

УДК 629.114.2.032.1–85

В.П.БОЙКОВ, канд.техн.наук,
Ч.И.ЖДАНОВИЧ (БПИ)

ВЛИЯНИЕ НОРМАЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ПНЕВМОГУСЕНИЦЫ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПО ДЛИНЕ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Одним из направлений снижения вредного воздействия ходовых систем тракторов и сельскохозяйственных машин на почву является использование пневмогусеничного движителя [1]. Экспериментальные исследования [2, 3] показали, что пневмогусеничный движитель по сравнению с металлической гусеницей обеспечивает более равномерное распределение создаваемых трактором удельных давлений и снижает пиковые нагрузки на почву.

Математическое описание, которое бы раскрывало механизм взаимодействия пневмогусеничного движителя с основанием и характер распределения удельных давлений, пока не существует.

Для выявления закономерностей распределения давления примем схему, предложенную проф. В.В.Гуськовым [4]. Рассмотрим пневмогусеничный движитель, состоящий из двух опорных катков и пневмогусеницы (рис. 1).

Прогиб пневмогусеницы между катками, а значит, и нормальное давление, действующее на пневмогусеницу между катками, обусловлены упругими де-

формациями грунта и пневмоэлементов гусеницы и определяются линейными закономерностями:

$$\text{для грунта} \quad q = ky_1, \quad (1)$$

где q – удельное давление; k – коэффициент объемного смятия; y_1 – осадка грунта;

для пневмогусеницы

$$q = c_2 y_2, \quad (2)$$

где c_2 – удельная нормальная жесткость пневмоэлементов; y_2 – нормальная деформация пневмоэлементов.

При совместном решении уравнений (1) и (2) принимаем $y = y_1 + y_2$. В результате получим

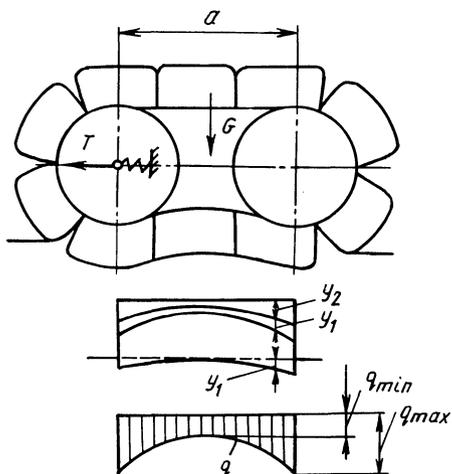


Рис. 1. Схема к выводу закона распределения давления по длине опорной ветви пневмогусеничного движителя.

$$q = k_{\text{пр}} y, \quad (3)$$

где $k_{\text{пр}}$ — коэффициент приведенной жесткости; y — суммарная деформация грунта и пневмоэлементов гусеницы.

Коэффициент приведенной жесткости зависит от коэффициента объемного смятия грунта и удельной нормальной жесткости пневмоэлементов гусеницы:

$$k_{\text{пр}} = \frac{k c_z}{k + c_z}.$$

Учитывая полученную линейную зависимость (3) и уравнения, выведенные в [4], получим следующие закономерности распределения удельных давлений по длине опорной поверхности пневмогусеницы:

$$q_{\text{max}} = \frac{k c_z G_i e^{\xi}}{2(k + c_z) \sqrt{\frac{k c_z b T}{2(k + c_z)} (e^{\xi} - 1)}}; \quad (4)$$

$$q_{\text{min}} = \frac{k c_z G_i}{2(k + c_z) \sqrt{\frac{k c_z b T}{2(k + c_z)} (e^{\xi} - 1)}}; \quad (5)$$

$$\xi = \frac{a}{2} \sqrt{\frac{2k c_z b}{T(k + c_z)}}, \quad (6)$$

где ξ — коэффициент относительной неравномерности распределения давлений по длине опорной поверхности; a — расстояние между катками; b — ширина пневмогусеницы; T — усилие натяжения пневмогусеницы; q_{min} — мини-

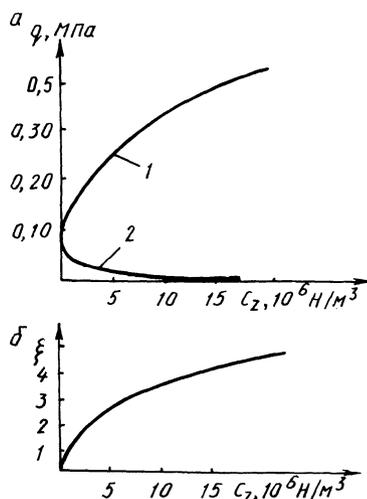


Рис. 2. Параметры распределения в зависимости от удельной нормальной жесткости пневмогусеницы:

a — удельные давления; b — коэффициент относительной неравномерности распределения давлений; 1 — максимальное давление; 2 — минимальное давление.

мальное удельное давление; G_i — часть массы трактора, приходящаяся на рассматриваемый участок пневмогусеницы; q_{\max} — максимальное удельное давление.

На рис. 2 приведены кривые, построенные по формулам (4)–(6) для пневмогусеничного движителя на суглинке при $k = 0,5 \cdot 10^6 \text{ н/м}^3$; $a = 0,3 \text{ м}$; $b = 0,4 \text{ м}$; $T = 10 \text{ кН}$; $G_i = 10 \text{ кН}$.

Из этого рисунка следует, что возрастание нормальной удельной жесткости пневмоэлементов гусеницы вызывает увеличение максимального удельного давления с асимптотическим приближением к его значению для абсолютно жесткой гусеницы. Минимальное удельное давление уменьшается, также асимптотически приближаясь к своему значению для абсолютно жесткой гусеницы. В соответствии с этим наблюдается рост неравномерности распределения давлений по длине пневмогусеницы.

Полученные зависимости могут быть использованы при теоретическом исследовании проходимости машин с пневмогусеничным движителем и выбора некоторых конструктивных параметров пневмогусеницы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скотников В.А., Янцов Н.Д. Сохранение плодородия почв при воздействии на них ходовых систем. — Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1982, № 8, с. 43–44. 2. Веселов Н.Б. Разработка ленточных пневматических гусениц и исследование взаимодействия системы движитель — полотно пути — транспортное средство: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1981. — 27 с. 3. Арамадеров Р.Т., Бочаров Н.Ф., Филишкин А.В. Движители транспортных средств высокой проходимости. — М., 1972. — 102 с. 4. Гуськов В.В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. — М., 1966. — 196 с.

УДК 629.114

В.В. ВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук (БПИ)

ЗАДАНИЕ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА В РАСЧЕТАХ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТРАНСМИССИЙ ТРАКТОРОВ

Расчеты долговечности деталей трансмиссий колесных машин могут быть выполнены вероятностным или детерминированным методами. Причем, обладающее распространение получил последний метод. Для выполнения расчетов необходимо выбрать нагрузочный режим деталей. Например, при детерминированных расчетах необходимо иметь плотность распределения $f(M)$ крутящего момента (нагрузки). В качестве постоянного расчетного крутящего момента M_p детали следует принять меньший из моментов, подсчитанных по двигателю M_d и по условиям сцепления колес M_c [1].

Влияние переменных нагрузок учитывается коэффициентами приведения режима переменных циклических напряжений к режиму циклического напряжения, соответствующего расчетной нагрузке. Эти коэффициенты называются коэффициентами пробега на разных передачах при расчетах долговечности де-