

УДК 629.1.032.1



В. П. Пісарєв

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН БАЛАНСИРА ПІДВІСКИ МТЛБ ПРИ ПІДРИВІ НА МІНІ

Наведені результати розрахунків напружень елементів конструкції ходової частини машини на прикладі МТЛБ.

Ключові слова: “пробій” підвіски, міцність, навантаженість, напруження.

Постановка проблеми. На сьогодні недостатньо уваги приділено теорії і практиці розв’язування задач з ураженості елементів конструкції і екіпажу у випадку підриву на мінах.

Метою статті є доведення до наукової спільноти результатів роботи з визначення напружено-деформованого стану елементів конструкції ходової частини у випадку підриву на вибуховому пристрої.

Виклад основного матеріалу. Для розрахунку на міцність балансира традиційно виходять із зусилля, зведеного до опорного катка [4, 5, 6]. Найсучасніший підхід визначення цього зусилля теоретичним шляхом – розв’язання задачі одним з чисельних методів із застосуванням математичної моделі робочого процесу реакції машини на підрив вибухового пристрою під будь-яким опорним катком [1] або колесом [2, 3].

Математична модель щодо визначення зусиль на опорному катку (ОК), застосована у розрахунках, складається з вісімнадцяти диференціальних рівнянь другого порядку із складними правими частинами, що враховують нелінійний характер зв’язків ОК з корпусом машини і з опорною поверхнею. Дванадцять узагальнюючих координат ураховують лінійні вертикальні переміщення ОК, шість узагальнюючих координат ураховують лінійні (три координати) та кутові (три координати) переміщення корпусу машини [1].

За цією моделлю отримані осцилограми зміни сумарного зусилля, прикладеного до ОК, у часі методом Рунге – Кута. Величина зусилля безпосередньо на ОК, під яким відбувається вибух, обумовлена опором пружного елемента (торсіона), гідравлічного телескопічного амортизатора, пружним опором обмежувача ходу катка і непружним опором при “пробі” підвіски, інерційними якостями рухомих елементів підвіски.

Осцилограма зусилля на ОК наведена на рис. 1.

Як видно з осцилограми, за розрахунками робочого процесу щодо ходової частини МТЛБ, при підриві вибухового пристрою з тротиловим еквівалентом 4 кг (на другій секунді з початку робочого процесу під першим по ходу ОК), максимальне зусилля $SpS1m$ на ОК складає $6.974 \cdot 10^5$ Н.

Для МТЛБ зусилля $SpS1m$ практично у 70 разів перевищує статичне зусилля $SpS1st$ під ОК, яке дорівнює $1 \cdot 10^4$ Н.

Разом з тим, як зазначено у праці [6], небезпечним для міцності балансира вважається “пробій” підвіски: жорсткий удар малої головки балансира в упор корпусу, коли реакція $SpS1R$ під ОК досягає 8 ... 10 статичних зусиль ($SpS1R = \ll 8 \dots 10 \gg SpS1st$). Під “пробієм” підвіски у даному випадку розуміють режим руху по пересіченій місцевості, як правило, у поєднанні з резонансними позовжньо-кутовими коливаннями корпусу машини.

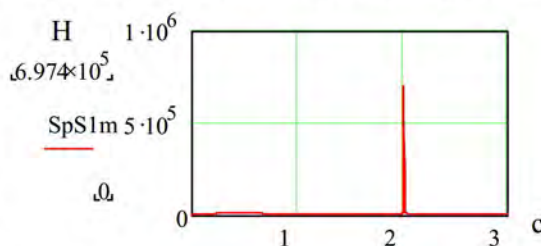


Рис. 1. Сумарне зусилля на ОК (за торсіоном, пружним і непружним упорами)

А “пробій” підвіски при підриві на міні (із зусиллям на ОК $SpS1m = 6.974 \cdot 10^5$ Н) мав місце при русі по рівній горизонтальній поверхні.

Ця обставина потребує порівняльного кількісного оцінювання напружено-деформованого стану балансира за обома цими режимами та комплексних рекомендацій щодо запобігання виходу балансира з ладу.

Схема розрахунку балансира на міцність наведена на рис. 2.

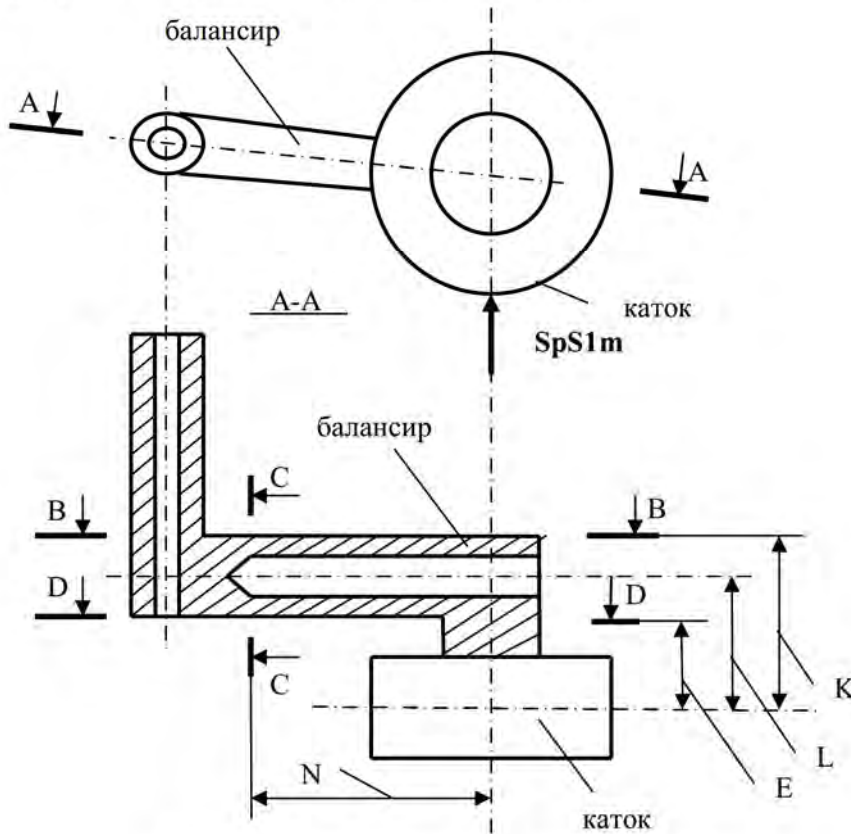


Рис. 2. Розрахункова схема балансира на міцність

Небезпечними перетинами за міцністю вважають:

– перетин D-D вісі ОК біля торця малої головки балансира; перехід діаметрів осі в цьому місці призводить до значної концентрації напружень; вісь працює в цьому перетині, головним чином, на згин моментом $M_{DD} = SpS1m \cdot E$;

– перетин C-C балансира в місці його переходу у велику головку, балансир у цьому перетині працює на кручення моментом $M_{крCC} = SpS1m \cdot L$ і на згин від максимального моменту пружності торсіона $M_T = \tau_m \cdot \omega_{кр}$ ($\omega_{кр}$ – момент опору кручення торсіона, τ_m – максимальне напруження кручення торсіонного вала);

– перетин B-B осі балансира біля торця великої головки, перехід діаметрів осі в цьому місці призводить до значної концентрації напружень, вісь працює в цьому перетині на згин моментом $M_{BB} = SpS1m \cdot K$.

За рис 2: $E = 90$ мм, $N = 294$ мм, $K = 195$ мм, $L = 145$ мм.

Діаметри перетинів, також за рис. 2: $D_{dd} = 65$ мм – діаметр осі в перетині D-D; $D_{cc3} = 74$ мм – зовнішній діаметр балансира в перетині C-C; $D_{ccb} = 40$ мм – діаметр отвору балансира в перетині C-C; $D_{bb3} = 75$ мм – зовнішній діаметр балансира в перетині B-B; $D_{bbb} = 45$ мм – діаметр отвору балансира в перетині B-B.

$$\text{Максимальне дотичне напруження торсіона } \tau_m = \frac{G \cdot f_{km} \cdot d_T}{2 \cdot L_T \cdot R_B},$$

де G – модуль пружності другого роду; f_{km} – максимальний хід підвіски; d_T – діаметр торсіона; L_T – робоча довжина торсіона; R_B – радіус балансира ($f_{km} = 336$ мм, $d_T = 36$ мм, $L_T = 1960$ мм, $R_B = 360$ мм).

За розрахунками $\tau_m = 7,347 \cdot 10^8$ Н/м² при $\omega_{кр} = \frac{\pi \cdot d_T^3}{16}$.

Результати розрахунків напружень у небезпечних перетинах балансира наведені в таблиці.

Моменти навантаження і напруження в небезпечних перетинах D-D, C-C, B-B при зусиллі на ОК SpS1m = 6.974 · 10⁵ Н

Перетин небезпечний	Моменти навантаження, Нм	Напруження, МПа	
D-D	MDD = SpS1m · E	$\sigma_{DD} = \frac{32 \cdot MDD}{\pi \cdot D_{dd}^3}$	$\sigma_{DD} = 2329$
C-C	MкрCC = SpS1m · L MT = $\tau_m \cdot \omega_{кр}$	$\tau_{CC} = \frac{16 \cdot M_{крCC} \cdot D_{cc3}}{\pi \cdot (D_{cc3}^4 - D_{ccb}^4)}$ $\sigma_{CC} = \frac{32 \cdot MT \cdot D_{cc3}}{\pi \cdot (D_{cc3}^4 - D_{ccb}^4)}$ $\sigma_{сCC} = \sqrt{\sigma_{CC}^2 + 3 \cdot \tau_{CC}^2}$	$\sigma_{сCC} = 2415$
B-B	MBB = SpS1m · K	$\sigma_{BB} = \frac{32 \cdot MBB \cdot D_{bb3}}{\pi \cdot (D_{bb3}^4 - D_{bbb}^4)}$	$\sigma_{BB} = 3774$

Найбільші навантаження мають місце у перетині B-B (перевищують зусилля у перетинах D-D та C-C у середньому в 1,6 разу).

Через те, що при проектуванні підвісок у розрахунках на міцність вважають навантаження на ОК SpS1R = (8 ... 10) SpS1st [6], то, прийнявши SpS1R = 10 SpS1st = 1 · 10⁵ Н, отримаємо напруження у відповідних перетинах $\sigma_{DD} = 333.95$ МПа, $\sigma_{сCC} = 391.6$ МПа, $\sigma_{BB} = 541.4$ МПа.

Балансир виготовлений із сталі 38 ХСА за ГОСТ 4545-71. Вважається, що для орієнтовних розрахунків можна прийняти границю текучості $\sigma_T = 650 \dots 950$ МПа, а границю міцності $\sigma_B = 730 \dots 1050$ МПа [7, 8]. Таким чином, умова міцності щодо балансира у найбільш “неприємному” режимі експлуатації (рух з “пробоем” підвіски) витримана. У розглянутому режимі підриву на міні, також з “пробоем” підвіски, перевантаження в усіх перетинах за напруженнями орієнтовно складає 7 разів (за умови не руйнування елементів конструкції підвіски, тобто при достатньому запасі міцності).

Висновки

1. Не руйнування балансира при підриві на міні можна забезпечити збільшенням моментів опору згину і крученню балансира, орієнтуючись у коректуванні його розмірів на необхідні за міцністю розміри перетинів D-D, C-C, B-B.

2. Задачу можна також вирішити комплексно: одночасно шляхом зміцнення балансира і зміни його конструкції у напрямку зміни робочого процесу взаємодії елементів підвіски і корпусу машини.

Список використаних джерел

1. Пісарев, В. П. Навантаження ходової частини військової гусеничної машини у процесі підриву на міні [Текст] / В. П. Пісарев // Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України. – Х. : НА НГУ, 2016. – Вип. 2 (28). – С. 5–9.

2. Пісарев, В. П. Моделювання процесу підриву бойової колісної машини у випадку наїзду на міну [Текст] / В. П. Пісарев // Збірник наукових праць Академії внутрішніх військ МВС України. – Х. : Акад. ВВ МВС України, 2013. – Вип. 1(21). – С. 5–8.

3. Пісарев, В. П. Оцінювання ступеня можливості ураженості екіпажу бойової колісної машини за місцем його розташування у разі підриву на міні [Текст] / В. П. Пісарев // Честь і закон. – 2013. – № 1(44). – С. 91–93.

4. Пісарев, В. П. Проектирование ходовых систем быстроходных гусеничных машин [Текст] : учеб. пособие / В. П. Пісарев. – Х. : НТУ “ХПИ”, 2002. – 218 с.

5. Гусеничные транспортеры тягачи [Текст] / В. Ф. Платонов, А. Ф. Белоусов, Н. Г. Олейников, Г. И. Карцев. – М. : Машиностроение, 1978. – 350 с.

6. Буров, С. С. Конструкция и расчет танков [Текст] / С. С. Буров. – М. : Военная академия бронетанковых войск, 1973. – 601 с.

7. Пісаренко, Г. С. Справочник по сопротивлению материалов [Текст] / Г. С. Пісаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К. : Наук. думка, 1988. – 736 с.

8. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя [Текст] : в 3-х т. / В. И. Анурьев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1978. – Т. 1. – 728 с.

Стаття надійшла до редакції 20.04.2017 р.

УДК 629.1.032.1

В. П. Пісарев

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ БАЛАНСИРА ПОДВЕСКИ МТЛБ ПРИ ПОДРЫВЕ НА МИНЕ

Приведены результаты расчетов напряжений элементов конструкции ходовой части машины на примере МТЛБ.

К л ю ч е в ы е с л о в а: “пробой” подвески, прочность, нагруженность, напряжения.

UDC 629.1.032.1

V. P. Pisarev

TAUT-DEFORMED SHAPE BALANCER OF CATERPILLAR TRACK SUSPENSION OF MTLB IN THE MINE EXPLOSION

The results of calculations taut chassis military tracked vehicle on example of MTLB are exhibited.

Key words: “breakdown” of suspension, hardness, loading, tension.

Пісарев Валерій Петрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобільної техніки Національної академії Національної гвардії України.