



УДК 621.873

Яблоков Александр Сергеевич, доцент, к.т.н., доцент кафедры подъемно-транспортных машин и машиноремонта

Волжский государственный университет водного транспорта
603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5.

Борунов Сергей Александрович, студент кафедры подъемно-транспортных машин и машиноремонта

Волжский государственный университет водного транспорта
603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5.

Девин Александр Дмитриевич, студент кафедры подъемно-транспортных машин и машиноремонта

Волжский государственный университет водного транспорта
603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5.

Шутов Владислав Вадимович, студент кафедры подъемно-транспортных машин и машиноремонта

Волжский государственный университет водного транспорта
603951, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕКОНСТРУИРОВАННОГО КОЗЛОВОГО КОНТЕЙНЕРНОГО КРАНА

Аннотация. В статье затрагивается тема усталостной долговечности реконструированного крана козлового контейнерного. Определялись действующие нагрузки на главную балку с использованием собственного веса, веса кабины крановщика и расчетного давления колес грузовой тележки с учетом динамических нагрузок, возникающих при работе механизма подъема крана и при передвижении крана. Целью реконструкции крана является продление его срока службы и повышение его производительности. В итоге можно сделать вывод: эксплуатационный срок грузоподъемного устройства в паспортном режиме допускается.

Ключевые слова: подъемное сооружение, металлоконструкция, усталостная долговечность, метод конечных элементов, моделирование, прочность, концентрация напряжений, надежность.

Введение.

Подъемно-транспортные машины находят широкое применение во многих отраслях промышленности, сельского хозяйства, всех видов транспорта, в которых используют как общепромышленные виды этих машин так и их системы и конструкции, отражающие специфику данной области народного хозяйства.

Механизация и автоматизация производственных процессов требуют всемирного расширения областей эффективного применения различных грузоподъемных и

транспортирующих машин и механизмов. Широкое использование способствует механизации трудоемких и тяжелых работ, удешевлению стоимости производства, улучшению использования объема производственных зданий, сокращению путей движения грузов в технологической цепи производства.

Высокая технологичность машин для перегрузке крупнотоннажных контейнеров обеспечивается тем, что цепь производства связана современной системой подъемных и транспортирующих машин и механизмов, подъемно-транспортных машин.

Реконструкция крана производится с целью повышения грузоподъемности, снижения статических и динамических нагрузок.

Определение действующих нагрузок на главную балку

Определяем собственный вес главной балки согласно графику[1]:

$$\frac{G_M}{2} = 16 \text{ т}$$

С учетом среднего режима работы и изготовления из низколегированной стали:

$$\frac{G_M}{2} = 140 \cdot 0,9 = 144 \text{ кН}$$

Определяем погонный вес главной балки, кН/м[2]:

$$q = \frac{G_{M/2}}{1,05 \cdot L}$$

$$q = \frac{144}{1,05 \cdot 32} = 4,28 \text{ кН/м}$$

Собственный вес грузовой тележки, кН[1]:

$$G_{тел} = 0,32 \cdot G$$

$$G_{тел} = 0,32 \cdot 320 = 102,4 \text{ кН}$$

Принимаем $G_{тел} = 102,4 \text{ кН}$

Вес кабины крановщика зависит от условий работы крана, от типа кабины и завода изготовителя. В случае отсутствия данных аналогов, веса кабин можно брать по таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Вес кабин [3]

Тип кабины	$G_{каб}$, кН
Кабины открытого типа	6-8
Кабины закрытого типа	10-12
Электроаппаратура в кабине	4-5
Закрытая кабина с электроаппаратурой и кондиционером	25-30
Панели электрооборудования на площадках моста	3-5

$$l_{каб} = 1,5 \div 3 \text{ м}$$

Принимаем $l_{каб} = 2 \text{ м}$.

Выбираем кабину закрытого типа с электроаппаратурой и кондиционером. С учетом того, что на балку действует примерно половина веса кабины[2]:

$$G_{каб} = \frac{30}{2} = 15 \text{ кН}$$

Принимаем $G_{\text{каб}} = 15 \text{ кН}$.

Определим вертикальные подвижные нагрузки от давления колес грузовой тележки.

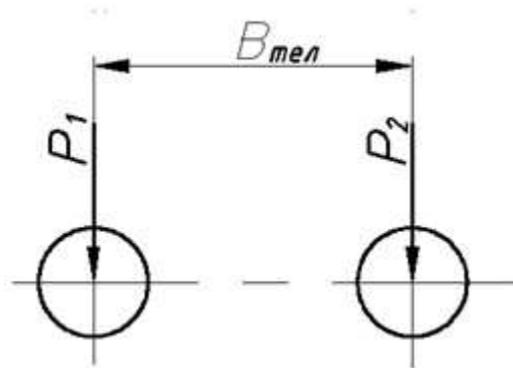


Рисунок 2.1 – Схема давления на колеса грузовой тележки

Давления на колеса грузовой тележки, кН[2]:

$$\begin{cases} P_1 = P_{1Q} + P_{1G_{\text{тел}}} = \frac{Q}{4} + k \frac{G_{\text{тел}}}{4} = 102,4 + 17,2 = 119,6 \text{ кН} \\ P_2 = P_{2Q} + P_{2G_{\text{тел}}} = \frac{Q}{4} + k' \frac{G_{\text{тел}}}{4} = 102,4 + 16 = 118,4 \text{ кН} \end{cases}$$

где $k = 1,1$ и $k' = 0,9$ – коэффициенты неравномерного давления колес.

Расчетное давление колес грузовой тележки с учетом динамических нагрузок, возникающих при работе механизма подъема крана (комбинация А) и при передвижении крана (комбинация Б), определяются по следующим формулам[2]:

$$\begin{cases} \text{Комбинация А} \begin{cases} P_{1\text{расч}}^A = K_D \cdot P_{1Q} + P_{1G_{\text{тел}}} = 1,2 \cdot 102,4 + 17,2 = 143,5 \text{ кН} \\ P_{2\text{расч}}^A = K_D \cdot P_{2Q} + P_{2G_{\text{тел}}} = 1,2 \cdot 102,4 + 16 = 142,08 \text{ кН} \end{cases} \\ \text{Комбинация Б} \begin{cases} P_{1\text{расч}}^B = (P_{1Q} + P_{1G_{\text{тел}}})K_T = (102,4 + 17,2) \cdot 1 = 119,6 \text{ кН} \\ P_{2\text{расч}}^B = (P_{2Q} + P_{2G_{\text{тел}}})K_T = (102,4 + 16) \cdot 1 = 118,4 \text{ кН} \end{cases} \end{cases}$$

где K_D – коэффициент динамики для поднимаемого груза, для среднего режима работы $K_D = 1,2$;

$K_T = 1$ – коэффициент толчков, учитывающий динамические нагрузки, возникающие при передвижении крана с грузом (принимается в зависимости от скорости передвижения крана).

Результаты оценки долговечности металлоконструкции крана.

Для оценки возможности практического использования метода математического моделирования исчерпания ресурса был проведен расчет металлоконструкции главной балки козлового контейнерного крана МККС-42Км. Поскольку главная балка симметрична и действия пары сил также симметричны, в расчете используем 1/4 балки[3]. Материал металлоконструкции – низколегированная сталь 09Г2С[4]. Определение напряженно-деформированного состояния крана выполнено в зависимости от условий работы крана – для расчета был выбран номинальный режим работы крана[6],

соответствующий максимально допускаемой грузоподъемности – 35 тн., предельной ветровой нагрузке рабочего состояния – скорость ветра 25 м/с[5].

На конструкцию действует давление $P_1 = 143.5$ кН, $P_2 = 142.08$ кН, усилие составляет $N_1 = 241.5$ Н, $N_2 = 239.2$ Н.

Расчёт напряжений, действующих на балку и возникающие деформации, произведён в программе APM Structure 3D[7][9][12].

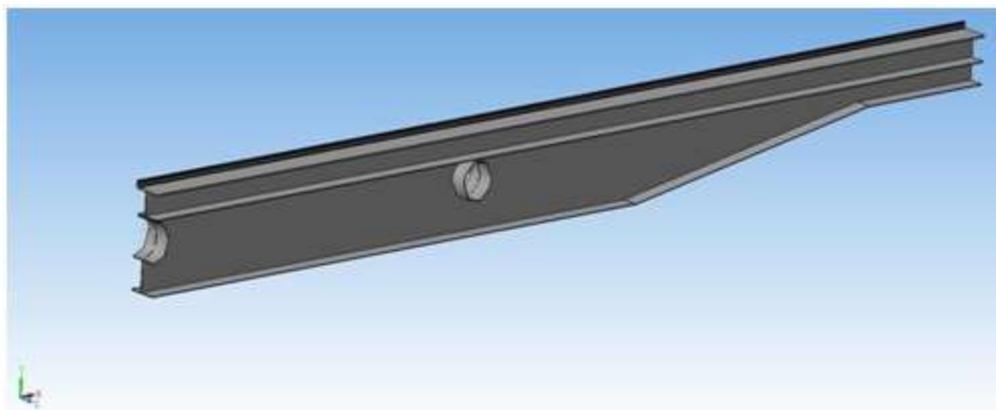


Рисунок 3.1 - Модель 1/4



Рисунок 3.2 - Модель с сеткой разбиения

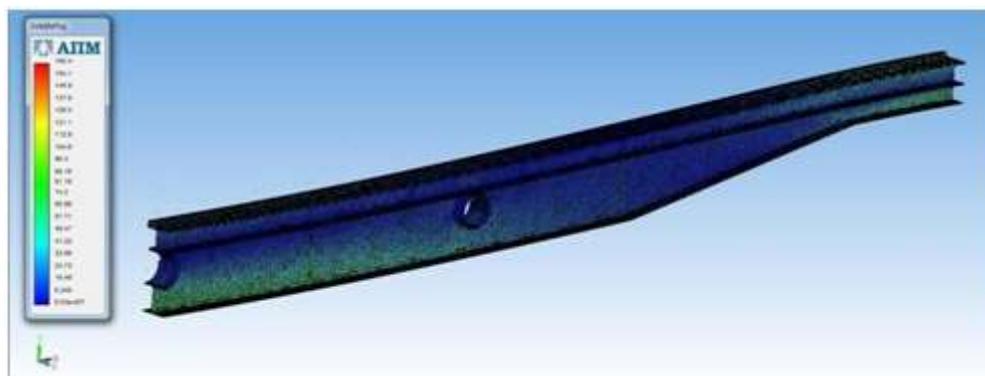


Рисунок 3.3 - Эквивалентные напряжения

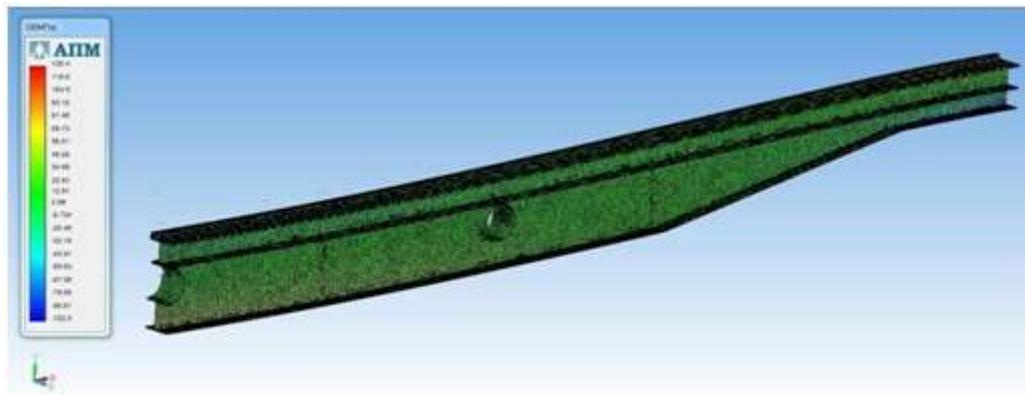


Рисунок 3.4 - Напряжения по оси X

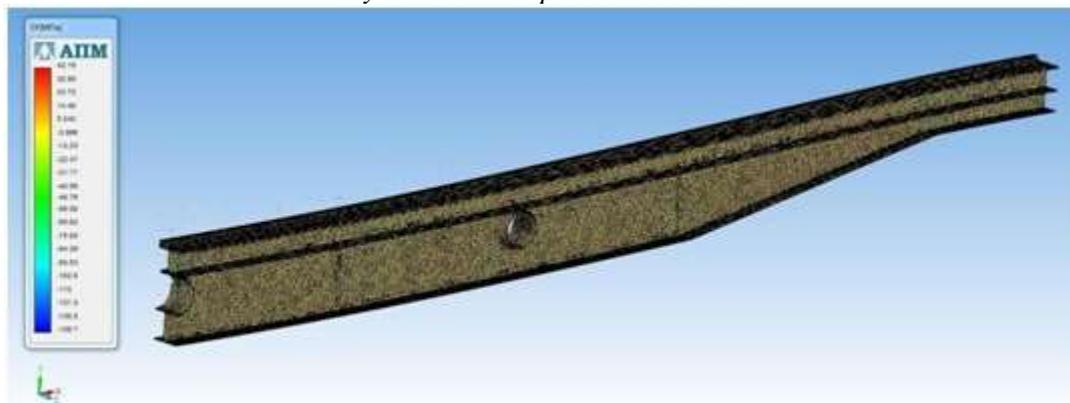


Рисунок 3.5 - Напряжения по оси Y

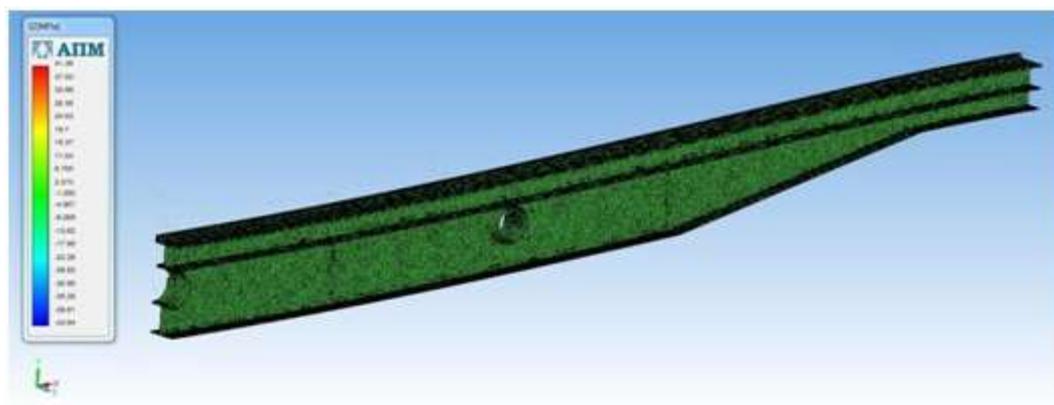


Рисунок 3.6 - Напряжения по оси Z

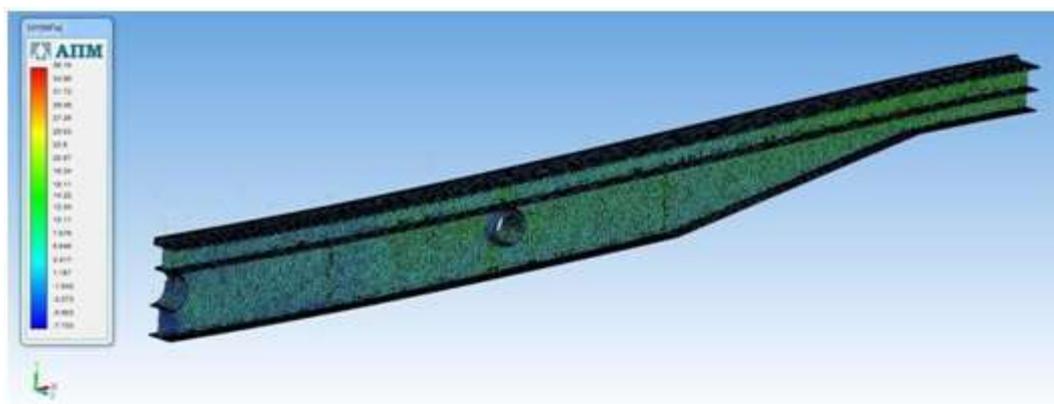


Рисунок 3.7 - Напряжения в плоскости XY

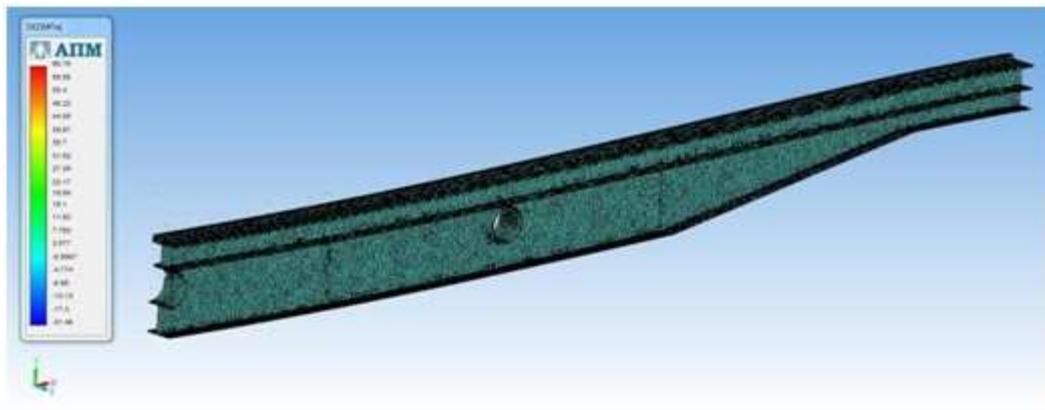


Рисунок 3.8 - Напряжения в плоскости XZ

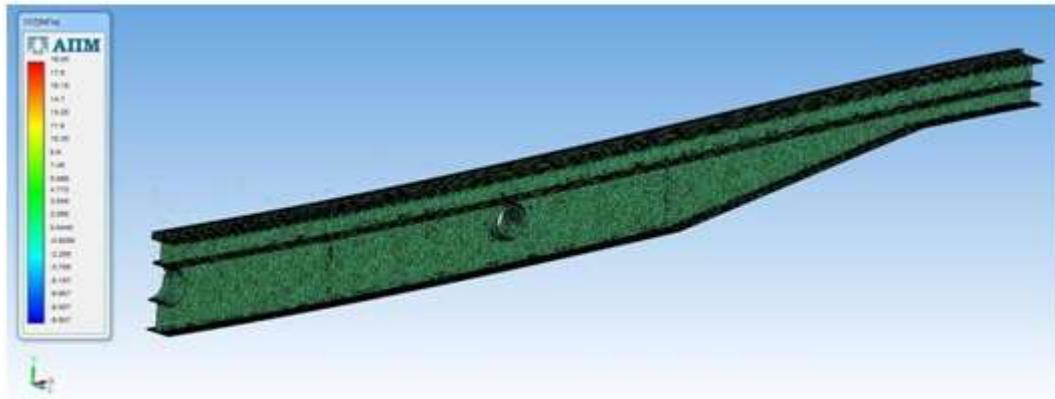


Рисунок 3.9 - Напряжения в плоскости YZ

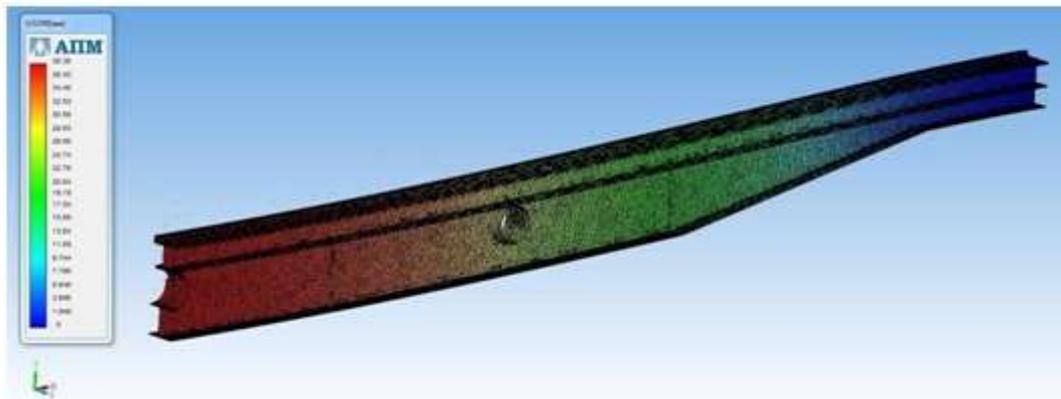


Рисунок 3.10 - Суммарные перемещения

Нормальные напряжения в опасном сечении металлоконструкции, МПа[12]:

$$\sigma = \frac{m_0 R_H}{k_M}$$

где, m_0 - коэффициент условий работы, $m_0 = 0,54$;

$m_0 = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3$

$m_0 = 0,6 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,54$

R_H - нормативный предел текучести, для малоуглеродистых сталей - 502 МПа[3];

k_M - коэффициент надёжности по материалу, $k_M = 1,5$ [3];

$\sigma = (0,54 \cdot 502) / 1,5 = 180,72$ МПа

Нормальные напряжения в опасном сечении составляют 162,4 МПа, что ниже предельного напряжения 180,72 МПа[6].

Заключение.

1. Показана математическая модель механики поврежденной среды для расчета усталостной долговечности конструкций по механизму деградации многоциклового усталости материала.

Указанная модель позволяет учитывать:

– нелинейность процесса накопления усталостных повреждений;
– нелинейность суммирования повреждений при изменении режимов нагружения и вида напряженного состояния.

2. Была разработана научно-обоснованная методика расчета полей напряжений, деформаций, повреждений в опасных зонах элементов.

3. Произведен анализ кинетики напряженно-деформированного состояния элементов и узлов подъемного сооружения, подверженного воздействию знакопеременного нагружения и выполнен на его основе прогноз усталостной долговечности, который показал, что данный подход пригоден для разработки на его основе экспертных систем оценки ресурса грузоподъемных траверс как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации.

Список литературы:

1. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. – М: Машиностроение, 1971.
2. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. Под ред. Казака С.А. – М: Высшая школа, 1989.
3. Справочник конструктора-машиностроителя. Анурьев В.И. В 3-х томах. – М: Машиностроение, 1982.
4. Технология машиностроения. Под ред. Дальского А.М. В 2-х томах. – М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999.
5. Трощенко В. Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. – Киев: Наук.думка, 1981. – 343с.
6. Руководящий технический материал // Расчёты и испытания на прочность / Методы расчёта на трещиностойкость металлоконструкций мостовых кранов при статическом и циклическом нагружении. – Красноярск, 1990. – 58 с.
7. Боднер, Линдхолм. Критерий приращения повреждения для зависящего от времени разрушения материалов // Теоретические основы инженерных расчетов. 1976, №2. С. 51 - 58.
8. Волков И.А. Модель повреждённой среды для оценки ресурсных характеристик конструкционных сталей при механизмах истощения, сочетающих усталость и ползучесть материала / И.А. Волков, А.И. Волков, Ю.Г. Коротких, И.С. Тарахов // Вычислительная механика сплошных сред. 2013. Т. 6, № 2. С. 232–245.
9. Chaboche J. L. Continuous damage mechanics a tool to describe phenomena before crack initiation // Engineering Design. 1981. vol. 64. p. 233-247.
10. Reisler J. Statistical Models for Estimating Fatigue Strain // Journal of Nuclear Energy Part C: Plasma Physics. 1996. vol. 167. p. 129 – 154..
11. Kennedy A. J. The creep of metals under interrupted stressing // Journal Proc. of the Royal. 1952. vol. 213. p. 492 – 506.
12. Hayhurst D. R., Dimmer P. R. Estimates of the creep rupture lifetime of structures using the finite element method // M. W. Cernuha. 1975. vol. 23. p. 335 - 355.
13. Beaver P. W. Biaxial Fatigue and Fracture of Metals: a Review Metals Forum. 1985. vol. 8. p. 14-29

EVALUATION OF THE FATIGUE DURABILITY OF A RECONSTRUCTED GATEWAY CONTAINER CRANE

Yablokov Alexander Sergeevich, Borunov Sergey Alexandrovich,
Devin Alexander Dmitrievich, Shutov Vladislav Vadimovich

Annotation. The article addresses the topic of fatigue life of the reconstructed gantry container crane. The effective loads on the main beam were determined using the dead weight, the weight of the crane operator's cabin and the estimated wheel pressure of the cargo trolley, taking into account the dynamic loads that arise during the operation of the crane lifting mechanism and when moving the crane. The purpose of the reconstruction of the crane is to extend its service life and increase its productivity. As a result, we can conclude: the operating life of the lifting device in the passport mode is allowed.

Keywords: handling machine, metal construction, fatigue durability, finite element method, modeling, strength, stress concentration, reliability.