

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ АВТОМОБІЛЯ

Доктор технічних наук Сахно В.П.,
 Яценко Д.М.,
 Гуменюк П.О.,
 Марчук Р.М.

У статті визначені координати центру мас автомобіля щодо поперечної осі, що забезпечують незалежність коливань підресорених мас над передньою і задньою осями у всьому діапазоні навантажень. При цьому показники плавності ходу автомобіля за інших рівних умов будуть найкращими.

In article coordinates of the center of weights of the automobile concerning the cross axis, providing independence of fluctuations springing weights above forward and back axes in all a range of loadings are determined. Thus parameters of smoothness of a course of the automobile with other things being equal will be the best.

Вступ. Моменти інерції ланок автопоїзда суттєво впливають на показники плавності ходу, керованість та стійкість руху. Розрізняють такі моменти інерції:

1. Момент інерції автомобіля J_{Wz} навколо вертикальної осі, що входить у диференціальні рівняння при дослідженні стійкості руху або відновленню обставин дорожньо-транспортних пригод.

2. Момент інерції кузова J_{Wx} навколо поздовжньої осі, що входить у диференціальні рівняння при дослідженні поперечних коливань кузова під час різкої зміни напрямку руху автомобіля.

3. Момент інерції кузова J_{Wy} навколо поперечної осі, що входить у диференціальні рівняння при дослідженні поздовжніх коливань кузова (галоупування).

На додаток до цього, в загальному випадку також необхідно знати моменти інерції агрегатів (наприклад, силового) і окремих елементів, що представляють собою тіла обертання, наприклад, рульове колесо й колеса із шинами тощо.

Моменти інерції автомобіля можна визначати розрахунковим і експериментальним шляхом.

Аналіз літературних джерел. При визначенні моментів інерції автомобіля щодо трьох координатних осей достатньо обґрунтованою є робота М.А. Подригало і В.П. Волкова [1]. В основу цієї роботи покладено наступні припущення: моменти інерції автомобіля залежать від закону розподілу його маси в межах колії, бази та габаритної висоти; щільність розподілу моменту інерції підпорядкована нормальному закону. Згідно із запропонованою методикою радіуси інерції автомобіля визначаються у такий спосіб:

- відносно вертикальної осі

$$i_z = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}ab} \quad (1)$$

де a – відстань від центру мас автомобіля по горизонталі до передньої осі;

b – відстань від центру мас автомобіля по горизонталі до задньої осі;

B – колія передніх та задніх коліс.

- відносно поздовжньої осі

$$i_x = \sqrt{\frac{1}{2}(H-h)h + \frac{B^2}{12} \pm \frac{1}{6}(H-h)h} \quad (2)$$

- відносно поперечної осі

$$i_y = \sqrt{\frac{1}{2}ab + \frac{1}{3}(H-h)h \pm \frac{1}{6}ab} \quad (3)$$

де h – відстань від центру мас до опорної площини по вертикалі;

H – габаритна висота автомобіля.

Радіуси інерції автомобіля, що визначені за виразами (1-3) для легкових автомобілів, мають похибку від 3,6 % до 8,5%, а у деяких випадках 22,4%. Все це обмежує область їх застосування, зокрема при визначенні моментів інерції вантажних автомобілів і причіпних ланок автопоїздів. Тому **метою роботи** є визначення моменту інерції автомобіля щодо поперечної осі, що проходить через центр мас.

Результати досліджень. Момент інерції автомобіля щодо поперечної осі значно впливає на показники плавності ходу автомобіля і розподіл підресорених мас по його осях, що характеризує ступінь досконалості конструювання автомобіля і багато в чому визначає взаємозв'язок коливань мас над передньою й задньою осями, а також їх сприйнятливості стосовно зовнішніх впливів. Чисельними дослідженнями встановлено, що задовільна плавність ходу притаманна автомобілям, конструювання яких забезпечує незалежність вертикальних коливань над передньою й задньою осями, а також відсутність зв'язку лінійних і кутових коливань підресореної маси.

Незалежність коливань мас, пов'язаних з передньою й задньою осями автомобіля, забезпечується у тому випадку, коли коефіцієнт розподілу підресореної маси ε_y лежить у межах 0,8 - 1,2. При розробці конструювальної схеми автомобіля необхідно забезпечити рекомендоване значення ε_y як для повністю завантаженого автомобіля, припускаючи, що вантаж рівномірно розміщений по всьому об'єму кузова, так і для спорядженого автомобіля.

База й довжина автомобіля поряд з його власною масою визначають момент інерції підресореної маси щодо поперечної осі, що проходить через центр мас, і коефіцієнт розподілу підресорених мас.

Якщо прийняти, що підресорена маса розподілена рівномірно по довжині автомобіля, то його момент інерції і радіус інерції визначаються як:

$$I_{yp} = \int_{-\frac{L_a}{2}}^{\frac{L_a}{2}} L_x^2 dl_x q_m = M \frac{L_a^2}{12},$$

$$\rho_{yp} = \frac{L_a}{2\sqrt{3}}, \quad (4)$$

де $q_m = \frac{G_o}{L_a}$ - інтенсивність навантаження підресорених мас.

M – підресорена маса автомобіля.

Тоді коефіцієнт розподілу підресорених мас запишеться у вигляді

$$\varepsilon_{yp} = \frac{\rho_{yp}^2}{a_0 b_0} = \frac{1}{12 a' b' \psi_L^2}, \quad (5)$$

де $a' = \frac{a_0}{L}$ і $b' = \frac{b_0}{L}$ - показники відстані центру мас підресореної частини у долі поздовжньої бази відповідно від передньої і задньої осей автомобіля;

$\psi_L = \frac{L}{L_a}$ - відносна база автомобіля.

За постійних значень a_0 і b_0 коефіцієнт розподілу підресорених мас слід розглядати як закон геометричної подоби. З цієї точки зору максимальне значення коефіцієнта розподілу підресорених мас будуть мати коротко базові автомобілі. Так як в реальних автомобілях розміщення мас далеко не ідеальне, то реальний коефіцієнт розподілу підресорених мас ε_{yo} може відрізнятись від геометричного - ε_{yp} .

У зв'язку з цим при визначенні коефіцієнта розподілу підресорених мас, крім геометричних параметрів, слід враховувати вплив інерційних параметрів, які зв'язані з конструювальними параметрами автомобіля:

$$\varepsilon_{yo} = \frac{K_u}{12 a' b' \psi_L^2}, \quad (6)$$

де K_H - коефіцієнт, який враховує вплив компоновальних особливостей реального автомобіля.

Величина автомобіля K_H може бути визначена на основі аналізу компоновальних параметрів і коефіцієнта розподілу підресорених мас існуючих автомобілів.

Так як найкращі результати по коефіцієнту ε_{yo} слід очікувати у повнопривідних автомобілів, то для визначення його числового значення нами були взяті автомобілі, наведені у роботі М.М. Яценко і О.К. Прутчикова [2], (табл. 3). На основі даних табл. 3 був проведений аналіз і визначений коефіцієнт, який враховує вплив компоновальних особливостей для повнопривідних автомобілів, який склав $K_H = 0,85$.

Так як у автомобілів загального призначення у порівнянні з повнопривідними відсутній ряд агрегатів (додаткова і роздавальна коробка передач, привід до передньої осі), то для них коефіцієнт, що враховує вплив компоновальних особливостей, буде дещо менший, ніж для повнопривідних автомобілів. Проведеними розрахунками по визначенню K_H для автомобілів загального призначення встановлено значення цього коефіцієнту $K_H=0,8$.

Таким чином коефіцієнт розподілу підресорених мас спорядженого автомобіля визначається як:

$$\varepsilon_{yo} = \frac{0,8}{12a'b'\psi_L^2} \quad (6)$$

Переходячи від відносних величин до абсолютних, отримаємо

$$\varepsilon_{yo} = \frac{0,8L_a^2}{12a'b'\psi_L^2} \quad (7)$$

Виразивши у рівнянні (6) a' і b' через координати a і b та повздовжню базу L , отримаємо:

$$a_0^2 - a_0L + \frac{0,80L_a^2}{12\varepsilon_{yo}} = 0 \quad (8)$$

Рівняння (8) буде дійсне для a_0 в тому випадку, якщо детермінант

$$D^2 = \left(\frac{L}{2}\right)^2 - \frac{4 \times 0,80L_a^2}{12\varepsilon_{yo}} \geq 0 \quad (9)$$

У випадку рівності детермінанту $D=0$, корені a_1 і a_2 будуть рівні між собою і складуть $a_1=a_2=0,5L$, а коефіцієнт ε_{yo} досягне свого мінімального значення. Якщо $\varepsilon_{yomin} \geq 0,8$ – його можна прийняти, так як основною умовою при компонуванні автомобіля прийнятий такий розподіл підресорених мас, за яких забезпечується величина ε_{yo} в межах $0,8 - 1,2$. При цьому очевидно, що значення ε_{yo} для автомобіля з вантажем буде ближче до оптимального значення.

Для визначення істинного значення ε_{yomin} при проектуванні автомобіля необхідно знати його загальну довжину, яку можна визначити за співвідношеннями, які наведені у роботі В.Ф.Мамонова [3].

Між базою автомобіля, його загальною довжиною і довжиною кузова існують такі відношення : для компоновувальної схеми «кабіна за двигуном»

$$\frac{L_k}{L} = 0,951 \dots 1,115 \quad \text{і} \quad \frac{L_k}{L_a} = 0,551 \dots 0,650 \quad \text{або} \quad L_a = 1,725L$$

для компоновувальної схеми «кабіна над двигуном»

$$\frac{L_k}{L} = \frac{1,251}{1,450} \quad \text{і} \quad \frac{L_k}{L_a} = \frac{0,651}{0,750} \quad \text{або} \quad L_a = 1,668L$$

Підставляючи отримане значення загальної довжини автомобіля у рівняння (7), отримаємо наступне мінімальне значення коефіцієнта розподілу підресорених мас для автомобіля у спорядженому стані:

$\varepsilon_{yomin} = 0,800$ – для компоновувальної схеми «кабіна за двигуном»;

$\varepsilon_{yomin} = 0,993$ - для компоновувальної схеми «кабіна над двигуном».

Отже, координата центру мас a_0 підресореної частини автомобіля в спорядженому стані складає $a_0=0,5L$.

Для завантаженого автомобіля коефіцієнт розподілу підресорених мас можна визначити за відомим виразом [2]

$$\varepsilon_y = \frac{(k+1)(I_{y0}+I_{yq})\frac{d}{G_0}+kr^2}{a_0b_0+[a_0L+x(L-2a_0)]k+x(L-x)k^2}, \quad (10)$$

де $k = \frac{G_{\ddot{a}0}}{G_{\ddot{a}}}$ - коефіцієнт підресорених мас ;

$G_{\ddot{a}}$

$G_{\text{гр}}$ – вантажопідйомність автомобіля;

$G_{\text{оп}}$ – власна маса автомобіля;

I_{y0} - момент інерції підресореної частини відносно поперечної осі, яка проходить через центр мас, $\text{кгм} \times \text{сек}^2$;

I_{yQ} - момент інерції вантажу відносно поперечної осі, яка проходить через центр мас, $\text{кгм} \times \text{сек}^2$;

$G_{\text{п}}$ – підресорена маса, кг;

$r = \sqrt{(x-a)^2 + (y-h_0)^2}$ - відстань від центру мас вантажу до центру мас підресореної частини спорядженого автомобіля, м;

x - відстань від центру мас вантажу до передньої осі автомобіля ,м;

y - висота центру мас вантажу, м;

h_0 - висота центру мас підресореної частини, м;

g - прискорення сили тяжіння.

Момент інерції автомобіля у спорядженому стані з урахуванням виразу (10) можна представити як

$$I_{y0} = \frac{G_{\ddot{a}}}{g} \frac{0,80}{12} L_a^2. \quad (11)$$

При визначенні моменту інерції підресореної частини вантажних автомобілів умовно вважається, що вантаж рівномірно розподіляється по всьому об'єму кузова з однаковою густиною. Тоді центральна поперечна вісь вантажу буде проходити через геометричний центр кузова, координати якого визначаються положенням кузова на рамі. Момент інерції кузова відносно цієї осі може бути визначений за такою формулою:

$$I_{yq} = \frac{(L_k^2 + h_k^2) G_{\ddot{a}0}}{12d}, \quad (12)$$

де h_k - висота бортів кузова, м.

Відстань від центру мас вантажу до передньої осі автомобіля визначається так:

$$x = L - l_2, \quad (13)$$

де l_2 – відстань від центру мас вантажу до задньої осі автомобіля.

Визначимо положення центру мас кузова відносно задньої осі автомобіля, для чого підставимо вирази (11-13) в рівняння (10). Після нескладних перетворень отримаємо:

$$l_2^2 - Ll_2 + \frac{k+1}{12} [0,80L_a^2(L_k^2 + h_k^2)] + 0,25kL^2 + k(y-h_0) - 0,25\varepsilon_y L^2(1+2k)/k(1+\varepsilon_y k) = 0 \quad (14)$$

Рішення рівняння (14) відносно l_2 , отримаємо

$$l_2 = \frac{L}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 - \frac{(k+1) \left[\frac{0,8L_a^2 + k(L_k^2 + h_k^2)}{12} \right] + 0,25kL^2 + k(y-h_0) - 0,25L^2(1+2k)\varepsilon_y}{k(1+\varepsilon_y k)}}. \quad (15)$$

Для знаходження числових значень l_2 необхідно знати величини $h_k, k, y-h_0$.

Висота бортів кузова h_k для забезпечення його заданого об'єму, у відповідності з нормативними документами, повинна складати $h_k=(0,15\dots0,18)L_k$.

Величина підресорених мас сучасних автомобілів має складати $G_{np} \leq G_0$ або ж $G_{np}=0,7G_0$.

Для коефіцієнта k отримаємо:

$$k = \frac{G_{zp}}{G_{on}} = \frac{1}{0.7(1.156 - 0.130G_{zp} + 0.013G_{zp}^2 - 0.0005G_{zp}^3)} \quad (16)$$

Різниця між висотами центру мас вантажу і підресореної маси для сучасних автомобілів складає [2]:

$$y-h_0 = (0.02 \div 0.03)L \quad (17)$$

Підставивши у вираз (15) значення $h_k, k, y-h_0$ визначимо величину зміщення центру мас кузова відносно задньої осі для прийнятих компоновальних схем автомобіля в залежності від його вантажопідйомності і коефіцієнта розподілу підресорених мас. За прийнятою величиною l_2 легко визначається координата a – відстань від передньої осі до центру мас підресореної частини завантаженого автомобіля.

$$a = \frac{G_{on}a_0 + G_{zp}(L-l_2)}{G_{on} + G_{zp}} \quad (18)$$

Підставляючи замість a_0 його значення, рівне $0,5L$ отримаємо:

$$a = \frac{0,5L + r(L-l_2)}{1+k} \quad (19)$$

Визначимо значення координати a прийнятих компоновальних схем для автомобіля з вантажем в залежності від коефіцієнта розподілу підресорених мас. Виходячи з виразу (19), координата a є функцією вантажопідйомності автомобіля. Для компоновальних схем, які розглядаються, і взятих автомобілів для дослідження мінімальне та максимальне значення координати a склали:

- «кабіна за двигуном»

$a_{\min}=0,687 L$ - вантажопідйомність автомобіля – 0,75 т;

$a_{\max}=0,84 L$ - вантажопідйомність автомобіля – 12 т;

- «кабіна над двигуном»

$a_{\min}=0,574 L$ - вантажопідйомність автомобіля – 0,75 т;

$a_{\max}=0,759 L$ - вантажопідйомність автомобіля – 12 т.

Висновки. Отримані значення координат центру мас автомобіля щодо поперечної осі забезпечують незалежність коливань підресорених мас над передньою і задньою осями у всьому діапазоні навантажень. При цьому показники плавності ходу автомобіля за інших рівних умов будуть найкращими.

Але при цих значеннях координати a може бути, що показники стійкості і керованості автомобіля будуть не задовільними. Тому потрібно визначити вплив координат центру мас автомобіля на показники його стійкості і керованості.

Література

1. Подригало М.А. Определение радиусов инерции автомобиля на стадии его проектирования /М.А.Подригало, В.П.Волков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 6. – С. 19–22.
2. Яценко Н.Н. Плавность хода грузовых автомобилей /Н.Н.Яценко, О.К.Прутчиков // М., Машиностроение, 1979. – 198 с.
3. Мамонов В.Ф. Статистический анализ параметров компоновки грузовых автомобилей / В.Ф.Мамонов //автомобильная промышленность, 1979, №6. с.12-13.