

2. Безбородова Г.Б. Моделирование движения автомобиля / Г.Б. Безбородова, В.Г. Галушко. - Киев: Вища школа, 1978. - 166 с.
3. Динамика автомобиля / М.А. Подригало, В.П. Волков, А.А. Бобошко, В.А. Павленко, В.Л. Файст, Д.М. Клец, В.В. Редько // Под. ред. М.А. Подригало. - Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. - 424 с.
4. Туренко А.Н. Исследование тормозной динамики автомобиля при анализе дорожно-транспортного происшествия / А.Н. Туренко, В.И. Клименко, А.В. Сараев, А.О. Малявин // Автомобильный транспорт: сб. научн. тр. - Харьков: ХНАДУ, 2010. - Вып. 26. С. 17 - 22.
5. Алфутов Н.А. Устойчивость движения и равновесие / Н.А. Алфутов, К.С. Колесников. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2003. - 2003.

Рукопись поступила в редакцию 23.03.12

УДК 622.233.6

А.С. ГРОМАДСКИЙ, д-р техн. наук, проф., Ю.Г. ГОРБАЧОВ канд.техн.наук., доц.,
В.А. ГРОМАДСКИЙ, аспирант, ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

ИССЛЕДОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СТАНКА СБШ-250 С КАНАТНО-ПОЛИСПАСТНЫМ МЕХАНИЗМОМ ПОДАЧИ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Разработана динамическая и математическая модели и приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований вертикальных колебаний станка СБШ-250, доказана адекватность разработанных моделей.

Проблема и ее связь с практическими задачами. Станки шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-полиспастным подающим механизмом (ВПМ) широко распространены при открытой добыче рудных месторождений. Существенной проблемой этих машин являются значительная вибрация и выходы из строя конструктивных элементов станка, а также превышение санитарно-гигиенических норм вибрации рабочего места оператора.

Анализ исследований и публикаций. В работе [1] рассмотрена конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка СБШ-250, рис. 1.

Впервые показано, что у станков шарошечного бурения со шпиндельным вращателем и канатно-поли-спастным механизмом подачи бурового става амортизатором продольных колебаний (АПК) бурового става изначально являются канаты напора и подъема вращателя. А также то, что для повышения эффективности гашения вибрации за счет АПК необходима установка кассет упругодемпфирующих элементов дополнительного АПК последовательно с канатами подачи бурового инструмента на забой.

Однако для детальных параметрических исследований влияния на вибрационные нагрузки массы вращателя вместе с буровым ставом, жесткости подвески вращателя и величины демпфирования необходимо представление адекватной динамической и математической моделей колебательной системы.

Постановка задачи. Построение динамической и математической моделей вертикальных колебаний станка СБШ-250, экспериментальная проверка адекватности модели. Исследование влияния параметров массы, жесткости и демпфирования подвески вращателя на амплитуды резонансных вертикальных колебаний бурового станка.

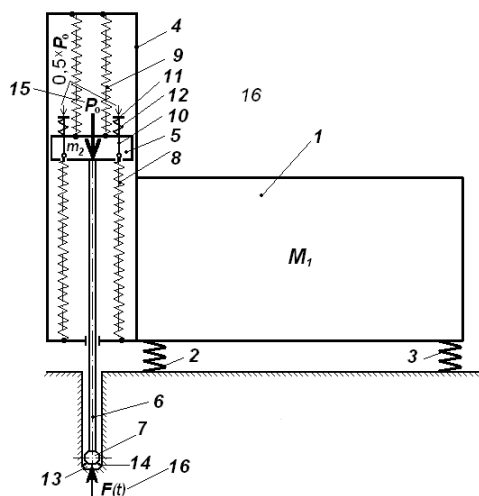


Рис. 1. Конструктивная модель к исследованию продольных колебаний бурового става станка СБШ-250: 1 - общая масса M_1 бурового станка; 2 - упругие связи породы под башмаками передних горизонтирующих домкратов; 3 - упругие связи породы под башмаком заднего горизонтирующего домкрата; 4 - мачта станка; 5 - суммарная масса вращателя и бурового става ($m_2 = m_{ep} + m_{bc}$); 6 - буровой став; 7 - долото; 8 - упругие связи напорных канатов; 9 - упругие связи канатов подъема; 10 - тяги кассет амортизатора продольных колебаний дополнительного АПК; 11 - опорные крышки кассет дополнительного АПК; 12 - упругие элементы кассет дополнительного АПК; 13 - призабойная зона скважины; 14 - породоразрушающие штыри; 15 P_0 - осевое усилие, прикладываемое к буровому ставу; 16 - $F(t)$ динамическая сила, генерируемая долотом в призабойной зоне

Методика исследований. При построении моделей использованы элементы классической теории колебаний [2] систем с несколькими степенями свободы, описание

таких моделей системами дифференциальных уравнений, решение уравнений и получение теоретических зависимостей амплитуд колебаний масс модели с учетом параметров жесткости и демпфирования.

Параметрические исследования продольных колебаний бурового станка осуществляется путем составления и решения дифференциальных уравнений, описывающих вертикальные движения элементов эквивалентной динамической модели с двумя степенями свободы, рис. 2.

Далее уравнения решаются относительно координат y_1 и y_2 , которые обозначаются соответственно A_1 и A_2 - амплитуды колебаний общей массы станка M_1 и массы вращателя вместе с буровым ставом $m_2 = m_{bp} + m_{bc}$.

При этом:

I - исследуется влияние массы бурового става m_2 на амплитуды A_1 для этого задается 4 значения m_2 в зависимости от количества штанг 1-4 в буровом стае: 5498,7, кг; 7274,9, кг; 9051,6, кг и 10827,7, кг.

II - исследуется влияние эквивалентного коэффициента суммарной жесткости подвески c_2 при величине $\nu_2 = 0,34$, причем для c_2 выбирается 4 различных варианта:

a - в работе полный комплект полиспастов, когда предварительное натяжение канатов включает провис канатов верхних полиспастов $c_2 = 54 \cdot 10^6$, Н/м;

b - когда к полному комплекту полиспастов в районе вращателя присоединены четыре кассеты АПК $c_2 = 25 \cdot 10^6$, Н/м;

в - когда предварительное натяжение канатов не достаточно (такой вариант бывает часто при эксплуатации станка) и при бурении усилием подачи натянута только нижние напорные канаты, а верхние канаты провисают и свободно болтаются $c_2 = 10 \cdot 10^6$, Н/м;

г - когда к не полному комплекту полиспастов (нижних без верхних) присоединены четыре кассеты АПК $c_2 = 3,3 \cdot 10^6$, Н/м.

III - исследуется влияние коэффициентов рассеяния энергии для штатного варианта подвески вращателя, у которой жесткость $c_2 = 54 \cdot 10^6$, Н/м, задаются различные значения ν_2 : 0,34; 0,4; 0,5 и 0,6.

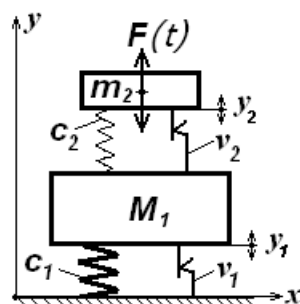


Рис. 2. Эквивалентная динамическая модель к исследованию вертикальных колебаний станка шарошечного бурения с полиспастным вращательно-подающим механизмом: M_1 - общая масса бурового станка вместе с мачтой; m_2 - общая масса вращателя вместе с буровым ставом; c_1 - суммарная жесткость породы под башмаками горизонтирующих домкратов; c_1 - эквивалентная жесткость подвески вращателя; ν_1 - эквивалентный коэффициент рассеивания энергии колебаний породой; ν_2 эквивалентный коэффициент рассеивания энергии колебаний канатами подвески вращателя; $F(t)$ динамическая сила равная примерно 40% от величины постоянной составляющей осевого усилия подачи бурового инструмента на забой скважины [3]; $y_{1,2}$ амплитуды вынужденных вертикальных колебаний бурового станка и вращателя

Для всех вариантов (I- III) приняты одинаковые величины коэффициентов суммарной жесткости породы $c_1 = 6867 \cdot 10^6$, Н/м и рассеяния энергии колебаний $\nu_1 = 0,63$ под башмаками горизонтирующих домкратов.

Уравнения движения, описывающие колебания масс динамической модели, рис. 2, имеют вид

$$\left. \begin{aligned} M_1 \ddot{y}_1 + (1 + i\nu_1)c_1 y_1 - (1 + i\nu_2)c_2 (y_2 - y_1) &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + (1 + i\nu_2)c_2 (y_2 - y_1) &= F \cos \omega t. \end{aligned} \right\}$$

Аналитическое выражение амплитуд $A_1(\omega)$ описывается формулой

$$A_1 = Fc_2 \sqrt{\frac{(1 + \nu_2^2)}{(c_1 c_2 + M_1 m_2 \omega^4 - c_1 m_2 \omega^2 - c_2 m_2 \omega^2 - c_2 M_1 \omega^2 - c_1 c_2 \nu_1 \nu_2)^2 + \dots}}{\dots + (c_1 c_2 \nu_2 + c_1 c_2 \nu_1 - c_2 \nu_2 M_1 \omega^2 - c_1 \nu_1 m_2 \omega^2 - c_2 \nu_2 m_2 \omega^2)^2}}$$

где ω - круговая частота возбуждающей силы, 1/с.

A_1 программируются с помощью программы Mathcad 14.lnk, при этом круговая частота задается в виде $\omega = 2\pi f$. Диапазон частот f задается от 0 до 70 Гц, в котором вычисляются функция $A_1(f)$. При этом в процессе расчета программой Mathcad изменение возбуждающей частоты

осуществляется непрерывно, поэтому графики функций $A_1(f)$ представляют собой широкополосные спектры резонансных колебаний рамы станка, по которым оценивается динамичность вибрационных нагрузок бурового станка.

Графики функций $A_1(f)$, построенные программой Mathcad для облегчения анализа накладывают друг на друга в логарифмическом масштабе.

Проверка адекватности модели осуществляется путем сравнения теоретических спектров резонансных колебаний $A_1(f)$ с экспериментальными спектрами, полученными в реальных условиях бурения скважины станком СБШ 250-32А в условиях карьера ГОКа «Укрмеханобр», г. Кривой Рог.

Режим работы станка: резонансные вертикальные колебания вращателя; две тяжелые штанги Ø203 мм; число оборотов вращателя $n_2 = 112$ об/мин; осевое усилие подачи бурового става $P_o = 215$ кН;

Изложение материала и результаты. На рис. 3 (спектры 1,2,3,4) показано влияние суммарной массы m_2 вращателя и буровой штанги на амплитуды колебаний A_1 рамы бурового станка СБШ-250-32А.

Как видно из рис. 3 резонансные колебания A_1 рамы станка с одной, двумя, тремя и четырьмя штангами представляют собой широкополосные спектры с резонансными пиками в диапазоне низких частот 9-16 Гц, а в диапазоне высоких частот - 46-50 Гц.

При увеличении суммарной массы m_2 низкочастотная собственная частота снижается на 1,5 Гц на каждую ступень увеличения количества буровых штанг в буровом става: одна штанга - 14 Гц; две штанги - 12,5 Гц; три штанги - 11 Гц; четыре штанги - 9,5 Гц.

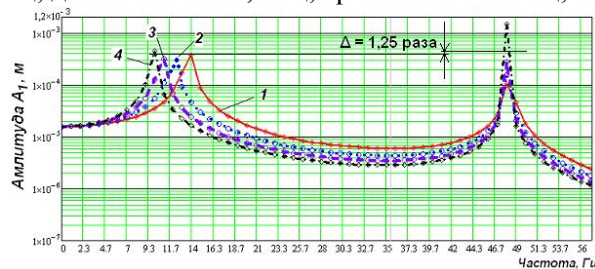


Рис. 3. Теоретические спектры вертикальных резонансных колебаний рамы бурового станка в зависимости от массы m_2 вращателя вместе с буровой штангой, кг: 1 - 5498,7; 2 - 7274,9; 3 - 9051,6 и 4 - 10827,7

Низкочастотная резонансная вибрация в натурном эксперименте определяет максимальные уровни в октавных полосе 8 Гц, а высокочастотная вибрация в октавной полосе 63 Гц, рис. 4.



Рис. 4. Экспериментальные спектры вертикальных резонансных колебаний рамы бурового станка СБШ-250-32А при различных режимах работы

По сравнению с нормальным режимом работы бурового станка в резонансном режиме максимальное вибрационное ускорение возросло почти в 10 раз в октавной полосе со среднегеометрической частотой 8 Гц. Заштыбовка скважины продуктами бурения снижает резонансную вибрацию в данной частотной полосе примерно в три раза, однако уровень вибрации выше еще в три раза по сравнению с нормальным режимом работы.

Максимумы в пиках как в теоретических расчетах, рис. 3 (спектры 2-4), так и в натурном эксперименте, рис. 4 (спектр 2), приходятся на полосы частот 6-12 Гц и 46-50 Гц, т.е. на октавные полосы 8 и 63 Гц.

При этом если величину вибрационного ускорения - 0,8 м/с² в октавной полосе 8 Гц, рис. 4, разделить на квадрат среднегеометрической угловой частоты $\omega^2 = (8 \cdot \pi)^2 = 2524,06$ 1/с², то расчетная величина амплитуды A_1 получится $\approx 3 \cdot 10^{-4}$, м. Это практически совпадает с величиной теоретических резонансных низкочастотных амплитуд, рис. 3 (спектры 1-4).

Кроме того, из рис. 3 и 4 видно, что низкочастотные пики в теоретических расчетах в среднем в 1,25 раза ниже высокочастотных, а в натурном эксперименте на 2 дБ, т.е. в 1,2 раза.

Расхождение не превышает $1,25/1,2 = 1,04$, т.е. 4 %, что вполне удовлетворительно для виброизерительных трактов, включающих несколько последовательно подключенных приборов: акселерометр, предварительный усилитель, частотный анализатор, регистрирующий прибор, а также для случайных динамических процессов горных машин [3,4]. В данных работах показано, что расхождение 10 % это хороший результат. Таким образом, адекватность разработанных динамической и математической моделей доказана.

На рис. 5 показано влияние жесткости подвески вращателя на вертикальные резонансные колебания станка СБШ-250, из которого видно, что уменьшение жесткости подвески вращателя приводит к плавному снижению резонансных частот с 14 Гц до 2,5 Гц.

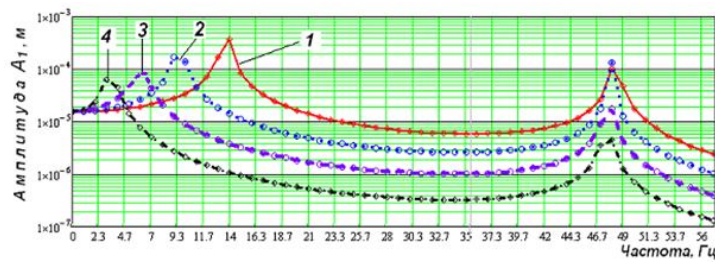


Рис. 5. Влияние жесткости подвески вращателя на амплитуды резонансных вертикальных колебаний бурового станка: 1- c_2 $54 \cdot 10^6$ Н/м; 2- c_2 $25 \cdot 10^6$ Н/м; 3- c_2 $10 \cdot 10^6$ Н/м; 4- c_2 $3,3 \cdot 10^6$ Н/м

С каждым шагом уменьшения жесткости величина снижения резонансной частоты рамы увеличивается. На первом шаге на 10 %, на втором шаге на 11,5 %, на третьем шаге на 13%. Амплитуды A_1 уменьшаются примерно в 2 раза на каждый шаг снижения жесткости подвески вращателя во всем исследованном частотном диапазоне 0-56 Гц (от $4 \cdot 10^{-4}$ до $0,5 \cdot 10^{-4}$, м).

На рис. 6 показано влияние величины демпфирования подвески вращателя на спектры колебаний бурового станка.

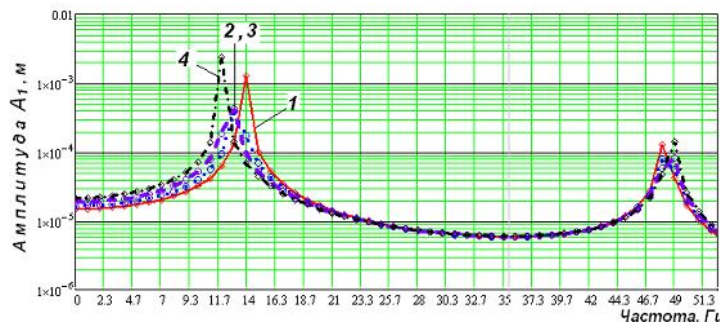


Рис. 6. Влияние демпфирования подвески вращателя на амплитуды резонансных вертикальных колебаний бурового станка: 1- v_2 0,34; 2- v_2 0,4; 3- v_2 0,5; 4- v_2 0,6

Из рис. 6 видно, что низкочастотные амплитуды A_1 при увеличении демпфирования до $v_2=0,4-0,5$ (спектры 2,3) вместо $v_2=0,34$ (спектр 1) на штатном варианте снижают A_1 до 0,4 мм вместо 1,4 мм.

При дальнейшем увеличении демпфирования до 0,6 (спектр 4) A_1 увеличилась до 2,5 мм, т.е. более, чем в 6 раз. Это свидетельствует о том, что силы демпфирования превысили разумный предел, что ухудшает качество снижения динамических нагрузок штатной подвеской вращателя, которая, как было выше сказано, является надштанговым амортизатором продольных колебаний - АПК бурового става.

Таким образом, разработана динамическая и математическая модели вертикальных колебаний бурового станка СБШ-250. Экспериментально доказана адекватность разработанных моделей, позволившая выполнить достоверные теоретические исследования влияния параметров подвески вращателя на амплитуды вертикальных резонансных колебаний бурового станка.

Выводы. Разработана динамическая и математическая модели вертикальных колебаний бурового станка СБШ-250.

Экспериментально доказана адекватность разработанных моделей.

Выполнены исследования влияния параметров подвески вращателя на амплитуды вертикальных резонансных колебаний бурового станка.

Задачи дальнейших исследований. Теоретическое, экспериментальное обоснование и выбор рациональных упругодемпфирующих параметров подвески вращателя - АПК бурового става.

Список литературы

1. **Громадский В.А.** Исследования механизма подачи станка шарошечного бурения, обоснование параметров надштангового амортизатора бурового става / Вісник Криворізького національного університету, 2012. – Вип.31. – С. 171-175.
2. **Бидерман В.Л.** Теория механических колебаний / Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1980. – 401 с.
3. **Иорис Ю.И.** Виброметрия. – М.: Госиздат машиностроительной литературы, 1963. - 754 с.
4. **Громадский А.С.** Снижение динамических нагрузок карьерных экскаваторов / Монография. - Кривой Рог: Издательский центр КТУ, 2008. – 280 с.

Рукопись поступила в редакцию 23.03.12

УДК 621.31