Электронный научно-производственный журнал
«АгроЭкоИнфо»
==========
УДК 631.316.022

Моделирование напряжено-деформированного состояния гибкого трубчатого элемента стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины с учетом переменной толщины стенки

Курпаченко А.В.

ООО «РН-Проектирование Добыча»

Аннотация

Статья посвящена решению задачи по разработке математической модели напряженно-деформированного состояния гибкого трубчатого элемента стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины с учетом переменной толщины стенки. Математическая модель реализована на основе полубезмоментной теории оболочек и позволяет рассчитывать стойки симметричные относительно плоскости, проходящей через центральную ось трубки. Компьютерная модель реализована для расчетов параметров стойки и их визуализации реализована в программе MATLAB. Показаны результаты расчетов гибких трубчатых элементов и сравнение результатов с известными экспериментальными данными по чувствительности и эквивалентным напряжениям. Компьютерная модель может быть использована при определении рациональных конструктивных параметров гибких трубчатых стоек с переменной толщиной стенки и проектировании новых конструкции рабочих органов со стойками данного типа.

Ключевые слова: ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩАЯ МАШИНА, РАБОЧИЙ ОРГАН, ГИБКИЙ ТРУБЧАТЫЙ ЭЛЕМЕНТ, СТОЙКА РАБОЧЕГО ОРГАНА

Введение

Обработка почвы является одной из самых энергоемких операций при производстве продукции растениеводства. Поэтому одной из ключевых проблем является снижение тягового сопротивления и расхода топлива при соблюдении агротехнических требований.

В этой связи выделяется несколько путей совершенствования конструкций рабочих органов почвообрабатывающих машин: применение вибрации, пружинных стоек рабочих органов, антифрикционных материалов, газовая смазка [1], биоподобная геометрия рабочих органов [2].

В качестве одного из путей совершенствования почвообрабатывающих машин является применение активных рабочих органов, с использованием гибких трубчатых элементов, которые являются исполнительным элементом мехатронных систем управления машиной. Основное преимущество - возможность перемещение рабочего органа в почве или вибрационное воздействие на почву под действием давления гидравлического масла во внутренней полости стойки [3].

В работе Кокошина С. Н. [3] впервые предложено применить гибкие трубчатые элементы в конструкциях стоек культиватора с изменяемой жесткостью. Применение конструкции в качестве исполнительного элемента системы. Автор использовал в конструкции трубки овального поперечного сечения, жесткость изменялась за счет эффекта деформации сечения трубки под действием давления.

В работах Маратканова А.А. [4,5] гибкие трубчатые элементы применены в качестве стоек рабочих органов для вибрационного культиватора, обоснованы режимы работы импульсной системы подачи давления. В конструкциях использованы трубчатые элементы овального поперечного сечения, которые не обладают достаточной жесткостью к действию сил сопротивления почвы.

В исследованиях Мударисова С.Г., Мартыненко А.С., Устинова Н.Н. [6] рассмотрены вопросы применения гибких трубчатых элементов с обратным соотношением осей в конструкции вибрационных рабочих органов глубокорыхлителя, обоснованы режимы работы для повышения эффективности работы. Анализ работы показывает низкую чувствительность стоек предложенных конструкций к действию пульсирующего давления, что снижает возможность выбора режимов обработки.

В работах Пирогова С.П. [7] рассмотрены вопросы, связанные с определением динамических характеристики гибких трубчатых элементов разных конструкций: частот собственных колебаний, амплитудно-частотных характеристик.

В рассмотренных исследованиях в качестве конструктивных решений стоек почвообрабатывающих машин в виде трубчатых элементов рассматривались стойки с

трубчатыми сечениями с постоянной толщиной стенки. Вместе с тем, изменение геометрии поперечного сечения стоек, в том числе за счет изменения толщины стенки, позволяет расширить возможности изменения характеристик для применения в конструкциях почвообрабатывающих и посевных машин.

Цель работы – разработка математической модели напряженно-деформированного состояния гибкого трубчатого элемента стойки рабочего органа культиватора с учетом переменной толщины стенки.

Материалы и методы исследований.

Для описания напряженно-деформированного состояния стойки с переменной толщиной стенки используем систему дифференциальных уравнений полубезмоментной теории оболочек [4, 8]:

$$\left.\begin{aligned} \left(\frac{1}{t}\overset{\bullet}{\psi}\right)^{\bullet} - \mu\vartheta\cos\alpha = -m\sin\alpha, \\ \left(t^3\overset{\bullet}{\vartheta}\right)^{\bullet} + \mu\psi\cos\alpha = -q\ \ p^{\circ}. \end{aligned}\right\}. \qquad (1)$$

Система уравнений (1) позволяет рассчитать трубку, для которой плоскость η=0, π является плоскостью симметрии формы поперечного сечения и его деформации при действии равномерного нормального давления.

Здесь ψ и ϑ функции, определяющее напряженно-деформированное состояние, определяются следующим образом:

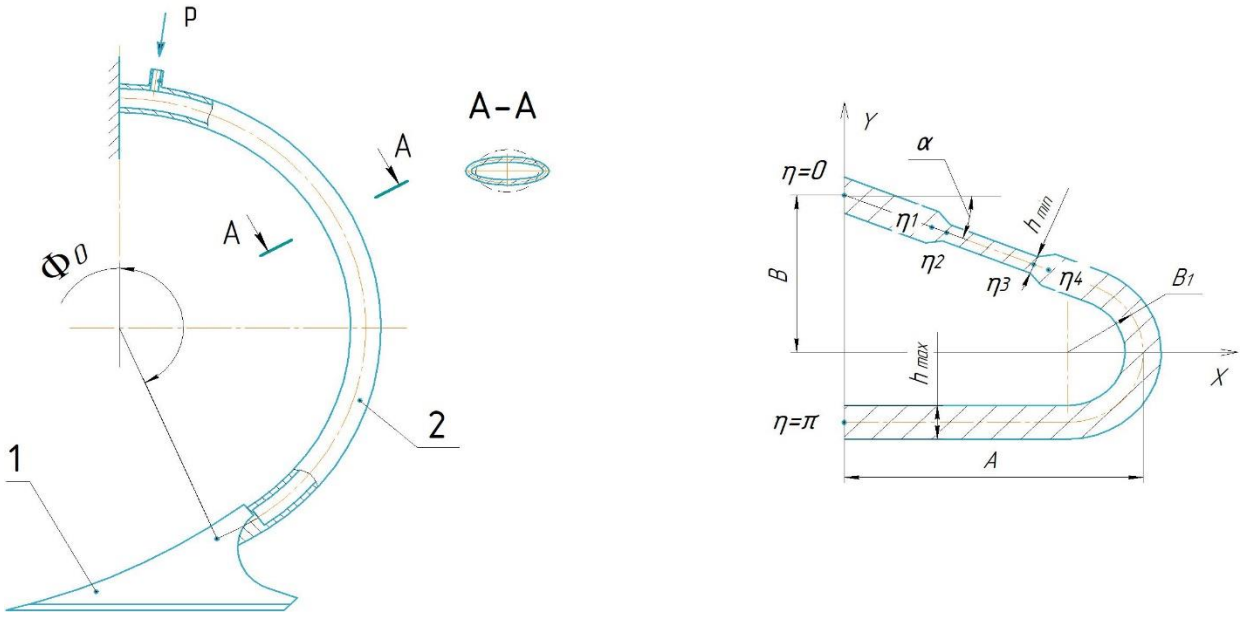
$$\psi(\eta) = \sqrt{12(1-\nu^2)}\frac{b}{Eh_m^2}\int_0^{\eta} T_1(\eta)d\eta\,, \qquad \vartheta(\eta) = \alpha(\eta) - \alpha^*(\eta)\,. \qquad (2)$$

где ν – коэффициент Пуассона материала стойки; E – модуль упругости материала стойки; h_m– толщина стенки в точке с координатой $\eta=\pi/2$. Здесь и ниже принято $b = \Pi/2\pi$, где Π– периметр поперечного сечения срединой поверхности трубки.

Параметры q, μ и m, учитывающие соответственно нормальное давление p и геометрию продольной оси, определяются следующим образом:

$$q^{\circ} = q = 12(1-\nu^2)\frac{pb^3}{Eh_m^3}, \quad \mu = \sqrt{12(1-\nu^2)}\,\frac{b^2}{R_m h_m}, \quad m = \mu^* - \mu\,. \tag{3}$$

Перерезывающая сила в сечении с b=1 от единичной нагрузки, представлена в (1) функцией p°.



а) б)

Рис. 1. Расчётные схемы рабочего органа со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента: а –схема гибкого трубчатого элемента; б – схема поперечного сечения с переменной толщиной стенки

Относительная толщина стенки $t(\eta)$ зависит от закона изменения толщины стенки по периметру сечения и определяется следующим образом:

$$t(\eta) = h(\eta)/h_m\,,$$

где $h(\eta)$ – толщина стенки сечения.

В уравнениях (1) форму средней линии поперечного сечения задается посредством угла α(η) (рис.1) . Для сечения симметричного относительно одной оси (рис. 1, б) определим угол α(η). При этом выражая значения угла α(η) через геометрические размеры сечения получим:

$$\alpha(\eta)=\begin{cases}\alpha_1=\operatorname{arctg}\left(\dfrac{B-2B_1}{A-B_1}\right), & 0\le\eta\le\eta_1;\\ \alpha_2=\dfrac{b(\eta-\eta_1)}{B_1}, & \eta_1<\eta\le\pi/2;\\ \alpha_3=\pi-\dfrac{b(\eta_2-\eta)}{B_1}, & \pi/2<\eta\le\eta_2;\\ \alpha_4=\pi, & \eta_2<\eta\le\pi,\end{cases} \tag{4}$$

где

$$b=\frac{1}{\pi}\left(\sqrt{(B-2B_1)^2-(A-B_1)^2}+A+B_1(\pi-1)\right),$$

$$\eta_1=\frac{\sqrt{(B-2B_1)^2-(A-B_1)^2}}{b},\quad \eta_2=\frac{\sqrt{(B-2B_1)^2-(A-B_1)^2}-\pi B_1}{b}.$$

Функцию изменения толщины стенки определим на интервале $0\le\eta\le\pi$:

$$h(\eta)=\begin{cases}h_{\max} & 0\le\eta\le\eta_1\\ h_{\min}+(h_{\max}-h_{\min})(\eta_2-\eta)/(\eta_2-\eta_1) & \eta_1<\eta\le\eta_2\\ h_{\min} & \eta_2<\eta\le\eta_3\\ h_{\min}+(h_{\max}-h_{\min})(\eta-\eta_3)/(\eta_4-\eta_3) & \eta_3<\eta\le\eta_4\\ h_{\max} & \eta_4<\eta\le\pi\end{cases}, \tag{5.50}$$

где h_{max}, h_{min} – максимальная и минимальная толщина стенки сечения; η_1, η_2, η_3, η_4 – координаты, определяющие изменение толщины стенки по периметру сечения (см. рис.2).

Для численного решения системы (1) введем обозначения $\varphi=\frac{1}{t}\psi'$, $u=t^3\vartheta'$ и запишем систему уравнений (1) в виде:

$$\begin{cases}\varphi'=\mu\cos\alpha\,\vartheta-m\sin\alpha\\ u'=-\mu\cos\alpha\,\psi-qp\\ \psi'=t\varphi\\ \vartheta'=\dfrac{1}{t^3}u\end{cases}. \tag{6}$$

Система уравнений дополнена граничными условиями:

$$\begin{cases}\psi(0)=0\\ \vartheta(0)=0\end{cases},\ \begin{cases}\psi'(\pi)=0\\ \vartheta'(\pi)=0\end{cases}. \tag{7}$$

Для решения полученной задачи применим метод стрельбы [4], при этом краевая задача (6), (7) заменяется задачей Коши для системы уравнений (6) с начальными условиями, заданными в точке η=0:

$$\begin{cases}\psi(0)=0\\ \vartheta(0)=0\end{cases}, \begin{cases}\varphi(0)=c\\ u(0)=d\end{cases}. \quad (8)$$

В линейном приближении искомые функции представим в виде суммы двух частей пропорциональных соответственно параметру изменения кривизны m и параметру нормального давления q:

$$\psi = m\psi_m + q\psi_q, \quad (9)$$

$$\vartheta = m\vartheta_m + q\vartheta_q$$

Для решения уравнений сформирована программа в среде MATAB. Численное интегрирование задач Коши проводилось методом Рунге-Кутта 4 порядка точности.

Оотносительный угол раскрытия гибкого трубчатого элемента, определяющий его чувствительность к действию внутреннего давления, определяется по формуле:

$$\frac{\Delta\Phi}{\Phi p}=\frac{12(1-\nu^2)}{\mu E}\left(\frac{b}{h_m}\right)^3\frac{m}{q}. \quad (10)$$

Формулы для вычисления продольных и поперечных напряжений в любой точке наружного и внутреннего контура сечения имеют вид:

$$\frac{\sigma_1}{p}=\frac{b^2\sqrt{12(1-\nu^2)}}{h_m^2 t}\left(\frac{\psi'}{q}\right)\pm\sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}}\frac{bt}{h_m}\left(\frac{m}{q}\right)\cos\alpha\pm\frac{6t\nu b}{h_m}\left(-\frac{\vartheta'}{q}\right), \quad (11)$$

$$\frac{\sigma_2}{p}=-\mu\sin\alpha\frac{b}{h}\left(\frac{\psi}{q}\right)\pm t^2\nu\sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}}\frac{b}{h}\left(\frac{m}{q}\right)\cos\alpha\pm 6t^3\left(\frac{b}{h}\right)^2\left(-\frac{\vartheta'}{q}\right). \quad (12)$$

Результаты исследований

Для проверки формул проведем сравнение полученных результатов с опытными данными Пирогова С.П. [7] для четырёх образцов гибких трубчатых элементов с переменной толщиной стенки, изготовленных из латуни ($E=2\cdot10^6$ МПа) при $B=B_1$ [1]. Закон изменения толщины стенки определялся параметрами $\eta_1 = 0$, $\eta_2 = \eta_3 = 0$, $\eta_4=\pi/2$. Результаты сопоставления расчетной чувствительности по предложенной модели с

экспериментальными данными и результатами расчета энергетическим методом представлены в таблице 1.

Таблица 1. Сравнение полученных результатов с экспериментальными и расчетными данными по чувствительности

№	A, мм	B, мм	h_{max}, мм	h_{min}, мм	R_m, мм	Ф°	Относительный угол раскрытия $\Delta\Phi/(\Phi p)\cdot 10^{-2}$, 1/ МПа				
							Эксперимент	Расчет С.П. Пирогова [7]	Δ,%	Расчет по формуле	Δ,%
1	9,05	1,81	1,88	1,13	55,0	216	0,292	0,263	10,0	0,260	10,9
2	9,26	1,97	1,46	0,88	48,0	242	0,518	0,512	1,2	0,490	5,4
3	9,30	1,98	1,45	0,87	46,6	243	0,499	0,524	-5,0	0,500	-0,2
4	9,33	1,76	1,88	1,31	53,0	231	0,264	0,270	-8,2	0,266	-0,75
5	9,34	2,03	1,44	1,01	53,7	233	0,469	0,439	6,4	0,482	-2,77

Как видно из таблицы, расчет гибких трубчатых элементов с переменной по периметру толщиной стенки по изложенной выше методике, дает возможность оценить чувствительность с достаточно высокой точностью по сравнению с энергетическим решением. Среднее отклонение результата расчета энергетическим методом составляет 6,16%, при расчете по предлагаемой методике 3,9%.

В таблице 2 приведены параметры ряда гибких трубчатых элементов работы М.П. Шумского [9] для сравнения адекватности предложенной модели по эквивалентным напряжениям с учетом формул 11, 12.

Таблица 2. Расчетные параметры образцов гибких трубчатых элементов с переменной толщиной стенки

№	p, МПа	A, мм	B, мм	B_1, мм	h_{max}, мм	h_{min}, мм	R, мм	E, МПа
1	0,4	10,20	2,00	1,72	0,65	0,63	52,5	$1{,}2\cdot 10^6$
2	0,4	10,21	1,82	1,18	0,64	0,62	54,0	$1{,}2\cdot 10^6$
3	0,6	10,14	1,70	1,11	0,83	0,76	54,5	$1{,}2\cdot 10^6$
4	1	9,85	2,28	1,59	0,93	0,85	54,0	$1{,}2\cdot 10^6$

В таблице 3 приведено сравнение экспериментальных и расчетных данных по

эквивалентным напряжениям, полученных М.П. Шумским [9], с результатами, полученными при помощи предложенного решения. Напряжения в гибких трубчатых элементах, расчетные параметры которых приведены в таблице 2, были измерены при помощи проволочных тензодатчиков.

Таблица 3. Сравнение результатов с экспериментальными и расчетными данными по напряжениям

№ образца	Эквивалентное напряжение на концах большой оси сечения $\sigma_{экв}/p$, МПа				
	Эксперимент	Расчет методом Ритца [9]	Погрешность Δ,%	Расчет по предложенной модели	Погрешность Δ,%
1	1040	1250	-20,19	1082,7	-4,10
2	1136	1460	-28,52	1315	-15,75
3	1190	1530	-28,57	1325	-11,34
4	1256	1684	-34,07	1624,7	-29,29

Как видно из таблицы, погрешность расчета напряжений при расчете пружин методом Ритца во втором приближении лежит в интервале от -20,19 % до -34,07%, при расчете при помощи предложенного решения в интервале – от 4,10% до -29,29%. При этом среднее отклонение результатов расчета в первом случае составило 27,83%, во втором 15,12%. Анализируя результаты сравнения экспериментальных данных с расчетными данными следует отметить, что такая точность расчета вполне достаточна для практических расчетов стоек в первом приближении.

Выводы

Таким образом, разработана модель напряженно-деформированного гибкого трубчатого элемента стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины с учетом переменной толщины стенки с приемлемая для инженерных расчетов. Компьютерная модель может быть использована при определении рациональных конструктивных параметров гибких трубчатых стоек с переменной толщиной стенки и проектировании новых конструкции рабочих органов со стойками данного типа.

Список использованных источников:

1. Теоретическое обоснование длины прицепного устройства чизельного орудия с подачей в рабочие органы пульсирующего сжатого воздуха / И. Р. Рахимов, Д. А. Ялалетдинов, А. И. Сулейманов, А. А. Васько // АгроЭкоИнженерия. – 2026. – № 2(127). – С. 53-66. – DOI 10.24412/2713-2641-2026-2127-53-65. – EDN SEBSDY.

2. Фундаментальные основы бионического направления в земледельческой механике / Л. Ф. Бабицкий, И. В. Соболевский, В. Ю. Москалевич [и др.]. – Симферополь : Ариал, 2024. – 395 с. – ISBN 978-5-907914-81-0. – EDN TVLGRM.

3. Кокошин, С. Н. Результаты лабораторных исследований автоматической системы управления глубиной посева / С. Н. Кокошин, А. С. Кизуров // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2022. – № 3(95). – С. 134-140. – EDN MTYGXK.

4. Маратканов, А. А. Обоснование параметров рабочего органа культиватора со стойкой в виде гибкого трубчатого элемента : специальность 05.20.01 "Технологии и средства механизации сельского хозяйства" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / А. А. Маратканов. – Тюмень, 2015. – 140 с. – EDN YKLSRJ.

5. Устинов, Н. Н. Результаты определения крошения почвы при работе вибрационного культиватора / Н. Н. Устинов, А. С. Мартыненко, А. А. Маратканов // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2021. – № 5(91). – С. 85-88. – EDN ZCXJBY.

6. Исследование конструкции активного рабочего органа почвообрабатывающей машины со стойкой в виде пружины Бурдона / С. Г. Мударисов, Н. Н. Устинов, А. С. Мартыненко [и др.] // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2025. – № 4(76). – С. 148-156. – DOI 10.31563/1684-7628-2025-76-4-148-156. – EDN JFLZFZ.

7. Пирогов, С. П. Применение манометрических трубчатых пружин в сельскохозяйственной технике / С. П. Пирогов, А. Ю. Чуба. – Тюмень : Государственный аграрный университет Северного Зауралья, 2017. – 84 с. – EDN ZQYDZL.

8. Аксельрад Э.Л. Гибкие оболочки. – М.: Наука, 1976. – 249 с.

9. Шумский, М. П. Расчет и оптимальное проектирование манометрических пружин: специальность 05.00.00 диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук/ М.П. Шумский. - Томск, 1967. - 200 с.

Цитирование: Курпаченко А.В. Моделирование напряжено-деформированного состояния гибкого трубчатого элемента стойки рабочего органа почвообрабатывающей машины с учетом переменной толщины стенки [Электрон. ресурс] // АгроЭкоИнфо: Электронный научно-производственный журнал. – 2026. – № 5. – Режим доступа: http://agroecoinfo.ru/STATYI/2026/5/st_502.pdf DOI: https://doi.org/10.51419/202165502.