

**Кинематическая согласованность двигателя и трансмиссии
автотранспортных средств**

к.т.н. Трембовельский Л.Г., к.т.н., проф. Шмидт В.О.
ЗИЛ, МГИУ

Закон РФ о высшем и послевузовском профессиональном образовании в качестве одной из задач высшей школы предусматривает использование полученных результатов научных исследований в образовательном процессе. Для МГИУ характерна интегрированная форма обучения, тесно связывающая учебный процесс с деятельностью базовых заводов. Предлагаемая статья содержит результаты теоретического анализа выявленного практикой недостатка автомобиля ЗИЛ.

В настоящее время практика автомобильных заводов показывает, что в жестких условиях развивающейся рыночной экономики выживаемость производителей зависит от скорости освоения новых, именно в настоящее время необходимых моделей автомобилей. При этом используются готовые узлы и агрегаты ранее выпускаемых или выпускаемых сейчас моделей. В такой ситуации важно правильно подобрать характеристики используемых узлов. Критерием здесь может служить наилучшая согласованность двигателя и трансмиссии.

Рассмотрим их кинематическую согласованность. Прежде всего, сформулируем условия кинематической согласованности:

- Кинематическое обеспечение заданной максимальной скорости движения.
- Кинематическое обеспечение заданной минимальной скорости движения.
- Устойчивая работа двигателя при переключении передач при разгоне.

Первые два условия проверяются по известным формулам:

$$V_{\max} = \frac{0.377 \cdot n_{\max} \cdot r_k}{U_0 \cdot U_{KB}} \geq V_{\max 3},$$
$$V_{\min} = \frac{0.377 \cdot n_{\min} \cdot r_k}{U_0 \cdot U_{K1}} \leq V_{\min 3},$$

где: V_{\max} и V_{\min} - максимальная и минимальная скорости движения автомобиля [км/ч];

n_{\max} и n_{\min} - максимальная и минимальная частота вращения коленчатого вала двигателя [об/мин];

$V_{\max 3}$ и $V_{\min 3}$ - заданные максимальные и минимальные скорости [км/ч];

r_k - радиус качения [м];

U_0, U_{K1}, U_{KB} - передаточные числа главной передачи, первой и высшей передач коробки передач.

Одним из факторов, влияющих на устойчивость работы двигателя при переключении передач, является частота вращения коленчатого вала, устанавливающаяся после переключения с низшей на высшую передачу.

Будем исходить из следующего алгоритма переключения при разгоне: переход на высшую передачу осуществляется при достижении номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Такой алгоритм предписывается нормативными документами, определяющими методы испытаний (ГОСТ 22567), и обеспечивает максимальную эффективность разгона и 100% загрузку двигателя. На практике применяются и другие методики переключения, позволяющие, например, снизить эксплуатационный расход топлива.

На рис. 1 представлена кинематическая характеристика автомобиля. На этом рисунке в координатах M_e [Нм] - n [об/мин] построена кривая крутящего момента [А] двигателя, а в

координатах V [км/час] - n [об/мин] серия прямых линий, отображающих разгон автомобиля и переключение передач.

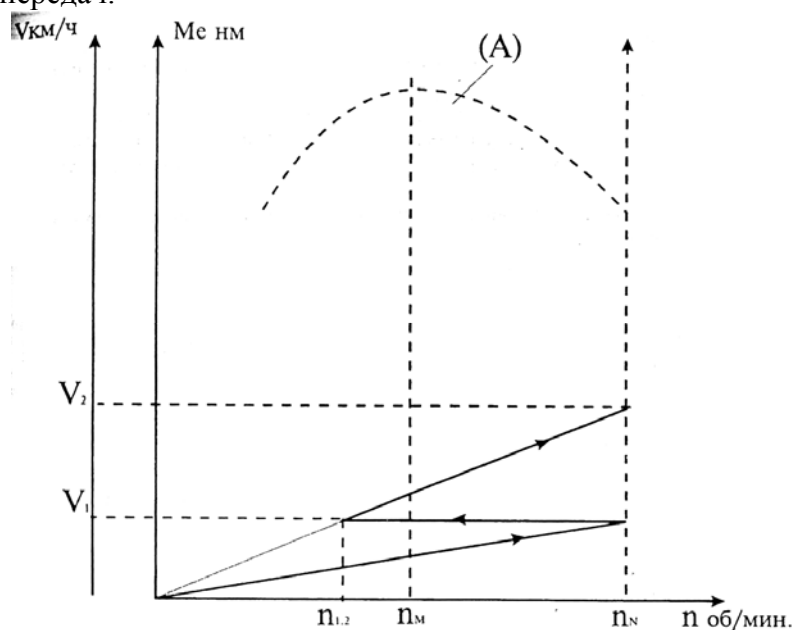


Рис. 1. Кинематическая характеристика автомобилей.

При трогании на 1-ой передаче в результате разгона автомобиль достигает скорости V_1 . Будем считать в момент переключения скорость постоянной (хотя на самом деле она несколько падает).

В момент переключения с 1-ой на 2-ю передачи частота вращения коленчатого вала двигателя падает до значения $n_{1,2}$. Используя формулу зависимости скорости от частоты вращения коленчатого вала, легко получить соотношение:

$$\frac{n_N}{U_{K1}} = \frac{n_{1,2}}{U_{K2}}$$

Обобщая эту формулу, получим:

$$n_{i,i+1} = \frac{U_{Ki+1}}{U_{Ki+1}} \cdot n_N \quad (1)$$

где: $n_{i,i+1}$ - частота вращения коленчатого вала двигателя, с которой начинается разгон после переключения с i на $i+1$ передачу в коробке передач [об/мин];

n_N - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимальной мощности (номинальная) [об/мин];

U_{Ki}, U_{Ki+1} - передаточные числа коробки передач соответственно i -ой и $i+1$ ступени.

Если же рассматривать другой алгоритм переключения, то вместо n_N в формуле (1) необходимо будет поставить частоту, определяемую этим алгоритмом.

Устойчивая работа двигателя обеспечивается, если

$$n_{i,i+1} > n_M \quad (2)$$

здесь n_M - частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая максимуму крутящего момента [об/мин].

В этом случае при полной подаче топлива двигатель автомобиля, продолжающего разгон, работает по падающей ветви крутящего момента, что, как известно из теории, обеспечи-

вадет устойчивую работу двигателя при изменяющемся дорожном сопротивлении.

Через K обозначаем величину, обратную коэффициенту приспособляемости двигателя по оборотам:

$$K = \frac{n_M}{n_N}$$

Из соотношений:

$$n_M = K \cdot n_N,$$

$$n_{i,i+1} = \frac{U_{Ki+1}}{U_{Ki}} \cdot n_N$$

и условия (2) вытекает, что для согласованности i и $i+1$ передачи необходимо и достаточно, чтобы:

$$\frac{U_{Ki+1}}{U_{Ki}} > K$$

В качестве примера рассмотрим ситуацию с кинематической согласованностью у 4-х моделей автомобилей ЗИЛ, техническая характеристика которых приведена в таблице 1.

У рассматриваемых автомобилей зиловского производства коробки передач имеют ряды передаточных чисел, построенные по различным принципам - от почти геометрического ряда (КП ЗИЛ-4421 - колебания плотности ряда не превосходят 2,7%) до прогрессивного (ЗИЛ-433360 - максимальное колебание плотности составляет 19%) и еще более прогрессивного (ЗИЛ - 5301BE - максимальное колебание - 29%). Целью статьи является анализ кинематической согласованности таких разных коробок передач с применяемыми двигателями.

Таблица 1

Техническая характеристика некоторых моделей автомобилей ЗИЛ

Модель автомобиля	ЗИЛ-433360	ЗИЛ-4331	ЗИЛ-5301BE	ЗИЛ-5301 КО
Двигатель	ЗИЛ 508300	ЗИЛ-645	D-245.9E2	Cat 3054E2
%	3200	2800	2400	2600
n_M	1800	1600	1600	1600
Коробка передач	ЗИЛ-130	ЗИЛ-4421	ЗИЛ-5301	T5 XC-2071J
Количество ступеней	5	9	5	5
Передаточные числа				
КП:				
U_{ki}	7,440	11,400	6,450	6,550
U_{k2}	4,100	8,260	3,560	3,620
U_{k3}	2,290	6,100	1,980	2,080
U_{k4}	1,470	4,520	1,2750	1,380
U_{k5}	1,000	3,330	1,000	1,000
U_{k6}		2,480		
U_{k7}		1,830		
U_{k8}		1,356		
U_{k9}		1,000		
Главная передача U_0	6,330	5,290	3,273	3,273

На рис. 2 на кинематическую характеристику автомобилей сверху нанесена кривая крутящего момента двигателя.

У рассматриваемых автомобилей номинальная частота вращения коленчатого вала дви-

гателя равна максимальной.

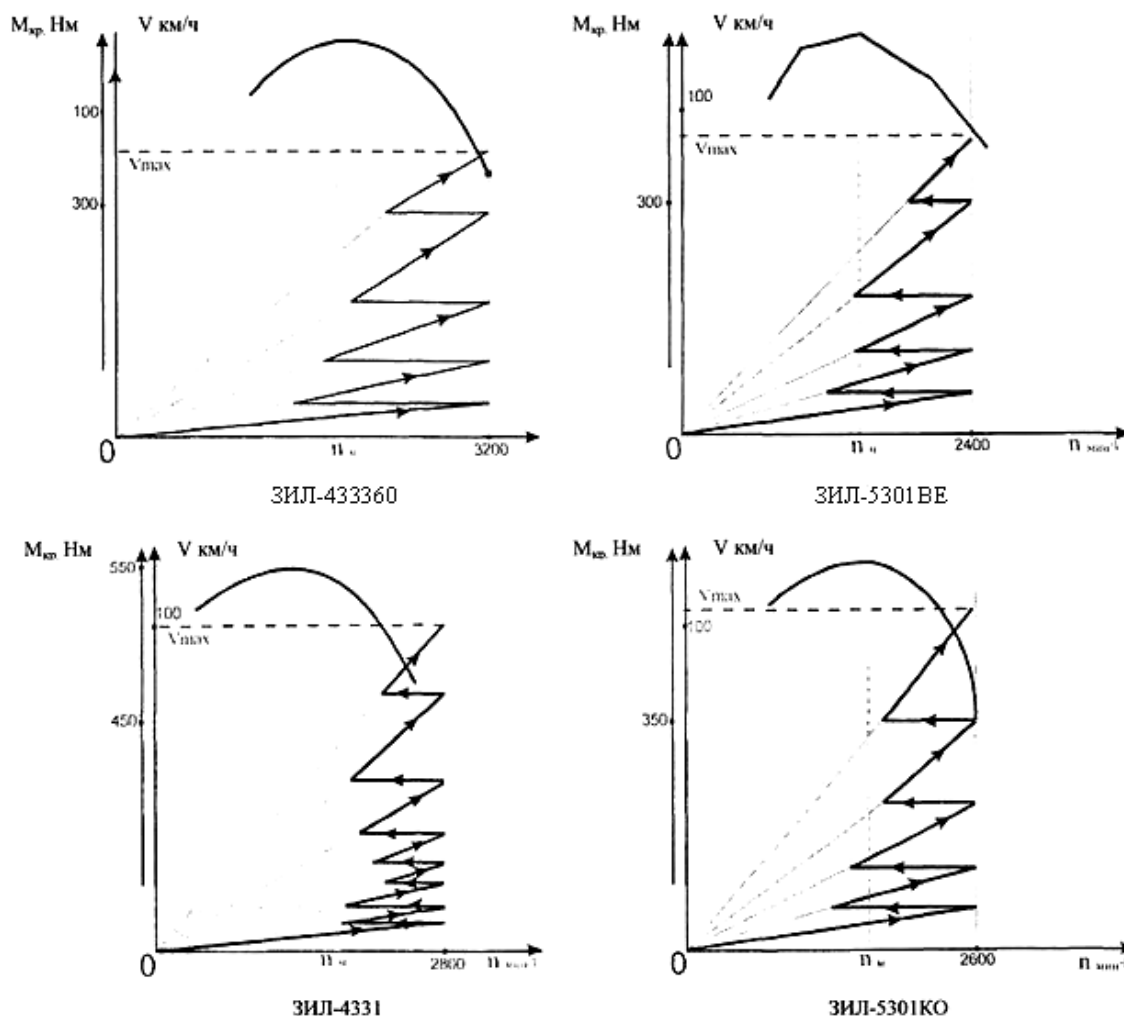


Рис. 2. Кинематическая характеристика автомобилей ЗИЛ.

Таким образом, мы видим изменение частоты вращения коленчатого вала двигателя и скорости движения автомобиля при разгоне его с места до максимальной скорости.

Если путь, указанный стрелочками, выходит левее пунктирной линии, соответствующей n_m , имеет место несогласованность.

Автомобиль ЗИЛ-433360 имеет несогласованность при переходе с 1-ой на 2-ю передачу. Однако, как правило, трогание с места на автомобиле ЗИЛ-433360 происходит со второй передачи, а в том случае, когда используется первая передача, эта особенность сглаживается очень пологой, плавной характеристикой крутящего момента бензинового двигателя ЗИЛ 508300 и малой скоростью движения автомобиля в момент переключения (не более 12 км/час).

Автомобиль ЗИЛ-4331 такой несогласованности не имеет, зато у ЗИЛ-5301BE несогласованы 1, 2, 3 и 4 (на грани) передачи, что в сочетании с характеристикой двигателя Д-245.9Е2 зачастую приводит к неравномерной работе двигателя при переключении передач. Автомобиль ЗИЛ-5301K0 отличается более кинематически согласованной трансмиссией.

Ранее отмечено, что соотношение

$$\frac{U_{K_{i+1}}}{U_{K_i}} > K$$

гарантирует устойчивую работу двигателя при переключении коробки передач при разгоне.

Попытаемся формализовать это условие согласованности. Проведем количественную оценку снизу произведения плотностей ряда передаточных чисел n -ступенчатой коробки передач. Мы имеем дело с функциональным неравенством:

$$\frac{U_{K2}}{U_{K1}} \cdot \frac{U_{K3}}{U_{K2}} \cdot \dots \cdot \frac{U_{Kn}}{U_{K_{n-1}}} = \frac{U_{Kn}}{U_{K1}} > K^{n-1},$$
$$U_{Kn} > K^{n-1} \cdot U_{K1}, \quad (3)$$

$$Z \cdot X^y < P, \quad (4)$$

где: z , x , y и p первоначально могут рассматриваться как переменные, связанные этим неравенством;

z - передаточное число первой передачи;

x - величина, обратная коэффициенту приспособляемости двигателя по оборотам;

y - уменьшенное на единицу количество ступеней коробки передач;

p - передаточное число высшей передачи.

Задаваясь различными исходными данными, с помощью функционального неравенства (4) можно проводить оценку принятого конструктивного решения на корректность кинематической согласованности или, наоборот, из условия кинематической согласованности определять некоторые параметры двигателя и коробки передач.

В качестве примера использования неравенства (4) проведем анализ конструкции автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ. Первая передача, имеющая $U_{K1}=6,45$, позволяет в сочетании с существующими параметрами автомобиля преодолевать регламентируемый нормативными государственными документами 25% подъем.

Поэтому примем $Z = U_{K1} = 6,45$.

Кроме этого применяемый двигатель Минского моторного завода имеет коэффициент приспособляемости по оборотам 1,5, поэтому примем $X = K = 0,6666$.

Передаточное число высшей передачи, выбираемое из условия максимальной скорости, равно 1.

Примем $P = 1,00$.

Тогда неравенство (4) будет выглядеть следующим образом:

$$6,45 \cdot 0,6666^y < 1,00 \quad (5)$$

Решая это неравенство, получим: $y > 4,6$.

Но, так как $y = n - 1$, то $n > 5,6$.

Следовательно, можно сделать вывод - для автомобиля ЗИЛ-5301ВЕ с параметрами, соответствующими ТУ, невозможно подобрать пятиступенчатую коробку, отвечающую полной кинематической согласованности с двигателем Д-245.9Е2. Кроме этого также некорректно применять пятиступенчатую коробку передач с повышающей высшей передачей (передаточное число меньше 1), что также вытекает из неравенства (5). Вопрос кинематической согласованности можно решить, применяя шестиступенчатую коробку. В этом случае, возможно, применить ускоряющую высшую передачу.

Приведенный пример показывает, что, используя неравенство (4), можно находить пути конструктивного решения задачи повышения конкурентоспособности автомобиля.

Приведенные результаты авторы излагают студентам МГИУ в своих лекциях по специальным дисциплинам.

Новый упругий элемент из композиционного материала

Чуканин Ю.П.

МГТУ «МАМИ»

Вашему вниманию предлагается работа, посвященная разработке конструкции и мето-