

5. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Издательство Ростовского университета, 1976. - 192 с.
6. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов. – Пермь, 1969. - 444 с.

К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства

к.т.н. проф. Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., к.т.н. проф. Ломака С.И., к.т.н. проф. Рыжих Л.А.
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет
leontiev@khadi.kharkov.ua

Аннотация. В данной статье приведен анализ Правил №13 ЕЭК ООН и предложен способ выбора распределения тормозных сил между осями двухосных транспортных средств для категорий М₁, М₂, М₃, N₁, N₂ и N₃.

Ключевые слова: двухосное транспортное средство, распределения тормозных сил между осями

Введение. При проектировании автомобильных тормозных систем отечественные производители автомобилей, как известно, должны руководствоваться соответствующими национальными стандартами и такими международными требованиями, как Правила №13 ЕЭК ООН [1]. В приложении №10 Правил №13 ЕЭК ООН изложены требования, касающиеся распределения тормозных сил между осями транспортного средства, которое должно обеспечивать как предписываемую эффективность торможения без блокирования колес, так и определенное соотношение между реализуемыми сцеплениями каждой из осей.

Основной характеристикой распределения тормозных сил между осями принято считать [2] коэффициент распределения тормозных сил β , представляющий собой отношение тормозной силы на передней оси (T_1) к общей тормозной силе (T):

$$\beta = \frac{T_1}{T}, \quad (1)$$

или, учитывая в выражении (1) геометрические параметры тормозных механизмов и приводное давление, например, для транспортных средств с пневматической тормозной системой, получим:

$$\beta = \frac{C_1 \cdot (P_1 - \Delta P_1)}{C_1 \cdot (P_1 - \Delta P_1) + C_2 \cdot (P_2 - \Delta P_2)}. \quad (2)$$

При отсутствии в приводе тормозов регулирующих устройств (регуляторов тормозных сил или АБС) коэффициент β величина постоянная. Выбор ее значения – одна из основных задач, решаемых при проектировании тормозных систем транспортных средств, так как именно она определяет, будет ли данное транспортное средство удовлетворять (или не удовлетворять) требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между его осями.

Согласно выражению (1) тормозная сила на передней оси, равна:

$$T_1 = T \cdot \beta. \quad (3)$$

Тогда тормозная сила на задней оси:

$$T_2 = T \cdot (1 - \beta) \quad (4)$$

или

$$T_2 = \frac{T_1 \cdot (1 - \beta)}{\beta}. \quad (5)$$

В результате разрешения уравнений (3) и (4) через геометрические параметры транспортного средства получены выражения, связывающие реализуемые сцепления (удельные

тормозные силы) на осях f_1 и f_2 с коэффициентом торможения (общей удельной тормозной силой) z :

$$f_1 = \frac{L \cdot z \cdot \beta}{b + z \cdot h_g}; \quad (6)$$

$$f_2 = \frac{L \cdot z \cdot (1 - \beta)}{a - z \cdot h_g}. \quad (7)$$

Ясно, что величина коэффициента торможения z определяется, в первую очередь, реализуемыми сцеплениями f_1 и f_2 . Связь между ними можно получить, решая совместно уравнения (6) и (7). Она имеет вид:

$$z = \frac{f_1 \cdot b + f_2 \cdot a}{L - h \cdot (f_1 - f_2)}. \quad (8)$$

Согласно предписаниям Правил №13 ЕЭК ООН, представляемое на официальное утверждение транспортное средство любой категории в диапазоне изменения коэффициента сцепления k от 0.2 до 0.8 должно удовлетворять соотношению:

$$z \geq 0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2). \quad (9)$$

Если соотношение (9) решить относительно замедления j_T , то его можно представить в таком виде:

$$j_T \geq g \cdot [0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2)]. \quad (10)$$

Равенства

$$z = 0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2). \quad (11)$$

и

$$j_T = g \cdot [0.1 + 0.85 \cdot (k - 0.2)] \quad (12)$$

определяют допустимую минимальную интенсивность торможения транспортного средства в данных условиях сцепления колес с дорогой. Отсюда формулировка основного требования, предъявляемого Правилами №13 ЕЭК ООН к любому транспортному средству в части торможения, звучит так: если торможение автомобиля осуществляется на дороге с коэффициентом сцепления k , то оно должно происходить с интенсивностью не ниже той, что определяется коэффициентом z или замедлением j_T , подсчитанным соответственно по уравнению (11) или (12).

В принципе, приемлемыми интенсивностями торможения являются и интенсивности, превышающие определяемые уравнениями (11) и (12). Но при этом необходимо учитывать другое требование Правил №13 ЕЭК ООН, которое для автомобилей всех категорий сформулировано следующим образом: для всех условий нагрузки транспортного средства кривая реализуемого сцепления передней оси должна располагаться над кривой реализуемого сцепления задней оси:

- для транспортных средств категории M_1 в диапазоне коэффициентов торможения z от 0.15 до 0.8;
- для транспортных средств категории N_1 в диапазоне коэффициентов торможения z от 0.15 до 0.5;
- для всех других категорий в диапазоне коэффициентов торможения z от 0.15 до 0.3;

Для дачи окончательного заключения о соответствии данного автомобиля требованиям Правил №13 ЕЭК ООН в отношении распределения тормозных сил необходимо еще учитывать, что для каждого транспортного средства существует норматив по замедлению (j_{Th}), который для любой категории транспортных средств также должен быть выполнен:

- для автомобилей категории M_1 минимальное нормативное замедление, согласно Правил №13 ЕЭК ООН, должно быть не ниже $j_{Th} = 5.8 \frac{M}{C^2}$ [1];

- для всех остальных категорий, согласно тех же Правил №13 ЕЭК ООН, минимальное нормативное замедление должно быть не ниже $j_{TH} = 5.0 \frac{M}{c^2}$ [1].

Материалы и результаты исследования. По мнению авторов, неравенство (9) как и равенство (11), записано в строгом соответствии с физическим смыслом рассматриваемого явления. Так как торможение автомобиля может происходить в разных сцепных условиях, то коэффициент сцепления k в выражении (9) выступает как независимая переменная. Коэффициент же z как характеристика требуемой интенсивности торможения является функцией, то есть зависимой переменной, определяемой величиной k .

В Правилах №13 ЕЭК ООН (Приложение №10) в графическом представлении выражения (9) показана обратная функция (рисунок 1), согласно которой в качестве независимой переменной принята желаемая интенсивность торможения, характеризуемая коэффициентом z , а функцией стал требуемый для достижения этой интенсивности коэффициент сцепления k , который должен быть не больше значения, определяемого выражением:

$$k \leq \frac{z + 0.07}{0.85}. \quad (13)$$

Это выражение получено из неравенства (9) путем разрешения его относительно k .

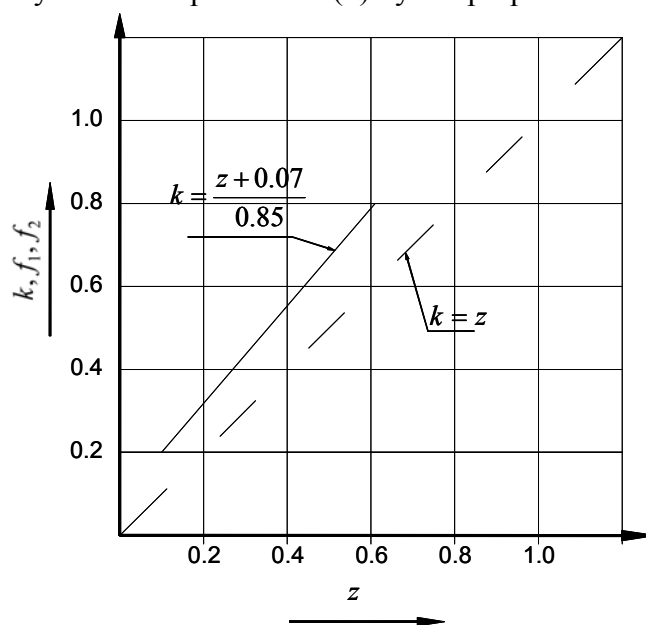


Рисунок 1 – Диаграмма граничного сцепления в соответствии с требованиями, предъявляемыми Правилами №13 ЕЭК ООН

Представление выражения (9) обратной функцией затрудняет понимание рассматриваемых процессов, поэтому целесообразно соотношение (9) в графическом виде (рисунок 2) представлять так, как оно представлено в аналитическом виде.

На рисунке 2 линией 1 обозначена нижняя граница допустимых значений коэффициента z в функции k , соответствующая уравнению (11). Линия 2 является верхней границей возможных значений коэффициента торможения z и реализуемых сцеплений f_1 и f_2 . Ясно, что эти параметры не должны быть выше коэффициента сцепления k в данных условиях торможения. На линии 2 соблюдается равенство $f_1 = f_2 = z = k$.

На графике заштрихованной областью *efmn* ограничены все возможные значения величин z , f_1 и f_2 в функции k согласно неравенству (9). При этом значения f_2 могут выходить за пределы линии 1, что естественно, и соответствует физическим процессам, протекающим при торможении транспортного средства.

Таким образом, методика оценки эффективности распределения тормозных сил транспортного средства, заключается в следующем.

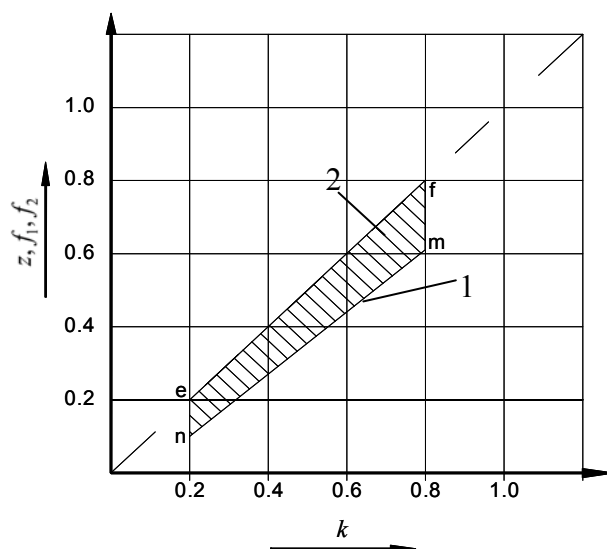


Рисунок 2 – Диаграмма граничного сцепления в функции от k

Сначала необходимо осуществить проверку данного транспортного средства на соответствие его минимальному требованию по интенсивности торможения в заданных условиях сцепления. Здесь важно, чтобы при этом выполнялось требование о взаимном расположении кривых реализуемого сцепления $f_1 > f_2$.

Величины z , f_1 и f_2 , увеличиваясь в процессе затормаживания автомобиля, при определенном давлении в приводе тормозов становятся равными друг другу. С помощью формул (6) или (7) можно определить значение z (обозначим его как z_f), при котором будет иметь место равенство $f_1 = f_2 = z_f$. Соответствующее выражение для определения z_f имеет вид:

$$z_f = \frac{L \cdot \beta - b}{h}; \quad (14)$$

или

$$z_f = \frac{a - L \cdot (1 - \beta)}{h}. \quad (15)$$

Требуемое взаимное расположение кривых реализуемого сцепления на осях ($f_1 > f_2$), в том числе при предусмотренном Правилами №13 ЕЭК ООН верхнем пределе возможного коэффициента торможения $z = 0.8$, например для транспортных средств категории M_1 , будет обеспечено, если равенство выше указанных параметров наступит при $k > 0.8$. С помощью формул (14) или (15) значение z_f определяется для груженого автомобиля z_{fz} и для порожнего z_{fn} .

При удовлетворительных значениях z_f по уравнению (13), используя значение z_f вместо z , определяем соответствующие значения коэффициента сцепления k . Обозначим их для груженого автомобиля – k_{zf}^z и соответственно для порожнего – k_{zf}^n .

Используя уравнение (11) при последовательной задаче значений коэффициента сцепления k вплоть до k_{zf}^z нетрудно определить соответствующие коэффициенты z . Затем при известных z с помощью формул (6) и (7) определяются соответствующие значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_{1z} и f_{2z}) и порожнего (f_{1n} и f_{2n}) транспортного средства.

По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей $z = f(k)$, $f_1 = f(k)$, $f_2 = f(k)$. Кривая $f_1 = f(k)$ не должна превышать прямую 2 на рисунке 2, но она может иметь с этой прямой общую точку касания.

Если одно из значений z_f или оба значения z_f меньше верхнего предела коэффициента торможения, то с точки зрения удовлетворения нормативных требований стандарта в отношении замедления коэффициент распределения β выбран неверно для данной категории транспортных средств, и его необходимо изменять.

Для этого надо задаться зависимостью $z = f(k)$ такой, чтобы она с одной стороны была размещена в области принятых значений z в функции k (область $efmn$, рисунок 2), а с другой стороны, чтобы полученная на ее основе кривая реализуемого сцепления $f_1 = f(k)$ не превышала прямую $z = k$. В крайнем случае, она может иметь с прямой $z = k$ общую точку касания. Также необходимо, чтобы на поверхности с коэффициентом сцепления $k = 0.2$ была достигнута интенсивность торможения не ниже:

- для автомобилей категории $M_1 - z = 0.099$;
- для других категорий – $z = 0.085$.

Вид уравнения, которое описывает заданную функцию, по своей структуре запишем в виде подобном уравнению (9):

$$z_T = j_T \cdot (0.017 + 0.141 \cdot (k - 0.2)). \quad (16)$$

Для выполнения требований Правил №13 ЕЭК ООН при торможении с любой грузовой транспортной средством условие $f_1 > f_2$ должно соблюдаться во всем диапазоне изменения коэффициента торможения z для соответствующей категории транспортного средства. В связи с этим допустим, что равенство величин f_1 , f_2 и z для порожнего состояния транспортного средства наступит именно при $z = z_{fn} = 0.8$, тогда соответствующее значение коэффициента сцепления (k_{zf}^n) можно определить из выражения (16), разрешив его относительно k .

Используя выражения (14) или (15), несложно определить новое значение коэффициента распределения β_u для соответствующей категории транспортного средства с учетом требований Правил №13 ЕЭК ООН при соответствующем максимальном значении коэффициента торможения z .

Таким образом, при верхнем пределе коэффициента торможения z для порожнего транспортного средства соответствующей категории, будет достигнута предписанная интенсивность торможения без блокирования колес.

Определив новое значение коэффициента распределения β_u по формуле (14) или (15), определяем коэффициент торможения для груженого транспортного средства, а из выражения (16) определяем значение коэффициента сцепления (k_{zf}^z) .

Используя уравнение (16) при последовательной задаче значений коэффициента сцепления k вплоть до k_{zf}^z , определяем соответствующие коэффициенты z . Затем при известных z с помощью формул (6) и (7) определяем значения реализуемых сцеплений f_1 и f_2 для груженого (f_{1z} и f_{2z}) и порожнего (f_{1n} и f_{2n}) транспортного средства.

По результатам расчета необходимо построить графики зависимостей $z = f(k)$, $f_1 = f(k)$, $f_2 = f(k)$. Кривая $f_1 = f(k)$ не должна превышать прямую 2 на рисунке 2, но она может иметь с этой прямой одну общую точку касания.

Если при помощи выражения (16) не удастся разместить кривую реализуемого сцепления f_1 ниже прямой $z = k$, то необходимо изменить координаты центра масс проектируемого транспортного средства или устанавливать специальные регулирующие устройства (регуляторы тормозных сил) для удовлетворения требований Правил №13 ЕЭК ООН в отношении реализуемого сцепления уже спроектированных транспортных средств, выдвигаемых на сертификацию.

Выводы

1. Приведенная методика анализа распределения тормозных сил между осями существую-

шего транспортного средства позволяет в более доступной форме выполнить анализ по сравнению с методикой, изложенной в Правилах №13 ЕЭК ООН;

2. На основе приведенной методики представляется возможным выбрать необходимый коэффициент распределения β , что обеспечивает удовлетворение требований Правил №13 ЕЭК ООН в части распределения тормозных сил между осями транспортного средства.

Литература

1. Economic Commission for Europe, ECE Regulation 13, Uniform Provisions Concerning the Approval of Vehicles of Categories M, N and O With Regard to Braking, Revision 06.
2. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. Теория, конструкция, расчет и испытания / Н.А. Бухарин. – Л.: Машгиз, 1950. – 292 с.

Влияние силовых стоек в межтурбинном патрубке двухвального газотурбинного двигателя на неравномерность потока на входе в силовую турбину

к.т.н. доц. Костюков А.В., Плыкин М.Е.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23 доб. 1573

Аннотация. Приводятся результаты математического моделирования течения газа в ступени силовой турбины двухвального регенеративного газотурбинного двигателя. Отмечено значительное влияние силовых стоек в межтурбинном патрубке двухвального ГТД на эффективность силовой турбины.

Ключевые слова: регенеративный газотурбинный двигатель, неравномерность потока на входе в силовую турбину

Данная работа выполнялась в рамках проводимых в настоящее время ФГУП ММП «САЛЮТ» и МГТУ «МАМИ» работ по модернизации многоцелевого регенеративного газотурбинного двигателя Горьковского автозавода ГАЗ-902 (рисунок 1).

Двигатель ГАЗ-902 двухвальный с роторным теплообменником и силовой турбиной с регулируемым сопловым аппаратом (РСА).

В ходе испытаний опытного образца двигателя ГАЗ-902 было выявлено существенное снижение КПД узла силовой турбины относительно принятого при проектировании значения [1, 2].

Аналізу причин, вызвавших это снижение, а также нахождению путей их устранения и посвящена данная работа.

Одно из предположений о причинах снижения эффективности силовой турбины заключалось в создании значительных вихревых зон установленными в межтурбинном патрубке силовыми стойками (рисунок 2).

В качестве путей снижения влияния стоек предложено следующее:

- уменьшение длины стоек;
- изменение места установки стоек (в начале, середине и на выходе патрубка).

Поставленная задача решалась посредством математического моделирования 3-х мерного течения газа в турбинной ступени в специализированном вычислительном комплексе ANSYS CFX.

Модели турбинной ступени рассматривались со следующими вариантами входного устройства турбины:

- патрубков со стойками ГТД ГАЗ-902;
- короткая стойка, расположенная в входе патрубка;
- короткая стойка, расположенная в середине патрубка;
- короткая стойка, расположенная на выходе патрубка.

Длина короткой стойки меньше исходной в два раза. Возможность такого уменьшения