

УДК 622.23.055.52

Н.М. Скорняков, И.Н. Гергал

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВРАЩЕНИЯ БУРОВОГО СТАНКА БГА2М

Бурение технических и технологических скважин большого диаметра ($D > 350$ мм) станками типа БГА в подземных условиях угольных шахт является сложным и трудоемким процессом. От темпов бурения технологических скважин непосредственно зависит производительность добычи полезного ископаемого. Как следствие, к надежности буровых станков предъявляют повышенные требования.

Особенностью привода вращения бурового станка является его высокая нагруженность (крутящий момент может достигать 8000 Н м) и динамичность процесса бурения. Последнее обусловлено наличием многолезцового расширителя и бурового става большой длины (до 100 м). Крутильная жесткость бурового става, как показывают исследования [1], имеет небольшую величину в сравнении с другими элементами трансмиссии бурового станка. Так, при длине става 90 м, крутильная жесткость бурового става, как минимум, на два порядка меньше, чем у валов редуктора вращателя бурового станка БГА2М. Такая ситуация обуславливает необходимость детального изучения поведения бурового става в процессе бурения с целью установления реальной картины нагружения элементов конструкции редуктора вращателя бурового станка.

Имея в виду, что момент инерции массы ротора электродвигателя более чем в 50 раз превышает момент инерции бурового инструмента, выделяем постоянную переносную скорость вращения ротора электродвигателя. Буровой инструмент под действием переменной нагрузки совершает колебания относительно бурового замка. Таким образом, нами принимается одномассовая эквивалентная система крутильных колебаний привода вращения бурового станка.

Нагрузка формируется на буровом инструменте в процессе его взаимодействия с буримым массивом и транслируется буровым ставом на вход редуктора.

Буровой став представляет собой валопровод переменной жесткости, собранный из буровых штанг с полезной длиной 0,6 м. Соединение осуществляется при помощи специальной резьбы повышенной точности, обеспечивающей надежное свинчивание без люфта.

Это позволяет с весьма небольшой погрешностью пренебречь податливостью резьбового соединения и считать буровой став единым стержнем, но переменной длины ($0 \leq L \leq 100$ м). Буровой став находится под воздействием сжимающей

нагрузки в виде усилия подачи бурового инструмента на забой скважины и крутящего момента, формируемого в процессе бурения. Это обуславливает большие изгибные деформации и крутильные колебания бурового става, особенно с увеличением его длины.

Изгибные деформации недопустимы, т.к. это связано с точностью направления буримой скважины и усталостным разрушением резьбового соединения [2]. Поэтому буровой став оснащается центрирующими устройствами в виде опорных фонарей. Схема установки опорных фонарей подобрана в соответствии с волной изгибной деформации бурового става так, что эта деформация практически сведена к минимуму. Опорные фонари оснащены подшипниками качения и этот узел надежно защищен уплотнениями, что позволяет говорить о малых потерях на трение в подшипниковых узлах.

Все вышеизложенное позволяет при формировании динамической модели рассматривать только крутильные колебания бурового става.

При таких допущениях уравнение, описывающее динамическую систему бурового става, совершающую вращательное движение, может быть описано в виде [3]:

$$\frac{GD^2}{4g} \frac{d^2\varphi}{dt^2} + k \frac{d\varphi}{dt} + c(L)\varphi = M_{ex}(t), \quad (1)$$

где $\frac{GD^2}{4g}$ – момент инерции системы;

k – коэффициент диссипации (трения);

$c(L)$ – приведенная крутильная жесткость бурового става, зависящая от длины бурения L ;

$M_{ex}(t)$ – нагрузка, формирующаяся на буровом инструменте.

Основная передаточная функция динамической системы с одной степенью свободы записывается в форме:

$$\frac{\Phi(S, L)}{M_{ex}(S)} = \frac{1}{\frac{GD^2}{4g} S^2 + kS + c(L)}. \quad (2)$$

В данном случае нас интересует формирование крутящего момента на выходе бурового става

$$M_{вbx}(t) = k \frac{d\varphi}{dt} + c(L)\varphi,$$

или в операторной форме

$$M_{вbx}(S, L) = \Phi(S, L)[kS + c(L)].$$

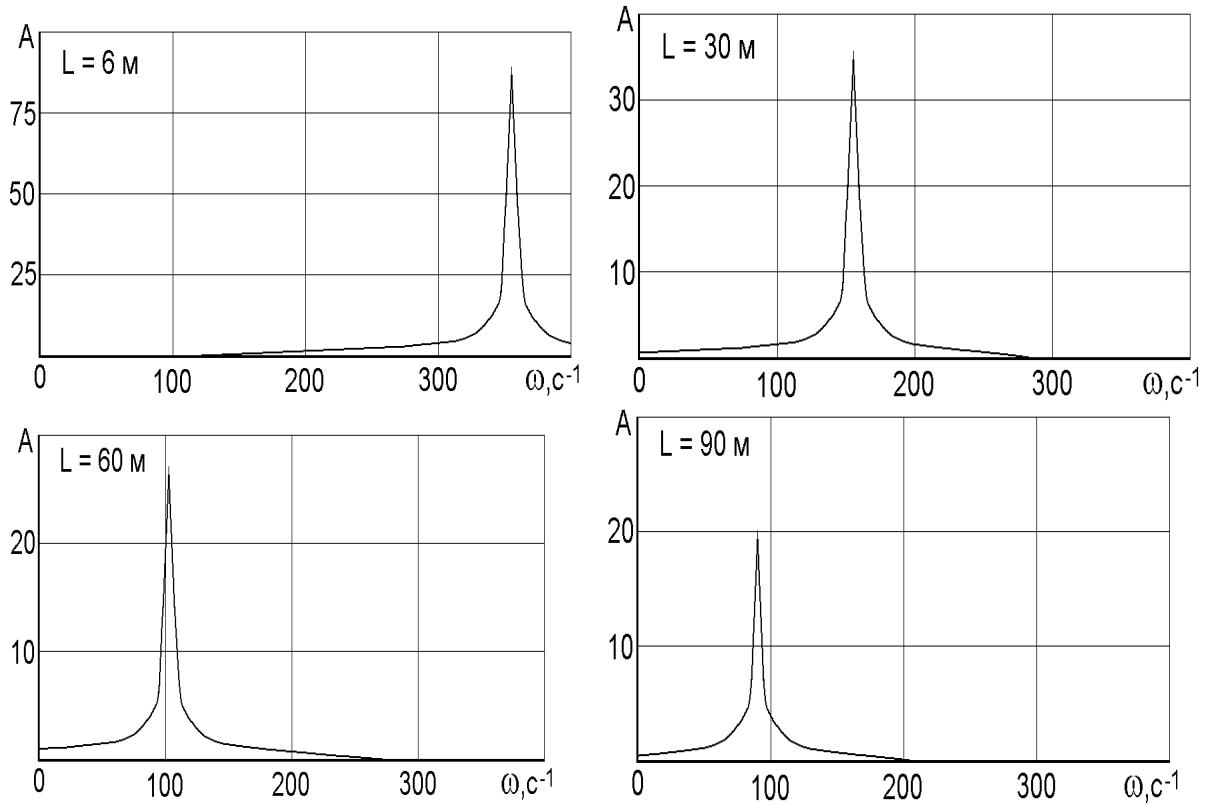


Рис.1. Амплитудно-частотные характеристики системы бурового станка

Таким образом, искомая передаточная функция, связывающая нагрузки на входе и выходе, примет вид:

$$G(S, L) = \frac{kS + c(L)}{\frac{GD^2}{4g} S^2 + kS + c(L)} \quad (3)$$

При замене оператора преобразования $S = i\omega$, получаем Фурье-представление передаточной функции в виде:

$$G(i\omega, L) = \frac{ki\omega + c(L)}{-\frac{GD^2}{4g} \omega^2 + ki\omega + c(L)} \quad (4)$$

Для рассматриваемой системы после подста-

новки ее параметров [1,4] будем иметь

$$G(i\omega, L) = \frac{0,7102i\omega + 15630L^{-1,0787}}{0,1775\omega^2 + 0,7102i\omega + 15630L^{-1,0787}} \quad (5)$$

Коэффициент трения $k = 0,7102$ принят на основе экспериментальных данных [4].

Амплитудно-частотная характеристика системы в общем виде представляется выражением:

$$A(\omega, L) = \sqrt{Re^2 [G(i\omega, L)] + Im^2 [G(i\omega, L)]} \quad (6)$$

где Re и Im – соответственно действительная и мнимая части выражения (4).

Типичный вид амплитудно-частотной харак-

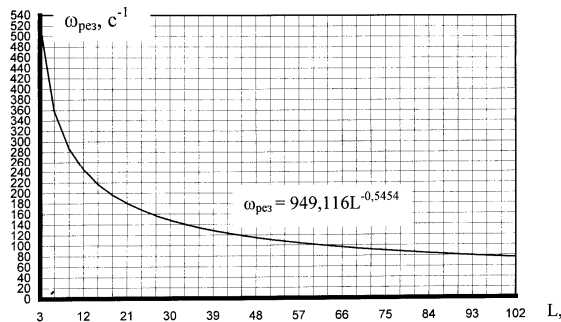


Рис.2. Зависимость резонансной частоты от длины бурового става

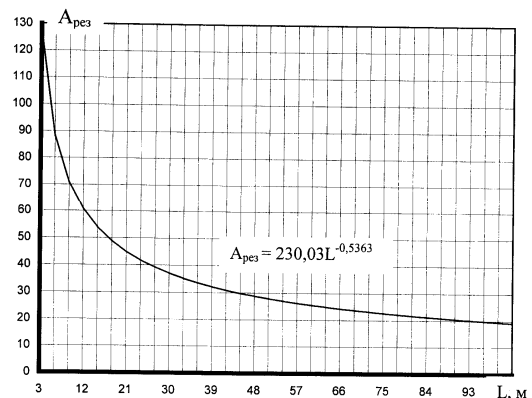


Рис.3. Зависимость амплитуды резонанса от длины бурового става

теристики системы приведен на рис.1 для ряда длин бурового става L .

Приведенные графики амплитудно-частотной характеристики системы показывают, что наблюдаются ярко выраженные резонансные явления. Частота, на которой наступает резонанс, и величина усиления сигнала зависят от длины бурового става. Все остальные частоты практически гасятся.

Обобщение результатов расчетов позволило получить зависимости резонансной частоты и максимальной амплитуды (рис.2 и 3).

Воспользовавшись экспериментальными данными [4] о величине и частотном составе нагрузки, формируемой на четырехлучевом расширителе прямого хода, вычисляем спектр входной нагрузки по выражениям :

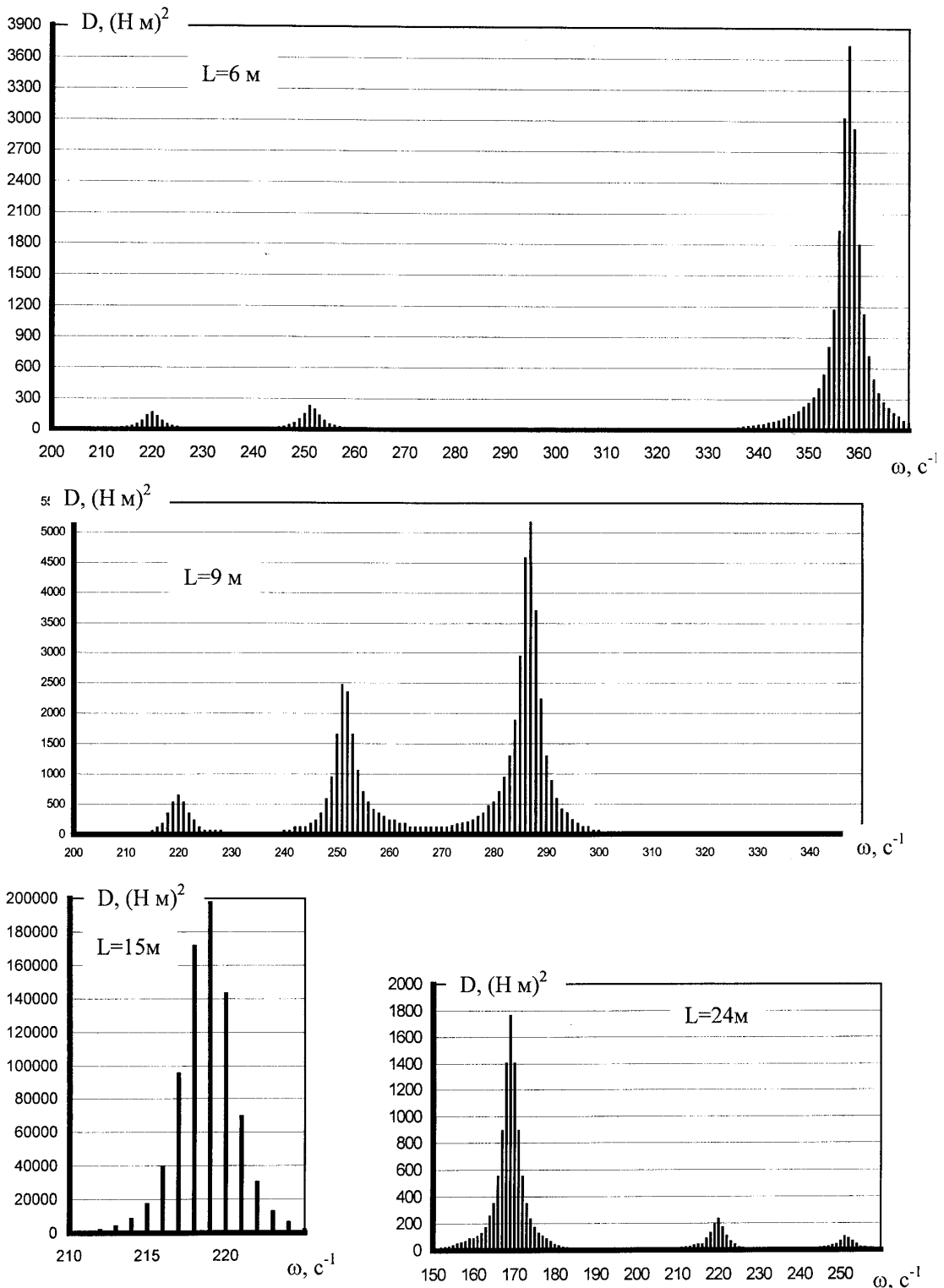


Рис.4. Спектрограммы нагрузки на буровом замке

$$SI(\omega) = 272,454 \left[\frac{\lambda}{(\omega - 80\pi)^2 + \lambda^2} + \frac{\lambda}{(\omega + 80\pi)^2 + \lambda^2} \right] + 218,612 \left[\frac{\lambda}{(\omega - 70\pi)^2 + \lambda^2} + \frac{\lambda}{(\omega + 70\pi)^2 + \lambda^2} \right]; \quad (7)$$

$$S2(\omega) = \frac{39,571\omega}{\omega^2 + (4\pi)^2} + \frac{33,084\omega}{\omega^2 + (16\pi)^2} + \frac{27,894\omega}{\omega^2 + (13\pi)^2} + \frac{18,812\omega}{\omega^2 + (44\pi)^2} + \frac{22,056\omega}{\omega^2 + (36\pi)^2} + \frac{17,515\omega}{\omega^2 + (220\pi)^2}; \quad (8)$$

где $SI(\omega)$ – компонента спектра, представляющая случайные составляющие сил резания расширителя;

$S2(\omega)$ – компонента спектра, учитывающая кинематические особенности 4-х лучевого расширителя.

Значения спектрального состава и величину нагрузки на входе в редуктор бурового станка в зависимости от L и скорости вращения бурового инструмента Ω вычисляем по выражению:

$$S(\omega, L, \Omega) = (|G(i \cdot \omega, L)|)^2 \cdot L [SI(\omega) + S2(\omega)] \quad (9)$$

Результаты расчетов для нескольких длин бурового става приведены на рис.4. По оси ординат приведена величина дисперсии D путем нормирования выражения (9).

Анализ спектрограмм показывает, что с увеличением длины бурового става резонансная частота имеет тренд в сторону уменьшения. На спектрограммах имеются еще два небольших пика, соответствующие «сильным» собственным частотам приводов вращения и подачи бурового станка. По мере увеличения длины бурового става дис-

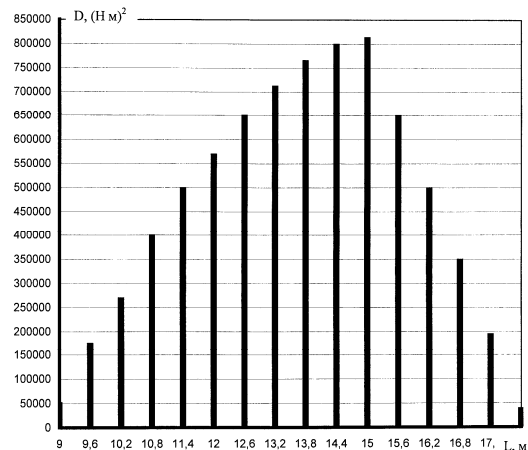


Рис.5. Зависимость дисперсии колебаний нагрузки на буровом замкеот длины бурового става

персия колебаний сначала растет, достигая максимума при $L=15$ м, а затем уменьшается по мере смещения резонансной частоты в сторону меньших значений, чем собственные частоты приводов (рис.5). Здесь дисперсия колебаний сложного спектра оценивалась как

$$D = \sum_{j=1}^n S(\omega = j \cdot \Delta\omega; L).$$

Расчеты показывают, что буровой став оказывает существенное влияние на характер формирования нагрузки в приводе вращения бурового станка. При номинальном режиме бурения (статическая нагрузка 1700 – 1800 Н м) дополнительная динамическая составляющая, генерируемая буровым ставом, достигает 900 – 950 Н м.

Очевидна необходимость учета дополнительной динамической нагрузки при проектировании и расчете элементов конструкции привода вращения бурового станка. Полученные данные позволят более обосновано принимать конструктивные решения по компоновке редуктора и технологии его изготовления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сафохин М.С., Мартынов Г.А., Масленников Р.Р. Определение жесткости пустотелого бурового става. Механизация горных работ: сб. науч. тр. № 21- Кемерово. - 1970. - С.242 -247.
2. Сафохин М.С., Мартынов Г.А., Дубровский В.П., Бенюх Н.Д. К вопросу о продольных колебаниях бурового става при бурении скважин большого диаметра. Механизация горных работ: сб. науч. тр. №8- Кемерово. - 1967. - С.95-99.
3. Маслов Г.С. Расчеты колебаний валов. Справочное пособие. «Машиностроение», М., 1968.
4. Скорняков Н.М., Логов А.Б. Влияние конструкции расширителей на характер нагрузки в трансмиссии при бурении. Механизация горных работ: сб. науч. тр. №75- Кемерово. - 1975. - С.152 -157.

□ Авторы статьи:

Гергал
Ирина Николаевна
- аспирант каф. горных
машин и комплексов

Скорняков
Николай Михайлович
- докт. техн. наук, проф. каф.
горных машин и комплексов