

машин при этом связано с поломкой узла валов малой жесткости, в частности, в зоне их соединения. Максимально возможные величины нагрузок в соединении соответствуют режимам пуска и останова машин, и определяют характер крутильных деформаций элементов соединения.

Для анализа надежности работы соединения проведено исследование напряжений, возникающих в наиболее податливых элементах соединения на основе схемы модели. Модель получена последовательным проведением инерционных и упругих параметров реальной кинематической цепи с сохранением значений потенциальной и кинетической энергий. Модель обладает двумя степенями свободы и для ее исследования использовались уравнения Лагранжа II рода. Были получены характеристические уравнения, из которых определены собственные частоты, что позволило отнести исследуемую модель к числу высокочастотных. При определенных частотах система уравнений будет тождеством, то есть имеет множество решений и определитель этой системы позволяет найти отношения амплитуд и форму колебаний. Крутильная деформация будет оцениваться углом поворота, а максимальное значение момента, воспринимаемого соединением соответствует окружной скорости 220 мин<sup>-1</sup>. Амплитудные значения скручивающего момента, воспринимаемого соединением, уменьшаются при увеличении скорости по зависимости, близкой к параболической. Цикл изменения момента соответствует собственной частоте крутильных колебаний. За время торможения машины (без учета демпфирования) соединение воспринимает до 200 крутильных колебаний, а касательные напряжения в соединении превышают допустимые.

Использование расчетной модели позволяет исследовать крутильные колебания в первом приближении. Целесообразно определение динамических усилий и колебаний, возникающих в соединении, на стадии проектирования конструктивных параметров соединения валов малой жесткости.

УДК 629

### **Оценка эргономических характеристик мобильных машин**

Микулик Т.Н.

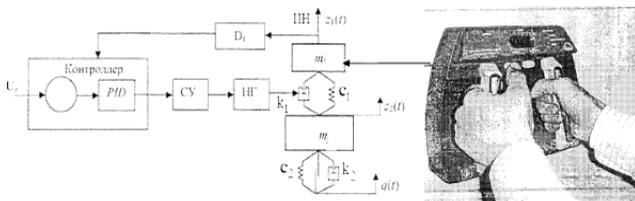
Белорусский национальный технический университет

В последнее время значительно увеличилось число дорожных происшествий (ДП) и аварий. Исследования причин этих ДП показало, что 57 % из них происходит вследствие ошибки оператора (водителя); 2,4 % – из-за технической неисправности; 4,1 % – в связи с неблагоприятными

условиями окружающей среды, а 35,9 % – в силу сочетания названных факторов.

Следовательно, важное место в обеспечении безопасности движения транспортных средств занимает человек-оператор, состояние которого зависит от условий работы, в частности, от вибронегруженности кабины и сиденья оператора. Отсюда вытекает необходимость управления системой виброзащиты.

Схема управления колебательной стемы представлена на рисунке.



$q(t)$  – возмущения дороги;  $c_1, c_2$  – жесткость упругих элементов;  
 $k_1, k_2$  – коэффициенты демпфирования амортизатора;  $z_1(t)$  – перемещения  $m_1$ ;  
 $z_2(t)$  – перемещения  $m_2$ ;  $m_1, m_2$  – массы сиденья и кабины

Информационным сигналом для системы управления (СУ) являются сигналы обратной связи по индексу напряжения (ИН) оператора или виброускорению  $\ddot{z}(t)$ . Преобразуя эти сигналы в электрические, СУ вырабатывает сигнал управления, воздействующий на гидрораспределитель (НГ), регулируя поток рабочей жидкости.

Назначение СУ – без вмешательства водителя обеспечить плавность хода. На основании измерения ИН оператора и мониторинга его физиологического состояния в процессе действий прибор, установленный на рулевом колесе, выдает показания частоты ударов пульса и сердечных сокращений. Обобщая эти показания, прибор выдает на дисплее сигналы физиологического состояния оператора с оценкой «хорошо» (зеленый цвет) – допустимое состояние оператора, «удовлетворительное» (желтый цвет) и «плохо» (красный цвет). В последнем случае необходимо сделать остановку или в работу вступает исполнительный орган.

Оценка физиологического состояния предложенным методом позволяет определить предварительные ситуации, связанные с вибронегруженностью транспортного средства, шумами, временем их воздействия в процессе управления мобильными машинами.