

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ШПАЛОПОДБИВОЧНЫХ МАШИН

В. М. БЕЛОВ
НПП "Татьяна"

В. А. САВАСТЕНКО

Белорусский государственный университет транспорта

В шпалоподбивочных машинах управление подъемно-рихтовочными агрегатами осуществляется с помощью пропорциональных сервоventилей австрийского либо российского производства. Для получения вибрации на рабочих органах подбивочных блоков применяется механический вибривал. Производительность и надежность шпалоподбивочной машины в конечном итоге определяется расходом рабочей жидкости, который регулируется сервоventилями, надежностью конструкции подбивочных блоков и несущей рамы машины.

В рабочем режиме сервоventили с трудом обеспечивают даже расчетную производительность машины по следующей причине. Дроссели и сопла сервоventили имеют отверстия диаметром 0,10 – 0,15 мм, поэтому для обеспечения их нормальной работы необходимо применение особо чистого масла. В рабочей системе машины циркулирует около 1200 л масла, которым омывается множество трущихся поверхностей. Это приводит к быстрому загрязнению масла продуктами износа и, как следствие, к отказам машины.

Нами разработано электронно-гидравлическое пропорциональное устройство для управления подъемно-рихтовочными агрегатами шпалоподбивочных машин, которое повышает надежность системы управления работой подъемно-рихтовочных агрегатов, увеличивает межремонтные интервалы, а также обеспечивает возможность проведения ремонтных работ системы гидроуправления агрегатами в полевых условиях. Блок-схема предлагаемого устройства приведена на рисунке 1.

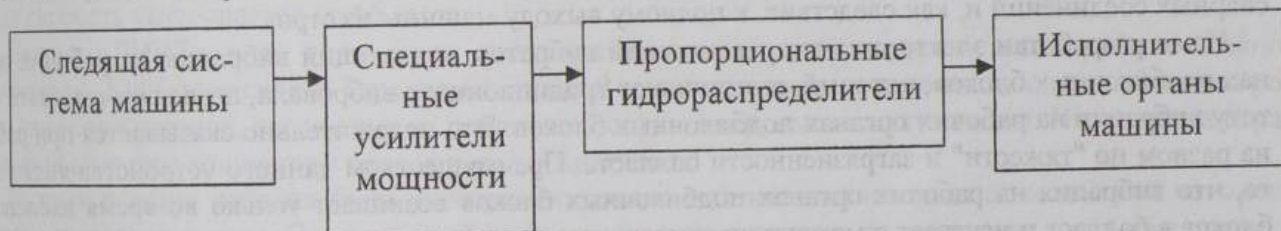


Рисунок 1

Весьма существенным достоинством предлагаемого устройства является простота его конструкции. Технологические требования к линейным размерам и качеству изготовления регулирующих кромок пропорционального гидрораспределителя как минимум на порядок ниже, чем у сервоventиля. Пропорциональный гидрораспределитель примерно вдвое дешевле сервоventилей, используемых на шпалоподбивочных машинах. Его применение вместо сервоventилей, с учетом стоимости и более высокой надежности в работе, приводит к значительному снижению эксплуатационных затрат на ремонт шпалоподбивочных машин.

Срок службы сервоventиля на шпалоподбивочных машинах, как правило, не превышает двух-трех лет. Пропорциональный гидрораспределитель со специальным блоком электронного управления обеспечивает работоспособность подъемно-рихтовочных агрегатов машины в течение не менее десяти лет. Шпалоподбивочные машины, оснащенные пропорциональными гидрораспределителями со специальным электронным блоком, с 1995 г. успешно работают на Бобруйской, Гомельской, Жлобинской и др. дистанциях пути Белорусской железной дороги.

Совершенствование системы управления подъемно-рихтовочными агрегатами привело нас к идее полного отказа от применения в этой системе как сервоventилей, так и пропорциональных гидрораспределителей. Учитывая, что в шпалоподбивочной машине применяется двухступенчатая система электронно-гидравлического управления, гидрокасад с сервоventилем можно заменить на гидродрессель, регулируемый вручную по производительности. Анализ работы данного устройства показывает, что при использовании гидродресселя подъемно-рихтовочный агрегат работает с постоянной скоростью. При применении сервоventиля или пропорционального гидрораспределителя

происходит изменение скорости работы агрегата. Причем в начале цикла работы его скорость максимальна, а к концу цикла она достигает минимума, следствием чего является снижение производительности работы машины. Постоянная скорость работы подъемно-рихтовочного агрегата при применении гидродросселя обеспечивает более высокую производительность машины.

На рисунке 2 представлена блок-схема управления подъемно-рихтовочными агрегатами шпалоподбивочной машины с использованием гидродросселя.

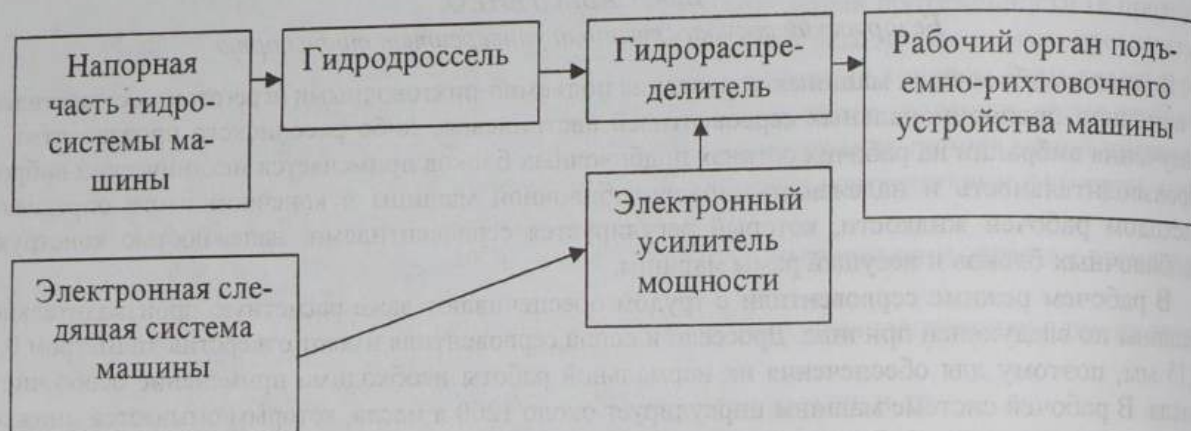


Рисунок 2

В шпалоподбивочной машине для создания вибрации на рабочих органах подбивочных блоков применяется механический вибривал. Во время работы он постоянно вращается. Появление даже незначительных люфтов в этом механизме приводит к резкому возрастанию шума, что негативно сказывается на здоровье обслуживающего персонала. При этом также резко увеличивается вибрационная нагрузка на несущую сварную раму машины, что, в свою очередь, приводит к разрушению сварных соединений и, как следствие, к полному выходу машины из строя.

Нами разработан электронно-гидравлический вибратор, создающий вибрацию на рабочих органах подбивочных блоков, который, в отличие от традиционного вибривала, позволяет изменять частоту вибрации на рабочих органах подбивочных блоков. Это положительно сказывается при работе на разном по "тяжести" и загрязненности балласте. Преимуществом данного устройства является и то, что вибрация на рабочих органах подбивочных блоков возникает только во время вхождения блоков в балласт и исчезает в момент их выхода из грунта и передвижения машины, что уменьшает шум и вибрационную нагрузку на несущую конструкцию машины.

Блок-схема электронно-гидравлического вибратора представлена на рисунке 3.

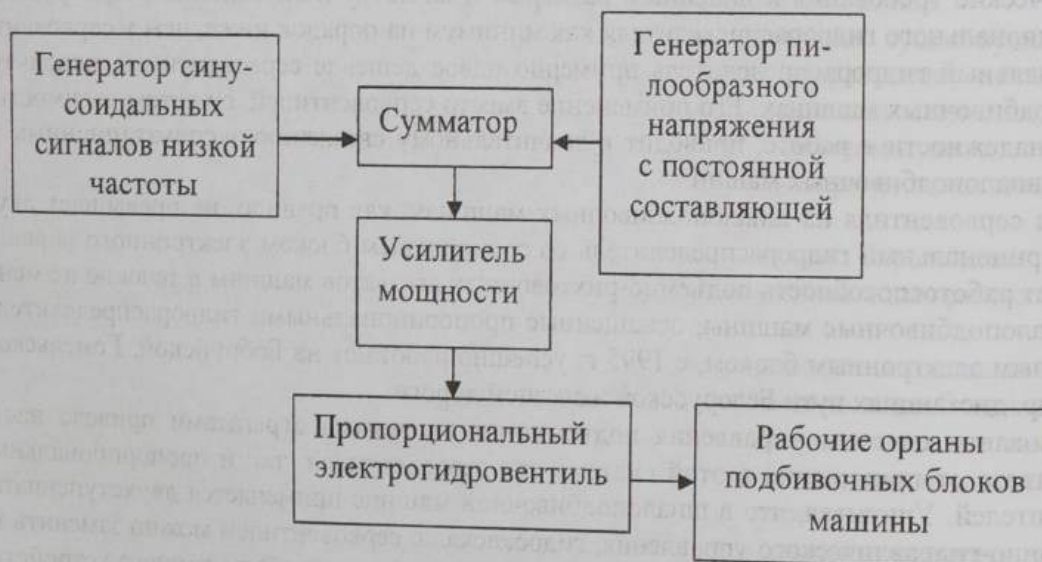


Рисунок 3

Предлагаемые устройства: пропорциональный гидрораспределитель с электронным управлением, система управления подъемно-рихтовочными агрегатами с применением гидродросселя и элект-

тронно-гидравлический вибратор – позволяют значительно повысить надежность работы шпало-подбивочной машины, снизить уровень шума и вибрации, а также существенно уменьшить эксплуатационные затраты.

УДК 629.46.015/.016:625.03

ОБ УСТАНОВЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ СКОРОСТЕЙ ДВИЖЕНИЯ ПОРОЖНИХ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ КОЛЕИ 1520 мм

Е. П. БЛОХИН, В. В. РЫБКИН

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта
им. акад. В. Лазаряна

В период с 1991 по 2002 годы ДИИТ силами лаборатории динамики и прочности подвижного состава, путеиспытательной и мостоиспытательной лабораторий выполнил цикл экспериментальных и теоретических исследований воздействия на путь порожних полувагонов. Поводом для таких исследований стали многочисленные сходы порожних вагонов. Первый полномасштабный эксперимент был проведен на Южно-Уральской дороге с длинносоставными поездами (300–400 осей), состоящими из порожних полувагонов.

Результаты проведенных исследований показали, что при движении таких поездов возникает угроза безопасности движения из-за схода колес при скоростях, превышающих 65 км/ч. Это связано с потерей устойчивости движения порожних вагонов, которая существенно зависит от их технического состояния и, в первую очередь, от износа поверхности катания колесных пар.

Теоретические расчеты, выполненные на разработанной ДИИТом модели, показали, что критическая скорость, определяющая потерю устойчивости движения для грузовых полувагонов на тележках ЦНИИ-ХЗ-О с неизношенными колесами, равна 100 км/ч. По мере износа колес критическая скорость уменьшается до 65 км/ч.

Выводы ДИИТа в те годы были подтверждены опытом эксплуатационной работы Южно-Уральской, Куйбышевской и Западно-Сибирской железных дорог, где до ввода ограничения скорости движения поездов, состоящих из порожних полувагонов, имели место сходы. После ввода ограничения скорости количество сходов резко сократилось.

В последующих работах была усовершенствована математическая модель колебаний четырехосного грузового вагона. Экипаж в ней рассматривается как система, состоящая из 11 твердых тел (кузова, двух надрессорных балок, четырех боковых рам тележек и четырех колесных пар) с жесткими и упруго-фрикционными связями между ними, движущаяся по инерционному упруговязкому пути. Число степеней свободы всех тел модели равняется 72. Модель вагона может двигаться по прямому участку пути, по круговой и переходной кривой, а также по пути с изолированными неровностями.

Виды и модели вагонов для теоретических исследований были выбраны на основании проведенного анализа конструкций вагонов, которые эксплуатируются в настоящее время на дорогах Укрзалізници. Из 260 моделей грузовых вагонов различных видов были выбраны следующие виды и модели вагонов: крытые вагоны моделей 11-217 и 11-280, полувагоны моделей 12-726 и 12-4004, цистерны моделей 15-884 и 15-1443, хоппера моделей 20-4015 и 20-480.

В таблице 1 приведены значения динамических показателей вагонов для установления допускаемых скоростей движения и их допустимые значения.

Таблица 1 – Динамические показатели для вагонов

Показатель	Допускаемое значение для вагона	
	груженого	порожного
Коэффициент вертикальной динамики по необрессоренной части вагона	0,8	0,85
Коэффициент горизонтальной динамики по необрессоренной части вагона	0,4	0,4
Коэффициент запаса устойчивости против вкатывания гребня колеса на рельс	1,3	1,3
Вертикальные ускорения пятников тележек	0,6	0,7
Горизонтальные ускорения пятников тележек	0,3	0,3