

Литература

1. Рождественский Б.Л., Яненко Н.Н. Системы квазилинейных уравнений и их приложения к газовой динамике. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1978. – 688 с.
2. Можаровский Н.С. Теория пластичности и ползучести в инженерном деле // Приложение методов теории пластичности и ползучести к решению инженерных задач машиностроения. – К.: Выща шк., 1991. – Ч. 1. – 264 с.
3. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. – М.: Наука, 1990. – 272 с.
4. Масленникова В.Н. Дифференциальные уравнения в частных производных: Учебник. – М.: Изд-во РУДН, 1997. – 447 с.
5. Курант Р. Уравнения с частными производными. – М.: Мир, 1964. – 830 с.
6. Христианович С.А. Плоская задача математической теории пластичности при внешних силах, заданных на замкнутом контуре // Мат. сб. – 1936. – Т. 1 (43). – Вып. 4. – С. 511 – 531.

Поступила в редколлегию 04.09.2001

УДК629.1.032:531.3

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ БАЛАНСИРОВ ПОДВЕСКИ ОПОРНЫХ КАТКОВ ГУСЕНИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА-ТЯГАЧА ЛЕГКОЙ ВЕСОВОЙ КАТЕГОРИИ.

Писарев В.П.

Национальный технический университет "ХНИ", Харьков, Украина

Quantitative estimate of the loading beams of loader-trailer MT-L is considered by new method as compared with traditional approach

Гусеничный транспортер–тягач МТ–Л является базовой машиной семейства унифицированных быстроходных гусеничных машин легкой весовой категории (вес снаряженной машины $\approx 85\text{кН}$, вес машины с грузом при перевозке груза без прицепа $\approx 130\text{кН}$). Ходовая часть тягача содержит шесть опорных катков на один борт. Опорные катки односкатные с наружной ошиновкой, гусеница двугребневая, подвеска опорных катков балансирная моноторсионная.

Традиционная методика расчета элементов ходовой части, (в частности методика изложенная в [1]), исходит из конфигурации (относительного положения катков и гусеницы), представленной на рис. 1а. Расчетная схема по этой методике вообще не учитывает боковых сил (в частности направляющих усилий в горизонтальной плоскости между опорными катками и гребнями гусеницы), а также смещение зоны приложения нагрузки в вертикальной плоскости.

Исследования, проведенные автором в процессе решения задачи об устойчивости гусеничного движителя [2], показали, что при переезде через единичную неровность (с опиранием гусеницы на неровность одним краем) происходит существенное изменение конфигурации опорной части гусеничного движителя (см. рис. 1в в сравнении с рис. 1а).

Исследования проведены численными методами посредством ЭЦВМ и подтверждены результатами эксперимента. Математическая модель объекта исследования учитывает все его основные параметры: жесткость гусеницы на кручение и изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскости; размеры элементов ходовой части и их жесткостные и демпфирующие свойства (в частности конфигурацию гусеницы, опорных катков; кинематику направляющих устройств подвески опорных катков; жесткость элементов подвески: торсионов, балансиров, опорных катков, подшипниковых узлов; демпфирующие свойства амортизаторов); инерционные параметры машины в целом и ее элементов в частности; неудерживающий (односторонний) характер связей между гусеницей и опорной поверхностью, гусеницей и опорными катками; натяжение гусеницы, в том числе в зависимости от режима нагружения (разгон, торможение); свойства опорной поверхности (грунты, естественные и искусственные препятствия).

Исследования для режима прямолинейного переезда через единичную неровность показали, что в процессе перемещения опорного катка вдоль гусеницы (от гребня 1 в направлении к гребню 4, согласно рис. 1в) происходит при определенных условиях выход катка на вершину гребня 3 со взаимодействием катка с гребнем 3 в точке С.

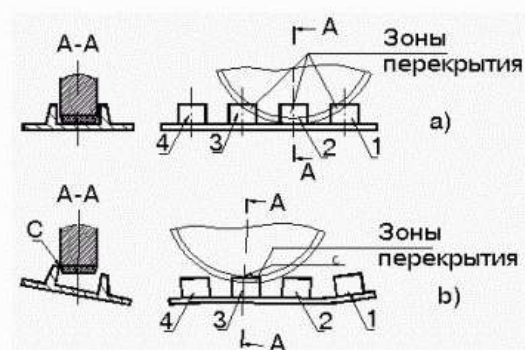


Рис. 1. Схема взаимодействия опорного катка и гусеницы.

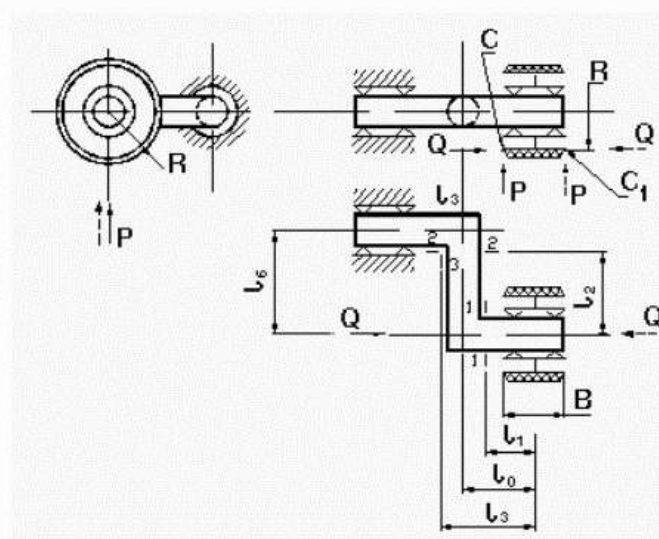


Рис. 2. Схема нагружения балансира подвески. —, - - обозначения направления сил для контактов в точках С, С₁.

В этом состоянии в точке С реализуется взаимодействие катка с гусеницей не только в вертикальной плоскости, но и в горизонтальной (см. рис.2, соответственно усилия P и Q).

Исходя из выше рассмотренного проведем сравнение нагруженности балансира по традиционной методике и по методике, учитывающей вклад в нагруженность балансира направляющего усилия Q и смещения зоны приложения усилия P . Опасными сечениями балансира традиционно считают сечения 1-1, 2-2, 3-3.

В качестве расчетных режимов примем режимы, когда гусеница опирается на неровность ближним или дальним, по отношению к корпусу машины, краем (на рис.2 в случае опирания дальним краем силы P и Q обозначены пунктирной линией, а в случае опирания ближним краем - сплошной).

В качестве расчетной нагрузки примем $P = P_{пр} = (8...10)P_{КС}$, как это принято в [1], исходя из режима "пробоя" подвески ($P_{КС}$ -статическая нагрузка на опорный каток при расположении машины на ровной горизонтальной поверхности).

Для оценки напряженного состояния балансира исходим из того, что оно, в основном, определяется изгибом и кручением (в сечении 1-1-изгибом, в сечении 2-2-совместным действием изгиба с кручением, в сечении 3-3-изгибом). Воспользуемся четвертой теорией прочности для совместного действия изгиба с кручением, согласно которой [3]

$$\sigma_{схв} = \frac{M_{np}}{W} \leq [\sigma], \text{ где } M_{np} = \sqrt{0,75M_{кр}^2 + M_{изг(\epsilon)}^2 + M_{изг(z)}^2}$$

Для сечения 1-1:

$$\text{Контакт в точке С } M_{np.1} = M_{изг.1(\epsilon)} = P_{np}(l_0 - 0,5\epsilon) - Q \cdot R;$$

$$\text{Контакт в точке С}_1 \ M'_{np.1} = M'_{изг.1(\epsilon)} = P_{np}(l_0 + 0,5\epsilon) - Q \cdot R;$$

При отсутствии контакта в точках С, С₁ (см.рис.1а)

$$M_{np.1}^0 = M_{изг.1(\epsilon)}^0 = P_{np} \cdot l_1.$$

Для сечения 2-2

Контакт в точке С

$$\begin{aligned} M_{np.2} &= \sqrt{0,75(M_{кр.P} + M_{кр.Q})^2 + M_{изг.2(\epsilon)}^2 + M_{изг.2(z)}^2} = \\ &= \sqrt{0,75[P_{np}(l_0 - 0,5\epsilon) + Q \cdot R]^2 + (P_{fm} \cdot l_2)^2 + (Q \cdot l_2)^2} \end{aligned}$$

Контакт в точке С₁

$$\begin{aligned} M'_{np.2} &= \sqrt{0,75(M_{кр.P} - M_{кр.Q})^2 + M_{изг.2(\epsilon)}^2 + M_{изг.2(z)}^2} = \\ &= \sqrt{0,75[P_{np}(l_0 + 0,5\epsilon) - Q \cdot R]^2 + (P_{fm} \cdot l_2)^2 + (Q \cdot l_2)^2} \end{aligned}$$

При отсутствии контакта в точках С, С₁ (см. рис. 1а)

$$M_{np,2}^0 = \sqrt{0,75M_{кр.р}^2 + M_{изг.2(\epsilon)}^2} = \sqrt{0,75(P_{np} \cdot l_0)^2 + (P_{fm} \cdot l_2)^2}.$$

P_{fm} -усилие на опорном катке при его максимальном ходе f_m , когда еще нет "пробоя" подвески.

Для сечения 3-3

$$\text{Контакт в точке С } M_{np,3} = M_{изг.3(\epsilon)} = P_{np}(l_3 - 0,5\epsilon) + Q \cdot l_6;$$

$$\text{Контакт в точке С}_1 \quad M'_{np,3} = M'_{изг.3(\epsilon)} = P_{np}(l_3 + 0,5\epsilon) - Q \cdot l_6;$$

При отсутствии контактов в точках С, С₁ (см. рис. 1а)

$$M_{np,3}^0 = M_{изг} = P_{np} \cdot l_3.$$

Определим уровень напряженного состояния балансира путем сравнения приведенных моментов M_{np} , M'_{np} с M_{np}^0 при следующих исходных данных:

$$\begin{aligned} P_{np} &= (8...10)P_{кк} \approx 9P_{кк} = 9 \cdot 10291 = \\ &= 92625H (P_{кк} \approx \frac{0,95G}{2n_k} \approx \frac{0,95 \cdot 130000}{2 \cdot 6} = 10291H) \end{aligned}$$

где G - вес машины с грузом, n_k - количество катков одного борта; $P_{fm} \approx \kappa_T f_m = 519 \cdot 33,59 = 17433H$; ($\kappa_T = 519H/см$ - жесткость подвески, $f_m = 33,59$ см [4]); $Q = P_{np} = 92625$ Н (вар. 1), $Q = P_{fm} = 17433$ Н (вар. 2); $l_0 = 14,5$ см, $l_1 = 9,0$ см, $l_2 = 30$ см, $l_3 = 22,5$ см, $l_6 = 36$ см, $R = 27$ см, $\epsilon = 13,6$ см.

В исходных данных для расчета заложены два значения усилия Q ($Q = P_{np} = 92625$ Н (вар.1) и $Q = P_{fm} = 17433$ Н (вар.2)).

Это сделано с целью определиться с диапазоном расчетных значений приведенных моментов, представляющих интерес с позиций нагруженности балансира.

Нижняя граница относится к варианту, когда величина усилия Q равна усилию P_{fm} , связанного с величиной максимально возможного хода f_m по прочности торсиона, верхняя- к варианту, когда усилие Q достигает величины P_{np} при "пробое" подвески.

По результатам, приведенных в табл., можно сделать выводы, что в рассматриваемом диапазоне значений P и Q перегруженность имеет место для всех опасных сечений в той или иной степени (наибольший перегруз –3,246 и 1,12 раза для сечения 1–1; 3,11 и 1,176 раза для сечения 2–2; 2,297 и 1,0 раза для сечения 3–3).

Перегруженность (недогруженность) балансира по сравнению с традиционной методикой.

Параметр сравнения	Q = R _{пр} = 92625 Н (вар. 1)			Q = P _{fm} = 17433 Н (вар. 2)		
	сечение			сечение		
	1-1	2-2	3-3	1-1	2-2	3-3
$\frac{M_{пр}}{M_{пр}^0}$	3,246	3,11	2,297	(0,807)	1,0	1,0
$\frac{M'_{пр}}{M_{пр}^0}$	1,244	2,55	(0,297)	1,12	1,176	1,0

В связи с этим традиционную методику определения расчетной нагруженности балансира нельзя признать удовлетворительной при существенном изменении конфигурации ходовой части гусеничного движителя.

Литература

1. Буров С.С. Конструкция и расчет танков. – М., Издание академии БТВ, 1973, - 601с. 2. Писарев В.П. Устойчивость гусеничного движителя быстроходного транспортного средства.–Харьков: ХГПУ, 1997,- 174с. 3. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988,- 736 с. 4. Платонов В.Ф., Белоусов А.Ф., Олейников Н.Г., Карцев Г.И. Гусеничные транспортные транспортеры–тягачи. – М., Машиностроение, 1978, - 351 с.

Поступила в редколлегию 15.09.2001

УДК 629.7.02-192:629:8.015.11

ИСПЫТАНИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ИЗДЕЛИЙ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

В.О.Повгородний

Национальный аэрокосмический университет "ХАИ", Харьков, Украина

All the results of the durability obtained are in conformity with normative-technical documents (the performance and technical specifications) and verified experimentally with cyclic durability (operational safety) tests by the sequential method following a sequence diagram, including disturbing factors, such as knocks, vibration, effect of cyclical summer and winter temperatures and normal conditions.

Designers have a chance of obtaining the information concerning operational durability (fail-safety). Then, the designers will decide on the further