

И. И. Леонович, Л. А. Федоров, Л. Ф. Доронин

ВОЗДЕЙСТВИЕ ТЯЖЕЛЫХ И СВЕРХТЯЖЕЛЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ДОРОЖНЫЕ ОДЕЖДЫ С НЕЖЕСТКИМ ТИПОМ ПОКРЫТИЯ

Применение в народном хозяйстве автомобилей большой грузоподъемности позволяет обеспечивать высокую производительность труда и снижение себестоимости перевозок. Кроме этого, создаются благоприятные условия для доставки на строительные площадки, заводы, порты и другие пункты назначения крупногабаритных и тяжелых грузов. Но применение тяжелых и сверхтяжелых автомобилей, как показали обследования дорог, приводит к быстрому разрушению дорожных одежд, запроектированных в соответствии с инструкцией ВСН 46-60, согласно которой за расчетный автомобиль принимают схему нагрузок Н-13. Дело в том, что тяжелые и сверхтяжелые автомобили по сравнению с Н-13 имеют конструктивные особенности: большие осевые нагрузки, значительный диаметр отпечатка следа колеса, многоосность, небольшие межосевые расстояния, большие габариты ширины и т.д.

Для установления влияния конструктивных особенностей этих автомобилей на напряженно-деформативное состояние дорожной одежды, нами проводились экспериментальные и теоретические исследования.

Экспериментальные исследования проводились на протяжении ряда лет в грунтовом канале Белорусского технологического института на стенде Н-242 и на специально построенной опытной дороге. Стенд позволяет испытать дорожную одежду при различных скоростях движения, изменять нагрузку на колесо и давление на поверхность покрытия. В грунтовом канале были отработаны основные вопросы программы и методики полевых испытаний.

Конструкция дорожной одежды, которую испытывали на опытной дороге, состояла из трехслойного асфальтобетона толщиной 14 см, щебеночно-гравийной смеси толщиной 22 см и песчаного

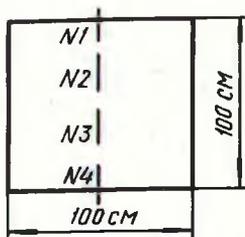


Рис. 1. Схема наклейки тензодатчиков для фиксации относительных деформаций на границе блока с покрытием.

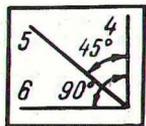
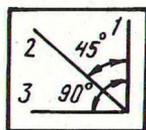
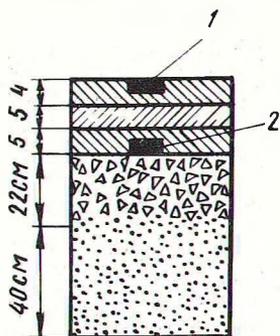


Рис. 2. Слева — схема укладки блоков в покрытие; справа — верхний блок с тензодатчиками 1—3; нижний блок с тензодатчиками 4—6.

подстилающего слоя толщиной 40 см. Для определения относительных деформаций использовались тензодатчики с базой 50 мм, которые наклеивались на асфальтобетонные блоки с размерами в плане 100 х 100 мм. Ранее в грунтовом канале института проверялось качество соединения блоков с покрытием. Для этого наклеивали тензодатчики № 1 и № 4, которые фиксировали относительные деформации, возникающие на границе блока с покрытием (рис. 1). Как показали осциллограммы, относительные деформации, зафиксированные тензодатчиками № 1, 2, 3 и 4, приблизительно одинаковы, что свидетельствует о монолитности покрытия.

На блоки, укладываемые в покрытие опытной дороги, наклеивалось по три тензодатчика (рис. 2).

Использование именно трех датчиков вызвано следующими соображениями.

Как известно, перевод деформаций, действующих в покрытии, в напряжения усложняется вследствие эффекта Пуассона. Если зависимость $\sigma = E \epsilon$ справедлива в направлении действия нагрузки, то она не может быть действительна в любом другом направлении. Так, например, под углом 90° к про-

дольной оси тензодатчика, где напряжение равно нулю, деформация равна $-\mu\epsilon$.

Максимальная и минимальная величины напряжения всегда находятся под прямым углом друг к другу, их направление и величина обычно имеют первостепенное значение.

Для плоского, т.е. двухосного напряженного состояния (асфальтобетонную плиту считаем как тонкую пластинку), уравнения для определения главных напряжений через главные деформации запишутся в виде:

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_x + \mu\epsilon_y); \quad (1)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{1-\mu^2} (\epsilon_y + \mu\epsilon_x). \quad (2)$$

Из уравнений (1) и (2) видно, что даже для определения одного из главных напряжений необходимо измерить обе главные деформации. Однако при проезде колеса на некотором расстоянии от створа с тензодатчиками или при определении напряжений под колесом с учетом воздействия соседних колес направление главных напряжений неизвестно.

Из теории упругости известно, что главные деформации определяются по деформациям, измеренным в любых трех направлениях, а зная их, можно определить максимальное нормальное напряжение по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{E}{2} \left\{ \frac{\epsilon_1 + \epsilon_2}{1-\mu} + \frac{1}{1+\mu} \sqrt{(\epsilon_1 - \epsilon_2)^2 + [2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)]^2} \right\}. \quad (3)$$

Угол между максимальным нормальным напряжением и осью датчика φ равен

$$\varphi_p = \frac{1}{2} \arctg \left[\frac{2\epsilon_2 - (\epsilon_1 + \epsilon_3)}{\epsilon_1 - \epsilon_2} \right]. \quad (4)$$

Для определения реактивных напряжений и коэффициента динамичности применяли мессдозы конструкции Д.С. Баранова. Мессдоза №7 устанавливалась заподлицо с покрытием, а №8 — на границе покрытия и основания.

Температуру в дорожной одежде и земляном полотне измеряли терморезисторами ММТ-4, а влажность — угольными датчиками.

Провода от всех датчиков были выведены в стационарную дорожную лабораторию, где производилось измерение и фикса-

ция показаний. Относительные деформации и реактивные давления через усилитель 8АНЧ-7М записывались на ленте осциллографа Н-700. Стационарная лаборатория позволяла круглогодично производить испытания.

Во время испытаний скорость движения изменялась от $v = 2$ км/ч до 35 км/ч. За статическое нагружение принимали минимально возможную скорость движения, которая была равна 2 км/ч.

Осциллограммы относительных деформаций ϵ и вертикальных сжимающих напряжений σ_z представлены на рис. 3. Как видно из осциллограмм, в связи с большой нагрузкой на колеса и малым межосевым расстоянием, колеса оказывают взаимное влияние на напряженно-деформативное состояние дорожной одежды, создаваемое каждым в отдельности. В результате этого влияния увеличивается время действия относительных деформаций и сжимающих напряжений, уменьшается скорость деформирования, изменяется коэффициент асимметрии цикла и другие показатели.

По данным Сильянова В.В., минимальные интервалы во времени между грузовыми автомобилями различных типов составляют: малой грузоподъемности — 2,4 с.; средней — 3,2 с.; большой — 4,1 с.

Таким образом, промежуток между воздействием на покрытие последующей оси многоосных сверхтяжелых автомобилей в несколько раз меньше, чем при движении обычных автомобилей с минимальным интервалом.

Кроме относительных деформаций и сжимающих напряжений, для оценки прочности дорожной одежды определяли кривизну покрытия.

Пользуясь механическим тензомером конструкции А.О.Салля, который при установлении индикатора по середине базы работает как флексометр, измеряли прогиб и по нему вычисляли радиус кривизны покрытия

$$\rho = \frac{L^2}{8f},$$

где L — база тензометра; f — прогиб, фиксируемый индикатором.

Измеренный радиус кривизны покрытия составлял около 470 м, что свидетельствовало о хорошем состоянии дорожной одежды. Для контроля показаний приборов, зная радиус кривизны ρ и применив гипотезу сохранения нормали при изгибе ас-

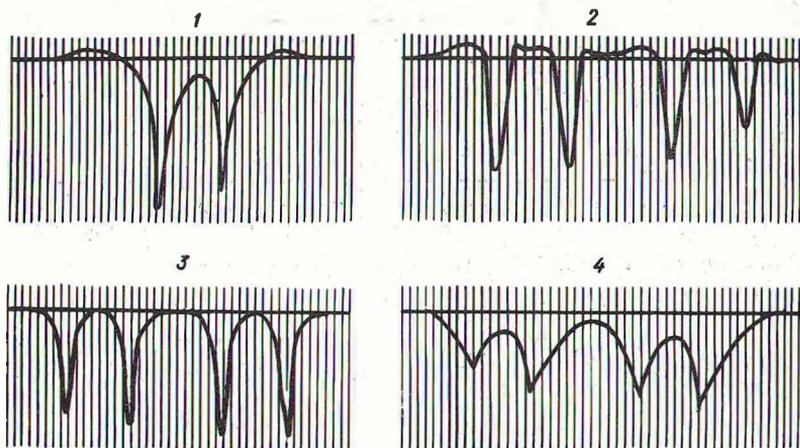


Рис. 3. Характер распределения относительных деформаций и реактивных давлений: 1—относительные радиальные деформации под двухосным полуприцепом $v = 10$ км/ч, датчик № 1; 2—относительные радиальные деформации под четырехосным автомобилем $v = 5$ км/ч, датчик № 1; 3 — реактивные давления под четырехосным автомобилем $v = 10$ км/ч, мессдоза № 8; 4 — относительные тангенциальные деформации под четырехосным $v = 5$ км/ч, датчик № 3.

фальтобетонного покрытия, вычисляли относительную деформацию ϵ покрытия, значение которой сравнивали с величиной относительной деформации, зафиксированной механическим тензосметром. Сходимость была удовлетворительной.

Для определения эквивалентных нагрузок на одиночное колесо был разработан метод, основанный на теории слоистых сред (рассматривалась двухслойная система). Исследуя влияние различных факторов на эквивалентную нагрузку на одиночное колесо, определяемую на основании критериев: равных прогибов на нижней поверхности покрытия W и реактивных давлений P , установили, что эквивалентная нагрузка зависит от толщины покрытия h , диаметров отпечатков следов колес D , относительной эквивалентной толщины $\frac{h_2}{P}$, расстояния между колесами, соотношения модулей покрытия и основания. В основу метода положены формулы М.Б. Корсунского для определения прогибов и реактивных давлений от действия одного колеса.

Реактивное давление P_{01} в точке 1 (под центром колеса № 1 от действия колеса № 1) равно

$$P_{01}^1 = \frac{q_1}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{э1}}{D} \right)^2} \cdot \quad (5)$$

Реактивное давление в точке 1 от колеса №2

$$P_{01}^2 = \frac{q_2}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{э2}}{D} \right)^2} \left[\frac{1}{1 + \pi \left(\frac{r_2}{R^2} \arctg \frac{D_2}{h_{э2}} \right)^2} \right] \cdot (6)$$

Реактивное давление в точке 1 от колеса №3

$$P_{01}^3 = \frac{q_3}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{э3}}{D} \right)^2} \left[\frac{1}{1 + \pi \left(\frac{r_3}{R^2} \arctg \frac{D_3}{h_{э3}} \right)^2} \right] \cdot (7)$$

Реактивное давление в точке 1 от n-го колеса

$$P_{01}^i = \frac{q_i}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{эн}}{D_n} \right)^2} \left[\frac{1}{1 + \pi \left(\frac{r_i}{R_i^2} \arctg \frac{D_n}{h_{эн}} \right)^2} \right] \cdot (8)$$

Таким образом, реактивное давление P_{01} в точке 1 под первым колесом с учетом влияния соседних колес равно

$$P_{01}^k = \frac{q_1}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{э1}}{D_1} \right)^2} + \frac{q_2}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{э2}}{D_2} \right)^2} \left[\frac{1}{1 + \pi \left(\frac{r_2}{D_2} \arctg \frac{D_2}{h_{э2}} \right)^2} \right] + \frac{q_i}{1 + 1,85 \left(\frac{h_{эн}}{D_n} \right)^2} \frac{1}{1 + \pi \left(\frac{r_n}{R_n} \arctg \frac{D_n}{h_{эн}} \right)^2} \cdot (9)$$

Для наших автомобилей удельное давление в шинах P во всех колесах одинаково и диаметры отпечатков следа колес D равны, т.е.:

$$\begin{aligned} q_1 &= q_2 = \dots = q_n; \\ D_1 &= D_2 = \dots = D_n. \end{aligned}$$

Обозначив $\frac{\pi}{R^2} \arctg \frac{D}{h_э}$ через α , формулу (9) можно представить:

$$P_{01}^k = P_0 \left(1 + \sum_{i=2}^n \frac{1}{1 + \alpha r_i^2} \right). \quad (10)$$

Прогиб под колесом №1 в точке 1 с учетом влияния соседних колес будет равен

$$W_{01}^k = \frac{1,43q_1 D_1}{E_{01}} \left(1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{h_{\Sigma 1}}{D_1}\right) + \frac{1,43q_2 D_2}{E_{02}} \left[\left(1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{h_{\Sigma 2}}{D_2}\right) \times \right. \\ \times \frac{1}{1 + 0,67 \left(\frac{r_2}{R_2} \arctg \frac{D_2}{h_{\Sigma 2}}\right)^2} + \dots + \frac{1,43q_n D_n}{E_{0n}} \left[1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{h_{\Sigma n}}{D_n} \times \right. \\ \left. \left. \times \frac{1}{1 + 0,67 \left(\frac{r_n}{R_n} \arctg \frac{D_n}{h_{\Sigma n}}\right)^2} \right] \right]. \quad (11)$$

Обозначив $b = \frac{0,67}{R^2} \arctg^2 \frac{D}{h_{\Sigma}}$ и учитывая, что в нашем случае $q_1 + q_2 = \dots = q_n$; $D_1 + D_2 = \dots = D_n$, формула (11) примет вид

$$W_{01}^k = W_0 \left(1 + \sum_{i=1}^n \frac{1}{1 + b r_i^2} \right). \quad (12)$$

С учетом влияния соседних колес давление на поверхность покрытия под колесом № 1

$$q^n = P_{01}^k \left(1 + 1,85 \frac{h_{\Sigma}^n}{D^n} \right)^2. \quad (13)$$

Прогиб под колесом в точке 1, вызываемый колесом № 1 с "новыми" параметрами q^n и D^n будет равен

$$W_{01}^k = \frac{1,43q^n D^n}{E_0^n} \left(1 - \frac{2}{\pi} \arctg \frac{h_{\Sigma}^n}{D^n} \right). \quad (14)$$

Решая совместно уравнения (13) и (14) графическим путем, найдем численные значения величины P^n и D^n .

Таким же способом можем определить "новые" параметры остальных колес. Расчет асфальтобетонного покрытия на прочность ведут с учетом усталостных явлений, возникающих от многократных приложений нагрузки. В связи с этим нас интересуют не только максимальные напряжения, возникающие под центром колеса, но и напряжения, возникающие на расстоянии от центра приложения нагрузки.

С учетом влияния соседних колес (в зависимости от расстояния между ними и конструкции дорожной одежды) изменится не только вид относительных деформаций ϵ_r и ϵ_G , как мы

видели на осциллограммах (см. рис. 3), но и величина, и направление главных напряжений.

Для вывода формул по определению максимальных напряжений на расстоянии воспользуемся следующими формулами теории упругости:

$$\sigma_r = \frac{E_1}{1-\mu_1^2} (\epsilon_r + \mu_1 \epsilon_\theta); \quad (15) \quad \sigma_x = \sigma_r \cos^2 \theta + \sigma_\theta \sin^2 \theta; \quad (17)$$

$$\sigma_\theta = \frac{E_1}{1-\mu_1^2} (\epsilon_\theta + \mu_1 \epsilon_r); \quad (16) \quad \sigma_y = \sigma_r \sin^2 \theta + \sigma_\theta \cos^2 \theta; \quad (18)$$

$$\tau_{xy} = (\sigma_r - \sigma_\theta) \sin \theta \cos \theta. \quad (19)$$

М.Б. Корсунским применительно к дорожным одеждам даны формулы для определения относительных радиальных ϵ_r и тангенциальных ϵ_θ деформаций от действия одного колеса:

$$\epsilon_r = \epsilon_{\max} \frac{1-3kr^2}{(1+kr^2)^3}; \quad (20)$$

$$\epsilon_\theta = \epsilon_{\max} \frac{1}{(1+kr^2)^2}, \quad (21)$$

где ϵ_{\max} — максимальное относительное удлинение, возникающее под центром круга, равновеликого отпечатку следа колеса.

$$k = \frac{0,67}{R^2} \arctg \frac{D}{h_3}.$$

Рассмотрим случай, когда на покрытие действуют два колеса, параметры которых одинаковы, и определим максимальные растягивающие напряжения от действия этих колес в произвольной точке М.

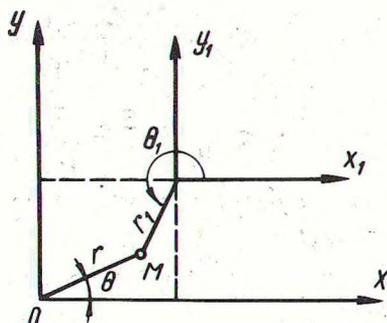
В центрах кругов, по которым распределены нагрузки от колес, выберем две системы координат так, чтобы соответствующие оси были параллельны, причем оси абсцисс были направлены вдоль движения автомобиля (рис. 4).

Выбор таких систем координат обусловлен удобством вычислений

$$\sigma_x' = \sigma_x + \sigma_{x_1}, \quad (22)$$

где σ_x и σ_{x_1} — напряжения в точке М от соответствующих колес.

Рис. 4. Расположение системы координат для определения максимальных растягивающих напряжений от действия двух колес в произвольной точке М.



Соответственно получим:

$$\sigma_y' = \sigma_y + \sigma_{y_1}; \quad (23)$$

$$\tau_{xy}' = \tau_{xy} + \tau_{x_1y_1}. \quad (24)$$

Используя формулы (15) — (21), будем иметь:

$$\sigma_x + \sigma_y = \sigma_r + \sigma_G = \frac{E_1}{1-\mu} \frac{\epsilon_m(2-2kr^2)}{(1+kr^2)^3}; \quad (25)$$

$$\sigma_x - \sigma_y = (\sigma_r - \sigma_G) \cos 2\theta = \frac{E_1}{1+\mu_1} \frac{-4kr^2 \cos 2\theta}{(1+kr^2)^3}. \quad (26)$$

Откуда

$$\sigma_x = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{(1+kr^2)^2} \left[\frac{1-kr^2}{(1-\mu)(1+kr^2)} - \frac{\cos 2\theta}{1+\mu_1} \frac{2kr^2}{(1+kr^2)} \right]; \quad (27)$$

$$\sigma_y = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{(1+kr^2)^2} \left[\frac{1-kr^2}{(1-\mu)(1+kr^2)} + \frac{\cos 2\theta}{1+\mu} \frac{2kr^2}{(1+kr^2)} \right]. \quad (28)$$

Аналогично

$$\sigma_{x_1} = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{(1+kr_1^2)^2} \left[\frac{1-kr_1^2}{(1-\mu_1)(1+kr_1^2)} - \frac{\cos 2\theta_1}{1-\mu_1} \frac{2kr_1^2}{1+kr_1^2} \right]; \quad (29)$$

$$\sigma_{y_1} = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{(1+kr_1^2)^2} \left[\frac{1-kr_1^2}{(1-\mu)(1+kr_1^2)} + \frac{\cos 2\theta_1}{1+\mu} \frac{2kr_1^2}{1+kr_1^2} \right]. \quad (30)$$

Используя формулы (15—16) и (19—21) подобным же образом, получим:

$$\tau_{xy} = - \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 + \mu} \frac{2kr^2}{(1 + kr^2)^3} \sin 2\theta ; \quad (31)$$

$$\tau_{x_1 y_1} = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 + \mu_t} \frac{2kr_1^2}{(1 + kr_1^2)^3} \sin 2\theta_1 . \quad (32)$$

В результате преобразований формулы (22), (23), (24) примут вид:

$$\begin{aligned} \sigma'_x &= \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu^2} \left[\frac{(1 + \mu)(1 - kr^2) - 2k(1 - \mu)r^2 \cos 2\theta}{(1 + kr^2)^3} \right] + \\ &+ \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu^2} \left[\frac{(1 + \mu)(1 + kr_1^2) - 2k(1 - \mu)r_1^2 \cos 2\theta_1}{(1 + kr_1^2)^3} \right] ; \\ \sigma'_y &= \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu^2} \left[\frac{(1 + \mu)(1 - kr^2) + 2k(1 - \mu)r^2 \cos 2\theta}{(1 + kr^2)^3} \right] + \\ &+ \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu^2} \left[\frac{(1 + \mu)(1 - kr_1^2) - 2k(1 - \mu)r_1^2 \cos 2\theta_1}{(1 + kr_1^2)^3} \right] ; \end{aligned} \quad (33)$$

$$\tau'_{xy} = - \frac{2\epsilon_{\max} E_1}{(1 + kr^2)^2} \frac{1 - kr^2}{(1 - \mu)(1 + \mu)} + \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu} \frac{1 - kr_1^2}{(1 + kr_1^2)^3} . \quad (34)$$

Тогда

$$\frac{\sigma'_x + \sigma'_y}{2} = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{(1 + kr^2)^2} \frac{1 - kr^2}{(1 - \mu)(1 + kr^2)} + \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu} \frac{1 - kr_1^2}{(1 + kr_1^2)^3} ; \quad (35)$$

$$\frac{\sigma'_x - \sigma'_y}{2} = - \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 + \mu} \frac{2kr^2 \cos 2\theta}{(1 + kr^2)^3} - \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 + \mu} \frac{2kr_1^2 \cos 2\theta_1}{(1 + kr_1^2)^3} . \quad (36)$$

Наибольшее напряжение σ'_{\max} и его направление в точке М определим по известным формулам теории упругости:

$$\sigma'_{\max} = \frac{\sigma'_x + \sigma'_y}{2} + \sqrt{\frac{(\sigma'_x - \sigma'_y)^2}{4} + (\tau'_{xy})^2} ; \quad (37)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\tau'_{xy}}{\sigma'_{\max} - \sigma'_y} ,$$

где β — угол между осью ox и направлением напряжения

σ'_{\max} .

С учетом выражений (35) — (37) будет иметь такой вид

$$\sigma'_{\max} = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu} \left[\frac{1 - kr^2}{(1 + kr^2)^3} + \frac{1 - kr_1^2}{(1 + kr_1^2)^3} \right] +$$

$$+ 2k \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 + \mu} \sqrt{\left[\frac{r^2 \cos 2\theta}{(1 + kr^2)^3} + \frac{r^2 \sin 2\theta}{(1 + kr^2)^3} + \frac{r_1^2 \sin 2\theta_1}{(1 + kr_1^2)^3} \right]^2} \quad (38)$$

Формулу (38) можно записать в одной системе координат, например, в системе координат xoy .

Пусть $(x_0; y_0)$ — координаты точки o_1 в координатной системе xoy .

Тогда

$$r_1 = \sqrt{(x_0 - r \cos \theta)^2 + (y_0 - r \sin \theta)^2} \quad ; \quad (39)$$

$$\cos^2 \theta_1 = \frac{(x_0 - r \cos \theta)^2}{(x_0 - r \cos \theta)^2 + (y_0 - r \sin \theta)^2} \quad ; \quad (40)$$

$$\sin^2 \theta_1 = \frac{(y_0 - r \sin \theta)^2}{(x_0 - r \cos \theta)^2 + (y_0 - r \sin \theta)^2} \quad (41)$$

Подставив (39) — (41) в формулу (38), получим выражение суммарного напряжения в системе координат xoy

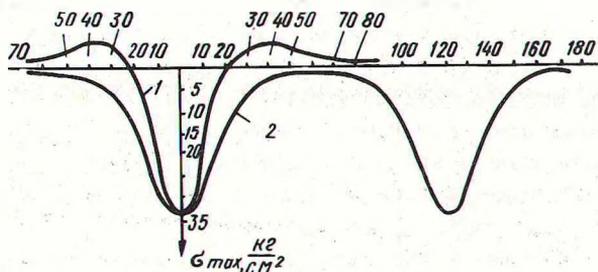


Рис. 5. Определение максимальных напряжений в асфальтобетонном покрытии: 1 — максимальные напряжения от действия одного колеса, подсчитанные по формуле М.Б. Корсунского; 2 — максимальные напряжения от действия двух колес, подсчитанные по формуле 42.

$$\sigma'_{\max} = \frac{\epsilon_{\max} E_1}{1 - \mu_1} \left\{ \frac{1 - kr^2}{(1 + kr^2)^3} + \frac{1 - k(x_0 - r \cos \theta)^2 - k(y_0 - r \sin \theta)^2}{[1 + k(x_0 - r \cos \theta)^2 + k(y_0 - r \sin \theta)^2]^3} \right\} +$$

$$+ \frac{2k \epsilon_{\max} E_1}{1 + \mu} \sqrt{\left[\frac{r^2 \cos 2\theta}{(1 + kr^2)^3} + \frac{(x_0 - r \cos \theta)^2 - (y_0 - r \sin \theta)^2}{[1 + k(x_0 - r \cos \theta)^2 + k(y_0 - r \sin \theta)^2]^3} \right]^2}$$

$$+ \frac{r^2 \sin 2\theta}{(1+kr^2)^3} + \frac{(x_0 - r \cos \theta)(y_0 - r \sin \theta)}{[1+k(x_0 - r \cos \theta)^2 + (y_0 - r \sin \theta)^2]^3} \quad (42)$$

На рис. 5 показана кривая максимальных напряжений, возникающих от действия двух колес, построенная по формуле (42).

Для сравнения нанесена кривая, построенная по формуле М.Б. Корсунского, для действия одного колеса.

Аналогичен вывод формулы при действии n колес

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n [\sigma_{x_i} + \sigma_{y_i}] + \sqrt{\frac{1}{4} \sum_{i=1}^n [\sigma_{x_i} - \sigma_{y_i}]^2 + \sum_{i=1}^n (\tau_{x_i y_i})^2}$$

В ы в о д ы

1. Как видно из экспериментальных и теоретических исследований, режим нагружения дорожной одежды тяжелыми и сверхтяжелыми автомобилями существенно отличается от воздействия нагрузки Н-13. В частности, время действия относительных тангенциальных деформаций от воздействия автомобилей данного типа в 10 и более раз превышает время контакта с покрытием колеса автомобиля Н-13.

2. За расчетный автомобиль необходимо принимать наиболее тяжелый из обращающихся на дороге и в расчет принимать напряженно-деформативное состояние, создаваемое автомобилем, а не одним колесом задней оси.

3. Решая вопрос о допустимых напряжениях и деформациях в конструктивных слоях дорожной одежды, необходимо учитывать фактический режим их нагружения тяжелыми и сверхтяжелыми автомобилями и в соответствии с этим производить исследования образцов материалов.

Л и т е р а т у р а

1. Корсунский М.Б. Основы теории расчета жестких дорожных одежд по предельным относительным удлинениям. Обоснование расчетных параметров для жестких дорожных покрытий. М., 1952. 2. Корсунский М.Б. Приближенный метод определения вертикальных смещений одежды и распределения давлений на подстилающий грунт в условиях пространственной зада-

чи. — Исследование прочности дорожных одежд. Под общей ред. проф. Орнатского Н.В. М., 1959. 3. Перри К., Лисснер Г. Основы тензометрирования. М., 1957. 4. Сильянов В.В. Пропускная способность автомобильных дорог. М., 1970.