta_w > [\delta_w]$ (без соударения):

1 – груз номинального веса G_n ; 2 – груз весом $2G_n$; 3 – груз весом $0,5G_n$

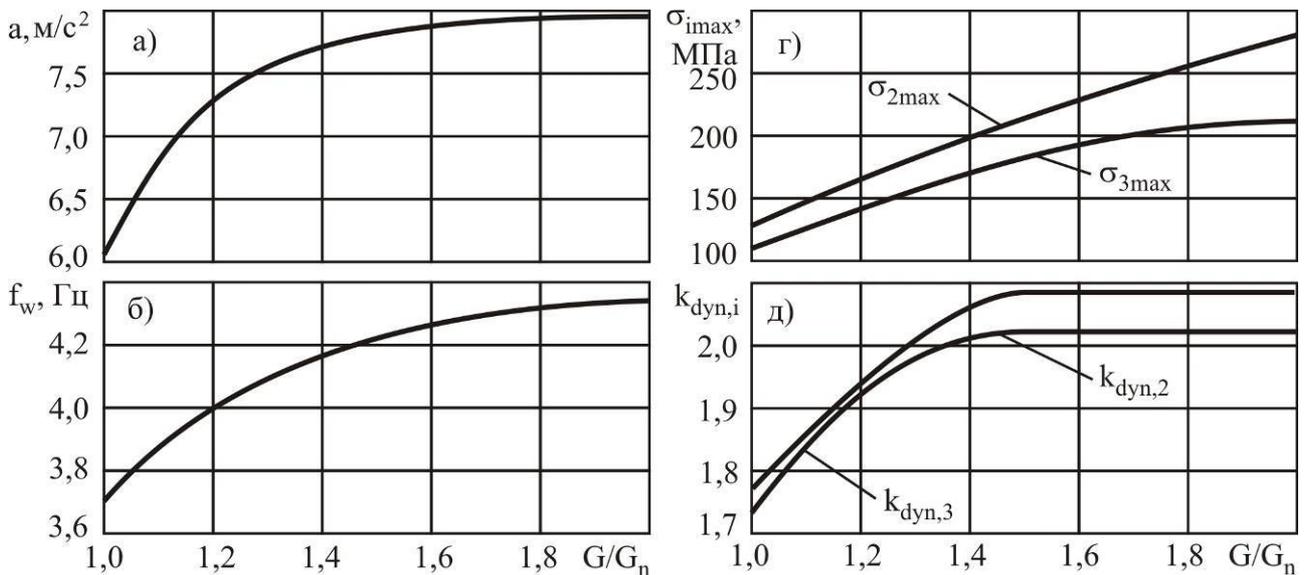


Рис. 17. Влияние веса перемещаемого груза на характеристики динамических процессов (при $\delta_w = 0,4 \text{ мм}$; $C = 10 \text{ МН/м}$)

процессов для частного случая: зазора $\delta_w = 0,4 \text{ мм}$ (соударение происходит) и жесткости демпферного устройства $C = 10 \text{ МН/м}$.

Проведенный анализ динамических процессов при эксплуатации крано-манипуляторных установок в случае использования метода упругого демпфирования в шарнирных соединениях смежных секций грузоподъемной стрелы, имеющих повышенные зазоры, также свидетельствует о необходимости учета влияния демпферных устройств на нагруженность несущих металлоконструкций при оценке усталостной прочности, живучести и остаточного ресурса. Для этого можно использовать рассмотренный выше подход коррекции количественных параметров графиков нагружения элементов металлоконструкции крано-манипуляторной установки на основе построения интерполяционных кубических полиномов для основных характеристик динамического напряженного состояния вида (1)-(7). Однако их построение следует проводить на основе предварительно выполненных расчетов динамического напряженного состояния для нескольких сочетаний величин зазора $\delta_w \in (0; [\delta_w]]$ и веса транспортируемого груза $G \in (0; G_n]$ при том значении жесткости C , которое соответствует конструкции используемого демпферного устройства.

Выводы.

1. Демпферные устройства предложенной конструкции с упругими амортизирующими элементами позволяют обеспечить:

- возможность существенного снижения дополнительных ударных нагрузок, возникающих в момент выбора люфта в шарнире с повышенным зазором (коэффициент динамичности при равных величинах зазора может быть уменьшен до 3 раз);
- большую сохранность при транспортировке хрупких и взрывоопасных грузов;
- замедление роста люфта в шарнирном соединении, обусловленное торможением перед ударом сближающихся поверхностей контакта;
- ограничение величины зазора заданным значением, которое не будет превышено в течение всего срока службы шарнирного соединения независимо от интенсивности его нагруженности.

2. Техничко-экономический результат от использования демпферных устройств предложенной конструкции с упругими амортизирующими элементами связан с повышением показателей надежности и коэффициента технического использования кранов-манипуляторов в целом и снижением материально-финансовых затрат при их эксплуатации.

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. Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Общие положения. РД 10-112-1-04. – Одобрены Федеральной службой по технологическому надзору, протокол от 26 апреля 2004 г.
3. 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.
4. Краны грузоподъемные. Типовые программы и методики испытаний. РД 22-28-36-01. – Утверждены ГУП «СКТБ БК» 19.09.2001 г.
5. Инструкция по проведению технического освидетельствования грузоподъемных кранов. ИТОс 22-01-01. – Утверждены ГУП «СКТБ БК» 19.09.2001 г.
6. 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.
7. 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.
8. 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>.
9. 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.
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 KBScrane 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 KBScrane Graphics. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014614196 от 17 апреля 2014 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).
17. Завьялов, Ю.С. Методы сплайн-функций / Ю.С. Завьялов, Б.И. Квасов, В.Л. Мирошниченко. – М.: Наука, 1980. – 350 с.

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 – инженер, *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*.

EFFECTIVENESS OF ELASTIC DAMPING IN THE PIVOT JOINTS OF CARGO BOOM OF CRANE-MANIPULATING INSTALLATIONS AT LARGE GAPS

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

The article was the analysis of dynamic processes in the cylindrical hinges with large gaps in the cargo boom crane-manipulating installations of mobile machines in operation. Consider the design of damping device for articulated joints, which creates a braking force of elastic resistance to the displacement of the hinge pin within the large gap. The mechanism of action of the damping devices was considered. Analysis of the effectiveness of damping device for reducing the dynamic stress state in the elements of cargo boom metal structures depending on the gap size and the stiffness of the damping device was performed. Damping device with an elastic shock absorbing elements substantially reduces the additional impact load at the time of selection of the gap in the joint, slow the growth of clearance in the pivot joint, limit the size of the gap specified value, which must not be exceeded during the entire service life of swivel independently from the intensity of his load.

Keywords: *crane-manipulator installation, mobile machine, cylindrical joint, gap, dynamic loading, damping device, the elastic shock absorbing element, 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. *Rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodyemnykh mashin. Obshchie polozheniya*. Moscow, Rostekhnadzor, 2004.
3. 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.
4. RD 22-28-36-01. *Krany gruzopodyemnye. Tipovye programmy i metodiki ispytaniy*. Moscow, GUP «SKTB BK», 2001.
5. ITOs 22-01-01. *Instruktsiya po provedeniyu tekhnicheskogo osvidetelstvovaniya gruzopodyemnykh kranov*. Moscow, GUP «SKTB BK», 2001.
6. 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.
7. 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 mashin*, 2015, No.2, pp. 2–4.
8. 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.
9. Patent RU 160246. *Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely krano-manipulyatornoy ustanovki* [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 29.07.2015. Published 10.03.2016.

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 tekhnicheskogo 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.
17. Zavyalov Yu.S., Kvasov B.I., Miroshnichenko V.L. *Metody splayn-funktsiy* [Methods of spline-functions]. Moscow, Nauka, 1980. 350 p.

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*.

Andrei A. Milto – graduate engineer, *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*.