

УДК 631.3: 631.352.4

©В.П. Ковбаса, д.т.н., А.В. Спирин, к.т.н., О.В. Цуркан, к.т.н.
Винницкий национальный аграрный университет

О ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ДЕФОРМИРУЕМОЙ ЛЕНТЫ ЗАЖИМНОГО ТРАНСПОРТЕРА СО СТЕБЛЕМ

В статье приводятся результаты исследований взаимодействия деформируемой ленты зажимного транспортера с деформируемым стеблем на основе решения контактной задачи взаимодействия двух упруго деформируемых тел несогласованной геометрической формы. Получены величины эквивалентных напряжений в зоне контакта в зависимости от модулей упругости двух тел, их геометрических форм и размеров. Эти значения могут использоваться для нахождения параметров и режимов движения зажимного транспортера путем сравнения их с пределом пластичности или пределом прочности стебля при проектировании зажимных транспортеров сельскохозяйственной или иной техники.

Постановка проблемы. Волокно конопли является ценным сырьем для лубяной промышленности. В последние годы на европейских территориях восстанавливается производство сырья для производства волокна (в частности технической конопли). Для уборки этой культуры по одной из технологий используются коноплеуборочные комбайны, в которых предусматривается захват и транспортирование стеблей в близком к вертикальному положению, т.е. к такому состоянию, в котором они скашиваются в период уборки. При этом возникает вопрос о необходимости надежного зажатия стебля в транспортере без его повреждения, которое может повлечь нежелательные последствия при последующей переработке сырья на заводе. Поэтому вопрос о взаимодействии транспортера со стеблем является актуальным, поскольку он тесно связан с выбором параметров и режимов работы коноплеуборочного комбайна, а также с вопросами проектирования самих комбайнов.

Анализ последних исследований и публикаций [1-3] показывает, что задача о захвате и удержании стебля в необходимом положении при отсутствии его повреждения до сих пор не нашла решения.

При анализе взаимодействия транспортера со стеблем конопли возникают две задачи, которые необходимо решить. Первая связана с кинематикой транспортерной ленты и не вызывает особых сложностей. Вторая задача связана с необходимостью надежной фиксации стебля

без повреждения самого стебля. Здесь возникает необходимость решения задачи контакта. Решению контактных задач посвящены работы классиков механики [1-3] и других. Вместе с тем, решение задачи о взаимодействии цилиндра (которым может быть формализован стебель) с полосой (которой формализуется лента) требует дополнительных исследований.

В связи с этим **целью исследований** является установление параметров и режимов зажатия стебля в зависимости от его механических свойств и материала транспортера.

Поэтому задачами исследований были: установление кинематической связи ленты транспортера с кинематическими характеристиками движения машины по полю; определение напряженного состояния в стебле с целью установления допустимой силы его зажатия.

Результаты исследования. В отношении первой из задач достаточно рассмотреть кинематические соотношения переносного движения машины и относительного движения транспортера. При этом должно быть выполнено условие, чтобы скорость стебля в переносном движении в проекции на направление движения машины была равна переносной скорости машины. Поэтому такая зависимость выглядит следующим образом:

$$u_t = u_m \cos \alpha, \quad (1)$$

где u_t – скорость транспортера, u_m – переносная скорость (скорость машины), α – угол наклона транспортера к поверхности поля.

Исходя из этого, возникает необходимость синхронизировать скорости движения машины и транспортера.

Вторая задача более сложна в решении и требует введения некоторых упрощений и допущений:

– стебель представляет собой конструкцию трубчатого поперечного сечения с постоянными (по рассматриваемой длине) внутренним и внешним диаметрами;

– материал стебля подчиняется закону упругости Гука;

– материал ленты транспортера подчиняется закону упругости Гука;

– поверхность контакта транспортера в зоне зажатия стебля плоская и имеет ограниченную ширину.

Для полевых машин в реальных условиях стебель, зажатый в транспортере, подвергается воздействию динамических сил, которые возникают при ускорениях машины P_m и воздействии ветровой нагрузки P_b .

Схема такого взаємодіяння показана на рис. 1.

Предположим, что в наихудшем варианте эти силы суммируются (случай, когда векторы сил совпадают по направлению). Точка приложения силы от действия динамических нагрузок находится в центре масс стебля и равна по величине $P_m = ma$, где m – масса стержня, приведенная к центру масс, который находится на расстоянии h_m от закрепления стебля, a – ускорение, которое при движении сельскохозяйственных машин не превышает g .

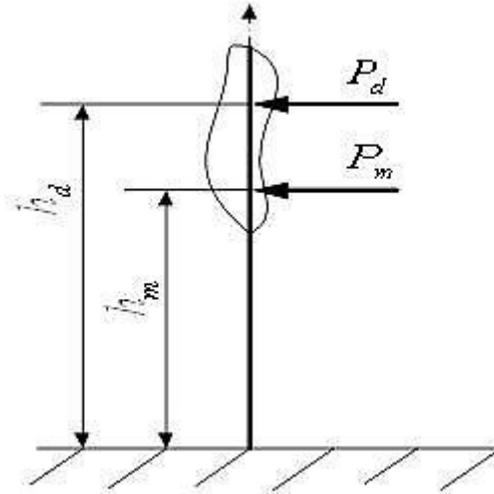


Рис. 1– Схема действия сил на зажатый в транспортере стебель

Центр массы стебля может быть определен из зависимости:

$$h_m = \frac{\iiint_V x \rho(x, y, z) dx dy dz}{\iiint_V \rho(x, y, z) dx dy dz},$$

где $\rho(x, y, z)$ – функция распределения плотности стебля по его объему, которая определяется экспериментально. Для практических применений h_m также может быть определена экспериментально.

Величина силы от действия ветровой нагрузки составляет:

$$P_d = k \rho_a v_a^2,$$

где $k = 2 \int f(x) dx$, $f(x)$ – функция, описывающая очертание сечения стебля (определяется экспериментально), ρ_a, v_a – плотность и скорость воздуха.

Центр приложения приведенной к точке силы от ветровой нагрузки находится в центре тяжести вертикального поперечного сечения, координата которого находится на расстоянии h_d от закрепления:

$$h_d = \frac{\int x f(x) dx}{\int f(x) dx}.$$

Силы динамического воздействия могут быть приведены к одной точке, которая находится на расстоянии $h = (P_d h_d + P_m h_m) / P$, где P – приведенная к одной точке суммарная сила.

Ранее определенные [4] компоненты напряжений в сечении стебля от действия такой силы выражаются зависимостями:

$$\begin{aligned} \tau_{xz} &= \frac{P(-y_0^2(-2+\nu) + r^2(2+3\nu) - z_0^2(2+3\nu))}{8J(1+\nu)}; \\ \tau_{xy} &= \frac{P y_0 z_0 (2+\nu)}{4J(1+\nu)}; \sigma_x = \frac{-P(h-x_0)z_0}{J}, \end{aligned} \quad (1)$$

где J – момент инерции трубчатого сечения стебля:

$$J = \frac{\pi D_c^4}{64} (1 - \alpha^4), \quad \alpha = \frac{d_c}{D_c}, \quad \text{где } D_c = 2r - \text{наружный диаметр стебля.}$$

Для случая изменяемого по длине стебля диаметра $r_c = r_0(1 - k x_0)$, где r_0 – половина диаметра стержня в нижнем сечении (y корня), $k \leq 1$ – коэффициент изменения сечения.

Взаимодействие ленты транспортера со стеблем может быть в первом приближении представлено как контакт двух цилиндров (рис. 2). При этом радиус кривизны стебля в направлении оси x – $R_{cx} = \infty$, а в направлении оси y – $R_{cy} = d/2$. Радиусы кривизны ленты транспортера в направлении осей x и y – $R_p = \infty$. Можно также принять упрощении о равенстве коэффициентов Пуассона материалов стебля и ленты транспортера. При таких допущениях область контакта будет приближаться к эллиптической с размерами вдоль оси x – a и вдоль оси y – b . Кривизна площадки зоны контакта в таком случае выражается зависимостями:

$$\frac{1}{R_{cx}^*} = \frac{1}{R_{cx}} + \frac{1}{R_{px}}; \frac{1}{R_{cy}^*} = \frac{1}{R_{cy}} + \frac{1}{R_{py}};$$

или с учетом принятых допущений:

$$\frac{1}{R_{cx}^*} = \frac{2}{d_c}; \frac{1}{R_{cy}^*} = 0; R^* = \frac{d_c}{2}.$$

Распределение давления по эллиптической области равно:

$$p(x, y) = p_0 \left(1 - \frac{y^2}{b^2} - \frac{x^2}{a^2} \right), \quad p_0 = \frac{3P_p}{(2\pi ab)},$$

где p_0 – максимальное давление в зоне контакта, P_p – сосредоточенная сила, которая действует со стороны ленты.

В зависимостях (2) индексы 0 при координатах означают, что эта система координат отлична от используемой на рис. 2. Зависимости (2) приведены для системы координат $Oxyz$, центр которой находится на оси симметрии сечения стебля.

Используя метод суперпозиции, эти напряжения могут быть просуммированы с напряжениями, возникающими от контактного взаимодействия ленты транспортера со стеблем.

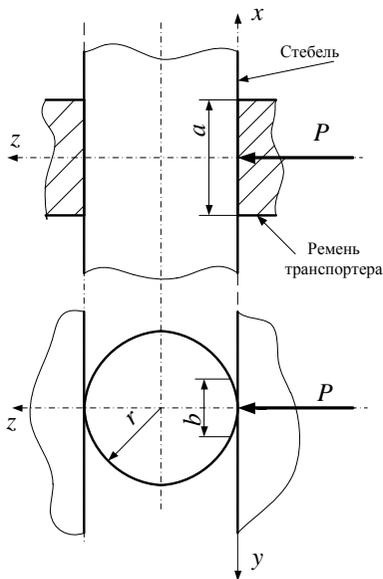


Рис. 2 – Схема зажатия стебля для определения его напряженного состояния

Напряжение, действующее на поверхности контакта лентастебель, согласно [1, 3]:

$$\sigma_{xk} = -p_0 \left(2\nu\gamma + \frac{(1-2\nu)\beta}{e^2} \left(1 - \beta\gamma - \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \left[\frac{ex}{a(1-\beta\gamma)} \right] - \frac{\beta\gamma}{be} \operatorname{arctg} \left[\frac{ey}{b(\beta+\gamma)} \right] \right) \right);$$

$$\sigma_{yk} = -p_0 \left(2\nu\gamma + \frac{(1-2\nu)\beta}{e^2} \left(\frac{\beta}{\gamma} - 1 + \frac{x}{ae} \operatorname{arcth} \left[\frac{ex}{a(1+\beta\gamma)} \right] + \frac{\beta\gamma}{be} \operatorname{arctg} \left[\frac{ey}{b(\beta+\gamma)} \right] \right) \right); \quad (2)$$

$$\tau_{xyk} = -p_0 \left(\frac{(1-2\nu)\beta}{e^2} \left(\frac{y}{a} \operatorname{arcth} \left[\frac{ex}{a(1+\beta\gamma)} \right] - \frac{x}{a} \operatorname{arctg} \left[\frac{ey}{b(\beta+\gamma)} \right] \right) \right),$$

$$p_0 = \frac{3P_k}{2\pi ab}; \quad e = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}}; \quad \beta = \frac{b}{a}; \quad \gamma = \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}};$$

$$b = \left(\frac{4P_k R_c}{\pi E_k} \right)^{\frac{1}{3}}; \quad E_k = \frac{E_c E_p}{E_c + E_p}; \quad R_c = \frac{d_c}{2}; \quad a = B\lambda; \quad \lambda \geq 1,$$

где B – ширина ленты транспортера, т.е. в направлении оси x , λ – коэффициент, который характеризует увеличение длины оси контакта по отношению к ширине ленты. В расчетах увеличение λ влечет за собой снижение величин компонент напряжений. Для иллюстрации влияния свойств материалов стебля и ленты, а также динамических величин на контактные напряжения в стебле можно привести графики (рис. 3), которые свидетельствуют о существенности влияния названных величин на напряжения.

При суммировании компонент напряжений (2) и (3) следует совместить начала координат, а именно: учесть то, что в (2) начало оси z находится в центре сечения стебля, а в (3) – на поверхности контакта. Таким образом, на поверхности контакта, где наблюдаются максимумы компонент напряжений τ_{xy} , σ_x величина $z_0 = d_c/2$.

Напряженное состояние в зоне контакта для определения предельной силы зажатия стебля может быть оценено по эквивалентному напряжению. При этом в зависимости (2) необходимо

принять, что $x_0 = x$; $y_0 = y$; $z_0 = d_c/2$. Эквивалентное напряжение определяется из зависимости:

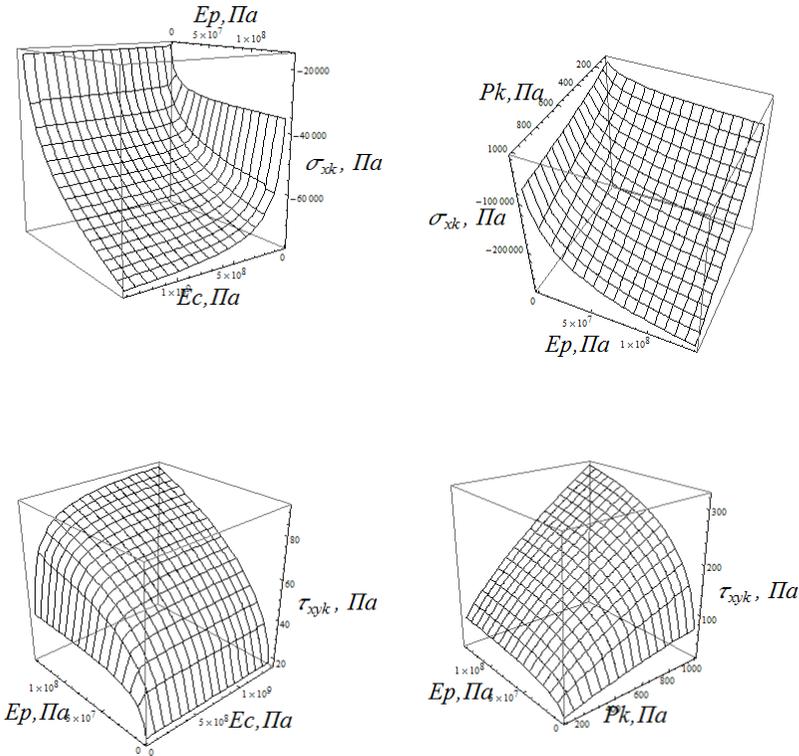


Рис. 3— Влияние силы зажатия лентой P_k и модулей упругости стебля E_c и ленты E_p на величину компонент контактных напряжений в стебле

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{xk} + \sigma_x)^2 + 4 \sqrt{\frac{\tau_{xy}^2 + \tau_{xyk}^2 + \tau_{xz}^2}{2}}}. \quad (3)$$

В развернутом виде выражение (4) имеет весьма громоздкий вид, поэтому можно проанализировать влияние усилия зажатия, параметров стебля, свойств материалов стебля и ленты транспортера, а также их размеров на напряженное состояние стебля по графической интерпретации этой зависимости (рис. 4).

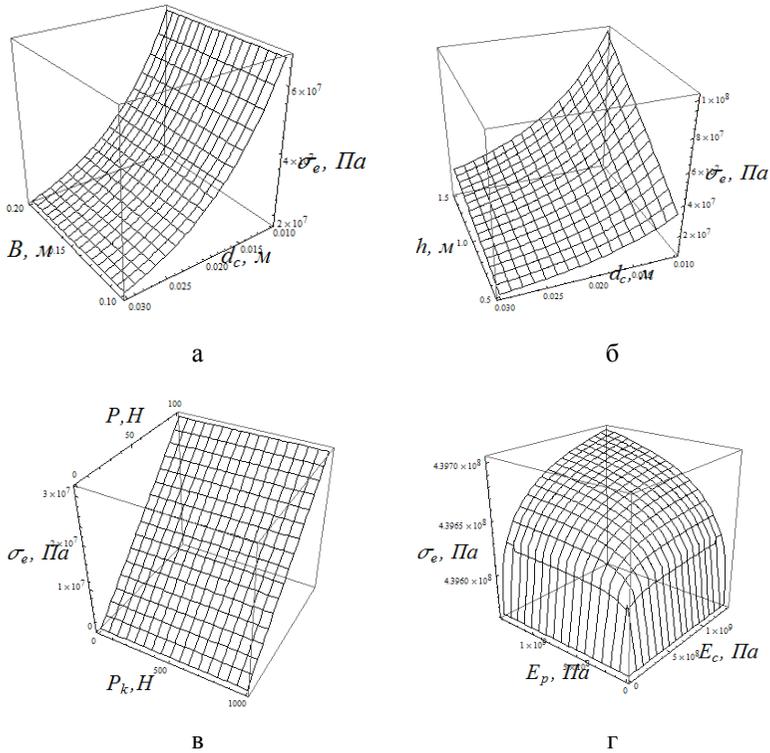


Рис. 4 – Графическая интерпретация зависимости эквивалентного напряжения от: а – диаметра стебля d_c и ширины ленты B , б – высоты приложения внешней нагрузки h и диаметра стебля d_c , в – силы внешней нагрузки P и силы зажатия лентой P_k , г – модулей упругости стебля E_c и ленты E_p

Анализ зависимости (4) позволяет сделать следующие выводы:

- наиболее существенное влияние на напряженное состояние стебля в месте зажима транспортера оказывает диаметр стебля d_c , а именно в стеблях с меньшим диаметром эквивалентное напряжение увеличивается;
- ширина ленты транспортера B не оказывает влияние на эквивалентное напряжение в месте зажатия стебля; величину этого параметра вероятно, нужно определять по условиям устойчивости стебля в зажатом состоянии;

– такие свойства, как модули упругости стебля E_c и ленты E_p , не оказывают существенного влияния на эквивалентное напряжение в стебле;

– из динамических величин на эквивалентное напряжение в стебле существенное влияние оказывает сила, приложенная к стеблю (динамическая и ветровая составляющие), в то время как сила зажатия стебля практически не влияет на напряжение.

Выводы. В результате проведенных исследований на основе решения контактной задачи двух деформируемых тел несогласованной формы установлены аналитические зависимости влияния свойств контактирующих тел и их геометрических форм и размеров на напряженное состояние стебля в зоне контакта, что позволяет путем сравнения полученных эквивалентных напряжений с пределом пластичности (прочности) материала стебля установить допустимые параметры ленты зажимного транспортера.

Литература

1. Александров В. М. Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями / В. М. Александров, Е. В. Коваленко. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 336 с.
2. Саверин М. М. Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальных и касательных нагрузок / М. М. Саверин. – М. - Л.: Машгиз., 1946. – 147 с.
3. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Ковбаса В. П. Об изгибе жестко заделанного прутка / В.П. Ковбаса, В.О. Гридякин, Л.М. Матюшенко // Вестник Челябинской государств. агроинженерной академии. – Т. 69. – Челябинск, 2014. – С. 45-50.