

ВЛИЯНИЕ НА НАПРЕЧНИТЕ ЪГЛОВИ ТРЕПТЕНИЯ ВЪРХУ ПРЕОБРЪЩАНЕТО НА РУДНИЧЕН САМОСВАЛ ПРИ ЗАВОЙ

Стефан Пулев

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София

РЕЗЮМЕ. Изследват се условията за настъпване на една тежка производствена авария при експлоатацията на рудничния самосвал, а именно страничното му преобръщане при навлизане в завой с неподходящо висока скорост. Разглежда се едномасов динамичен модел на самосвал с отчитане на неговите напречни ъглови трептения. Изведено и решено аналитично е диференциалното уравнение на движението. Определена е критичната скорост и точното положение от траекторията, при които настъпва страничното преобръщане.

THE INFLUENCE OF TRANSVERSE ANGULAR VIBRATIONS ON SIDE OVERTURNS OF A MINING DUMPER ENTERING A TURN

Stefan Pulev

University of Mining and Geology "St. Ivan Rilski", 1700 Sofia

ABSTRACT. This is an investigation of the preconditions for severe industrial accidents involving mining dumper trucks. More specifically, it examines side overturning when entering turns with high speeds. A one-mass dynamic model of a dumper truck measuring its transverse angular vibrations is presented. The differential equation of motion is derived and solved analytically. The critical speed and trajectory point of the overturn is determined.

Увод

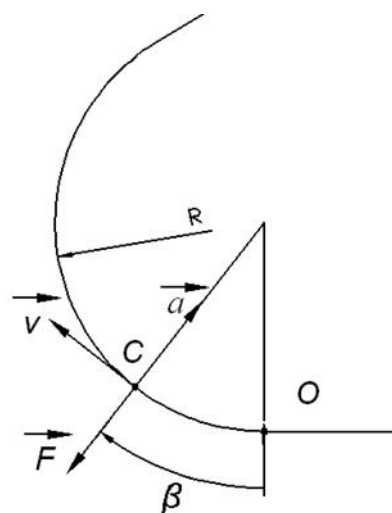
При експлоатацията на рудничните самосвали има случаи на преобръщане при навлизане в завой с неподходяща скорост. Възможно е да се появи странично плъзгане и излизане на самосвала от пътя в случай на недостатъчно сцепление на колелата с пътя. Причината за загубата на устойчивост е появата на центробежна сила в криволинейните участъци, зависеща от скоростта на движение, радиуса на кривина и масата на автомобила. Приема се, че преобръщането настъпва, когато нормалната реакция на пътя върху левите или десните колела стане равна на нула.

Динамичен модел

Целта на настоящото изследване е да се определи критичната скорост на рудничния самосвал, причиняваща странично преобръщане при завой и в коя точка от траекторията се случва това. Поради сложността на изследваните явления се налага да се изключат несъществени фактори. Ето защо се въвеждат следните допускания:

1. Пътят е разположен в хоризонтална равнина, без неравности и наклони.
2. Рудничния самосвал се движи с постоянна скорост по дъга от окръжност и извършва само напречни ъглови трептения. Пренебрегват се вертикалните и надлъжните ъглови трептения.

3. Съществува симетрия в конструкцията между лявата и дясната страна спрямо надлъжната равнина, минаваща през центъра на тежестта на самосвала.

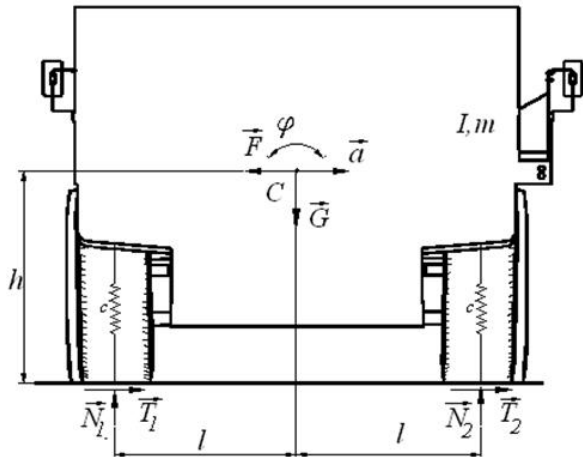


Фиг. 1. Траектория на рудничен самосвал, разглеждан като материална точка

На фиг.1 рудничния самосвал е представен като материална точка C , движеща се по дъга от окръжност с радиус R . Скоростта е постоянна v и насочена по допирателната към окръжността, посоката ѝ съответства на посоката на движение. Действа центробежно

ускорение с големина $a = \frac{v^2}{R}$, на което съответства

центробежна сила $F = ma = \frac{m.v^2}{R}$, а m е масата на самосвала. Началното положение е в точката O и за време t самосвалът е изминал път $OC = \widehat{s} = vt$. Ако централният ъгъл, съответстващ на дъгата s е β , то $OC = \widehat{s} = \beta.R$. Следователно е в сила равенството $vt = \beta.R$, откъдето $t = \frac{\beta.R}{v}$.



Фиг. 2. Динамичен модел на рудничен самосвал

На фиг.2 рудничния самосвал е представен като едномасова трептяща система с една степен на свобода. За обобщена координата е избран ъгъла на завъртане φ около центъра на тежестта. Въведени са следните означения:

I - инерционен момент на автомобила спрямо надлъжната ос, минаваща през центъра на тежестта;

c - приведен коефициент на еластичност на лявото или дясното окачване (общият коефициент на еластичност е $2c$);

N_1, N_2 - нормална реакция на пътя съответно върху левите и десните колела;

T_1, T_2 - тангенциална реакция на пътя съответно върху левите и десните колела;

h - височина на центъра на тежестта на самосвала;

$2l$ - разстояние между левите и десните колела.

Кинетичната енергия на трептящата система има вида

$$T = \frac{m.v^2}{2} + \frac{I.\dot{\varphi}^2}{2}$$

В положението на статично равновесие в двете пружини възникват статична деформация δ_0 и еластична сила $c.\delta_0$. От условията за равновесие се получава

равенството $c.\delta_0 = \frac{m.g}{2}$. В произволен момент от движението еластичните сили в лявата и дясната пружини са съответно $c(\delta_0 + l.\varphi)$ и $c(\delta_0 - l.\varphi)$. За да има

равновесие в зоната на контакт на колелата с пътя трябва

нормалните реакции да са равни по големина на еластичните сили в пружините, т.е.

$$N_1 = c(\delta_0 + l.\varphi) = \frac{m.g}{2} + c.l.\varphi$$

$$N_2 = c(\delta_0 - l.\varphi) = \frac{m.g}{2} - c.l.\varphi$$

Потенциалната енергия на системата се поражда от двете пружини и е $\Pi = c.(l.\varphi)^2$.

При допира на колелата с пътя възникват и тангенциални реакции T_1 и T_2 по нормалата към траекторията. От условието за равновесие на нормалните сили трябва да е изпълнено равенството $T_1 + T_2 = F$. Центробежната сила F и $T_1 + T_2$ са с равни големина, противоположни посоки и успоредни директриси. Следователно образуват двоица с рамо h и момент $M = F.h = \frac{h.m.v^2}{R}$.

Диференциалното уравнение на напречните ъглови трептения на рудничния самосвал са получени с помощта на уравнението на Лагранж от II род и има вида:

$$I.\ddot{\varphi} + 2c.l^2.\varphi = \frac{h.m.v^2}{R}$$

Това е нехомогенно уравнение от втори ред с постоянни коефициенти и общото му решение при нулеви начални условия е

$$\varphi = \frac{h.m.v^2}{2c.l^2.R} \left(1 - \cos l.\sqrt{\frac{2c}{I}}.t \right)$$

Тази зависимост също така е и закон за ъгловите трептения и с нейна помощ може по-прецизно да се определят изразите за нормалните реакции

$$N_1 = \frac{m.g}{2} + \frac{h.m.v^2}{2.l.R} \left(1 - \cos l.\sqrt{\frac{2c}{I}}.t \right)$$

$$N_2 = \frac{m.g}{2} - \frac{h.m.v^2}{2.l.R} \left(1 - \cos l.\sqrt{\frac{2c}{I}}.t \right)$$

Очевидно е, че реакцията N_1 е сбор на две положителни събираеми и поради това е също положителна. Нормалната реакция N_2 е разлика на положителни събираеми и има вероятност тя да стане равна на нула. Известно е, че тригонометричната функция $\cos x$ приема стойности в интервала $[-1, 1]$, следователно е в сила неравенството

$$-1 \leq \cos l.\sqrt{\frac{2c}{I}}.t \leq 1.$$

Тогава максималната стойност на φ ще се получи когато

$$\cos l \cdot \sqrt{\frac{2c}{I}} \cdot t = -1 \text{ и ще бъде } \varphi_{\max} = \frac{h \cdot m \cdot v^2}{c \cdot I^2 \cdot R}.$$

Преобръщането може да стане, ако са изпълнени условията: $v = v_{кр}$, $\varphi = \varphi_{\max}$ и $N_2 = 0$. Следователно

$$\frac{m \cdot g}{2} - \frac{h \cdot m \cdot v_{кр}^2}{l \cdot R} = 0$$

След преработване на последното равенство достигаем до извода, че критичната скорост, при която настъпва преобръщането е

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{l \cdot R \cdot g}{2 \cdot h}}$$

Важно за практиката е и определянето на точното място на преобръщането. За координата може да послужи централния ъгъл β , при който става преобръщането (фиг. 2). Ще намерим най-малкото положително решение на

тригонометричното уравнение $\cos l \cdot \sqrt{\frac{2c}{I}} \cdot t = -1$. А то е

$$l \cdot \sqrt{\frac{2c}{I}} \cdot t = \pi.$$

Като се вземе предвид изведеното равенство $t = \frac{\beta \cdot R}{v}$ се

получава зависимостта $l \cdot \sqrt{\frac{2c}{I}} \cdot \frac{\beta \cdot R}{v_{кр}} = \pi$. Следователно

точната стойност на централния ъгъл, съответстващ на положението на преобръщане може да се пресметне в радиани по формулата:

$$\beta = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{I \cdot g}{l \cdot R \cdot c \cdot h}},$$

и съответно в градуси съгласно равенството:

$$\beta = 90^\circ \cdot \sqrt{\frac{I \cdot g}{l \cdot R \cdot c \cdot h}}.$$

Не се препоръчва навлизане в завой със скорост по-голяма от критичната.

Изводи

Въз основата на това изследване могат да се направят следните изводи:

1. Напречните ъгли трептения оказват съществено влияние за страничното преобръщане на рудничния самосвал.
2. Критичната скорост, при която става преобръщането зависи от радиуса на завоя и от височината на центъра на тежестта на самосвала. Колкото е по-натоварен рудничния самосвал, толкова по-високо се намира центъра му на тежестта.
3. С помощта на изведените ните зависимости могат да бъдат определени точното място и причини за преобръщането.

Литература

- КАРЬЕРНЫЕ САМОСВАЛЫ БЕЛАЗ-75131, БЕЛАЗ-75132. Руководство по эксплуатации 7513-3902015 РЭ. ПО "Белорусский автомобильный завод", 2004 г.
Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. Мн., Наука и техника, 1981.