

В. С. Апанасенко

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ЯРОСЛАВСКОГО МОТОРНОГО ЗАВОДА

Основной задачей отечественного автомобилестроения является создание новых, более совершенных по конструкции автомобилей, отвечающих возросшим требованиям эксплуатации и современному уровню мировой автомобильной техники.

Долговечность и эксплуатационная надежность целого ряда важнейших узлов и агрегатов автомобиля в значительной мере зависит от жесткости конструкции, так как деформация деталей узла или механизма под действием нагрузки вызывает изменение первоначального положения рабочих поверхностей, является причиной переноса деталей и приводит к неравномерному распределению нагрузки на рабочих поверхностях.

В результате недостаточной жесткости механизма нагрузка на некотором участке рабочей поверхности детали возрастает и может значительно превысить расчетную величину. Это приводит к интенсификации усталостных явлений и явлений износа, вследствие чего ускоряется процесс разрушения рабочих поверхностей.

Недостаточная жесткость узла или агрегата также приводит к уменьшению механического к. п. д. в результате перекосов рабочих поверхностей деталей и возрастания вследствие этого сил трения.

При конструировании агрегатов трансмиссий автомобилей применяются различные меры по увеличению их жесткости и уменьшению, таким образом, отрицательного влияния деформаций деталей на долговечность и эксплуатационную надежность агрегатов и механизмов. Такими мерами являются, например, введение предварительных натягов подшипников, первоначальный «точечный» контакт зубьев конических шестерен со стороны их меньшего диаметра, бочкообразная форма зубьев, отказ от консольного расположения малой конической шестерни главной передачи и т. д.

Однако в настоящее время нет еще более или менее удовлетворительных методов учета жесткости при расчете деталей, механизмов узлов и агрегатов.

Так как теоретические методы разработаны недостаточно,

фактическая жесткость узла может лишь определяться путем экспериментальных исследований.

Жесткость механизмов трансмиссий автомобилей, особенно коробок передач, исследована явно недостаточно. Нет еще достаточно полных данных о влиянии отдельных элементов узла или механизма на его суммарную жесткость, так как жесткость механизма или агрегата, как правило, оценивается лишь величиной прогибов его валов без учета деформаций других деталей, например подшипников, картера.

В данной работе представлены результаты экспериментального исследования жесткости основных элементов коробок передач Ярославского моторного завода моделей 200, 236, 236С и 238.

Определение жесткости проводилось в лабораторных условиях путем статического нагружения коробок передач на специально изготовленном стенде (рис. 1).

При проведении испытаний с помощью механических индикаторов измерялись величины деформаций валов, опор и картеров коробок на всех передачах и при различных нагрузках.

Деформации валов, как отклонение их упругой линии от оси, проходящей через опоры, определялись в два этапа. На первом этапе измерялись перемещения сечений валов и их опор относительно соответствующих участков картера, на втором — перемещения этих же участков картера относительно специальной плоскости каркаса, который жестко присоединялся к привалочной плоскости коробки и передней стойке стенда одними и теми же болтами.

Алгебраическая сумма перемещений, зафиксированных на обоих этапах, представляет собою указанную деформацию валов и их опор.

Полученные результаты соответствуют предположению, что возможный поворот каркаса стенда вместе с передней стойкой и привалочной плоскостью картера коробки при нагружении последней не вызывал искривления элементов каркаса, несущих на себе измерительный инструмент.

Перемещения валов измерялись в трех сечениях (два из них располагались недалеко от опор и одно примерно по середине вала) и двух взаимно перпендикулярных плоскостях (вертикальной и горизонтальной). В качестве перемещения опор валов фикс-

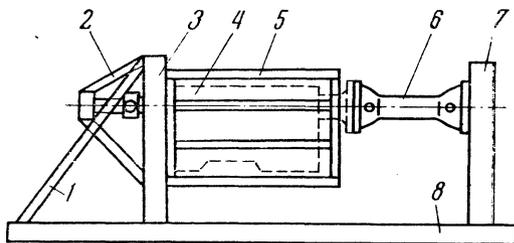


Рис. 1. Схема стенда для испытания коробок передач на жесткость:

1 — нагрузочное устройство; 2 — опора первичного вала; 3 — передняя стойка; 4 — испытываемая коробка; 5 — каркас; 6 — карданная передача; 7 — задняя стойка; 8 — основание.

сировались перемещения внешних колец соответствующих подшипников, а опор оси паразитных шестерен заднего хода — перемещения удлиненных ее концов.

Измерения деформаций производились при пяти значениях крутящего момента (27, 47, 75, 90, 120 кгм), приложенного к первичному валу коробки с помощью рычажного устройства (7). За нулевой был принят момент, равный 12 кгм.

Наибольший момент нагрузки превышал максимальный крутящий момент двигателя, в паре с которым работает коробка: на 155% — для коробки модели 200, на 85% — для коробок моделей 236 и 236С и на 38% — для коробки модели 238.

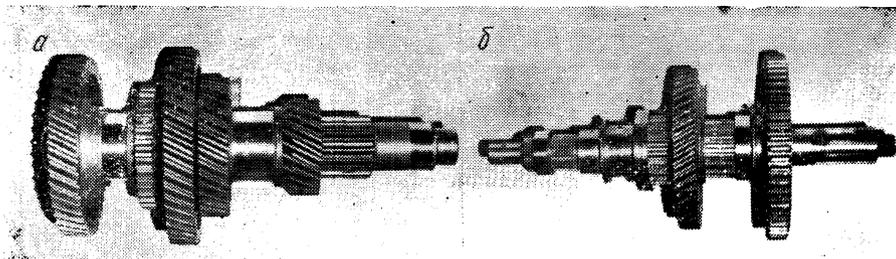


Рис. 2. Промежуточный (а) и вторичный (б) валы, подготовленные к выполнению замеров деформаций.

Каждое измерение повторялось шестикратно: три раза при ступеньчатом увеличении нагрузки и три раза при ее уменьшении. В качестве окончательного результата принималась среднеарифметическая величина от этих шести значений.

Таким образом, для каждой из коробок в процессе испытаний было зафиксировано по 6240 показаний индикаторов.

Это давало возможность определить прогибы валов, радиальную деформацию опор и изменение межцентровых расстояний, а также величины деформаций картера и их влияние на относительное перемещение валов под нагрузкой.

В местах расположения сечений в картерах коробок делались отверстия для пропуска измерительных ножек индикаторов, а на валах шлифовались шейки, с поверхностью которых при измерениях контактировались измерительные ножки.

На промежуточных валах эти шейки выполнялись непосредственно на ступицах шестерен и на теле вала (рис. 2, а), а на вторичных валах — на специальных втулках, насаженных на шлицевые части валов. При этом со вторичных валов снимались шестерни и синхронизаторы, мешавшие измерениям и не участвовавшие в работе на передаче, для которой проводились испытания (рис. 2, б).

Примененная методика испытаний достаточно проста, надежна и обеспечивает необходимую точность результатов. Средний разброс показаний при испытаниях составлял 10—15%.

Ниже приведены результаты испытаний коробок передач.

У всех испытанных коробок наибольшим деформациям на всех передачах и при всех нагрузках, применяемых при испытаниях, подвергаются средние части валов, перемещения сечений которых возрастают прямо пропорционально прилагаемому моменту, достигая значений 0,27—0,49 мм.

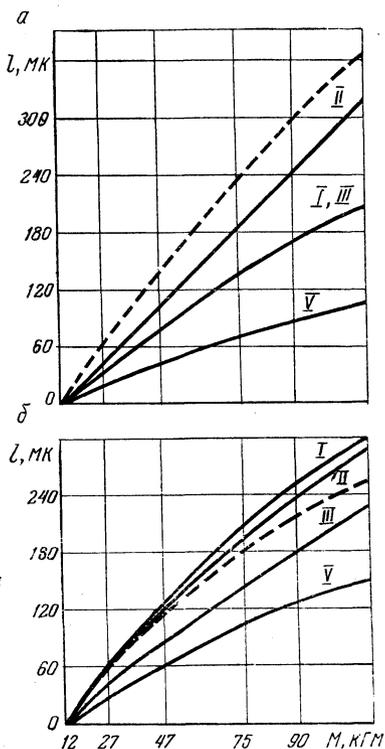


Рис. 3. Рост перемещений среднего сечения промежуточного (а) и вторичного (б) валов КПП ЯМЗ-236 в зависимости от момента на первичном валу (штриховая линия — задний ход).

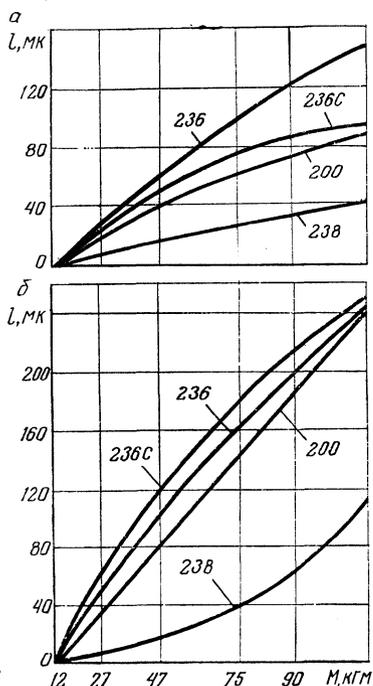


Рис. 4. Радиальные перемещения задней (а) и передней (б) опоры оси паразитных шестерен заднего хода в зависимости от момента на первичном валу.

Аналогично нарастают и деформации опор, а их наибольшие значения равны 0,01—0,19 мм.

На рис. 3 показан темп нарастания деформаций среднего сечения

чения промежуточного (*a*) и вторичного (*б*) валов коробки передач модели 236 в зависимости от момента на первичном валу.

Наиболее деформируемыми опорами испытанных коробок являются опоры оси паразитных шестерен заднего хода, особенно передняя опора оси, так как ее деформации более чем в два раза превышают деформации других опор и равны 0,11—0,19 мм при моменте на первичном валу 120 кгм.

На рис. 4 показан рост радиальных деформаций опор оси паразитных шестерен в зависимости от значения момента на первичном валу коробки.

В процессе испытаний было выявлено, что прилив, в котором находится эта опора, передает действующие на него силы правой боковой стенке (если смотреть на коробку со стороны двигателя) и днищу картера, деформации (выпираания) которых и вызывают относительно большие перемещения самой опоры. Величина выпирания правой боковой стенки картера составляет 0,16—0,23 мм и днища —0,03—0,14 мм при наибольшем моменте нагрузки 120 кгм.

Испытания показали, что перемещения передней опоры оси паразитных шестерен за счет деформации самого прилива составляют лишь 17—20% — для коробок передач моделей 200, 236 и 236С и 6—8% — для коробки модели 238 от суммарных перемещений.

Столь значительные деформации опор оси паразитных шестерен заднего хода вызывают большие перекосы самой оси, которые при наибольшем моменте нагрузки для коробок передач моделей 200, 236 и 236С, имеющих две паразитные шестерни, равны 0,0012—0,0015 рад в горизонтальной плоскости (рис. 5, б) и 0,0010—0,0012 рад в вертикальной плоскости (рис. 5, а). У коробки модели 238, имеющей одну паразитную шестерню, перекосы значительно ниже и соответственно равны 0,0005 и 0,0001 рад.

Большие перекосы оси паразитных шестерен, происходящие за счет деформации опор оси, оказывают значительное влияние на величину перекоса блока шестерен заднего хода, которая еще более увеличивается за счет изгиба оси и зазоров в подшипниках. Такое явление обнаружено при испытаниях у коробок передач моделей 236 и 236С. В результате большого перекоса блока паразитных шестерен зафиксировано выпирание задней стенки картера в месте расположения опоры оси блока, равное при наибольшей нагрузке (120 кгм) 26 мк у коробки модели 236 и 6 мк у коробки модели 236С.

Этим, очевидно, объясняется то обстоятельство, что в процессе стендовых испытаний и в эксплуатации у этих коробок наблюдается износ задней стенки картера вследствие трения торца блока паразитных шестерен о стенку.

В процессе испытаний было обнаружено, что при нагружении коробок за счет деформации стенок, днища и крышки происходит

закручивание задних стенок картеров против часовой стрелки (если смотреть на коробку со стороны двигателя) при включенных передачах для движения вперед и по часовой стрелке при включении заднего хода.

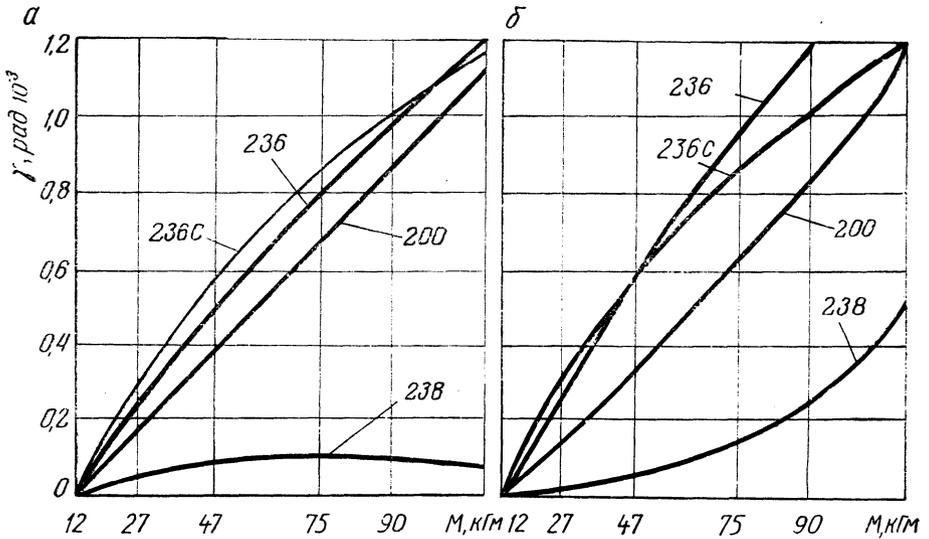


Рис. 5. Перекосы оси паразитных шестерен заднего хода в вертикальной (а) и горизонтальной (б) плоскости в зависимости от момента на первичном валу.

Перемещения сечений валов, происходящие как за счет изгиба самих валов, так и за счет деформации опор, приводят к изменению межцентровых расстояний и оказывают влияние на степень перекоса зубьев шестерен.

Установлено, что перемещения сечений валов, происходящие за счет деформации картера и смещения опор, составляют у испытанных коробок 5—15%, а перемещения сечений за счет изгиба валов— 85—95% от суммарных перемещений.

Величины межцентровых расстояний, полученные также путем пересчета экспериментальных данных, для испытанных коробок увеличиваются в зависимости от увеличения нагрузки на первичном валу. Их значения при наибольшем моменте (120 кгм) равны 0,18—0,27 мм.

На рис. 6 показаны изменения межцентровых расстояний под серединами шестерен в зависимости от нагрузки коробки передач модели 236 на заднем ходу.

Полученные экспериментальные данные сравнивались с результатами аналогичных испытаний раздаточной коробки автомобиля ЗИЛ-151 (табл. 1).

Примечание. В табл. 1 представлены значения параметров деформации, соответствующие максимально-крутящему моменту двигателя, в паре с которым работает коробка.

Из табл. 1 видно, что коробки передач ЯМЗ имеют несколько большую жесткость, чем раздаточная коробка ЗИЛ-151. Значения некоторых параметров деформации испытанных коробок передач при моменте на первичном валу, равном максимальному крутящему моменту двигателя, в паре с которым работает коробка, по своим значениям близко отстоят друг от друга. Это говорит о том, что испытанные модели коробок имеют примерно одинаковую жесткость.

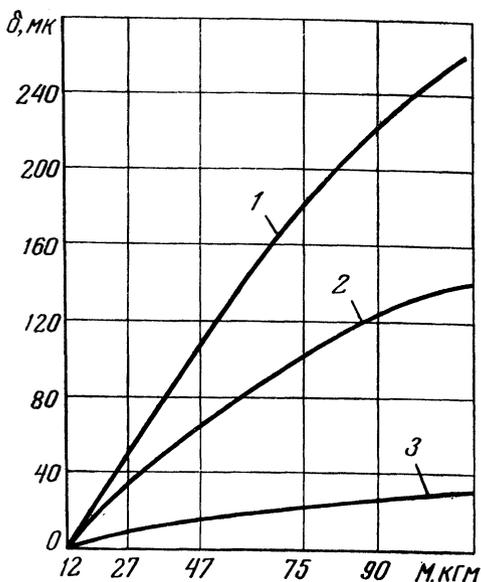


Рис. 6. Изменения межцентровых расстояний (σ) под серединами шестерен на заднем ходу у КПП ЯМЗ-236 в зависимости от момента на первичном валу:

1 — для зубчатой пары промежуточный вал — блок паразитных шестерен; 2 — для зубчатой пары вторичный вал — блок паразитных шестерен; 3 — для зубчатой пары постоянного зацепления.

Таблица 1

Параметры	Раздаточная коробка ЗИЛ-151	Коробки передач ЯМЗ			
		200	236	236С	238
Перемещения сечений валов, мк	20—260	17—200	17—200	10—212	6—185
Увеличение межцентровых расстояний, мк	90—300	3—99	9—144	18—98	9—167
Деформации опор, мк	10—180	0—85	0—123	0—114	0—77

Выводы

1. Примененная методика экспериментального определения жесткости проста, достаточно надежна и обеспечивает необходи-

мую точность результатов, вследствие чего она может быть рекомендована для использования при испытании опытных и усовершенствовании существующих конструкций.

2. Испытанные коробки передач ЯМЗ моделей 200, 236, 236С и 238 имеют примерно одинаковую жесткость.

3. Изгибы валов испытанных коробок передач при моменте на входном валу, равном максимальному моменту двигателя, в паре с которым работает коробка, не превышают допустимую в машиностроении величину 0,20 мм.

4. Увеличения межцентровых расстояний под серединами шестерен при этих же моментах находятся в пределах 0,003—0,167 мм и также не превышают принятую величину 0,20 мм.

5. Наиболее деформируемым местом картеров испытанных коробок передач моделей 200, 236 и 236С является передняя опора оси паразитных шестерен заднего хода. Ее деформации более чем в два раза превышают деформации других опор.

6. Перемещения передней опоры оси паразитных шестерен происходят в основном за счет деформации стенки и днища картера, с которыми соединен прилив этой опоры. Очевидно, жесткость этого узла можно увеличить путем придания большей жесткости правой боковой стенке (если смотреть на коробку со стороны двигателя) и днищу картера.

7. Перемещения сечений валов и зависящие от них изменения межцентровых расстояний за счет изгиба валов составляют у испытанных коробок 85—95% от суммарных перемещений. Остальные 5—15% перемещений происходят за счет деформации картера. Это необходимо учитывать при аналитических расчетах конструкций, подобных испытанным.