

УДК 629.11.012.552.6.001.4

Маслов А.Г., Рудасёв В.Б.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ МАШИН
ДЛЯ ЗЕМЛЯНЫХ И ДОРОЖНЫХ РАБОТ**

Введение

В настоящее время широкое распространение получили машины для земляных и дорожных работ на пневмоколесном ходу. Преимущества данного класса машин перед техникой на гусеничном ходу очевидны: возможность эксплуатации на дорогах общего пользования без предварительной подготовки; меньшая масса машин; снижение расхода горюче-смазочных материалов; улучшенные условия работы водителей. К землеройным машинам, у которых в качестве ходового оборудования применяются пневматические колесные движители можно отнести: автогрейдеры; экскаваторы; погрузчики; бульдозеры и т.д. Связующим звеном между опорной поверхностью и машиной являются пневматические шины, передающие машине не только воздействие от дороги и направление движения, но и сообщающие ей тяговое усилие при выполнении работ по резанию и копанию грунта. Именно поэтому технические параметры землеройных машин непосредственно зависят от основных выходных характеристик пневматических шин. Улучшение этих характеристик приведет к повышению эксплуатационной производительности землеройной техники, что на сегодняшний день представляет значительный интерес.

Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния пневматических шин дорожно-строительного назначения

Пневматические шины, применяемые на машинах для земляных и дорожных работ, относятся к классу внедорожных, крупногабаритных шин, отличительной особенностью которых является многослойность конструкции.

В последнее время при разработке пневматических шин различного назначения используется математическая модель нелинейной моментной анизотропной многослойной оболочки с

учетом влияния деформаций поперечного сдвига и поперечного обжатия для всех слоев, в независимости от их толщины и механических характеристик [1]. Фрагмент данной оболочки представлен на рисунке 1.

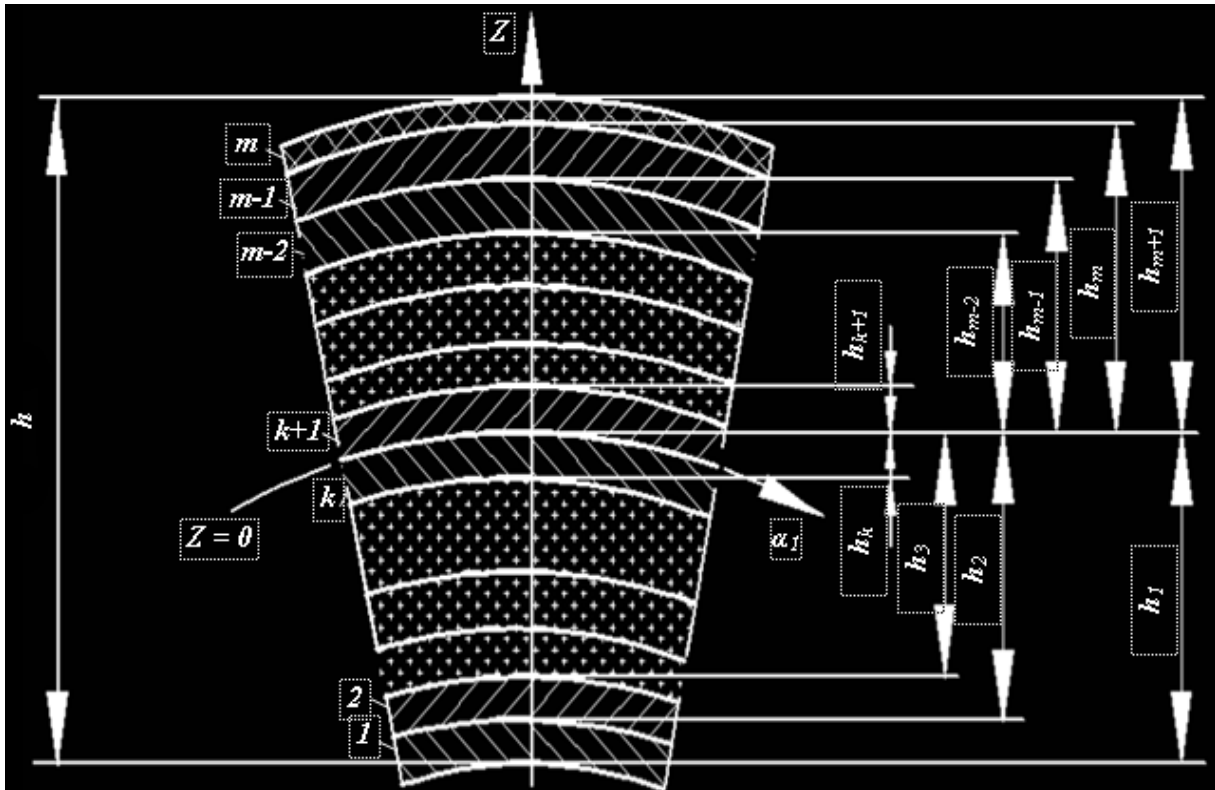


Рисунок 1 – Фрагмент многослойной анизотропной оболочки

В соответствии с принятой математической моделью оболочка подвергается действию нормальных q_3^+ , q_3^- и касательных q_i^+ , q_i^- , ($i = 1, 2$) нагрузок на верхней $z = h_{m+1}$ и нижней $z = -h_1$ поверхностях.

Положенные в основу принятой теории гипотезы разделяются на статические и кинематические. Изменение по толщине многослойной оболочки поперечных касательных напряжений в ортогональных направлениях α_i , моделируется при помощи статических гипотез:

$$\sigma_{i3} = G_{i3}(z) \cdot f_{i3}(z) \cdot \psi_i(\alpha_1, \alpha_2); \quad (i = 1, 2). \quad (1)$$

Также при помощи статических гипотез моделируется изменение поперечных нормальных напряжений, что не противоречит физической сути рассматриваемой задачи:

$$\sigma_{33} = q_3^+ \frac{h_{m+1} - z}{h} + q_3^- \frac{h_1 - z}{h} + \varphi(z) \cdot p(\alpha_1, \alpha_2). \quad (2)$$

Изменение поперечной деформации оболочки по толщине пакета слоев вдоль нормали $x_3 = z$, характеризуется кинематической гипотезой:

$$e_{33} = f_3(z) \cdot \psi_3(\alpha_1, \alpha_2). \quad (3)$$

В выражениях (1) - (3) деформации поперечного сдвига учитываются при помощи функций $\psi_1(\alpha_1, \alpha_2)$ и $\psi_2(\alpha_1, \alpha_2)$. Функции $\psi_3(\alpha_1, \alpha_2)$ и $p(\alpha_1, \alpha_2)$ позволяют учитывать поперечное обжатие. При помощи функций $f_1(z)$, $f_3(z)$, $\varphi(z)$ описываются законы распределения напряжений и деформаций по толщине пакета слоев. Закон изменения поперечных касательных напряжений, которому соответствует функция $f_1(z)$, получен на основе классической теории согласно гипотез Кирхгоффа-Лява [2].

Принятые гипотезы (1) - (3) позволяют построить геометрическую модель деформированного состояния оболочки, с учетом влияния деформации поперечного сдвига и обжатия.

Соотношение Коши [2] $e_{33} = u_3$ и гипотеза (3) позволяют путем интегрирования найти поперечные нормальные перемещения:

$$u_3(\alpha_1, \alpha_2, z) = w(\alpha_1, \alpha_2) + f_3(z) \cdot \psi(\alpha_1, \alpha_2), \quad (4)$$

где $w(\alpha_1, \alpha_2)$ - функция прогиба координатной поверхности, положение которой выбирается произвольно по толщине пакета слоев. В нашем случае удобно выбрать поверхность пневматической шины, контактирующей с опорной поверхностью. В соответствии с законом Гука и с гипотезой (1) имеем возможность определить деформации поперечного сдвига:

$$2e_{i3} = f_{i3}(z) \cdot \psi_i(\alpha_1, \alpha_2), \quad (i = 1, 2) \quad (5)$$

Интегрируя соотношения Коши, получаем выражения для определения тангенциальных перемещений:

$$u_i(\alpha_1, \alpha_2, z) = v_i(\alpha_1, \alpha_2) - A_i^{-1} z w_1 + f_1(z) \psi_i - f_3(z) A_i^{-1} \psi_3, \quad (i = 1, 2) \quad (6)$$

где $v_i(\alpha_1, \alpha_2)$ - тангенциальные перемещения координатной поверхности.

Выражения (4) - (6) формируют геометрическую модель деформированного состояния многослойной оболочки пневматической шины, с учетом нелинейного закона изменения тангенциальных перемещений по толщине всего пакета слоев.

Для определения перемещений в каждом слое необходимо составить систему дифференциальных уравнений высокого порядка. Решение подобных систем связано со значительными трудностями. Для решения подобной задачи целесообразно использовать численные методы, в частности, метод локальных вариаций [2].

Определение силы тяги колесного движителя

Одним из наиболее тяжелых и ответственных режимов работы машин для земляных и дорожных работ является тяговый режим. Эффективность работы машины в целом непосредственно зависит от эффективности выполнения операций в тяговом режиме.

В работе [3] исследованы характеристики пневмоколесного движителя при движении по прямолинейной траектории. Так как тяговое усилие, развиваемое колесом, определяется условиями сцепления пневматической шины с опорной поверхностью, то выражение силы тяги или равнодействующей элементарных сил трения в зоне контакта при полном буксовании колеса имеет вид:

$$T_{\varphi} = G_k A_1, \quad (7)$$

где G_k – вертикальная нагрузка на ось колеса, Н;

A_1 – коэффициент, зависящий от характеристик резины протектора и величины нормальных контактных напряжений [Ульянов];

$$A_1 = \mu_{c\ominus\sigma} - U\sigma, \quad (8)$$

где $\mu_{c\ominus\sigma}$ – условный коэффициент трения скольжения резины при полном буксовании;

U – угловой коэффициент, МПа⁻¹;

σ – нормальные контактные напряжения, МПа.

Выводы

Таким образом, определив при помощи математической модели величину нормальных контактных напряжений, σ , а также используя имеющиеся коэффициенты [3] для различных разновидностей опорной поверхности, имеем возможность рассчитать усилие тяги колесного движителя или равнодействующую элементарных сил трения в зоне контакта при тяговом режиме землеройной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скорняков Э.С. Крупногабаритные шины автомобилей и тракторов: Монография. – Днепропетровск: Пороги, 2000. – 263 с.
2. Амбарцумян С.А. Общая теория анизотропных оболочек. - М.: Наука, 1974. - 446 с.
3. Ульянов Н.А. и др. Самоходные колесные землеройно-транспортные машины // М.: «Машиностроение», 1976. 359 с.

Получено 01.02.07