

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДСИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНОВ

Ефремов М.А., студент; Кондрахин В.П., профессор., д.т.н.
(Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина)

При выполнении операций по отбойке и погрузке угля на конвейер в упругой системе шнек – корпус комбайна – тяговая цепь возбуждаются колебания весьма широкого спектра, из которых большой практический интерес представляют внешние колебания в диапазоне от 0 до 25 Гц [1]. Присутствие их создает макронеравномерность нагруженности элементов конструкции и приводов, увеличивает частоту отказов и снижает работоспособность машины в целом. Отмеченные колебания непосредственно влияют на процесс резания угля исполнительными органами. Эти возмущения накладываются на основное вращательно-посупательное движение шнеков, в результате чего происходят непрерывные пространственные отклонения движения резцов от расчетных траекторий, определяемых конструкцией и кинематикой работы комбайна. При этом меняются геометрические соотношения размеров и сечений угольной стружки как по форме условного серпа в целом, так и на отдельных участках контакта резцов с забоем.

Вертикальные колебания исполнительного органа возникают из-за податливости штыбового прослоя между конвейером и почвой и упругой податливости гидродомкрата поворотного редуктора. Эти колебания становятся максимальными в момент прохождения породных прослоев и твердых включений.

Указанные колебания и динамические нагрузки можно существенно снизить за счет установки в шток гидродомкрата подвески исполнительного органа виброзащитного устройства.

Виброзащитное устройство (ВЗУ) (рис. 1) монтируется в штоке 1 гидродомкрата и включает в себя: плунжер 2 с уплотнениями, образующий поршневую 3 и штоковую 4 камеры, которые соединяются с соответствующими полостями гидродомкрата за счет отверстий 5 и 6. Тарельчатые пружины 7, установлены на хвостовике плунжера 2 с помощью втулки 8, упираются через кольцо 9 во втулку 10 и фиксируются в осевом положении съемной головкой штока 11.

Для того чтобы давление в полости 12 оставалось постоянным, необходимо, чтобы повышение объема в штоковой полости 12 за счет перемещения штока 1 с поршнем компенсировалось соответствующим объемом жидкости, которая попадает через дроссельное отверстие 5 штоковой полости 4.

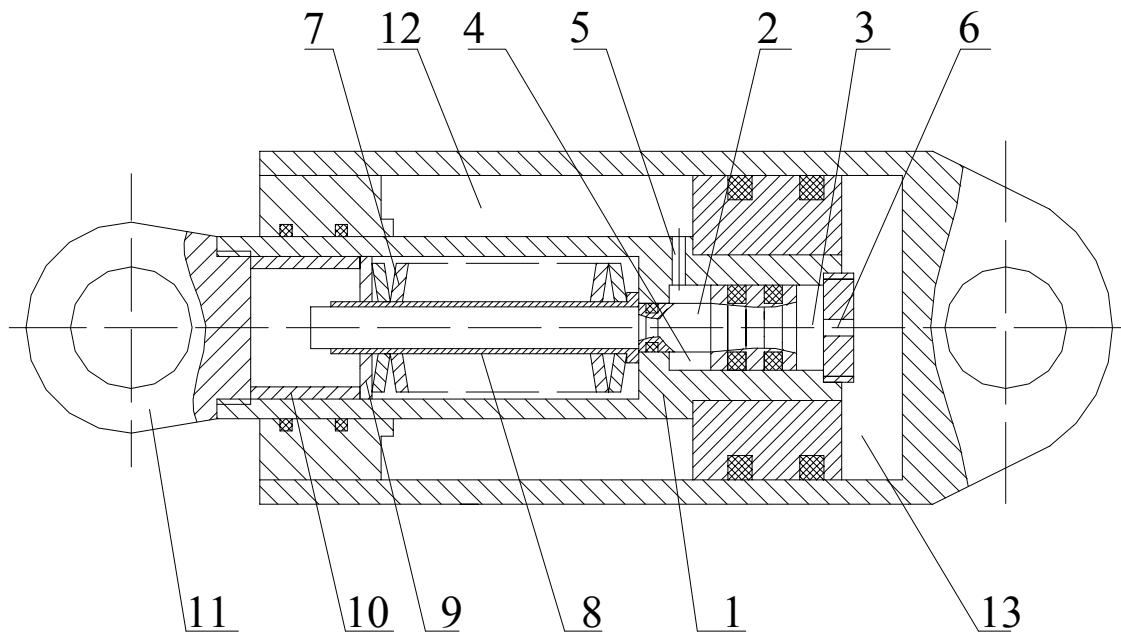


Рисунок 1 – Гидродомкрат подвески исполнительного органа с ВЗУ

Объем жидкости, который вытесняется с поршневой полости, равен объему жидкости, которая попадает в поршневую полость:

$$S_{\text{п}} \cdot X = S_{\text{пк}} \cdot Y \quad (1)$$

а объем жидкости которая вытесняется из штоковой полости, равен объему жидкости, который попадает в штоковую полость:

$$S_{\text{шк}} \cdot Y = S_{\text{ш}} \cdot X \quad (2)$$

где $S_{\text{п}}$, $S_{\text{ш}}$ – эффективные площади поршневой и штоковой полости;
 $S_{\text{пк}}$, $S_{\text{шк}}$ – эффективные площади поршневой и штоковой полости демпфирующего устройства;

X – расстояние, на которое перемещается поршень;

Y – расстояние, на которое перемещается плунжер.

Из выражений (1) и (2) следует:

$$\frac{S_{\text{п}}}{S_{\text{пк}}} = \frac{S_{\text{ш}}}{S_{\text{шк}}}, \quad (3)$$

То есть, для эффективной работы гидродомкрата при запертых гидрозамком полостях необходимо, чтобы отношение площадей полостей демпфирующего элемента было равно отношению площадей полостей гидродомкрата.

В качестве упругого элемента, который будет обеспечивать амортизацию ударных динамических нагрузок, принимаются тарельчатые пружины.

Выбираемые пружины должны работать во всем диапазоне нагрузок на гидродомкрат. Требуемая максимальная нагрузка определяется давлением настройки предохранительного клапана, защищающего полости гидродомкрата. Максимальное усилие на штоке ВЗУ:

$$F_{\max} = P S_{\text{п}} , Н$$

Пружины выбираются в соответствии с ГОСТ 3057 – 90.

Выбор параметров и оценка эффективности ВЗУ производятся, исходя из анализа амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) [2]:

- для участка системы исполнительный орган – трансмиссия:

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)}}$$

- для участка системы исполнительный орган – гидродомкрат:

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{E^2(\omega) + H^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)}}$$

где $A(\omega)$, $B(\omega)$, $C(\omega)$, $D(\omega)$, $E(\omega)$, $H(\omega)$ - зависят от динамических параметров ВЗУ и подсистем привода и подвески исполнительных органов [2].

Результаты расчета АЧХ для комбайна К103М приведены на рис. 2. Из построенных на рис. 2 графиков АЧХ для участков систем «исполнительный орган – трансмиссия» и «исполнительный орган – гидродомкрат», видно, что при увеличении коэффициента демпфирования β значительно снижается амплитуда колебаний на частотах близких к собственным частотам. Как известно, при случайных колебаниях в первом приближении дисперсия нагрузки в колебательной системе пропорциональна площади под кривой квадрата АЧХ. Для рассматриваемого случая при использовании ВЗУ дисперсия нагрузок в подсистеме подвески исполнительного органа снижается в 1.54 раз, а в подсистеме привода – в 1.3 раз.

Таким образом, применение демпфирующих устройств позволяет решить задачу существенного снижения динамических нагрузок и повышения долговечности элементов подсистем привода и подвески исполнительных органов очистных комбайнов.

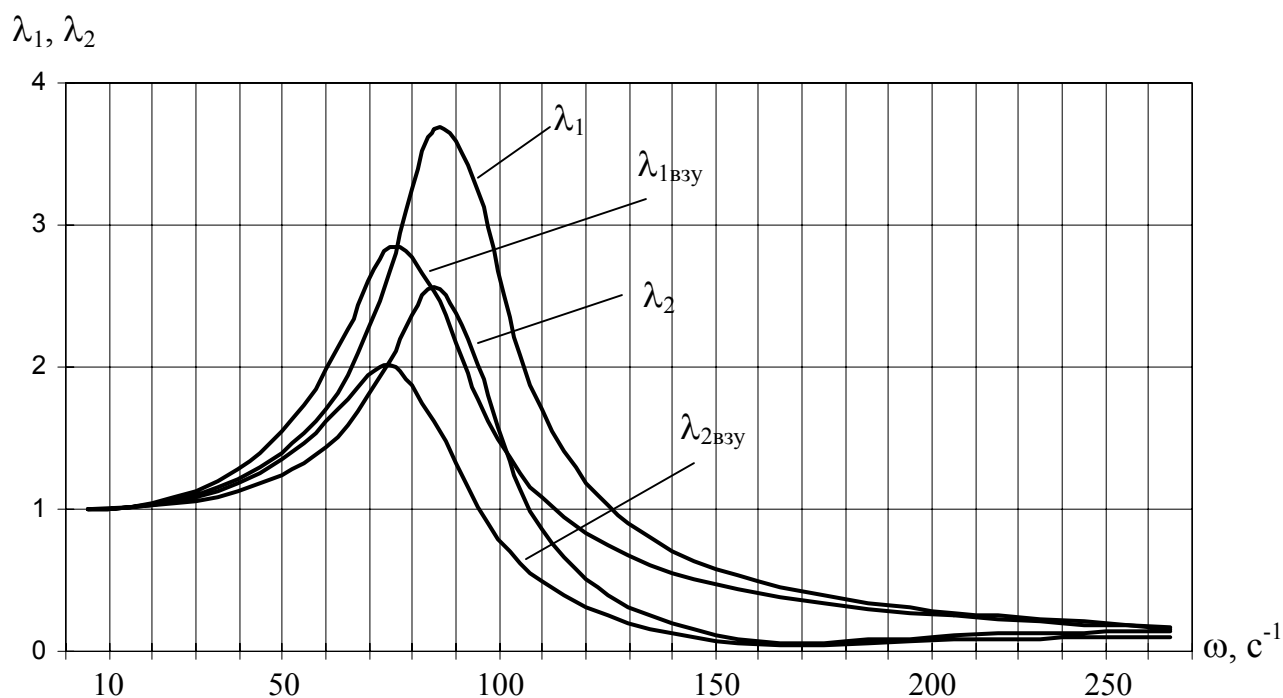


Рисунок 2 – АЧХ для участков систем «исполнительный орган – трансмиссия» и «исполнительный орган – гидродомкрат».

Перечень ссылок

1. Плюм Д. Присечка пород и пресечение зон геологических нарушений шнековыми комбайнами. – Глюкауф (русс. пер.), 1987, №23.
2. Гуляев В. Г., Горбатов П. А., Кондрахин В. П. Влияние передаточного отношения поворотного редуктора шнекового комбайна на нагруженность его силовых систем.// Известия высших учебных заведений. Горный журнал. – 1980. – № 10.