

# К выбору алгоритма управления активной подвеской землеройно-транспортной машины

### 77-30569/377553

# 04, апрель 2012 Гришин Д. К. УДК 621.878.6

Российский университет дружбы народов <u>dk\_grishin@mail.ru</u>

Известно, что транспортная скорость движения землеройно-транспортной машины зависит от уровня колебаний ее корпуса. При использовании скрепера с подрессоренной задней осью для транспортировки материала на расстояние 2 км повышение производительности скрепера за счет снижения колебаний достигает 19 %. Стоимость разработки 1 м<sup>3</sup> грунта при дальности транспортировки 5 км уменьшается на 20 % [1].

В числе предъявляемых к подвескам землеройно-транспортных машин требований следует отметить обеспечение регулирования жесткости подвески в зависимости от режима работы (срезание грунта, транспортировка), а также эффективное подавление колебаний подрессоренной части в широком спектре кинематического воздействия от неровностей пути. В проводимых ранее исследованиях [2], [3] подобные требования в полной мере не учитывались.

Указанным требованиям могут удовлетворить подвески активного и комбинированного типов, последние из которых допускают работу как в активном, так и в пассивном режимах. За основу их структуры могут быть приняты устройства для активного демпфирования колебаний в машинах для земляных и горных работ [4].

Важной задачей при проектировании активной подвески является нахождение алгоритма управления ее силовыми элементами из условия обеспечения заданной степени демпфирования колебаний машины на подвеске как системы с несколькими степенями свободы.

Ниже представлен вариант решения указанной задачи применительно к рассматриваемому классу машин (скреперов, бульдозеров).

В качестве независимых координат, определяющих положение исследуемой динамической системы при колебаниях, приняты (рис. 1):

у – вертикальное перемещение центра масс корпуса машины;

 $\Theta_{1}, \Theta_{2}$  – угловые перемещения корпуса относительно осей *x* и *z* соответственно.

 $y_1(t)$ ,  $y_2(t)$ ,  $y_3(t)$ ,  $y_4(t)$  – кинематическое воздействие на ходовые колеса со стороны дороги.

При наличии соответствующих ограничителей горизонтальными перемещениями корпуса вдоль осей *x* и *z*, а также поворотом корпуса относительно оси *y* можно пренебречь.

Для гашения колебаний используются управляемые перемещения *u*<sub>1</sub>, *u*<sub>2</sub>, *u*<sub>3</sub>, *u*<sub>4</sub> штоков соответствующих гидроцилиндров.



Рис. 1. Расчетная схема активной подвески:

1, 2, 3, 4 – подрессоренные опоры; 5 – корпус машины; 6 – шток гидроцилиндра; 7 – рессора; 8 – ходовое колесо; 9, 10 – датчики колебаний; 11 – формирователь алгоритма управления; 12, 13 – гидрораспределители с электромагнитным управлением

Представленная на рис. 1 обобщенная расчетная схема четырехколесной машины с независимыми подвесками не учитывает массу колес и податливость шин, образующих локальные колебательные системы, поскольку, как следует далее, рекомендуемая частота колебаний машины на подвеске гораздо ниже парциальных частот колебаний указанных систем. Следует отметить также, что при учете вышеперечисленных факторов каждая опора образует двухмассовую активно демпфируемую колебательную систему, устойчивость которой показана в [5].

Работа активной подвески происходит следующим образом. При возникновении колебаний электрические сигналы от датчиков 9, 10 поступают на вход формирователя алгоритма управления 11, связанного с электрическими обмотками гидрораспределителей, управляющих потоками жидкости, подаваемой в гидроцилиндры опор. При перемещениях штоков 6 гидроцилиндров упругие элементы (рессоры 7) деформируются и возникающие в них силы противодействуют колебаниям корпуса машины.

Уравнения свободных колебаний рассматриваемой системы, полученные на основе принципа Даламбера, имеют вид:

$$\begin{split} &I_1 \Theta_1 + c_1 \Theta_1 (a+b)^2 - c_1 \Theta_2 (a+b)(d-e) - c_1 y(a+b) + c_1 u_1(a+b) + \\ &+ c_2 \Theta_1 (a-b)^2 + c_2 \Theta_2 (d-e)(a-b) + c_2 y(a-b) - c_2 u_2 (a-b) + \\ &+ c_3 \Theta_1 (a+b)^2 + c_3 \Theta_2 (d+e)(a+b) - c_3 y(a+b) + c_3 u_3 (a+b) + c_4 \Theta_1 (a-b)^2 - \\ &- c_4 \Theta_2 (d+e)(a-b) + c_4 y(a-b) - c_4 u_4 (a-b) = 0; \end{split}$$

$$I_{2} \overset{\odot}{\Theta}_{2} + c_{1} \overset{\odot}{\Theta}_{2} (d-e)^{2} - c_{1} \overset{\odot}{\Theta}_{1} (a+b)(d-e) + c_{1} y(d-e) - c_{1} u_{1}(d-e) + c_{2} \overset{\odot}{\Theta}_{2} (d-e)^{2} + c_{2} \overset{\odot}{\Theta}_{1} (a-b)(d-e) + c_{2} y(d-e) - c_{2} u_{2}(d-e) + c_{3} \overset{\odot}{\Theta}_{2} (d+e)^{2} + c_{3} \overset{\odot}{\Theta}_{1} (a+b)(d+e) - c_{3} y(d+e) + c_{3} u_{3}(d+e) + c_{4} \overset{\odot}{\Theta}_{2} (d+e)^{2} - c_{4} \overset{\odot}{\Theta}_{1} (a-b)(d+e) - c_{4} y(d+e) + c_{4} u_{4}(d+e) = 0;$$

$$(1)$$

$$\begin{split} m\ddot{y} + c_1y - c_1\Theta_1(a+b) + c_1\Theta_2(d-e) - c_1u_1 + c_2y + c_2\Theta_1(a-b) + c_2\Theta_2(d-e) - \\ - c_1u_2 + c_3y_3 - c_3\Theta_1(a+b) - c_3\Theta_2(d+e) - c_3u_3 + \\ + c_4y + c_4\Theta_1(a-b) - c_4\Theta_2(d+e) - c_4u_4 = 0, \end{split}$$

где дополнительно к введенным выше обозначениям принято:

 $I_1, I_2$  – приведенные к центру масс O моменты инерции корпуса относительно осей x и z соответственно;

 $C_1, C_2, C_3, C_4$  – жесткости рессор в соответствии с номерами на рис. 1;

*a*, *b*, *c*, *d* - геометрические размеры в соответствии со схемой на рис. 1.

После преобразований уравнения (1) получают вид:

$$\begin{split} & \bigoplus_{1} + a_{11} \bigoplus_{1} + a_{12} \bigoplus_{2} - a_{13} y + c_{11} u_{1} - c_{12} u_{2} + c_{13} u_{3} - c_{14} u_{4} = 0; \\ & \bigoplus_{2} + a_{21} \bigoplus_{1} + a_{22} \bigoplus_{2} - a_{23} y - c_{21} u_{1} - c_{22} u_{2} + c_{23} u_{3} + c_{24} u_{4} = 0; \\ & \widehat{y} - a_{31} \bigoplus_{1} - a_{32} \bigoplus_{2} + a_{33} y - c_{31} u_{1} - c_{32} u_{2} - c_{33} u_{3} - c_{34} u_{4} = 0. \end{split}$$
 (2)

В уравнениях (2)  $a_{ij}$ ,  $c_{ik}$  - константы (i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3; k = 1...4).

Для достижения эффекта демпфирования колебаний необходимо задать соответствующие законы движения штоков гидроцилиндров опор.

Рассмотрено 4 варианта алгоритма управления движением гидроцилиндров.

Вариант 1:

$$u_1 = u_2 = u_3 = u_4 = -\xi_1 \dot{y} \tag{3}$$

В этом случае все гидроцилиндры в следящем режиме синхронно отрабатывают перемещения, создающие в рессорах силы, пропорциональные и противоположно направленные колебательной скорости вертикального движения корпуса по координате *у*.

Вариант 2:

$$u_{1} = u_{3} = -\xi_{2}\Theta_{1}(a+b); u_{2} = u_{4} = \xi_{2}\Theta_{1}(a-b).$$
(4)

При этом к корпусу прикладывается демпфирующий момент, пропорциональный и противоположно направленный колебательной скорости углового перемещения корпуса по координате  $\Theta_1$ .

Вариант 3:

$$u_{1} = u_{2} = -\xi_{3}\Theta_{2}(d-e); u_{3} = u_{4} = \xi_{3}\Theta_{2}(d+e).$$
(5)

В отличие от варианта 2 демпфирующий момент здесь является функцией колебательной скорости углового перемещения корпуса по координате  $\Theta_2$ .

Вариант 4: комбинированное демпфирование при одновременном использовании законов (3), (4), (5).

В формулах (3), (4), (5) посредством  $\xi_1, \xi_2, \xi_3$  обозначены коэффициенты демпфирования (коэффициенты передачи). От их величины зависит демпфирующий эффект, который можно оценить величиной логарифмического декремента колебаний  $\delta$  или величиной коэффициента динамичности K, равного отношению амплитуды колебаний объекта к его статическому смещению от амплитудного значения возмущающей силы. Для систем с одной степенью свободы в режиме резонанса справедливо соотношение

$$K = \frac{\pi}{\delta} \tag{6}$$

# Эффективность демпфирования для различных алгоритмов управления движением штоков гидроцилиндров

Номер		Логарифмические декременты колебаний по		
варианта	Закон демпфирующего воздействия			
		формам		
		1 форма	2 форма	3 форма
1	Формула (3)	0,645	0	0,892
2	Формула (4)	0,176	0,888	0,5
3	Формула (5)	0,176	0,888	0,5
4	Комбинированное воздействие: формулы (3), (4), (5)	1,175	1,503	2,096
5	Комбинированное воздействие с увеличенными в 2 раза			
	по сравнению с вариантом 4 коэффициентами	2,475	3,29	5,134
	демпфирования			
6	Комбинированное воздействие по варианту 4 для скрепера	1,047	1,301	1,952

Представленные в таблице результаты получены из уравнений (2), коэффициенты которых определены из условия равенства друг другу парциальных частот системы. Этим объясняется, в частности, равенство друг другу логарифмических декрементов колебаний вариантов 2 и 3 и равенство нулю одного из декрементов для варианта 1.

Значения  $\xi_1, \xi_2, \xi_3$  в выражениях (3), (4), (5) выбраны в данном примере из условия того, чтобы в каждой из трех парциальных систем логарифмический декремент колебаний равнялся 1,57. При этом коэффициент динамичности при резонансных колебаниях в парциальной системе согласно (6) равняется 2, что соответствует достаточно сильному демпфированию.

Из анализа результатов следует, что при управлении демпфированием в функции колебательной скорости по одной из координат (варианты 1, 2, 3) удается получить затухающий колебательный процесс практически по всем формам, хотя фактические значения логарифмических декрементов колебаний по каждой из форм меньше задаваемых для парциальных систем значений. Наибольшую величину имеет логарифмический декремент колебаний формы с преобладающим перемещением по координате, в функции которой формируется демпфирующее воздействие. Следовательно, для повышения эффективности демпфирования за счет выравнивания

логарифмических декрементов колебаний по всем формам целесообразно использовать комбинированное воздействие (вариант 4 таблицы), что подтверждается приведенными в таблице данными, а также результатами вычисления амплитудно-частотных характеристик (рис. 2). Коэффициенты динамичности при резонансе для перемещений по координатам  $\Theta_1$ ,  $\Theta_2$ , *y* (пиковые значения кривых на рис. 2) при комбинированном демпфирующем воздействии составляют соответственно:  $K_{1pe3} = 1,934$ ,  $K_{2pe3} = 0,736$ ,  $K_{3pe3} = 1,098$  и не превышают заданных значений коэффициентов динамичности для парциальных систем, равных 2.



Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики при возмущении, приложенном по координате  $\Theta_1$ :  $K_1, K_2, K_3$  - коэффициенты динамичности при колебаниях по координатам  $\Theta_1, \Theta_2, y$ соответственно; m – отношение частоты возмущения к парциальной частоте

Для сопоставимости друг с другом амплитудно-частотных характеристик, приведенных на рис. 2, в качестве коэффициентов динамичности приняты:

 $K_1$  - отношение амплитуды колебаний корпуса по координате  $\Theta_1$  к статическому угловому смещению корпуса от амплитудного значения возмущающего воздействия, приложенного по координате  $\Theta_1$ ;

 $K_2$  - отношение амплитуды угловых колебаний корпуса по координате  $\Theta_2$  к статическому угловому смещению корпуса по координате  $\Theta_1$  от амплитудного значения возмущающего воздействия, приложенного по координате  $\Theta_1$ ;

 $K_3$  - отношение амплитуды вертикальных перемещений корпуса по координате у к статическому перемещению опор 1 и 3 при повороте корпуса машины на угол  $\Theta_1$  от амплитудного значения возмущающего воздействия, приложенного по координате  $\Theta_1$ .

Эффективность комбинированного воздействия подтверждается также интенсивным затуханием вертикальных и угловых перемещений корпуса, вызванных приложением к кузову импульса момента по координате  $\Theta_1$  (рис. 3), а также существенным ограничением резонансных колебаний (рис. 4).



Рис. 3. Графики переходного процесса при импульсном воздействии на корпус момента относительно оси *x*:

ANGLE1, ANGLE2 – угловые колебания корпуса соответственно по координатам  $\Theta_1$  и  $\Theta_2$ , приведенные для сопоставимости угловых и линейных перемещений к линейным перемещениям пар опор 1, 3 и 2, 4 соответственно (в условных единицах); VERT - вертикальное перемещение центра масс корпуса машины по координате у (в условных единицах); n – время, отнесенное к периоду колебаний парциальной системы

При моделировании резонансных колебаний рассматривался режим движения машины, соответствующий синхронному прохождению каждым из колес неровностей двух видов, т. е. когда к колесам одновременно прикладываются два воздействия: *Y1*- с основной частотой и *Y2*- с четырехкратной частотой (рис. 4). Моделирование выполнено в среде МАТНСАD.





Рис. 4. Демпфирование резонансных колебаний корпуса машины с использованием комбинированного демпфирующего воздействия (вариант 4 таблицы):

а), б), в) – резонансные колебания соответственно по 1, 2, 3 собственным частотам при заданном коэффициенте динамичности для всех парциальных систем, равном 2;

г) - резонансные колебания по первой частоте при заданном коэффициенте динамичности для всех парциальных систем, равном 1;

 д) - резонансные колебания по первой частоте для прицепного скрепера при заданном коэффициенте динамичности для всех парциальных систем, равном 2.

*Y1* – основное воздействие со стороны дороги с резонансной частотой по первой форме колебаний и единичной амплитудой;

Y2 - дополнительное воздействие со стороны дороги с четырехкратной по сравнению с основным воздействием частотой и двойной амплитудой.

Остальные обозначения соответствуют рис. 3

Наибольшие амплитуды колебаний характерны для резонанса по низшей частоте (рис. 4, а). Однако величины амплитуд в этом случае ограничены: вертикальные колебания корпуса VERT соответствуют заданному значению коэффициента динамичности 2, а угловые ANGLE1 и ANGLE2 - коэффициенту динамичности 1. (На рис. 4, а, б, в угловые колебания ANGLE2 по координате  $\Theta_2$ не показаны, т. к. при равенстве парциальных частот они подобны колебаниям ANGLE1 по координате  $\Theta_1$ ).

Сочетание в активной подвеске упругого элемента с последовательно связанным с ним управляемым силовым органом позволяет снижать колебания корпуса в широком диапазоне частот. При этом высокочастотные возмущения отфильтровываются упругим элементом, а низкочастотные составляющие колебаний демпфируются активной системой (рис. 4).

Анализ представленных на рис. 4 результатов показывает, что, хотя амплитуда высокочастотного воздействия в 2 раза больше амплитуды основного воздействия, высокочастотные составляющие угловых и линейного перемещений корпуса существенно ослаблены, а амплитуды низкочастотных гармоник находятся в заданных пределах.

Чем ниже собственные частоты колебаний корпуса на подвеске, тем эффективнее виброизоляция корпуса от высокочастотного воздействия со стороны дороги. Представляется целесообразным назначать жесткость подвески из условия того, чтобы собственные частоты колебаний корпуса на подвеске находились в диапазоне 1,5...2 Гц. С одной стороны, остаточные, в результате воздействия активной системы, колебания на этих частотах менее чувствительны для

человека, с другой – снижение колебаний с частотой более 3 Гц обеспечивается пассивной фильтрацией практически без участия активной системы, инерционное запаздывание которой на высоких частотах труднее компенсировать. При уменьшении высокочастотных колебаний также снижается уровень помех для аппаратуры (датчиков колебаний, электромагнитных преобразователей и т. п.), что повышает устойчивость системы демпфирования.

Уменьшение жесткости упругого элемента при заданной нагрузке приводит к увеличению его габаритов, например, за счет увеличения числа витков пружины. Поэтому в качестве упругого элемента в активной подвеске целесообразно использовать пневмогидроаккумулятор, подключенный к рабочей полости гидроцилиндра опоры. В режиме срезания грунта для поддержания стабильности толщины стружки упругие элементы могут быть заблокированы отключением пневмогидроаккумуляторов. В режиме транспортировки грунта имеется возможность регулировки жесткости подвески путем изменения давления зарядки пневмокамеры.

Увеличение коэффициентов демпфирования  $\xi_1, \xi_2, \xi_3$  в 2 раза приводит к соответствующему увеличению логарифмических декрементов колебаний (вариант 5 в таблице) и снижению в той же степени амплитуд резонансных колебаний (рис. 4, г). Максимальные значения указанных коэффициентов ограничены условиями устойчивости системы активного демпфирования как системы автоматического управления и в конкретных случаях определяются свойствами аппаратуры, уровнем помех и т. п.

Особенностью скрепера по сравнению со схемой, представленной на рис. 1, является шарнирное сочленение ковша (корпуса) с передней осью, что уменьшает суммарную жесткость опор при угловых перемещениях корпуса по координате  $\Theta_2$  и приводит к возрастанию амплитуд колебаний по данной координате (кривая *ANGLE2* на рис. 4, д). Компенсировать это возрастание можно увеличением коэффициента демпфирования  $\xi_3$  в формуле (5).

Таким образом, на приведенном примере показана принципиальная возможность нахождения алгоритма управления активной подвеской землеройно-транспортной машины из условия обеспечения заданной степени снижения колебаний машины в широком спектре частот возмущающего воздействия со стороны дороги. Снижение колебаний способствует повышению производительности машины.

#### Список литературы

1. Щемелев А.М., Подымако М.Э., Кудош С.Ю. Влияние подвески задней оси скрепера на техникоэкономические показатели работы скрепера // Интерстроймех 2002: Материалы междунар. науч.техн. конф. - Могилев: МГТУ, 2002. - С. 236-241.

2. Балагула В.Я., Гайцгори М.М. Выбор структуры управления и параметров активной подвески землеройно-транспортных машин // Автоматизация расчетов строительных и дорожных машин. Сб. трудов ВНИИСтройдормаш. - М.: 1977. - № 75. - С. 39-48.

3. Кручинин И.Н., Дергунов Н.П., Дрон Ю.И. Синтез системы автоматического управления активной подвески карьерного автосамосвала // Изв. вузов. Горный журнал. - 1992. - № 4. - С. 106-108.

4. Гришин Д.К. Проблемы создания высокоэффективных средств снижения колебаний металлоконструкций машин для земляных и открытых горных работ \\ Строительные и дорожные машины. -1996. - № 4. - С. 33-34.

5. Гришин Д.К., Кухарчук А.И. Уменьшение уровня колебаний кабины машиниста роторного экскаватора // Изв. вузов. Горный журнал. - 1981. - № 12. - С. 61-63.

## electronic scientific and technical periodical SCIENCE and EDUCATION EL Nº FS 77 - 30569. Nº0421100025. ISSN 1994-0408

# About selection of algorithm of an earthmover' active suspension control 77-30569/377553

# 04, April 2012 Grishin D.K.

> Peoples' Friendship University of Russia <u>dk\_grishin@mail.ru</u>

On the basis of mathematical simulation the author proposes an algorithm of an earthmover's active suspension control; the algorithm provided the required degree of deformation of the main coupled modes. An active force was applied in the function of oscillatory velocities to one linear and two angular coordinates. The combination of an elastic element and the control device, sequentially connected to it, in suspension allows to decrease oscillations of the case over a wide range of frequencies. In this case, high-frequency indignations are filtered by the elastic element, and the low-frequency oscillations of the case are damped by the active system. Decrease of oscillations leads to productivity improvement of the machine

**Publications with keywords:** <u>earth-moving machine</u>, <u>active suspension</u>, <u>active damping</u> **Publications with words:** <u>earth-moving machine</u>, <u>active suspension</u>, <u>active damping</u>

#### References

1. Shchemelev A.M., Podymako M.E., Kudosh S.Iu. Vliianie podveski zadnei osi skrepera na tekhnikoekonomicheskie pokazateli raboty skrepera [Influence of suspension of the rear axle of scraper on the technical and economic performance of the scraper]. *Interstroimekh 2002: Materialy mezhdunar. nauch.tekhn. konf.* [Interstroymeh 2002: Proceedings of the Intern. scientific and engineering. Conf.]. Mogilev, MogSTU Publ., 2002, pp. 236-241.

2. Balagula V.Ia., Gaitsgori M.M. Vybor struktury upravleniia i parametrov aktivnoi podveski zemleroinotransportnykh mashin [The choice of governance structure and the parameters of the active suspension of earthmoving machines]. *Avtomatizatsiia raschetov stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. Sb. trudov VNIIStroidormash* [Automation of calculation of building and road machines. Collection of papers of Research Institute of Stroydormash]. Moscow, 1977, no. 75, pp. 39-48.

3. Kruchinin I.N., Dergunov N.P., Dron Iu.I. Sintez sistemy avtomaticheskogo upravleniia aktivnoi podveski kar'ernogo avtosamosvala [Synthesis of the automatic control system of active suspension of quarry auto dumper]. *Izv. vuzov. Gornyi zhurnal*, 1992, no. 4, pp. 106-108.

4. Grishin D.K. Problemy sozdaniia vysokoeffektivnykh sredstv snizheniia kolebanii metallokonstruktsii mashin dlia zemlianykh i otkrytykh gornykh rabot [The problem of creation of highly-effective means of reducing the fluctuations of metal constructions of machines for excavation and open mining works]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*, 1996,no. 4, pp. 33-34.

5. Grishin D.K., Kukharchuk A.I. Umen'shenie urovnia kolebanii kabiny mashinista rotornogo ekskavatora [Reduction of the level of fluctuations of the driver's cab rotary excavator]. *Izv. vuzov. Gornyi zhurnal*, 1981, no. 12, pp. 61-63.