

высокомоментных радиальнопоршневых гидромоторов однократного и многократного действия. При этом анализу подлежали самые совершенные на сегодняшний день конструкции гидромоторов передовых западных фирм. Выполнен проектный расчет ОГП для двух типов гидромоторов.

Анализ различных вариантов ОГП позволяет определить наиболее рациональный тип для дальнейшего применения в отечественных автомобильных кранах.

Список литературы: 1. Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Часть 1. Общие понятия. Термины и определения: ДСТУ 3455.1-96. 2. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика: учебное пособие/ [Аврунин Г.А., Грицай И.В., Кириченко И.Г., Мороз И.И., Щербак О.В.]. – Х.: ХНАДУ, 2008. – 412 с. 3. Бондарь В.А. Система Load – Sensing в сельскохозяйственной технике // Вибрации в технике и технологиях. – Винницкий государственный аграрный университет – 2003 № 4(30) – С. 19–26.

УДК 629.113

НАЗАРОВ И. А., СЕРГИЕНКО Н. Е., канд. техн. наук

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ LANOS SENS С РЕГУЛИРУЕМЫМ РАСПРЕДЕЛЕНИЕМ ТОРМОЗНЫХ СИЛ МЕЖДУ ОСЯМИ

Исследование регулирования тормозных сил между осями легкового автомобиля по известным способам приводит к уменьшению оптимального коэффициента сцепления, поскольку при смещении его в сторону более низких значений происходит значительное недоиспользование тормозной силы задней оси, а если к высоким значениям – регулирование тормозных сил становится малоэффективным, так как его характер приближается к тормозным системам $\beta = \text{Const}$. Однако во всех случаях энергонагруженность передних тормозных механизмов остается большей, чем задних.

С точки зрения равномерного нагружения передних и задних тормозных механизмов при служебных торможениях и торможениях на затяжных спусках целесообразно принимать коэффициент равного распределения тормозных сил при любом весовом состоянии автомобиля. Иначе, вопреки сложившейся традиции, предлагается выбирать распределение тормозных сил между осями не для случая экстренного торможения, а из условия обеспечения равной энергонагруженности передних и задних тормозов при служебных торможениях.

Для полного использования сцепного веса автомобиля при экстренном торможении необходимо создавать на колесах тормозные силы, равные предельным силам по сцеплению. Такие идеальные тормозные силы на передней и задней осях определяются соответственно

$$T_{10} = N_1 \cdot \varphi = M \cdot g \cdot \varphi \cdot \left(\frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L} \right), \quad (1)$$

$$T_{20} = N_2 \cdot \varphi = M \cdot g \cdot \varphi \cdot \left(\frac{a}{L} - \varphi \cdot \frac{h}{L} \right). \quad (2)$$

Для создания условий одновременного блокирования колес, соответствующим максимальному использованию сцепного веса автомобиля при торможении, следует изменять коэффициент распределения тормозных сил β по следующему закону

$$\beta = \frac{b}{L} + \varphi \cdot \frac{h}{L}. \quad (3)$$

Выбор рационального постоянного коэффициента распределения тормозных сил между осями – наиболее простой способ замены зависимости аппроксимирующей прямой

$$\beta_0 = \frac{b}{L} + \varphi_0 \cdot \frac{h}{L}, \quad (4)$$

где φ_0 – оптимальный коэффициент сцепления.

Рациональное значение параметра φ_0 предложено выбирать из условия равного использования сцепного веса автомобиля при минимальном $\varphi' = 0.2$ и при максимальном $\varphi'' = 0.8$

$$\varphi_0 = \varphi' \cdot \frac{a}{L} + \varphi'' \cdot \frac{b}{L}. \quad (5)$$

Настройка регулятора тормозных сил с "восходящей" характеристикой для автомобиля LANOS SENS с рабочими колесными цилиндрами диаметром 48 мм и 16 мм (соответственно обозначаемых далее 48 – 16 мм) осуществлялась на давление в первой точке срабатывания 4,5 МПа и во второй точке - 7,0 МПа. Давление срабатывания в первой точке несколько уменьшено для снижения вероятности опережающего блокирования задних колес при торможении автомобиля LANOS SENS со снаряженной массой на дорогах с $\varphi > 0,6$.

В случае использования передних дисковых и задних барабанных тормозных механизмов с рабочими колесными цилиндрами диаметром 48 мм и 19 мм (соответственно обозначаемых далее 48 – 19 мм) коэффициент распределения тормозных сил $\beta = 0,73$. Идеальная тормозная сила на передней

оси автомобиля LANOS SENS в этом случае согласно (1) равна $T_{10,45} = 2869 \text{ Н}$. Соответствующее ей приводное давление в контуре передних дисковых тормозов $P_{1F} = 3,1 \text{ МПа}$. Давление срабатывания во второй точке равно $7,0 \text{ МПа}$.

Следовательно, при осуществлении регулирования тормозных сил между осями автомобиля LANOS SENS с тормозными механизмами $48 - 19 \text{ мм}$, давление срабатывания в первой точке равно $3,1 \text{ МПа}$, а во второй – $7,0 \text{ МПа}$.

При использовании передних и задних дисковых тормозов с рабочими колесными цилиндрами 48 мм (обозначаемых далее $48 - 48 \text{ мм}$) коэффициент распределения тормозных сил между осями автомобиля $\beta = 0,5$. Согласно проведенному теоретическому анализу давление срабатывания в первой точке равно $1,0 \text{ МПа}$, а во второй точке – $7,0 \text{ МПа}$.

Имея значения давлений срабатывания в обеих точках, соответствующих каждому случаю применения тормозных механизмов на передней и задней осях, производится настройка регулятора, осуществляющего регулирование тормозных сил по предлагаемому закону.

УДК 629.114.026

ПЕЛИПЕНКО Е. С., ОСТРОВЕРХ А. О.,
МАНДРЫКА В. Р., канд. техн. наук

РАЗРАБОТКА ГИДРООБЪЕМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТИПА FENDT-VARIO НА БАЗЕ АВТОМОБИЛЯ КрАЗ 63221-02

В ходе исследований по применению гидрообъемно-механических трансмиссий на транспортных средствах, предлагается установка (ГОМКП) типа FENDT-VARIO на базе автомобиля КрАЗ 63221-02 как более перспективной и эффективной.

При разработке ГОМКП была построена оригинальная кинематическая и структурная схемы и математическая модель трансмиссии автомобиля, в которую входит коробка передач, состоящая из следующих элементов: одного дифференциала на входе, регулируемого гидронасоса и регулируемого гидромотора [1-8].

ГОМКП, входящая в состав трансмиссии автомобиля имеет особенность, поток мощности от двигателя идет одним гидромеханическим потоком через предлагаемую коробку передач. Мощность ДВС движется на водило планетарного механизма, с коронной шестерни которого передается на цилиндрический редуктор к гидронасосу, через гидронасос по средствам трубопроводов поток мощности приходит на гидромотору, дальше мощность от гидромотора идет через цилиндрический редуктор и соединяется с потоком