

4. Подтверждены теоретические исследования по обоснованию и выбору параметров алгоритма и элементов ПБС.

### Л и т е р а т у р а

1. Капустин В.В., Мочалов В.В. Экспериментальное исследование кинематических параметров затормаживаемого колеса. – В сб.: Автотракторостроение. Мн., 1977, вып. 9. 2. Мочалов В.В. Исследование противоблокировочного устройства с учетом реальных характеристик его элементов. – В сб.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. – Мн., 1979, вып. 12. 3. Капустин В.В. Исследование динамики и обоснование параметров модулятора противоблокировочного устройства гидравлического тормозного привода большегрузных автомобилей: Автореф.канд.дис. – Мн., 1977. 4. Волкус С.С., Капустин В.В., Мочалов В.В. Сопряженная с ЭВМ стендовая установка для исследования противоблокировочных тормозных систем. – Автомобильный и городской транспорт, 1979. № 4. 5. Разработка и исследование противоблокировочной системы для автомобилей БелАЗ-549 с гидроприводом тормозов. Научный отчет / БПИ. – ХД-572-77. Инв. № Б 714412. – Мн., 1978. 6. А.с. 653 154 (СССР). Модулятор давления для противоблокировочной системы транспортного средства / БПИ. Авт. изобрет. В.В.Капустин, Н.Ф.Метлюк, А.Г.Денисов и др. – Заявл. 04.01.76, №2313244/27-11. Опубл. в Б.И., 1979, № 11, МКИ В 60 Т 8/02 УДК 629.113-59. 7. А.с. № 675 366 (СССР). Устройство для измерения угловой скорости / БПИ. Авт. изобрет. В.А.Миклашевич, В.В.Мочалов. – Заявл. 21.07.77, 2509562/18-10. Опубл. в Б.И., 1979, № 27, МКИ G 01 P 3/46 УДК 531.771.

УДК 621.825.54(088.8)

Н.А.Книга

### АНАЛИЗ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ФРИКЦИОННЫХ СЦЕПЛЕНИЙ

Наибольшее распространение в трансмиссиях автомобилей получили простые механические вальные коробки передач. Анализ перспектив развития коробок передач ведущими отечественными и зарубежными фирмами показывает, что они в ближайшее десятилетие останутся преобладающими на грузовых автомобилях [ 1 ].

В трансмиссиях автомобилей с механическими вальными коробками передач, как правило, применяются однодисковые или двухдисковые фрикционные сцепления сухого трения. Эти сцепления представляют собой самостоятельный механизм, комплектующий и поставляемый вместе с двигателем.

К фрикционным сцеплениям предъявляются следующие требования:

- полностью (чисто) отключать двигатель от трансмиссии, плавно и полно включать;
- иметь постоянство нажимного усилия на поверхности трения в процессе их износа,
- предохранять двигатель и трансмиссию от чрезмерных динамических нагрузок;
- ведомые детали сцепления должны иметь минимальные инерционные массы;
- быть простыми в обслуживании и ремонте;
- хорошо отводить тепло с трущихся пар;
- быть надежными и долговечными.

Во фрикционных сцеплениях нажимное усилие на трущиеся пары может обеспечиваться цилиндрическими пружинами, расположенными периферийно по окружности между кожухом сцепления и нажимным диском (сцепление с цилиндрическими пружинами), одной центрально расположенной конической пружиной (сцепление с конической пружиной) или одной тарельчатой пружиной с разрезными рычажками (сцепление с тарельчатой пружиной).

На легковых автомобилях в последнее время все больше применяется сцепление с тарельчатой пружиной, на грузовых преобладающими являются сцепления с цилиндрическими пружинами.

Характеристика сцепления с цилиндрическими пружинами представляет собой наклонную прямую, причем, чем жесткость пружин большая, тем более резко выражена восходящая характеристика (рис. 1). Это приводит к тому, что в процессе износа фрикционных накладок нажимная сила на трущиеся пары и коэффициент запаса сцепления  $\beta$  быстро падают. Поэтому в сцеплениях стремятся разместить возможно большее количество пружин с меньшей жесткостью. Так, в сцеплениях ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 применено по 28 цилиндрических винтовых пружин [2]. Однако и в случае применения большого количества пружин с меньшей жесткостью характеристика нажимной силы остается быстро падающей (рис. 1, прямая 4) и в процессе из-

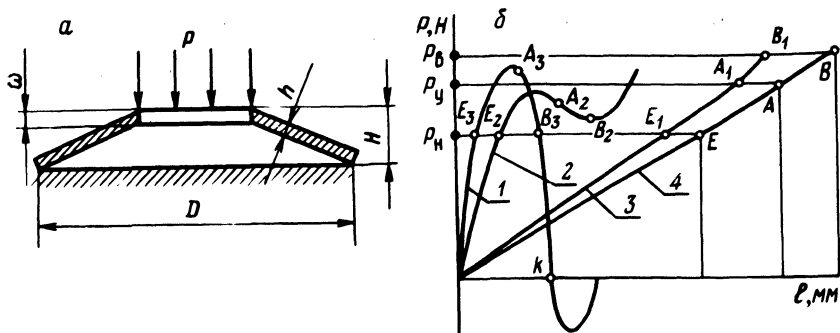


Рис. 1. Характеристики фрикционных сцеплений :

1 — с центральной тарельчатой пружиной при значениях  $H/h > 2$  ; 2 — с центральной тарельчатой пружиной при значениях  $\sqrt{2} < H/h < 2$  ; 3 — с центральной конической пружиной ; 4 — с цилиндрическими пружинами.

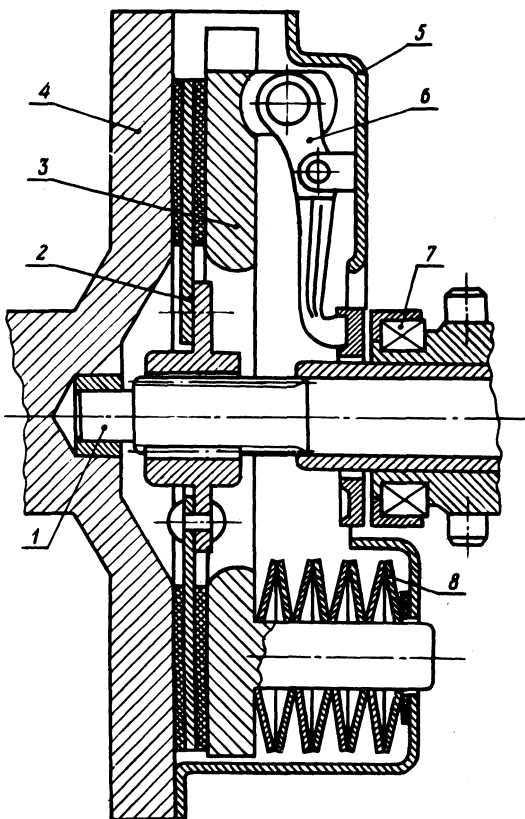


Рис. 2. Фрикционное сцепление с последовательно установленными тарельчатыми пружинами :

1 — первичный вал ; 2 — ведомый диск ; 3 — нажимной диск ; 4 — опорный диск ; 5 — кожух ; 6 — отжимной рычаг ; 7 — подшипник ; 8 — тарельчатая пружина.



кладок усилие будет падать от точек А, А<sub>1</sub> к Е, Е<sub>1</sub>, а при выключении сцепления возрастет от А, А<sub>1</sub> к В, В<sub>1</sub>. Точки А<sub>1</sub> для кривой 3 и А для прямой 4 характеризуют величину нажимной силы Р<sub>у</sub>, которая обеспечивается при сборке сцепления, а соответственно В<sub>1</sub>, В – усилие выключения Р<sub>в</sub> и Е<sub>1</sub>, Е – наименьшее значение нажимной силы Р<sub>н</sub>, при которой коэффициент запаса сцепления β имеет наименьшую допустимую величину.

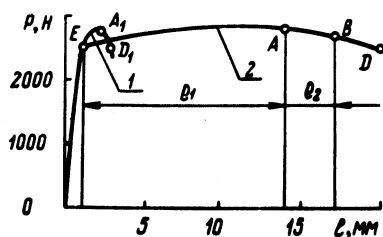
Сцепление с тарельчатой пружиной при  $\sqrt{2} < H/2 < 2$  (см. рис. 1,а) позволяет снизить усилие на педали при выключении сцепления (А<sub>2</sub>, В<sub>2</sub> на кривой 2 рис. 1,б), а нажимная сила на пакет дисков при износе фрикционных накладок на первом участке незначительно возрастает, а затем резко падает до точки Е<sub>2</sub>. Если в сцеплении применена тарельчатая пружина при  $H/h > 2$ , то Р<sub>у</sub> – необходимо выбирать в точке А<sub>3</sub>, так как при выключении сцепления пружина может сдеформироваться до точки К, т.е. точки переворота пружины (см. кривую 1 рис. 1, б). В этом случае усилие выключения сцепления будет падать от А<sub>3</sub> к В<sub>3</sub>, а при износе фрикционных накладок нажимная сила резко уменьшается от А<sub>3</sub> к Е<sub>3</sub>.

Недостатками фрикционных сцеплений с центрально расположенной тарельчатой пружиной с разрезными рычажками являются увеличенный ход педали для чистого выключения сцепления и малая пологая зона характеристики нажимной силы.

Рассмотрение рабочих характеристик фрикционных сцеплений показывает, что во всех трех вариантах сцеплений (эти сцепления являются наиболее распространенными) не обеспечивается постоянство нажимного усилия по мере износа пар трения.

Рис. 3. Характеристика сцепления с последовательно установленными тарельчатыми пружинами (расчетная):

1 – одной тарельчатой пружиной; 2 – набора из 12 последовательно установленных пружин, обжатых в зоне ЕА<sub>1</sub>Д<sub>1</sub>.



На рис. 2 представлено фрикционное сцепление с последовательно установленными тарельчатыми пружинами [6]. Между пружинами возможно введение промежуточных шайб. На рис. 3 кривой 1 представлена расчетная характеристика одной тарельчатой пружины и кривой 2 (ЕД) – характеристика набора

из 12 последовательно установленных пружин, обжатых в зоне  $EA_1D_1$  (см. кривую 1) до точки  $D_1$ .

Если нажимную силу при сборке мы обеспечим в точке А (кривая 2 рис. 3), то при износе фрикционных накладок нажимная сила будет смещаться от А к Е, оставаясь в пределах, близких к постоянной величине, а при выключении сцепления усилие на педали будет смещаться от А к В, т.е. тоже останется практически неизменным.

Выводы 1. При обеспечении постоянной нажимной силы на трущиеся пары в процессе износа фрикционных накладок в фрикционных сцеплениях возможно некоторое снижение первоначально устанавливаемой величины коэффициента запаса сцепления  $\beta$ .

2. Анализ рабочих характеристик фрикционных сцеплений с цилиндрическими пружинами, с центрально расположенными конической и тарельчатой пружинами показал, что в процессе износа пар трения в этих сцеплениях не обеспечивается постоянство нажимной силы.

3. Фрикционное сцепление с последовательно установленными малогабаритными тарельчатыми пружинами, расположенными периферийно по окружности между кожухом и нажимным диском имеет рабочую характеристику, обеспечивающую стабильность нажимной силы в процессе износа пар трения, что позволяет снизить первоначально устанавливаемую величину коэффициента запаса сцепления  $\beta$  и усилие отключения на педали сцепления.

#### Л и т е р а т у р а

1. Книга Н.А. Перспективы развития механических коробок передач. - РЖ 02. Реф. 12А. 253-76. 2. Каталог-справочник. Автомобилестроение. Сцепления. - М., 1968, ч. Ш. 3. Армейские автомобили. Конструкция и расчет. / А.С. Антонов, В.К. Голяк, М.М. Запругаев и др. - М., 1970, ч. I. 4. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. - М., 1962. 5. Малаховский Я.Э., Лапин А.А. Сцепления. - М., 1960. 6. А.с. 621913 (СССР). Фрикционная муфта / РПИ. Авт. изобрет. Н.А. Книга. - Заявл. 01,02.77. № 2447946/25-27. Оpubл. в БИ. 1978, МКИ F16d13/38 УДК 621.825.54(088.8).