

УДК 621.833.01

А. М. Даньков, д-р техн. наук, доцент, **А. З. Иоффе**, аспирант (Белорусско-Российский университет, г. Могилёв)
E-mail: amdan@yandex.ru

Балансировка деталей планетарной плавнорегулируемой передачи для трансмиссий транспортных средств

Приведен алгоритм определения масс, расположенных в двух плоскостях коррекции основного и дополнительного противовесов, с помощью которых достигается динамическая балансировка сателлита. Выполнен анализ влияния на величину масс противовесов их соотношения и изменений радиусов центров, а также изменений осевого положения плоскостей коррекции. Показано, что уравновешивание обоймы вспомогательной планетарной передачи для съема вращения с сателлита достигается статической балансировкой.

The algorithm of definition of masses disposed in two planes of correction of the basic and additional balancers with which help dynamic balancing of the satellite is reached is reduced. The analysis of influence on magnitude of masses of balancers of a ratio and changes of radiuses of the centres of their masses, and also changes of an axial rule of planes of correction is made. It is displayed that the balancing of a cartridge clip of auxiliary planetary transmission for pick up of rotation from the satellite is reached by static balancing.

Ключевые слова: балансировка, противовес, сателлит, планетарная передача.

Key words: balancing, counterbalance, the satellite, planetary transfer.

Несбалансированные массы, особенно при высоких частотах вращения, вызывают в машинах и механизмах сложные динамические процессы даже при установившихся режимах работы. При этом в машине появляются вибрации, которые сокращают срок ее службы, разрушают подшипники и несущие конструкции. Кроме того, динамические процессы вызывают чрезмерные нагрузки и прогрессирующие усталостные явления в элементах конструкции, способные привести к аварии.

Уменьшение неуравновешенности деталей до допустимых пределов обеспечивается балансировкой деталей, выполняемой перед их сборкой. Назначение балансировки – устранить несовпадение оси вращения детали с главной центральной осью инерции, которое может быть результатом погрешностей изготовления детали либо ее конструктивных особенностей и приводит к появлению нескомпенсированных центробежных сил и моментов.

Требуемая степень совмещения указанных осей при балансировке в подавляющем большинстве случаев достигается установкой уравновешивающих масс на детали или удалением избыточных (неуравновешенных) масс. Выбор необходимого числа плоскостей корректировки определяется видом балансировки. В зависимости от взаимного расположения главной центральной оси инерции, оси вращения и геометрической оси изделия различают статическую и динамическую балансировку.

Статическая балансировка применяется при параллельном смещении главной центральной оси инерции относительно оси вращения и сводится к компенсации центробежной силы, вызываемой несбалансированной массой при вращении, осуществляемой установкой компенсирующего груза в одной плоскости коррекции.

Динамическую балансировку применяют при угловом смещении главной центральной оси инерции относительно оси вращения. В этом случае динамическая неуравновешенность является следствием центробежного момента и может быть компенсирована установкой грузов в двух плоскостях коррекции, соз-



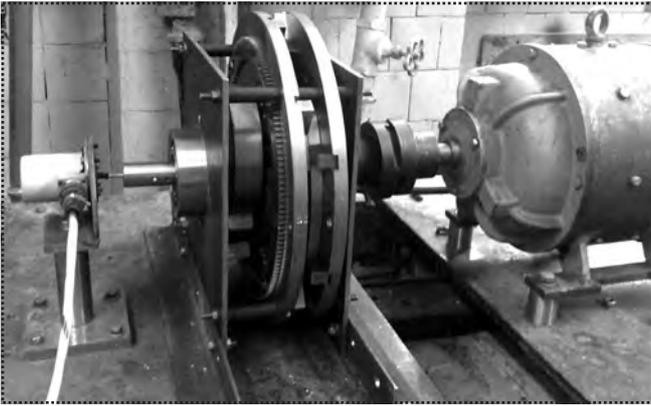


Рис. 1. Планетарная плавнорегулируемая зубчатая передача на испытательном стенде

дающих компенсирующую пару центробежных сил. По литературным данным балансировка деталей автомобиля увеличивает срок его службы на 25...100 % и повышает полезную мощность на 10 %.

Центральным в теории балансировки является понятие дисбаланса

$$D = mr,$$

где m – неуравновешенная масса, г;

r – расстояние от оси вращения до неуравновешенной массы, мм, вводимое потому, что использовать при балансировке силу инерции, являющуюся причиной вибрации, неудобно, так как она зависит от квадрата частоты вращения, которая, в отличие от массы и радиуса вращения, величина переменная.

Для описанной в работе [1] и приведенной на рис. 1 планетарной плавнорегулируемой передачи задача балансировки сателлита актуальна настолько, что отсутствие приемлемого

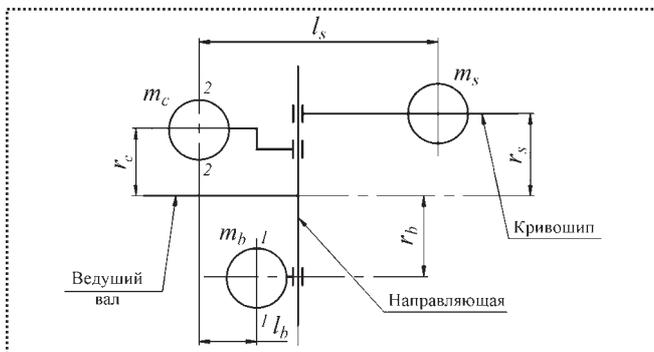


Рис. 2. Схема балансировки сателлита

решения этой проблемы исключает использование такой передачи в трансмиссиях транспортных средств. Следует добавить, что сложность решения проблемы балансировки сателлита, обусловленная переменным радиусом кривошипа, на котором он установлен, сопоставима с ее актуальностью. Задача балансировки обоймы вспомогательной планетарной передачи также актуальна, но значительно более проста, так как позволяет ограничиться статической балансировкой.

Схема балансировки сателлита плавнорегулируемой передачи, отличающейся от показанной на рис. 1 способом изменения радиуса кривошипа, на котором установлен сателлит, и механизмом изменения вылета образующих центральное зубчатое колесо секторов, приведена на рис. 2. На этой схеме m_s – масса сателлита, m_b – масса основного противовеса, m_c – масса дополнительного противовеса, 1–1 и 2–2 плоскости коррекции. В плоскости коррекции 1–1 установлен основной противовес, в плоскости коррекции 2–2 – дополнительный. Массы противовесов определяются на основании следующих рассуждений [2].

Предположим, что сателлит плавнорегулируемой планетарной передачи не имеет дисбаланса относительно собственной оси вращения (она же ось симметрии сателлита). Дисбаланс D_s сателлита относительно оси ведущего вала передачи

$$D_s = m_s r_s,$$

где r_s – текущее значение радиуса кривошипа.

Момент M_s дисбаланса сателлита относительно плоскости коррекции 2–2, в которой расположен дополнительный противовес, определяется из выражения

$$M_s = D_s l_s,$$

где l_s – расстояние между центрами тяжести сателлита и дополнительного противовеса.

Очевидно, что для динамической балансировки сателлита необходимо выполнение условия

$$M_s = M_b,$$

где M_b – момент дисбаланса основного противовеса относительно плоскости коррекции 2–2.

Поскольку масса m_s спутника и радиус r_s кривошипа известны, то дисбаланс D_b основного противовеса можно определить из выражения

$$D_b = M_s / l_b,$$

где l_b – расстояние между плоскостями коррекции (центрами тяжести основного и дополнительного противовесов).

Тогда несложно найти массу основного противовеса

$$m_b = D_b / r_b,$$

где r_b – радиус центра тяжести основного противовеса.

Для статической балансировки спутника и основного противовеса необходимо выполнение условия

$$D_c = D_b - D_s,$$

где D_c – дисбаланс дополнительного противовеса.

Теперь можно определить массу m_c дополнительного противовеса [2]

$$m_c = D_c / r_c,$$

где r_c – радиус дополнительного противовеса относительно оси вращения ведущего вала передачи.

Компоновка передачи со сбалансированными спутником и обоймой вспомогательной планетарной передачи для съема вращения с спутника приведена на рис. 3.

Радиальные перемещения сообщаются секторам 1 составного центрального зубчатого колеса поворотным гидродвигателем 2, который вращает установленные в опорных кольцах 3 зубчатые колеса 4, находящиеся в зацеплении с закрепленными на секторах 1 зубчатыми рейками 5. Одинаковые по направлению и равные по величине перемещения секторов 1 радиальные перемещения спутнику 6 сообщаются поршнем 7, расположенным в гидроци-

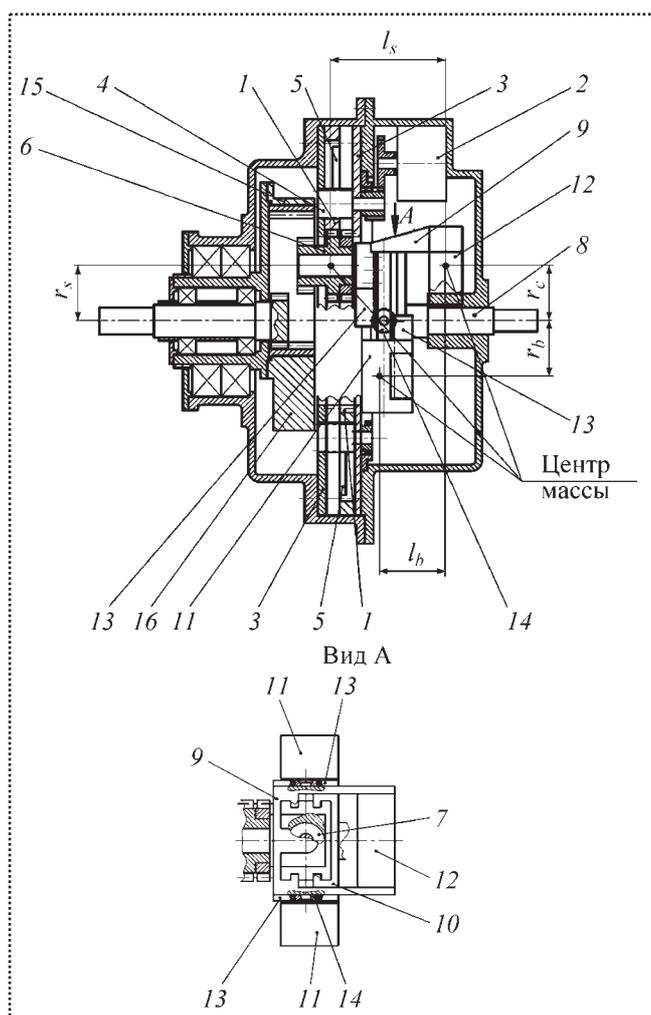


Рис. 3. Компоновка сбалансированной планетарной плавнорегулируемой передачи

линдре, выполненном в теле направляющих, размещенных на торце ведущего вала 8.

По направляющим на торце ведущего вала 8 перемещаются ползун 9 с кривошипом, на котором с возможностью вращения установлен спутник 6, а также ползун 10 с основным противовесом 11. На ползуне 9 противоположно спутнику 6 смонтирован дополнительный противовес 12. На ползунах 9 и 10 закреплены зубчатые рейки 13, находящиеся в зацеплении с промежуточными зубчатыми колесами 14. На обойме 15 вспомогательной планетарной передачи, предназначенной для съема вращения с спутника 6, размещен противовес 16.

Особенности представленной на рис. 3 планетарной плавнорегулируемой передачи по

сравнению с описанной в работе [1] заключаются в отсутствии деталей, обеспечивающих жесткую кинематическую связь между перемещениями зубчатых секторов составного центрального зубчатого колеса и радиальными перемещениями сателлита, что упрощает конструкцию передачи, а также в наличии в передаче дополнительного ползуна и основного и дополнительного противовесов, что обеспечивает возможность полной балансировки элементов передачи.

Первостепенную важность имеет вопрос, способны ли основной и дополнительный противовесы обеспечить полную балансировку сателлита во всем диапазоне изменения радиуса r_s кривошипа. Анализ возможностей предлагаемой конструкции удобно провести на примере, в котором масса сателлита $m_s = 2,522$ кг, радиус кривошипа $r_s = 4,5; 13,5; 22,5; 31,5; 40,5$ мм. Приняв $r_s = r_b = r_c = 40,5$ мм; $l_s = 85$ мм; $l_b = 51$ мм и воспользовавшись вышеизложенным алгоритмом балансировки, определим массы основного и дополнительного противовесов: $m_b = 4,203$ кг; $m_c = 1,681$ кг.

Предположим, что радиусы кривошипа и основного противовеса относительно оси ведущего вала изменяются по одному закону, и в соответствии с упомянутым алгоритмом при постоянных массах сателлита, основного и дополнительного противовесов определим радиус дополнительного противовеса. Приведен-

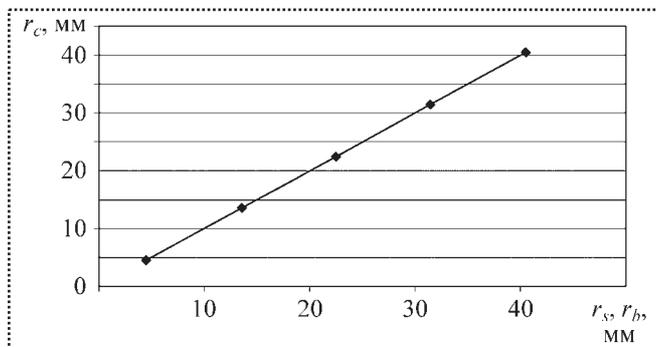


Рис. 4. Изменение радиуса центра масс дополнительного противовеса в зависимости от радиусов центров масс сателлита и основного противовеса

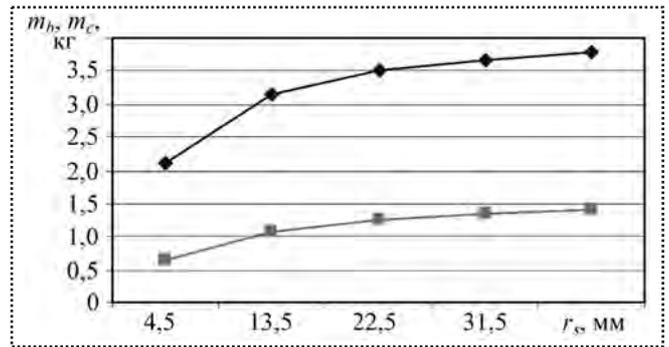


Рис. 5. Изменение массы основного (◆) и дополнительного (■) противовесов при различных радиусах центра масс сателлита

ные на рис. 4 результаты подтверждают, что радиус дополнительного противовеса относительно оси ведущего вала изменяется по тому же закону, что и радиусы кривошипа и основного противовеса.

Для уменьшения массы противовесов примем исходные (минимальные) радиусы $r_s = 4,5$ мм; $r_b = 9$ мм; $r_c = 12$ мм. Тогда при неизменной массе сателлита получим массу основного противовеса $m_b = 2,101$ кг, а дополнительного — $m_c = 0,631$ кг, что значительно более приемлемо, чем в первом случае. Если при этих условиях принять перемещения сателлита и противовесов одинаковыми, то для обеспечения полной балансировки сателлита массы противовесов должны принимать значения в соответствии с графиками на рис. 5.

Изменение массы противовесов в процессе функционирования передачи весьма проблематично. То, что даже максимальные массы противовесов меньше, чем в первом случае, — недостаточный стимул для решения этой проблемы. Радиусы подвижных элементов при этом изменяются согласно рис. 6, а, что приемлемо и конструктивно вполне осуществимо.

Объективно существует возможность сохранить постоянными минимальные массы противовесов, но при этом законы изменения радиусов всех подвижных элементов должны быть одинаковыми, например, двукратное увеличение радиуса кривошипа повлечет за собой двукратное увеличение радиусов противовесов при

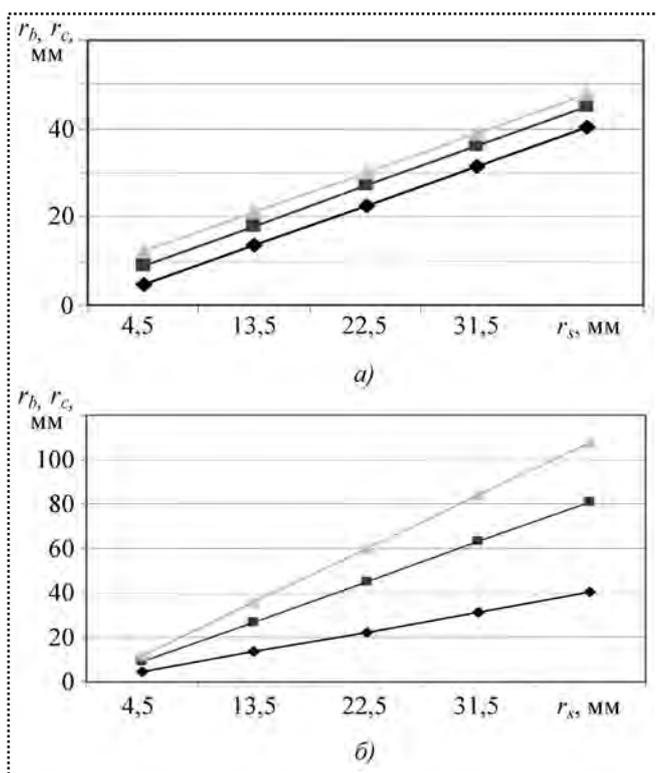
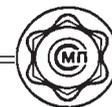


Рис. 6. Изменение радиусов центров масс противовесов с переменной (а) и минимальной (б) массами:

—◆— — спутник; —■— — основной противовес; —▲— — дополнительный противовес

неизбежном неравенстве их абсолютных перемещений, как это показано на рис. 6, б. Реализация таких изменений радиусов подвижных элементов осуществима, но приведет к усложнению конструкции передачи.

Рассмотрим, как влияет на массу противовесов осевое положение плоскостей коррекции или, иначе говоря, изменение размеров l_s и l_b . Изменение массы противовесов при изменении l_b и постоянном $l_s = 85$ мм показано на рис. 7, из которого следует, что при увеличении l_b массы обоих противовесов уменьшаются, а при совмещении плоскостей центров масс спутника и противовеса необходимость в дополнительном противовесе отпадает. Однако подобная ситуация конструктивно нереализуема, так же как и случаи с минимальными массами противовесов. Разность масс основного и дополнительного противовесов при

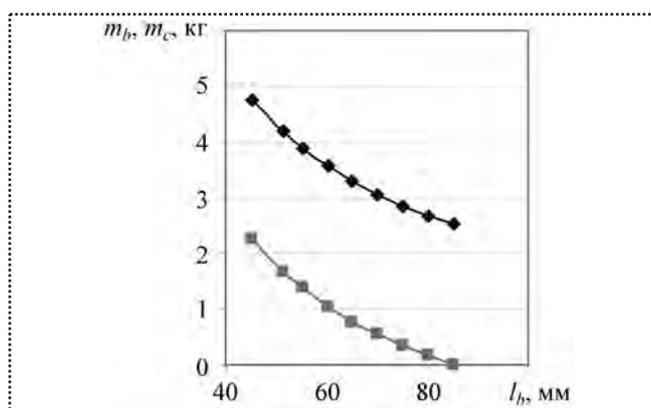


Рис. 7. Изменение масс противовесов в зависимости от положения плоскости 1–1 коррекции:

—◆— — масса основного противовеса; —■— — масса дополнительного противовеса

всех изменениях l_b остается постоянной и равной массе спутника.

Изменение масс противовесов в зависимости от l_s при постоянном $l_b = 51$ мм приведено на рис. 8. При уменьшении размера l_b массы противовесов уменьшаются. При $l_s = l_b$ (плоскости центров масс спутника и основного противовеса совпадают) масса дополнительного противовеса равна нулю (конструктивно нереализуемый случай).

Изменение масс противовесов при одновременном изменении исходных значений l_s и l_b на одну и ту же величину приведено на рис. 9. При уменьшении этих размеров массы противовесов увеличиваются, и наоборот. Уменьшение масс противовесов ограничивается допустимыми осевыми размерами передачи.

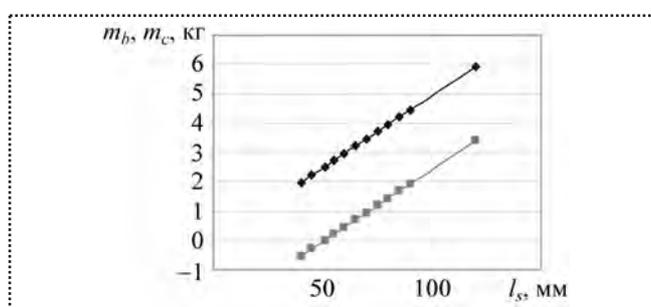


Рис. 8. Изменение масс противовесов в зависимости от положения плоскости 2–2 коррекции:

—◆— — масса основного противовеса; —■— — масса дополнительного противовеса

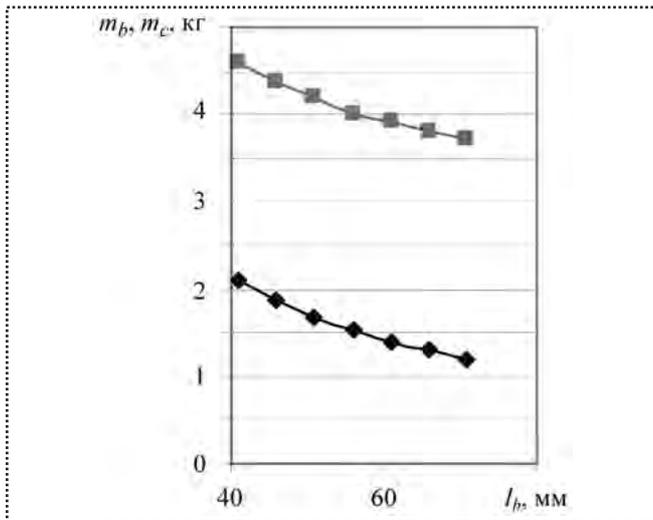


Рис. 9. Изменение масс противовесов при одновременном изменении положения плоскостей 1–1 и 2–2 коррекции: —■— — масса основного противовеса; —◆— — масса дополнительного противовеса

Выводы

Уравновешивание деталей вспомогательной планетарной передачи, используемой для съема

вращения с сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи, достигается в результате статической балансировки.

Полная или динамическая балансировка сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи может быть осуществлена с помощью двух противовесов, расположенных в двух плоскостях коррекции, при достаточно простой кинематике противовесов, определяемой радиальными перемещениями сателлита.

Изменением осевого положения центров масс противовесов можно оптимизировать их массы.

Библиографический список

1. Даньков А.М., Иоффе А.З. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2009. № 2. С. 38–42.
2. Машков А.А. Теория механизмов и машин. Минск: Высшая школа, 1971. 472 с.



ЭНЦИКЛОПЕДИЯ “МАШИНОСТРОЕНИЕ” ТОМ II-1. “ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА. ИСПЫТАНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ”.

Под общ. ред. Е.И. Мамаевой

2010. – 852 с. ISBN 978-5-217-03469-7

Цена 2000 р.

Приведены методы и средства определения химического состава и исследования структуры металлических материалов, методы и средства испытаний для определения основных физико-механических свойств при различных видах нагружения, характеристик малоциклового усталости, многоциклового усталости, термической прочности, коррозионно-механической прочности и трещиностойкости. Рассмотрено строение изломов при разных видах нагружения и в условиях длительного воздействия статистических нагрузок.

Для специалистов и инженерно-технических работников промышленности.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы:
по почте: 107076, г. Москва, Стромьинский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU