

УДК 621.874

Дорохов Н. Ю., Койнаш В. А., Швачунов А. С.

РАЗРАБОТКА ОБОБЩЕННОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА

С позиции динамического расчета грузоподъемный кран представляет собой единую динамическую систему, состоящую из механизмов, несущей металлоконструкции, приводов и строительной части здания, в котором работает кран.

Учесть все многообразие взаимодействующих элементов крана в динамическом расчете весьма сложно, а во многих случаях в этом нет необходимости, поскольку не все факторы одинаково влияют на формирование динамических нагрузок.

При переходе от реальной модели к её расчетной динамической схеме пренебрегают теми физическими факторами, которые для данного расчета имеют несущественное значение.

В общем случае при составлении динамических схем грузоподъемного крана учитывают количество сосредоточенных масс, распределение масс по длине силового элемента и их податливость, возможность её изменения в конкретной ситуации, зависимость движущих и тормозных усилий приводных двигателей от частоты вращения ротора или якоря, переходные электромагнитные процессы в приводных электродвигателях или термодинамические процессы в пневмодвигателях, изменение приведенных масс механизмов и т. д. [1].

При расчете динамических нагрузок наибольшее распространение получила трехмассовая модель [2, 3, 4], позволяющая рассчитать динамические нагрузки во всех периодах неустановившегося движения, однако не учитывающая кинематику схемы, а всего лишь рассматривающая их в виде приведенных составляющих к вертикальному перемещению каната.

С другой стороны, данная модель не дает возможности проводить анализ взаимного влияния элементов, входящих в состав механизма, на динамические нагрузки, возникающие в металлоконструкции крана.

При этом необходимо учитывать многообразие кинематических схем механизмов подъема груза, особенно конструктивного исполнения передаточного механизма (редуктора).

Целью данной работы является создание обобщенной многомассовой динамической модели для получения более точной картины процесса подъема-опускания груза в сравнении с трехмассовой моделью.

Для решения данной задачи необходима разработка многомассовой динамической модели [5] согласно кинематической схеме, включающей основные элементы механизма подъема груза (рис. 1).

При этом на рисунке: $m_m, m_T, m_{\delta}, m_b, m_{2p+n}$ – приведенные массы моста крана, тележки, двигателя, барабана и груза с крюковой подвеской соответственно; $J_{p-\delta}, J_{p_1}, J_{p_2}, J_{p_3}, J_{p-b}$ – моменты инерции соединительной муфты редуктора и двигателя, быстроходного, среднескоростного и тихоходного валов редуктора, и соединительной муфты редуктора и барабана.

Также на рисунке обозначены: $c_m, c_T, c_{\delta}, c_{b1}, c_{b2}, c_{n1}, c_{n2}$ – жесткости кранового моста, тележки, опор двигателя, опор барабана, и полиспаста соответственно.

Согласно полученной схеме разработана математическая модель механизма подъема груза с учетом вращающихся элементов.

При этом приняты, кроме вышеуказанных, следующие обозначения: $x_i, \varphi_i, \dot{\varphi}_i, \ddot{\varphi}_i$ – линейные и угловые перемещения, скорость и ускорение соответствующих элементов; $j_i^{кр}$ – угол закручивания соответствующего элемента под действием момента M_i ; R_i – радиус вращения соответствующего элемента.

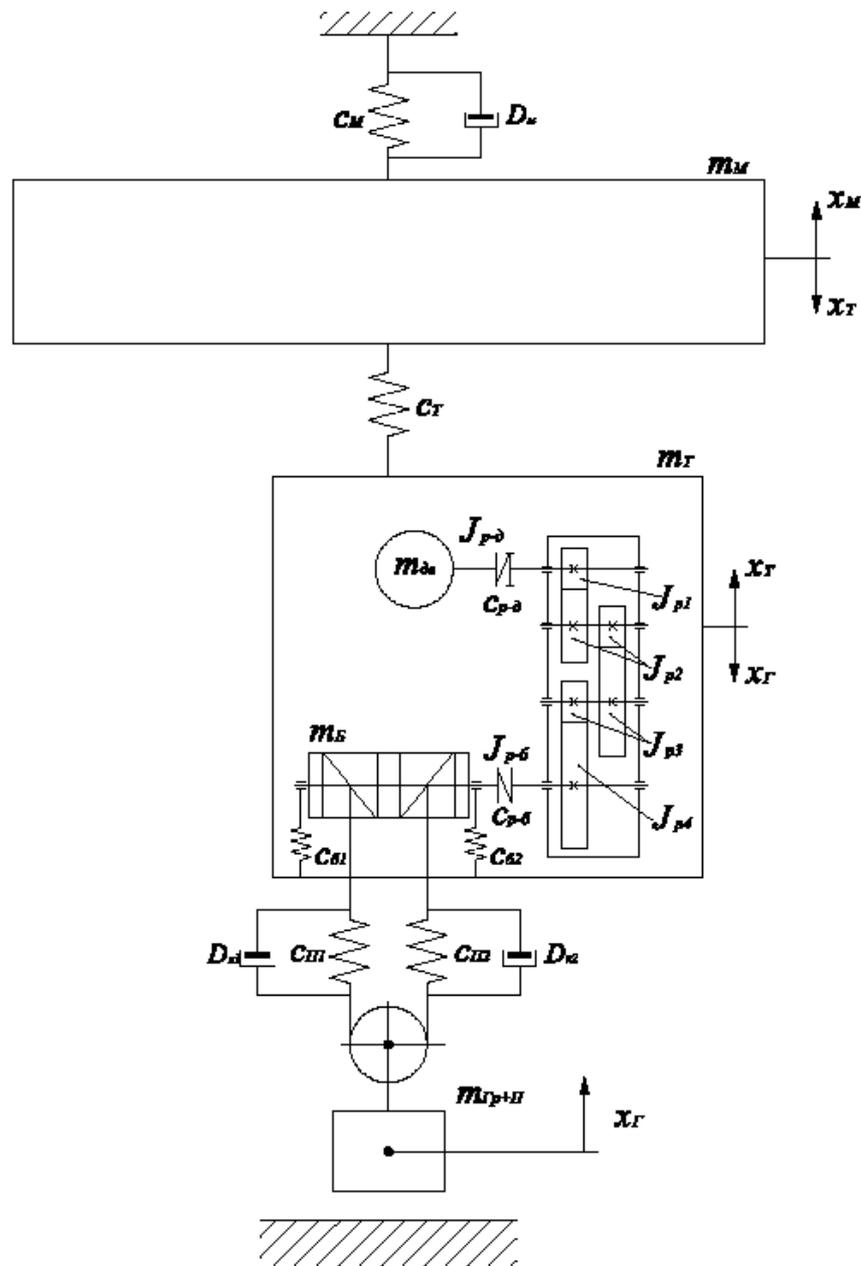


Рис. 1. Модель механизма подъема груза мостового крана

При разработке модели приняты следующие допущения:

- массы всех вращающихся элементов приведены к вертикальному перемещению груза;
- жесткость узлов соединения вращающихся элементов равна жесткости валов, на которые они насажены;

– масса барабана складывается из линейной $m_{\bar{o}}$ и приведенной масс, возникающей вследствие вращения барабана, $m_{\bar{o}}^{np}$;

– колебания системы «двигатель – соединительная муфта – редуктор – барабан – груз» воздействуют на систему «мост – тележка – барабан» в виде возмущающей силы, равной $F^{(A)} = c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\bar{o}})$ и действующей на линейную массу барабана;

– система «мост – тележка – барабан» не оказывает воздействия на систему «двигатель – соединительная муфта – редуктор – барабан – груз».

$$\left. \begin{aligned}
 & m_{\delta\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{\delta\delta} - c_{p-\delta}^{np} \cdot (x_{p-\delta} - x_{\delta\delta}) + F^{(M)} = 0; \\
 & m_{p-\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{p-\delta} + c_{p-\delta}^{np} \cdot (x_{p-\delta} - x_{\delta\delta}) - c_{p1}^{np} \cdot (x_{p1} - x_{p-\delta}) = 0; \\
 & m_{p1}^{np} \cdot \ddot{x}_{p1} + c_{p1}^{np} \cdot (x_{p1} - x_{p2}) - c_{p2}^{np} \cdot (x_{p2} - x_{p1}) = 0; \\
 & m_{p2}^{np} \cdot \ddot{x}_{p2} + c_{p2}^{np} \cdot (x_{p2} - x_{p1}) - c_{p3}^{np} \cdot (x_{p3} - x_{p2}) = 0; \\
 & m_{p3}^{np} \cdot \ddot{x}_{p3} + c_{p3}^{np} \cdot (x_{p3} - x_{p2}) - c_{p4}^{np} \cdot (x_{p4} - x_{p3}) = 0; \\
 & m_{p4}^{np} \cdot \ddot{x}_{p4} + c_{p4}^{np} \cdot (x_{p4} - x_{p3}) - c_{p-\delta}^{np} \cdot (x_{p-\delta} - x_{p4}) = 0; \\
 & m_{p-\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{p-\delta} + c_{p-\delta}^{np} \cdot (x_{p-\delta} - x_{p4}) - c_{\delta}^{kp} \cdot (x_{\delta}^{kp} - x_{p-\delta}) = 0; \\
 & m_{\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{\delta}^{kp} + c_{\delta}^{kp} \cdot (x_{\delta}^{kp} - x_{p-\delta}) - c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}^{kp}) = 0; \\
 & m_{2p+n} \cdot \ddot{x}_{2p+n} + c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}^{kp}) - m_{2p+n} \cdot g = 0; \\
 & m_{\delta} \cdot \ddot{x}_{\delta} + c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}^{kp}) - c_{\delta} \cdot (x_m - x_{\delta}) = 0; \\
 & m_m \cdot \ddot{x}_m + c_{\delta} \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}) - c_m \cdot (x_m - x_m) = 0; \\
 & m_m \cdot \ddot{x}_m + c_m \cdot (x_m - x_m) - c_m \cdot x_m = 0,
 \end{aligned} \right\} (1)$$

где $F^{(M)}$ – движущая сила, развиваемая электродвигателем.

Динамическая модель механизма подъема груза (1), представленная на рис. 1 разработана на примере мостового крана общего назначения с двухступенчатым редуктором типа Ц2, не является универсальной, поскольку именно компоновка и тип редуктора в большинстве случаев разнообразны. Поэтому предложена более обобщенная динамическая модель (рис. 2), в которой передаточный механизм (редуктор) приведен к тихоходному валу механизма подъема с моментом инерции $J_{нм}^{np}$. При этом параметры редуктора планируется учитывать посредством расчета его жесткостных и инерционных параметров.

При этом для более точного учета характеристик вращательного движения необходимо выполнить переход от приведенных масс и жесткостей вращающихся элементов к моментам инерции и крутильные жесткостям.

Переход от крутильной жесткости к линейной:

$$c_l = c_j / R^2,$$

где c_l – линейная жесткость; c_j – крутильная жесткость; R – радиус вращающегося элемента. Если рассматривается вал с зубчатым колесом, то R – радиус делительной окружности зубчатого колеса (шестерни).

Крутильная жесткость:

$$c_j = M / j^{ckp},$$

где M – момент, действующий на элемент;

j^{ckp} – угол скручивания элемента при действии момента M . Если вращающемся элементом является вал с насаженным на него зубчатым колесом, то j складывается из угла

скручивания самого вала (определяется по известным формулам расчета деталей машин) и угла поворота зубчатого колеса, при котором компенсируется допустимый зазор в зубчатом зацеплении.

Переход от массы к моменту инерции вращающихся элементов:

$$m^{np} = J/R^2 .$$

Для приведения жесткостей и моментов инерции от одного вращающегося элемента к другому применимы следующие формулы:

$$c^{np} = \sum c \cdot i^2; \quad J^{np} = \sum J \cdot i^2,$$

где i – отношение частоты вращения элемента, который приводят, к частоте вращения элемента к которому приводят.

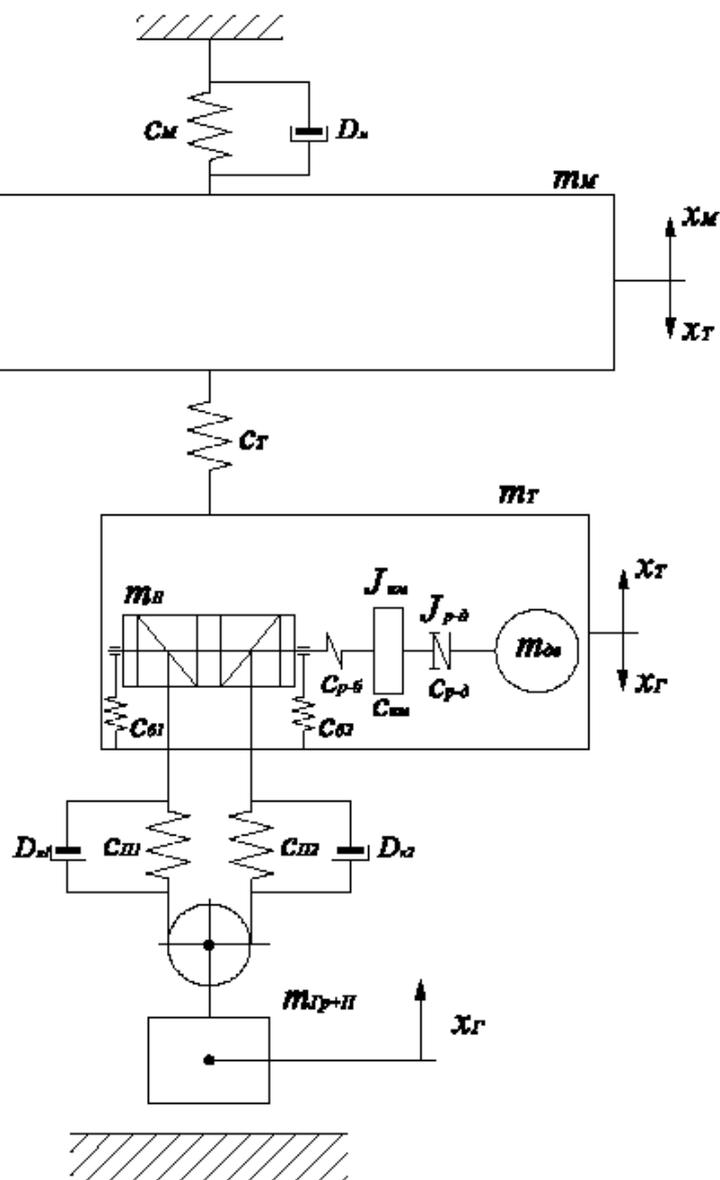


Рис. 2. Обобщенная модель механизма подъема груза мостового крана

Тогда система уравнений, описывающая движение системы, будет иметь вид:

$$\begin{cases} m_{\delta\sigma}^{np} \cdot \ddot{x}_{\delta\sigma} - c_{p-\delta}^{np} \cdot (x_{p-\delta} - x_{\delta\sigma}) + F^{(A)} = 0; \\ m_{p-\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{p-\delta} + c_{p-\delta}^{np} \cdot (x_{p-\delta} - x_{\delta\sigma}) - c_{nm}^{np} \cdot (x_{nm} - x_{p-\delta}) = 0; \\ m_{nm}^{np} \cdot \ddot{x}_{nm} + c_{nm}^{np} \cdot (x_{nm} - x_{\delta\sigma}) - c_{\sigma}^{kp} \cdot (x_{\sigma}^{kp} - x_{nm}) = 0; \\ m_{\sigma}^{np} \cdot \ddot{x}_{\sigma}^{kp} + c_{\sigma}^{kp} \cdot (x_{\sigma}^{kp} - x_{nm}) - c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}^{kp}) = 0; \\ m_{2p+n} \cdot \ddot{x}_{2p+n} + c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}^{kp}) - m_{2p+n} \cdot g = 0; \\ m_{\sigma} \cdot \ddot{x}_{\sigma} + c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}^{kp}) - c_{\sigma} \cdot (x_m - x_{\sigma}) = 0; \\ m_m \cdot \ddot{x}_m + c_{\sigma} \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}) - c_m \cdot (x_m - x_m) = 0; \\ m_m \cdot \ddot{x}_m + c_m \cdot (x_m - x_m) - c_m \cdot x_m = 0. \end{cases}$$

Окончательно обобщенная модель процесса подъема груза с учетом вращающихся элементов с применением формул перехода представлена в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{J_{\delta\sigma} \cdot U_{nm}^2}{R_{\sigma}^2} \cdot \ddot{x}_{\delta\sigma} - \frac{M_{p-\delta} \cdot U_{nm}^2}{j_{p-\delta}^{ckp} \cdot R_{\sigma}^2} \cdot (x_{p-\delta} - x_{\delta\sigma}) + \frac{U_{nm}^2}{R_{\sigma}^2} \cdot F^{(A)} = 0; \\ \frac{J_{p-\delta} \cdot U_{nm}^2}{R_{\sigma}^2} \cdot \ddot{x}_{p-\delta} + \frac{M_{p-\delta} \cdot U_{nm}^2}{j_{p-\delta}^{ckp} \cdot R_{\sigma}^2} \cdot (x_{p-\delta} - x_{\delta\sigma}) - \frac{c_{nm}^{np}}{R_{\sigma}^2} \cdot (x_{nm} - x_{p-\delta}) = 0; \\ \frac{J_{nm}}{R_{\sigma}^2} \cdot \ddot{x}_{nm} + \frac{c_{nm}^{np}}{R_{\sigma}^2} \cdot (x_{nm} - x_{\delta\sigma}) - \frac{c_{\sigma}^{kp}}{R_{\sigma}^2} \cdot (x_{\sigma}^{kp} - x_{nm}) = 0; \\ \frac{J_{\sigma}}{R_{\sigma}^2} \cdot \ddot{x}_{\sigma}^{kp} + \frac{c_{\sigma}^{kp}}{R_{\sigma}^2} \cdot (x_{\sigma}^{kp} - x_{nm}) - c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}^{kp}) = 0; \\ m_{2p+n} \cdot \ddot{x}_{2p+n} + c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}^{kp}) - m_{2p+n} \cdot g = 0; \\ m_{\sigma} \cdot \ddot{x}_{\sigma} + c_n \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}^{kp}) - c_{\sigma} \cdot (x_m - x_{\sigma}) = 0; \\ m_m \cdot \ddot{x}_m + c_{\sigma} \cdot (x_{2p+n} - x_{\sigma}) - c_m \cdot (x_m - x_m) = 0; \\ m_m \cdot \ddot{x}_m + c_m \cdot (x_m - x_m) - c_m \cdot x_m = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Оценка адекватности предложенной обобщенной модели (2) проведена с использованием данных мостового крана общего назначения грузоподъемностью 10 т и пролетом 22,5 м со следующими параметрами механизма подъема груза: двигатель МТН-412-8 мощностью 18 кВт и частотой вращения ротора 725 об/мин, соединительные муфты зубчатого типа, тормоз ТКГ-300М, редуктор ЦЗ-355К, барабан диаметром 450 мм, канат Г-В-Н-Р-1770 ГОСТ 2688-80 диаметром 19,5 мм.

На рис. 3 показаны результаты решения обобщенной и трехмассовой моделей, а также данные, полученные на экспериментальной модели для случая подъема груза с веса. При этом расхождение полученных результатов находится в пределах 3...5 %.

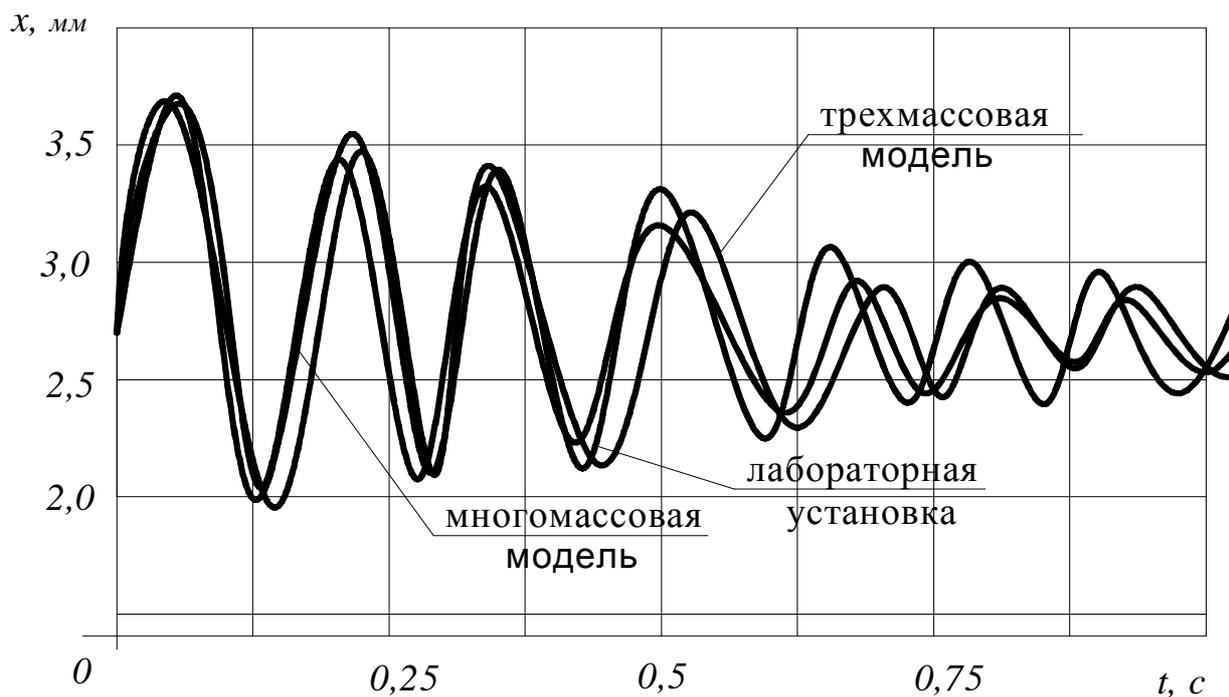


Рис. 3. Результаты решения обобщенной, трехмассовой и экспериментальной моделей для случая подъема груза с веса

ВЫВОДЫ

Таким образом, применение обобщенной многомассовой динамической модели дает более точное описание процесса, чем решение трехмассовой моделью. Следовательно, в дальнейшем для анализа возможности влияния на конструктивные параметры механизма подъема мостового крана, возможно использование обобщенной многомассовой динамической модели.

В дальнейшем, анализируя полученную систему уравнений, возможно установить закономерности взаимного влияния конструктивных составляющих на коэффициент динамичности крана. В ходе предварительного исследования выявлено, что конструктивен и экономически наиболее целесообразен поиск конструктивного решения механизма подъема груза на основе редуктора с переменной жесткостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М. : Машиностроение, 1967. – 331 с.
2. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов / Н. А. Лобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 157 с.
3. Лобов Н. А. Динамика подъема груза мостовыми кранами / Н. А. Лобов // Теория, расчет и исследование подъемно-транспортных машин : труды МВТУ. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1982. – № 371. – 130 с.
4. Аветисян С. М. Определение динамических нагрузок мостового крана при торможении поднимаемого груза / С. М. Аветисян, А. Б. Неженцев // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск : ДИТ, 2003. – № 2. – С. 44–49.
5. Ловейкин В. С. Динамическая оптимизация подъемных машин / В. С. Ловейкин, А. П. Нестеров. – Луганск : Изд-во СНУ, 2002. – 368 с.
6. Казак С. А. Статистическая динамика нагружения подъемно-транспортных машин / С. А. Казак. – Свердловск : УПИ им. С. М. Кирова, 1988. – 88 с.
7. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – М. : Машиностроение, 1962. – 264 с.