

## ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ СТРОИТЕЛЬНОЙ И ГОРНОЙ ТЕХНИКИ

Д.К. Гришин, В.М. Матвеев,  
В.А. Романова

Кафедра прочности материалов и конструкций  
Инженерный факультет  
Российский университет дружбы народов  
ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419

На примере бурового станка рассмотрена методика поиска алгоритма управления силовыми органами активных гасителей колебаний из условия ограничения уровня вибраций основных узлов конструкции. Методика применима к дорожным, строительным и горным машинам, имеющим аналогичные динамические структуры.

**Ключевые слова:** виброустойчивость, динамика, активный гаситель колебаний, буровой станок.

В связи с интенсификацией рабочих процессов возрастают требования к виброустойчивости машин для строительных и горных работ. Невозможность работы на оптимальных режимах из-за ограничений, накладываемых колебаниями, приводит к нерациональному использованию техники и природных ресурсов. Роторные экскаваторы, например, не реализуют проектные усилия копания, в результате чего возрастает объем буровзрывных работ, что оказывает негативное влияние на окружающую среду. Из-за повышенных колебаний снижаются рабочие скорости землеройно-транспортных машин и бурового оборудования.

Повышение виброустойчивости может быть достигнуто при использовании систем активного гашения колебаний, включающих в себя вибродатчики и силовые органы, воздействующие на конструкцию таким образом, чтобы уменьшить вибрации. Главной задачей при создании подобных систем является синтез алгоритма управления указанными силовыми органами из условия ограничения уровня вибраций основных узлов конструкции. Приводимый ниже пример решения указанной задачи может быть полезен для целого ряда дорожных, строительных и горных машин, имеющих динамические системы, подобные рассмотренной.

На рисунке 1 представлена динамическая система бурового станка.

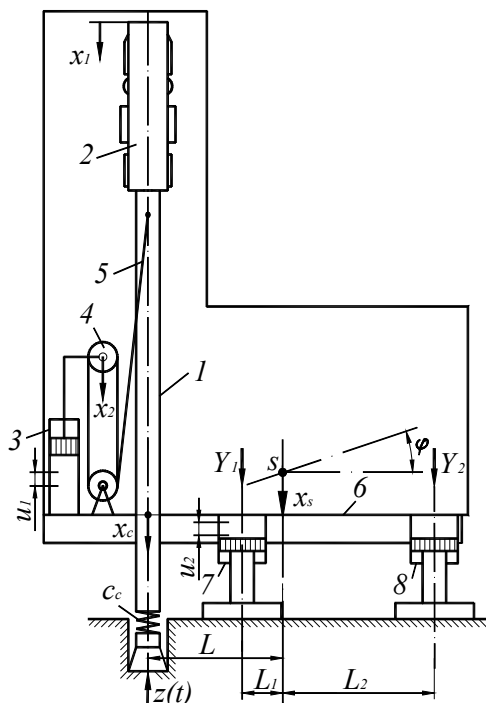
Положение системы может быть определено следующими координатами в абсолютной системе отсчета:

$x_1$  — перемещение бурового става с вращателем;

$x_2$  — перемещение частей, связанных со штоком гидроцилиндра подачи става;

$x_3$  — вертикальное перемещение центра масс станка;

$\varphi$  — угловое перемещение корпуса станка в вертикальной (продольной) плоскости.



**Рис. 1.** Схема динамической системы бурового станка:

1 — буровой ствол; 2 — вращатель; 3 — гидроцилиндр подачи бурового става; 4 — подвижная обойма полиспаста механизма подачи бурового става; 5 — канат механизма подачи бурового става; 6 — платформа станка; 7, 8 — передний и задний опорные гидродомкраты соответственно

Кроме того, целесообразно использовать следующие вспомогательные координаты:

$Y_1, Y_2$  — вертикальные перемещения штоков двух передних и одного заднего гидродомкратов, соответственно, за счет податливости их гидросистем;

$x_c$  — перемещение платформы в точке пересечения ее плоскости с осью бурового става.

$u_1$  — деформация столба жидкости в гидроцилиндрах подачи става 3, создаваемая при активном гашении колебаний за счет поступления управляемого потока жидкости;

$u_2$  — деформация столба жидкости в передних опорных гидродомкратах, создаваемая аналогичным образом.

Параметры динамической системы:

$M_s$  — масса станка без учета массы бурового става и вращателя;

$M_1$  — масса вращателя и части бурового става;

$I_s$  — момент инерции станка относительно поперечной оси, проходящей через центр масс  $s$ ;

$M_2$  — масса штока гидроцилиндра подачи бурового става и полиспастной обоймы;

$c_k$  — жесткость канатов механизма подачи бурового става;

$c_c$  — продольная жесткость става с учетом его изгибной деформации;

$c_r$  — жесткость гидроцилиндров подачи бурового става;

$c_{п1}, c_3$  — жесткости переднего и заднего опорных гидродомкратов соответственно;

$i_{п1}$  — кратность полиспафта механизма подачи бурового става.

Источником колебаний станка является кинематическое возмущение  $Z(t)$ , приложенное к нижнему концу бурового става (см. рис. 1), возникающее при перекачивании шарошек по неровностям забоя. Буровой став представляется как стержень жесткостью  $c_c$ , а кинематическое возмущение  $Z(t)$  заменено силовым воздействием  $F(t) = c_c Z(t)$ , приложенным к массе  $M_1$ .

Выражения для кинетической  $T$  и потенциальной  $\Pi$  энергий рассматриваемой системы:

$$T = 0,5(M_1 \dot{x}_1^2 + M_2 \dot{x}_2^2 + M_s \dot{x}_s^2 + I_s \dot{\varphi}^2);$$

$$\Pi = 0,5c_k [x_1 + i_{п1} x_2 - (i_{п1} + 1)x_c]^2 + 0,5c_c x_1^2 + 0,5c_r (x_2 + u_1 - x_c)^2 + c_{п1}(Y_1 + u_2)^2 + 0,5c_3 Y_2^2.$$

Подставляя эти выражения в уравнения Лагранжа второго рода с учетом соотношений  $x_c = x_s + L\varphi$ ,  $Y_1 = x_s + L_1\varphi$ ,  $Y_2 = x_s - L_2\varphi$ , получим следующие уравнения колебаний системы:

$$M_1 \ddot{x}_1 + c_k [x_1 + i_{п1} x_2 - (i_{п1} + 1)x_s - (i_{п1} + 1)\varphi] + c_c x_1 = F(t);$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + i_{п1} c_k [x_1 + i_{п1} x_2 - (i_{п1} + 1)x_s - (i_{п1} + 1)\varphi] + c_r (x_2 + u_1 - x_s - L\varphi) = 0;$$

$$M_s \ddot{x}_s - (i_{п1} + 1)c_k [x_1 + i_{п1} x_2 - (i_{п1} + 1)x_s - (i_{п1} + 1)L\varphi] - c_r (x_2 + u_1 - x_s - L\varphi) + 2c_{п1}(x_s + L_1\varphi + u_2) + c_3(x_s - L_2\varphi) = 0;$$

$$I_s \ddot{\varphi} - (i_{п1} + 1)Lc_k [x_1 + i_{п1} x_2 - (i_{п1} + 1)x_s - (i_{п1} + 1)L\varphi] - c_r L(x_2 + u_1 - x_s - L\varphi) + 2c_{п1}L_1(x_s + L_1\varphi + u_2) - c_3L_2(x_s - L_2\varphi) = 0.$$

Расчеты показали, что масса  $M_2$  влияет лишь на высшую гармонику станка, которая на порядок превосходит ближайшую к ней гармонику. Поэтому можно заменить четырехмассовую систему трехмассовой, положив в (1)  $M_2 = 0$ .

Поскольку колебания первой формы проявляются преимущественно в перемещениях бурового става, для гашения этой формы колебаний целесообразно воспользоваться управляемыми деформациями столба жидкости в гидроцилиндрах 3 подачи става, осуществляемыми в функции колебательной скорости става  $\dot{x}_1$ , а для гашения угловых  $\varphi$  и вертикальных  $x_s$  колебаний платформы — управляемыми деформациями  $u_2$  столба жидкости в передних опорных гидродомкратах, осуществляемыми в функции колебательных скоростей  $\dot{\varphi}$  и  $\dot{x}_s$  соответственно. Таким образом, при комбинированном воздействии одновременно используются следующие алгоритмы управления демпфирующими силовыми органами:

$$u_1 = -k_1 \dot{x}_1 \text{ и } u_2 = k_2 (\dot{x}_s + \mu L_1 \dot{\varphi}),$$

где  $k_1$  и  $k_2$  — коэффициенты передачи,  $\mu$  — корректирующий множитель, служащий для выравнивания друг с другом декрементов второй и третьей форм колебаний.

Задача обеспечения заданных значений декрементов колебаний по трем формам решается на основе уравнений, полученных подстановкой в (1) соотношений (2) с учетом  $M_2 = 0$ . Указанные уравнения имеют вид

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 + a_{11}x_1 - a_{12}x_s - a_{13}\varphi + b_{11}k_1\dot{x}_1 &= eF(t); \\ \ddot{x}_s - a_{21}x_1 + a_{22}x_s - a_{23}\varphi + b_{21}k_1\dot{x}_1 + b_{22}k_2\dot{x}_s + b_{23}\mu k_2\dot{\varphi} &= 0; \\ \ddot{\varphi} - a_{31}x_1 - a_{32}x_s + a_{33}\varphi + b_{31}k_1\dot{x}_1 + b_{32}k_2\dot{x}_s + b_{33}\mu k_2\dot{\varphi}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $a_{ij}, b_{ij}, e$  — константы ( $i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3$ ).

Расчет производится в следующем порядке. Назначаются заданные величины логарифмических декрементов  $\delta_s$  колебаний по каждой из  $s$  форм ( $s = 1, 2, 3$ ). В качестве начальных значений подбираемых параметров принимается:

$$k_1 = k_{10} = \delta_1\omega_{10}/\pi b_{11}; k_2 = k_{20} = \delta_2\omega_{20}/\pi b_{33}; \mu = \mu_0 = 1,$$

где  $\omega_{10}$  и  $\omega_{20}$  — круговые частоты, соответственно первой и второй форм колебаний, вычисленные из (3) без учета демпфирования, т.е. при  $k_1 = k_2 = 0$ .

Подставляя данные значения в (3), вычисляют комплексные корни  $r_s = -n_s \pm \pm i\omega_s$  характеристического уравнения системы (3), затем определяют фактические значения логарифмических декрементов в первом приближении  $\delta_{s\varphi} = 2n_s\pi/\omega_s$ , сравнивают их с заданными значениями логарифмических декрементов, корректируют величины  $k_1, k_2, \mu$  в уравнениях (3) и повторяют вычисления до тех пор, пока расхождение между фактической величиной логарифмического декремента по каждой из форм колебаний и заданной его величиной  $\delta_s$  не окажется в пределах допускаемой погрешности.

На рисунке 2 представлены амплитудно-частотные характеристики бурового станка СБШ-250, полученные при комбинированном воздействии по законам (2). Достоинством комбинированного воздействия является возможность регулирования амплитуд резонансных колебаний как бурового става, так и платформы станка. Недостатком данного способа является то, что при его реализации возникает необходимость введения в гидросистемы передних опорных домкратов гидроаккумуляторов, которые снижают статическую жесткость передних опор на 20...30% в зависимости от заданного перепада давления на гидроаккумуляторе. В результате при глубине бурения 32 м и изменении усилия подачи става на 150 кН происходит радиальное смещение конца става (перекос) за счет деформации передних домкратов в пределах 19...29 мм. Поэтому желательно найти способ одновременного гашения всех форм колебаний воздействием только через гидроцилиндр подачи бурового става.

Для решения поставленной задачи представим демпфирующее воздействие в виде

$$N_1(x_1) + N_2(x_s) + N_3(\varphi) + u_1 = 0. \quad (4)$$

Неизвестные функции  $N_1(x_1), N_2(x_s), N_3(\varphi)$  можно найти методом синтеза [1]. Поочередно подставляя в систему (1) выражения  $N_1(x_1) + u_1 = 0, N_2(x_s) + u_1 = 0, N_3(\varphi) + u_1 = 0$ , приравниваем полученное для каждого случая характеристическое уравнение выражению

$$(p^2 + 2n_1p + \omega_1^2)(p^2 + 2n_2p + \omega_2^2)(p^2 + 2n_3p + \omega_3^2) = 0, \quad (5)$$

представляющему собой характеристическое уравнение, соответствующее уравнениям, описывающим колебания динамической системы с заданными демпфирующими свойствами, определяемыми параметрами  $n_1, n_2, n_3$ . В выражении (5)  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  — собственные частоты колебаний системы без учета демпфирования,  $p$  — оператор дифференцирования.

Из каждого равенства находим выражения для передаточных функций:

$$N_1(p) = -\frac{Q(p)}{R_1(p)}; N_2(p) = \frac{Q(p)}{R_2(p)}; N_3(p) = -\frac{Q(p)}{R_3(p)}. \quad (6)$$

Производя в выражениях (6) алгебраическое деление полиномов и оставляя в качестве результата для каждого случая только первые члены, перейдем от передаточных функций к уравнению в форме (4), которое в данном случае представляется в виде

$$\alpha_1 \dot{x}_1 - \alpha_2 \dot{x}_s + \alpha_3 \dot{\phi} + u_1 = 0, \quad (7)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  — постоянные величины (коэффициенты передачи).

Анализ экспериментальных данных по определению вибронегруженности основных узлов дорожных, строительных и горных машин показал, что для обеспечения их виброустойчивости во всем диапазоне рабочих режимов расчет параметров активных гасителей колебаний рекомендуется проводить из следующего условия: заданные значения коэффициентов динамичности по амплитудам виброперемещений рабочих органов и платформ машин в режимах резонанса или автоколебаний должны быть ограничены величиной 2,0. При этом коэффициенты динамичности по максимальному усилию в рабочем оборудовании (определяемые по отношению к статическому усилию) не превысят значений 1,05...1,08, а среднеквадратические значения виброскоростей платформ в местах установки кабин операторов машин не превысят допустимый санитарными нормами уровень.

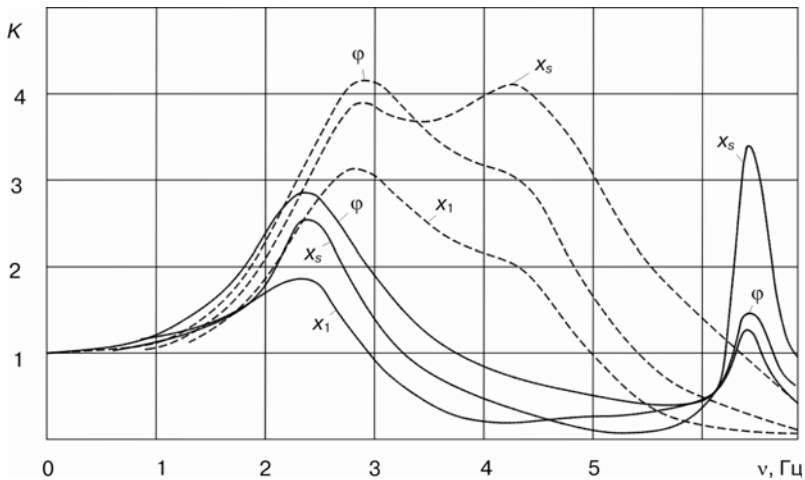


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики при демпфировании:

— по закону (7); - - - - по законам (2)

$K$  — коэффициент динамичности по амплитуде, равный отношению амплитудного значения перемещения к статическому по каждой из координат соответственно;

$\nu$  — частота возбуждающего воздействия, Гц

На рисунке 2 представлены амплитудно-частотные характеристики при демпфировании по закону (7). Эффективность демпфирования можно еще более повысить за счет увеличения коэффициентов передачи (зависящих от задаваемых значений  $n_1, n_2, n_3$ ), максимальные значения которых определяются устойчивостью системы управления демпфирующим органом.

#### ЛИТЕРАТУРА

- [1] *Гришин Д.К.* Синтез управления активным динамическим виброгасителем // Известия вузов. Машиностроение. — 2003. — № 4. — С. 41—48.

### INCREASE OF BUILDING AND MINE TECHNICS VIBRATION STABILITY

**D.K. Grishin, V.M. Matveev, V.A. Romanova**

Department of Department of Strength of Materials and Designs  
Engineering Faculty  
People's Friendship University of Russia  
*Ordzhonikidze str., 3, Moscow, Russia, 115419*

On an example of the boring rig the technique of search of algorithm of control by active dampers power bodies from a condition of the basic units of a machine design vibrations level limitation is considered. Technique is applicable to road-building, construction site and mine machines having similar dynamic structures.

**Key words:** vibration stability, dynamics, vibration active damper, boring rig.