

УДК 621.86

## ОПТИМИЗАЦИЯ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕМПФЕРНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ ШАРНИРНО-СОЧЛЕНЕННЫХ СТРЕЛ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНЫХ УСТАНОВОК МОБИЛЬНЫХ МАШИН

И.А. Лагереv

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского

Рассмотрены вопросы проектирования оригинальных демпферных устройств для изношенных цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных грузовых стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин. Данные устройства позволяют существенно снизить дополнительную ударную нагрузку на металлоконструкцию манипуляторов, обусловленную наличием повышенных зазоров в шарнирных соединениях. Предложена общая постановка задачи нелинейной условной оптимизации размеров упругих элементов демпферных устройств. Рассмотрены перспективные варианты конструктивных исполнения упругих элементов. Для кольцевых и дуговых с круговым и прямоугольным поперечным сечением сформулированы задачи оптимального проектирования, включающие целевые функции и системы конструктивных, технологических, жесткостных и прочностных ограничений. Выполнен анализ влияния различных режимных и конструктивных параметров на результаты оптимального проектирования упругих элементов. Определены рекомендуемые области использования упругих элементов рассмотренных конструктивных типов для создания требуемой жесткости демпферных устройств.

**Ключевые слова:** установка крано-манипуляторная, машина мобильная, шарнир цилиндрический, люфт, нагрузка динамическая, устройство демпферное, элемент упругий, оптимизация, жесткость, прочность

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 грузовых стрел крано-манипуляторных установок в проушинах цилиндрических шарниров наблюдается прогрессирующее во времени увеличение диаметра отверстий относительно своего номинального значения вследствие их фрикционного изнашивания [1]. Согласно нормативно-распорядительной документации Ростехнадзора [7] допустимое увеличение диаметра отверстий, при достижении которого необходим ремонт и восстановление шарниров, составляет 2...4 мм в зависимости от их номинального диаметра.

Наличие повышенных зазоров (люфта) в отверстиях цилиндрических шарниров узлов соединения смежных секций грузовых 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. Как показывают представленные в [3, 5] результаты компьютерного моделирования применительно к конструкции и режиму работы крано-манипуляторной установки номинальной грузоподъемности 7,5 кН мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [6], наличие люфта в шарнирном соединении приводит к тому, что при совершении стрелой поворотного движения происходит удар, сопровождаемый значительным ростом напряжений в стреле (с 214 до 398 МПа, т.е. в 1,86 раза) и рукояти (со 108 до 231 МПа, т.е. в 2,14 раза) при существенном увеличении линейного ускорения груза (с 0,8 до 16 м/с<sup>2</sup>, т.е. в 20 раз), причем длительность ударного процесса составляет 23 мс. Следует отметить, что расчеты указанных динамических процессов требуют использования методики динамико-прочностного анализа крано-манипуляторных установок мобильных машин [4, 6-10] и соответствующего программного обеспечения [11].

С целью исключения или существенного гашения дополнительных динамических процессов, обусловленных возможными ударами при работе крано-манипуляторных установок с изношенными шарнирными соединениями секций стрелы, в [12] была предложена конструкция оригинального демпферного устройства на основе образующих постоянную кинетическую энергию упругих элементов.

матическую связь с шарнирным пальцем пружин растяжения-сжатия. Проведенный в [13] численный анализ работы указанного устройства подтвердил его работоспособность и возможность не только существенно снизить ударную нагрузку, возникающую в момент выбора люфта в шарнире с повышенным зазором, и обеспечить большую сохранность при транспортировке хрупких и взрывоопасных грузов, но также замедлить рост люфта в шарнирном соединении за счет торможения перед ударом сближающихся поверхностей контакта.

Анализ содержащихся в [13, 14] результатов расчетов влияния демпферного устройства цилиндрического шарнира показывает, что применяемые в таком устройстве упругие элементы должны удовлетворять двум условиям:

- обладать достаточно высокой индивидуальной жесткостью  $[c_e]$ , позволяющей обеспечить в зависимости от веса транспортируемого груза и величины люфта в шарнире полную жесткость демпферного устройства порядка  $[C] = 1 \dots 100$  МН/м;

- обладать достаточной компактностью, так чтобы габаритный размер упругого элемента в радиальном направлении ориентировочно составлял порядка  $2 \dots 4$  диаметра шарнирного пальца  $d_p$ .

Опыт проектирования показывает, что обеспечить одновременное удовлетворительное выполнение указанных условий оказывается достаточно проблематично и требует специального анализа широкой номенклатуры различных потенциально пригодных конструктивных типов упругих элементов.

В качестве возможных вариантов конструктивного исполнения упругих элементов, представляющих интерес для их дальнейшего использования в конструкции демпферного устройства цилиндрического шарнира устройства соединения смежных секций шарнирно-сочлененной грузовой стрелы крано-манипуляторной установки в представленной работе были проанализированы такие как:

- 1) кольцевые элементы кругового и прямоугольного поперечного сечения;
- 2) дуговые элементы кругового и прямоугольного поперечного сечения.

Для всех указанных вариантов конструктивного исполнения упругих элементов можно предложить общий типовой подход к их проектированию и последующему анализу с точки зрения условий их рационального использования в конструкции демпферного устройства шарнира в зависимости от режимных параметров работы крано-манипуляторной установки.

В качестве исходных данных для проектирования упругих элементов выступают следующие:

- характерные конструктивные размеры цилиндрического шарнира узла соединения смежных секций шарнирно-сочлененной грузовой стрелы (рис. 1): диаметр шарнирного пальца  $d_p$ , толщина промежуточного кольца  $\delta$ , ширина шарнира  $l_h$ , расстояние до сечения установки упругого элемента  $l_e$ , номинальный диаметр отверстия шарнира  $\Delta_h$  (в начальный момент эксплуатации будем считать, что  $d_p \approx \Delta_h$ ;

- предельно допустимая величина люфта в отверстии шарнира  $[\Delta]$  согласно требованиям руководящих документов Ростехнадзора России [2], которую также можно выразить с помощью коэффициента  $\varphi_\Delta = [\Delta] / \Delta_h$ ;

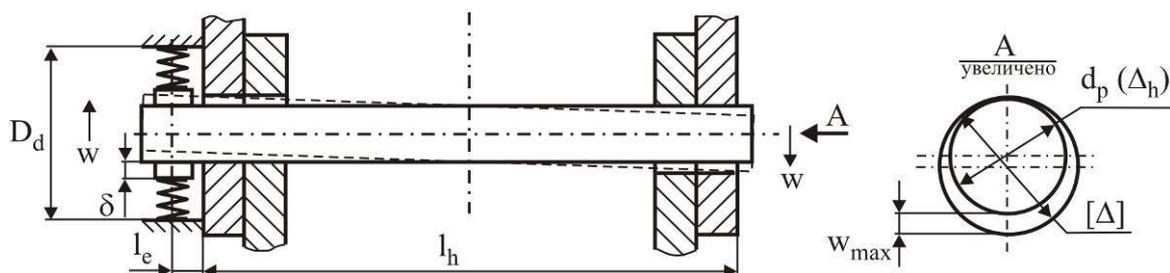


Рис. 1. Расчетная схема цилиндрического шарнира при наличии люфта

- требуемая эквивалентная жесткость  $[C]$  демпферного устройства шарнира, исходя из режимных параметров работы крано-манипуляторной установки, допустимого люфта и требуемого снижения ударных нагрузок.

Эквивалентная жесткость демпферного устройства шарнира  $C$  определяется количеством и величиной жесткости отдельных упругих элементов  $c_e$ . Расчетная схема, поясняющая оценку величины  $C$ , приведена на рис. 2. Таким образом,

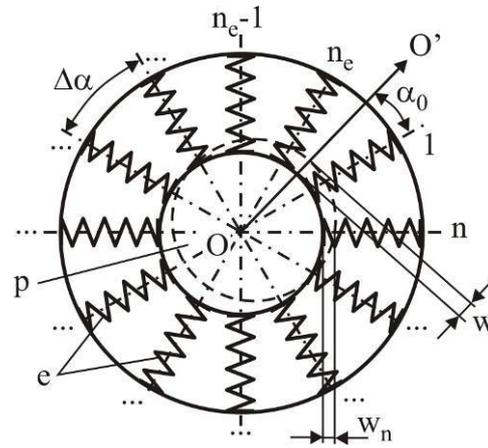


Рис. 2. Расчетная схема для оценки эквивалентной жесткости демпферного устройства  $[C]$ :  $OO'$  - направление смещения шарнирного пальца;  $w$  - смещение в направлении  $OO'$ ;  $w_n$  - смещение вдоль оси  $n$ -го упругого элемента;  $p$  - шарнирный палец;  $e$  - упругий элемент

$$C = c_e \left\{ \sum_{n=1}^{n=n_1} \cos[(n-1)\Delta\alpha + \alpha_0] + \sum_{n=1}^{n=n_2} \cos(n\Delta\alpha - \alpha_0) \right\} = \xi_c c_e,$$

где  $\Delta\alpha$  - угловой шаг установки соседних упругих элементов ( $\Delta\alpha = 2\pi/n_e$ );  $n_e$  - число упругих элементов;  $\alpha_0$  - угол между направлением смещения шарнирного пальца и осью ближайшего по ходу часовой стрелки упругого элемента;  $n_1$  и  $n_2$  - целые числа, полученные в результате округления в меньшую сторону выражений

$$\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_0\right) / \Delta\alpha \quad \text{и} \quad 1 + \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_0\right) / \Delta\alpha.$$

В процессе эксплуатации угол  $\alpha_0$  принимает случайным образом значения в интервале  $\alpha_0 \in [0; \Delta\alpha]$ . Как следствие, коэффициент пропорциональности  $\xi_c$  в указанном интервале углов является переменной величиной (рис. 3). Степень переменности  $\xi_c$  удобно характеризовать показателем переменности

$$\omega_c = \frac{\xi_{c,\max} - \xi_{c,\min}}{\xi_{c,\max} + \xi_{c,\min}} \cdot 100\%,$$

где  $\xi_{c,\min}$ ,  $\xi_{c,\max}$  - минимальное и максимальное значение коэффициента пропорциональности  $\xi_c$  соответственно.

Требуемая жесткость единичного упругого элемента  $[c_e]$ , которую необходимо обеспечить при его проектировании, будет определяться минимальным значением коэффициента  $\xi_c$  и составлять:

$$[c_e] = [C] / \xi_{c,\min}.$$

В табл. 1 для нескольких величин углового шага установки упругих элементов  $\Delta\alpha$  приведены минимальные значения  $\xi_{c,\min}$  и показатель переменности  $\omega_c$  коэффициента пропорциональности  $\xi_c$ . Видно, что с увеличением числа упругих элементов величина  $\xi_{c,\min}$  нелинейно растет, а показатель переменности – снижается, т.е. изменение жесткости единичного упругого элемента  $[c_e]$  в окружном направлении становится менее выраженной.

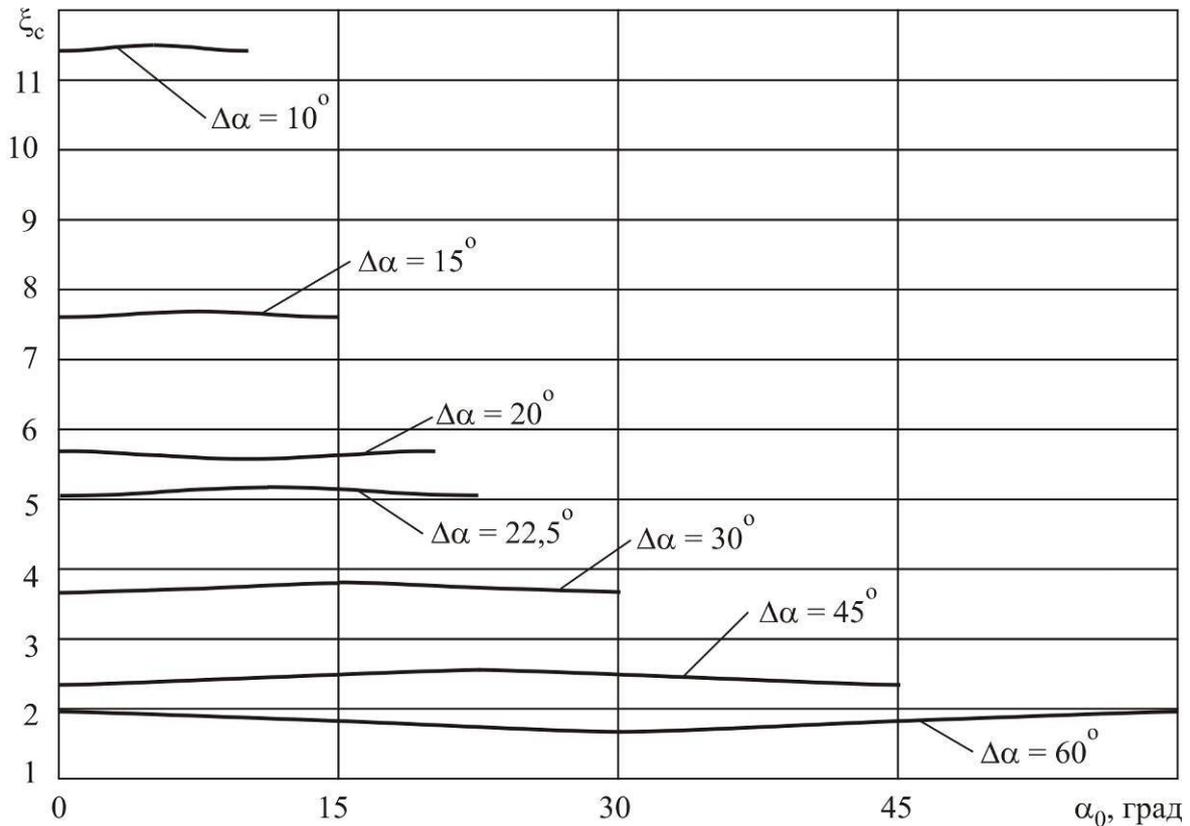


Рис. 3. Изменение коэффициента пропорциональности  $\xi_c$  в зависимости от угла  $\alpha_0$  для различных значений углового шага установки упругих элементов  $\Delta\alpha$

Таблица 1

Минимальные значения и показатель переменности коэффициента пропорциональности  $\xi_c$  для различных значений углового шага установки упругих элементов  $\Delta\alpha$

Угловой шаг установки элементов $\Delta\alpha$ , град	Минимальное значение коэффициента $\xi_{c,\min}$	Показатель переменности $\omega_c$ , %
10	11,43	0,2
15	7,60	0,4
20	5,67	0,8
22,5	5,03	1,0
30	3,73	1,7
45	2,41	4,0
60	1,73	7,2

Упругий элемент в процессе эксплуатации испытывает переменное нагружение с отнулевым циклом изменения напряженного состояния со стороны перемещающегося шарнирного пальца. Максимальная величина возникающей сосредоточенной силы сжатия  $P_{\max}$ , действующей на упругий элемент, может быть определена исходя из максимально возможного смещения точки контактного взаимодействия элемента и шарнирного пальца  $w_{\max}$ , лимитируемого предельно допустимой величиной люфта в отверстии шарнира  $[\Delta]$ :

$$P_{\max} = [c_e]w_{\max} = [c_e]([\Delta] - \Delta_h) \left( \frac{l_e}{l_h} + 1 \right) = (\varphi_{\Delta} - 1)[c_e]\Delta_h \left( \frac{l_e}{l_h} + 1 \right).$$

Очевидно, проектируемый упругий элемент будет работоспособным и соответствовать условию требуемой жесткости, если характерные компоненты его напряженно-

деформированного состояния (или эквивалентные напряжения)  $\sigma_{e,\max}$  в наиболее опасных сечениях будут удовлетворять условиям прочности вида:

- для максимальных напряжений растяжения

$$\sigma_{e,\max}^+ \leq [\sigma_p]; \quad (1)$$

- для максимальных напряжений сжатия

$$|\sigma_{e,\max}^-| \leq [\sigma_s], \quad (2)$$

где  $[\sigma_p]$ ,  $[\sigma_s]$  - допустимые напряжения разрушения материала упругого элемента при растяжении и сжатии соответственно.

Проектируемый упругий элемент также работает в условиях действия высоких давлений на площадках контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» и «упругий элемент-корпус демпферного устройства». Для оценки величины контактных напряжений  $\sigma_H$  допустимо использовать зависимости для герцевского контакта [17], которые в настоящее время широко используются в расчетах напряженного состояния контактирующих деталей с неплоскими поверхностями сопряжения (в зубьях передач, подшипниках качения и др.). Амортизирующие элементы и сопряжение в целом считаются работоспособными, если на указанных площадках контакта выполняются условия контактной прочности вида:

- на площадке контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» (1)

$$\sigma_H^{(1)} \leq [\sigma_H]_{\min}^{(1)}; \quad (3)$$

- на площадке контакта «упругий элемент- корпус демпферного устройства» (2)

$$\sigma_H^{(2)} \leq [\sigma_H]_{\min}^{(2)}; \quad (4)$$

где  $[\sigma_H]_{\min}^{(i)}$  - наименьшее значение допустимого контактного напряжения материалов сопрягаемых элементов на  $i$ -й площадке контакта.

Конкретные выражения для расчетной оценки жесткости и прочности (величин  $c_e$ ,  $\sigma_{e,\max}$ ,  $\sigma_H^{(i)}$ ) зависят от конструктивного исполнения проектируемого упругого элемента и соответствующего набора характерных конструктивных размеров – габаритных размеров элемента в целом и размеров его поперечного сечения.

Выполнение второго условия, которому должны удовлетворять упругие элементы – условия достаточной компактности демпферного устройства шарнира – возможно при целенаправленном подборе такого сочетания характерных конструктивных размеров, при котором при соблюдении условий прочности (1) и (2) обеспечивался бы минимальный объем, занимаемый упругим элементом, или минимальный размер упругого элемента в радиальном относительно отверстия шарнира направлении. Такое сочетание размеров может быть найдено путем решения задачи условного нелинейного многомерного оптимального проектирования упругого элемента.

В общем виде оптимизационная задача может быть сформулирована следующим образом: необходимо минимизировать целевую функцию, характеризующую габаритные параметры упругого элемента,

$$C(\{x\}, \{z\}) \rightarrow \min \quad (5)$$

при ограничениях в виде системы неравенств

$$c_e(\{x\}, \{z\}) - [c_e] \geq 0; \quad (6)$$

$$q_i(\{x\}, \{z\}) \geq 0, \quad i \in [1; n_q]; \quad (7)$$

$$r_j(\{x\}, \{z\}) \geq 0, \quad j \in [1; n_r]. \quad (8)$$

Вектор управляемых параметров  $\{x\}$  в задаче оптимизации (5)-(8) формируется из характерных геометрических размеров упругого элемента, которыми можно варьировать в процессе нахождения оптимального решения – вектора  $\{x\}_{opt}$ , минимизирующего целевую функцию  $C(\{x\}, \{z\})$ . Остающийся неизменяемым в процессе нахождения оптимального

решения вектор неуправляемых параметров  $\{z\}$  формируется из геометрических размеров упругого элемента, не подлежащих варьированию, и механических характеристик материала.

Система из  $n_q$  конструктивных ограничений  $q_i(\{x\}, \{z\})$  характеризует требования, налагаемые на отдельные размеры или сочетания нескольких размеров проектируемого элемента и обусловленные необходимостью обеспечения технологии изготовления или монтажа. Система из  $n_r$  прочностных ограничений  $r_j(\{x\}, \{z\})$  определяет требования, накладываемые необходимостью обеспечения условий статической, контактной и усталостной прочности, а также общей и местной устойчивости проектируемого элемента.

Для нахождения минимума целевой функции (3) с учетом принятых ограничений необходимо использовать один из прямых методов условной оптимизации [15], основанный на непосредственном вычислении величины целевой функции  $Ц(\{x\}, \{z\})$ .

Конкретный вид целевой функции (5), число и вид ограничений (6)-(8), а также число управляемых и неуправляемых параметров и структура векторов  $\{x\}$  и  $\{z\}$  определяются конструктивным исполнением проектируемого упругого элемента. Далее рассмотрены реализации задачи оптимизации (5)-(8) применительно к исследуемым типам упругих элементов.

**Кольцевой упругий элемент.**

Расчетная схема элемента приведена на рис. 4. Каждый кольцевой элемент демпферного устройства цилиндрического шарнира испытывает нагружение со стороны перемещающегося шарнирного пальца сосредоточенной силой  $P$ , которая согласно [15] вызывает смещение точки приложения силы (при  $\Theta = 0$ ) относительно центра кольца на величину

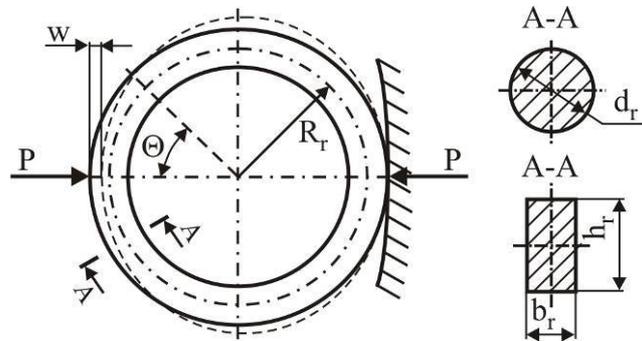


Рис. 4. Расчетная схема кольцевого упругого элемента

$$w = \frac{PR_r}{E} \left\{ \frac{R_r^2}{J} \left[ \frac{(\pi + 1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \frac{1}{F} \frac{(\pi + 1)}{4} \right\} \quad (9)$$

и приводит к появлению в материале элемента изгибающего момента

$$M(\Theta) = PR_r \left( \frac{1}{\pi} - \frac{\sin \Theta}{2} \right)$$

и продольной силы

$$N(\Theta) = -\frac{1}{2} P \sin \Theta,$$

где  $F, J$  - площадь и момент инерции поперечного сечения упругого элемента;  $E$  - модуль упругости материала.

Наибольшие нормальные напряжения растяжения, обусловленные действием изгибающего момента, возникают в сечении  $\Theta = 0$  и составляют

$$\sigma_{e,\max}^+ = \frac{P_{\max} R_r}{\pi W}, \quad (10)$$

а наибольшие нормальные напряжения сжатия, обусловленные совместным действием изгибающего момента и продольной силы, - в сечении  $\Theta = \pi / 2$ :

$$\sigma_{e,\max}^- = -\frac{P_{\max}}{2} \left( \frac{\pi - 2}{\pi} \cdot \frac{R_r}{W} + \frac{1}{F} \right), \quad (11)$$

где  $W$  - момент сопротивления поперечного сечения упругого элемента.

Вид расчетных зависимостей для оценки максимальных контактных напряжений на площадках контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» и «упругий элемент-корпус

демпферного устройства» зависит от конфигурации поверхностей сопрягаемых деталей. В случае контакта типа «сфера-плоскость» или «сфера-цилиндр» используется зависимость [17]

$$\sigma_H = 0,918 \sqrt[3]{\frac{P_{\max}}{(\theta_1 + \theta_2)^2 R_c^2}}, \quad (12)$$

а в случае контакта типа «цилиндр-плоскость» или «цилиндр-цилиндр» - зависимость [17]

$$\sigma_H = 0,798 \sqrt{\frac{P_{\max}}{(\theta_1 + \theta_2) R_c L_c}}, \quad (13)$$

где  $\theta_j = 2(1 - \nu_j^2) / (\pi E_j)$  - упругая постоянная для  $j$ -й детали;  $R_c$  - приведенный радиус кривизны поверхности сопрягаемых деталей;  $L_c$  - длина линии контакта сопрягаемых деталей;  $\nu_j$  - коэффициент Пуассона  $j$ -й детали.

Зависимость (9) позволяет определить жесткость кольцевого упругого элемента:

$$c_e = \frac{P}{2w} = \frac{E}{2R_r} \left\{ \frac{R_r^2}{J} \left[ \frac{(\pi + 1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \frac{1}{F} \frac{(\pi + 1)}{4} \right\}^{-1}. \quad (14)$$

Учитывая, что кольцевой упругий элемент может иметь как с круговое, так и прямоугольное поперечное сечение, зависимости (10)-(14) могут быть конкретизированы:

- для кругового поперечного сечения

$$\begin{aligned} \sigma_{e,\max}^+ &= \frac{32P_{\max}R_r}{\pi^2 d_r^3}; \\ \sigma_{e,\max}^- &= -\frac{2P_{\max}}{\pi^2 d_r^2} \left[ \frac{8(\pi - 2)R_r}{d_r} + 4\pi \right]; \\ \sigma_H^{(1)} &= 0,364 \sqrt[3]{P_{\max} \frac{\left[ \left( R_r + \frac{d_r}{2} \right) d_r + (R_r + d_r) \left( \frac{\Delta_h}{2} + \delta \right) \right]^2}{(\theta_e + \theta_{ir}) d_r \left( R_r + \frac{d_r}{2} \right) \left( \frac{\Delta_h}{2} + \delta \right)}}; \\ \sigma_H^{(2)} &= 0,364 \sqrt[3]{P_{\max} \frac{\left[ (R_r + d_r) \left( \frac{\Delta_h}{2} + \delta + 2R_r + d_r \right) - \left( R_r + \frac{d_r}{2} \right) d_r \right]^2}{(\theta_e + \theta_d) d_r \left( R_r + \frac{d_r}{2} \right) \left( \frac{\Delta_h}{2} + \delta + 2R_r + d_r \right)}}; \\ c_e &= \frac{\pi E d_r^2}{2R_r} \left\{ \frac{64R_r^2}{d_r^2} \left[ \frac{(\pi + 1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1}; \end{aligned}$$

- для прямоугольного поперечного сечения

$$\begin{aligned} \sigma_{e,\max}^+ &= \frac{6P_{\max}R_r}{\pi b_r h_r^2}; \\ \sigma_{e,\max}^- &= -\frac{P_{\max}}{2b_r h_r} \left[ \frac{6(\pi - 2)R_r}{\pi h_r} + 1 \right]; \\ \sigma_H^{(1)} &= 0,798 \sqrt[3]{P_{\max} \frac{(\Delta_h + h_r + 2\delta + 2R_r)}{(\theta_e + \theta_{ir}) b_r (2R_r + h_r) (\Delta_h + 2\delta)}}; \\ \sigma_H^{(2)} &= 0,798 \sqrt[3]{P_{\max} \frac{(\Delta_h + h_r + 2\delta + 2R_r)}{(\theta_e + \theta_d) b_r (2R_r + h_r) (\Delta_h + \delta + 2R_r + h_r)}}; \end{aligned}$$

$$c_e = \frac{2Eb_r h_r}{R_r} \left\{ \frac{48R_r^2}{h_r^2} \left[ \frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1},$$

где  $\theta_e, \theta_{ir}, \theta_d$  - упругие постоянные  $\theta$  для материалов амортизирующего элемента, промежуточного кольца и корпуса демпферного устройства соответственно.

Вектор управляемых параметров  $\{x\}$  в задаче оптимизации кольцевого упругого элемента имеет различную размерность и структуру в зависимости от формы поперечного сечения:

- для кругового поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3\} = \{R_r \ d_r \ \delta\};$$

- для прямоугольного поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4\} = \{R_r \ h_r \ b_r \ \delta\},$$

тогда как вектор неуправляемых параметров  $\{z\}$  одинаков:

$$\{z\}^T = \{z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ z_5 \ z_6 \ z_7 \ z_8 \ z_9 \ z_{10}\} = \{E \ \Delta_h \ [C] \ \varphi_\Delta \ l_e \ l_h \ \xi_{c,\min} \ [\sigma_p] \ [\sigma_s] \ n_e\}. \quad (15)$$

Принимая в качестве критерия оптимизации критерий обеспечения минимума объема, занимаемого упругим элементом, задача оптимизации (5)-(8) будет формулироваться:

- для упругого элемента с круговым поперечным сечением

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = \frac{\pi}{n_e} \left[ \left( \frac{d_p}{2} + 2x_1 + x_2 + x_3 \right)^2 - \left( \frac{d_p}{2} + x_3 \right)^2 \right] x_2 \rightarrow \min \quad (16)$$

при ограничениях

$$\frac{\pi E x_2^2}{2x_1} \left\{ \frac{64x_1^2}{x_2^2} \left[ \frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c,\min}} \geq 0; \quad (17)$$

$$x_1 / x_2 - 3 \geq 0; \quad (18)$$

$$x_3 - [\delta] \geq 0; \quad (19)$$

$$\left( \frac{\Delta_h}{2} + x_3 \right) \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right) - \left( x_1 + \frac{x_2}{2} \right) \left[ 1 - \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right) \right] - 2(\varphi_\Delta - 1)\Delta_h \cos\left(\frac{\pi}{n_e}\right) \geq 0; \quad (20)$$

$$[\sigma_p] - \frac{32(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h x_1}{\pi^2 \xi_{c,\min} x_2^3} \left( \frac{x_2}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (21)$$

$$[\sigma_s] - \frac{2(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h}{\pi^2 \xi_{c,\min} x_2^2} \left[ \frac{8(\pi - 2)x_1}{x_2} + 4\pi \right] \left( \frac{x_2}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (22)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(1)} - 0,364 \sqrt[3]{\frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h}{\xi_{c,\min}} \frac{\left[ \left( x_1 + \frac{x_2}{2} \right) x_2 + (x_1 + x_2) \left( \frac{\Delta_h}{2} + x_3 \right) \right]^2}{\left( \theta_e + \theta_{ir} \right) x_2 \left( x_1 + \frac{x_2}{2} \right) \left( \frac{\Delta_h}{2} + x_3 \right)}} \left( \frac{x_2}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (23)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(2)} - 0,364 \sqrt[3]{\frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h}{\xi_{c,\min}} \frac{\left[ (x_1 + x_2) \left( \frac{\Delta_h}{2} + x_3 + 2x_1 + x_2 \right) - \left( x_1 + \frac{x_2}{2} \right) x_2 \right]^2}{\left( \theta_e + \theta_d \right) x_1 \left( x_1 + \frac{x_2}{2} \right) \left( \frac{\Delta_h}{2} + x_3 + 2x_1 + x_2 \right)}} \left( \frac{x_2}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (24)$$

- для упругого элемента с прямоугольным поперечным сечением

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = \frac{\pi}{n_e} \left[ \left( \frac{d_p}{2} + 2x_1 + x_2 + x_4 \right)^2 - \left( \frac{d_p}{2} + x_4 \right)^2 \right] x_3 \rightarrow \min \quad (25)$$

при ограничениях

$$\frac{2Ex_2x_3}{x_1} \left\{ \frac{48x_1^2}{x_2^2} \left[ \frac{(\pi+1)}{4} - \frac{2}{\pi} \right] + \pi + 1 \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c,\min}} \geq 0; \quad (26)$$

$$x_1/x_2 - 3 \geq 0; \quad (27)$$

$$x_4 - [\delta] \geq 0 \quad (28)$$

$$\varphi_{bh,\max} - x_2/x_3 \geq 0; \quad (29)$$

$$x_2/x_3 - \varphi_{bh,\min} \geq 0; \quad (30)$$

$$\left( \frac{\Delta_h}{2} + x_4 \right) \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right) - \left( x_1 + \frac{x_2}{2} \right) \left[ 1 - \sin\left(\frac{\pi}{n_e}\right) \right] - 2(\varphi_\Delta - 1)\Delta_h \cos\left(\frac{\pi}{n_e}\right) \geq 0; \quad (31)$$

$$[\sigma_p] - \frac{6(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c,\min} x_2^2 x_3} \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (32)$$

$$[\sigma_s] - \frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h}{2\xi_{c,\min} x_2 x_3} \left[ \frac{6(\pi - 2)x_1}{\pi x_2} + 1 \right] \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (33)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(1)} - 0,798 \sqrt{\frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h(\Delta_h + x_2 + 2x_4 + 2x_1)}{\xi_{c,\min}(\theta_e + \theta_{ir})x_3(2x_1 + x_2)(\Delta_h + 2x_4)}} \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right) \geq 0; \quad (34)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(2)} - 0,798 \sqrt{\frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h(\Delta_h + x_2 + 2x_4 + 2x_1)}{\xi_{c,\min}(\theta_e + \theta_d)x_3(2x_1 + x_2)(\Delta_h + x_4 + 2x_1 + x_2)}} \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right) \geq 0, \quad (35)$$

где  $\varphi_{bh,\min}$ ,  $\varphi_{bh,\max}$  - минимальное и максимальное допустимое по условию проектирования значение коэффициента соотношения размеров поперечного сечения  $\varphi_{bh} = h_r/b_r$ ;  $[\delta]$  - минимальная толщина промежуточного кольца.

Целевые функции (16) и (25) определяют объем кольцевого сектора, занимаемого одним упругим элементом, а ограничения (20) и (31) – условие отсутствия взаимного контакта соседних упругих элементов с учетом их бокового выпучивания под действием максимальной силы  $P_{\max}$ .

В качестве примера использования предложенного подхода к проектированию кольцевых упругих элементов демпферного устройства цилиндрического шарнира шарнирно-сочлененной грузовой стрелы крано-манипуляторной установки мобильной машины был рассмотрен узел соединения стрелы с грузозахватным органом мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [5]. Материал металлоконструкции стрелы – низколегированная конструкционная сталь 09Г2С (класс прочности 390). Характерные конструктивные размеры шарнира: диаметр шарнирного пальца и номинальный диаметр отверстия в проушине  $d_p \approx \Delta_h = 50$  мм, ширина шарнира  $l_h = 140$  мм. Нормативный коэффициент для оценки предельно допустимой величины люфта в отверстии шарнира был принят  $\varphi_\Delta = 1,04$ . Характерные размеры демпферного устройства: число упругих элементов  $n_e = 6, 8$  и  $12$ , минимальное и максимальное допустимое значение коэффициента соотношения размеров поперечного сечения  $\varphi_{bh,\min} = 0,4$  и  $\varphi_{bh,\max} = 3$ , минимальная толщина промежуточного кольца  $[\delta] = 10$  мм. Требуемая эквивалентная жесткость демпферного устройства шарнира варьировалась в интервале  $[C] = 1 \dots 100$  МН/м.

Результаты оптимального проектирования кольцевых упругих элементов кругового и прямоугольного поперечных сечений в соответствии с задачами оптимизации (16)-(24) и (25)-(35) в зависимости от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  демпферного устройства при различном числе упругих элементов  $n_e$  показаны на рис. 5-7.

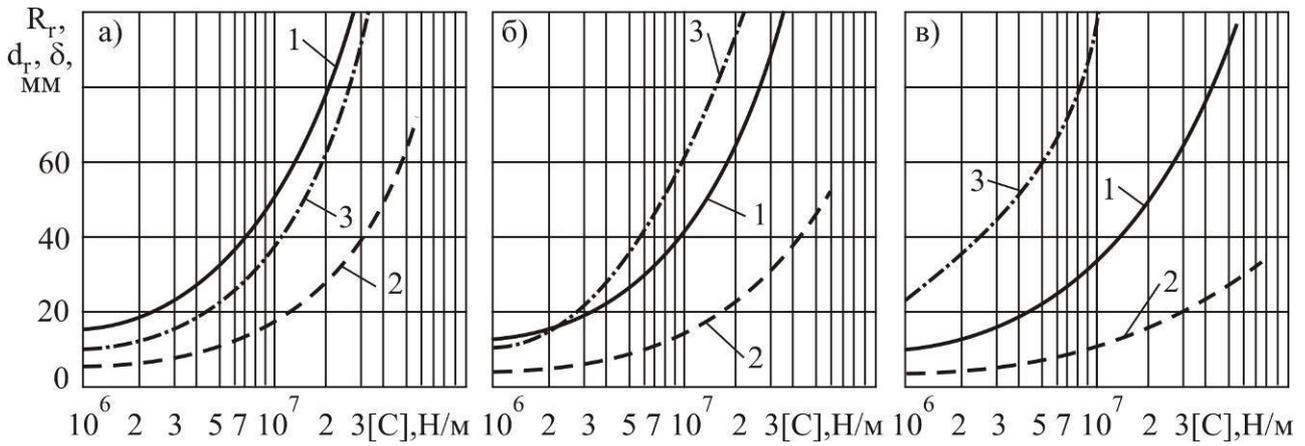


Рис. 5. Зависимость оптимальных размеров кольцевого упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа упругих элементов  $n_e$ : а -  $n_e = 6$ ; б -  $n_e = 8$ ; в -  $n_e = 12$ ; 1 -  $R_r$ ; 2 -  $d_r$ ; 3 -  $\delta$

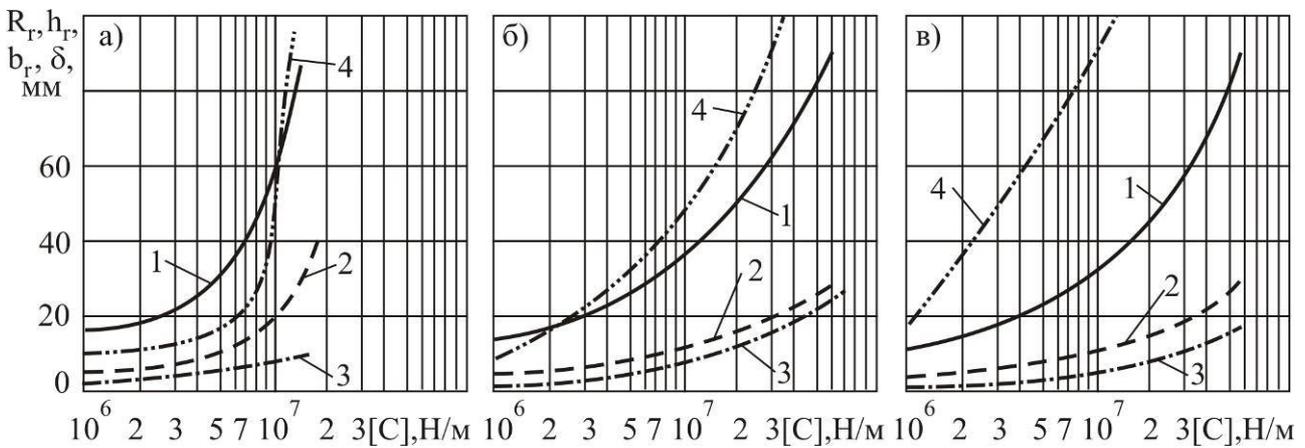


Рис. 6. Зависимость оптимальных размеров кольцевого упругого элемента прямоугольного поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа упругих элементов  $n_e$ : а -  $n_e = 6$ ; б -  $n_e = 8$ ; в -  $n_e = 12$ ; 1 -  $R_r$ ; 2 -  $h_r$ ; 3 -  $b_r$ ; 4 -  $\delta$

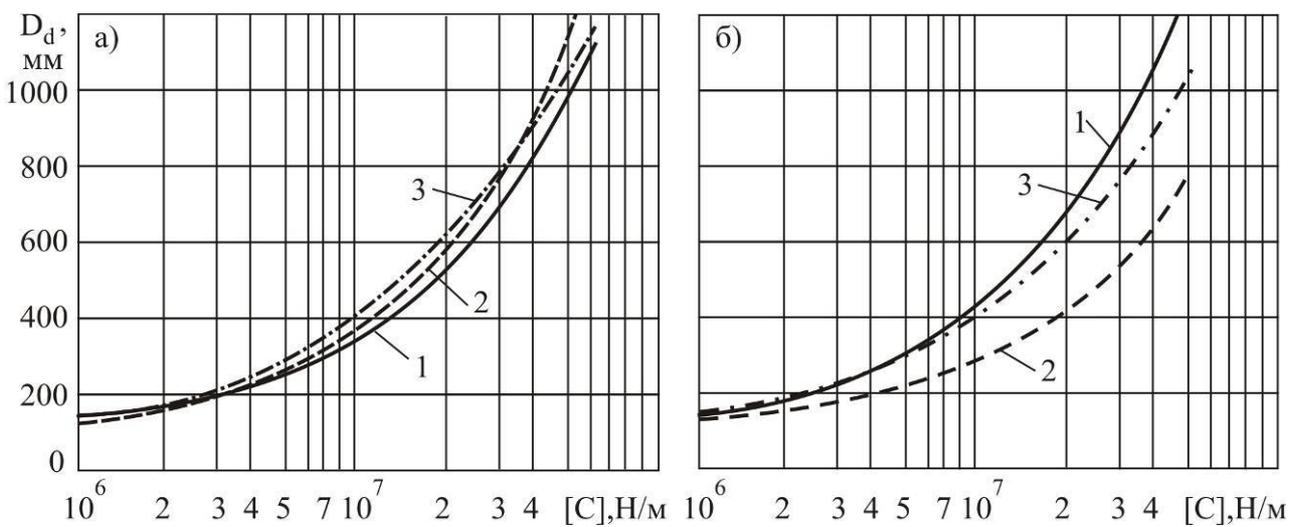


Рис. 7. Зависимость величины диаметра демпферного устройства  $D_d$  при оптимальных размерах кольцевых упругих элементов от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа упругих элементов  $n_e$ : а – круговое поперечное сечение; б – прямоугольное поперечное сечение; 1 -  $n_e = 6$ ; 2 -  $n_e = 8$ ; 3 -  $n_e = 12$

Расчеты показывают, что оптимумы целевых функций (12) и (19) лежат на ограничениях (20) и (31) соответственно, т.е. оптимальные размеры кольцевых упругих элементов лимитируются условиями их взаимной компоновки вокруг шарнирного пальца. При этом жесткость отдельного упругого элемента  $c_e$  практически совпадает со своим требуемым значением  $[C]/\xi_{c,\min}$ , накладываемым ограничениями (17) и (26), превышая его лишь на 0,01...0,03 %. Аналогичная ситуация характерна и для технологических ограничений (18) и (27), так как накладываемое условиями изготовления колец минимальное соотношение размеров  $R_r/d_r = 3$  (для кругового поперечного сечения) или  $R_r/h_r = 3$  (для прямоугольного поперечного сечения) весьма незначительно превышает в оптимальных кольцевых упругих элементах. Однако прочностные ограничения (21), (22) и (32), (33) не оказывают влияния на значения оптимальных размеров, так как упругие элементы после их оптимизации испытывают действие напряжений растяжения и сжатия, составляющих порядка 5...10% и 20...90% от величины допустимых напряжений разрушения материала  $[\sigma_p]$  и  $[\sigma_s]$  соответственно. Это обстоятельство должно положительно сказываться на показателях надежности (долговечности и безотказности) демпферного устройства в целом в процессе эксплуатации крано-манипуляторной установки мобильной машины.

Приоритетное влияние условия взаимной компоновки кольцевых упругих элементов вокруг шарнирного пальца на их оптимальные размеры также сказывается и на габаритном размере демпферного устройства в целом – его диаметре

$$D_d = 2(2R_r + d_r + \delta + d_p/2) \quad \text{или} \quad D_d = 2(2R_r + h_r + \delta + d_p/2).$$

Как видно из анализа графиков на рис. 7, величина  $D_d$  однозначно зависит от требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства, возрастая с ростом  $[C]$ , однако неоднозначно зависит от числа использованных в конструкции упругих элементов  $n_e$ . Последнее обусловлено тем, что определяющий вклад в увеличение диаметра демпферного устройства  $D_d$  вносит увеличение толщины промежуточного кольца  $\delta$ . Увеличение  $\delta$  наблюдается при реализации двух разнонаправленных процессов:

1) уменьшения в конструкции демпферного устройства числа упругих элементов, что приводит к увеличению оптимальных размеров упругих элементов  $D_r = 2R_r + d_r$  (или  $D_r = 2R_r + h_r$ ) в связи с необходимостью повышения их требуемой жесткости  $[c_e]$ ;

2) увеличения числа упругих элементов  $n_e$ , что приводит к уменьшению углового шага установки упругих элементов  $\Delta\alpha$ , которое полностью не компенсируется за счет уменьшения оптимальных размеров элементов.

Очевидно, практически важная проблема снижения габаритных размеров демпферного устройства для заданной величины его требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  может быть решена путем уменьшения оптимальных размеров упругих элементов при сохранении достаточно большого углового шага их установки. Конструктивно данное требование может быть реализовано в модернизированном демпферном устройстве путем установки параллельно двух или трех рядов упругих элементов (рис. 8), имеющих относительный сдвиг в окружном направлении на угол  $\Delta\alpha/2$  или  $\Delta\alpha/3$  соответственно.

Результаты расчета оптимальных размеров кольцевых упругих элементов кругового поперечного сечения при одно-, двух- и трехрядном их расположении в конструкции демпферного устройства цилиндрического шарнира приведены на рис. 9. В каждом ряду было установлено по 8 однотипных упругих элементов с угловым шагом  $\Delta\alpha = 45^\circ$ . Таким образом, для однорядной конструкции общее число элементов  $n_e = 8$ , угловой шаг элементов вокруг шарнирного пальца  $\Delta\alpha = 45^\circ$  и минимальное значение коэффициента пропорциональности  $\xi_{c,\min} = 2,41$ ; для двухрядной -  $n_e = 16$ ,  $\Delta\alpha = 22,5^\circ$  и  $\xi_{c,\min} = 5,03$ ; для трехрядной -  $n_e = 24$ ,  $\Delta\alpha = 15^\circ$  и  $\xi_{c,\min} = 7,6$ .

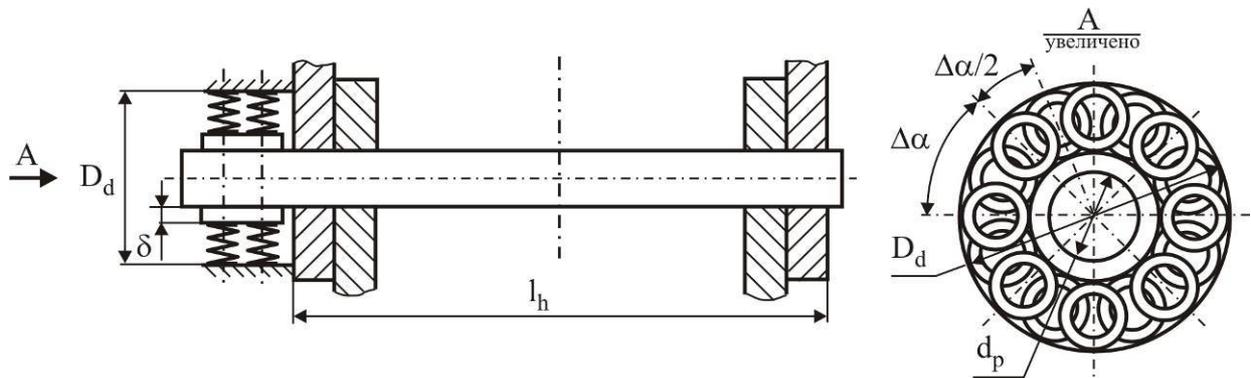


Рис. 8. Модернизированная конструкция демпферного устройства с двухрядной установкой кольцевых упругих элементов

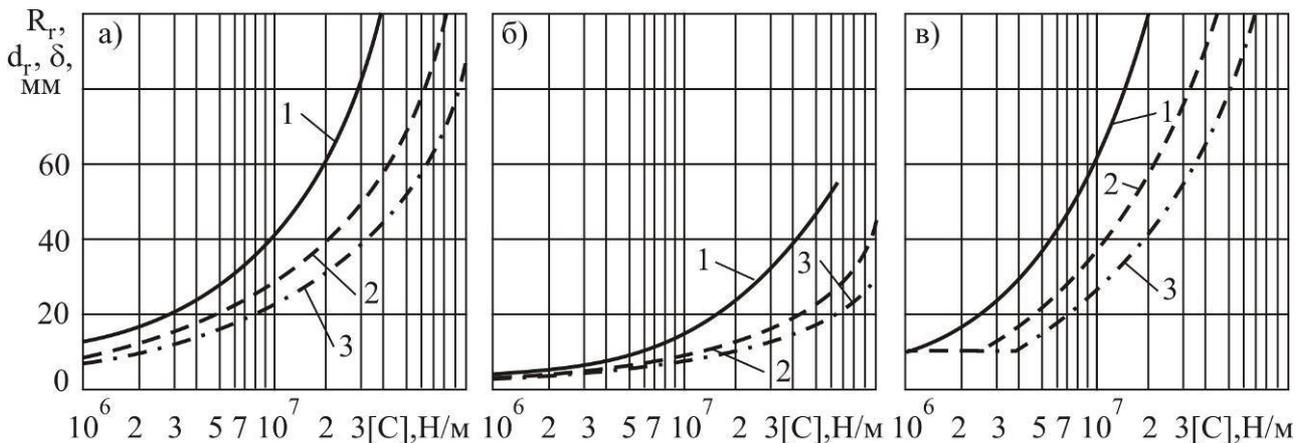


Рис. 9. Зависимость оптимальных размеров кольцевого упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа рядов установки упругих элементов: а -  $R_r$ ; б -  $d_r$ ; в -  $\delta$ ; 1 – однорядная установка; 2 – двухрядная; 3 – трехрядная

Расчеты подтверждают эффективность многорядной установки кольцевых упругих элементов. Причем эффективность определяется не только уменьшением всех оптимальных размеров элементов и диаметра самого демпферного устройства, но и возможностью получения более высоких значений его эквивалентной жесткости  $[C]$ . Как результат, конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой кольцевых упругих элементов с круговым поперечным сечением можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах  $1 \dots 10$  МН/м, с двухрядной установкой –  $(2 \dots 4) \dots (15 \dots 20)$  МН/м, с трехрядной установкой –  $(3 \dots 5) \dots (20 \dots 30)$  МН/м. Аналогичные рекомендации характерны и для кольцевых упругих элементов с прямоугольным поперечным сечением.

**Дуговой упругий элемент.**

Расчетная схема элемента приведена на рис. 10. Будем рассматривать такую установку упругих элементов в демпферном устройстве, при которой они даже в состоянии своего наибольшего деформирования под действием максимально возможной силы  $P_{max}$  не вступают в контакт с соседними элементами. Это условие позволяют рассматривать упругие элементы как статически определимые конструкции с шарнирным опиранием по концам дуги  $\gamma_d$ .

Каждый дуговой упругий элемент демпферного устройства цилиндрического шарнира испытывает нагружение со стороны перемещающегося шарнирного пальца сосредоточенной силой  $P$ , которая вызывает смещение точки приложения силы (при  $\Theta = 0$ ) относительно центра кольца на величину

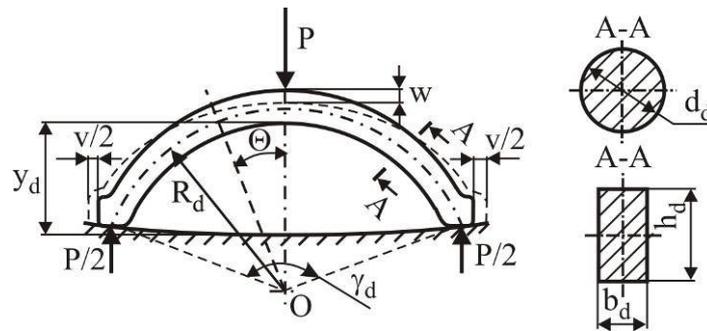


Рис. 10. Расчетная схема дугового упругого элемента

$$w = \frac{PR_d}{2E} \left\{ \frac{R_d^2}{J} \left[ \gamma_d + 1,5 \sin \gamma_d + \left( \gamma_d \sin \frac{\gamma_d}{2} - 4 \right) \sin \frac{\gamma_d}{2} \right] + \frac{1}{4F} (2\gamma_d - \sin \gamma_d) \right\} \quad (36)$$

и приводит к появлению в материале элемента изгибающего момента

$$M(\Theta) = \frac{PR_d}{2} \left( \sin \frac{\gamma_d}{2} - \sin \Theta \right)$$

и продольной силы

$$N(\Theta) = -0,5P \sin \Theta,$$

где  $\gamma_d$  - центральный угол упругого элемента.

Наибольшие нормальные напряжения растяжения и сжатия, обусловленные действием изгибающего момента, возникают в сечении  $\Theta=0$  и составляют

$$\sigma_{e,\max}^+ = \frac{P_{\max} R_d}{2W} \sin \frac{\gamma_d}{2}, \quad (37)$$

$$\sigma_{e,\max}^- = -\frac{P_{\max} R_d}{2W} \sin \frac{\gamma_d}{2}. \quad (38)$$

Как и в случае кольцевых амортизирующих элементов, для дуговых элементов их работоспособность также лимитируется величиной контактных напряжений, возникающих на площадках контакта «упругий элемент-промежуточное кольцо» и «упругий элемент-корпус демпферного устройства». Условия работоспособности дуговых амортизирующих элементов и сопряжения в целом выражаются неравенствами (3) и (4).

Зависимость (36) позволяет определить жесткость дугового упругого элемента:

$$c_e = \frac{P}{w} = \frac{2E}{R_d} \left\{ \frac{R_d^2}{J} \left[ \gamma_d + 1,5 \sin \gamma_d + \left( \gamma_d \sin \frac{\gamma_d}{2} - 4 \right) \sin \frac{\gamma_d}{2} \right] + \frac{1}{4F} (2\gamma_d - \sin \gamma_d) \right\}^{-1}. \quad (39)$$

Учитывая, что дуговой упругий элемент может иметь как с круговое, так и прямоугольное поперечное сечение, зависимости (37)-(39) могут быть конкретизированы:

- для кругового поперечного сечения

$$\sigma_{e,\max}^+ = \frac{16P_{\max} R_d}{\pi d_d^3} \sin \frac{\gamma_d}{2};$$

$$\sigma_{e,\max}^- = -\frac{16P_{\max} R_d}{\pi d_d^3} \sin \frac{\gamma_d}{2};$$

$$\sigma_H^{(1)} = 0,364 \sqrt[3]{P_{\max} \frac{\left[ \left( R_d + \frac{d_d}{2} \right) d_d + (R_d + d_d) \left( \frac{\Delta_h}{2} + \delta \right) \right]^2}{(\theta_e + \theta_{ir}) d_d \left( R_d + \frac{d_d}{2} \right) \left( \frac{\Delta_h}{2} + \delta \right)}};$$

$$\sigma_H^{(2)} = 0,459 \sqrt[3]{P_{\max} \left\langle \frac{\Delta_h + 2\delta + 2R_d \left[ 1 - \cos\left(\frac{\gamma_d}{2}\right) \right]}{(\theta_e + \theta_d)d_d \left\{ \Delta_h + d_d + 2\delta + 2R_d \left[ 1 - \cos\left(\frac{\gamma_d}{2}\right) \right] \right\}} \right\rangle^2};$$

$$c_e = \frac{2\pi E d_d^2}{R_d} \left\{ \left( \frac{8R_d}{d_d} \right)^2 \left[ \gamma_d + 1,5 \sin \gamma_d + \left( \gamma_d \sin \frac{\gamma_d}{2} - 4 \right) \sin \frac{\gamma_d}{2} \right] + (2\gamma_d - \sin \gamma_d) \right\}^{-1};$$

- для прямоугольного поперечного сечения

$$\sigma_{e,\max}^+ = \frac{3P_{\max} R_d}{b_r h_r^2} \sin \frac{\gamma_d}{2};$$

$$\sigma_{e,\max}^- = -\frac{3P_{\max} R_d}{b_r h_r^2} \sin \frac{\gamma_d}{2};$$

$$\sigma_H^{(1)} = 0,798 \sqrt{P_{\max} \frac{(\Delta_h + h_d + 2\delta + 2R_d)}{(\theta_e + \theta_{ir}) b_d (2R_d + h_d) (\Delta_h + 2\delta)}};$$

$$\sigma_H^{(2)} = \frac{P_{\max}}{2h_d b_d};$$

$$c_e = \frac{2Eb_r h_r}{R_d} \left\{ 3 \left( \frac{2R_d}{h_d} \right)^2 \left[ \gamma_d + 1,5 \sin \gamma_d + \left( \gamma_d \sin \frac{\gamma_d}{2} - 4 \right) \sin \frac{\gamma_d}{2} \right] + \frac{1}{4} (2\gamma_d - \sin \gamma_d) \right\}^{-1}.$$

Вектор управляемых параметров  $\{x\}$  в задаче оптимизации дугового упругого элемента имеет различную размерность и структуру в зависимости от формы поперечного сечения:

- для кругового поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4\} = \{R_d \ d_d \ \delta \ \gamma_d\};$$

- для прямоугольного поперечного поперечного сечения

$$\{x\}^T = \{x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5\} = \{R_d \ h_d \ b_d \ \delta \ \gamma_d\},$$

тогда как вектор неуправляемых параметров  $\{z\}$  одинаков и соответствует (15).

Принимая в качестве критерия оптимизации критерий обеспечения минимума объема, занимаемого упругим элементом, задача оптимизации (5)-(8) будет формулироваться:

- для упругого элемента с круговым поперечным сечением

$$Ц(\{x\}, \{z\}) = \frac{\pi}{2n_e} \left\{ [d_p + 2x_3 + 2x_1(1 - \cos x_4) + x_2]^2 - (d_p + 2x_3)^2 \right\} x_2 \rightarrow \min \quad (40)$$

при ограничениях

$$\frac{2\pi E x_2^2}{x_1} \left\{ \left( \frac{8x_1}{x_2} \right)^2 \left[ x_4 + 1,5 \sin x_4 + \left( x_4 \sin \frac{x_4}{2} - 4 \right) \sin \frac{x_4}{2} \right] + (2x_4 - \sin x_4) \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{e,\min}} \geq 0; \quad (41)$$

$$x_1 / x_2 - 3 \geq 0; \quad (42)$$

$$x_3 - [\delta] \geq 0; \quad (43)$$

$$\pi - x_4 \geq 0; \quad (44)$$

$$x_4 - \gamma_{d,\min} \geq 0; \quad (45)$$

$$\left[ d_p + x_2 + 2x_3 + 2x_1 \left( 1 - \cos \frac{x_4}{2} \right) \right] \sin \frac{\Delta\alpha}{2} - 2x_1 \sin \frac{x_4}{2} - x_2 - \quad (46)$$

$$-\frac{4(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c,\min} E x_2^2} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \left\{ 2 \left(\frac{2x_1}{x_2}\right)^2 \left[ \sin^2 \frac{x_4}{2} - \frac{x_4}{2} \sin x_4 + 2 \left(1 - \cos \frac{x_4}{2}\right) \right] - \sin^2 \frac{x_4}{2} \right\} \geq 0;$$

$$x_1 \left(1 - \cos \frac{x_4}{2}\right) - \frac{x_2}{2} - \frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h k_d x_1}{2\pi \xi_{c,\min} E x_2^2} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \times$$

$$\times \left\{ \left(\frac{8x_1}{x_2}\right)^2 \left[ x_4 + 1,5 \sin x_4 + \left(x_4 \sin \frac{x_4}{2} - 4\right) \sin \frac{x_4}{2} \right] + 2x_4 - \sin x_4 \right\} \geq 0; \quad (47)$$

$$[\sigma_p] - \frac{16(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c,\min} x_2^3} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \sin \frac{x_4}{2} \quad (48)$$

$$[\sigma_s] - \frac{16(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h x_1}{\pi \xi_{c,\min} x_2^3} \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right) \sin \frac{x_4}{2}; \quad (49)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(1)} - 0,364 \sqrt[3]{\frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h}{\xi_{c,\min}} \left[ \frac{\left(x_1 + \frac{x_2}{2}\right)x_2 + (x_1 + x_2)\left(\frac{\Delta_h}{2} + x_3\right)}{(\theta_e + \theta_{ir})x_2 \left(x_1 + \frac{x_2}{2}\right)\left(\frac{\Delta_h}{2} + x_3\right)} \right]^2 \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right)} \geq 0; \quad (50)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(2)} - 0,459 \sqrt[3]{\frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h}{\xi_{c,\min}} \left\langle \frac{\Delta_h + 2x_3 + 2x_1 \left[1 - \cos\left(\frac{x_4}{2}\right)\right]}{(\theta_e + \theta_d)x_2 \left\{ \Delta_h + x_2 + 2x_3 + 2x_1 \left[1 - \cos\left(\frac{x_4}{2}\right)\right] \right\}} \right\rangle^2 \left(\frac{x_2}{2l_h} + 1\right)} \geq 0; \quad (51)$$

- для упругого элемента с прямоугольным поперечным сечением

$$\Pi(\{x\}, \{z\}) = \frac{\pi}{2n_e} \left\{ [d_p + 2x_4 + 2x_1(1 - \cos x_5) + x_2]^2 - (d_p + 2x_4)^2 \right\} x_3 \rightarrow \min \quad (52)$$

при ограничениях

$$\frac{2Ex_2x_3}{x_1} \left\{ 3 \left(\frac{2x_1}{x_2}\right)^2 \left[ x_5 + 1,5 \sin x_5 + \left(x_5 \sin \frac{x_5}{2} - 4\right) \sin \frac{x_5}{2} \right] + \frac{1}{4} (2x_5 - \sin x_5) \right\}^{-1} - \frac{[C]}{\xi_{c,\min}} \geq 0; \quad (53)$$

$$x_1 / x_2 - 3 \geq 0; \quad (54)$$

$$x_4 - [\delta] \geq 0 \quad (55)$$

$$\pi - x_5 \geq 0; \quad (56)$$

$$x_5 - \gamma_{d,\min} \geq 0; \quad (57)$$

$$\varphi_{bh,\max} - x_2 / x_3 \geq 0; \quad (58)$$

$$x_2 / x_3 - \varphi_{bh,\min} \geq 0; \quad (59)$$

$$\left[ d_p + x_2 + 2x_4 + 2x_1 \left(1 - \cos \frac{x_5}{2}\right) \right] \sin \frac{\Delta\alpha}{2} - 2x_1 \sin \frac{x_5}{2} - x_2 -$$

$$-\frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h x_1}{\xi_{c,\min} E x_2 x_3} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1\right) \left\{ 1,5 \left(\frac{2x_1}{x_2}\right)^2 \left[ \sin^2 \frac{x_5}{2} - \frac{x_5}{2} \sin x_5 + 2 \left(1 - \cos \frac{x_5}{2}\right) \right] - \sin^2 \frac{x_5}{2} \right\} \geq 0; \quad (60)$$

$$x_1 \left(1 - \cos \frac{x_5}{2}\right) - \frac{x_2}{2} - \frac{(\varphi_{\Delta}-1)[C]\Delta_h k_d x_1}{2\xi_{c,\min} E x_2 x_3} \left(\frac{x_3}{2l_h} + 1\right) \times \quad (61)$$

$$\times \left\{ 3 \left( \frac{2x_1}{x_2} \right)^2 \left[ x_5 + 1,5 \sin x_5 + \left( x_5 \sin \frac{x_5}{2} - 4 \right) \sin \frac{x_5}{2} \right] + \frac{1}{4} (2x_5 - \sin x_5) \right\} \geq 0;$$

$$[\sigma_p] - \frac{3(\varphi_\Delta - 1)([C]\Delta_h x_1 \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right))}{\xi_{c,\min} x_3 x_2^2} \sin \frac{x_5}{2} \geq 0; \quad (62)$$

$$[\sigma_s] - \frac{3(\varphi_\Delta - 1)([C]\Delta_h x_1 \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right))}{\xi_{c,\min} x_3 x_2^2} \sin \frac{x_5}{2} \geq 0; \quad (63)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(1)} - 0,798 \sqrt{\frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h(\Delta_h + x_2 + 2x_4 + 2x_1) \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right)}{\xi_{c,\min}(\theta_e + \theta_{ir})x_3(2x_1 + x_2)(\Delta_h + 2x_4)}} \geq 0; \quad (64)$$

$$[\sigma_H]_{\min}^{(2)} - \frac{(\varphi_\Delta - 1)[C]\Delta_h \left( \frac{x_3}{2l_h} + 1 \right)}{2\xi_{c,\min} x_2 x_3} \geq 0, \quad (65)$$

где  $\gamma_{d,\min}$  - центральный угол дугового упругого элемента, минимально допустимый по технологическим условиям его изготовления;  $k_d$  - коэффициент кратности максимального перемещения  $w_{\max}$  под действием силы  $P_{\max}$  величине просвета дугового элемента  $y_d$  (рис. 10).

Целевые функции (40) и (52) определяют объем кольцевого сектора, занимаемого одним упругим элементом, а ограничения (46) и (60) – условие отсутствия взаимного контакта соседних упругих элементов с учетом их бокового расширения на величину

$$v = \frac{P_{\max} R_d}{E} \left\{ \frac{R_d^2}{2J} \left[ \sin^2 \frac{\gamma_d}{2} - \frac{\gamma_d}{2} \sin \gamma_d + 2 \left( 1 - \cos \frac{\gamma_d}{2} \right) \cos \frac{\gamma_d}{2} \right] - \frac{1}{F} \sin^2 \frac{\gamma_d}{2} \right\}$$

под действием максимальной силы  $P_{\max}$ .

Результаты оптимального проектирования дуговых упругих элементов кругового и прямоугольного поперечных сечений в соответствии с задачами оптимизации (40)-(51) и (52)-(65) в зависимости от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  демпферного устройства при различном числе упругих элементов  $n_e$  показаны на рис. 11 и 12. Расчеты дуговых элементов были выполнены для тех же условий, что и приведенные выше расчеты кольцевых упругих элементов. Габаритный размер демпферного устройства в целом, выражаемый его диаметром  $D_d$ , определялся по одной из зависимостей

$$D_d = d_p + d_d + 2\delta + 2R_d \left( 1 - \cos \frac{\gamma_d}{2} \right) \quad \text{или} \quad D_d = d_p + h_d + 2\delta + 2R_d \left( 1 - \cos \frac{\gamma_d}{2} \right).$$

Результаты анализа решения оптимизационных задач (40)-(51) и (52)-(65) применительно к дуговым упругим элементам в целом соответствуют результатам выполненного выше анализа решения задач оптимизации кольцевых элементов (16)-(24) и (25)-(35), хотя имеется ряд принципиальных отличий.

Оптимумы целевых функций (40) и (52) также лежат на ограничениях (46) и (60) соответственно, т.е. оптимальные размеры кольцевых упругих элементов также лимитируются условиями их взаимной компоновки вокруг шарнирного пальца. Однако они в большинстве случаев дополнительно лежат и на ограничениях (45) и (57), которые определяют размеры упругих элементов в радиальном направлении. Аналогичная ситуация характерна и для технологических ограничений (42) и (54), так как накладываемое условиями допустимой относительной кривизны дуговых элементов минимальное соотношение размеров  $R_d/d_d = 3$  (для кругового поперечного сечения) или  $R_d/h_d = 3$  (для прямоугольного поперечного сечения) весьма незначительно превышает в оптимальных кольцевых упругих элементах. В отличие от кольцевых элементов жесткость отдельного дугового упругого элемента  $c_e$  может заметно (до 1,5...2 раз) превышать свое требуемое значение  $[C]/\xi_{c,\min}$ , накладываемое ограничения-

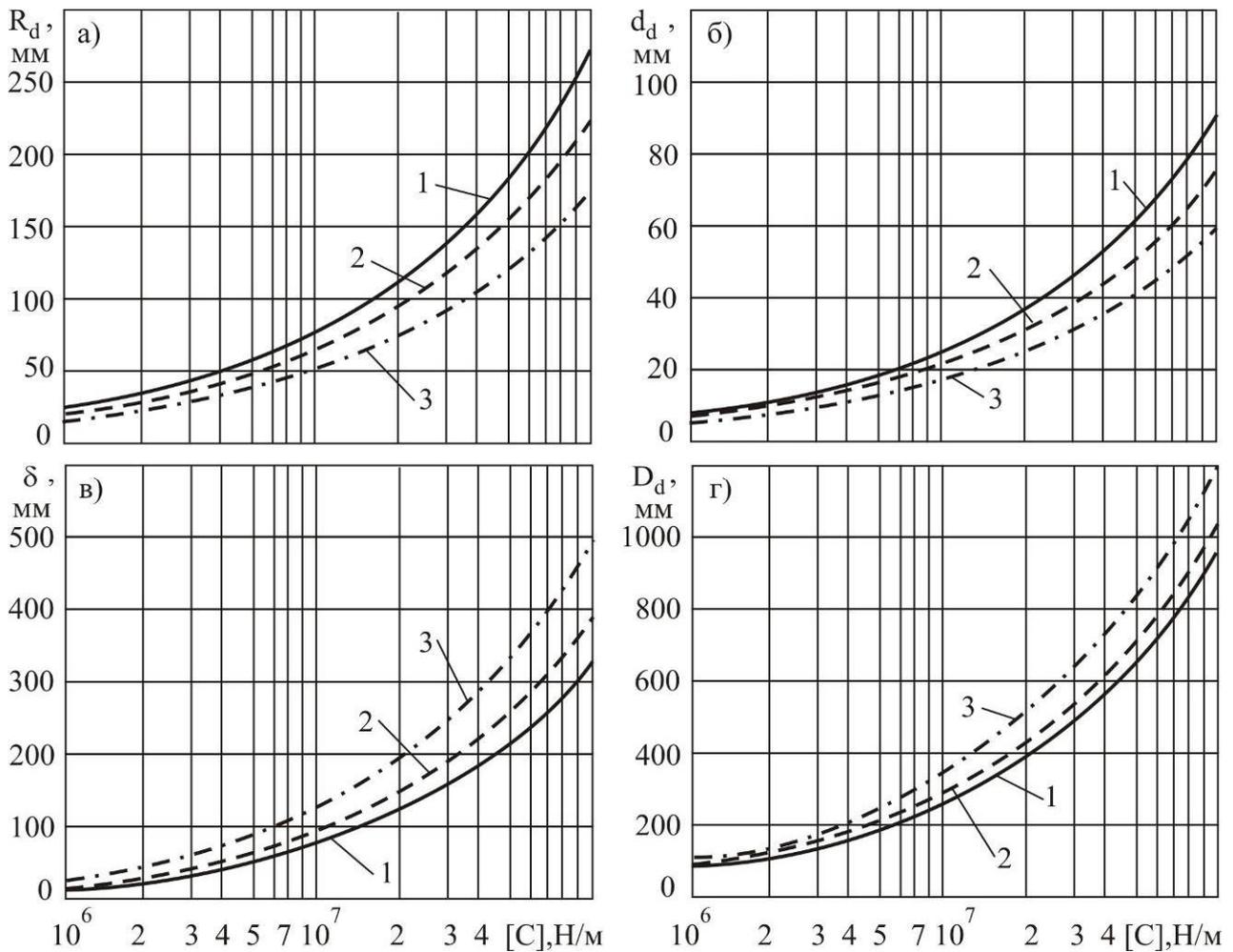


Рис. 11. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа упругих элементов  $n_e$  (для  $\gamma_{d,\min} = 90^\circ$ ): а -  $R_d$ ; б -  $d_d$ ; в -  $\delta$ ; г -  $D_d$ ; 1 -  $n_e = 6$ ; 2 -  $n_e = 8$ ; 3 -  $n_e = 12$

ми (41) и (53), а прочностные ограничения по растягивающим напряжениям изгиба (48) и (62) незначительно (до 10% от значения  $[\sigma_p]$ ) превышают 0.

Для дуговых упругих элементов в большей мере заметны различия в результатах оптимизации размеров для кругового и прямоугольного поперечного сечений. Если в случае кругового поперечного сечения оптимальное значение угла  $\gamma_d$  практически всегда совпадает с принятым при расчете значением угла  $\gamma_{d,\min}$  (за исключением малых значений  $\gamma_{d,\min} \sim 60^\circ$  и менее, когда просвет  $y_d$  близок к допустимой величине  $k_d w_{\max}$ ), то для прямоугольного сечения оптимальное значение угла  $\gamma_d$  меняется в широких пределах в зависимости от требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства  $[C]$  (рис. 12).

Если в интервале эквивалентной жесткости демпферных устройств  $[C]$  до 10 МН/м дуговые упругие элементы с разными формами поперечных сечений имеют примерно одинаковые конструктивные размеры, то при больших значениях  $[C]$  различия в размерах растут нелинейно и преимущество элементов с круговым поперечным сечением оказывается неоспоримым.

Результаты оптимального проектирования дуговых упругих элементов кругового поперечного сечения в зависимости от величины  $\gamma_{d,\min}$  (при  $n_e = 8$ ) показаны на рис. 13. Анализ влияния задаваемого при оптимизации угла  $\gamma_{d,\min}$  на показатель компактности демпфер-

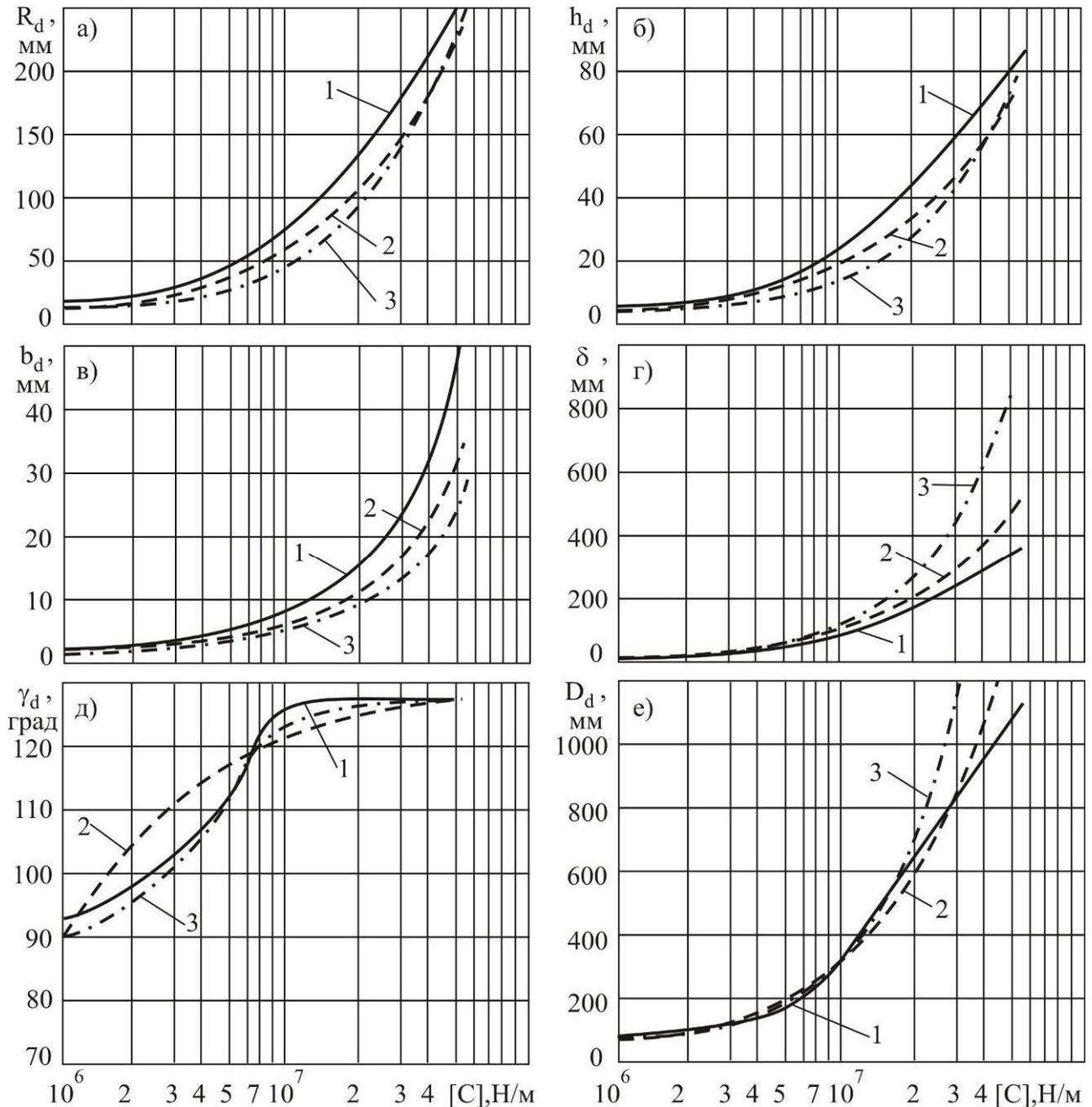


Рис. 12. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента прямоугольного поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа упругих элементов  $n_e$  (для  $\gamma_{d,\min} = 90^\circ$ ): а -  $R_d$ ; б -  $h_d$ ; в -  $b_d$ ; г -  $\delta$ ; д -  $\gamma_d$ ; е -  $D_d$ ;  
 1 -  $n_e = 6$ ; 2 -  $n_e = 8$ ; 3 -  $n_e = 12$

ного устройства - габаритный диаметр  $D_d$  - позволяет сделать вывод о том, что этот угол в интервале рассмотренных значений  $60^\circ \dots 120^\circ$  обуславливает минимум величины  $D_d$  (рис. 14). Положение точки минимума  $(D_d)_{\min}$  не зависит от требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства  $[C]$  и соответствует  $\gamma_{d,\min} \approx 74^\circ$ . Однако с увеличением значения жесткости  $[C]$  минимум функции  $(D_d)_{\min} \sim \gamma_{d,\min}$  становится более выраженным. С целью унификации дуговых упругих элементов различной жесткости  $c_e$  можно рекомендовать изготавливать их с одинаковым углом  $\gamma_d$ , равным, например,  $75^\circ, 80^\circ$  или  $90^\circ$ .

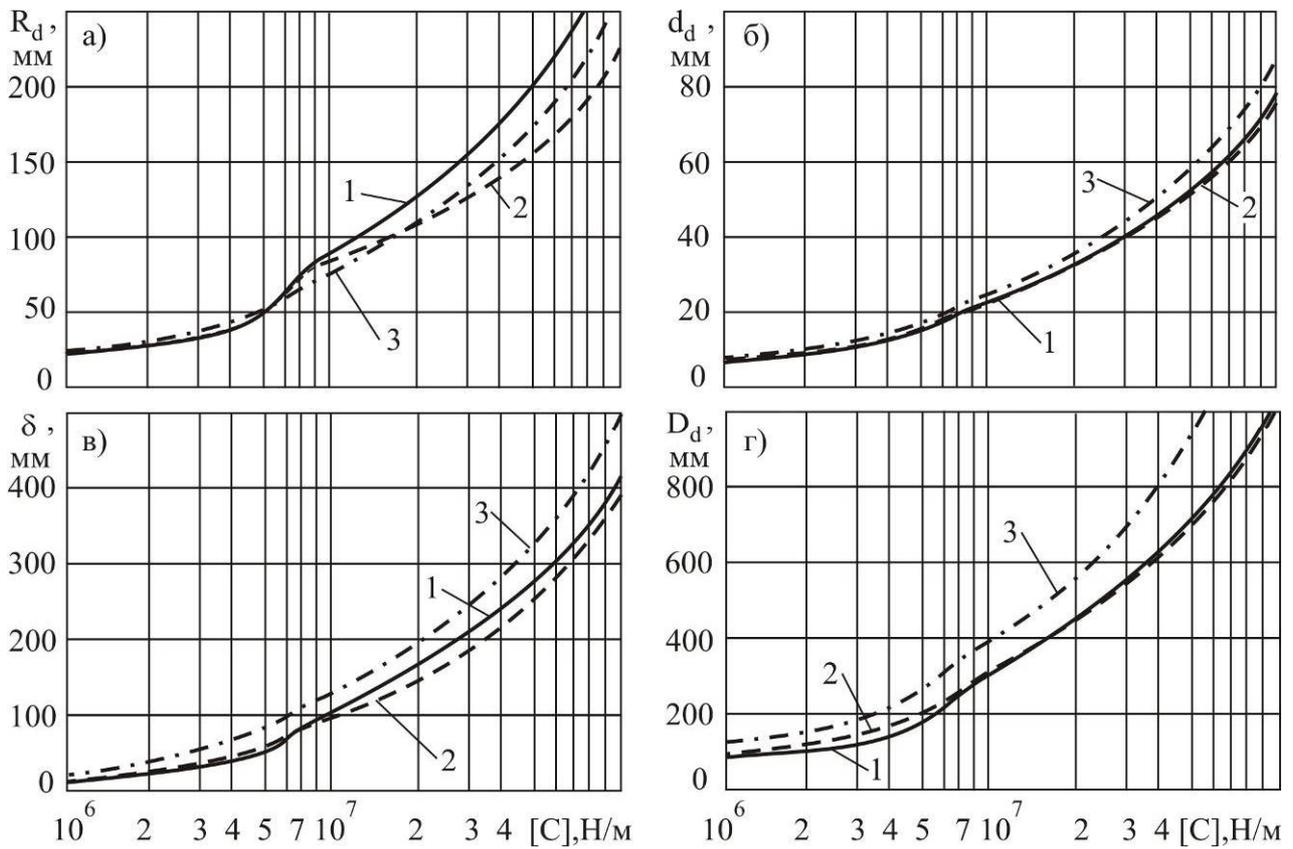


Рис. 13. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и центрального угла, минимально допустимый по технологическим условиям,  $\gamma_{d,\min}$  (для  $n_e = 8$ ):

а -  $R_d$ ; б -  $d_d$ ; в -  $\delta$ ; г -  $D_d$ ; 1 -  $\gamma_{d,\min} = 60^\circ$ ; 2 -  $\gamma_{d,\min} = 90^\circ$ ; 3 -  $\gamma_{d,\min} = 120^\circ$

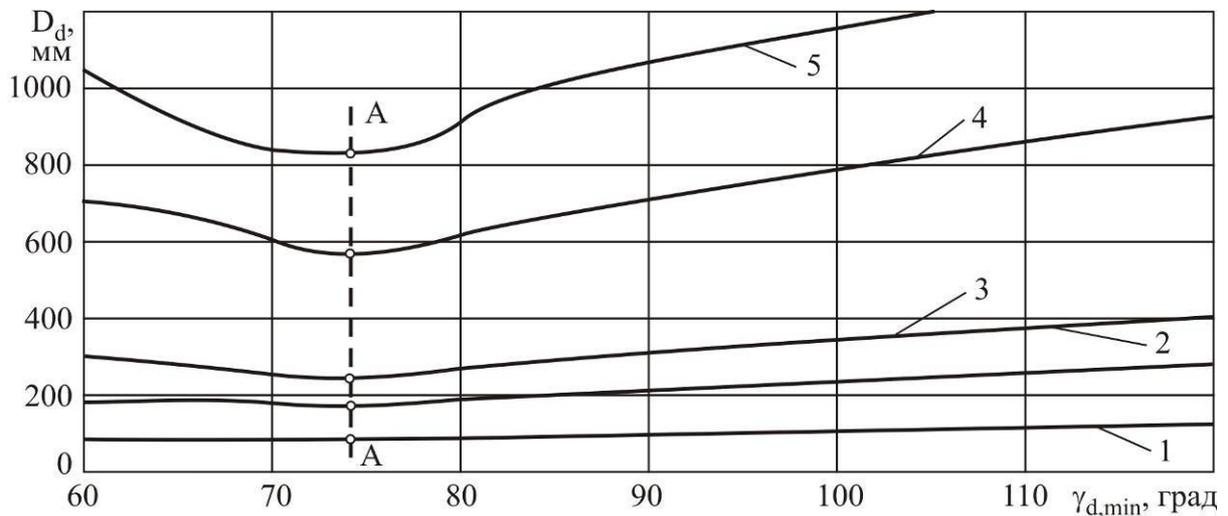


Рис. 14. Влияние угла  $\gamma_{d,\min}$  на габаритный диаметр  $D_d$  демпферного устройства при различной требуемой эквивалентной жесткости демпферного устройства  $[C]$ :

1 -  $[C] = 1$  МН/м; 2 -  $[C] = 5$  МН/м; 3 -  $[C] = 10$  МН/м; 4 -  $[C] = 50$  МН/м; 5 -  $[C] = 100$  МН/м;  
 А-А – геометрическое место точек  $(D_d)_{\min}$

Как и в случае кольцевых упругих элементов, многорядная установка дуговых элементов однозначно положительно сказывается на повышении компактности демпферного устройства при сохранении его требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$ . Результаты расче-

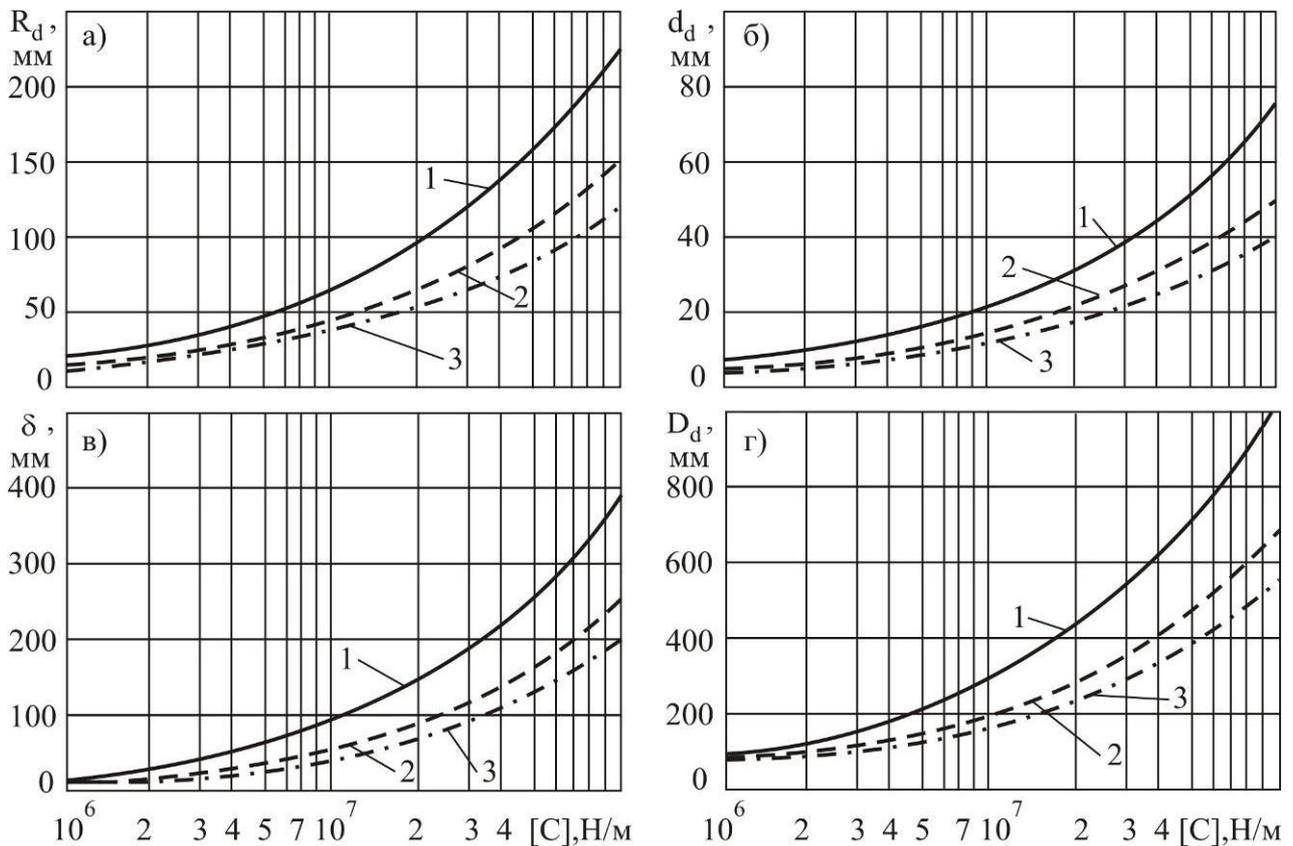


Рис. 15. Зависимость оптимальных размеров дугового упругого элемента кругового поперечного сечения от требуемой эквивалентной жесткости  $[C]$  и числа рядов установки упругих элементов (для  $\gamma_{d,\min} = 90^\circ$ ): а -  $R_d$ ; б -  $d_d$ ; в -  $\delta$ ; г -  $D_d$ ; 1 – однорядная установка; 2 – двухрядная; 3 – трехрядная

тов для одно-, двух- и трехрядной установки упругих элементов показаны на рис. 15. Конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой дуговых упругих элементов с круговым поперечным сечением можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах 1...10 МН/м, с двухрядной установкой – (2...4)...(20...30) МН/м, с трехрядной установкой – (3...5)...(30...50) МН/м. Аналогичные рекомендации характерны и для кольцевых упругих элементов с прямоугольным поперечным сечением.

**Выводы.**

1. Предложенные конструктивные варианты кольцевых и дуговых упругих элементов способны обеспечить необходимые требования по жесткости и компактности к демпферным устройствам цилиндрических шарниров шарнирно-сочлененных грузовых стрел крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин.

2. Проектирование упругих элементов должно быть основано на использовании подходов и методов оптимального проектирования машиностроительных конструкций, что позволяет получить оптимальное сочетание характерных конструктивных размеров элементов, обеспечивающее максимальную компактность демпферного устройства в целом, при соблюдении устанавливаемой проектировщиком всей совокупности конструктивных, технологических, жесткостных и прочностных условий.

3. Оказывается практически целесообразной компоновка упругих элементов в 2 или 3 параллельно расположенных ряда. Это позволяет не только уменьшить конструктивные размеры упругих элементов, но и повысить компактность демпферного устройства в целом. При двухрядной компоновке – в 1,2...2,0 раза (кольцевой элемент) и 1,4...1,5 раза (дуговой элемент). При трехрядной компоновке – в 1,3...2,5 раза (кольцевой элемент) и 1,8...1,9 раза (дуговой элемент). В случае кольцевого элемента эффективность многорядной компоновки воз-

растает при необходимости обеспечить большие величины общей жесткости демпферного устройства, тогда как в случае дугового элемента эффективность оказывается постоянной.

4. Конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой кольцевых упругих элементов можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах 1...10 МН/м, с двухрядной установкой – (2...4)...(15...20) МН/м, с трехрядной установкой – (3...5)...(20...30) МН/м.

5. Конструкцию демпферного устройства с однорядной установкой дуговых упругих элементов можно рекомендовать при необходимости обеспечения требуемой эквивалентной жесткости в пределах 1...10 МН/м, с двухрядной установкой – (2...4)...(20...30) МН/м, с трехрядной установкой – (3...5)...(30...50) МН/м.

6. Использование дуговых упругих элементов при любой рядности их установки позволяет получать более компактные демпферные устройства, чем при использовании кольцевых элементов. Эффективность использования дуговых элементов возрастает с уменьшением рядности установки и с увеличением требуемой жесткости демпферного устройства.

7. Разработанные методики оптимального проектирования кольцевых и дуговых упругих элементов демпферных устройств были реализованы в вычислительном комплексе «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов» [18].

### **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.

3. 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.

4. 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.

5. Лагерев, И.А. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2012. – 196 с.

6. 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.

7. 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.

8. 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.

9. 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.

10. Лагерева, Э.А. Научные проблемы проектирования гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных транспортно-технологических машин / Э.А. Лагерева // Достижения вузовской науки. – 2015. - № 14. – С. 101-106.

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. 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.
13. 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>.
14. Лагерев, И.А. Эффективность упругого демпфирования шарнирных соединений 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-N1/2016-01-02.pdf>.
15. Лагерев, И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2013. – 228 с.
16. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Т. 1. / Под ред. И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 832 с.
17. Иосилевич, Г.Б. Детали машин / Г.Б.Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
18. Лагерев И.А. Программный комплекс «Моделирование и оптимизация шарнирных демпферов». Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016614819 от 05 мая 2016 года (Федеральная служба по интеллектуальной собственности).

#### **Сведения об авторе**

Лагерев Игорь Александрович - кандидат технических наук, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [lagerev-bgu@yandex.ru](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).

### **OPTIMIZATION OF ELASTIC ELEMENTS OF A DAMPING DEVICES FOR CYLINDRICAL HINGES IN CRANE-MANIPULATING INSTALLATIONS OF MOBILE MACHINES**

I.A. Lagerev

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University

The article considers the problems of designing an original damping devices worn for cylindrical hinges in crane-manipulating installations of mobile machines. These devices can significantly reduce the additional impact load on a steel structure manipulators due to the presence of increased gaps in the hinges. Formulated the general formulation of nonlinear constrained optimization of the sizes of the elastic elements of the damping devices. Considered a promising design variants of elastic elements. For circular and arc elastic elements with circular and rectangular cross-section formulated the problems of optimal design including criterion functions and systems of geometric, technological, stiffness and strength penalty constraints. Analysis of the impact of various operating and design parameters on the results of optimal design of elastic elements was performed. Were set to the recommended the use of the constructive types of elastic elements to generate the required stiffness of the damper devices.

**Keywords:** *crane-manipulator installation, mobile machine, cylindrical hinge, gap, dynamic load, damper device, elastic element, optimization, stiffness, strength*

#### **Acknowledgements**

This work was supported by President Grant for Government Support of Young Russian Scientists No. МК-92.2014.8.

## 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. *Metodicheskie rekomendatsii po ekspertnomu obsledovaniyu gruzopodemnykh mashin. Part 2. Krany strelovye obshshego naznacheniya i krany-manipulyatory gruzopodemnye.* [RD 10-112-2-09. Methodological recommendations on expert inspection of hoisting machines. Part 2. Cranes general purpose and crane-manipulators].
3. 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.
4. 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.
5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika tryekhzhvennykh gidravlicheskiikh kranov-manipulyatorov* [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p.
6. 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.
7. 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.
8. 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.
9. 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.
10. Lagereva E.A. The scientific problem of designing hydraulic crane-manipulating installations of mobile transport technological machines, *Dostizheniya vuzovskoy nauki*, 2015, No.14, pp. 101-106.
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. 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.
13. 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>.
14. 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-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. URL: <http://ntv-brgu.ru/wp-content/arhiv/2016-N1/2016-01-02.pdf>.
15. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiiy Universitet, 2013. 228 p.
16. Birger I.A., Panovko Ya.G. *Prochnost, ustoychivost, kolebaniya. Spravochnik. Vol. 1* [Strength, stability, oscillations. Guide in 3 volumes]. Moscow, Mashinostroenie, 1968. 832 p.

17. Iosilevich G.B. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 368 p.

18. Lagerev I.A. *Programmnyy kompleks „Modelirovanie i optimizatsiya sharnirnykh dempferov”*. *Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [The software package "Simulation and optimization of hinge dampers". The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2016614819, 2016.

**Author' information**

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