Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
т. XX, вып. 1, 1976 г.

ДИНАМИКА ПРИВОДОВ СТАНКОВ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

И.М.СТОЛЯРОВ

Опыт эксплуатации буровых станков типов СБШ и БАШ показывает, что в процессе работы возникают вибрации бурового става, которые передаются на платформу станка. Эти вибрации ограничивают уровень допустимых технологических параметров и в конечном итоге снижают производительность станка. Уровень вибраций можно снижать, регулируя технологические параметры, а также совершенствуя конструкцию вращательно-подающего механизма станка. Вибрации центра тяжести станка обусловлены возмущением, которое вносит в эту систему буровой став.

Вибрации бурового става носят достаточно сложный характер и проявляются во всех системах станка. На рис.I приведена осциллограмма, показывающая изменение давления p в гидросистеме станка, силы тока якоря двигателя вращателя $i_я$ и его скорости n в режиме вибраций. Датчик имеет нелинейную характеристику. При изменении давления p от 0 до 60 ат выходной сигнал увеличивается от нуля до максимума, при увеличении p от 60 до I00 ат выходной сигнал изменяется от максимума до нуля.

Учитывая, что возмущение в систему вносится забоем через буровой став, следует вначале рассмотреть колебания этого элемента системы. С достаточной степенью точности колебания бурового става можно представить как сумму предельных колебаний, вызванных нестационарным характером нагрузки на

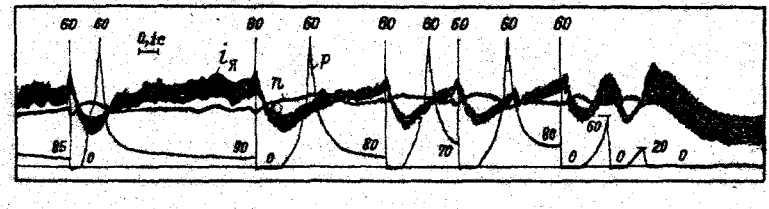


Рис.1. Осциллограмма работы систем бурового станка в режиме вибрации. Цифрами обозначены показания датчика давления (в атмосферах)

шарошке; изгибных колебаний, обусловленных тем, что буровой став подвергается одновременному действию момента и сжимающей силы; вертикальных колебаний, вызванных качением шарошки п волнообразному забою.

Исследование крутильных колебаний с помощью представления бурового става в виде двухмассовой системы без достаточных обоснований не может быть признано удовлетворительным, так как эта система без учета потерь описывается уравнениями

$$-\frac{\partial \omega}{\partial x} = k_{c_0}\frac{\partial M}{\partial t}; \qquad -\frac{\partial M}{\partial x} = k_{J_0}\frac{\partial \omega}{\partial t} \tag{I}$$

при краевых условиях

$$J_д \frac{\partial^2 \varphi_д}{\partial t^2} = M_д - M_у\,(x=0); \qquad J_ш \frac{\partial^2 \varphi_ш}{\partial t^2} = M_у\,(x=e) - M_c, \tag{2}$$

где ω – скорость в сечении, рад/с; M – момент в сечении, Н·м; k_{c_0} – удельный коэффициент упругости, I/Н·м^2; k_{J_0} – удельный момент инерции, Н·с^2; $\varphi_д$ и $\varphi_ш$ – угол поворота двигателя и шарошки, рад; $J_д$ и $J_ш$ – моменты инерции двигателя и штанги, кгм^2; $M_д$, M_c и $M_у$ – вращающие моменты двигателя, статических сопротивлений и упругости механической связи, Н·м.

Точная замена системы (I) двухмассовой приводит к системе, в которой массы и жесткости являются функциями частоты. Чтобы оценить погрешность замены системы (I) двухмассовой, можно поступить следующим образом. Разбить буровой став на элементарные участки, каждый из которых можно представить сосредоточенной массой. Массы эти связаны валом, обладающим только упругостью. Каждую такую ячейку можно описать системой двух разностных уравнений. Система этих уравнений может быть использована для определения параметров эквивалентной двухмассовой системы. Для каждой частоты следует ввести поправочные коэффициенты.

Пользуясь этим методом, можно найти следующие формулы для эквивалентных моментов инерции и жесткости двухмассовой системы:

$$J_э = \frac{k_{c_0}}{\omega^2} \cdot \frac{sh\,\tau}{sh\,\tau n}(ch\,\tau n - 1)\ ;$$

$$k_{c_э} = k_{c_0} \frac{sh\,\tau}{sh\,\tau n}\ ; \qquad (3)$$

$$ch\,\tau = 1 - \frac{\omega^2 J_0}{k_{c_0}}\ .$$

Изменение $J_э$ и k_{c_0} в зависимости от ω и представляет собой оценку погрешности.

Как показывает экспериментальное изучение режимов вибрации, значение ω находится в пределах (5÷10)·2 π 1/с, поэтому двухмассовый эквивалент бурового става дает достаточно точные результаты. Такая двухмассовая система исследована ранее.[x]

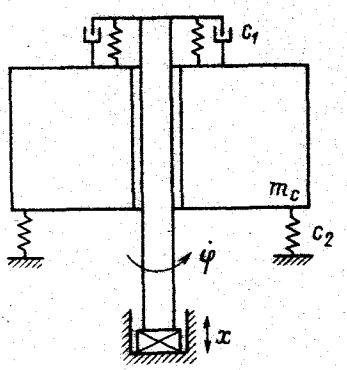


Рис.2. Расчетная динамическая модель станка

Вопрос об изгибных колебаниях сводится к построению границ устойчивости бурового става по Эйлеру, и, как известно, наиболее эффективной мерой для борьбы с этой составляющей является воздействие на регулятор скорости вращателя.

Вертикальные колебания бурового става, как показывают наблюдения и замеры вибраций, оказывают наиболее значительное влияние на развитие колебаний центра тяжести станка. Анализ вертикальных колебаний става и центра тяжести будем вести для расчетной схемы, показанной на рис.2. Эта схема не единственная, принятая для станков, но для исследования вертикальных колебаний она позволяет выделить определяющие факторы.

Буровой став связан с платформой станка упругой связью – канатно-гидравлической системой подачи. Платформа станка опирается на грунт через гидродомкраты, которые также представляют собой упругую связь. Будем полагать, что форма забоя имеет волнообразный характер и перекатывание шарошки осуществляется без отрыва. Вертикальный профиль забоя может быть задан в виде

$$x = a \sin k\varphi\ ,$$

где a – амплитуда волны, м; φ – угол поворота бурового става, рад.

---

[x] Э.А.Загривный, В.В.Рудаков, И.М.Столяров. Контроль вибраций в электрических приводах с упругими связями. Изд. ЛДНТП, 1973.

Составим уравнение движения системы, воспользовавшись уравнениями Лагранжа:

$$L = \frac{1}{2} m_c \dot{x}^2 + \frac{1}{2} J\dot{\varphi}^2 - \frac{1}{2} c_1 (x - a\sin k\varphi)^2 - \frac{1}{2} c_2 x^2 , \qquad (4)$$

где m_c – масса станка; J – приведенный момент инерции вращающихся масс (двигателя и бурового става с шарошкой); c_1 и c_2 – соответственно жесткость системы подачи и домкратов.

Подставляя L в уравнение Лангранжа II рода, находим

$$\begin{aligned} m_c\ddot{x} + c_2 x + c_1(x - a\sin k\varphi) &= -\beta(\dot{x})^2 \operatorname{sign}\dot{x} , \\ J\ddot{\varphi} - c_1(x - a\sin k\varphi)\, a k \cos k\varphi &= M - M_c , \end{aligned} \qquad (5)$$

где $\beta(\dot{x})^2$ – сопротивление колебательному движению центра тяжести станка.

Для полного описания системы уравнения (5) должны быть дополнены уравнениями движения привода.

При $\dot{\varphi} = const$ уравнения (5) описывают гармонические колебания центра тяжести с амплитудой

$$A = \frac{a c_1}{m_c} \sqrt{\frac{1}{(\omega_0^2 - \omega^2) - 4(r\omega)^2}} , \qquad (6)$$

где

$$\omega = \dot{\varphi} ; \quad \omega^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_c} ; \quad r = \frac{\beta}{2m_c} .$$

Очевидно, что при достаточно большом J условие $\dot{\varphi} = const$ может быть выполнено, и тогда решение (6) будет достаточно точным. В реальных приводах буровых станков (см. рис.I) обеспечить $\ddot{\varphi} = 0$ не удается, но тем не менее решение (6) позволяет считать, что колебания носят характер, близкий к гармоническим, т.е. амплитуда и частота будут медленно меняющимися.

Уравнения (5) позволяют теоретически синтезировать систему управления приводом вращателя, которая исключала бы вибрации. Практическая реализация этой системы пока невыполнима из-за трудностей, связанных с измерением вибраций.

Уравнения (5) могут быть также исследованы методом математического моделирования для конкретного станка. Результаты такого исследования показывают, что наиболее эффективным средством борьбы с вибрациями является регулирование жесткости вращательно-подающего механизма c_1. Регулирование коэффициента β в приемлемых для станка значениях не дает существенного эффекта.

Для проверки этих положений были проведены натурные испытания на Оленегорском руднике. Амортизатор, разработанный совместно сотрудниками ЛПИ и ОГОК, был установлен между нажимной траверсой и буровым станком на

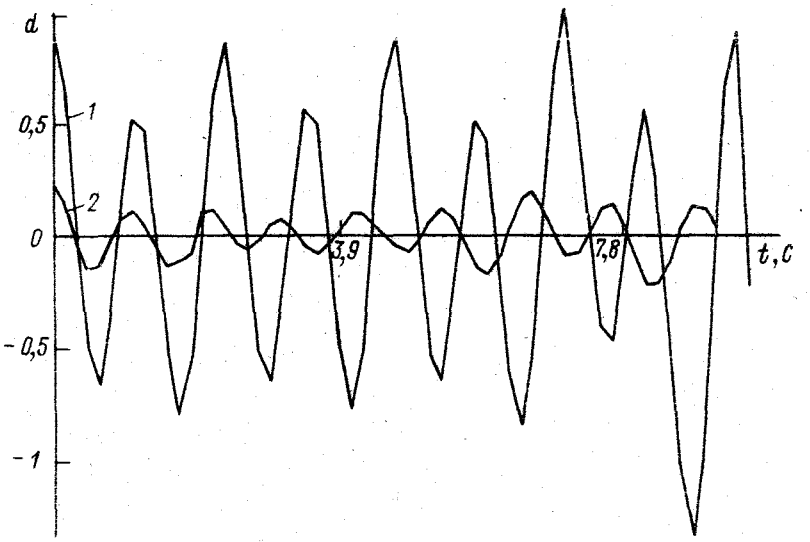


Рис. 3. Автокорреляционные функции
1 – при номинальной жесткости; 2 – при „мягкой" подаче

станке СБШ-250МН. Во время бурения записывали виброграммы на полу в машинном отделении при работе станка с различной жесткостью – уменьшенной и нормальной.

Вибрации носят характер стационарного случайного процесса, поэтому для выявления детерминированных процессов были построены автокорреляционные функции для снятых вибропрограмм. Поскольку ставилась задача оценить эффективность амортизатора, строились нормированные автокорреляционные функции (рис.3). Значения случайных величин выбирались из виброграмм с интервалом 0,156 с; при $\tau = 0$ значение автокорреляционной функции равно дисперсии d.

В процессе эксперимента выяснялся один из наиболее важных вопросов: о влиянии жесткости c_1 на производительность станка.

С амортизатором пробурено 350 скважин, без амортизатора 220 сравнительных скважин глубиной 14,5 м на одних и тех же блоках (крепость 14–16 по Протодьяконову). Бурение проводили долотами 113-243ОП при давлении на забой 22–25 т, частота вращения бурового става 100–130 об/мин, расход воздуха 25 м^3/мин.

Натурные эксперименты показали, что снижение жесткости в два раза не влияет на производительность станка. Следует также отметить значительное сглаживание кривой тока двигателя при уменьшении жесткости подачи. Эти результаты позволяют считать выбранный путь снижения вибраций достаточно эффективным. Развивая его, можно предложить систему с нелинейной восстанавливающей силой. Попытаемся оценить эффективность такой системы. В первом приближении будем полагать, что $\ddot{\varphi} = 0$; $\beta = 0$. Тогда уравнения системы могут быть записаны в виде

$$m\ddot{x} + F(x) = \alpha c_1 \sin \omega_0 t \,, \qquad (7)$$

где

$$F(x) = \begin{cases} c'x \,; & x \in (-x_0, x_0) \,; \\ c''x + \Delta c x_0 \,; & x \in (x_0, \infty) \,; \\ c''x - \Delta c x_0 \,; & x \in (-\infty, x_0) \,; \end{cases}$$

$F(x)$ – сила упругости, Н; x – координата упругого элемента, м; c' и c'' – коэффициенты упругости, Н/м; x_0 – координата точки функции $F(x)$, где эта функция претерпевает излом.

Решение для первого приближения следует искать в виде

$$x = A \sin(\omega_0 t + \theta) \,,$$

для второго – в виде

$$x = A \sin(\omega_0 t + \theta) + \varepsilon u_1(A, \omega_0 t, \omega_0 t + \theta), \qquad \text{и т.д.},$$

где ω_0 – частота возмущения, задаваемая двигателем, 1/с; θ – начальная фаза, рад.

Ограничимся исследованием первого приближения. Уравнения амплитудно-частотной характеристики имеют вид

$$A\left[\omega_e^2(A) - \omega_0^2\right] = \pm c_1 \alpha \,; \qquad (8)$$

$$\omega_e = \frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} F(x) \cos\psi \, d\psi \,;$$

$$\psi = \omega_0 t + \theta \,.$$

Представим

$$F(x) = c'' x + \varepsilon f(x) \,,$$

тогда

$$\frac{1}{\pi A} \int_0^{2\pi} c'' A (\cos\psi)^2 d\psi = c'' \,;$$

$$\varepsilon f(A\cos\psi) = \begin{cases} \Delta c A \cos\psi \,; & \psi \in (\psi_0; \pi - \psi_0), \\ \Delta c A \cos\psi_0 \,; & \psi \in (0; \psi_0) \,, \\ -\Delta c A \cos\psi_0 \,; & \psi \in (\pi; \pi - \psi_0). \end{cases}$$

$$\psi = \arccos x_0 \leqslant \pi \,.$$

$$\frac{1}{\pi A}\int_0^{2\pi} \varepsilon f(A\cos\psi)\cos\psi\, d\psi = \frac{\Delta c}{\pi}\left[\frac{1}{2}\sin(2\psi_0)+\frac{\pi}{2}-\psi_0\right].$$

Учитывая, что

$$\frac{1}{2}\sin 2\psi_0 = \frac{x_0}{A}\sqrt{1-\left(\frac{x_0}{A}\right)^2} \quad \text{и} \quad \sin\left(\frac{\pi}{2}-\psi_0\right) = \frac{x_0}{A},$$

можем записать

$$\omega_e^2(A) = c'' + \frac{\Delta c}{\pi}\left[\arcsin\frac{x_0}{A} + \frac{x_0}{A}\sqrt{1-\left(\frac{x_0}{A}\right)^2}\right].$$

Следовательно, уравнение амплитудно-частотной характеристики будет иметь вид

$$A(c''-\omega_0^2)+\frac{\Delta c}{\pi}A\left[\arcsin\frac{x_0}{A}+\frac{x_0}{A}\sqrt{1-\left(\frac{x_0}{A}\right)^2}\right] = \alpha c_1 . \qquad (9)$$

Если обозначить $A/x_0 = \alpha$, то уравнение (9) можно переписать в виде

$$\alpha(c''-\omega_0^2)+\frac{\Delta c}{\pi}\alpha\left[\arcsin\frac{1}{\alpha}+\frac{1}{\alpha}\sqrt{1-\frac{1}{\alpha^2}}\right] = \frac{\alpha c_1}{x_0} . \qquad (10)$$

Обозначим $c'' = \omega_0^2$ и $\frac{\omega_\partial}{\omega_0} = \nu$, тогда уравнение (10) можно переписать в виде

$$\alpha(1-\nu^2)+\frac{\Delta c}{c''\pi}\left[\alpha\arcsin\frac{1}{\alpha}+\sqrt{1-\frac{1}{\alpha^2}}\right] = \frac{\alpha c_1}{x_0 c''} . \qquad (11)$$

Уравнение (11) позволяет оценить необходимые значения коэффициентов жесткости, для того чтобы при заданном возмущении α и скорости ν амплитуда колебаний α (или A) не превысила допустимые значения.

Для уменьшения уровня вибраций без дальнейшего снижения жесткости c_1 целесообразно использовать нелинейный элемент в пневмо-гидравлической системе подачи. Такой элемент, в частности, может быть выполнен как дополнительное упругое звено в гидросистеме (пневмо-гидравлический демпфер). Применение нелинейного элемента приводит к тому, что автоматически с изменением амплитуды кинематического возмущения изменяется собственная частота колебаний системы и резонансная зона как бы автоматически сдвигается, предотвращая развитие значительных вибраций.

Таким образом, применение "мягкой" системы подачи шарошечного долота позволяет значительно уменьшить вибрации и реализовать оптимальные технологические параметры бурения. Кроме того, "мягкая" система подачи выравнивает нагрузку двигателя.