

УДК 621.791.85.011:546.56:669

Гавриш П. А.

СНИЖЕНИЕ ЦИКЛИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Усталостные повреждения металлоконструкций грузоподъемных машин приводят к появлению трещин в главных балках, концевых балках и во вспомогательных металлоконструкциях [1, 2]. Трещиноподобные дефекты и, в конечном счете, разрушение металла, приводит к аварийным ситуациям. Анализ причин, приводящих к преждевременным отказам сварных крановых металлоконструкций, показывает, что факторов, влияющих на создание аварийных ситуаций, много и устранение таких факторов позволит повысить долговечность работы грузоподъемных кранов [3].

Существенную роль в повышении усталостной прочности металлоконструкций от действующих циклических нагрузок играют: высокая концентрация напряжений, зависящая от типа шва и формы сварного соединения; дефекты сварных швов металлоконструкций, неоднородность фазовой структуры и химического состава металла сварного шва; остаточные сварочные напряжения, вызываемые нагревом металла концентрированным источником тепла [3, 4]. Повышение технологичности и снижение негативных последствий сварки методом контракции сварочной дуги позволяет, при ручной дуговой сварке в условиях эксплуатации, увеличить глубину проплавления основного металла и снизить ширину сварного шва, тем самым, уменьшая количество наплавленного металла и обеспечивая снижение усадочных явлений, что, как следствие, приводит к уменьшению остаточных напряжений и деформаций, снижающих вероятность образования трещин в сварных соединениях металлоконструкций грузоподъемных кранов [3]. Применение более совершенных сварочных материалов и технологий сварки существенно снижает вероятность образования сварочных дефектов [5, 6].

На образование циклических нагрузок влияет и силовое взаимодействие грузоподъемного крана с подкрановой эстакадой [7, 8].

Целью работы является исследование силового взаимодействия крана с эстакадой, когда конструкция, закрепляющая колесо, значительно жестче, чем подкрановая балка.

Для испытаний использовали специальный стенд [9]. Устройство стенда приведено на рис. 1, а кинематическая схема на рис. 2.

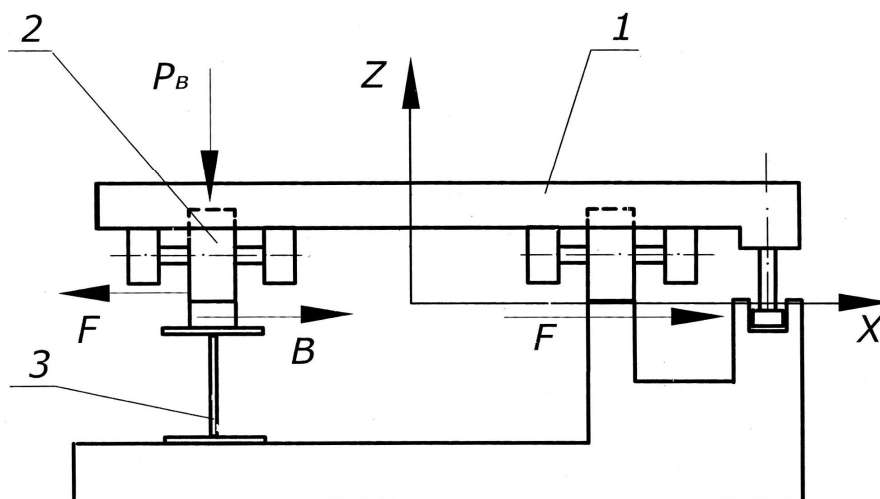


Рис. 1. Стенд с подвижной тележкой

Конструкция станда состоит из тележки 1, имеющей три безребордных колеса 2, под одним из колес 2 расположена балка 3, на которой укреплены динамометры, измеряющие вертикальную и боковую силы.

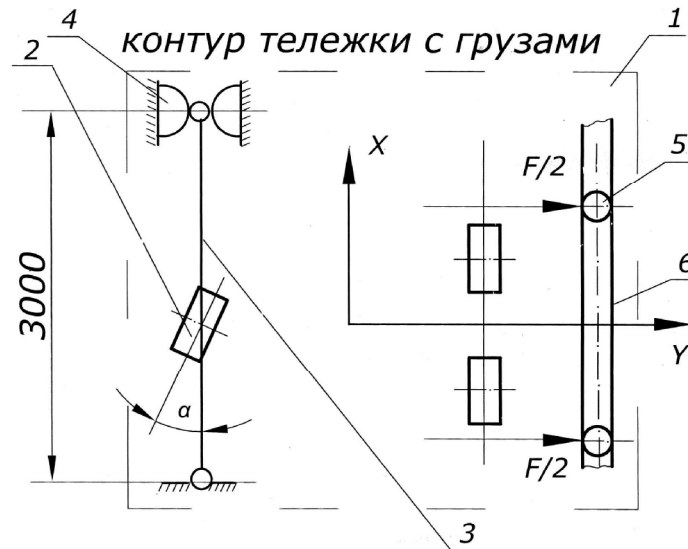


Рис. 2. Кинематическая схема станда:

1 – тележка с грузами; 2 – колесо, заранее установленное с перекосом; 3 – подкрановая балка; 4 – динамометры; 5 – боковые ролики; 6 – направляющие

Вертикальная нагрузка на колесо 2 устанавливалась равной $P_v = 70$ кН. Колесо 2 устанавливалось с перекосом относительно оси X (угол – α). С помощью боковых роликов 5, установленных в направляющих 6, обеспечивалось прямолинейное движение тележки.

При движении перекошенного колеса 2 от опоры к середине балки на контакте колесо-рельс происходит поперечное проскальзывание колеса относительно рельса, а, следовательно, возникают силы скольжения – боковое давление B и направляющее усилие F . Направляющее усилие F , действуя на колесо, стремится сдвинуть тележку вдоль оси Y – Y , чему препятствуют боковые ролики 5. Образуется два взаимно противоположных усилия, действующих в контактах колесо – рельс и боковые ролики – направляющая.

Тележка и направляющая имеют поперечную жесткость значительно больше, чем балка 3, поэтому под действием распорного бокового давления B происходит упругая деформация балки в сторону положительного направления оси Y – Y на величину Δ (рис. 3).

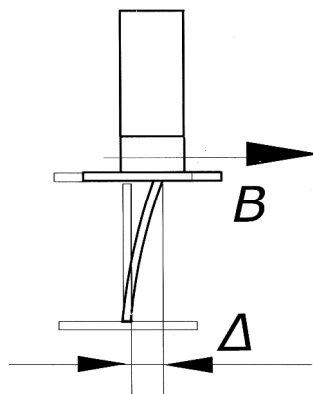


Рис. 3. Упругая деформация балки

Зависимости величин поперечных упругих перемещений колеса Δ_k и упругих поперечных деформаций подкрановой балки Δ_B , в процессе движения тележки крана с колесом, имеющим перекося по углом α от сдвигающей поперечной силы B , приведены в табл. 1.

Таблица 1

Величины поперечных упругих перемещений колеса и тележки и величины сдвигающей силы

B	6	7	10	12	15	17	19	24	26	30
Δ_k	1,0	1,5	1,9	2,3	2,8	3,1	3,5	4,0	4,4	5,6
Δ_B	1,6	2,0	3,0	4,4	5,1	5,5	6,5	7,0	7,6	8,4

Таким образом, колесо будет катиться прямолинейно (рис. 3) в плоскости своего диска, но под углом α к общему направлению движения, а металлоконструкция тележки или подкрановой балки будут упруго деформироваться под действием поперечной силы. Причем процесс деформации будет протекать циклично: в месте контакта колеса с рельсом – наибольшие упругие пластические деформации, а в том месте металлоконструкции, откуда колесо уже переместилось в следующую точку контакта – минимальные либо нулевые.

Целесообразно выполнить математическое моделирование влияния поперечной силы на смещение подкрановой балки. Используя программу STATISTICA 6 и исследуя влияние поперечной силы, получили данные о зависимостях смещений колеса и балки, причем с учетом прогнозируемых данных для всего диапазона испытаний (рис. 4).

The image shows a screenshot of a spreadsheet titled "Data: Spreadsheet1.sta* (10v by 10c)". The spreadsheet contains the following data:

	1 B	2 Δ_k	3 Δ_k -P	4 Δ_k -exp	5 Δ_B	6 Δ_B -P
1	6	1	1,19085	1,412666	1,6	2,122085
2	7	1,5	1,36247	1,501671	2	2,403964
3	10	1,9	1,87733	1,803769	3	3,2496
4	12	2,3	2,22057	2,038223	4,4	3,813358
5	15	2,8	2,73543	2,448262	5,1	4,658994
6	17	3,1	3,07867	2,766488	5,5	5,222752
7	19	3,5	3,42191	3,126076	6,5	5,786509
8	24	4	4,28001	4,243034	7	7,195903
9	26	4,4	4,62325	4,794544	7,6	7,75966
10	30	5,6	5,30973	6,121937	8,4	8,887175

Рис. 4. Данные исследования смещений колеса и балки

При построении графической зависимости смещения колеса от поперечной силы установлено, что зависимость не линейная. Наиболее оптимальная математическая модель – экспоненциальная:

$$\Delta_k = 0,9628 \times \exp(0,0618 \times B). \quad (1)$$

Полученные экспериментальные данные хорошо согласуются с математической моделью (рис. 5). При построении графической зависимости смещения балки от поперечной силы установлено, что наиболее близкая экспериментальным данным полиномиальная модель:

$$\Delta_B = -1,3472 + 0,5337 \times B - 0,0072 \times B^2. \tag{2}$$

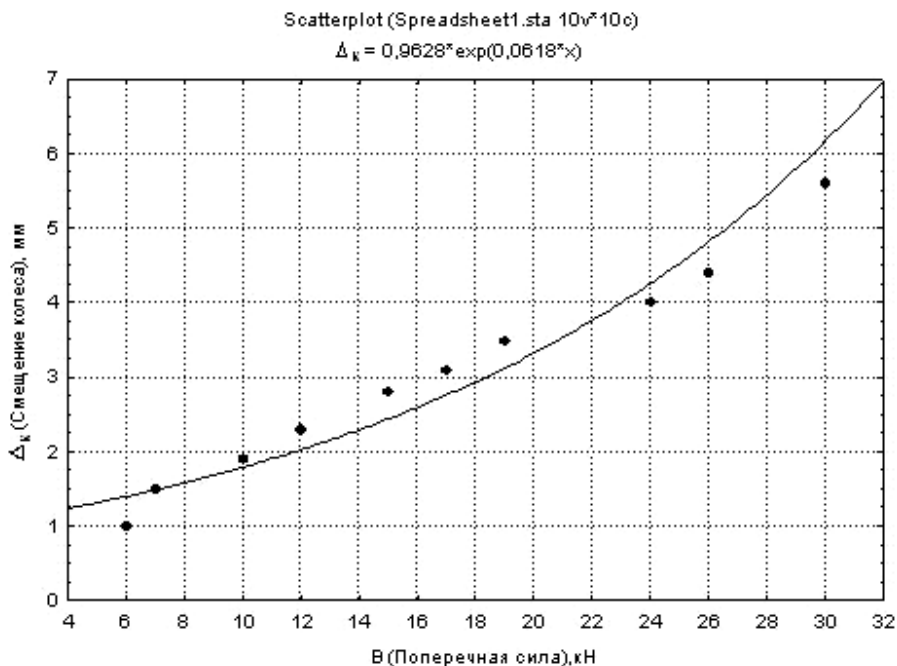


Рис. 5. График зависимости смещения колеса от поперечной силы

На рис. 6 представлен график зависимости смещения балки от поперечной силы.

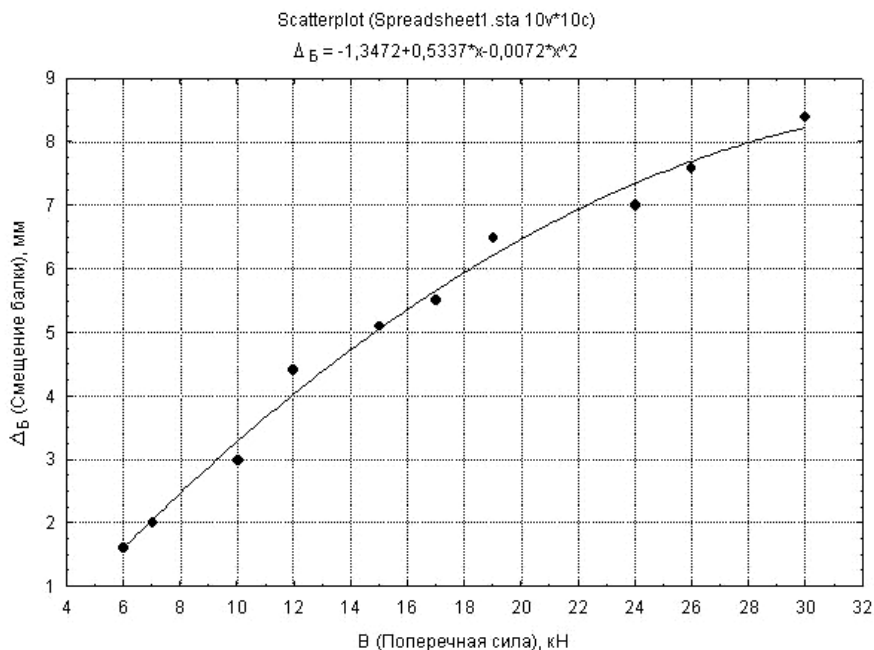


Рис. 6. График зависимости смещения балки от поперечной силы

Величины и цикличность дополнительного нагружения металлоконструкции от действия поперечной силы, вызываемой перекосом колес крана, приводят к появлению усталостных трещин металлоконструкции и снижению долговечности работы грузоподъемной машины в целом. Таким образом, при установке колес крана с перекосом силовое взаимодействие такого крана с подкрановыми путями приводит к появлению большого размаха вертикальных и горизонтальных реакций в контактах колесо – рельс, а в итоге, к размаху усилий во всей системе кран – подкрановая эстакада.

В свою очередь, образующиеся вторичные напряжения вызывают характерные повреждения главных балок:

- отрывы «петушков», прикрепляющих рельс к поясу;
- разрушения верхних угловых продольных швов «пояс-стенка» на главных балках;
- разрушения верхних угловых поперечных швов «пояс-ребро» на главных балках и другие повреждения.

ВЫВОДЫ

Выполненные исследования в испытательной лаборатории технической диагностики ДГМА показали, что один из основных факторов, влияющих на долговечность работы грузоподъемной машины, – это поперечные силы, появляющиеся от неточности установки колес крана.

Переменные циклические нагрузки возникают от движения крана по пролету (движения колеса крана по рельсу).

Снижение циклического нагружения металлоконструкции крана возможно при выверке колес крана и установке их согласно требованиям технической документации.

Создана математическая модель зависимостей смещения колес крана и балки от влияния поперечной силы, позволяющая определить максимальные смещения колеса и балки в зависимости от угла перекоса колеса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Емельянов О. А. Основные факторы, снижающие долговечность сварных конструкций машин / О. А. Емельянов, В. П. Шепотько, В. И. Ярков // Горные машины и автоматика. – 2005. – № 1. – С. 13–15.
2. Емельянов О. А. Ремонт крановых металлоконструкций. Подготовка технических решений / О. А. Емельянов, В. П. Шепотько // Подъемные сооружения и специальная техника. – Одеса : Нац. технич. асоціація. – 2004. – № 9. – С. 22.
3. Повышение эксплуатационной долговечности сварных металлоконструкций / Н. А. Грановская, В. В. Чигарев, Н. А. Макаренко, В. П. Шепотько, П. А. Гавриш, С. В. Лубенец // Захист металургійних машин від поломок : зб. наук. пр. – Маріуполь, 2010. – Вып. 12. – С. 231–237.
4. Труфяков В. И. Повышение сопротивления усталости сварных соединений и конструкций / В. И. Труфяков // Автоматическая сварка. – 1998. – № 11. – С. 11–19.
5. Gavrish P. A. Preliminary heating at welding of copper with steel / P. A. Gavrish, V. I. Tulupov // The 10th International Conference «Research and Development in Mechanical Industry». RaDMI 2010. In Memoriam of Prof. Dr Georgios Petropoulos. Donji Milanovac, Serbia, 16–17 Septemder, 2010. – Vol. 1. – P. 156–158.
6. Чигаре В. В. Исследование процесса волочения порошковой проволоки для сварки меди со сталью / В. В. Чигарев, П. А. Гавриш, Э. П. Грибков // Сварочное производство. – М. : 2011. – № 4 (917) апрель. – С. 15–20.
7. Андриевский С. М. Сход колеса с рельса / С. М. Андриевский, В. А. Крылов // Труды ВНИИЖТ. – М. : Транспорт, 1969. – Вып. 393. – С. 20–41.
8. Иванов В. Н. Боковые нагрузки при движении мостового крана / В. Н. Иванов, Б. С. Ковальский // Проблемы создания и эксплуатации подъемно-транспортных машин в условиях Дальнего Востока и Востока Сибири. – Дальневосточный филиал ВНИИПТМаш. – Артем. – 1983. – С. 60–62.
9. А. с. 1295289, МКИ G 01N 3/34. Установка для испытания балок на усталостную прочность / О. А. Емельянов, В. П. Шепотько, В. Д. Чевычелов и С. В. Лубенец (СССР). – № 3907005/25-28; заявлено 10.06.85; опубл. 07.03.87, Бюл. № 9.