

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ  
ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

На трансмиссию автомобиля, которую можно представить в виде динамической системы, действует ряд возмущений: со стороны дороги, двигателя, водителя и т.д. В результате в трансмиссии возникают переменные нагрузки различной частоты. Поскольку частотный спектр возмущений весьма широк, то для их компенсации применяют различные конструктивные мероприятия.

Нагрузки от воздействия макропрофиля дороги низкочастотны и в трансмиссии при этом не возникают заметные колебания масс, т.е. эти нагрузки можно считать статическими. Они практически не зависят от параметров динамической системы. Наличие микронеровностей поверхности дороги (микропрофиль дороги) вызывает колебания масс трансмиссии и как следствие переменные нагрузки в упругих звеньях трансмиссии (в частотном диапазоне 1...20 Гц). Величины этих нагрузок зависят не только от микропрофиля дороги и скорости движения автомобиля, но и от параметров динамической системы.

Нагрузки, возникающие вследствие неравномерной работы двигателя, относятся к высокочастотным. Они накладываются на низкочастотные и обычно компенсируются установкой демпферов.

Нагрузки от воздействия водителя на органы управления являются для трансмиссии, в основном, статическими. Исключение составляет режим интенсивного трогания с места при резком отпускании педали сцепления. Однако такие случаи, во-первых, достаточно редки и, во-вторых, принятие соответствующих конструктивных мероприятий практически устраняет эти нагрузки.

Таким образом, переменные нагрузки в трансмиссии, связанные с колебаниями масс системы, обусловлены в основном микропрофилем дороги. При проектировании автомобиля следует выбрать такие параметры трансмиссии, чтобы получить наиболее благоприятный с точки зрения долговечности деталей спектр этих нагрузок.

Совершенство конструкции при этом целесообразно оценивать критерием, который должен учитывать дорожные условия работы автомобиля, его пробег на различных передачах, величины эквивалентных напряжений в деталях и их дисперсию, т.е.

критерий должен учитывать факторы, влияющие на долговечность работы деталей, Кроме того, желательно, чтобы этот оценочный критерий не зависел от размерностей деталей, следовательно, в него не должны входить в прямом виде значения напряжений.

С учетом сказанного предлагается оценивать динамическую систему трансмиссии следующим критерием:

$$K = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^t \delta_i a_j \int_{\omega_0}^{\omega_m} S_{ij}^{0,5m} \omega d\omega. \quad (1)$$

Коэффициент  $\delta_i$  определяет относительный ресурс работы трансмиссии на  $i$ -й передаче, а коэффициент  $a_j$  - пробег автомобиля по определенному типу дороги. Значения коэффициентов  $\delta_i$  можно найти согласно рекомендациям по выбору нагрузочного режима трансмиссии автомобиля [1, 2]. Для этой цели необходимо в первую очередь знать пробег автомобиля на различных передачах.

Распределение пробега в процентах по передачам для грузовых автомобилей общего назначения (типа МАЗ-500) приведено в табл. 1 и принято на основании обработки и анализа литературных данных [1...4].

В этой же таблице указаны рассчитанные по методике [2] эквивалентные пробеги зубчатых колес трансмиссии  $S_{эк}$  и  $S_{эл}$ , работающих на всех передачах. Расчеты показывают (а опытные данные подтверждают), что долговечность трансмиссии, как правило, лимитируется контактными напряжениями. В связи с этим при оценке динамической системы трансмиссии коэффици-

Таблица 1. Распределение эквивалентного пробега для грузовых автомобилей

Пробег	Передачи				
	I	II	III	IV	V
$S_{эк} \cdot 10^3$ , км	33,5	111	72,0	63,8	67,8
$S_{эл} \cdot 10^3$ , км	9,5	1,2	0,02	0,0007	0,0002
$\delta_i$ , %	9,6	31,9	20,7	18,3	19,5
Пробег, %	0,5	3,5	10	30	56

ент  $\delta_i$  (в процентах) рассчитан на основании значений пробега  $S_{эк}$  исходя из контактных напряжений, а показатель  $m = 3$  в формуле (1).

Для нахождения коэффициентов  $a_j$  использованы ГОСТ - 6875-54 и ОН 025 318-68, определяющие распределение пробега автомобилей и прицепов по дорогам различного типа при проверке прочности, надежности и износостойкости агрегатов и деталей в пределах пробегов длительных испытаний. На основании этих материалов в табл. 2 приведено принятое распределение в процентах пробега  $a_j$  автомобиля по различным дорогам. Там же в скобках указана средняя скорость движения, принятая с учетом рекомендаций.

Спектральные плотности моментов  $S_{ij}$  в упругих звеньях трансмиссии при известной спектральной плотности  $S_\psi$  момента сопротивления движению равны

$$S_{ij} = S_\psi W_i^2, \quad (2)$$

где  $W_i^2$  - квадрат модуля амплитудной частотной характеристики (АЧХ) между дорогой и упругим звеном трансмиссии на  $i$ -й передаче.

Таблица 2. Распределение пробега автомобилей по дорогам

Категория дороги	Передачи				
	I	II	III	IУ	У
Дороги I, II и III категорий с асфальтобетонным покрытием	-	-	-	10(12,5)	40(17)
Бульжник или щебенка в удовлетворительном состоянии	-	-	2,5(7)	10(12,5)	10(17)
Бульжник или щебенка в разбитом состоянии	-	1,5(4)	3,5(5,3)	-	-
Грунтовые дороги (неровные, с камнями и ухабами)	0,5(2)	-	-	-	-
Городские условия	-	-	-	4(12,5)	6(17)
Грунтовые дороги (в удовлетворительном состоянии)	-	2(4)	4(7)	6(12,5)	-

В дальнейших расчетах принято, что  $S_\psi = S_\alpha$ , где  $S_\alpha$  - спектральная плотность дорожных уклонов,

$$S_\alpha = \omega^2 S_q. \quad (3)$$

Спектральные плотности высот неровностей  $S_q$  микропрофиля дороги представляют собой убывающую функцию, которую можно представить в виде

$$S_q = \frac{b_0}{V \omega^2} \frac{\omega^2 + b_1^2 V^2}{\omega^2 + b_2^2 V^2} \frac{\omega^2 + b_3^2 V^2}{\omega^2 + b_4^2 V^2}, \quad (4)$$

где  $b_i$  - коэффициенты, зависящие от типа дороги; обычно задаются для единичной скорости движения  $V = 1$  м/с.

Следовательно,

$$S_\alpha = \frac{b_0}{V} \frac{\omega^2 + b_1^2 V^2}{\omega^2 + b_2^2 V^2} \frac{\omega^2 + b_3^2 V^2}{\omega^2 + b_4^2 V^2}. \quad (5)$$

Значения коэффициентов  $b_i$  для различных дорог приведены в литературе, например [5].

Для определения АЧХ в качестве расчетной принята трехмассовая динамическая система [6], к массе  $I_2$  которой (колеса автомобиля) приложена переменная составляющая момента сил сопротивления  $M_\psi$ . Ее параметры целесообразно привести к карданному валу. В этом случае на разных передачах изменяется только момент инерции двигателя  $J_1$

$$J_1 = J_{10} / i_{кп}^2,$$

где  $J_{10}$  - собственный момент инерции двигателя;  $i_{кп}$  - передаточное число коробки передач.

Расчет оценочного критерия  $K$  в рассматриваемом частотном диапазоне по трехмассовой и по более сложным динамическим системам приводит практически к одному результату. Это связано с тем, что и квадрат модуля АЧХ, и спектральная плотность момента сопротивления движению с увеличением частоты  $\omega$  представляют собой убывающие функции.

Анализ слагаемых, входящих в оценочный коэффициент (1), показывает, что в расчет можно принимать только члены, соответствующие трем низшим передачам, так как сумма остальных членов не превышает 5% от общей суммы.

Для расчета квадратов модулей АЧХ трансмиссии автомобиля на различных передачах удобно воспользоваться зависимостями, приведенными в работе [7].

После подстановки численных значений и простейших преобразований оценочный критерий для автомобилей типа МАЗ-500 принимает вид

$$K = h(7,2 \int_{\omega_0}^{\omega_M} (W_1^2)^{1,5} dx + 0,62 \int_{\omega_0}^{\omega_M} \left(\frac{x+1600}{x+64} W_2^2\right)^{1,5} dx +$$

$$+ 0,056 \int_{\omega_0}^{\omega_M} \left(\frac{x+400}{x+2,56} W_2^2\right)^{1,5} dx + 1,54 \int_{\omega_0}^{\omega_M} \left(\frac{x+5}{x+0,5} \cdot \frac{x+1225}{x+19600} W_3^2\right)^{1,5} dx +$$

$$+ 0,61 \int_{\omega_0}^{\omega_M} \left(\frac{x+2809}{x+112,4} W_3^2\right)^{1,5} dx + 0,031 \int_{\omega_0}^{\omega_M} \left(\frac{x+1225}{x+7,84} W_3^2\right)^{1,5} dx);$$

$$x = \omega^2, \quad (6)$$

где  $\omega_0$  и  $\omega_M$  - нижняя и верхняя границы рассматриваемого частотного диапазона;  $h$  - коэффициент пропорциональности.

Для получения оптимального спектра нагрузок на деталях трансмиссии следует выбрать параметры системы таким образом, чтобы обеспечить минимум оценочного критерия  $K$  (конечно, с учетом наложенных ограничений на диапазон изменяемых параметров). На рис. 1 показана блок-схема решения поставленной задачи с помощью ЦВМ.

После пуска и ввода исходных данных машина начинает работать в цикле. При этом вычисляется некоторое значение  $K_i$ , счетчик циклов  $j$  увеличивается на единицу и осуществляется проверка, не превышает ли  $j$  заданного числа шагов поиска  $j$ . В зависимости от результатов проверки ЦВМ переходит к окончанию выполнения программы или к проверке условия  $K_i < K_{i-1}$ . При соблюдении этого условия последующее значение  $K_i$  присваивается предыдущему  $K_{i-1}$ , а счетчик циклов приравнивается нулю. После этого машина печатает полученное значение  $K_i$  и соответствующие значения параметров системы. Затем ЦВМ переходит к определению новых значений варьируемых параметров и цикл повторяется снова. Если шаг был неудачен, то машина сразу после проверки условия  $K_i < K_{i-1}$  переходит к нахождению новых значений варьируемых параметров.

При выполнении первого цикла находится первое значение  $K_1$ , которое сравнивается с начальным  $K_n$ , вводимым вместе с исходными данными. При необходимости печати  $K_1$  принимается  $K_n \gg K_1$ .

В ходе решения задачи было принято случайное изменение варьируемых параметров с законом распределения, близким к нормальному. Для этого был реализован алгоритм генерирования случайных (точнее, псевдослучайных) чисел. Известно много таких алгоритмов [8].

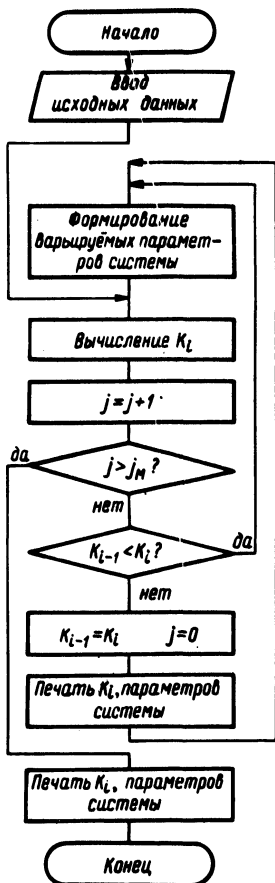


Рис. 1. Блок-схема выбора параметров динамической системы трансмиссии автомобиля.

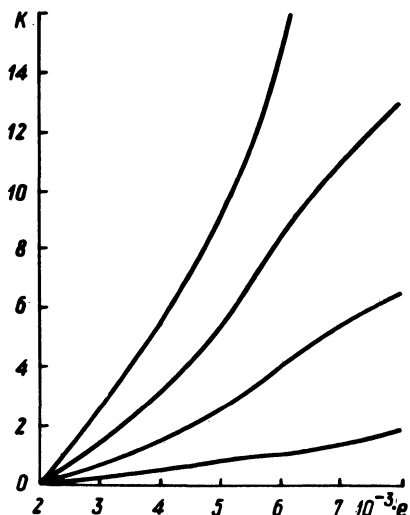


Рис. 2. Зависимость оценочного коэффициента  $K$  от общей податливости трансмиссии  $e$  при различных отношениях податливости трансмиссии к податливости шин.

Некоторые результаты расчета (на примере МАЗ-500) показаны на рис. 2, из которого видно, что для оптимизации оценочного критерия  $K$  следует, во-первых, уменьшать суммарную податливость системы в целом и, во-вторых, уменьшать подат-

ливость трансмиссии при неизменной податливости шин. Эти мероприятия приводят к смещению АЧХ системы в зону более высоких частот и как следствие к уменьшению значений спектральной плотности момента в трансмиссии автомобиля.

На элементах трансмиссии, работающих не на всех передачах (детали коробки передач, раздаточной коробки и др.), при уменьшении значения оценочного критерия также формируется более благоприятный спектр нагрузок.

### Л и т е р а т у р а

1. Дымшиц И.И., Геккер М.М. Методика расчета на прочность шестерен автомобильных коробок передач. - Труды НАМИ. - М., 1960.
2. Проектирование и расчет зубчатых колес автомобилей и тракторов. - Минск, 1966.
3. Основы прочности и долговечности автомобиля / Под ред. Б.В.Гольда. - М., 1967.
4. Прочность и долговечность автомобиля / Под ред. Б.В.Гольда. - М., 1975.
5. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. - Минск, 1975.
6. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. - М., 1974.
7. Молибошко Л.А., Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. - Минск, 1977.
8. Хемминг Р.В. Численные методы. - М., 1968.

УДК 629.113-597.5

Б.С.Фалькевич, Б.И.Морозов, С.С.Волкус,  
Ю.Ф.Козлов, А.Ф.Майоров

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

При расчетном исследовании гидравлического тормозного привода (ТП) необходимо иметь значения его некоторых параметров, влияющих на динамические свойства. К таким параметрам можно отнести: 1) содержание воздуха в рабочей жидкости; 2) податливость шлангов, деталей рабочих цилиндров и трубопроводов.

Определение содержания воздуха в тормозной жидкости и податливости элементов привода по статическим характеристикам затруднительно. Наряду с техническими трудностями при таком методе определения не раскрывается характер распреде-