

5. Довбня Н.П., Бондаренко Л.Н. Влияние угла обхвата колеса тормозной колодки на тормозную силу поезда // Залізничний транспорт України. 2007. №6. С. 40-41.

6. Довбня Н.П., Бондаренко Л.Н., Бобырь Д.В. Зависимость максимальных давлений колодки на колесо от расстояния между осью башмака и поверхностью трения /Проблеми трибології. Хмельницький: ТУП. 2008. №1. С. 24-28.

*L. Bondarenko, S. Yakovlev*

*Specifications to definition of reaction in hinges shoe tree brakes*

*The specified formula is offered on determination of brake moment, developed a shoe tree brake, retaining corner of circumference by the shoe tree of brake pulley. It is well-proven that insignificant differences are in the size of normal pressure between a shoe tree and pulley depending on the method of fastening of shoe tree to the lever.*

Получено 07.04.09

УДК 621.874

Н.Ю. Дорохов, канд. техн. наук, доц., (06264) 41-47-45  
(Украина, Краматорск, ДГМА)

## **ПЕРСПЕКТИВЫ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ МОСТОВЫХ КРАНОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВОЛНОВЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ**

*Рассмотрены возможности использования волновой цепной передачи в качестве динамического гасителя колебаний металлоконструкций мостовых кранов с точки зрения продления их долговечности.*

*Ключевые слова: металлоконструкции, мостовые краны, динамические нагрузки, волновая цепная передача.*

По данным о характере разрушений металлоконструкций мостовых кранов [1], на процесс образования трещин кроме прочих оказывают влияние и вертикальные нагрузки, возникающие в результате работы механизма подъема груза.

Амплитуда деформации моста крана в начальный момент подъема груза зависит от скорости подъема груза и соотношения жесткостей кранового моста и канатов полиспаста. Уменьшение амплитуды колебаний возможно снижением скорости подъема и жесткости канатов либо увеличением жесткости моста, однако это может отрицательно отразиться на характеристиках, габарите и массе крана.

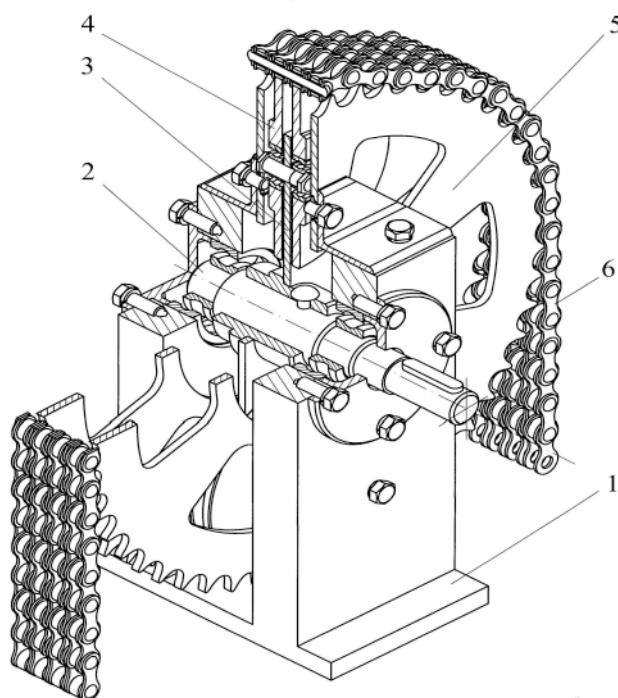
Среди направлений снижения динамических нагрузок кранов выделяется динамическое гашение колебаний металлоконструкции, суть которого состоит в присоединении к объекту виброзащиты вспомогательных приспособлений с целью изменения его вибрационного состояния путем коррекции упругоинерционных параметров системы. Однако при использовании неуправляемых динамических гасителей возможно не только увеличение амплитуды колебаний, но и возникновение резонанса. Поэтому наиболее совершенными являются динамические гасители с регулировкой, в которых при изменении параметров возмущающей силы изменяются и параметры гасителя.

Для изменения состояния системы может быть достаточно одного жесткого кратковременного внешнего воздействия на систему возмущающей силы [2], например, сообщением ей дополнительного ускорения, что может обеспечить использование в принципиальной схеме механизма подъема груза волновой цепной передачи, позволяющей получать циклическое движение исполнительного органа с заданными параметрами.

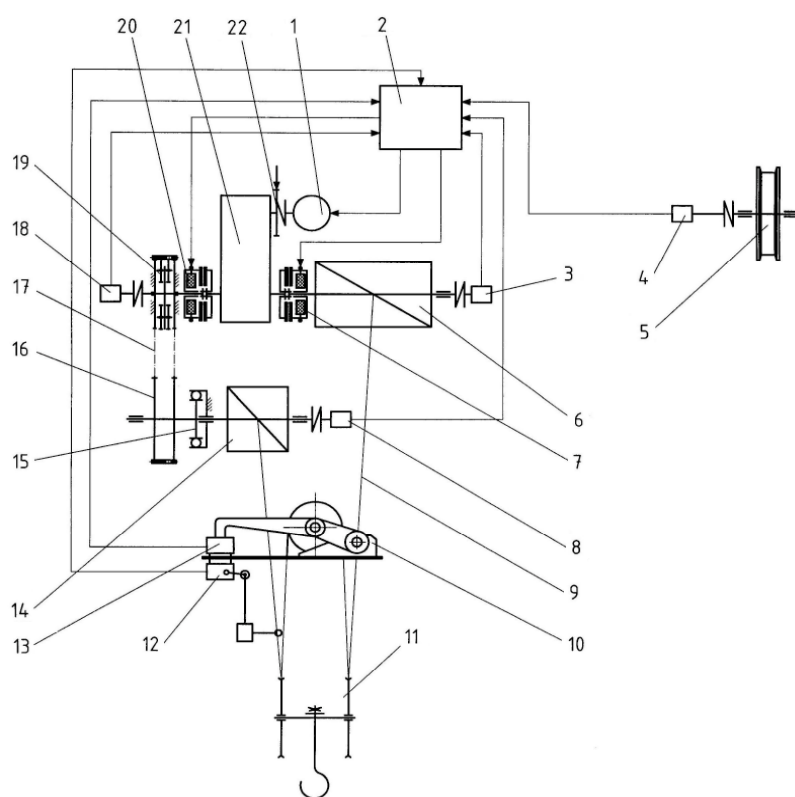
Таким образом, одним из актуальных направлений исследований является поиск конструктивных решений и методики расчета параметров регулируемого динамического гасителя колебаний в механизме подъема груза на основе волновой цепной передачи [3] (рис. 1), которая состоит из корпуса 1, к которому жестко прикреплены неподвижные звездочки 2. Катки 3 водила 4 при вращении обкатываются по внутренней поверхности многорядной цепи 5, которая находится в непосредственном контакте с неподвижными звездочками. Крепление неподвижных звездочек к корпусу волнового цепного редуктора при помощи болтов дает возможность в случае износа зубьев в зоне контакта с многорядной цепью переставлять их той частью в рабочую зону, которая не была в контакте, что позволяет продлить срок службы зацепления и привода в целом. Однако по своим конструктивным особенностям привод механизма подъема груза на основе только волновой цепной передачи не обеспечивает необходимых рабочих скоростей вертикального перемещения груза.

В результате синтеза механизмов подъема классической конструкции и с волновой цепной передачей получен механизм подъема комбинированного типа, в котором классический привод выполняет функции подъемного устройства, а привод с волновой цепной передачей – управляемого динамического гасителя колебаний, возникающих от работы основного привода [4].

Схема такого механизма подъема груза представлена на рис. 2.



**Рис. 1. Волновая цепная передача**



**Рис. 2. Кинематическая схема механизма подъема груза с динамическим гасителем колебаний**

Длина наматываемых на барабаны канатов контролируется датчиками 3 и 8. Изменение настройки волнового цепного редуктора при перемещении тележки относительно кранового моста осуществляется датчиком 4, установленном на колесе 5.

Максимальная высота подъема крюковой подвески контролируется ограничителем высоты 12. Роликовый останов 15 предназначен для экстренного торможения барабана 14 при внезапном нарушении целостности многорядной цепи 17.

Установка электромагнитной муфты 7 позволяет управлять вращением канатного барабана 14, что дает возможность применять при осуществлении манипуляций только волновой цепной привод, обеспечивая таким образом максимальную точность позиционирования груза, что важно при проведении монтажных работ.

При подъеме груза с основания датчиком 13 контролируется предварительная выборка провисания канатов.

При пуске электродвигателя 1 вращающий момент передается на канатный барабан основного подъема 6, на который наматывается или разматывается один конец каната 9, при этом другой конец каната закреплен на барабане 14 динамического гасителя колебаний, управление которым осуществляется при помощи электромагнитной многодисковой муфты 20. На блок управления 2 подаются сигналы с датчика давления 13, регистрирующего массу поднимаемого груза и с датчика 4, определяющего положение тележки относительно кранового моста. Датчики 3 и 8 определяют длину каната на барабанах 6 и 14. При пуске механизма подъема в соответствии с заданной программой на электромагнитную муфту 20 подается сигнал, приводящий в действие волновой цепной редуктор 19, при вращении водила которого перемещается многорядная цепь 17, заставляющая вращаться блок ведомых звездочек 16 и барабан 14.

При разработке конструкции необходимо учесть, что уравнильный блок 10 будет работать в режиме повышенного нагружения, поэтому его диаметр должен приниматься по максимально большей режимной группе работы механизма подъема.

Роликовый останов 15 выполняет функцию устройства безопасности и предназначен для экстренного торможения барабана 8 при внезапном нарушении целостности многорядной цепи 17.

Применение предлагаемой конструкции наряду со снижением динамических нагрузок дает значительное расширение технологических возможностей мостового крана, например, его использование в качестве монтажного оборудования в связи с высокой точностью позиционирования при включении только привода с волновым цепным редуктором. Так, для механизма подъема груза  $Q_H = 10$  т с вышеуказанными параметрами вертикальная точность позиционирования составляет 5...7 мм [4].

Применение привода в связи с невысокими рабочими скоростями (в данном случае – со скоростью посадки) возможно для транспортирования хрупких грузов.

Использование динамического гасителя колебаний в механизме подъема груза позволяет снизить коэффициент динамичности металлоконструкции  $k_d$  в среднем на 15...20 %.

Согласно исследованиям В. Ф. Гайдамаки [5], время достижения металлоконструкцией крана допустимого прогиба

$$t = \frac{[f_{\max}] - f_0}{B}, \quad (1)$$

где  $[f_{\max}]$  - предельный прогиб металлоконструкции;  $f_0$  - начальный упругий прогиб металлоконструкции;  $B$  - коэффициент долговечности,

$$B = \frac{k_{\text{Э}}}{5,71} \left( \frac{N_{\text{Э}}}{Z_{x_1 \Pi}} \right)^{3,71} \frac{L^{5,71}}{684}, \quad (2)$$

где  $k_{\text{Э}}$  - эквивалентное значение коэффициента циклической ползучести материала металлоконструкции;  $L$  - пролет крана;  $Z_{x_1 \Pi}$  - момент инерции поперечного сечения главной балки относительно оси  $x_1$  с учетом фактора ползучести (рис. 3),

$$Z_{x_1 \Pi} = \frac{1}{2 + \frac{1}{n}} \left\{ \left[ b_0 (H - z - l)^{\left(2 + \frac{1}{n}\right)} - b (H - z - l - s_1)^{\left(2 + \frac{1}{n}\right)} \right] + 2sz^{\left(2 + \frac{1}{n}\right)} \right\}; \quad (3)$$

$N_{\text{Э}}$  - эквивалентная нагрузка на главную балку,

$$N_{\text{Э}} = (N'_q + G'_T + k_d G_H \xi)(1 - r), \quad (4)$$

где  $N'_q$  - приведенный вес одной балки моста;  $G'_T$  - половина веса тележки;  $G_H$  - половина веса номинального груза;  $\xi$  - коэффициент приведения;  $r$  - коэффициент асимметрии цикла.

На основании формул (1) – (4) следует, что наибольшее влияние на срок службы главных балок при неизменных остальных расчетных параметрах оказывает фактор внешней нагрузки.

Как показывают расчеты, при уменьшении коэффициента динамичности в среднем на 20 % срок службы главной балки увеличивается на 5000...5300 часов, что при 300 рабочих днях в году и суммарном времени работы крана за год 1200 часов [5] дает продление срока службы металлоконструкции на 4...4,5 года, или на 18...20 %.

Согласно [6] срок службы крана  $L = N_0/N_\Gamma$ , где  $N_0$ ,  $N_\Gamma$  - число циклов нагружения крана соответственно за весь срок службы и за год. По данным [7],  $N_0 = 2 \cdot 10^6$ ;  $L = 25$  лет.

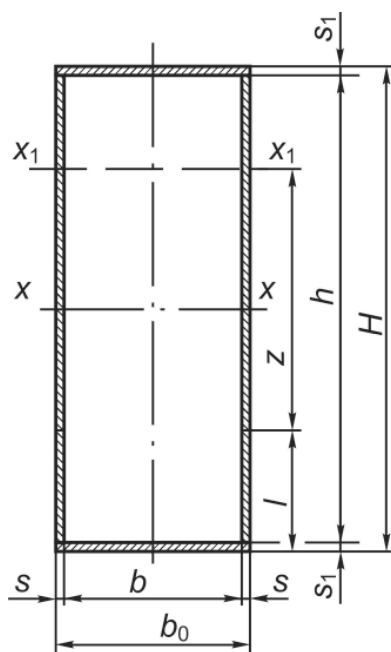
Учитывая, что величина  $N_{\tilde{A}}$  после модернизации остается неизменной, а также то, что срок службы крана определяется в основном сроком службы металлоконструкции, можно записать:

$$N_0/L = N_0^{\text{мод}}/L^{\text{мод}},$$

где  $N_0^{\text{мод}}$  - число циклов нагружения крана за весь срок службы после модернизации;  $L^{\text{мод}}$  - срок службы крана после модернизации, откуда число циклов нагружения крана после модернизации

$$N_0^{\text{мод}} = N_0 \frac{L^{\text{мод}}}{L} = 2 \cdot 10^6 \cdot \frac{25 + 4,5}{25} = 2,36 \cdot 10^6,$$

что дает увеличение числа циклов нагружения на  $3,6 \cdot 10^5$ , что при 300 рабочих днях в году и суммарном времени работы крана за год 1200 часов [5] дает продление срока службы металлоконструкции на 4...4,5 года, или на 18...20 %.



**Рис. 3. Расчетное поперечное сечение коробчатой главной балки**

С другой стороны, при уменьшении  $k_d$  возможно уменьшение собственного веса моста в среднем на 12...15 % за счет снижения момента инерции поперечного сечения балки (уменьшения геометрии сечения) без изменения срока службы.

### Список литературы

1. Емельянов О.А. Мосты сварные крановые. Конструкция, нагружение, диагностика, обеспечение ресурса. Краматорск : Изд-во ДГМА, 2002. 334 с.
2. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов. М. : Машиностроение, 1961. 339 с.
3. Хвильовий ланцюговий редуктор: пат. 68716 Україна, № 2003109006; заявл. 06.10.2003; опубл. 16.08.2004. Бюл. № 8.
4. Дорохов Н. Ю. Динамическое гашение колебаний мостовых кранов с применением волновых цепных передач: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Харьков, 2007. 111 с.
5. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. Харьков : Вища школа, 1988. 141 с.
6. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. Киев : Вища школа, 1989. 328 с.
7. Слободяник В.А. Усиление несущих конструкций кранов методом предварительного напряжения // Подъемные сооружения. Специальная техника. 2003. № 8. С. 12-13.

*N. Dorohov*

*Prospect of reduction of dynamic loads on the bridge cranes metalware with application of wave chain transmissions*

*The question of use of wave chain transmission as dynamic oscillation damper of bridge cranes metalware from the point of view of prolongation of their durability is considered.*

Получено 07.04.09