

СИЛОВОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КРАНА С ПУТЯМИ. ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ ЖЕСТКОСТИ МОСТА НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ ДЕФОРМАЦИИ И НАКОПЛЕНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

О. А. ЕМЕЛЬЯНОВ, В. П. ШЕПОТЬКО, С. В. ЛУБЕНЕЦ, Ю. В. ПИХОТА

Силковое взаимодействие кранов с эстакадами вызывает усталостные повреждения крановых мостов и подкрановых балок. Результаты исследований, проведенные в лаборатории эксплуатационной надежности крановых металлоконструкций Донбасской государственной машиностроительной академии, позволяют выразить этот процесс в энергетической форме.

Установлены следующие закономерности: работа привода передвижения крана может быть представлена как передача энергии от тела энергоносителя (крана) на контртело (подкрановую эстакаду) в процессе их силового взаимодействия при относительном перемещении, сопровождающимся скольжением (трением) в местах контактирования колес с рельсами (кинематических парах). Процесс передачи энергии от привода передвижения трением в контактах колесо-рельс при совместном относительном перемещении систем с упругими звеньями происходит дискретно и сопровождается циклическими упругопластическими деформациями как звеньев, так и площадок их контактирования.

Схематически взаимодействие крана с подкрановой эстакадой можно представить в виде системы, состоящей из трех контуров (рис. 1): верхнего 1 (тело-энергоноситель), нижнего 2 (контртело) и промежуточного 3 (кинематические пары с силовым замыканием). Верхним контуром является кран, контртелом — основание, по которому он перемещается. Система представляет совокупность двух контуров (крана и эстакады), взаимодействующие детали которых (колеса и рельсы) соединяются промежуточным контуром (пятна контакта), т. е. имеем кинематические пары с силовым замыканием.

Рассмотрим систему кран – подкрановая эстакада при их силовом взаимодействии в процессе движения крана [1–5]. Ее можно представить (см. рис. 1) как состоящую из следующих контуров: кранового (мост крана с колесами), опорного (эстакада с рельсами) и контактного (контактирующие поверхности колес и рельсов). При взаимодействии крана с эстакадой он является источником энергии (телом-энергоносителем), которая вырабатывается электродвигателем механизма передвижения моста. Через трансмиссию привода энергия от двигателя передается в места контакта колес с рельсами — она сообщает движение крану (полезная работа) и затрачивается на различные потери (рис. 2).

В контактном контуре на приводные колеса действуют силы реакций: вертикальных, а также горизонтальных — продольных (силы продольного

скольжения, реализующие поступательное движение или торможение) и поперечных (паразитные силы поперечного скольжения, вызываемые перекосом колес в горизонтальной плоскости). На неприводные колеса действуют только вертикальные и горизонтальные поперечные силы реакций — как и поперечные силы в приводных колесах, они обусловлены перекосом колес и являются паразитными. При движении крана поперечные силы горизонтальных реакций вызывают распор кранового и опорного контуров. Эти распорные силы могут быть направлены внутрь пролета или из него в зависимости от углов перекоса колес и направления движения крана.

Если пути идеально ровные, то работа упругой деформации подкрановых балок и эстакады в це-

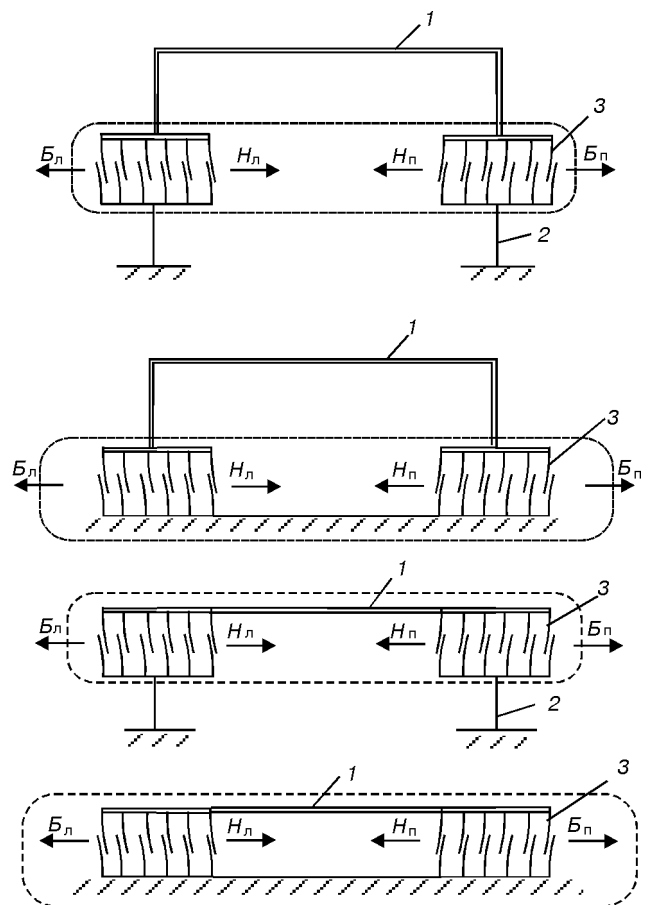


Рис. 1. Схема взаимодействия крана с путями в виде системы, состоящей из трех элементов; 1 — кран; 2 — подкрановая эстакада; 3 — контактирующие поверхности колесо-рельс; B_n , B_n — соответственно левое и правое боковое давление колеса на рельс; H_n , H_n — левое и правое усилие от рельса на колесо.

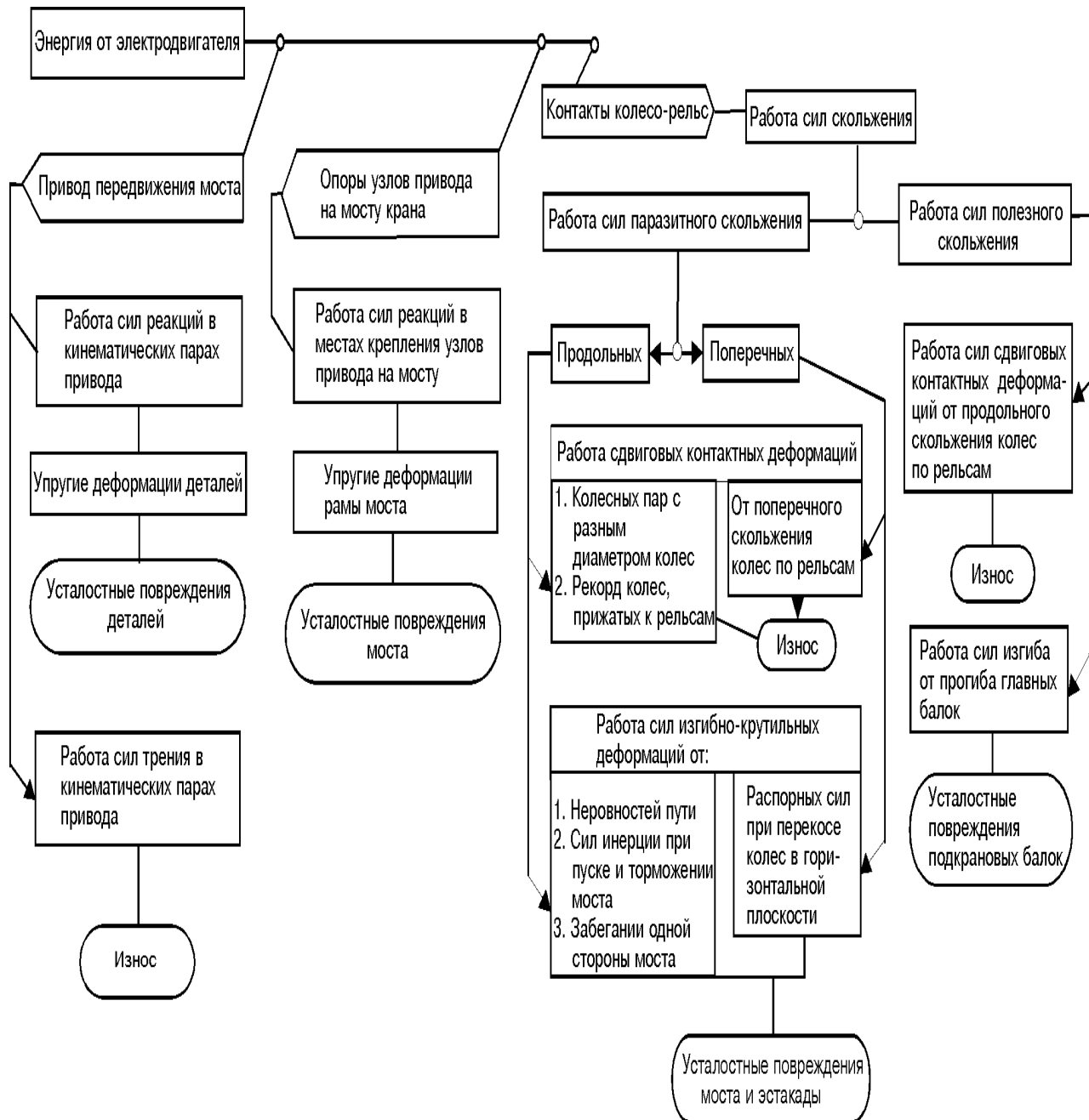


Рис. 2. Потери энергии электродвигателя при передвижении моста крана по путям.

лом, производимая силами вертикальных реакций (подвижной нагрузки от сил веса крана), передается только в опорный контур и способствует накоплению в нем усталостных повреждений.

В случае неровности путей силы вертикальных реакций совершают дополнительную работу, вызывая изгибно-крутильные деформации рамы моста и перераспределяя деформации на эстакаде, а производимая энергия передается в опорный и крановый контур. Работа, совершаемая силами вертикальных реакций, выполняется за счет затрат энергии, создаваемой силами тяги, и идет на накопление усталостных повреждений конструкций моста и эстакады. Часть энергии при действии горизонтальных продольных реакций (силе тяги), затрачивается на сдвиговые и контактные деформации и рассеивается, не влияя на усталость конструкций. Исключе-

нием являются режимы пуска и торможения крана, когда возникают силы инерции, а также преодоления повышенных сопротивлений движению одной его стороны, вызывающие упругие деформации моста механизмом привода передвижения.

При действии поперечных сил возникает распор конструкции моста и эстакады — в этом случае могут возникать различные ситуации. Рассмотрим при этом роль контактного контура в процессе работы системы. Предположим, что крановый и опорный контуры имеют очень высокую жесткость и упругая энергия в них не накапливается. Таким образом, имеем систему с низким резильансом (упругой энергией, накапливаемой в конструкции при ее деформации под действием сил до момента разрушения). Работа поперечных распорных сил при движении крана может тратиться только на упругие

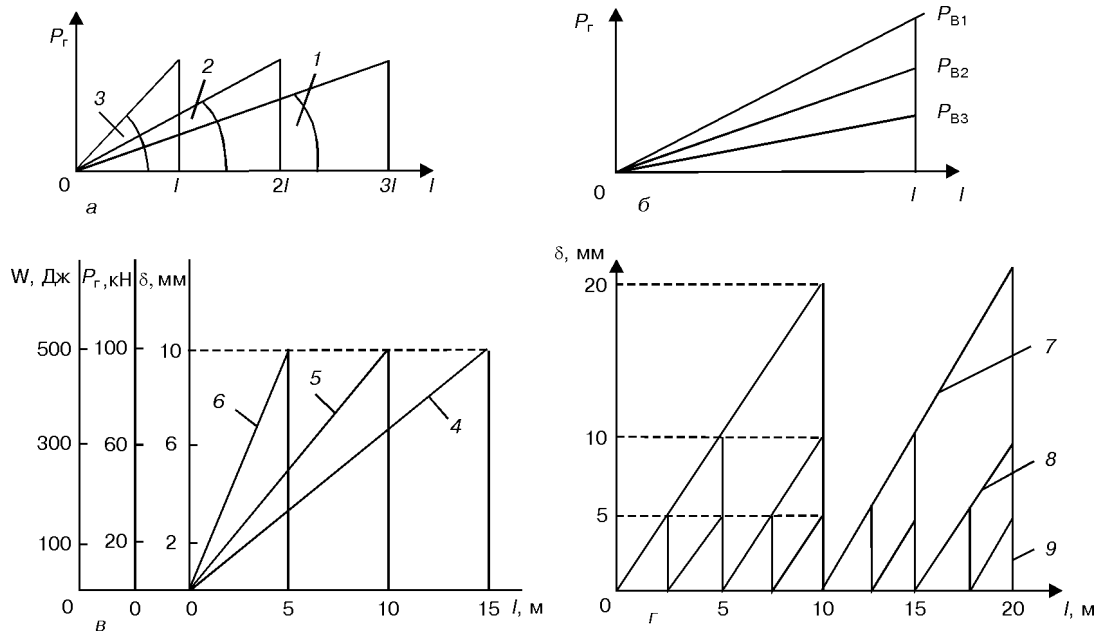


Рис. 3. Зависимость от длины отрезка пути l (проходимого колесом до срыва в контакте): $a, б$ — боковой (распорный) силы P_r ; a — при $P_b = \text{const}$ и углах перекоса α (1), 2α (2) и 3α (3); $б$ — при $\alpha = \text{const}$ и $P_{b1} > P_{b2} > P_{b3}$; $в$ — параметров W, P_r и δ при $C = 10 \text{ кН/мм}$ и $\alpha = 0,0007$ (4), $0,001$ (5) и $0,002$ (6); $г$ — упругой деформации δ при $\alpha = 0,002$ и $C = 5$ (7), 10 (8), 20 кН/мм (9).

и пластические деформации контактирующих слоев поверхностей рельсов и колес, способствуя их износу. Действие поперечных сил вызывает диагональный перекос моста на рельсах или одностороннее его прижатие к правому или левому рельсу колеи. При плотном прижатии колесных реборд к боковым граням рельсов происходит их взаимный интенсивный износ, на что затрачивается дополнительная работа тяговых сил. Следовательно, в системе с низким резильянсом вся энергия от тела энергоносителя отдается в контактный контур и затрачивается в нем на деформацию и износ поверхностей колес и рельсов, находящихся во взаимно подвижном контакте.

Рассмотрим систему, у которой крановый контур упругий, а опорный — жесткий. Результаты экспериментов показывают [6], что при поступательном прямолинейном движении крана колесо, упруго соединенное с мостом под углом α к общему направлению движения, совершает колебательные пилообразные перемещения. В крановом контуре в процессе увеличения деформации от 0 до δ_{max} накапливается энергия упругая, а подводимая в контакты приводных колес затрачивается на совершенные работы сдвиговых деформаций вдоль и поперек пути, а также упругой деформации моста, вызывая при этом развитие усталостных повреждений. Эксперименты показывают, что при жестком крановом и упругом опорном контурах деформация последнего происходит аналогично — подкрановая балка выжимается в горизонтальной плоскости.

В общем процессе силового взаимодействия системы контактный контур выполняет роль распределителя энергии. В зависимости от жесткости кранового и опорного контуров, значения коэффициента трения в контактах рельс-колесо, вертикальных нагрузок на колеса и наличия упора реборд в рельсы контактный контур отпускает всем «потребителям» энергию, а угол перекоса колеса α высту-

пает в качестве регулятора ее распределения. Вполне очевидно, что функциональные возможности контактного контура можно изменять за счет конструктивного совершенствования и структурного усложнения, влияя тем самым на процесс силового взаимодействия. В полной мере это относится к крановому и опорному контуру, т. е. в целом ко всем контурам системы.

Рассмотрим, как влияют параметры системы на затраты энергии при упругой деформации кранового контура в следующих условиях: нагрузка на колесо $P_b = 500 \text{ кН}$; скорость крана $v = 80 \text{ м/мин}$; жесткость моста $C = 10 \text{ кН/мм}$; коэффициент трения $f = 0,2$. При этом горизонтальная нагрузка $P_r = fP_b = 500 \cdot 0,2 = 100 \text{ кН}$; упругая деформация $\delta = P_r / C = 100 / 10 = 10 \text{ мм}$, а энергия упругой деформации моста за один цикл $W = 0,5P_r\delta = 0,5 \cdot 100 \cdot 0,01 = 0,5 \text{ кДж}$.

1. Угол перекоса колеса (рис. 3, $a, в$). При $\alpha_1 = 0,002 = l_1 = \delta / \alpha_1 = 0,01 / 0,002 = 5 \text{ м}$. Количество срывов (циклов нагружения) за 1 мин на пути 80 м $n_1 = L / l_1 = 80 / 5 = 16 \text{ циклов/мин}$. Для $\alpha_2 = 0,001$ $l_2 = \delta / \alpha_2 = 0,01 / 0,001 = 10 \text{ м}$; $n_2 = L / l_2 = 80 / 10 = 8 \text{ циклов/мин}$, тогда $W_1 = n_1 W = 16 \cdot 0,5 = 8 \text{ кДж}$; $W_2 = n_2 W = 8 \cdot 0,5 = 4 \text{ кДж}$.

Потеря энергии на упругую деформацию моста прямо пропорциональна углу перекоса колеса.

2. Жесткость моста C при постоянной величине $\alpha = 0,002$ (рис. 3, $г$). При $C_1 = 5 \text{ кН/мм}$; $\delta_1 = P_r / C_1 = 100 / 5 = 20 \text{ мм}$; $l_1 = \delta_1 / \alpha = 20 / 0,002 = 10000 \text{ мм}$. Для $C_2 = 10 \text{ кН/мм}$ $\delta_2 = P_r / C_2 = 100 / 10 = 10 \text{ мм}$; $l_2 = \delta_2 / \alpha = 10 / 0,002 = 5000 \text{ мм}$. Количество срывов (циклов нагружения) за 1 мин на пути 80 м $n_1 = L / l_1 = 80 / 10 = 8$ (циклов); $n_2 = L / l_2 = 80 / 5 = 16$ (циклов).

Энергия упругой деформации моста на 1 цикл $W_1 = 0,5P_r\delta_1 = 0,5 \cdot 100 \cdot 0,02 = 1 \text{ кДж}$; $W_2 = 0,5P_r\delta_2 = 0,5 \cdot 100 \cdot 0,01 = 0,5 \text{ кДж}$.

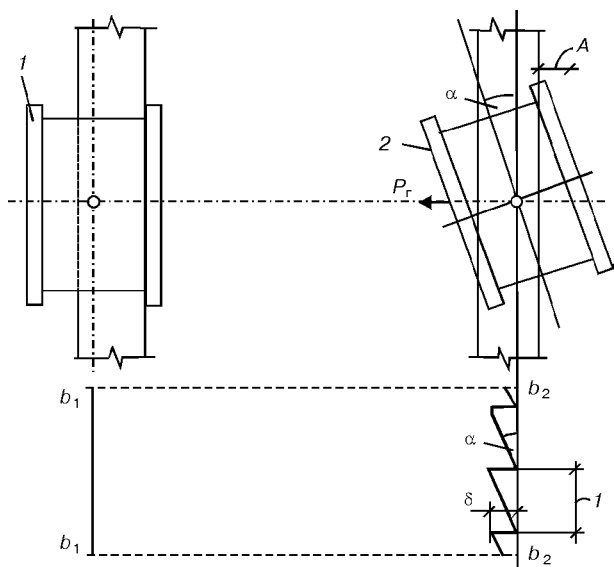


Рис. 4. Влияние суммарного зазора реборда-рельса A на достижение максимальных значений P_r и W : 1 — колесо с прижатой внутренней ребордой; 2 — колесо, совершающее периодические поперечные колебания; α — угол перекоса колеса; δ — наибольшее отклонение центра колеса 2 при срыве зацепления в контакте; b_1 – b_1 и b_2 – b_2 — траектории движения центров колес 1 и 2.

Затраты энергии на упругую деформацию моста за 1 мин $W_1 = n_1 W_1 = 851 = 8$ кДж; $W_2 = n_2 W_2 = 16 \cdot 0,5 = 8$ кДж.

При увеличении жесткости моста частота срывов в зацеплении (количество циклов нагружения) увеличивается в прямо пропорциональной зависимости, а поперечная деформация, длина отрезка пути до срыва и энергия упругой деформации за цикл уменьшаются обратно пропорционально. Величина энергии упругой деформации конструкций с разной жесткостью за одинаковые отрезки времени (при прохождении краном равного пути) остается неизменной, но частота нагружений с увеличением жесткости возрастает.

3. Суммарный зазор A . Принимаем суммарный зазор между ребордами и рельсами $A = 2a + e$, где a — симметричный допуск на отклонение рельса от продольной оси (рис. 4). Обычно $a = \pm 15$ мм, $e = 5$ мм, поэтому $A = 5 \dots 35$ мм, а отклонение кранового колеса δ в этом случае может изменяться в пределах $0 \dots 35$ мм. Жесткость моста равна $C = P_{r\max} / \delta_{\max}$ и $\delta_{\max} = P_{r\max} / C$. Если $\delta_{\max} \leq 5$ мм, то изменение ширины пролета может не влиять на достижение максимальных значений $P_{r\max}$ и W_{\max} .

Если $\delta_{\max} > 5$ мм, то распорная сила P_r и затраты энергии W при движении крана могут не достигать максимальных значений вследствие ограничения деформаций δ преждевременным упором реборд в местах сужения рельсовой колеи.

Если $\delta_{\max} > 35$ мм, то параметры P_r и W не достигают максимальных значений на всей длине пролета, т. к. упор реборд в рельсы будет происходить только после достижения δ_{\max} .

Распорная сила и энергия, затрачиваемая на упругую деформацию моста, прямо пропорциональны также вертикальной нагрузке на колесо P_v и коэффициенту трения f .

Выше было показано, что при очень жестком крановом контуре деформации моста не происходят, т. е. нет чередующихся (циклических) упругих нагружений конструкций (срывов в контактах), а перекошенное колесо в процессе качения непрерывно (упруго) «проползает» поперек рельса, рассеивая энергию на сдвиговые деформации. При $\alpha = 40 \dots 50'$ упругое проползание переходит в обычное трение скольжения и распорная сила достигает предельного значения $P_r = P_v f$. В этом случае за цикл нагружения в горизонтальной плоскости можно принять время движения крана в одном направлении, включая и остановки. Эксперименты и наблюдения за работой кранов показывают, что во время стоянки значение распорной силы не уменьшается. Изменение направления движения приводит к ее уменьшению до нулевого значения и увеличению с обратным знаком — до $P_{r\max}$. Реборды перекошенных колес обычно прижаты к рельсам и интенсивно изнашиваются. При нулевой жесткости кранового контура распорная поперечная сила не возникает, а реборды колес, установленных с перекосом, всегда прижаты к боковым поверхностям рельсов. Нулевую жесткость имеют крановые мосты с одной шарнирной опорой на путь, например козловые краны и перегружатели.

Как было сказано выше, боковые распорные силы P_r зависят от коэффициента трения скольжения колеса поперек рельса: $P_r = f P_v$. По нормам $f = 0,1$ [7] или $0,15 \dots 0,2$ [8], т. е. нормативная величина боковых сил сравнительно невелика.

Однако, как показывает опыт эксплуатации, распорные силы могут достигать больших значений, при которых ходовые колеса вытолзают ребордами на рельс и приподнимают мост. Такая ситуация возможна, если распорная сила, зависящая от углов набегания (перекоса) колес, достигает критического уровня. Этому способствуют: высокая шероховатость покрытых задирками трущихся поверхностей реборд и боковых граней рельсов; снижение вертикальной нагрузки на колесо; зависимость между поперечной и тяговой силами, аналогичная связи существующей между силами, действующими на клин, когда небольшая движущая сила создает большую поперечную силу; отгиб сильно изношенной реборды наружу. Таким образом, перекося колес в горизонтальной плоскости вызывает появление переменных распорных сил не только в горизонтальной плоскости, а в ряде случаев и вертикальных, приводящих к вытолзанию колес на рельсы, что приводит к увеличению затрат механической энергии, вырабатываемой электродвигателем механизма передвижения крана.

ВЫВОДЫ

1. Работа различных механизмов, в т. ч. и системы кран-эстакада может быть представлена как передача энергии трением при взаимодействии тела энергоносителя и контртела. Процесс передачи энергии трением (или упругим скольжением) при совместном относительном перемещении систем с упругими звеньями происходит дискретно и сопровождается циклическими упругопластическими де-

формациями как звеньев, так и площадок их контактирования.

2. Если конструкция моста или подкрановой эстакады упругоподатлива в направлении, поперечном к рельсам, то в процессе движения крана перекошенное колесо воздействует на них подобно клину, вызывая упругие поперечные деформации моста и эстакады. Последние тем больше, чем больше угол перекоса α и путь, пройденный колесом.

С увеличением поперечной деформации увеличивается распорная сила, которая, достигнув максимума $P_r = f_0 P_v$, где f_0 — коэффициент трения покоя при скольжении, вызывает проскальзывание колеса поперек рельса, а поперечная сила уменьшается до $P_r \equiv 0$, после чего процесс повторяется и т. д.

3. С увеличением жесткости моста и балки путь, проходимый колесом до срыва зацепления в контакт, и поперечная деформация уменьшаются по линейной зависимости. Следовательно, при весьма высокой жесткости балки и моста поперечные деформации будут ничтожно малы, колесо, установленное с перекосом на угол α , работу по упругой деформации балки и моста не совершает и упругая энергия в ней не накапливается (переходит в вибрацию). Энергия, подводимая в контакты колесо-рельс, будет затрачиваться только на непрерывные сдвиговые поперечные деформации в контактирующих слоях металла колеса и рельса, а поперечные силы скольжения при постоянной вертикальной нагрузке будут зависеть только от угла перекоса. Каждому значению последнего соответствует свой уровень поперечной силы вплоть до $\alpha = 40...50'$, после чего начинается неупругое (жесткое) скольжение при максимальной нагрузке P_r .

4. В процессе взаимодействия колеса с подкрановыми сооружениями контактный контур выпол-

няет роль распределителя механической энергии, вырабатываемой приводом передвижения крана. В зависимости от жесткости кранового и опорного контуров, коэффициентов трения в контактах колесо-рельс, вертикальных нагрузок на колеса и наличия упора реборд в рельсы контактный контур отпускает всем «потребителям» дозированное количество энергии. При этом угол перекоса колеса выступает в качестве регулятора ее распределения.

1. Влияние жесткости конструкций на формирование поперечных нагрузок в контакте крановое колесо-рельс / В. П. Шепотько, О. А. Емельянов, Ю. С. Кунин; Краматор. индустр. ин-т. — Краматорск, 1989. — 33 с. — Деп. в УкрНИИТИ 12.06.89, № 1627. — Ук89.
2. Факторы, вызывающие усталостные повреждения сварных узлов крановых мостов и подкрановых балок / О. А. Емельянов, В. П. Шепотько, В. Д. Чевычелов и др. // Автомат. сварка. — 1991. — № 3. — С. 10–13.
3. Силовое взаимодействие крана с путями. Теоретическое исследование / О. А. Емельянов, Л. М. Топтунова, В. П. Шепотько, М. В. Брус; Донбаск. гос. машиностр. акад. — Краматорск, 1997. — 17 с. — Деп. в УкрНИИТИ 7.07.97, № 502 — Ук97.
4. Липатов А. С. Исследование случайных нагрузок на реборды колес мостовых кранов: Автореф. дис...канд. техн. наук. — М.: ВНИИПТМАШ, 1982. — 16 с.
5. Закономерности формирования поперечных нагрузок при силовом взаимодействии кранового колеса с рельсом / О. А. Емельянов, В. П. Шепотько, В. Д. Чевычелов, и др. Крам. индустр. ин-т. — Краматорск, 1988. — 46 с. — Деп. в УкрНИИТИ 15.08.88, № 1991 — Ук88.
6. Емельянов О. А. Мостовые краны // Сварные строительные конструкции. Справочник. — К.: Наук. думка, 1997. — Т. 2. — С.619–673.
7. СНиП 2.01.07–85. Нагрузки и воздействия / Госстрой СССР. — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. — 36 с.
8. Балашов В. П., Розенштейн Б. М. Испытания мостового крана грузоподъемностью 12,5 тс, пролетом 23 м // Труды ВНИИПТМАШ. — 1962. — Вып. 9. — С. 32–41.

Донбас. гос. машиностроит. академия

Поступила в редакцию
02.06.2000

Окончание. Начало на с.20.

14. Белов С. В., Новиков Ю. М. Герметичность разъемных соединений и клапанных пар. Обзорная информация. Серия ХМ-6. Криогенное и вакуумное машиностроение. — М.: ЦИТИХимнефтемап, 1983. — 32 с.
15. Ланис В. А., Левина Л. Е. Техника вакуумных испытаний. — М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963. — 263 с.
16. Левина Л. Е. Обобщенное эмпирическое уравнение для описания процесса перетекания газов по малым каналам. — Дефектоскопия. — 1980. — №1. — С. 75–80.
17. Демкин Н. Б., Рыжов Э. В. Качество поверхности и контакт деталей машин. — М.: Машиностроение, 1981. — 244 с.
18. Лемберский Б. В., Фишкин Р. В., Домашнев А. Д. Расчет величины утечки через неподвижные разъемные соединения. — Химическое и нефтяное машиностроение. — 1977. — № 4. — С. 10–11.
19. Новиков Ю. М., Белов С. В. Утечки газа через стык шероховатых поверхностей. — Машиностроение. — 1981. — № 11. — С. 70–73.
20. Демкин Н. Б., Алексеев В. А., Лемберский В. Б., Соколов В. И. Расход газа через стык контактирующих поверхностей. — Там же. — 1976. — № 6. — С. 40–44.

Ин-т электросварки им. Е. О. Патона НАН Украины,
Киев

Поступила в редакцию
20.03.2001