

УДК (UDC) 62-237

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КРАНА КЖ-971 И ОЦЕНКА ЕЁ ЭФФЕКТИВНОСТИMODERNIZATION OF THE SYSTEM FOR ENSURING THE STABILITY OF
THE RAILROAD CRANE KZH-971 AND EVALUATION OF ITS EFFECTIVENESSШубин А.А., Мокин Д.Г., Шутов Р.А.
Shubin A.A., Mokin D.G., Shutov R.A.Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана «Национальный исследовательский университет», Калужский филиал (Калуга, Россия)
Moscow State Technical University named after N.E. Bauman (National research university), Kaluga branch (Kaluga, Russia)

Аннотация. Вес груза на стреле железнодорожно-гидравлического крана КЖ-971 создает грузовой момент, который изгибает опорно-поворотный круг крана. Для частичного уравновешивания грузового момента на кране установлен стационарный противовес, жестко закрепленный на поворотной платформе. При увеличении вылета стрелы увеличивается неуравновешенная часть грузового момента и напряжения в опорно-поворотном круге. В данной статье для обеспечения постоянного значения неуравновешенной части грузового момента и снижения изгибающих напряжений предлагается установить на железнодорожный кран КЖ-971 противовес с системой телескопирования и возможностью поворота относительно вертикальной оси для работы в стесненных условиях. Проведен прочностной анализ опорно-поворотного круга на изменение максимальных напряжений от использования подвижного противовеса. Смоделирована система адаптивного управления положением подвижного противовеса, с помощью которой в дальнейшем планируется разработать прибор для удобного управления из кабины оператора крана. Показаны преимущества использования подвижного противовеса с возможностью поворота относительно вертикальной оси выполнении погрузочных и ремонтных работ в стесненных условиях. Обобщены результаты прочностного анализа опорно-поворотного круга при расположении нагрузок в основных рабочих положениях.

Ключевые слова: железнодорожный кран, подвижный противовес, система адаптивного управления, опорно-поворотный круг.

Дата принятия к публикации: 15.05.2023
Дата публикации: 25.06.2023

Сведения об авторах:

Шубин Александр Анатольевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», e-mail: ashubin@bmstu.ru.

Abstract. The weight of the load hanging on the boom of a railroad hydraulic crane KZH-971 creates a load moment that bends the crane slewing ring. To partially balance the load moment, a stationary counterweight is installed on the crane, rigidly fixed on a slewing platform. With an increase in the boom departure, the unbalanced part of the load moment and tensions in the slewing ring increases. In this article, to ensure a constant value of the unbalanced part of the load moment and reduce bending tensions, it is proposed to install a counterweight on the railroad crane with a telescoping system and the ability to rotate about the vertical axis for a work in cramped conditions. A strength analysis of the slewing ring for the change in maximum tensions from the use of a movable counterweight was carried out. An adaptive control system for the position of a movable counterweight has been modeled, with the help of which it will be possible to develop a device for convenient control from the crane operator's cabin in the future. The advantages of using a movable counterweight with the possibility of rotation relative the vertical axis are shown when performing loading and repair work in cramped conditions. The results of the strength analysis of the slewing ring with the location of loads in the main working positions are summarized.

Keywords: railroad crane, movable counterweight, adaptive control system, slewing ring.

Date of acceptance for publication: 15.05.2023
Date of publication: 25.06.2023

Authors' information:

Alexander A. Shubin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), e-mail: ashubin@bmstu.ru.

Мокин Дмитрий Геннадьевич – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»,
e-mail: mokin.dg@bmstu.ru.

Шутов Роман Александрович – студент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»,
e-mail: schutov.romik@yandex.ru.

Dmitriy G. Mokin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch),
e-mail: mokin.dg@bmstu.ru.

Roman A. Shutov – student, Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch),
e-mail: schutov.romik@yandex.ru.

1. Введение

Железнодорожные краны, входящие в состав восстановительного поезда, используют для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций (сход подвижного состава, крушения, аварии), а также при строительстве искусственных сооружений на железной дороге (укладка мостовых перекрытий, путепроводов, линий электропередачи) [1, 2].

Грузоподъемность легких и средних железнодорожных кранов составляет от 20 до 30 т, тяжелых – от 80 до 250 т.

Железнодорожный кран представляет собой самоходную подвижную единицу, которая оснащена механизмами, присущими всем кранам (механизм подъема груза, механизм поворота платформы, механизм изменения вылета и механизм подъема стрелы), а также системой обеспечения устойчивости крана.

Для уравнивания момента, создаваемого весом стрелы, а также части момента, создаваемого весом груза, кран оснащают противовесом. Противовес может быть стационарным или подвижным.

Например, железнодорожный кран КЖ-971 грузоподъемностью 80 т, который производит АО «Кировский Машзавод 1 мая», оснащают стационарным противовесом, жестко закрепленным на поворотной раме крана, что в определенной степени ограничивает его возможности по грузоподъемности и по нагрузкам на опорно-поворотное устройство [2]. Грузоподъемность такого крана при расположении стрелы вдоль рельсового пути примерно двукратно превышает его грузоподъемность при расположении стрелы поперек рельсового пути при одинаковых запасах

устойчивости [3]. Это обусловлено конструкцией системы обеспечения устойчивости.

Краны большой грузоподъемности (рис. 1) оснащают подвижными противовесами 3, которые кроме изменения вылета благодаря механизму телескопирования 4 имеют возможность поворота относительно вертикальной оси за счет гидроцилиндров поворота 1. Для повышения устойчивости при выполнении работ краны оснащают выдвижными аутригерами 2. Данная конструкция противовеса позволяет расширить возможности его применения в стесненных условиях работы [1, 4].



Рис. 1. Железнодорожный кран с подвижным противовесом: 1 – гидроцилиндр поворота противовеса; 2 – аутригер; 3 – подвижный противовес; 4 – механизм выдвижения противовеса; 5 – стрела

2. Постановка задачи

Рассмотрим возможность введения системы обеспечения устойчивости на основе применения подвижного противовеса в конструкцию крана КЖ-971 и определим эффективность такого решения.

Предлагается оснастить железнодорожный кран КЖ-971 трехсекционной телеско-

пической системой выдвижения противовеса от гидроцилиндров, которая хорошо зарекомендовала себя на таких кранах как КЖ-1572 и Multi Tasker KRC 1600-200. Помимо механизма выдвижения конструкция включает систему поворота противовеса относительно вертикальной оси и систему управления параметрами вылета и поворота противовеса в соответствии с текущими параметрами груза и вылета стрелы. Это позволяет повысить эффективность применения крана: увеличить вес груза на максимальном вылете, обеспечить долговечность подшипника опорно-поворотного устройства (при использовании подвижного противовеса произойдет выравнивание нагрузки на тела качения) [1, 2, 4].

Для оценки эффективности предлагаемого решения необходимо:

- составить расчетную схему крана и выполнить расчет его устойчивости;
- оценить изменение нагрузок в опорно-поворотном устройстве крана от внедрения подвижного противовеса.

Расчетная схема и методика расчета устойчивости башенных кранов подробно описаны в [5, 6, 7]. Эти схема и методика с использованием некоторых допущений применимы ко всем стреловым кранам.

На основе [5, 6, 7] сформируем расчетную схему крана (рис. 2).

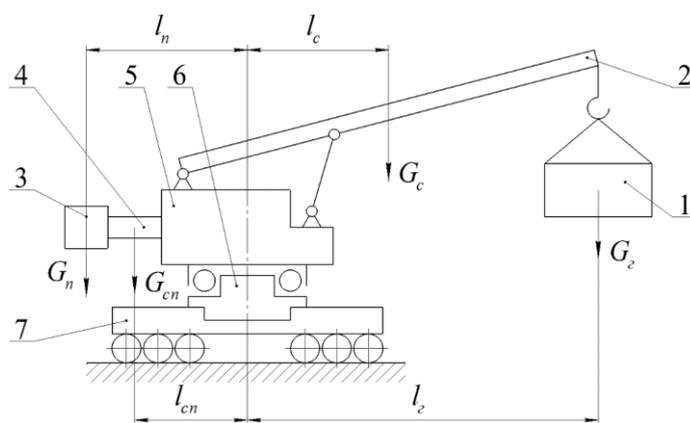


Рис. 2. Расчетная схема: 1 – груз; 2 – стрела; 3 – противовес; 4 – стрела противовеса; 5 – поворотная часть крана; 6 – опорно-поворотный круг; 7 – ходовая платформа; G_n – вес противовеса; l_n – расстояние от центра масс противовеса до оси вращения поворотной платформы; G_{cn} – вес трелы противовеса; l_{cn} – расстояние от центра масс стрелы противовеса до оси вращения поворотной платформы; G_c – вес стрелы; l_c – расстояние от центра масс стрелы до оси вращения поворотной платформы; G_z – вес груза; l_z – расстояние от центра масс груза до оси вращения поворотной платформы

В соответствии с расчетной схемой произведено сравнение максимально допустимого веса груза на крюке при максимальном вылете стрелы для неподвижного противовеса и подвижного при направлении стрелы вдоль рельсовых путей (рис. 3, а) и повороте стрелы относительно вертикальной оси (рис. 3, б).

В соответствии с грузовой характеристикой крана КЖ-971 при использовании стационарного противовеса весом $G_n = 5,05$ т, вес груза на максимальном вылете составляет $G_z = 15$ т.

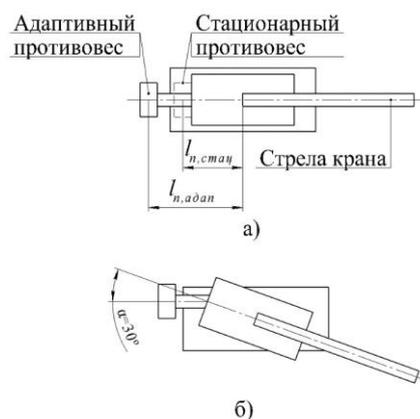


Рис. 3. Схема положения противовесов

Используя конструкторскую документацию, получены следующие значения:

- максимальный вылет стрелы крана $l_{2\max} = 17,7$ м;
- вес стрелы $G_c = 4,5$ т;
- расстояние от центра масс стрелы до оси вращения поворотной платформы $l_c = 8,85$ м;
- расстояние от центра масс стационарного противовеса до оси вращения поворотной платформы $l_{n.cmaц} = 3,53$ м;
- расстояние от центра масс подвижного противовеса до оси вращения поворотной платформы $l_{n.adan} = 9,53$ м;
- вес стрелы противовеса $G_{cn} = 1,515$ т.

Неуравновешенная часть грузового момента от применения стационарного противовеса определяется выражением

$$M_{неур} = G_2 \cdot gl_{2\max} + G_c \cdot gl_c - G_n \cdot gl_{n.cmaц}.$$

Неуравновешенная часть грузового момента для стационарного противовеса составляет $M_{неур} = 2,82 \cdot 10^6$ Н·м. Это значение неуравновешенного момента использовалось при определении максимально возможного веса груза на крюке при расположении стрелы вдоль рельсовых путей и использовании адаптивного противовеса (рис. 3, а) и при повороте стрелы относительно вертикальной оси на 30° (рис. 3, б).

Соответственно, максимально возможный вес груза на крюке при расположении стрелы вдоль рельсовых путей и использовании подвижного противовеса (рис. 3, а) определяется выражением

$$G_{2.adan1} = \frac{M_{неур} + 1,15G_n \cdot gl_{n.adan}}{1,15gl_{2\max}}.$$

В этом случае вес груза на крюке составит $G_{2.adan1} = 18$ т.

Для случая, когда вес груза на крюке при повороте стрелы относительно вертикальной оси на 30° (рис. 3, б) определяется выражением

$$G_{2.adan} = \frac{M_{неур} + 1,15G_n \cdot gl_{n.adan} \cdot \cos \alpha}{1,15gl_{2\max}} - \frac{G_c \cdot gl_c}{1,15gl_{2\max}}$$

Для этого случая вес груза на крюке составит $G_{2.adan} = 17,5$ т.

Результаты расчета показывают, что использование подвижного противовеса в конструкции крана КЖ-971 позволяет на максимальном вылете и расположении стрелы вдоль рельсовых путей поднять груз на 20% больше, а при повороте стрелы на угол $\alpha = 30^\circ$ от продольной оси – на 17% больше, чем при использовании стационарного противовеса.

3. Прочностной анализ опорно-поворотного круга

Величина неуравновешенного момента оказывает непосредственное влияние также на работу опорно-поворотного устройства [8].

Так, одной из причин быстрого износа опорно-поворотного круга грузоподъемных машин является неплоскостность опорного кольца. Оценка влияния неплоскостности представлена в [9].

Кроме этого, в процессе эксплуатации грузоподъемных кранов в контактной зоне дорожек качения колец опорно-поворотного круга возникают большие контактные напряжения, постепенно приводящие к износу колец. Модель единичного сечения опорно-поворотного круга и диаграмма распределения напряжений представлены в [10].

Методика расчета нагрузок, возникающих в опорно-поворотном круге экскаватора в процессе эксплуатации, приведена в [11].

Стоит также отметить, что одними из наиболее изнашиваемых поверхностей опорно-поворотного круга являются рабочие поверхности зубьев зубчатого венца [12, 13]. Прочностной анализ усталости зубьев в процессе работы приведен в [14].

Применение стационарного противовеса в конструкции крана предполагает неравномерное распределение напряжений на подшипник опорно-поворотного круга крана вследствие наличия неуравновешенной части грузового момента. Применение подвижного противовеса позволяет снизить неравномерность распределения напряжений. В модуле Simulation CAEP SolidWorks был произведен расчет напряжений, действующий

щих на опорно-поворотный круг для случаев применения стационарного противовеса и подвижного при расположении стрелы вдоль рельсовых путей (рис. 4).

В расчете опорно-поворотного круга на прочность для случаев 1, 2 участвуют нагрузки от веса груза $G_2 = 15$ т, веса стрелы $G_c = 4,5$ т и веса стационарного противовеса $G_n = 5,05$ т. Для случая с подвижным противовесом в расчетной схеме дополнительно учитывается нагрузка от стрелы противовеса $G_{cn} = 1,515$ т. Расстояние от центра масс стрелы противовеса до оси вращения поворотной платформы составляет $l_{cn} = 0,5l_{n.adan}$ [15].

На рис. 4 показано, что максимальные напряжения возникают в зоне болтовых отверстий. Снижение максимальных напряжений в зоне болтовых отверстий от применения подвижного противовеса определяется по выражению (1):

$$\delta_{\sigma} = \frac{\sigma_{cm.max} - \sigma_{ad.max}}{\sigma_{cm.max}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где $\sigma_{cm.max} = 1,22 \cdot 10^5$ МПа – максимальное напряжение на диаграмме 1 (рис. 4); $\sigma_{ad.max} = 4,65 \cdot 10^4$ – максимальное напряжение на диаграмме 2 (рис. 4).

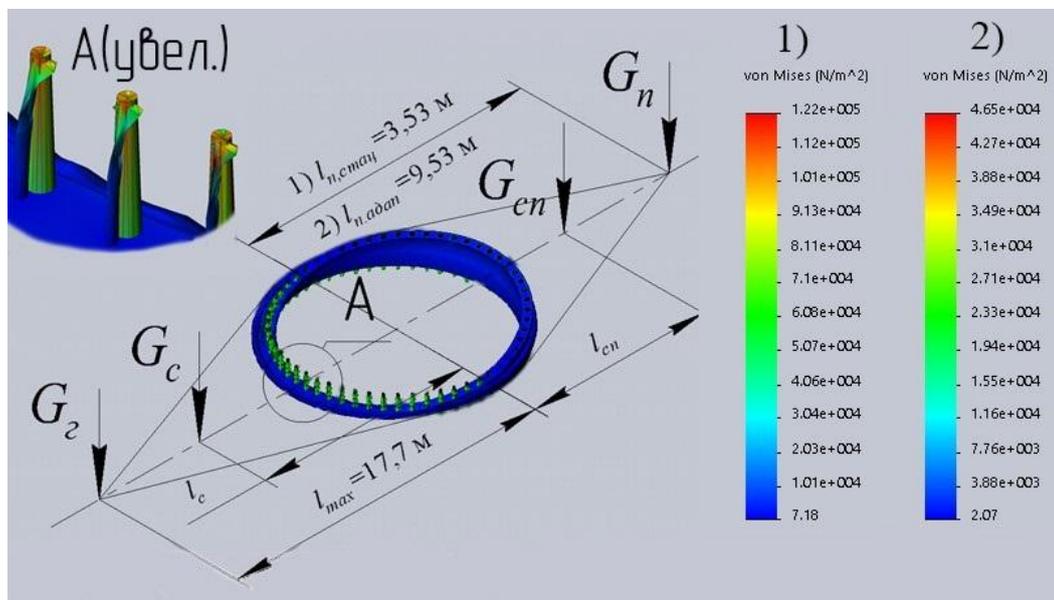


Рис. 4. Диаграммы напряжений на опорно-поворотном круге:
 1 – напряжения при использовании стационарного противовеса;
 2 – напряжения при использовании подвижного противовеса

Анализ результатов расчета показал, использование подвижного противовеса при подъеме груза весом $G_2 = 15$ т позволяет снизить максимальные напряжения, возникающие в зоне болтовых отверстий опорно-поворотного круга, почти на 62%.

На рис. 5 приведены результаты расчетов максимальных напряжений с увеличенным весом груза на крюке $G_{z.adan} = 17,5$ т и на максимальном вылете стрелы при ее повороте относительно вертикальной оси на угол $\alpha = 30^\circ$.

На рис. 5 приведены результаты расчетов максимальных напряжений с увеличенным весом груза на крюке $G_{z.adan} = 17,5$ т и на максимальном вылете стрелы при ее повороте относительно вертикальной оси на угол $\alpha = 30^\circ$.

Используя выражение (1) и полученные результаты прочностного расчёта (рис. 4, 5), снижение максимальных напряжений, возникающих в зоне болтовых отверстий опорно-поворотного круга, составляет $\delta_{\sigma 1} = 35\%$.

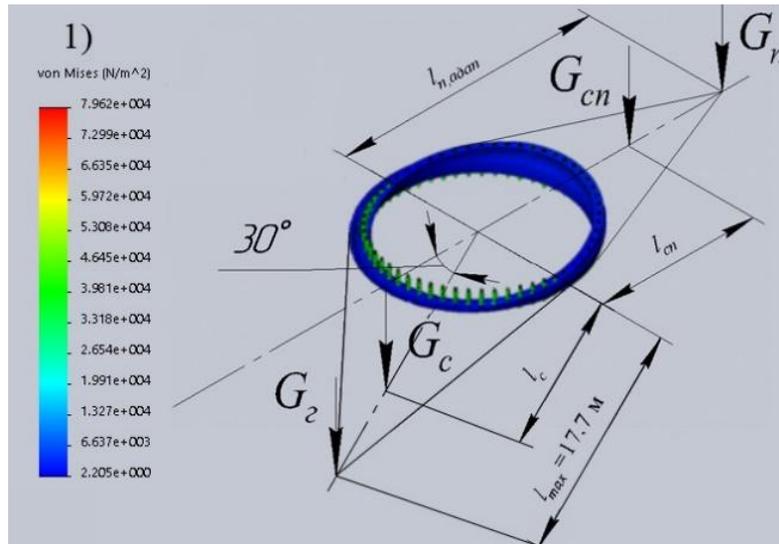


Рис. 5. Диаграмма распределения напряжений: 1 – напряжения от груза на крюке весом $G_{2.adam} = 17,5$ т при повороте стрелы относительно вертикальной оси на угол $\alpha = 30^\circ$

4. Модель системы адаптивного управления противовесом

Подвижный противовес представляет собой габаритную конструкцию, которая должна быть оснащена системой управления параметрами выдвижения противовеса и его поворота относительно вертикальной оси.

Для этого в среде LabVIEW была разработана блок-диаграмма (рис. 6), соединяющая органы управления и индикаторы посредством математических и логических операций в систему мониторинга текущего состояния и основных технических характеристик подвижного противовеса [16].

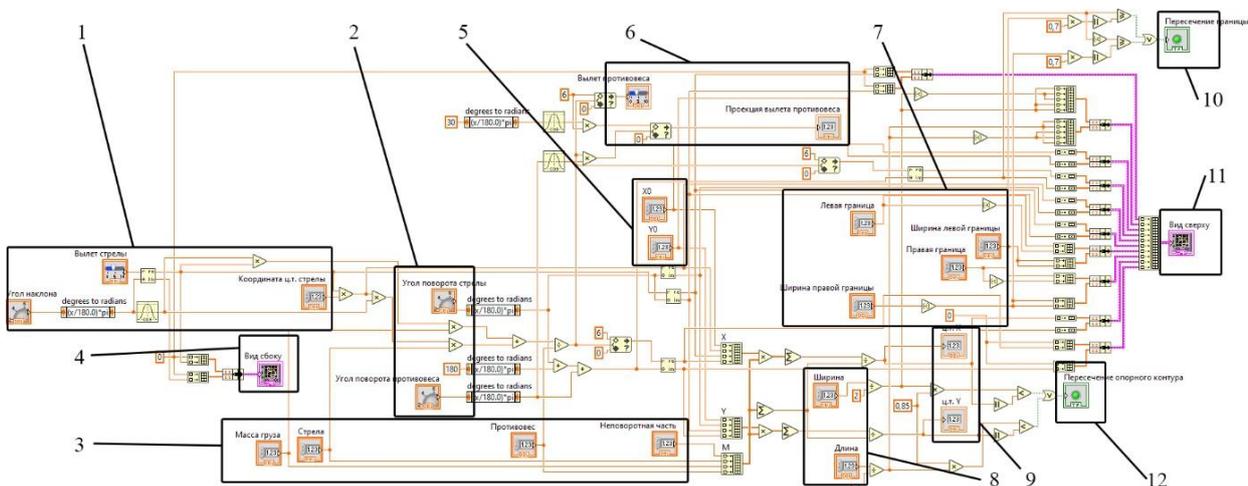


Рис. 6. Блок-диаграмма системы управления подвижным противовесом: 1 – блок ввода параметров стрелы; 2 – блок управления углами поворота стрелы и противовеса; 3 – блок ввода масс отдельных частей крана; 4, 11 – блоки вывода положения стрелы и поворотной платформы; 5 – блок ввода координат центра масс ходовой платформы; 6 – блок вывода параметров подвижного противовеса; 7 – блок ввода параметров зоны работы крана; 8 – блок ввода параметров опорного контура крана; 9 – блок вывода координат центра масс поворотной платформы; 10, 12 – блоки предупреждения о приближении к критическому положению поворотной платформы

В блоке 1 обрабатываются данные о таких параметрах стрелы, как угол наклона стрелы относительно горизонтальной плоскости, вылет стрелы, координата центра масс стрелы. В блоке 2 производится обработка параметров углов поворота стрелы крана и подвижного противовеса. В блоке 3 обрабатываются значения масс отдельных частей крана для последующего вывода координат центра масс поворотной платформы в блоке 9. В блоках 4, 11 выводится визуальная информация о положении как поворотной платформы крана в целом, так и стрелы в частности. В блоке 5 обрабатываются значения координат центра масс ходовой платформы. В блоке 6 выводятся значения параметров подвижного противовеса на основе значений в блоках 1, 2, 3. В блоке 7 происходит обработка параметров зоны работы крана. В блоке 8 обрабатываются параметры опорного

контура, предназначенного для повышения устойчивости крана при эксплуатации. В блоке 9 выводятся координаты центра масс крана с последующим указанием положения в блоке 11. В блоках 10, 12 выводятся предупреждения о приближении поворотной платформы к опасному для эксплуатации положению.

Выходным сигналом диаграммы является управляющее воздействие для определения положения противовеса в зависимости от текущего рабочего состояния крана. Эта диаграмма может быть использована при разработке системы управления подвижным противовесом крана.

Произведенные расчёты позволили построить зависимости грузоподъёмности от вылета стрелы для различных вариантов положения противовеса (рис. 7).

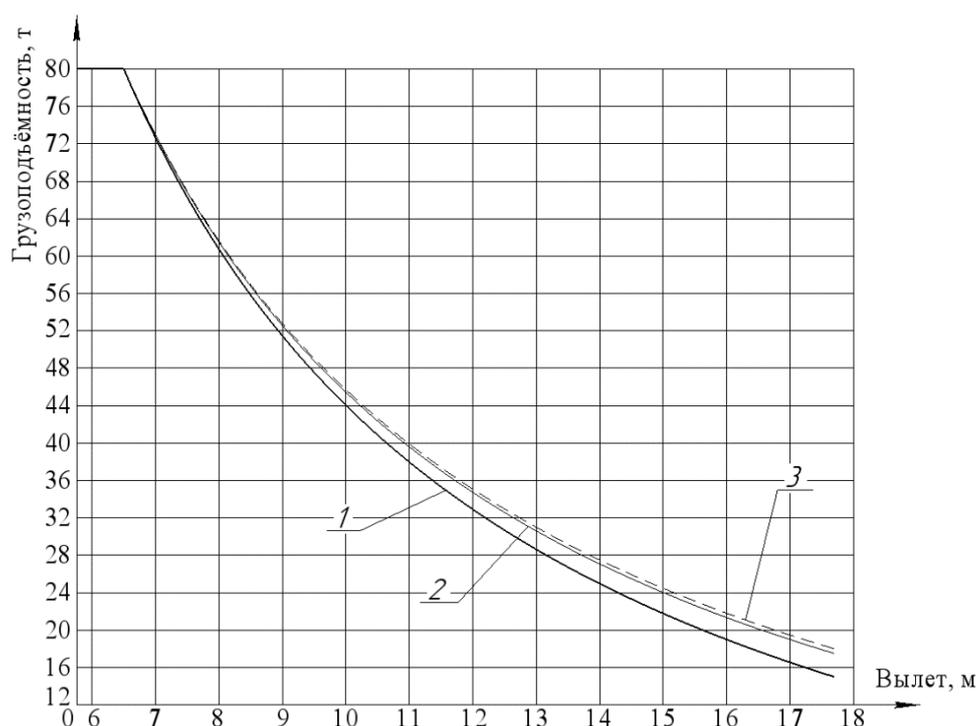


Рис. 7. Грузовые характеристики железнодорожного крана: 1 – стационарный противовес; 2 – подвижный противовес (поворот стрелы на угол $\alpha = 30^\circ$; 3 – подвижный противовес (расположение стрелы вдоль рельсовых путей)

Анализ результатов расчетов показывает, что использование подвижного противовеса наиболее эффективно выражается при работе крана на больших вылетах стрелы (от 10 до 17,7 м). При этом на максимальном вылете стрелы может быть достигнуто уве-

личение грузоподъёмности крана почти на 17% при повороте стрелы относительно вертикальной оси на угол $\alpha = 30^\circ$ (рис. 7, график 2) и на 20% при расположении стрелы вдоль рельсовых путей (рис. 7, график 3).

5. Заключение

Обоснована целесообразность оснащения железнодорожного крана КЖ-971 грузоподъемностью 80 т подвижным противовесом, что позволяет увеличить его грузоподъемность.

Управление положением противовеса в процессе работы крана в соответствии с текущими параметрами крана позволяет снизить нагрузки на опорно-поворотный круг. Применение подвижного противовеса на кране КЖ-971 позволит без изменения угла поворота противовеса на максимальном вылете поднимать на 3 т больше, а при повороте стрелы на угол 30° на максимальном вы-

лете кран может поднять на 2,5 т больше, чем при использовании стационарного противовеса.

Результаты прочностного расчёта в САПР SolidWorks показывают, что при подъёме стандартного груза максимальные напряжения в зоне болтовых отверстий снижаются почти на 62%, а при повороте стрелы и увеличении значения веса груза на крюке – на 35%.

В среде LabVIEW была разработана система управления положением подвижного противовеса в зависимости от вылета стрелы, её поворота и величины груза, висящего на крюке.

Список литературы

1. Железнодорожный гидравлический кран КЖ-1572 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-1572> (Дата обращения: 23.03.2023).
2. Железнодорожный гидравлический кран КЖ-971 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-971> (Дата обращения: 23.03.2023).
3. Петухов П.З. Специальные краны. М.: Машиностроение, 1985. 248 с.
4. Кран на железнодорожном ходу Multi Tasker KRC 1600-200 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kirow.info/catalog/cranes-train/KIROW-Multi-Tasker-1600-200/> (Дата обращения: 24.03.2023).
5. Булатов Б.Л., Синельщиков А.В. Расчет устойчивости башенных кранов на основе определения реакции в опорах // Вестник АГТУ. 2011. № 2. С. 27-30.
6. Синельщиков А.В., Джалмухамбетов А.И. Развитие методов расчета устойчивости башенных кранов // Вестник МГСУ. 2017. № 12 (111). С. 1342-1351.
7. Потахов Д.А. Динамика работы грузоподъемного железнодорожного крана в условиях нарушения опорного контура // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 3. С.

References

1. Zheleznodorozhnyy gidravlicheskiy kran KZH-1572 (Railroad hydraulic crane KZH-1572) Available at: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-1572> (In Russian).
2. Zheleznodorozhnyy gidravlicheskiy kran KZH-971 (Railroad hydraulic crane KZH-971) Available at: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-971> (In Russian)
3. Petukhov P.Z. Special cranes. Moscow, Mashinostroenie, 1985, 248 p. (In Russian)
4. Kran na zheleznodorozhnom khodu Multi Tasker KRC 1600-200 (Crane on the railroad track Multi Tasker KRC 1600-200) Available at: <http://kirow.info/catalog/cranes-train/KIROW-Multi-Tasker-1600-200/> (In Russian)
5. Bulatov B.L., Sinelshchikov A.V. Calculation of the stability of tower cranes based on the determination of the reaction in the supports. *Vestnik AGTU*, 2011, No. 2, pp. 27-30. (In Russian)
6. Sinelshchikov A.V., Dzhalmukhambetov A.I. Development of methods for calculating the stability of tower cranes. *Vestnik MGSU*, 2017, No. 12 (111), pp. 1342-1351. (In Russian)
7. Potakhov D.A. Dynamics of operation of a lifting railroad crane in conditions of violation of the reference contour. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 3,

426-433.

8. Ермоленко В.А., Витчук П.В. Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин // Надежность. 2016. Т. 16. № 2 (57). С. 20-25.

9. Багаутдинов И.Н., Шестаков Я.И. Оценка влияния неплоскостности опорного кольца опорно-поворотного круга платформы машины ЛП-19В на напряженное состояние механизма поворота // Известия ВУЗов. Лесной журнал. 2002. № 4. С. 65-71.

10. Колесник Н.П., Заяц Г.В. Напряженно-деформированное состояние шариковых опорно-поворотных кругов с учетом влияния элементов поворотной рамы // Вісник ПДАБА. 2010. № 10 (151). С. 11-26.

11. Буянкин П.В. Расчет нагрузок в опорно-поворотном устройстве экскаватора-мехлопаты // Вестник КузГТУ. 2014. № 2 (102). С. 19-21.

12. Витчук П.В., Шубин А.А., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов башенных и автомобильных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2015. № 4-5 (82). С. 38-40.

13. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Дефекты и отказы автомобильных кранов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 7-1. С. 88-93.

14. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Моделирование режимов нагружения кинематической пары «Ведущая шестерня - венец поворотного круга» при исследованиях энергоемкости механизма поворота экскаватора // Вестник СибАДИ. 2015. № 2 (42). С. 75-81.

15. Алямовский А.А. SOLIDWORKS Simulation и FloEFD. Практика, методология, идеология. М.: ДМК Пресс, 2018. 658 с.

16. Трэвис Д. LabVIEW для всех. М.: ДМК Пресс, 2011. 904 с.

pp. 426-433. (In Russian)

8. Ermolenko V.A., Vitchuk P.V. Features of calculating reliability indicators of lifting machines. *Nadezhnost*, 2016, Vol. 16, No. 2(57), pp. 20-25. (In Russian)

9. Bagautdinov I.N., Shestakov Ya.I. Evaluation of the influence of the non-flatness of the support ring of the slewing ring of the LP-19V platform machine on the stress state of the slewing mechanism. *Izvestiya VUZov. Lesnoy zhurnal*, 2002, No. 4, pp. 65-71. (In Russian)

10. Kolesnik N.P., Zayats G.V. The stress-strain state of ball slewing rings, taking into account the influence of the elements of the slewing frame. *Visnik PDABA*, 2010, No. 10 (151), pp. 11-26. (In Russian)

11. Buyankun P.V. Calculation of loads in the slewing device of the excavator-mechanical shovel. *Vestnik KuzGTU*, 2014, No. 2 (102), pp. 19-21. (In Russian)

12. Vitchuk P.V., Shubin A.A., Krylov K.Yu. Classification of defects and failures of tower and automobile cranes. *Podemno-transportnoe delo*, 2015, No. 4-5 (82), pp. 38-40. (In Russian)

13. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Krylov K.Yu. Defects and failures of automobile cranes. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2016, No. 7-1, pp. 88-93. (In Russian)

14. Kuznetsova V.N., Savinkin V.V. Modeling of loading modes of kinematic pair «Driving gear - crown of the slewing ring» in researches of the energy intensity of the excavator slewing mechanism. *Vestnik SibADI*, 2015, No. 2 (42), pp. 75-81. (In Russian)

15. Alyamovskiy A.A. SOLIDWORKS Simulation and FloEFD. Practice, methodology, ideology. Moscow, DMK Press, 2018, 658 p. (In Russian)

16. Trevis D. LabVIEW for all. Moscow, DMK Press, 2011, 904 p. (In Russian)